

CIPRIANO PIDATELLA

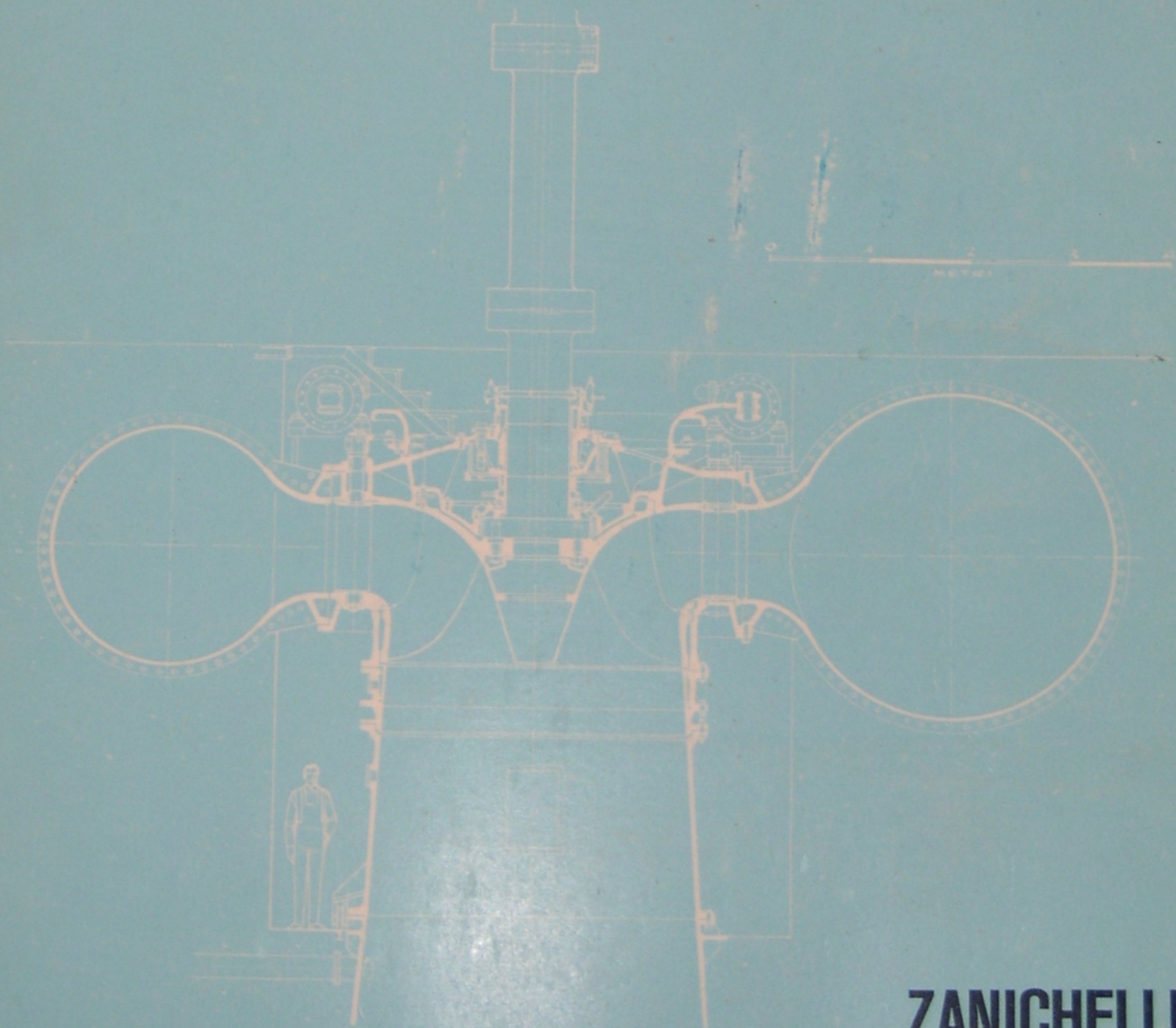
CORSO DI MACCHINE

1

IDRAULICA, MACCHINE IDRAULICHE E GENERATORI DI VAPORE

Con 70 esercizi risolti e altri 120 proposti per la soluzione.

Seconda edizione aggiornata con le unità di misura SI.



ZANICHELLI

1974, 1985, Nicola Zanichelli S.p.A., Bologna

... memorizzazione elettronica,
... alimentazione, totale o parziale,
... (compresi i microfilm e le copie fotostatiche)
... per tutti i Paesi.

... e ...

Prima edizione, aprile 1974

Seconda edizione, marzo 1985

Ristampa

16 17

2000

... Bologna
... Emilia
... Castel S. Pietro Terme
... Nicola Zanichelli Editore S.p.A.
... Bologna

CIPRIANO PIDATELLA

1

CORSO DI MACCHINE

IDRAULICA, MACCHINE IDRAULICHE E GENERATORI DI VAPORE

*Con 70 esercizi risolti e altri 120 proposti per la soluzione.
Seconda edizione aggiornata con le unità di misura SI.*

ZANICHELLI

Indice

Parte prima IDRAULICA

Introduzione allo studio delle macchine pag. 2
(tabelle nn. 1 e 2)

Capitolo Primo IDROSTATICA

1 Peso specifico e densità (tabelle nn. 3 e 4) . . . pag. 5
2 Caratteristiche dei fluidi » 7
3 Pressione atmosferica » 8
4 Pressione idrostatica » 10
5 Spinta idrostatica » 11
6 Leggi fondamentali » 12

Capitolo Secondo IDRODINAMICA

7 Regimi di corrente pag. 15
8 Equazione di continuità » 16
9 Teorema di Bernoulli per liquidi ideali . . . » 17
10 Formula di Torricelli » 19
11 Viscosità dei fluidi reali (tabella n. 5). . . » 19
12 Numero di Reynolds » 20

Capitolo Terzo CANALI E TUBAZIONI

13 Teorema di Bernoulli per liquidi reali . . . pag. 23
14 Corsi d'acqua a pelo libero » 24
15 Perdite di carico continue nei canali (tabella n. 6) » 25
16 Perdite di carico continue nelle condotte . . » 27
17 Formula di Darcy » 27
18 Perdite di carico accidentali nelle condotte (tabelle nn. 7, 8 e 9) . . . » 28

Capitolo Quarto IDROMETRIA

19 Misure di pressione pag. 32
20 Misure di velocità » 34
21 Misure di portata nelle condotte » 36
22 Venturimetro » 37
23 Boccagli e diaframmi (tabelle nn. 10 e 11) . . » 38
24 Misure di portata nei canali » 39

Capitolo Quinto FORONOMIA

25 Luci a battente in parete sottile (tabella n. 12) pag. 40
26 Luci a battente in parete grossa » 41
27 Luci a stramazzo » 42
28 Stramazzo Bazin » 43
29 Altri tipi di stramazzi » 44

Esercizi (in appendice) » 256

Parte seconda MACCHINE IDRAULICHE OPERATRICI

Capitolo Sesto CONCETTI FONDAMENTALI

30 Generalità pag. 48
31 Prevalenza » 48
32 Altezza di aspirazione » 51
33 Potenza utile e assorbita » 52
34 Rendimenti » 54

Capitolo Settimo POMPE ALTERNATIVE

35 Principio di funzionamento pag. 56
36 Tipi di pompe alternative » 58
37 Particolari costruttivi » 60
38 Dimensionamento di massima » 62
39 Avviamento e regolazione » 63

Capitolo Ottavo POMPE CENTRIFUGHE

40 Principio di funzionamento pag. 65
41 Triangoli di velocità » 66
42 Teoria elementare delle pompe centrifughe . . » 68
43 Numero di giri caratteristico » 70
44 Pompe multiple » 73
45 Pompe elicoidali » 76

Capitolo Nono POMPE CENTRIFUGHE (COMPLEMENTI)

46 Rendimenti pag. 79
47 Legge di affinità e curva caratteristica . . . » 80
48 Punto di funzionamento » 82
49 Dimensionamento di massima » 84
50 Particolari costruttivi » 86
51 Avviamento e regolazione » 90

Capitolo Decimo ALTRE MACCHINE OPERATRICI

52 Pompe volumetriche pag. 91
53 Pompe a capsulismi » 93
54 Macchine a getto » 95
55 Ruote per sollevamento » 97
56 Norie e coclee » 98
57 Macchine a miscuglio » 100

Esercizi (in appendice) 267

Parte terza MACCHINE IDRAULICHE MOTRICI

Capitolo Undicesimo UTILIZZAZIONE DELL'ENERGIA IDRAULICA

58 Generalità pag. 104
59 Salto geodetico e salto netto » 105
60 Rendimenti » 105
61 Potenza disponibile e potenza resa » 107
62 Impianti idroelettrici » 108
63 Opere di presa » 110

Capitolo Dodicesimo TURBINE IDRAULICHE

64 Il lavoro idraulico pag. 114
65 Triangoli di velocità » 115
66 Principio di funzionamento » 116
67 Grado di reazione » 117
68 Numero di giri caratteristico (tabella n. 13) . . » 118
69 Vari tipi di turbine » 119

Capitolo Tredicesimo TURBINE AD AZIONE

70 Turbina Pelton pag. 122
71 Velocità di massimo rendimento » 124
72 Dimensionamento di massima » 125
73 Particolari costruttivi » 127
74 Curve caratteristiche » 129
75 Regolazione ed arresto » 130

Capitolo Quattordicesimo**TURBINE A REAZIONE**

76	Turbina Francis	pag. 133
77	Velocità da massimo rendimento	" 135
78	Dimensionamento di massima (tabelle nn. 14 e 15)	" 137
79	Particolari costruttivi	" 139
80	Curve caratteristiche	" 142
81	Regolazione ed arresto	" 143

Capitolo Quindicesimo**ALTRE MACCHINE MOTRICI**

82	Turbine ad elica	pag. 146
83	Turbine Kaplan	" 147
84	Ruote a cassette	" 147
85	Ruote di fianco celeri	" 148
86	Ruote di fianco lente	" 150
87	Motrici a stantuffo	" 150
Esercizi (in appendice)		" 267

Parte quarta**LA PRODUZIONE DEL VAPORE D'ACQUA****Capitolo Sedicesimo****TERMOLOGIA**

88	Premesse	pag. 154
89	Calore e temperatura	" 154
90	Calore specifico (tabella n. 16)	" 156
91	Cambiamenti di stato fisico (tabelle nn. 17 e 18)	" 158
92	Il vapore d'acqua (tabelle nn. 19, 20 e 21)	" 160
93	Trasmissione del calore (tabella n. 22)	" 165

Capitolo Diciassettesimo**LA COMBUSTIONE**

94	Combustibili (tabelle nn. 23 e 24)	pag. 169
95	Potere calorifico (tabelle nn. 25 e 26)	" 171

96	Aria per la combustione (tabella n. 27)	pag. 173
97	Focolari	" 174
98	Tiraggio	" 183
99	Rendimento della combustione	" 185

Capitolo Diciottesimo**GENERATORI DI VAPORE**

100	Generalità	pag. 187
101	Caldaie a grandi volumi d'acqua	" 189
102	Caldaie a tubi di fumo	" 191
103	Caldaie a tubi d'acqua	" 194
104	Caldaie per alte pressioni	" 200
105	Caldaie speciali (tabella n. 28)	" 203

Capitolo Diciannovesimo**ACCESSORI DELLE CALDAIE**

106	Surriscaldatori	pag. 206
107	Economizzatori	" 208
108	Preriscaldatori d'aria	" 210
109	Accumulatori di vapore	" 212
110	Altri accessori delle caldaie	" 214
111	Calcolo di massima di un generatore	" 217

Capitolo Ventesimo**CONDOTTA DELLE CALDAIE**

112	Accensione delle caldaie	pag. 219
113	Analisi dei fumi	" 220
114	Alimentazione delle caldaie	" 222
115	Incrostazioni e corrosioni	" 224
116	Analisi delle acque	" 224
117	Depurazione delle acque	" 226
118	Regolazione automatica	" 229

Esercizi (in appendice) " 283

Sistema internazionale di unità di misura (tabella n. 29) " 232

Tavole fotografiche " 235

Appendice di esercizi " 257

Disegni costruttivi " 299

Indice delle tabelle

Tabella n. 1	Unità di misura di alcune grandezze meccaniche	pag. 3
" 2	Coefficienti di conversione fra le unità di misura di potenza	" 4
" 3	Densità (in kg/dm ³) di alcuni liquidi	" 6
" 4	Valori della densità e del volume specifico dell'acqua in funzione della temperatura	" 8
" 5	Conversione delle unità di misura della viscosità	" 21
" 6	Valori del coefficiente di rugosità (c) delle sponde	" 26
" 7	Perdite di carico continue nei tubi di acciaio	" 29
" 8	Valori del coefficiente (K) per il calcolo delle perdite accidentali	" 30
" 9	Nomogramma per la conversione delle perdite di carico accidentali in continue	" 31
" 10	Coefficiente di efflusso (μ) per diaframmi	" 38
" 11	Coefficiente di efflusso (μ) per bocchiglie	" 38
" 12	Valori del coefficiente di efflusso (μ) per bocche a battente di forma circolare	" 41
" 13	Tipi di turbine idrauliche in relazione al valore di "n _c "	" 119
" 14	Numero delle pale del distributore e della girante di una turbina a reazione	" 138
" 15	Coefficienti per il dimensionamento di una turbina Francis	" 139

Tabella n. 16	Calori specifici medi di alcune sostanze fra 0°C e 100°C	pag. 157
" 17	Punti critici di alcune sostanze	" 158
" 18	Grandezze caratteristiche del vapore d'acqua alle varie pressioni	" 159
" 19	Contenuto termico del vapore d'acqua alle varie pressioni	" 162
" 20	Calore specifico medio del vapore d'acqua surriscaldato alle varie temperature in funzione della pressione	" 161
" 21	Contenuto termico del vapore d'acqua surriscaldato	" 164
" 22	Valori del coefficiente di trasmissione totale (K)	" 166
" 23	Classificazione dei principali combustibili in base all'origine e allo stato fisico	" 169
" 24	Caratteristiche dei combustibili solidi e liquidi	" 170
" 25	Poteri calorifici di alcuni composti chimici	" 172
" 26	Poteri calorifici di alcuni combustibili solidi e liquidi	" 173
" 27	Valori pratici dell'eccesso di aria (e)	" 174
" 28	Caratteristiche dei principali tipi di caldaie industriali	" 205
" 29	Unità legali del SI	" 234

Abbreviazioni

m	metro
cm	centimetro
kg	kilogrammo
g	grammo
kgf	kilogrammo-forza
l	litro
s	secondo
min	minuto
h	ora
km	kilometro
N	newton
J	joule
Pa	pascal
at	atmosfera tecnica
atm	atmosfera fisica
ata	atmosfera (tecnica) assoluta
ate	atmosfera (tecnica) effettiva
m di c.a.	metri di colonna d'acqua
m di c.l.	metri di colonna liquida
mm Hg	millimetri di mercurio
mm H ₂ O	millimetri d'acqua
W	watt
kW	kilowatt
CV	cavallo vapore
K	kelvin
°C	grado Celsius

Multipli e sottomultipli del SI

prefisso	simbolo	
tera	T	(10 ¹²)
giga	G	(10 ⁹)
mega	M	(10 ⁶)
kilo	k	(10 ³)
etto	h	(10 ²)
deca	da	(10)
deci	d	(10 ⁻¹)
centi	c	(10 ⁻²)
milli	m	(10 ⁻³)
micro	μ	(10 ⁻⁶)
nano	n	(10 ⁻⁹)
pico	p	(10 ⁻¹²)

Simboli

a) Idraulica e macchine idrauliche

F	forza generica
P	peso
V	volume
γ	peso specifico
p	pressione
m	massa
g	accelerazione di gravità
ρ	densità
Q	portata volumetrica
q	portata unitaria
G	portata ponderale
μ	viscosità dinamica
ν	viscosità cinematica
n	numero di giri al minuto
n _c	numero di giri caratteristico
ω	velocità angolare
v	velocità relativa
c	velocità assoluta
u	velocità di trascinamento
Y	perdite di carico continue
Y _u	perdite di carico per unità di lunghezza
y	perdita di carico accidentale
h	carico idraulico o dislivello idraulico
H	prevalenza o salto
η	rendimento
L	lavoro
N	potenza
M	momento o coppia

b) Generatori e produzione di vapore

t	temperatura centigrada
T	temperatura assoluta
p	pressione
v	volume specifico
V	volume
Q	quantità di calore
h	tempo (in ore)
K	coefficiente di trasmissione totale
q	calore di riscaldamento
r	calore latente di vaporizzazione
x	titolo di vapore
C	calore specifico (liquidi o solidi)
C _p	calore specifico a pressione costante (gas)
C _v	calore specifico a volume costante (gas)
S	superficie
η	rendimento
I	contenuto termico
P _c	potere calorifico
G _v	produzione oraria di vapore
G _c	consumo orario di combustibile
M _f	massa di fumi prodotti da 1 kg di combustibile
A _t	quantità di aria (teorica) necessaria per bruciare 1 kg di combustibile
A _u	quantità di aria effettiva
e	eccesso di aria sul valore teorico

Introduzione allo studio delle macchine

Nel corso di meccanica è stata definita « l'energia » come l'attitudine di un corpo (o di una sostanza) a compiere un lavoro, lavoro che potrà essere realmente prodotto — e quindi più o meno integralmente utilizzato — disponendo di una opportuna « macchina » atta a convertire in lavoro meccanico l'energia disponibile, sfruttandola nella forma in cui essa si presenta. È noto infatti che l'energia può manifestarsi sotto forme molteplici (termica, idraulica, chimica, nucleare, elettrica, meccanica ecc.) alcune delle quali (termica, idraulica, nucleare) che possiamo definire « primarie » in quanto naturalmente esistenti, ed altre che chiameremo « secondarie » (o artificiali) essendo prodotte dall'uomo trasformando quelle naturali mediante macchine adatte. **Il principio della conservazione dell'energia ci consente infatti di affermare che quest'ultima è convertibile da una qualsiasi delle sue forme ad un'altra e che in tale trasformazione rimane costante la quantità di energia messa in gioco.** Questa affermazione appare, a prima vista, in contrasto con i risultati pratici, dai quali si rileva, al termine di ogni processo di trasformazione, un quantitativo di energia « utile » minore di quella inizialmente disponibile; il contrasto è però solo apparente se si tiene conto che l'energia mancante non è andata « distrutta »¹⁾ ma solo convertita in altre forme di energia secondaria (deformazione per urto, sviluppo di calore conseguente ad attriti ecc.) che non è possibile utilizzare industrialmente.

Dal punto di vista esclusivamente pratico, si conclude pertanto che è possibile — pur prevedendo una perdita più o meno sensibile — ottenere energia meccanica sfruttando sia le energie primarie sia quelle secondarie, oppure utilizzare l'energia meccanica sia per produrre altre energie secondarie sia per compiere un determinato lavoro.

Per chiarire le idee, basta riferirsi alla produzione di energia elettrica, generata, come è noto, da dinamo o alternatori azionati da motrici termiche (turbine a vapore, a gas, motori alternativi) o idrauliche (turbine Pelton Francis o elicoidali). Tale energia elettrica — che gode dell'invidiabile proprietà di essere trasmessa a distanza — potrà essere utilizzata per azionare dei motori elettrici con successiva produzione di energia meccanica, o di lavoro se i motori suddetti sono direttamente o indirettamente collegati a macchine operatrici qualsiasi (pompe, compressori, macchine utensili ecc.).

1. Il principio della conservazione dell'energia, espresso sotto altra forma, afferma che « nulla si crea e nulla si distrugge ».

Queste brevi considerazioni ci consentono di classificare — limitatamente ai fini del nostro corso — le macchine in due grandi categorie:

- a) **macchine motrici**, atte a produrre energia meccanica (sotto forma di moto di rotazione) utilizzando energia primaria; in relazione al tipo di questa, possiamo ulteriormente suddividerle in « **motrici idrauliche** » e « **motrici termiche** » poiché la macchina nucleare non è fine a se stessa ma solo un'apparecchiatura intermedia che converte l'energia nucleare in energia termica.
- b) **macchine operatrici** che utilizzano l'energia meccanica, prodotta da altre macchine motrici, per compiere un determinato lavoro; in questa categoria rientrano — sempre nei limiti suaccennati — le pompe, i compressori e gli impianti frigoriferi.

Ci occuperemo perciò prima dell'energia idraulica e delle relative macchine, poi dell'energia termica, ed infine di quella nucleare sulla quale ci limiteremo ad esporre alcuni concetti fondamentali.

* * *

Prima di intraprendere lo studio dell'idraulica, e successivamente delle relative macchine, riteniamo opportuno richiamare i concetti fondamentali sull'omogeneità dimensionale di ogni formula tecnica e sui sistemi di unità di misura adottati, data l'enorme importanza che questi rivestono in ogni procedimento di calcolo.

Qualsiasi formula o relazione che leghi insieme più grandezze (meccaniche o fisiche, o elettriche...), deve essere « **dimensionalmente omogenea** », ovvero, in altre parole, deve essere tale che l'unità di misura del primo membro (sia pur composto da grandezze diverse) sia sempre identica a quella del secondo membro, e che tutte le grandezze inserite nella relazione siano espresse con le unità di misura dello stesso sistema. Quando tale presupposto non si verifica, come nel caso di alcune formule sperimentali impiegate nell'idraulica, vengono inseriti opportuni coefficienti dimensionali, corredati da una unità di misura atta a ripristinare l'omogeneità di cui la formula era inizialmente priva.

In questi casi, occorre tener presente che, passando da un sistema di unità di misura ad un altro, il valore numerico del coefficiente correttivo subisce delle

alterazioni talvolta notevoli, non trattandosi, come avviene nella maggior parte dei casi, di un numero puro. Ciò premesso, occupiamoci dei principali sistemi di unità di misura e dei principi fondamentali su cui è basata la loro impostazione; anche trascurando i sistemi ancora in uso nei paesi di lingua anglosassone, esistono tre principali sistemi di unità di misura, e precisamente:

- Il **Sistema Internazionale di Unità** (o « SI ») che deriva direttamente dal sistema Giorgi, da sempre impiegato nell'elettrotecnica e nelle discipline che da essa hanno origine. Tale sistema è destinato (sia pur con ritardo da parte di alcuni paesi) a divenire l'unico sistema di unità di misura universalmente adottato (1).
- Il **sistema assoluto** (o « c.g.s. ») caratteristico delle prove di laboratorio e di alcune branche della fisica sperimentale.
- Il **sistema tecnico** (o « degli ingegneri ») applicato preferenzialmente, almeno finora, nel campo della meccanica, delle macchine e delle discipline affini.

Ciascuno di essi assume tre grandezze (e di conseguenza le relative unità di misura) come fondamentali e considera le altre come grandezze derivate da quelle fondamentali, ricavando le relative unità da formule o relazioni che legano le grandezze fondamentali o altre la cui unità di misura è stata già dedotta con lo stesso metodo.

Esaminiamo le grandezze fondamentali dei vari sistemi:

- a) Il Sistema Internazionale assume come grandezze fondamentali la **lunghezza**, il **tempo** e la **massa**, assegnando ad esse le seguenti unità di misura:

- alla lunghezza, il **metro** (m);
 - al tempo, il **secondo** (s);
 - alla massa, il **kilogrammo** (kg).
- b) Il sistema tecnico assume come grandezze fondamentali la **lunghezza**, il **tempo** e la **forza**, assegnando ad esse le seguenti unità di misura:
- alla lunghezza, il **metro** (m);
 - al tempo, il **secondo** (s o sec);
 - alla forza, il **kilogrammo-forza** (kgf).

La « massa » non figura tra le grandezze fondamentali del sistema tecnico; ne deriva che essa, in tale sistema, è una delle grandezze derivate, così come la « forza » è una grandezza derivata nel sistema internazionale, ove la sua unità di misura è il **newton** (N).

Per quanto concerne il simbolo del kilogrammo-forza, adotteremo in questo testo il simbolo « kgf », con l'avvertenza che sono abbastanza comuni anche i simboli « kp », « kg_p », « kg_t » e, in testi che ancora non adottano il SI, il simbolo « kg », che invece deve essere usato unicamente ad indicare l'unità di massa del Sistema Internazionale.

Simbologia a parte, è essenziale aver sempre ben presente che kilogrammo (unità di massa SI) e kilogrammo-forza (unità di forza del sistema tecnico) rappresentano **due unità ben distinte**, anche se la terminologia simile può creare talvolta una certa confusione.

- c) Il sistema assoluto può essere considerato come un sottomultiplo del Sistema Internazionale, in quanto assume le stesse grandezze fondamentali (**lunghezza**, **tempo** e **massa**), ma assegna ad esse unità di misura più modeste in relazione al proprio campo di utilizzazione; più precisamente:
- l'unità di lunghezza è il **centimetro** (cm), pari

Tabella 1 UNITÀ DI MISURA DI ALCUNE GRANDEZZE MECCANICHE

Grandezze	Simbolo	Sistemi di unità di misura			
		Internazionale	tecnico	assoluto	
Fonda- mentali	Lunghezza	L	m	m	cm
	Forza	F	—	kgf	—
	Tempo	t	s	s	s
	Massa	m	kg	—	g
Derivate	Forza	F	kg m s ⁻² (newton, N)	—	g cm s ⁻² (dina)
	Massa	m	—	kgf s ² m ⁻¹	—
	Velocità periferica	V	m/s	m/s	cm/s
	Accelerazione	a	m/s ²	m/s ²	cm/s ²
	Velocità angolare	ω	rad/s	rad/s	rad/s
	Accelerazione angolare	ε	rad/s ²	rad/s ²	rad/s ²
	Momento di forza	M	N m	kgf m	dina cm
	Momento d'inerzia di superficie	J	m ⁴	m ⁴	cm ⁴
	Momento d'inerzia di massa	I	kg m ²	kgf s ² m	g cm ²
	Peso specifico	γ	N m ⁻³	kgf m ⁻³	dina cm ⁻³
	Densità	ρ	kg m ⁻³	kgf s ² m ⁻⁴	g cm ⁻³
	Pressione	p	N m ⁻² (pascal, Pa)	kgf m ⁻²	dina cm ⁻²
	Lavoro	L	N m (joule, J)	kgf m	dina cm (erg)
	Potenza	N	J s ⁻¹ (watt, W)	kgf m s ⁻¹	erg s ⁻¹

1. Per maggiori dettagli si rimanda a pag. 232.

alla centesima parte del metro;

- l'unità di tempo è il **secondo** (s);
- l'unità di massa è il **grammo** (g), pari alla millesima parte del kilogrammo precedentemente definito.

Non riteniamo utile dilungarci ulteriormente sulle relazioni che consentono di ricavare le altre grandezze partendo da quelle fondamentali ora citate; ci limiteremo perciò a riportare nella tabella n. 1 un quadro comparativo delle unità di misura — espresse in tutti e tre i sistemi — delle grandezze già definite nel corso di meccanica, alcune delle quali non avranno occasione di figurare nell'attuale testo ma la cui conoscenza riteniamo tuttavia doverosa.

Nello studio delle macchine si è sempre adottato principalmente il sistema tecnico, con qualche interferenza del Sistema Internazionale per le unità di potenza solo quando ad una macchina termica o idraulica è accoppiata una macchina elettrica. Tutti i manuali tecnici più diffusi, in attesa di aggiornamenti, fanno ancora riferimento soprattutto al sistema tecnico, e ad unità di misura destinate col tempo a scomparire (kgf, torr, mmHg, Atm, CV, kcal, etc.) e ad essere sostituite, per accordi internazionali, con le corrispondenti unità del Sistema Internazionale.

Per questi motivi riteniamo utile riportare la tabella n. 2, contenente i coefficienti di conversione tra le unità di misura più usate di forza, pressione, lavoro e potenza nei vari sistemi.

Tabella 2 COEFFICIENTI DI CONVERSIONE TRA DIVERSE UNITÀ DI MISURA

Forza					Pressione						
dina	N	kgf	dina/cm ²	N/m ² (pascal)	kgf/m ²	mm H ₂ O (mm c.a.)	mm Hg (torr)	kgf/cm ² (at)	bar		
dina	10 ⁻⁵	1,02 · 10 ⁻⁶	1	10 ⁻¹	1,02 · 10 ⁻²	1,02 · 10 ⁻²	7,50 · 10 ⁻⁴	1,02 · 10 ⁻⁶	10 ⁻⁶		
N	1	0,102	10	1	1,02 · 10 ⁻¹	1,02 · 10 ⁻¹	7,50 · 10 ⁻³	1,02 · 10 ⁻⁵	10 ⁻⁵		
kgf	9,81 · 10 ⁵	1	98,1	98,1	1	1	7,35 · 10 ⁻²	10 ⁻⁴	9,81 · 10 ⁻⁵		
			mm H ₂ O (mm c.a.)	98,1	98,1	1	1	7,35 · 10 ⁻³	10 ⁻⁴	9,81 · 10 ⁻⁵	
			mm Hg (torr)	1,33 · 10 ³	1,33 · 10 ³	13,6	13,6	1	1,36 · 10 ⁻³	1,33 · 10 ⁻³	
			kgf/cm ² (at)	9,81 · 10 ⁵	9,81 · 10 ⁴	10 ⁴	10 ⁴	7,35 · 10 ²	1	0,981	
			bar	10 ⁶	10 ⁵	1,02 · 10 ⁴	1,02 · 10 ⁴	750	1,02	1	

Lavoro						Potenza					
erg	joule	kgf m	kcal	kWh	erg/s	watt	kgf m/s	CV	kcal/h		
erg	10 ⁻⁷	1,02 · 10 ⁻⁸	2,39 · 10 ⁻¹¹	2,78 · 10 ⁻¹⁴	1	10 ⁻⁷	1,02 · 10 ⁻⁸	1,36 · 10 ⁻¹⁰	8,60 · 10 ⁻⁸		
joule	1	0,102	2,39 · 10 ⁻⁴	2,78 · 10 ⁻⁷	10 ⁷	1	0,102	1,36 · 10 ⁻³	0,860		
kgf m	9,81 · 10 ⁷	1	2,34 · 10 ⁻³	2,73 · 10 ⁻⁶	9,81 · 10 ⁷	9,81	1	1,33 · 10 ⁻²	8,43		
kcal	4,186 · 10 ¹⁰	427	1	1,16 · 10 ⁻³	7,36 · 10 ⁹	736	75	1	633		
kWh	3,6 · 10 ¹³	3,67 · 10 ⁵	860	1	1,16 · 10 ⁷	1,16	0,118	1,58 · 10 ⁻³	1		

Capitolo Primo

Idrostatica

1) PESO SPECIFICO E DENSITÀ

L'idraulica è quella branca della tecnica che si occupa di tutto quanto concerne i liquidi, siano essi in quiete, siano essi in moto entro condotte di vario tipo o canali a pelo libero; nella prima ipotesi, le condizioni di equilibrio di tale liquido sono competenza dell'idrostatica mentre — in perfetta analogia con il corso di meccanica — ci si affida all'idrodinamica per lo studio delle leggi relative al moto dei fluidi.

Riteniamo opportuno a tal punto, un breve richiamo di alcune grandezze già note, il cui impiego è frequente nei problemi che interessano le macchine idrauliche.

a) Peso specifico

Si definisce « peso specifico » (γ) di una determinata sostanza, il peso della sua unità di volume, oppure, nel caso più generale, il rapporto fra il peso (P) di un determinato quantitativo di sostanza ed il volume (V) da esso occupato:

$$\gamma = \frac{P}{V} \quad (1)$$

Nel sistema tecnico, in cui l'unità di misura del peso è il kgf ed il volume si misura in m^3 , il peso specifico risulta espresso in kgf/m^3 .

Nel Sistema Internazionale, in cui l'unità di misura del peso è invece il newton (N), il peso specifico è espresso in N/m^3 .

Nelle tabelle dei manuali tecnici il peso specifico dei liquidi è spesso espresso in kgf/dm^3 ; è evidente la relazione:

$$1 \text{ kgf/dm}^3 = 1000 \text{ kgf/m}^3$$

Nel caso dell'acqua distillata (cioè chimicamente pura) il peso specifico alla temperatura di $4^\circ C$ risulta di 1000 kgf/m^3 poiché un metro cubo di detta acqua pesa appunto 1000 kgf e dalla (1) si ottiene:

$$\frac{P}{V} = \frac{1000}{1} = 1000 \quad (\text{kgf/m}^3)$$

mentre impiegando come unità di misura il kgf/dm^3 si ottiene evidentemente:

$$\frac{P}{V} = \frac{1}{1} = 1 \quad (\text{kgf/dm}^3)$$

Risulta perciò evidente l'importanza delle unità di misura la cui errata valutazione conduce inevitabilmente a risultati ben lontani da quelli reali.

Dalla (1) si deduce che è facile calcolare il peso di un corpo quando sia nota la natura del materiale che lo costituisce (e quindi il suo peso specifico) e sia possibile misurarne il volume; si ottiene in tal caso dalla suddetta relazione:

$$P = \gamma V \quad (2)$$

Si definisce invece « peso specifico relativo » (γ_r) di una sostanza, il rapporto fra il peso (P) di un determinato quantitativo di essa e quello (P_a) di un egual volume di acqua distillata ⁽¹⁾ alla temperatura di $0^\circ C$.

$$\gamma_r = \frac{P}{P_a} \quad (3)$$

e risulta una grandezza adimensionale (numero puro) in quanto ottenuta dal rapporto di due grandezze omogenee.

Dividendo numeratore e denominatore del secondo membro della (3) per il volume « V » (identico per ambedue le sostanze), si ottiene:

$$\frac{P}{V} = \gamma \quad (\text{peso specifico della sostanza in esame})$$

$$\frac{P_a}{V} = \gamma_a \quad (\text{peso specifico dell'acqua})$$

e si perviene ad un'altra espressione del peso specifico relativo:

$$\gamma_r = \frac{\gamma}{\gamma_a} \quad (4)$$

inteso perciò come rapporto fra il peso specifico della sostanza in esame e quello dell'acqua distillata. Nella tabella n. 3, sono riportati i pesi specifici di alcuni liquidi ed il valore della temperatura alla quale è stata effettuata la misurazione.

1. Con il termine « acqua distillata » si intende riferirsi all'acqua chimicamente pura.

**Tabella 3 PESO SPECIFICO DI LIQUIDI (kgf/dm³)
DENSITÀ DI LIQUIDI (kg/dm³)**

Natura del liquido	Temper. (°C)	γ (kgf/dm ³) ρ (kg/dm ³)
Acetaldeide	20	0,782
Acetato di etile	20	0,9
Acetato di metile	20	0,93
Acetone	20	0,79
Acido acetico	20	1,049
Acido butirrico	20	0,959
Acido cloridrico (dal 10% al 40%)	15	1,05 ÷ 1,2
Acido formico	20	1,221
Acido nitrico (dal 17% al 95%)	15	1,1 ÷ 1,5
Acido propionico	20	0,99
Acido solforico (dal 7,5% all'87%)	15	1,05 ÷ 1,8
Acqua dolce	15,5	1,0
Alcool etilico	20	0,789
Alcool metilico	20	0,79
Alcool propilico	20	0,804
Anilina	20	1,022
Benzina tipo (a)	- 14,44	0,74
Benzina tipo (b)	- 14,44	0,72
Benzina tipo (c)	- 14,44	0,68
Benzolo	20	0,879
Bromuro di etile	15	1,45
Bromuro di etilene	20	2,18
Cloroformio	20	1,489
Cloruro di etilene	20	1,246
Etere dietilico	20	0,714
Glicerina al 100%	20	1,26
Ioduro di metile	20	2,28
Nafta leggera	20	0,76
Nitrobenzolo	20	1,203
Olio avio	15,56	0,895
Olio di balena	25	0,88
Olio di lino grezzo	15,56	0,92 ÷ 0,94
Olio lub. per manovellismi	15,56	0,88 ÷ 0,94
Olio per motori marini	15,56	0,94
Olio d'oliva	20	0,91
Olio di ravizzone	20	0,91
Olio di ricino	20	0,96
Olio di soia	56	0,924
Ottano	20	0,70
Pentano	20	0,63
Petrolio	15	0,79 ÷ 0,82
Solfuro di carbonio	20	1,263
Tetracloruro di carbonio	20	1,594
Trementina	15,56	0,86
Xilene	20	0,87

b) Densità

Nel Sistema Internazionale non viene definito il peso specifico, ma è definita invece la massa per unità di volume, o densità, come rapporto tra la massa del corpo ed il suo volume

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (5)$$

La densità si indica con la lettera greca « ρ » (ro) e con le unità di misura del Sistema Internazionale è evidentemente espressa in kg/m³. È inoltre evidente, come risulta dalla tabella 3, che da un punto di vista numerico il peso specifico γ (definito dalla (1) ed espresso in kgf/m³, unità del sistema tecnico) e la densità ρ (definita dalla (5) ed espressa in kg/m³, unità del Sistema Internazio-

nale) coincidono; infatti il kilogrammo-forza è praticamente definito come il peso di un kilogrammo massa.

Ricordando che il peso di un corpo di massa « m » è:

$$P = mg \quad (6)$$

e dividendo primo e secondo membro per il volume « V » del corpo in esame si ottiene:

$$\frac{P}{V} = \frac{m}{V} g$$

ovvero, ricordando le definizioni (1) e (5):

$$\gamma = \rho \cdot g \quad (7)$$

La densità di un corpo è quindi una delle sue costanti fisiche; il peso specifico, al contrario, varia con la località come « g » (accelerazione di gravità). È quindi scientificamente più rigoroso il Sistema Internazionale ad assumere la massa come grandezza fondamentale; il peso, assunto storicamente come grandezza fondamentale dal sistema tecnico, resta costante solo sul pianeta terra e solo nei limiti di costanza dell'accelerazione di gravità: il suo valore infatti non è costante in tutti i punti della terra, ma varia da un minimo di 9,78 m/s² (all'equatore) ad un massimo di 9,83 m/s² (ai poli).

Nelle applicazioni numeriche ad ogni modo è lecito assumere il valore medio di 9,81 m/s² senza pregiudizio alcuno sul grado di precisione ottenuto. Nelle unità di misura del sistema tecnico la densità risulta espressa in:

$$\text{kgf s}^2 \text{m}^{-4}$$

Riassumendo brevemente il peso specifico γ è espresso, con le unità di misura del sistema tecnico, in kgf/m³ e, con le unità di misura del Sistema Internazionale, in N/m³.

La densità ρ è espressa, con le unità di misura del sistema tecnico, in kgf s²/m⁴ e, con le unità di misura del Sistema Internazionale, in kg/m³. Facendo nuovamente riferimento all'acqua distillata alla temperatura di 4°C, si ha:

$$\begin{aligned} \gamma &= 1000 \text{ kgf/m}^3 && \text{nel sistema tecnico} \\ \gamma &= 9810 \text{ N/m}^3 && \text{nel Sistema Internazionale} \\ \rho &= 102 \text{ kgf s}^2/\text{m}^4 && \text{nel sistema tecnico} \\ \rho &= 1000 \text{ kg/m}^3 && \text{nel Sistema Internazionale} \end{aligned}$$

c) Volume specifico

Si definisce come volume dell'unità di massa, o come volume dell'unità di peso, secondo che la massa o il peso siano le unità fondamentali del sistema di unità di misura usato. Nel sistema tecnico quindi:

$$v = \frac{V}{P} \quad (8')$$

il volume specifico si esprime in m³/kgf, essendo il volume misurato in m³ ed il peso, unità fondamentale, misurato in kgf.

Nel Sistema Internazionale invece:

$$v_s = \frac{V}{m} \quad (8'')$$

il volume specifico si esprime in m^3/kg , essendo il volume nuovamente misurato in m^3 e la massa, unità fondamentale del SI, misurata in kg.

È superfluo far notare che numericamente il volume specifico è espresso dallo stesso valore, sia facendo uso del Sistema Internazionale che facendo uso del sistema tecnico (infatti 1 kgf altro non è che il peso, in unità di misura del sistema tecnico, della massa di 1 kg nel Sistema Internazionale).

Confrontando la (8') con la (1) e la (8'') con la (5) si osservano le relazioni:

$$v = \frac{1}{\gamma}; \quad \gamma = \frac{1}{v} \quad \text{nel sistema tecnico}$$

$$v = \frac{1}{\rho}; \quad \rho = \frac{1}{v} \quad \text{nel Sistema Internazionale}$$

2) CARATTERISTICHE DEI FLUIDI

Ogni sostanza è composta da un grandissimo numero di molecole soggette a forze di attrazione reciproche più o meno intense (« coesione molecolare » o più comunemente « forze di coesione ») che caratterizzano con la loro intensità lo « stato fisico » della sostanza stessa, facendo sì che questa si presenti sotto forma **solida, liquida o aeriforme**.

- In un corpo solido, la forza di coesione fra le varie molecole che lo compongono è tanto grande da impedirne sia l'allontanamento reciproco, sia lo scorrimento per effetto del peso proprio o di piccole forze esterne; ne consegue che **una sostanza allo stato solido ha una forma propria ed un volume invariabile**.
- I liquidi — oggetto della prima parte del nostro corso — fruiscono di una forza di coesione più debole dei solidi; essa è sufficiente ad impedire l'allontanamento delle varie particelle ma non lo scorrimento reciproco sotto l'azione della forza peso, come è facile osservare versando del liquido su una superficie piana. Ne segue che **le sostanze allo stato liquido pur avendo un proprio volume non hanno una « forma » propria ma tendono ad assumere quella del recipiente che le contiene**.
- Gli aeriformi infine non hanno né forma né volume proprio; fra le varie molecole non esiste alcuna coesione, ma addirittura una forza repulsiva, per cui esse tendono ad allontanarsi sempre più da quelle contigue, fino ad occupare tutto lo spazio di cui dispongono.

Un aeriforme assume perciò la forma ed il volume del recipiente che lo contiene.

Dalle caratteristiche ora esposte discende una logica considerazione: è possibile racchiudere gli aeriformi in spazi sempre più ristretti, riducendo progressivamente il loro volume sotto l'azione di una pressione esterna; è lecito perciò definirli « **fluidi comprimibili** ». Non è possibile invece operare allo stesso modo sui liquidi, il cui volume non varia sostanzialmente in funzione della pressione esterna;

questi vengono pertanto classificati come « **fluidi incompressibili** ».

È bene osservare tuttavia che questa definizione non deve essere intesa in senso rigoroso; anche i liquidi presentano piccolissime variazioni di volume quando siano compressi da forze esterne, ma tali variazioni sono talmente piccole da poter essere ritenute trascurabili almeno nella maggior parte dei problemi che interessano l'idraulica e le relative macchine.

La grandezza che caratterizza la maggiore o minore comprimibilità di un liquido è il « modulo di comprimibilità » (ϵ) variabile ovviamente da liquido a liquido e dipendente dalla temperatura di esso; per l'acqua — elemento di particolare interesse — il suo valore è piccolissimo tanto da poterlo considerare del tutto trascurabile.

Il volume di un determinato quantitativo di una sostanza, dipende — oltre che dalla pressione — anche dalla temperatura della sostanza stessa; si definisce « **dilatilità** » di un corpo, la tendenza da esso manifestata a variare il proprio volume in funzione delle oscillazioni di temperatura cui è sottoposto.

In linea di massima — salvo casi particolari — ad un incremento di temperatura corrisponde un aumento di volume, notevole per gli aeriformi, molto meno sensibile per i solidi e per i liquidi; **dalla (1) si rileva che, rimanendo invariata la massa e quindi il peso del corpo, l'aumento di volume comporta una riduzione della densità e quindi del peso specifico**.

Nella maggior parte dei problemi che interessano l'idraulica, è lecito trascurare le variazioni di volume del fluido in funzione della temperatura, sia perché esse sono di entità trascurabile, sia perché non incidono sensibilmente sulla soluzione del problema; in altri termini, possiamo considerare i liquidi come dei « **fluidi indilatabili** » almeno per quanto concerne l'idraulica e le relative applicazioni.

Vedremo meglio nel secondo volume, come non sia possibile la stessa convenzione in alcuni problemi di termodinamica; basti pensare agli impianti di riscaldamento a termosifone in cui la circolazione dell'acqua nelle tubazioni dell'impianto è affidata esclusivamente alla differenza di densità (conseguenza della temperatura) che il fluido presenta in diversi punti dell'impianto.

Poiché l'acqua è il liquido di cui ci occuperemo principalmente, vale la pena di rilevare che il suo comportamento in funzione della temperatura si differenzia da quello degli altri liquidi: il suo peso specifico (1) alla temperatura di 4°C è di 1000 kgf/m³ e tende a diminuire sia che la temperatura stessa aumenti, sia che diminuisca; ne segue che — come è facile osservare — il ghiaccio ha la possibilità di galleggiare sull'acqua poiché il suo peso specifico è inferiore a quello del liquido.

1. Naturalmente ci si riferisce sempre all'acqua distillata.

A conclusione di quanto esposto, riportiamo nella tabella n. 4 i valori della densità, del peso specifico e del volume specifico dell'acqua in funzione della temperatura.

Tabella 4 VALORI DEL PESO SPECIFICO E DEL VOLUME SPECIFICO DELL'ACQUA IN FUNZIONE DELLA TEMPERATURA

Temp. (°C)	SI: tecnico: vol. sp. (dm ³ /kgf)	vol. sp. (dm ³ /kg)	densità (kg/m ³) peso sp. (kgf/m ³)
0		1,00013	999,87
2		1,00003	999,97
4		1,00000	1000
10		1,00027	999,73
20		1,00177	998,23
30		1,00435	995,67
40		1,0078	992,2
50		1,0121	988,1
100		1,0434	954,4
150		1,0903	917,2
200		1,159	862,8
300		1,42	700

Un'ultima considerazione riguarda l'attrito interno che si sviluppa fra le varie particelle quando i fluidi scorrono entro condutture o canali a pelo libero; nel nostro studio supporremo, in prima approssimazione, che tale attrito interno non si manifesti, considereremo cioè il fluido in moto come un liquido ideale privo di « viscosità » la cui densità rimanga costante al variare della pressione (comprimibilità nulla) e della temperatura (dilatabilità nulla). I risultati e le formule ricavate per i liquidi ideali, verranno in seguito adeguati ai liquidi reali, dotati di viscosità, valutando le perdite di energia che essi subiscono per effetto dell'attrito interno e di quello con le pareti a contatto.

3) PRESSIONE ATMOSFERICA

Un solido omogeneo di forma cubica appoggiato su un piano orizzontale (fig. 1) grava con il suo peso P su una porzione di tale piano (costituita dalla parte a contatto fra le due superfici) con eguale intensità in ogni punto di essa; indicando con « A » l'area

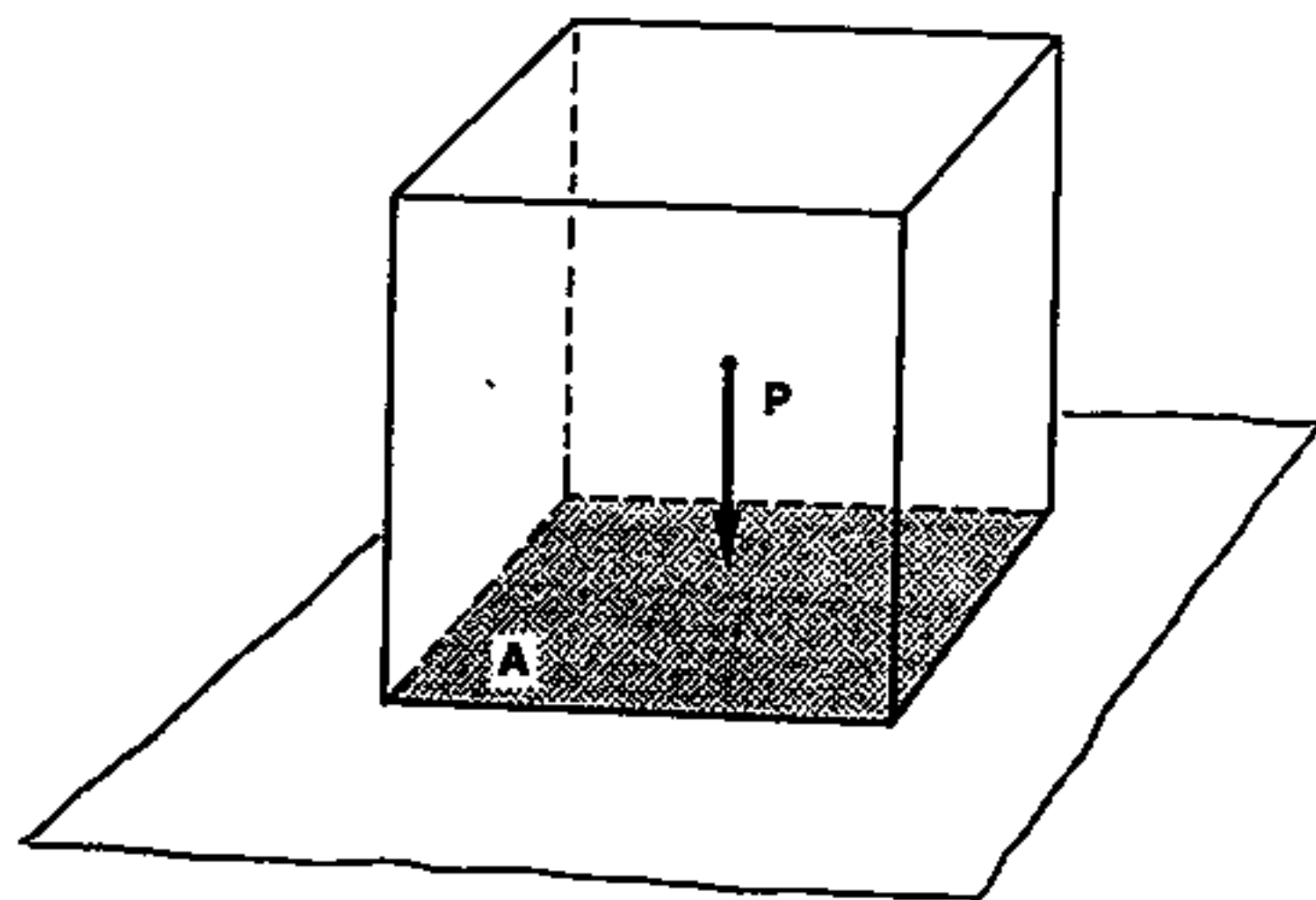


Fig. 1. Definizione della pressione

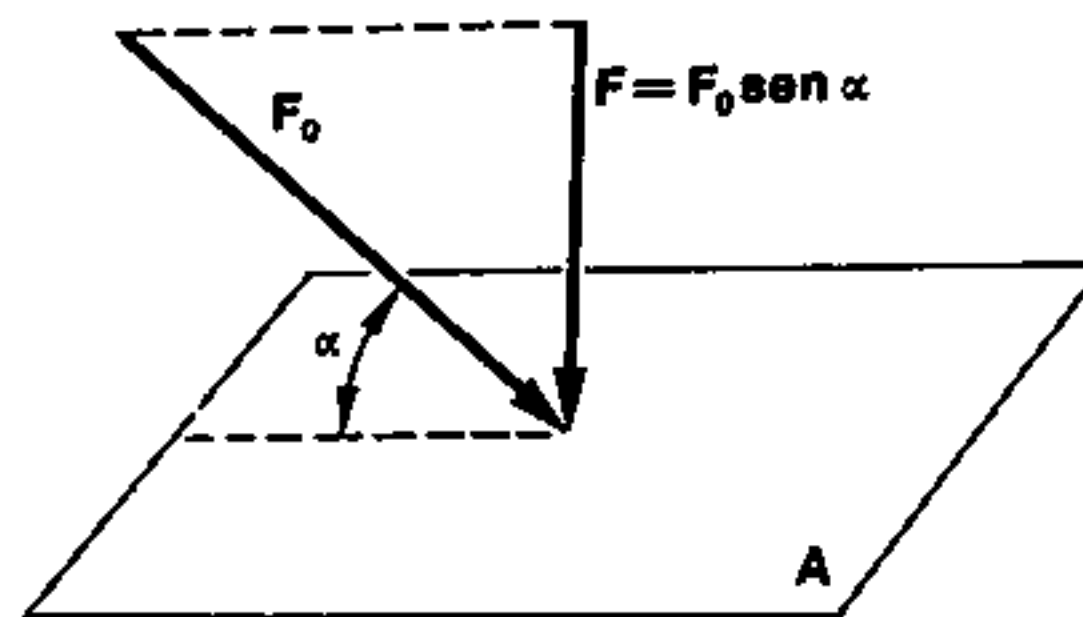


Fig. 2. Pressione dovuta ad una forza obliqua

della superficie di contatto, si definisce « pressione » (p) esercitata dal solido sul piano di appoggio, il rapporto fra il peso (P) del solido e l'area (A) su cui tale peso agisce:

$$p = \frac{P}{A} \quad (9)$$

Nel caso più generale, di una forza qualsiasi (F_0) comunque orientata, agente su una superficie piana (fig. 2) la conseguente pressione è deducibile dal rapporto fra la componente (F) normale al piano e l'area (A) del piano stesso. È ovviamente valido il principio inverso: se una superficie piana (A) è soggetta ad una pressione (p) costante in ogni suo punto, la superficie stessa sopporta una forza complessiva (F) deducibile dalla (9):

$$F = pA \quad (10)$$

che, dal punto di vista geometrico, potremo considerare applicata nel centro di figura della superficie in esame.

Nel Sistema Internazionale l'unità di misura della pressione è il pascal (Pa) definito come la pressione esercitata dalla forza di 1 N applicata perpendicolarmente ad una superficie di area 1 m².

Le dimensioni del pascal sono:

$$N m^{-2} = kg m^{-1} s^{-2}$$

Nel Sistema tecnico, poiché le forze si misurano in kgf e le aree in m², ne segue che la pressione si esprime in kgf/m².

$$1 \text{ kgf/m}^2 = 9,81 \text{ N/m}^2 = 9,81 \text{ Pa}$$

Ogni corpo posto sulla superficie terrestre, è soggetto ad una pressione (definita « pressione atmosferica ») dovuta alla massa di aria che avvolge il nostro globo e ne rende possibile l'esistenza su di esso.

L'entità della pressione atmosferica non è costante nei vari punti della terra, e in uno stesso punto varia in funzione della temperatura, dell'altitudine e delle condizioni meteorologiche. Tuttavia, nei problemi di uso comune, — ove non sia diversamente specificato — se ne assume convenzionalmente un valore medio definito « atmosfera fisica ».

Una atmosfera fisica ⁽¹⁾ corrisponde alla pressione media esercitata dalla massa di aria che avvolge la terra, misurata al livello del mare ed alla temperatura di 0°C.

1. L'atmosfera fisica si abbrevia comunemente in « atm ».

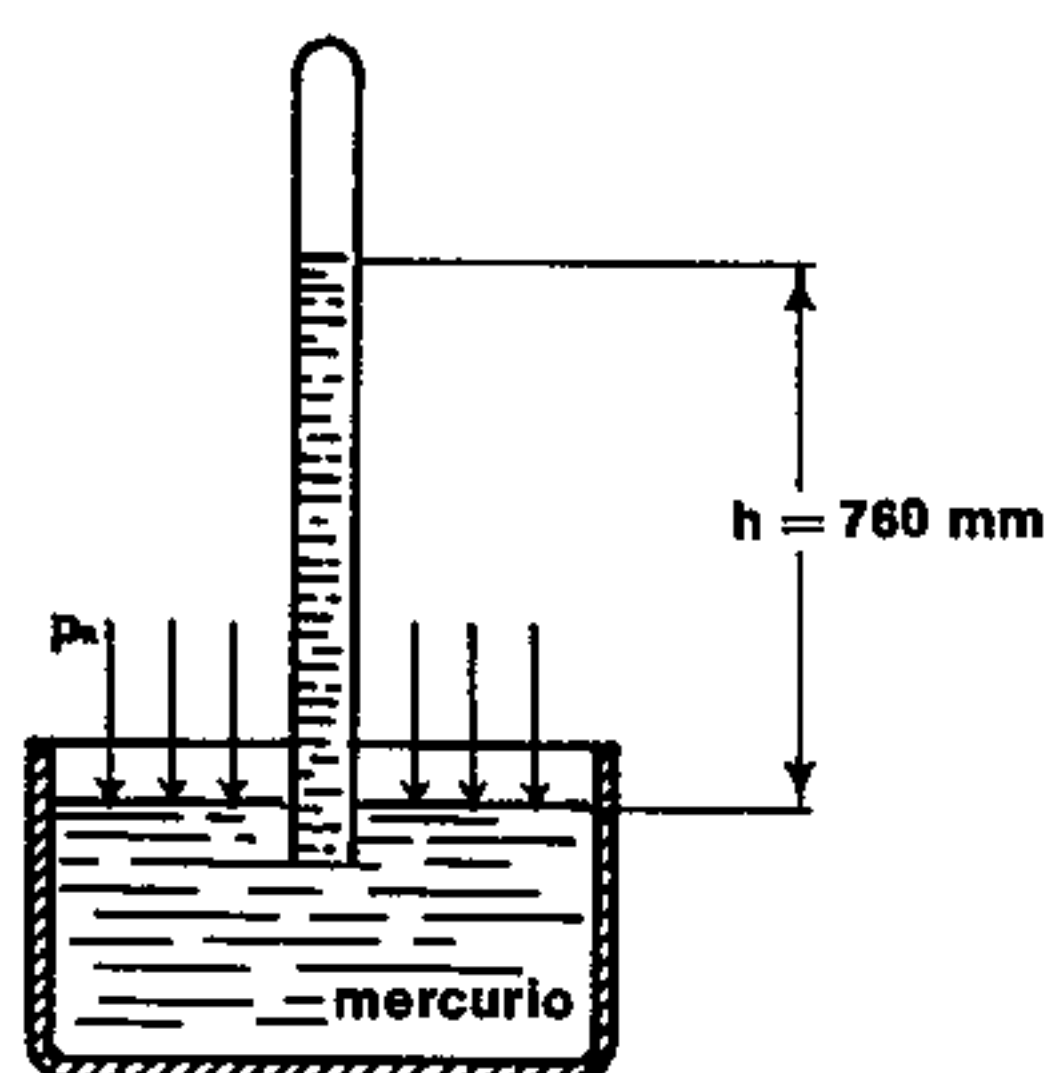


Fig. 3. Misurazione della pressione atmosferica

La valutazione della pressione atmosferica è dovuta allo scienziato Evangelista Torricelli, la cui esperienza riteniamo utile ricordare pur essendo già nota dal corso di fisica.

Capovolgendo un tubo pieno di mercurio, chiuso ad una estremità, in un recipiente contenente lo stesso elemento (fig. 3), lo scienziato rilevò che la colonna di liquido, dopo un certo abbassamento iniziale, si stabilizzava ad un livello superiore di 760 mm rispetto a quello della superficie del mercurio contenuto nella vaschetta.

È evidente che, raggiunta la configurazione di equilibrio, la colonna di mercurio contenuta nel tubo produce lo stesso effetto della massa atmosferica; **il peso della colonna liquida rapportato all'area della sezione del tubo, equilibra infatti la pressione esterna agente nella superficie del mercurio contenuto nella vaschetta.**

Indicando con « A » l'area della sezione del tubo e con « ρ_m » la densità del mercurio, il peso della colonna liquida è:

$$P = g \cdot \rho_m A h$$

e la conseguente pressione:

$$p_m = \frac{P}{A} = \frac{g \cdot \rho_m A h}{A} = g \cdot \rho_m h$$

che eguaglia la pressione atmosferica « p_a ». Potremo pertanto scrivere:

$$p_a = g \cdot \rho_m h \quad (11)$$

La pressione atmosferica media equivale perciò alla pressione esercitata da una colonna di mercurio (di sezione qualsiasi) di altezza $h = 760$ mm.

Come conseguenza secondaria, dall'esperienza di Torricelli, si deduce che è lecito esprimere il valore della pressione anche in millimetri di colonna di mercurio; sarà:

$$1 \text{ atmosfera fisica} = 760 \text{ mm di mercurio}$$

Nella pratica, tale unità di misura è limitata ai barometri, che rilevano le oscillazioni della pressione atmosferica, ed ai vacuometri, strumenti di misurazione del grado di vuoto (depressione) nei condensatori delle macchine a vapore.

L'esperienza di Torricelli, può essere effettuata con qualsiasi altro liquido; impiegando l'acqua, anziché il mercurio, il fenomeno si manifesta in modo perfettamente analogo, ma la colonna di liquido risulta molto più alta in virtù della minor densità del fluido adottato.

Indicando con « h_1 » l'altezza della colonna d'acqua e con « ρ_a » la relativa densità deve essere infatti:

$$p_a = g \cdot \rho_m h = g \cdot \rho_a h_1$$

e da questa:

$$h_1 = h \frac{\rho_m}{\rho_a}$$

Con gli usuali valori attribuiti alle densità dei due liquidi, ($\rho_m = 13590 \text{ kg/m}^3$, $\rho_a = 1000 \text{ kg/m}^3$) risulta:

$$h_1 = 760 \frac{13590}{1000} = 10328,4 \text{ mm} \cong 10,33 \text{ m}$$

Cioè, la pressione atmosferica media equivale alla pressione esercitata da una colonna d'acqua la cui altezza è di 10,33 m.

Ne consegue che è possibile esprimere i valori della pressione anche in metri di colonna d'acqua (m di c.a.):

$$1 \text{ atmosfera fisica} = 10,33 \text{ m di c.a.}$$

Consideriamo il recipiente cubico di fig. 4, avente il lato di 1 m, completamente pieno di acqua.

La base del cubo è soggetta alla pressione di 1 m di c.a.; d'altronde sulla sua area (1 m^2) grava un peso totale di 1000 kgf nel sistema tecnico (9810 N nel Sistema Internazionale); la pressione vale cioè:

$$\begin{aligned} p &= 1000 \text{ kgf/m}^2 && \text{nel sistema tecnico} \\ p &= 9810 \text{ N/m}^2 \text{ (Pa)} && \text{nel Sistema Internazionale} \end{aligned}$$

Di conseguenza:

$$1 \text{ m c.a.} = 1000 \text{ kgf/m}^2 = 9810 \text{ Pa}$$

Si può anche scrivere:

$$10 \text{ m c.a.} = 10000 \text{ kgf/m}^2 = 1 \text{ kgf/cm}^2 \quad (12)$$

da cui, trascurando una differenza di 33 cm c.a.:

$$1 \text{ atmosfera fisica} \cong 1 \text{ kgf/cm}^2$$

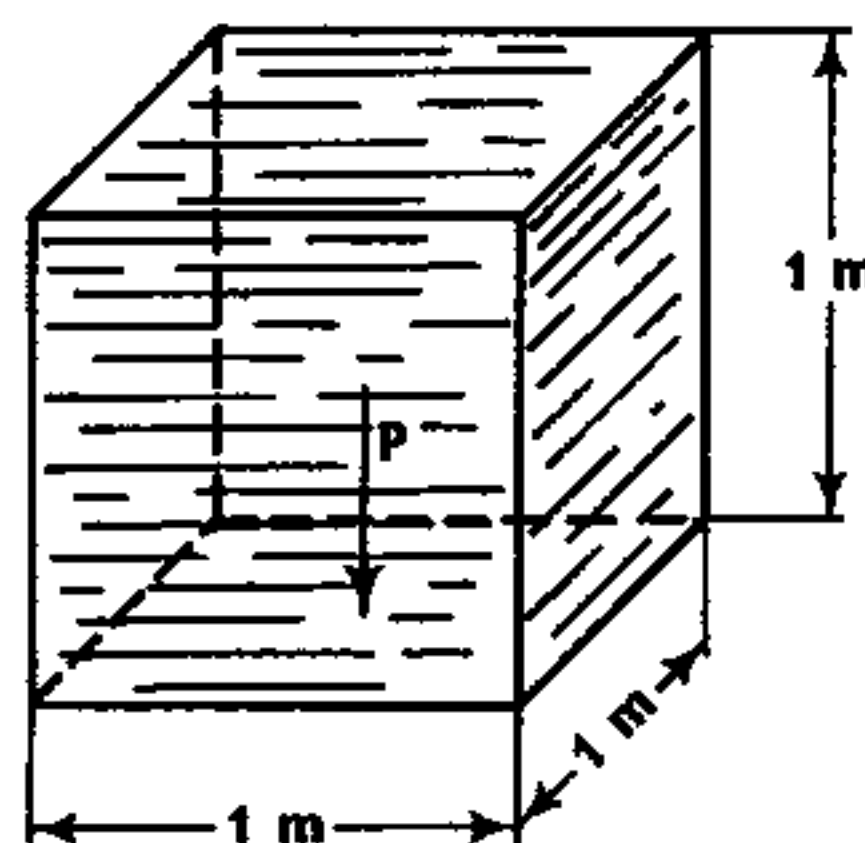


Fig. 4. Conversione delle unità di misura di pressione

Non essendo sempre lecita tale approssimazione, si è definita «l'atmosfera tecnica» (1) come la pressione esercitata da una colonna d'acqua di 10 m di altezza: essa equivale rigorosamente a 1 kgf/cm².

$$1 \text{ atmosfera tecnica} = 1 \text{ at} = 1 \text{ kgf/cm}^2 \quad (13)$$

Usando il Sistema Internazionale:

$$1 \text{ at} = 9,81 \text{ N/cm}^2 = 9,81 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2 = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Pa}$$

Nel Sistema Internazionale è comunemente usato il «bar», definito come 1 bar = 10⁵ Pa; si ha quindi che:

$$1 \text{ bar} = 1,02 \text{ at} \approx 1 \text{ at} \quad (14)$$

per cui, se la precisione del calcolo non deve essere rigorosa, il «bar» coincide in pratica con l'atmosfera tecnica.

Merita un breve cenno l'unità di misura della pressione in uso nei paesi di lingua anglosassone; essa è la «libbra per pollice quadro» (pounds per square inch = p.s.i.) che si incontra talvolta nella pratica professionale, anche se attualmente se ne può prevedere la progressiva scomparsa, in seguito all'adozione del sistema metrico decimale da parte della Gran Bretagna. Fra l'unità suddetta e quella del sistema tecnico sussiste la seguente relazione di conversione:

$$1 \text{ p.s.i.} = 0,07 \text{ kgf/cm}^2$$

4) PRESSIONE IDROSTATICA

Se un oggetto viene immerso in un liquido, fino ad una certa profondità «h» sotto il pelo libero, esso è soggetto, oltre alla pressione atmosferica «p_a» (che agisce sulla superficie del liquido) anche alla pressione «p_i» dovuta alla massa di liquido che lo sovrasta; quest'ultima viene definita «pressione idrostatica».

La pressione totale «p» che agisce sul corpo sommerso si chiama «pressione assoluta» e si ottiene dalla relazione:

$$p = p_i + p_a \quad (15)$$

Se pensiamo di isolare, nel recipiente schematizzato in fig. 5, un prisma retto liquido di altezza «h» e di base «A», il suo peso vale:

$$P = \rho \cdot g \cdot Ah = \gamma Ah$$

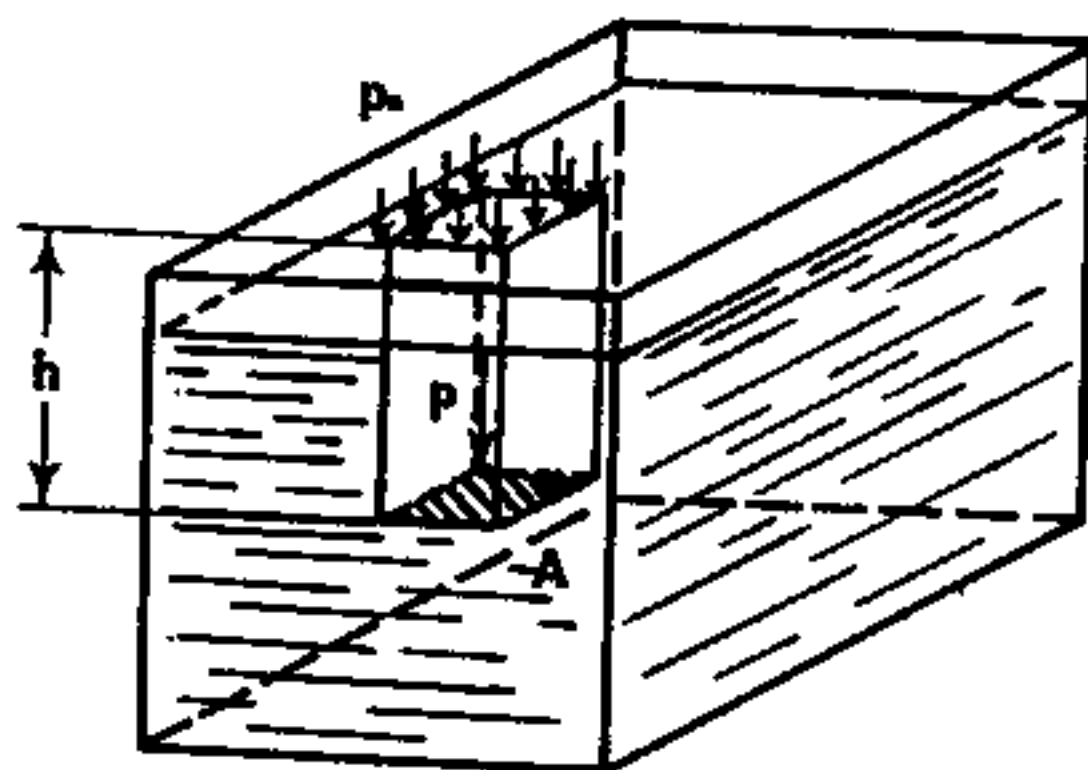


Fig. 5. Valutazione della pressione idrostatica

1. L'atmosfera tecnica si abbrevia nel simbolo «at».

e quindi ogni punto appartenente alla base del prisma stesso sopporta una pressione idrostatica:

$$p_i = \frac{P}{A} = \frac{\rho g Ah}{A} = \rho gh = \gamma h \quad (16)$$

ed una pressione assoluta:

$$p = \rho gh + p_a = \gamma h + p_a \quad (17)$$

Dalle due relazioni soprascritte si deduce:

- a) La pressione idrostatica dipende — a parità di profondità — dalla densità del liquido sovrastante.
- b) Su tutti i punti di una superficie piana orizzontale agisce la stessa pressione idrostatica.
- c) La pressione idrostatica varia linearmente con la profondità a cui si trova l'oggetto considerato.
- d) Il diagramma rappresentativo della pressione idrostatica è triangolare; se calcoliamo la tangente dell'angolo α formato con l'asse verticale, con le notazioni della fig. 6, risulta:

$$\text{tg } \alpha = \frac{\gamma h}{p_a} = \gamma = \rho \cdot g$$

- e) Noto il diagramma rappresentativo della pressione idrostatica si ottiene quello della pressione assoluta aggiungendo, in ogni punto di esso, una quantità costante eguale alla pressione atmosferica «p_a».
- f) La pressione idrostatica è nulla per tutti i punti appartenenti alla superficie libera del liquido.

Quanto abbiamo esposto, ci consente di anticipare qualche nozione riguardante i fluidi in moto.

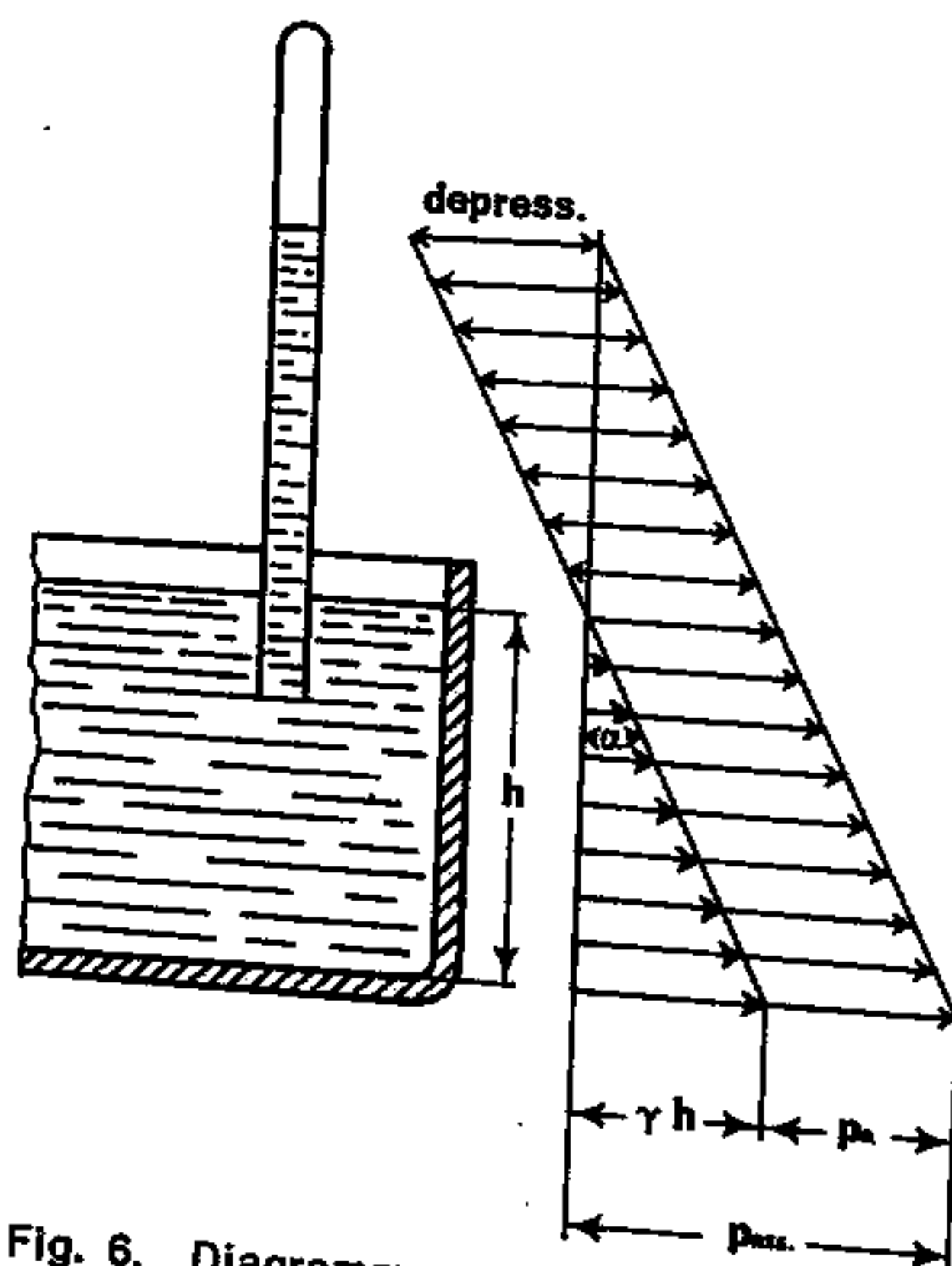


Fig. 6. Diagramma di variazione della pressione in funzione della profondità (h)

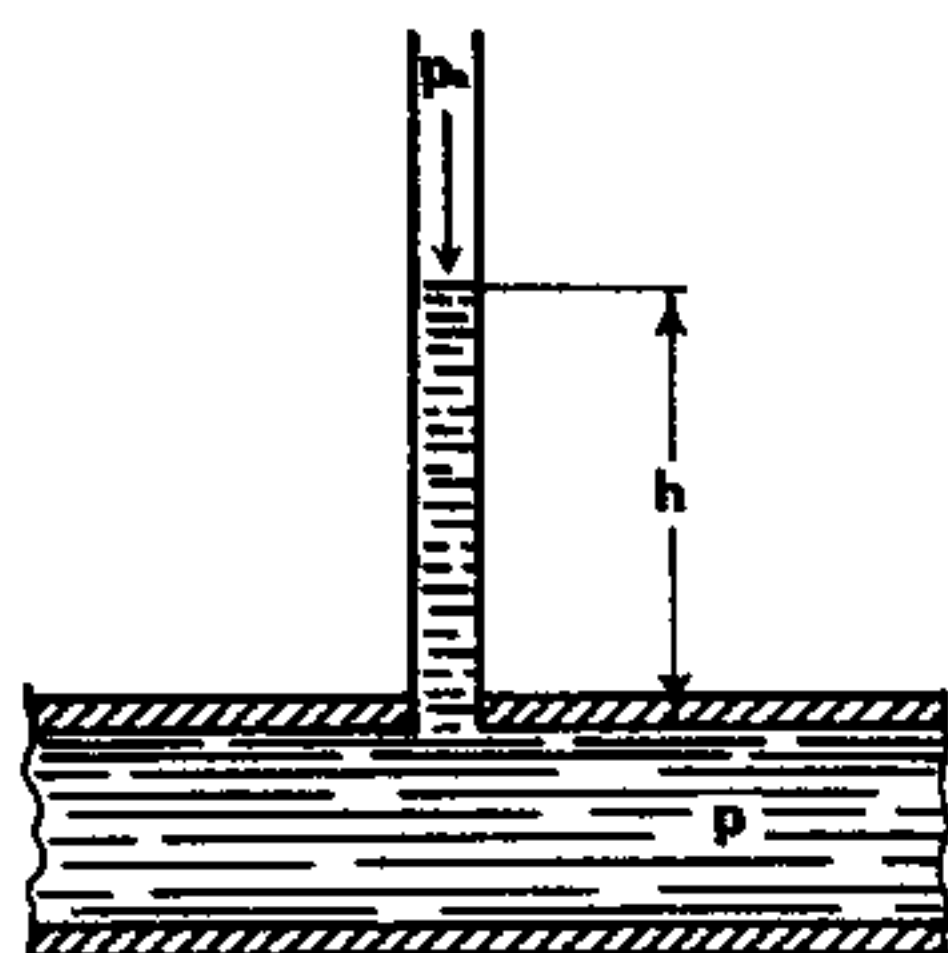


Fig. 7. Valutazione dell'altezza piezometrica

Se nel condotto schematizzato in fig. 7, scorre un fluido sottoposto alla pressione assoluta « p » ed in un punto qualsiasi del condotto si inserisce un tubo verticale aperto ai due estremi, detto « **tubo piezometrico** », il liquido, spinto dalla pressione, risale nel tubo fino ad una certa altezza « h ».

La pressione idrostatica esercitata dalla colonna liquida contenuta nel tubo, aumentata della pressione atmosferica, equilibra la pressione « p » esistente nel condotto; dalla relazione (17) si deduce quindi l'altezza che il liquido raggiunge nel tubo:

$$h = \frac{p - p_a}{\gamma} = \frac{p - p_a}{\rho g}$$

La differenza fra la pressione assoluta e quella atmosferica, si definisce « **pressione effettiva** » (p_e) agente sul fluido:

$$p_e = p - p_a \quad (18)$$

e pertanto l'altezza « h » raggiunta dal liquido nel tubo piezometrico risulta più semplicemente:

$$h = \frac{p_e}{\gamma} = \frac{p_e}{\rho g} \quad (19)$$

Ne consegue che un fluido contenuto in una tubazione, sottoposto ad una pressione effettiva « p_e » può elevarsi, per effetto di essa, ad un'altezza « h » calcolabile con la relazione (19) e definita « **altezza piezometrica** ». Il liquido, una volta raggiunta tale altezza, godrà di una certa « **energia potenziale di pressione** » (E_p), che — indicando con « m » la sua massa — si può esprimere con:

$$E_p = mgh \quad (20)$$

ovvero, ricordando la (19):

$$E_p = mg \cdot \frac{p_e}{\rho g} = m \frac{p_e}{\rho} \quad (21)$$

La presenza del tubo piezometrico è necessaria per chiarire il concetto dell'energia potenziale di pressione posseduta dal fluido; in mancanza del tubo piezometrico, il fluido, pur non potendo elevarsi entro di esso, possiede tuttavia la stessa energia essendo quest'ultima funzione della pressione effettiva e della densità del liquido scorrente.

Gli strumenti di misura delle pressioni sono quasi sempre tarati in pressioni effettive; quando si debba

convertire la pressione effettiva (¹) in pressione assoluta — particolarmente in molti problemi di termodinamica — si impiega la relazione (18) nella forma:

$$p = p_e + p_a$$

tenendo naturalmente conto delle unità di misura impiegate.

5) SPINTA IDROSTATICA

Quanto abbiamo esposto nei paragrafi precedenti ci consente di valutare rapidamente l'intensità della spinta « S » che una parete sommersa (parzialmente o completamente) sopporta da parte del liquido che preme su una delle sue facce.

- a) Se la superficie è disposta orizzontalmente (ad esempio il fondo di un recipiente) la pressione idrostatica è costante in ogni punto e vale il prodotto « $\rho gh = \gamma h$ » (fig. 8).

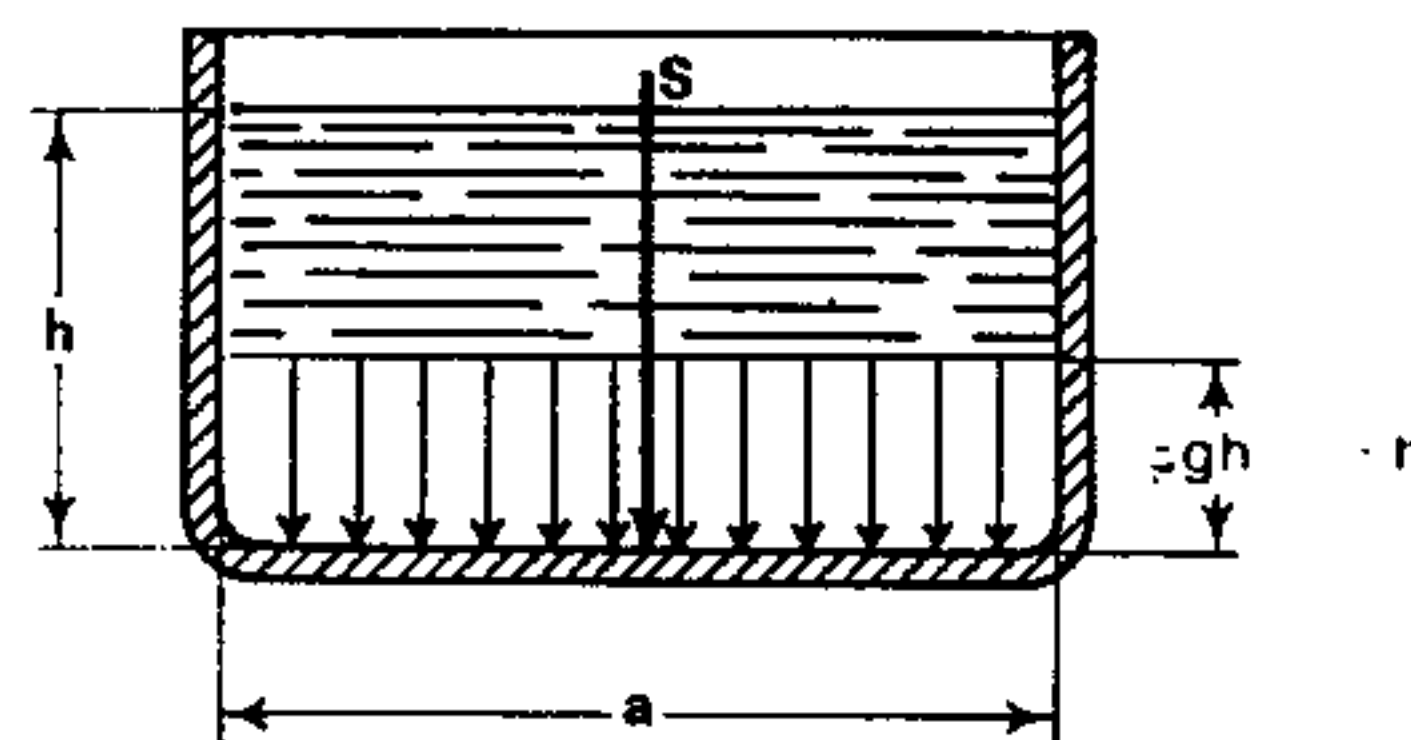


Fig. 8. Pressione idrostatica agente su una superficie orizzontale

Indicando con « a » e « b » le dimensioni della superficie — supposta rettangolare — essa è soggetta ad una forza risultante che viene definita « **spinta idrostatica** »:

$$S = \rho \cdot g \cdot h \cdot a \cdot b = \gamma hab \quad (22)$$

Tale spinta, per la costanza della pressione, è applicata nel baricentro della superficie.

- b) Se la superficie è disposta verticalmente ed affiora o emerge dal pelo libero, la parte di essa che è sommersa, è gravata da una pressione il cui valore varia linearmente da zero fino a « $\rho gh = \gamma h$ » (fig. 9).

Non essendo costante la pressione, per valutare la spinta idrostatica, dovremo determinare la pressione media:

$$p_m = \frac{\gamma h + 0}{2} = \gamma \frac{h}{2} = \rho g \frac{h}{2} \quad (23)$$

1. I valori delle pressioni espresse in atmosfere effettive vengono abbreviati impiegando il simbolo « *ate* »; allo stesso modo si abbreviano in « *ata* » le pressioni espresse in atmosfere assolute. Ad es. una pressione effettiva di 5 at si scrive comunemente:

$$p = 5 \text{ ate}$$

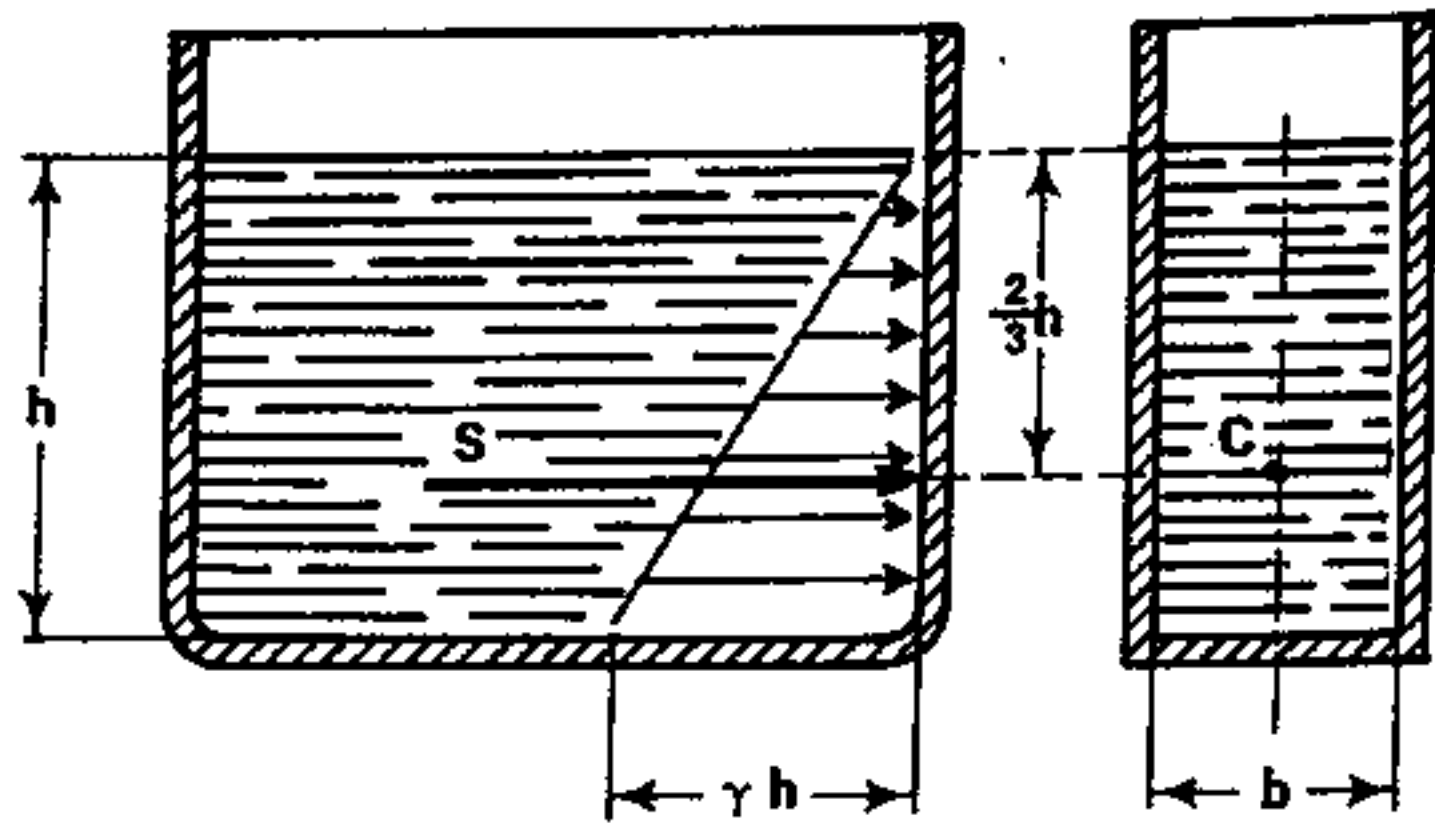


Fig. 9. Pressione idrostatica agente su una superficie verticale affiorante

e moltiplicarne il valore per la superficie della parte immersa.

Indicando con « b » la dimensione trasversale della parete, con le notazioni della figura, risulta:

$$S = \gamma \frac{h}{2} hb = \gamma \frac{h^2}{2} b = \rho g \frac{h^2}{2} b \quad (24)$$

Il punto di applicazione della spinta idrostatica, mancando la caratteristica della costanza della pressione, si troverà necessariamente più in basso del baricentro della parete rettangolare.

Tale punto, definito « centro di spinta », giace sull'asse verticale di simmetria della superficie, alla stessa altezza del baricentro del diagramma triangolare rappresentativo della pressione.

Con le notazioni della fig. 9, il centro di spinta C, dista dal pelo libero di:

$$\frac{2}{3} h$$

ed ivi sarà applicata la spinta idrostatica.

- c) Se si tratta di una superficie non affiorante (fig. 10), la pressione agente su di essa varia fra i valori « γh_1 » e « γh_2 »; il suo diagramma rappresentativo è un trapezio e la pressione media risulta:

$$p_m = \frac{\gamma h_1 + \gamma h_2}{2} = \frac{\gamma}{2} (h_1 + h_2) = \frac{\rho g}{2} (h_1 + h_2) \quad (25)$$

La spinta idrostatica, si ottiene nel modo consueto:

$$S = p_m ab = \frac{\gamma}{2} (h_1 + h_2) ab = \frac{\rho g}{2} (h_1 + h_2) ab$$

ovvero, tenendo conto che:

$$a = h_2 - h_1$$

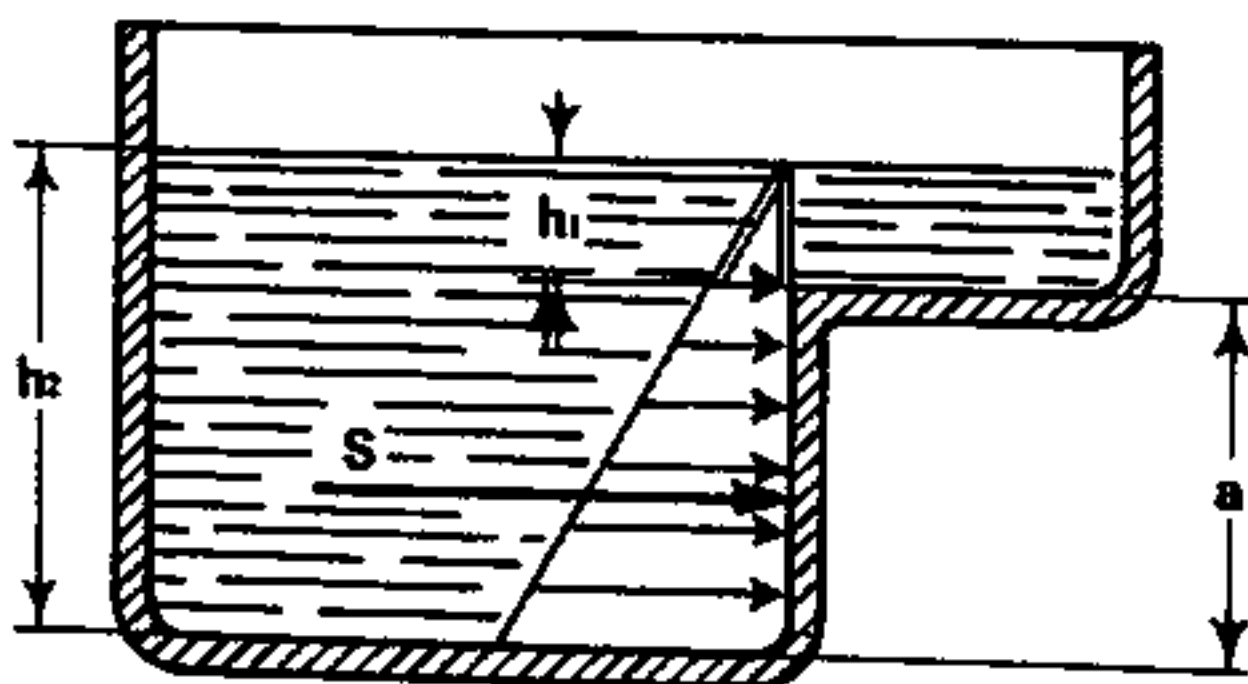


Fig. 10. Pressione idrostatica agente su una superficie verticale non affiorante

si perviene alla relazione:

$$S = \frac{\gamma}{2} (h_2^2 - h_1^2) b = \frac{\rho g}{2} (h_2^2 - h_1^2) b \quad (26)$$

Il centro di spinta si trova, anche in questo caso, nel baricentro del diagramma rappresentativo delle pressioni.

Se la superficie non è disposta verticalmente ma comunque inclinata (fig. 11) valgono gli stessi ragionamenti esposti per il caso c); si dovrà comunque tener presente che la spinta idrostatica non risulterà orizzontale come in fig. 10 ma perpendicolare alla superficie in questione.

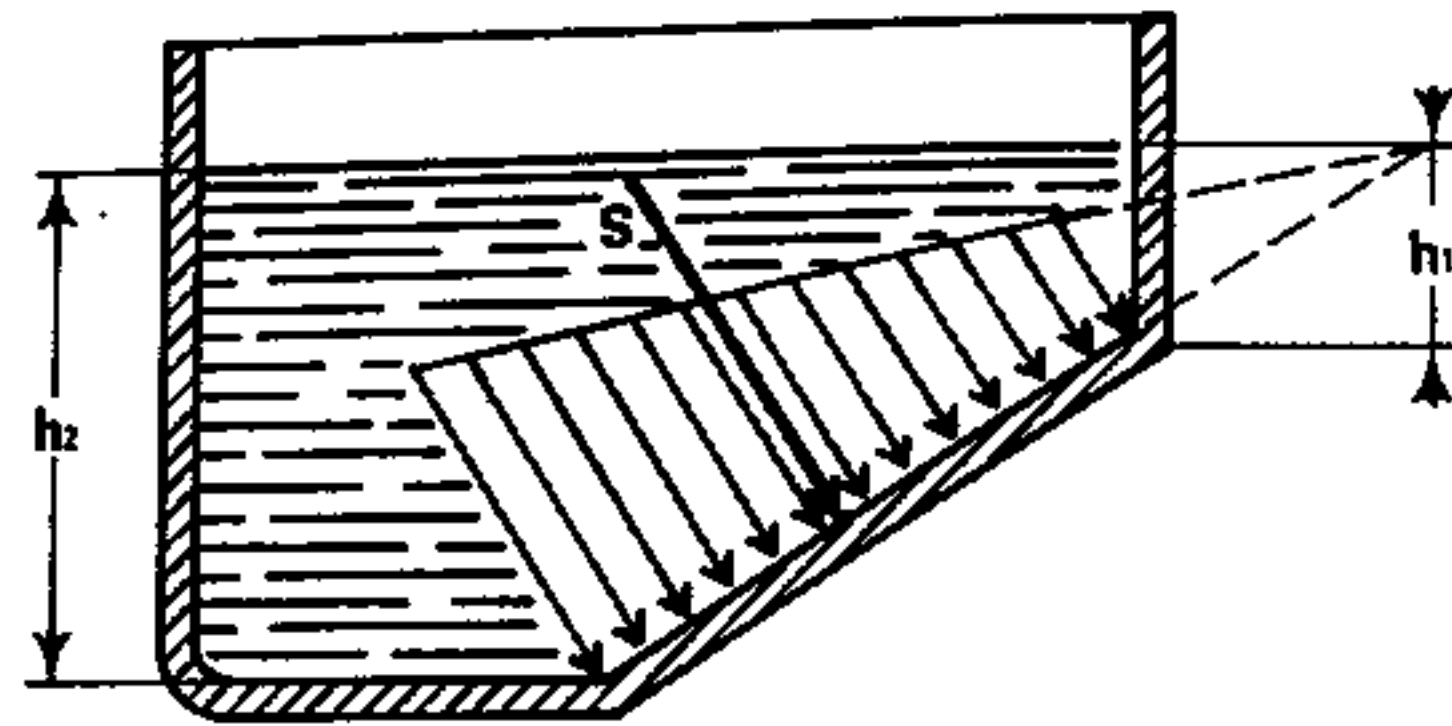


Fig. 11. Pressione idrostatica agente su una superficie non affiorante comunque inclinata

6) LEGGI FONDAMENTALI

Per completare questa breve introduzione dedicata all'idrostatica, riportiamo alcuni principi fondamentali la cui interpretazione è peraltro intuitiva.

a) Principio di Pascal

La pressione esercitata in un punto qualunque di una massa liquida in quiete, si trasmette con la stessa intensità in ogni punto del liquido e in ogni direzione.

Questo principio mette in evidenza la differenza di comportamento fra solidi e liquidi; se esercitiamo una forza (P) sulla faccia superiore di un corpo solido (fig. 12) essa viene trasmessa alla faccia

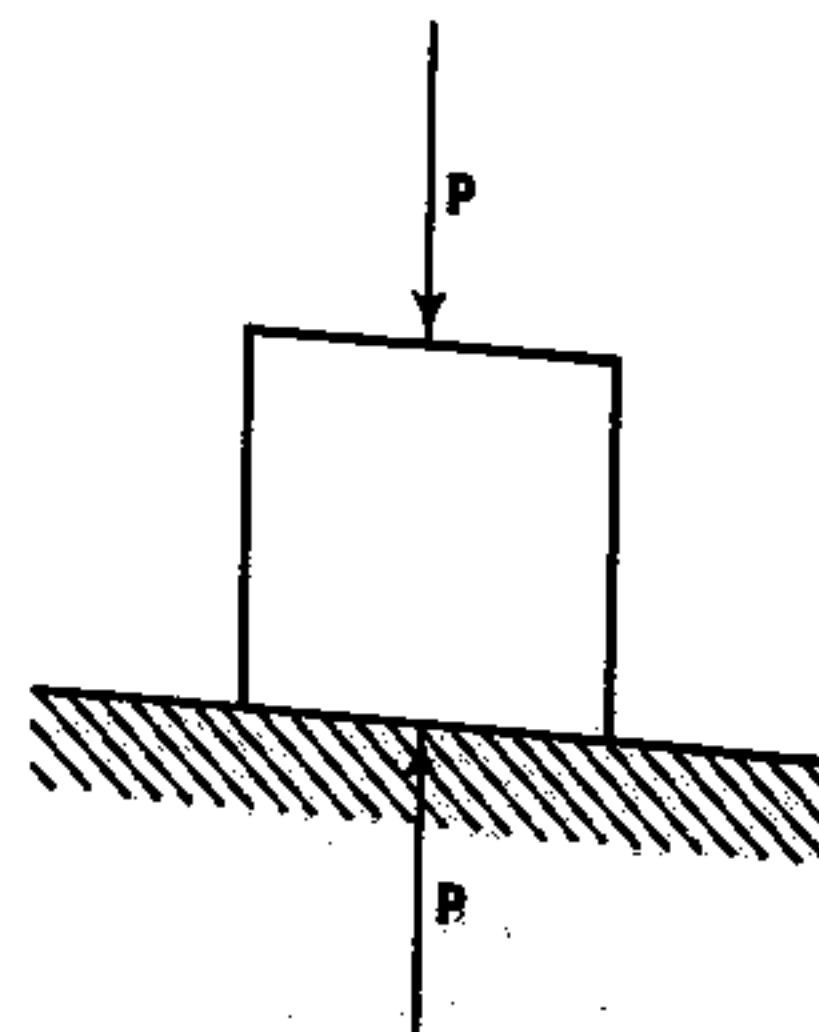


Fig. 12. Effetto di una forza agente su un corpo solido

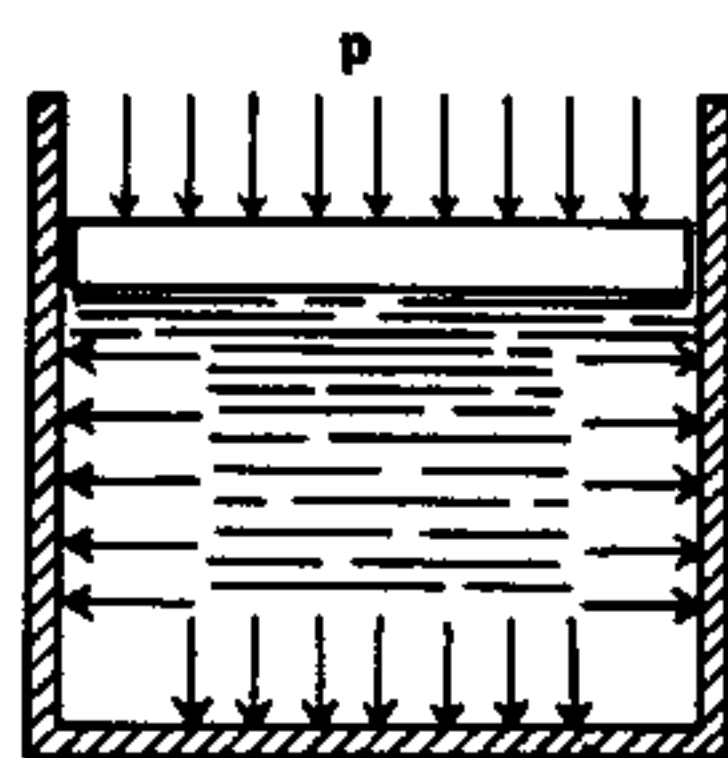


Fig. 13. Principio di Pascal

inferiore, mentre le facce laterali risultano scariche; di contro, un liquido, racchiuso in un recipiente (fig. 13) ed assoggettato ad una certa pressione, comprime in egual misura tutte le pareti del recipiente (1) e la pressione è normale alle superfici stesse comunque siano disposte.

Il principio di Pascal ha innumerevoli applicazioni pratiche; fra le più comuni, citeremo il sistema di frenatura degli autoveicoli (fig. 14) che consente, oltre ad una riduzione dello sforzo motore, una eguale ripartizione della forza frenante sulle quattro ruote, cosa che non sarebbe possibile ottenere con una trasmissione meccanica.

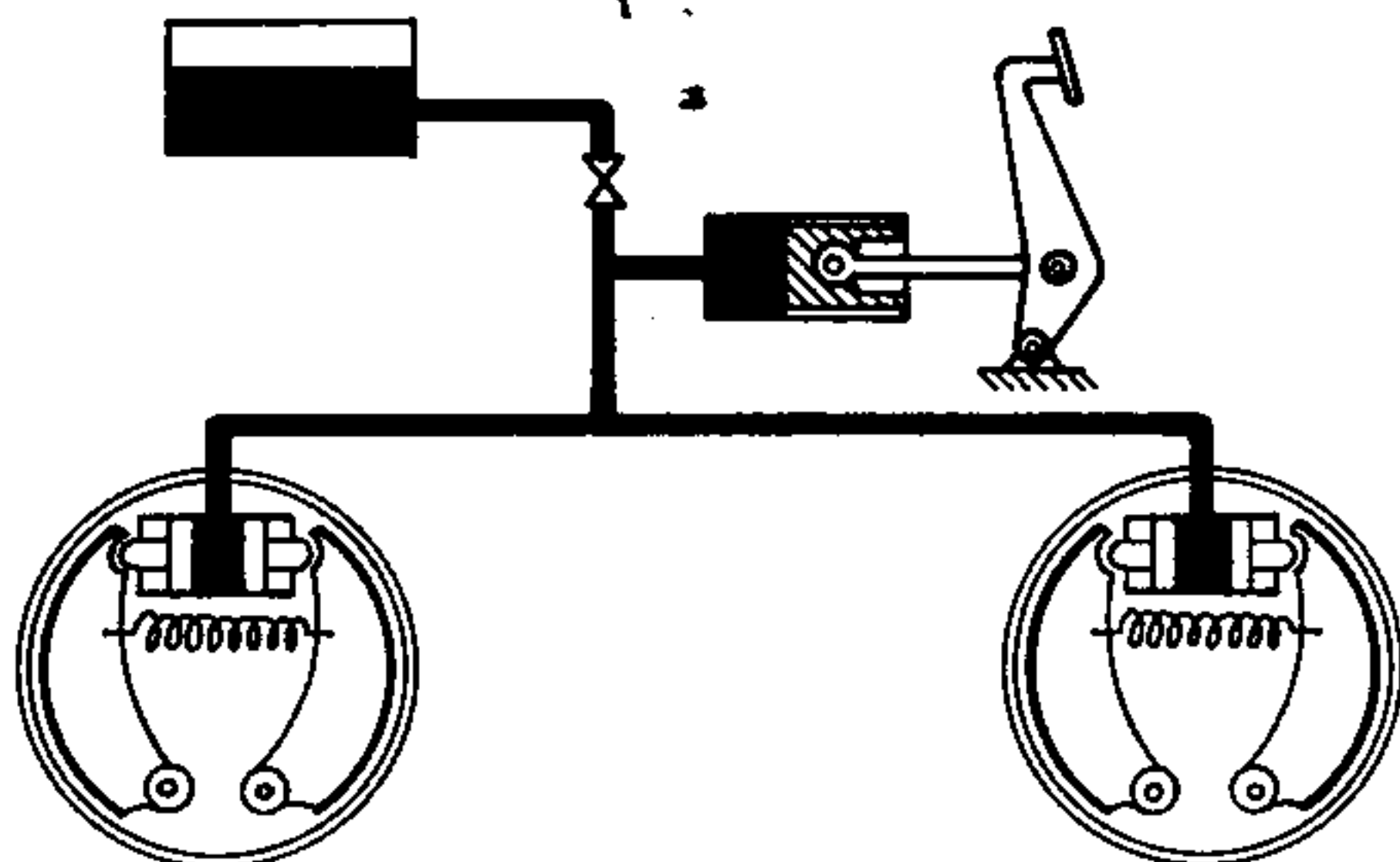


Fig. 14. Applicazione del principio di Pascal

b) Principio dei vasi comunicanti

Un liquido in quiete contenuto in diversi recipienti, fra loro comunicanti raggiunge, in tutti, lo stesso livello, indipendentemente dalla profondità e dalla forma di questi (fig. 15).

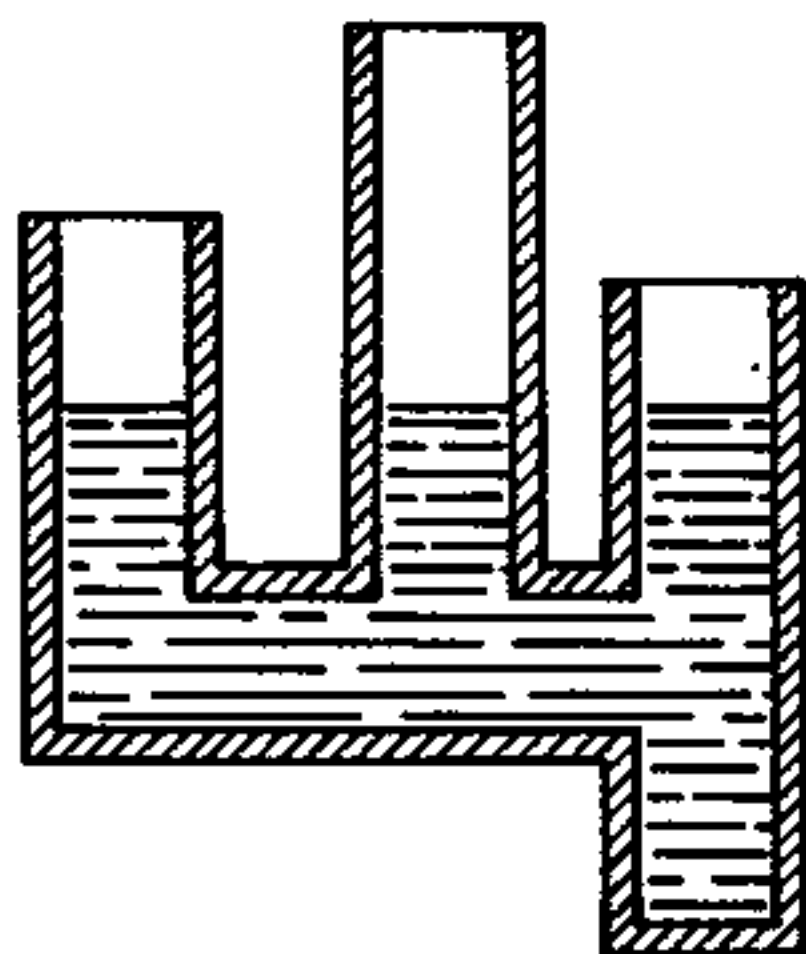


Fig. 15. Principio dei vasi comunicanti

1. Prescindendo, beninteso, dalla pressione idrostatica dovuta alla colonna liquida sovrastante.

Tuttavia se qualcuno dei vasi è di sezione molto piccola (tubo capillare), il principio suddetto non è rigorosamente rispettato a causa dell'adesione del liquido alle pareti. È noto infatti dalla fisica, che alcuni liquidi « aderiscono » alle pareti del recipiente (si dice comunemente che « bagnano » le pareti) e formano, se contenuti in un tubo di piccola sezione, una superficie libera leggermente concava (« menisco concavo ») mentre altri, come il mercurio, non manifestano adesione con le pareti e formano un menisco convesso. Se un complesso di vasi comunicanti, contenente un liquido che bagna le pareti, comprende uno o più tubi capillari, in questi, il livello del liquido sarà leggermente superiore a quello dei rimanenti vasi (fig. 16). Il fenomeno inverso si verifica quando il sistema contiene un liquido che non bagna le pareti: nei tubi capillari il livello risulterà leggermente inferiore a quello degli altri vasi (fig. 17).

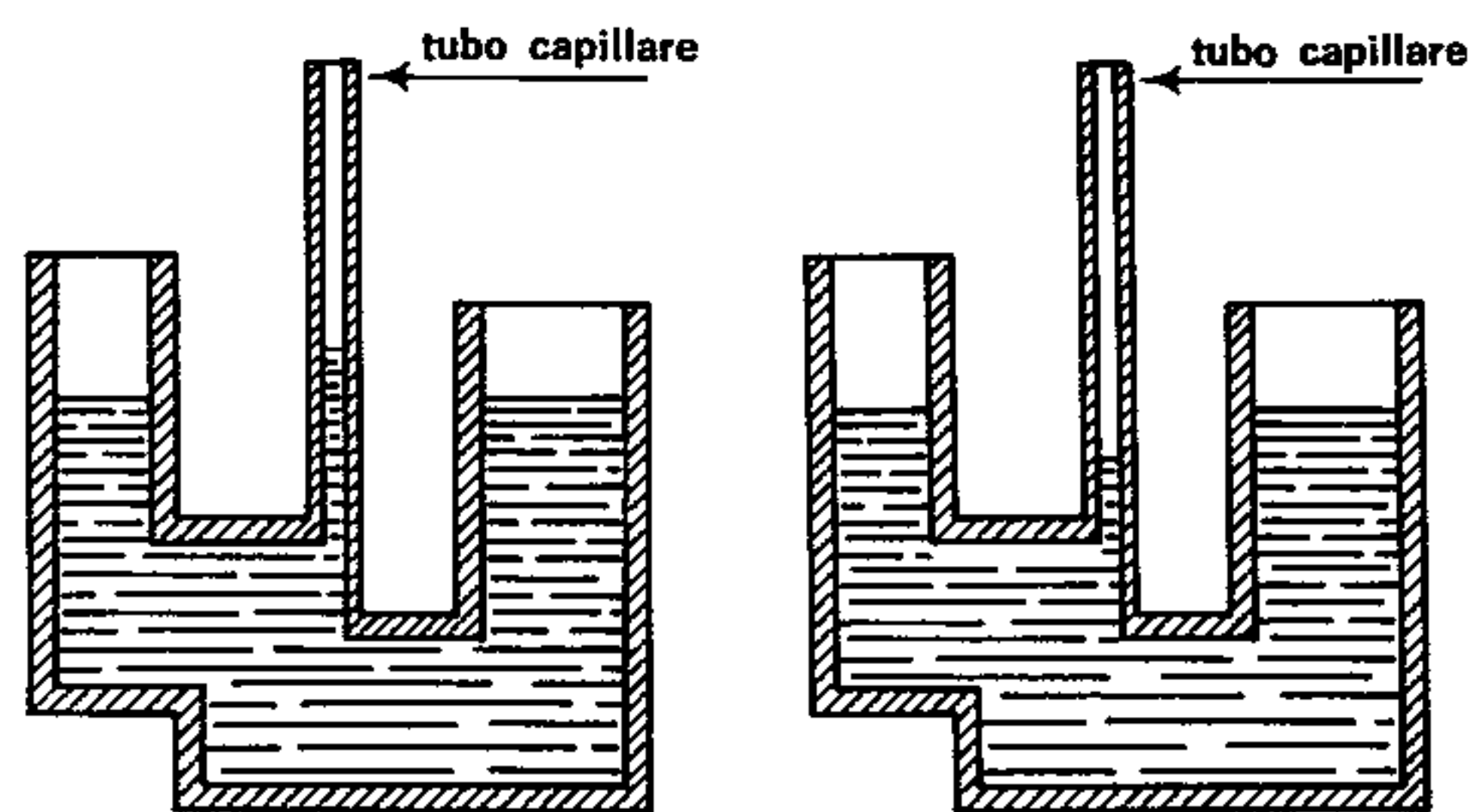


Fig. 16. e 17. Principio dei vasi comunicanti applicato ai tubi capillari

c) Principio di Archimede

Può essere definito il più importante fra i principi dell'idrostatica; esso afferma che:

Un corpo immerso in un fluido in quiete, riceve da questo una spinta, diretta dal basso verso l'alto, la cui intensità è eguale al peso di fluido spostato.

L'esperienza ci conferma infatti quotidianamente che un corpo « pesante » affonda facilmente mentre uno « leggero » quasi sempre tende a galleggiare sull'acqua; il principio di Archimede ci consente di verificare queste osservazioni anche per via analitica: indicando infatti con « P » il peso del corpo e con « S » la spinta esercitata su di esso dal liquido, possono verificarsi le tre eventualità espresse dalla relazione:

$$P \cong S \quad (27)$$

che nel caso di un corpo omogeneo di densità « ρ » diviene:

$$\rho g V \cong \rho_1 g V$$

se con « V » si indica il volume del corpo immerso e con « ρ_1 » la densità del liquido.

Semplificando la relazione precedente, si ottiene:

$$\rho \approx \rho_1$$

e da questa si può dedurre che:

- a) se la densità del materiale costituente il corpo, è maggiore di quella del liquido, il solido affonda ulteriormente

$$\rho > \rho_1$$

- b) se le due densità si eguagliano:

$$\rho = \rho_1$$

il corpo rimane in equilibrio alla profondità cui viene posto (1);

- c) se la densità del corpo è minore di quella del liquido:

$$\rho < \rho_1$$

il solido, sottoposto ad una forza ascendente dovuta alla differenza fra la spinta (S) ed il peso (P), tende a risalire alla superficie e raggiunge la posizione di equilibrio quando la parte immersa ha un volume (V_0) tale da soddisfare la relazione:

$$P = S_0 \tag{28}$$

ovverosia, introducendo le densità:

$$\rho V = \rho_1 V_0 \tag{29}$$

La spinta « S » del liquido è applicata nel baricentro C della parte immersa considerata omogenea; tale punto C, si definisce « centro di carena ». Se ci riferiamo ad un solido omogeneo completamente immerso, il centro di carena C, coincide ovviamente con il baricentro G del corpo; l'equilibrio di questo è pertanto « indifferente ».

Se il corpo immerso non è omogeneo, il centro di

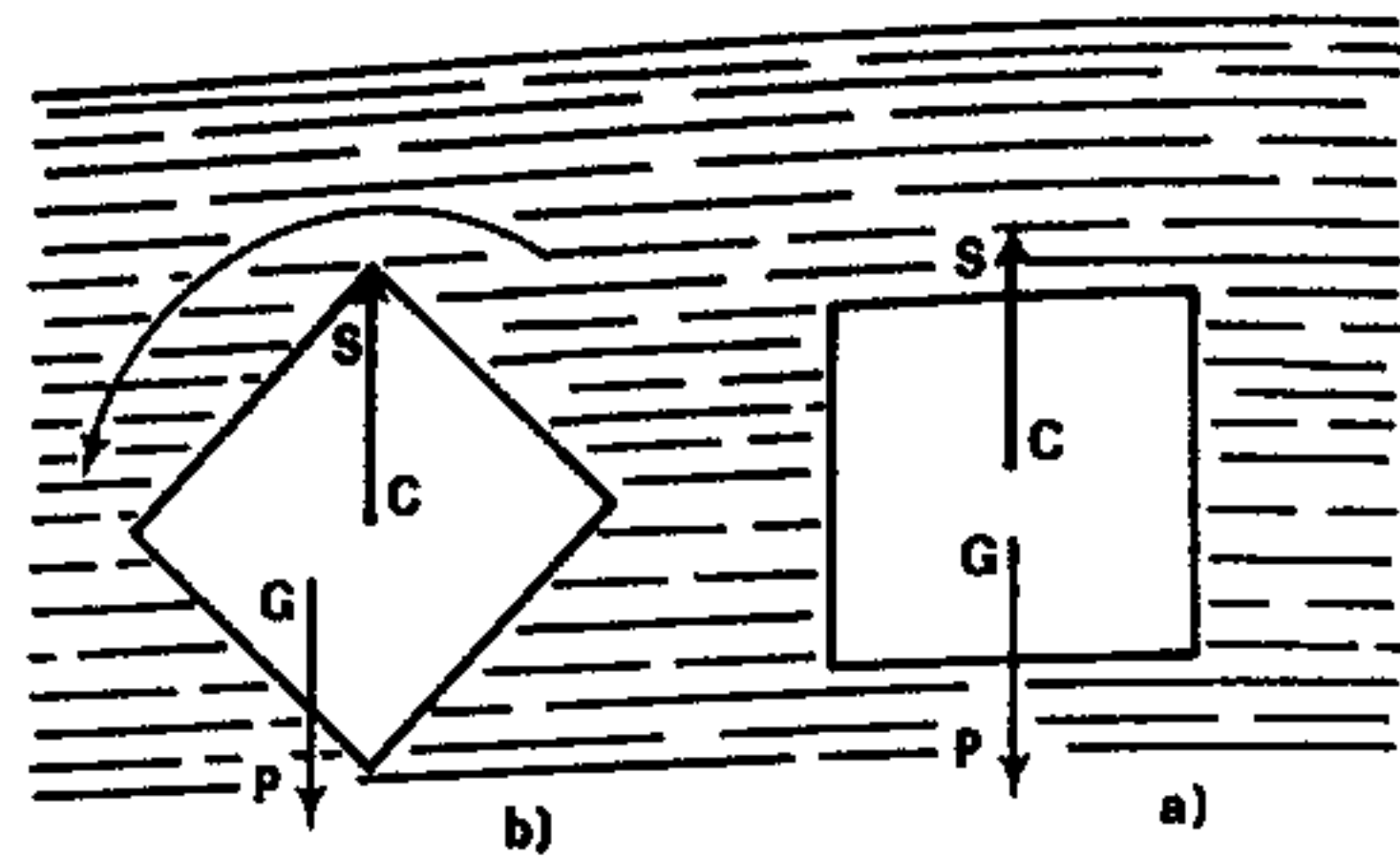


Fig. 18. Equilibrio dei corpi completamente immersi

carena C ed il baricentro G sono due punti distinti; ne consegue che il solido è costretto ad assumere l'unica posizione di equilibrio stabile, raffigurata in fig. 18 a), poiché ogni altro assetto comporta la presenza di una coppia (fig. 18b) atta a ricondurre il corpo nella posizione di stabilità.

Nei caso dei galleggianti, il centro di carena « C », risulta in genere più basso del baricentro G, ma l'equilibrio del galleggiante può risultare egualmente stabile.

Consideriamo infatti il natante schematizzato in (fig. 19a) nella sua normale posizione di equilibrio ed analizziamone il comportamento quando esso — per una causa esterna generica — assuma una piccola inclinazione caratterizzata dall'angolo α (fig. 19b): mentre rimane inalterata la posizione del baricentro G, il centro di carena C, si sposta in C' in virtù della nuova configurazione assunta dalla parte immersa.

Risulta evidente dalla figura che la coppia costituita dal peso « P » e dalla spinta « S », produce una rotazione tendente a riportare il galleggiante nella posizione primitiva; possiamo affermare quindi che l'equilibrio è stabile. La stabilità del galleggiante non è perciò in diretta relazione con la posizione del baricentro e del centro di carena, bensì con quella del punto M ottenuto intersecando la congiungente i punti G e C, con la normale condotta da C' al piano di galleggiamento OO'.

Se il punto M (definito « metacentro ») è in posizione sovrapposta rispetto a G, l'equilibrio è stabile; viceversa il galleggiante è in condizione di equilibrio instabile se il metacentro si trova al disotto di G. Se infine il metacentro M coincide con il baricentro G, si tratta di equilibrio indifferente, condizione inaccettabile per qualsiasi natante, poiché esso manterrebbe qualsiasi posizione gli venisse eventualmente imposta da cause esterne.

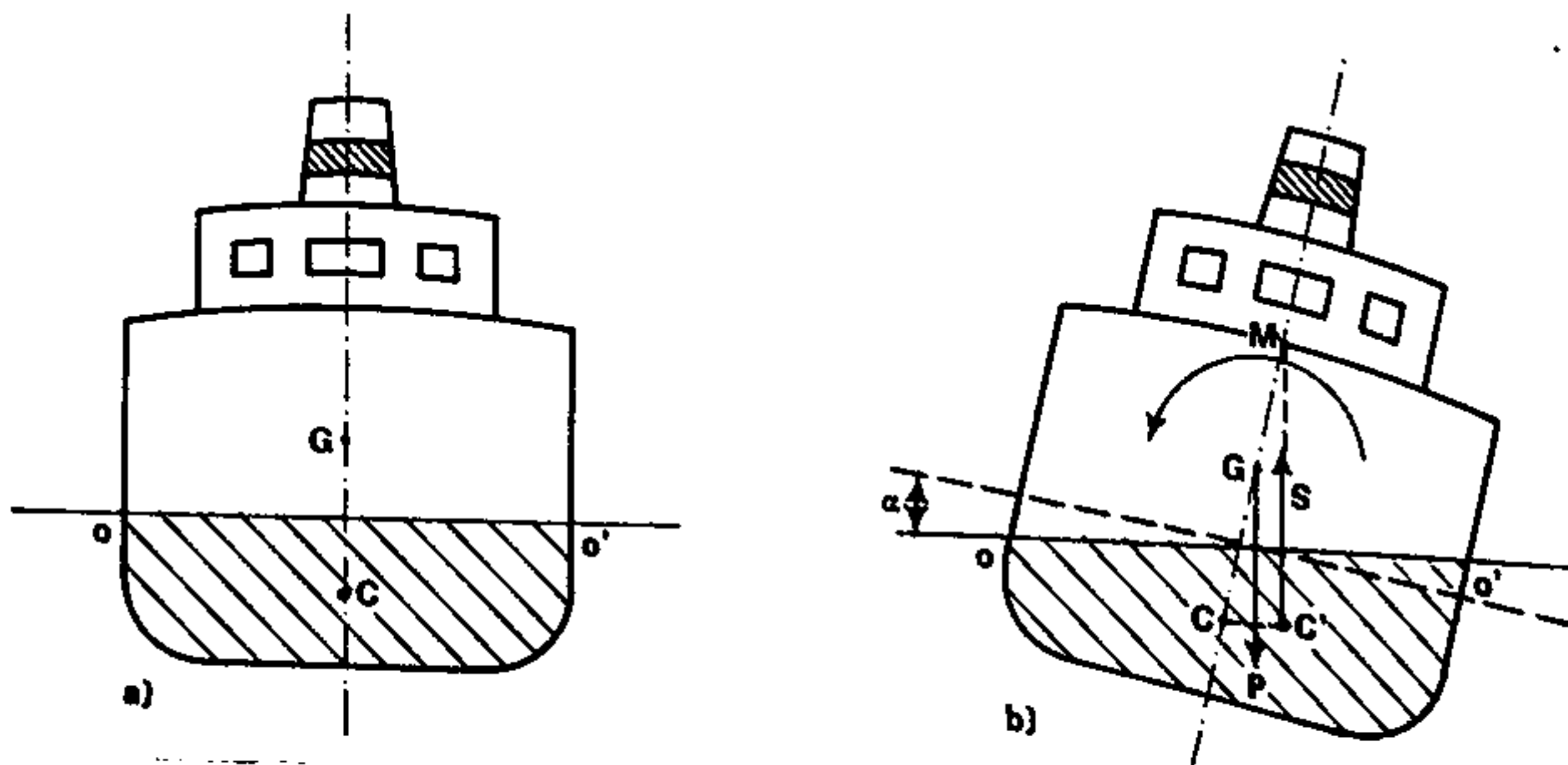


Fig. 19. Equilibrio dei corpi galleggianti

1. In realtà esisterà sempre una lieve differenza fra la pressione idrostatica agente sulla superficie superiore e quella che agisce sulla superficie inferiore, differenza dovuta alla diversa profondità cui si trovano le due superfici.

Capitolo Secondo

Idrodinamica

7) REGIMI DI CORRENTE

L'idrodinamica studia il moto dei liquidi, sia che questo avvenga per effetto della gravità terrestre (deflusso nei corsi d'acqua a pelo libero) sia che avvenga per effetto dell'energia comunicata al fluido da una macchina operatrice (moto entro tubazioni o condotte); lo studio è riferito dapprima ad un fluido ideale per il quale valgono le ipotesi fatte al par. 2, adeguando, in un secondo tempo, i risultati ottenuti al caso di fluidi reali dotati di una certa viscosità. Le grandezze fondamentali che caratterizzano il moto di un liquido sono essenzialmente tre: « **pressione** », « **portata** » e « **velocità** »; ci occuperemo adesso di quest'ultime, poiché della pressione abbiamo già ampiamente trattato nei par. 3 e 4.

Se in un corso d'acqua (o in una tubazione) si immagina di tracciare una sezione normale all'asse della corrente, si definisce « portata volumetrica » (o più semplicemente « portata ») il volume di liquido che attraversa la sezione nell'unità di tempo.

Misurando i volumi in m^3 ed il tempo in secondi la portata risulta espressa in m^3/s ; è comune tuttavia nella pratica valutare le piccole portate in litri/s o addirittura in litri/min, restando inteso che tali unità di misura dovranno essere convertite in m^3/s prima di effettuare qualsiasi calcolo numerico. A tale scopo ricordiamo che:

$$1 m^3/s = 1000 dm^3/s = 1000 l/s$$

Si parla talvolta anche di « portata in massa » (o « portata massica ») intendendo riferirsi con tale definizione alla massa di fluido che attraversa una determinata sezione nell'unità di tempo; nel Sistema Internazionale questa portata risulta espressa in kg/s . Poiché la massa (m) ed il volume (V) di una sostanza sono legati tra loro dalla relazione:

$$m = \rho V$$

ne segue che, trattando il moto dei liquidi — la cui densità « ρ », per le ipotesi fatte in precedenza, può ritenersi costante — è indifferente riferirsi alla portata volumetrica o a quella massica, essendo queste due grandezze fra loro proporzionali.

Studiando il moto degli aeriformi, è necessario

invece riferirsi sempre alla portata massica, poiché il volume di un gas o di un vapore tende a variare in funzione dello spazio disponibile, il che rende estremamente imprecisa la valutazione della portata volumetrica.

Il concetto di « **velocità** » è ben noto dal corso di meccanica, intendendosi con tale termine lo spazio percorso da un mobile, nell'unità di tempo; essa si esprime ovviamente in m/s .

Se ci riferiamo al consueto esempio del corso d'acqua, è facile immaginare che nello studio del moto dei fluidi, il concetto di velocità dovrà subire alcune limitazioni:

- innanzitutto si rileva che nei tratti in cui la larghezza del fiume o del canale diminuisce, la velocità della corrente tende ad aumentare; ne segue che nei nostri calcoli intenderemo sempre riferirci ad una velocità istantanea valutata in una ben determinata sezione del canale o della tubazione;
- si osserva inoltre che la velocità è maggiore verso il centro della corrente e decresce avvicinandosi alle sponde; questa è una diretta conseguenza della viscosità che i fluidi reali manifestano contrariamente alle ipotesi da noi fatte per i fluidi ideali che, teoricamente, dovrebbero dar luogo ad una serie di filetti fluidi scorrenti con la stessa velocità in ogni punto di una determinata sezione.

In conseguenza a quanto sopra detto, studiando il moto dei fluidi reali **intenderemo sempre riferirci alla « velocità media » del fluido in una sezione prefissata.**

Per chiarire in qual modo le tre grandezze ora definite (pressione, velocità e portata) caratterizzino il moto di un fluido, riferiamoci al serbatoio di fig. 20 alimentato da una tubazione e provvisto di un foro attraverso il quale parte del liquido in esso contenuto defluisce all'esterno:

- Se la tubazione alimentatrice invia nel serbatoio più acqua di quanta ne fuoriesce dal foro (il che equivale a dire che la portata di alimento supera quella di deflusso) il livello del liquido nel serbatoio tende a salire aumentando la pressione idro-

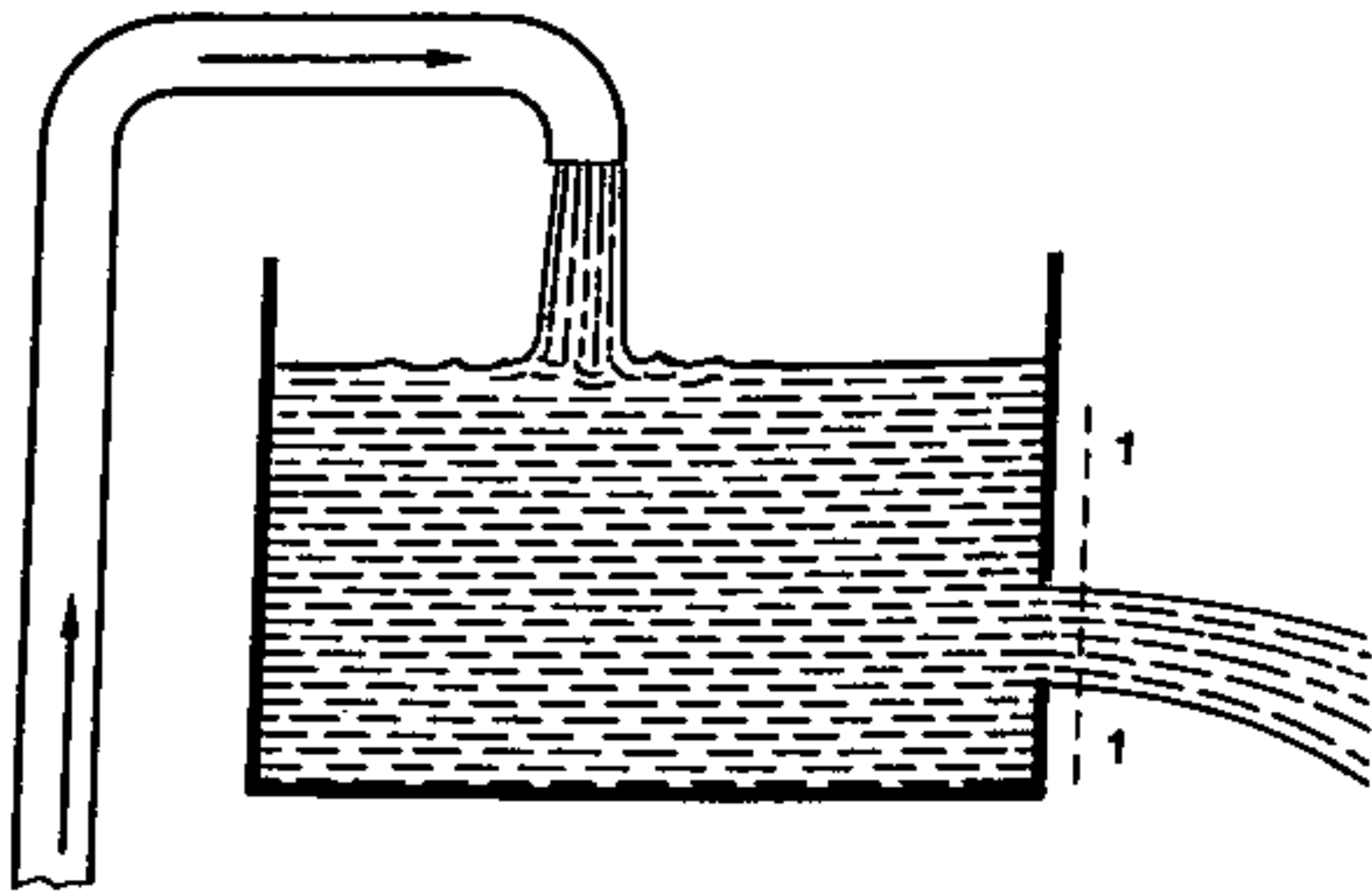


Fig. 20. Determinazione del moto permanente e del moto vario

statica sulla sezione di efflusso; ciò comporta un aumento della velocità del liquido che defluisce all'esterno e quindi una variazione della portata allo scarico.

- b) Se la portata di alimento è inferiore a quella di scarico, avviene il fenomeno opposto; il livello dell'acqua tende a decrescere, la pressione idrostatica diminuisce e l'efflusso ne risente diminuendo di velocità e di portata.

Nell'uno e nell'altro caso, in una sezione ideale 1) tracciata in corrispondenza del foro di scarico, le grandezze fondamentali sono soggette a continue variazioni ed il moto del liquido nella sezione considerata viene definito « a regime variabile ».

- c) Se la portata alimentatrice eguaglia quella di scarico, non si manifestano né variazioni di livello, né di pressione, né di velocità; **ne segue che nella sezione ideale già citata potremo ritenere tali grandezze costanti nel tempo e definire il moto del liquido « a regime permanente ».** In modo del tutto analogo, si definisce a regime permanente il moto di un liquido in un fiume, o in un canale, o in una condotta, quando in una qualsiasi sezione normale all'asse della corrente la pressione, e la velocità del fluido non variano nel tempo.

Per quanto riguarda il moto dei liquidi entro condotte o tubazioni, la condizione suddetta è soddisfatta quasi sempre, mentre lo è difficilmente nei corsi d'acqua naturali, soggetti ad oscillazioni di regime in corrispondenza delle stagioni, e della maggiore o minore entità delle precipitazioni atmosferiche. Tuttavia, se l'osservazione è limitata a periodi di tempo relativamente brevi, si può ritenere che il regime si mantenga pressoché permanente.

8) EQUAZIONE DI CONTINUITÀ

Consideriamo una condotta di forma generica (fig. 21) entro la quale scorre un liquido e proponiamoci di ricavare una formula che ci consenta di calcolare la portata fluente entro la condotta stessa; a tale

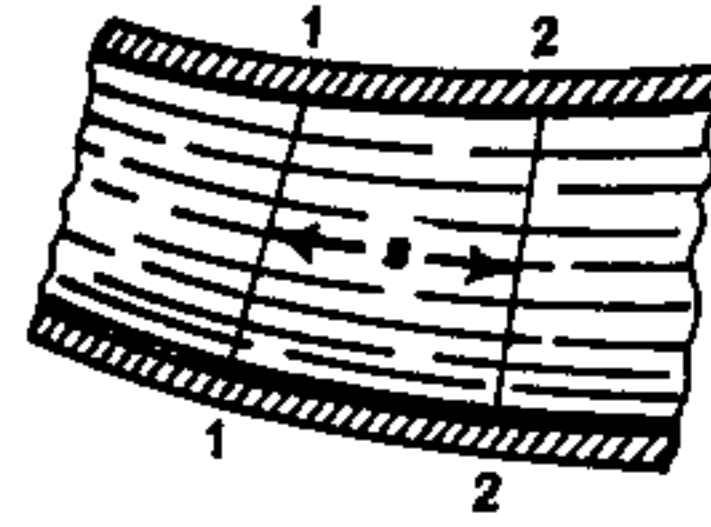


Fig. 21. Portata di una condotta

scopo immaginiamo di tracciare una sezione generica 1), normale all'asse geometrico della condotta e valutiamo il volume di fluido che l'attraversa in un tempo brevissimo « t ». La massa liquida che nell'istante iniziale passa attraverso la sezione 1), dopo il tempo « t » si sarà spostata in una sezione 2) tanto vicina — in virtù del piccolissimo valore di « t » — da poter ritenere che le aree delle due sezioni non differiscano sensibilmente fra loro e di conseguenza non vari sensibilmente il valore (v) della velocità media del liquido scorrente. In tali ipotesi, la massa liquida ha percorso uno spazio « s » esprimibile con:

$$s = vt$$

ed il volume (V) di fluido che nel tempo « t » ha attraversato la sezione 1) vale:

$$V = Avt$$

se con « A » indichiamo l'area della sezione 1) pressoché coincidente, per le ipotesi fatte, con quella della sezione 2).

La portata « Q », intesa come rapporto fra il volume effluente ed il tempo impiegato nell'efflusso, si esprime perciò con la relazione:

$$Q = \frac{V}{t} = \frac{Avt}{t}$$

ovvero, semplificando:

$$Q = Av \quad (30)$$

Misurando l'area (A) della sezione in m² e la velocità media del liquido in m/s la portata risulta espressa in m³/s come avevamo già anticipato al par. 7.

Consideriamo adesso una condotta generica (fig. 22) entro la quale scorre un liquido in regime permanente, ed immaginiamo di tracciare le sezioni 1)

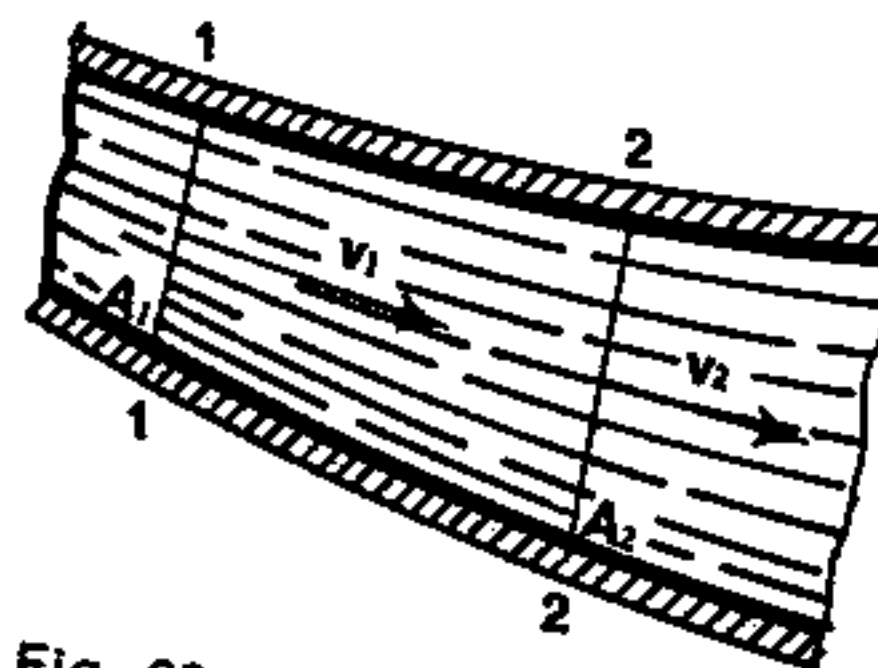


Fig. 22. Principio della continuità

e 2) normali all'asse della condotta stessa; per ciascuna sezione possiamo applicare la formula (30), scrivendo, per la sezione 1):

$$Q_1 = A_1 v_1$$

per la sezione 2):

$$Q_2 = A_2 v_2$$

Ma nell'ipotesi premissa di regime permanente, la portata non varia nel tempo, e quindi il suo valore, nelle due sezioni considerate, è costante:

$$Q_1 = Q_2$$

Ne segue la relazione:

$$\boxed{A_1 v_1 = A_2 v_2} \quad (31)$$

comunemente nota come « equazione di continuità ». Da questa si ottiene anche:

$$\frac{A_1}{A_2} = \frac{v_2}{v_1} \quad (32)$$

Il che consente di affermare che, in regime permanente, la velocità del liquido scorrente varia in proporzione inversa rispetto all'area della sezione attraversata; in altre parole — e ciò è confermato dall'esperienza quotidiana — ove si abbia un ampliamento della sezione si manifesta un rallentamento della corrente e viceversa. Questo accade comunemente nei corsi d'acqua naturali, il cui alveo ha una conformazione irregolare prodotta dalle acque stesse in seguito a fenomeni di erosione o di deposito, mentre nei canali artificiali o nelle condotte, la sezione si mantiene sensibilmente costante almeno per lunghi tratti; potremo perciò ritenere in questi casi:

$$A_1 = A_2$$

e di conseguenza, dalla (31):

$$v_1 = v_2$$

Potremo così definire un nuovo regime di corrente — il « regime uniforme » — caratterizzato dalla costanza della velocità media del liquido in qualsiasi sezione della condotta o del canale.

Dal procedimento seguito per pervenire a tale conclusione è facile dedurre che il regime uniforme è un caso particolare del regime permanente.

9) TEOREMA DI BERNOULLI PER LIQUIDI IDEALI

Consideriamo una condotta di forma generica in cui scorre un liquido ideale in regime permanente (fig. 23) e supponiamo che il liquido in moto non riceva energia dall'esterno né possa cederne, almeno nel tratto compreso fra le due sezioni 1) e 2) scelte ad arbitrio e normali all'asse longitudinale del condotto. In queste ipotesi, il principio della conservazione

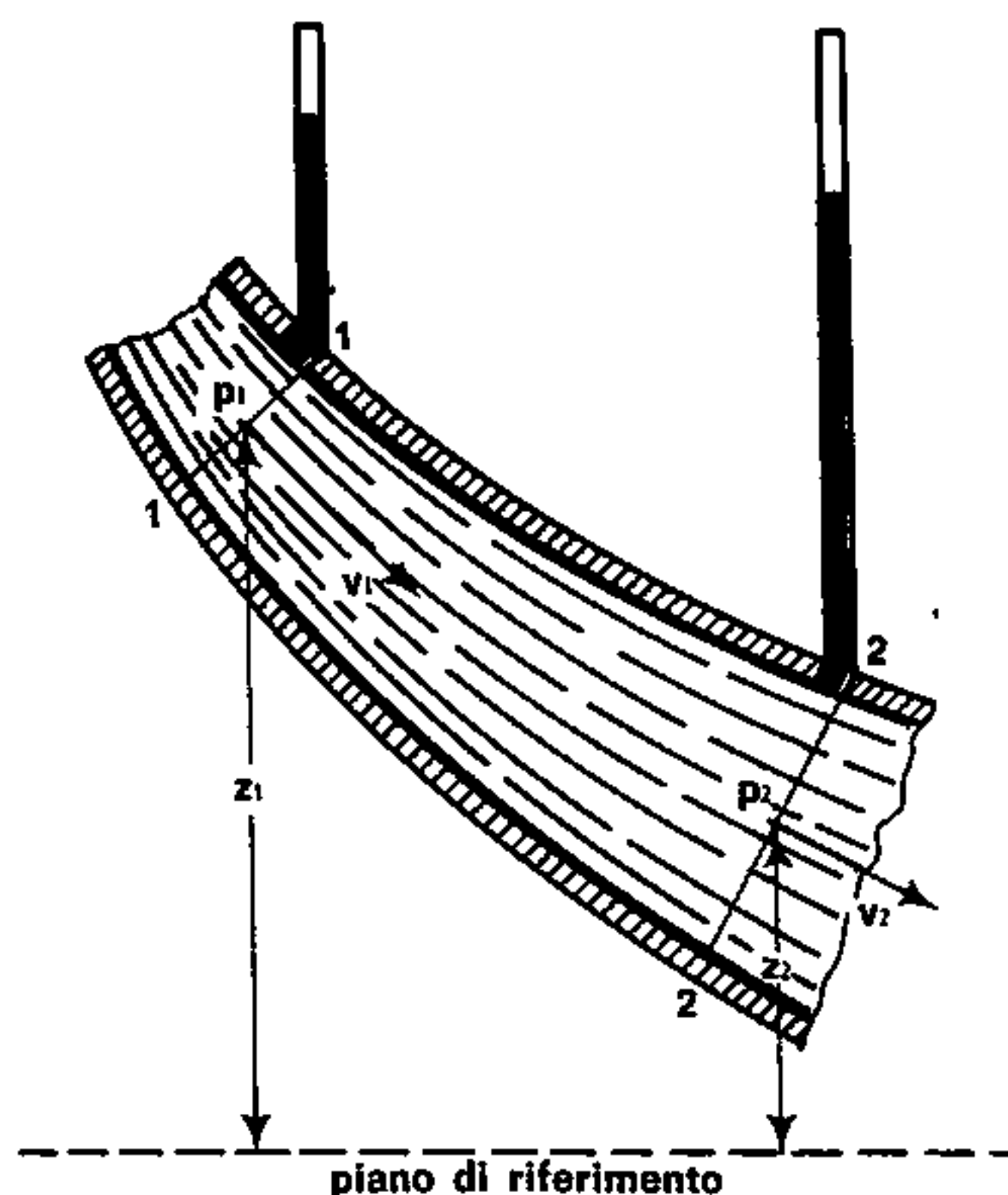


Fig. 23. Teorema di Bernoulli per liquidi ideali

dell'energia ci consente di affermare che l'energia totale posseduta dal liquido nell'attraversamento della sezione 1), è uguale a quella che esso possiede nell'attraversamento della sezione 2); il liquido ideale infatti ha viscosità nulla, non risente di alcuna forma di attrito, e di conseguenza non è soggetto ad alcuna dissipazione di energia.

L'energia totale posseduta dal liquido è la somma di tre energie diverse; se indichiamo con « m » la massa del fluido in esame, tali energie sono:

a) l'energia potenziale dovuta alla sua posizione che potremo esprimere con:

$$E_p' = mgz$$

se con « z » indichiamo la quota del baricentro della sezione rispetto ad un generico piano di riferimento (« altezza geodetica »).

b) l'energia potenziale dovuta alla pressione cui il liquido è sottoposto, energia che può essere espressa in funzione della sua « altezza piezometrica » (cfr. par. 4):

$$E_p'' = mg \cdot \frac{p}{\gamma} = mg \cdot \frac{p}{g\rho} = m \frac{p}{\rho}$$

c) l'energia cinetica dovuta alla velocità con cui si muove il fluido; è noto dal corso di meccanica che essa ha l'espressione:

$$E_c = \frac{1}{2} mv^2$$

Impiegando le unità di misura del Sistema Internazionale (« m » in kg, « z » in m, « p » in Pa (N/m²), « ρ » in kg/m³, « v » in m/s e « g » in m/s²) le tre suddette energie risultano espresse in joule (J); con le unità di misura del sistema tecnico risultano ovviamente espresse in kgf m.

In genere, nelle due sezioni considerate, si rilevano valori diversi di « z » « p » e « v » e quindi delle relative energie, ma la loro somma deve tuttavia rimanere costante; sarà in definitiva nella sezione 1):

$$E_{t1} = E_p' + E_p'' + E_c = mgz_1 + m \frac{p_1}{\rho} + m \frac{v_1^2}{2}$$

e nella sezione 2):

$$E_{t2} = mgz_2 + m \frac{p_2}{\rho} + m \frac{v_2^2}{2}$$

per il principio della conservazione dell'energia, già citato, potremo scrivere:

$$m \left(gz_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} \right) = m \left(gz_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} \right) \quad (33)$$

relazione importantissima che costituisce l'espressione analitica del **teorema di Bernoulli**; in essa, sia il primo che il secondo membro, hanno le dimensioni di un lavoro, e rappresentano l'energia posseduta dal fluido. Se facciamo riferimento all'unità di massa del fluido ($m = 1 \text{ kg}$ nel Sistema Internazionale) la (33) diviene:

$$gz_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} = gz_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} \quad (34)$$

i due termini rappresentano l'energia posseduta dal fluido per unità di massa (joule/kg nel SI).

La (33) può anche essere scritta nella forma:

$$mg \left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} \right) = mg \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} \right)$$

ovvero, essendo $mg = P$ e $\rho g = \gamma$:

$$P \left(z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} \right) = P \left(z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} \right) \quad (35)$$

che rappresenta l'equazione di Bernoulli scritta nel sistema tecnico. Riferendoci all'unità di peso del fluido ($P = 1 \text{ kgf}$) i termini in parentesi rappresentano l'energia posseduta dal fluido per unità di peso (in kgf m) ed hanno la dimensione di una lunghezza ($\text{kgf m/kgf} = \text{m}$).

Tenendo conto che le sezioni 1) e 2) sono state scelte ad arbitrio, e che — in regime permanente — il principio della conservazione dell'energia è valido per qualsiasi altra sezione, l'equazione di Bernoulli può essere scritta nella sua forma più usuale:

$$z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} = \text{cost} \quad (36)$$

Ovviamente l'equazione di Bernoulli nella forma (35) è valida ed utilizzabile anche facendo uso del Sistema Internazionale, con l'avvertenza che il peso P va espresso in newton (N), la pressione « p » in pascal (Pa), ed il peso specifico $\gamma = \rho g$ in N/m^3 . In tal caso i tre termini hanno come unità di misura una lunghezza ($\text{J/N} = \text{N m/N} = \text{m}$) con lo stesso significato prima esplicitato. Nel seguito del testo useremo l'equazione di Bernoulli nella forma (36). Il primo termine, « z », detto anche altezza di posizione, è l'altezza dell'elemento di fluido conside-

rato rispetto ad un piano di riferimento; il secondo termine, « p », detto anche altezza statica, rappresenta l'altezza di una colonna di fluido che, a causa del suo peso, genera la pressione « p »; il terzo termine, $v^2/2g$, rappresenta l'altezza da cui il fluido dovrebbe cadere per acquistare la velocità « v »: è detto spesso altezza dinamica.

È interessante analizzare le variazioni dell'equazione di Bernoulli quando nella condotta si manifestano condizioni particolari:

a) **l'asse del condotto è disposto orizzontalmente;** l'equazione di Bernoulli, essendo:

$$z_1 = z_2$$

si riduce a:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g}$$

ovvero:

$$\frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} = \text{costante} \quad (37)$$

La pressione quindi aumenta con la diminuzione del quadrato della velocità; ciò significa che se la sezione del tubo si riduce, ivi si verifica un aumento della velocità della corrente fluida e contemporaneamente una diminuzione della pressione;

b) **Il liquido scorre in regime uniforme;**

ciò comporta l'eguaglianza delle velocità nelle sezioni 1) e 2); l'equazione di Bernoulli diviene:

$$z + \frac{p}{\gamma} = \text{costante} \quad (38)$$

la pressione cioè aumenta con il diminuire della quota geodetica.

c) **la condotta generica è sostituita da un corso d'acqua;**

ciò equivale a considerare:

$$p_1 = p_2$$

in quanto, nella sezione 1) come nella sezione 2) agisce la stessa pressione assoluta, risultante della pressione atmosferica più la pressione idrostatica dovuta all'altezza del liquido (uguale nelle due sezioni) sopra il baricentro. Risulta perciò:

$$z + \frac{v^2}{2g} = \text{costante} \quad (39)$$

cioè la velocità aumenta al diminuire della quota geodetica.

10) FORMULA DI TORRICELLI

Il teorema di Bernoulli, permette di determinare la velocità teorica di un liquido che effluisce attraverso un foro praticato nel recipiente che lo contiene. Supponiamo che il recipiente schematizzato in fig. 24 abbia un volume grandissimo in modo che il livello del liquido non muti sostanzialmente per effetto dell'efflusso attraverso il foro praticato nella parete; tale ipotesi è necessaria per poter affermare che il moto è permanente.

Applichiamo l'equazione di Bernoulli, scegliendo la sezione 1) in corrispondenza del pelo libero e la sezione 2) normale alla vena effluente appena fuori dal foro di efflusso.

Le pressioni « p_1 » e « p_2 » si possono così ritenere uguali alla pressione atmosferica, se si trascura la lieve differenza dovuta alla pressione idrostatica agente sul baricentro della sezione 2); inoltre, data la notevole estensione della superficie, il pelo libero può essere considerato in quiete. Nell'equazione di Bernoulli (34) potremo porre pertanto:

$$p_1 = p_2 = p_a \quad v_1 = 0$$

ottenendo:

$$z_1 = z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

e da questa:

$$\frac{v_2^2}{2g} = z_1 - z_2$$

Con le notazioni della figura 24, è inoltre:

$$z_1 - z_2 = h$$

se con « h » indichiamo l'altezza del pelo libero sopra il centro della bocca di efflusso.

La velocità del liquido vale pertanto:

$$v_2 = \sqrt{2gh} \quad (40)$$

formula identica a quella che è stata ricavata in meccanica per il calcolo della velocità acquisita da un grave che cade nel vuoto da un'altezza « h ». La (40) è nota come « formula di Torricelli », e, per

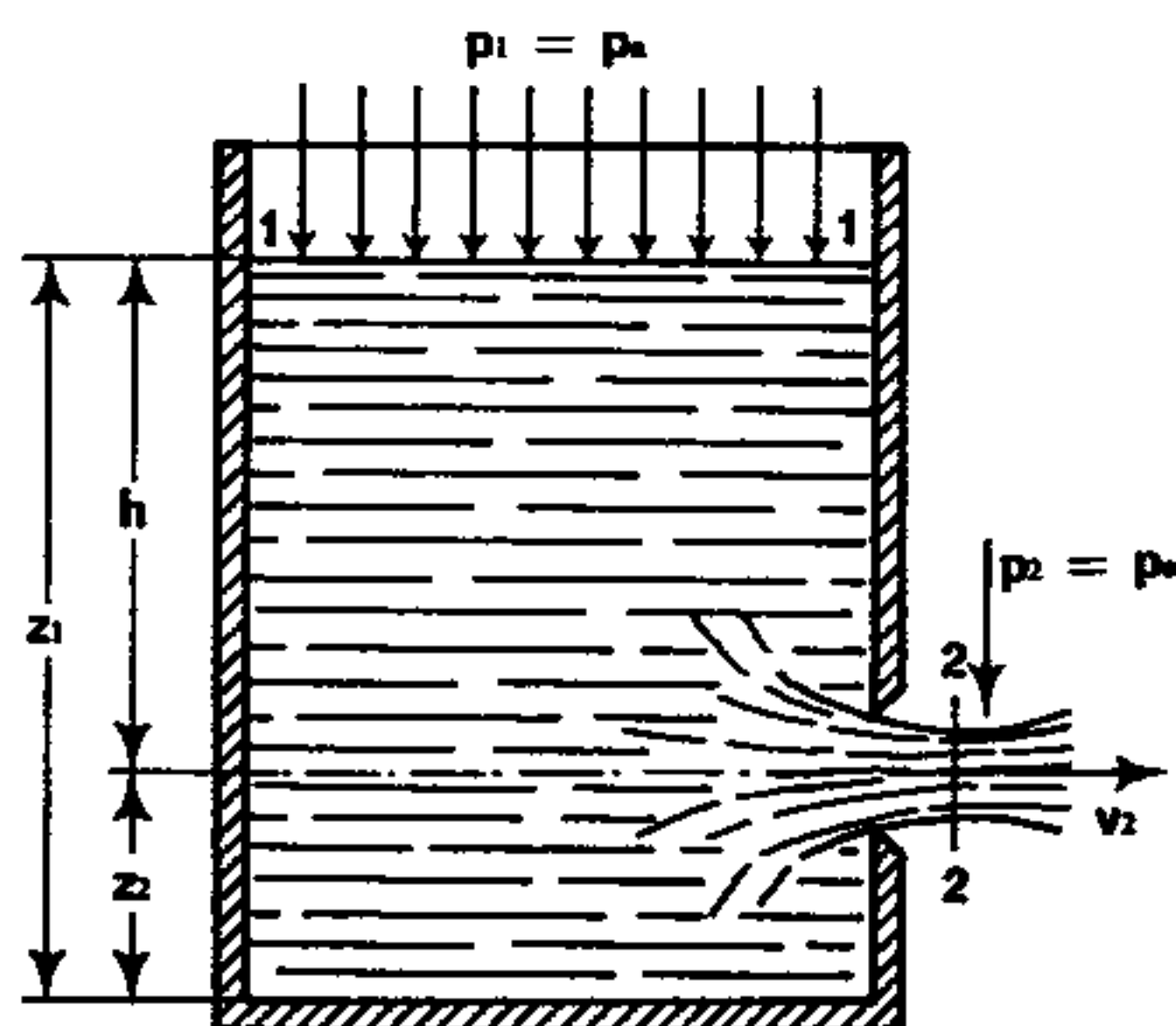


Fig. 24. Principio di Torricelli

il modo stesso con cui è stata dedotta, è puramente teorica; nella pratica, infatti, in prossimità delle pareti, le falde liquide subiscono un rallentamento dovuto alle resistenze di attrito, per cui il valore effettivo della velocità di efflusso risulta inferiore a quello calcolato con la (40).

La formula di Torricelli — per la sua semplicità — è tuttavia applicabile anche ai casi reali introducendo opportuni fattori correttivi.

11) VISCOSITÀ DEI FLUIDI REALI

Se in una condotta scorre un liquido ideale, la velocità dei vari filetti fluidi ha lo stesso valore, in ogni punto di una sezione normale all'asse longitudinale della condotta stessa, in quanto ciascuna particella ha la possibilità di muoversi rispetto a quelle ad essa adiacenti, senza che si manifestino resistenze di attrito capaci di ostacolare o comunque di rallentare il moto.

Se nella stessa condotta effluisce un liquido reale, le cose vanno ben diversamente: i filetti fluidi che scorrono lungo le pareti sono soggetti ad una forza resistente (detta « attrito esterno ») che ne rallenta sensibilmente il moto; a loro volta essi esercitano una azione frenante nei riguardi degli altri filetti fluidi con i quali sono a contatto (attrito interno) in quanto fra due particelle di liquido reale in moto relativo fra loro si sviluppa sempre una forma di attrito.

Ne segue che, come avevamo premesso, la velocità di un fluido reale non è costante in tutti i punti di una sezione normale all'asse della tubazione, ma è massima al centro e decresce avvicinandosi alle pareti fino a poterla ritenere nulla per uno strato infinitamente sottile prossimo alle pareti stesse. Un fenomeno analogo si verifica nei corsi d'acqua; è agevole osservare infatti come il filone centrale della corrente di un fiume scorra molto più velocemente di quelli prossimi alle sponde il cui moto è rallentato dall'attrito esterno; la superficie libera tuttavia risente una leggera resistenza da parte della massa d'aria sovrastante, per cui si può ritenere che il massimo valore della velocità si abbia al centro del corso d'acqua ad una ventina di cm circa al disotto del pelo libero.

È facile riscontrare che l'intensità delle resistenze di attrito che si oppongono al moto delle particelle liquide dipende dalla natura del fluido e dalla sua temperatura: l'olio, ad esempio, fluisce in un tubo più lentamente dell'acqua, ma il suo movimento è agevolato aumentandone la temperatura.

Sorge perciò spontaneo definire la « viscosità » (detta anche « attrito interno ») di un fluido come quella qualità che caratterizza con il proprio valore la maggiore o minore facilità di scorrimento del fluido stesso; la sua conoscenza permette di trarre importanti conclusioni sul moto del fluido e di valutare l'entità delle dissipazioni di energia cui esso è soggetto.

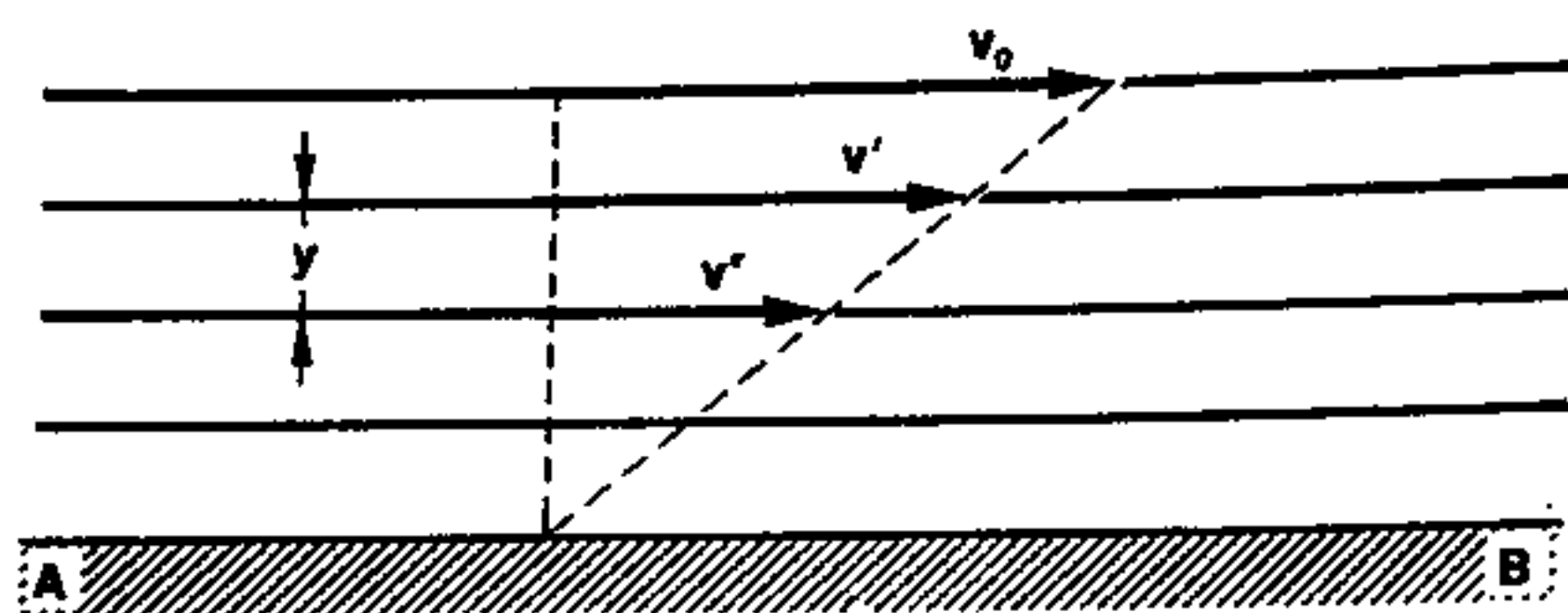


Fig. 25. Definizione della viscosità di un fluido

Un'espressione analitica della viscosità può essere dedotta con il seguente ragionamento: sia AB una superficie piana fissa (fig. 25) e su di essa scorra un liquido reale che supporremo formato da un grandissimo numero di strati fluidi infinitamente sottili.

Se con « v_0 » indichiamo la velocità di traslazione dello strato più lontano da AB e riteniamo nulla la velocità dello strato a contatto con la superficie fissa, gli strati intermedi sono soggetti a velocità comprese fra i suddetti valori estremi.

Due strati qualsiasi, distanti « y » fra loro, si muovono perciò con velocità diverse v' e v'' ; la velocità relativa di uno di essi rispetto all'altro risulta:

$$\Delta v = v' - v''$$

e la forza (F) che si oppone al movimento è:

- direttamente proporzionale alla velocità relativa (Δv);
- direttamente proporzionale all'estensione delle superfici a contatto (A);
- inversamente proporzionale alla distanza fra i due strati (y);
- dipendente dalla natura del fluido e dalla sua temperatura.

Tali condizioni si possono esprimere in forma analitica con una relazione del tipo:

$$F = \mu A \frac{\Delta v}{y} \quad (41)$$

in cui il coefficiente « μ » tiene conto di quanto espresso al punto d) e rappresenta perciò la « viscosità dinamica » del fluido in esame.

Ricavando dalla (41) l'espressione di « μ »:

$$\mu = \frac{Fy}{A\Delta v} \quad (42)$$

ed esprimendo i termini del secondo membro della (42) con le unità di misura del sistema assoluto la viscosità dinamica risulta espressa in « $g\ cm^{-1}\ s^{-1}$ », unità che fu detta « **poise** » (P) in onore dello studioso francese J. L. Poiseuille. Nel SI la viscosità dinamica si misura invece in « $kg\ m^{-1}\ s^{-1}$ » (unità che si verifica essere uguale a 10 poise). Nel sistema tecnico infine essa si misura in « $kgf\ s\ m^{-2}$ » (unità che si verifica essere uguale a 98,1 poise).

Il rapporto fra la viscosità dinamica e la densità (cfr. par. 1) del fluido:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (43)$$

si definisce « viscosità cinematica » ed il suo impiego è frequente nelle applicazioni numeriche in virtù della sua più facile determinazione.

Nel sistema assoluto essa si misura in « $cm^2\ s^{-1}$ », unità detta **stokes** (St), o più spesso in **centistokes** (10^{-2} stoke); nel Sistema Internazionale (ed anche, come si verifica facilmente, nel sistema tecnico) si misura invece in « $m^2\ s^{-1}$ », unità che equivale, come si calcola facilmente, a 10^4 stokes.

1. Se nella relazione (42) si assegna il valore unitario alla distanza « y », all'area « A » ed alla differenza di velocità « Δv », risulta:

$$\mu = F$$

e perciò la viscosità dinamica può essere definita come la forza necessaria per fare scorrere le particelle liquide poste su due piani paralleli, dell'estensione di $1\ m^2$ e distanti $1\ m$, con una velocità relativa di $1\ m/s$.

La misurazione pratica della viscosità si effettua mediante i « viscosimetri » dei quali esistono diversi tipi, tutti basati sul principio comune di lasciar defluire una quantità prefissata di fluido attraverso un orifizio di forma e dimensioni rigorosamente definite, misurando il tempo impiegato nel deflusso. I risultati dipendono ovviamente dal tipo di viscosimetro impiegato e danno perciò luogo a varie scale convenzionali di unità pratiche (Redwood, Saybolt, Engler) convertibili nelle unità dei sistemi fondamentali mediante opportune tabelle, una delle quali è qui riportata (Tabella n. 5).

12) NUMERO DI REYNOLDS

Esaminando il comportamento dei vari filetti fluidi di un liquido che scorre in una tubazione rettilinea di materiale trasparente è facile rilevare sperimentalmente quanto segue:

- se il liquido è poco viscoso (ad es. acqua) e fluisce in una tubazione di piccolo diametro con velocità dell'ordine di qualche cm/s, i filetti fluidi seguono traiettorie parallele all'asse longitudinale della condotta, ed il moto viene definito « **laminare** » ⁽¹⁾; misurando la velocità dei filetti nei vari punti di una sezione normale all'asse, si ricava un diagramma simile a quello riportato in fig. 26;
- aumentando gradualmente la velocità di scorrimento del liquido, le traiettorie descritte dai filetti fluidi, divengono irregolari, si intersecano, si accavallano, dando luogo ad un regime di moto definito « **turbolento** »; il diagramma delle velocità nei vari punti di una sezione normale all'asse assume in tal caso l'aspetto di fig. 27;

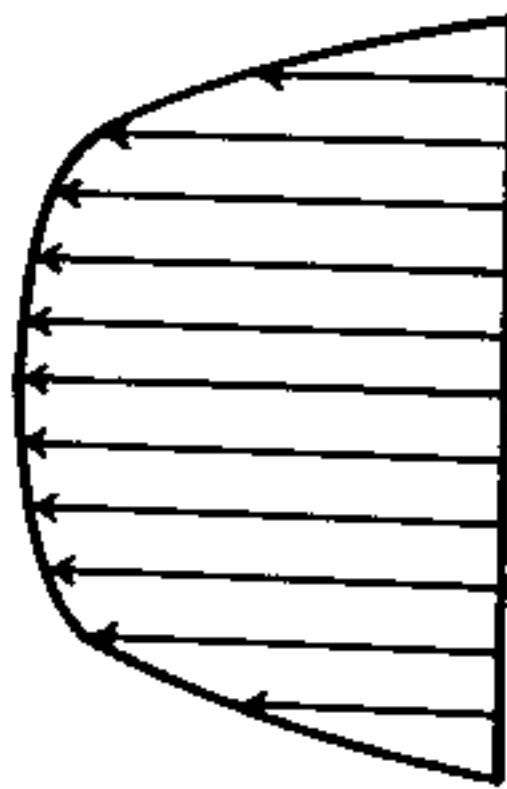


Fig. 26. Variazione della velocità dei filetti fluidi in regime laminare

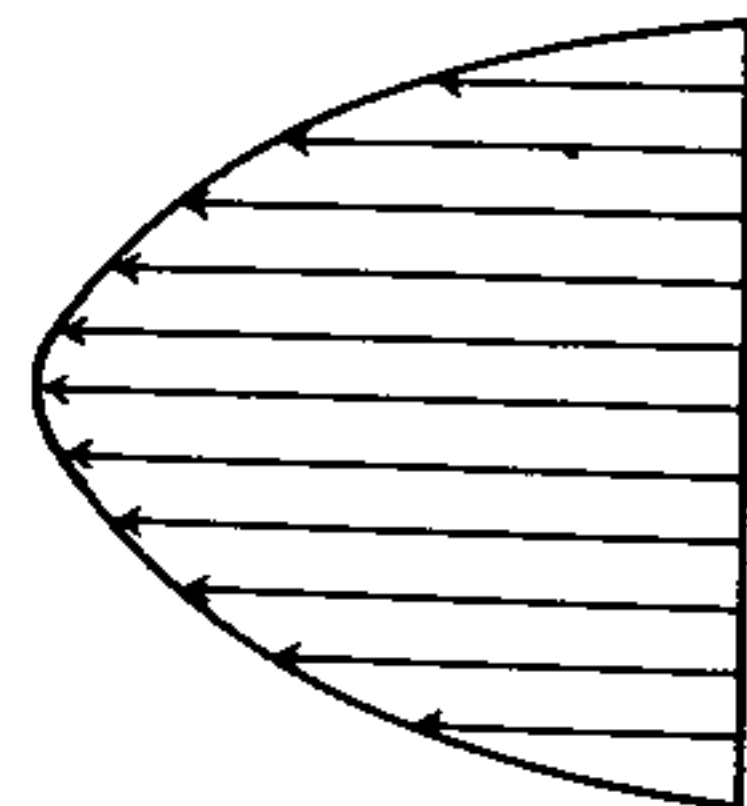


Fig. 27. Variazione della velocità dei filetti fluidi in regime turbolento

- ripetendo l'esperienza con un liquido più viscoso, si riscontra che il passaggio da un regime all'altro, avviene in corrispondenza di un valore della velocità lievemente superiore a quello valu-

1. Il moto laminare è detto anche « regolare » o « di Poiseuille ».

Tabella 5 CONVERSIONE DELLE UNITÀ DI MISURA DELLA VISCOSITÀ

Viscosità cinematica (ν) alla temperatura di conversione (centistokes)	Saybolt - Universal (A)		Redwood a 140°F	Engler alla tem- peratura di con- versione	Viscosità cinematica (ν) alla temperatura di conversione (centistokes)	Saybolt - Universal (A)		Redwood a 140°F	Engler alla tem- peratura di con- versione
	100°F	210°F				100°F	210°F		
2,0	32,62	32,85	31	1,12	45	209,1	210,5	185	6,00
2,5	34,43	34,67	32	1,17	46	213,7	215,2	189	6,13
3,0	36,03	36,28	33	1,22	47	218,3	219,8	193	6,26
3,5	37,63	37,90	35	1,26	48	222,9	224,5	197	6,38
4,0	39,14	39,41	36	1,31	49	227,5	229,1	201	6,51
4,5	40,75	41,03	37	1,35	50	232,1	233,8	205	6,64
5,0	42,35	42,65	39	1,39	51	236,7	238,4	209	6,77
5,5	43,96	44,26	40	1,44	52	241,4	243,0	213	6,90
6,0	45,56	45,88	41	1,48	53	246,0	247,7	218	7,04
6,5	47,17	47,50	43	1,52	54	250,6	252,3	222	7,17
7,0	48,77	49,11	44	1,56	55	255,2	257,0	226	7,30
7,5	50,43	50,78	45	1,61	56	259,8	261,6	230	7,43
8,0	52,09	52,45	46	1,65	57	264,4	266,3	234	7,56
8,5	53,79	54,17	48	1,71	58	269,1	270,9	238	7,69
9,0	55,50	55,89	49	1,75	59	273,7	275,6	242	7,82
9,5	57,21	57,61	51	1,80	60	278,3	280,2	246	7,95
10,0	58,91	59,32	52	1,84	61	282,9	284,9	250	8,04
10,5	60,67	61,09	54	1,89	62	287,5	289,5	254	8,18
11,0	62,43	62,86	55	1,94	63	292,1	294,2	258	8,31
11,5	64,23	64,68	57	1,98	64	296,7	298,8	262	8,45
12,0	66,04	66,50	58	2,03	65	301,4	303,5	266	8,58
12,5	67,90	68,37	60	2,08	66	306,0	308,1	271	8,72
13,0	69,76	70,25	62	2,13	67	310,6	312,8	275	8,85
13,5	71,66	72,17	64	2,18	68	315,2	317,4	279	8,98
14,0	73,57	74,09	65	2,23	69	319,8	322,1	283	9,11
14,5	75,48	76,01	67	2,28	70	324,4	326,7	287	9,24
15,0	77,39	77,93	68	2,33	72	333,7	336,0	295	9,51
15,5	79,34	79,90	70	2,39	74	343,0	345,4	303	9,77
16,0	81,30	81,87	72	2,44	76	352,2	354,7	311	10,03
16,5	83,31	83,90	74	2,50	78	361,5	364,0	319	10,30
17,0	85,32	85,92	75	2,55	80	370,8	373,4	328	10,56
17,5	87,38	87,99	77	2,60	82	380,0	382,7	336	10,82
18,0	89,44	90,06	79	2,65	84	389,3	392,0	344	11,09
18,5	91,50	92,14	81	2,71	86	398,6	401,4	352	11,35
19,0	93,55	94,21	82	2,77	88	407,9	410,7	360	11,62
19,5	95,66	96,33	84	2,83	90	417,1	420,0	369	11,88
20,0	97,77	98,45	86	2,88	92	426,4	429,4	377	12,14
20,5	99,88	100,6	88	2,94	94	435,7	438,7	385	12,41
21,0	102,0	102,8	90	3,00	96	444,9	448,0	393	12,67
21,5	104,2	104,9	92	3,06	98	454,2	457,4	401	12,94
22,0	106,4	107,1	94	3,11	100	463,5	466,7	410	13,20
22,5	108,5	109,3	96	3,17	102	472,7	476,0	418	13,46
23,0	110,7	111,4	97	3,23	104	482,0	485,4	426	13,73
23,5	112,8	113,6	99	3,29	106	491,3	494,7	435	13,99
24,0	115,0	115,8	101	3,35	108	500,5	504,0	443	14,26
24,5	117,1	118,0	103	3,41	110	509,8	513,4	451	14,52
25	119,3	120,1	105	3,47	112	519,1	522,7	459	14,78
26	123,7	124,5	109	3,59	114	528,4	532,1	467	15,05
27	128,1	129,0	113	3,71	116	537,6	541,4	476	15,31
28	132,5	133,4	117	3,83	118	546,9	550,7	484	15,58
29	136,9	137,9	121	3,96	120	556,2	560,1	492	15,84
30	141,3	142,3	125	4,08	122	565,4	569,4	500	16,10
31	145,7	146,8	129	4,21	124	574,7	578,7	508	16,37
32	150,2	151,2	133	4,33	126	584,0	588,1	517	16,63
33	154,7	155,8	137	4,46	128	593,2	597,4	525	16,90
34	159,2	160,3	141	4,58	130	602,5	606,7	533	17,16
35	163,7	164,9	145	4,71	132	611,8	616,1	541	17,42
36	168,2	169,4	149	4,84	134	621,0	625,4	549	17,69
37	172,7	173,9	153	4,96	136	630,3	634,7	558	17,95
38	177,3	178,5	157	5,10	138	639,6	644,1	566	18,22
39	181,8	183,0	161	5,22	140	648,9	653,4	574	18,48
40	186,3	187,6	165	5,35	142	658,1		582	18,74
41	190,8	192,1	169	5,48	144	667,4		590	19,01
42	195,3	196,7	173	5,61	146	676,7		599	19,27
43	199,8	201,2	177	5,74	148	685,9		607	19,54
44	204,4	205,9	181	5,87	150	695,2		615	19,80

tato nel caso precedente; in modo analogo, si rileva che anche il diametro del tubo entro cui scorre il fluido ha influenza sulla presenza di uno dei due regimi suddetti.

Le considerazioni ora esposte, furono conglobate dal Reynolds nella definizione di una grandezza caratteristica (detta perciò « numero di Reynolds ») il cui valore numerico permette di stabilire se il liquido assumerà uno o l'altro dei due regimi di moto. Il numero di Reynolds (N_R) ha l'espressione:

$$N_R = \frac{\rho v d}{\mu} \quad (44)$$

in cui:

- « ρ » è la densità del fluido;
- « v » è la velocità media del fluido;
- « d » è il diametro interno della tubazione;
- « μ » è la viscosità dinamica del fluido.

Talvolta il numero di Reynolds viene espresso con la relazione:

$$N_R = \frac{v d}{\nu} \quad (45)$$

dedotta dalla (44) introducendo la viscosità cinematica « ν », rapporto fra la viscosità dinamica e la densità del fluido:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

Risulta pertanto evidente che il numero di Reynolds non ha dimensioni; infatti, sia nel sistema tecnico che nel Sistema Internazionale, « v » è espressa in m/s, « d » è espresso in m, e « ν » è espressa in $m^2 s^{-1}$.

Per ogni liquido esiste un valore numerico del numero di Reynolds (N'_R) al disotto del quale il regime è sicuramente laminare, ed un secondo valore (N''_R) al disopra del quale il regime è sicuramente turbolento.

Nell'intervallo fra i due valori suddetti, il moto del liquido è instabile. Per l'acqua, il moto è laminare se $N'_R < 2500$ mentre è sicuramente turbolento se $N''_R > 5000$.

Nella pratica si manifesta quasi sempre il regime turbolento.

Capitolo Terzo

Canali e tubazioni

13) TEOREMA DI BERNOULLI PER LIQUIDI REALI

Se applichiamo l'equazione di Bernoulli al caso di una condotta orizzontale di sezione costante (il che corrisponde al manifestarsi contemporaneo delle ipotesi a) e b) espresse nel paragrafo 9) si verificano le eguaglianze:

$$z_1 = z_2 \quad v_1 = v_2$$

e pertanto l'equazione si riduce a:

$$\frac{p}{\gamma} = \text{costante} \quad (46)$$

cioè, in una condotta del tipo sopraccennato, la pressione si manterrebbe costante in tutte le sezioni anche se la condotta stessa fosse molto lunga. L'esperienza ci dimostra che tale risultato è assurdo; basterebbe — se così fosse — una piccolissima pressione iniziale per inviare il liquido a distanza infinita, dove esso perverrebbe con la stessa pressione.

L'equazione di Bernoulli è stata però dedotta considerando un fluido ideale (privo di viscosità) il che corrisponde a trascurare tutte le resistenze passive e le conseguenti dissipazioni di energia necessarie a vincerle; da questo punto di vista — puramente teorico — il teorema rispecchia l'enunciato del primo principio della dinamica ed è perfettamente lecito. La viscosità — propria di un liquido reale — genera, come abbiamo accennato, una forza resistente che il fluido deve vincere a spese dell'energia inizialmente posseduta; è chiaro perciò che la relazione (46) non ha alcun senso pratico in quanto, nel caso reale, la pressione iniziale tenderà a decrescere, perché gradualmente « assorbita » dagli attriti incontrati dal fluido lungo il percorso.

La dissipazione di energia dovuta all'attrito — riferita al peso unitario di liquido — viene comunemente definita « perdita di carico continua » (Y) ed espressa in metri di colonna del liquido in questione. Essa dipende essenzialmente:

- dalla velocità del liquido (v);
- dall'estensione delle pareti e quindi da una dimensione della sezione (R);
- dalla natura e rugosità delle pareti;

d) dalla lunghezza del tratto di tubazione considerato.

Si preferisce, in genere, prescindere da quest'ultima considerazione, valutando le perdite di carico « per unità di lunghezza della condotta » con una relazione del tipo:

$$Y_u = K \frac{v^2}{R} \quad (47)$$

in cui:

« Y_u » è la perdita di carico espressa in metri di colonna liquida per metro di condotta o in metri/chilometro;

« K » è un coefficiente da stabilire caso per caso a seconda del tipo e della natura delle pareti a contatto con il fluido.

La relazione (47) è generica; debitamente adattata può servire per il calcolo delle perdite sia nelle condotte che nei corsi d'acqua.

Le perdite di carico continue non costituiscono l'unica causa di riduzione dell'energia del fluido, poiché qualsiasi elemento estraneo inserito nella condotta che comunque alteri l'andamento rettilineo della corrente produce deviazioni, urti o moti vorticosi dei vari filetti e comporta perciò un'ulteriore dissipazione di energia.

Tutti sanno che in una rete di tubazione sono frequenti valvole, diramazioni, gomiti e molto spesso variazioni improvvise della sezione del tubo; ognuno di questi ostacoli genera una perdita di carico definita « accidentale » o « localizzata » che indicheremo con « y ».

Le figure 28, 29, 30 mettono in evidenza il compor-

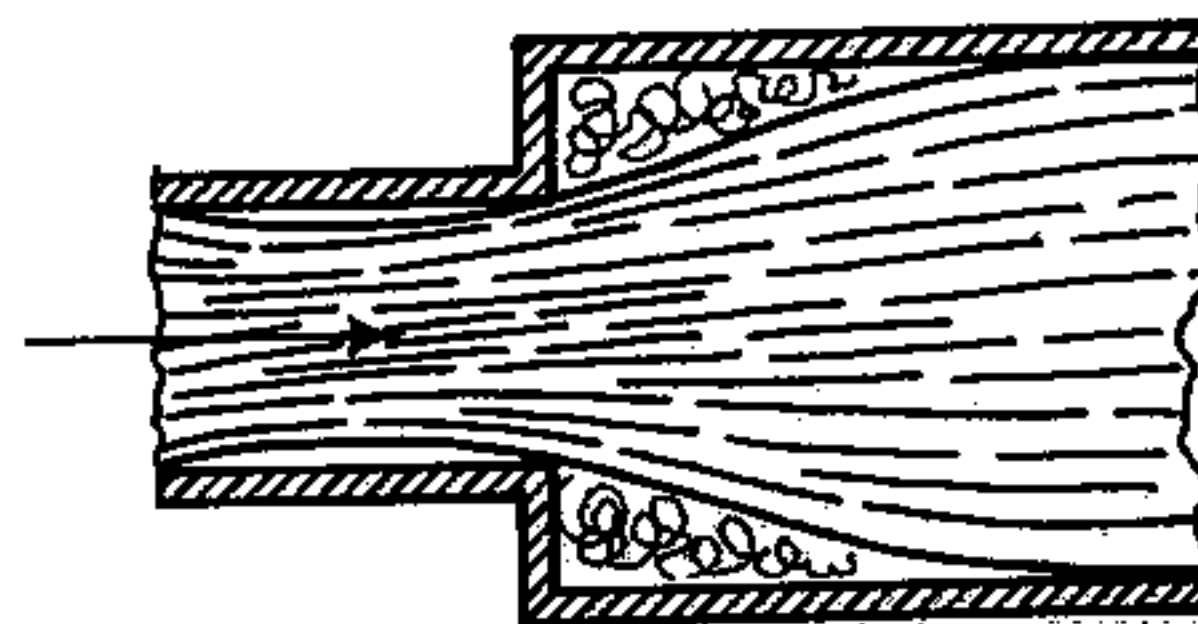


Fig. 28. Allargamento brusco

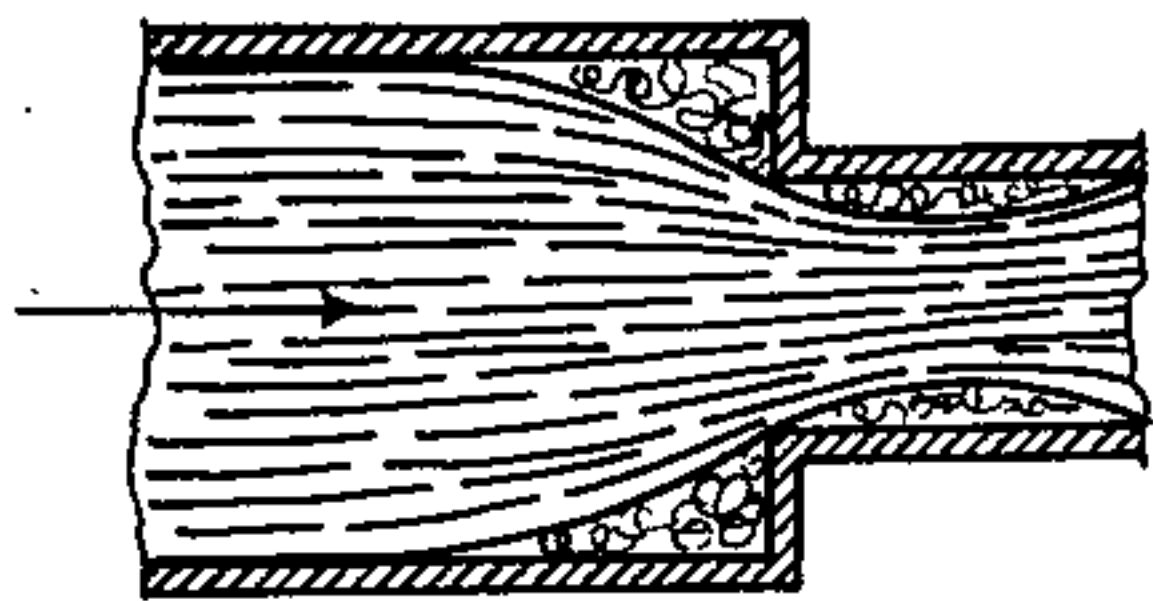


Fig. 29. Brusco restringimento

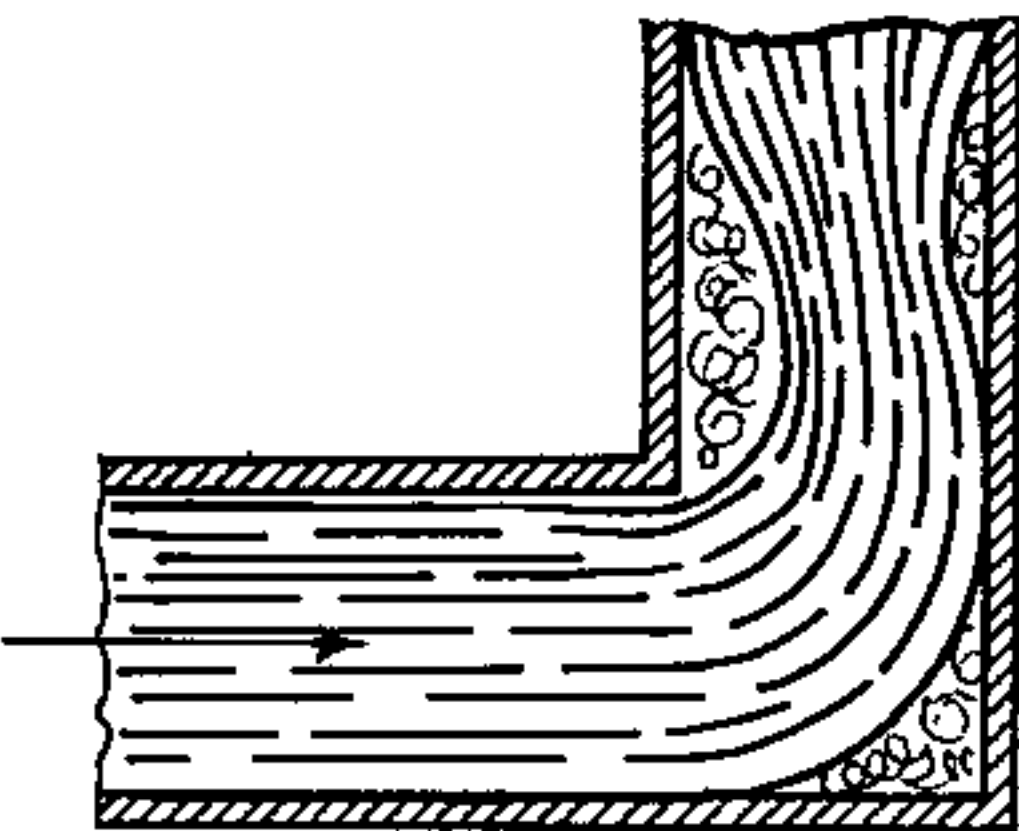


Fig. 30. Gomito ad angolo retto non raccordato

tamento anomalo del fluido in presenza di alcune accidentalità del tipo descritto (brusco aumento di sezione, restringimento, gomito a 90°): le traiettorie liquide tendono a «raccordare» gli angoli vivi eventualmente presenti lasciando dei recessi in cui si formano dei vortici che provocano dissipazione di energia.

Per questi motivi, si cerca di evitare — ove sia possibile — la presenza di gomiti troppo stretti e si raccordano con tronchetti conici le eventuali variazioni di sezione; le valvole sono in genere del tipo a saracinesca (preferibili rispetto a quelle a fungo) che tuttavia, in caso di apertura parziale possono dar luogo a sensibili perdite di carico.

In quest'ultima ipotesi, vengono sostituite da valvole speciali il cui costo ne limita peraltro l'impiego a pochi casi specifici.

Ogni singola perdita di carico accidentale può essere calcolata mediante una relazione del tipo:

$$y = K \frac{v^2}{2g} \quad (48)$$

in cui il coefficiente «K» tiene conto del tipo di accidentalità presente nel condotto, e viene valutato sulla base di formule empiriche o mediante opportune tabelle riportate dai manuali specializzati. Anche le perdite di carico accidentali sono espresse in metri di colonna di liquido.

Il teorema di Bernoulli per un liquido reale, — tenendo conto delle perdite di carico continue ed accidentali — si può quindi enunciare:

L'energia totale posseduta dal fluido nella sezione 2) è uguale all'energia che esso possiede nella sezione 1) diminuita delle perdite di carico continue

(nel tratto considerato) e delle perdite di carico accidentali.

Indicando con «Y» le perdite di carico continue, con «Σy» la sommatoria di quelle accidentali, ed esprimendo tutti i termini del trinomio di Bernoulli in metri di colonna di liquido, scriveremo:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} - Y - \sum y = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} \quad (49)$$

L'espressione ottenuta è valida per un liquido reale; l'ipotesi esposta all'inizio del paragrafo comporta pertanto:

$$\frac{p_1}{\gamma} - Y - \sum y = \frac{p_2}{\gamma}$$

cioè la pressione tende a diminuire per effetto delle perdite di carico, fino ad annullarsi, se il condotto è sufficientemente lungo.

La relazione (49) è stata ottenuta supponendo che nel tronco di tubazione compreso fra le sezioni 1) e 2) il fluido scorrente non scambi energia con l'esterno; nell'ipotesi che avvenga tale scambio di energia per la presenza di una macchina idraulica inserita nel tratto considerato, la relazione (49) si modifica nel modo seguente:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} - Y - \sum y \pm L_i = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} \quad (50)$$

inserendo nel primo membro il termine «L_i», inteso come il lavoro scambiato con la macchina dall'unità di peso del fluido scorrente. Per quanto concerne il segno, se nel tratto compreso fra due sezioni è inserita una macchina operatrice (ad es. una pompa) essa è in condizione di somministrare energia al fluido che l'attraversa e quindi dovremo ritenere positivo il termine «L_i» in quanto l'energia finale risulterà senza dubbio maggiore di quella iniziale; ragionando in modo analogo, considereremo negativo il lavoro «L_i» quando nel tratto considerato è inserita una macchina motrice che, assorbendo energia dal fluido operante, produce lavoro meccanico.

Questi concetti verranno ulteriormente approfonditi e sviluppati nei capitoli che riguardano più direttamente le macchine idrauliche.

14) CORSI D'ACQUA A PELO LIBERO

Le precipitazioni atmosferiche che più o meno periodicamente si susseguono sul nostro pianeta riversano su di esso una notevole quantità di acqua, la cui aliquota principale (una piccola parte evapora, ed altra penetra nel terreno) defluisce nei mari o nei laghi attraverso corsi d'acqua formati naturalmente o creati artificialmente dall'uomo.

I corsi d'acqua naturali, alimentati quasi esclusivamente dalla pioggia, hanno una portata sensibilmente variabile che può addirittura annullarsi nei periodi di siccità e vengono definiti torrenti, mentre quelli alimentati da nevai o ghiacciai permanenti presentano minori oscillazioni di portata, difficilmente vanno in secca e prendono il nome di fiumi. L'alveo dei corsi d'acqua naturali ha forma e dimensioni estremamente variabili, al contrario di quanto accade nei canali ove la sezione è generalmente costante almeno per lunghi tratti; questa caratteristica dei canali, nei quali possiamo ritenere che l'acqua scorra in regime permanente, ci consente di stabilire che la velocità media si mantiene costante in tutte le sezioni.

In altri termini, nei canali artificiali l'acqua defluisce con moto uniforme.

Vengono costruiti canali per scopi molto diversi:

- **canali di navigazione**, per collegare fra loro mari o laghi o per costeggiare, sostituendoli o integrandoli, corsi d'acqua naturali i cui fondali estremamente irregolari non consentono la navigazione. Sono famosi il canale di Suez (161 km) che collega il Mediterraneo con il Mar Rosso evitando — almeno fino a che era funzionante — il lungo periplo dell'Africa, ed il canale di Panama (81,3 km) fra l'Oceano Atlantico ed il Pacifico, corredato da numerose chiuse che consentono ai natanti di superare un notevole dislivello;
- **canali di derivazione**, atti a regimare la portata di un fiume smaltendone gli eccessi in periodi di grandi piene;
- **canali per l'irrigazione** di aree coltivate ove l'approvvigionamento idrico risulti difficoltoso;
- **canali di bonifica**, per far defluire regolarmente le acque stagnanti evitando la formazione di stagni e paludi malsane;
- **canali per impianti idroelettrici**, per convogliare l'acqua dal bacino di raccolta fino alla bocca di presa delle condotte forzate (cfr. par. 62);
- **canali di scarico** dei residui industriali o delle acque putride cittadine.

La velocità dell'acqua nei canali è in genere molto modesta e dipende principalmente dalle finalità che il canale deve soddisfare oltre che da motivi pratici relativi alla costruzione ed alla manutenzione; è evidente infatti che per valori molto bassi della velocità, il terriccio trasportato in sospensione dall'acqua tende a decantare con conseguente interrimento del canale; di contro, velocità molto alte possono provocare l'erosione delle sponde e richiedono una forte pendenza del letto.

Nella pratica, per evitare i depositi sul fondo, la velocità deve superare il valore 0,5 m/s, mentre una velocità dell'ordine dei 2,5 ÷ 3 m/s richiede sponde in muratura o in cemento per impedirne l'erosione.

In relazione alle finalità del canale, occorre altresì limitare al minimo (teoricamente anche zero) la velocità dell'acqua nei canali navigabili mentre per

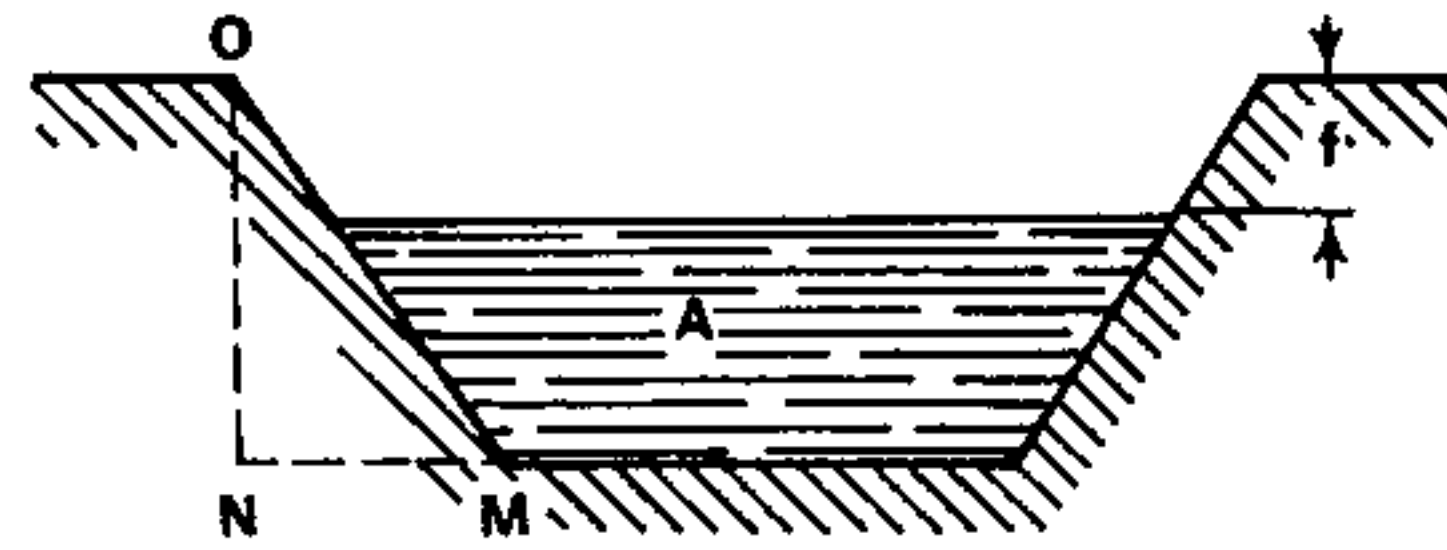


Fig. 31. Sezione generica di un canale

canali destinati a convogliare gli scarichi o i residui industriali si dovranno prevedere le velocità massime compatibili con la natura delle sponde.

La sezione di un canale è in genere di forma trapezia specialmente se le sponde non sono provviste di un rivestimento in muratura; il terriccio, infatti, si dispone spontaneamente secondo una inclinazione uguale al proprio angolo di attrito caratteristico, come è noto dal corso di meccanica.

Con riferimento alla sezione generica schematizzata in Fig. 31 definiremo:

- « **Franco** » (f) l'altezza delle sponde sul pelo libero dell'acqua;
- « **Scarpa** » (s) il rapporto fra la proiezione orizzontale e quella verticale della parete (MN/NO);
- « **Perimetro bagnato** » (P) la lunghezza del contorno della sezione che si trova a contatto con l'acqua;
- « **Raggio medio** » (R) il rapporto fra l'area della sezione occupata dal liquido ed il relativo perimetro bagnato.

$$R = \frac{A}{P} \quad (51)$$

che risulta espresso in metri se si misura la sezione in m² ed il perimetro bagnato in m.

Il raggio medio è una caratteristica molto importante dei canali; esso, infatti — a parità di area della sezione — risulta tanto più piccolo quanto maggiore è il perimetro bagnato, e siccome ad un perimetro piuttosto esteso corrispondono maggiori perdite di carico continue, esse sono connesse direttamente al valore del raggio medio.

Il minimo valore delle perdite di carico continue si verifica quando è massimo il raggio medio della sezione, in accordo con la formula (47) del par. 13.

15) PERDITE DI CARICO CONTINUE NEI CANALI

Consideriamo due sezioni 1) e 2), di un canale, poste a distanza « L » fra loro e supponiamo che nel tratto compreso fra le due sezioni non si presentino accidentalità notevoli (fig. 32); poiché il canale è a pelo libero ed il regime è uniforme, possiamo ritenere:

$$p_1 = p_2 = p_a \quad v_1 = v_2 \quad \sum y = 0$$

ed indicando con « Y » le perdite di carico continue nel tratto considerato, l'equazione di Bernoulli si

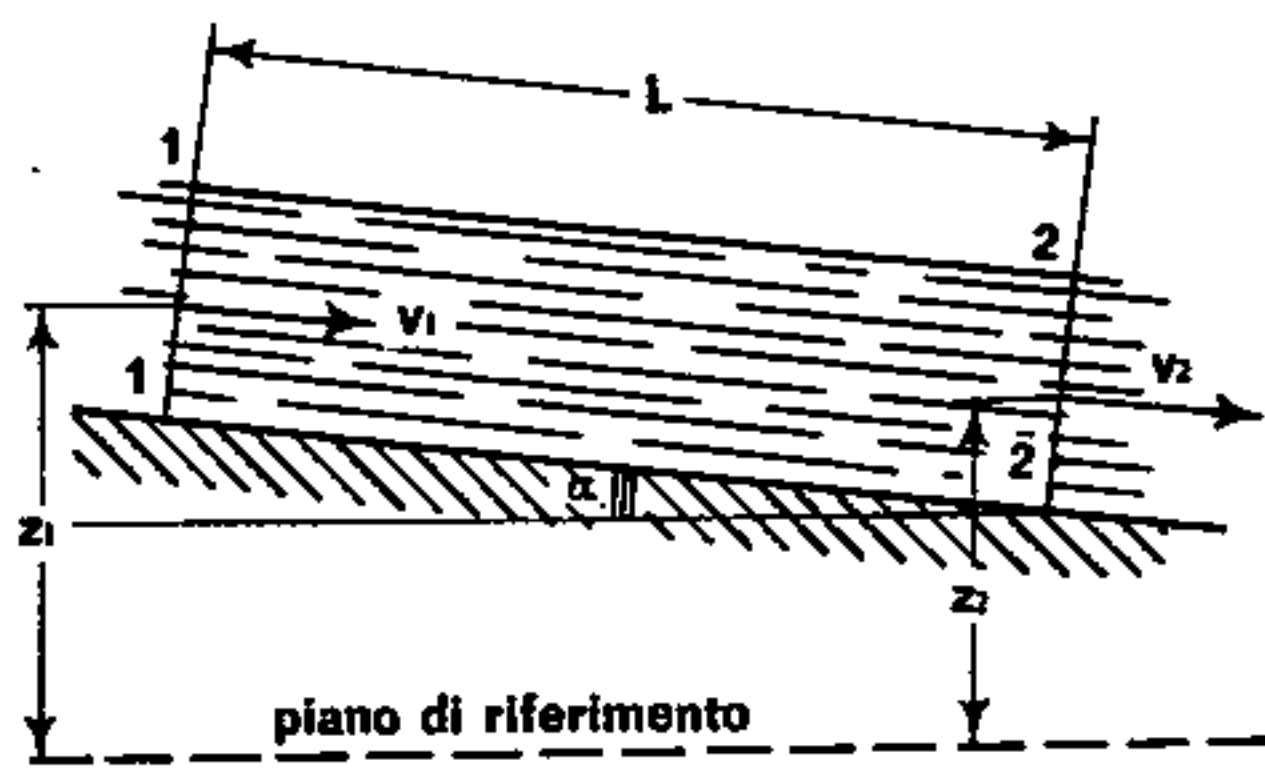


Fig. 32. Perdite di carico continue in un canale a pelo libero

riduce alla semplice espressione:

$$z_1 = z_2 + Y$$

ovvero:

$$Y = z_1 - z_2 \quad (52)$$

Cioè le perdite di carico continue eguagliano la differenza di quota geodetica fra i baricentri delle sezioni 1) e 2).

Da un esame della figura, si nota che:

$$\frac{z_1 - z_2}{L} = \text{sen } \alpha$$

che per l'esiguità dell'angolo « α » potremo scrivere anche:

$$\frac{z_1 - z_2}{L} \cong \text{tg } \alpha$$

e quindi:

$$\text{tg } \alpha \cdot L = z_1 - z_2$$

ma la tangente dell'angolo « α » rappresenta la pendenza del canale che indicheremo con « I »; ne consegue:

$$IL = z_1 - z_2$$

ed eguagliando tale espressione alla (52) risulta:

$$Y = IL \quad (53)$$

La relazione (53) permette di calcolare le perdite di carico in funzione della pendenza del canale; più comunemente viene usata per determinare la pendenza necessaria ad un canale (di cui siano note le perdite di carico) in modo da ottenere una certa velocità dell'acqua.

Se le perdite di carico continue vengono riferite all'unità di lunghezza del canale la (53) diviene:

$$Y_u = \frac{IL}{L} = I \quad (54)$$

e pertanto, dalla (47):

$$I = K \frac{v^2}{R} \quad (55)$$

Ricavando da questa, il valore della velocità « v »:

$$v = \sqrt{\frac{IR}{K}}$$

e ponendo:

$$K_0 = \sqrt{\frac{I}{K}}$$

si perviene alla formula di Chezy:

$$v = K_0 \sqrt{RI} \quad (56)$$

che permette di determinare la velocità dell'acqua in funzione della pendenza « I » del canale (numero puro), del raggio medio « R » della sezione (metri) e del coefficiente « K_0 » che tiene conto della natura delle sponde.

Occorre tener presente che — come avevamo accennato nell'introduzione al presente volume — la formula (56) non è dimensionalmente omogenea, come del resto avviene per quasi tutte le formule empiriche, per cui il coefficiente « K_0 » è corredato da una opportuna unità di misura; essendo perciò:

$$K_0 = \frac{v}{\sqrt{RI}}$$

esprimendo « v » in m/s ed « R » in m (la pendenza è un numero puro), l'unità di misura di « K_0 » è:

$$m^{1/2} s^{-1}$$

Per il calcolo di « K_0 », sono state proposte diverse espressioni; la più comunemente usata è quella dovuta al Bazin:

$$K_0 = \frac{87}{1 + \frac{c}{\sqrt{R}}} \quad (57)$$

dalla quale si nota che « K_0 » dipende sempre dal raggio medio « R » della sezione e da un nuovo coefficiente « c » variabile a seconda della natura delle sponde. Il valore di « c » può essere dedotto dalla seguente tabella indicativa:

Tabella 6 VALORI DEL COEFFICIENTE DI RUGOSITÀ (c) DELLE SPONDE

Materiale delle sponde	coefficiente « c »
Cemento liscio o tavole piallate	0,06
Intonaco comune	0,16
Muratura scabra	0,46
Pareti in terra o pietrame	0,85
Pareti in terra con erba e ghiaia	1,30
Pareti in terra in cattive condizioni e ghiaia grossa	1,75

La limitatezza del nostro corso non ci consente di illustrare le numerose formule proposte da altri sperimentatori; esse sono comunque riportate dai manuali specializzati.

1
A
di
co
su
se
ac
In
va
zi

ov

Da
di
pi
ca
ve
Se
de
de
tu
me
tra
pe
tu
liv
e
La
ed
go

P₁/Y
z₁
Fig.

16) PERDITE DI CARICO CONTINUE NELLE CONDOTTE

Applichiamo il teorema di Bernoulli ad una condotta di sezione costante, ad asse non orizzontale, percorsa da un liquido in regime permanente (fig. 33), supponendo che nel tratto compreso fra le due sezioni 1) e 2) non si manifestino perdite di carico accidentali.

In queste ipotesi, l'energia cinetica ha lo stesso valore in tutte le sezioni ($v_1 = v_2 = v_n$) e l'equazione di Bernoulli si riduce a:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + Y$$

ovvero, sotto altra forma:

$$Y = \frac{p_1 - p_2}{\gamma} + z_1 - z_2 \quad (58)$$

Da questa si nota che, in una condotta, le perdite di carico continue influenzano il valore dell'altezza piezometrica, a differenza di quanto avviene nei canali dove dipendono esclusivamente dal dislivello geodetico.

Se si inseriscono due tubi piezometrici in corrispondenza delle sezioni considerate, si nota che il livello del liquido nel tubo a valle è inferiore di quello del tubo a monte; tale differenza rappresenta evidentemente la perdita di energia subita dal fluido nel tratto di tubazione considerato. Inoltre, essendo le perdite proporzionali alla lunghezza del tronco di tubazione, innestando altri tubi piezometrici, i loro livelli dovranno trovarsi sulla congiungente i punti A e B, che risulta rettilinea.

La retta AB si definisce « **linea dei carichi idraulici** » ed è inclinata rispetto all'orizzontale di un angolo « α » tale che:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{Y}{L} = Y_u \quad (\text{perdite di carico per unità di lunghezza})$$

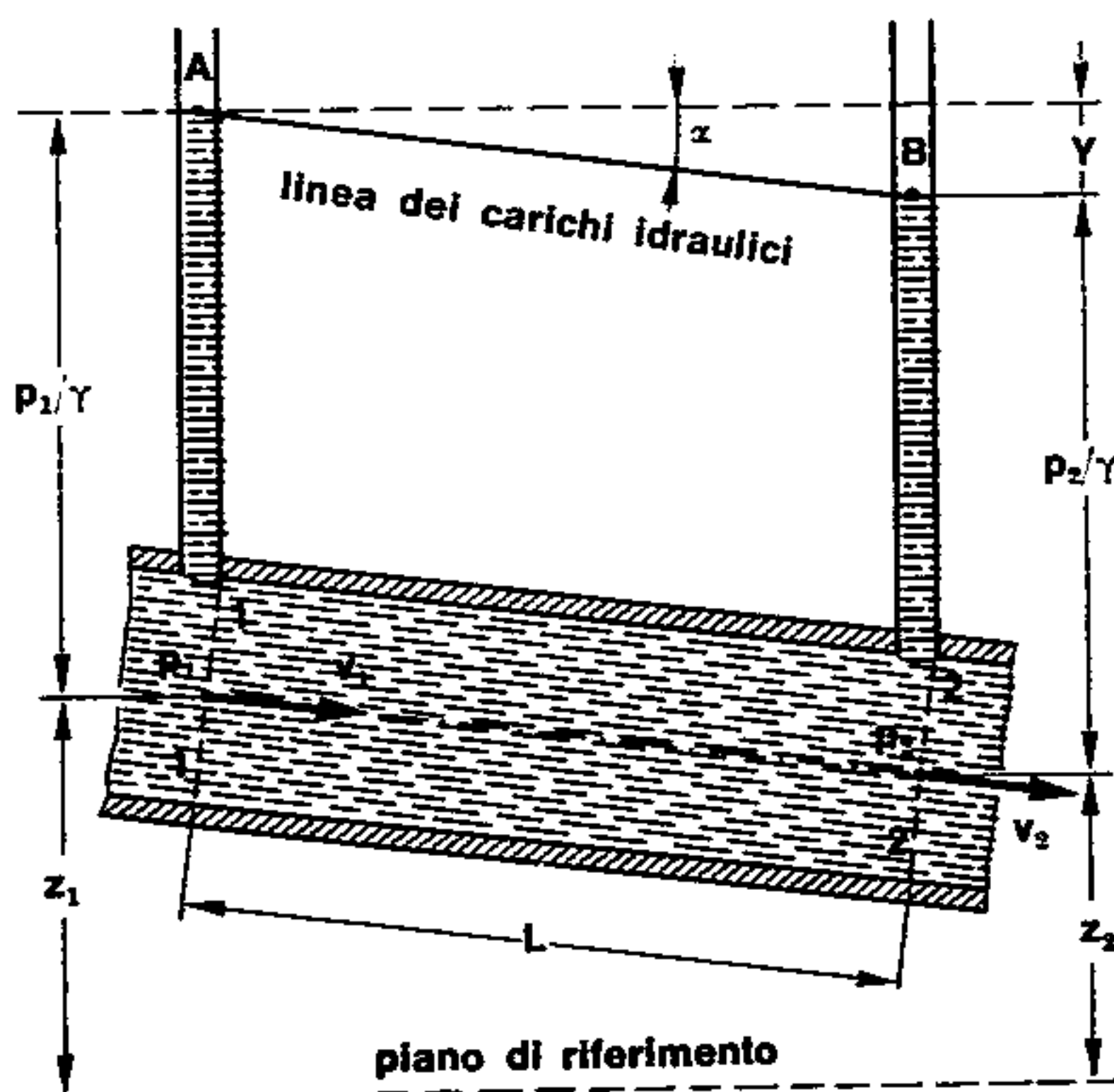


Fig. 33. Perdite di carico continue nelle condotte

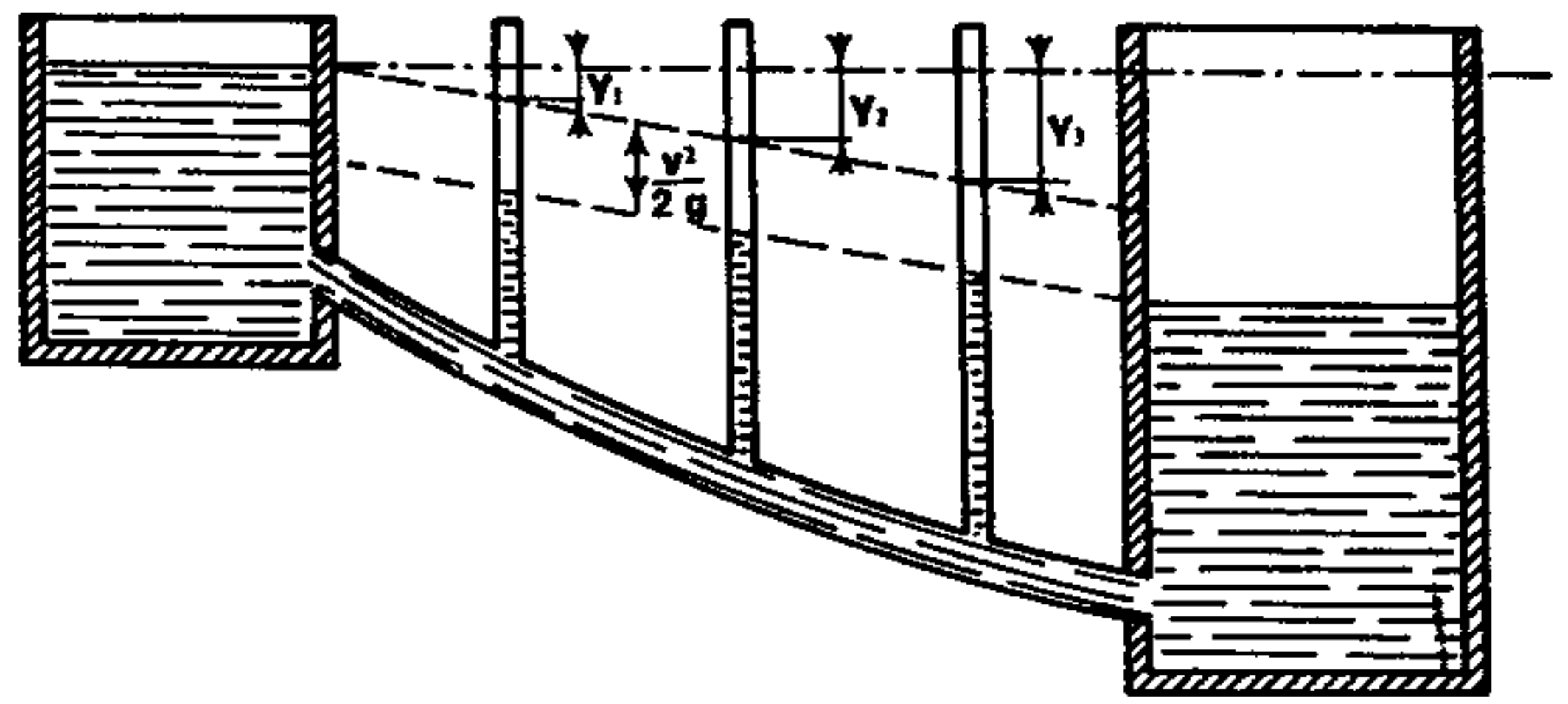


Fig. 34. Linee di carico di un fluido in moto

Aggiungendo il termine ($v^2/2g$) relativo all'energia cinetica (uguale in tutte le sezioni) si ottiene una seconda retta ideale (fig. 34) parallela alla precedente, denominata « **linea dei carichi effettivi** ».

Se infine, in ogni punto di tale retta, aggiungiamo un segmento uguale alla relativa perdita di carico, otteniamo una retta orizzontale che si definisce « **linea dei carichi idrostatici** »; essa coincide con il pelo libero del liquido contenuto nel serbatoio di carico (fig. 34) e rappresenta (per il principio dei vasi comunicanti) la congiungente di tutti i livelli nei tubi piezometrici quando il liquido è in quiete. Il carico idrostatico, in definitiva, non è altro che l'energia teorica posseduta dal fluido (nell'ipotesi che non si verifichino perdite di carico) mentre il carico effettivo è l'energia veramente disponibile in ogni punto della condotta.

17) FORMULA DI DARCY

La sezione di una condotta è quasi sempre di forma circolare, ed il liquido ne bagna l'intero contorno; ne consegue che il perimetro bagnato vale:

$$P = \pi D$$

ed il raggio medio, secondo la definizione, diviene:

$$R = \frac{A}{P} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{1}{\pi D} = \frac{D}{4}$$

esso rappresenta quindi una grandezza fittizia e non deve essere confuso con il raggio effettivo della sezione.

Sostituendo il suo valore nella (47), si ottiene:

$$Y_u = 4K \frac{v^2}{D} \quad (59)$$

Esprimendo la velocità media dell'acqua in funzione della portata:

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

e sostituendo nella (59):

$$Y_u = \frac{4K}{D} \left(\frac{4Q}{\pi D^2} \right)^2 = \frac{4K}{D} \cdot \frac{16Q^2}{\pi^2 D^4} = \frac{4 \cdot 16 \cdot K}{\pi^2} \cdot \frac{Q^2}{D^5}$$

si ottiene, conglobando tutti i coefficienti numerici sotto un unico coefficiente « β »:

$$Y_u = \beta \frac{Q^2}{D^5} \quad (60)$$

relazione che va sotto il nome di « **formula di Darcy** ». Essa permette di determinare le perdite di carico per unità di lunghezza della condotta (m/m) in funzione della portata (m^3/s), del diametro della condotta (m) e del coefficiente « β », posto uguale a:

$$\beta = \frac{4 \cdot 16}{\pi^2} K$$

Nella pratica, non si usa calcolare il coefficiente « β » in base alla formula soprascritta; sono state proposte alcune relazioni empiriche, una delle quali dovuta allo stesso Darcy (valida per l'acqua):

$$\beta = 0,00164 + \frac{0,000042}{D}$$

o quella del Fantoli:

$$\beta = 0,00857 \left(1 + \frac{2\gamma}{\sqrt{D}} \right)^2$$

in cui il coefficiente « γ » assume valori compresi fra 0.16 e 0,23.

Se indichiamo con « L » la lunghezza della condotta, la perdita di carico totale (espressa in metri) è:

$$Y = \beta \frac{Q^2 L}{D^5} \quad (61)$$

Il calcolo delle perdite di carico continue è notevolmente facilitato se si dispone di opportuni diagrammi o di tabelle. Misurando infatti la portata in l/s, il diametro del tubo in mm e le perdite di carico in m/km, ci si può avvalere della seguente tabella n. 7 particolarmente adatta per tubi nuovi in acciaio, bitumati internamente (Dalmine).

18) PERDITE DI CARICO ACCIDENTALI NELLE CONDOTTE

Il calcolo delle perdite di carico accidentali in una condotta risulta più complesso di quello relativo alle perdite continue, sia per il gran numero di elementi discontinui che possono essere presenti, sia perché, in ogni caso, occorre far ricorso a formule empiriche corredate da coefficienti numerici variabili caso per caso.

Ciascuna perdita risulta, in linea di massima, proporzionale all'energia cinetica posseduta dal fluido secondo la formula generale (48) che riportiamo per comodità:

$$y = K \frac{v^2}{2g}$$

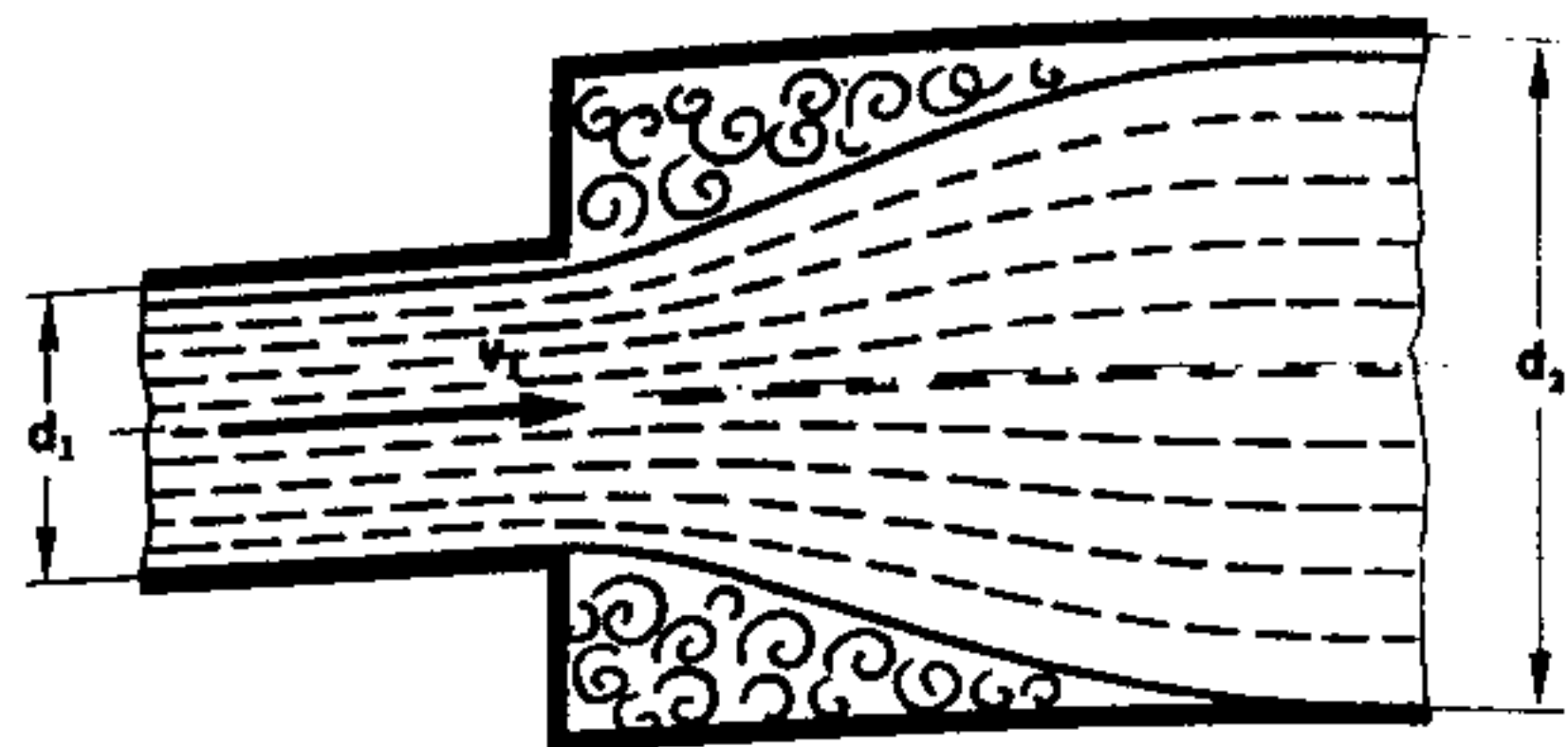


Fig. 35. Perdita di carico per un brusco aumento di sezione

la cui difficoltà principale consiste nell'assegnare, caso per caso, il giusto valore al coefficiente « K ». A titolo di esempio riportiamo alcune formule e considerazioni tratte dal Manuale dell'Ingegnere (Colombo):

a) brusco allargamento di sezione (fig. 35)

Ponendo:

$$m = \frac{A_1}{A_2} = \frac{d_1^2}{d_2^2}$$

si può applicare la formula:

$$y = a_1(1 - m)^2 \frac{v_1^2}{2g} \quad (62)$$

in cui « a_1 » rappresenta un nuovo coefficiente variabile fra 1 e 1,1. Confrontando la (62) con la (48) già citata, ne segue:

$$K = a_1(1 - m)^2$$

b) brusco restringimento di sezione (fig. 36)

Si può adottare la formula:

$$y = a_2 \frac{(v_2 - v_1)^2}{2g} \quad (63)$$

in cui « v_2 » rappresenta la velocità assunta dal fluido nella sezione contratta che si forma a valle del restringimento ed il coefficiente « a_2 » vale mediamente 1,25.

c) diaframma inserito nella tubazione (fig. 37)

La perdita di carico si può calcolare con la formula:

$$y = a_3 \frac{v_1^2}{2g} \quad (64)$$

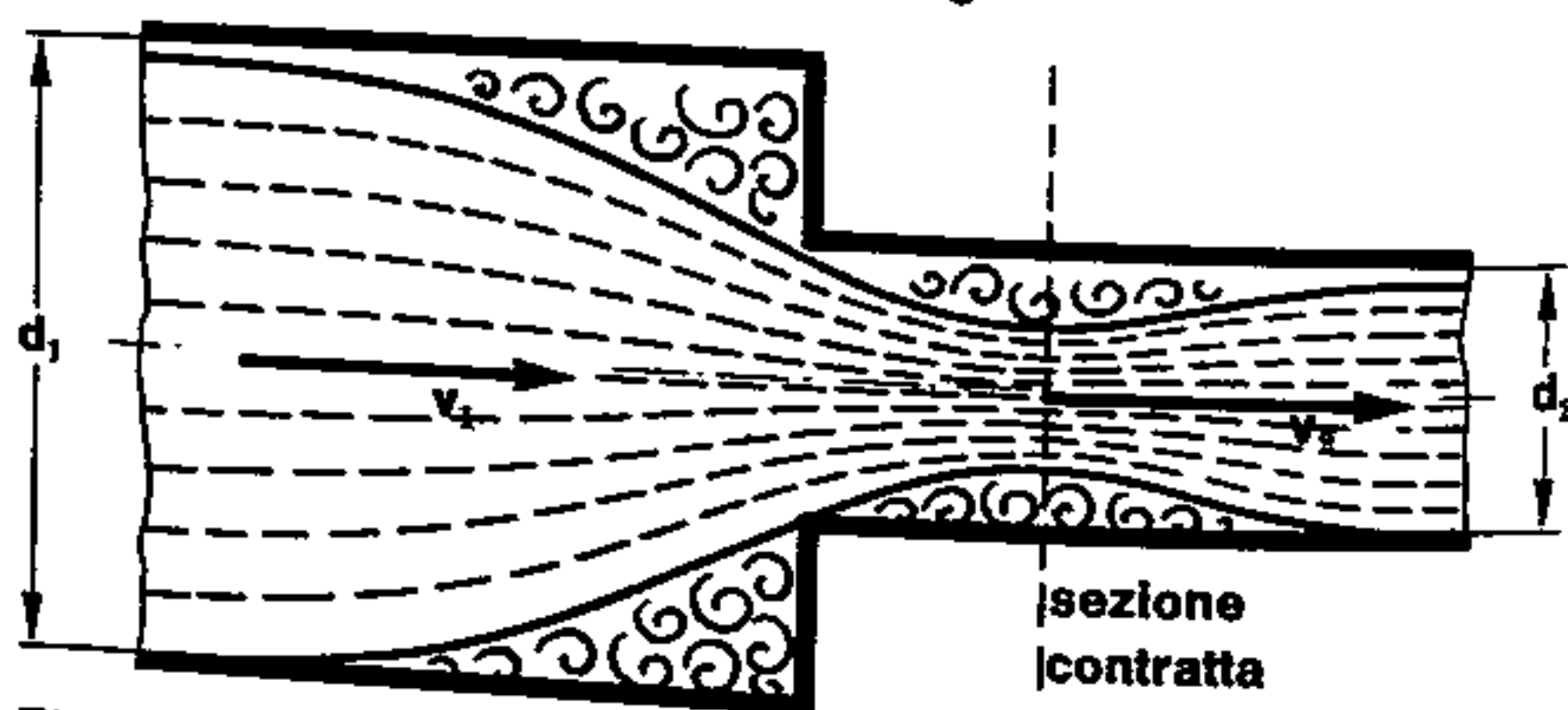


Fig. 36. Perdita di carico per una brusca riduzione di sezione

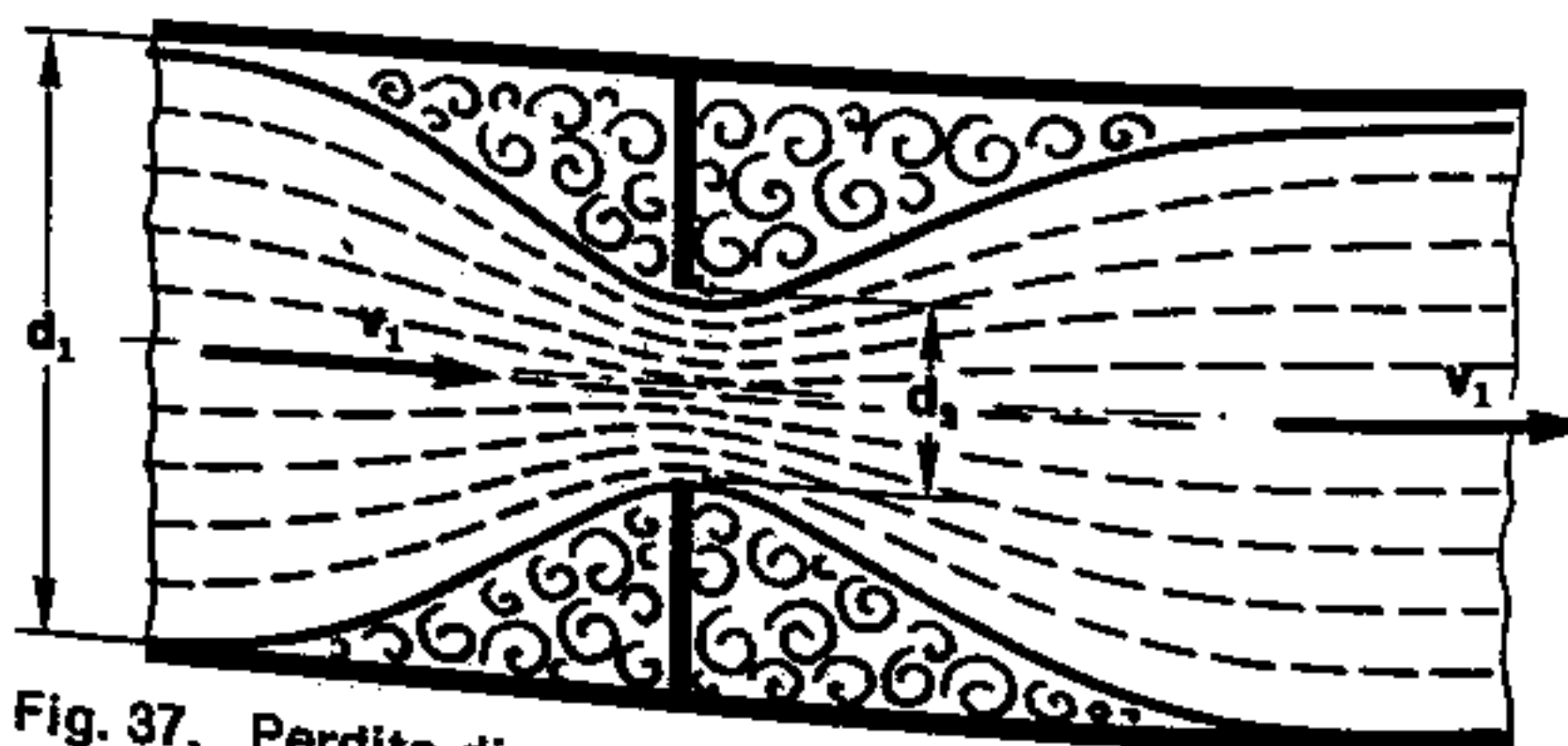


Fig. 37. Perdita di carico nel passaggio attraverso un diaframma

Tabella 7 PERDITE DI CARICO

Tabella 7 PERDITE DI CARICO CONTINUE NEI TUBI DI ACCIAIO

Tabella 7 PERDITE DI CARICO CONTINUE NEI TUBI DI ACCIAIO

V m/s	Q		diametro interno del tubo in millimetri																					
	l/s	Y	30	40	50	60	70	80	90	100	125	150	175	200	250	300	350	400	450	500	600	700	800	900
0,20	Q	0,14	0,25	0,39	0,56	0,77	1,00	1,27	1,57	2,45	3,53	4,81	6,28	9,82	14,14	19,24	25,13	31,80	39,27	56,55	76,97	100,5	127,2	157,1
	Y	3,11	2,16	1,63	1,30	1,07	0,91	0,79	0,70	0,53	0,43	0,36	0,30	0,24	0,19	0,16	0,14	0,12	0,11	0,08	0,07	0,06	0,056	0,05
0,30	Q	0,21	0,38	0,59	0,85	1,15	1,51	1,91	2,36	3,68	5,30	7,22	9,43	14,73	21,21	28,86	37,70	47,71	58,91	84,82	115,4	150,8	190,8	235,6
	Y	6,28	4,39	3,33	2,67	2,21	1,89	1,64	1,45	1,11	0,90	0,75	0,65	0,50	0,41	0,34	0,29	0,26	0,23	0,19	0,16	0,14	0,12	0,11
0,40	Q	0,28	0,50	0,78	1,13	1,54	2,01	2,54	3,14	4,91	7,07	9,62	13,57	19,63	28,27	38,48	50,27	63,61	78,54	113,1	153,9	201,1	254,5	314,2
	Y	10,40	7,18	5,57	4,47	3,72	3,18	2,77	2,45	1,89	1,53	1,28	1,10	0,86	0,70	0,59	0,51	0,45	0,40	0,31	0,28	0,24	0,21	0,19
0,50	Q	0,35	0,63	0,98	1,41	1,92	2,51	3,18	3,93	6,14	8,37	12,03	15,71	24,54	35,34	48,11	62,83	79,52	98,17	143,4	192,4	251,3	318,1	392,7
	Y	15,53	10,87	8,32	6,70	5,59	4,78	4,17	3,69	2,86	2,32	1,95	1,68	1,31	1,07	0,90	0,78	0,68	0,61	0,50	0,42	0,37	0,32	0,29
0,60	Q	0,42	0,75	1,18	1,70	2,31	3,02	3,82	4,71	7,36	10,60	14,43	18,85	29,45	42,41	57,73	75,40	95,43	117,8	169,6	230,9	301,6	381,7	471,2
	Y	21,35	15,10	11,58	9,34	7,80	6,68	5,83	5,17	4,01	3,26	2,74	2,36	1,85	1,51	1,28	1,10	0,97	0,87	0,71	0,60	0,52	0,46	0,42
0,70	Q	0,49	0,88	1,37	1,98	2,69	3,52	4,45	5,50	8,59	12,37	16,84	21,99	34,36	49,48	67,35	87,96	111,3	137,4	197,9	269,4	351,9	445,3	549,8
	Y	28,14	19,95	15,33	11,39	10,45	8,88	7,76	6,88	5,35	4,36	3,67	3,16	2,47	2,03	1,71	1,48	1,31	1,17	0,96	0,81	0,71	0,62	0,56
0,80	Q	0,56	1,01	1,57	2,26	3,08	4,02	5,09	6,28	9,82	14,14	19,24	25,13	39,27	56,55	76,97	100,5	127,2	157,1	226,2	307,9	402,1	508,9	628,3
	Y	35,78	25,43	19,57	15,84	13,26	11,38	9,95	8,83	6,87	5,60	4,72	4,08	3,19	2,62	2,22	1,92	1,69	1,51	1,24	1,06	0,92	0,81	0,72
0,90	Q	0,64	1,13	1,77	2,55	3,46	4,52	5,73	7,07	11,04	15,90	21,65	28,27	44,18	63,62	86,59	113,1	143,1	176,7	254,5	346,4	452,4	572,6	706,9
	Y	44,28	31,52	24,30	19,68	16,49	14,17	12,42	11,01	8,57	7,00	5,91	5,10	4,00	3,28	2,78	2,14	2,12	1,90	1,56	1,33	1,15	1,02	0,91
1,00	Q	0,71	1,26	1,96	2,82	3,85	5,03	6,36	7,85	12,27	17,67	24,05	31,42	49,09	70,69	96,21	125,7	159,0	196,3	282,7	384,8	502,7	636,2	785,4
	Y	53,60	38,23	29,50	23,93	20,02	17,25	15,10	13,42	10,46	8,55	7,21	6,24	7,89	4,02	3,41	2,95	2,60	2,33	1,92	1,62	1,42	1,25	1,12
1,25	Q	0,88	1,57	2,45	3,53	4,81	6,28	7,95	9,82	15,34	22,09	30,07	39,27	61,36	88,36	120,3	157,1	198,8	245,4	353,4	481,1	628,3	795,2	981,7
	Y	80,51	57,63	44,60	36,24	30,45	26,21	22,97	20,43	16,09	13,07	11,05	9,56	7,51	6,18	5,24	4,54	4,00	3,59	2,96	2,52	2,19	1,94	1,73
1,50	Q	1,06	1,88	2,94	4,24	5,77	7,54	9,54	11,78	18,41	26,51	36,08	47,12	73,63	106	144,3	188,5	238,6	294,5	424,1	577,3	754,0	954	1178
	Y	112,5	80,72	62,62	50,97	42,88	36,95	32,42	28,86	22,59	18,51	15,66	13,56	10,67	8,78	7,46	6,47	5,72	5,12	4,22	3,60	3,13	2,77	2,48
1,75	Q	1,24	2,20	3,44	4,95	6,74	8,80	11,13	13,74	21,48	30,92	42,09	54,98	85,90	123,7	168,4	210,9	278,3	343,6	494,8	673,5	879,6	1113	1374
	Y	149,5	107,5	83,54	68,09	57,34	49,45	43,43	38,68	30,31	24,87	21,06	18,25	14,38	11,74	10,06	8,74	7,72	6,91	5,71	4,86	4,23	3,75	3,36
2,00	Q	1,41	2,51	3,93	5,65	7,70	10,05	12,72	15,71	25,54	35,34	48,11	62,83	98,17	141,4	192,4	251,3	318,1	392,7	565,5	769,7	1005	1272	1571
	Y	191,4	138,0	107,3	87,58	73,83	63,71	55,99	49,89	39,15	32,15	27,24	23,61	18,62	15,35	13,03	11,33	10,02	8,97	7,42	6,32	5,50	4,87	4,37
2,25	Q	1,59	2,83	4,42	6,36	8,66	11,31	14,31	17,67	27,61	39,76	54,12	70,67	110,4	159,0	216,5	282,7	357,8	441,8	636,2	865,9	1131	1431	1767
	Y	237,7	171,6	133,7	109,2	92,09	79,53	69,92	62,34	48,96	40,23	34,11	29,58	23,29	19,25	16,37	14,23	12,58	11,27	9,32	7,94	6,91	6,12	5,48
2,50	Q	1,77	3,14	4,91	7,07	9,62	12,57	15,90	19,63	30,68	44,18	60,13	78,54	122,7	176,7	240,5	314,2	397,6	490,9	706,8	962,1	1257	1590	1963
	Y	289,9	209,6	163,5	133,6	112,8	97,44	85,71	76,45	60,09	49,41	41,91	36,36	28,71	23,69	20,15	17,52	15,49	13,88	11,48	9,79	8,53	7,53	6,77

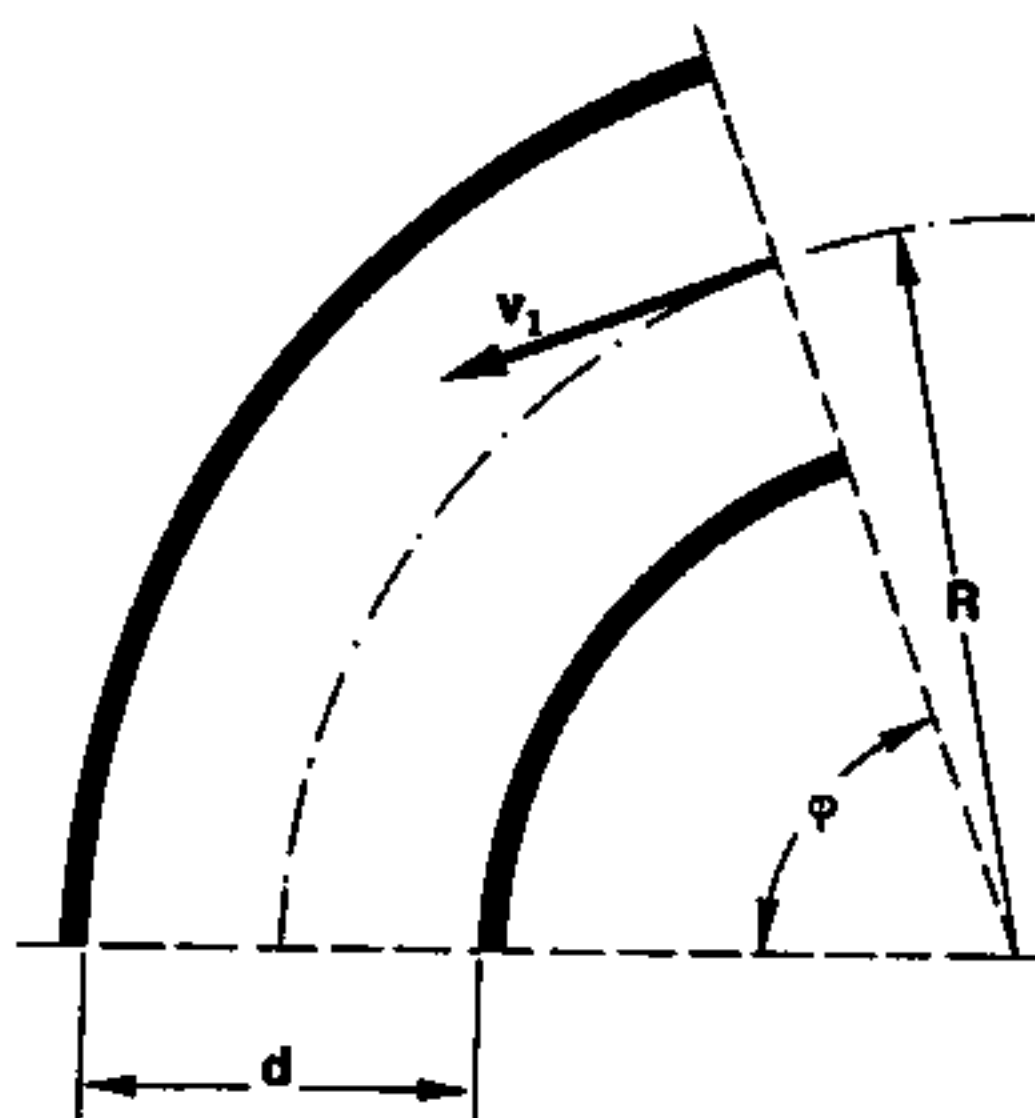


Fig. 38. Perdita di carico in un tronco di curva

in cui il coefficiente « a_3 » — coincidente con il « K » della (48) — assume valori variabili in funzione del rapporto A_2/A_1 , secondo il seguente prospetto:

A_2/A_1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
a_3	47,8	17,5	7,8	3,75	1,8	0,8	0,29	0,06

d) curva di ampiezza « φ » (fig. 38)

Si consiglia la formula:

$$y = a_4 \frac{\varphi}{90} \cdot \frac{v_1^2}{2g} \quad (65)$$

in cui il coefficiente « a_4 » dipende dal rapporto fra il raggio (R) della curva misurato all'asse ed il diametro del tubo (d), secondo il seguente prospetto:

R/d	4	3	2	1,5	1	0,75
a_4	0,13	0,14	0,15	0,17	0,28	0,60

Risulta in questo caso dal confronto fra la (65) e la (48) che:

$$K = a_4 \frac{\varphi}{90}$$

In un calcolo di prima approssimazione può essere utile valersi della tabella n. 8 in cui sono riportati i valori del coefficiente « K » da inserire nella (48).

Tabella 8 VALORI DEL COEFFICIENTE « K » PER IL CALCOLO DELLE PERDITE ACCIDENTALI

Tipo della resistenza	Coefficiente $K \cdot 10^{-4}$
Gomito ad angolo retto (90°)	1,25
Doppia curva (180°)	2,5
Gomito ad angolo diverso da 90° (φ)	1,25 ($\varphi/90^\circ$) ²
Contatore a disco	3,4 : 10
Contatore rotativo	10
Contatore a pistone alternativo	15
Contatore a turbina	5 ÷ 7,5
Valvola di non ritorno orizzontale	8 ÷ 12
Valvola di non ritorno a sfera	65 ÷ 70

Risultati più precisi si ottengono ricorrendo ad opportuni diagrammi largamente impiegati dalle industrie specializzate. Nella tabella n. 9 abbiamo riportato uno di questi diagrammi (1) che consente di convertire ogni singola perdita di carico accidentale, in metri (o in piedi) di lunghezza di tubo diritto; in altre parole, si può pensare di sostituire la singola accidentalità con un tratto di tubo atto a provocare la stessa perdita di carico.

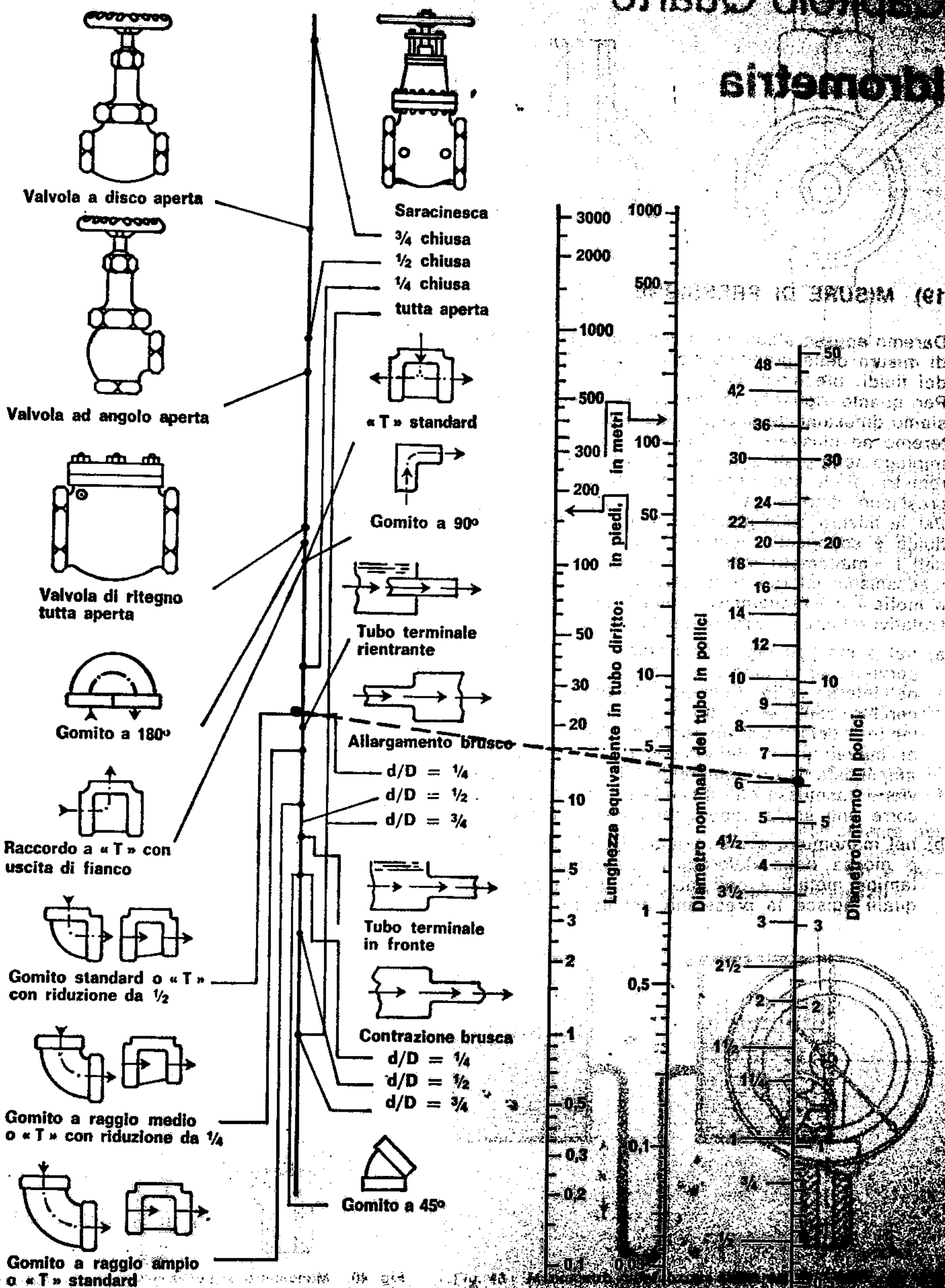
In seguito si calcolano le perdite di carico continue su una lunghezza di tubazione fittizia, comprendente cioè quella effettiva più i tratti aggiunti in sostituzione delle accidentalità presenti.

L'uso del diagramma è estremamente semplice: individuata l'accidentalità, si unisce il punto ad essa corrispondente (sulla scala posta a sinistra del diagramma) con il punto che indica il diametro interno (o nominale) della tubazione espresso in pollici, intercettando sulle due scale intermedie il valore della lunghezza di tubo diritto equivalente.

Nell'esempio illustrato sul diagramma, un gomito installato su una tubazione da 6", produce una perdita di carico pari a quella continua prodotta da un tronco diritto della stessa tubazione avente una lunghezza di 4,20 m.

1. Per concessione della società « Nuovo Pignone » di Firenze.

Tabella 9 NOMOGRAMMA PER LA CONVERSIONE DELLE PERDITE DI CARICO ACCIDENTALI IN CARICO



(Nota) 1 pollice (1 Inch, o 1") = 25,4 mm
 1 piede (1 ft, o 1') = 0,3048 m

Capitolo Quarto

Idrometria

19) MISURE DI PRESSIONE

Daremo adesso alcuni cenni sui principali strumenti di misura delle grandezze che interessano il moto dei fluidi: pressioni, velocità e portate.

Per quanto riguarda la pressione, della quale ci siamo diffusamente occupati nei par. 3 e 4, ci limiteremo ad illustrare gli strumenti che hanno largo impiego nella pratica industriale, trascurando i « barometri » il cui uso è limitato alla misurazione della pressione atmosferica.

Per la misura delle pressioni medie ed alte cui un fluido è sottoposto, vengono comunemente impiegati i « **manometri metallici** » che, a seconda del meccanismo interno, si suddividono in « **manometri a molla** » e « **manometri a membrana** ».

I relativi schemi sono rappresentati nelle figg. 39 e 40:

- nel primo tipo (fig. 39), il fluido sotto pressione perviene ad un tubo di sezione lenticolare, posto nell'interno dello strumento e piegato ad arco di cerchio, che, per effetto della pressione interna, tende a deformarsi aumentando il proprio raggio di curvatura; la deformazione — debitamente amplificata da un sistema di rotismi e biellette — viene trasmessa alla lancetta il cui estremo percorre una scala opportunamente graduata;
- nel manometro a membrana (fig. 40) la lancetta è mossa dalle deformazioni elastiche di una lamina metallica ondulata, su una faccia della quale agisce la pressione del fluido.

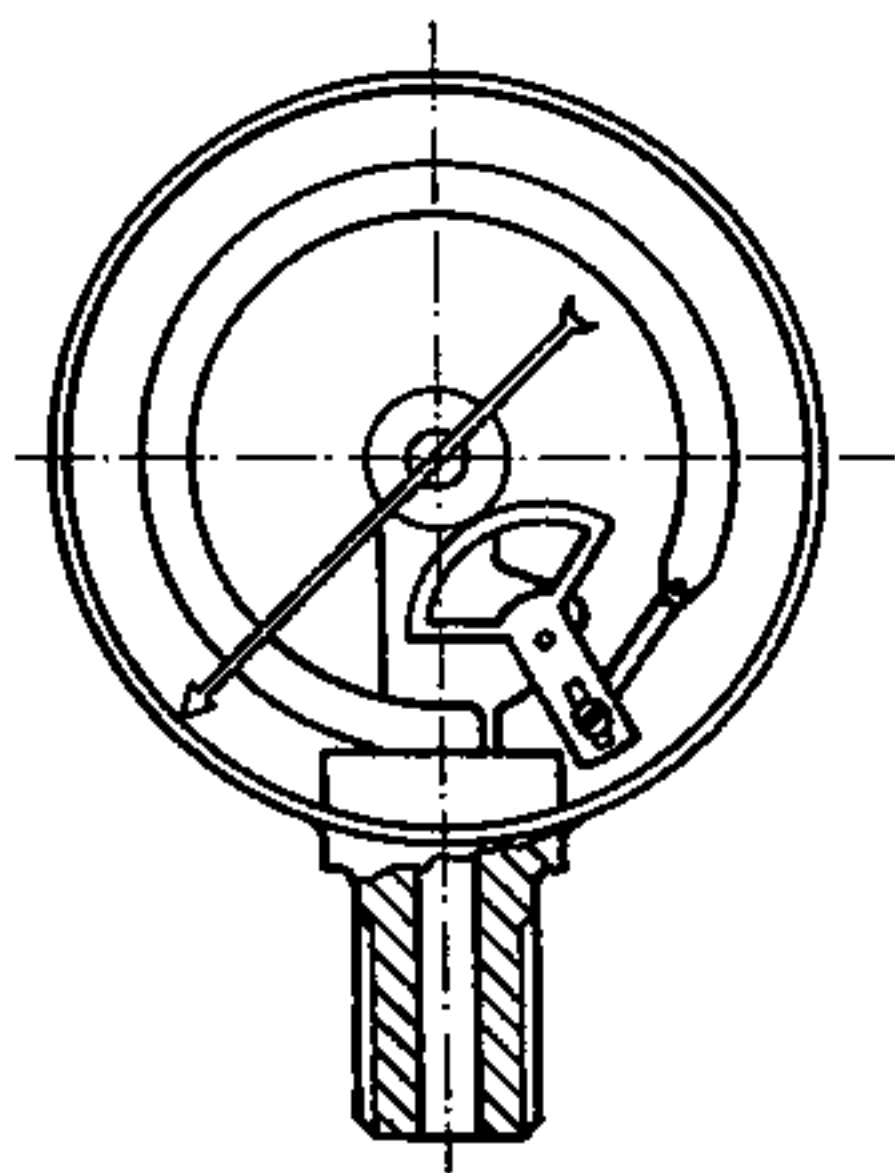


Fig. 39. Manometro a molla

Ambedue i tipi descritti sono stati finora generalmente graduati in kgf/cm^2 o in « atmosfere » (unità praticamente equivalente); dal 1° gennaio 1986, per decreto governativo, gli strumenti di misura devono essere graduati in unità di misura legali del Sistema Internazionale, e quindi i manometri devono essere graduati in Pa o suoi multipli. I manometri misurano normalmente la pressione effettiva del fluido; quest'ultima caratteristica è facilmente controllabile osservando che, quando lo strumento è in comunicazione con l'ambiente esterno, in cui regna la pressione atmosferica, la lancetta segna il valore « zero ».

Quando si debba misurare la pressione di un liquido vaporizzato (ad es. vapore d'acqua) occorre evitare che nell'interno del tubicino rimanga del liquido condensato che altererebbe i risultati della misurazione; l'apparecchio è perciò provvisto di un rubinetto a tre vie (fig. 41) che permette di scaricare all'esterno l'eventuale liquido contenuto prima di effettuare la misura, o addirittura di escludere il manometro quando ciò si renda necessario.

Gli strumenti impiegati per la misura di pressioni inferiori a quella atmosferica (depressione), di uso frequente negli impianti a vapore, sono denominati « **vacuometri** » e basati, in genere, sugli stessi principi citati nel caso dei manometri; sono graduati in millimetri di mercurio (mm di Hg) o in m di c.a.

È bene ricordare che per convertire una pressione espressa in mm di Hg in altra unità, è sufficiente ricorrere ad una semplice proporzione; se, ad esempio, il vacuometro indica una depressione di 400 mm di Hg e dobbiamo convertire tale misura in m di c.a. è sufficiente impostare la seguente proporzione:

$$760:10,33 = 400:x$$

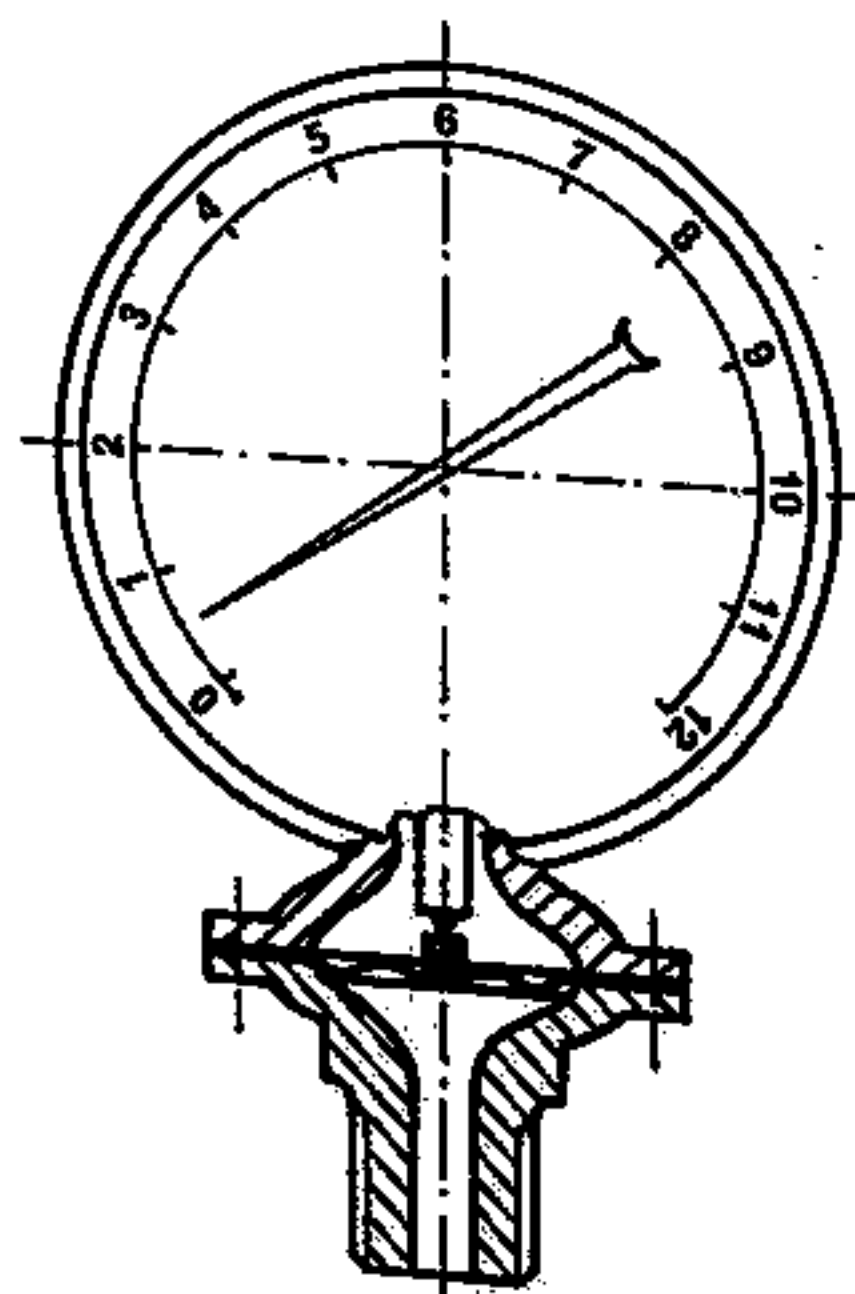


Fig. 40. Manometro a membrana

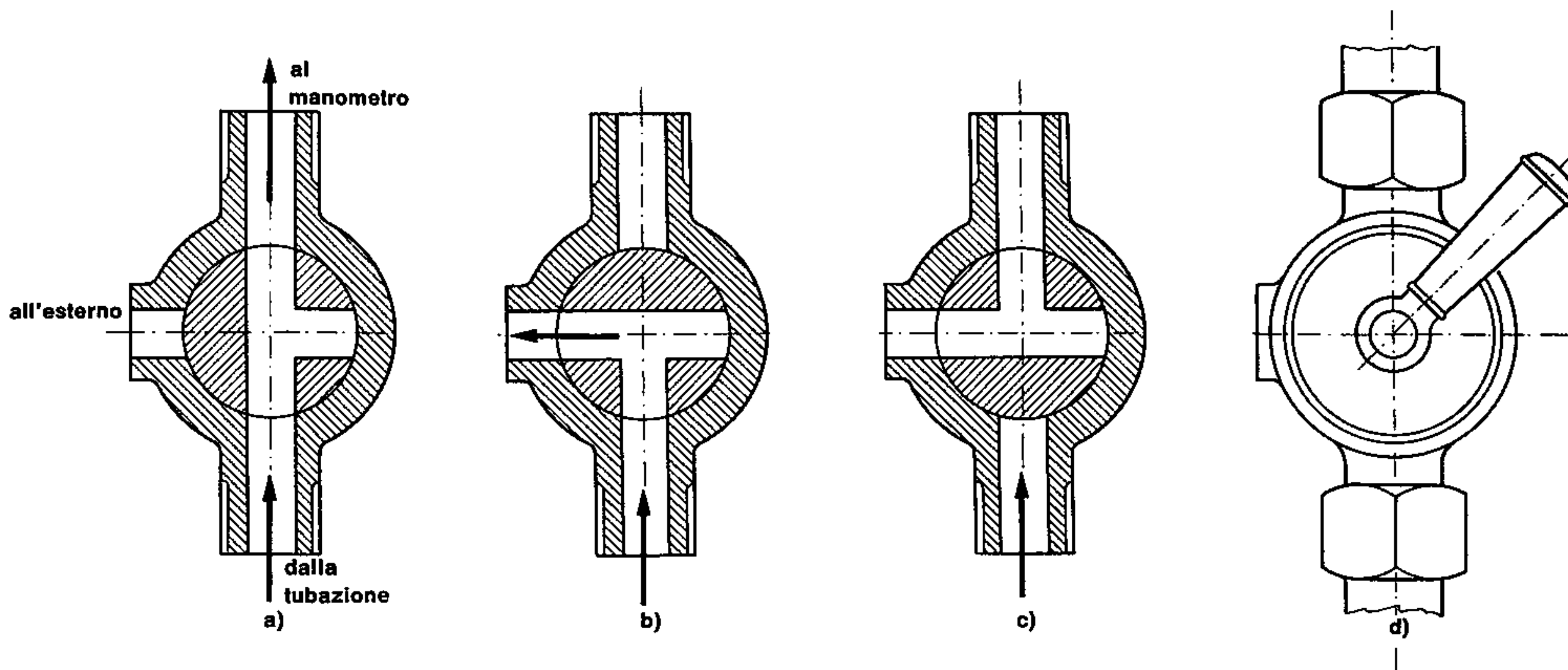


Fig. 41. Rubinetto a tre vie: a) in comunicazione con il manometro; b) in fase di spurgo; c) manometro escluso; d) vista esterna

da cui:

$$x = \frac{400 \cdot 10,33}{760} = 5,43 \text{ m di c.a.}$$

In modo del tutto analogo si procede per convertire i mm di Hg in altre unità di misura.

Sovente i vacuometri sono graduati in percentuale di vuoto assoluto; nell'esempio precedente, poiché il vuoto assoluto corrisponde a 10,33 m di c.a. intesi in senso negativo, la percentuale risulta:

$$p\% = \frac{5,43}{10,33} = 0,525 = 52,5\%$$

I **manometri a liquido** (adatti per le misure di basse pressioni) non sono altro che dei tubi piezometrici che si inseriscono con un estremo al recipiente in cui è contenuto il fluido in pressione (fig. 42).

Il tubo è parzialmente riempito di un liquido opportuno che, in condizioni normali, si dispone allo stesso livello nei due rami del tubo; se il recipiente contiene un fluido sottoposto ad una pressione « p », inserito il piezometro, il liquido in esso contenuto si sposta, creando un dislivello « h » fra i peli liberi dei due rami.

Per l'equilibrio sarà:

$$p + \rho g h_1 = \rho' g h \quad (66)$$

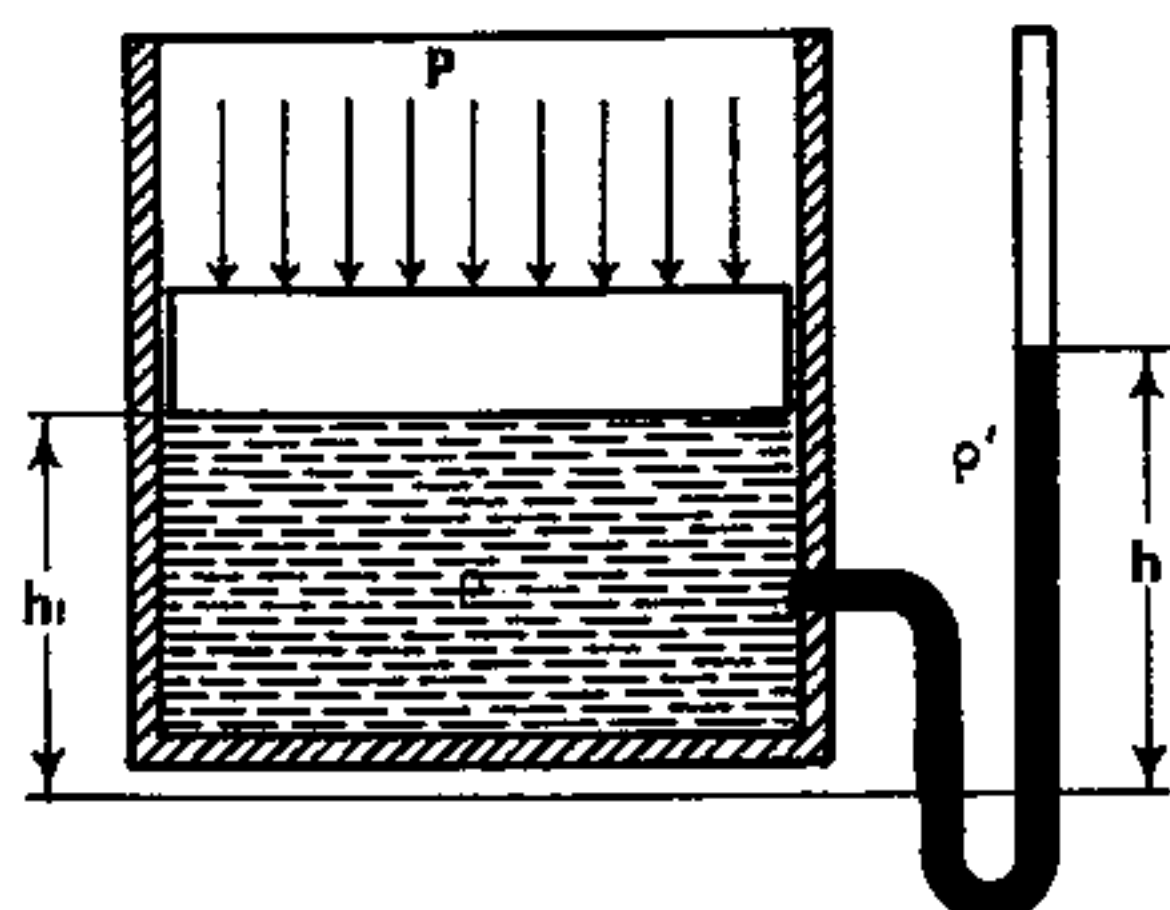


Fig. 42. Manometro a liquido (schema)

indicando con « rho prime » e « rho » le densità del liquido manometrico e di quello in esame. Misurato « h » e noti gli altri termini della relazione (66) è possibile determinare la pressione cercata; notiamo che il più delle volte, essa è nettamente preponderante rispetto al prodotto « rho g h1 », per cui, trascurando quest'ultimo, si semplifica la formula nel modo seguente:

$$p \cong \rho' g h = \gamma' h$$

La natura del liquido manometrico dipende dalle condizioni di prova; si può usare l'acqua per pressioni piuttosto basse (ricordiamo che una atmosfera = 10,33 m di c.a.) e per pressioni maggiori, il mercurio. In ogni caso, sarà bene che il liquido manometrico non sia miscibile con il liquido in esame.

I manometri a liquido si prestano ottimamente per misurare piccole differenze di pressione fra due recipienti o due sezioni di una condotta (fig. 43), e vengono allora definiti « **manometri differenziali** ».

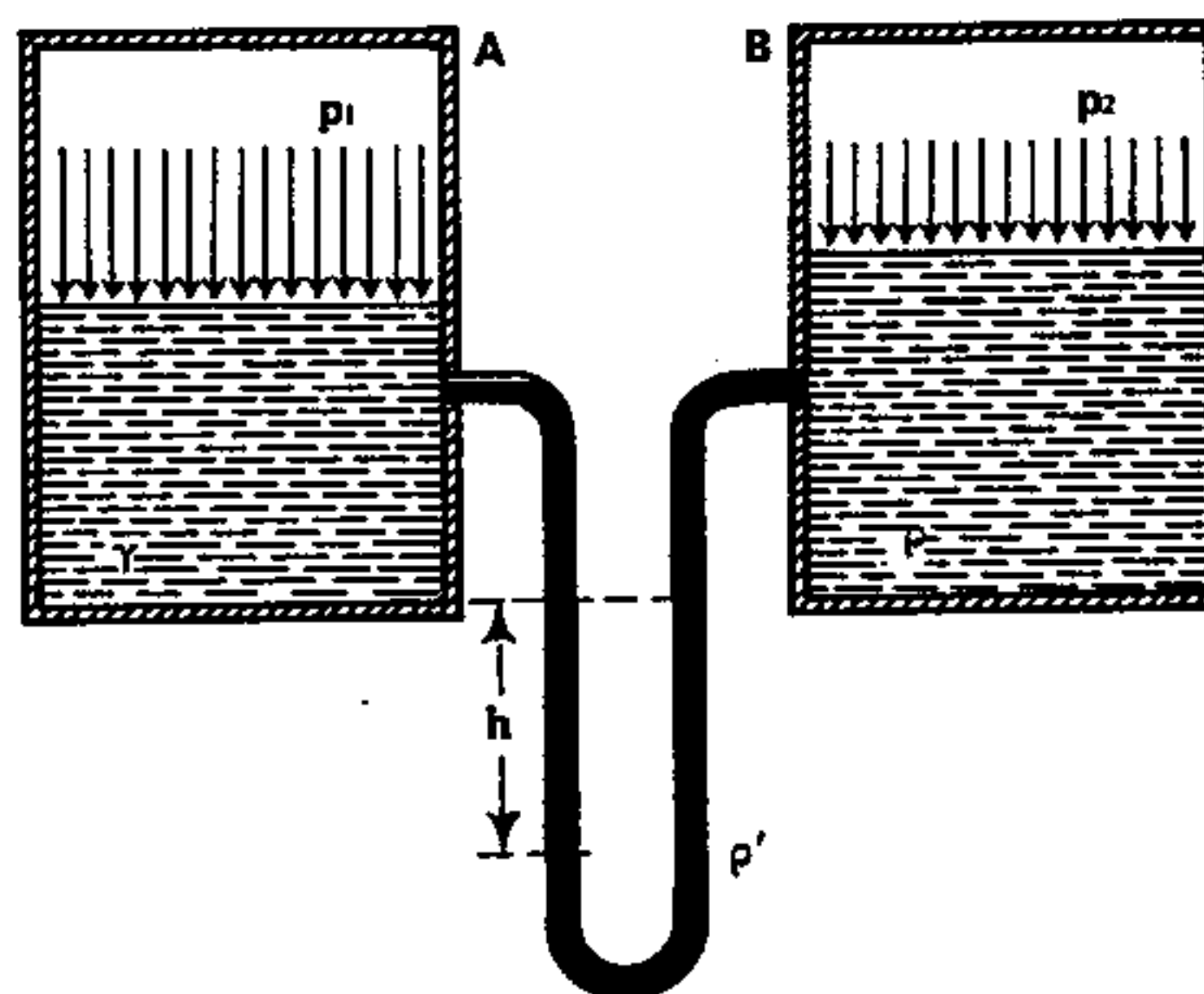


Fig. 43. Manometro differenziale (schema)

In questi casi si inseriscono ambedue gli estremi del piezometro nei due recipienti A e B; il liquido si disporrà, nei due rami, in modo da creare un dislivello « h » fra i due peli liberi, dislivello dipendente dalle pressioni « p₁ » e « p₂ » che esistono nei recipienti A e B.

Se ad esempio è p₂ < p₁, il liquido manometrico tenderà a salire nel tubo connesso al recipiente B come rappresentato in fig. 43.

La condizione di equilibrio è pertanto:

$$p_1 + \rho gh = p_2 + \rho' gh$$

avendo indicato con « ρ » e « ρ' » la densità del fluido contenuto nei recipienti e quella del liquido manometrico.

Dalla relazione soprascritta possiamo ricavare:

$$p_1 - p_2 = h(\rho' - \rho) \cdot g \quad (67)$$

Note pertanto le densità dei due fluidi e misurata l'altezza « h » (in metri di c.a.) si può facilmente calcolare la differenza di pressione esistente fra i due recipienti A e B.

20) MISURE DI VELOCITÀ

Logicamente intenderemo sempre riferirci a velocità di liquidi sia che si muovano in opportune condotte sia che scorrano a pelo libero. Lo strumento più comunemente impiegato per la misurazione della velocità è il **tubo di Pitot** che assicura rilevamenti abbastanza precisi sia nei corsi d'acqua che nelle condotte, ed inoltre permette di rilevare la velocità in un punto qualsiasi della sezione.

Esso è formato da un tubo di vetro aperto ai due estremi e piegato a forma di « L » che viene immerso nella corrente nel modo illustrato in fig. 44. Nel caso di corsi d'acqua a pelo libero, il liquido, per effetto della velocità di cui è dotato, risale nel tratto verticale del tubo fino ad una altezza « h » proporzionale all'energia cinetica da esso posseduta, ed uguale perciò a:

$$h = \frac{v^2}{2g} \quad (68)$$

Rilevata perciò con lo strumento l'altezza « h » in m,

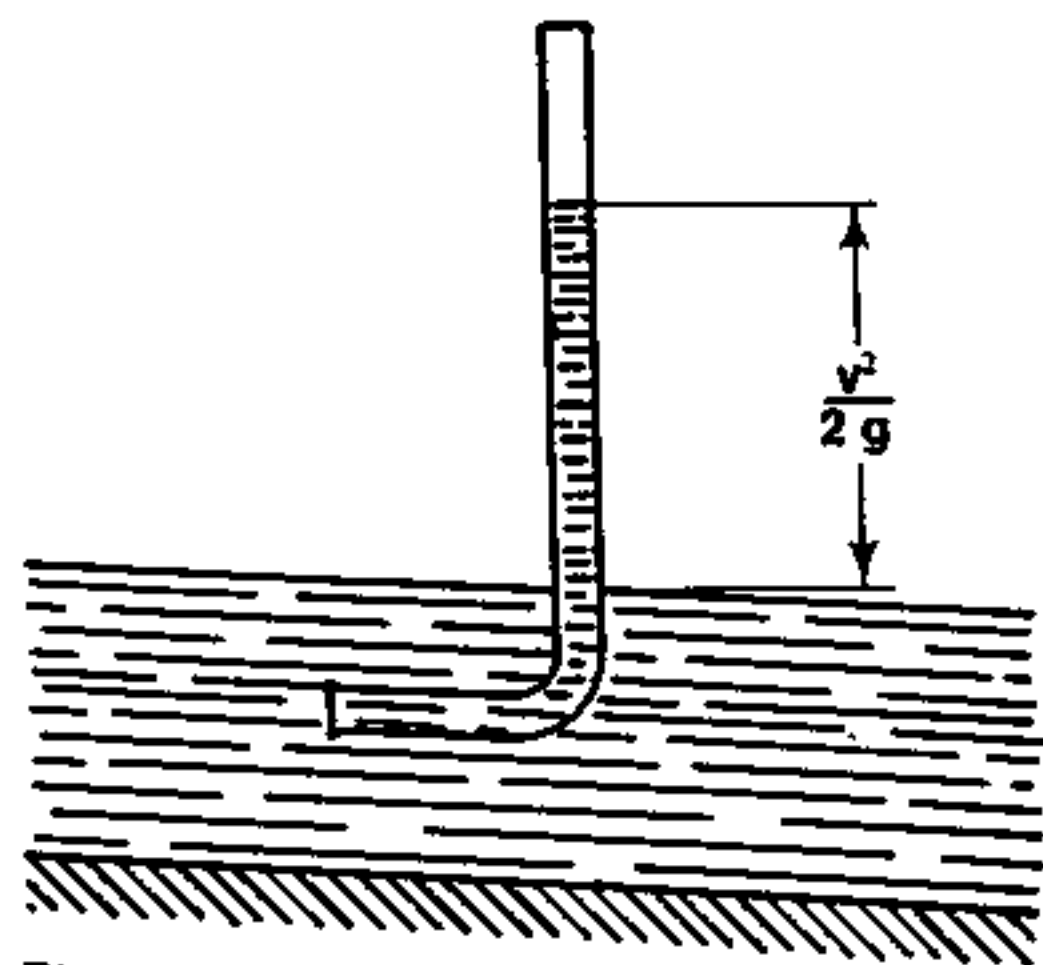


Fig. 44. Tubo di Pitot per canali (schema)

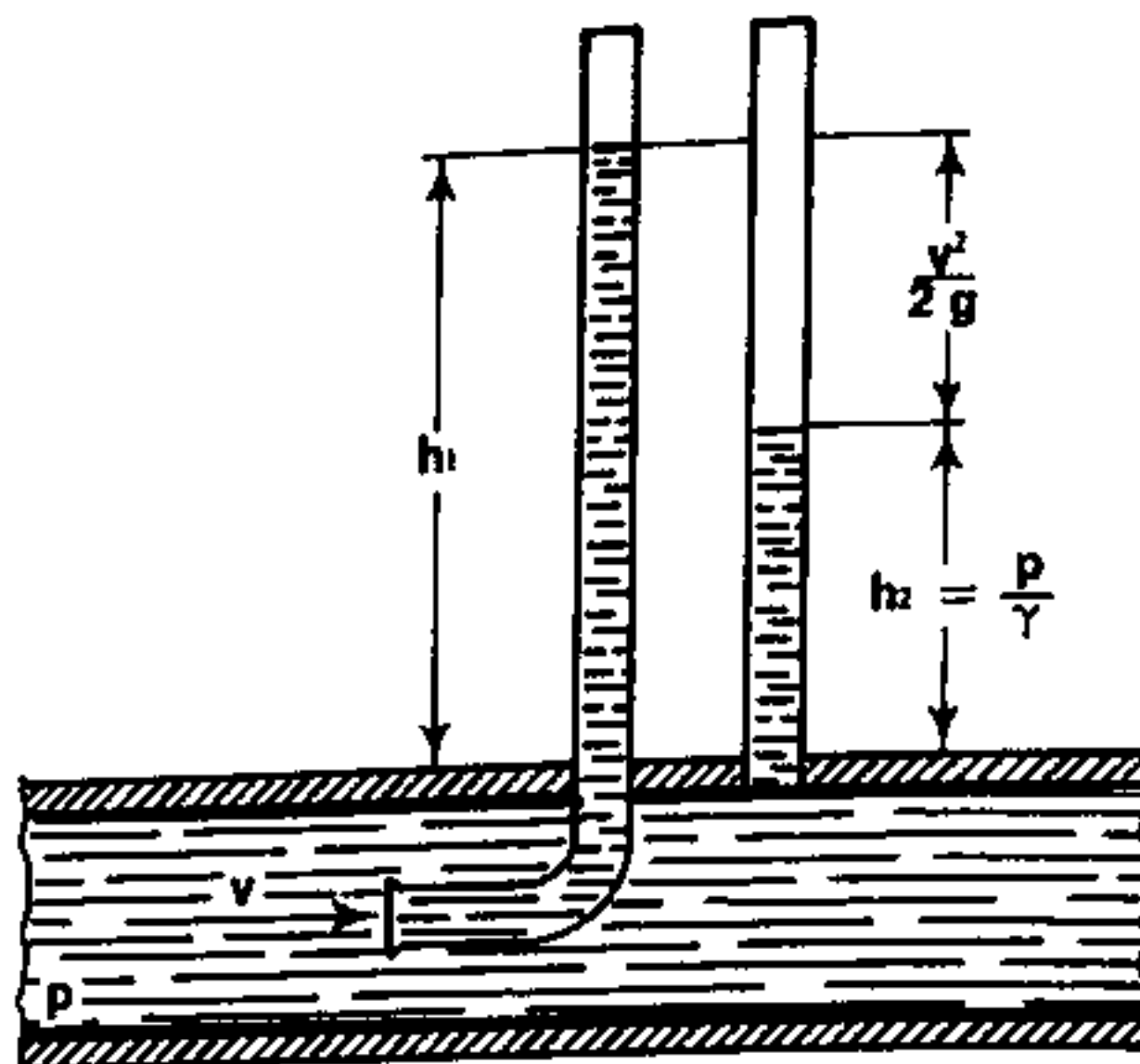


Fig. 45. Tubo di Pitot per tubazioni (schema)

è facile ricavare il valore della velocità dalla formula:

$$v = \sqrt{2gh}$$

Un liquido scorrente in una condotta è, in genere, soggetto ad una certa pressione (p), per cui l'impiego del semplice tubo di Pitot già descritto darebbe luogo a risultati ben lontani dalla realtà; è evidente infatti che il liquido, dotato oltre che di energia cinetica, anche di energia potenziale dovuta alla pressione cui è sottoposto, si innalzerebbe entro il ramo verticale dello strumento ad una quota:

$$h_1 = \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g}$$

e pertanto, per la misurazione della velocità sarebbe necessario conoscere il valore della pressione o detrarre dall'espressione precedente il termine « p/γ ». Si ricorre a quest'ultima soluzione accoppiando al tubo di Pitot un tubo piezometrico che, inserito nella condotta secondo lo schema di fig. 45, consente al liquido di risalire in esso fino ad una quota:

$$h_2 = \frac{p}{\gamma}$$

non essendo influenzato dall'energia cinetica del fluido.

Dalla differenza:

$$h_1 - h_2 = \frac{v^2}{2g} \quad (69)$$

si ricava perciò:

$$v = \sqrt{2g(h_1 - h_2)}$$

Il tubo di Pitot è generalmente già provvisto di piezometro e di una opportuna scala graduata che consente di leggere direttamente la differenza (h₁ - h₂) fra le due quote.

Molto usato per le misure di velocità è anche il **mulinello di Woltmann**: esso consta (fig. 46) essenzialmente di un'elica montata su un'asse che porta all'estremo opposto un piccolo timone direzionale necessario affinché l'apparecchio si disponga natu-

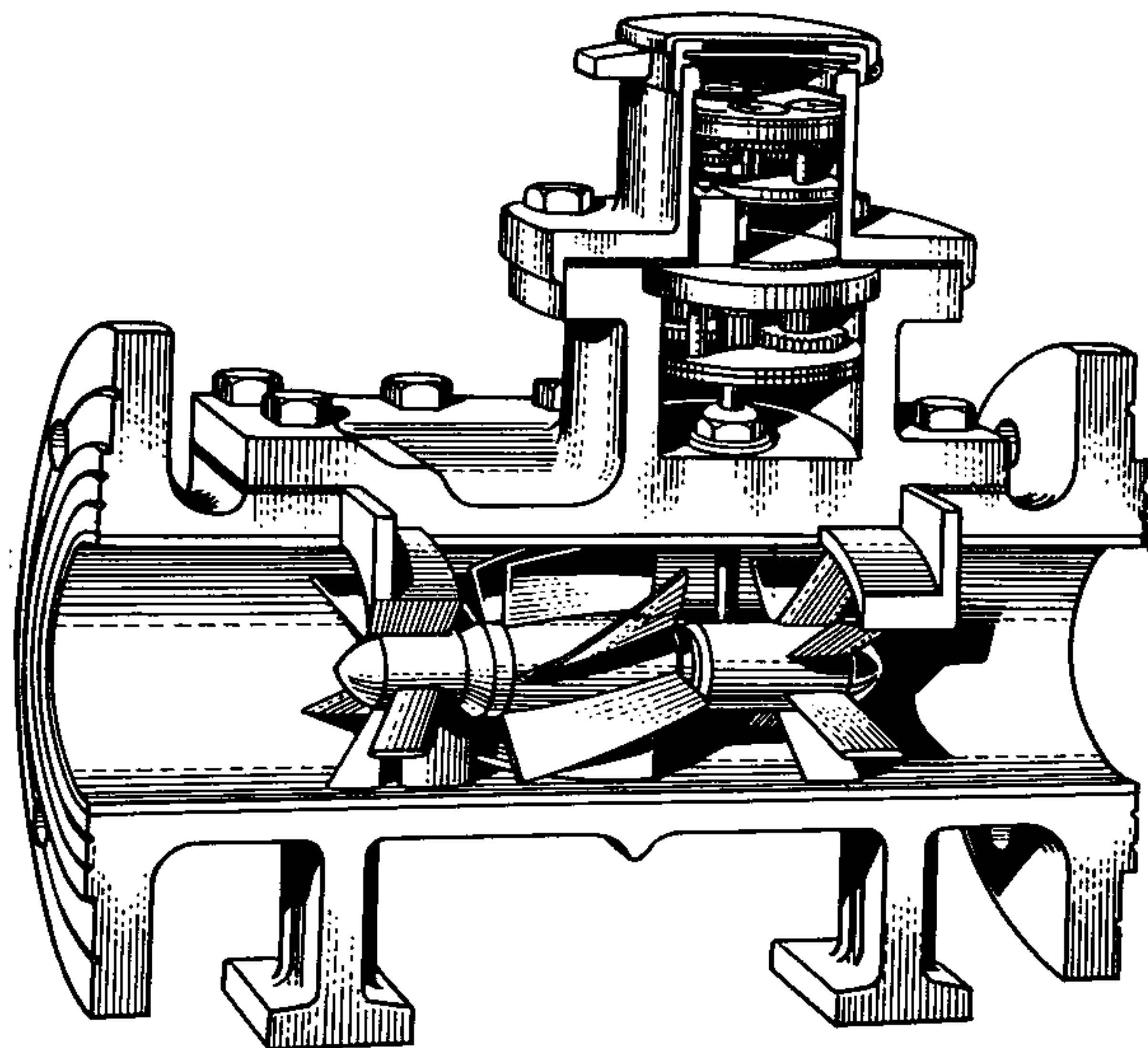


Fig. 46. Mulinello di Woltmann per le condotte

ralmente secondo la direzione dei filetti fluidi. Il mulinello viene immerso nella corrente e l'elica si pone in rotazione; misurando i giri al minuto (n) compiuti dall'albero rotante, la velocità del fluido può essere dedotta da una formula empirica del tipo:

$$v = \alpha n + \beta \quad (70)$$

in cui « α » e « β » rappresentano due costanti caratteristiche dello strumento.

Per misurare, in modo approssimativo, la velocità di un corso d'acqua, si possono usare dei comuni galleggianti (fig. 47), calcolando il tempo che questi impiegano a percorrere — trascinati dalla corrente — un percorso stabilito.

Si perviene al valore della velocità mediante la nota relazione cinematica:

$$v = \frac{s}{t}$$

La misura è ovviamente imprecisa; in primo luogo la formula soprascritta fornisce il valore medio della

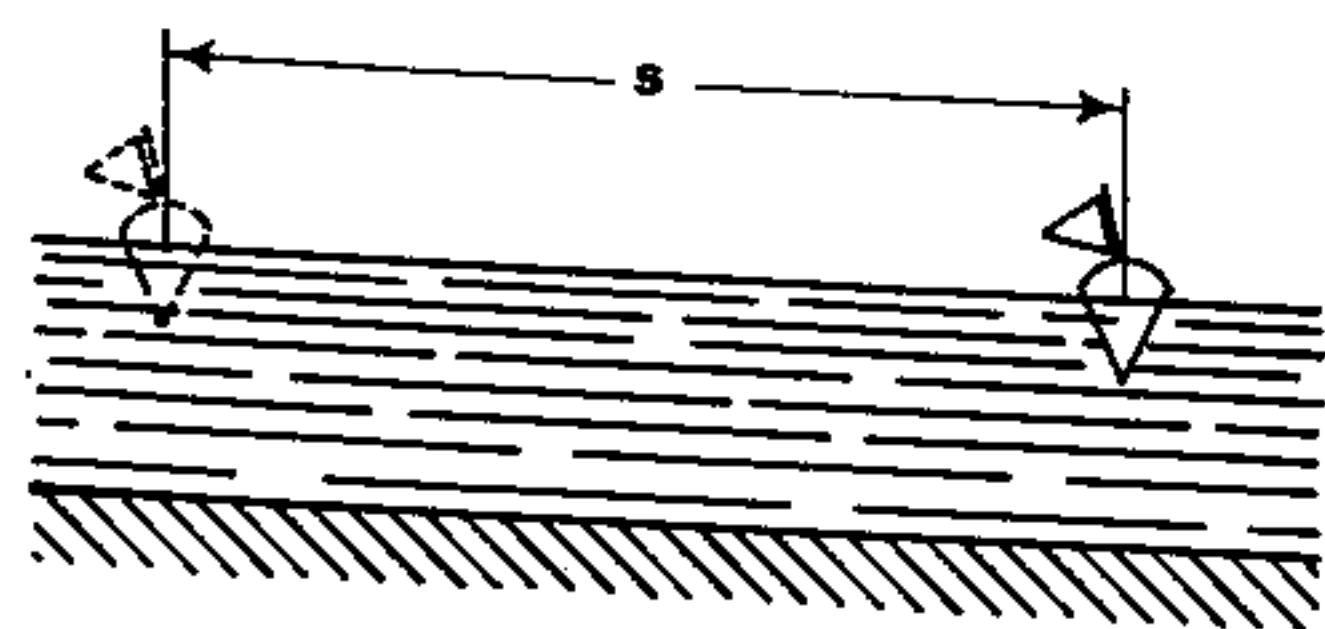


Fig. 47. Misurazione della velocità di una corrente mediante un comune galleggiante

velocità nel tratto « s » percorso dal galleggiante, ed in secondo luogo tale valore è riferito al filone centrale — lungo il quale il galleggiante tende a disporsi — scorrente sul pelo libero del corso d'acqua.

Con un galleggiante zavorrato (fig. 48) si può calcolare il valore della velocità ad una certa profondità (h) sotto il pelo libero; lo strumento è composto da due sfere generalmente di eguale diametro (ma di peso diverso) in modo da offrire la stessa resistenza ai filetti fluidi che le investono, unite fra loro da una sottile asticella o da un filo metallico. Le due masse tendono perciò a muoversi con velocità diverse come rappresentato nella fig. 48 ed il complesso assume una velocità media (v_m):

$$v_m = \frac{v_1 + v_2}{2}$$

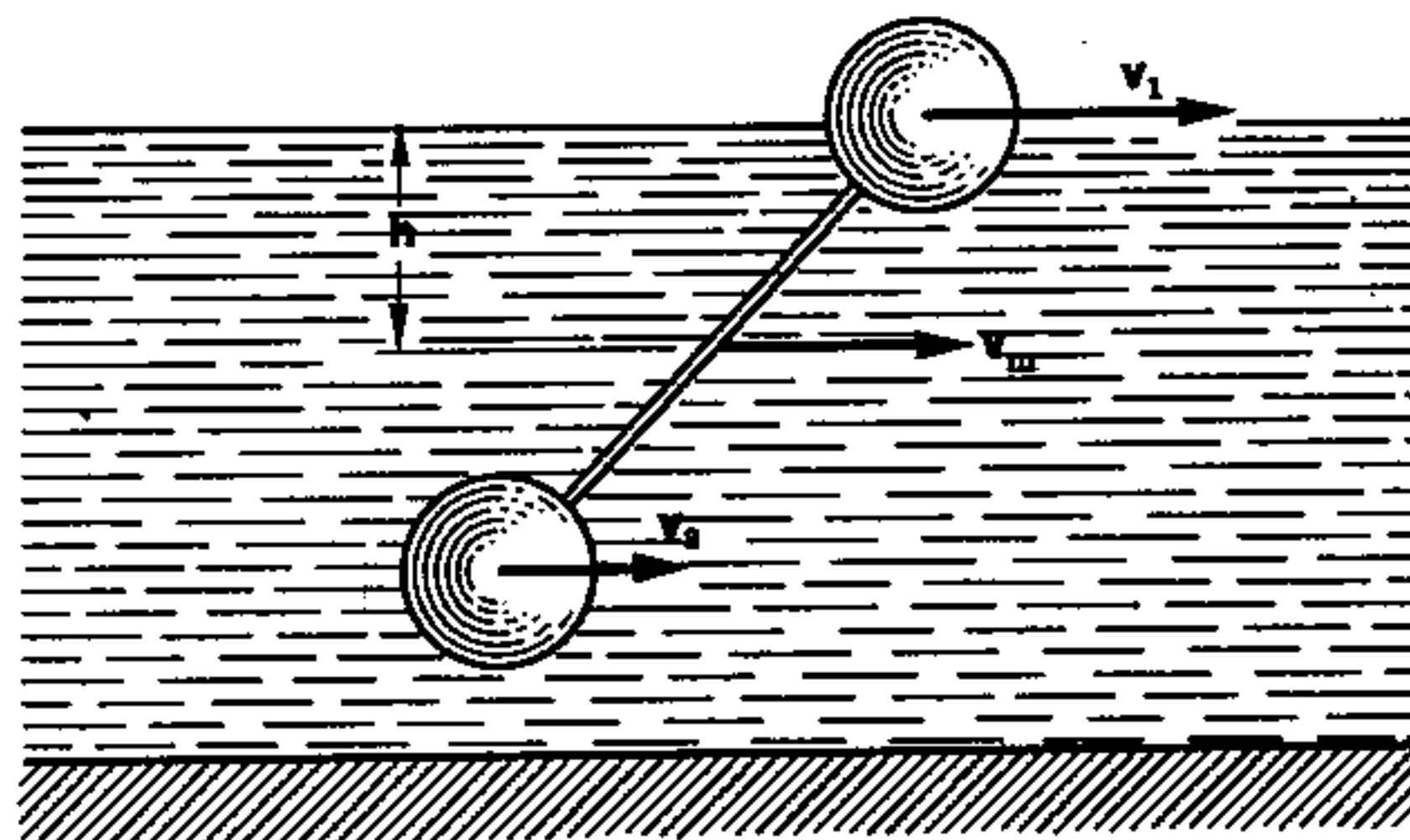


Fig. 48. Galleggiante zavorrato

riferita al filetto scorrente alla profondità media « h ». Il sistema presenta evidenti vantaggi nei confronti del galleggiante semplice; permangono tuttavia i fattori di approssimazione già esposti per quest'ultimo.

21) MISURE DI PORTATA NELLE CONDOTTE

Per la misurazione della portata di un liquido scorrente in una condotta o in un corso d'acqua a pelo libero, si possono impiegare apparecchiature o sistemi atti a fornirne direttamente il valore (si parla in tali casi di **misurazioni dirette**) oppure ricorrere al calcolo analitico mediante la formula generale citata al par. 8:

$$Q = Av$$

determinando la velocità media del liquido con uno dei sistemi descritti nel paragrafo precedente (**misurazioni indirette**).

La difficoltà principale consiste in questi casi nella valutazione del valore medio della velocità, che, com'è noto, varia da punto a punto della sezione; l'impiego del mulinello di Woltmann, non è agevole nelle condotte a causa dell'ingombro dell'apparecchio, mentre con un tubo di Pitot è abbastanza facile rilevare il valore della velocità in diversi punti della sezione, sempreché questa non abbia dimensioni molto ridotte.

Calcolato il valore medio della velocità, e noto il diametro della tubazione, se ne calcola l'area della sezione normale:

$$A = \frac{\pi d^2}{4}$$

e si risale al valore della portata.

Per quanto concerne le misurazioni dirette, è frequente nelle tubazioni di piccolo diametro, l'inserimento di « **contatori** » a vite o a turbina, il cui schema riportiamo in fig. 49: una ruota palettata è inserita in una cassa cilindrica e viene investita dal fluido scorrente che, inserendosi negli spazi compresi fra le pale, pone in rotazione l'alberino collegato rigidamente alla ruota; un sistema di rotismi trasmette il movimento ad una o più lancette mobili su un quadrante direttamente graduato in l/min o in l/s. Per portate piccole e medie si ricorre talvolta al **metodo della pesata**, inviando il liquido erogato dalla condotta in un recipiente preventivamente tarato (fig. 50); dopo un tempo (t) prefissato, si interrompe il flusso e si pesa il liquido introdotto nel recipiente. Indicando con « P » tale peso, si determina la por-

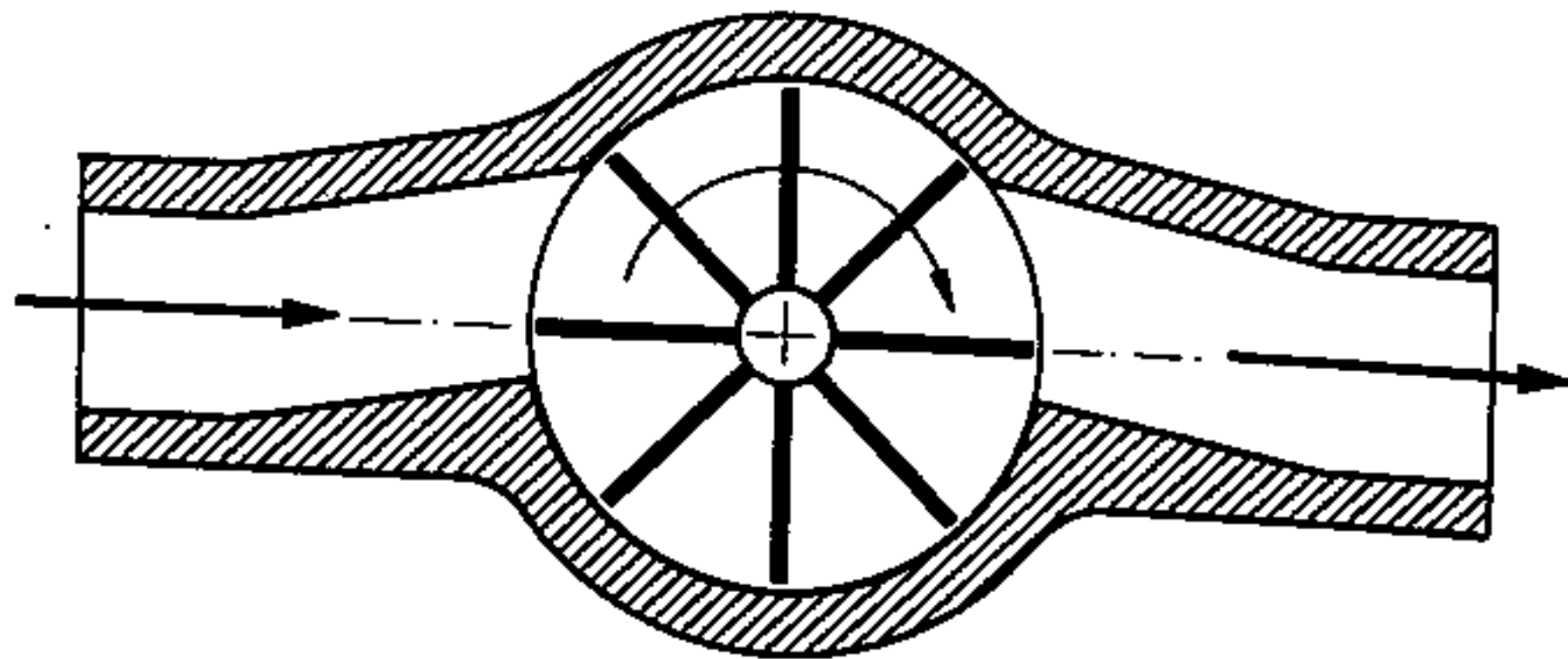


Fig. 49. Contatore a turbina (schema)

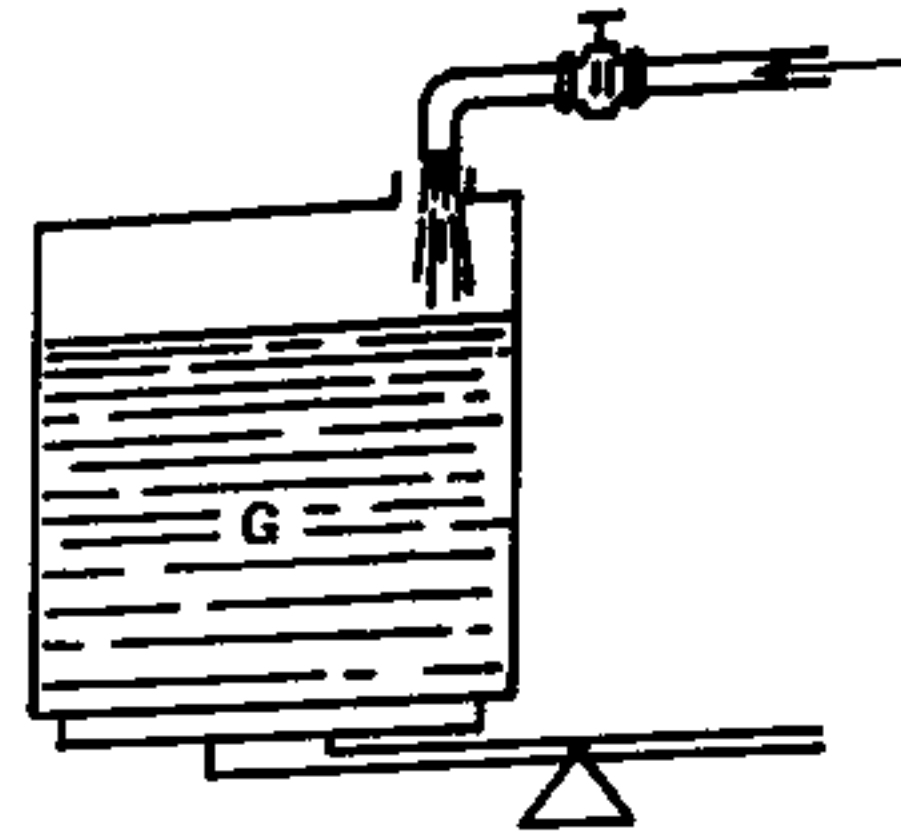


Fig. 50. Misurazione della portata con il metodo della pesata
tata ponderale (G) dalla relazione:

$$G = \frac{P}{t} \quad (\text{N/s})$$

e, noto il peso specifico (γ) del liquido, si risale da questa alla portata volumetrica:

$$Q = \frac{P}{\gamma t} \quad (71)$$

in m^3/s se « γ » viene espresso in N/m^3 .

Tale sistema comunque richiede una particolare attrezzatura, senza di che le misurazioni eseguite risultano notevolmente imprecise.

Nella pratica viene perciò impiegato non tanto per valutare la portata di una tubazione, quanto per calcolare quella di una macchina idraulica operatrice (pompa) in sede di collaudo.

Per una misura approssimata della portata, si possono impiegare i cosiddetti « **flussometri** », inseriti permanentemente nella tubazione, che offrono il vantaggio di una lettura facile ed immediata.

Un **flussometro** (fig. 51) è costituito da una scatola di forma allungata chiusa anteriormente da un vetro ed inserita in un tratto di tubazione verticale in cui il fluido scorra dal basso verso l'alto; la scatola porta nell'interno una pallina che viene spinta tanto più in alto quanto maggiore è il flusso di liquido che la investe nella parte inferiore.



Fig. 51. Schema di un flussometro

La lettura avviene direttamente su una scala opportuna, riportata su un lato dello strumento, valutando il segno che corrisponde, grosso modo, all'altezza del centro della pallina.

22) VENTURIMETRO

Per misurare portate medie ed alte di liquidi scorrenti entro condotte, sono comunemente impiegati i venturimetri, i diaframmi ed i boccagli, che consentono di effettuare le più precise rilevazioni.

Tutti questi apparecchi sono basati su un principio comune: creare nella condotta un restringimento di sezione (sia brusco oppure raccordato) con conseguente variazione della pressione e della velocità del liquido; dalla differenza di pressione, si risale — mediante l'equazione di Bernoulli — alla portata « Q ».

Il venturimetro è costituito da un tronchetto di tubo di forma conica convergente-divergente (fig. 52) che viene innestato nella condotta mediante flange bullonate; nell'attraversamento della sezione ristretta, il liquido subisce una variazione di pressione e di velocità, tanto più sentita quanto più ridotte sono le dimensioni della sezione di passaggio.

Indichiamo con « p_1 » e « v_1 » i valori della pressione e della velocità nella sezione 1) posta all'imbocco dell'apparecchio, e con « p_2 » e « v_2 » i valori che queste grandezze assumono nella sezione 2) coincidente con quella di area minima; in seguito alla riduzione di sezione, la velocità aumenta ($v_2 > v_1$) e diminuisce di conseguenza la pressione ($p_2 < p_1$). Se, trascurando le perdite di carico, applichiamo il principio di Bernoulli al breve tratto compreso fra le sezioni 1) e 2), dovrà essere:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g}$$

ovvero, in altra forma:

$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \quad (72)$$

nell'ipotesi che l'apparecchio sia disposto ad asse orizzontale, in modo che risulti:

$$z_1 = z_2$$

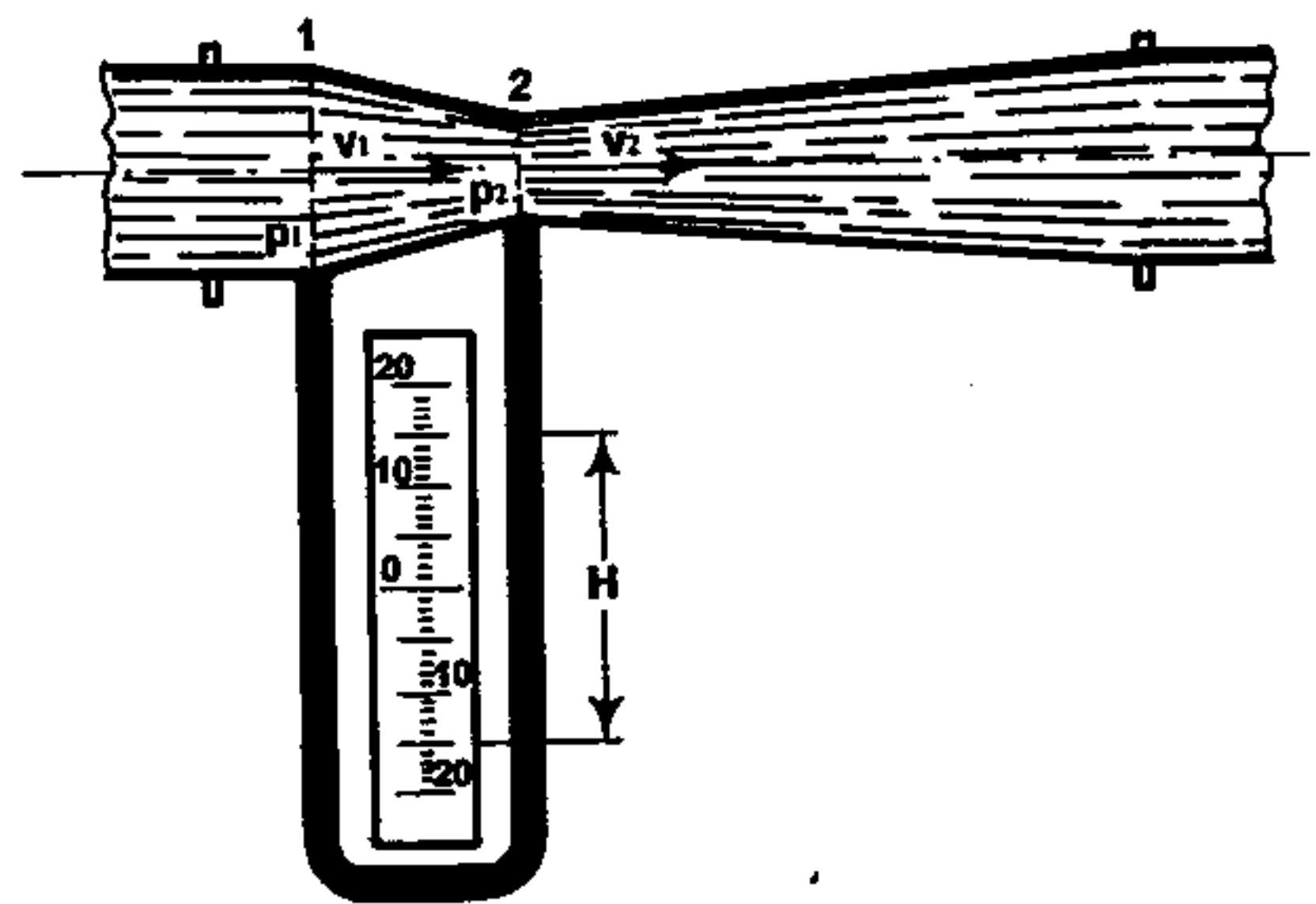


Fig. 52. Venturimetro (schema)

Le pressioni « p_1 » e « p_2 » — essendo poco diverse fra loro — non possono essere misurate con i comuni manometri; conviene collegare le due sezioni considerate con gli estremi di un manometro differenziale (cfr. par. 19). Per effetto della minor pressione esistente nella sezione 2), il liquido manometrico, risalirà nel relativo tubicino creando fra i due rami del manometro un dislivello « H ».

Se indichiamo con « γ » il peso specifico del liquido scorrente nella tubazione e con « γ' » quello del liquido manometrico (in genere mercurio), ricordando la (67) possiamo scrivere:

$$p_1 - p_2 = H(\gamma' - \gamma)$$

ovvero, dividendo ambo i membri per « γ »:

$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} = H \frac{\gamma' - \gamma}{\gamma}$$

e infine confrontando tale relazione con la (72):

$$H \frac{\gamma' - \gamma}{\gamma} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \quad (73)$$

Tenendo conto che nella condotta, il regime è permanente, dall'equazione di continuità si deduce:

$$Q = A_1 v_1 = A_2 v_2$$

e quindi:

$$v_2 = \frac{A_1}{A_2} v_1 = m v_1$$

indicando con « m » il quoziente fra le aree delle due sezioni che viene definito « rapporto di strozzamento »:

$$m = \frac{A_1}{A_2}$$

Sostituendo nella (73), otteniamo:

$$H \frac{\gamma' - \gamma}{\gamma} = \frac{m^2 v_1^2 - v_1^2}{2g} = v_1^2 \frac{m^2 - 1}{2g}$$

e ricavando v_1 :

$$v_1 = \sqrt{\frac{2g}{m^2 - 1} \cdot \frac{\gamma' - \gamma}{\gamma} \sqrt{H}} \quad (74)$$

Nella (74) la prima radice può ritenersi una costante caratteristica del venturimetro; posto pertanto:

$$K = \sqrt{\frac{2g}{m^2 - 1} \cdot \frac{\gamma' - \gamma}{\gamma}} \quad (75)$$

e ricordando che:

$$Q = A_1 v_1$$

si ricava in definitiva:

$$Q = A_1 K \sqrt{H} \quad (76)$$

relazione che talvolta viene ulteriormente semplificata nella forma:

$$Q = K_0 \sqrt{H} \quad (77)$$

ove si intenda porre un nuovo coefficiente « K_0 » definito da:

$$K_0 = A_1 K = A_1 \sqrt{\frac{2g}{m^2 - 1}} \frac{\gamma' - \gamma}{\gamma}$$

Nota quindi la costante del venturimetro (K_0), la misurazione consiste nel leggere il dislivello « H » (in m) onde ottenere la portata in m^3/s .
Dobbiamo far rilevare che nella trattazione teorica, non è stato tenuto conto delle perdite di carico nell'attraversamento del venturimetro; nella pratica esse esistono — se pur in modesta misura — per cui il valore ottenuto applicando la (77) risulta maggiore di quello effettivo.

Si tiene conto delle perdite effettuando la preventiva taratura dell'apparecchio, calcolandone cioè la costante « K_0 » al defluire di una portata nota « Q_0 » attraverso il venturimetro:

$$K_0 = \frac{Q_0}{\sqrt{H}}$$

Il valore così ottenuto — diverso da quello teoricamente calcolato — servirà per le misurazioni effettive seguenti.

23) BOCCAGLI E DIAFRAMMI

Il venturimetro permette misurazioni molto precise, ma il suo impiego è limitato dalla necessità di proporzionarlo alla tubazione ove deve essere installato; si preferisce pertanto misurare le piccole portate con un « diaframma » costituito da un semplice disco metallico forato al centro ed inserito entro la tubazione mediante due flange bullonate (fig. 53). Il fluido, nell'attraversamento del foro centrale, subisce un incremento di velocità e di conseguenza una riduzione di pressione, ma è contemporaneamente soggetto a notevoli perdite di carico a causa dell'imprevisto ostacolo disposto sul suo percorso. Il principio base è perciò identico a quello su cui è fondato il funzionamento del venturimetro talché inserendo gli estremi di un manometro differenziale uno in corrispondenza della luce ristretta ed uno più

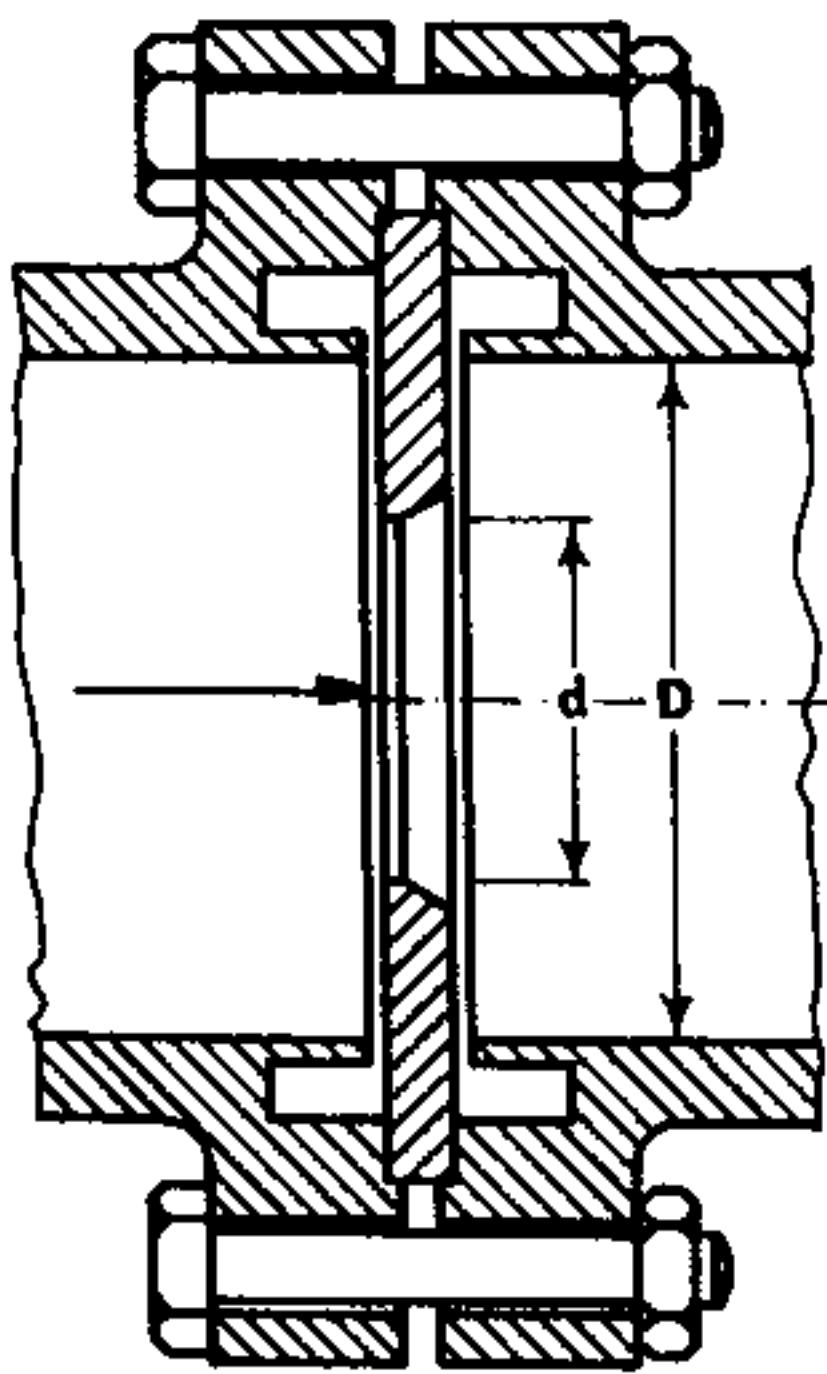


Fig. 53. Diaframma

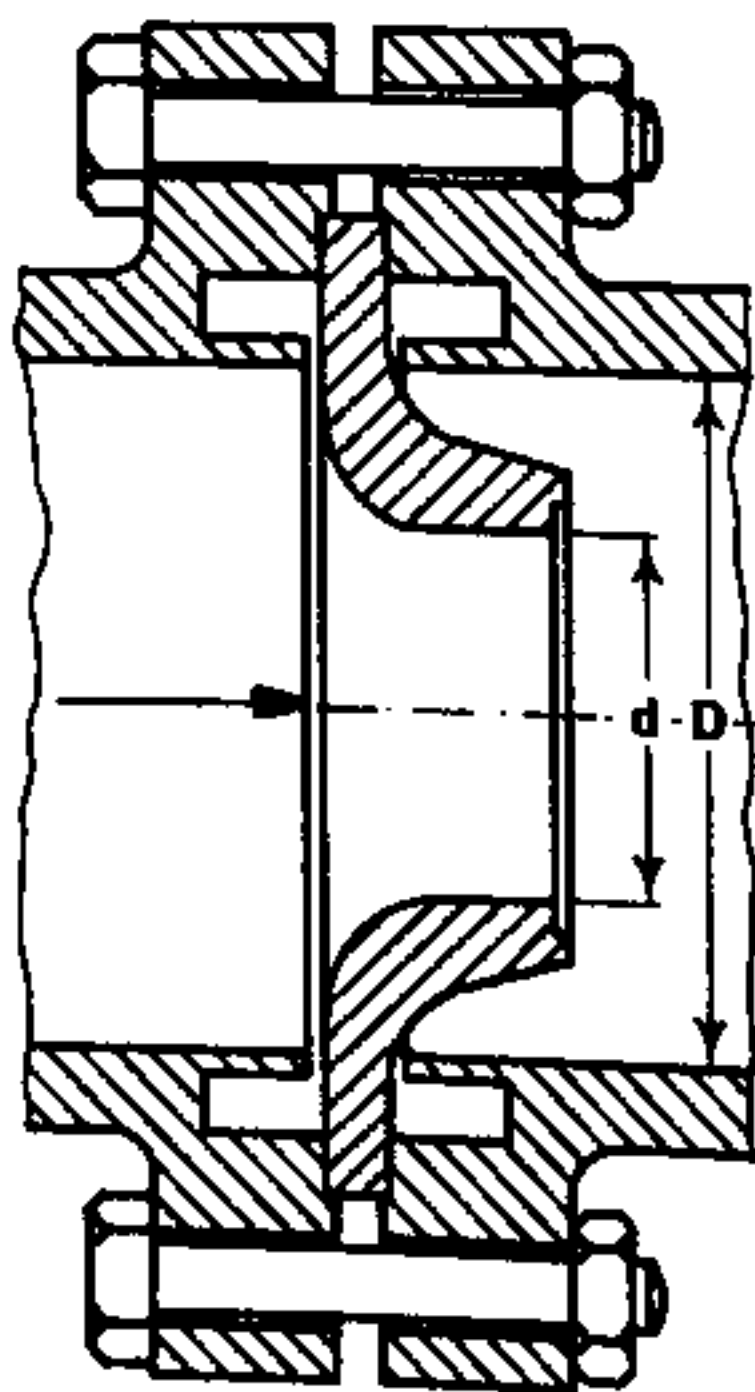


Fig. 54. Boccaglio

a monte, è possibile rilevare un dislivello « H » che inserito nella consueta formula:

$$Q = K_0 \sqrt{H}$$

permette di calcolare il valore della portata « Q ». Per tener conto delle perdite di carico dovute al repentino strozzamento della vena fluida, si procede alla preventiva taratura del diaframma, ovvero, in prima approssimazione, si introduce un coefficiente correttivo « μ » (detto « coefficiente di efflusso ») il cui valore dipende dal rapporto di strozzamento (d/D) fra il diametro del foro e quello della tubazione, secondo quanto illustrato nella tabella n. 10:

$$Q = \mu K_0 \sqrt{H} \quad (78)$$

È comunque da tener presente che i valori di tale coefficiente sono validi solo se il numero di Reynolds, riferito alla corrente fluida, è maggiore di quanto riportato nella terza colonna della tabella. I « boccagli » (fig. 54) differiscono dai diaframmi solo per la luce centrale che è profilata con i bordi tondeggianti in modo da creare un imbocco convergente atto a ridurre sensibilmente l'entità delle perdite di carico.

Poiché il principio di funzionamento non differisce da quello dei venturimetri e dei diaframmi è sempre lecito effettuare il calcolo della portata con la formula (78) ricavando il valore del coefficiente di ef-

Tabella 10 COEFFICIENTE DI EFFLUSSO (μ) PER DIAFRAMMI

Rapporto « d/D »	valore di μ	numero di Reynolds
0,05	0,598	20 000
0,1	0,602	30 000
0,2	0,615	50 000
0,3	0,634	80 000
0,4	0,661	120 000
0,5	0,696	171 000
0,6	0,742	225 000

flusso — che risulta ovviamente maggiore del caso precedente — dalla tabella n. 11. La costruzione dei diaframmi e dei boccagli è rigorosamente vincolata dalle Norme (CNR UNI 10023).

Tabella 11 COEFFICIENTE DI EFFLUSSO (μ) PER BOCCAGLI

Rapporto « d/D »	valore di μ	numero di Reynolds
0,05	0,987	70 000
0,1	0,989	73 000
0,2	0,999	91 000
0,3	1,016	130 000
0,4	1,041	170 000
0,5	1,081	190 000
0,6	1,142	200 000

24) MISURE DI PORTATA NEI CANALI

Per quanto concerne le misure di portata nei corsi d'acqua, si può ripetere, in linea generale, quanto già esposto a proposito delle tubazioni; sono infatti possibili sia misurazioni dirette che indirette, queste ultime anzi rese più agevoli dalla maggior ampiezza della sezione.

Sono adatti allo scopo, sia il tubo di Pitot che il mulinello di Woltmann; rilevate le velocità dei filetti fluidi in diversi punti della sezione liquida si determina il valore medio ed in base ad esso si calcola la portata.

Rimane da citare il **metodo delle soluzioni saline**, il solo che non richieda particolari apparecchiature per la sua realizzazione: si versa in un punto del canale una quantità esattamente misurata (q) di una soluzione salina (normalmente si tratta di cloruro di sodio) avente una concentrazione nota « c »; si preleva poi un campione di acqua in un punto a valle, abbastanza lontano da quello di

immissione da poter ritenere che la soluzione salina sia completamente diluita nell'acqua del canale, e se ne misura la concentrazione « c' ». Dal valori delle concentrazioni, si può risalire a quello della portata con la relazione:

$$qc = (q + Q)c' \quad (79)$$

Più semplicemente, trascurando nel secondo membro il termine « q » — molto piccolo rispetto alla portata « Q » del canale — possiamo scrivere:

$$qc = Qc'$$

e da questa:

$$Q = q \frac{c}{c'} \quad (80)$$

Altri metodi per la misurazione della portata nei corsi d'acqua, che però richiedono opere murarie fisse, verranno esaminati nel capitolo seguente.

Capitolo Quinto

Foronomia

25) LUCI A BATTENTE IN PARETE SOTTILE

Con il termine « luci » o « bocche » si intendono aperture praticate su una parete, attraverso le quali effluisce del liquido, da un lato all'altro della parete stessa.

Queste aperture, possono essere completamente al disotto del pelo libero che si trova da una parte della parete (**luci a battente**) oppure in posizione tale che il pelo libero ne tagli il contorno (**luci a stramazzo**); in quest'ultimo caso, la vena liquida effluente ne bagna solamente la parte inferiore del contorno.

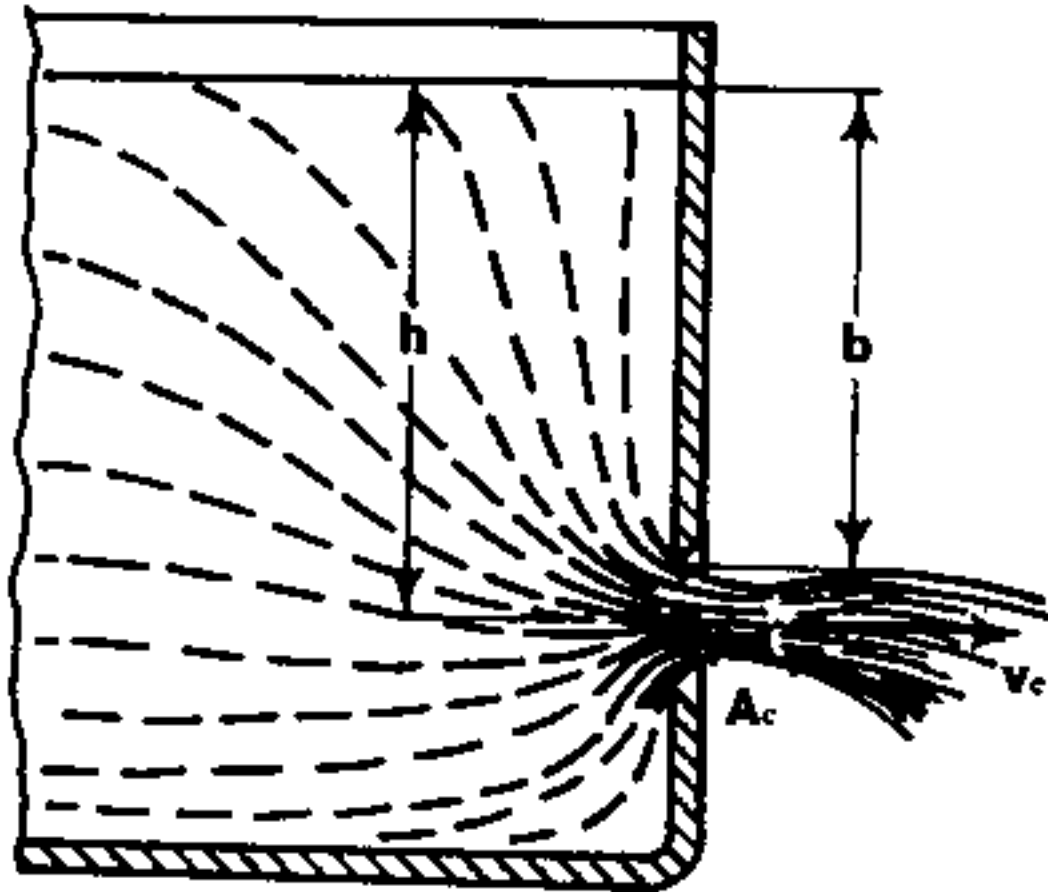


Fig. 55. Efflusso di un liquido da una luce a battente

Se la luce — sia essa a battente oppure a stramazzo — è praticata in una parete di piccolo spessore essa si definisce « **in parete sottile** » (fig. 55); tale definizione si adatta comunque anche ad una luce praticata in una parete di spessore notevole,

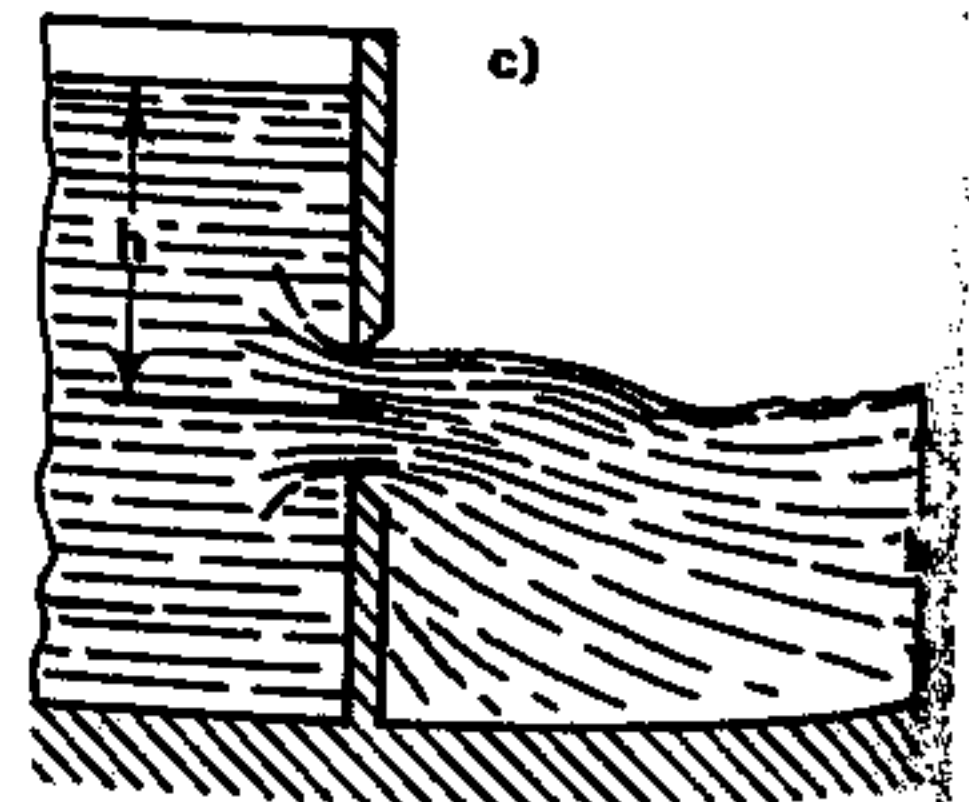
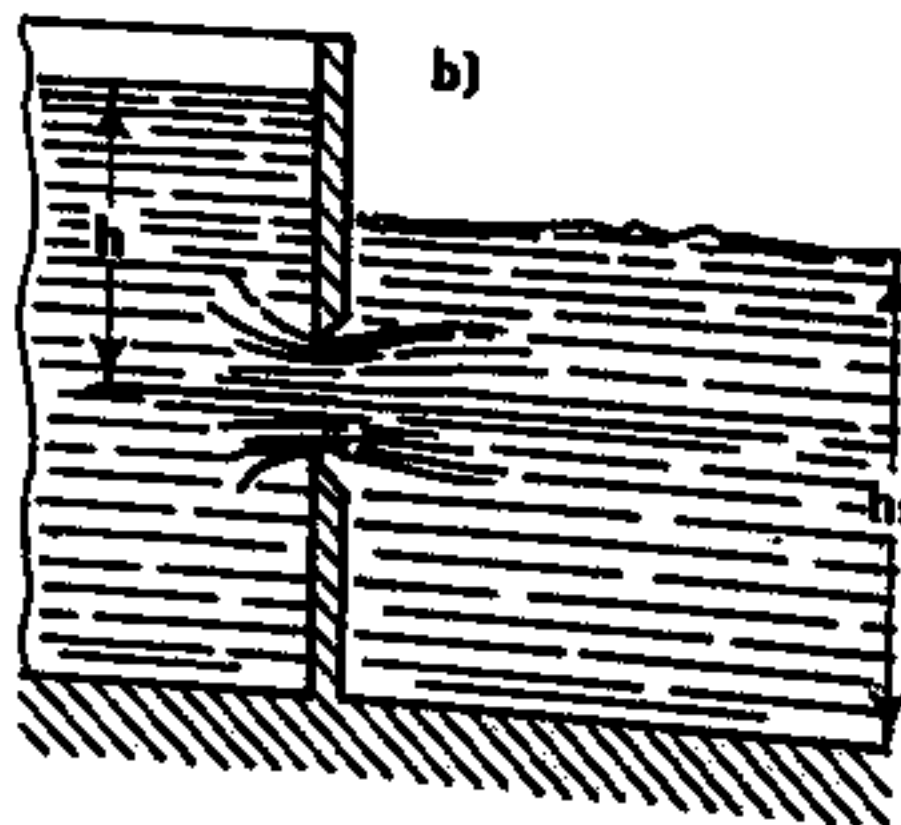
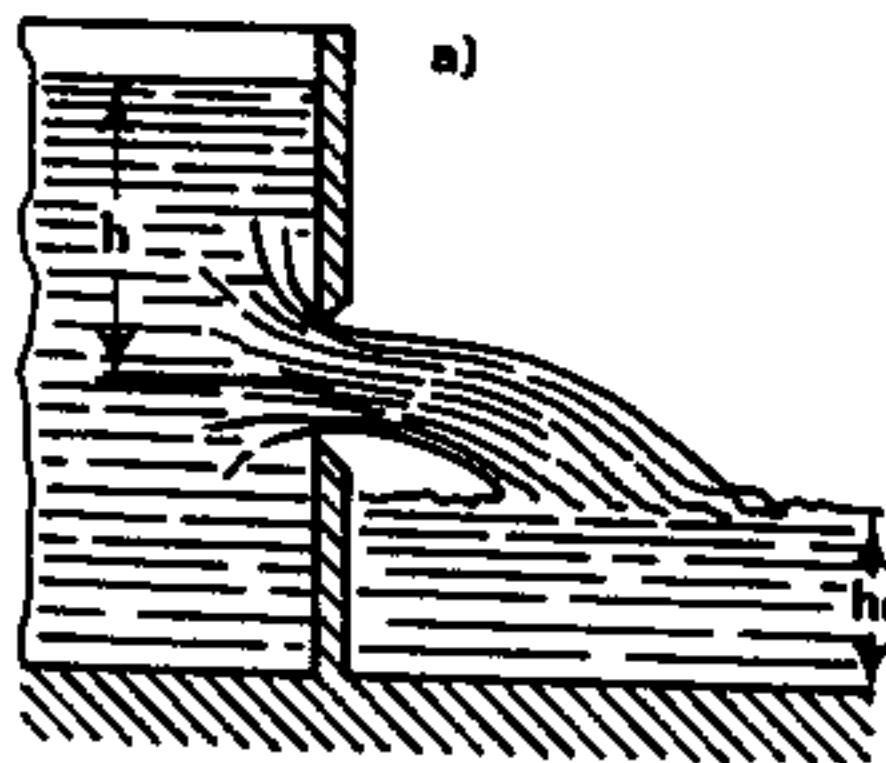


Fig. 56. Tipi di luce a battente

purché i bordi della luce stessa siano tagliati ad angolo acuto con lo spigolo rivolto in senso opposto al movimento del liquido effluente. In una luce a battente, si definisce:

- il **battente** (b) come la distanza verticale intercorrente fra il pelo libero del liquido a monte della luce ed il bordo superiore della luce stessa.
- l'**altezza di carico** (h) come la distanza intercorrente fra il pelo libero già menzionato ed il baricentro della sezione della luce.

A seconda del livello del liquido a valle dell'apertura, le luci a battente possono essere:

- « **libere** » se il pelo libero a valle è inferiore all'orlo più basso della luce (fig. 56a);
- « **rigurgitate** » se il pelo libero suddetto è superiore all'orlo più alto della luce (fig. 56b);
- « **parzialmente rigurgitate** » se il pelo libero a valle taglia il contorno della luce (fig. 56c).

Le luci a battente e a stramazzo, si prestano per la misura delle portate, in particolare di quelle medie ed alte; le più adatte a tale scopo sono le luci a battente in parete sottile.

È noto infatti dalla formula di Torricelli che la velocità teorica di efflusso (v_t) del liquido attraverso un'apertura qualsiasi può essere espressa con la relazione (40):

$$v_t = \sqrt{2gh}$$

La velocità effettiva (v_e) — minore del valore suddetto per effetto degli attriti lungo le pareti — può essere dedotta dalla stessa (40) introducendo un coefficiente correttivo adimensionale denominato

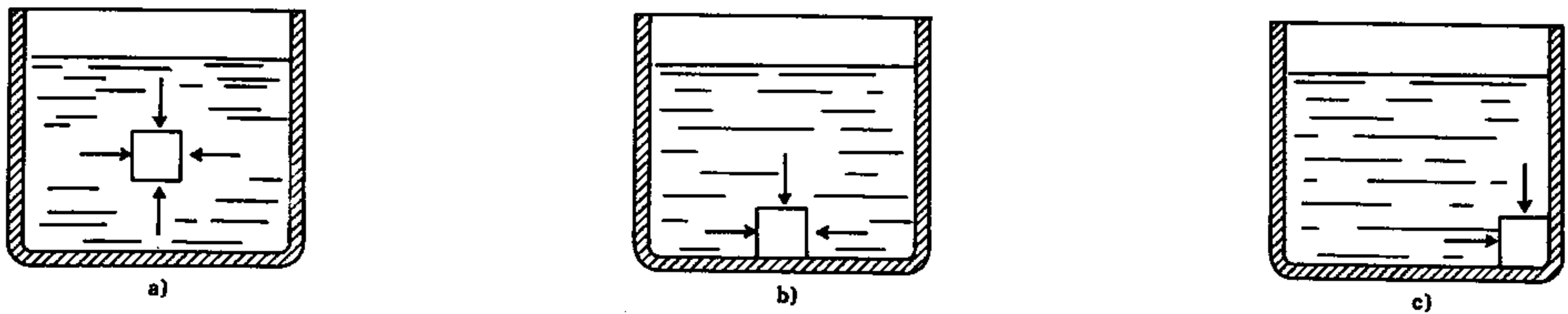


Fig. 57. Effetti diversi prodotti dalla contrazione

« **coefficiente di riduzione della velocità** »; indicandolo con « μ' » otterremo:

$$v_e = \mu' \sqrt{2gh}$$

Basterà quindi moltiplicare la velocità effettiva di efflusso per sezione della vena liquida per ottenere la portata che effluisce attraverso l'apertura. Nell'effettuare il calcolo, occorre però tener presente un particolare fenomeno caratteristico delle luci a battente e, in misura minore, degli stramazzi: le particelle liquide sufficientemente distanti dalla luce, che si possono ritenere in quiete, per effetto del risucchio acquistano gradualmente velocità, avvicinandosi alla luce da tutte le direzioni; i filetti esterni, che seguono traiettorie maggiormente inclinate rispetto all'asse della luce, sono costretti ad una brusca deviazione per imboccare l'apertura e, per inerzia, comprimono i filetti centrali obbligando la vena liquida a restringersi nel passaggio attraverso la luce (fig. 55).

La vena effluente, per effetto del fenomeno descritto, (detto « **contrazione della vena** ») presenta una sezione di minima ampiezza, inferiore ovviamente a quella della luce, che viene definita « **sezione contratta** ».

Per il calcolo della portata dovremo moltiplicare il valore della velocità effettiva di efflusso « v_e » per l'area della sezione contratta « A_c »:

$$Q = A_c v_e$$

In genere però non è possibile misurare direttamente il valore di « A_c »; esso viene espresso in funzione dell'area della luce « A » secondo la relazione:

$$A_c = \mu'' A \quad (81)$$

in cui il coefficiente adimensionale « μ'' » viene denominato « **coefficiente di contrazione** ».

Il valore del coefficiente di contrazione dipende dalla forma, dalle dimensioni e dalla posizione della luce di efflusso; la contrazione infatti può essere completa (fig. 57a) oppure limitata per la vicinanza della luce ad una parete (fig. 57b) oppure a due delle pareti del recipiente (fig. 57c).

È ovvio che in queste ultime ipotesi il relativo coefficiente di contrazione risulterà maggiore.

Con le considerazioni ora esposte, la portata di una luce a battente, si esprime con:

$$Q = \mu'' A \mu' \sqrt{2gh}$$

o, più semplicemente, conglobando μ' e μ'' in un unico coefficiente « μ » detto « **coefficiente di efflusso** »:

$$Q = \mu A \sqrt{2gh} \quad (82)$$

Nella tabella n. 12 riportiamo alcuni valori del coefficiente di efflusso « μ » per bocche a battente di sezione circolare praticate in parete sottile, nell'ipotesi di contrazione completa.

Tabella 12 VALORI DEL COEFFICIENTE DI EFFLUSSO (μ) PER BOCHE A BATTENTE DI FORMA CIRCOLARE

Carico « h » sulla luce (in metri)	Diametro del foro (in metri)				
	0,02	0,03	0,06	0,18	0,3
0,1	0,626	0,619	—	—	—
0,2	0,619	0,613	0,601	0,593	—
0,3	0,613	0,608	0,600	0,595	0,591
0,5	0,609	0,605	0,600	0,596	0,593
1	0,605	0,602	0,599	0,598	0,596
1,5	0,604	0,601	0,598	0,597	0,597
2	0,603	0,600	0,597	0,596	0,596
3	0,600	0,598	0,597	0,596	0,596
6	0,597	0,596	0,596	0,596	0,594

26) LUCI A BATTENTE IN PARETE GROSSA

Se lo spessore della parete in cui è praticata l'apertura, è notevole (oltre 1,5 volte la maggiore dimensione della luce) si parlerà di « **luce a battente in parete grossa** »; la stessa definizione si può comunque applicare ad una luce praticata in una parete sottile se provvista esternamente di un tronco di tubo di lunghezza eguale o maggiore del valore sopraccennato.

Il getto liquido effluente da una luce in parete grossa può assumere due aspetti diversi:

a) Il getto si contrae all'entrata della luce distaccandosi dalle pareti, ed esce senza averle bagnate.

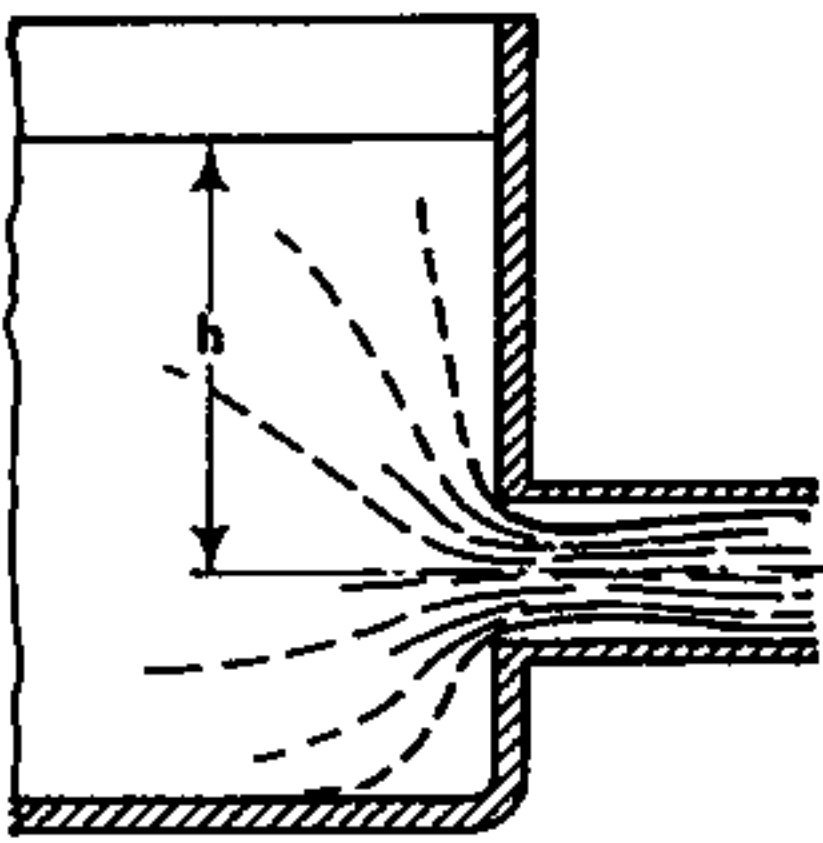


Fig. 58. Luce a battente in parete grossa con efflusso « a bocca scema »

L'efflusso in tal caso si definisce « a bocca scema » (fig. 58). È chiaro che in tale circostanza il comportamento del liquido è identico a quello che effluisce attraverso una luce in parete sottile; ne consegue che la portata può essere calcolata con la relazione (82).

- b) Il getto si restringe all'imbocco e dopo la sezione contratta si riallarga fino a riempire completamente il tubo, aderendo alle pareti (fig. 59); l'efflusso viene definito allora « a bocca piena ».

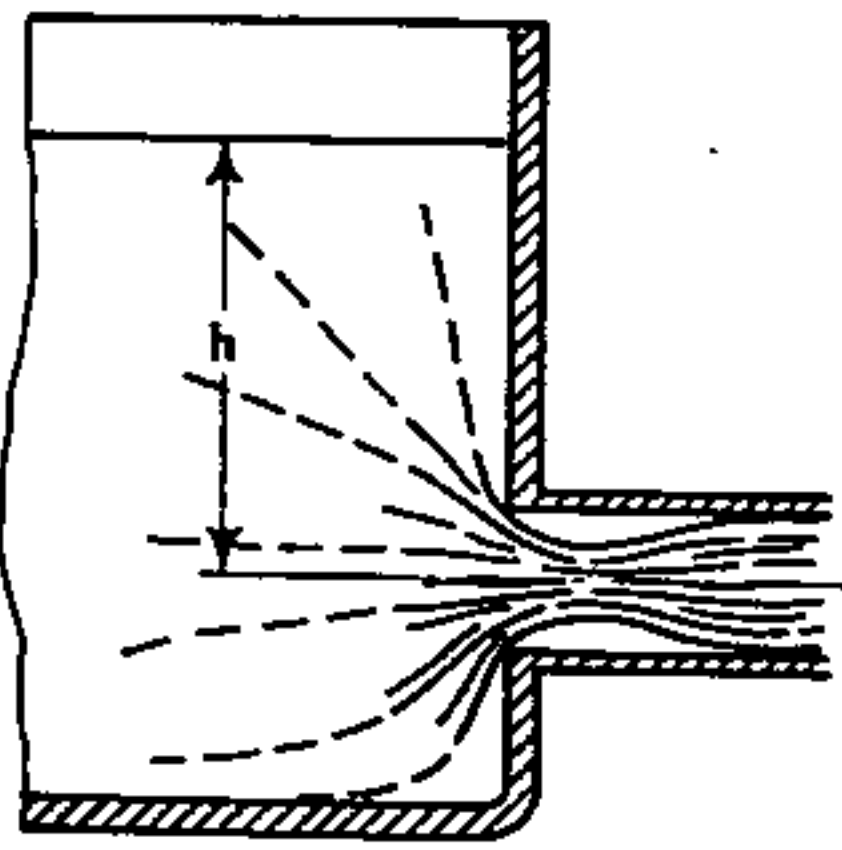


Fig. 59. Luce a battente in parete grossa con efflusso « a bocca piena »

In corrispondenza della sezione contratta, nello spazio anulare compreso fra la parete del tubo e la vena effluente, l'aria inizialmente presente viene gradualmente estratta per effetto del trascinamento operato dal liquido e di conseguenza si crea una depressione tanto più spinta quanto maggiore è la velocità del liquido che scorre nel tubo, e quindi — in base alla (40) — quanto maggiore è l'altezza di carico « h » sulla luce; inserendo un tubo piezometrico (fig. 60) si rileva sperimentalmente che la depressione « h₀ » formatasi nell'ambito della sezione contratta vale mediamente i 3/4 dell'altezza di carico « h » sulla luce

$$h_0 = \frac{3}{4} h \quad (83)$$

La proporzionalità espressa dalla (83) sussiste fino a che $h < 14$ m circa; è evidente infatti che la depressione non può oltrepassare il vuoto assoluto, cioè un'atmosfera negativa, e tenuto conto che un'atmosfera equivale a 10,33 m di c.a., questo è il valore

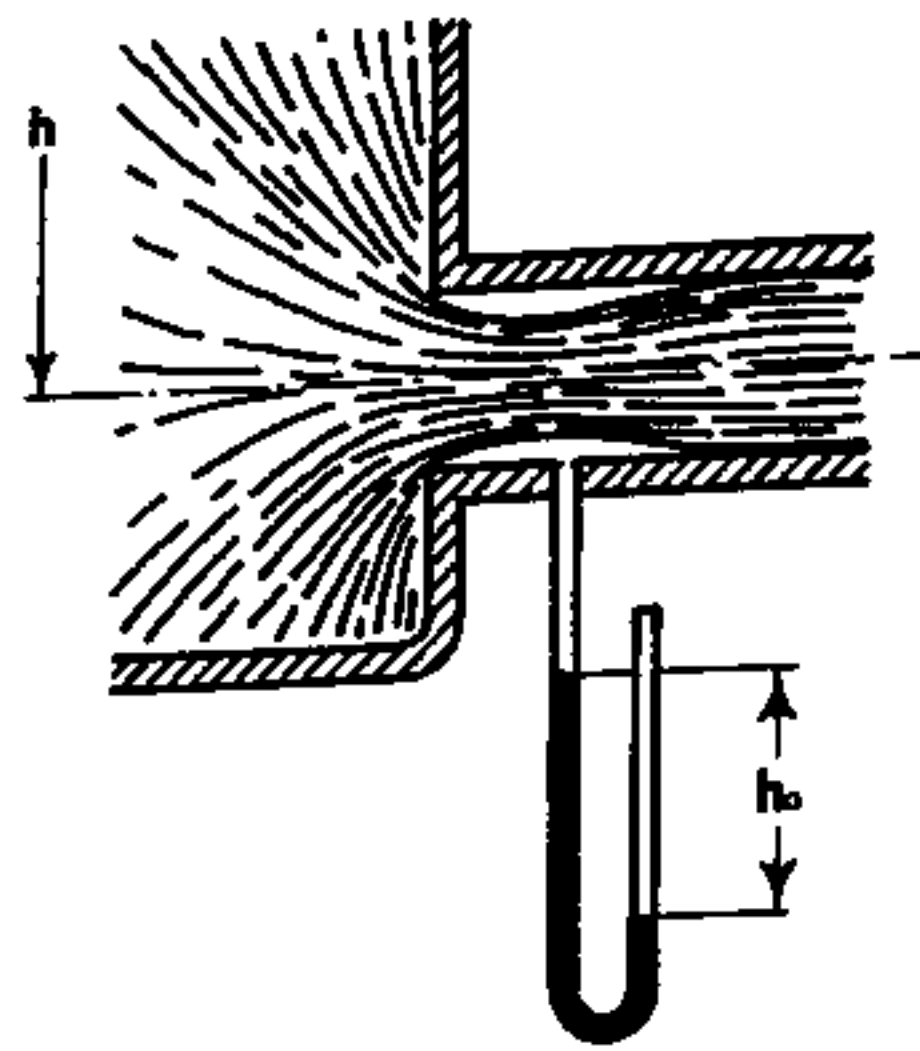


Fig. 60. Depressione prodotta dall'efflusso

limite massimo di « h₀ ». Ne consegue:

$$h = \frac{4}{3} h_0 = \frac{4}{3} 10,33 \approx 14 \text{ m}$$

Per altezze di carico maggiori di 14 m, la depressione teorica « h₀ » si manterrà costantemente uguale al valore limite summenzionato; nella pratica, i valori raggiunti saranno leggermente inferiori.

Le luci a battente in parete grossa, sono sconsigliabili per misurazioni delle portate; si può comunque ritenere che la portata di una luce in parete grossa sia maggiore del 30% rispetto alla portata di una luce in parete sottile di identiche caratteristiche.

27) LUCI A STRAMAZZO

Le luci a stramazzo, o più semplicemente « stramazzi », sono orifici a contorno aperto, impiegati sovente per la misura delle portate dei corsi d'acqua; il liquido bagna il bordo inferiore della luce e parte di quello laterale, mentre il lato superiore è a pelo libero.

Schematicamente, uno stramazzo è costituito da una traversa « T » (fig. 61) disposta normalmente oppure obliquamente rispetto all'asse longitudinale del corso d'acqua; la parte superiore della traversa (detta « soglia dello stramazzo ») può essere piana (di piccolo spessore) oppure tagliata ad angolo acuto, con lo spigolo rivolto in senso opposto al movimento del liquido.

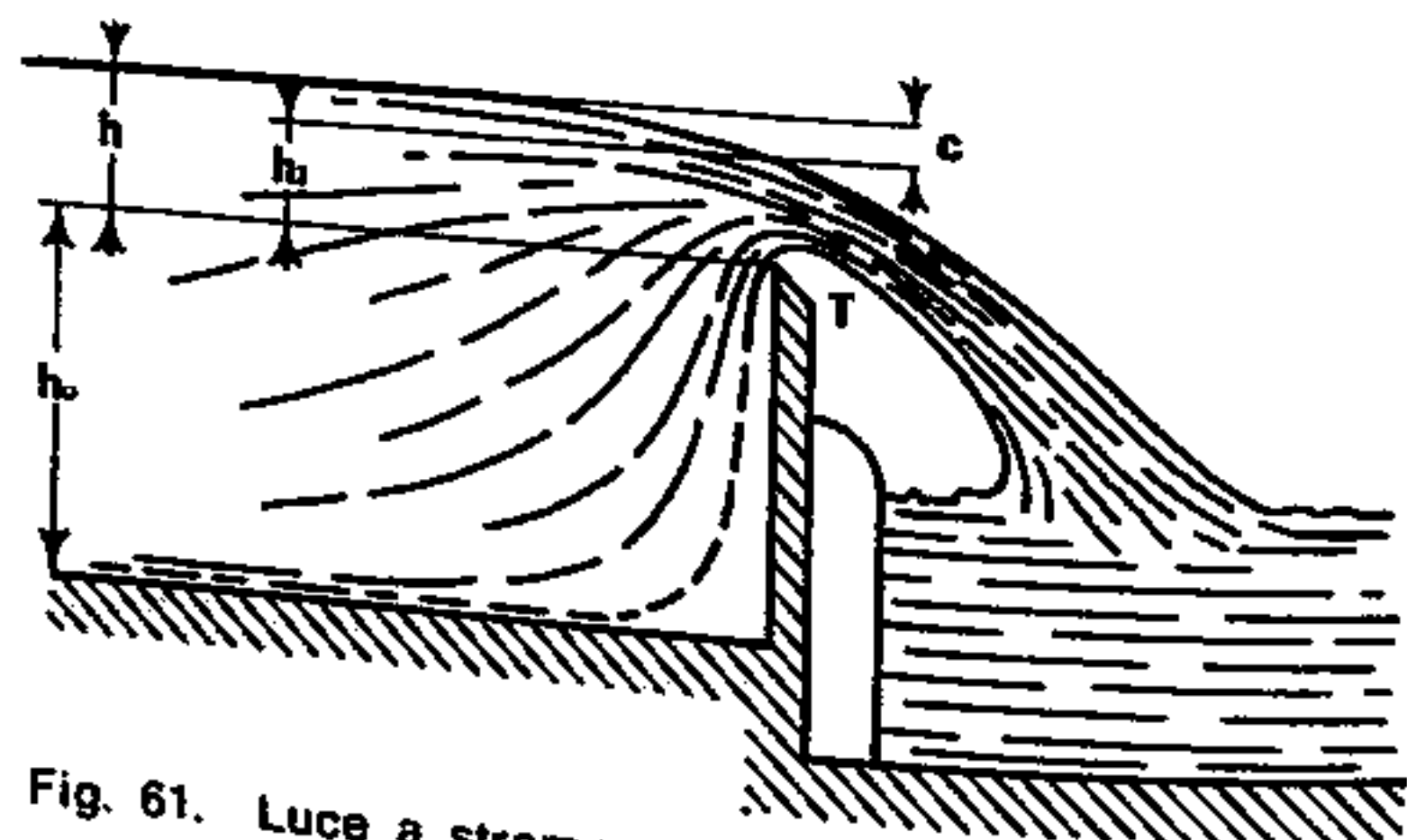


Fig. 61. Luce a stramazzo

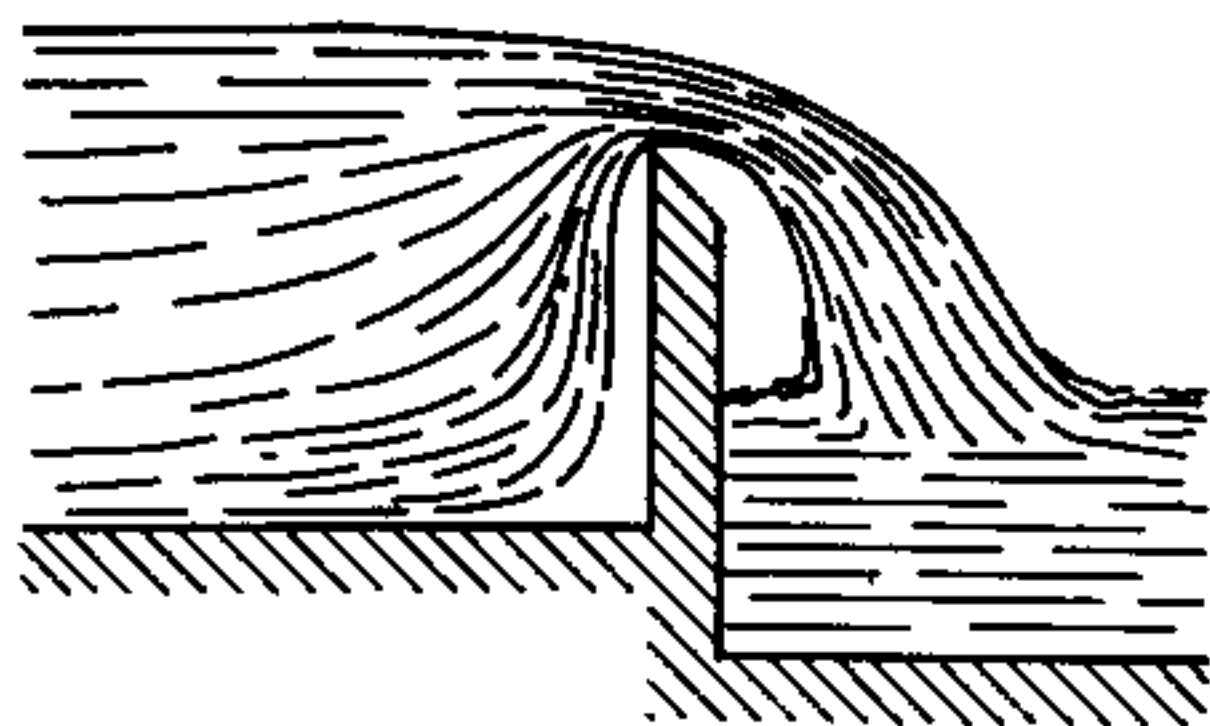


Fig. 62. Stramazzo a vena libera

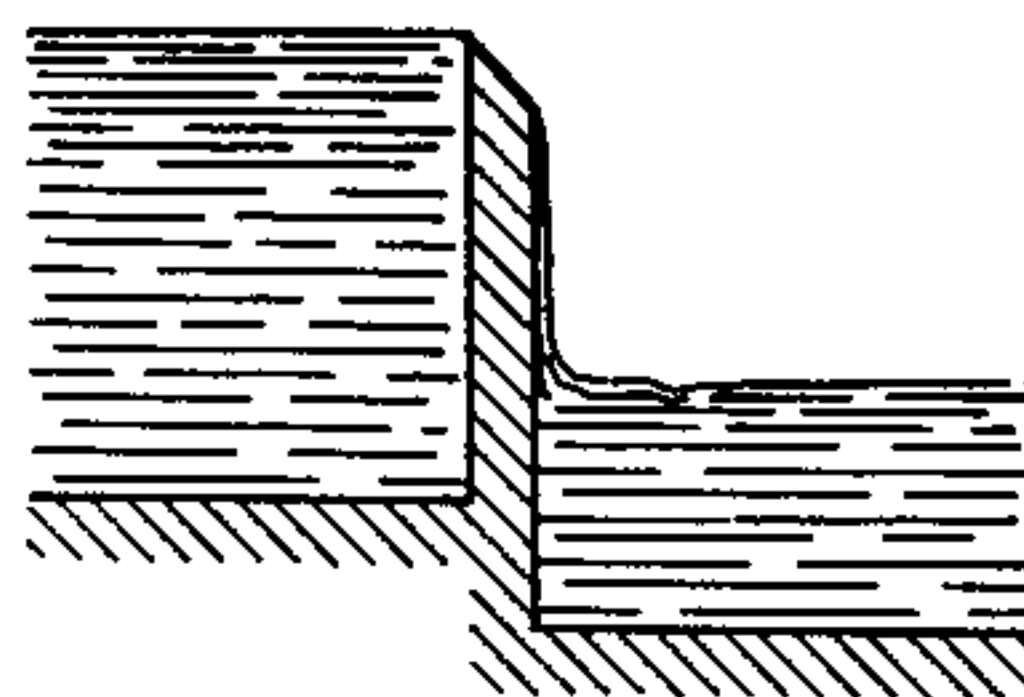


Fig. 64. Tracimazione a vena aderente

Lo stramazzo viene allora definito « **in parete sottile** » in modo del tutto analogo a quanto descritto per le luci a battente.

Di contro, si parlerà di **stramazzo in parete grossa** quando la soglia (piana) ha una larghezza notevole. **L'altezza di carico « h » in uno stramazzo è definita come la distanza verticale intercorrente fra il pelo libero del liquido e la soglia dello stramazzo stesso.**

Tale distanza deve essere misurata in un punto sufficientemente a monte della traversa, in modo tale da non risentire gli effetti del risucchio provocato dalla vena stramazante; infatti, per effetto della velocità acquisita sulla soglia dai filetti superficiali, si produce — in corrispondenza di questa — un abbassamento del pelo libero che riduce il carico dal valore « h » al valore « h_1 ».

L'abbassamento « c » — misurato in corrispondenza della soglia — si usa definire « **chiamata allo sbocco** ».

La valutazione del carico « h », dovrà quindi avvenire in una sezione a monte dello stramazzo in cui non si risenta ancora l'abbassamento dovuto alla chiamata allo sbocco.

In relazione al livello del liquido a valle, lo stramazzo può essere:

- « **a vena libera** » quando il livello a valle è inferiore all'altezza della traversa (fig. 62);
- « **rigurgitato** » quando il livello a valle supera la traversa (fig. 63).

Il fenomeno della contrazione della vena, già descritto per le luci a battente, si manifesta — seppur parzialmente — anche nelle luci a stramazzo:

- a) Se la lunghezza della soglia è eguale alla larghezza del canale a monte dello stramazzo, la contrazione è limitata alle falde fluide che provengono dal fondo (fig. 61); queste per superare

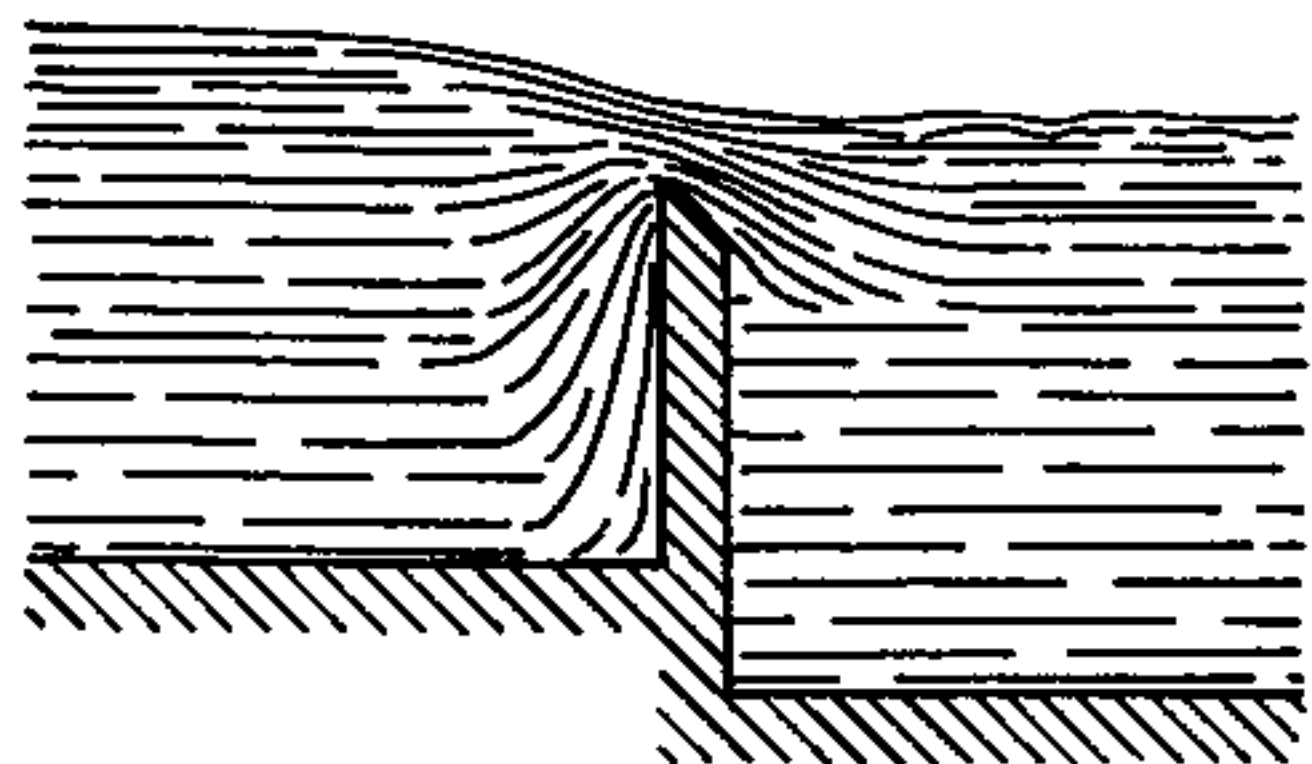


Fig. 63. Stramazzo rigurgitato

la soglia spingono dal disotto gli altri filetti, costringendo la vena stramazante ad alzarsi formando una specie di arco.

Il liquido pertanto tocca soltanto lo spigolo della soglia, poi si distacca dalla traversa e ricade nel bacino sottostante.

Dobbiamo tuttavia far presente che per piccole altezze di carico, il fenomeno non avviene; i filetti fluidi a causa della velocità modesta che acquistano (essa infatti è funzione di h) non si distaccano dalla traversa ma scivolano lungo questa formando un sottile velo liquido. Si dice, in tal caso, che l'efflusso avviene « **a vena aderente** » (fig. 64).

- b) Se la lunghezza della traversa è inferiore alla larghezza del canale a monte dello stramazzo, il fenomeno della contrazione si manifesta, oltre che per i filetti provenienti dal fondo, anche per quelli provenienti dai fianchi (« **stramazzi a contrazione laterale** »).

Ciò comporta una minor portata rispetto al caso descritto in precedenza; tuttavia, con particolari accorgimenti, è possibile effettuare misurazioni sufficientemente approssimate anche con tali tipi di stramazzi.

28) STRAMAZZO BAZIN

Lo stramazzo che più si presta per misure di portata di una certa precisione — anche per la semplicità della formula risolutiva — è lo **stramazzo Bazin**. Esso è uno stramazzo in parete sottile, non rigurgitato, disposto normalmente all'asse del corso d'acqua, e deve inoltre rispondere a determinate caratteristiche affinché il valore calcolato della portata « Q » risulti attendibile:

- a) il canale, a monte dello stramazzo, dovrà essere a sezione costante per un tratto sufficientemente lungo in modo che i filetti fluidi scorrano paralleli fino alla soglia.
- b) la lunghezza della traversa dovrà essere uguale alla larghezza del canale a monte in modo da evitare il fenomeno della contrazione laterale.
- c) il canale, a valle dello stramazzo, dovrà avere una larghezza maggiore della lunghezza della soglia in modo tale che, nello spazio sottostante la vena stramazante, l'aria possa circolare liberamente.

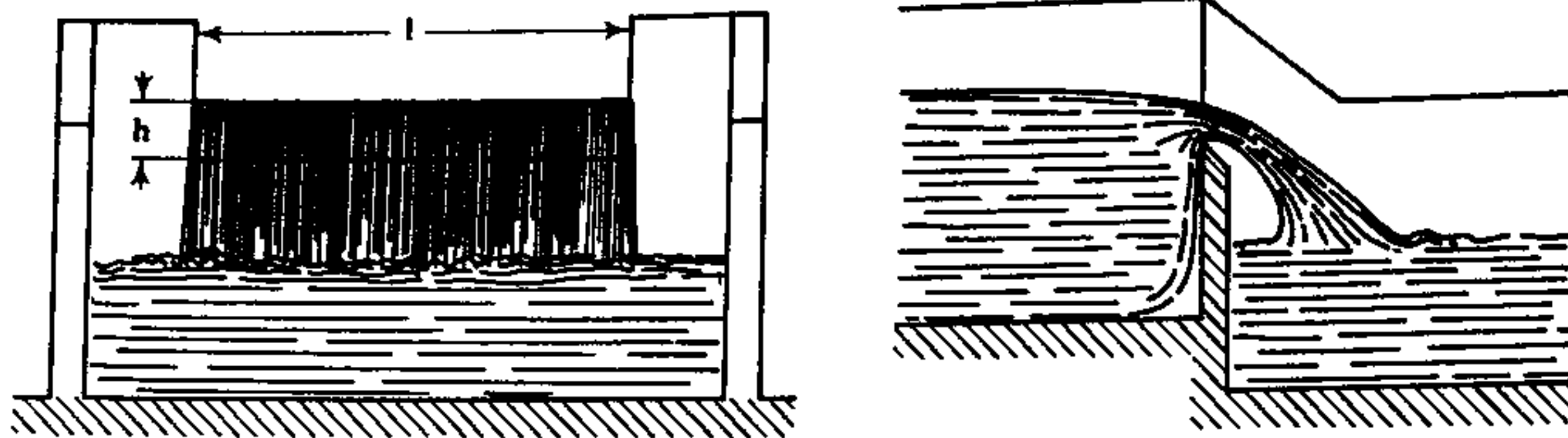


Fig. 65. Stramazzo Bazin (schema)

In caso contrario, il risucchio provocato dal liquido effluente, elimina gradualmente l'aria fino a creare una depressione al disotto della vena; ne consegue che quest'ultima tende ad aderire alla traversa e la misurazione della portata non è più attendibile.

Ove non sia possibile un aumento della larghezza del canale a valle dello stramazzo, si possono disporre opportuni condotti di aerazione ottenendo una sufficiente circolazione d'aria.

Le caratteristiche esposte sono schematizzate in fig. 65, in cui lo stramazzo — e parte del canale — sono rappresentati in sezione ed in vista da un punto a valle della traversa.

Se tutte le condizioni sopra esposte sono soddisfatte, si può calcolare la portata del corso d'acqua con la relazione generale:

$$Q = Av$$

nella quale porremo:

$$A = Lh$$

se con «L» si indica la lunghezza della soglia dello stramazzo (coincidente con la larghezza del canale) e con «h» l'altezza di carico sulla soglia stessa, misurata in un punto sufficientemente a monte dello stramazzo stesso.

Dalla (40), inoltre, si ottiene:

$$v_t = \sqrt{2gh}$$

ed introducendo il consueto coefficiente correttivo (μ) risulta in definitiva:

$$Q = \mu Lh \sqrt{2gh} \quad (84)$$

È bene tener presente che, nel caso dello stramazzo Bazin, il coefficiente « μ » assume valori notevolmente inferiori a quelli citati per le luci a battente, sia per la formazione di moti vorticosi in prossimità della parte inferiore della soglia, sia per l'abbassamento della superficie libera in conseguenza della chiamata allo sbocco.

Da un calcolo eseguito suddividendo la sezione fluida di larghezza «L» e di altezza «h» in tante lamine sottili di altezza « Δh » assimilabili a bocche a battente, si ricava che il coefficiente correttivo da introdurre nella (84) vale circa $\frac{2}{3}$ del coefficiente impiegato nel caso delle bocche a battente.

In prima approssimazione si può comunque ritenere:

$$\mu = 0,40 \div 0,42$$

ma per calcoli che richiedano maggior esattezza è bene riferirsi ai manuali specializzati o a prove sperimentali.

29) ALTRI TIPI DI STRAMAZZI

Quanto abbiamo esposto al paragrafo precedente, non esclude l'uso di altri tipi di stramazzi, sia per misure di portata (introducendo opportuni fattori correttivi) sia per ottenere effetti di regimazione delle acque; senza addentrarci troppo nell'argomento, ci limiteremo ad alcuni cenni informativi sugli stramazzi di tipo diverso da quello Bazin.

La contrazione laterale della vena, inesistente nello stramazzo Bazin per le sue caratteristiche costruttive, si manifesta tutte le volte che la lunghezza della soglia è inferiore alla larghezza del canale; i filetti che scorrono presso le sponde, per poter superare la soglia convergono verso il centro comprimendo lateralmente la vena liquida riducendo così il valore della portata a parità di altezza di carico (h).

Lo **stramazzo Cipolletti**, consistente in un orifizio di forma trapezia con le pareti inclinate secondo lo schema di fig. 66, compensa tuttavia la contrazione laterale con il progressivo allargamento della lama stramazante, e risulta adatto per la misurazione delle portate (con ottima approssimazione) impiegando la relazione (84), intendendo in essa, con il termine «L» la lunghezza del lato inferiore del trapezio.

Sono frequenti le installazioni di stramazzi disposti obliquamente rispetto alla corrente del corso d'acqua; essi hanno principalmente compiti di regimazione delle acque ma non si esclude il loro impiego per

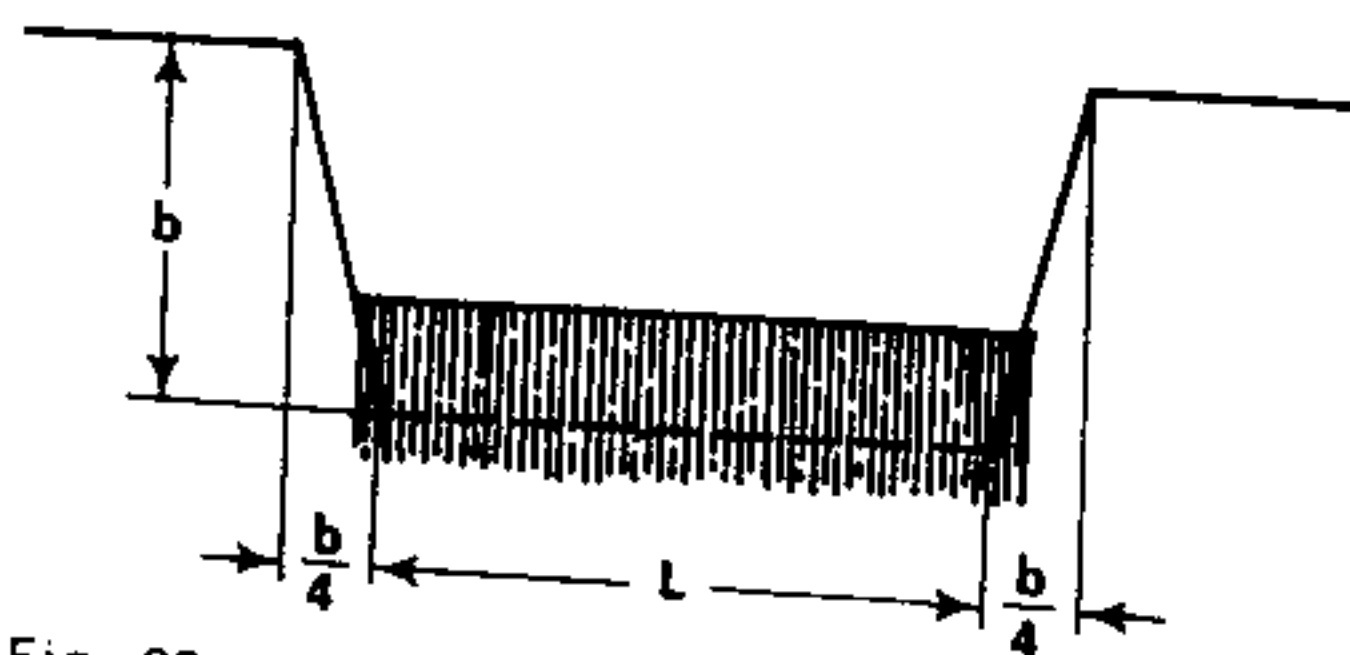


Fig. 66. Stramazzo Cipolletti

misure di portata, ove si tenga conto che l'obliquità dello stramazzo influenza la velocità di arrivo dei filetti fluidi e quindi il valore della portata stessa. Si giunge talvolta a disporre gli stramazzi paralleli al corso d'acqua allo scopo di lasciar defluire il liquido in eccesso in modo da mantenere costante il livello entro il canale o il bacino; in questo caso sono detti « **stramazzi sfioratori** » ed il loro impiego sarà discusso più diffusamente trattando gli impianti idroelettrici.

Per la regimazione delle acque sono frequenti anche gli **stramazzi in parete grossa**; tale definizione si addice ad uno stramazzo quando la larghezza della soglia supera i $2/3$ dell'altezza di carico.

In questi casi il comportamento della vena stramazante è insicuro, potendo essa adagiarsi alla soglia stessa creando così le condizioni per un efflusso a vena aderente; si può ritenere — a titolo informativo — che per una soglia del tipo di fig. 67 la portata si riduca del 20% rispetto a quella di uno stramazzo Bazin di eguali caratteristiche.

Arrotondando gli spigoli, particolarmente quello a monte su cui batte il liquido, la portata aumenta

leggermente, risultando inferiore del $10\% \div 12\%$ rispetto a quella di uno stramazzo Bazin. Non riteniamo utile dilungarci ulteriormente su questo argomento, rimandando, per ulteriori notizie, ai testi specializzati.

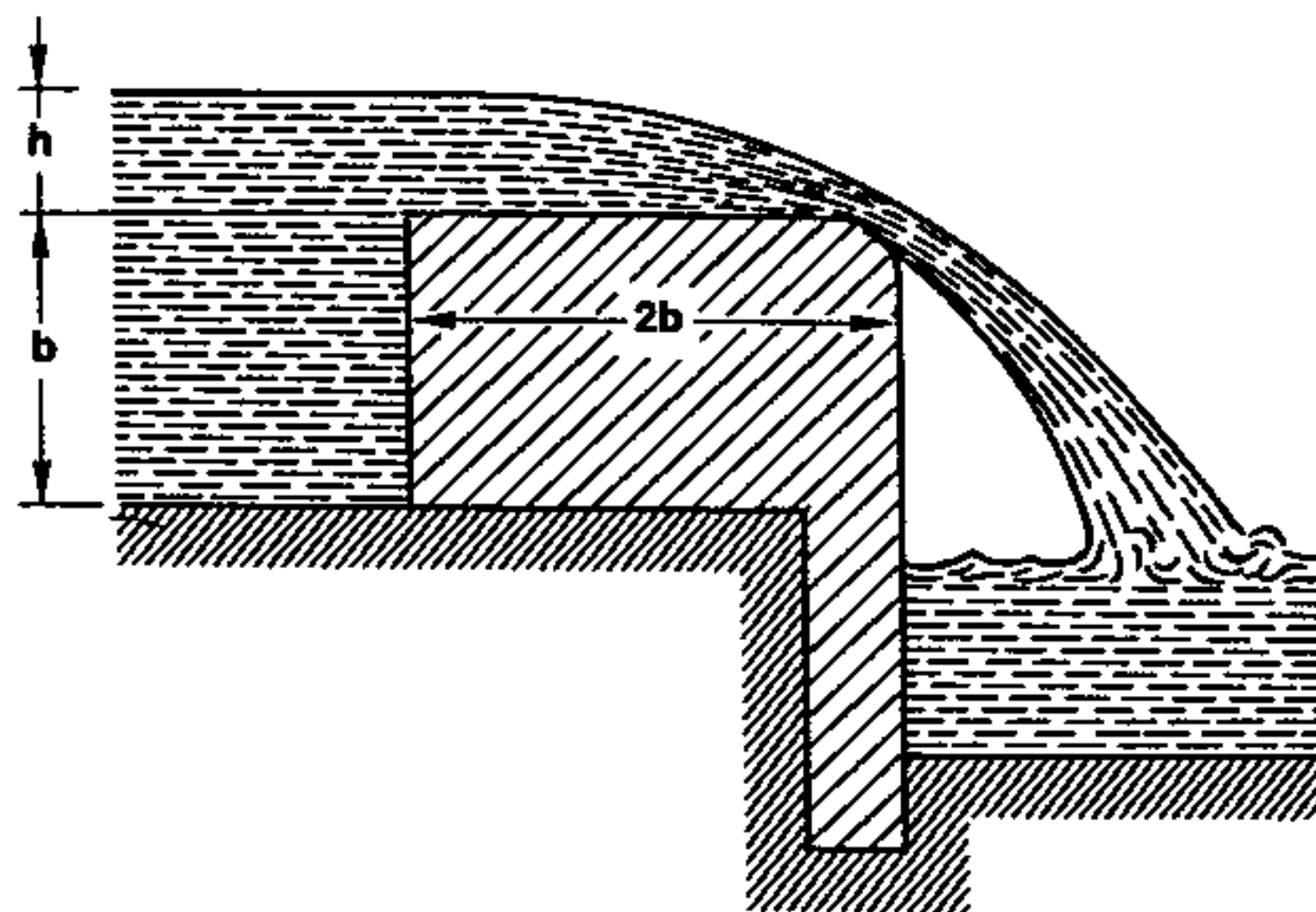


Fig. 67. Schema di uno stramazzo in parete grossa

Capitolo Sesto

Concetti fondamentali

30) GENERALITÀ

Con il termine di « macchine idrauliche operatrici », si intendono tutti quei macchinari che, opportunamente azionati da motrici di tipo diverso, comunicano energia ad un liquido per sollevarlo ad una certa altezza, o per convogliarlo sotto pressione ad una certa distanza, od infine per imprimergli una certa velocità.

Esse perciò trasformano l'energia meccanica di cui dispongono in energia idraulica, manifestantesi sotto una delle tre forme consuete: **potenziale di posizione, potenziale di pressione e cinetica**; in realtà la maggior parte delle macchine operatrici converte l'energia meccanica in energia di pressione, utilizzabile in seguito — a seconda della disposizione dell'intero impianto — o per il sollevamento del liquido ad una certa altezza, o per incrementare la velocità di efflusso dalla tubazione terminale.

Nel linguaggio corrente, le macchine idrauliche operatrici sono indicate con il termine generico di « **pompe** », termine che non comprende però altri tipi di apparecchiature, alcune delle quali cadute in disuso, il cui compito si limita al semplice sollevamento del liquido, ed altri che sono basati su principi di funzionamento diversi da quelli delle pompe. Di tali apparecchiature daremo un cenno sommario nei prossimi capitoli soffermandoci più estesamente sulle pompe, che costituiscono la categoria di macchine operatrici di più largo impiego; queste possono essere diversamente classificate a secondo:

- a) **del loro impiego**: pompe di sollevamento, pompe di circolazione, pompe di alimentazione, pompe di spinta ecc.;
- b) **della pressione che forniscono**: pompe a bassa pressione, a media pressione, ad alta pressione;
- c) **della loro forma costruttiva**: pompe a semplice effetto, pompe a doppio effetto, pompe a stantuffo tuffante ecc.;
- d) **del loro principio di funzionamento**: pompe a stantuffo, pompe centrifughe, pompe a vite, pompe ad ingranaggi ecc.

Dal punto di vista didattico, riteniamo preferibile una diversa classificazione, suddividendo le pompe in tre grandi categorie:

- **pompe alternative**, caratterizzate dal moto alternato dei loro organi mobili;
- **pompe centrifughe**, basate sul principio di conferire energia al liquido sfruttando la forza centrifuga generata dall'organo mobile soggetto ad un veloce moto di rotazione;
- **pompe rotative**, nelle quali l'organo mobile è soggetto a moto di rotazione, ma l'energia acquisita dal fluido non è prodotta dalla forza centrifuga.

* * *

È abbastanza evidente che le caratteristiche fondamentali di una macchina idraulica operatrice, riguardano « la quantità » di liquido che essa è atta ad elaborare in un certo tempo, e « l'energia » che essa può comunicare al liquido stesso; in termini più adatti al nostro corso, si definiscono pertanto:

- La « **portata** » di una pompa, come il volume di fluido che attraversa la macchina nell'unità di tempo; si misura di consueto in m^3/s (per le piccole pompe anche in l/s o in l/min) e se il regime è permanente — come in genere avviene — essa coincide con la portata misurata in una qualsiasi sezione delle tubazioni connesse alla pompa.
- La « **prevalenza** » di una pompa, come l'energia che essa può conferire all'unità di peso del liquido elaborato; trattandosi di una caratteristica energetica riferita all'unità di peso essa ha le dimensioni di una lunghezza (come abbiamo già visto al paragrafo 9)) e viene comunemente espressa in « metri di colonna liquida », come vedremo meglio in seguito.

31) PREVALENZA

Per avere un concetto sufficientemente chiaro della prevalenza, riferiamoci, allo schema semplificato di fig. 68, in cui la pompa P (di tipo generico) deve convogliare il fluido contenuto nel serbatoio A (in cui regna la pressione « p_A ») fino al serbatoio B (soggetto alla pressione interna « p_B ») posto in posizione sopraelevata rispetto ad A. Si definisce « **prevalenza geodetica** » (H_g) il dislivello esistente fra i peli liberi dei liquidi contenuti nei due serbatoi.

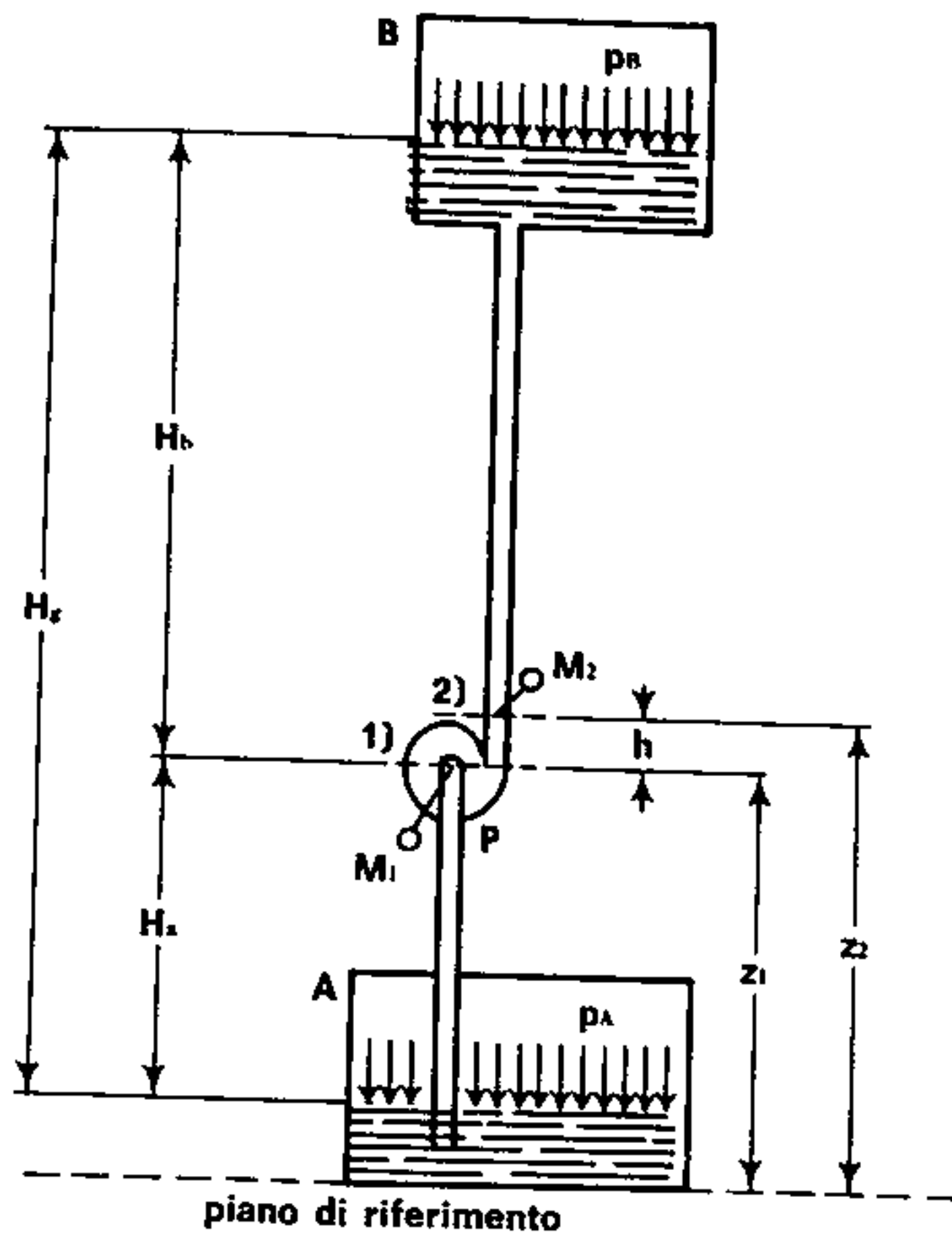


Fig. 68. Valutazione della prevalenza

La prevalenza geodetica si misura ovviamente in metri; essa — trascurando le perdite di carico e la differenza delle pressioni esistenti nei due serbatoi — potrebbe essere considerata come l'energia teorica che deve essere comunicata al peso unitario di liquido per sollevarlo di (H_g) metri.

È chiaro che, nella pratica, tale energia non è sufficiente per conseguire le finalità desiderate; essa dovrà essere debitamente maggiorata per poter vincere la differenza di pressione fra i due serbatoi ($p_B - p_A$) e le perdite di carico (continue ed accidentali: $Y + \sum y$) che si manifestano lungo tutto il percorso, oltre beninteso a superare il dislivello esistente (H_g).

Si perviene così a considerare una « energia effettiva » che la pompa deve comunicare al peso unitario di liquido, energia che viene denominata « prevalenza manometrica » e che indicheremo con « H_m ».

Questa — analogamente al dislivello « H_g » — dovrà essere espressa in metri di colonna liquida; la denominazione di prevalenza « manometrica » è dovuta alla possibilità di rilevarne il valore mediante due manometri M_1 ed M_2 , installati in due sezioni della tubazione immediatamente prima ed immediatamente dopo la pompa.

Se applichiamo il teorema di Bernoulli alle due sezioni suddette, trascurando momentaneamente le perdite di carico, con le notazioni della fig. 68 e ricordando la (50) del par. 13, risulta:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + H_m = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} \quad (85)$$

poiché nel passaggio dalla sezione 1) alla sezione 2), il peso unitario di liquido ha ricevuto dalla pompa l'energia « H_m ».

La (85) scritta sotto la forma:

$$H_m = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} - z_1 - \frac{p_1}{\gamma} - \frac{v_1^2}{2g} \quad (86)$$

costituisce l'espressione analitica della prevalenza manometrica, intesa come la differenza fra l'energia totale posseduta dal peso unitario di liquido all'uscita della pompa e quella da esso posseduta all'ingresso della pompa stessa.

Nella maggior parte dei casi, le tubazioni di aspirazione e di mandata, hanno lo stesso diametro; ciò comporta l'eguaglianza delle velocità all'ingresso ed all'uscita della pompa ($v_1 = v_2$) e quindi delle relative energie cinetiche.

La relazione (86) si riduce a:

$$H_m = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + z_2 - z_1$$

ovverosia, ponendo:

$$z_2 - z_1 = h$$

l'espressione della prevalenza manometrica diviene:

$$H_m = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + h \quad (87)$$

Il termine « h » — differenza di quota fra la sezione di uscita e quella di entrata nella pompa — è in genere molto piccolo; potremo quindi trascurarlo, ottenendo la relazione approssimata:

$$H_m \cong \frac{p_2 - p_1}{\gamma} \quad (88)$$

in cui il valore della prevalenza manometrica è funzione delle pressioni « p_1 » e « p_2 » (misurate dai manometri M_1 ed M_2 posti nelle due sezioni già citate) e del peso specifico « γ » del liquido.

La conoscenza della prevalenza manometrica è fondamentale nella scelta del tipo di pompa da impiegare in un impianto; occorre però rilevare che nel calcolo di progetto non è possibile avvalersi delle relazioni (87) e (88) non essendo note a priori le pressioni « p_1 » e « p_2 ».

È necessario quindi esprimere la prevalenza manometrica (o una grandezza ad essa equivalente) in funzione dei dati noti al progettista, cioè dislivello fra i due serbatoi (H_g) e pressioni in essi esistenti (p_A e p_B).

A tale scopo, notiamo (fig. 69) che fra la pressione « p_1 » — misurata all'ingresso della pompa — e la pressione « p_A », esistente nel serbatoio A, intercorre la relazione di equilibrio statico:

$$p_1 + H_a \gamma = p_A$$

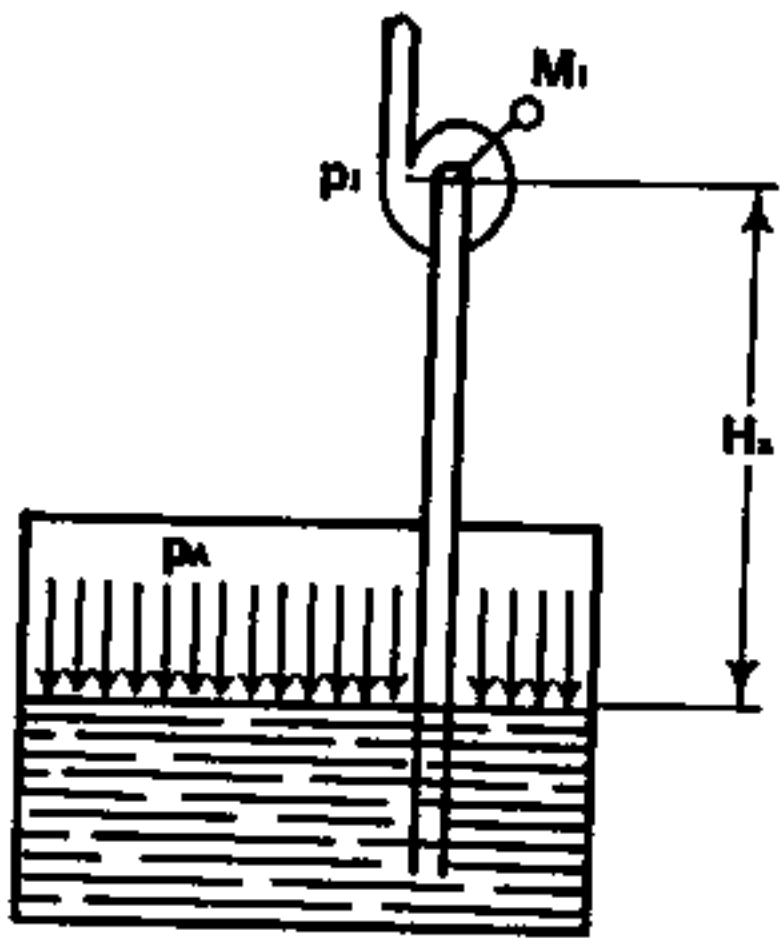


Fig. 69. Altezza di aspirazione

ovvero:

$$\frac{p_1}{\gamma} + H_s = \frac{p_A}{\gamma}$$

Durante il funzionamento della pompa (equilibrio dinamico) dovremo tener conto anche delle perdite di carico ($\sum y_a$) connesse alla tubazione di aspirazione; dovrà essere pertanto:

$$\frac{p_1}{\gamma} + H_s + \sum y_a = \frac{p_A}{\gamma} \quad (89)$$

Con ragionamento analogo (fig. 70) potremo esprimere la pressione « p_2 », misurata all'uscita della pompa, in funzione della pressione « p_B », esistente nel serbatoio B:

$$\frac{p_2}{\gamma} = \frac{p_B}{\gamma} + H_b - h + \sum y_b \quad (90)$$

Sostituendo le espressioni di « p_1 » e « p_2 » nella relazione (87) si ottiene:

$$\begin{aligned} H_m &= \frac{p_2}{\gamma} - \frac{p_1}{\gamma} + h = \\ &= \frac{p_B}{\gamma} + H_b - h + \sum y_b - \frac{p_A}{\gamma} + H_s + \sum y_a + h = \\ &= \frac{p_B - p_A}{\gamma} + H_b + H_s + \sum y_b + \sum y_a \end{aligned}$$

ponendo infine:

$$H_s + H_b = H_k$$

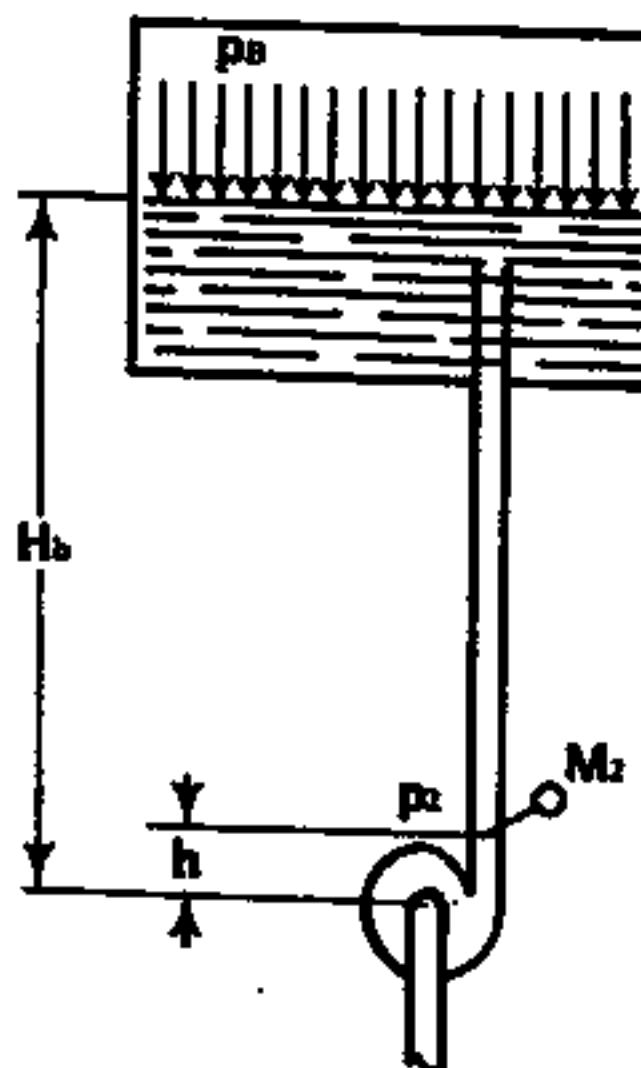


Fig. 70. Altezza di mandata

e:

$$\sum y_a + \sum y_b = \sum y$$

si ricava:

$$H_m = H_k + \frac{p_B - p_A}{\gamma} + \sum y \quad (91)$$

in cui la prevalenza manometrica è espressa in funzione del dislivello totale (H_k), delle pressioni « p_B » e « p_A » esistenti nei due serbatoi, e delle perdite di carico « $\sum y$ » (continue ed accidentali) facilmente calcolabili una volta nota la portata e i diametri delle tubazioni.

Occorre precisare che nel termine « $\sum y$ » non dovranno essere comprese le perdite di energia che si verificano all'interno della pompa; queste infatti non sono state inserite nella relazione (85) ove, con il termine « H_m » avevamo indicato l'energia effettivamente trasmessa al liquido.

Vedremo in seguito come le perdite di carico interne si ripercuotono sul rendimento della macchina che, in definitiva, dovrà assorbire una quantità di energia maggiore di quella richiesta dal fluido.

Si usa infine definire « prevalenza totale » (H) di una pompa, la differenza di energia totale posseduta dal peso unitario di fluido nelle sezioni estreme dell'impianto.

Con riferimento alla fig. 68, applicando il teorema di Bernoulli fra le due sezioni scelte in corrispondenza dei peli liberi del liquido contenuto nei due serbatoi, sarà:

$$H = H_k + \frac{p_B - p_A}{\gamma} + \frac{v_B^2 - v_A^2}{2g} + \sum y \quad (92)$$

e confrontando la (91) con la (92):

$$H_m = H - \frac{v_B^2 - v_A^2}{2g} \quad (93)$$

relazione che il più delle volte viene semplificata nel modo seguente:

$$H_m \cong H$$

tenendo presente che nelle sezioni estreme possono essere considerate nulle le velocità « v_A » e « v_B ».

La prevalenza totale si può quindi ritenere coincidente con la prevalenza manometrica.

Nel calcolo della prevalenza occorre evitare ogni indecisione sulle unità di misura da impiegare; nel sistema tecnico, dovendo risultare « H_m » in metri, ed esprimendo il peso specifico « γ » in kgf/m^3 , si dovranno misurare le pressioni in kgf/cm^2 (quale che sia l'unità di misura indicata nella scala dei manometri) e le perdite di carico in metri di colonna di liquido. Volendo usare il Sistema Internazionale « γ » andrà espresso in N/m^3 e le pressioni andranno espresse in pascal (N/m^2).

Ac
in
ip
la
de
fet
La

Nel
ape
sio
div

32)

Nel
disl
disl
niti

« H_a

« H_b

L'alt
men

a) S

vi

co

to

(f

b) S

di

il

(f



Fig. 71.

Accade sovente che il serbatoio di aspirazione sia in comunicazione con l'ambiente esterno; in tale ipotesi, sul pelo libero del liquido da aspirare agisce la pressione atmosferica « p_a » che potremo considerare nulla se misuriamo « p_B » in pressioni effettive.

La prevalenza avrà l'espressione semplificata:

$$H_m = H_k + \frac{p_B}{\gamma} + \sum y \quad (94)$$

Nell'ipotesi infine che ambedue i serbatoi siano aperti all'atmosfera, non vi sarà differenza di pressione fra i due ambienti ($p_B = p_A = p_a$) e la (91) diviene:

$$H_m = H_k + \sum y \quad (95)$$

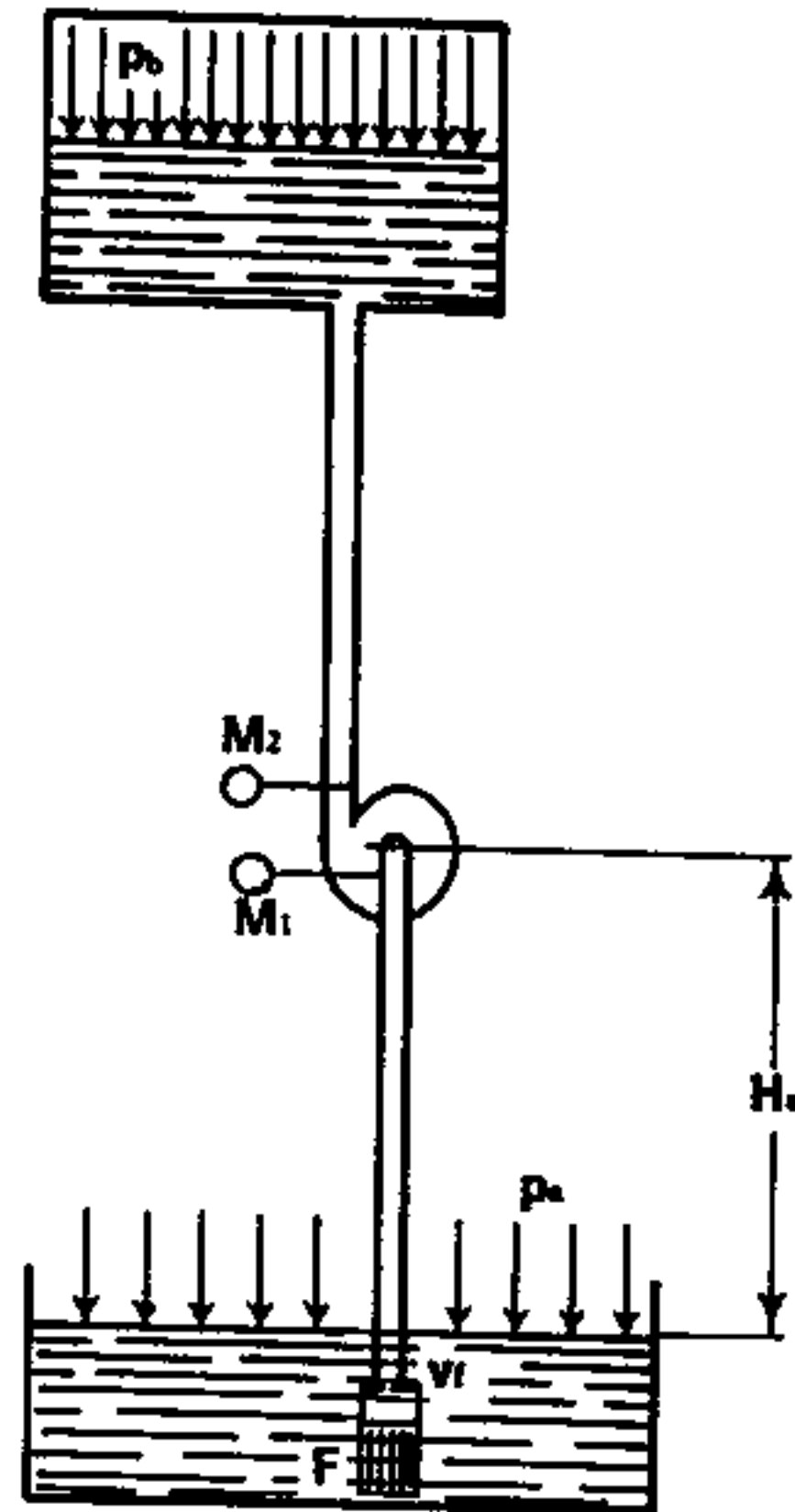


Fig. 72. Valore massimo dell'altezza di aspirazione

32) ALTEZZA DI ASPIRAZIONE

Nel paragrafo precedente, abbiamo considerato il dislivello geodetico totale (H_k), suddiviso nei due dislivelli parziali « H_a » ed « H_b » che vengono definiti rispettivamente:

- « H_a » - **altezza geodetica di aspirazione** (o altezza aspirante);
- « H_b » - **altezza geodetica di mandata** (o altezza premente).

L'altezza geodetica di aspirazione viene diversamente valutata a seconda del tipo di pompa installato:

- a) Se si tratta di una pompa di tipo centrifugo, « H_a » viene definita come la distanza verticale intercorrente fra la superficie del liquido nel serbatoio di aspirazione ed il centro della pompa (fig. 69).
- b) Se la pompa è di tipo alternativo, « H_a » è la distanza verticale fra la superficie del liquido ed il punto più alto in cui esso arriva nella pompa (fig. 71).

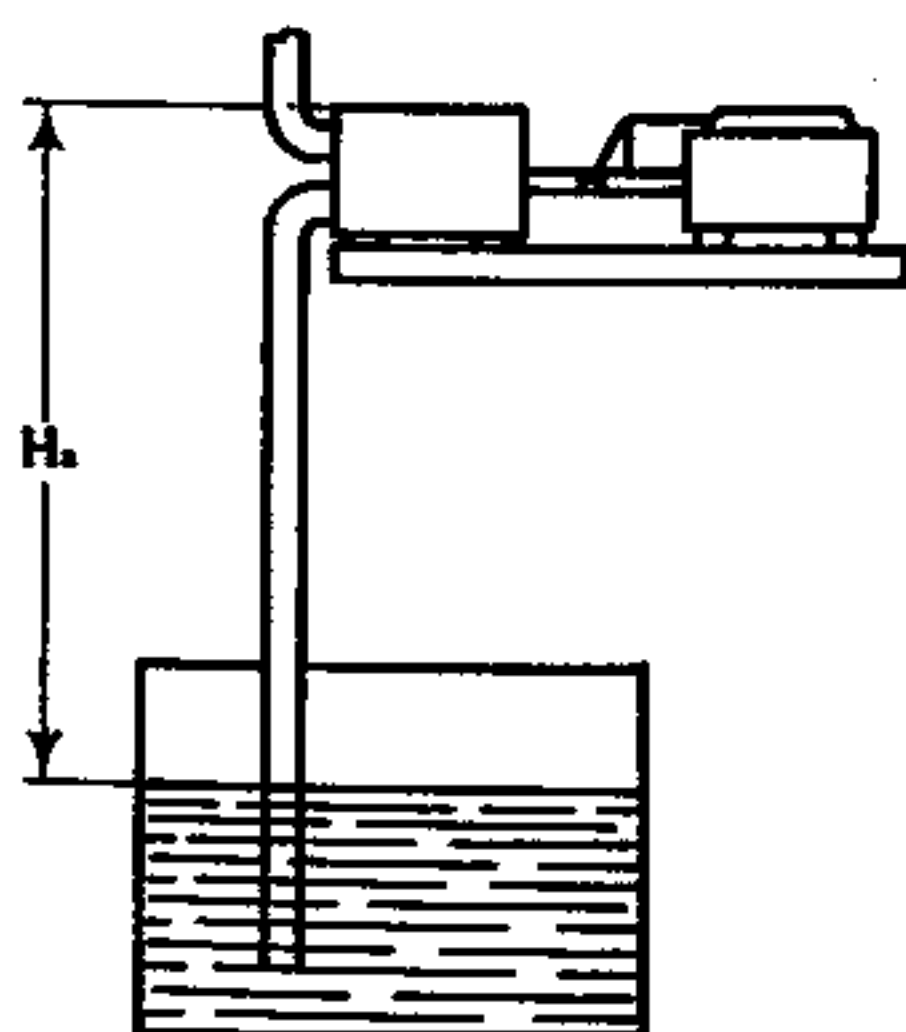


Fig. 71. Altezza di aspirazione per una pompa a stantuffo

Premettiamo che l'altezza di aspirazione non può, in alcun caso, superare limiti ben determinati; per chiarire questa affermazione, consideriamo lo schema di fig. 72, in cui il serbatoio di aspirazione è in comunicazione con l'ambiente esterno e pertanto sul pelo libero del liquido in esso contenuto agisce la pressione atmosferica « p_a ».

La pompa, nel suo funzionamento, provoca una depressione all'attacco del tubo di aspirazione, depressione che è misurata dal manometro M_1 e che abbiamo indicato con « p_1 »; tale depressione è legata alla pressione esistente nel serbatoio di aspirazione dalla relazione (89) che potremo scrivere, nel nostro caso:

$$\frac{p_1}{\gamma} = \frac{p_a}{\gamma} - H_a - \sum y_a$$

Nell'ipotesi, puramente teorica, che la pompa riesca a produrre la massima depressione (vuoto assoluto) potremo ritenere — impiegando le pressioni assolute — che sia:

$$p_1 = 0$$

ne segue:

$$H_a = \frac{p_a}{\gamma} - \sum y_a \quad (96)$$

relazione che ci fornisce il valore massimo ammissibile (teorico) dell'altezza di aspirazione. Nel caso che il liquido aspirato sia acqua, potremo calcolare:

$$H_a = \frac{10330}{1000} - \sum y_a = 10,33 - \sum y_a$$

Cioè il valore teorico massimo ammissibile dell'altezza di aspirazione è di poco inferiore a 10,33 m.

Tale valore dovrà essere ulteriormente diminuito in relazione alle seguenti circostanze:

- l'aspirazione si è supposta perfetta, cioè la pompa dovrebbe essere in grado di produrre il vuoto assoluto, il che invece non è realizzabile;
- non si è tenuto conto del peso delle valvole o dell'azione delle molle che ne condizionano il movimento;
- le giunzioni dei tubi possono essere imperfette e permettere delle rientrate di aria che diminuiscono l'entità della depressione;
- il liquido può contenere una certa quantità di gas disciolti che si liberano per effetto della depressione esercitata dalla pompa;
- se la temperatura non è sufficientemente bassa, si provoca una rapida evaporazione del liquido, evaporazione che è tanto maggiore quanto più forte è la depressione prodotta dalla pompa.

Per tutti questi motivi è necessario limitare quanto più è possibile l'altezza di aspirazione « H_a »; nelle migliori condizioni di esercizio (liquidi freddi, esenti da gas disciolti, tubazioni ampie, diritte, pulite internamente, assenza di gomiti bruschi, ecc.) essa non potrà comunque superare (per l'acqua) il valore di $7 \div 8,5$ m.

Di contro, non si pongono limiti all'altezza di mandata; impiegando pompe di tipo appropriato, si possono ottenere prevalenze (o altezze) notevolissime e — almeno teoricamente — illimitate.

Dalla relazione (96) risulta chiaro che l'altezza di aspirazione dipende dalle perdite di carico continue ed accidentali che si manifestano lungo la relativa condotta; esse, e particolarmente quelle accidentali, incidono talvolta in modo notevole sul valore di « H_a » ma non possono essere eliminate senza pregiudicare il funzionamento dell'impianto.

Nella maggior parte dei casi infatti, la tubazione di aspirazione è provvista all'estremità inferiore di un filtro (detto « **succhieruola** ») che impedisce il risucchio di eventuali impurità o detriti contenuti nel recipiente (fig. 73a); al filtro, segue una valvola automatica di non ritorno (fig. 73b) che permette il passaggio del liquido solo in un senso e si rende necessaria specialmente se la pompa è del tipo alternativo.

Inoltre — anche se non sempre — la pompa è corredata da due (o più) valvole a comando manuale poste immediatamente prima e dopo di essa, per le eventuali operazioni di manutenzione.

Tali valvole sono quasi sempre del tipo a saracinesca in quanto producono perdite di carico molto limitate.

Concludiamo l'argomento con qualche cenno sulle misurazioni delle pressioni « p_1 » e « p_2 » rispettivamente all'ingresso ed all'uscita della pompa.

La pressione « p_2 » viene misurata con un manometro graduato, in genere, in pressioni effettive espresse in kgf/cm^2 o in atmo-

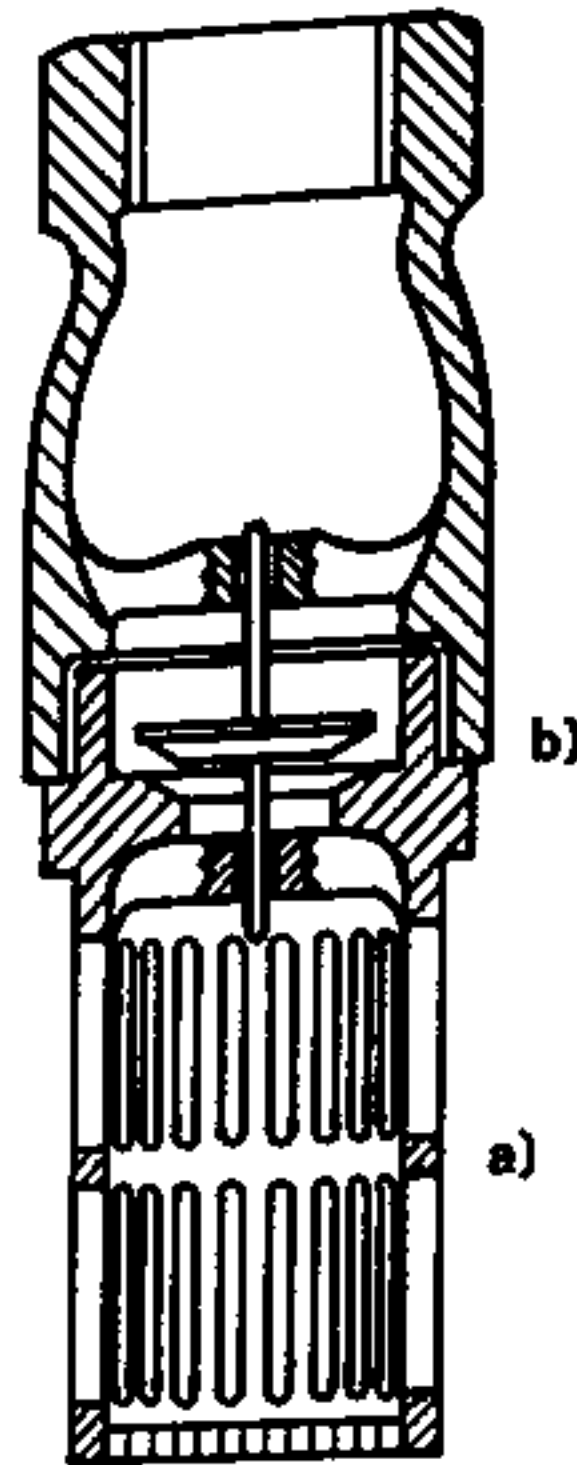


Fig. 73. Valvola di non ritorno con filtro di aspirazione

sphere, unità praticamente equivalente, mentre la depressione « p_1 » all'aspirazione viene rilevata con un vacuometro graduato in mm di mercurio o, più raramente, in metri di c.a. I dati relativi, dovranno essere convertiti in kgf/m^2 (o in Pa nel SI) per ottenere, dalle relazioni (87) o (88), il valore della prevalenza manometrica fornita dalla pompa.

Si rileverà inoltre il valore della portata, installando sulla tubazione di mandata un venturimetro, o più semplicemente, per portate modeste, un diaframma o un boccaglio (cfr. par. 23). Dall'entità della portata e della prevalenza, si potrà risalire al calcolo della potenza fornita (o assorbita) dalla pompa, mediante le formule che verranno illustrate nel prossimo paragrafo.

33) POTENZA UTILE ED ASSORBITA

Si debba portare una massa di liquido di peso « P » da un serbatoio (A) ad un serbatoio (B) — ambedue comunicanti con l'esterno in modo che sui peli liberi agisca la pressione atmosferica « p_a » — superando un dislivello geodetico « H_g » secondo lo schema della fig. 74; se non si manifestassero perdite di carico nelle tubazioni di collegamento, la pompa dovrebbe comunicare al liquido una quantità di energia pari al lavoro che il liquido stesso (di peso P) deve compiere per innalzarsi di « H_g » metri. Ricordando la definizione del lavoro, nota dal corso di meccanica, dovrebbe essere:

$$L_t = PH_g \quad (97)$$

In realtà, le perdite di carico, sia continue che accidentali, assorbono una parte dell'energia comunicata al fluido dalla pompa; **ne segue che il lavoro teorico espresso dalla (97) dovrà essere maggiorato di una quantità (che rappresenta lavoro perduto) sufficiente a vincere le resistenze passive.** Esprimendo le perdite di carico in metri di c.l., la pompa dovrà fornire un'ulteriore aliquota di energia pari a:

$$L_p = P(\sum y_a + \sum y_b) \quad (98)$$

se con « $\sum y_a$ » e « $\sum y_b$ » si indicano le perdite di carico continue ed accidentali relative alla tubazione di aspirazione e a quelle di mandata.

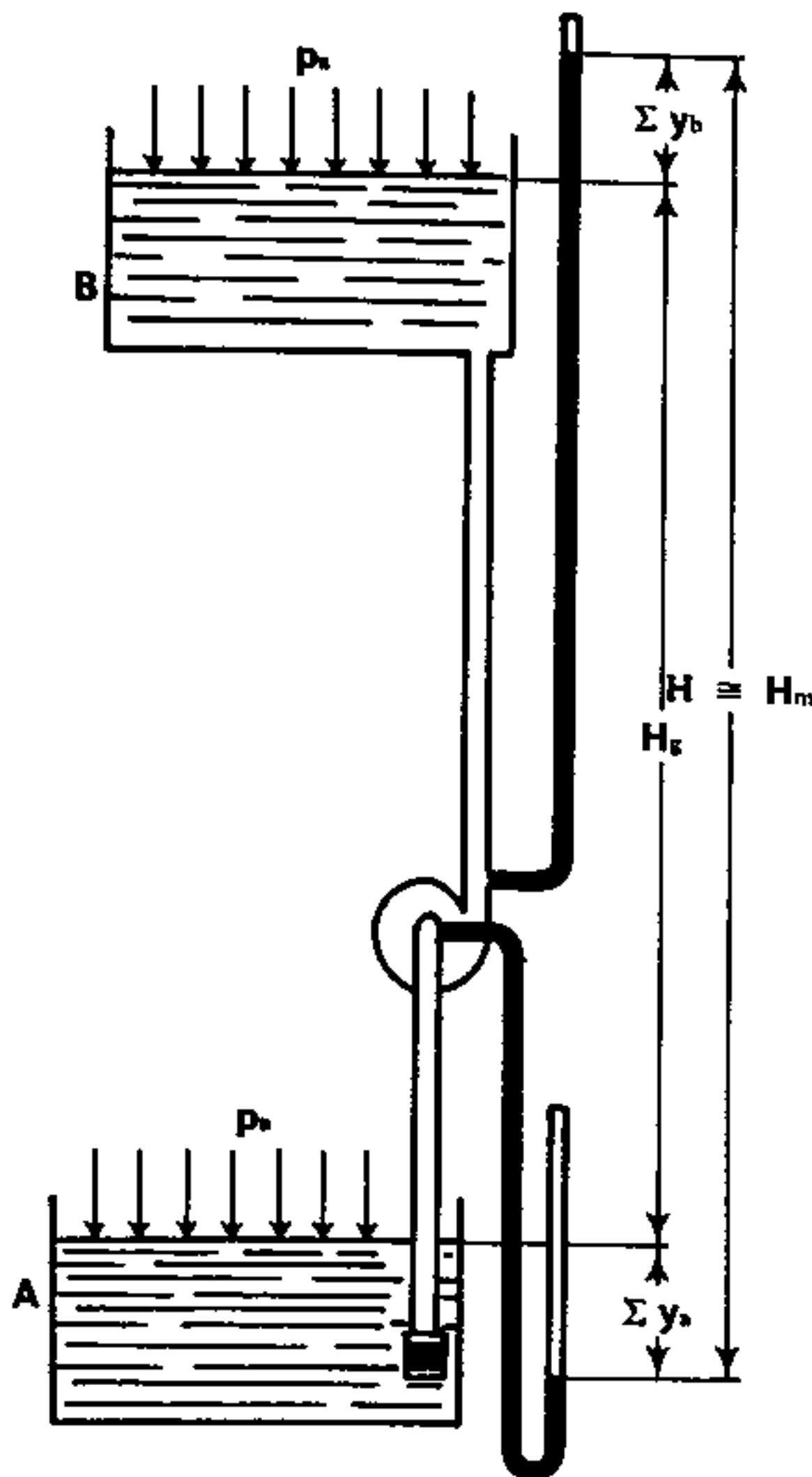


Fig. 74. Calcolo della potenza utile di una pompa

Il lavoro totale (L) risulta pertanto:

$$L = P(H_g + \sum y_a + \sum y_b)$$

In altre parole, l'energia fornita dalla pompa deve consentire al liquido di superare un « dislivello fittizio » (H):

$$H = H_g + \sum y_a + \sum y_b \quad (99)$$

come si può rilevare dai due tubi piezometrici (rappresentati nella fig. 74) installati sull'aspirazione e sulla mandata della pompa.

Se i due recipienti A e B non comunicano con l'ambiente esterno (fig. 75) ma sono soggetti a pressioni interne « p_A » e « p_B » (con $p_B > p_A$), in modo del tutto analogo, si dimostra che il dislivello fittizio risulta maggiore del caso precedente poiché si rende necessaria altra energia per consentire al liquido di vincere la differenza di pressione ($p_B - p_A$).

Ne segue che:

$$H = H_g + \frac{p_B - p_A}{\gamma} + \sum y_a + \sum y_b \quad (100)$$

Confrontando la (99) con la (95) e la (100) con la (91) si riscontra come il dislivello fittizio che il liquido deve superare, coincide con la prevalenza manometrica, o con la prevalenza totale ad essa praticamente equivalente.

La pompa deve perciò somministrare al liquido un'energia pari al lavoro totale:

$$L = PH$$

e se il suddetto lavoro viene esplicato nel tempo « t »,

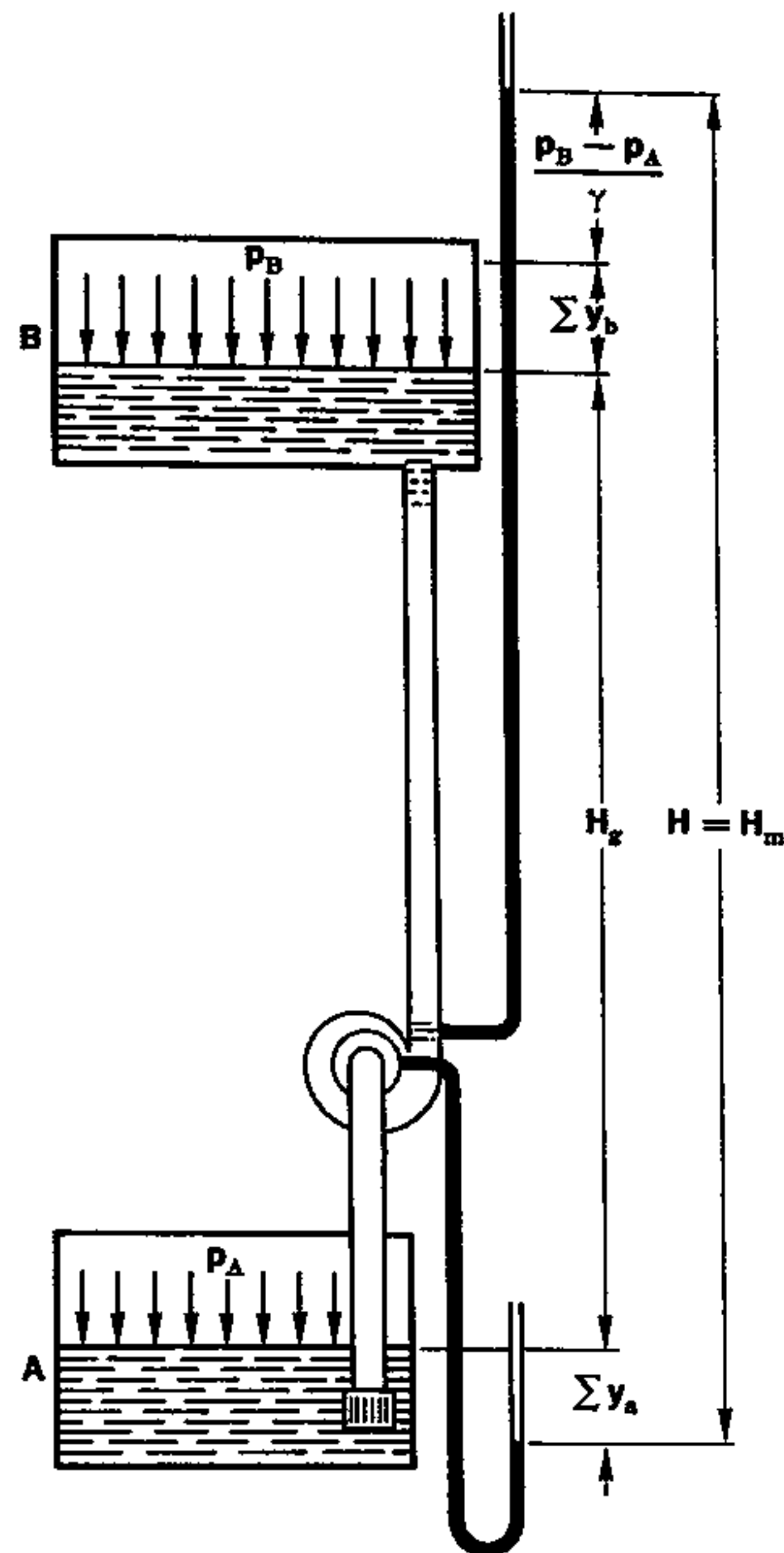


Fig. 75. Prevalenza di una pompa operante fra serbatoi in pressione

si sviluppa una potenza (N_u):

$$N_u = \frac{L}{t} = \frac{PH}{t}$$

relazione che potremo semplificare, tenendo conto che:

$$\frac{P}{t} = \frac{\gamma V}{t} = \gamma Q$$

ottenendo, in definitiva, l'espressione della « potenza utile » fornita dalla pompa:

$$N_u = \gamma QH \quad (101)$$

essendo « Q » la portata volumetrica, « γ » il peso specifico del fluido elaborato ed « H » la prevalenza totale o manometrica.

Nel sistema tecnico, esprimendo « Q » in m^3/s , « γ » in kgf/m^3 ed « H » in m , N_u risulta espressa in $kgf\ m/s$.

Giova rilevare che il procedimento seguito per la determinazione del lavoro utile svolto dalla pompa, poteva essere evitato, ricordando la definizione della prevalenza manometrica data al par. 31, (cfr. form. 63) secondo cui essa rappresenta l'energia unitaria ceduta dalla pompa; ne segue che, essendo « P » il peso di liquido elaborato, la pompa stessa fornisce un lavoro:

$$L = PH$$

Volendo esprimere la potenza in CV si ha, come è noto:

$$N_u(\text{CV}) = \frac{N_u(\text{kgf m/s})}{75} \quad (102)$$

Nel Sistema Internazionale, esprimendo « γ » in N/m^3 , « Q » in m^3/s ed « H » in m, N_u risulta espresso in watt (W); più comunemente viene usato il kW, multiplo del W ($1 \text{ kW} = 1000 \text{ W}$).

Volendo passare da unità del sistema tecnico ad unità del Sistema Internazionale si ha:

$$N_u(\text{kW}) = \frac{N_u(\text{kgf m/s})}{102} \quad (103)$$

$$N_u(\text{kW}) = 0,736 N_u(\text{CV}) \quad (104)$$

È evidente che la pompa per poter somministrare al liquido la potenza utile che abbiamo calcolato, dovrà assorbire — da parte della motrice che l'aziona — una potenza maggiore, per poter superare alle proprie perdite interne.

Se indichiamo quindi con « η » un coefficiente numerico minore dell'unità, potremo esprimere la **potenza assorbita** dalla pompa (N_a) in funzione della sua potenza utile:

$$N_a = \frac{N_u}{\eta} \quad (105)$$

Il coefficiente « η » — che tiene conto delle perdite di energia che si manifestano nell'interno della macchina — si chiama « **rendimento totale** » di questa, ed è quindi definito come rapporto fra la **potenza utile e quella assorbita** ⁽¹⁾

$$\eta = \frac{N_u}{N_a} \quad (106)$$

esprimendo naturalmente N_u ed N_a con le stesse unità di misura.

Il rendimento varia a seconda del tipo di pompa, della sua grandezza, delle sue caratteristiche costruttive, e delle condizioni di manutenzione; ne daremo qualche valore — ovviamente indicativo — trattando i vari tipi di pompe.

34) RENDIMENTI

Le perdite interne che riducono la potenza utile di una macchina idraulica sono di triplice natura: perdite idrauliche, perdite volumetriche e perdite meccaniche.

a) **Le perdite idrauliche** derivano dalla dissipazione di energia conseguente ad urti, deviazioni ed attriti del liquido in moto nell'interno della macchina ed incidono sul valore della prevalenza che essa fornisce.

1. Cfr. « Elementi di Meccanica » dello stesso autore: Cap. 15° par. 62.

Indicando con « H_t » la prevalenza teorica ⁽¹⁾ e con « H » quella effettivamente fornita dalla pompa, — minore della precedente — il rapporto:

$$\eta_i = \frac{H}{H_t} \quad (107)$$

si definisce « **rendimento idraulico della macchina** ». È chiaro che il rendimento idraulico — per il modo stesso con cui è stato definito — può essere migliorato con una costruzione accurata che elimini, quanto più è possibile, le cause di attrito interno; inoltre, nella progettazione di tutte le macchine idrauliche, si terranno presenti due regole fondamentali la cui osservanza permette di ottenere valori accettabili di « η_i »:

- 1) **ingresso del liquido senza urti;**
- 2) **uscita di questo con la minima velocità.**

La prima condizione è intuitiva poiché ogni urto produce dissipazione di energia; la seconda è giustificata dalla necessità di diminuire l'energia cinetica che il fluido possiede all'uscita della macchina.

Vedremo in seguito, trattando diffusamente i vari tipi di pompe e di turbine, con quali accorgimenti costruttivi vengono realizzati i principi suddetti (« **atorismi idraulici** »).

b) **Le perdite volumetriche** sono costituite dalla quantità di liquido che, pur essendo stato elaborato dalla macchina, non viene convogliato nella tubazione di mandata per effetto degli inevitabili giochi fra organi fissi e mobili, delle perdite di liquido all'esterno attraverso gli organi di tenuta, del ritardo alla chiusura delle valvole ecc. La portata effettiva « Q » sarà pertanto inferiore a quella teorica « Q_t », ed il rapporto di queste due grandezze:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_t} \quad (108)$$

costituisce il « **rendimento volumetrico** ».

Non dobbiamo trascurare inoltre che sul rendimento volumetrico incide anche la temperatura del liquido aspirato (liquidi caldi evaporano facilmente in seguito alla depressione e quindi una parte del volume interno della pompa viene occupato dal vapore) e l'eventuale presenza di gas disciolti in esso.

c) **Le perdite meccaniche** infine sono dovute alla dissipazione di energia necessaria per vincere gli attriti fra le singole coppie cinematiche in moto relativo; esse influiscono sul « **rendimento meccanico** » (od « **organico** ») che si può esprimere come rapporto fra la potenza disponibile in assenza di perdite idrauliche e volumetriche (N_d) e la potenza meccanica assorbita (N_a)

$$\eta_m = \frac{N_d}{N_a} \quad (109)$$

1. Quella cioè che la pompa fornirebbe se non esistessero le perdite idrauliche.

Esprimendo « N_a » con la relazione (101) in cui porremo i valori teorici « Q_t » ed « H_t »:

$$N_a = \gamma Q_t H_t$$

otteniamo l'espressione di « η_m »:

$$\eta_m = \frac{\gamma Q_t H_t}{N_a} \quad (110)$$

Eseguendo adesso il prodotto dei tre rendimenti parziali della macchina:

$$\eta_1 \cdot \eta_v \cdot \eta_m = \frac{H}{H_t} \cdot \frac{Q}{Q_t} \cdot \frac{\gamma Q_t H_t}{N_a} = \frac{\gamma Q H}{N_a} = \frac{N_u}{N_a}$$

otteniamo di nuovo l'espressione (106).
Ne consegue che:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_v \cdot \eta_m \quad (111)$$

Ciò il rendimento totale di una macchina idraulica è uguale al prodotto dei singoli rendimenti parziali (idraulico, volumetrico, meccanico).

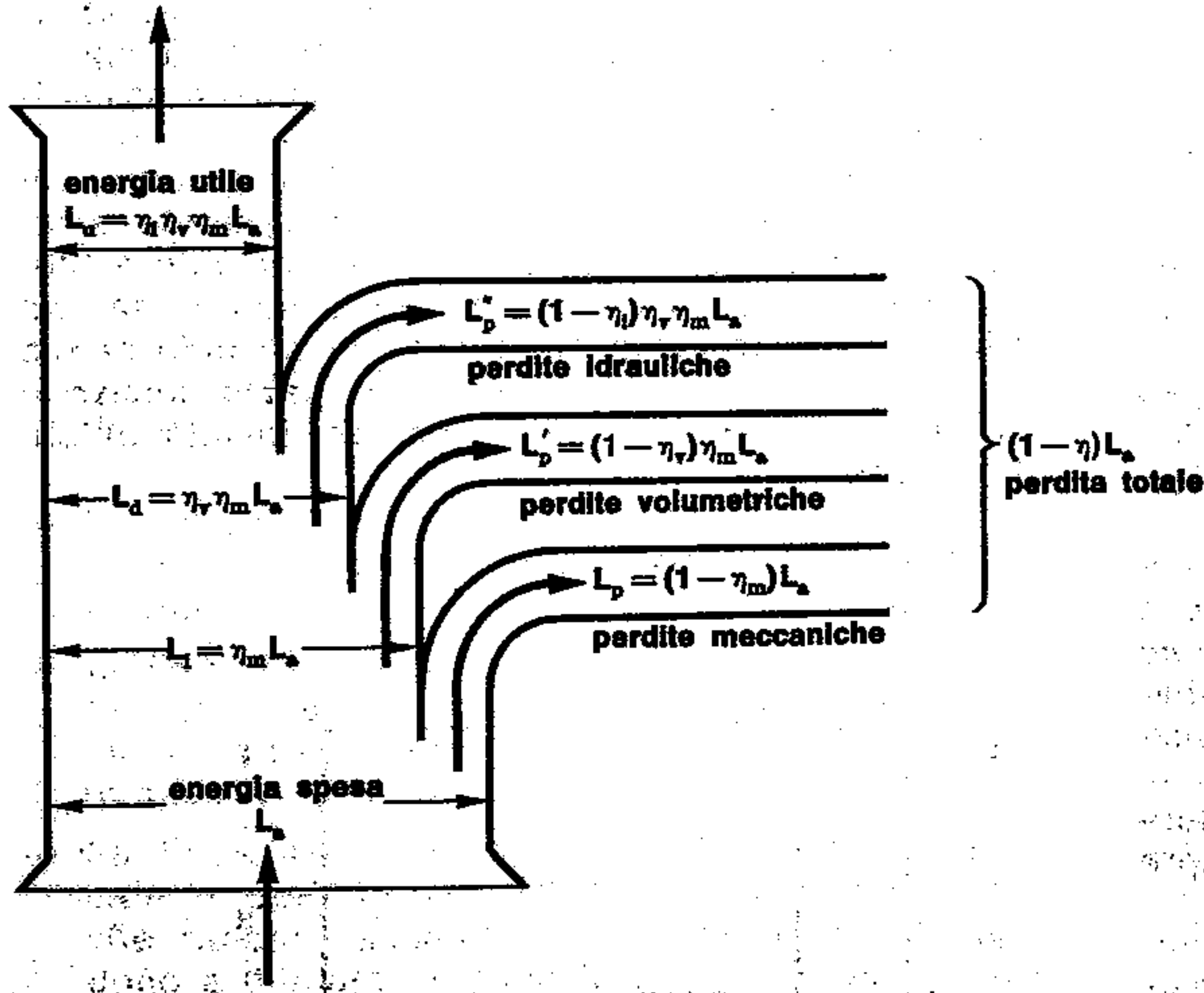


Fig. 76. Bilancio energetico di una pompa riferito al peso unitario di fluido.

L'ordine di grandezza delle perdite dipende dalle caratteristiche della pompa e dalle condizioni di esercizio.

Le schemi ora illustrati sono il risultato di un'analisi di costi e di un'indagine sulle perdite. È evidente che le perdite meccaniche sono le più elevate, seguite dalle perdite volumetriche e infine dalle perdite idrauliche.

La considerazione esposta si possono condensare schematicamente nella fig. 76. In cui è schematizzato il bilancio energetico di una macchina operatrice: se con « L_a » indichiamo l'energia spesa (coincidente peraltro con il lavoro assorbito dalla pompa), le perdite meccaniche ne assorbono un'aliquota pari a:

$$L_p = (1 - \eta_m)L_a$$

mentre rimane ancora disponibile la quantità:

$$L_1 = \eta_m L_a$$

In modo del tutto analogo, per effetto delle perdite volumetriche si dissipa una parte di energia:

$$L'_p = (1 - \eta_v)L_1 = (1 - \eta_v)\eta_m L_a$$

e per effetto delle perdite idrauliche:

$$L''_p = (1 - \eta_1)\eta_v \eta_m L_a$$

In definitiva, l'energia utile prodotta dalla pompa, risulta:

$$L_u = \eta_1 \eta_v \eta_m L_a$$

ovverosia:

$$L_u = \eta L_a$$

come, del resto, era già stato accennato.

Capitolo Settimo

Pompe alternative

35) PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO

Riferiamoci, per semplicità di esposizione, alla fig. 77 in cui uno stantuffo (S), azionato da un meccanismo biella-manovella, si muove alternativamente in un cilindro cavo variando periodicamente — con il suo moto — il volume della camera C.

Questa comunica, mediante due tronchi di tubazione — più o meno lunghi a seconda del tipo di impianto — con un serbatoio A (di aspirazione) e con uno B (di mandata); la tubazione di aspirazione, nel punto di attacco al cilindro è provvista di una valvola automatica (V_A), che si apre per effetto della differenza di pressione fra i due ambienti che essa separa, permettendo il passaggio del fluido in un sol senso. Un'altra valvola (V_M) dello stesso tipo è disposta all'inizio della tubazione di mandata come schematizzato nella figura citata.

Il principio di funzionamento è elementare: lo stantuffo S, spostandosi verso destra, crea una depressione nell'interno della camera C, la valvola di aspirazione (V_A) si apre (al contrario di quella di mandata che per effetto della depressione viene trattenuta aderente al proprio sedgio) ed il liquido penetra nella camera riempiendola quasi completamente.

Nella corsa di ritorno, lo stantuffo spinge la massa liquida che è incomprimibile e questa provoca l'apertura della valvola V_M non appena la pressione cui è sottoposta supera quella esistente nella tubazione di mandata, effluendo quindi verso l'utilizzazione.

Ad ogni giro del manovellismo che aziona lo stantuffo, quest'ultimo compie due corse, e — sempre

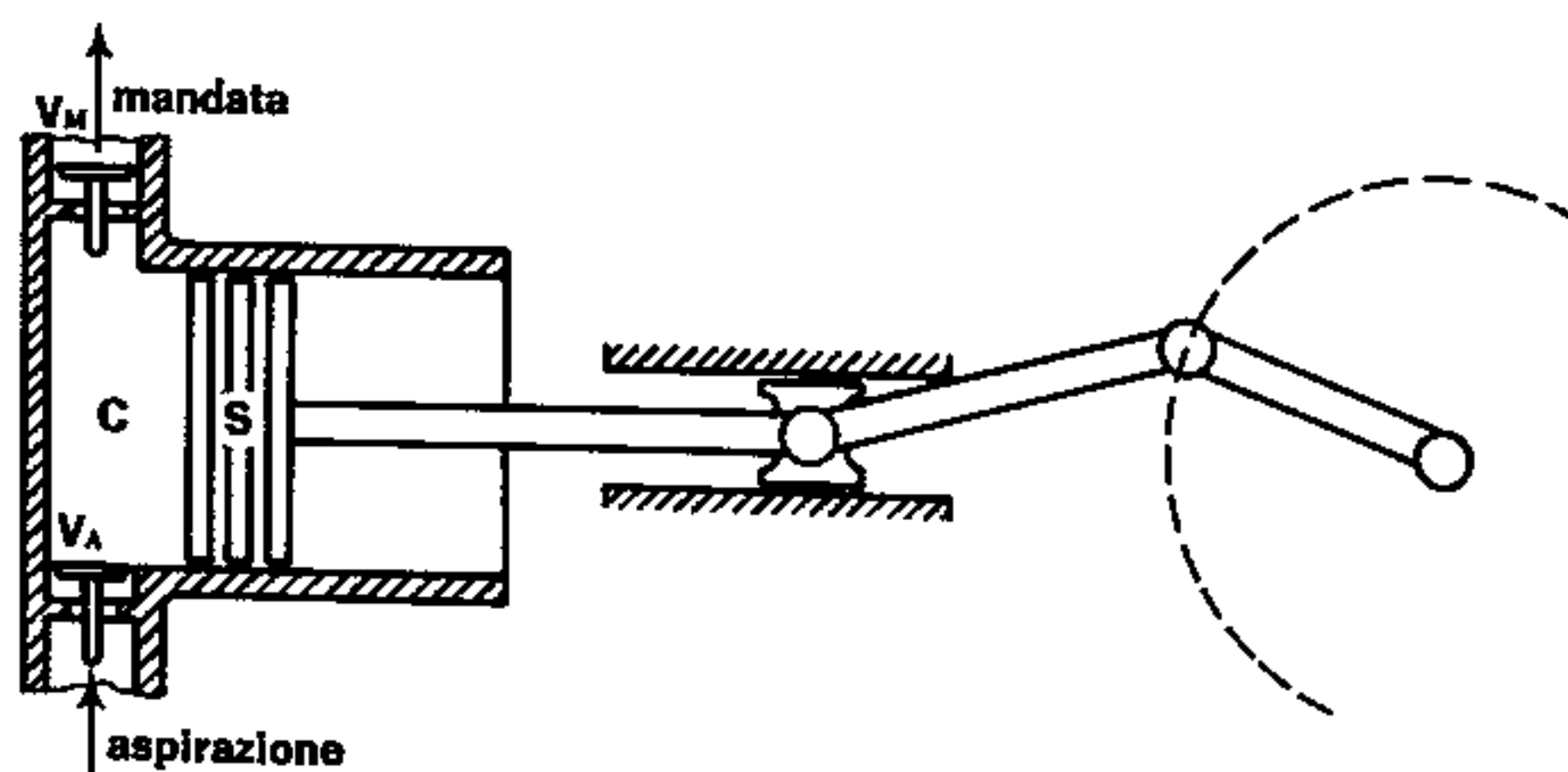


Fig. 77. Principio di funzionamento di una pompa alternativa

con riferimento allo schema di fig. 77 — nella tubazione di mandata effluisce una quantità di liquido pressoché eguale al volume del cilindro.

Se in un sistema di assi cartesiani, si riportano in ascisse i volumi generati dagli spostamenti dello stantuffo (1), ed in ordinate le pressioni sviluppate nell'interno del cilindro, il **diagramma teorico di funzionamento** di una pompa alternativa assume l'aspetto di un rettangolo (fig. 78); è questa una conseguenza delle varie ipotesi semplificative introdotte nello studio dell'idraulica: il liquido si considera infatti assolutamente incomprimibile, privo di gas disciolti, si trascurano l'inerzia all'apertura opposta dalle valvole, gli strozzamenti del fluido nell'attraversamento di queste e tutte le perdite di carico continue ed accidentali che si manifestano nell'interno della macchina.

Dalla figura citata, si nota che il lato sinistro del diagramma rettangolare rimane leggermente staccato dall'asse delle ordinate, il che equivale a ritenere che lo stantuffo non estende la sua corsa fino a toccare il coperchio del cilindro, lasciando perciò un volume residuo (denominato « spazio nocivo ») ove il liquido rimane senza essere inviato all'utilizzazione.

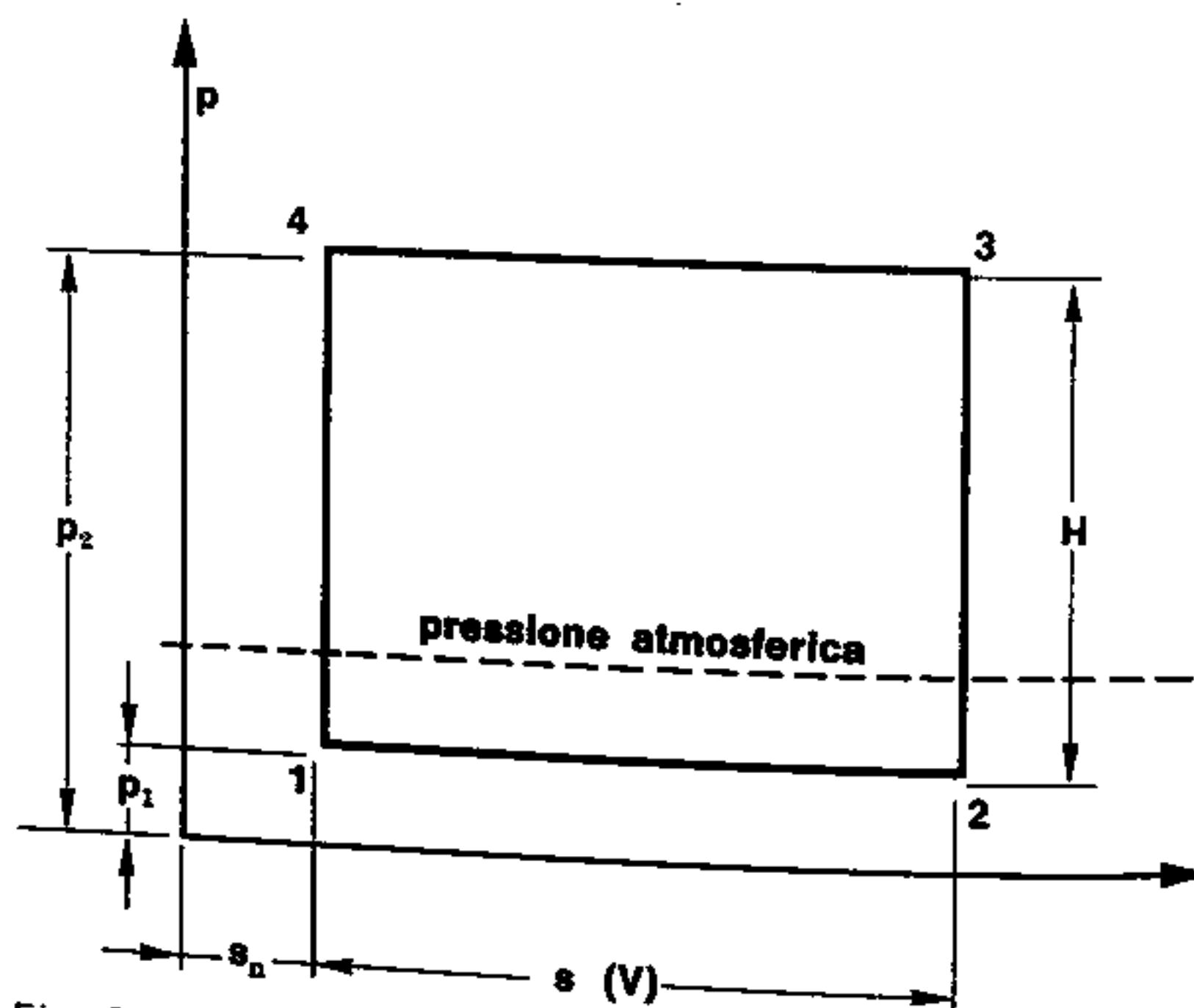


Fig. 78. Diagramma di funzionamento ideale di una pompa alternativa

1. Volumi che peraltro sono proporzionali agli spostamenti dello stantuffo.

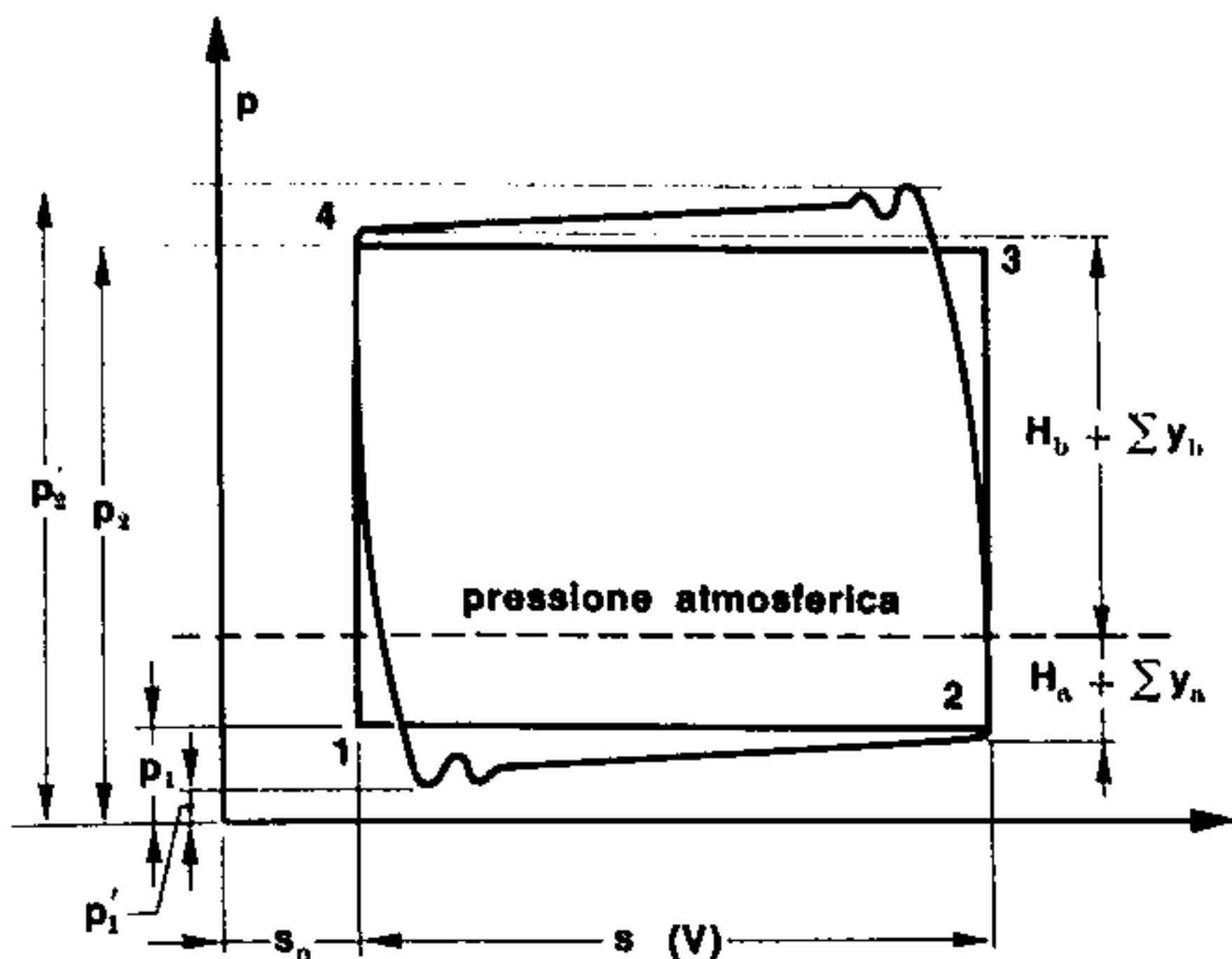


Fig. 79. Diagramma di funzionamento reale di una pompa alternativa

Nelle realizzazioni pratiche, l'entità dello spazio nocivo deve essere ridotta al minimo, sia perché riduce la portata della macchina sia perché ha influenza negativa sulla conformazione del diagramma reale. Quest'ultimo è riportato nella fig. 79 e presenta, rispetto a quello teorico, le seguenti anomalie:

- Nel punto 1) si presenta una irregolarità dovuta all'inerzia opposta dalla valvola di aspirazione che, fra l'altro, si apre quando la depressione nell'interno del cilindro (p_1') supera quella esistente nella condotta di aspirazione (p_1).
- La linea 2-3 non risulta verticale ma leggermente inclinata, sia perché il liquido non è assolutamente incomprimibile, sia perché contiene una certa quantità di gas disciolti che, sotto la spinta dello stantuffo, riducono notevolmente il loro volume.
- In corrispondenza al punto 3) si manifesta di nuovo l'anomalia dovuta all'inerzia della valvola di mandata.
- La linea 3-4 risulta leggermente più alta di quella teorica in accordo con la maggior pressione di mandata necessaria a provocare l'apertura della relativa valvola ($p_2' > p_2$).
- La linea 4-1 è anch'essa inclinata sulla verticale in quanto i gas disciolti contenuti nel liquido che rimane racchiuso nello spazio nocivo tendono a dilatarsi quando la pressione diminuisce in seguito all'inversione di moto dello stantuffo.

L'ordinata media del diagramma reale rappresenta — nella dovuta scala — la prevalenza effettiva fornita dalla pompa.

Lo schema ora illustrato costituisce il principio di funzionamento di ogni pompa alternativa, anche se nella realizzazione pratica si potranno notare varianti e modifiche talvolta notevoli; esso è tuttavia sufficiente per trarre alcune conclusioni sulle principali caratteristiche della pompa (portata e prevalenza) e sull'opportunità del suo impiego.

- a) Poiché la valvola di mandata si apre per effetto della differenza di pressione fra l'interno del cilindro e la tubazione premente, risulta chiaro che una pompa alternativa non è caratterizzata da un ben determinato valore della prevalenza, come accade per le pompe centrifughe; la prevalenza fornita dipende dalle condizioni dell'utilizzazione ed è limitata soltanto dalla resistenza degli organi meccanici della pompa. **In altri termini, dimensionando opportunamente tali organi, è possibile ottenere da una pompa alternativa prevalenze altissime, non raggiungibili con altri tipi di pompe.**
- b) Per quanto riguarda la portata, si perviene a risultati opposti; questa è proporzionale al numero di giri al minuto (n) compiuti dal manovellismo, ed al volume del cilindro che ovviamente non può assumere dimensioni eccessive anche perché al crescere del diametro cresce proporzionalmente lo spessore della parete come vedremo nel par. 38. Per quanto concerne il regime di rotazione, anch'esso deve essere piuttosto contenuto, in quanto, trattandosi di un moto alternativo (con continue variazioni di velocità degli organi mobili) si destano delle forze d'inerzia proporzionali all'entità delle masse in moto ed all'accelerazione che esse acquistano durante lo svolgimento del ciclo; per limitare tali forze d'inerzia è **necessario mantenere il regime di rotazione del manovellismo entro limiti molto ristretti, e tanto più basso quanto maggiori sono le dimensioni della pompa.** Si può mediamente ritenere che tale regime oscilli fra i 60 ed i 200 giri al minuto dalle grandi alle piccole pompe.

Da quanto esposto, risulta chiaro che le pompe alternative sono adatte per fornire portate piccole o medie, quest'ultime ottenute aumentando il numero dei cilindri o ricorrendo al sistema a doppio effetto.

La pompa alternativa risulta perciò lenta, ingombrante, di portata modesta e complicata dalla necessaria presenza del manovellismo, di un eventuale riduttore di giri quando il regime di rotazione della motrice è piuttosto alto, e di un volano atto a rendere più uniforme il moto della macchina.

A quanto sopra si deve aggiungere — come ulteriore fattore negativo — l'erogazione intermittente del liquido, almeno per quanto concerne le pompe il cui schema è illustrato in fig. 77: è chiaro infatti che la corsa di aspirazione è decisamente passiva per quanto concerne l'efflusso, che avviene perciò saltuariamente alternandosi ad ogni mezzo giro del manovellismo conduttore. Anche durante la corsa di mandata, la portata non può ritenersi costante, in quanto direttamente connessa alla velocità di spostamento dello stantuffo che, come è noto dal corso di meccanica, varia con legge pressoché sinusoidale; **la portata effluente varia perciò durante la corsa con la stessa legge.**

Riportando in un sistema di assi cartesiani, i cicli della pompa sulle ascisse ed il valore istantaneo della portata sulle ordinate, l'erogazione di una pompa alternativa — funzionante secondo lo schema

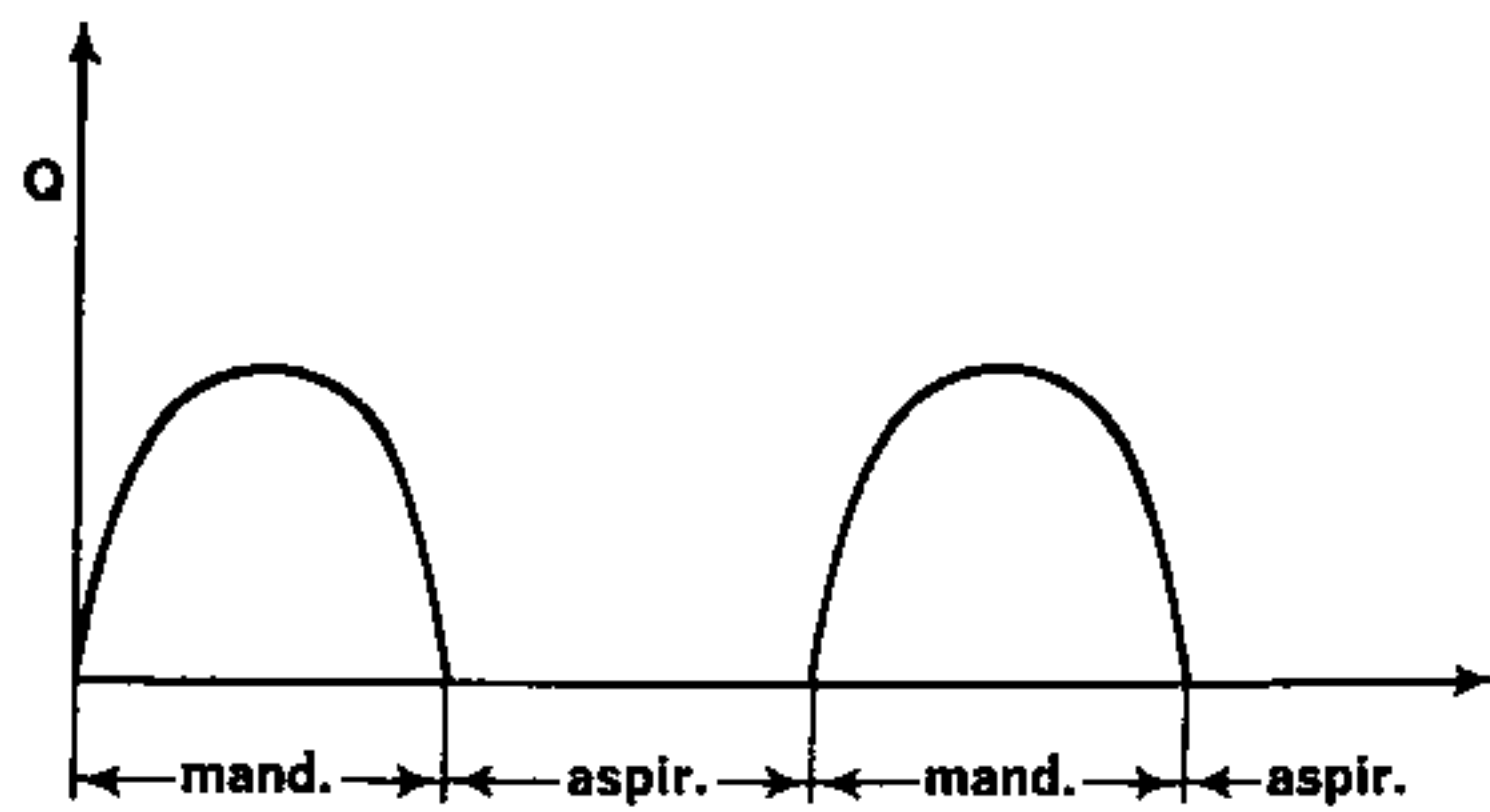


Fig. 80. Diagramma di erogazione di una pompa alternativa a semplice effetto

già citato — è rappresentata da un diagramma del tipo illustrato in fig. 80.

Vedremo in seguito come sia possibile ottenere una minor discontinuità con l'impiego delle pompe a doppio effetto e regolarizzare l'efflusso con particolari dispositivi installati sulla tubazione premente. Per quanto concerne i rendimenti delle pompe alternative si possono fornire, a titolo indicativo, i seguenti valori:

— rendimento idraulico (η_i)	0,85 ÷ 0,95
— rendimento volumetrico (η_v)	0,95 ÷ 0,98
— rendimento meccanico (η_m)	0,85 ÷ 0,96

36) TIPI DI POMPE ALTERNATIVE

Esamineremo adesso i principali tipi di pompe alternative la cui realizzazione pratica si discosta più o meno dallo schema da noi illustrato al paragrafo precedente, sia per esigenze di carattere funzionale che di carattere costruttivo.

a) Pompa aspirante-premente a semplice effetto

La denominazione stessa ne chiarisce sia le finalità che le caratteristiche costruttive: trattasi di una pompa il cui compito è di inviare il fluido all'utilizzazione sotto una pressione talvolta notevole (premente) sfruttando una sola corsa utile dello stantuffo (semplice effetto).

Schematicamente potrebbe essere rappresentata come illustrato in fig. 77, ma per esigenze costruttive, il più delle volte lo stantuffo assume la forma cilindrica allungata come in fig. 81; esso non è provvisto di fasce elastiche di tenuta in quanto lavora completamente immerso nel liquido.

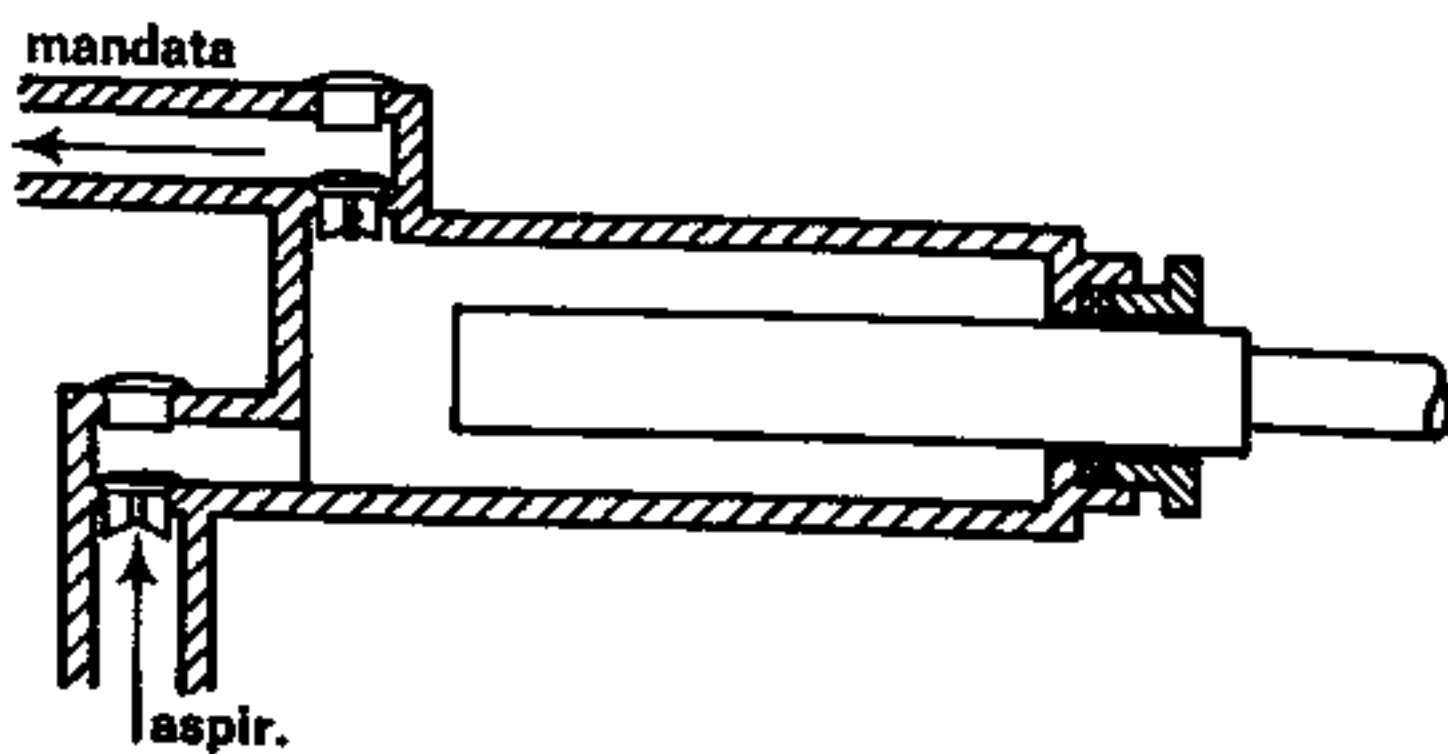


Fig. 81. Pompa aspirante e premente a S.E. (schema)

È definito perciò « stantuffo tuffante » o « stantuffo a fodero ».

Gli organi di tenuta sono sistemati invece all'estremità aperta del cilindro, dove, per l'inevitabile gioco, necessario al moto dello stantuffo, potrebbero verificarsi perdite notevoli di liquido.

Tali organi di tenuta sono detti « premistoppa » e ne parleremo più ampiamente nei prossimi paragrafi. Le valvole di aspirazione e di mandata, sono in genere a sedgio conico e l'ampiezza del loro movimento (alzata) è opportunamente limitata da un coperchio posto sopra di esse, che permette anche le necessarie operazioni di manutenzione.

Una pompa di questo tipo è adatta per fornire piccole portate con prevalenze anche altissime; il diagramma della portata, trattandosi di un tipo a semplice effetto, è quello già illustrato in fig. 80.

b) Pompa aspirante-premente a doppio effetto

È una conseguenza immediata della pompa descritta al punto a); per ottenere una portata maggiore, si può infatti sostituire lo stantuffo a fodero con uno stantuffo a disco e chiudere il cilindro da ambedue i lati lasciando un foro — corredato da premistoppa — per il passaggio dell'asta dello stantuffo (fig. 82). Si crea così una seconda camera C', il cui volume è di poco minore di quello della camera C, a causa dell'asta che l'attraversa.

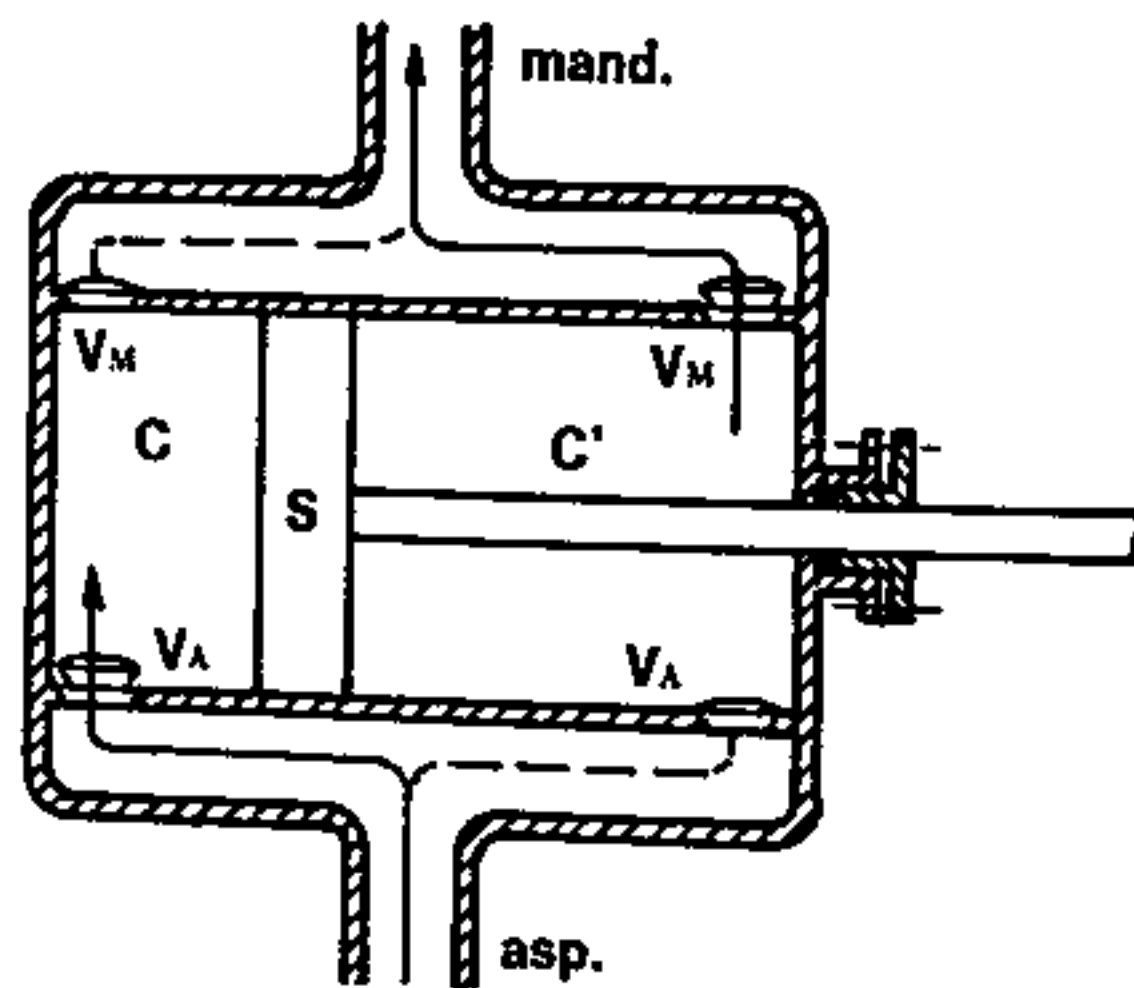


Fig. 82. Pompa a D.E. (schema)

Corredando la camera C' di altre due valvole (una per l'aspirazione ed una per la mandata) si potrà ottenere una portata quasi doppia e soprattutto più regolare; è chiaro infatti che alla fase di aspirazione (passiva) per la camera C, corrisponde la fase (utile) di mandata nella camera C' ed il diagramma che rappresenta l'erogazione del liquido si modifica come illustrato in fig. 83.

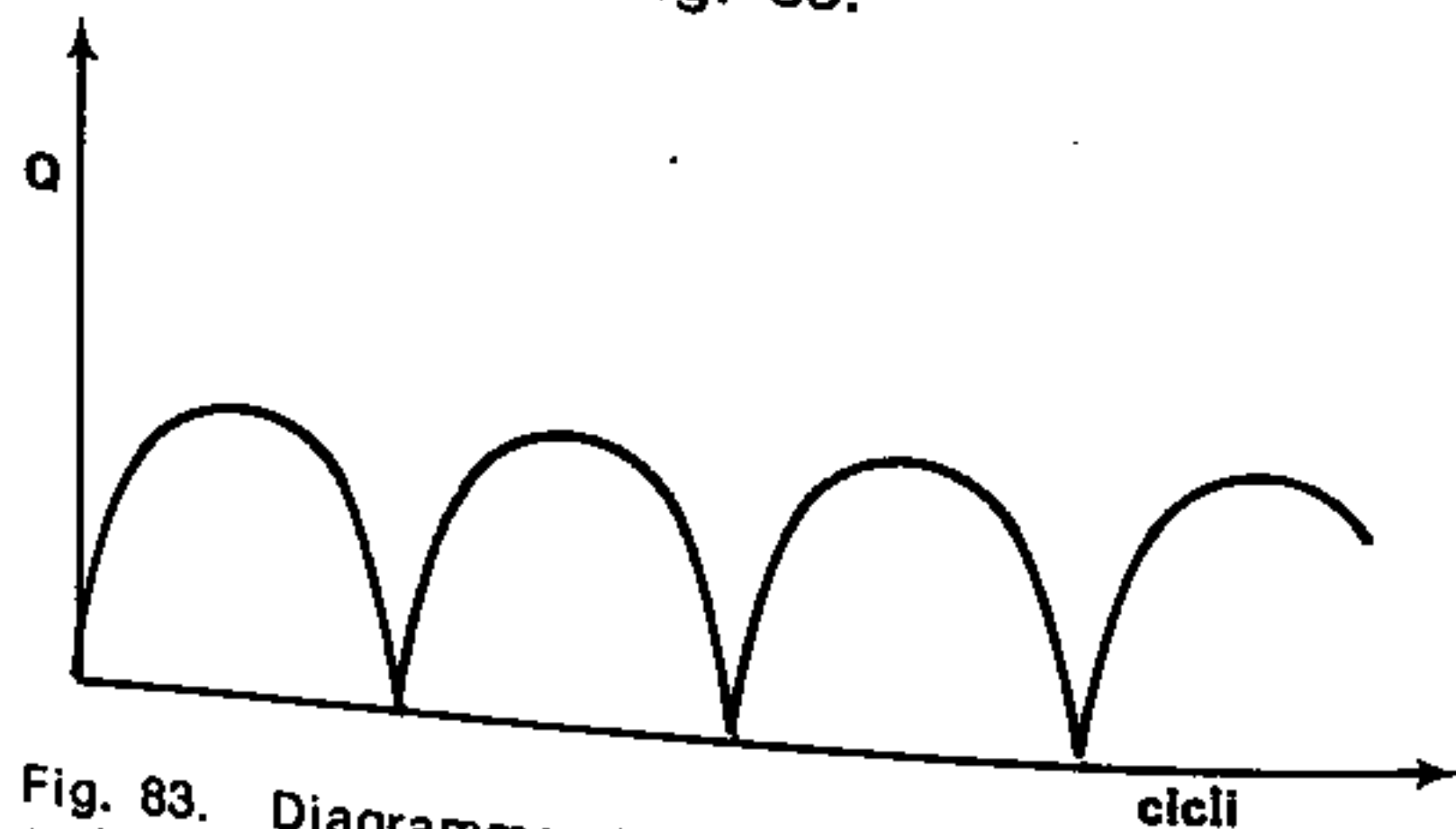


Fig. 83. Diagramma di erogazione di una pompa alternativa a doppio effetto

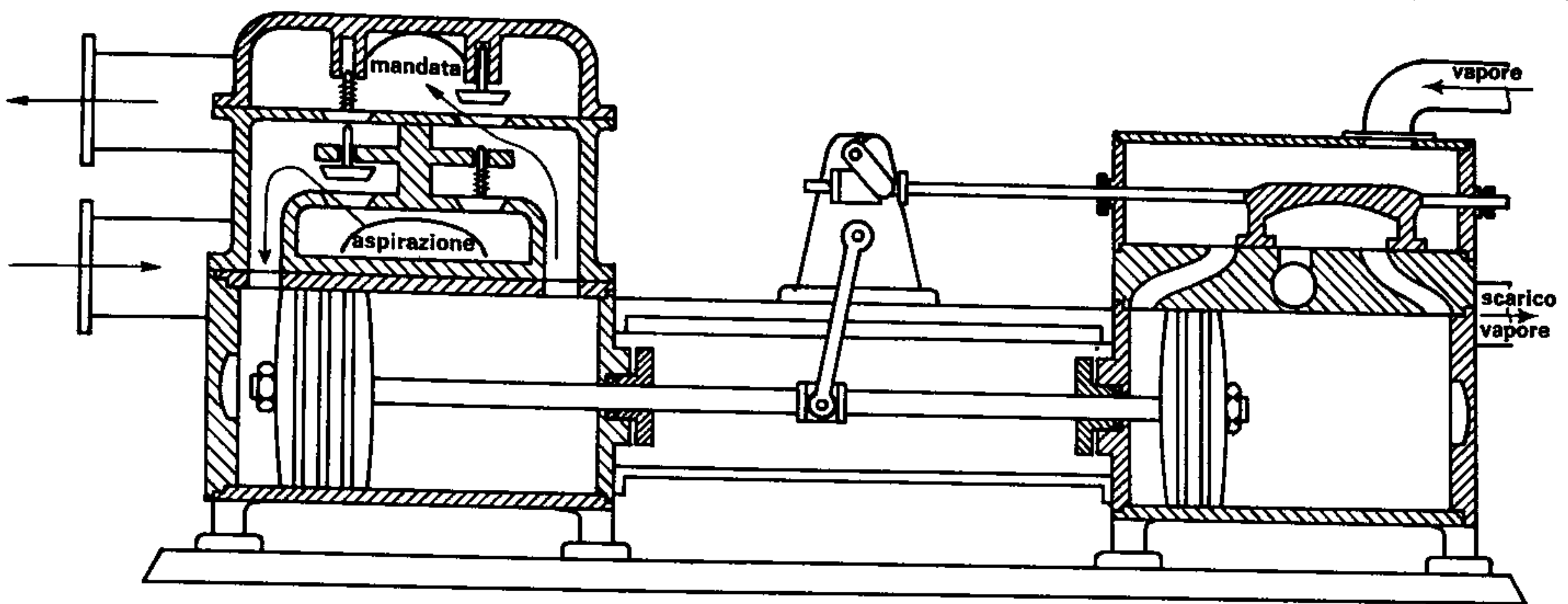


Fig. 84. Cavallino a vapore (schema)

Le pompe aspiranti-prementi, a doppio effetto, si prestano per medie portate e prevalenze medie ed alte; esse possono essere installate sia con il cilindro in posizione verticale sia orizzontale ed azionate da tipi diversi di motrici.

Una variante caratteristica di queste pompe, è il cosiddetto « **cavallino a vapore** » (fig. 84): esso è praticamente costituito da due cilindri-pompa a doppio effetto affiancati, ed azionati direttamente da due piccole motrici a vapore monocilindriche.

Il vantaggio principale di questo accorgimento costruttivo consiste nel fatto che lo stantuffo di una pompa aziona, mediante un nottolino, la valvola di distribuzione del vapore della motrice accoppiata all'altra pompa e viceversa; ciò consente una regolarità e semplicità di funzionamento che elimina quasi totalmente la sorveglianza dell'operatore.

c) Pompa a stantuffo aspirante-portante

Qualora si debba aspirare del liquido da grandi profondità per sollevarlo fino alla superficie senza comunicargli una forte pressione, poiché l'altezza geodetica di aspirazione non può superare limiti ben precisi, occorre sistemare il complesso pompa-motrice ad una certa profondità; ciò comporta scarsa possibilità di rilevamento guasti e di manutenzione ordinaria, nonché maggior usura della motrice a causa dell'umidità presente.

Sorge quindi spontanea la soluzione di piazzare la motrice in superficie e la pompa nell'interno del pozzo in modo che sia $H_a < 7 \div 8$ m.

Tale soluzione, qualora si impieghi una delle pompe descritte in precedenza, è ostacolata dalle dimensioni eccessive che assumerebbe l'asta dello stantuffo. In una pompa aspirante e premente l'asta è infatti sollecitata alternativamente a trazione e a compressione, per cui, — dato l'alto rapporto di snellezza — essa viene dimensionata con le formule del carico di punta (1); nel caso in esame, la notevole lunghezza

libera d'inflessione darebbe luogo a sezioni enormi dell'asta, incompatibili con gli usuali criteri costruttivi e con lo stesso funzionamento della macchina. Si ricorre allora alle pompe aspiranti-portanti (fig. 85) in cui l'asta è sollecitata semplicemente a trazione e può quindi essere sostituita — nei casi più semplici — da una catena o da una comune fune.

Lo stantuffo di una pompa aspirante-portante è del tipo a disco e porta una o più valvole (V) che permettono il passaggio del fluido attraverso di esse in un senso ma non nel senso opposto; quando lo stantuffo viene abbassato per effetto del proprio peso, le valvole si aprono e l'acqua lo attraversa riempiendo il cilindro, poi nella corsa di ritorno lo stantuffo (le cui valvole si chiudono per effetto della pressione esercitata dall'acqua) solleva il liquido e lo costringe ad attraversare le valvole di mandata (V_M) poste sulla sommità del cilindro; contemporaneamente crea una depressione nella parte

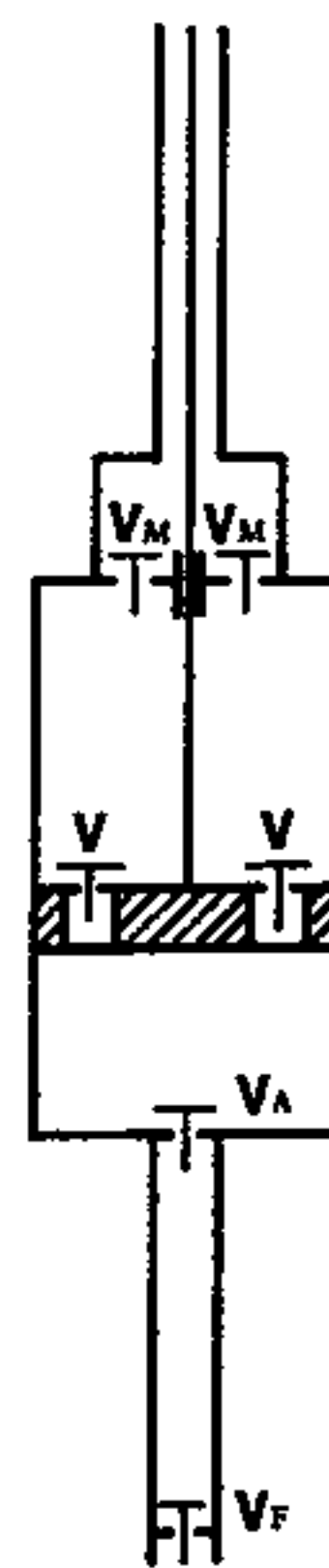


Fig. 85. Principio di funzionamento di una pompa aspirante e portante

1. Cfr. il testo « Elementi di Meccanica » dello stesso Autore: Cap. 18° par. 77.

inferiore di questo che si riempie mediante l'apertura della valvola di aspirazione V_A .

Con questo tipo di pompe è preferibile ridurre l'altezza geodetica di aspirazione a $4 \div 5$ m dato il modesto effetto aspirante.

Pompe del tipo descritto possono funzionare come semplici pompe portanti quando siano poste a livello del pelo libero di aspirazione, oppure come pompe aspiranti se il loro compito si riduce a sollevare l'acqua fino all'altezza del corpo di pompa. È ovvio che in quest'ultimo caso, la prevalenza totale non potrà superare i succitati $4 \div 5$ m.

37) PARTICOLARI COSTRUTTIVI

I materiali più comunemente impiegati nella costruzione delle pompe alternative sono acciaio, ghisa e bronzo; quest'ultimo, in particolare, viene largamente usato quando la macchina è destinata a pompare acqua salata che corroderebbe in breve tempo le parti meccaniche con cui viene a contatto.

Il cilindro è generalmente in ghisa per pressioni di mandata basse o medie; per alte pressioni si usa l'acciaio.

Gli **stantuffi a disco**, impiegati per pressioni basse e medie, sono muniti di anelli di tenuta in ghisa o in cuoio o in materiale sintetico in numero di due o tre; gli **stantuffi a fodero** — di norma riservati alle alte pressioni e piccole portate — sono sprovvisti di fasce di tenuta e si costruiscono in acciaio.

L'**asta dello stantuffo** è quasi sempre in acciaio dovendo sopportare sforzi alternati notevoli e subire l'usura dello strisciamento continuo attraverso gli organi di tenuta del cilindro; resta inteso che nel caso di acque marine si preferirà comunque il bronzo. Le **valvole automatiche** di aspirazione e di mandata, sono gli organi più importanti di una pompa a stantuffo poiché l'usura e il bloccaggio di una valvola oltre a ridurre notevolmente la portata, può provocare anche gravi deformazioni dell'asta dello stantuffo; è necessario pertanto che tali organi meccanici siano progettati con la massima cura e con l'impiego di ottimi materiali. Si usa normalmente il bronzo e più raramente (per piccole pompe) la ghisa. Per quanto concerne il tipo di valvola da impiegare,

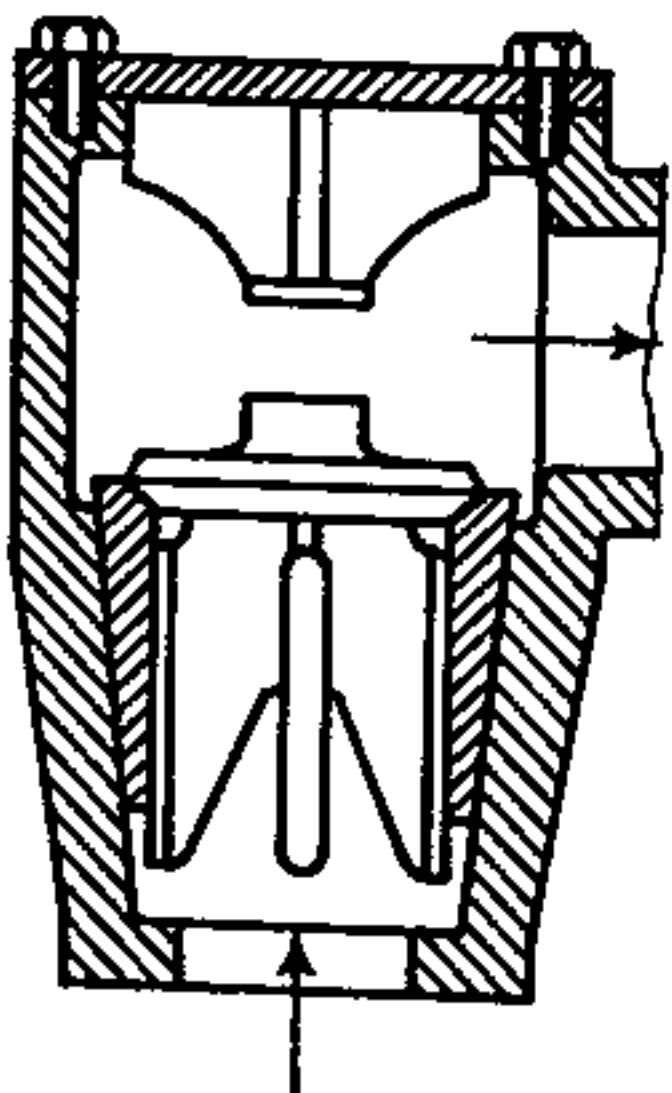


Fig. 86. Valvola a sedgio conico

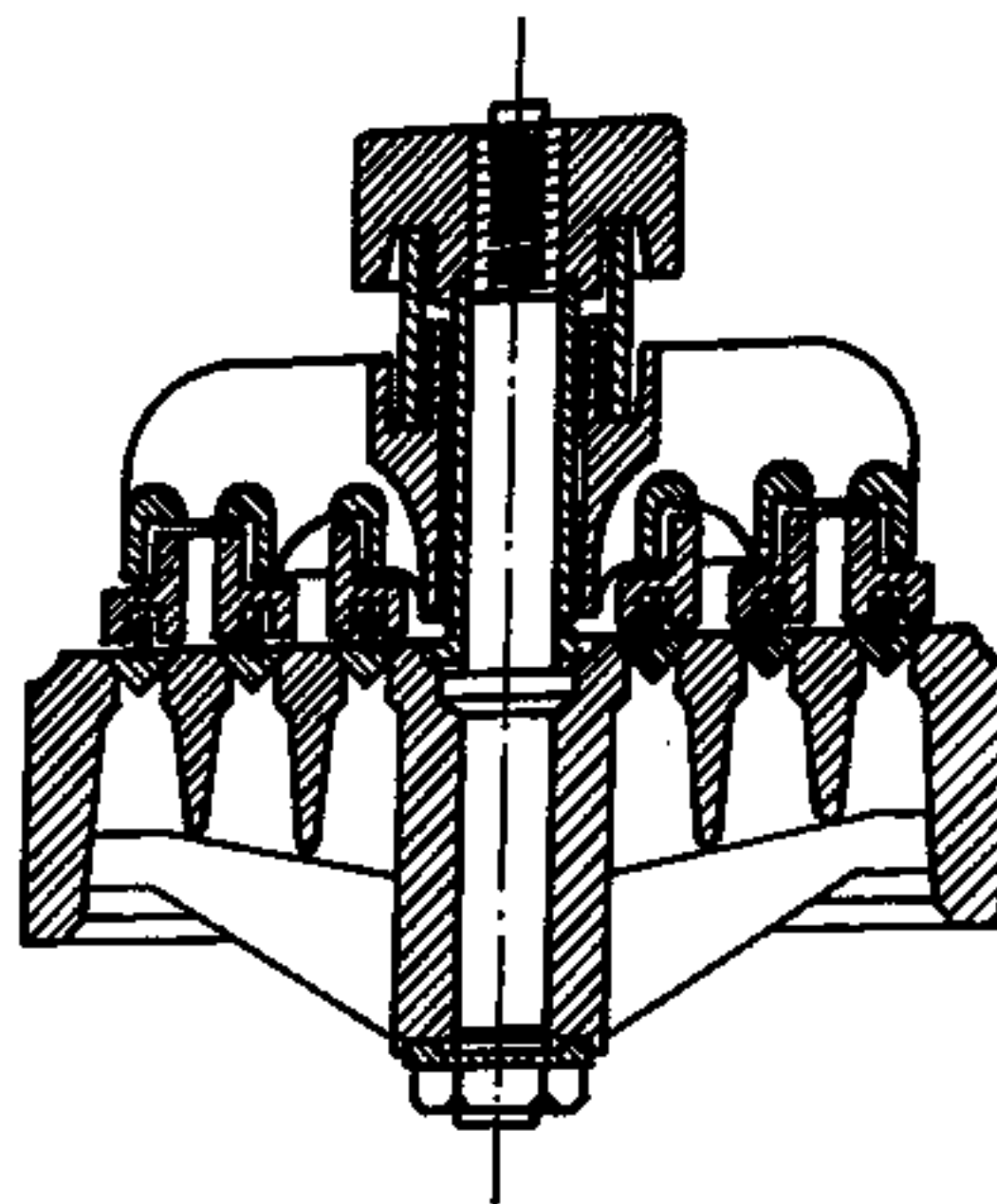


Fig. 87. Valvola a sedi multiple

si possono fornire solo dati indicativi: le valvole a sede conica sprovviste di molle di richiamo (fig. 86) sono adatte per piccole portate e bassi regimi di funzionamento; al crescere della portata si passerà al tipo a sede multipla (fig. 87) e per regimi di rotazione elevati sarà necessario ricorrere alle molle di richiamo che permettono una chiusura più rapida migliorando il rendimento volumetrico. Non sono rare comunque le applicazioni di valvole sferiche (fig. 88) o di valvole con apertura a libretto (figg. 89 e 90); quest'ultime tuttavia si impiegano preferibilmente come « **valvole di non ritorno** » poste all'inizio della tubazione di aspirazione.

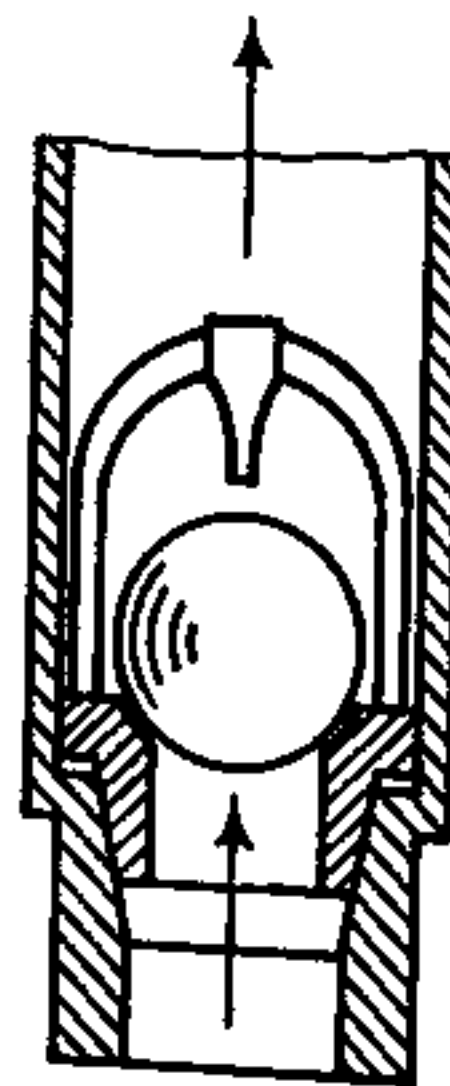


Fig. 88. Valvola a sfera

Le **valvole a comando manuale** poste sull'aspirazione e sulla mandata della pompa, sono invece prodotte commercialmente in base a precise norme

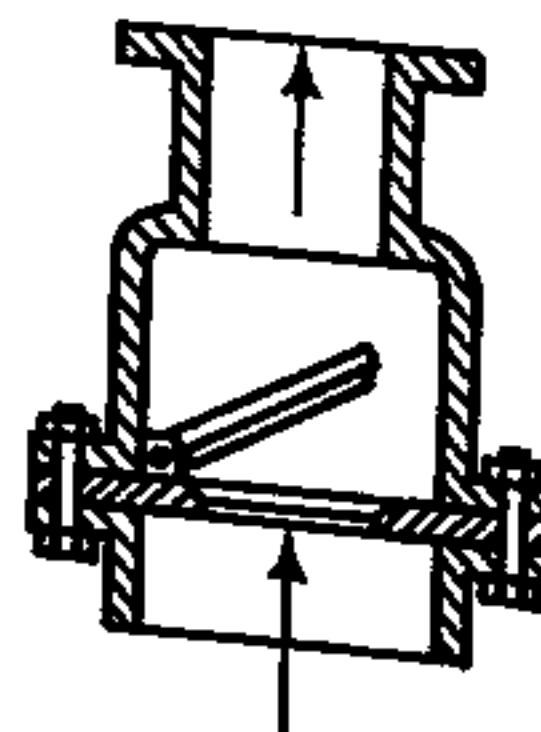


Fig. 89. Valvola a libretto

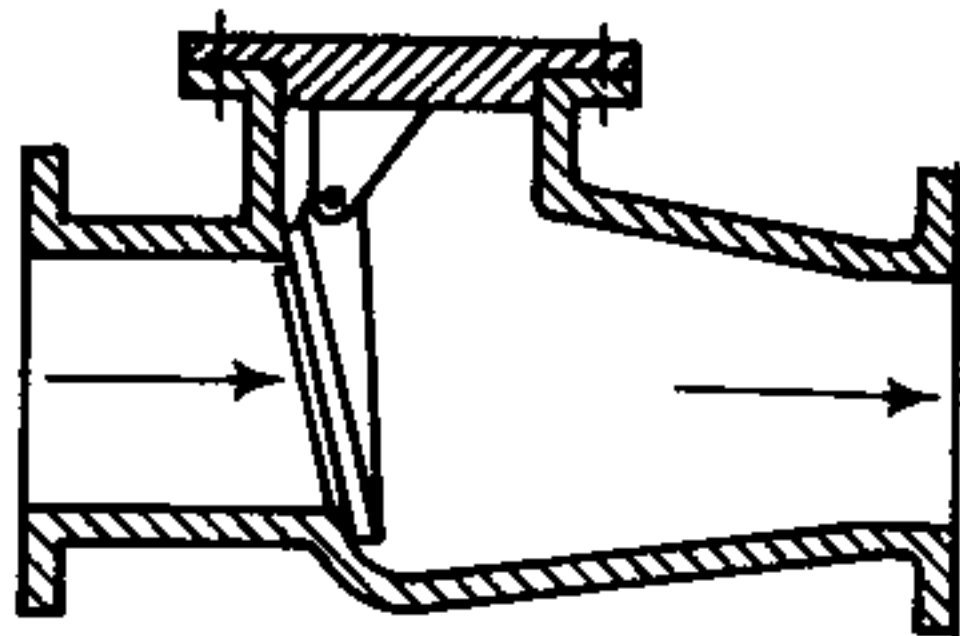


Fig. 90. Valvola a libretto

di unificazione; si preferiscono quelle del tipo a saracinesca (fig. 91) che provocano, al contrario di quelle a fungo (fig. 92), minori perdite di carico, specialmente sulla condotta di aspirazione.

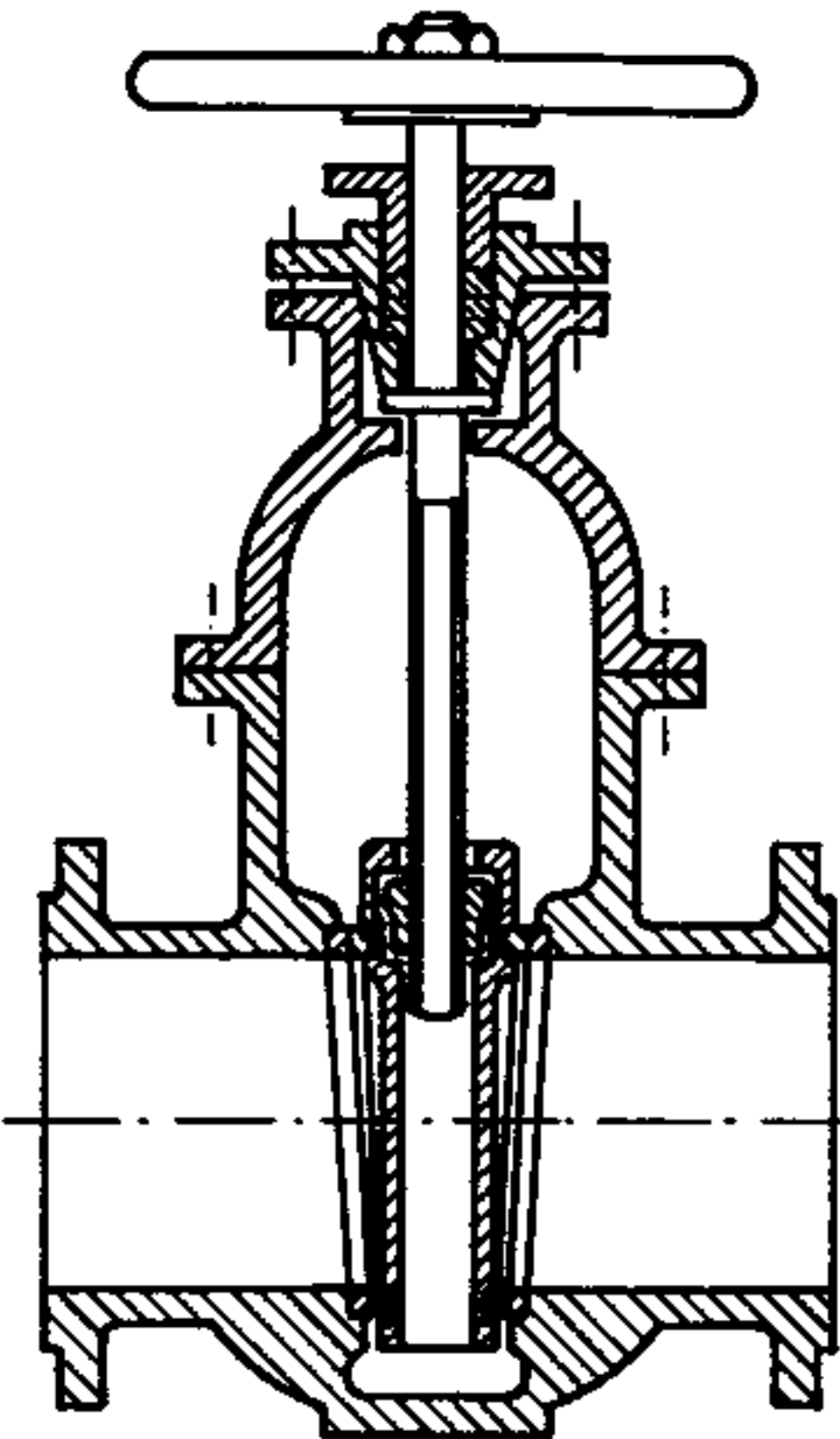


Fig. 91. Valvola a saracinesca

Per impedire la fuoriuscita del liquido attraverso il foro di passaggio per l'asta dello stantuffo, vengono generalmente impiegati **premistoppa** con guarnizioni flessibili (« **tenute a baderne** » - fig. 93) ricavati nella parte terminale del cilindro, o ivi riportati con una serie di bulloni.

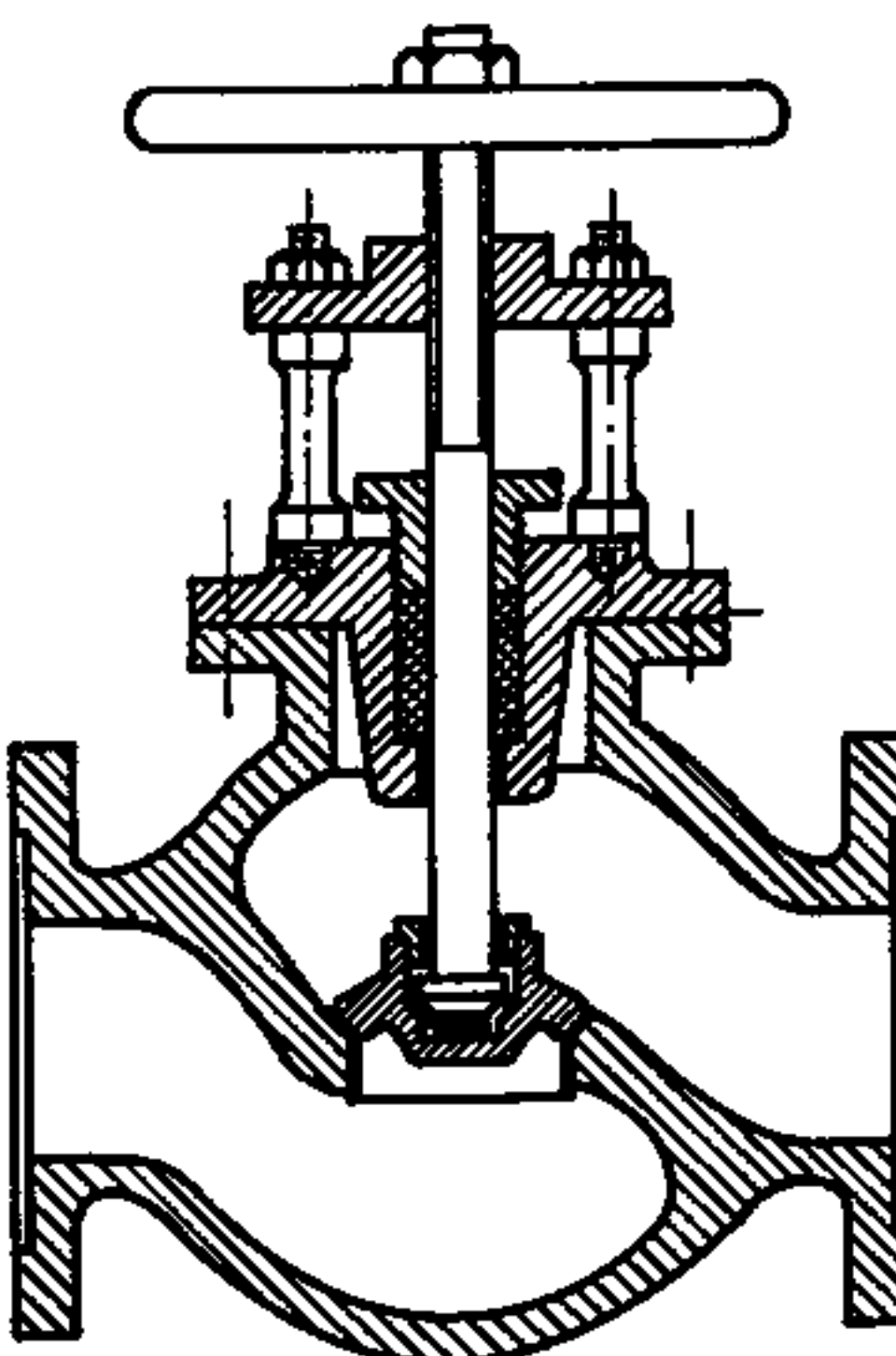


Fig. 92. Valvola a fungo

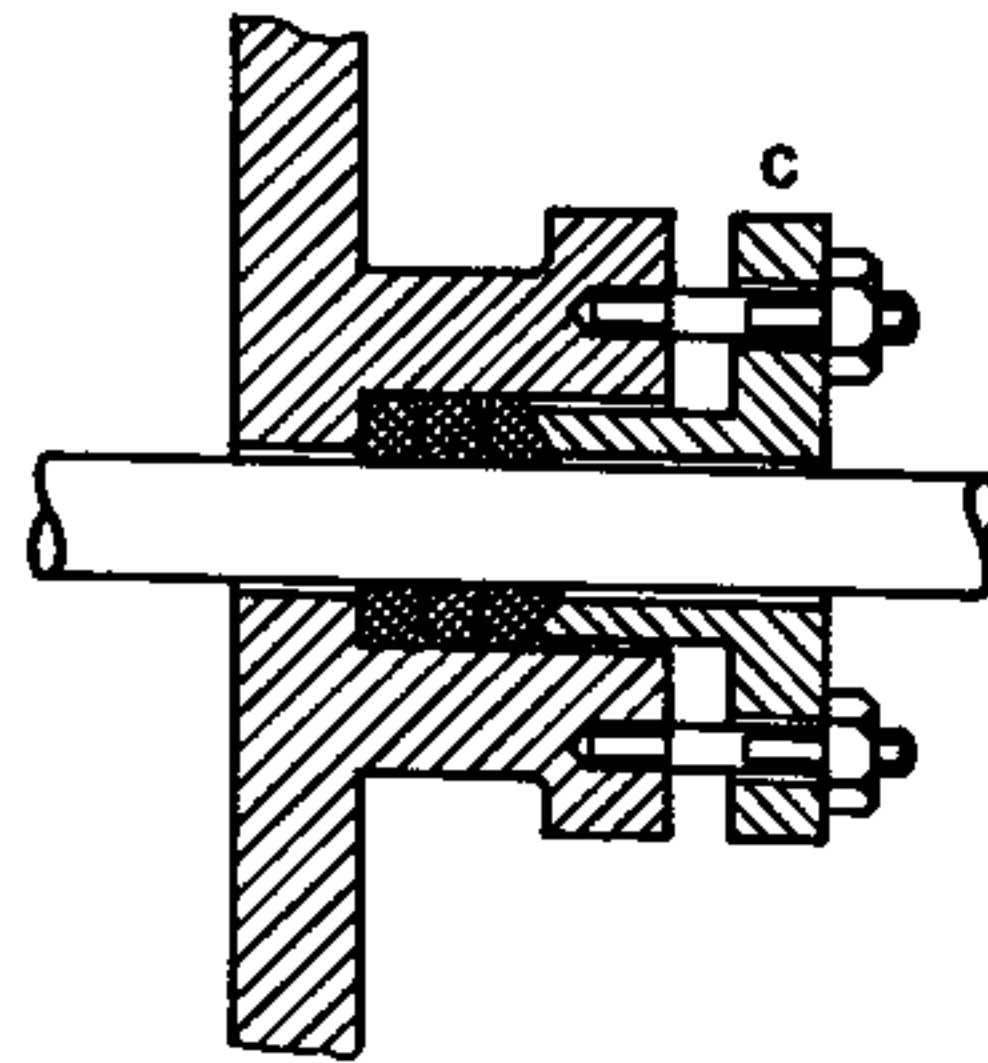


Fig. 93. Premistoppa comune (schema)

Nella cavità anulare che circonda l'asta, vengono inseriti alcuni anelli di canapa sevrata o di amianto grafitato che successivamente vengono compressi dal collare mobile (C) avvitando adeguatamente i bulloni che lo collegano al cilindro; di uso frequente sono oggi le baderne in « **teflon** » (tetrafluoroetilene) per la loro alta resistenza agli acidi ed il basso valore del coefficiente di attrito. Gli anelli aderiscono più o meno fortemente all'asta dello stantuffo limitando la fuoriuscita del liquido; la regolazione dei bulloni deve essere molto accurata perché un eccessivo serraggio può provocare il riscaldamento dell'asta e di tutto il premistoppa, mentre un serraggio troppo debole causa una perdita notevole di liquido e quindi una diminuzione del rendimento volumetrico.

Nelle piccole pompe, il collare mobile C, si sposta avvitandosi esso stesso nell'interno del premistoppa che naturalmente è filettato (fig. 94).

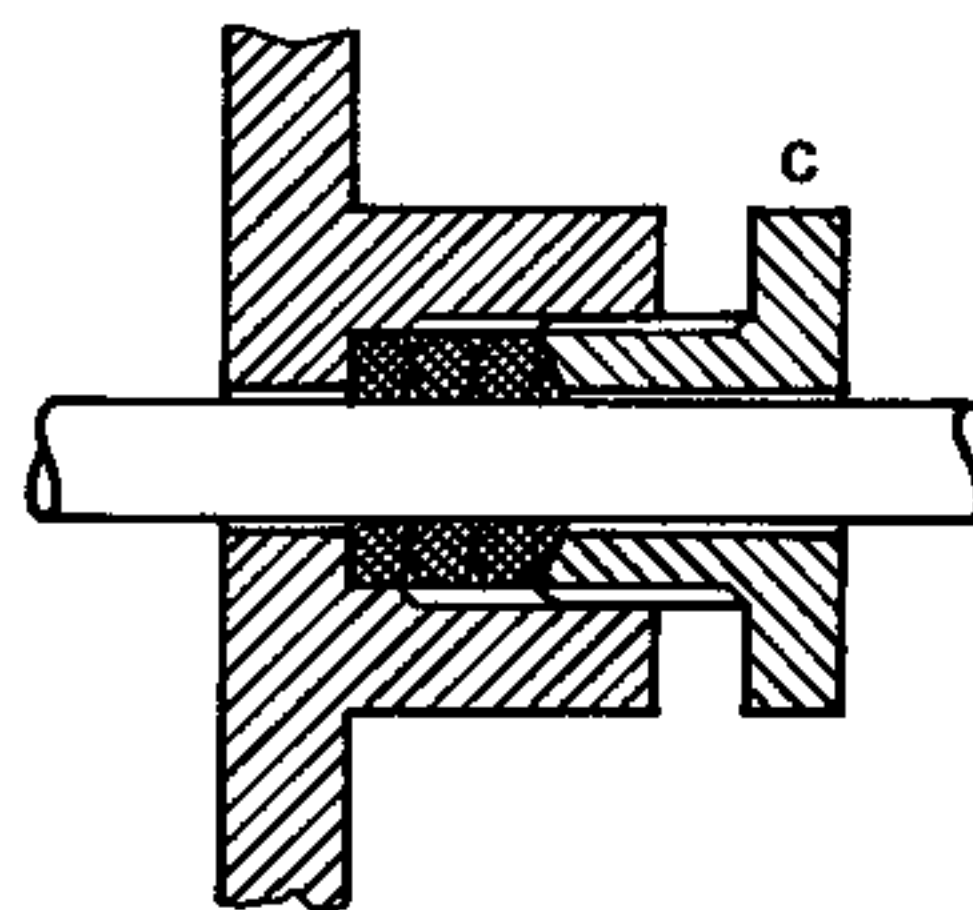


Fig. 94. Premistoppa filettato (schema)

Infine, nelle pompe per altissime prevalenze o in quelle che elaborano liquidi particolari, vengono usati premistoppa metallici costruiti in base ad esigenze ben precise; il loro impiego è però limitato dall'alto costo di fabbricazione e riservato, il più delle volte, alle pompe centrifughe, soggette ad un regime di rotazione molto elevato.

Un cenno a parte merita la « **cassa d'aria** », anche se questa non può ritenersi un organo costituente la pompa ma un accessorio dell'impianto. Essa non è altro che un recipiente cilindrico ad asse verticale posto sulla tubazione di mandata, molto vicino alla

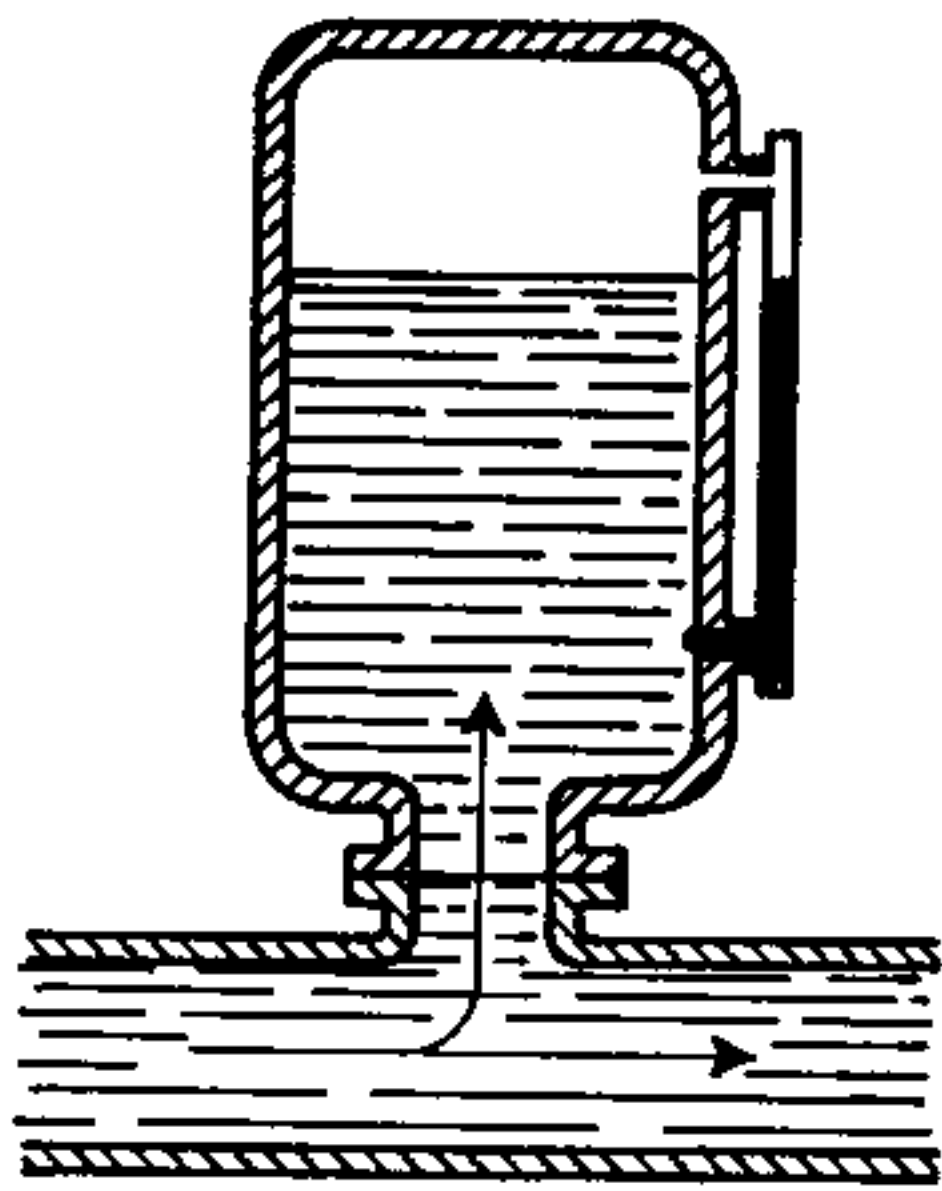


Fig. 95. Cassa d'aria (schema)

pompa e parzialmente riempito d'aria (fig. 95). La sua funzione precipua è di regolarizzare quanto più è possibile la portata della pompa che, come abbiamo accennato, è a regime fluttuante: invero, se consideriamo una pompa a semplice effetto, durante la corsa di mandata, il liquido pompato, in parte si avvia all'utilizzazione e in parte risale nella cassa comprimendo l'aria in essa contenuta che si comporta come un cuscino elastico.

Nella fase di aspirazione della pompa (fig. 96), per effetto della diminuzione di pressione nella condotta di mandata, il liquido contenuto nella cassa d'aria, spinto dalla pressione soprastante, effluisce nel condotto che potrà quindi fornire una più regolare erogazione.

La regolarità sarà tanto maggiore quanto più grande è il volume della cassa d'aria; per raggiungere la perfezione dell'efflusso, occorrerebbe quindi dimensionare la camera d'aria in modo che questa possa immagazzinare, ad ogni doppia corsa, un volume equivalente all'eccesso della portata reale sulla portata media.

In prima approssimazione, per pompe a semplice effetto, si ritiene sufficiente un volume (V_c) della camera d'aria:

$$V_c = 5V_0$$

per una pompa a doppio effetto:

$$V_c = 2V_0$$

essendo « V_0 » il volume del cilindro della pompa (cilindrata).

Tali valori sono accettabili per basse pressioni di mandata; per pressioni medie ed alte dovranno essere opportunamente maggiorati fino a 3÷4 volte.

La camera d'aria è corredata da un tubo di livello che permette di assicurarsi del suo corretto funzionamento, di due rubinetti di spurgo per eliminare l'eccesso di aria o di acqua e di una presa per l'immissione dell'aria mediante un compressore; inoltre, come tutti i recipienti soggetti a pressione interna, è provvista di un manometro e di una valvola di sicurezza per evitare pericolose sovrappressioni in seguito ad eventuali difetti di funzionamento di qualche organo dell'impianto.

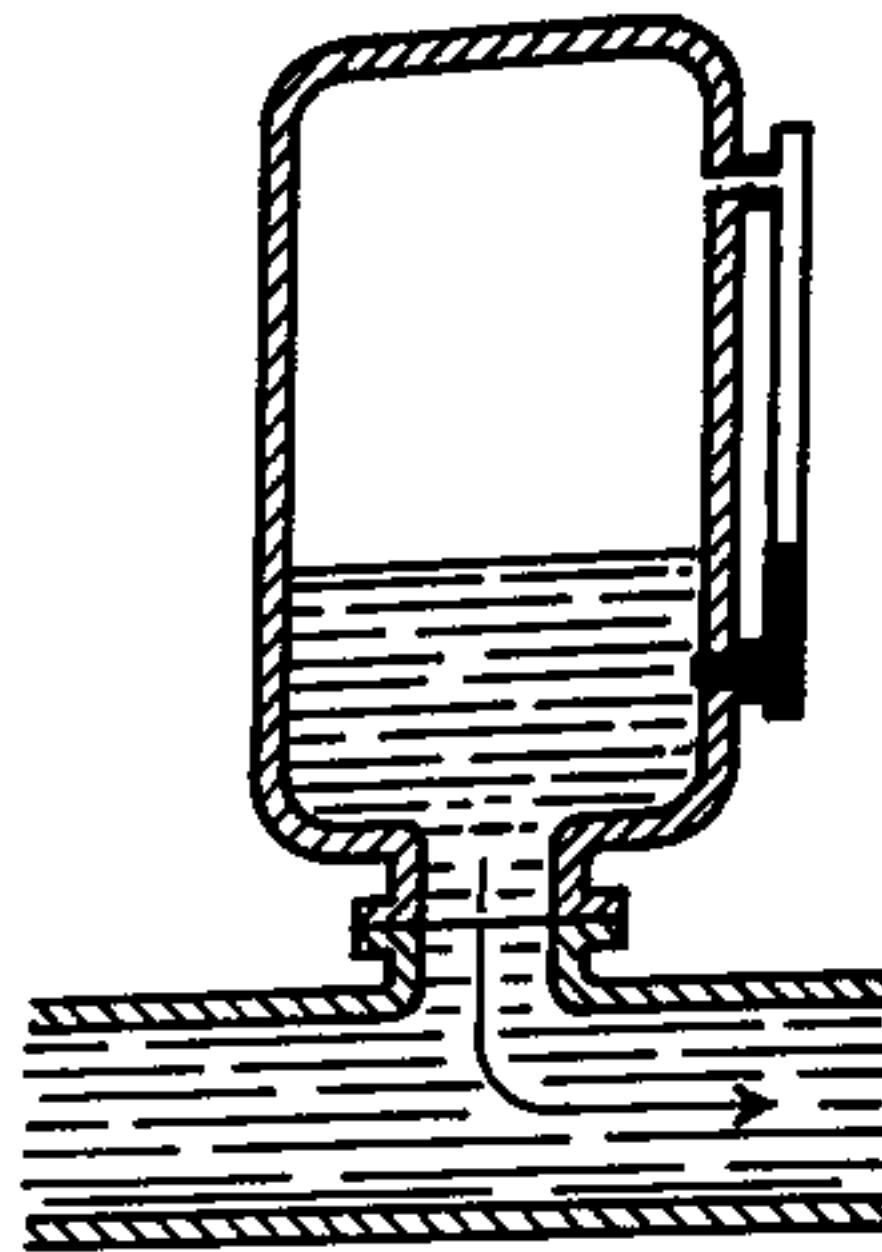


Fig. 96. Compensazione prodotta dalla cassa d'aria

38) DIMENSIONAMENTO DI MASSIMA

Una pompa a stantuffo a semplice effetto dovrebbe aspirare, ad ogni corsa, un volume di liquido (V_t) teoricamente pari a quello del cilindro; indicando perciò con « d » il diametro di questo e con « s » la corsa dello stantuffo, potremo scrivere:

$$V_t = \frac{\pi d^2}{4} s$$

ottenendo il volume teorico di liquido aspirato, in m^3 se misuriamo « d » ed « s » in m. Nella corsa seguente — in assenza di perdite volumetriche — lo stesso volume verrebbe inviato nella condotta di mandata, il che equivale a dire che ad ogni giro del manovellismo ⁽¹⁾ che aziona la pompa (cioè ad ogni due corse di stantuffo) si invia un volume di liquido pari a « V_t ».

Se il manovellismo compie « n » giri/min, la portata teorica « Q_t » della pompa si può esprimere (in m^3/s) con la relazione:

$$Q_t = \frac{\pi d^2}{4} s \frac{n}{60} \quad (112)$$

Ricordando l'espressione (108) del rendimento volumetrico, potremo dedurre da questa, il valore della portata effettiva « Q »:

$$Q = \eta_v \frac{\pi d^2}{4} s \frac{n}{60} \quad (113)$$

Relazione che per una pompa a doppio effetto si può scrivere con buona approssimazione:

$$Q = 2\eta_v \frac{\pi d^2}{4} s \frac{n}{60} \quad (114)$$

1. Ci riferiamo ai giri/min del manovellismo e non a quelli della motrice, perché quest'ultima sovente ruota a regimi maggiori ed è accoppiata alla pompa tramite un riduttore.

trascurando il volume occupato dall'asta dello stantuffo; nei casi in cui si richiede una maggior precisione, si procede al calcolo esatto valutando separatamente i volumi delle due camere e sommando le relative portate.

Le relazioni (113) e (114) vengono di norma impiegate per il dimensionamento di massima del cilindro: noto, infatti, il rendimento volumetrico da precedenti costruzioni consimili (oppure valutato sulla base di dati sperimentali) e stabiliti portata effettiva (Q) e numero di giri/min (n), si fissa un valore del rapporto corsa/diametro in relazione alle caratteristiche della pompa:

$$\frac{s}{d} = m$$

ottenendo poi dalla (113):

$$Q = \eta_v \frac{\pi}{4} m d^3 \frac{n}{60}$$

una relazione contenente come unica incognita il diametro « d » del cilindro. Calcolato questo, si risale alla corsa dalla:

$$s = md$$

Il valore del rapporto « m » varia ovviamente a seconda del tipo di pompa; mediamente si può ritenere $m = 0,8 \div 2$, ma si può giungere, in casi particolari, fino a $4 \div 5$.

Calcolate le dimensioni del cilindro, e scelto il materiale appropriato per la sua costruzione, si ricava lo spessore « δ » dalla nota formula:

$$\delta = \frac{pr}{k} \quad (115)$$

in cui « k » rappresenta il carico di sicurezza del materiale, « r » il raggio del cilindro e « p » la pressione interna che si calcola in funzione della prevalenza totale che la pompa dovrà fornire, tutte grandezze che vanno naturalmente espresse in unità di misura congruenti.

* * *

L'asta dello stantuffo viene calcolata come un solido allungato soggetto ad un carico di punta ⁽¹⁾ avente l'intensità:

$$P = p \frac{\pi d^2}{4}$$

e tenendo sufficientemente basso il carico di sicurezza trattandosi di una sollecitazione dinamica.

Particolare attenzione va rivolta alla lunghezza libera di flessione, che è condizionata dalla presenza del premistoppa (o da due premistoppa nel caso dei cavallini a vapore) il quale impedisce parzialmente l'inflessione laterale dell'asta.

* * *

Per quanto concerne le **valvole automatiche** di aspirazione e mandata, esse, prescindendo dal tipo e dalla forma, **devono assicurare il passaggio**

di una quantità di liquido pari a quattro volte la portata teorica della pompa. Questa condizione — a prima vista eccessiva — è necessaria per tener conto della contrazione del fluido nell'attraversamento delle luci, dell'inerzia all'apertura opposta dalle valvole, della presenza delle molle e soprattutto di eventuali irregolarità durante il funzionamento.

Indicando con « v » la velocità assunta dal fluido nell'attraversamento della valvola, con « a » la sezione di passaggio da essa offerta e con « n » il numero delle valvole impiegate, deve essere soddisfatta la condizione:

$$4Q = nav \quad (116)$$

fissando a priori il numero delle valvole (n) e ritenendo che la velocità « v » si aggiri intorno ai valori $1 \div 2$ m/s per prevalenze medie e basse, fino a $4 \div 5$ m/s per alte ed altissime prevalenze.

Dalla (116) si ricava la sezione di passaggio « a » e da essa si risale al diametro « d » delle valvole stesse.

L'argomento sarà ulteriormente chiarito negli esercizi relativi al presente capitolo.

39) AVVIAMENTO E REGOLAZIONE

La scelta del tipo di motrice più adatta ad azionare una pompa alternativa è condizionata prevalentemente dal basso regime di moto caratteristico della pompa stessa; oltre a questo, influiscono la disponibilità di forza motrice nel luogo di installazione, le esigenze di funzionamento dell'impianto e numerose altre cause secondarie.

La motrice più adatta è la macchina a vapore il cui basso regime di moto permette l'accoppiamento diretto, ed elimina inoltre il manovellismo intermedio essendo dotata di moto alternativo come la pompa.

È evidente che un simile accoppiamento, pur essendo meccanicamente vantaggioso, è condizionato dalla disponibilità del vapore; esso sarà possibile nelle centrali termoelettriche, negli impianti marini a turbina, ovunque insomma si disponga di vapore prodotto per altri usi.

In assenza di questo requisito, la pompa a stantuffo può essere azionata anche da un motore elettrico, il cui regime di rotazione piuttosto elevato richiede però un riduttore intermedio ed un manovellismo capace di trasformare il moto rotatorio in moto alternativo.

La complicazione costruttiva è evidente; rimane tuttavia il vantaggio che l'energia elettrica è disponibile in quasi tutte le installazioni al contrario di quanto avviene per il vapore d'acqua.

In casi particolari, vengono adottati anche motori Diesel o a scoppio (quest'ultimo riservato alle piccole potenze) con gli stessi inconvenienti del motore elettrico, aggravati dalla presenza di un ingombrante volano, da una più accurata sorveglianza e dalla necessità di periodici rifornimenti di carburante.

1. Cfr. « Elementi di Meccanica » dello stesso Autore: Cap. 18° par. 77.

Riassumendo, potremo dire che esiste la possibilità di accoppiamento con tutti i tipi di motrice e la scelta definitiva dipende dalle caratteristiche dell'impianto di cui la pompa fa parte.

* * *

L'avviamento di una pompa a stantuffo non presenta alcuna difficoltà fino a quando l'altezza di aspirazione è modesta; per alti valori di « H_a » ed in particolare se la tubazione di aspirazione non è piena d'acqua — malgrado la presenza della valvola di non ritorno — la manovra di avviamento richiede qualche accorgimento («*adescamento*» della pompa).

La soluzione più semplice consiste nel riempire preventivamente la tubazione di aspirazione, versando l'acqua in un apposito imbuto posto in prossimità della pompa e munito di valvola; si usa anche aspirare l'aria presente nella condotta di aspirazione ove si disponga, nelle vicinanze, di una pompa a vuoto o di un eiettore (oppure di un piccolo compressore la cui presa verrà connessa alla tubazione della pompa).

L'avviamento della pompa con valvola di mandata chiusa — pur facilitandone l'adescamento — non è consigliabile per le pompe alternative; è chiaro infatti che si rischia la rottura della pompa stessa se l'operatore non è sufficientemente rapido nel riaprire la valvola una volta iniziata l'aspirazione del liquido.

* * *

Per quanto concerne la regolazione della portata (non della prevalenza, che dipende dall'utilizzazione) la soluzione più semplice consiste nel variare — quanto sia possibile — i giri al minuto della motrice.

È questo il sistema adottato quando la pompa è azionata da una macchina a vapore, il cui regime viene variato, entro limiti molto ampi, aprendo o chiudendo parzialmente la valvola di ammissione del vapore; è possibile una regolazione di questo tipo — ma in misura minore — per pompe azionate da motori endotermici, mentre è quasi impossibile se l'azionamento è effettuato con motori elettrici a corrente alternata.

Se la motrice non ha la possibilità di variare il suo regime in modo ampio e continuo, è prevista nell'impianto l'installazione di un raccordo che collega la tubazione di mandata con quella di aspirazione (fig. 97); nel raccordo è inserita una valvola a comando manuale (o talvolta automatico, connesso

alle esigenze dell'utilizzazione) denominata «*valvola by-pass*» che permette il ritorno sull'aspirazione di parte del liquido erogato.

È evidente che la regolazione mediante «*by-pass*» non è economicamente vantaggiosa; ad una diminuzione della portata utile corrisponde infatti una spesa di energia costante, eguale cioè a quella necessaria per ottenere la portata massima.

La regolazione effettuata mediante chiusura parziale della valvola di mandata — possibile per le pompe centrifughe, come vedremo più avanti — non è consigliabile per le pompe a stantuffo a causa dei rischi di rottura già esposti.

In qualche impianto infine, in cui la motrice è suscettibile di piccole variazioni di regime (motori endotermici) si prevede anche l'installazione di un «*by-pass*» riservandolo ai casi poco frequenti di riduzioni di portata.

Il «*by-pass*», oltre alla sua funzione principale di regolazione della portata, è utile anche per la manovra di avviamento della pompa; risulta chiaro infatti dalla fig. 97 che con «*by-pass*» e valvola di mandata ambedue aperti, il liquido contenuto nella tubazione di aspirazione si riversa nel condotto di aspirazione facilitando l'adescamento.

* * *

Le operazioni di manutenzione di una pompa alternativa sono limitate alle valvole automatiche ed ai premistoppa.

Le valvole dovranno essere smontate periodicamente per evitare l'usura delle superfici di tenuta, eventualmente ricamate o sostituite.

I premistoppa, oggetto di una sorveglianza accurata, dovranno essere sufficientemente registrati in modo da permettere un leggero trafileamento di acqua tale da non ridurre il raffreddamento ma assicurare il raffreddamento dell'asta dello stantuffo. Le guarnizioni verranno sostituite qualora si dimostrino inefficienti ad assicurare la tenuta.

Si procederà infine — molto raramente — al controllo delle fasce elastiche dello stantuffo ed alla loro eventuale sostituzione in caso di rottura.

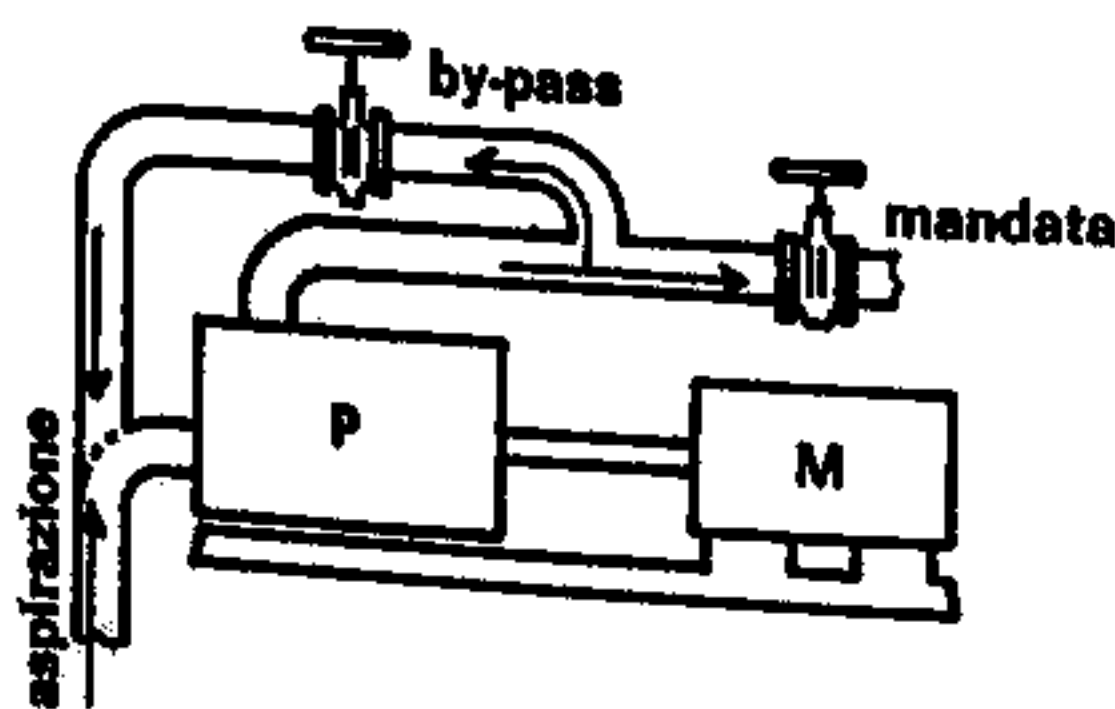


Fig. 97. Schema di regolazione con by-pass

Capitolo Ottavo

Pompe centrifughe

40) PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO

Le pompe centrifughe, per la gamma vastissima di prestazioni che forniscono, per la loro semplicità di costruzione e di funzionamento, per la possibilità di accoppiamento diretto ai motori elettrici, hanno praticamente invaso tutti i campi di applicazione, lasciando alle pompe alternative solo alcuni impieghi specifici. **Esse possono fornire portate che vanno da pochi l/s fino a parecchi m³/s e prevalenze di pochi metri fino ad oltre mille metri;** in quest'ultimo caso, per altezze così elevate, occorre rinunciare in parte alla semplicità costruttiva senza che vengano però pregiudicati gli altri vantaggi.

Il principio di funzionamento di una pompa centrifuga è molto semplice: una « girante » palettata (fig. 98) calettata su un albero, ruotando con esso ad un regime di rotazione piuttosto elevato, spinge il liquido in essa contenuto verso la periferia, per effetto della forza centrifuga che si sviluppa nella rotazione, conferendogli una energia ad essa proporzionale. Il liquido, effluendo verso la periferia, produce una depressione nel centro della girante e richiama altro liquido dalla tubazione di aspirazione ivi connessa.

Una « carcassa » a forma di chiocciola (di sezione gradualmente crescente nel senso di rotazione) circonda — nei tipi più semplici — la girante, e convoglia il liquido proveniente dalla palettatura mobile verso la tubazione di mandata.

Una carcassa di questo tipo, è definita « a voluta »

ed il suo profilo è progettato in modo che la velocità del liquido in ogni punto di una sezione normale della chiocciola, abbia lo stesso valore; progredendo verso le sezioni prossime alla bocca di mandata, la velocità deve gradualmente diminuire, convertendo — in virtù di tale rallentamento — l'energia cinetica acquisita dal liquido in energia di pressione. Il moto del fluido in una pompa centrifuga del tipo descritto è quindi assiale-radiale in rapida successione.

Nelle pompe di una certa importanza, la carcassa a voluta è sostituita da una carcassa « a diffusione »: la girante ruota entro un « diffusore », fissato alla carcassa e costituito da una corona di palette disposte in modo da creare dei condotti a sezione crescente dal centro verso la periferia; in questi canali si incrementa la conversione dell'energia cinetica in energia di pressione, con un lieve miglioramento del rendimento della macchina. Tuttavia il maggior costo di costruzione delle carcasse a diffusione rispetto a quelle a voluta, ne limita l'impiego ai casi in cui sia necessario raggiungere alte prevalenze con piccole o medie portate. Nella carcassa della pompa sono ricavate la bocca di aspirazione e quella di mandata, i supporti per l'alloggiamento dei cuscinetti portanti e di spinta, e gli alloggiamenti per gli organi di tenuta indispensabili per limitare le perdite di liquido all'esterno (fig. 99). Da questa breve descrizione risultano evidenti i pregi delle pompe centrifughe nei confronti di quelle a stantuffo: l'efflusso del liquido è continuo e la portata pressoché costante;

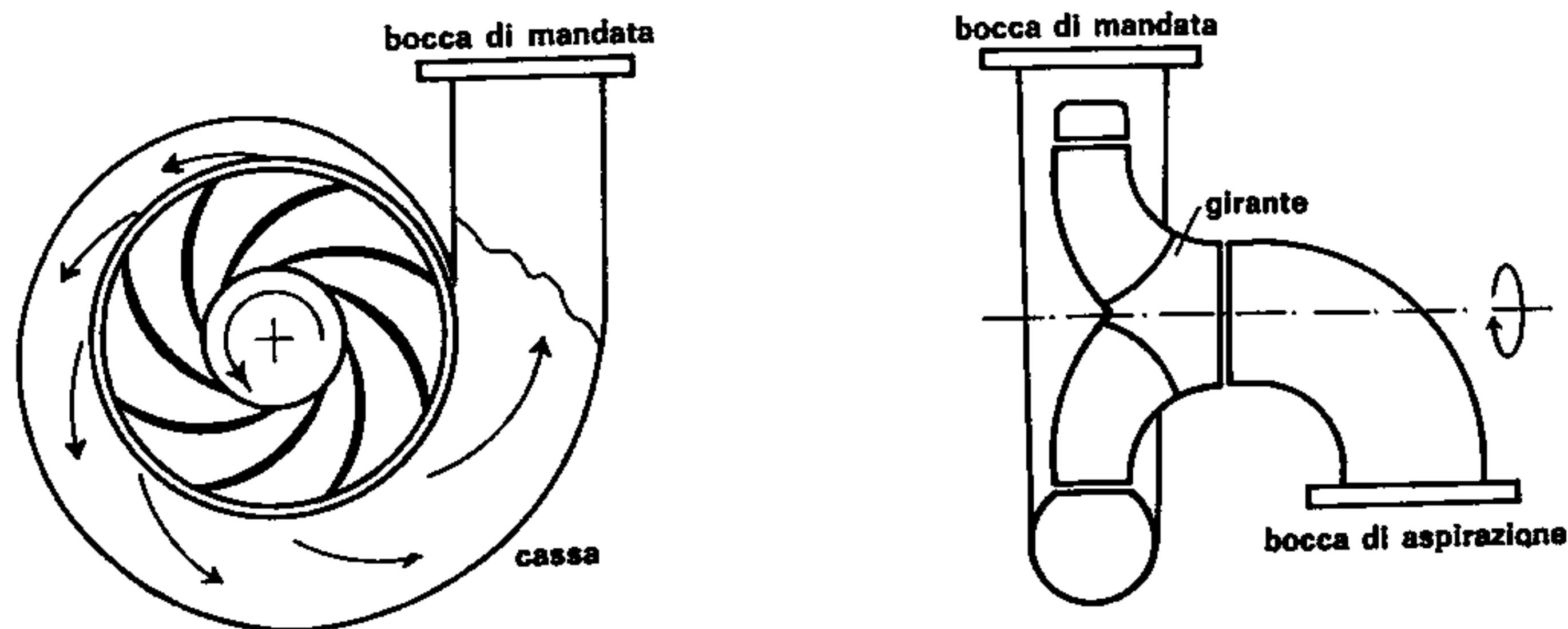


Fig. 98. Schema di una pompa centrifuga

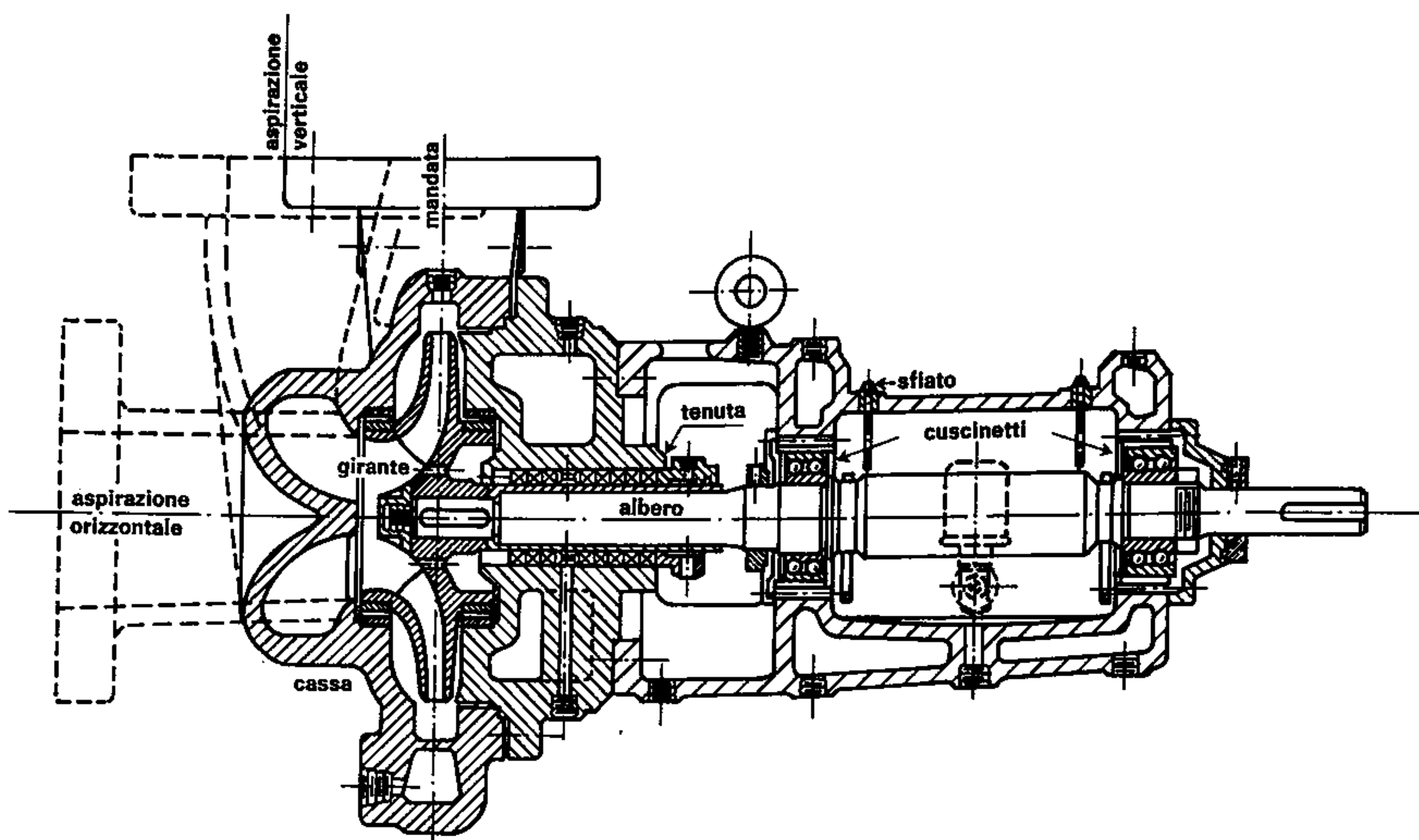


Fig. 99. Pompe centrifuga monostadio (Nuovo Pignone S.p.A. - Firenze)

non esistono masse in moto alternativo e perciò non si pongono limiti né alle dimensioni (e quindi alla portata) né al regime di rotazione che può — o meglio « deve » — essere molto alto, permettendo così l'accoppiamento diretto ai motori elettrici.

41) TRIANGOLI DI VELOCITÀ

Per porre sotto forma analitica quanto abbiamo ora esposto sul funzionamento delle pompe centrifughe, riteniamo utile richiamare, per sommi capi, alcuni concetti fondamentali sui moti relativi, peraltro già ampiamente trattati nel corso di meccanica. Riferiamoci alla fig. 100 in cui è schematizzato un

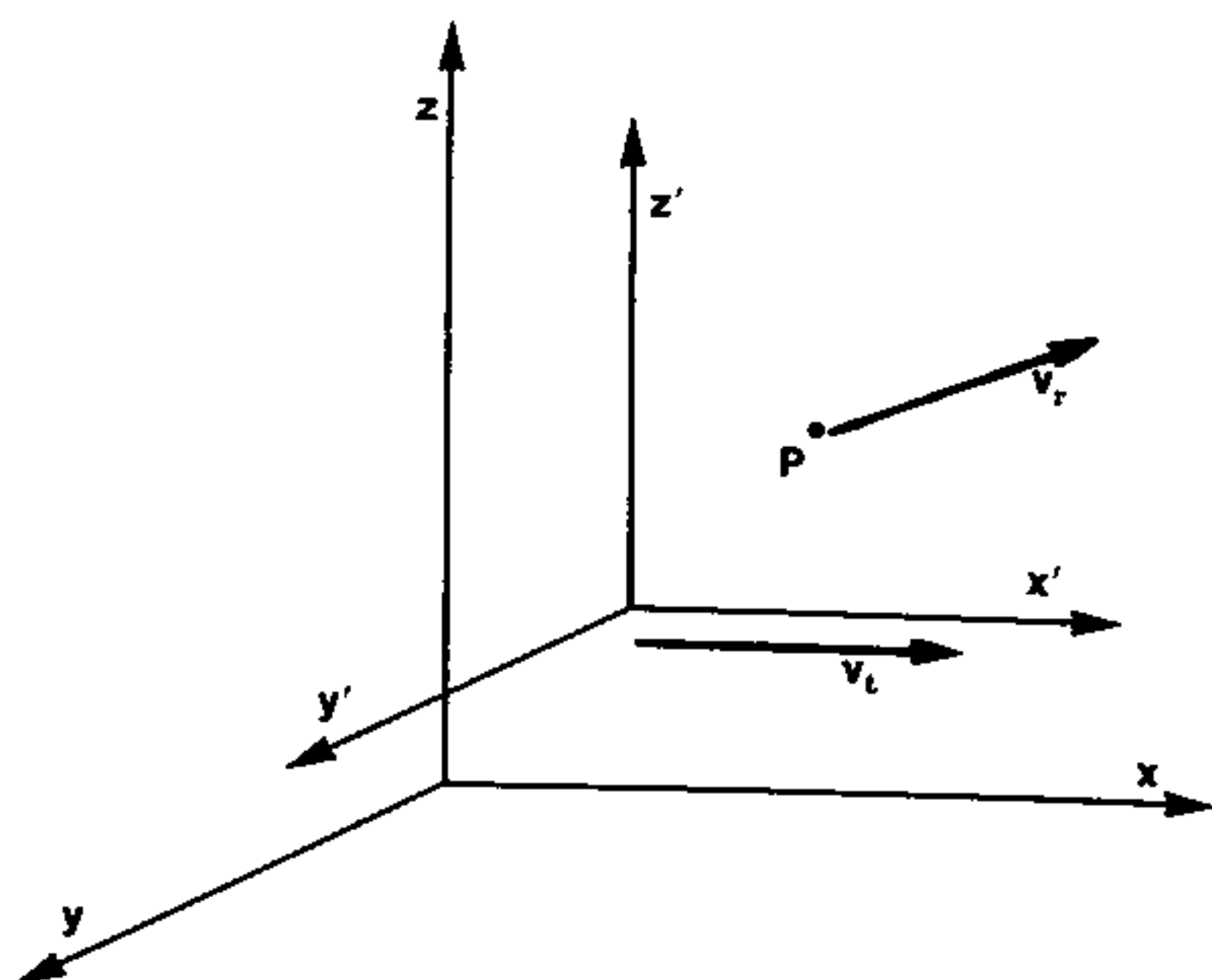


Fig. 100. Cinematica dei moti relativi: sistema fisso e sistema mobile

punto materiale (P) in moto rispetto ad un sistema di riferimento (x', y', z') mobile, a sua volta, rispetto ad un secondo sistema (x, y, z) considerato fisso; in queste ipotesi, il punto è dotato contemporaneamente di due diverse velocità, e precisamente:

- una « velocità relativa » (v_r) valutata rispetto al sistema mobile che, a sua volta, si sposta con una velocità « v_t » (detta « velocità di trascinamento ») rispetto a quello fisso;
- una « velocità assoluta » (v_a) valutata rispetto al sistema fisso, risultante dalla composizione vettoriale fra la velocità relativa del punto e quella di trascinamento che compete al sistema mobile.

Un osservatore sistemato entro il sistema mobile vedrà il punto P muoversi con velocità « v_r » e contemporaneamente potrà apprezzare la velocità « v_t » di cui esso, solidale con il sistema mobile, è dotato rispetto al sistema fisso; un osservatore situato nel sistema fisso, vedrà muovere il sistema mobile con velocità « v_t » ma, nei riguardi del punto P, ne rileverà la velocità assoluta « v_a ».

Potremo scrivere in definitiva:

$$v_a = v_r + v_t$$

(117)

intendendo riferirsi, beninteso, non ad una comune somma algebrica, ma ad una composizione di due vettori anche diversamente orientati.

Abbiamo ritenuto necessarie queste brevi note di riepilogo in quanto in tutte le macchine idrauliche, siano esse motrici od operatrici, la presenza di un organo mobile e di una carcassa fissa, com-

porta quasi sempre la valutazione della velocità relativa del fluido nei riguardi della girante, mobile a sua volta rispetto alla carcassa.

Il primo dei due aforismi idraulici citati nel par. 34 afferma infatti che l'ingresso del fluido nella girante deve avvenire in modo da ridurre al minimo gli urti contro le palette della stessa; **necessario, a tale scopo, che, in corrispondenza della circonferenza di entrata, le palette siano sagomate in modo da risultare tangenti al vettore che rappresenta la velocità relativa del liquido rispetto alle pale stesse.**

Il secondo aforisma idraulico impone invece la condizione che la velocità di uscita abbia il minimo valore compatibile con il funzionamento della macchina; **è chiaro che in questo caso, avendo ormai il fluido lasciato l'organo mobile, la velocità in questione sarà quella assoluta.**

Sorge perciò il problema di effettuare una composizione vettoriale per determinare il valore della velocità relativa all'ingresso della girante, ed una seconda composizione per calcolare la velocità assoluta in fase di uscita; si ottengono, in ogni caso, due « **triangoli di velocità** » la cui conformazione è in diretta relazione con le caratteristiche funzionali della macchina e con il valore del rendimento che questa è capace di offrire.

Nello studio delle macchine idrauliche e termiche indicheremo sempre la velocità assoluta con « *c* », quella relativa con « *v* » e quella di trascinamento con il simbolo « *u* ».

* * *

Ritornando alle pompe centrifughe, oggetto del presente capitolo, è facile osservare che la velocità di trascinamento coincide con quella periferica della girante, (essendo quest'ultima dotata di moto esclusivamente rotatorio) e legata perciò alla velocità angolare dalla ben nota relazione:

$$u = \omega r \quad (118)$$

Riferiamoci per semplicità alla fig. 101 in cui è schematizzata una girante ruotante in senso orario e

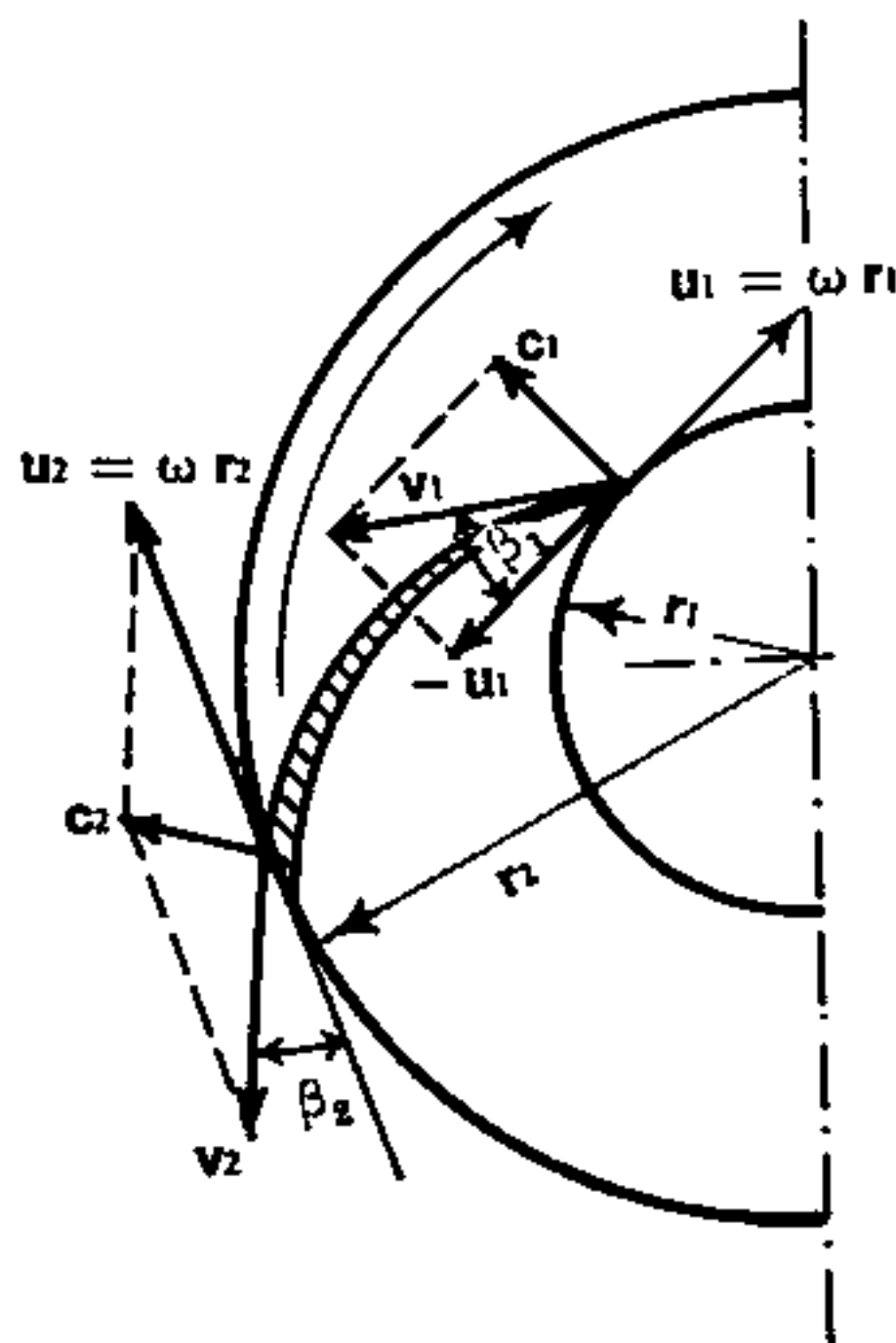


Fig. 101. Triangoli delle velocità in una pompa centrifuga

proponiamoci di tracciare il triangolo di velocità all'ingresso, tenendo presente che nelle pompe centrifughe la velocità assoluta di entrata può ritenersi diretta in senso radiale.

In queste ipotesi, il vettore « *v*₁ » che rappresenta la velocità relativa di entrata del fluido rispetto alla girante, si ottiene componendo vettorialmente la velocità assoluta di entrata (*c*₁) con quella di trascinamento invertita ($-u_1$) in accordo con la relazione (117).

Il vettore « *v*₁ » risulta inclinato dell'angolo « *β*₁ » rispetto alla tangente alla circonferenza interna e rivolto in senso opposto a quello di rotazione; **eguale inclinazione iniziale dovranno avere le singole palette per ridurre al minimo gli urti con la massa liquida entrante.**

Il secondo aforisma idraulico sarà soddisfatto se la velocità assoluta del liquido all'uscita della girante (*c*₂) è più piccola possibile, escludendone ovviamente il valore nullo, poiché in questo caso il liquido non lascerebbe la pompa impedendone il regolare funzionamento.

Poiché il liquido esce dalla girante con una velocità relativa (*v*₂) tangente alla pala, è sufficiente comporre la « *v*₂ » con la velocità di trascinamento (*u*₂), tangente alla circonferenza, per determinare graficamente la velocità assoluta di uscita « *c*₂ »; **quest'ultima è tanto più piccola quanto minore è l'angolo « *β*₂ » formato dal vettore « *v*₂ » con la tangente alla circonferenza esterna della girante.**

Le palette risultano perciò fortemente incurvate all'indietro rispetto al senso di rotazione dell'organo mobile (pompe a reazione).

La riduzione della velocità assoluta di uscita è necessaria quando si debba comunicare al fluido una forte prevalenza; quanto sopra detto, non esclude tuttavia la possibilità di costruire pompe centrifughe in cui sia $\beta_2 = 90^\circ$ o addirittura $\beta_2 > 90^\circ$. In quest'ultimo caso le palette risultano piegate in avanti rispetto al senso di rotazione della girante (pompe ad azione) ed il liquido effluente è dotato di scarsa pressione ma di una velocità elevata come risulta dalla fig. 102.

Nella maggior parte dei casi però, i costruttori sono

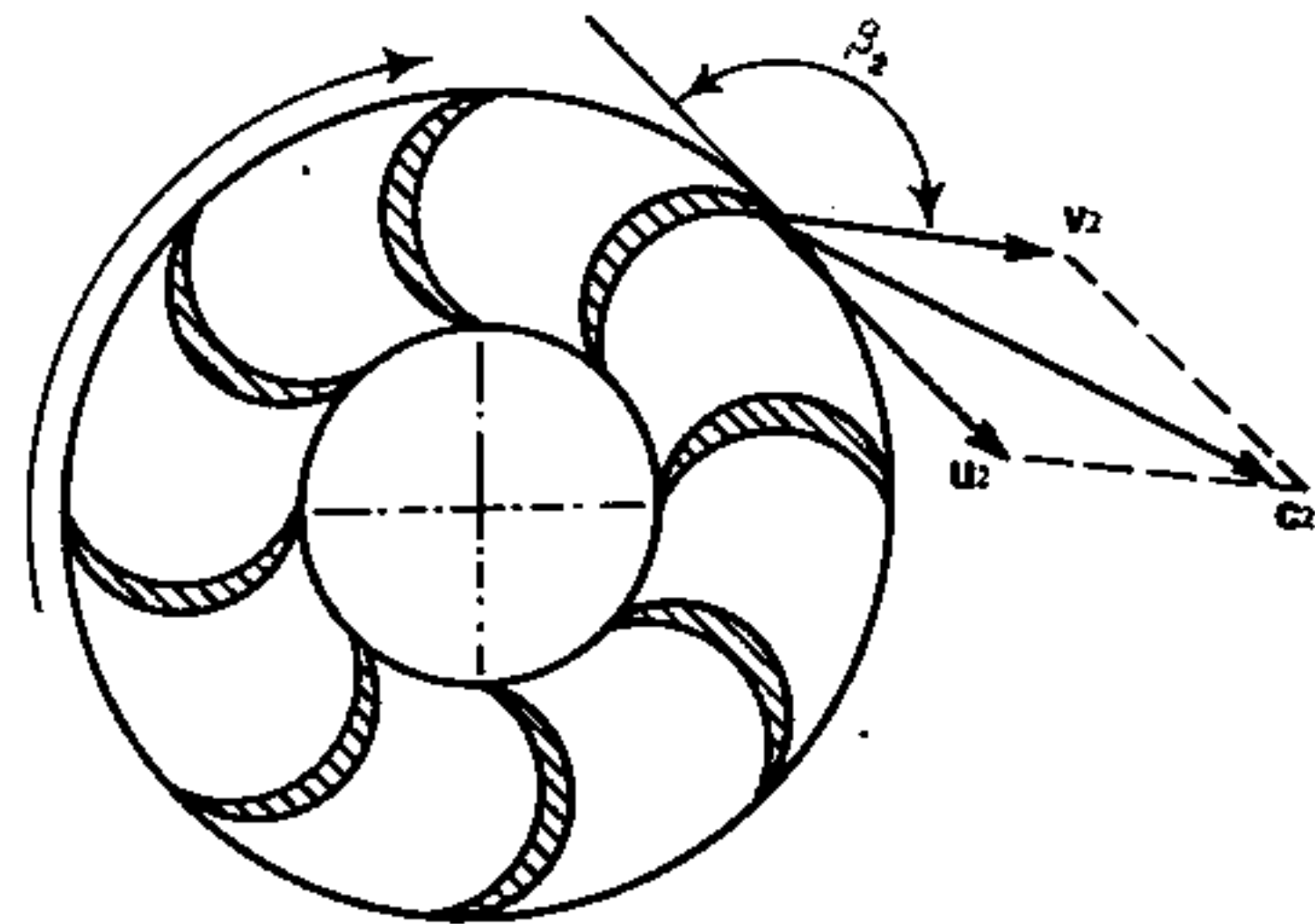


Fig. 102. Girante con pale rivolte in avanti

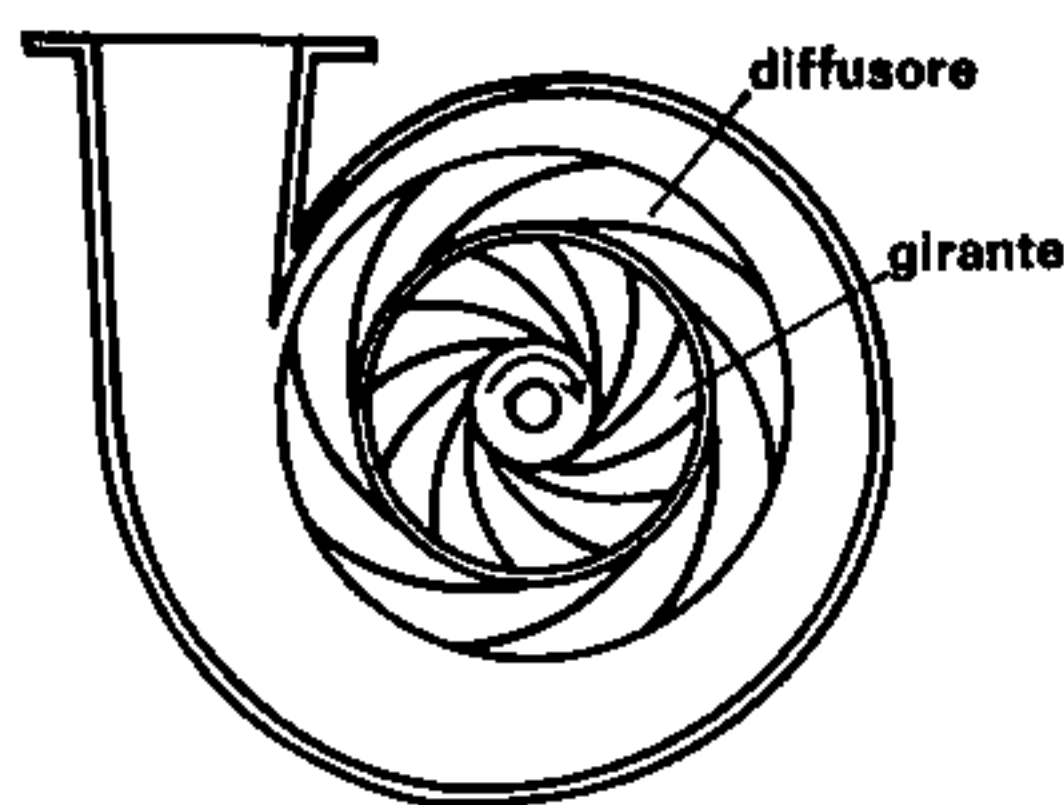


Fig. 103. Pompa centrifuga con diffusore palettato

orientati verso le pompe aventi $\beta_2 < 90^\circ$, anche perché quest'ultime permettono di ottenere maggiori rendimenti. In pratica il valore dell'angolo « β_2 » oscilla fra 15° e 35° ; il campo di maggiore applicazione è compreso fra 20° e 25° .

L'angolo « β_1 » di ingresso nella girante è normalmente compreso fra 15° e 50° .

Nelle pompe centrifughe con carcassa a diffusione (fig. 103), le palette del diffusore sono in genere incurvate in avanti dovendo risultare tangenti al vettore « c_2 » che rappresenta la velocità assoluta di uscita dalla girante e di conseguenza anche la velocità di ingresso nei condotti fissi del diffusore; per il teorema di Bernoulli, **il fluido, percorrendo tali condotti, riduce la propria velocità ed acquista gradualmente pressione.** Con le stesse finalità della carcassa a diffusione, viene installato talvolta, all'uscita della chiocciola, un tubo tronco-conico divergente verso l'utilizzazione; esso consente una ulteriore conversione dell'energia cinetica residua in energia di pressione.

42) TEORIA ELEMENTARE DELLE POMPE CENTRIFUGHE

Ci proponiamo adesso di ricavare una formula importantissima, che mette in stretta relazione il lavoro somministrato all'unità di peso di fluido elaborato con la velocità di rotazione della pompa e con gli angoli caratteristici della palettatura ⁽¹⁾.

Riferiamoci alla fig. 104 e valutiamo le variazioni di energia che il fluido subisce nell'attraversamento di un condotto dotato di moto rotatorio intorno ad un asse di traccia « O »; trascuriamo, in prima approssimazione le perdite di carico ed applichiamo il teorema di Bernoulli a due sezioni (normali all'asse della vena) poste immediatamente prima dell'ingresso nel condotto (sez. 1) ed immediatamente dopo l'uscita (sez. 2).

Poiché le due sezioni sono state tracciate fuori dal condotto mobile, entreranno in gioco le velo-

1. È questa una trattazione elementare della teoria delle pompe centrifughe, essendo basata sull'ipotesi che la velocità del fluido abbia lo stesso valore in ogni punto di una sezione generica tracciata nell'interno di un condotto, il che in realtà non è esatto.

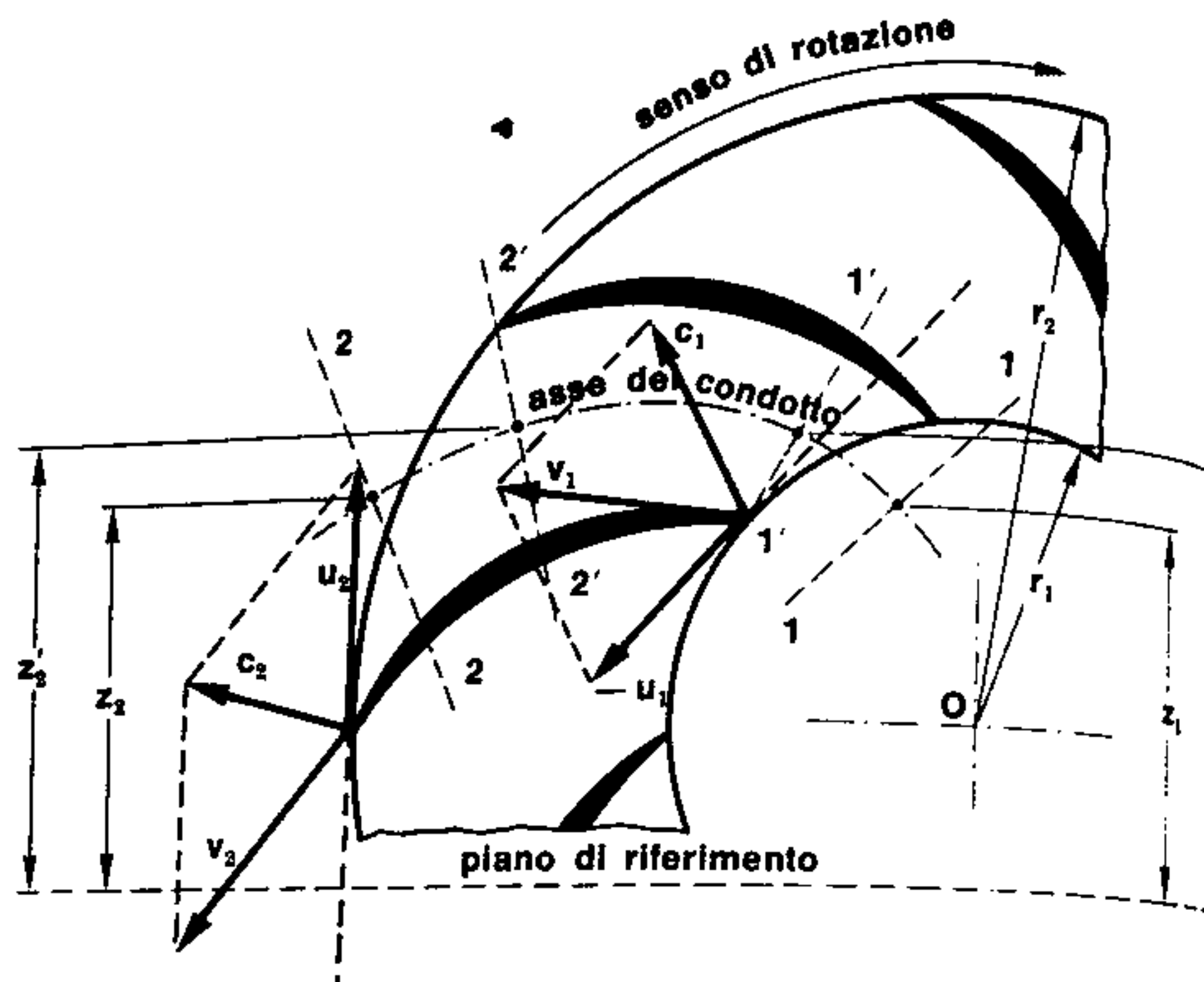


Fig. 104. Schema per la determinazione del lavoro in un condotto mobile

cià assolute del liquido e potremo scrivere, ricordando la (50) del par. 13:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} + L_1 = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{c_2^2}{2g} \quad (119)$$

in cui il termine « L_1 » rappresenta il « **lavoro idraulico** » somministrato all'unità di peso del fluido nell'attraversamento del condotto mobile.

Applichiamo adesso lo stesso teorema a due nuove sezioni poste rispettivamente all'ingresso del condotto mobile (sez. 1') ed all'uscita (sez. 2') e pertanto facenti parte...

in questa ipotesi, le velocità del fluido da inserire nel trinomio sono quelle « relative » e si dovrà tener conto inoltre del lavoro (L_c) comunicato al fluido per effetto della variazione della forza centrifuga.

Con le notazioni della fig. 104, scriveremo perciò:

$$z'_1 + \frac{p'_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + L_c = z'_2 + \frac{p'_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} \quad (120)$$

È noto dal corso di meccanica che la forza centrifuga ha l'espressione:

$$F_c = m\omega^2 r$$

e varia linearmente con la distanza (r) dall'asse di rotazione; rappresentandone perciò le variazioni in un sistema di assi cartesiani in cui siano riportate in ascisse tali distanze, ed in ordinate le relative intensità, si perviene ad un diagramma simile a quello di fig. 105.

Nel caso in esame, la forza centrifuga cresce, nell'attraversamento del condotto mobile, dal valore iniziale:

$$F_1 = m\omega^2 r_1$$

al valore finale:

$$F_2 = m\omega^2 r_2$$

compiendo un lavoro (vedi diagramma):

$$L_c = \frac{F_1 + F_2}{2} (r_2 - r_1) = \frac{m\omega^2}{2} (r_1 + r_2)(r_2 - r_1) = \frac{m\omega^2}{2} (r_2^2 - r_1^2)$$

ovverosia:

$$L_c = mg \frac{\omega^2}{2g} (r_2^2 - r_1^2) = P \frac{\omega^2}{2g} (r_2^2 - r_1^2)$$

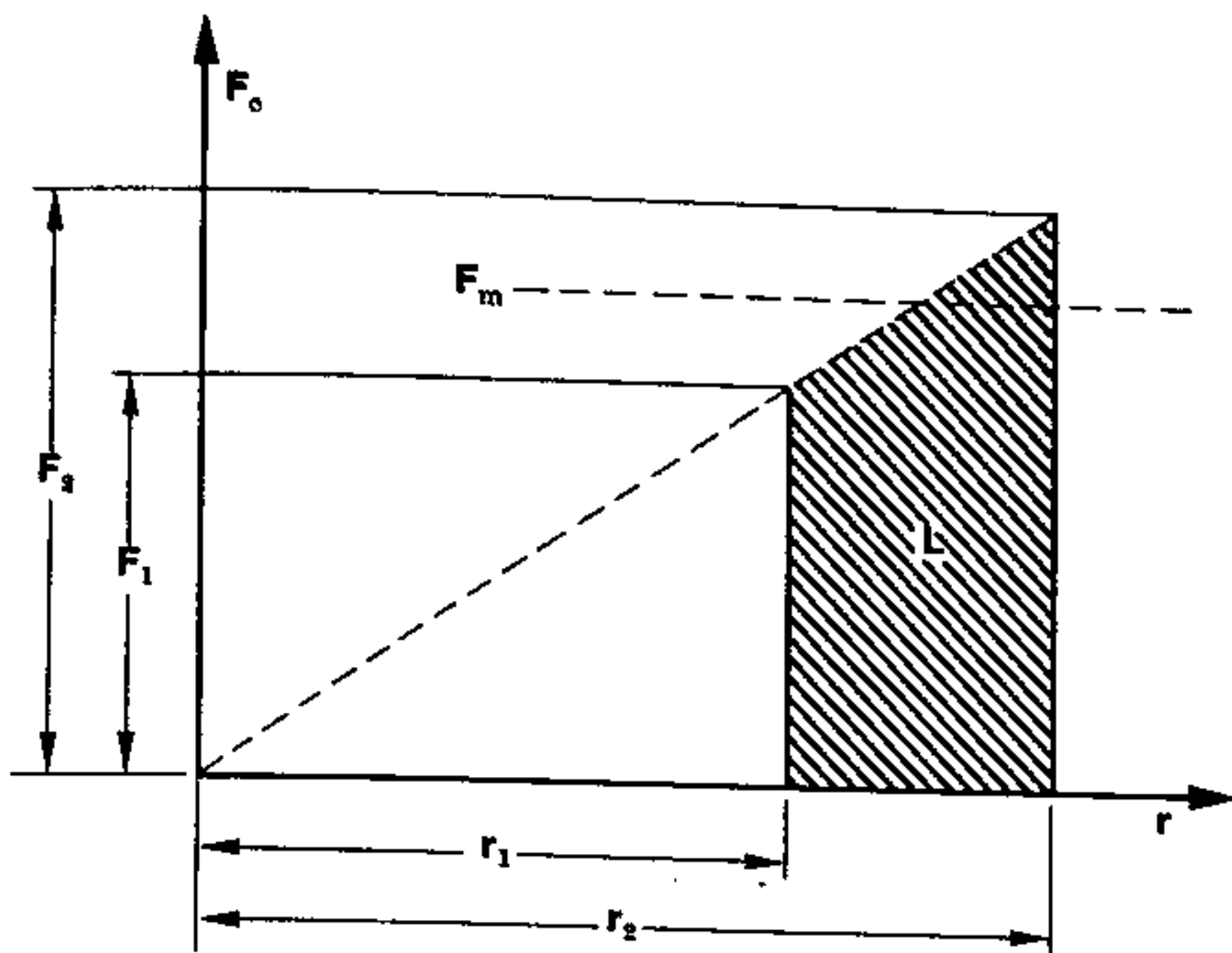


Fig. 105. Lavoro compiuto dalla forza centrifuga

Se ci riferiamo, come di consueto, al peso unitario di fluido, e teniamo presente la (118) otteniamo:

$$L_c = \frac{u_2^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g}$$

Inseriamo adesso l'espressione del lavoro centrifugo nella (120):

$$z_1' + \frac{p_1'}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + \frac{u_2^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} = z_2' + \frac{p_2'}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} \quad (121)$$

e scriviamola nella forma seguente:

$$z_1' - z_2' + \frac{p_1'}{\gamma} - \frac{p_2'}{\gamma} = \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} + \frac{u_1^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g} \quad (122)$$

operiamo in modo analogo sulla (119):

$$z_1 - z_2 + \frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma} = \frac{c_2^2}{2g} - \frac{c_1^2}{2g} - L_1 \quad (123)$$

e confrontiamo le relazioni (122) e (123) così ottenute; da un esame della figura 104, risulta evidente che le quote « z_1 » e « z_1' » differiscono pochissimo fra loro, come differiscono altrettanto poco le quote « z_2 » e « z_2' »; la stessa considerazione si può fare nei riguardi delle pressioni in quanto le sezioni 1) ed 1') sono vicinissime fra loro come del resto lo sono la 2) e la 2').

Si può perciò concludere che i primi membri delle relazioni (122) e (123) sostanzialmente si equivalgono; ne segue che:

$$\frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} + \frac{u_1^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g} = \frac{c_2^2}{2g} - \frac{c_1^2}{2g} - L_1$$

ovvero in altra forma:

$$L_1 = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \quad (124)$$

Siamo così pervenuti all'equazione fondamentale delle pompe centrifughe, che peraltro ritroveremo in seguito — con lievi modifiche — nello studio delle turbine idrauliche; essa pone in relazione il lavoro

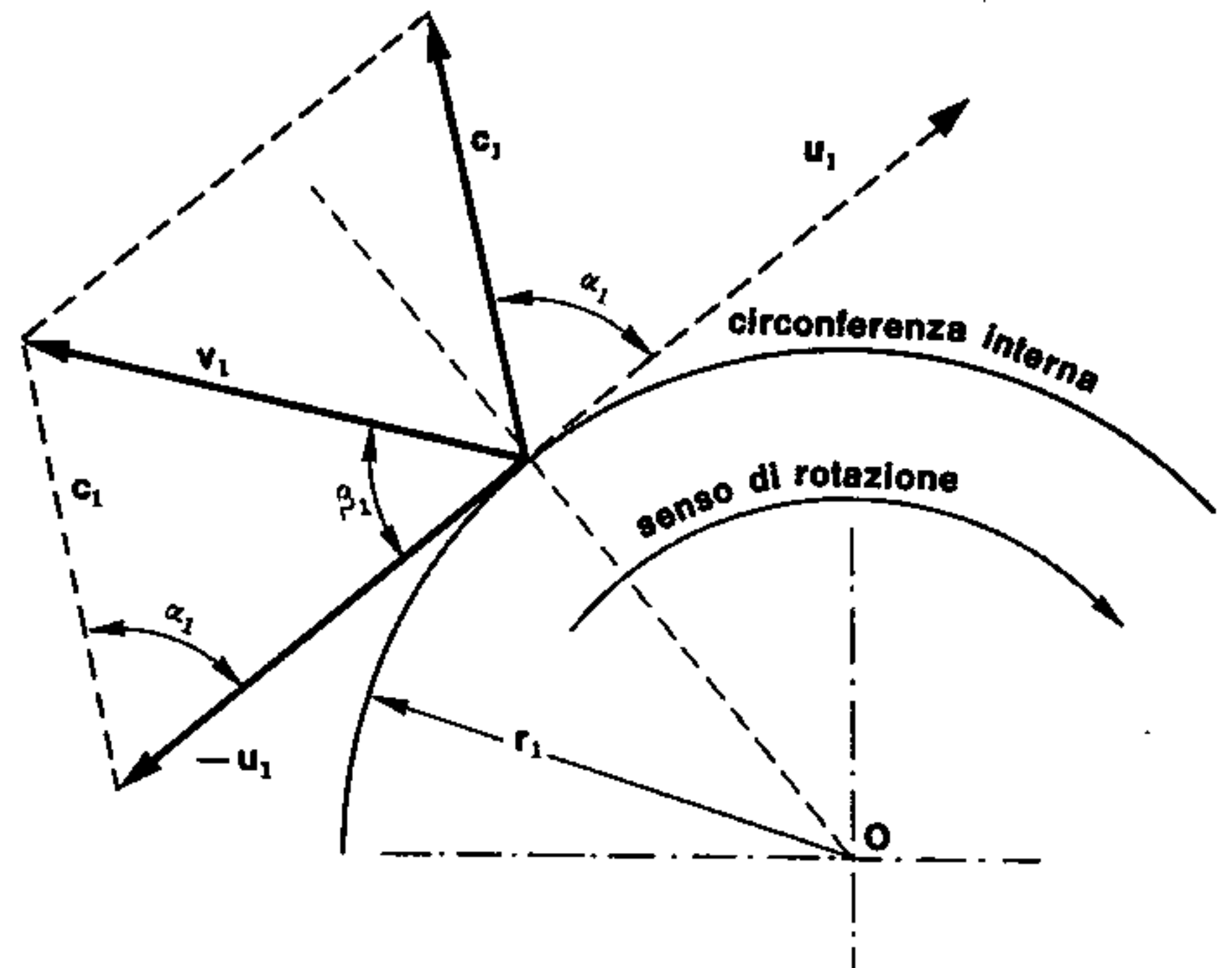


Fig. 106. Triangolo delle velocità all'ingresso

idraulico unitario compiuto dalla pompa con la variazione di energia cinetica e con gli effetti prodotti dalla forza centrifuga conseguente al moto di rotazione.

Dal triangolo di entrata (fig. 106) applicando il teorema di Carnot, è facile ricavare:

$$v_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2c_1 u_1 \cos \alpha_1$$

ovvero, in altra forma:

$$v_1^2 - c_1^2 - u_1^2 = -2c_1 u_1 \cos \alpha_1 \quad (125)$$

e dal triangolo di uscita (fig. 107), con procedimento del tutto analogo:

$$v_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2c_2 u_2 \cos \alpha_2$$

in altra forma:

$$v_2^2 - c_2^2 - u_2^2 = -2c_2 u_2 \cos \alpha_2 \quad (126)$$

Sottraendo la (126) dalla (125) e dividendo ambo i

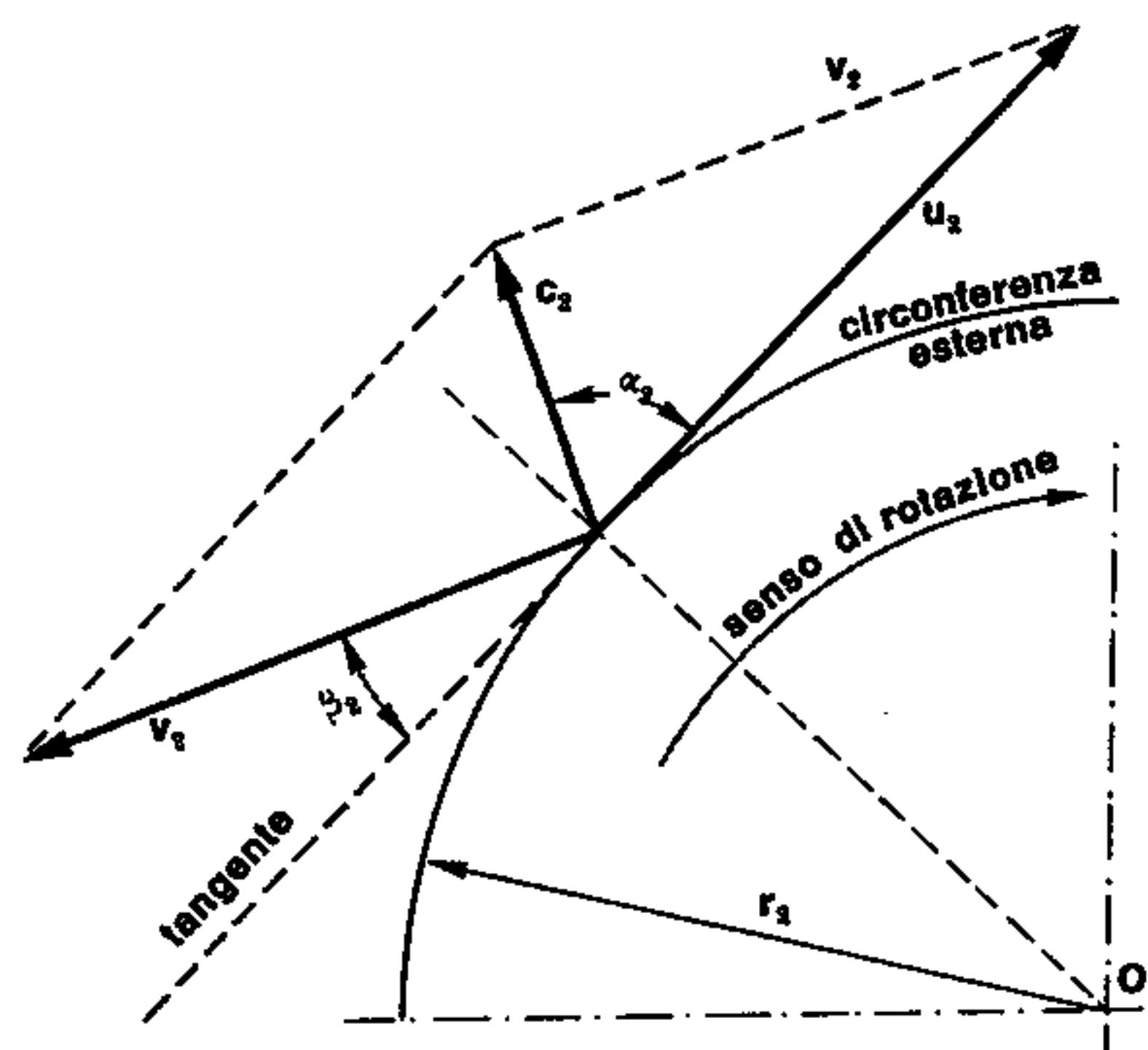


Fig. 107. Triangolo delle velocità all'uscita

membri per « 2g » si ottiene:

$$\frac{v_1^2 - v_2^2 + c_2^2 - c_1^2 + u_2^2 - u_1^2}{2g} = \frac{2c_2 u_2 \cos \alpha_2 - 2c_1 u_1 \cos \alpha_1}{2g}$$

e confrontando quest'ultima con la (124):

$$L_1 = \frac{c_2 u_2 \cos \alpha_2 - c_1 u_1 \cos \alpha_1}{g} \quad (127)$$

La relazione (127) è comunemente definita « equazione di Eulero » e mette in evidenza come il lavoro idraulico dipenda oltre che dalle velocità periferiche della girante (« u₁ » ed « u₂ ») anche da quelle assolute del fluido (« c₁ » e « c₂ ») e dagli angoli che esse formano in corrispondenza alla circonferenza di ingresso (α₁) e a quella di uscita (α₂) dell'organo mobile.

Poiché nella nostra trattazione non abbiamo tenuto conto delle perdite di carico nell'attraversamento dei condotti mobili, né delle dissipazioni di energia dovute ad urti, deviazioni, vortici ecc. della vena fluida, il lavoro idraulico espresso dalla (127) non coincide con la prevalenza (H) fornita dalla pompa, ma risulta leggermente superiore ad essa; più precisamente indicando con « η₁ » il rendimento idraulico (cfr. par. 34) della macchina, sarà:

$$L_1 = \frac{H}{\eta_1}$$

e pertanto:

$$\frac{H}{\eta_1} = \frac{1}{g} (c_2 u_2 \cos \alpha_2 - c_1 u_1 \cos \alpha_1) \quad (128)$$

Tenendo conto che nelle pompe centrifughe la velocità assoluta di ingresso può ritenersi pressoché radiale, ne segue che:

$$\alpha_1 = 90^\circ \quad \text{e} \quad \cos \alpha_1 = 0$$

per cui, la (128) diviene più semplicemente:

$$\frac{H}{\eta_1} = \frac{1}{g} c_2 u_2 \cos \alpha_2 \quad (129)$$

deducendo, da questa, facilmente che:

- a) La prevalenza fornita dalla pompa è indipendente dalla natura del fluido; nella (129) infatti non figurano né la densità né il peso specifico né alcuna altra grandezza che possa avere attinenza con il tipo di liquido elaborato.
- b) La prevalenza è indipendente dalle caratteristiche geometriche della sezione di ingresso della girante.
- c) La velocità periferica (u₂) è tanto più elevata quanto più modesta risulta la velocità assoluta

di uscita (c₂); dalla (129), si ottiene infatti:

$$u_2 = \frac{gH}{\eta_1 c_2 \cos \alpha_2} \quad (130)$$

Poiché la « c₂ » è minima nel caso delle pompe a reazione (pale rivolte indietro) quest'ultime sono caratterizzate da una elevata velocità periferica e contemporaneamente — in accordo con il secondo aforisma idraulico — da un maggior rendimento; è facile perciò concludere che le pompe più veloci possono fornire rendimenti più elevati.

43) NUMERO DI GIRI CARATTERISTICO

La forma della girante varia in funzione delle principali prestazioni richieste alla pompa, cioè portata « Q » e prevalenza « H ». Per chiarire questa affermazione, riferiamoci alla girante generica schematizzata in fig. 108 in cui abbiamo indicato con « D₁ » il diametro esterno e con « b » l'altezza della paletatura nella sezione di uscita: una maggior portata, richiede passaggi più ampi per permettere di elaborare grandi volumi di liquido e di conseguenza occorre aumentare la dimensione « b »; di contro, un aumento di prevalenza impone forti effetti centrifughi, proporzionali sia al numero di giri al minuto (n) compiuti dalla pompa, sia al diametro (D₁) della girante.

Potremo quindi dedurre che una pompa cui sia richiesta forte portata e piccola prevalenza, avrà una girante di piccolo diametro con ampi passaggi, mentre una pompa adatta a fornire portate modeste con alte prevalenze, avrà una girante molto stretta e di grande diametro.

Tutte queste considerazioni possono essere sintetizzate, ponendo in relazione la forma e le dimensioni della girante, con una grandezza fittizia definita « numero di giri caratteristico » (o « specifico ») che indicheremo con « n_c ». Prescindendo dalla dimostrazione (che verrà illustrata in seguito) ci limitiamo per adesso, a riportare la relazione che lega il numero di giri caratteristico alle prestazioni che la pompa deve fornire:

$$n_c = \frac{n}{H} \cdot \frac{\sqrt{N}}{\sqrt[4]{H}} \quad (131)$$

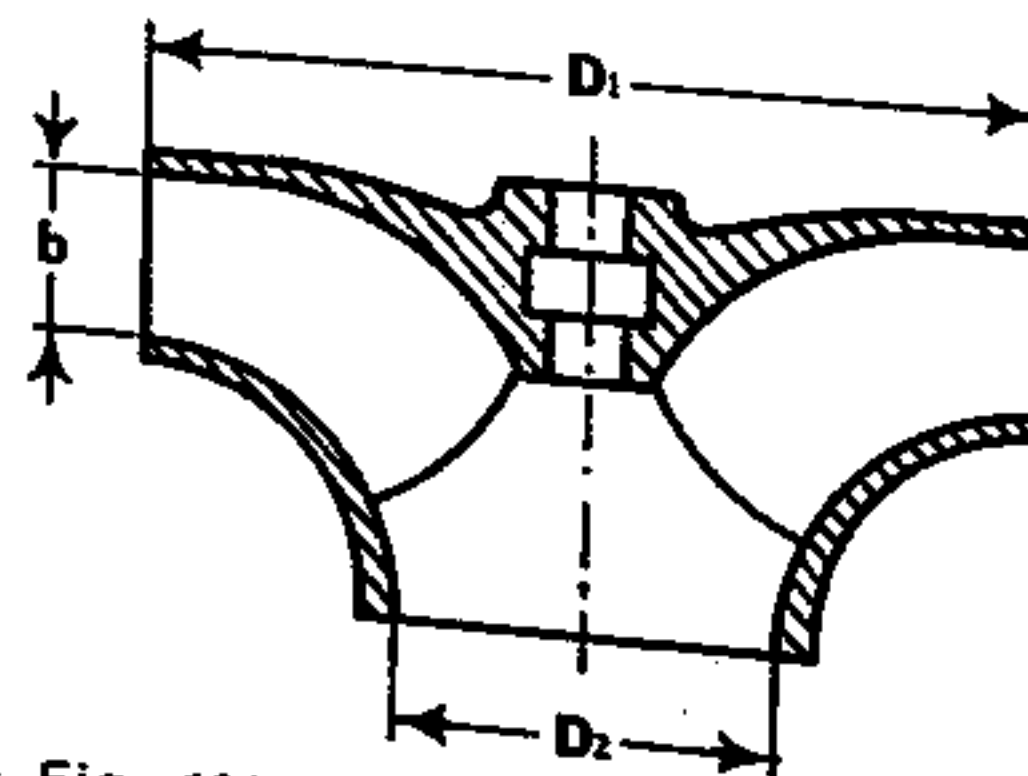


Fig. 108. Schema generico di una girante

in cui:

- « n » - numero di giri al minuto compiuti dalla pompa;
- « N » - potenza utile della pompa, espressa in CV, per tradizione delle ditte costruttrici;
- « H » - prevalenza totale misurata in m.

Il numero di giri caratteristico è — come abbiamo accennato — una grandezza fittizia; per poter conferire ad esso un significato reale, potremo immaginare una serie continua di pompe tutte geometricamente simili a quella data funzionanti in condizione di massimo rendimento. Fra esse ne esisterà una, capace di fornire la prevalenza di 1 m con la potenza di 1 CV, per cui dalla (131) risulterà:

$$n_c = n$$

In queste ipotesi potremo definire il numero di giri caratteristico come il numero di giri al minuto che compirebbe una pompa — geometricamente simile a quella in esame — capace di fornire la prevalenza di 1 m erogando la potenza di 1 CV.

Da un punto di vista concettuale non c'è alcuna difficoltà nel definire n_c anche usando il Sistema Internazionale, ossia misurando la potenza utile in kW (il W è infatti una unità troppo piccola per una pompa); n_c sarà il numero di giri al minuto che compirebbe una pompa geometricamente simile a quella in esame capace di fornire la prevalenza di 1 m erogando la potenza di 1 kW.

Possiamo adesso giustificare l'espressione (131) impostando il ragionamento sulla similitudine meccanica esistente fra i vari elementi che compongono la serie di pompe dello stesso tipo, tenendo conto che, variando il regime di rotazione, varia proporzionalmente la portata erogata e varia anche la prevalenza; quest'ultima però, essendo una conseguenza della forza centrifuga, risulta proporzionale al quadrato del numero di giri compiuti dalla macchina.

Si potrà scrivere perciò:

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{n}{n_1} \quad (132)$$

$$\frac{H}{H_1} = \frac{n^2}{n_1^2} \quad (133)$$

e dalla seconda proporzione:

$$\frac{n}{n_1} = \frac{\sqrt{H}}{\sqrt{H_1}} \quad (134)$$

Eguagliando questa espressione alla (132), si ottiene:

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{\sqrt{H}}{\sqrt{H_1}} \quad (135)$$

Esiste senz'altro — almeno teoricamente — un regime di rotazione (n_1) tale che la pompa possa fornire la prevalenza di 1 m; ponendo perciò nella (135) $H_1 = 1$, si ottiene:

$$Q_1 = \frac{Q}{\sqrt{H}} \quad (136)$$

e in modo analogo, dalla (134):

$$n_1 = \frac{n}{\sqrt{H}} \quad (137)$$

ovvero, ricordando la relazione (118) del par. 40, e tenendo presente che:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}$$

si ottiene:

$$u_1 = \frac{u}{\sqrt{H}}$$

Se adesso supponiamo di mantenere costante il valore della prevalenza (1 m) e conseguentemente la velocità periferica (u_1) ora calcolata, variando la portata della macchina, cambierà il numero di giri al minuto da essa compiuti e per soddisfare la relazione cinematica:

$$u = \frac{\pi D n}{60}$$

dovrà variare, in ragione inversa, il diametro (D) della girante. Il nuovo numero di giri (n_c) ed il nuovo diametro (D_c) sono perciò legati fra loro dalla proporzione:

$$\frac{n_c}{n_1} = \frac{D_1}{D_c} \quad (138)$$

fra le varie portate possibili, scegliamo quella (Q_c) atta a consentire alla pompa una potenza utile di 1 CV; facendo riferimento al sistema tecnico, dalla formula:

$$N \text{ (CV)} = \frac{\gamma Q_c H_1}{75}$$

ponendo $N = 1$, e ricordando che anche la prevalenza ha valore unitario, si ottiene:

$$Q_c = \frac{75}{\gamma} = \frac{75}{1000} = 0,075 \text{ m}^3/\text{s}$$

Affinché tutte le pompe della serie siano geometricamente simili devono avere egual rendimento, e devono perciò essere eguali i triangoli delle velocità all'entrata e all'uscita della girante: ne segue che, per soddisfare l'equazione di continuità (31), le sezioni di passaggio del fluido risultano proporzionali alle portate.

Diametro e portata sono legati perciò dalla relazione di proporzionalità:

$$\frac{D_c}{D_1} = \frac{\sqrt{Q_c}}{\sqrt{Q_1}} \quad (139)$$

e confrontando la (138) con la (139):

$$\frac{n_c}{n_1} = \frac{\sqrt{Q_1}}{\sqrt{Q_c}}$$

ovvero:

$$n_c = n_1 \sqrt{\frac{Q_1}{Q_c}}$$

Ricordando la (136):

$$n_c = n_1 \sqrt{\frac{Q}{Q_c \sqrt{H}}}$$

sostituendo il valore di « n_1 » ricavato dalla (137):

$$n_c = \frac{n}{\sqrt{H}} \sqrt{\frac{Q}{Q_c \sqrt{H}}}$$

ed infine con l'introduzione della formula della potenza:

$$n_c = \frac{n}{\sqrt{H}} \sqrt{\frac{75N}{\gamma Q_c H \sqrt{H}}}$$

si perviene alla relazione finale, inserendo in quest'ultima i valori numerici di « γ » e « Q_c »; si ottiene:

$$n_c = \frac{n}{\sqrt{H}} \sqrt{\frac{75N}{1000 \cdot 0,075 \cdot H \sqrt{H}}} = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{N}{\sqrt{H}}} = \frac{n \sqrt{N}}{H \sqrt[3]{H}}$$

come avevamo già anticipato:

Un'altra espressione del numero di giri caratteristico si può ottenere inserendo nella (131) il valore di « N » ricavato dalla formula generale della po-

tenza:

$$N = \frac{\gamma QH}{75}$$

concludendo che:

$$n_c = n \sqrt[3]{\frac{\gamma}{75} \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[3]{H^3}}} \quad (140)$$

relazione che si semplifica ulteriormente se si suppone che il liquido elaborato sia acqua ($\gamma = 1000 \text{ kgf/m}^3$); eseguendo i calcoli numerici:

$$n_c = 3,65 n \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[3]{H^3}} \quad (141)$$

Risulta dalla (141) che il numero di giri caratteristico è funzione del regime di rotazione della pompa (n), della portata erogata (Q) e della prevalenza fornita (H); ne consegue che la forma della girante della pompa può essere posta in relazione al valore assunto da « n_c ».

Per quanto esposto in precedenza, al crescere di « n_c », aumenta la dimensione « b » e diminuisce il diametro « D_1 », ovvero, in altre parole, ad un incremento di « n_c », corrisponde un incremento del rapporto « b/D_1 ».

Non esiste ovviamente una linea di demarcazione netta fra i vari tipi di giranti; in fig. 109, sono riportate, in via indicativa, alcune forme di giranti per pompe monostadio, in relazione al rispettivo valore assunto da « n_c ».

Si distinguono:

- Pompe centrifughe lente con giranti di tipo radiale**, atte a fornire — con un solo stadio — prevalenze fino a 200 m di c.a.; ad esse corrisponde un valore di « n_c » compreso fra 35 e 100. In queste pompe il diametro esterno « D_1 » vale circa il doppio del diametro « D_2 » misurato all'occhio della girante; per forti portate la girante può essere « a doppia aspirazione » (cfr. par. 44) con il vantaggio di eliminare la spinta assiale dovuta alla differenza di pressione fra ingresso e uscita dalla pompa.
- Pompe centrifughe medie con girante di tipo Francis**, con entrata assiale e scarico radiale, atte a fornire prevalenze più basse delle precedenti; il valore di « n_c » varia fra 100 e 300.
- Pompe centrifughe veloci con giranti di tipo misto** nelle quali la prevalenza è dovuta in parte alla forza centrifuga ed in parte alla reazione prodotta dalla speciale curvatura conferita alle palette; il valore di « n_c » oscilla fra 300 e 500. In queste giranti, il diametro esterno « D_1 » è pressoché uguale al diametro « D_2 » all'occhio di ingresso.
- Pompe ultra-veloci con girante ad elica** nelle quali tutta la prevalenza — peraltro non superiore

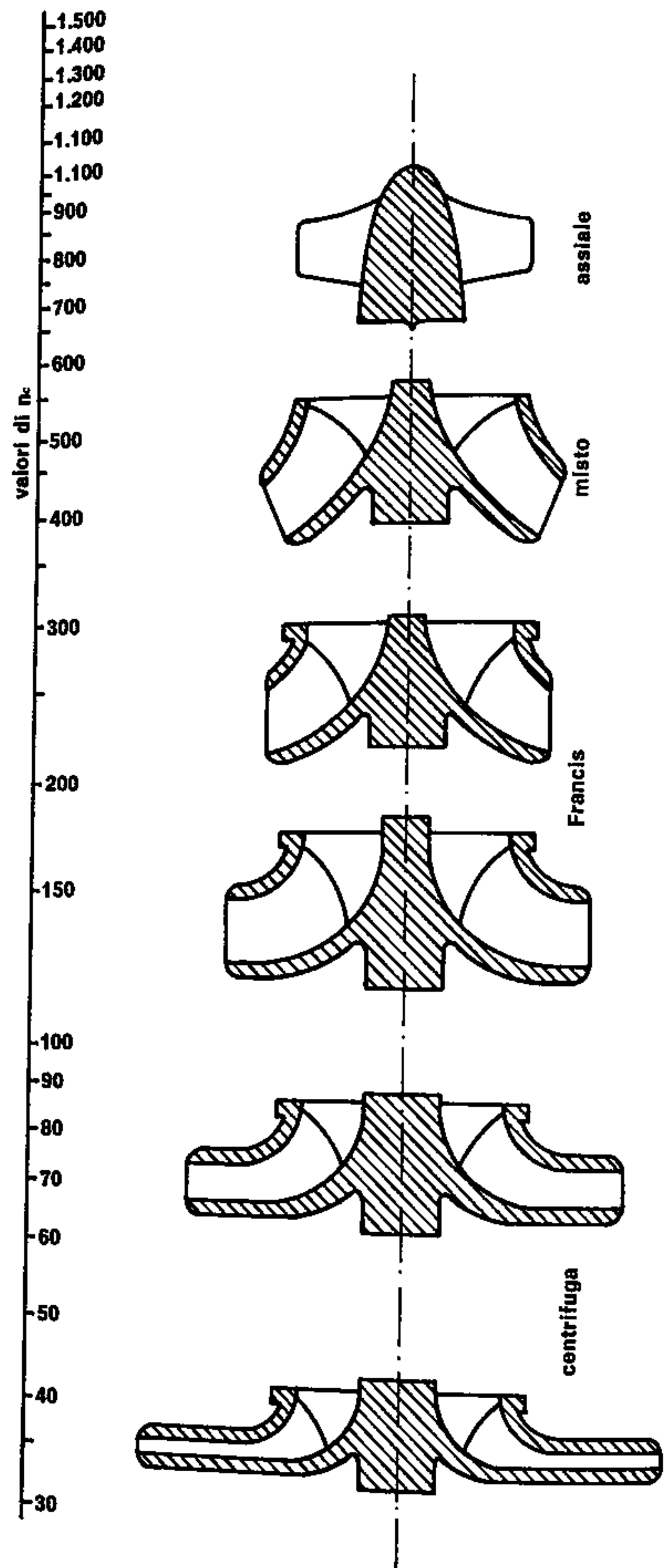


Fig. 109. Tipi di giranti per pompe centrifughe

ai 10 m di c.a. — viene conferita al liquido dalla spinta esercitata dalle pale; il numero di giri caratteristico è molto elevato ($500 < n_c < 1100$). Pompe di questo tipo, rappresentano la naturale evoluzione delle normali centrifughe, quando la portata richiesta assuma valori elevatissimi.

In fig. 110 sono rappresentati i campi di applicazione dei vari tipi di pompe descritti, in funzione della portata « Q » e della prevalenza « H ».

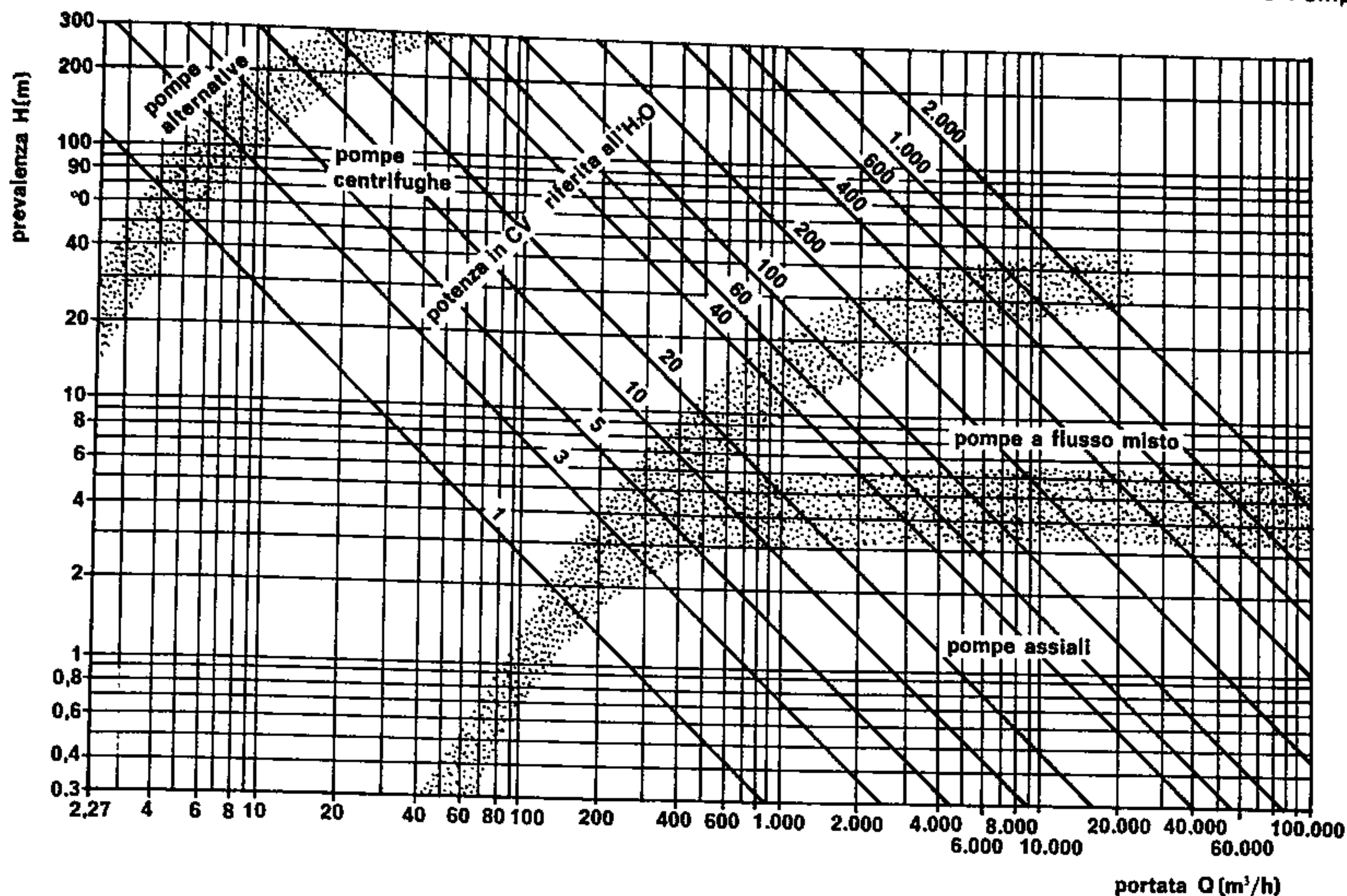


Fig. 110. Campi di applicazione delle pompe centrifughe (Nuovo Pignone S.p.A. - Firenze)

44) POMPE MULTIPLE

La prevalenza fornita da una pompa centrifuga del tipo semplice che abbiamo descritto nel par. 40, dipende principalmente dal numero di giri al minuto compiuti dalla girante, dal suo diametro e dalla conformazione della palettatura; in altre parole — a parità di portata — la prevalenza varia in funzione inversa al numero di giri caratteristico secondo il diagramma di fig. 111. Da tale diagramma si rileva che una pompa centrifuga corredata da una sola girante, può fornire, nella migliore delle ipotesi, una prevalenza massima di 200 m.

Per prevalenze maggiori (sempre nell'ipotesi di piccole portate) il numero di giri caratteristico (n_c)

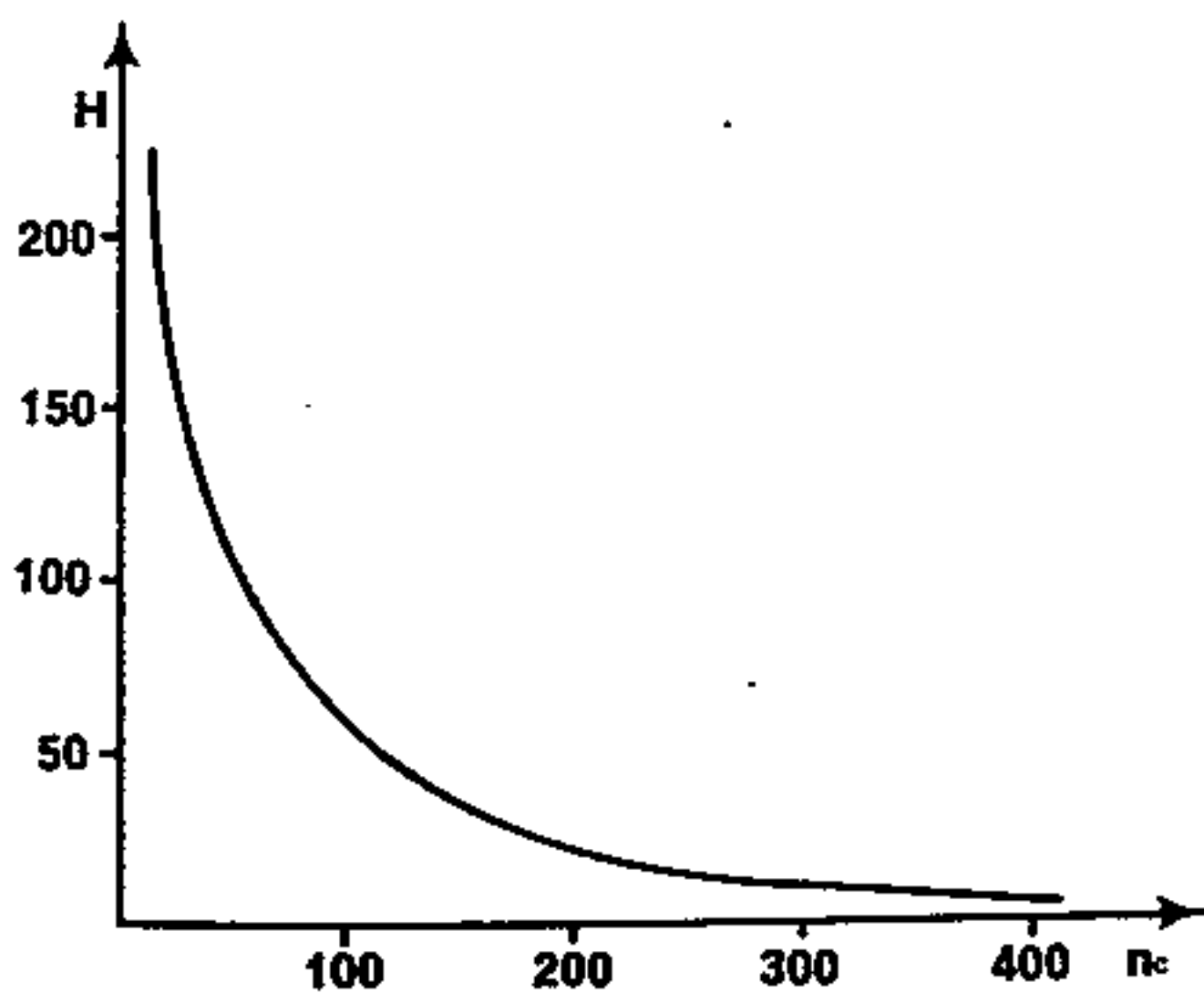


Fig. 111. Diagramma di variazione della prevalenza (H) in funzione del numero di giri caratteristico (n_c)

assume valori sempre più esigui, intollerabili con le caratteristiche di una pompa centrifuga; il rapporto « b/D_1 » risulta anch'esso molto ridotto e si avrebbe come conseguenza una girante di diametro enorme con condotti di spessore molto piccolo. Se però pensiamo di dimezzare la prevalenza, installando due pompe eguali secondo lo schema di fig. 112, per ciascuna di esse il valore di « n_c »

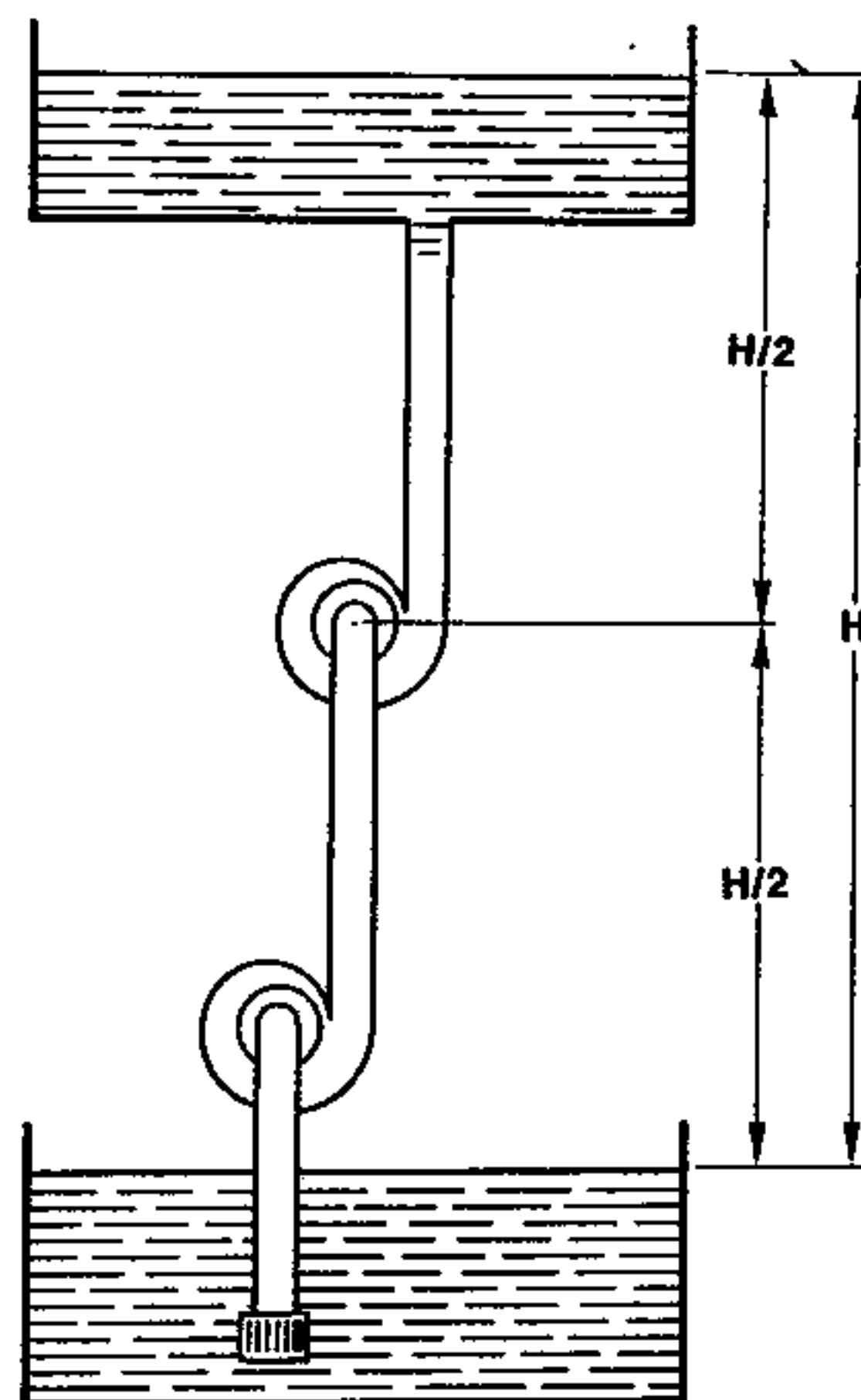


Fig. 112. Pompe centrifughe in serie

risulterà:

$$n_c = 3,65 n \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt{(H/2)^3}}$$

sensibilmente maggiore del caso precedente, tale cioè da consentire un giusto proporzionamento delle due macchine.

Una simile disposizione — eccessivamente complessa ed antieconomica — è costruttivamente sconsigliabile e serve solo come esempio didattico per una facile interpretazione del principio su cui sono basate le pompe multiple; esse constano di una carcassa che contiene più giranti calettate su uno stesso albero e collegate fra loro da una serie di condotti, ricavati nell'involucro, in modo che il fluido uscente dalla prima ruota venga ricondotto all'imbocco della seconda e così di seguito.

Uno schema semplificato di pompa multipla è illustrato in fig. 113: la prima girante (G_1) elabora il fluido aspirato, conferendogli una certa quantità di energia, lo spinge verso la periferia ove è costretto ad imboccare un collettore anulare che lo invia alla bocca di aspirazione della seconda girante (G_2); **l'energia acquistata dal fluido nell'attraversamento della prima ruota, viene conservata — ad eccezione delle perdite idrauliche — ed aggiunta a quella che gli verrà somministrata dalla seconda**, con il risultato di ottenere una prevalenza complessiva pressoché eguale a quella che si otterrebbe con l'impiego di due pompe disposte secondo lo schema della fig. 112.

Con le pompe multiple si realizzano prevalenze fino a $900 \div 1000$ m e si risolvono numerosi problemi di impiego anche nei casi finora riservati esclusivamente alle pompe alternative; si costruiscono pompe multiple con numero di giranti fino ad $8 \div 10$ e talvolta anche di più; è chiaro che l'attraversamento dei numerosi condotti di collegamento ricavati nell'involucro della pompa, produce una sensibile riduzione del rendimento idraulico che, incidendo sul rendimento totale, ne abbassa il valore, in qualche caso, fino a 0,5. È necessario perciò che la progettazione

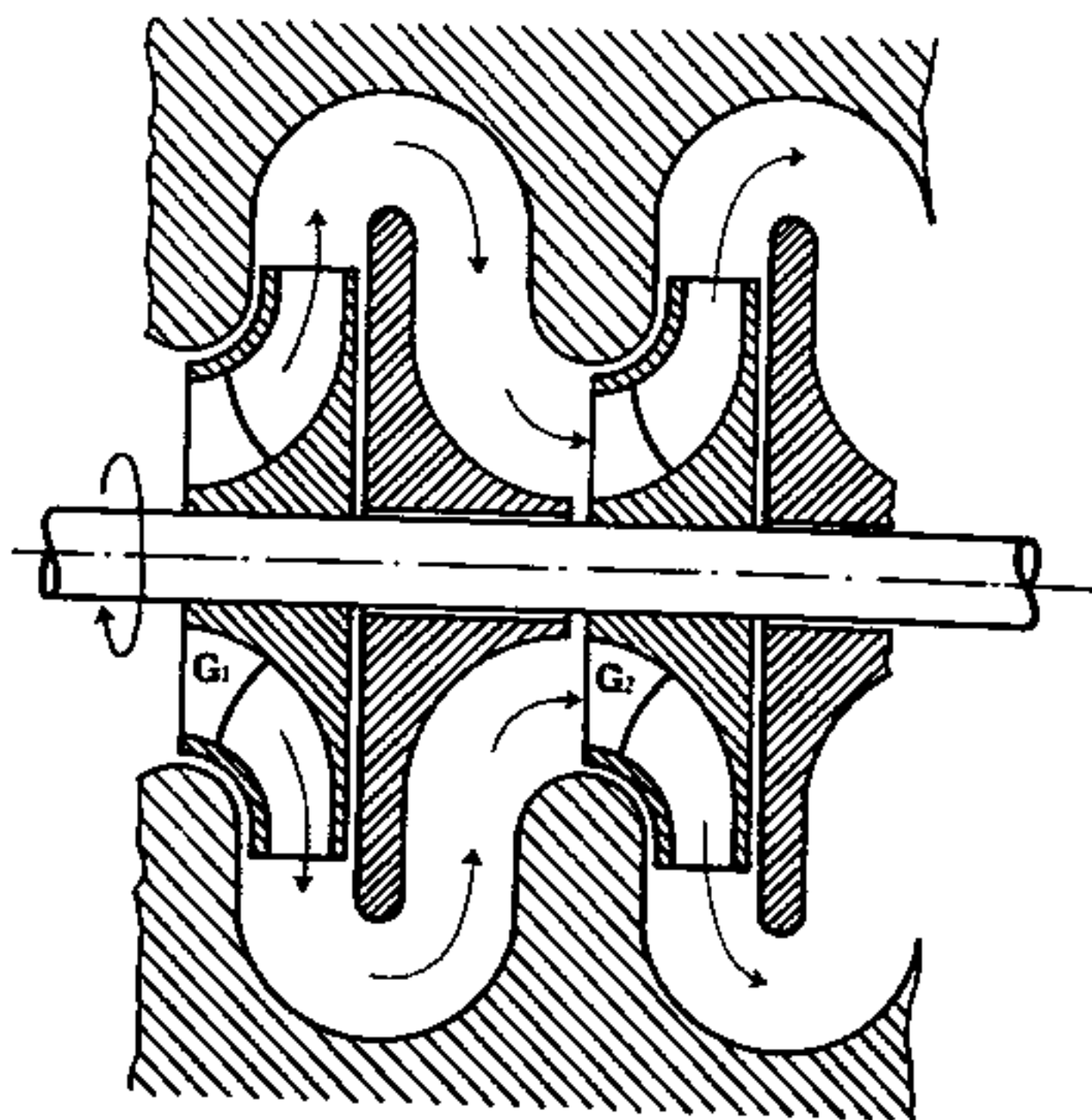


Fig. 113. Schema indicativo di pompa centrifuga multistadio

e la costruzione di queste pompe sia accuratissima, e la finitura dei due involucri che nel loro insieme costituiscono il corpo della pompa sia condotta con la massima precisione a scapito evidente del costo di produzione; un esemplare di pompa multipla con 7 giranti è illustrato in fig. 114: l'aspirazione avviene dal basso ed il liquido risale attraverso le prime quattro giranti acquistando sempre nuova energia; il secondo gruppo — composto da 3 giranti — è

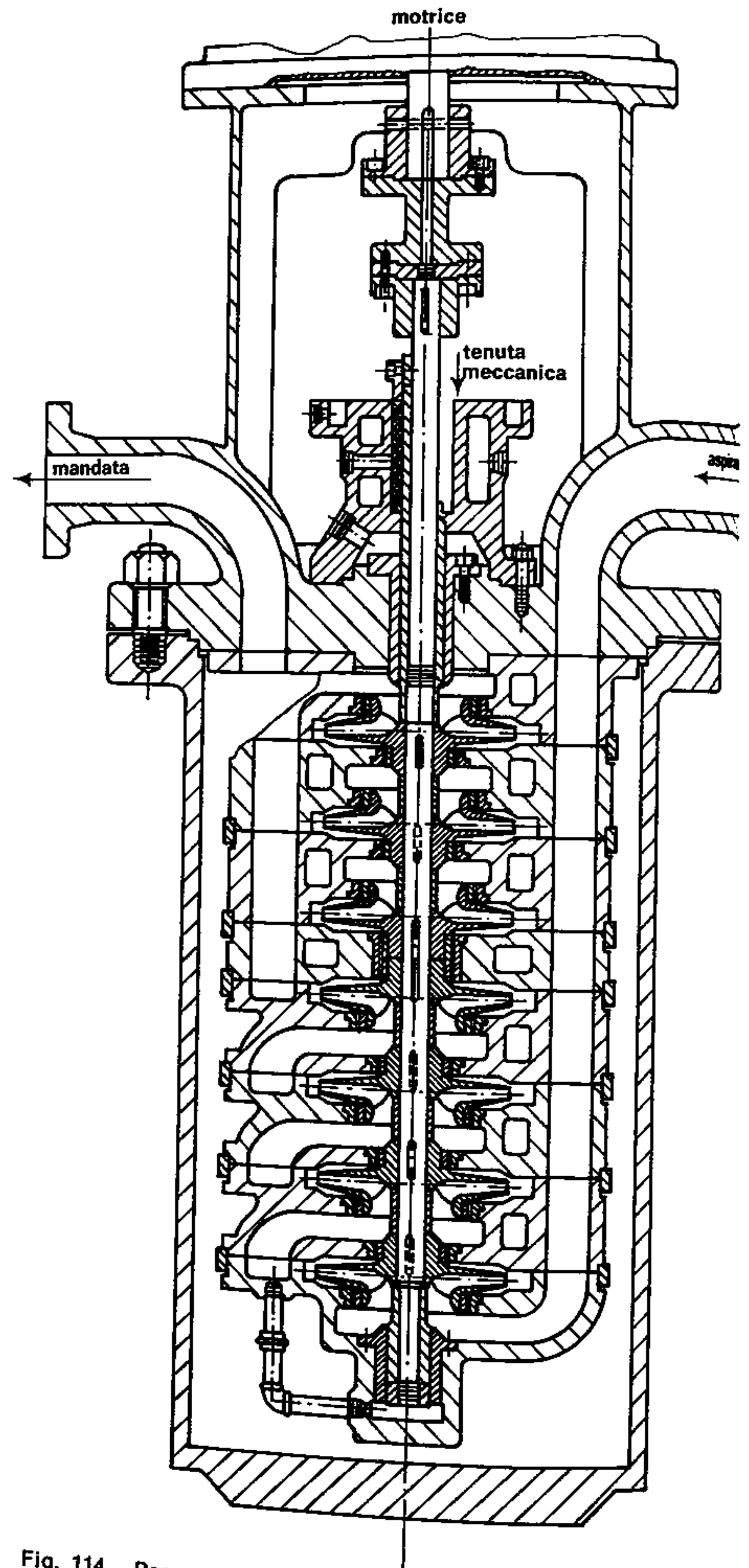


Fig. 114. Pompa centrifuga a verticale a sette stadi (Nuovo Pignone S.p.A. - Firenze)

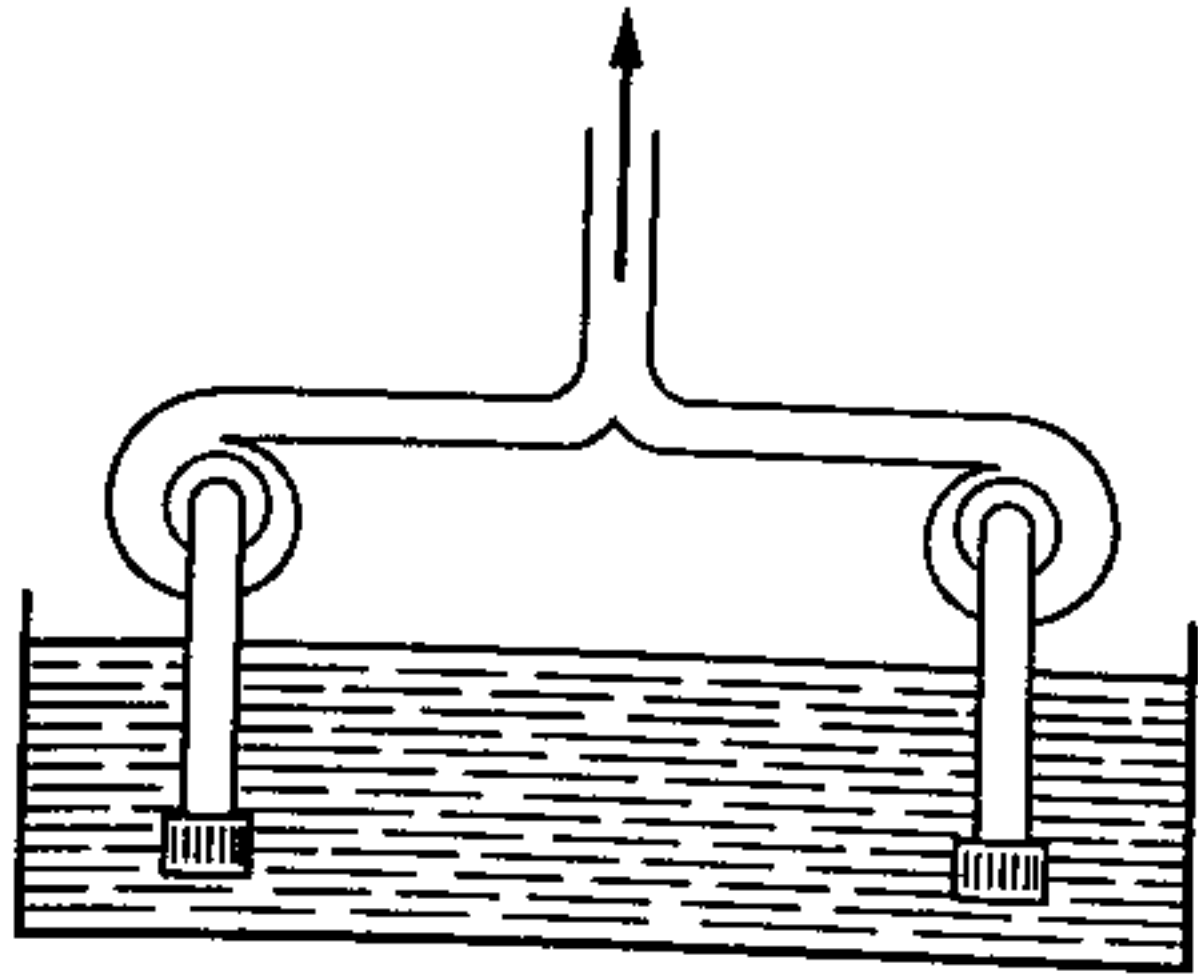


Fig. 115. Pompe centrifughe in parallelo

disposto invece in senso inverso alle prime 4, per compensare, almeno in parte, la spinta assiale dovuta alla differenza delle pressioni che agiscono sulle due facce di ciascuna girante.

Al crescere della portata, cresce il valore del numero di giri caratteristico, cresce il rapporto « b/D_1 » e le dimensioni all'imbocco ed all'uscita della girante divengono sempre più grandi; in analogia all'ipotesi precedente di due pompe disposte in serie per aumentare la prevalenza totale, si prospetta adesso

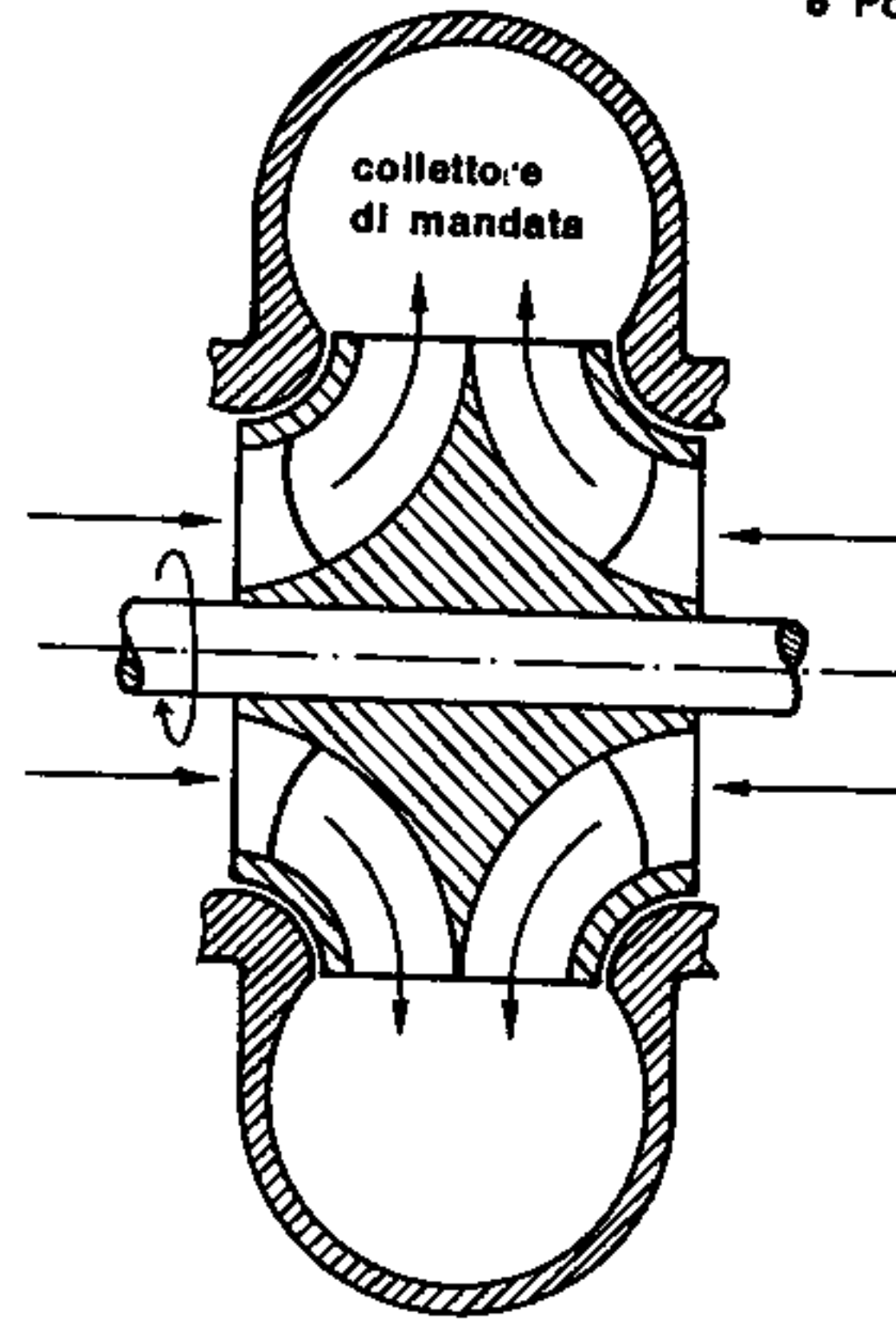


Fig. 116. Pompa centrifuga a doppia aspirazione (schema)

la soluzione di due pompe (eguali o almeno con lo stesso valore della prevalenza) disposte in parallelo (fig. 115), in modo che nel collettore di man-

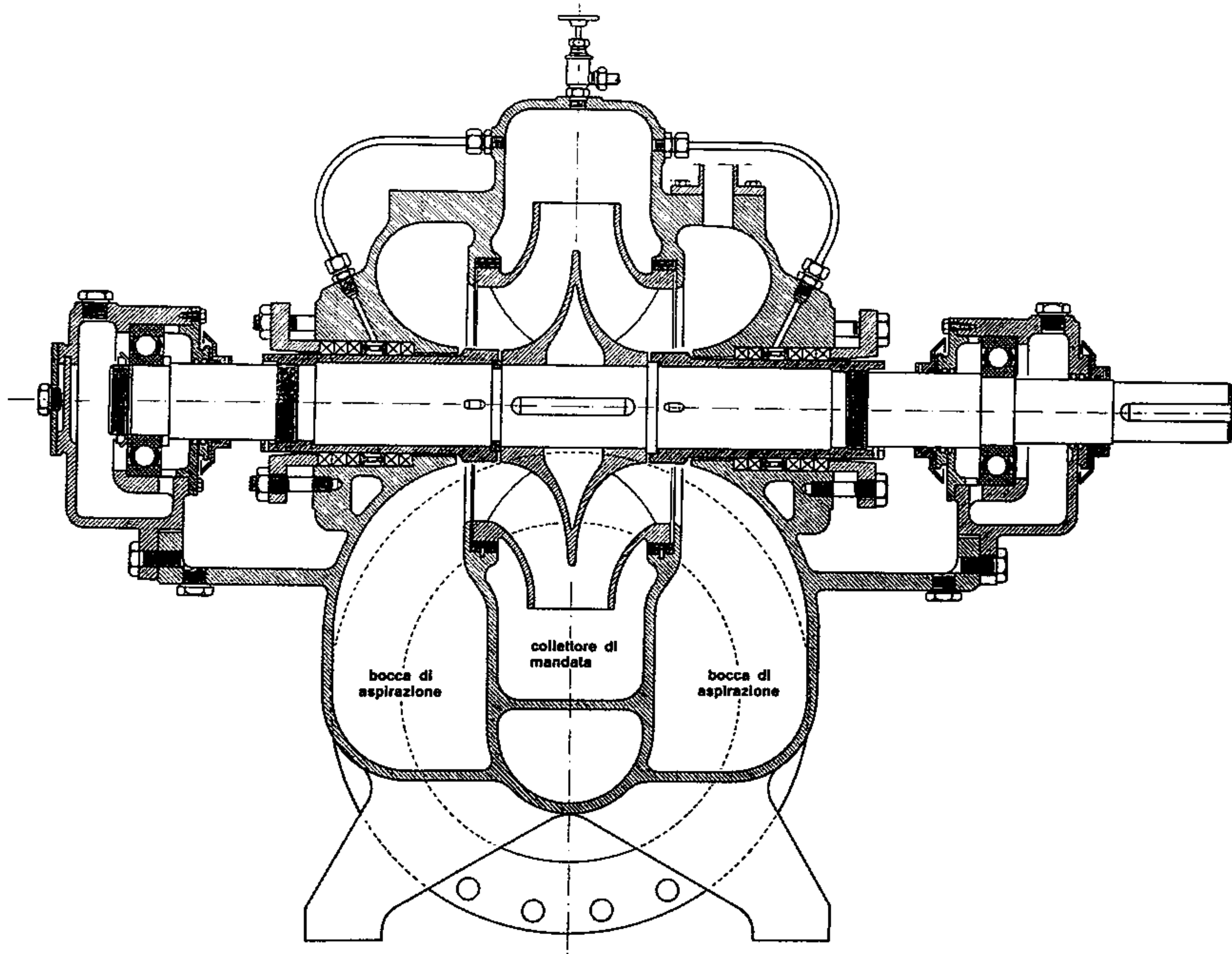


Fig. 117. Pompa centrifuga con girante a doppia aspirazione (Termomeccanica Italiana S.p.A. - La Spezia)

data possa effluire una portata doppia di quella fornita da una singola pompa.
In queste ipotesi, l'espressione di « n_c » per ciascuna macchina, risulta:

$$n_c = 3,65 n \frac{\sqrt{Q/2}}{\sqrt[3]{H^3}}$$

ed il suo valore numerico è sufficientemente accettabile. Anche in questo caso, la realizzazione pratica del complesso subisce qualche variante rispetto all'ipotesi semplificativa prospettata: si costruisce una pompa unica corredata da una **girante doppia**, provvista cioè di due bocche di entrata (una da ogni lato) e di una bocca di scarico comune al centro secondo lo schema di fig. 116.

L'inconveniente principale di questa disposizione è costituito dalla presenza dell'albero che attraversa le due sezioni di entrata, provocando urti e dissipazioni di energia che riducono il valore del rendimento idraulico; un lato positivo è rappresentato invece dalla perfetta compensazione della spinta assiale, in quanto su ognuna delle facce della girante agisce la stessa pressione.

Un esempio di pompa a doppia aspirazione è illustrato nella fig. 117 (Termomeccanica Italiana S.p.A. - La Spezia).

45) POMPE ELICOIDALI

Quando si richiedano basse prevalenze con portate molto alte, il valore del numero di giri caratteristico tende progressivamente ad aumentare, come abbiamo premesso al par. 43; si rimedia dapprima costruendo la pompa (di tipo centrifugo tradizionale) munita di una girante a doppio imbocco, poi — per valori di « n_c » sempre maggiori — con l'evoluzione della forma costruttiva della girante verso il tipo misto, in quanto capace di elaborare grandi quantità di liquido conferendo ad esso la prevalenza necessaria, in parte per forza centrifuga ed in parte per la speciale curvatura assegnata alla palette.

L'uscita del fluido può essere ancora radiale come nello schema di fig. 118, ove si rappresenta una pompa elicoidale ad asse orizzontale, ma, il più delle volte, risulta inclinata di un certo angolo rispetto all'asse di rotazione; ciò accade particolarmente quando il valore della prevalenza è tale da richiedere più giranti in serie (pompe elicoidali multiple) secondo il principio già illustrato nel paragrafo precedente. Uno schema di pompa elicoidale multipla è riportato in fig. 119: è facile notare come le giranti siano del tipo misto (cfr. fig. 107c) con scarico non più radiale, il che consente una minor curvatura dei

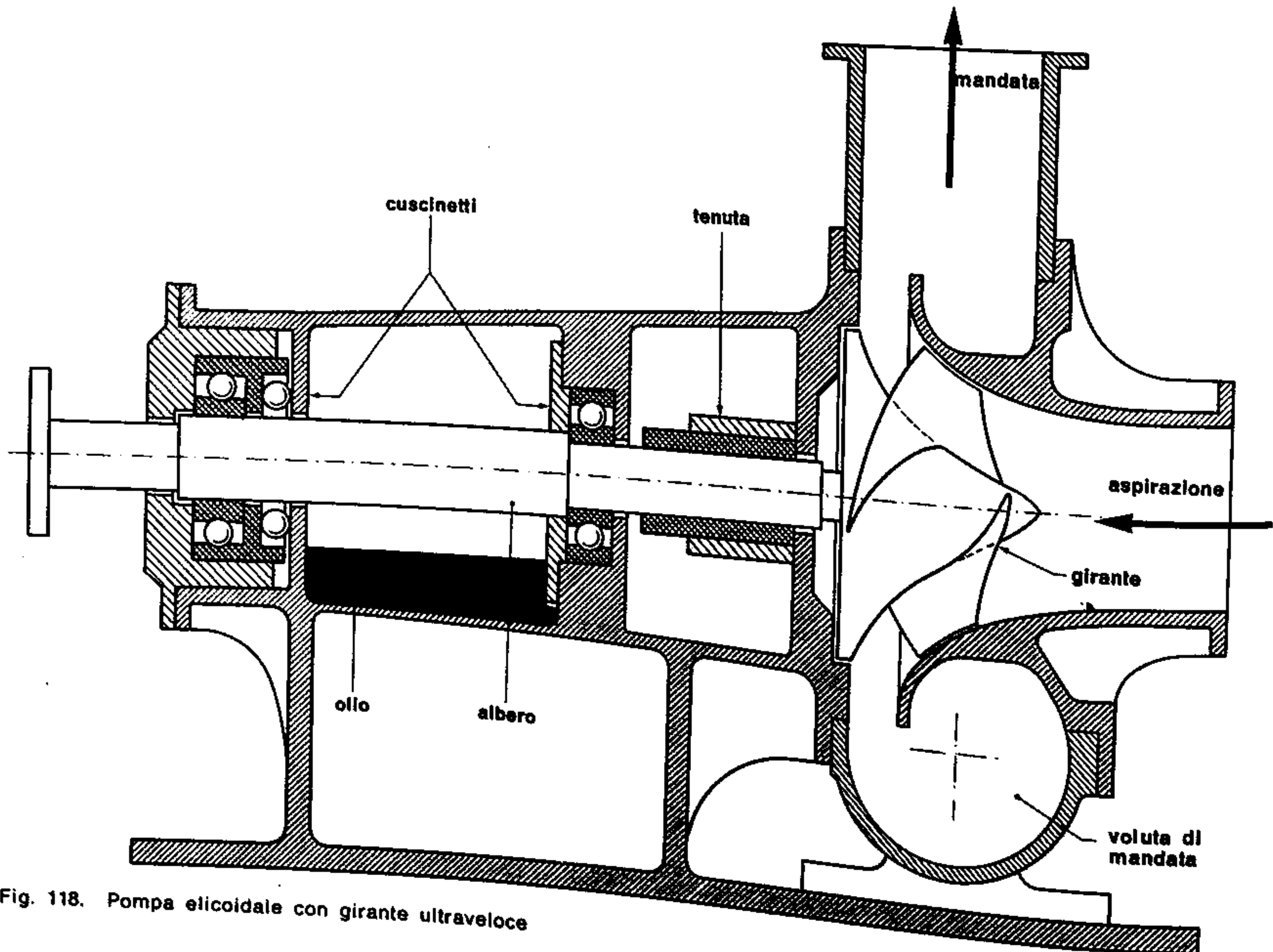


Fig. 118. Pompa elicoidale con girante ultraveloce

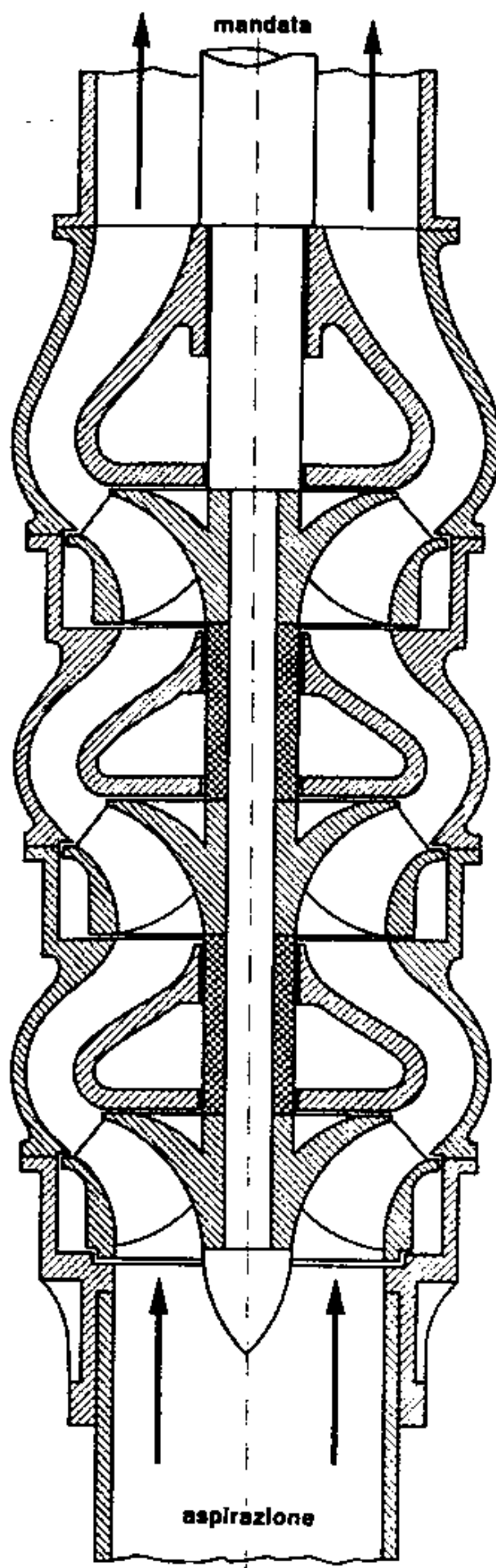


Fig. 119. Pompa elicoidale a tre stadi con giranti di tipo veloce (schema)

condotti che collegano fra loro le giranti stesse; la disposizione ad asse verticale è preferibile a quella orizzontale specialmente nei casi in cui la pompa sia destinata ad aspirare liquido da pozzi di diametro limitato.

Per valori di « n_c » ancor più elevati la forma della girante degenera in una comune elica formata da un mozzo piuttosto grosso al quale sono collegate poche pale con estremità mozzate (fig. 120) dovendo ruotare entro una cassa cilindrica che costituisce l'involucro della pompa; il comportamento di una tale girante nei riguardi del fluido aspirato può essere assimilato a quello di una vite a più principi coniugata alla rispettiva madre vite, intesa, quest'ultima, come la massa liquida in cui l'elica tende ad avviarsi.

In tale ipotesi, potremo pensare che ad ogni giro compiuto dall'elica, il fluido si sposti assialmente di una quantità equivalente al passo « p » dell'elica stessa.

In realtà ciò non avviene: il liquido infatti viene parzialmente trascinato dall'elica ed assume perciò anche un moto di rotazione, moto che dovrà essere contrastato per evitare che le due velocità (girante

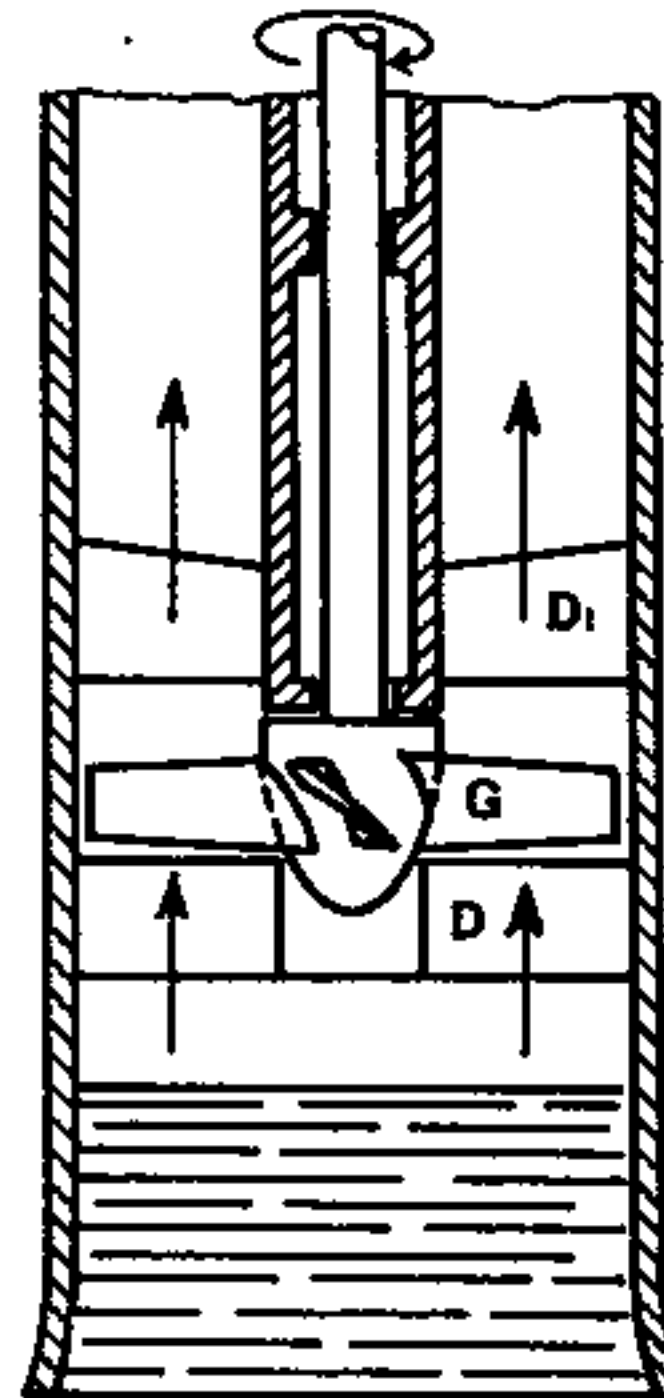


Fig. 120. Pompa elicoidale monostadio (schema)

e fluido) assumano egual valore, nel qual caso, la portata risulterebbe evidentemente nulla.

Per questo motivo, la girante è preceduta da un « distributore » fisso (D), munito di palette disposte secondo piani pressoché radiali, ed è seguita da un « diffusore » (D_1) — costruttivamente analogo al distributore — per regolarizzare l'efflusso, e smorzare, per quanto è possibile, il moto di rotazione impresso al fluido dalla girante.

In ogni modo, l'avanzamento reale « p' » del liquido — per ogni giro della girante sarà sempre inferiore al passo « p » dell'elica.

Si definisce « coefficiente di regresso » della pompa il rapporto:

$$\rho = \frac{p - p'}{p} \quad (142)$$

e la pompa sarà tanto più efficiente quanto minore è il valore del rapporto suddetto.

Il valore del coefficiente di regresso è in relazione alla prevalenza fornita dalla pompa; per non rendere eccessivo il regresso, si è quindi costretti a limitare la prevalenza a valori molto bassi (4-6 m). Nella progettazione dell'elica, si dovrà tener conto — come nelle pompe centrifughe — dei due aforismi idraulici: nella fig. 121, in cui abbiamo sviluppato nel piano del disegno il distributore (D), la girante (G) e il diffusore (D_1), si nota che le pale dell'elica devono essere tangenti al vettore che rappresenta la velocità relativa « v_1 » di entrata nella girante; si nota inoltre che il vettore « c_2 », rappresentante la velocità assoluta di uscita, non può essere ridotto al minimo valore come nelle pompe centrifughe, per cui, le pompe ad elica sono soggette a notevoli perdite sotto forma di energia cinetica allo scarico.

È da tener presente infine che l'inclinazione delle pale non è costante in tutte le sezioni: allontanandosi dall'asse di rotazione, cresce infatti la velocità periferica (coincidente con quella di trascinamento « u ») ed il vettore « v » modifica con continuità la propria direzione, dando origine a delle pale « svirgolate » che, in ogni loro punto, risultano tangenti al vettore stesso. La composizione vettoriale dovrà quindi essere effettuata in corrispondenza di più sezioni della pala in modo da poter determinare la variazione dell'angolo di inclinazione di questa a diverse distanze dall'asse (fig. 122).

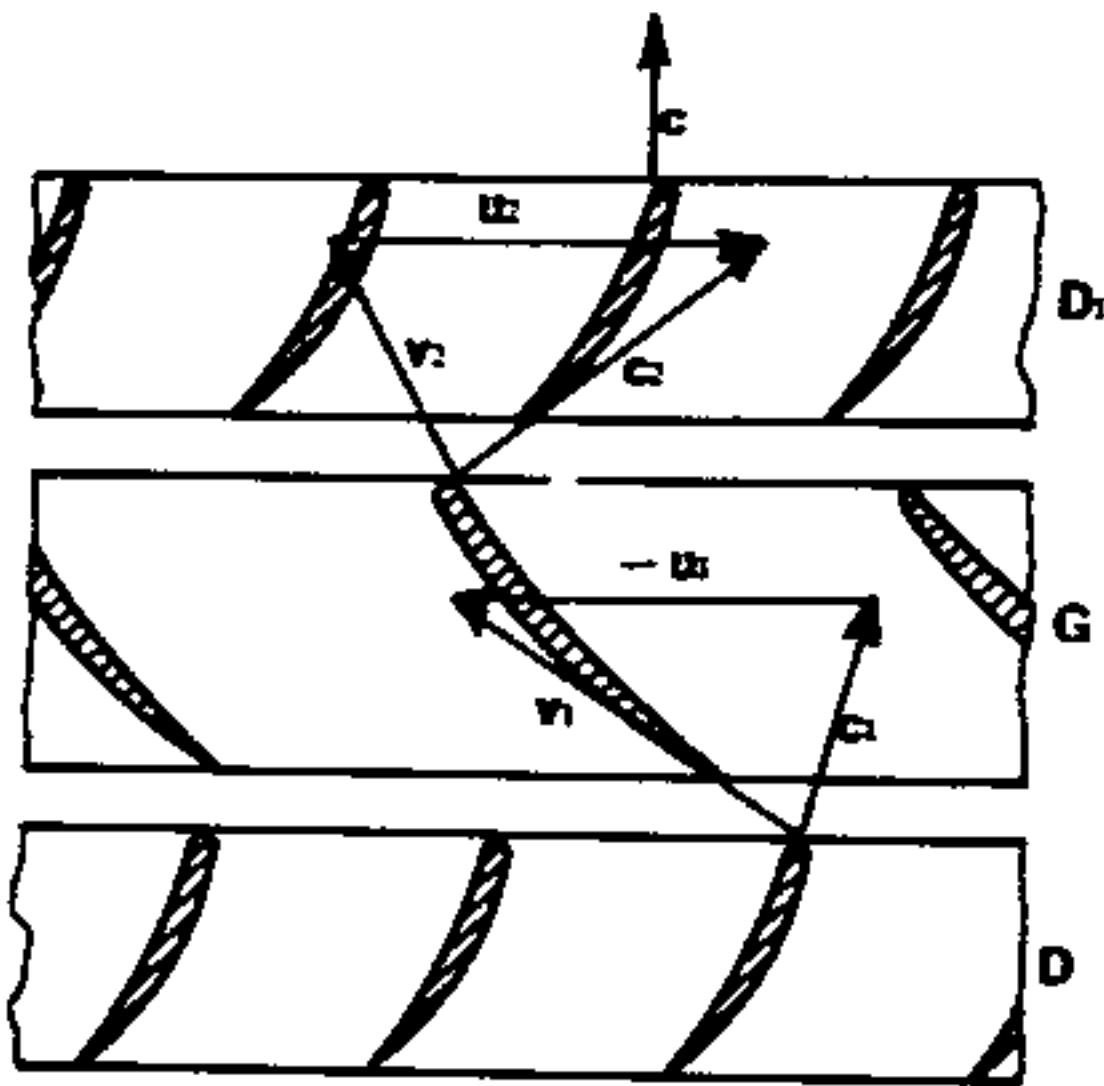


Fig. 121. Sviluppo piano della palettatura di una pompa ad elica

Questa caratteristica delle pompe ad elica costituisce un fattore negativo per quanto concerne l'eventuale regolazione della portata effettuata mediante variazione della sua velocità angolare; variano infatti, in questo caso, i triangoli di velocità ed il bordo delle singole palette non risulta più tangente alla velocità relativa di entrata, dando luogo ad urti tanto più nocivi quanto maggiore è il regime di rotazione. Per questo motivo le grandi pompe ad elica vengono costruite con « pale orientabili » anziché rigidamente connesse al mozzo, in modo da poterne variare l'inclinazione con continuità mantenendo in ogni istante la condizione di minimo urto imposta dal primo aforisma idraulico.

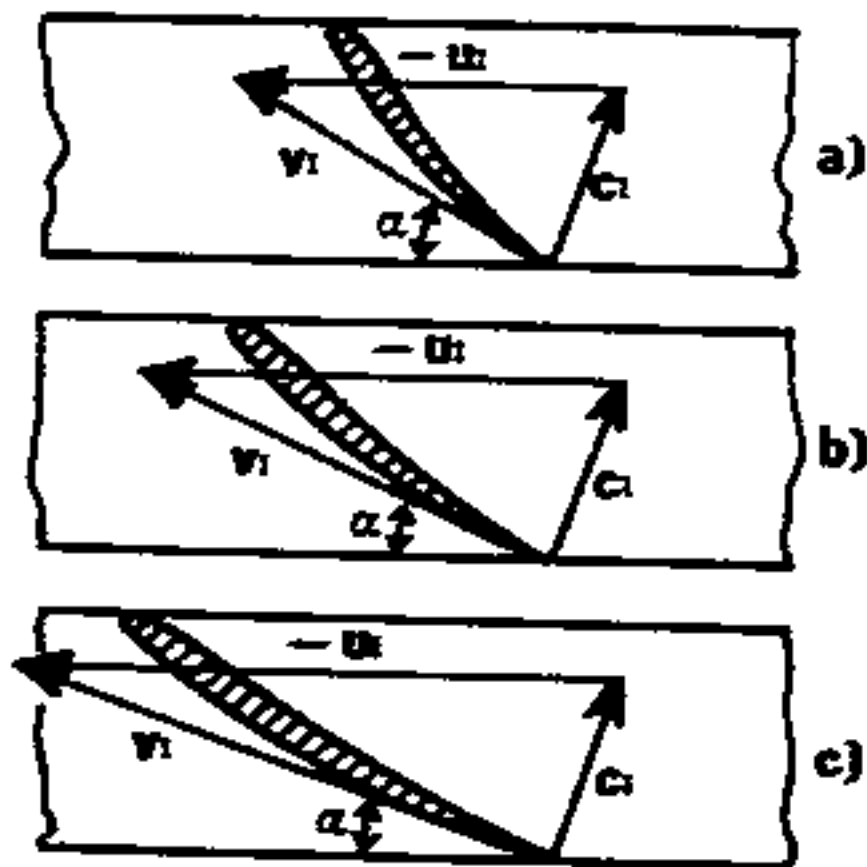


Fig. 122. Variazione dell'inclinazione delle pale di una girante ad elica in funzione della distanza dall'asse di rotazione

Questo accorgimento costruttivo facilita inoltre le operazioni di avviamento, evitando che il motore venga improvvisamente assoggettato ad uno sforzo notevole; la pompa viene avviata ponendo le pale nella posizione di passo minimo e gradualmente inclinate fino a raggiungere la posizione definitiva. Ove si richiedano prevalenze maggiori di 4-6 m,

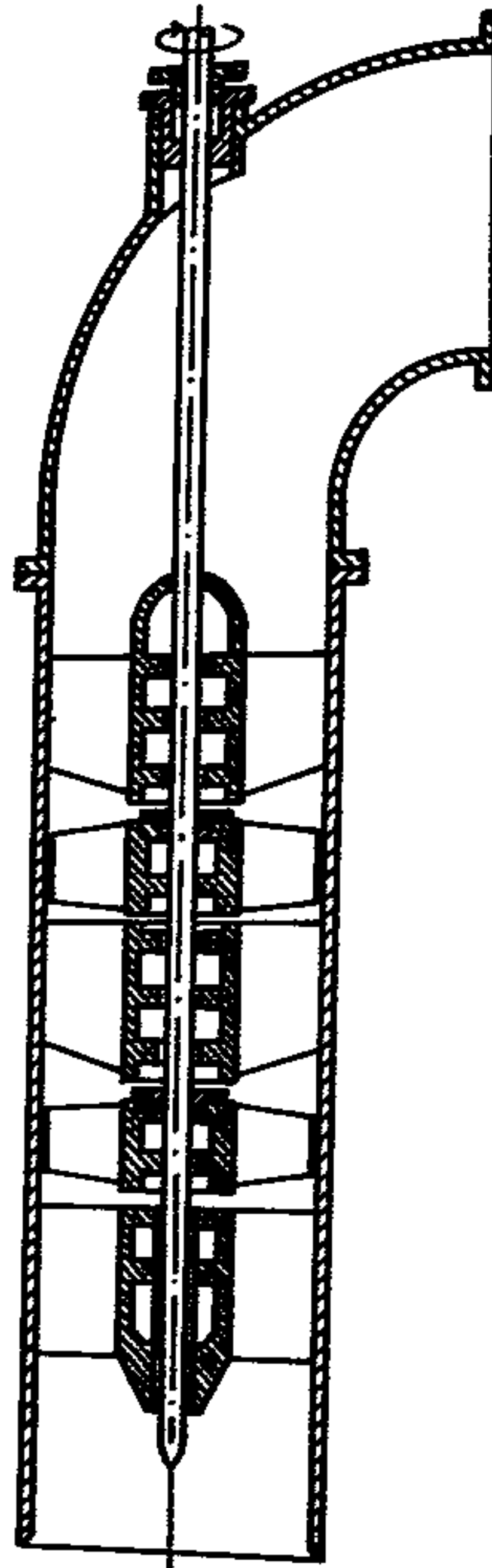


Fig. 123. Pompa elicoidale multistadio (schema)

si impiegano le pompe ad elica a più stadi; esse (fig. 123) sono progettate secondo i criteri già esposti in merito alle pompe centrifughe: il fluido uscente dalla prima girante viene convogliato in una seconda che gli somministra altra energia, poi in un diffusore-raddrizzatore a pale fisse che lo invia ad una terza girante e così di seguito. Si possono in tal modo ottenere prevalenze di 40-50 m, anche se, come è naturale, ne scapita leggermente il rendimento totale. L'impiego della pompa ad elica è ampiamente diffuso ove si richiedano forti portate e piccole prevalenze; inoltre gli ampi passaggi e l'assenza di valvole permettono l'impiego della pompa anche con liquidi melmosi o contenenti detriti da varia natura.

Capitolo Nono

Pompe centrifughe (complementi)

46) RENDIMENTI

Nel par. 34 è stato dimostrato analiticamente che il rendimento totale (η) di una pompa dipende essenzialmente dall'entità dei suoi rendimenti parziali: **idraulico** (η_i) **volumetrico** (η_v) e **meccanico** (η_m); fra questi il rendimento idraulico è quello che, dal punto di vista pratico, presenta la maggior complessità, sia per il numero di fattori da cui dipende, sia per la grande variabilità cui è soggetto in seguito alle oscillazioni di regime della macchina. Prescindendo da ogni impostazione analitica basata su formule più o meno sperimentali, ci limiteremo ad esporre qualche cenno illustrativo ed alcuni valori numerici che esso può assumere, valori evidentemente validi solo come indicazione di massima.

a) **Il rendimento idraulico** di una pompa centrifuga ha origini diverse, e precisamente:

- **dipende dalle perdite di energia per attrito** del liquido contro le pareti della girante, del diffusore (se esiste), della chiocciola e, nel caso delle pompe multiple, dei condotti che lo adducono ai vari stadi; esso sarà tanto minore quanto maggiori sono tali perdite e perciò quanto più complessa è la conformazione della pompa;
- **dipende dalle perdite di energia conseguenti alle deviazioni** che il liquido deve subire per adattarsi alla curvatura dei vari organi meccanici che esso incontra nel suo percorso entro la macchina; l'incidenza di tale tipo di perdite sul rendimento idraulico è analoga a quella delle perdite per attrito;
- **dipende dalle perdite conseguenti alla trasformazione di energia cinetica in potenziale**; ciò avviene ogni volta che il liquido percorre un condotto divergente e perciò, in massima parte, nella chiocciola o nel diffusore a palette se esiste. Questa perdita è senz'altro la più gravosa fra quelle che influiscono sul rendimento idraulico tanto da sconsigliare talvolta — specie nelle piccole pompe che non devono fornire alte prevalenze — l'impiego del diffusore palettato;
- **dipende dalle perdite di energia cinetica dovute alla velocità residua** con cui il liquido lascia la pompa; queste perdite sono ovviamente maggiori nelle pompe ad azione che in quelle a reazione

nelle quali, in accordo con il secondo aforisma idraulico, si rende minimo il vettore « c_2 » mediante una appropriata conformazione della palettatura;

- **dipende dalle perdite di energia per contrazione della vena liquida** ogni volta che essa investe la palettatura mobile (girante) o quella fissa (diffusore); **queste perdite, che non devono essere confuse con quelle per urto**, possono essere ridotte profilando opportunamente il bordo di entrata della palettatura secondo una sagoma pressoché idrodinamica e rastremando quello di uscita per favorire il ricongiungimento dei filetti fluidi.

Le perdite descritte costituiscono, nel loro complesso, le « **perdite di deflusso** » alle quali dovremo aggiungere le « **perdite per urto** », rese minime dall'osservanza del primo aforisma idraulico, ma tanto più gravose non appena il funzionamento della pompa si discosta dal valore previsto in sede di progetto: la diversa inclinazione che assumono in questo caso i vettori « v_1 » e « c_2 » (cfr. par. 41) non è più adatta ad evitare l'urto con le palette della girante e con quelle del diffusore; ne consegue un'ulteriore (e sensibile) dissipazione di energia che abbassa il rendimento idraulico della pompa. Poiché le perdite per urto sono direttamente proporzionali all'energia cinetica posseduta dal fluido, esse variano con il quadrato della velocità, e perciò — per l'equazione di continuità — anche con il quadrato della portata; sfrutteremo ed approfondiremo questa conclusione nel prossimo paragrafo trattando l'argomento delle curve caratteristiche di una pompa centrifuga.

A titolo puramente indicativo, riportiamo alcuni valori del rendimento idraulico, sufficientemente attendibili per pompe nuove, costruite con la necessaria accuratezza di lavorazione.

— pompe senza diffusore	$\eta_i = 0,70 \div 0,86$
— pompe con diffusore senza palette	$\eta_i = 0,75 \div 0,88$
— pompe con diffusore a palette	$\eta_i = 0,80 \div 0,90$

intendendo riferirsi per i valori minimi alle pompe di piccole dimensioni.

- b) **Il rendimento volumetrico** che dipende dalla quantità di liquido elaborata ma non inviata all'utilizzazione, è condizionato dall'entità dei giochi esistenti fra l'organo mobile e l'involucro

della pompa. Nel caso delle pompe centrifughe il gioco in questione riguarda la sezione anulare compresa tra la girante e la carcassa, ove talvolta — specialmente nelle pompe di una certa importanza — sono previsti dei dischi di tenuta, per limitare le perdite di liquido.

La quantità di fluido che sfugge dipende principalmente dalla differenza di pressione esistente fra i due ambienti; essa sarà perciò maggiore nelle pompe a reazione in cui l'energia è somministrata prevalentemente sotto forma potenziale, che in quelle ad azione ove il liquido acquisisce energia sotto forma cinetica.

I limiti estremi entro cui può variare il valore del rendimento volumetrico, sono, a titolo puramente indicativo:

— pompe con girante semplice $\eta_v = 0,90 \div 0,96$

— pompe con girante a doppio imbocco $\eta_v = 0,95 \div 0,98$

intendendo riferirsi, come sempre, dalle più semplici alle più complesse.

c) Il **rendimento meccanico** è dovuto alle perdite di energia necessarie a vincere gli attriti fra organi meccanici in moto relativo, che nelle pompe centrifughe sono limitati ai due supporti di estremità ed all'eventuale cuscinetto reggispinta; tuttavia si deve tener presente che la girante ruota entro la cassa e questa, dalla parte opposta all'aspirazione, contiene del liquido che, trascinato in rotazione dal disco della girante con cui è a contatto, provoca una ulteriore perdita di energia.

Nonostante questo, il rendimento meccanico delle pompe centrifughe è molto alto, soprattutto se messo a confronto con quello delle pompe alternative; si può ritenere mediamente:

— pompe con girante semplice $\eta_m = 0,88 \div 0,94$

— pompe con girante a doppio imbocco $\eta_m = 0,90 \div 0,96$

Poiché il rendimento totale di una pompa si ottiene come prodotto dei rendimenti parziali, assumendo i valori indicativi sopra elencati, possiamo ritenere che esso varii fra i limiti estremi:

$$\eta = 0,50 \div 0,86$$

dalle piccole macchine, sprovviste di diffusore, a quelle di maggiori dimensioni, munite di tutti gli accorgimenti costruttivi atti a migliorarne le prestazioni.

47) LEGGE DI AFFINITÀ E CURVA CARATTERISTICA

Il principio di funzionamento di una pompa centrifuga, ci consente di rilevare facilmente che la portata erogata è direttamente proporzionale al numero di giri al minuto compiuti dalla macchina, mentre la prevalenza ottenuta — essendo conseguente alla forza centrifuga sviluppata nella rotazione — è direttamente proporzionale al quadrato di « n ». Siano « Q₁ » ed « H₁ » i valori della portata e della prevalenza fornita da una pompa che abbia un

regime di rotazione caratterizzato dal numero di giri al minuto « n₁ » e supponiamo che — per cause imprevedibili — tale regime venga alterato, passando dal valore « n₁ » iniziale ad un valore « n₂ » non molto dissimile, **in modo da poter ritenere che non vengano sensibilmente alterati i triangoli delle velocità e si possa ritenere costante il valore del rendimento totale.**

In tale ipotesi, per il principio di proporzionalità sopra accennato, potremo valutare la nuova portata (Q₂) erogata dalla macchina, con la relazione:

$$Q_1 : Q_2 = n_1 : n_2 \quad (143)$$

ed in modo analogo, esprimere la nuova prevalenza (H₂) con:

$$H_1 : H_2 = n_1^2 : n_2^2 \quad (144)$$

ricordando infine che la potenza utile della pompa è proporzionale sia alla portata « Q » che alla prevalenza « H »:

$$N_1 : N_2 = n_1^3 : n_2^3 \quad (145)$$

Le tre relazioni (143), (144) e (145) costituiscono l'espressione analitica della **legge di affinità**.

La necessità di supporre inalterato il rendimento della pompa, limita il campo di applicazione della legge di affinità a variazioni del regime di rotazione comprese in un intervallo piuttosto ristretto; si può ritenere mediamente che la legge sia applicabile per valori di « n₂ » compresi entro il 10% (in più o in meno) del valore iniziale « n₁ ».

È chiaro comunque che non si può assegnare un limite preciso, in quanto gli eventuali scostamenti dalla legge teorica dipendono dalla maggiore o minore variabilità del rendimento; una verifica più sicura può essere fatta esaminando l'andamento delle curve caratteristiche della pompa, ed in particolare quella del rendimento (cfr. par. 48) e valutando sul grafico l'entità della variazione di esso in relazione alle eventuali modifiche cui sono soggette portate e prevalenze.

A differenza di quanto accade nelle pompe alternative, in cui la prevalenza dipende dall'utilizzazione, nelle pompe centrifughe essa è legata al valore della portata, talché, variando una di queste due grandezze, varia di conseguenza l'altra; la correlazione fra portata e prevalenza può essere messa in evidenza graficamente tracciando per ogni pompa una curva (definita « **curva caratteristica** » o più semplicemente « **caratteristica** ») in un sistema di assi cartesiani in cui sono riportate le prevalenze in ordinate e le portate in ascisse.

Mantenendo costante il regime di rotazione della pompa, per ogni valore della portata (Q) esiste un determinato valore della prevalenza (H) ed ogni coppia di valori (Q; H) individua un punto nel piano cartesiano; collegando insieme i vari punti, si determina la curva caratteristica, il cui andamento (ov-

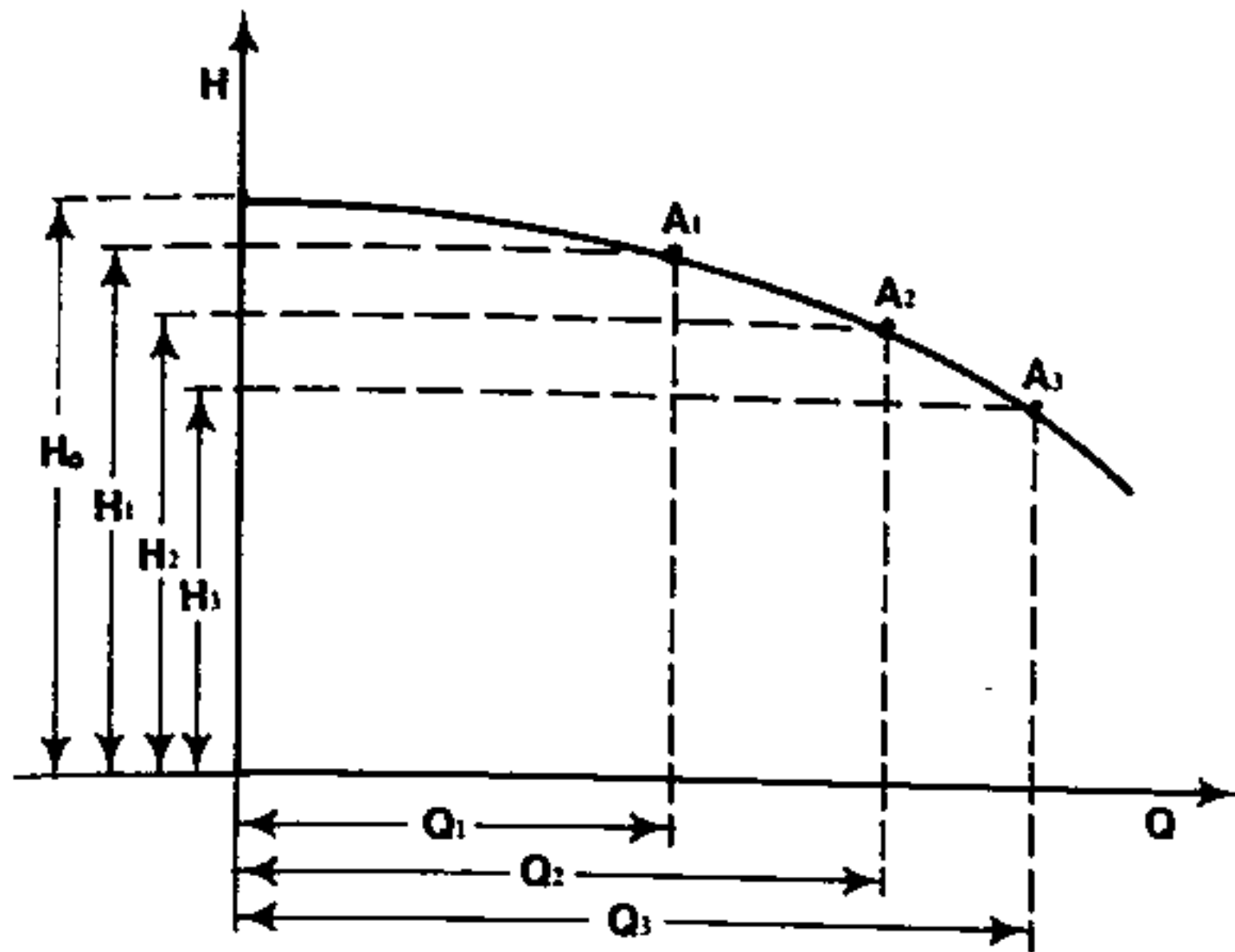


Fig. 124. Curva caratteristica (discendente) di una pompa centrifuga

viamente indicativo) è illustrato in fig. 124, e riveste somma importanza nella scelta di un determinato tipo di pompa che risponda alle esigenze dell'utente.

Non si può formulare una relazione che definisca analiticamente la curva caratteristica di una pompa centrifuga, in quanto la sua determinazione esatta è possibile solo per via sperimentale; si può però dimostrare che la curva caratteristica teorica di una pompa centrifuga sarebbe una retta, funzione dell'angolo « β_2 » formato dalla velocità relativa di uscita (v_2) con la tangente alla circonferenza esterna della girante, ma nella pratica le perdite per attriti interni (che variano con legge parabolica) e le perdite per urti e vortici, influenzano la sua conformazione reale, mutandola in una curva ad andamento decrescente (fig. 124) oppure prima crescente e poi decrescente (fig. 125).

Per dare un'idea dell'evoluzione subita dalla caratteristica, abbiamo riportato in fig. 126 la retta teorica e la curva reale da essa derivata in funzione delle perdite idrauliche nell'interno della macchina.

Il rilevamento pratico della curva caratteristica avviene — come abbiamo accennato — per punti: sistemata la pompa sull'apposito banco e messa a regime si varia la portata operando sulla valvola V_2 posta sulla tubazione di mandata (fig. 127); per ogni valore di « Q » (misurato con un venturimetro o con un diaframma) si registra il corrispondente valore di « H » (mediante due manometri posti sull'aspirazione e sulla mandata) determinando un punto nel piano degli assi cartesiani. La curva incontra l'asse verticale in un punto di ordinata « H_0 » che dà il valore della prevalenza fornita dalla pompa per portata

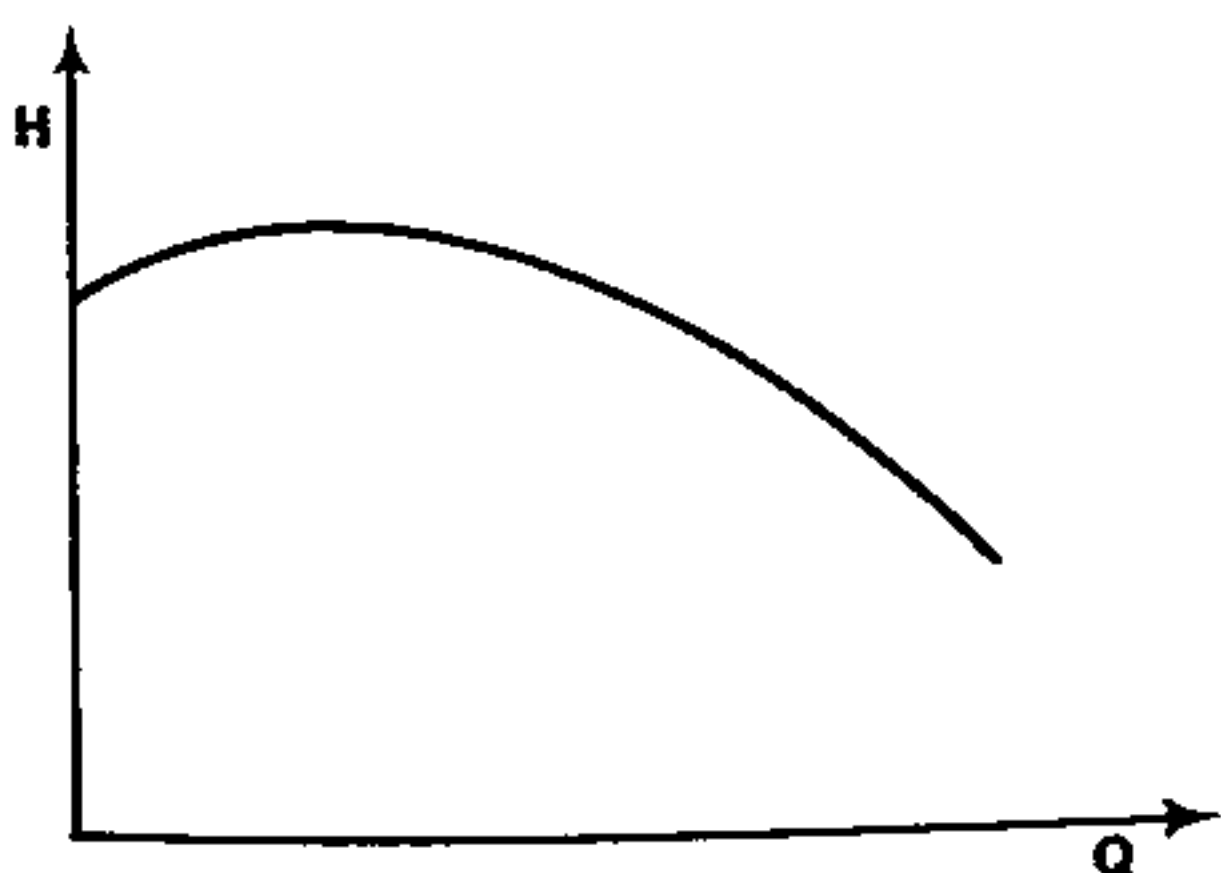


Fig. 125. Curva caratteristica ascendente-discendente

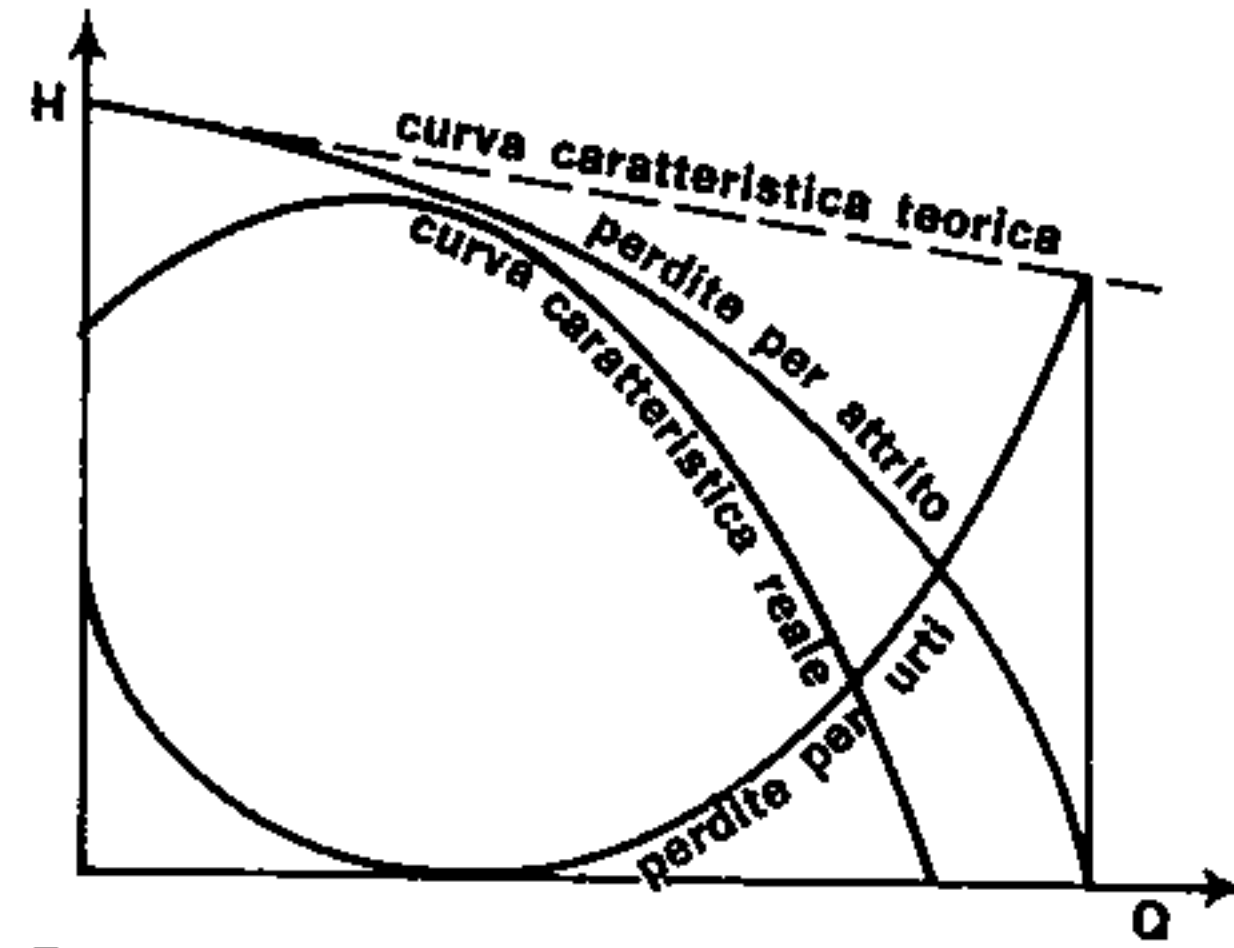


Fig. 126. Genesi della caratteristica

nulla; la determinazione dell'ordinata « H_0 » si effettua a valvola di mandata completamente chiusa leggendo i valori indicati dai manometri M_1 ed M_2 .

È questa una importante qualità delle pompe centrifughe che — contrariamente alle pompe alternative — hanno la possibilità di funzionare per breve tempo (un minuto al massimo) con la valvola di mandata chiusa senza che ne derivino gravi danni.

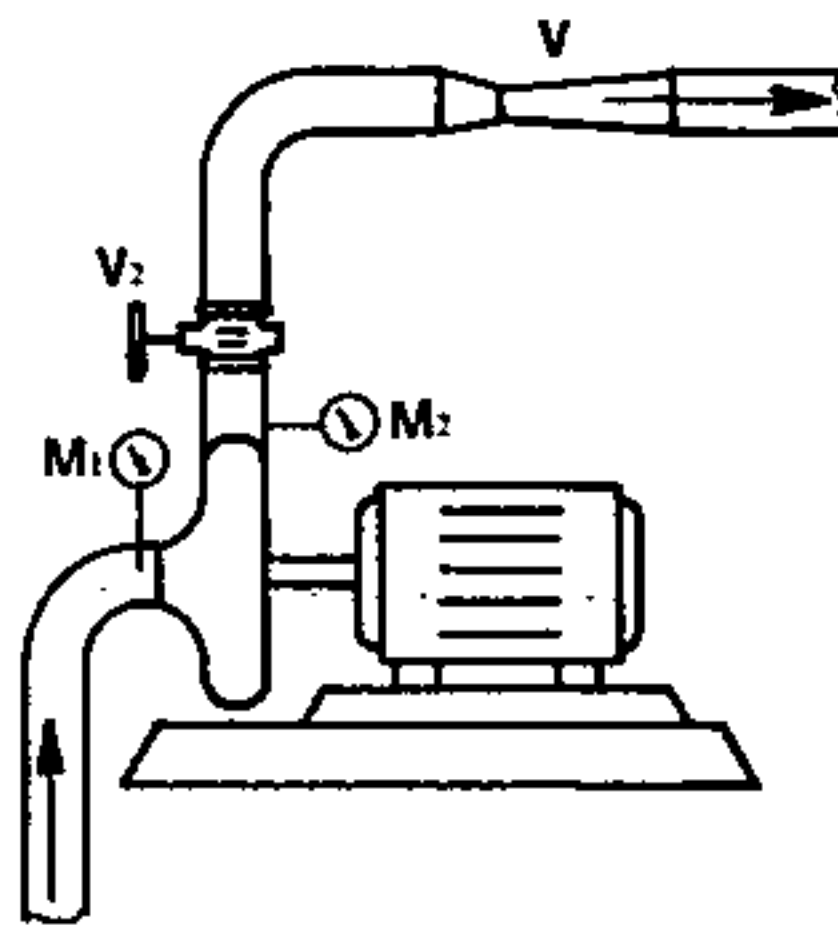


Fig. 127. Installazione per il collaudo di una pompa

Le relazioni di proporzionalità che esprimono la legge di affinità consentono di tracciare la curva caratteristica di una pompa ad un regime di rotazione « n_2 » quando sia nota la curva relativa ad un regime « n_1 » non molto differente da « n_2 ».

Scelto infatti sulla curva nota un punto A_1 ad arbitrio (fig. 128) si leggono i valori della sua ascissa (Q_1)

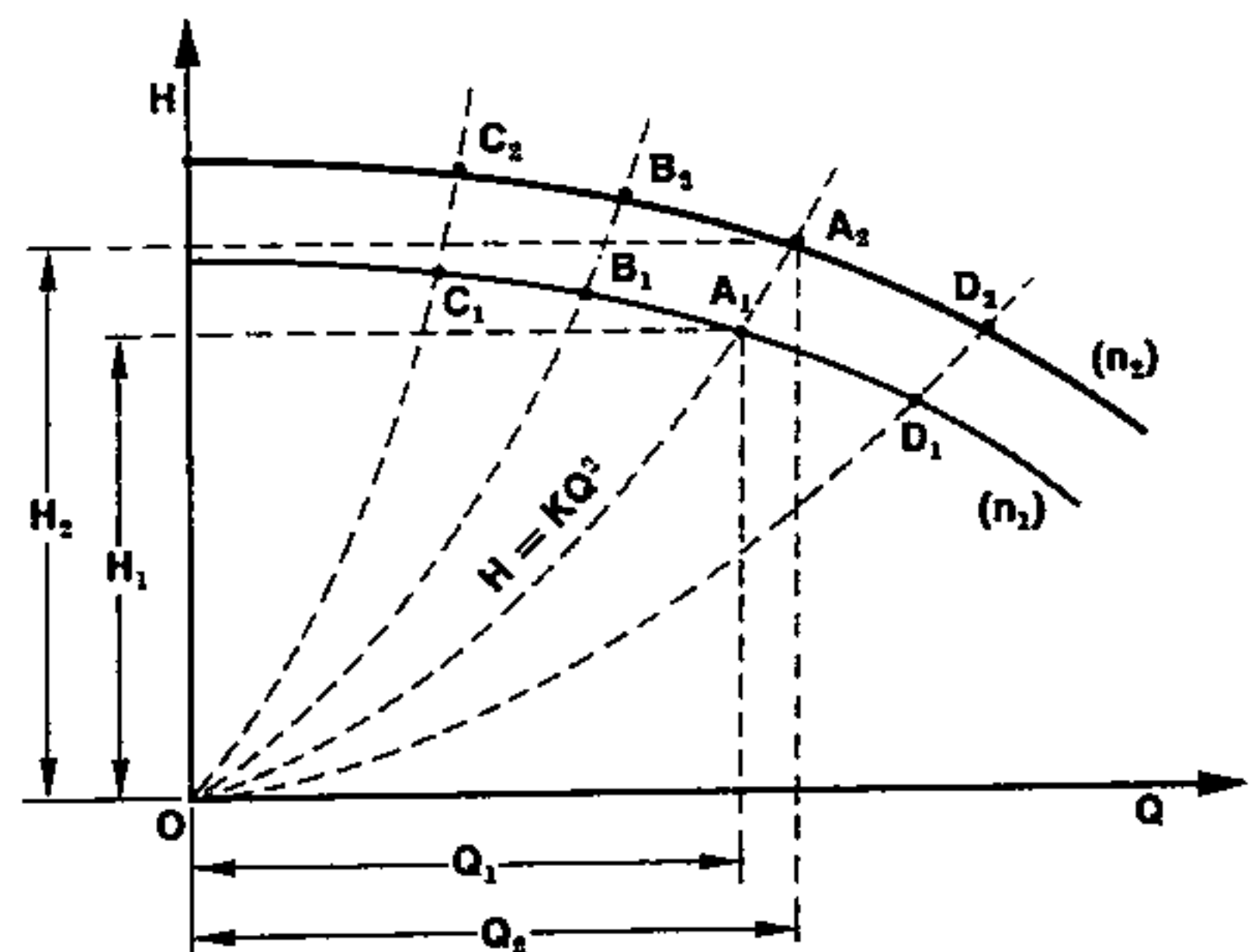


Fig. 128. Variazione della caratteristica con il numero di giri al minuto

e dell'ordinata (H_1) ed applicando le relazioni (143) e (144) si ricavano i corrispondenti valori « Q_2 » ed « H_2 »:

$$Q_2 = Q_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)$$

$$H_2 = H_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2$$

e si segna il punto A_2 che appartiene alla nuova curva cercata.

Il procedimento viene ripetuto scegliendo altri punti ad arbitrio (B_1, C_1, D_1 ecc.) sulla caratteristica nota e procedendo nel modo già descritto; si collegano infine i punti B_2, C_2 ecc. determinati con le successive applicazioni della legge di affinità fino ad ottenere la nuova curva caratteristica.

È facile rilevare che i punti A_1 e A_2 appartengono ad una parabola avente il vertice nell'origine degli assi; dalle (143) e (144) si ricava:

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{Q_1^2}{Q_2^2}$$

e da questa:

$$\frac{H_1}{Q_1^2} = \frac{H_2}{Q_2^2}$$

Le coordinate dei punti A_1 ed A_2 appartengono pertanto ad una curva che soddisfa l'equazione generica:

$$\frac{H}{Q^2} = \text{costante} = K$$

che, scritta sotto la forma:

$$H = KQ^2$$

è l'equazione di una parabola.

48) PUNTO DI FUNZIONAMENTO

Un quadro più completo della funzionalità di una pompa si ottiene tracciando oltre alla curva caratteristica ($Q; H$), anche le curve che rappresentano le variazioni del rendimento (η) e della potenza assorbita (N_a) in funzione di « Q » (fig. 129):

— la curva della potenza ha un andamento costantemente crescente e quasi rettilineo all'aumentare della portata; essa ha inizio con una ordinata equivalente alla potenza dissipata per vincere le resistenze meccaniche della macchina.

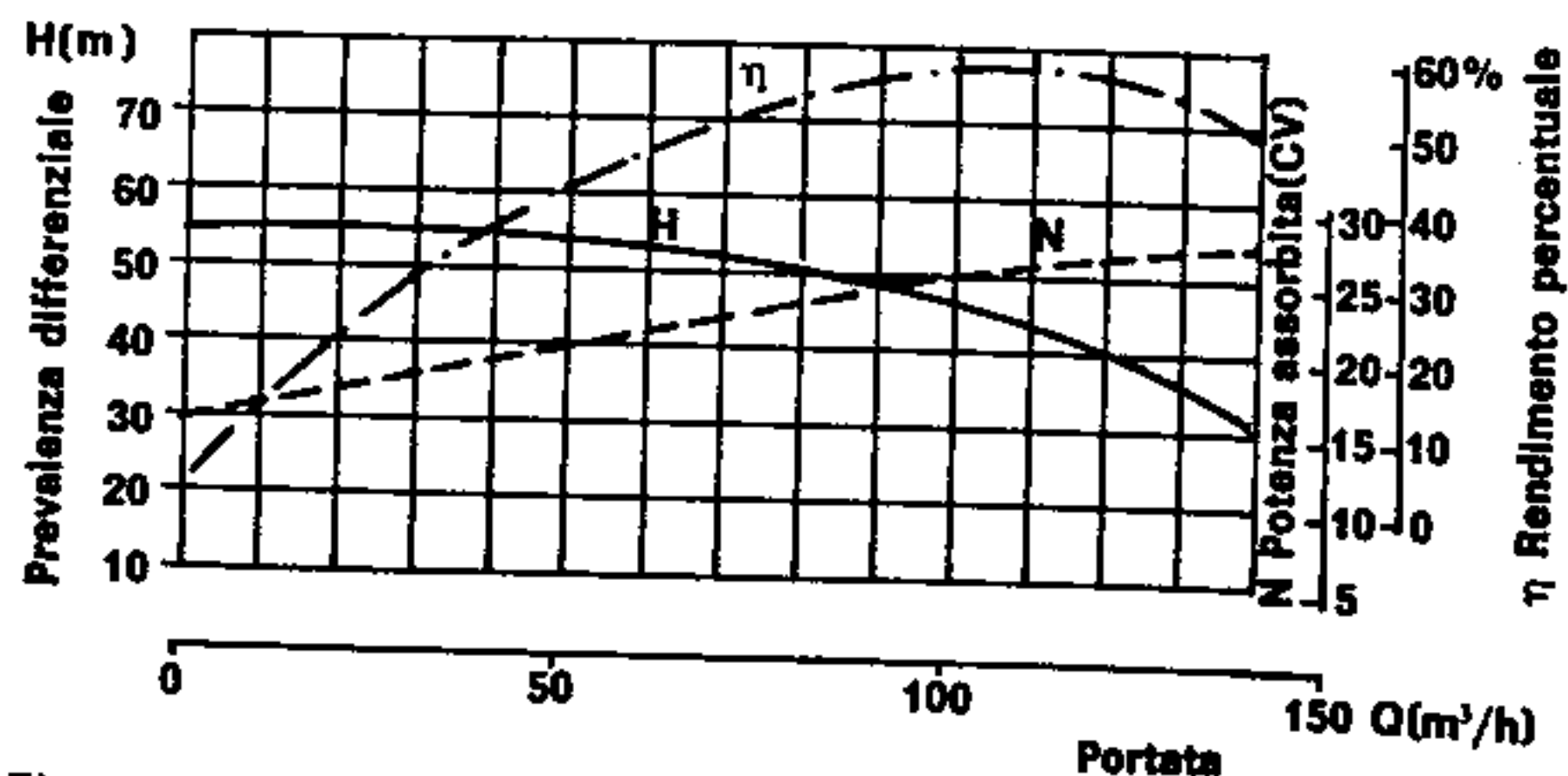


Fig. 129. Curve di prevalenza (H) potenza (N) e rendimento (η) in funzione della portata (Q)

— la curva del rendimento ha inizio nell'origine degli assi (dove per $Q = 0$ è anche $\eta = 0$) e presenta un andamento iniziale crescente; raggiunto un valore massimo (η_{max}) decresce poi sensibilmente al crescere della portata.

Ciò è dovuto alla variazione del rendimento idraulico ai vari regimi di erogazione; abbiamo visto infatti nel par. 41, come la conformazione delle palette sia condizionata — per soddisfare i due aforismi idraulici — dalla velocità relativa « v » dell'acqua rispetto alla pala, e in definitiva, dalle sue componenti « u » e « c »; una pompa centrifuga è quindi ben proporzionata solo per una determinata coppia di valori di « u » e di « c », o meglio — come si usa più semplicemente — per un solo valore del rapporto:

$$k = \frac{u}{c}$$

Ne consegue che variando il numero di giri/min oppure la portata, varia il rapporto suddetto e la conformazione della palettatura non è più adatta per conseguire il massimo rendimento idraulico.

Esiste perciò un unico punto (M) sulla curva caratteristica (per un determinato regime di rotazione) cui corrisponde il massimo valore del rendimento; in altre parole una sola coppia di valori « Q » ed « H » (per « n » costante) che assicura il funzionamento più economico della pompa centrifuga (fig. 130).

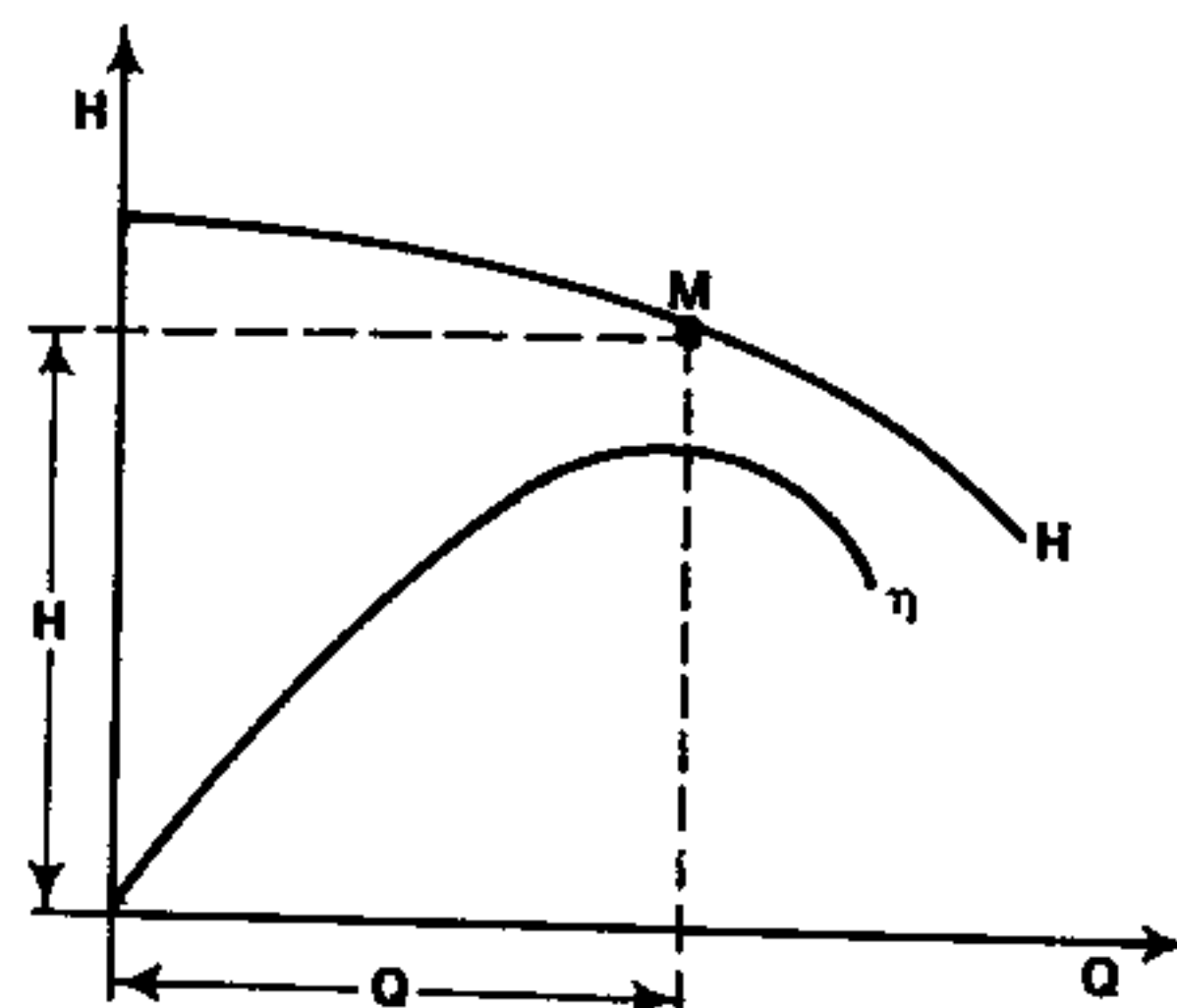


Fig. 130. Punto di massimo rendimento

Se la pompa funziona in modo da fornire valori di « Q » e di « H » diversi da quelli suddetti (sia in più che in meno) il rendimento di essa diminuisce; la diminuzione è tanto più sensibile quanto più ci si allontana dal punto M di massimo rendimento. Per ogni regime di rotazione della pompa si può tracciare una curva caratteristica, e su ognuna di esse esiste un punto M di massimo rendimento; nel piano cartesiano esisteranno perciò alcuni punti di rendimento massimo, ed altri punti di funzionamento cui corrispondono rendimenti minori. Collegando insieme tutti i punti del piano cui compete lo stesso valore del rendimento, si ottengono delle curve chiuse concentriche, assimilabili ad ellissi, definite « curve di isorendimento » (fig. 131); l'unica eccezione è costituita dalla curva congiungente i punti di rendimento massimo che risulterà

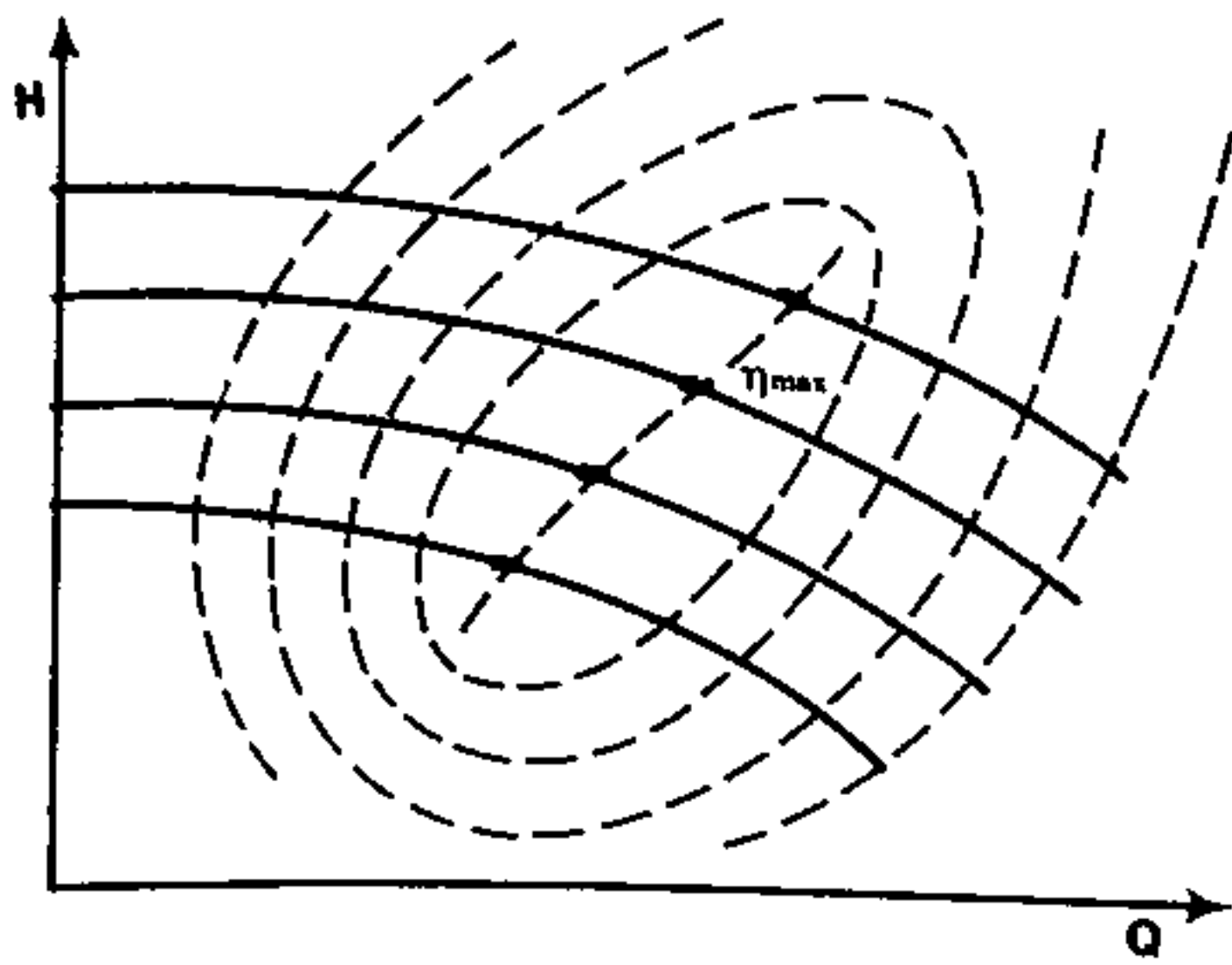


Fig. 131. Curves di isorendimento

necessariamente aperta, non potendo esistere due punti « η_{max} » su una caratteristica.

La curva caratteristica di una pompa ad elica con pale fisse è schematizzata in fig. 132 e messa a confronto con quella di una centrifuga tradizionale; si nota che la caratteristica dell'elica ha un andamento fortemente decrescente e ciò comporta forti oscillazioni della prevalenza al variare della portata. Fanno ovviamente eccezione le pompe ad elica con pale orientabili che sono in condizione di fornire portate variabili entro limiti molto ampi senza presentare sensibili oscillazioni nel valore della prevalenza e soprattutto in quello del rendimento che si mantiene pressoché costante ai diversi regimi di regolazione; la curva del rendimento di questo tipo di pompe assume una configurazione simile a quella illustrata in fig. 133 con un tratto centrale sensibilmente appiattito entro il quale il valore di η_{max} si aggira intorno allo 0,85.

Da quanto abbiamo esposto, risulta chiaro che — nei casi più importanti — una pompa deve essere accuratamente progettata per funzionare con sufficiente continuità ad un determinato regime di rotazione (n) fornendo valori di prevalenza (H) e di portata (Q) in modo da offrire contemporaneamente il rendimento massimo (fig. 130). Giova rilevare tuttavia che anche le dimensioni e la rugosità delle tubazioni di aspirazione e di mandata possono influire negati-

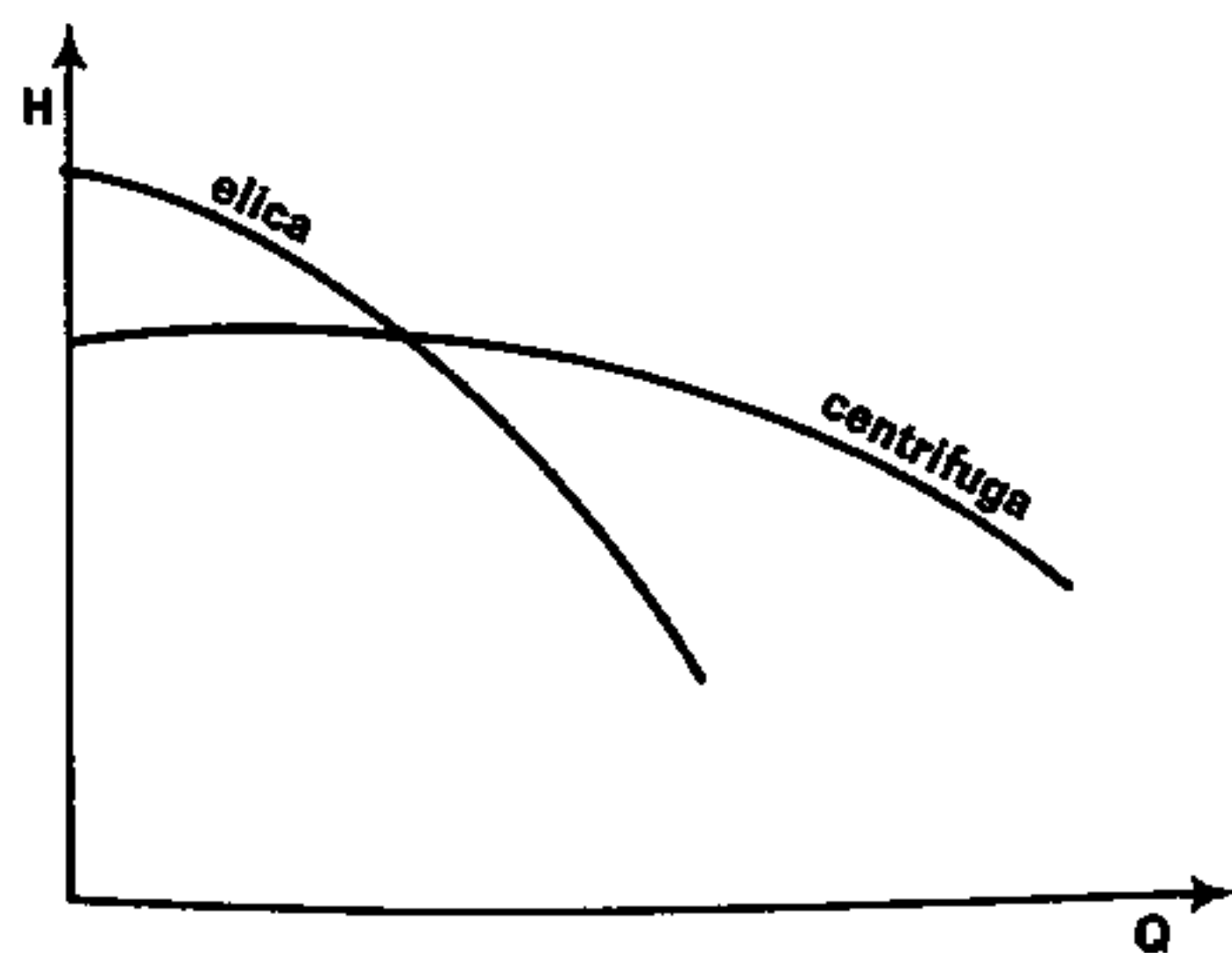


Fig. 132. Confronto fra le curve caratteristiche di una pompa ad elica e di una centrifuga

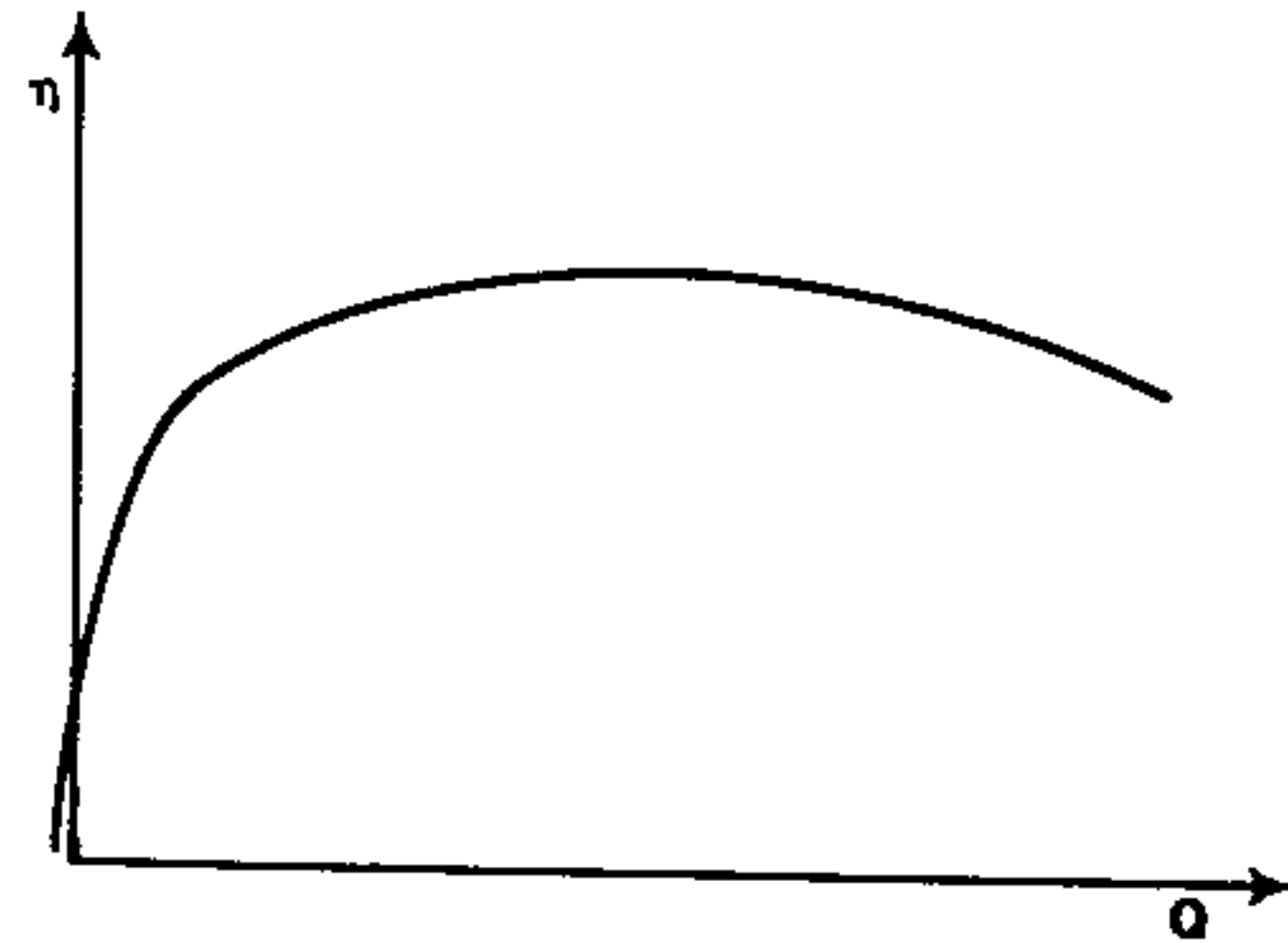


Fig. 133. Curva caratteristica di una pompa a pale regolabili

vamente sull'economia di esercizio, ove non siano accuratamente studiate in relazione alla curva caratteristica della pompa.

Possiamo infatti suddividere la prevalenza totale di un sistema contro cui la pompa deve operare, in:

- **prevalenza statica (H_s)** costituita dalla somma del dislivello geodetico fra i peli liberi dei serbatoi di aspirazione e mandata, e dalla differenza di pressione esistente fra i due serbatoi suddetti:

$$H_s = H_g + \frac{p_B - p_A}{\gamma}$$

- **prevalenza necessaria per vincere le resistenze di attrito nelle tubazioni (H_y)**, corrispondente, in m di colonna liquida, alle perdite di carico continue:

$$H_y = Y = \beta \frac{Q^2}{D^5} L$$

- **prevalenza necessaria per sopperire alla caduta di pressione per resistenze accidentali (H'_y)** corrispondente alle perdite di carico accidentali, che possono essere espresse con una relazione del tipo:

$$H'_y = \sum y = \sum K \frac{v^2}{2g}$$

In un piano cartesiano, di coordinate Q-H, la prevalenza statica « H_s » — indipendente dalla portata « Q » — può essere rappresentata con una retta parallela all'asse delle ascisse (fig. 134), mentre

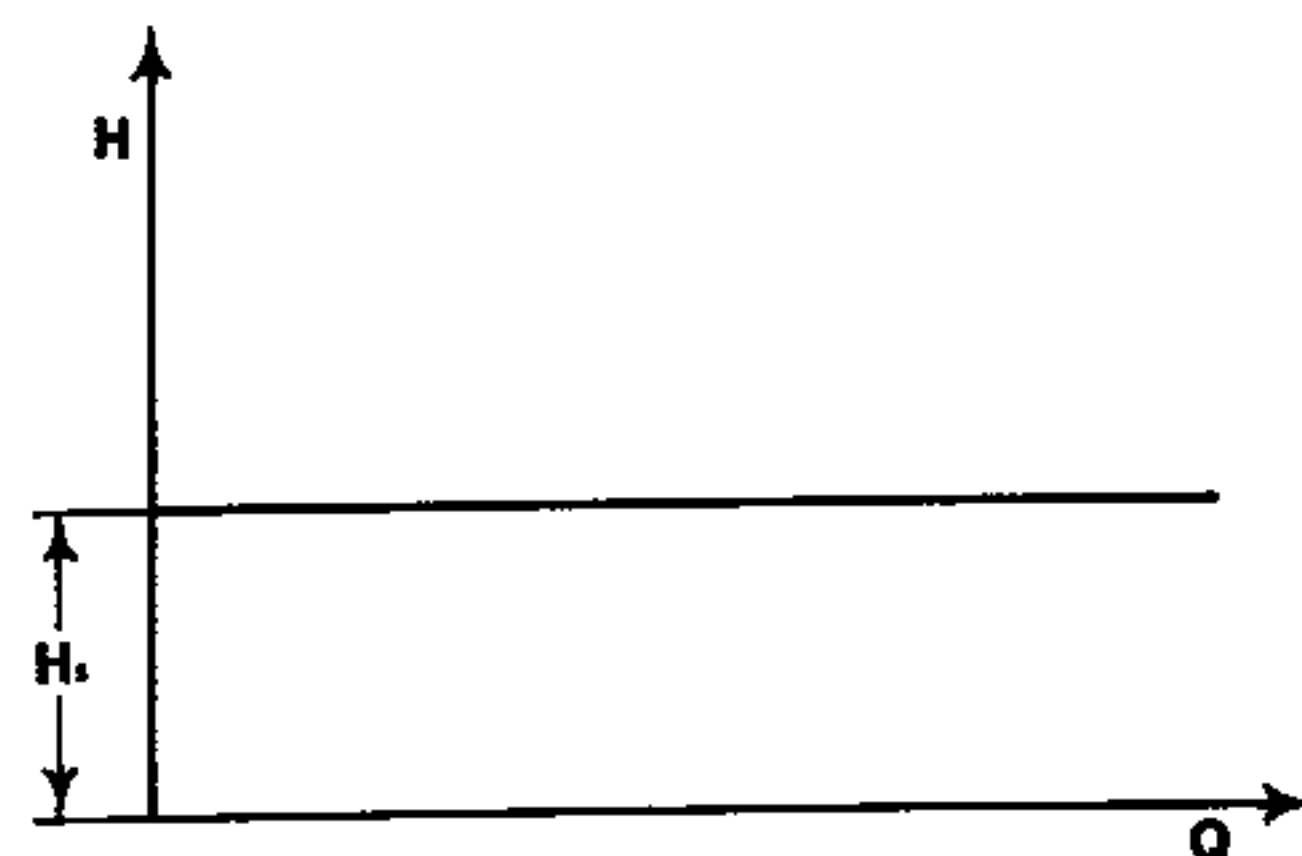


Fig. 134. Prevalenza statica

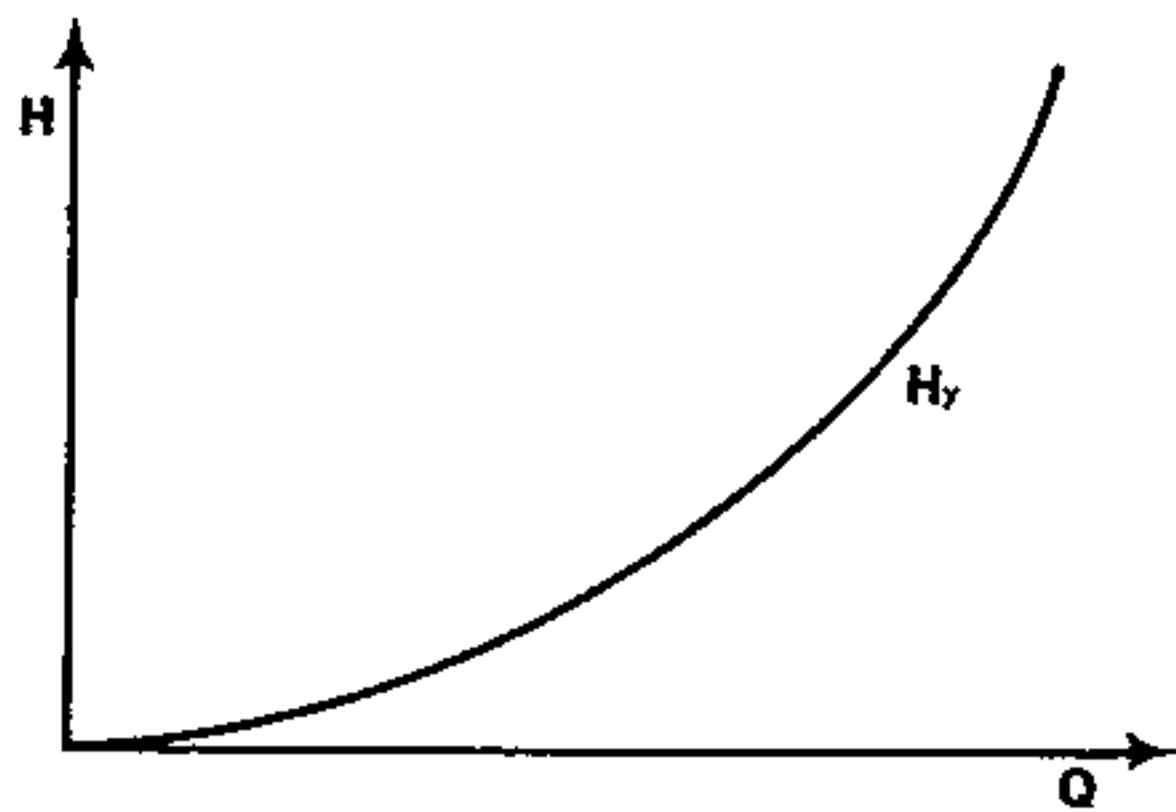


Fig. 135. Incidenza delle perdite di carico

le prevalenze « H_v » ed « H'_v » variano proporzionalmente al quadrato di « Q » e vengono pertanto rappresentate da archi di parabola (fig. 135). Conglobando in un'unica curva le variazioni delle tre prevalenze parziali, si ottiene la « **caratteristica della tubazione** » il cui andamento è schematizzato in fig. 136; essa dipende dal diametro e dalla

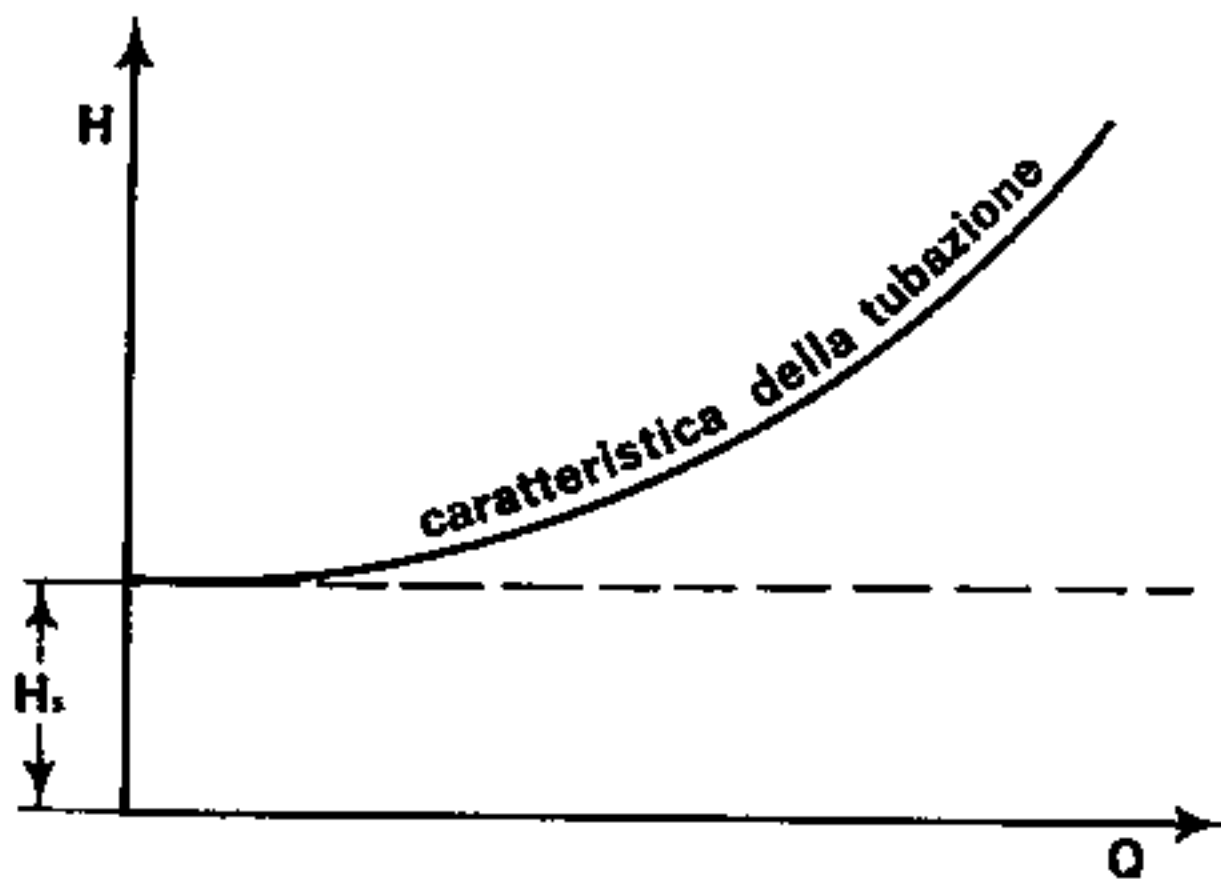


Fig. 136. Curva caratteristica della tubazione

rugosità della tubazione stessa, essendo funzione delle perdite di carico ad essa dovute. La tubazione dovrà perciò essere accuratamente progettata in modo che la sua curva caratteristica intercetti quella relativa alla pompa nel punto M cui corrisponde il massimo rendimento (fig. 137), come avremo modo di vedere negli esercizi relativi alle macchine idrauliche.

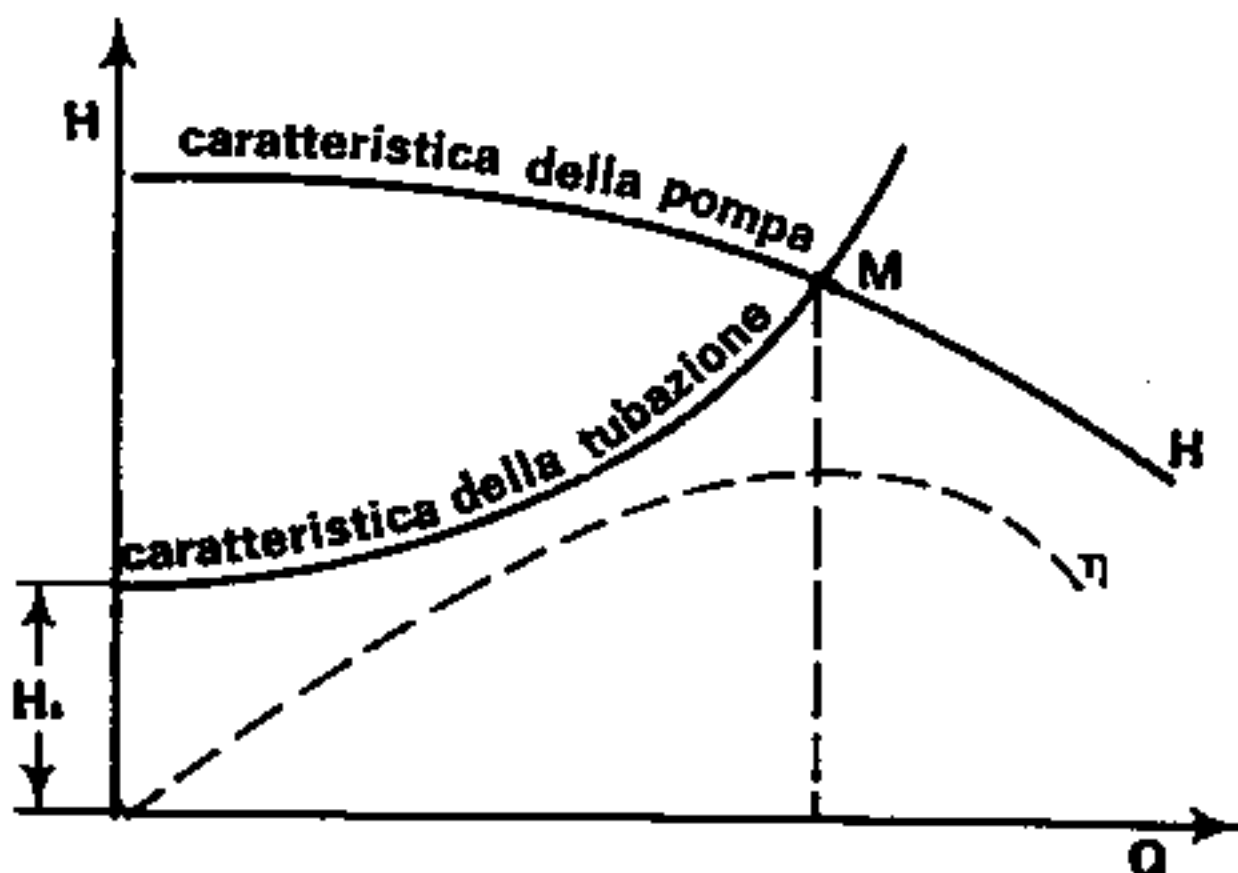


Fig. 137. Punto ottimale di funzionamento della pompa

49) DIMENSIONAMENTO DI MASSIMA

Il dimensionamento di massima di una pompa centrifuga è generalmente più complesso di quello di una pompa alternativa, a causa delle inevitabili incertezze sui valori delle velocità in diverse sezioni della macchina e dell'impiego di molte formule empiriche corredate da fattori numerici sperimentali.

Nel presente paragrafo ci limiteremo ad illustrare i procedimenti di calcolo per la determinazione delle principali dimensioni della girante, rimandando, per ulteriori particolari, ai manuali specializzati.

In sede di progetto di una pompa centrifuga, sono generalmente noti i seguenti dati:

- la portata effettiva (Q) che la pompa dovrà erogare;
- la prevalenza effettiva (H) che la pompa dovrà fornire;
- il regime di rotazione (n) della pompa deducibile da quello della motrice prescelta.

Si inizia fissando dei valori plausibili per i rendimenti parziali della macchina sulla scorta di esperienze costruttive precedenti o di notizie raccolte, per poter calcolare il valore della portata teorica:

$$Q_t = \frac{Q}{\eta_v} \quad (146)$$

e della prevalenza teorica (1):

$$H_t = \frac{H}{\eta_i} \quad (147)$$

Si procede poi al calcolo della potenza utile della pompa, misurata in CV, con unità di misura del sistema tecnico:

$$N_u = \frac{\gamma QH}{75}$$

per poter, da questa, risalire al valore del numero di giri caratteristico:

$$n_c = \frac{n}{H} \cdot \frac{\sqrt{N_u}}{\sqrt[3]{H}}$$

e da esso dedurre il tipo della girante secondo gli schemi della fig. 109, o il tipo di pompa (semplice imbocco, doppio imbocco, multipla ecc.) da progettare.

Supponiamo, per semplicità di ragionamento, che il valore di « n_c » sia tale da richiedere una pompa monostadio con girante di tipo centrifugo e procediamo al calcolo delle sue caratteristiche principali, riferendoci allo schema di fig. 138:

- a) Fissato un valore della velocità (c_0) con cui il liquido perviene alla bocca di aspirazione (2÷

1. In realtà la (147) non è esatta, essendo una conseguenza della teoria elementare svolta nel par. 42; tuttavia per un calcolo di prima approssimazione possiamo ritenerla abbastanza soddisfacente.

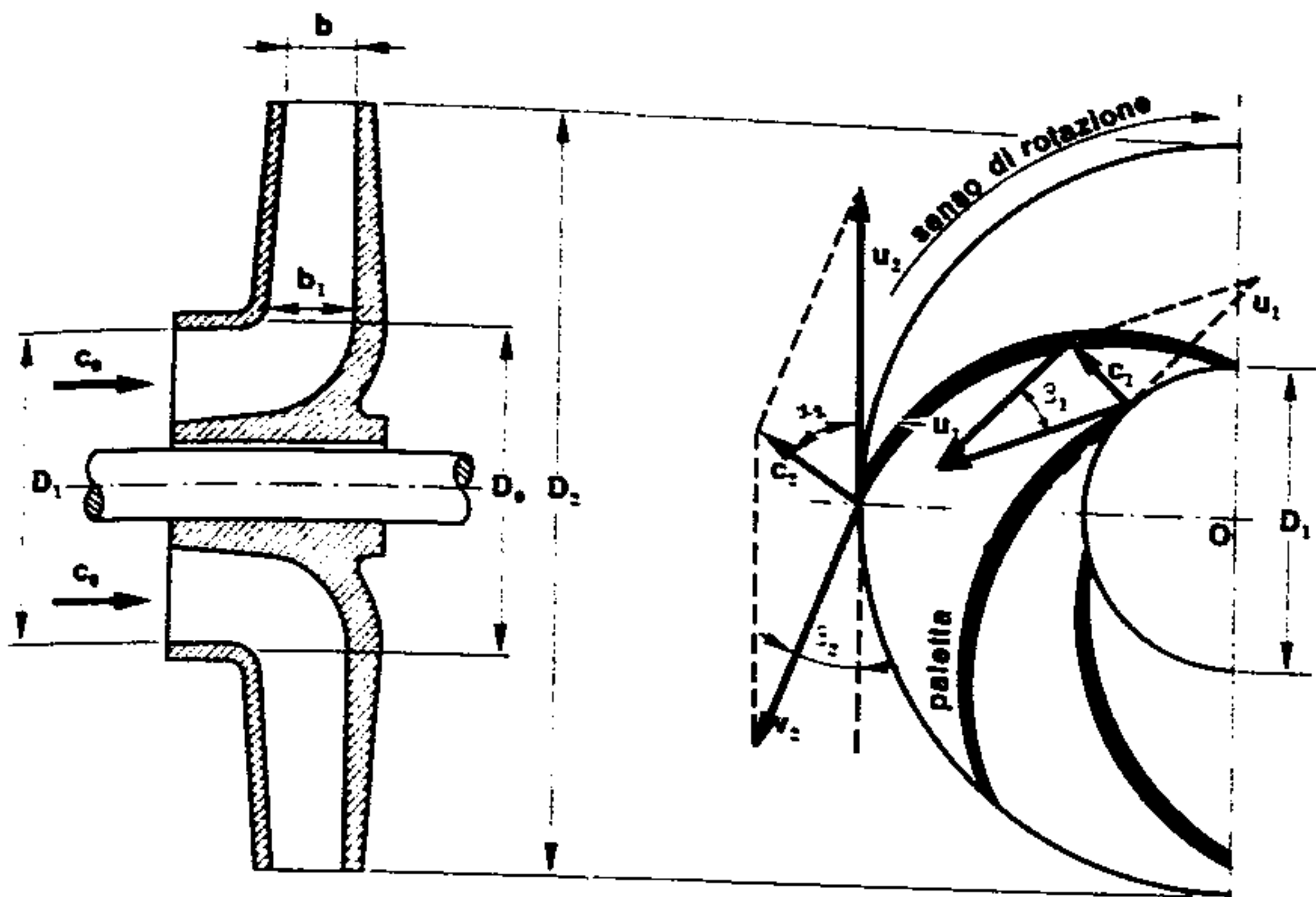


Fig. 138. Dimensionamento di massima di una girante

÷ 4 m/s) la portata di tale bocca è:

$$Q_1 = \mu \frac{\pi D_1^2}{4} c_0 \quad (148)$$

in cui il coefficiente « μ » tiene conto della riduzione della sezione di imbocco per la presenza del mozzo, e può ritenersi oscillante fra i seguenti valori:

- per pompe monostadio $\mu = 0,74 \div 0,85$
- per pompe multiple $\mu = 0,65 \div 0,75$

Dalle relazioni (146) e (148) si risale facilmente al diametro di imbocco (D_1) e da questo, al numero delle pale (i) della girante con la formula empirica:

$$i = (18 \div 20) \sqrt[3]{D_1}$$

e se la girante è di tipo centrifugo, con bocca di ingresso cilindrica, si può ritenere anche:

$$D_0 \cong D_1$$

- b) Supponendo che la velocità di ingresso (c_1) nella girante abbia direzione radiale (cfr. par. 41), per effetto dello spessore delle pale risulterà maggiore di « c_0 »; ne consegue perciò:

$$c_1 = \frac{c_0}{\mu'}$$

in cui « μ' » rappresenta il consueto coefficiente numerico di riduzione della sezione, mediamente compreso fra 0,80 e 0,87.

Nota il regime di rotazione della pompa e calcolato il diametro di ingresso (D_1), dalla formula cinematica:

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}$$

si risale al valore della velocità periferica di ingresso (u_1) che, composta vettorialmente con

la « c_1 », consente la determinazione grafica del triangolo di velocità di entrata.

Eseguita tale costruzione grafica (cfr. par. 41) è facile ricavare con le notazioni della fig. 138:

$$\text{tg } \beta_1 = \frac{c_1}{u_1}$$

e dal valore della funzione trigonometrica, risalire all'angolo « β_1 ».

- c) Il fluido entra nella palettatura con velocità « c_1 » attraverso una sezione cilindrica di diametro « D_1 » e di altezza « b_1 »; per soddisfare l'equazione della portata, dovrà essere perciò:

$$Q_1 = \mu' \pi D_1 b_1 c_1 \quad (149)$$

dalla quale, noti gli altri elementi, è possibile ricavare l'altezza delle pale (b_1) in corrispondenza alla circonferenza di ingresso.

- d) Il diametro di uscita (D_2) viene generalmente stimato in funzione di quello di entrata a seconda del tipo di girante; si stabilisce il rapporto:

$$\frac{D_1}{D_2} = m \quad (150)$$

che, per la pompa in questione può oscillare fra i valori:

$$m = 0,4 \div 0,5$$

mentre per altri tipi di giranti, ci si può riferire a quanto esposto alla fine del par. 43.

Determinato « D_2 » si risale al valore della velocità periferica di uscita (u_2):

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}$$

- e) La relazione (129) del par. 42:

$$\frac{H}{\eta_1} = \frac{1}{g} c_2 u_2 \cos \alpha_2$$

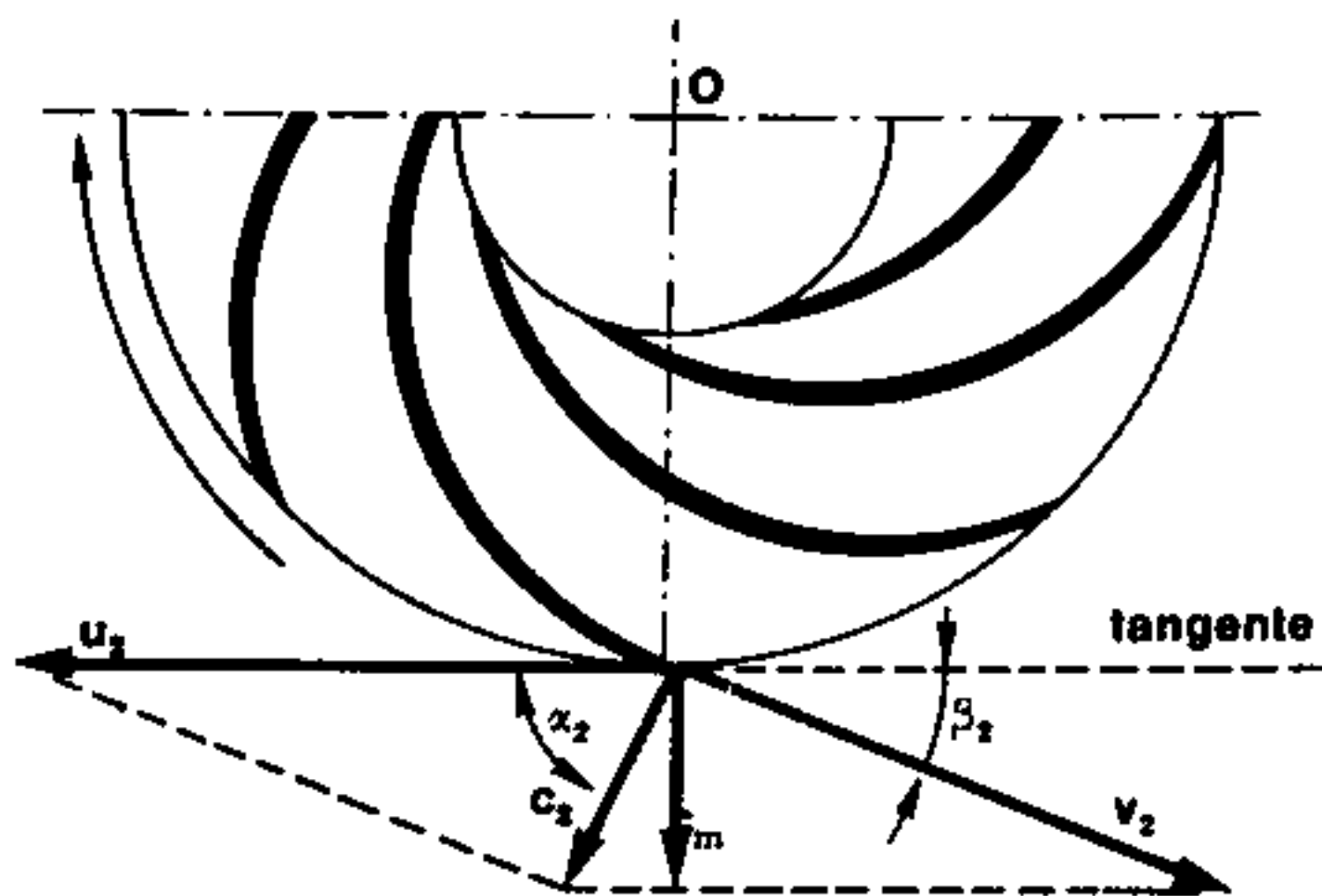


Fig. 139. Velocità meridiana di uscita

ci consente adesso di ricavare l'intensità del vettore « c_2 » una volta fissato l'angolo « α_2 ».

Risulta:

$$c_2 = \frac{gH}{\eta_1 u_2 \cos \alpha_2}$$

ed è perciò possibile tracciare il triangolo di velocità all'uscita (fig. 139) e calcolare altresì la componente radiale di « c_2 »:

$$c_m = c_2 \sin \alpha_2$$

che viene definita « **velocità meridiana** ».

Si ricava infine l'altezza delle palette allo sbocco della girante (b) applicando di nuovo l'equazione generale della portata:

$$Q_1 = \pi D_2 b c_2 \sin \alpha_2$$

poiché il fluido effluisce da una superficie cilindrica di diametro « D_2 » e di altezza « b »; non è stato introdotto alcun coefficiente numerico di riduzione della sezione, in quanto generalmente le palette sono profilate a spigolo molto acuto, allo scopo di ridurre le perdite di energia, come abbiamo accennato in precedenza.

Nel caso delle pompe multiple, il procedimento di calcolo non si discosta sensibilmente da quello testé descritto; poiché la prevalenza totale (H) non è conseguibile con una pompa monostadio, si determina il valore massimo di prevalenza (ΔH) che una singola girante può fornire, con la relazione empirica:

$$\Delta H = K n^2 D_2^2$$

in cui:

« D_2 » è il diametro di uscita della girante, espresso in metri e ricavato in funzione di « D_1 » dalla (150);

« n » è il numero di giri al minuto compiuti dalla pompa;

« K » è un coefficiente numerico i cui valori oscillano fra:
 0,00013 ÷ 0,00015 per pompe con diffusore
 0,0001 ÷ 0,00014 per pompe senza diffusore

Calcolato « ΔH » si ricava il numero di giranti (n_g) necessarie, dal rapporto:

$$n_g = \frac{H}{\Delta H}$$

arrotondando, per eccesso, al valore intero. Ogni girante verrà in seguito dimensionata seguendo il procedimento già illustrato.

Questi brevi cenni di calcolo, non esauriscono certamente il problema del dimensionamento di una pompa centrifuga, ma riteniamo siano utili per darne una idea sommaria, mentre un ulteriore approfondimento — basato su formule prevalentemente empiriche — non farebbe altro che creare ulteriori complicazioni senza apportare alcun risultato utile alla preparazione dello studente, che avrà modo di completare l'argomento allorché, conscio delle proprie nozioni basilari, affronterà le reali difficoltà della professione.

50) PARTICOLARI COSTRUTTIVI

Le giranti delle pompe centrifughe sono generalmente fuse in ghisa in un sol pezzo o, più raramente in due pezzi, che vengono in seguito riuniti; ciò avviene quando, a cagione del modesto valore della portata, i canali ricavati entro la palettatura risultano troppo stretti creando gravi problemi di fonderia. Il principio di funzionamento di queste pompe richiede infatti che i vari condotti siano profilati con una notevole precisione e la rifinitura delle superfici sia molto curata; un'imperfezione nelle operazioni di fusione può ridurre, anche sensibilmente, le prestazioni della macchina.

Nel calcolo della girante si dovrà tener conto degli effetti prodotti dalla forza centrifuga che sono notevoli, tenuto presente l'alto valore del regime di rotazione.

Per quanto concerne i profili delle singole pale, questi inizialmente erano tracciati secondo un arco di evolvente, ma, in seguito tale criterio di progettazione è stato abbandonato per rivolgersi verso curve particolari studiate e realizzate in funzione delle variazioni della velocità del fluido nell'interno dei canali.

Nelle pompe monostadio di dimensioni modeste, la girante è generalmente montata a sbalzo sull'albero (fig. 140) mediante collegamento a chiavetta; nelle pompe multiple, le singole giranti vengono inserite sull'albero intervallate da opportuni anelli distanziatori e bloccate, alle due estremità, con due collari a vite o con altro mezzo. L'albero così completato viene dapprima sottoposto ad operazioni di bilanciamento ed in seguito inserito nell'involucro della pompa, curando attentamente l'entità dei giochi (dell'ordine di qualche decimo di mm) necessari per assicurare un buon funzionamento della macchina. Nel caso di una pompa monostadio, è evidente che si deve ridurre al minimo il gioco fra la bocca di aspirazione della girante ed il bordo della carcassa, onde assicurare la dovuta ermeticità all'insieme ed impedire che parte del liquido uscente rientri sull'aspirazione; a tale scopo si prevedono opportuni « **anelli di tenuta** » di tipo liscio (fig. 141) o di tipo più complesso con profilo incavato a contatto con il quale scorre quello coniugato ricavato nel bordo della girante (fig. 142).

Fig. 1

Gli a
teristi
plice
inatta
dime
cente
ad as
anch
annu
ester
della
ginar
Le ca
ment
ciaio
semi

anello
tenuta

Fig. 141

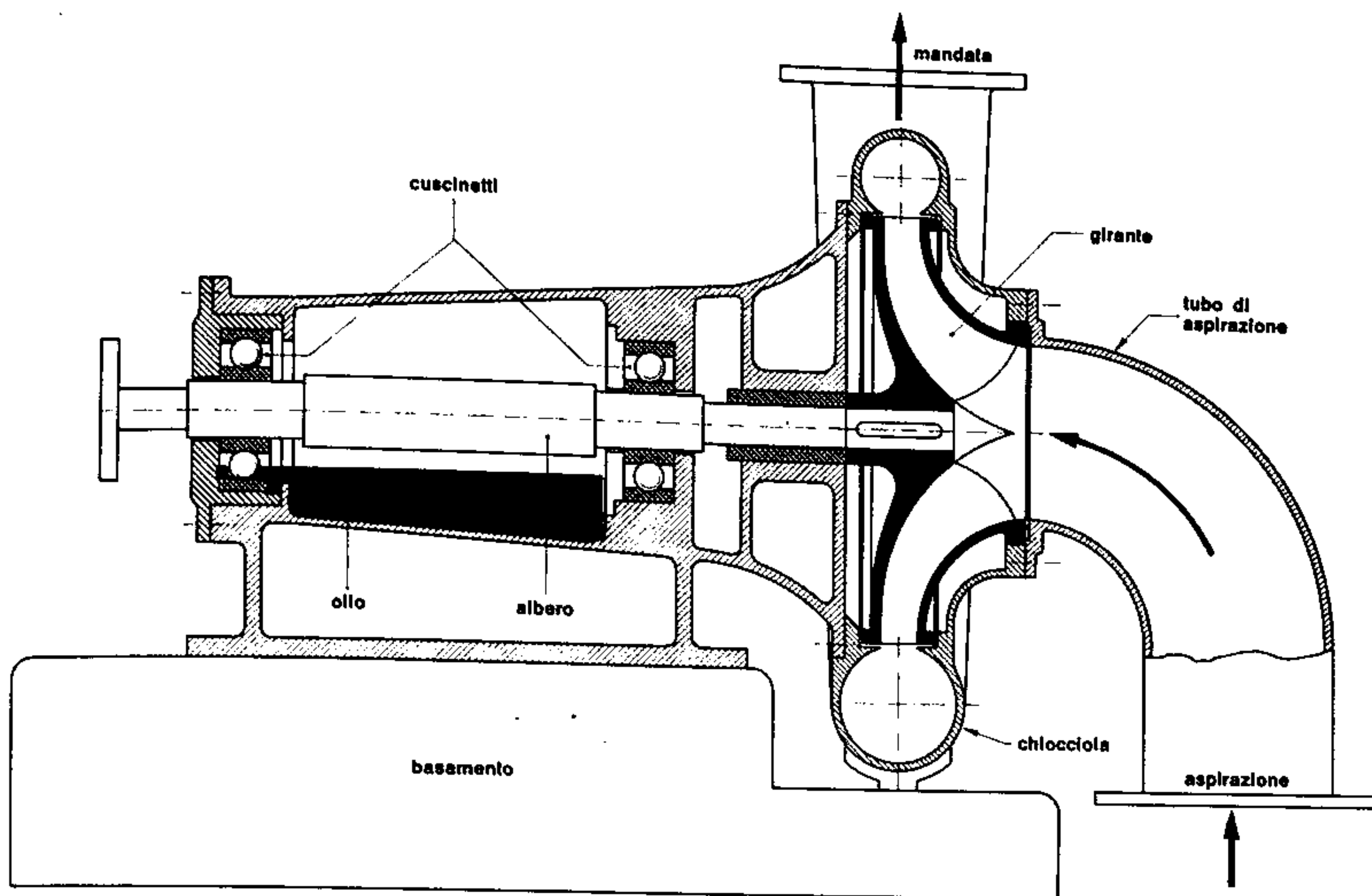


Fig. 140. Pompa centrifuga con girante montata a sbalzo (schema)

Gli alberi si costruiscono in acciaio di buone caratteristiche meccaniche, talvolta in bronzo o più semplicemente rivestiti da una guaina di tale materiale inattaccabile dalle acque salmastre; devono essere dimensionati in modo da sopportare il momento torcente (e l'eventuale carico assiale nel caso di pompe ad asse verticale) e da non manifestare deformazioni, anche molto lievi, che sarebbero già sufficienti ad annullare i piccoli giochi periferici portando il bordo esterno delle giranti a strisciare contro l'involucro della pompa con le conseguenze che è facile immaginare.

Le carcasse delle pompe monostadio sono comunemente fuse in ghisa per piccole prevalenze, in acciaio per prevalenze elevate: si costruiscono in due semicorpi — accorgimento necessario per poter

introdurre nell'interno la girante — suddivisi secondo un piano normale all'asse di rotazione o secondo un piano che lo contiene, e congiunti mediante bulloni. Per le pompe multiple, era un tempo adottata la costruzione mediante diaframmi (fra i quali erano ricavati i collettori di comunicazione fra le varie ruote) alternati con le giranti (fig. 143); il complesso veniva irrigidito con tiranti riuniti da bulloni alle due estremità (fig. 144). Di recente ci si è orientati verso la costruzione in due semicorpi — divisi secondo un piano che contiene l'asse di rotazione — nell'interno dei quali sono ricavati i collettori di comunicazione; l'albero, completo di giranti, viene adagiato entro il semicorpo inferiore appoggiando sui due supporti di estremità, in seguito si richiude la pompa collocando il semicorpo superiore e ser-

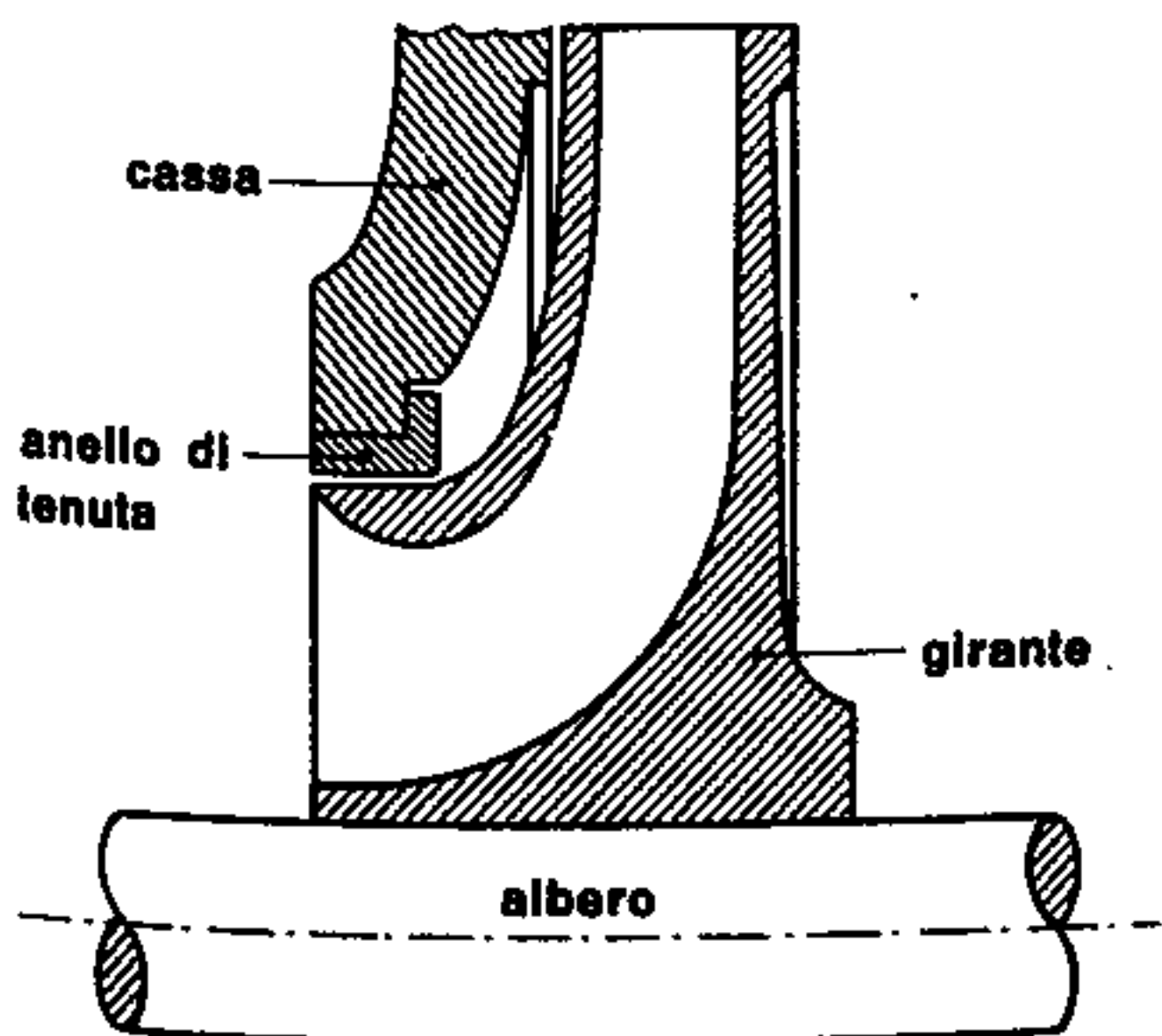


Fig. 141. Girante con anello di tenuta liscio

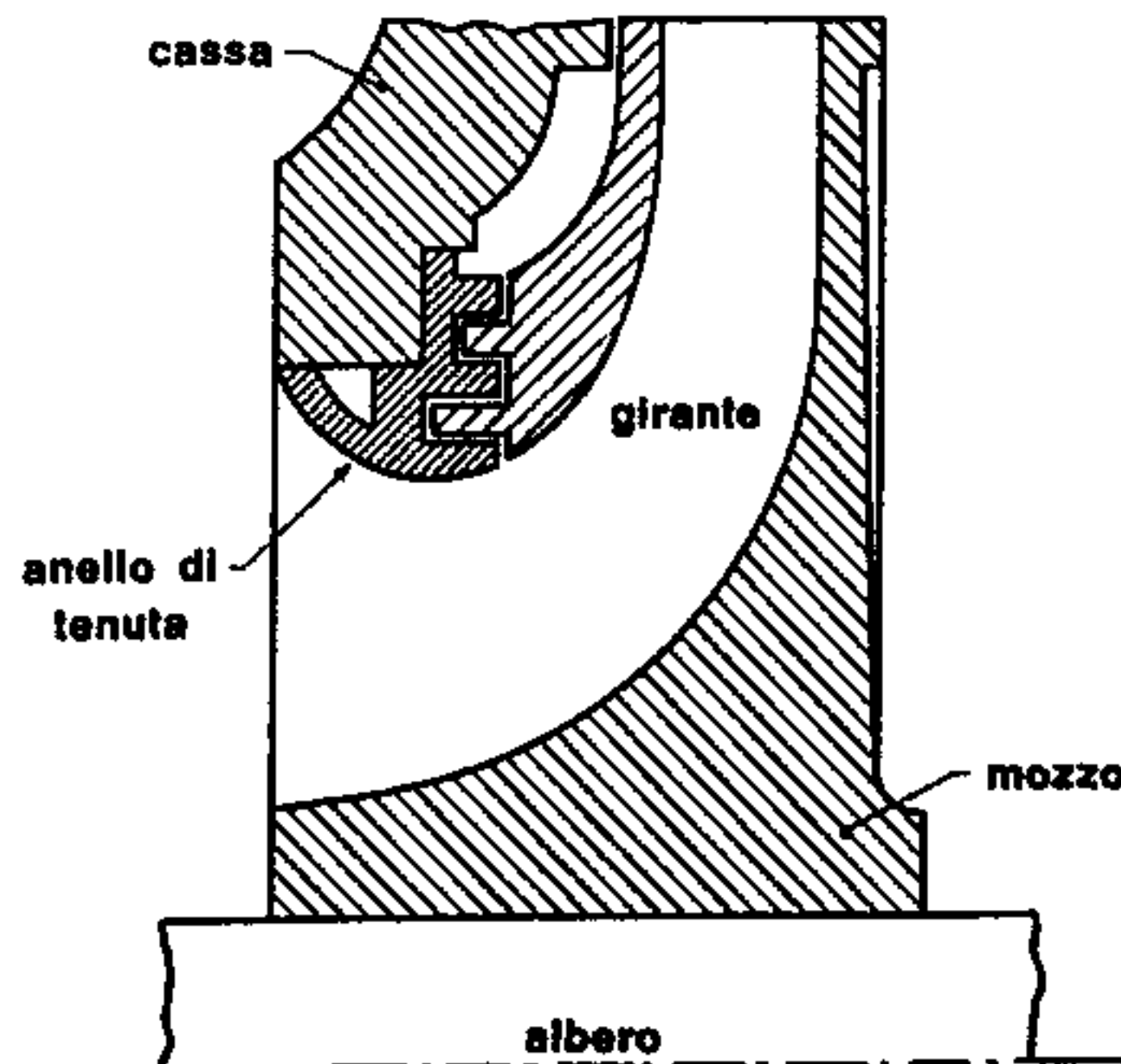


Fig. 142. Girante con anello di tenuta sagomato

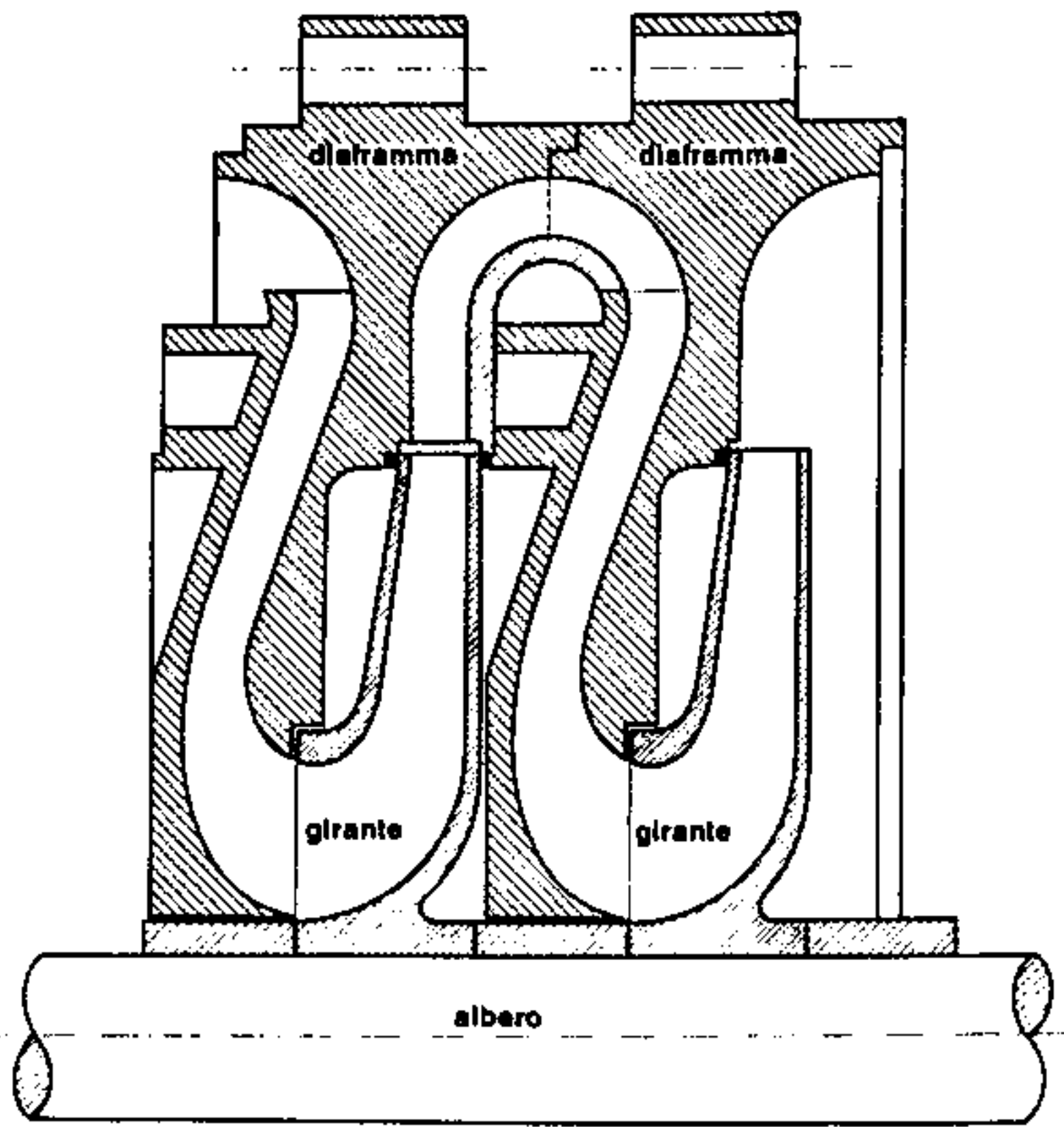


Fig. 143. Montaggio di una pompa multipla a diaframmi

rando i bulloni attraverso i bordi flangiati dei due involucri. Le foto illustrative in calce al presente volume chiariscono a sufficienza il procedimento di montaggio.

La costruzione mediante diaframmi separati consente una maggior accuratezza di finitura delle superfici dei condotti, operazione che invece si presenta complessa nelle pompe a due semicorpi che offrono però il pregio di una maggior solidità e compattezza.

I supporti di estremità possono essere di vario tipo: da quelli a strisciamento (bronzine) lubrificati ad

anelli ⁽¹⁾ a quelli a rotolamento con cuscinetti a sfere o a rulli; inoltre, malgrado la presenza di opportuni dispositivi atti a compensare in parte la spinta assiale caratteristica delle pompe centrifughe, non manca quasi mai un reggisplinta a strisciamento o a sfere.

Gli organi di tenuta del tipo a premistoppa, con baderne in cotone sevato o in amianto grafitato, sono limitati alle pompe di piccole dimensioni; più comuni sono le scatole di tenuta ad anelli di grafite mantenuti aderenti all'albero da una serie di molle, in quanto non richiedono assidua sorveglianza e periodica registrazione. Di impiego non frequente le tenute a labirinto, consistenti in una serie di anelli variamente profilati (fig. 145) fissati alla cassa che abbracciano un collare, riportato sull'albero e provvisto di numerose gole scanalate; il piccolissimo gioco esistente fra i due profili (collare ed anelli)

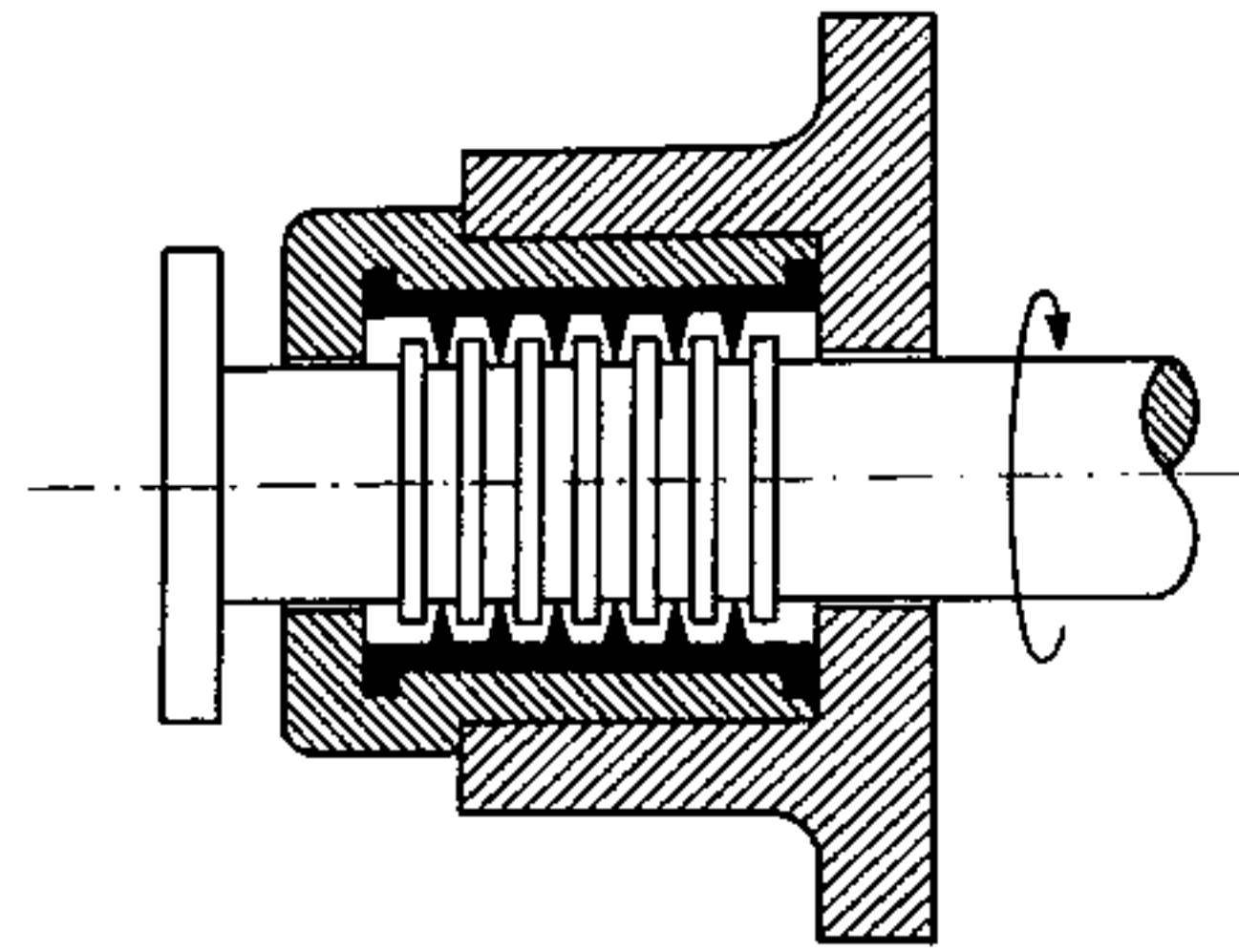


Fig. 145. Tenuta a labirinto (schema)

1. Cfr. il testo « Elementi di Meccanica » dello stesso Autore Cap. 13° par. 55.

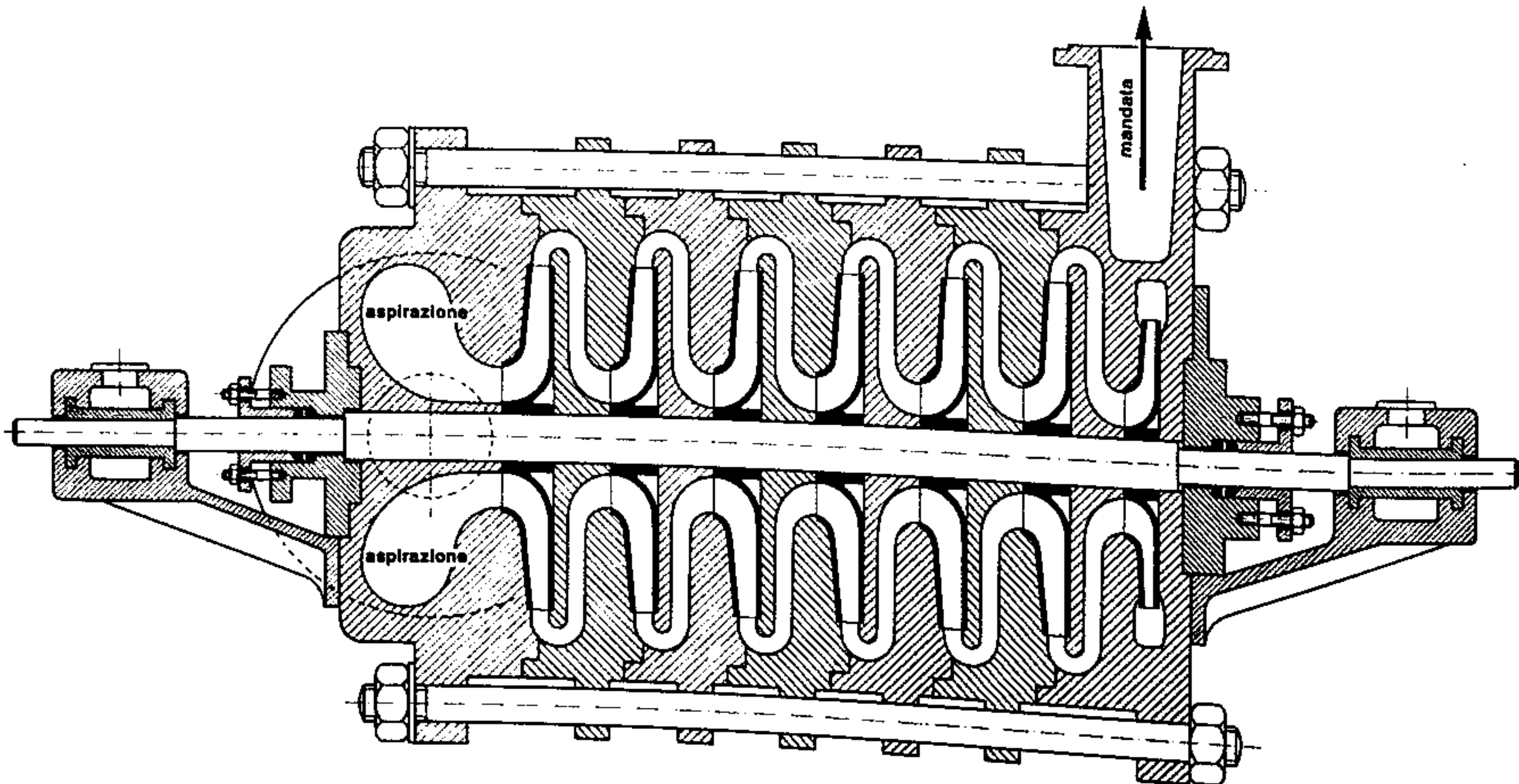


Fig. 144. Pompa multistadio a diaframmi (schema)

Fig.
con
la
An
pri
fug
sca
app
asp
ogr
tità
cen
che
ne
tan
acc
stri
ane
stop
rota
res
filar
(o
pon
l'all
ane
pre

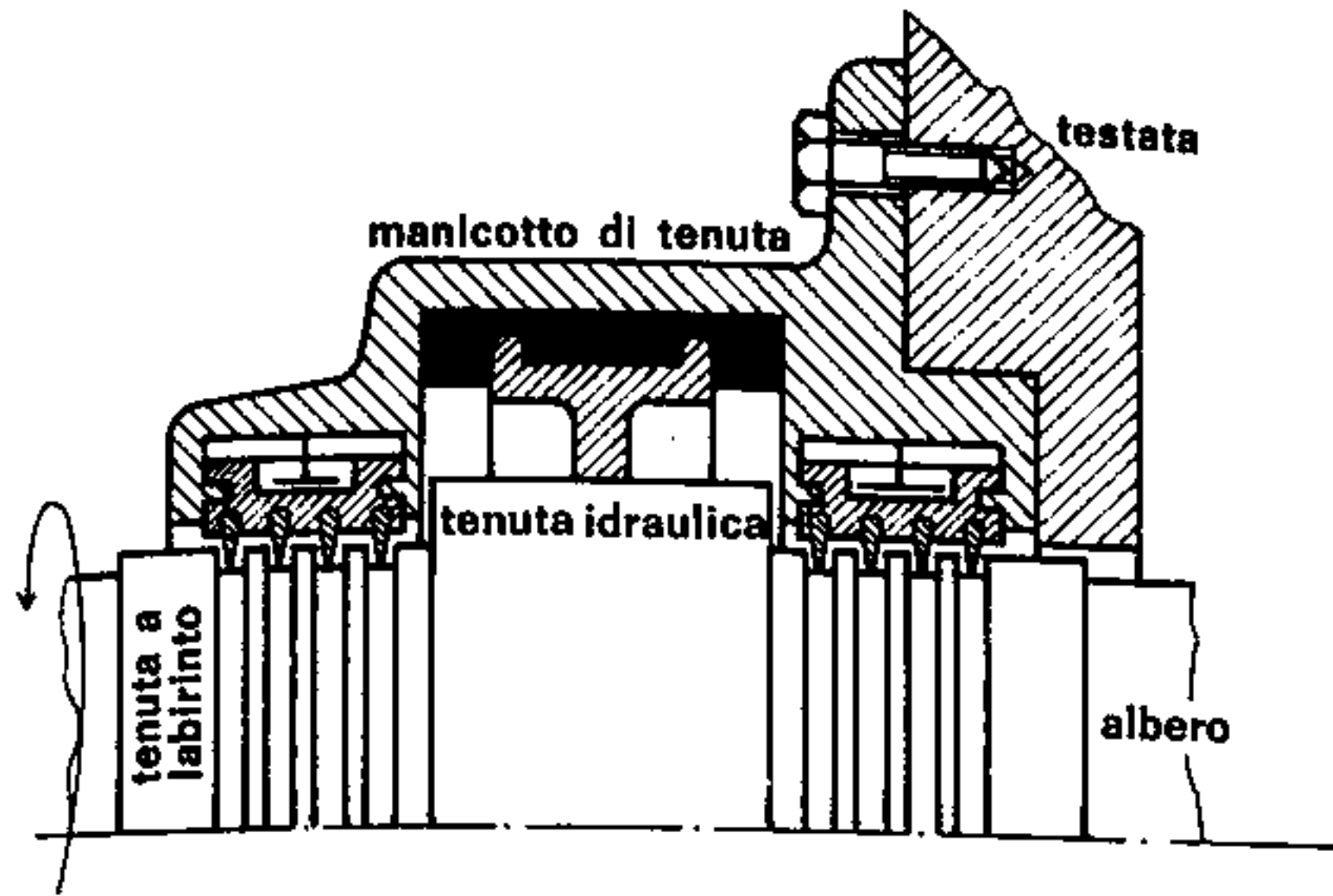


Fig. 146. Tenuta idraulica (schema)

consente di ridurre — per laminazioni successive — la quantità di fluido che tende a sfuggire. Anche le **tenute idrauliche** (fig. 146) basate sul principio di creare, per effetto della forza centrifuga, un tampone di liquido alla periferia di una scatola rotante con l'albero, non danno risultati apprezzabili nelle pompe, specialmente dal lato aspirazione, poiché, a macchina ferma, perdono ogni efficacia lasciando penetrare abbondante quantità di aria. I sistemi di tenuta più usati per le pompe centrifughe sono perciò di **tipo metallico** (fig. 147) che assicurano ottimi risultati anche se il loro costo ne limita l'impiego alle macchine di una certa importanza: la superficie piana di un anello rotante (A) in acciaio inossidabile, aderente all'albero della pompa, striscia sulla superficie (piana anch'essa) di un anello di grafite (A_1) fissato alla cassa del premistoppa e su di essa premuto da una molla (M) pure rotante con l'albero. Le due superfici piane sono rese perfettamente lisce per evitare qualsiasi trafilamento di liquido. Un anello di gomma «G» (o di «teflon» a seconda della natura del liquido pompato) impedisce la fuoriuscita del liquido fra l'albero e l'anello rotante, mentre un secondo anello (G_1) assicura la tenuta fra la cassa del premistoppa e l'anello di grafite.

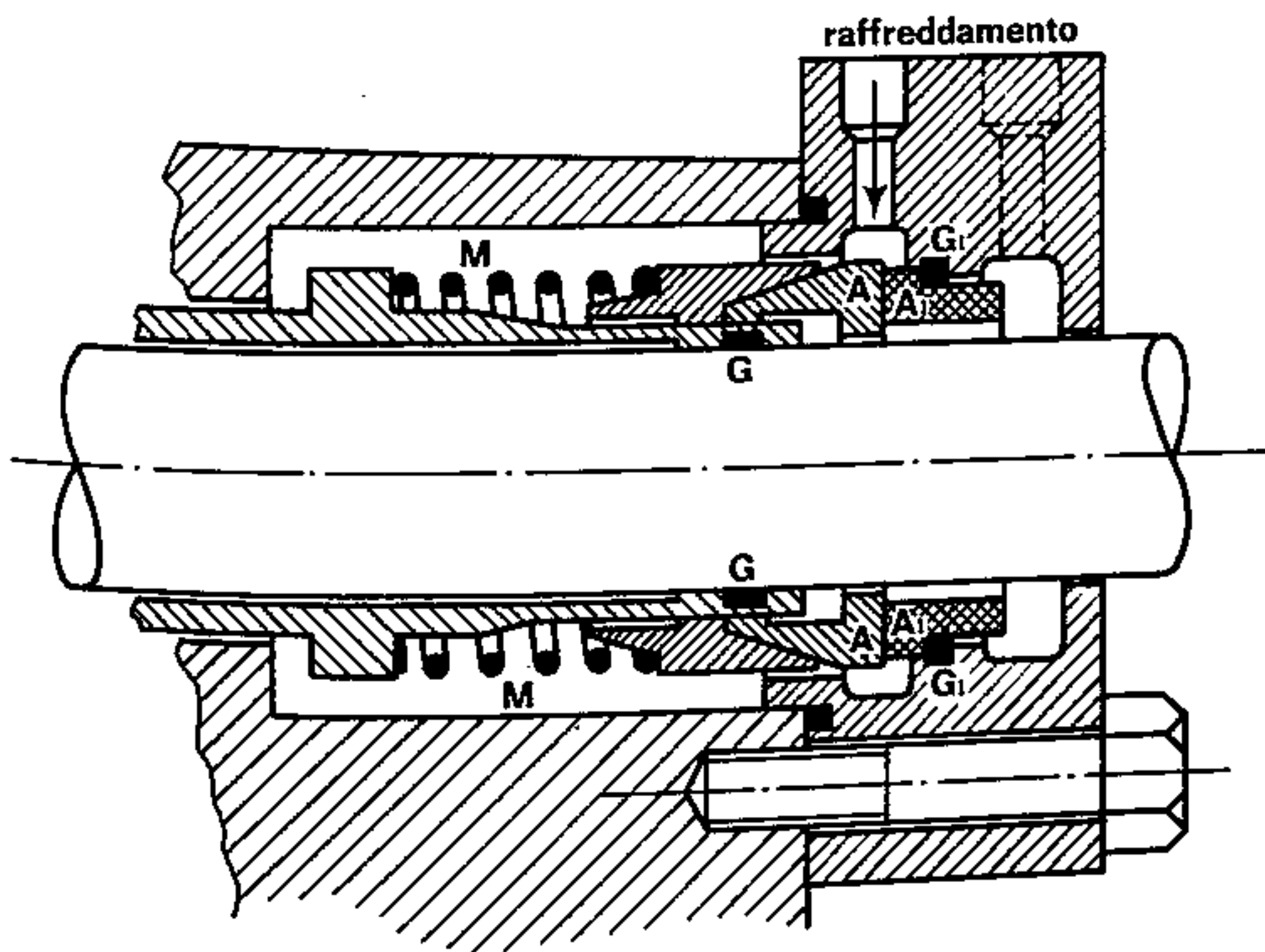


Fig. 147. Tenuta meccanica (schema)

L'attrito fra le superfici a contatto richiede un cospicuo afflusso di liquido che compia la duplice funzione di lubrificazione e di raffreddamento; a ciò si provvede immettendo entro la tenuta una parte del liquido pompato derivandolo dalla tubazione di mandata oppure prelevandolo dall'esterno quando la temperatura di quello pompato sia troppo alta. Il fluido raffreddante deve comunque essere della stessa natura di quello elaborato, poiché, compiuta la sua funzione nella scatola di tenuta, esso rientra sull'aspirazione della pompa.

Rivestono una certa importanza anche i dispositivi per equilibrare la spinta assiale cui abbiamo ripetutamente accennato nei paragrafi precedenti; è chiaro infatti che la girante di una pompa centrifuga è sottoposta a pressioni diverse che agiscono sulle due facce: dal lato dell'aspirazione regna spesso una pressione inferiore a quella atmosferica, mentre sulla faccia opposta agisce una pressione pressoché pari a quella di mandata. Si genera perciò una spinta assiale che, nelle grandi macchine può assumere entità notevole, tale da creare enormi perdite per attrito qualora si pensasse di assorbirla con un supporto reggispinga.

Si preferisce fare ricorso a sistemi e dispositivi particolari che, anziché assorbire la spinta assiale, la «equilibrano» generando una contospinta di pari valore:

- per le pompe ad alta portata, si adottano le **giranti a doppia aspirazione** che annullano la spinta assiale essendo sottoposte alla stessa pressione su ambedue le facce;
- per le pompe multiple si elimina l'inconveniente calettando metà delle giranti in senso opposto alle rimanenti (fig. 114) il che comunque crea difficoltà non indifferenti per la realizzazione dei canali interni di passaggio;
- per le altre pompe, si preferisce ricorrere al disco equilibratore (fig. 148) calettato rigidamente e

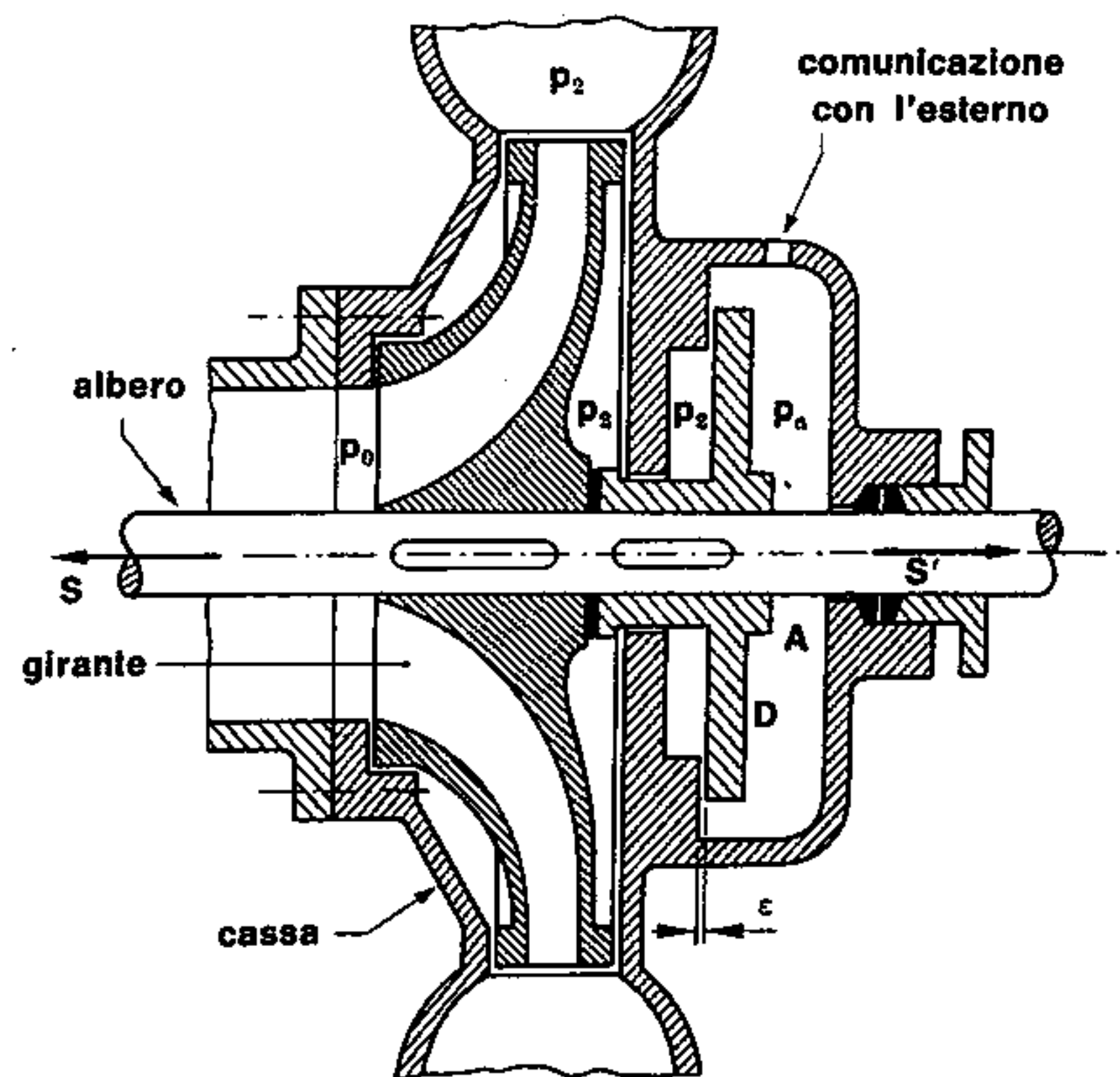


Fig. 148. Disco equilibratore della spinta assiale in una pompa centrifuga (schema)

sistemato in modo che su una delle sue facce (quella opposta alla bocca di aspirazione della girante) agisca la pressione atmosferica, mentre sull'altra faccia preme il liquido con una pressione pari a quella di mandata. La presenza del disco equilibratore genera una controspinta (S') la cui intensità dipende dal diametro del disco stesso.

L'azione di bilanciamento è del tutto automatica, in quanto, ad un eccessivo valore della controspinta corrisponde un lieve aumento del gioco (ϵ) fra disco e carcassa; parte del liquido fluisce entro l'ambiente A e diminuisce il valore della pressione agente sulla faccia interna mentre aumenta quella sulla faccia esterna in modo da ridurre l'entità della controspinta e ripristinare la condizione di equilibrio.

51) AVVIAMENTO E REGOLAZIONE

Le pompe centrifughe, sia in virtù del loro principio di funzionamento che richiede un regime di rotazione piuttosto elevato, sia per l'assenza di masse dotate di moto alternato, si prestano egregiamente al comando diretto mediante motrici veloci, come i motori elettrici (a corrente continua, o più frequentemente a corrente alternata) e le turbine a vapore o a gas.

Si evita, in questi casi, l'installazione del riduttore intermedio, del volano regolarizzatore del moto e del manovellismo che trasforma il moto rotatorio in moto alternativo, tutti accessori caratteristici delle pompe a stantuffo. Di contro è praticamente impossibile azionare una pompa centrifuga con una motrice a vapore, macchina tendenzialmente lenta e dotata di moto alternativo; è possibile invece — nelle località ove difetti l'energia elettrica — l'accoppiamento diretto con motori a scoppio o con diesel veloci.

Per quanto riguarda l'installazione, è preferibile, nei limiti del possibile, che pompa e motrice siano montate su un basamento metallico in modo da costituire un insieme unico su cui poter procedere all'allineamento preventivo degli assi prima della messa in opera.

La tubazione di aspirazione è, in genere, sprovvista di valvola di intercettazione a comando manuale, mentre su quella di mandata viene montata, oltre alla valvola di intercettazione, una « valvola di ritegno » cui è affidato il duplice compito di proteggere la pompa da eventuali colpi di ariete (cfr. par. 75) in caso di arresto brusco e di impedire lo svuotamento della tubazione durante le operazioni di smontaggio della pompa.

L'avviamento della pompa centrifuga non richiede particolari precauzioni: per assicurarne l'adescamento, si aprono gli sfoghi d'aria previsti sulla carcassa e si avvia la motrice mantenendo la valvola di mandata parzialmente o completamente chiusa per brevi istanti; questo accorgimento consente altresì di ridurre al minimo il valore della coppia motrice nella fase di avviamento. La pompa centrifuga è in grado di assicurare un funzionamento continuo per lunghissimi periodi senza effettuare manutenzioni straordinarie; l'assenza di valvole automatiche — caratteristica delle pompe alternative —

permette di elaborare liquidi fangosi e contenenti anche dei detriti purché di grossezza limitata. Per quanto concerne la regolazione della portata erogata, questa si può ottenere con diversi sistemi:

- a) **variando il regime di rotazione della pompa** quando il tipo di motrice lo consente; se la pompa è azionata da un motore elettrico a corrente continua, la variazione del numero di giri si consegue con un reostato di campo, mentre se la motrice è una turbina a vapore, semplicemente diminuendo la quantità di vapore introdotta. È comunque da tener presente che, riducendo il regime di rotazione si riduce la portata, ma in virtù della legge di affinità — anche la prevalenza fornita; di contro non si avverte una sensibile variazione del rendimento;
- b) **strozzando la mandata**, cioè chiudendo parzialmente la valvola posta immediatamente dopo la pompa; è questo il sistema più usato per le pompe centrifughe, sia per la semplicità dell'operazione, sia perché non richiede costose installazioni di apparecchiature speciali. Dalle curve caratteristiche si rileva che ad una riduzione della portata dovrebbe corrispondere un incremento della prevalenza, ma questo è in genere annullato dalla dissipazione di energia che il liquido subisce nella fase di strozzamento attraverso la valvola. La variazione di rendimento talvolta può essere sensibile;
- c) **strozzando l'aspirazione** in modo da ridurre la quantità di liquido aspirato; è un sistema sconsigliabile per le pompe che funzionano con altezza di aspirazione notevole in quanto, per effetto dello strozzamento, aumenta la depressione e si rischia di interrompere l'afflusso del liquido (disadescamento);
- d) **immettendo aria sull'aspirazione** attraverso una apposita valvola; si crea così una miscela liquido-gassosa nella quale, per la presenza dell'aria, la quantità di liquido aspirato è inferiore al suo valore normale. Anche questo sistema presenta l'inconveniente di un eventuale distacco della vena fluida con conseguente disadescamento della pompa, ma permette una regolazione senza eccessive perdite di rendimento;
- e) **variando l'inclinazione delle palette del diffusore** in modo da diminuire la larghezza dei condotti; questo sistema di regolazione è generalmente applicato alle turbine Francis (cfr. par. 81) mentre per le pompe centrifughe viene adottato raramente a causa delle complicazioni costruttive che esso comporta;
- f) **variando l'inclinazione delle palette della girante**, sistema concettualmente analogo al precedente ma limitato alle pompe ad elica, ove è reso addirittura indispensabile per non abbassare troppo il valore del rendimento;
- g) **operando sulla valvola by-pass** inserita a valle della pompa, in modo da ricondurre sull'aspirazione parte del liquido elaborato; è il sistema meno economico in quanto produce notevole dispendio di potenza come abbiamo già accennato al par. 39.

Capitolo Decimo

Altre macchine operatrici

52) POMPE VOLUMETRICHE

La vastissima gamma di prestazioni fornite dalle pompe centrifughe e da quelle alternative copre a sufficienza la maggior parte dei campi di applicazione, ma non esclude l'impiego, in casi particolari, di altre macchine idrauliche operatrici, sia a comando meccanico (pompe rotative) sia utilizzando la stessa energia idraulica (macchine a getto) sia manovrate direttamente dall'uomo (coclee e norie).

Le pompe rotative (ad eccezione di quelle ad elica che preferiamo ritenere un'evoluzione delle centrifughe) sono in genere macchine di dimensioni modeste atte a fornire piccoli valori di portata e di prevalenza, dotate di uno o più organi mobili che nel loro moto di rotazione entro una carcassa fissa, creano delle cavità il cui volume varia periodicamente, aspirando e successivamente comprimendo il liquido verso la tubazione di mandata.

Si tratta perciò di una categoria di pompe « volumetriche », concettualmente simili nel principio a quelle alternative, dalle quali differiscono nel movimento dell'organo mobile; l'effetto aspirante prodotto è in genere piuttosto modesto ed anche la portata difficilmente raggiunge valori elevati, ma la mancanza di organi accessori (manovellismi e

volani) le fa preferire, in casi specifici, alle macchine a stantuffo.

Se l'organo mobile è uno solo, esso in genere è alloggiato entro la cassa in posizione eccentrica (**pompe ad eccentrico**) per essere in condizione di creare una camera a volume variabile, mentre se il funzionamento è basato su due organi mobili (**pompe a capsulismi**) essi sono eguali e coniugati in modo che nel loro moto relativo le superfici si mantengano costantemente a contatto.

Naturalmente sono stati proposti numerosissimi profili coniugati atti a rispondere alle caratteristiche richieste, ma pochi sono risultati adatti allo scopo; praticamente, le pompe di questo tipo, più comunemente impiegate sono quelle « ad ingranaggi » e quelle « a lobi » (tipo Roots).

I limiti imposti al presente testo non ci consentono una trattazione approfondita di questi tipi di pompe, per cui ci limiteremo a qualche schema illustrativo ed a brevi cenni di calcolo.

a) Pompe ad eccentrico

In fig. 149 è schematizzata una pompa di questo tipo, composta da una cassa di forma cilindrica entro la quale ruota — azionato dall'esterno — un

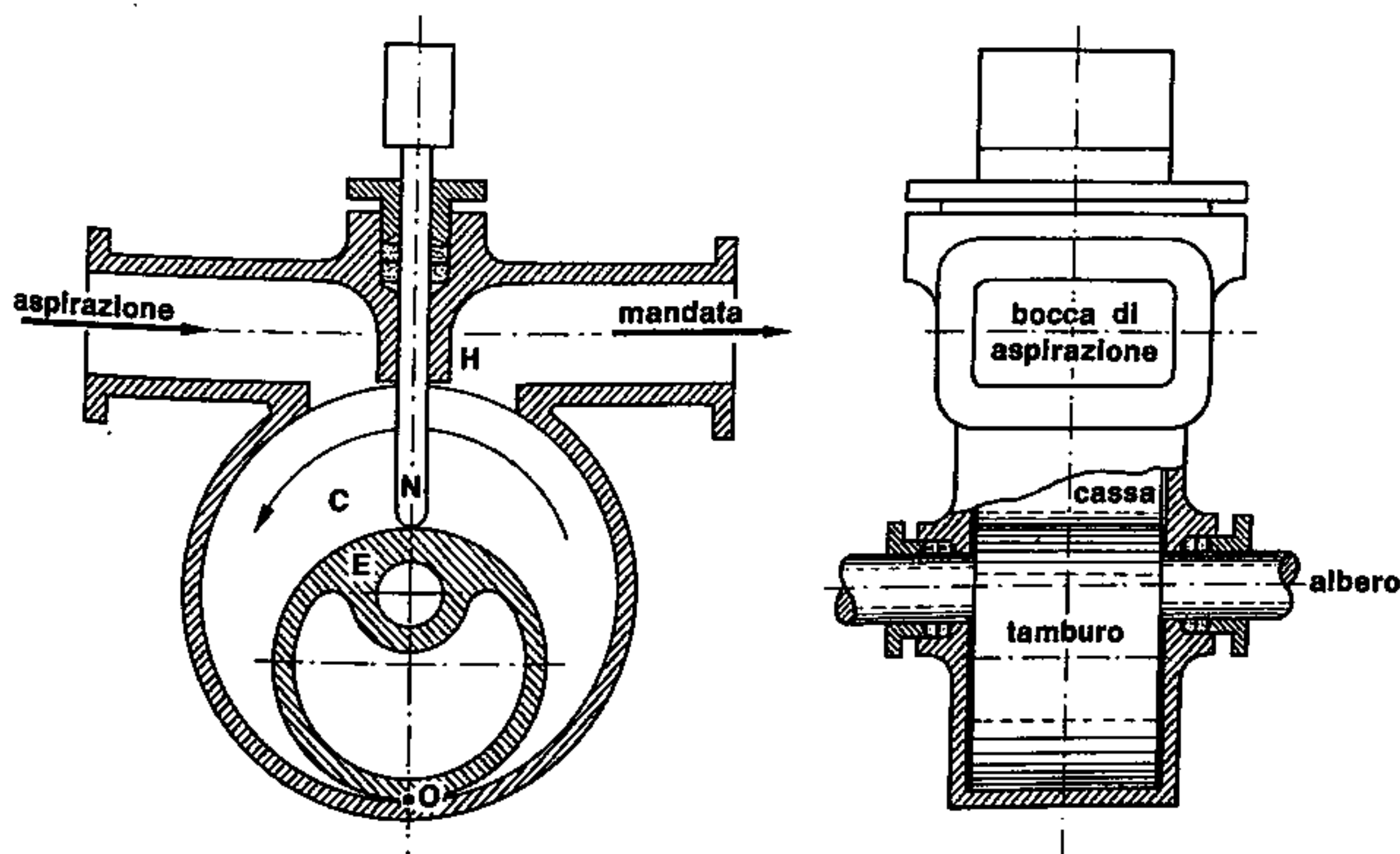


Fig. 149. Pompa ad eccentrico (schema)

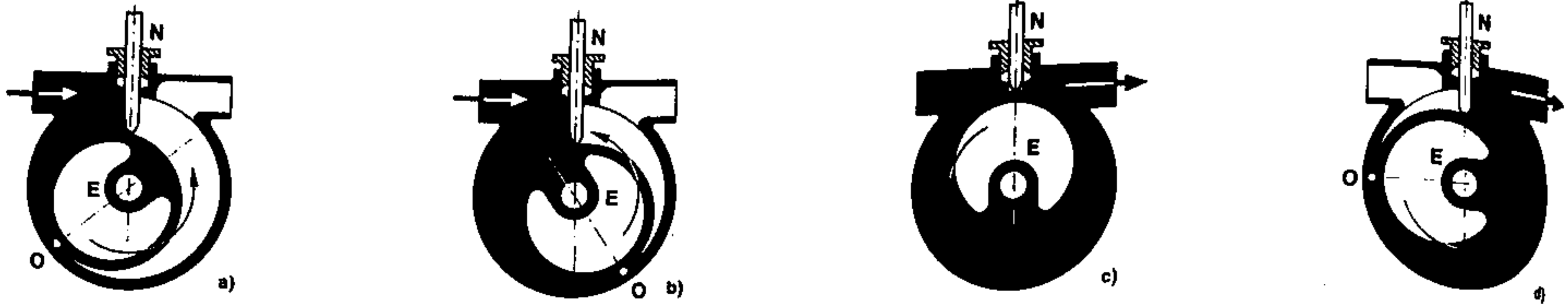


Fig. 150. Funzionamento di una pompa ad eccentrico

eccentrico (E) anch'esso di forma cilindrica; la cassa è divisa in due parti da una nervatura mobile (N) che, mantenendosi con l'estremità inferiore a contatto con l'eccentrico, scorre a tenuta entro il collare (H) compiendo un movimento rettilineo alternato. Se l'eccentrico ruota in senso antiorario, come in figura, si crea una camera (C) compresa fra la nervatura, la superficie interna della cassa e quella esterna dell'eccentrico, superfici che sono costantemente a contatto lungo una generatrice di traccia « O » sul piano del disegno (fig. 150a); il volume della camera C aumenta progressivamente con la rotazione dell'organo mobile (fig. 150b), raggiunge un valore massimo quando l'eccentrico tocca la cassa nella parte superiore (fig. 150c) e comincia a decrescere all'inizio del giro seguente (fig. 150d) inviando il liquido nella tubazione di mandata. Ad ogni giro, la pompa elabora perciò un volume teorico di fluido pari a:

$$V_t = \pi(r_2^2 - r_1^2) l$$

in cui:

- « r_2 » - è il raggio interno della cassa;
- « r_1 » - è il raggio dell'eccentrico;
- « l » - è la dimensione assiale (interna) della cassa;

e se la macchina ha un regime di rotazione di « n » giri/min, la portata teorica è:

$$Q_t = \pi(r_2^2 - r_1^2) l \frac{n}{60}$$

Tenendo conto infine del rendimento volumetrico (η_v), la portata effettiva si calcola con la relazione:

$$Q = \eta_v \pi(r_2^2 - r_1^2) l \frac{n}{60} \quad (151)$$

Per evitare fughe di liquido e consentire un discreto effetto aspirante, occorre rendere minimo il gioco fra le pareti interne della cassa e la superficie dell'eccentrico; i due organi praticamente strisciano nel loro mutuo contatto dando origine a notevoli resistenze di attrito che abbassano sensibilmente il rendimento meccanico. Oltre a questo, risulta chiaro che il liquido elaborato dovrà essere esente da impurità anche di modeste dimensioni, meglio ancora se leggermente untuoso (olio, nafta, ecc.) in modo da effettuare esso stesso una efficace azione lubrificante che, oltre a ridurre l'entità degli attriti,

consente una maggior durata degli organi meccanici.

Il rendimento complessivo di queste pompe oscilla fra 0,6 ÷ 0,75 e decresce sensibilmente con la rapida usura dei componenti; l'altezza di aspirazione è in genere limitata a 3 ÷ 4 m.

b) Pompe a lamelle

Anche in questo tipo di pompe, l'organo mobile è unico, posto in posizione eccentrica rispetto alla cassa che ha la consueta forma cilindrica (fig. 151); il rotore porta un certo numero di cavità periferiche (variabile fra due e otto, ma quasi sempre in numero pari) entro le quali sono alloggiati delle lamelle, spinte verso l'esterno da deboli molle o più semplicemente dagli effetti della forza centrifuga sviluppata nella rotazione. Due lamine consecutive delimitano una camera il cui volume varia periodicamente in conseguenza alla rotazione del tamburo; il fluido viene perciò aspirato (quando il volume della camera aumenta) ed inviato (quando il volume comincia a decrescere) nella tubazione di mandata. Le resistenze di attrito sono leggermente minori del caso precedente, specialmente se le lamine non sono spinte verso l'esterno dalle molle, tuttavia il rendimento complessivo della pompa, non differisce sostanzialmente da quello già citato (0,6 ÷ 0,75). È facile verificare che anche in questo caso, la portata si può esprimere con la relazione (151) in quanto ad ogni giro del tamburo viene elaborata una quantità teorica di liquido pari a quella compresa entro i due corpi cilindrici.

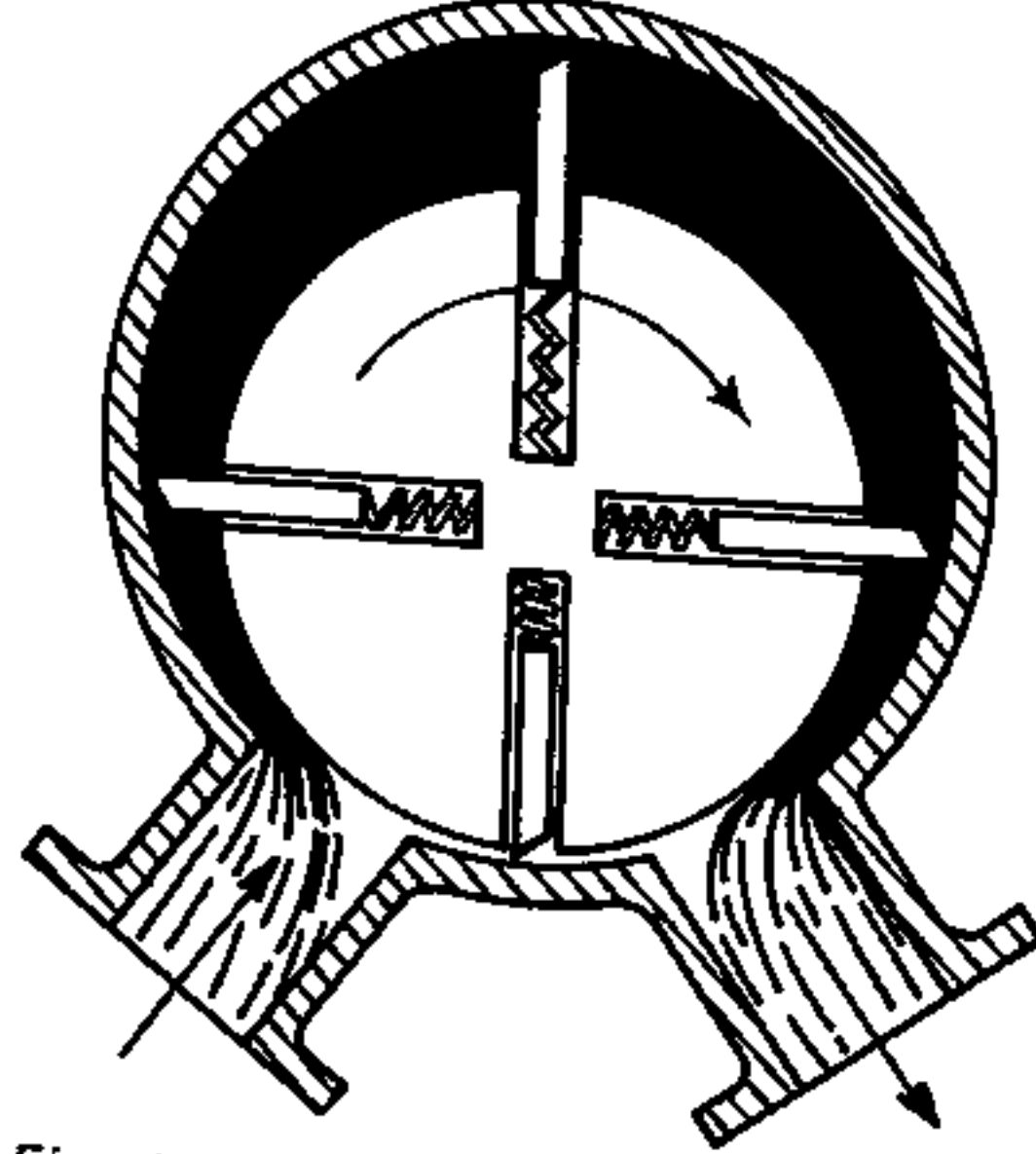


Fig. 151. Pompa a lamelle (schema)



Fig. 152

c) Pompe a
Si tratta
a forma
lenza
motor
serba
alla m
di un
il corp
metal
stelo
cole d
della
perci
cui lo
L'effe
ferisce
per as

53) Pompe

A que
metric
o più
netrazi
esterne
lungo
a) Pom
La cas
in sens
in fig.
quali è
loro m
la loro
trascina
gono a
compen
entro la
L'effeto
di aspira
meglio

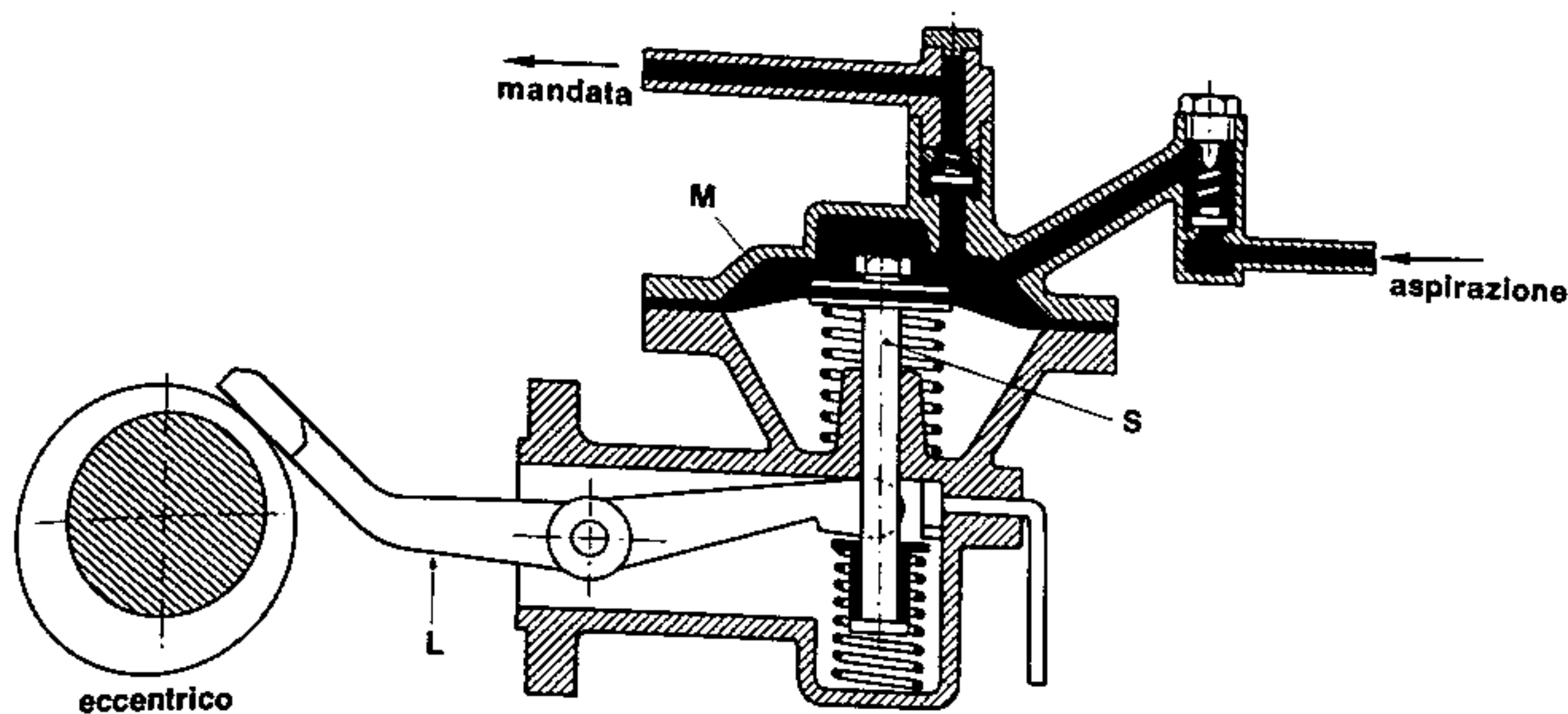


Fig. 152. Pompa a membrana

c) Pompe a membrana

Si tratta di pompe di dimensioni molto ridotte, adatte a fornire portate modestissime con piccola prevalenza; vengono perciò principalmente adottate nei motori di autoveicoli per inviare il combustibile dal serbatoio al carburatore che, a sua volta, provvede alla miscelazione con l'ossigeno dell'aria. Lo schema di una pompa a membrana è illustrato in fig. 152: il corpo della pompa contiene una sottile lamina metallica elastica (M) che, per l'azione di uno stelo (S) azionato da una levetta (L) subisce piccole deformazioni variando periodicamente il volume della camera superiore (C); il suo funzionamento è perciò analogo a quello di una pompa alternativa in cui lo stantuffo compie una corsa piccolissima. L'effetto aspirante è molto debole, tanto che si preferisce installare questo tipo di pompa sotto battente per assicurarne, in ogni caso, l'adescamento.

53) POMPE A CAPSULISMI

A questa classe appartengono quelle pompe volumetriche nelle quali si creano continuamente due o più camere a volume variabile mediante compenetrazione di due organi mobili le cui superfici esterne si mantengono costantemente a contatto lungo una generatrice.

a) Pompe Roots

La cassa della pompa contiene due sagome rotanti in senso opposto (i cui profili sono schematizzati in fig. 153) calettate su due alberi paralleli, uno dei quali è azionato dall'esterno; le due sagome, nel loro moto di rotazione imprigionano il fluido fra la loro superficie esterna e l'interno della cassa, lo trascinano verso la bocca di mandata e lo costringono ad imboccare la relativa tubazione, in quanto, compenetrandosi, riducono il volume della cavità entro la quale il liquido è stato trascinato. L'effetto aspirante è molto debole, tanto che l'altezza di aspirazione deve essere limitata a circa $2 \div 3$ m, o meglio annullata, installando la pompa sotto bat-

tente; la portata è modesta (come la prevalenza) e viene calcolata con formule sperimentali dipendenti dal particolare profilo delle due sagome. Queste pompe sono particolarmente adatte ad elaborare fluidi viscosi, esenti da impurità o detriti, e dotati di una certa untuosità, il che consente di ridurre l'entità degli attriti; il loro rendimento complessivo è relativamente basso, dipende essenzialmente dai giochi fra la cassa e gli organi mobili e non supera comunque il valore 0,77.

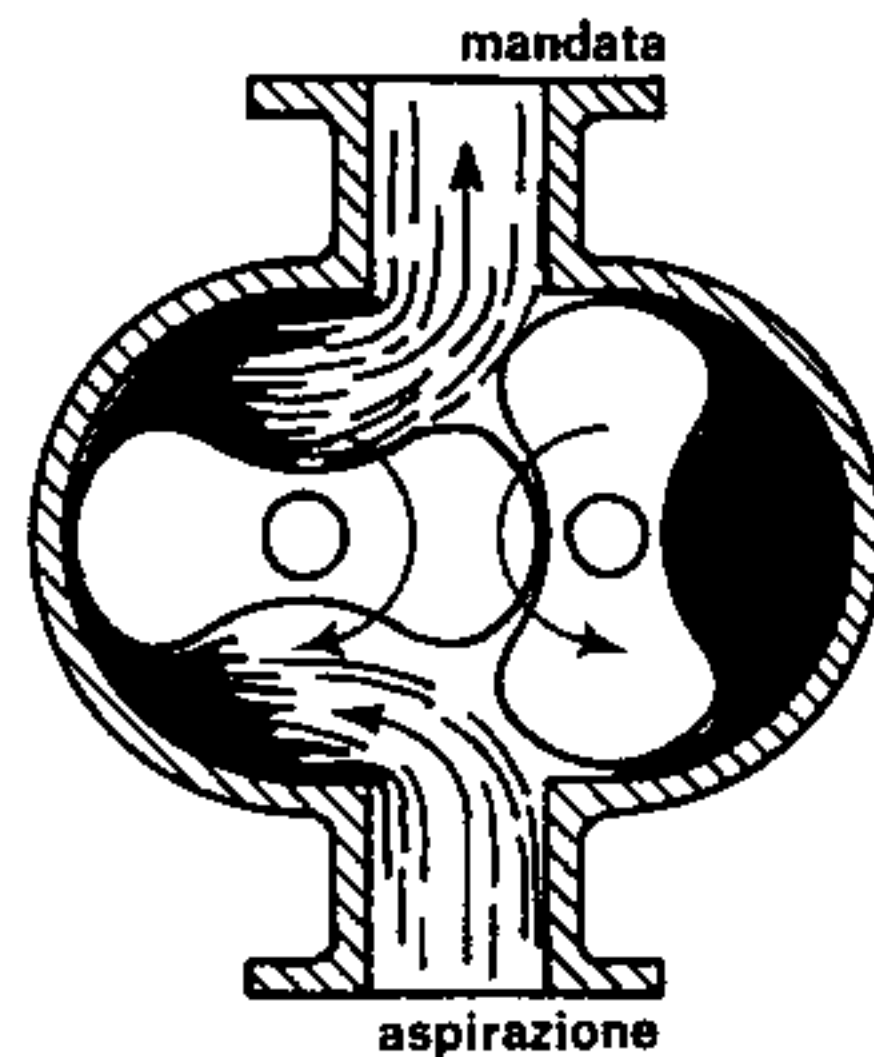


Fig. 153. Pompa a capsulismi (schema)

b) Pompe ad ingranaggi

Costituiscono una notevole semplificazione della pompa precedentemente descritta poiché le due sagome rotanti sono sostituite da due ruote dentate i cui profili, come è noto, sono fra loro coniugati (fig. 154); si consegue così una maggior semplicità di progettazione e di esecuzione degli organi mobili, basando il funzionamento della macchina sul principio già descritto. Il liquido viene « aggan- ciato » fra due denti consecutivi e trascinato, a contatto con la parete interna della cassa, fino all'imbocco della tubazione di mandata, ove i denti di una ruota compenetrandosi nei coniugati, esercitano su di esso una lieve compressione che lo invia all'utilizzazione.

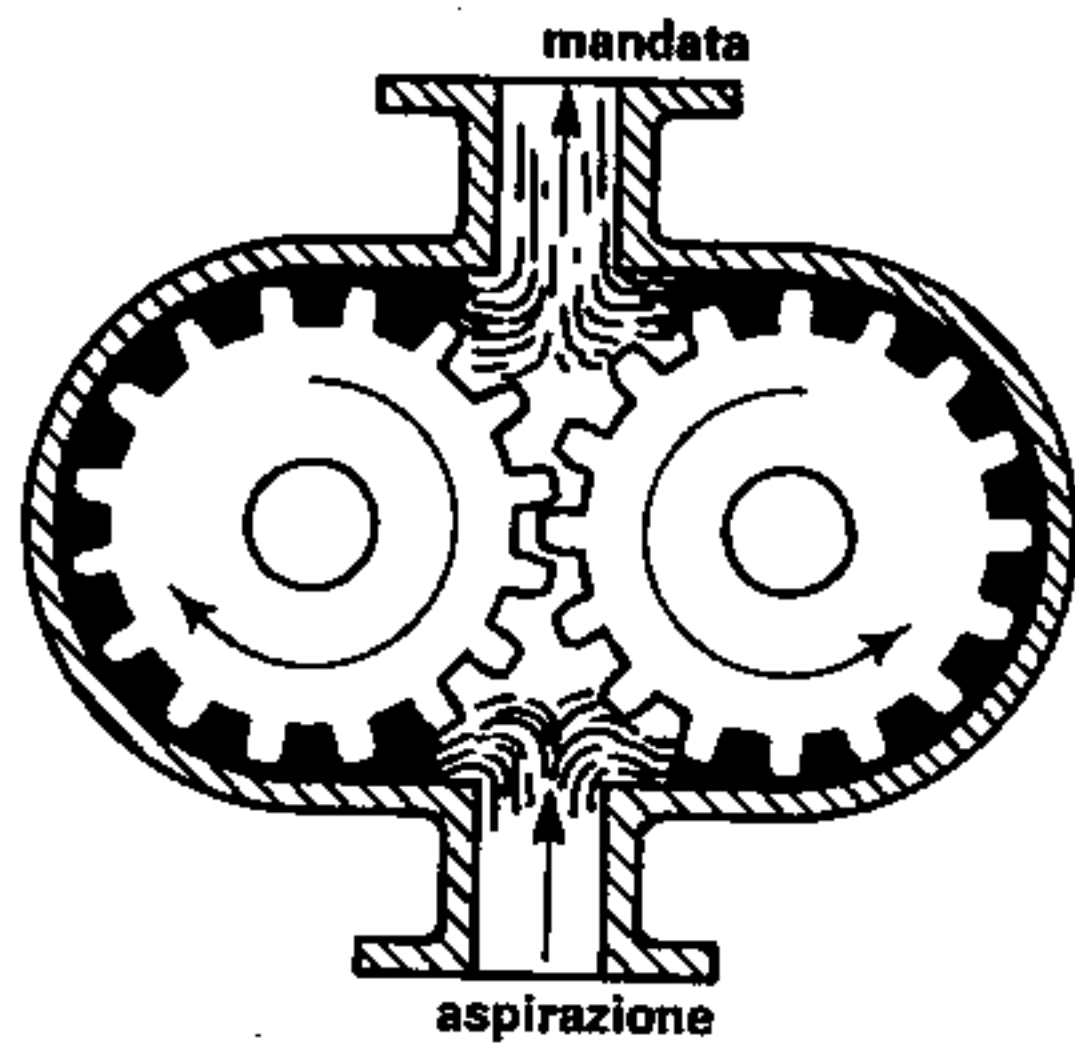


Fig. 154. Pompa ad ingranaggi (schema)

L'impiego di questo tipo di pompe è analogo a quello delle macchine a lobi ed il rendimento è pressoché dello stesso ordine di grandezza. Per quanto concerne il calcolo della portata, detti rispettivamente:

- « r_2 » - raggio massimo della ruota;
- « r_1 » - raggio minimo di essa;
- « l » - dimensione assiale interna della cassa.

Ogni ruota, in un giro, trascina un volume teorico di liquido che possiamo ritenere pari a:

$$V'_i = \frac{1}{2} \pi (r_2^2 - r_1^2) l$$

supponendo che lo spazio complessivo dei vani eguagli quello occupato dai denti. Poiché le ruote operanti sono due, il volume teorico inviato in un giro è:

$$V_i = 2V'_i = \pi (r_2^2 - r_1^2) l$$

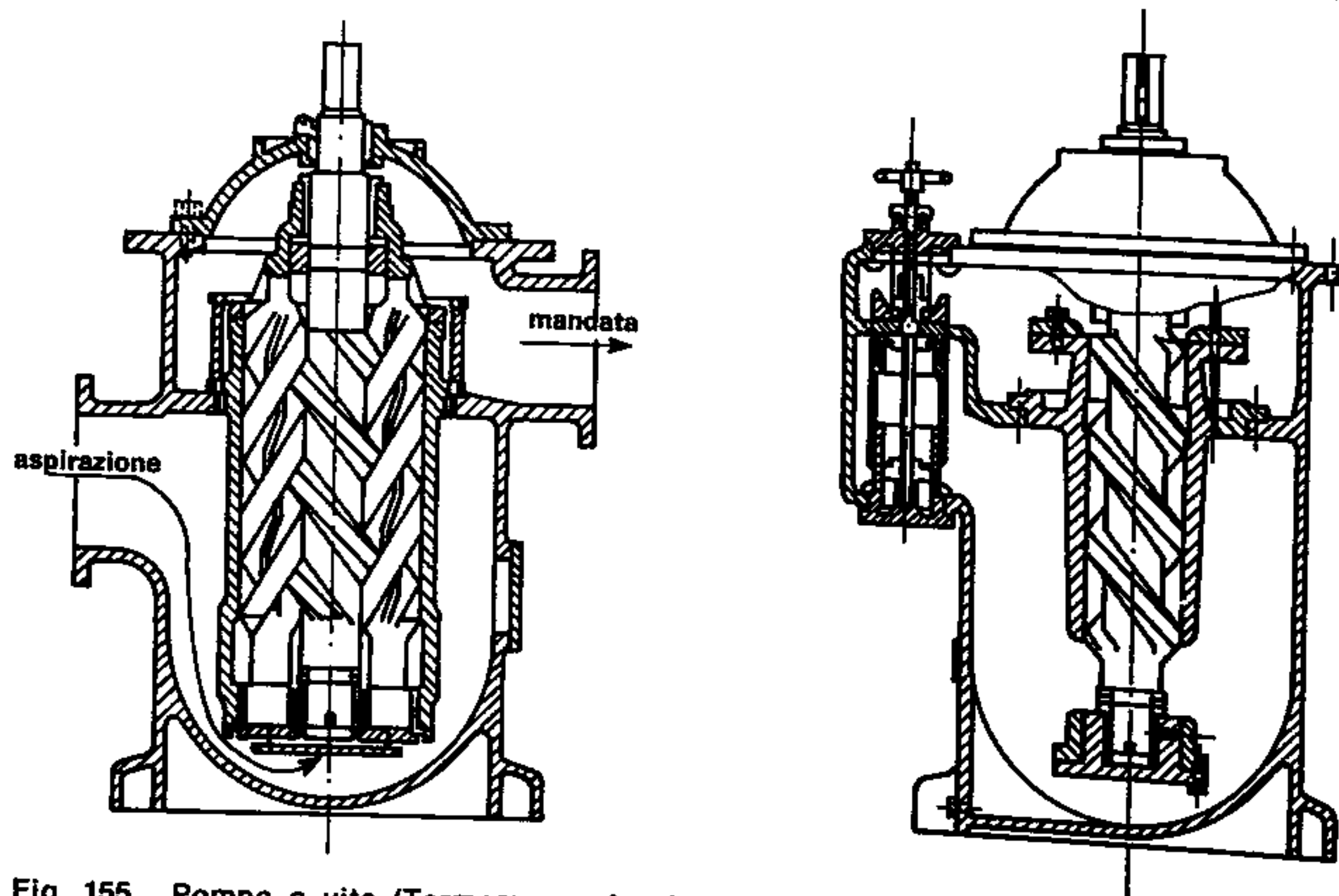


Fig. 155. Pompa a vite (Termomeccanica Italiana S.p.A. - La Spezia)

e se la pompa compie « n » giri/min:

$$Q_t = \pi (r_2^2 - r_1^2) l \frac{n}{60}$$

rappresenta la portata teorica erogata; indicando con « η_v » il rendimento volumetrico, si perviene alla portata effettiva:

$$Q = \eta_v \pi (r_2^2 - r_1^2) l \frac{n}{60}$$

ottenendo la stessa espressione (151) già illustrata per le pompe ad eccentrico.

c) Pompe a vite

Le pompe a vite (fig. 155) si possono considerare come una evoluzione di quelle ad ingranaggi anche se il principio su cui si basa il loro funzionamento differisce da quello esposto in precedenza; una pompa a vite è costituita essenzialmente da una cassa di forma pressoché cilindrica entro la quale ruota una vite a più principi che ne trascina in rotazione altre due, ad essa coniugate, poste lateralmente.

Operando su un liquido piuttosto denso, questo viene trascinato nel movimento elicoidale del filetto, innalzato dalla bocca di aspirazione a quella di mandata ed inviato poi all'utilizzazione con pressioni anche molto alte; le due viti laterali svolgono essenzialmente funzioni di organi di tenuta impedendo la ricaduta del liquido.

Questo tipo di pompe (Termomeccanica Italiana S.p.A. - La Spezia) consentono portate sufficientemente alte con prevalenze elevate, silenziosità e sicurezza di funzionamento, alto regime di rotazione, e non richiedono una assidua manutenzione; di contro comportano una costruzione molto accurata

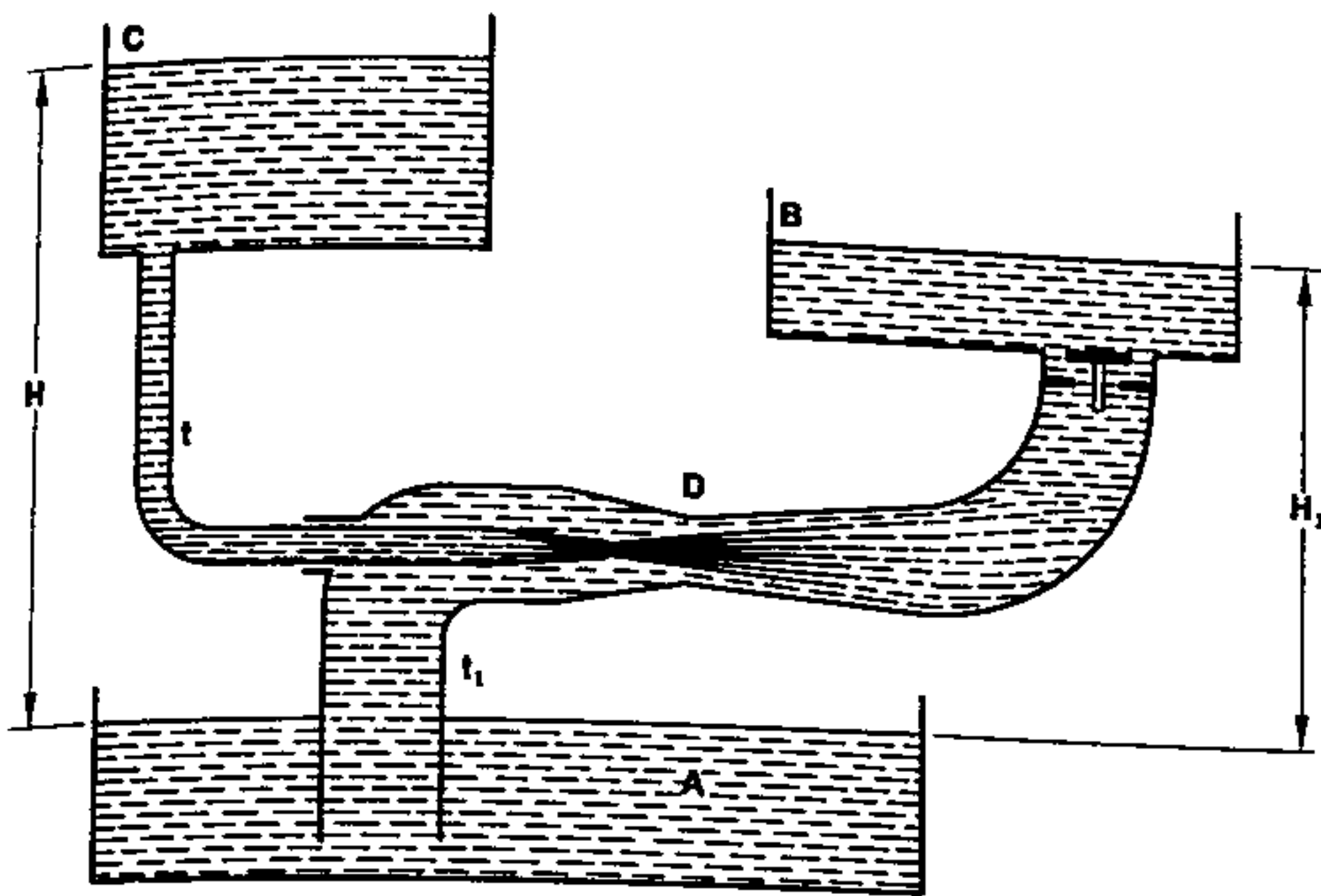


Fig. 156. Principio di funzionamento di un iniettore idraulico

con impiego di materiali ad alta resistenza il che ne eleva sensibilmente il costo di produzione. Sono comunemente impiegate per il travaso di petrolio greggio da un serbatoio ad un altro (sia nelle raffinerie che nelle navi cisterna) o per la lubrificazione di grandi motrici a turbina, nel qual caso vengono indirettamente azionate dall'albero della motrice principale.

54) MACCHINE A GETTO

In questa categoria sono comprese quelle macchine (che non sarebbe esatto definire « pompe » anche se esplicano lo stesso lavoro) che non sono alimentate da energia meccanica ma sfruttano l'energia cinetica di un getto liquido cadente da una certa altezza « H » per sollevare altro liquido ad una quota « H₁ » non superiore ad « H »; possono perciò essere assimilate, per il loro funzionamento, ad un complesso costituito da una motrice idraulica collegata ad una pompa che da essa trae la necessaria energia.

a) Iniettore idraulico

Riferiamoci, per semplicità di esposizione, allo schema di fig. 156 in cui il liquido contenuto nel serbatoio A debba essere convogliato al serbatoio B il cui pelo libero si trova alla quota « H₁ » rispetto alla superficie del liquido contenuto in A; se da un terzo serbatoio (C) posto ad una quota:

$$H > H_1$$

rispetto ad A, si lascia defluire il liquido ivi presente, attraverso una condotta (t), esso, allo sbocco di questa è dotato di una notevole velocità, funzione della quota H; se si fa in modo che l'efflusso avvenga nell'interno della tubazione aspirante (t₁) che pesca nel serbatoio A, in corrispondenza di una strozzatura, come illustrato nella fig. 156, si realizza un leggero effetto aspirante, sufficiente ad elevare il fluido, dal serbatoio inferiore a quello

superiore sempreché la quota « H₁ » sia minore di « H ». L'effetto premente è dovuto alla presenza della strozzatura inserita nella tubazione « t₁ » (denominata « diffusore » e perciò indicata con « D ») entro la quale, il fluido acquisisce energia potenziale di pressione a scapito di quella cinetica posseduta. Un'apparecchiatura siffatta viene definita « iniettore idraulico » (fig. 157) quando ha il compito di sollevare il liquido fino ad una certa altezza, mentre si preferisce usare il termine « eiettore idraulico » se è destinato al semplice svuotamento del serbatoio A, escludendo qualsiasi azione premente; è una macchina estremamente semplice che non richiede — una volta adescata — né sorveglianza né manutenzione, ma il suo rendimento è molto basso.

È facile infatti calcolare la potenza assorbita:

$$N_a = \gamma QH$$

se con « Q » si indica la portata cadente dal serbatoio C; d'altra parte, detta « Q₁ » la portata aspirata dal serbatoio A, la potenza utile dell'apparecchio è:

$$N_u = \gamma(Q + Q_1)H_1$$

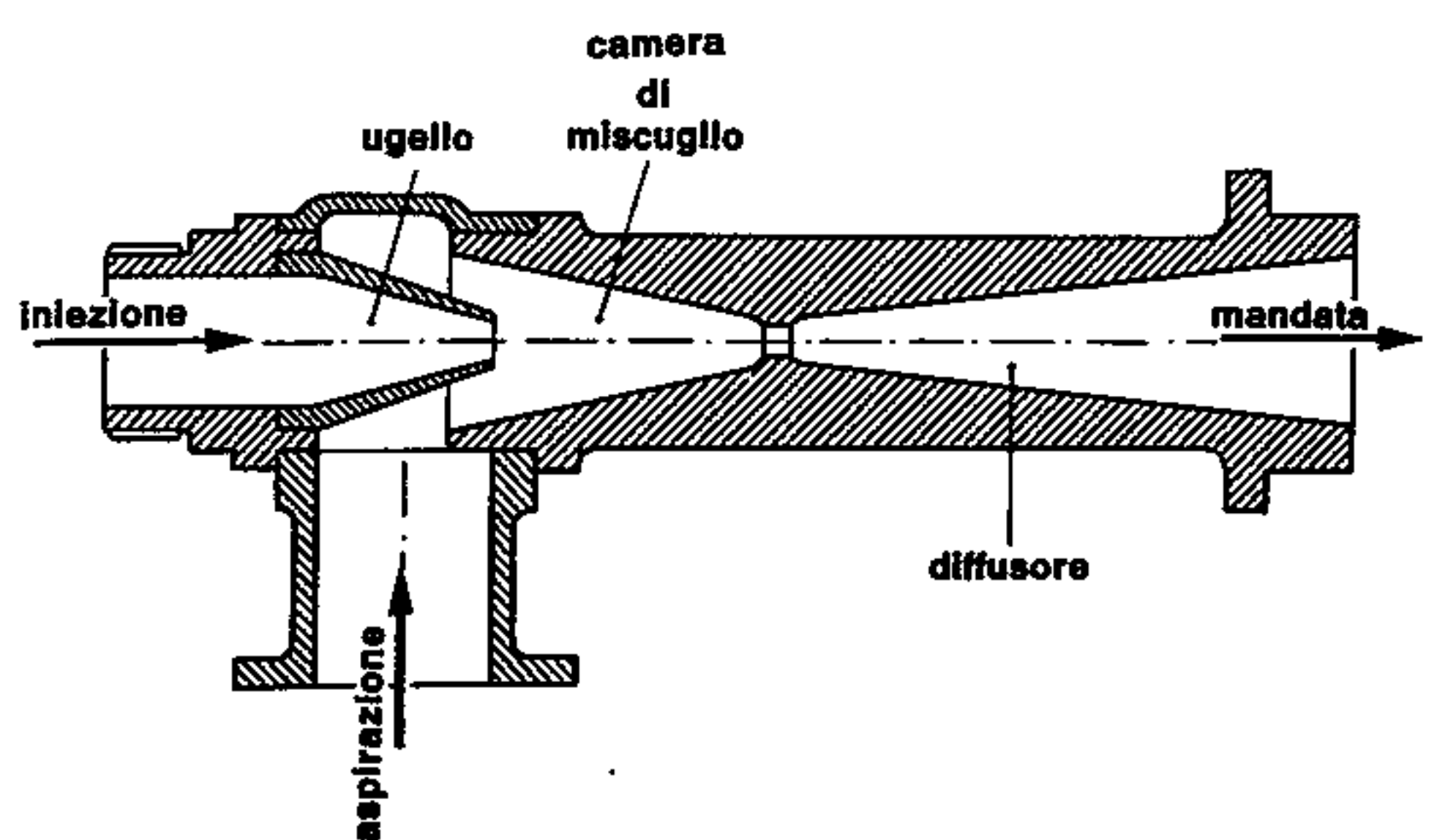


Fig. 157. Iniettore idraulico (schema)

e quindi il rendimento complessivo risulta:

$$\eta = \frac{N_u}{N_a} = \frac{(Q + Q_1) H_1}{QH} \quad (152)$$

dipendente dal valore delle portate e soprattutto dal rapporto:

$$K = \frac{H_1}{H}$$

All'aumentare del rapporto « K » il rendimento decresce sensibilmente fino a raggiungere valori estremamente bassi; in linea di massima si può comunque ritenere che esso oscilli fra 0,1 e 0,22.

Un'applicazione secondaria di questo apparecchio è schematizzata in fig. 158: derivando un tronchetto di tubazione dalla mandata della pompa P, ed inviando il liquido che in esso penetra, ad agire con forte velocità nei pressi del filtro di aspirazione, si favorisce l'adescamento della pompa e soprattutto si conferisce al liquido una notevole energia che gli consente di superare altezze di aspirazione largamente superiori a quelle ammissibili negli impianti comuni.

Una installazione del genere consente di estrarre liquidi da pozzi molto profondi piazzando il gruppo motore-pompa in superficie, con maggior facilità di accesso, sorveglianza e manutenzione ordinaria.

Effetti maggiori si possono ottenere con l'**iniettore a vapore** concettualmente simile a quello idraulico: il vapore sotto pressione, effluendo da uno o più ugelli opportunamente sagomati, è in grado di conferire al fluido aspirato una notevole energia permettendo forti depressioni e grandi pressioni di mandata. Il suo impiego è comune negli impianti a vapore, sia come apparecchiatura premente (alimentazione delle caldaie) sia come apparecchiatura aspirante. Quest'ultima applicazione è diffusa

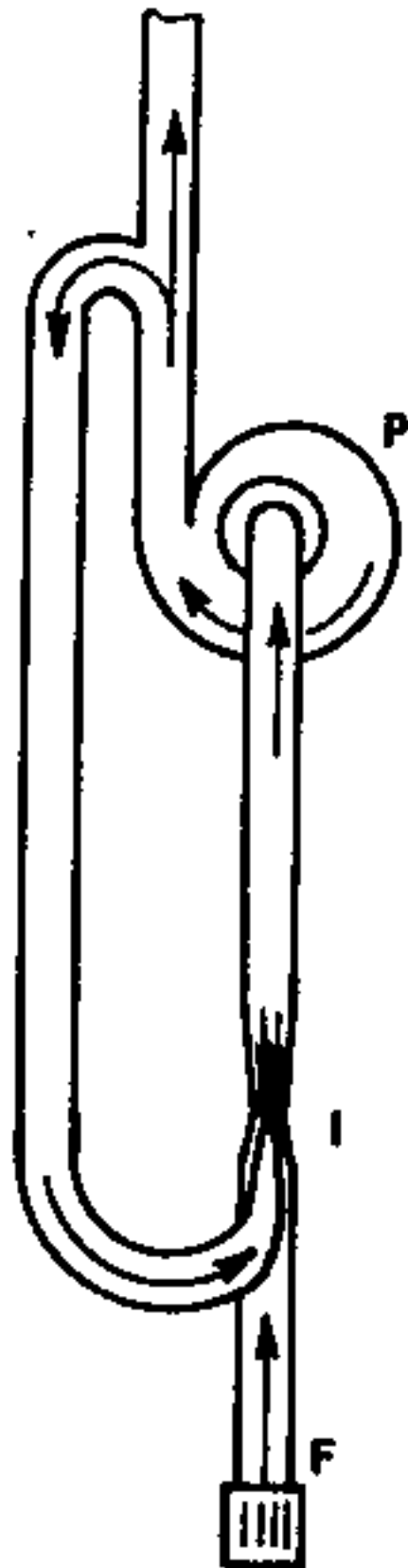


Fig. 158. Impiego dell'iniettore idraulico per aumentare l'altezza di aspirazione di una pompa

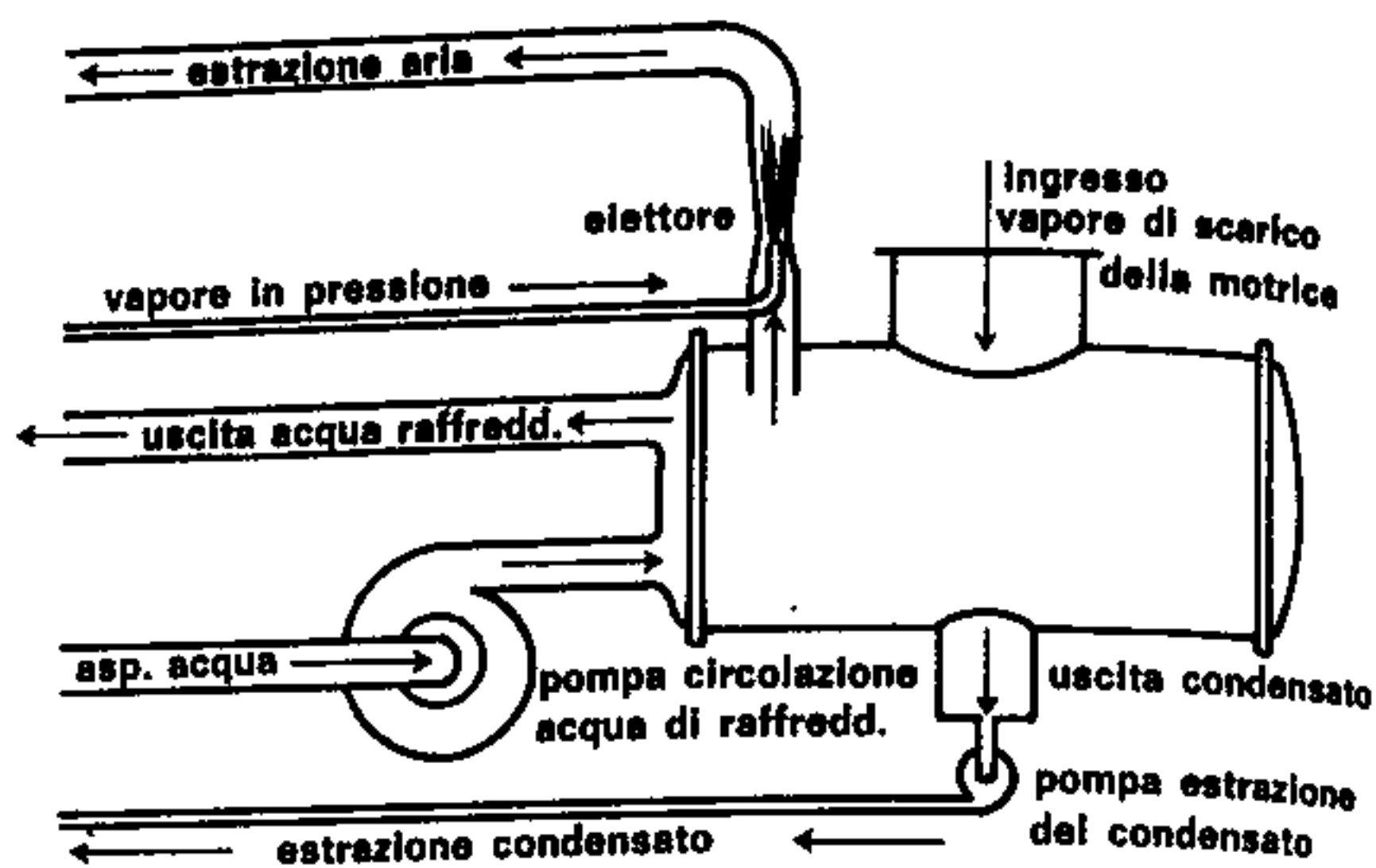


Fig. 159. Impiego dell'eiettore nella condensazione del vapore

nelle locomotive in cui l'eiettore, posto entro il camino, produce la depressione necessaria a richiamare nel focolare l'aria comburente; è comunissima poi negli impianti a turbina nei quali l'eiettore ha il compito di aspirare l'aria presente nel condensatore ove avviene la trasformazione in acqua del vapore espulso dalla motrice (fig. 159), trasformazione che si effettua sotto vuoto per motivi che saranno illustrati nel secondo volume.

b) Ariete Idraulico

Il principio di funzionamento di un ariete idraulico è illustrato nella fig. 160: il serbatoio di alimentazione (A) comunica con il canale di scarico attraverso la tubazione « t », provvista nella sua sezione di sbocco di una valvola automatica « V_a »; supponendo che, in un certo istante, tale valvola si apra, per effetto del proprio peso, il liquido incomincia a defluire lungo la tubazione « t » acquistando progressivamente velocità fino al valore massimo:

$$v \cong \sqrt{2gH}$$

se si trascurano gli effetti delle perdite di carico. L'azione premente del liquido sulla valvola cresce con la velocità di questo e, ad un certo punto, raggiunge l'intensità sufficiente a chiudere la valvola stessa; si crea così una brusca decelerazione nella massa liquida che dà origine ad una forza d'inerzia (1) tanto più forte quanto maggiore è la decelerazione e quanto più grande è la massa del liquido contenuta nella tubazione.

L'improvviso manifestarsi della forza d'inerzia genera un'onda (colpo d'ariete) cui consegue un duplice effetto:

- la massa liquida che si trova nei pressi della valvola V, (posta al termine del tronchetto di derivazione « t' ») esercita su quest'ultima una spinta sufficiente ad assicurarne l'apertura e così

1. Si ricordi l'espressione della forza d'inerzia:

$$F = ma$$

già nota dal corso di meccanica.

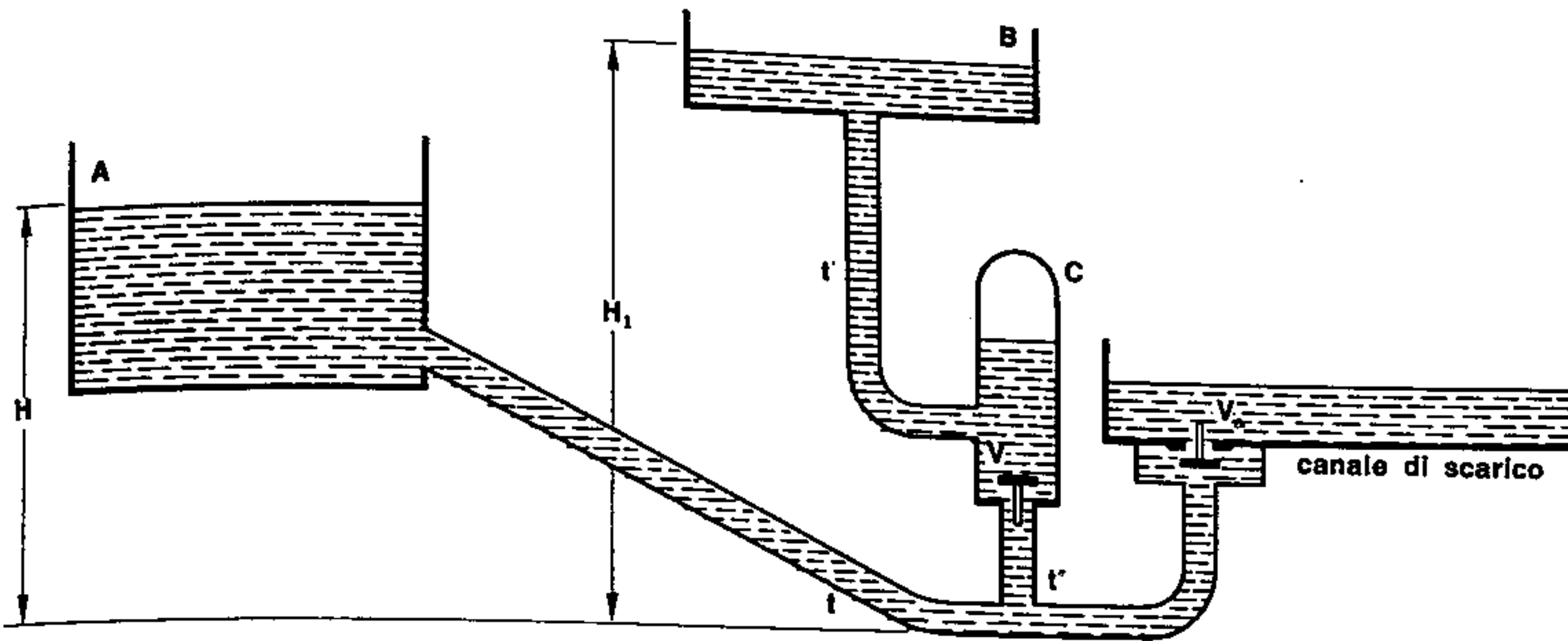


Fig. 160. Principio di funzionamento di un ariete idraulico

- parte del liquido risale lungo la tubazione t' verso il serbatoio B, superando il dislivello « H_1 »;
- b) il liquido contenuto nella tubazione t (sufficientemente lontano dalla valvola V) per effetto del contraccolpo, risale parzialmente lungo la tubazione stessa, riducendo così gradualmente la spinta idraulica che aveva permesso l'apertura della valvola V e creando, — in un secondo tempo — una leggera depressione nei pressi dello sbocco, con conseguente riapertura della valvola V_a .

Con questa nuova apertura, il liquido ricomincia a defluire, acquista progressivamente velocità, fino a richiudere di nuovo la valvola di sbocco ripetendo periodicamente il ciclo già descritto.

L'azione di questa macchina a getto avviene perciò periodicamente con erogazione di una portata pulsante; allo scopo di regolarizzare, almeno parzialmente, l'efflusso, si inserisce a valle della valvola V una cassa d'aria (C) simile a quella descritta nel capitolo delle pompe alternative.

La prevalenza ottenuta, dipende dall'azione d'urto generata dalla forza d'inerzia; essa è perciò tanto più elevata quanto maggiore è il carico idraulico (H) e quanto più grande è la massa liquida in movimento, massa che dipende principalmente dal diametro e dalla lunghezza della tubazione « t ».

55) RUOTE PER SOLLEVAMENTO

Appartengono a questa categoria, certi tipi di macchine idrauliche il cui compito è limitato al semplice sollevamento di liquido (da un invaso ad un altro sovrastante) superando un dislivello modestissimo ed escludendo ogni azione premente.

Si tratta ovviamente di meccanismi ormai industrialmente superati, ma che trovano tutt'ora qualche possibilità di applicazione nelle zone ricche di canali (alcuni dei quali posti a diversi livelli) o nei sistemi di irrigazione delle campagne; sono macchine lente, ingombranti, dal rendimento piuttosto basso, azionate generalmente da una motrice meccanica, o in casi particolari da altre forme di energia naturale.

a) Ruote a cassette

Lo schema di queste ruote (fig. 161) ne rende evidente il funzionamento: la ruota (R) di notevole diametro, munita di un certo numero di cassette aperte da un lato, è parzialmente immersa nel canale (o nel serbatoio) di alimentazione (C_a); in seguito alla rotazione, le cassette si immergono nel liquido, si riempiono (non completamente) e, giunte al vertice superiore, rovesciano il liquido nel canale di raccolta (C_m) che lo invia all'utilizzazione.

Poiché il diametro della ruota deve necessariamente superare il dislivello fra i due peli liberi, risulta chiaro che quest'ultimo è limitato a $4 \div 5$ metri al massimo; il rendimento complessivo di tali macchine si aggira sui valori $0,65 \div 0,75$. Per il calcolo della portata, indicando con « q » il volume di ogni cassetta, e con « z » il numero delle cassette, il volume teorico di liquido sollevato ad ogni giro è:

$$V_t = zq$$

e se la ruota compie « n » giri al minuto, la portata teorica risulta:

$$Q_t = zq \frac{n}{60}$$

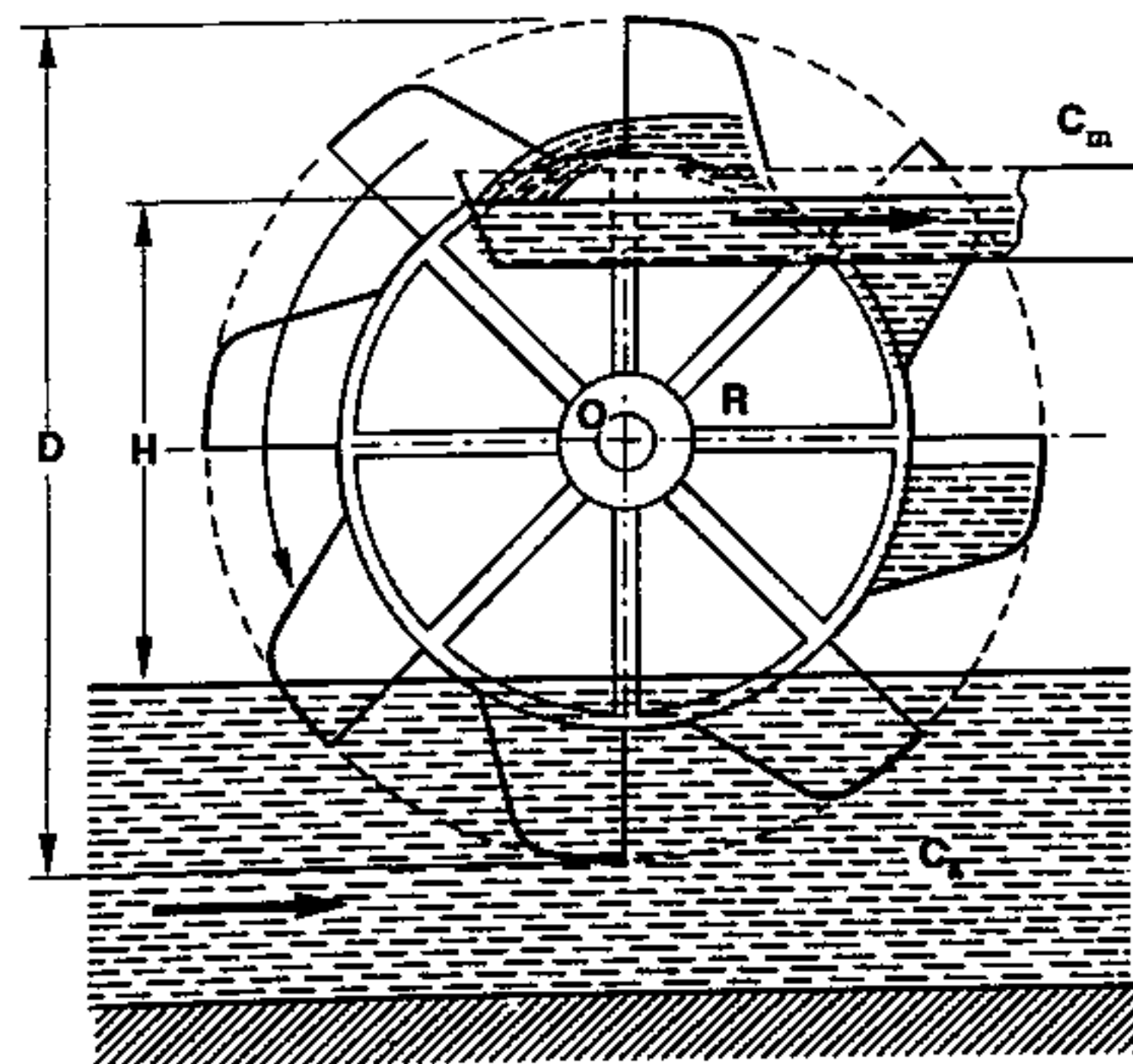


Fig. 161. Ruota a cassette (schema)

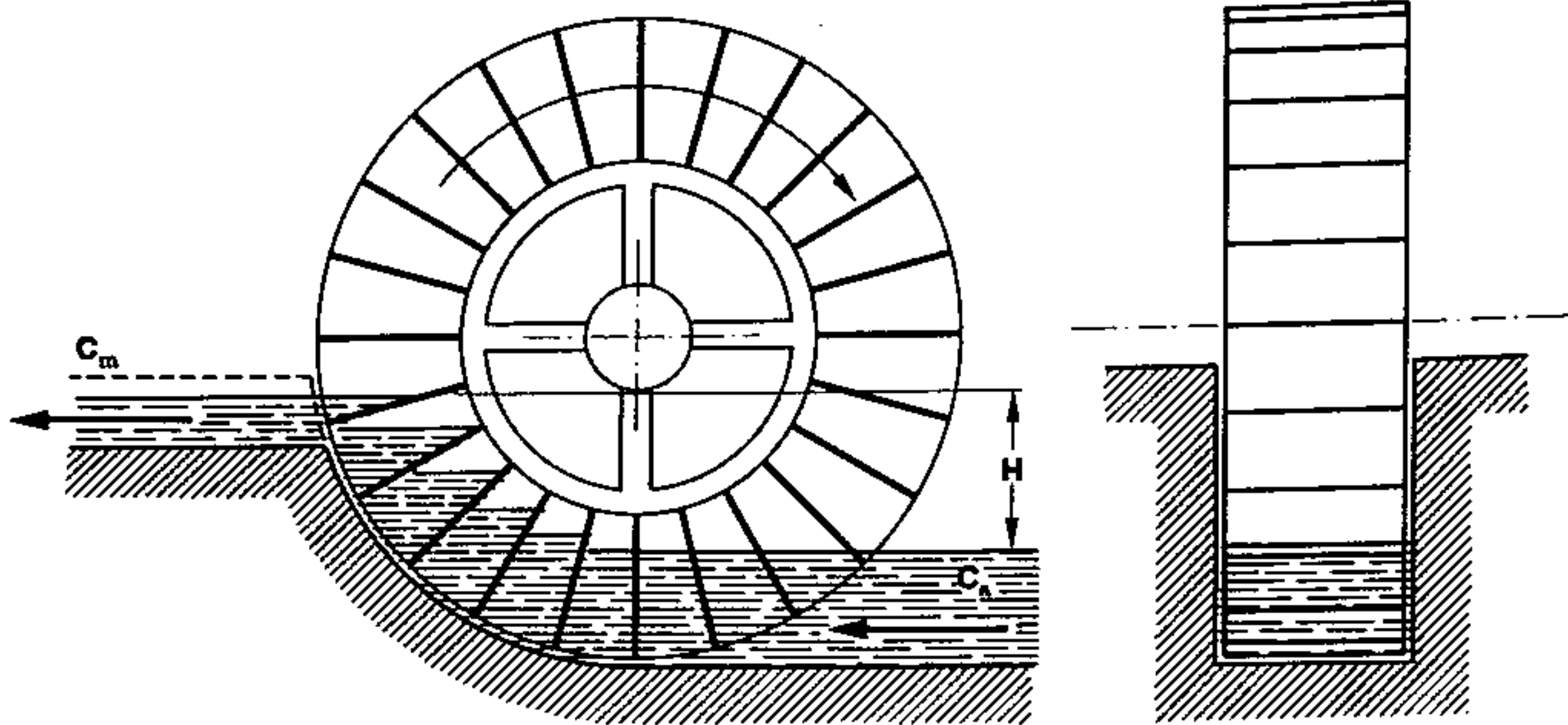


Fig. 162. Ruota a schiaffo (schema)

Indicando infine con « η_v » un « coefficiente di riempimento » (peraltro assimilabile al rendimento volumetrico della macchina), la portata effettiva si esprime con la relazione:

$$Q = \eta_v z q \frac{n}{60} \quad (153)$$

b) Ruote a palette

La ruota (fig. 162) porta una serie di palette disposte in senso pressoché radiale e volge entro il canale alimentatore (C_a) le cui pareti sfiorano i fianchi della ruota stessa; nel movimento di rotazione, il liquido rimane imprigionato fra le pareti del canale e due palette adiacenti, trascinato per un certo tratto ed infine riversato nel canale di raccolta (C_m) il cui pelo libero deve necessariamente risultare inferiore al centro di rotazione della macchina.

L'altezza di sollevamento è perciò minore di quella ottenibile con le ruote a cassette ($H = 2 \div 3$ m), la costruzione della ruota più complessa ed il rendimento volumetrico leggermente inferiore.

Anche il rendimento idraulico di queste ruote non è elevato poiché ogni palette inserendosi nel canale

di alimentazione colpisce la superficie libera del liquido provocando una dissipazione di energia per urto; per questo motivo, queste macchine vengono definite anche « ruote a schiaffo » per distinguerle da altre ruote nelle quali le palette non sono più radiali ma leggermente incurvate all'indietro rispetto al senso di rotazione (fig. 163).

Quest'ultimo tipo si presta meglio delle precedenti nei casi in cui il canale di alimentazione sia soggetto a variazioni di livello, essendo meno sensibili le variazioni degli angoli di immersione delle palette.

56) NORIE E COCLEE

Le norie e le coclee rientrano in quella categoria di meccanismi che — a differenza delle ruote idrauliche — sono azionati generalmente a mano o per mezzo di rudimentali organi di trasmissione che utilizzano il lavoro animale; hanno in comune con le ruote i bassi valori del rendimento e l'assenza di ogni azione premente, il che ne limita l'impiego ai casi di semplice sollevamento del liquido.

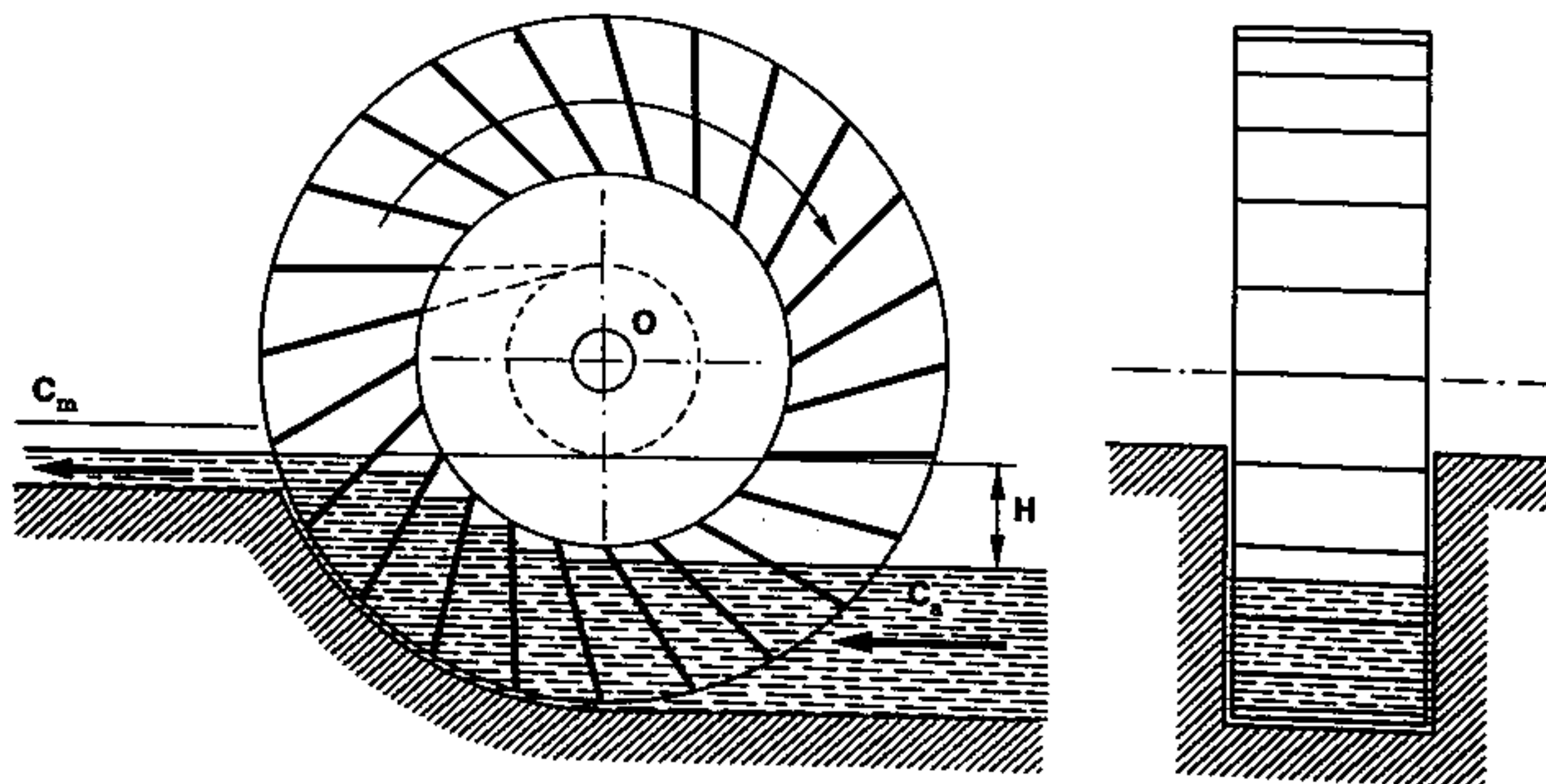


Fig. 163. Ruota a palette (schema)

a) Norie

In fig. 164 è schematizzata una « noria a secchi » costituita, come è facile rilevare, da una doppia catena alla quale sono fissati, ad intervalli regolari, un certo numero di recipienti; la catena si avvolge parzialmente su due rulli, uno dei quali, azionato dall'esterno, comunica il movimento a tutto l'insieme in modo che i singoli secchi si immergano nel serbatoio alimentatore riempiendosi di liquido e trasportandolo nella parte superiore della macchina, ove, per l'inversione del moto, ne scaricano il contenuto entro il canale di raccolta.

Il funzionamento è perciò poco dissimile da quello di una ruota a cassette; ne segue che il dislivello (H) e la portata sono ambedue limitati dalla necessità di non creare un meccanismo eccessivamente ingombrante e poco maneggevole.

Le norie a secchi possono essere installate con asse inclinato (fig. 164) o con asse verticale (fig. 165); in quest'ultima ipotesi, indicando con:

- « q » la capacità di ogni secchio;
- « z » il numero dei secchi;
- « n » il numero di giri/min compiuti dal meccanismo;
- « η_v » il rendimento volumetrico

si ottiene la portata della macchina con la relazione:

$$Q = \eta_v qz \frac{n}{60} \quad (154)$$

Se l'asse della noria è inclinato sull'orizzontale di un certo angolo, parte del liquido trabocca dai secchielli durante il movimento ascendente; la portata si può sempre calcolare con la relazione (154) introducendovi un coefficiente correttivo (ϵ) il cui

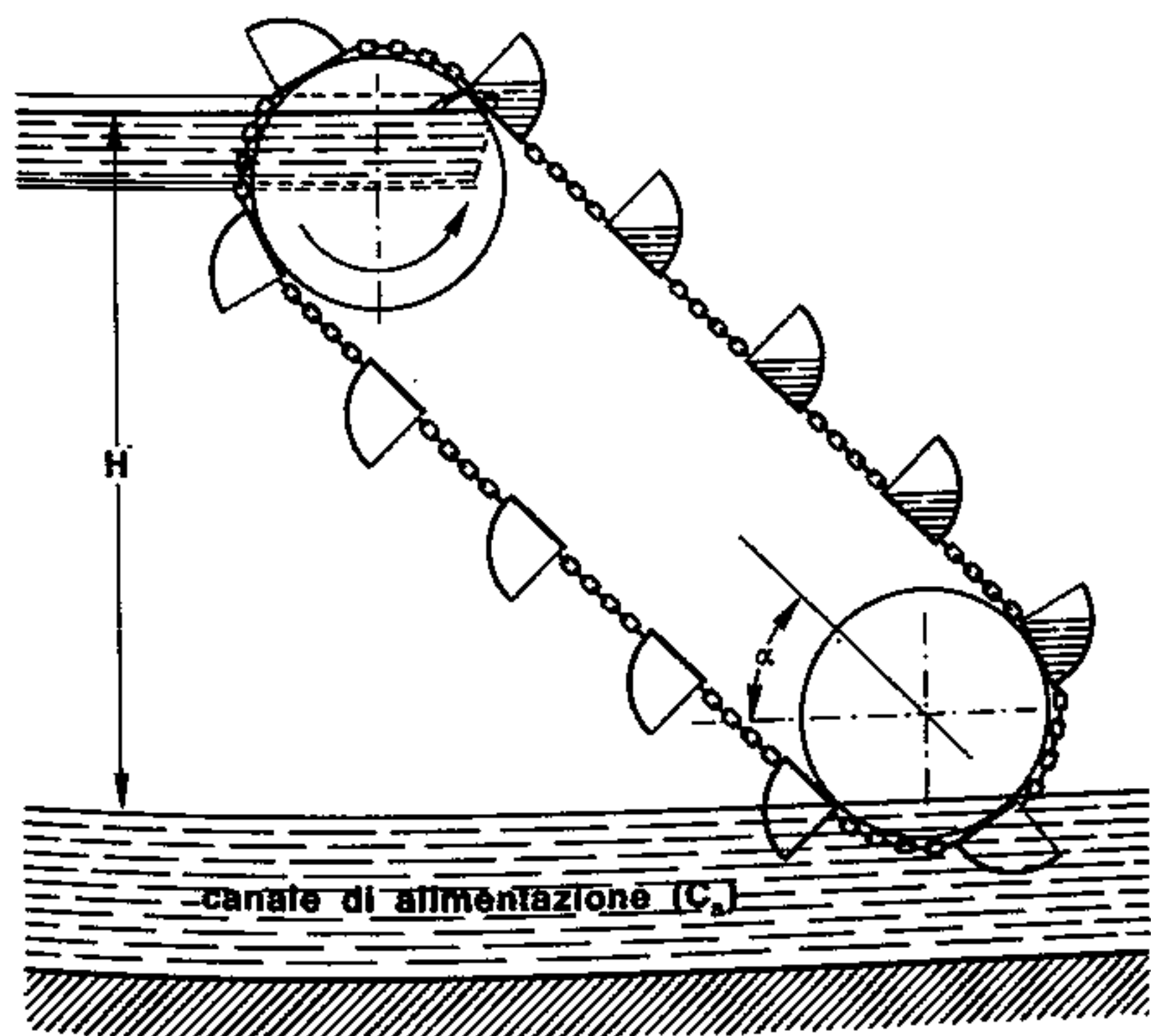


Fig. 164. Noria a secchi ad asse inclinato (schema)

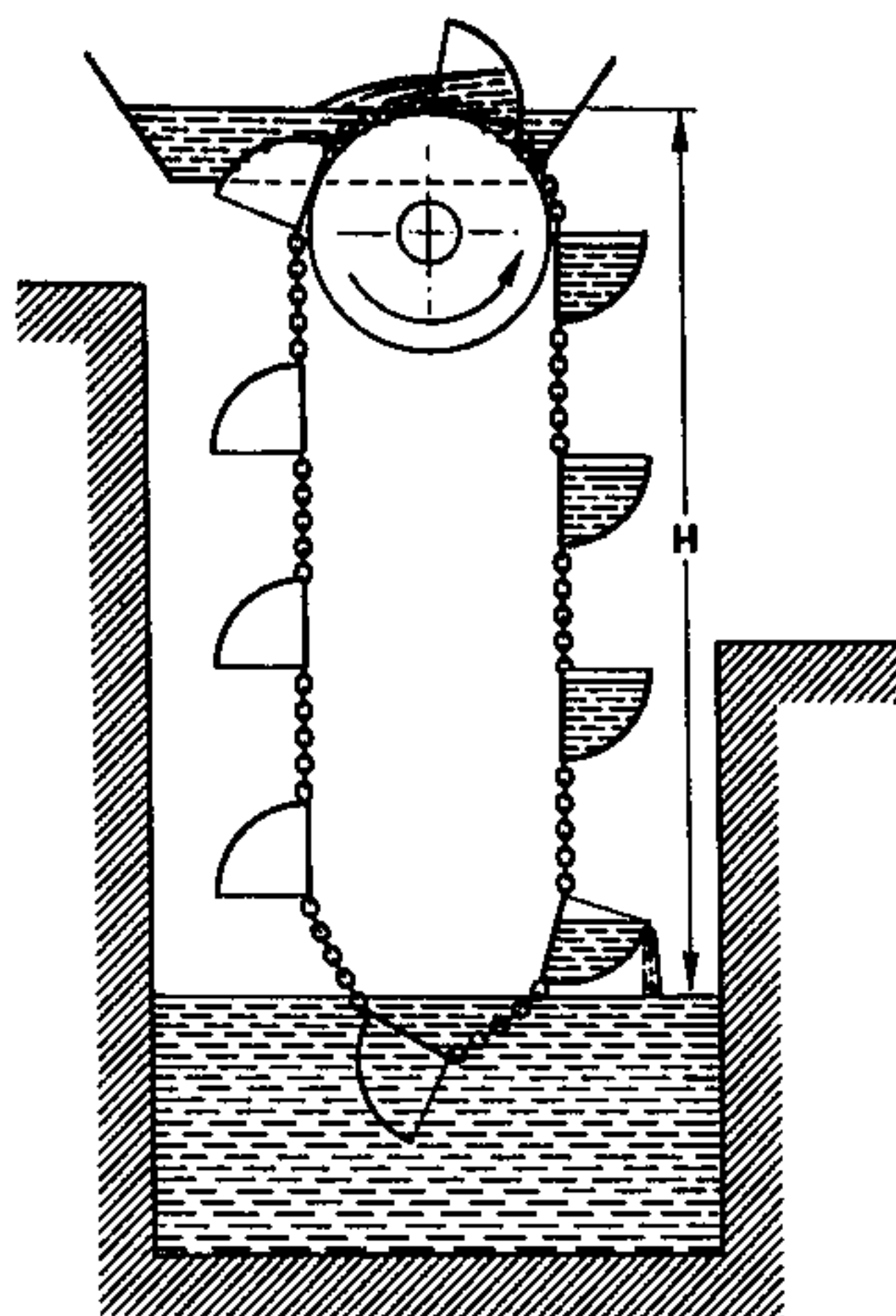


Fig. 165. Noria a secchi ad asse verticale (schema)

valore oscilla fra 0,6 e 0,8:

$$Q = \epsilon \eta_v qz \frac{n}{60} \quad (155)$$

Nelle « norie a dischi » (fig. 166), la cui disposizione è sempre ad asse verticale, i secchielli sono sostituiti da comuni dischi (di metallo, di cuoio rigido, di legno duro ecc.) fissati ad un'unica catena passante per il loro centro; nel movimento ascendente prodotto dal rullo, i dischi penetrano, con piccolo

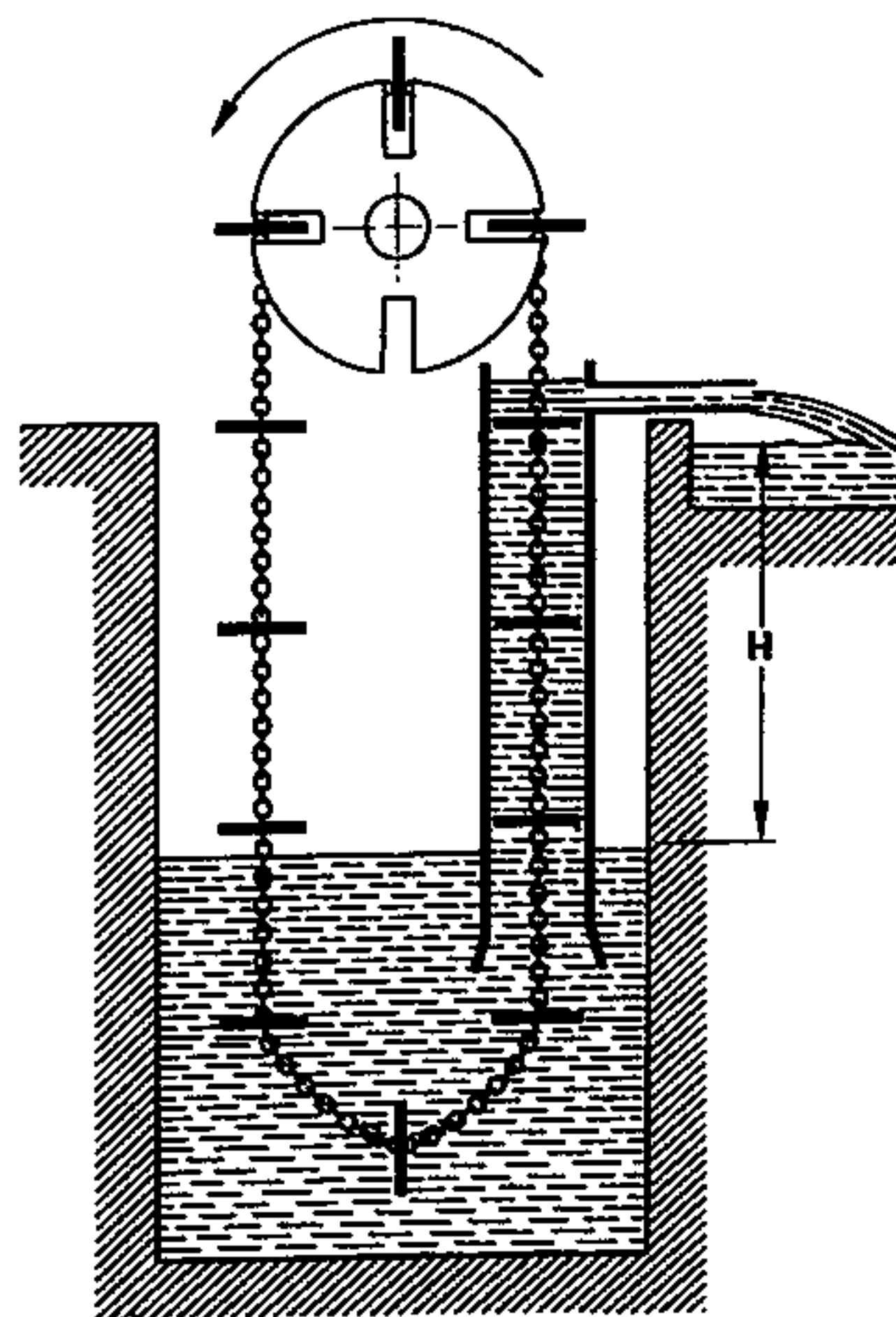


Fig. 166. Noria a dischi (schema)

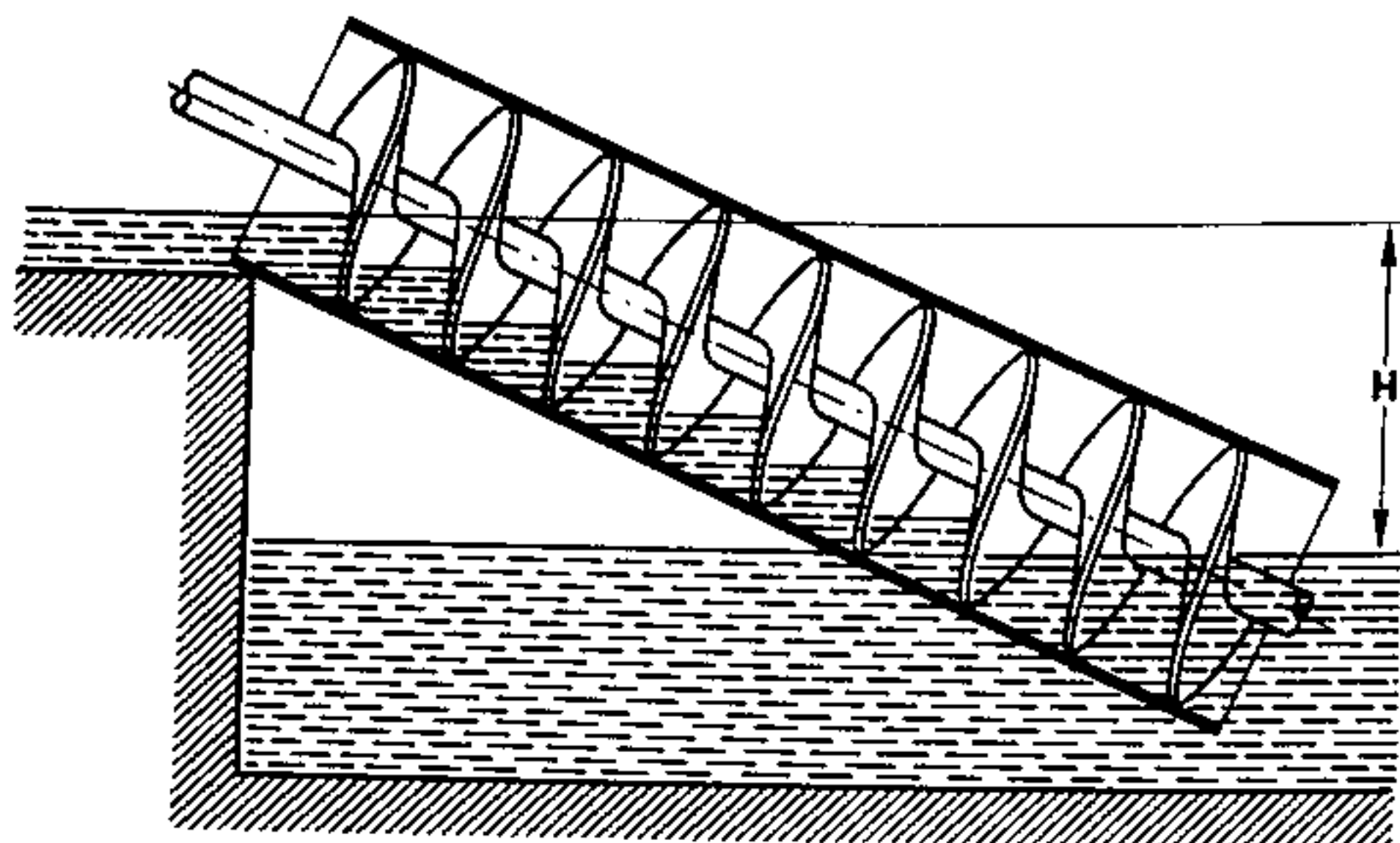


Fig. 167. Coclea (schema)

gioco in un tubo, imprigionando una certa quantità di liquido e trascinandolo fino all'estremità superiore del tubo stesso, da dove esso trabocca nel canale di raccolta.

La portata del meccanismo si esprime con la formula:

$$Q = \eta_v \frac{\pi d^2}{4} v \quad (156)$$

in cui:

- « d » - è il diametro dei dischi (m);
- « v » - la velocità di spostamento della catena (m/s);
- « η_v » - è il consueto rendimento volumetrico che terremo piuttosto basso in relazione al gioco esistente fra dischi e tubo.

Il rendimento totale di queste macchine oscilla fra 0,5 e 0,7.

b) Coclee

Una coclea (fig. 167) è costituita essenzialmente da un tronco cilindrico nel cui interno ruota un asse attorno al quale si sviluppa una superficie elicoidale ad uno o più principi; nel movimento di rotazione l'estremità dell'organo mobile pesca nel liquido e ne capta una parte elevandola, nei giri successivi, fino allo sbocco del cilindro, dall'estremo del quale trabocca nel canale di raccolta.

In altri tipi, il cilindro e l'asse formano un corpo unico, ed è il cilindro stesso a ruotare immergendo la propria estremità inferiore nel liquido e riversandola ad una quota superiore.

Il dislivello che si può superare è in genere dell'ordine di 4 ÷ 6 metri; la portata si può esprimere con la formula:

$$Q = \eta_v qz \frac{n}{60} \quad (157)$$

ove:

- « q » rappresenta la quantità di liquido imprigionata fra due spire contigue dell'elicoide;
- « z » è il numero dei principi dell'elicoide;

« n » è il numero di giri/min compiuti dall'organo rotante;

« η_v » è il rendimento volumetrico della macchina, generalmente piuttosto basso.

Le coclee, ormai quasi abbandonate nel campo dell'idraulica, sono invece largamente impiegate per il convogliamento di materiali incoerenti (sabbia, sale, cemento ecc.) o per l'alimentazione di alcuni focolari di caldaie a vapore.

57) MACCHINE A MISCUGLIO

Appartengono a questa classe quelle macchine che per innalzare un liquido ad un certo livello, utilizzano l'energia posseduta da un secondo fluido che viene iniettato nell'apparecchio sotto una certa pressione.

a) Pulsometro a vapore

Il principio di funzionamento di questa macchina è deducibile dalla fig. 168 in cui è schematizzato il pulsometro (P) suddiviso internamente in due camere (C₁ e C₂) ciascuna comunicante con un tronchetto di tubo (t) che invia il liquido all'utilizzazione; la tubazione T convoglia all'apparecchio vapore d'acqua sotto una certa pressione e la valvolina deviatrice (V) provvede automaticamente a distribuirlo nelle due camere in cui il pulsometro è diviso. Supponiamo che l'apparecchio sia a regime, e che in un certo istante la valvolina V permetta l'introduzione del vapore nella camera C₁ piena di acqua precedentemente aspirata attraverso la valvola V_a che comunica con il serbatoio di aspirazione: in virtù della sua pressione, il vapore esercita una spinta sulla superficie libera del liquido contenuto nella camera C₁ obbligandolo ad effluire attraverso la valvola V_m (che nel frattempo si è aperta) verso la

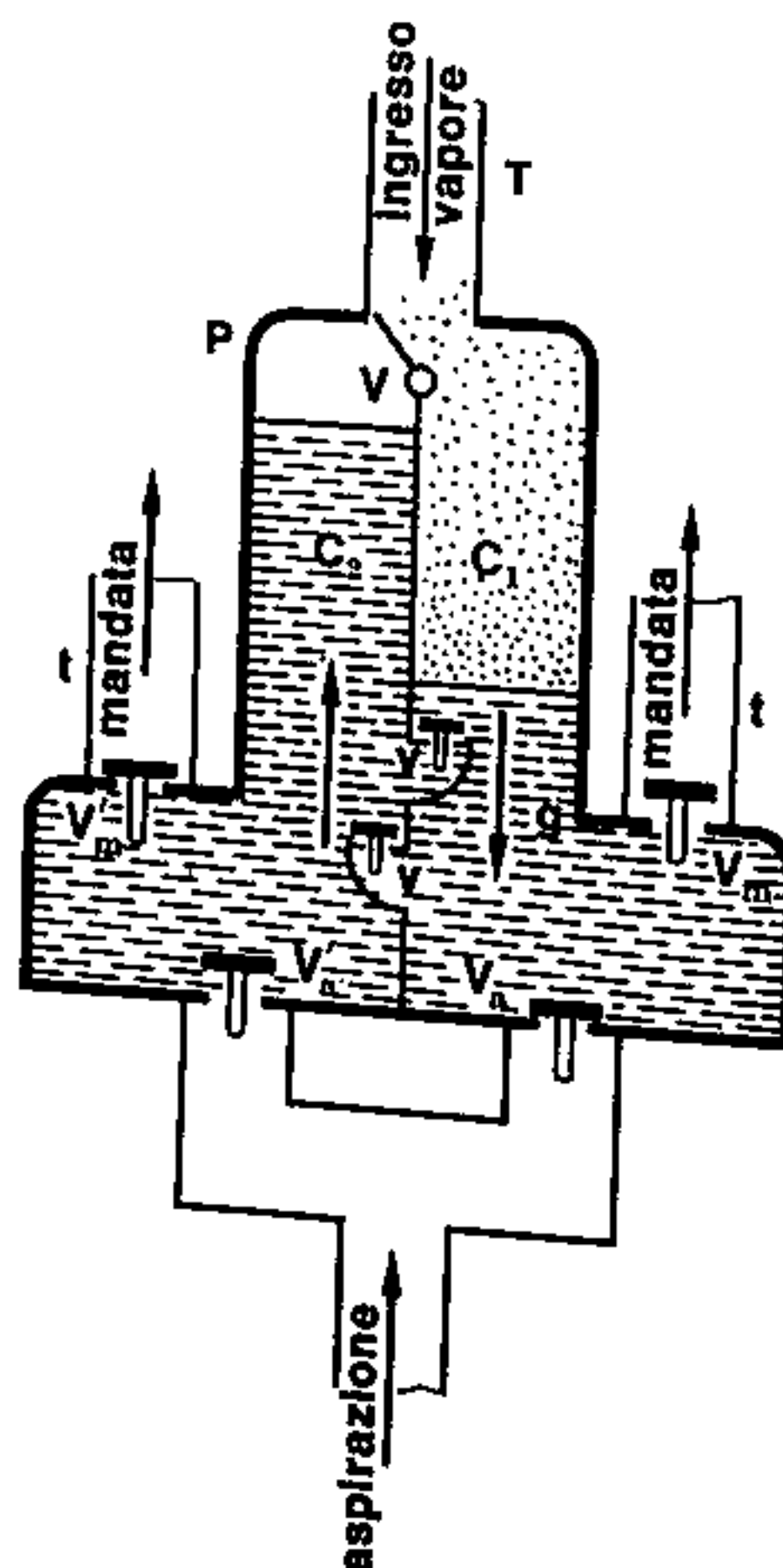


Fig. 168. Schema e principio di funzionamento di un pulsometro

tubazione « t »; il livello del liquido perciò decresce fino a liberare il gomito « g » consentendo la sfuggita del vapore che acquista maggior velocità e, per trascinamento, sposta la valvola distributrice (V) che apre la comunicazione fra la tubazione T e la camera adiacente. Il vapore penetra così nella camera C₂ ove si ripete il fenomeno già descritto, mentre nella camera C₁, mancando l'alimentazione, il vapore presente esaurisce rapidamente la sua pressione e si condensa per effetto dell'incremento della superficie liquida con cui è a contatto⁽¹⁾; si chiude perciò la valvola V_m e si apre la V_a in seguito alla depressione conseguente alla condensazione, per cui la camera si riempie nuovamente di liquido. In questo frattempo, nella camera C₂, è avvenuta la fase premente e la valvolina distributrice (V) cambia posizione immettendo nuovo vapore nella C₁ ove il ciclo si ripete.

L'altezza di elevazione dipende dalla pressione del vapore, che normalmente oscilla fra 4÷6 kgf/cm²; tenendo conto che ad ogni kgf/cm² corrisponde una altezza di 10 m di c.a., teoricamente si potrebbero ottenere prevalenze di 40÷60 m, ma le perdite — che in questi tipi di macchine sono sensibili — ne attenuano sensibilmente il valore; permane tuttavia il vantaggio di una grande semplicità di funzionamento e della possibilità di impiego in tutte le installazioni in cui si disponga di grandi quantità di vapor d'acqua prodotto principalmente per altri usi.

b) Emulsori ad aria

Gli emulsori vengono generalmente impiegati per il sollevamento di acqua da pozzi o cavità sotter-

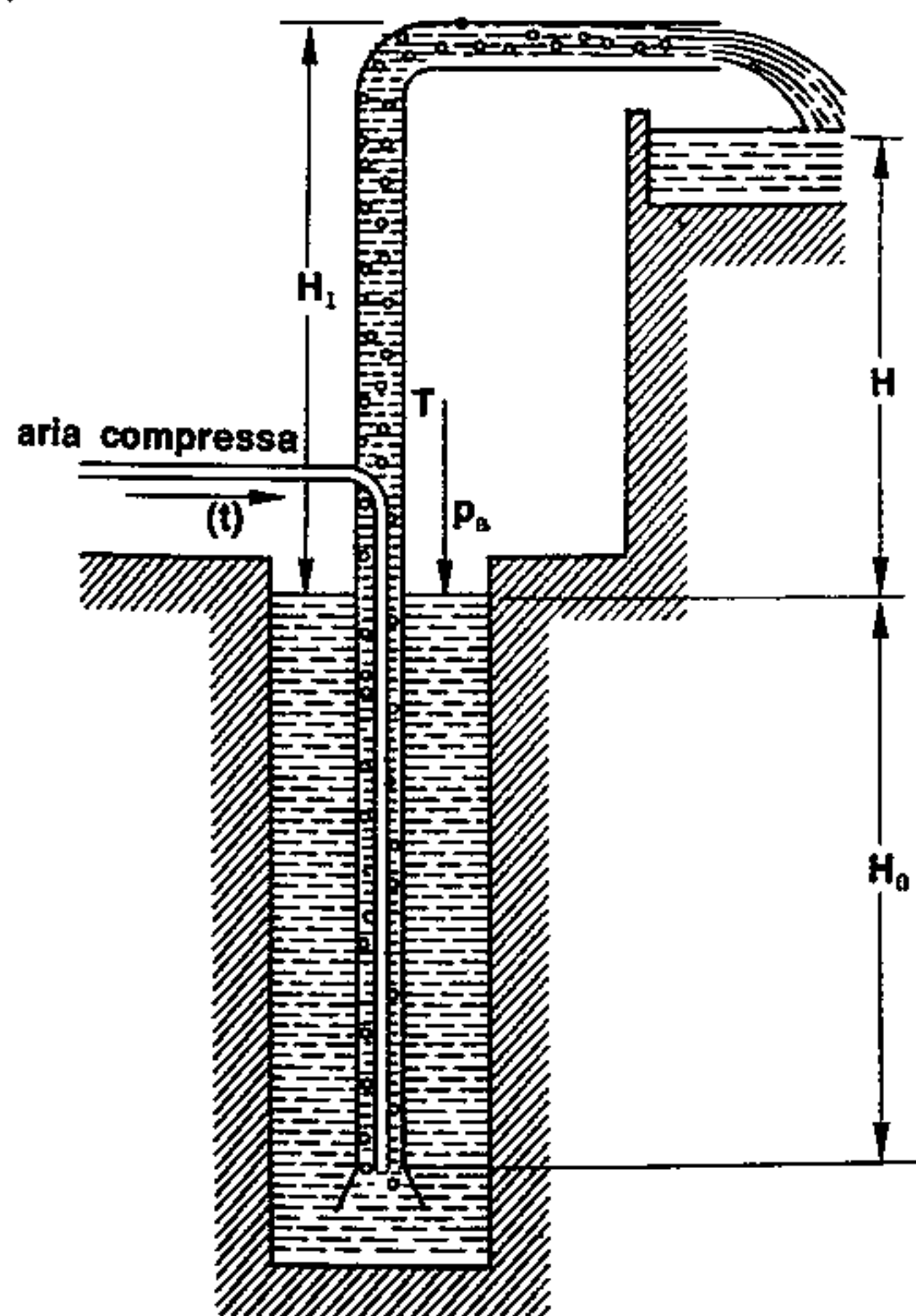


Fig. 169. Schema e principio di funzionamento di un emulsore

1. La condensazione è facilitata dalla presenza delle valvoline v, ciascuna delle quali consente il passaggio di una parte dell'acqua da una camera all'altra.

ranee comunicanti con l'esterno attraverso aperture di diametro limitato; in fig. 169 è illustrato il principio di funzionamento di queste apparecchiature, consistente nel creare una miscela di liquido ed aria avente una densità minore del liquido da sollevare, e pertanto capace di innalzarsi — per effetto della pressione atmosferica agente sul pelo libero — ad un'altezza superiore a quella del liquido puro.

Attraverso la tubazione « t », posta internamente al tubo di elevazione (T), un compressore inietta dell'aria entro la massa liquida creando l'emulsione aria/acqua la cui densità (ρ_e) si può ritenere pari alla media aritmetica delle densità dei componenti. Indicando con « ρ_a » la densità dell'aria e con « ρ_l » quella dell'acqua sarà:

$$\rho_e \cong \frac{\rho_a + \rho_l}{2}$$

ovvero, in prima approssimazione, ritenendo di poter trascurare il valore di « ρ_a » (1,2 kg/m³) nei confronti di « ρ_l » (1000 kg/m³):

$$\rho_e \cong \frac{\rho_l}{2} \cong 500 \text{ kg/m}^3$$

Se sulla superficie libera del liquido (S) agisce la pressione atmosferica, la miscela generatrice risale entro il tubo T, per poi scaricarsi all'esterno liberando, nell'efflusso, la maggior parte dell'aria in essa contenuta. Poiché in condizioni di equilibrio, vale la relazione:

$$\rho_e(H_1 + H_0) = \rho_l H_0$$

si ricava che:

$$\rho_e H_1 + \rho_e H_0 = \rho_l H_0$$

e da questa:

$$H_1 = \frac{\rho_l - \rho_e}{\rho_e} H_0 \quad (158)$$

è facile calcolare il dislivello superabile (H_1). Con l'approssimazione esposta in precedenza, risulta:

$$H_1 \cong \frac{1000 - 500}{500} H_0 \cong H_0$$

un'altezza di sollevamento pari alla profondità di immersione della bocca di efflusso dell'aria compressa.

L'impianto di sollevamento ad emulsione offre un rendimento molto basso, e risulta complicato dalla necessaria presenza del compressore; gioca a suo vantaggio solo la grande semplicità di funzionamento che esclude qualsiasi sorveglianza da parte dell'operatore.

Capitolo Undicesimo

Utilizzazione dell'energia idraulica

58) GENERALITÀ

Si definiscono « macchine idrauliche motrici » quei complessi meccanici che utilizzano l'energia idraulica posseduta da un liquido (generalmente l'acqua) per produrre lavoro meccanico sotto forma di moto di rotazione (ruote e turbine) o di moto rettilineo alternato (motori idraulici a stantuffo).

I diversi tipi di macchine ora citati — alcuni dei quali peraltro ormai superati — trovano motivo di esistere in relazione alle diverse forme sotto le quali può presentarsi l'energia idraulica; abbiamo visto infatti nella prima parte del volume, che una massa di liquido di peso « P » in moto con velocità « v » e sottoposto ad una pressione « p » possiede — rispetto ad un piano di riferimento generico — una energia totale espressa dal trinomio di Bernoulli:

$$E = P \left(z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} \right)$$

costituita cioè dalle tre energie parziali:

- energia potenziale di posizione (Pz);
- energia potenziale di pressione [$P(p/\gamma)$];
- energia cinetica [$P(v^2/2g)$].

Nei casi pratici di sfruttamento dell'energia idraulica, ben difficilmente le tre forme di energia sopra citate coesistono, o — se ciò avviene — una di esse è nettamente preponderante rispetto alle altre due, tanto da poter trascurare quest'ultime.

Ebbero così origine tre grandi classi di motrici, ciascuna delle quali comprende le macchine adatte ad utilizzare una delle tre forme dell'energia idraulica:

- a) **Le ruote idrauliche** utilizzano l'energia potenziale di posizione di una massa liquida convertendola in lavoro meccanico di rotazione; è facile comprendere che queste motrici rappresentano il « reciproco » delle ruote elevatrici a pelo libero (par. 55).
- b) **Le motrici idrauliche a stantuffo** utilizzano l'energia potenziale di pressione del liquido; il loro funzionamento non differisce da quello delle pompe alternative, tenendo conto, beninteso, delle opposte finalità da conseguire.

- c) **Le turbine idrauliche** infine sfruttano « direttamente » l'energia cinetica di un getto liquido che le attraversa (o le colpisce) ad alta velocità; potremo ritenerle simili (ma con effetti opposti) alle pompe centrifughe, anche se talune di esse se ne discostano costruttivamente in maniera sensibile.

Le turbine idrauliche costituiscono la categoria di macchine di più ampio interesse sia per le alte potenze erogate (irraggiungibili con altre motrici) sia per la versatilità di impiego che ne consente l'installazione in condizioni ambientali molto diverse; ci occuperemo perciò principalmente dei vari tipi di turbine, riservandoci di accennare brevemente i principi di funzionamento delle rimanenti motrici il cui impiego è limitato a casi sporadici.

Il lavoro meccanico prodotto da una turbina sarà tanto maggiore quanto maggiore è l'energia cinetica del fluido operante, cioè quanto più elevata è la velocità con cui esso l'attraversa; risulta chiaro perciò che la turbina non può sfruttare direttamente l'energia cinetica dell'acqua scorrente in un fiume o in un canale a causa del basso valore della sua velocità.

Il problema dell'incremento di velocità della vena liquida si risolve, nel modo più semplice, installando la motrice — ove la particolare configurazione del suolo lo consenta — ad un livello molto più basso di quello corrispondente alla superficie libera del liquido; l'acqua scendendo (liberamente o entro opportune condotte) da un'altezza « H » acquista una notevole velocità e quindi una grande energia cinetica la cui trasformazione permetterà di ottenere lavoro meccanico in misura sufficiente da giustificare l'installazione della turbina.

Si può concludere pertanto che le turbine idrauliche pur utilizzando « direttamente » l'energia cinetica del fluido, in realtà sfruttano « indirettamente » un dislivello geodetico (naturale o creato artificialmente) che conferisce alla massa liquida una certa energia potenziale di posizione.

Questa energia potenziale viene dapprima convertita — integralmente o parzialmente, come vedremo più innanzi — in energia cinetica in uno speciale organo meccanico (detto « distributore ») che precede la turbina; questa provvede in seguito all'ulteriore trasformazione dell'energia cinetica in energia meccanica.

59) SALTO GEODETICO E SALTO NETTO

Consideriamo lo schema di fig. 170 in cui il serbatoio (A) è situato in posizione sopraelevata rispetto ad un secondo recipiente (B) e supponiamo di installare — in posizione molto prossima al pelo libero del contenitore inferiore — una turbina (T) alimentata, attraverso la tubazione «t» dall'acqua contenuta nel serbatoio superiore A. Supponiamo inoltre che questo serbatoio sia continuamente rifornito o sia di notevole estensione in modo che il continuo prelievo di liquido non ne alteri sensibilmente il livello, condizione necessaria per poter parlare di regime permanente. In queste ipotesi, il peso unitario di fluido contenuto in A possiede un'energia potenziale teorica:

$$E_p = H_g$$

pari al dislivello esistente fra i peli liberi dei liquidi contenuti nei due serbatoi, e di conseguenza, attraversando la turbina T, è in condizione di sviluppare un lavoro:

$$L = H_g \quad (159)$$

Il dislivello « H_g » viene perciò definito «salto geodetico disponibile» o più semplicemente «caduta disponibile»; questo salto potrebbe essere integralmente convertito in lavoro meccanico solo nel caso di assoluta assenza di resistenze passive, sia nell'interno della macchina, sia lungo la condotta che la collega con il serbatoio di alimentazione A. Prescindendo temporaneamente dalle perdite proprie della turbina, è noto che un peso unitario di fluido scorrente entro la condotta è soggetto alle perdite di carico continue:

$$Y = \beta \frac{Q^2}{D^5} L$$

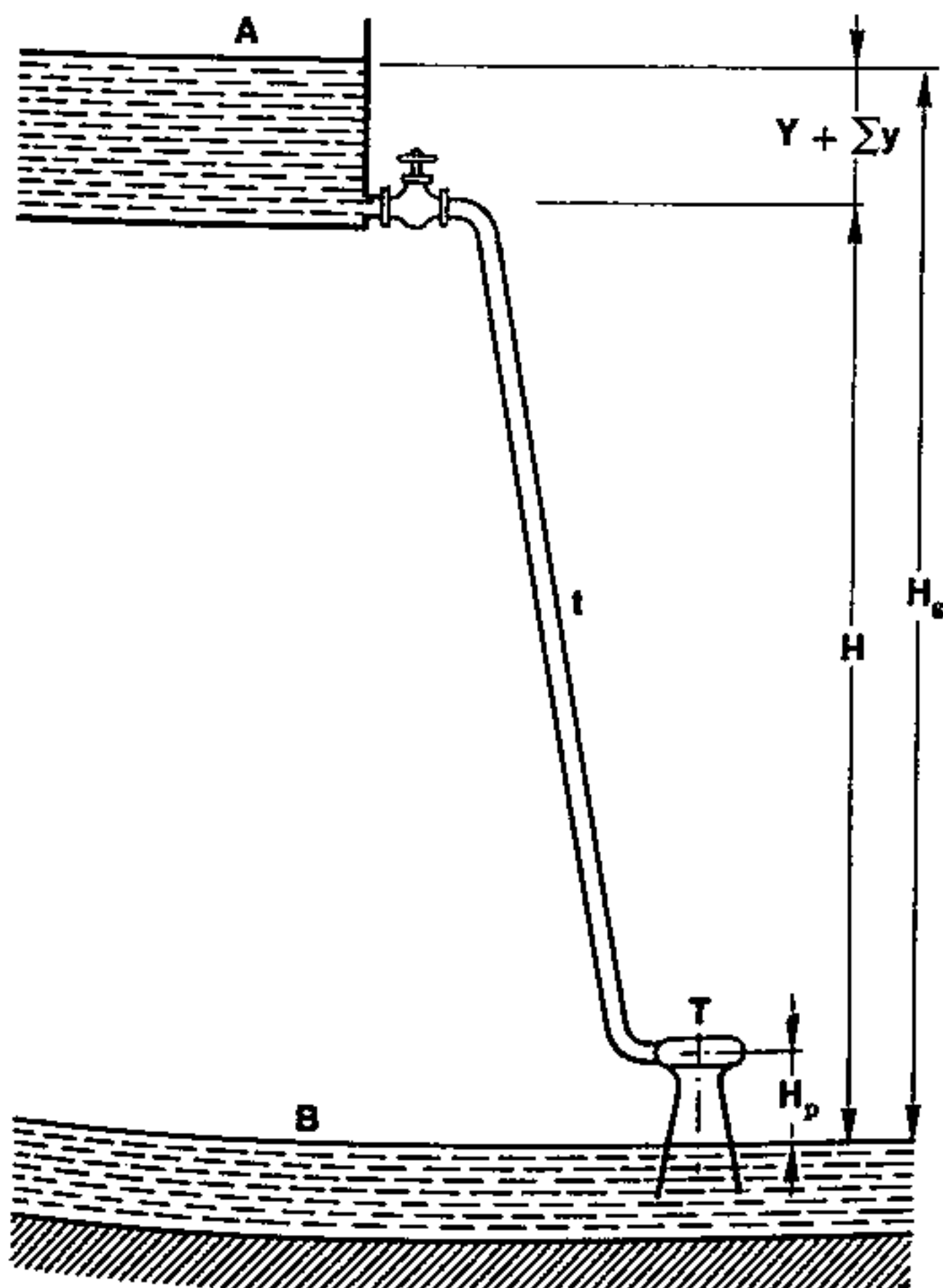


Fig. 170. Salto geodetico e salto netto

ed a quelle accidentali esprimibili, in generale, con una relazione del tipo:

$$y = K \frac{v^2}{2g}$$

Per effetto di tali perdite, l'energia unitaria disponibile all'ingresso della turbina (H) risulta inferiore a quella iniziale (H_g) e precisamente:

$$H = H_g - Y - \sum y \quad (160)$$

nella quale i termini « Y » e « $\sum y$ » hanno il significato già illustrato ed « H » rappresenta il «salto netto» (depurato cioè dalle perdite nella condotta) che la motrice può effettivamente utilizzare.

Una turbina «ideale» (priva cioè di perdite interne) potrà perciò produrre un «lavoro teorico» inferiore a quanto previsto dalla (159); indicandolo con « L_t » sarà:

$$L_t = H$$

Il rapporto fra il salto netto (H) e quello geodetico (H_g):

$$\eta_c = \frac{H}{H_g} \quad (161)$$

rappresenta perciò il «rendimento della condotta», primo di una serie di rendimenti parziali, il cui prodotto costituirà il rendimento globale dell'intero impianto.

Esprimendo l'energia dissipata come aliquota di quella disponibile:

$$Y + \sum y = \rho H_g$$

risulta:

$$H = H_g - \rho H_g = (1 - \rho) H_g$$

e perciò:

$$\eta_c = \frac{(1 - \rho) H_g}{H_g} = 1 - \rho \quad (162)$$

Da un esame della fig. 170, sorge spontanea l'osservazione che il salto netto (H) viene ulteriormente ridotto dalla presenza del raccordo che collega lo sbocco della turbina con il canale di scarico; in effetti questa quota (H_p) costituisce una riduzione del salto netto solo in alcuni tipi di turbine che peraltro sono impiegate laddove il dislivello sia dell'ordine delle centinaia di metri, mentre per le motrici che utilizzano modeste cadute d'acqua, esso viene recuperato con particolari accorgimenti costruttivi che esamineremo in seguito.

Ne segue che nell'uno e nell'altro caso, questa perdita di quota non rappresenta un fattore essenziale nel calcolo del lavoro sviluppato, tanto da poterne trascurare gli effetti.

60) RENDIMENTI

Nella valutazione del salto netto con la (160) abbiamo temporaneamente escluso l'influenza delle perdite di energia che avvengono nell'interno della motrice,

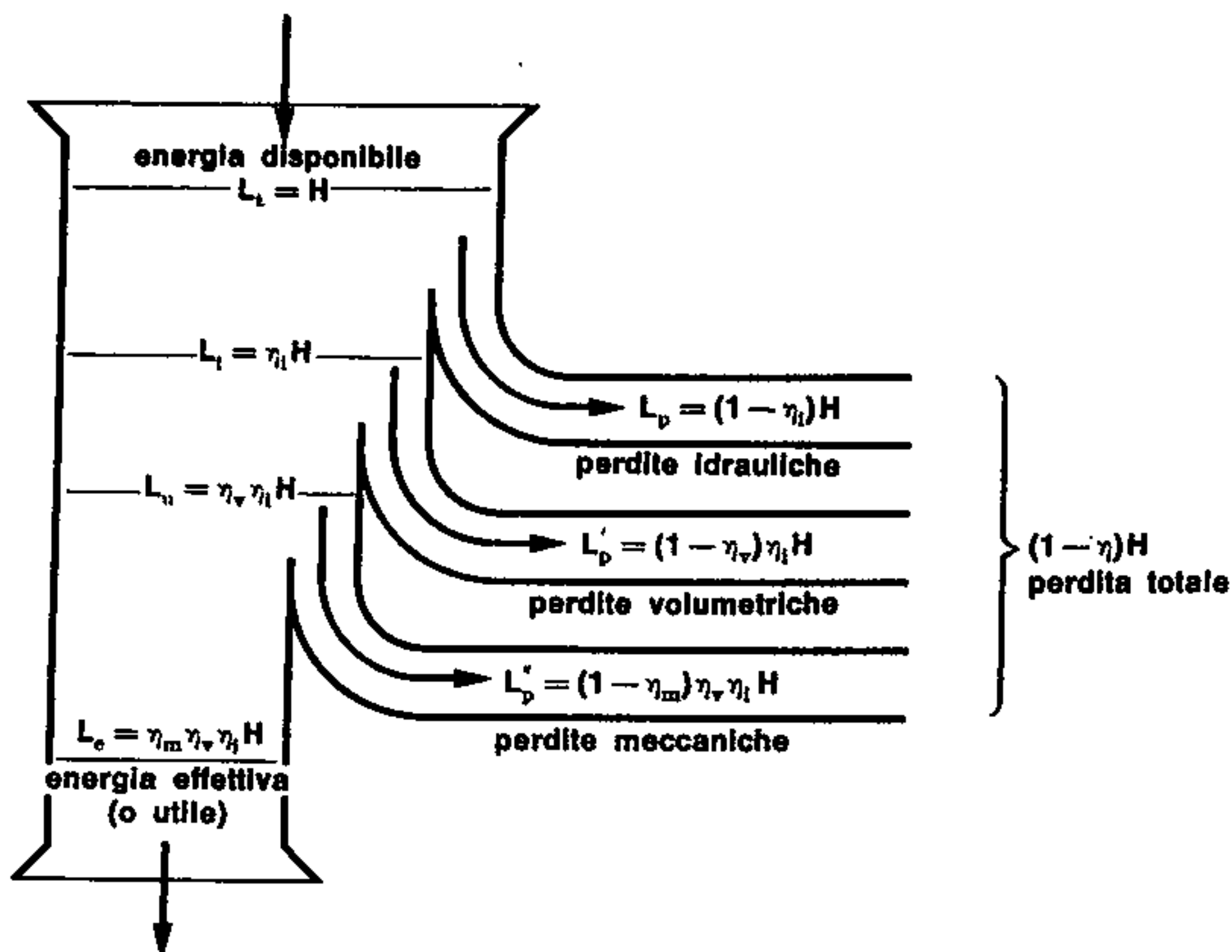


Fig. 171. Bilancio energetico di una turbina idraulica

in quanto esse ne costituiscono un elemento caratteristico; nella pratica queste perdite incidono sull'entità del lavoro effettivamente reso (L_e) dalla turbina che risulta perciò inferiore al lavoro teorico (L_t).

In perfetta analogia con il caso delle macchine operatrici, le perdite di energia che si manifestano entro una macchina motrice, sono di triplice natura:

- perdite idrauliche;
- perdite volumetriche;
- perdite meccaniche.

a) **Le perdite idrauliche** sono dovute alle dissipazioni di energia conseguenti ad urti, deviazioni, variazioni di sezioni incontrate dal fluido. Esse riducono l'energia disponibile e quindi l'entità del salto netto; indicando quindi con « H_t » il salto netto calcolato con la (160) e con « H » il salto ridotto per effetto delle perdite sopraccennate definiremo « **rendimento idraulico** (η_i) » il rapporto:

$$\eta_i = \frac{H}{H_t} \quad (163)$$

È superfluo ripetere che il valore del rendimento idraulico è condizionato dall'osservanza dei due aforismi già citati per le macchine operatrici; vedremo più innanzi i criteri seguiti nella progettazione dei vari tipi di turbine per soddisfare i principi suddetti.

b) **Le perdite volumetriche** sono prodotte dalla aliquota di liquido che pur entrando in turbina, non produce lavoro, sia perché sfugge attraverso i giochi esistenti fra organi fissi e mobili, sia perché trafile all'esterno dai premistoppa; indicando con « Q_t » la portata teorica e con « Q » quella che effettivamente lavora entro la macchina,

definiamo « **rendimento volumetrico** » (η_v) il rapporto:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_t} \quad (164)$$

c) **Le perdite meccaniche** infine dipendono dagli attriti fra le varie coppie cinematiche in moto relativo fra loro; si definisce « **rendimento meccanico** » (η_m) (od organico) il rapporto fra il lavoro effettivamente reso all'asse della turbina (L_e) e quello ceduto ad essa dall'acqua (L_u) calcolato tenendo conto sia delle perdite idrauliche che di quelle volumetriche:

$$\eta_m = \frac{L_e}{L_u} \quad (165)$$

Il bilancio energetico di una motrice idraulica è illustrato in fig. 171:

— all'ingresso della turbina è disponibile un « **lavoro teorico** » (riferito al peso unitario di fluido):

$$L_t = H$$

parte del quale (L_p) viene dissipata per effetto delle perdite idrauliche

$$L_p = (1 - \eta_i)H$$

mentre il rimanente costituisce il « **lavoro idraulico** »:

$$L_i = \eta_i H \quad (166)$$

— In modo analogo si disperde — in conseguenza delle perdite volumetriche — una parte (L'_p) del lavoro idraulico:

$$L'_p = (1 - \eta_v)L_i = (1 - \eta_v)\eta_i H$$

lasciando ancora un « **lavoro utilizzabile** »:

$$L_u = \eta_v \eta_i H$$

ridotto, a sua volta, dalle perdite meccaniche, a:

$$L_e = \eta_m \eta_v \eta_i H \quad (167)$$

che costituisce il « **lavoro effettivo** » sviluppato dal peso unitario di liquido elaborato dalla turbina.

Il prodotto dei tre rendimenti parziali, costituisce — come nel caso delle pompe — il rendimento totale (η) della macchina:

$$\eta_m \eta_v \eta_l = \eta$$

per cui la (167) diviene:

$$L_e = \eta H \quad (168)$$

Nel bilancio complessivo occorre tener presente anche il rendimento della condotta che non abbiamo considerato nel grafico di fig. 171; dalla (161) si ricava infatti:

$$H = \eta_c H_g$$

e sostituendo nella (168):

$$L_e = \eta_c \eta H_g \quad (169)$$

Il prodotto dei due rendimenti (condotta e motrice) viene talvolta conglobato in un unico fattore, detto «rendimento globale dell'impianto» (η_g)

$$\eta_g = \eta_c \eta$$

ne segue perciò:

$$L_e = \eta_g H_g \quad (170)$$

61) POTENZA DISPONIBILE E POTENZA RESA

Poiché il salto netto (H) di cui dispone la turbina equivale al lavoro teorico che il peso unitario di liquido può sviluppare, indicando con « P » il peso totale del liquido, il lavoro teorico complessivo, risulta:

$$L_t = PH$$

e se tale peso di liquido viene sfruttato con continuità in un tempo « t », ne segue una «potenza teorica»:

$$N_t = \frac{PH}{t} \quad (171)$$

Ricordando la relazione che lega insieme volume e peso di una determinata sostanza:

$$P = \gamma V$$

possiamo scrivere la (171) anche nella forma:

$$N_t = \frac{\gamma V H}{t} \quad (172)$$

ma il rapporto V/t rappresenta il volume di liquido che attraversa la turbina nel tempo « t »; in altre parole esso coincide con la «portata» di fluido elaborata dalla macchina:

$$Q = \frac{V}{t}$$

e la (171) diviene:

$$N_t = \gamma Q H \quad (173)$$

espressione dimensionalmente omogenea, ed analoga alla (101) già trovata per le pompe.

« H » è il salto netto, ha le dimensioni di una lunghezza, e si esprime in m;

« Q » è la portata volumetrica, misurata in m^3/s ;

« γ » è il peso specifico del liquido.

Nel sistema tecnico, esprimendo γ in kgf/m^3 , la potenza teorica risulta espressa in $kgf\ m/s$.

Nel Sistema Internazionale, misurando γ in N/m^3 , la potenza teorica risulta espressa in watt.

Sono ovviamente sempre valide le relazioni:

$$N_t(kW) = \frac{N_t(kgf\ m/s)}{102} \quad (174)$$

$$N_t(CV) = \frac{N_t(kgf\ m/s)}{75} \quad (175)$$

ed i fattori di conversione già noti:

$$N_t(kW) = 0,736 N_t(CV) \quad (176)$$

$$N_t(CV) = 1,36 N_t(kW) \quad (177)$$

È chiaro che per effetto delle perdite interne la potenza effettiva (N_e) erogata dalla turbina risulterà minore di quanto espresso dalla (173); ricordando le considerazioni esposte al paragrafo precedente ed indicando con « η » il rendimento totale della motrice si ottiene:

$$N_e = \gamma Q H \eta \quad (178)$$

Se nella (173) si inserisce il salto geodetico (H_g) al posto di quello netto (H) si ottiene la **potenza disponibile per l'impianto**:

$$N_d = \gamma Q H_g$$

e da essa è sempre possibile pervenire alla potenza effettiva introducendo il rendimento globale:

$$\eta_g = \eta_c \eta$$

Usando il sistema tecnico, ed esprimendo la potenza in CV:

$$N_e(CV) = \frac{\gamma Q H_g \eta_g}{75} \quad (179)$$

Di questa formula è comune un'applicazione semplificata cui si perviene tenendo conto che il liquido elaborato è quasi sempre acqua (e quindi $\gamma = 1000\ kgf/m^3$) e ritenendo, in prima approssimazione, che il rendimento globale valga mediamente 0,75; ne segue:

$$N_e(CV) \cong \frac{1000 Q H_g 0,75}{75}$$

e semplificando:

$$N_e(CV) \sim 10 Q H_g \quad (180)$$

* * *

Siamo in condizione adesso di dimostrare che anche per le macchine motrici, il prodotto dei rendimenti parziali eguaglia il rendimento totale della macchina; esprimendo il rendimento meccanico come rapporto di potenze, anziché di lavori, risulta:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_u} = \frac{N_e}{\gamma QH}$$

ed eseguendo il prodotto:

$$\eta_t \eta_v \eta_m = \frac{H}{H_t} \cdot \frac{Q}{Q_t} \cdot \frac{N_e}{\gamma QH} = \frac{N_e}{\gamma Q_t H_t}$$

si ottiene un rapporto che rappresenta il rendimento totale della macchina:

$$\eta = \frac{N_e}{\gamma Q_t H_t}$$

inteso come quoziente fra la potenza effettivamente resa (N_e) e quella disponibile all'ingresso della macchina:

$$\gamma Q_t H_t = N_d$$

come è facile rilevare dalle definizioni dei singoli rendimenti.

62) IMPIANTI IDROELETTRICI

Il caso più comune di sfruttamento dell'energia idraulica, è costituito dalle centrali idroelettriche, cioè da quegli impianti nei quali il lavoro meccanico sviluppato dalle turbine viene convertito in energia elettrica dai generatori accoppiati alle varie motrici; l'energia elettrica prodotta gode dell'invidiabile proprietà del trasporto a distanza, caratteristica fondamentale per distribuire, ove sia necessaria, energia secondaria trasformabile in lavoro.

È noto che il regime di rotazione del generatore deve essere costante o almeno contenuto entro un campo di variazione molto limitato; ricordiamo, a tale proposito, che il numero di giri al minuto (n) compiuti dall'alternatore è legato alla frequenza (f) della corrente prodotta ed al numero delle coppie polari (p) della macchina, dalla relazione:

$$n = \frac{60f}{p} \quad (181)$$

e pertanto, nell'ipotesi — peraltro quasi sempre valida — dell'accoppiamento diretto fra le due macchine (motrice idraulica ed operatrice elettrica) anche il regime di rotazione della turbina dovrà soddisfare, in ogni istante la (181).

Se il carico dell'alternatore non varia, deve rimanere costante il valore della coppia motrice sviluppata dalla turbina, e quindi la sua potenza effettiva; poiché quest'ultima dipende dal salto netto (H) e dalla portata (Q), ne segue che — non potendo variare in alcun caso il valore di H — occorre mantenere inalterata la portata di liquido elaborato dalla motrice.

Viceversa, se il carico sulla rete è soggetto ad oscillazioni, la portata dovrà essere continuamente adeguata in modo da produrre una coppia motrice che in ogni istante eguagli quella resistente per conseguire la costanza del regime di rotazione.

Abbiamo premesso queste considerazioni per rendere facilmente comprensibile l'opportunità di installare la centrale elettrica solo nelle località in cui si disponga di notevoli quantità di acqua in modo che le macchine non debbano risentire di eventuali periodi di magra le cui conseguenze sono facilmente intuibili.

L'installazione della centrale idroelettrica è così condizionata, sia dalle risorse idriche, sia dall'altimetria della regione, ed è realizzabile laddove siano contemporaneamente soddisfatte due condizioni:

- a) **utilizzazione di un notevole dislivello naturale;**
- b) **utilizzazione di una portata pressoché costante del corso d'acqua.**

Le regioni montane o collinari, si prestano egregiamente a fornire notevoli dislivelli, ma i corsi d'acqua ivi scorrenti sono in genere a carattere torrentizio, cioè sono soggetti a variazioni notevolissime di portata al variare delle stagioni; di contro, i fiumi scorrenti nelle regioni pianeggianti, hanno portate scarsamente variabili — anche se non costanti — ma non offrono la possibilità di creare dislivelli notevoli.

È pertanto rarissimo il manifestarsi contemporaneo delle due condizioni a) e b) in una stessa località, almeno fin quando non intervenga l'opera dell'uomo per modificarne opportunamente una delle due o crearla addirittura con opportune opere idrauliche. La soluzione più comune per rendere costante la portata utilizzabile dalle macchine, consiste nel creare uno sbarramento del corso d'acqua ove la conformazione del terreno circostante sia tale da consentire l'allagamento di una vasta conca in modo da formare un bacino artificiale di notevoli dimensioni. Lo sbarramento viene ottenuto mediante una diga, che, a seconda dei casi, può variare dalle proporzioni di un comune stramazzo, fino a dimensioni talvolta gigantesche.

Non possiamo fornire a tal proposito dei dati precisi in quanto ogni impianto costituisce un problema a sé stante, e di non semplice risoluzione; entrano in gioco, oltre alla conformazione del terreno, la natura delle sponde, il volume del liquido da contenere, le oscillazioni stagionali di portata, ed altri fattori secondari che non è il caso di elencare. Lo sbarramento del fiume, impedendo il libero deflusso, dell'acqua crea un innalzamento della superficie libera e, in seguito all'allagamento della valle, un deposito di liquido il cui volume raggiunge spesso diversi milioni di m^3 ; questo deposito permette di immagazzinare le piene del fiume con un lieve aumento di livello e di restituirne l'eccedenza durante i periodi di magra. Sono molto rari gli impianti installati immediatamente al disotto della diga di sbarramento; si preferisce in genere, disporre le macchine in una centrale sita in una località a valle della diga, convogliandovi l'acqua, prove-

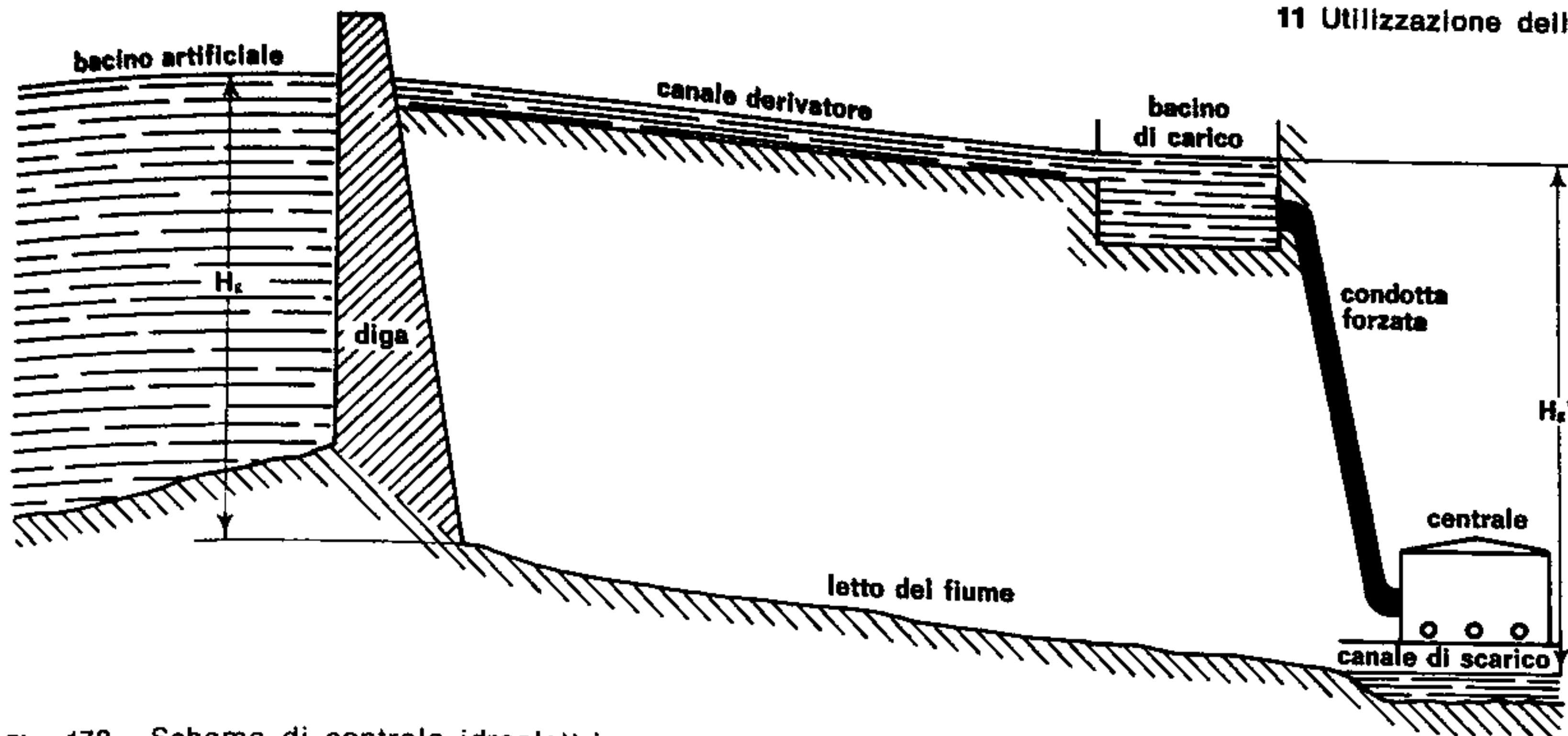


Fig. 172. Schema di centrale idroelettrica con derivazione mediante canale a pelo libero

niente dal bacino artificiale, mediante canali a pelo libero o condotte in galleria.

Nel primo caso (fig. 172) il canale — la cui lunghezza può essere anche di parecchi chilometri — ha piccola pendenza e sbocca in un secondo serbatoio (detto « bacino di carico »), di dimensioni più modeste del bacino artificiale; la piccola pendenza del canale derivatore rispetto a quella — maggiore, seppur di poco — del letto del fiume permette di aumentare, talvolta notevolmente, il dislivello disponibile come risulta chiaro dalla fig. 172.

Dal bacino di carico, si dipartono le condotte forzate che, con pendenza fortissima, convogliano l'acqua alle turbine installate nella centrale; le turbine a loro volta scaricano il liquido elaborato nell'alveo del fiume o in un canale di raccolta che ve lo riconduce.

La derivazione mediante condotte in galleria (fig. 173) è resa talvolta conveniente dalla conformazione altimetrica del suolo ed indirettamente dall'irregolare e tortuoso percorso del letto del fiume; si rende necessaria, in questo caso, l'installazione di un pozzo piezometrico capace di assorbire le oscillazioni

di livello provocate da brusche variazioni di portata nelle turbine.

Se la richiesta di forza motrice non è notevole e soprattutto non necessariamente costante, si ricorre agli impianti ad acqua fluente (fig. 174) derivando direttamente dal fiume, un canale di piccola pendenza in modo da ottenere, ad una distanza « L » dal punto di derivazione, un dislivello:

$$H_s = L(1 - l_1) \quad (182)$$

se con « l » indichiamo la pendenza del fiume e con « l₁ » quella del canale. È ovvio che il fiume dovrà comunque essere corredato da uno stramazzo (anziché una diga, caratteristica dei grandi impianti) per elevare alquanto il livello a monte e creare un modestissimo invaso; la bocca di presa del canale derivatore deve essere protetta da una grata o da una serie di paletti verticali per impedire l'ingresso di detriti trasportati dalla corrente. È superfluo rilevare che in un impianto ad acqua fluente, le macchine dovranno essere dimensionate per utilizzare una portata equivalente alla media annuale del corso d'acqua.

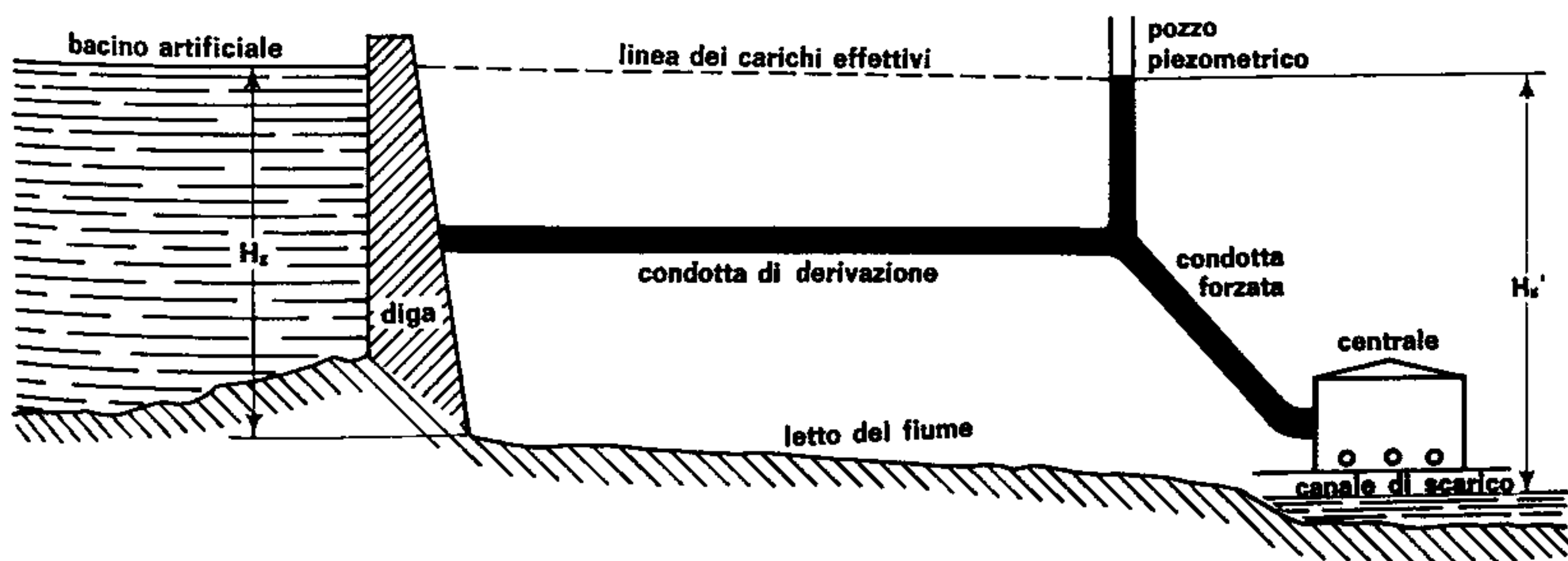


Fig. 173. Schema di impianto con derivazione mediante condotte in galleria

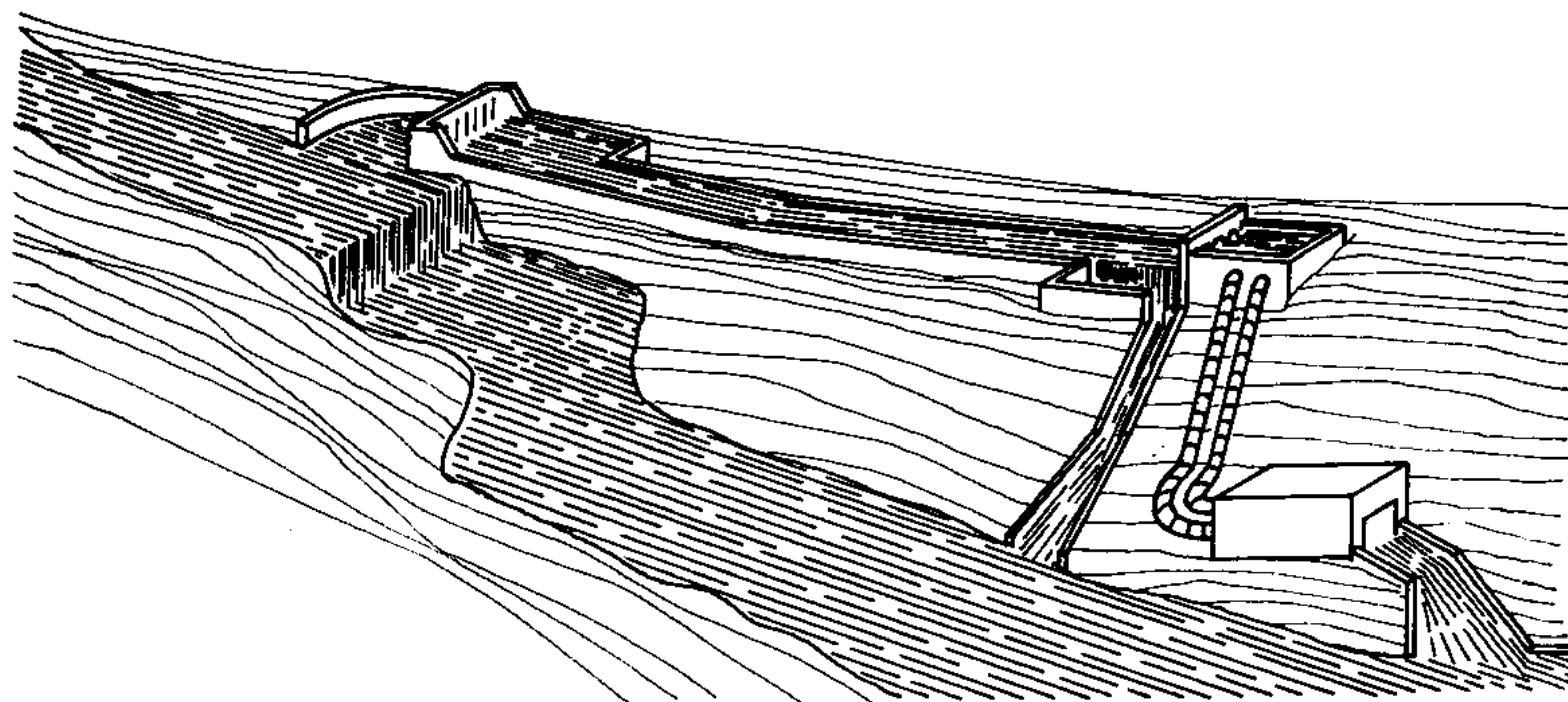


Fig. 174. Schema di impianto ad acqua fluente

63) OPERE DI PRESA

Il tema degli impianti idroelettrici non può essere concluso senza un accenno sommario alle opere idrauliche che fanno da indispensabile corollario alla centrale vera e propria; la complessità dell'argomento non ci permette una trattazione approfondita, ma soltanto alcuni concetti informativi suscettibili di modifiche anche sostanziali data l'enorme varietà di impianti esistenti.

Le dighe assumono forme e dimensioni assai varie a seconda del tipo di impianto cui sono destinate: si parla in genere di « dighe di derivazione »; caratteristiche degli impianti ad acqua fluente quando il loro compito è limitato alla creazione di un modesto invaso e a deviare parte del liquido verso il canale di presa; sono generalmente delle traverse di piccole dimensioni costruite in terra o pietrame ammassato con lieve pendenza (fig. 175) talvolta rivestite, almeno da un lato, di materiale impermeabile per impedire leggeri trafileamenti di acqua.

Quando il corso d'acqua si addentra in una vallata

fiancheggiata da alture ed il terreno presenta le necessarie caratteristiche di impermeabilità si preferisce ricorrere alle « dighe di sbarramento » la cui costruzione all'estremità della valle consente la realizzazione di un bacino imbrifero capace di accumulare enormi quantità di acqua. Queste dighe sono generalmente opere di grandi dimensioni costruite in muratura o in cemento armato a profilo rettilineo o più spesso curvilineo in modo da scaricare parte della spinta che sopportano sui contrapposti laterali rocciosi, munite di più paratoie mobili necessarie per contenere gli incrementi di livello e per la regimazione delle acque.

Il prelievo dell'acqua viene effettuato, come abbiamo già accennato, tramite un canale derivatore a pelo libero o mediante una condotta in galleria quando lo richieda la particolare conformazione altimetrica del suolo circostante. Si dovrà evitare in ogni modo che il liquido pervenga alla turbina trascinando in sospensione impurità o detriti che ne potrebbero compromettere il funzionamento: a tale scopo, la bocca di presa è disposta (negli impianti ad acqua fluente)

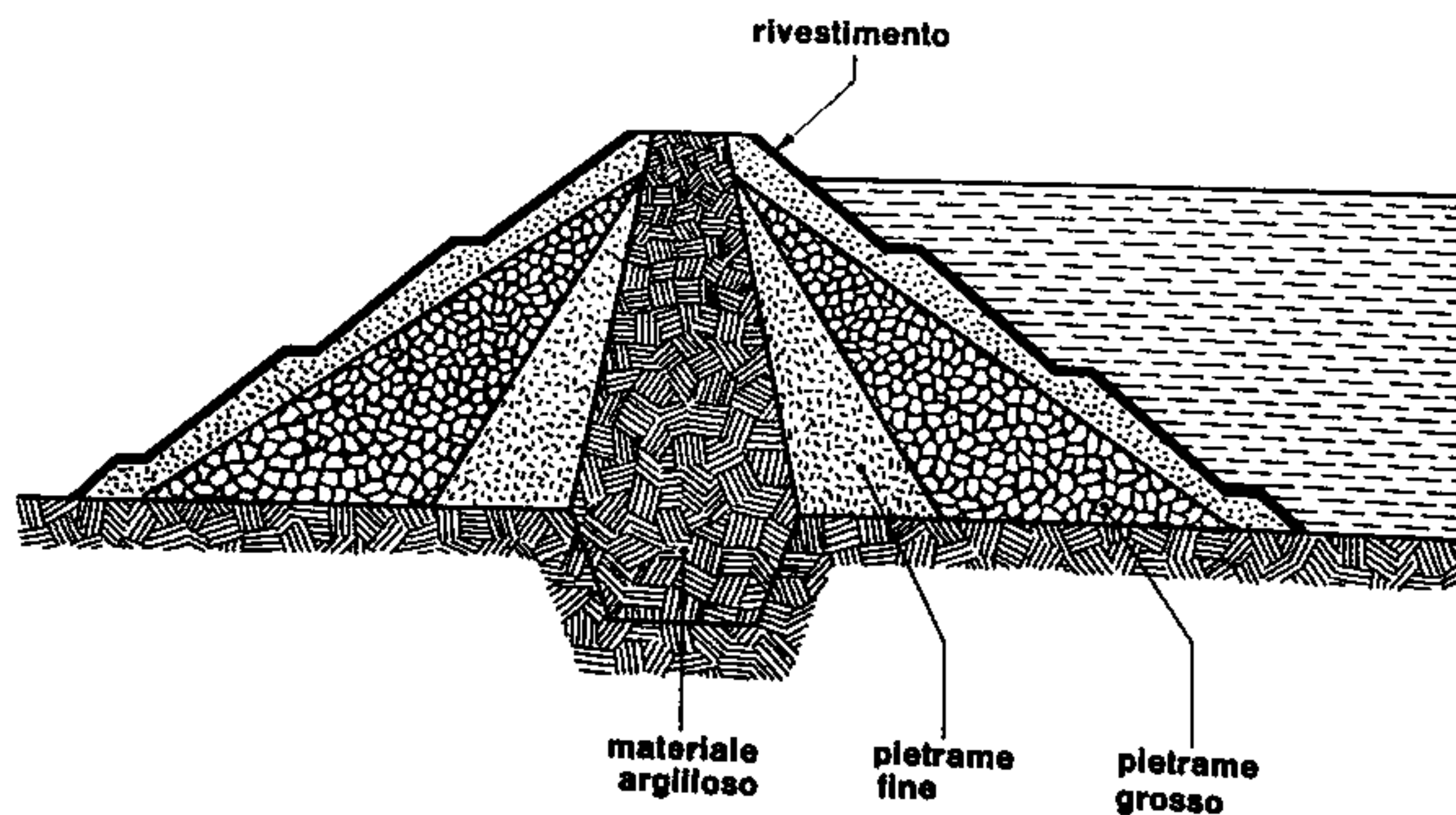


Fig. 175. Diga in pietrame

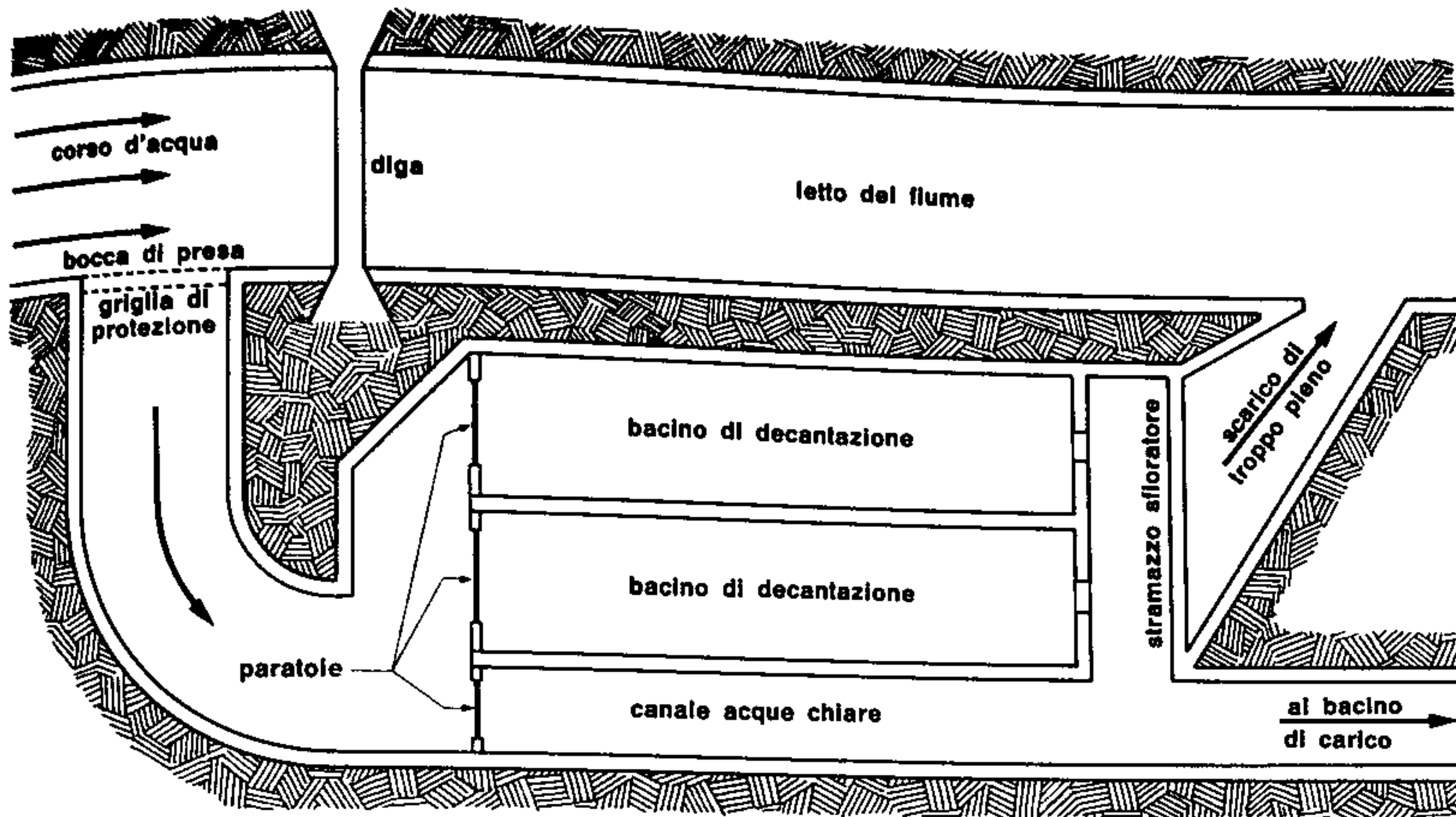


Fig. 176. Derivazione dell'acqua da un fiume

parallelamente alla corrente del fiume (fig. 176) in modo da ridurre al minimo il trascinarsi di corpi estranei e munita di una prima griglia a maglie larghe (in ferro o con paletti di legno infissi a brevi intervalli) per escludere i detriti più consistenti; inoltre la soglia della bocca di presa si trova ad un livello superiore a quello del letto, poiché in caso contrario sarebbe ben presto soggetta all'interramento. Segue una seconda griglia sottile che elimina i detriti più piccoli ed uno o più bacini di decantazione nei quali l'acqua diminuisce sensibilmente la propria velocità (fino a $10 \div 20$ cm/s) e deposita sul fondo la sabbia ed il terriccio tutt'ora presenti in fase di sospensione.

Sovente, accanto ai bacini di decantazione esiste una comunicazione diretta con la vasca di carico, da impiegare nei periodi di magra in cui l'acqua del fiume può ritenersi pressoché pura; l'esistenza di due bacini di decantazione è giustificata dalla necessità di ripulire periodicamente il fondo dei bacini stessi ove sabbia e terriccio si depositano in notevole quantità, senza interrompere il funzionamento della centrale.

Nel caso dei laghi artificiali di notevoli dimensioni, decade la necessità dei bacini di decantazione in quanto il lago stesso esplica la funzione di sedimentazione dei detriti e delle impurità; il prelievo dell'acqua viene effettuato mediante una bocca di presa (munita di griglia) che comunica con un canale a pelo libero o in galleria.

I canali coperti possono essere costruiti a mezza costa (fig. 177) seguendo il profilo, talvolta tortuoso, della collina; risultano più economici ma sono soggetti a continui pericoli di frane o di cedimenti del terreno.

Si preferiscono attualmente i canali in galleria, sprovvisti di rivestimento interno solo quando la roccia entro la quale scorre il canale si dimostra

assolutamente compatta, ma più comunemente rivestiti parzialmente o completamente di un intonaco ($2 \div 4$ cm) di cemento (fig. 178) potendo così consentire una velocità di scorrimento dell'acqua fino a 2 m/s.

Non sono rari gli impianti nei quali il canale in galleria assume l'aspetto di una condotta forzata con sezione circolare rivestita di un notevole spessore di cemento o addirittura di lamiera metallica; in questi casi, il liquido viene condotto direttamente dalla bocca di presa fino alla centrale (escludendo il bacino di carico) con una velocità che può giungere fino a $5 \div 6$ m/s.

Il bacino di carico ove l'acqua viene condotta dal canale, costituisce l'elemento equilibratore del sistema, in quanto in esso il livello del liquido deve mantenersi costante per assicurare l'invariabilità del salto netto utilizzato dalle motrici.

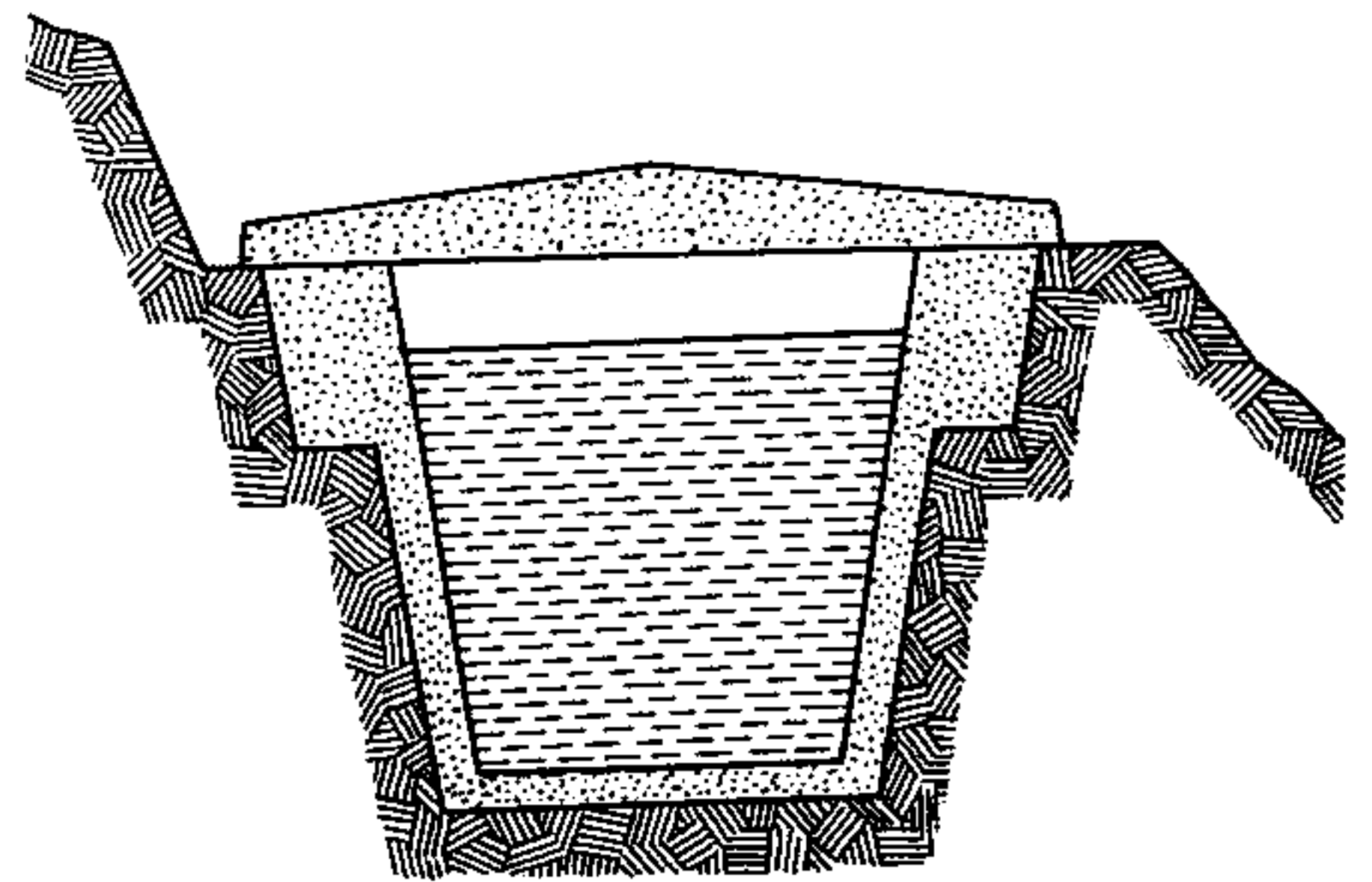


Fig. 177. Canale coperto a mezza costa

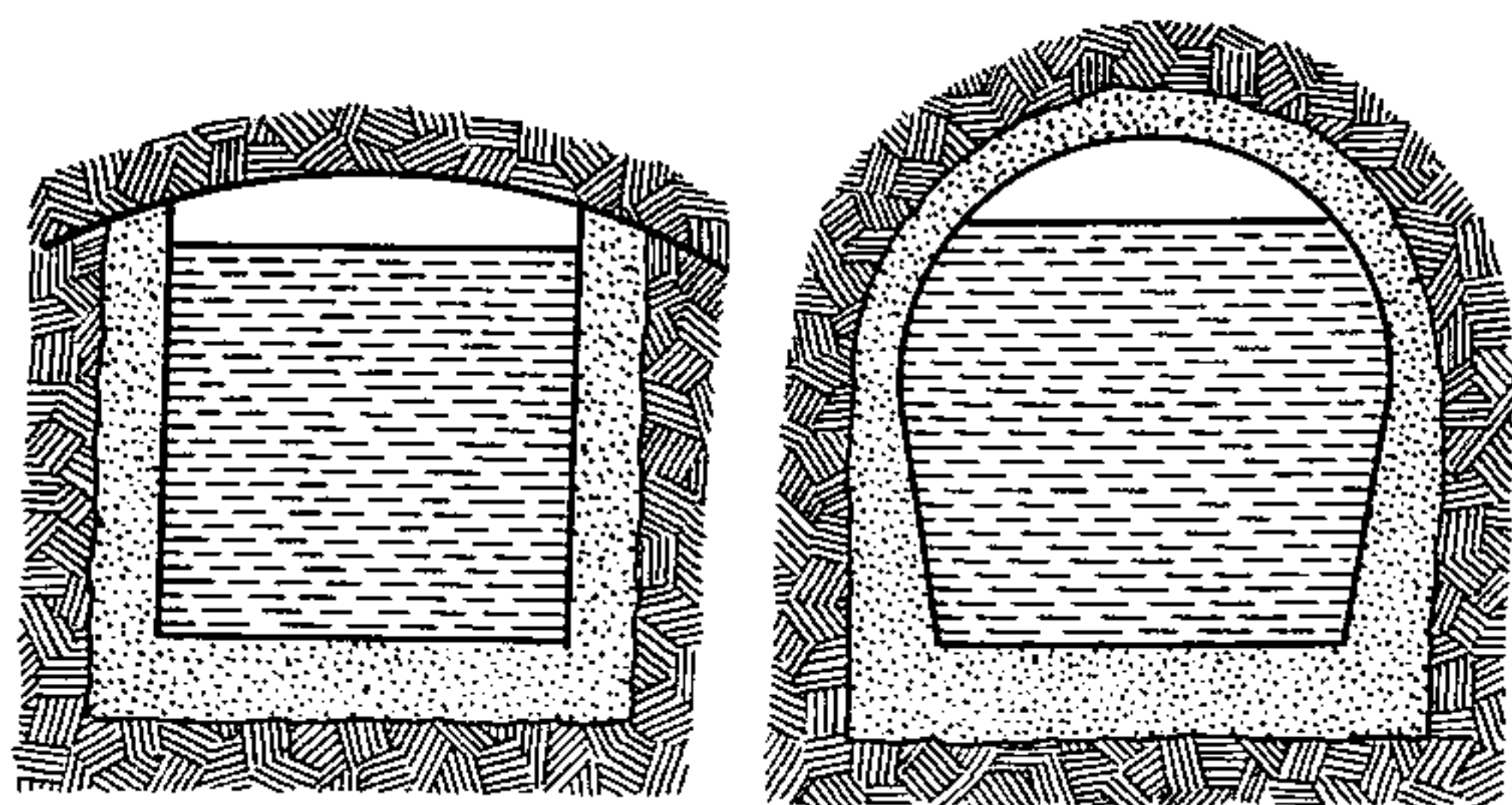


Fig. 178. Canali in galleria

A tale scopo il bacino di carico è provvisto di uno **stramazzo laterale adibito a sfioratore** il cui compito consiste nell'eliminazione del liquido eccedente che viene riversato nel sottostante canale di scarico o più comunemente ivi convogliato mediante opportune tubazioni; dalla teoria degli stramazzi (cfr. par. 27) si rileva però che il liquido che defluisce oltre la traversa forma una lamina fluida di un certo spessore, variabile con la portata dello stramazzo stesso; ne segue che la presenza dello sfioratore non assicura un livello costante ma può consentire aumenti anche di una certa entità.

Per questo motivo in alcuni impianti sono stati installati dei « **sifoni autolivellatori** » uno dei quali è schematizzato in fig. 179: il sifone comunica con il bacino di carico nella parte superiore, ed in quella inferiore con un collettore di raccolta connesso a sua volta con il canale di scarico; esso è evidentemente inattivo quando i livelli nei due serbatoi coincidono con quelli rappresentati in figura.

Se il livello del bacino (A) cresce, lo spigolo interno (T) del sifone lascia defluire una parte del liquido come un comune stramazzo, ma se il livello aumenta ancora fino a chiudere la bocca di aerazione (b), l'acqua tracimando attraverso la soglia (T), asporta gradualmente l'aria presente e, creatosi il vuoto nell'interno dell'apparecchio, questo consente un aumento della portata fino al completo

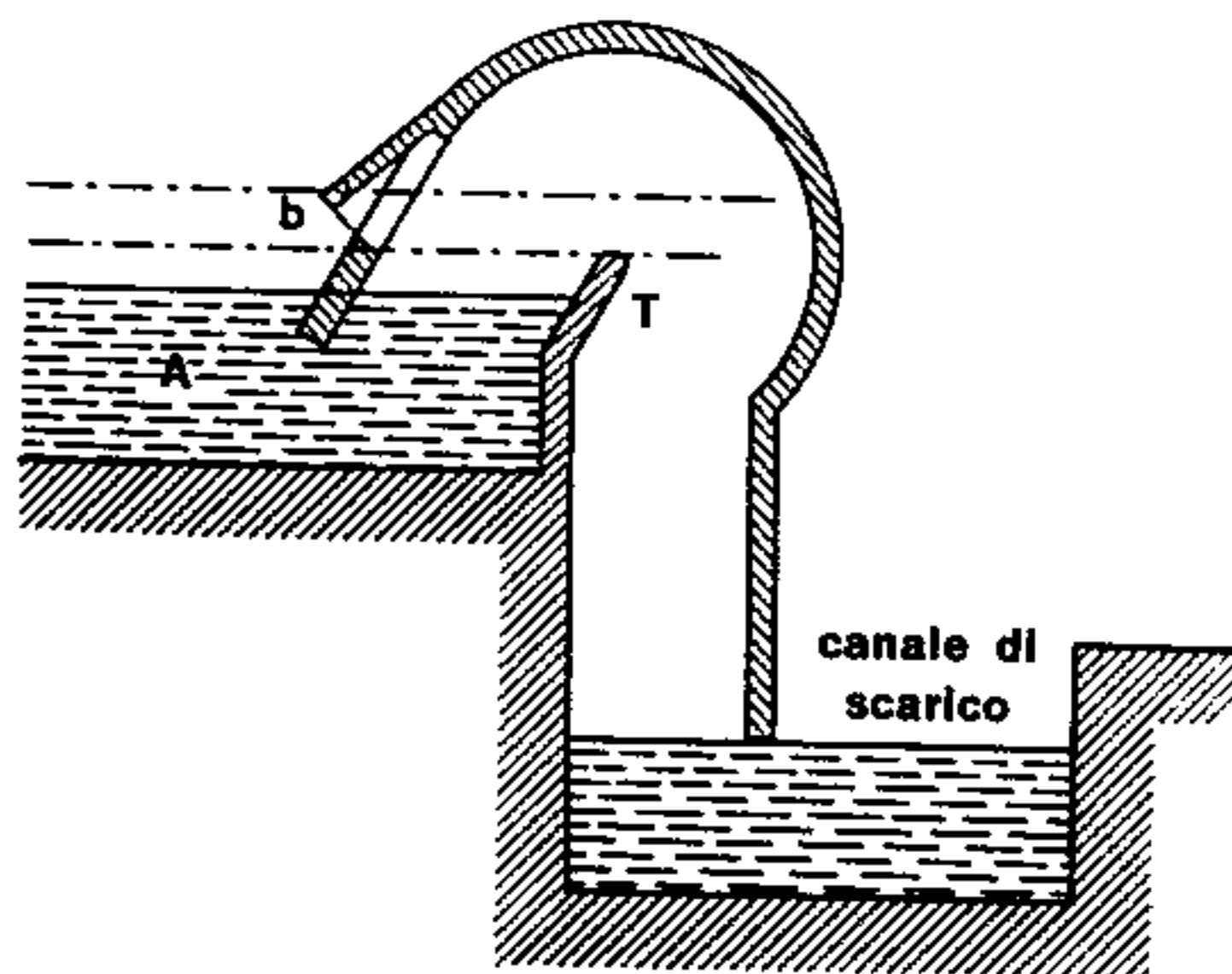


Fig. 179. Sifone autolivellatore (schema)

riempimento della sua sezione, **in altre parole, cessa di funzionare da stramazzo per comportarsi come una luce a battente.**

L'apparecchio, ormai innescato, continua ad espellere acqua in notevole quantità fino a quando, per effetto della riduzione di livello in A, si scopre nuovamente la bocca di aerazione, l'aria penetra nell'interno, ed il sifone — pur permettendo il deflusso — ricomincia a funzionare come uno stramazzo.

In genere si dispongono vere e proprie « batterie » di sifoni di dimensioni crescenti in modo che il primo della serie (il più piccolo) sia anche il primo ad entrare in azione e, se il suo intervento risulta insufficiente, innesca automaticamente il secondo e così di seguito; all'abbassarsi del livello, i sifoni seguono un ordine inverso escludendosi automaticamente dal più grosso al più piccolo.

Le condotte forzate che convogliano l'acqua dal bacino di carico fino alle motrici installate nella centrale, costituiscono uno dei maggiori oneri nella costruzione dell'impianto, tanto più sensibile quanto più alto è il salto utilizzabile; si cercherà perciò — nei limiti del possibile — di disporle quasi verticali o molto prossime alla verticale per ridurne la lunghezza. In molti casi, il loro asse geometrico non risulta rettilineo ma più o meno tormentato in relazione alla conformazione del terreno che esse devono seguire. Nel complesso si rendono necessari tronchetti dritti, curve, gomiti, giunti di dilatazione e particolari attrezzature per consentire la sistemazione dei singoli elementi con la dovuta rigidità (selle ed ancoraggi).

Per quanto riguarda il materiale da impiegare nella costruzione, la scelta è funzione delle sollecitazioni (fra le quali occorre tener conto del colpo d'ariete di cui parleremo al par. 75) che le condotte devono sopportare: si adottano tubi di ghisa con guarnizioni a flangia per pressioni interne molto ridotte, o il cemento armato centrifugato, l'eternit (per pressioni intorno alle 15 atmosfere) passando poi ai tubi in acciaio senza saldatura fino ai tubi blindati (per alte pressioni) costituiti da lamiera saldata e rinforzata da numerose cerchiature forzate a caldo.

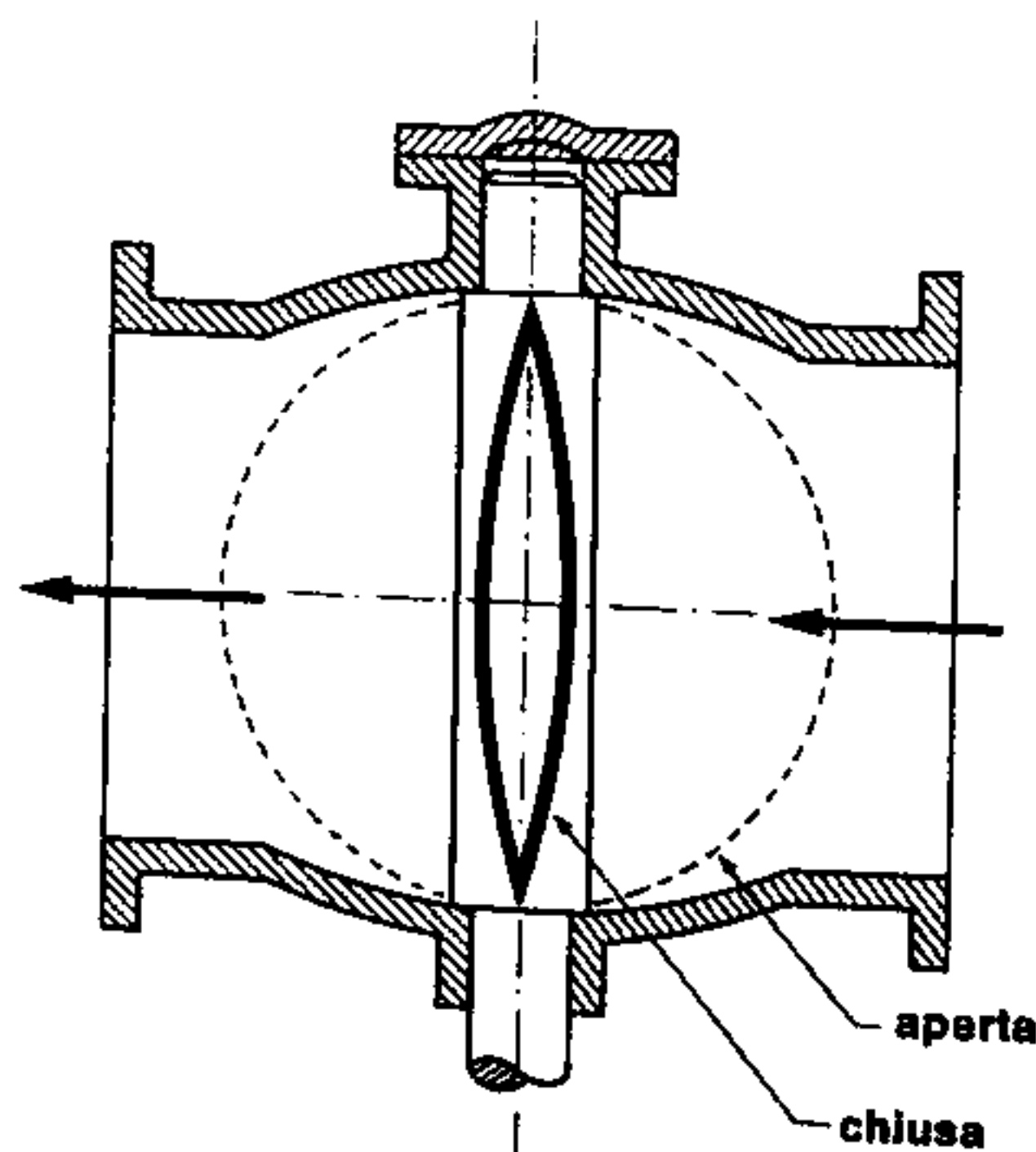


Fig. 180. Valvola a farfalla (schema)

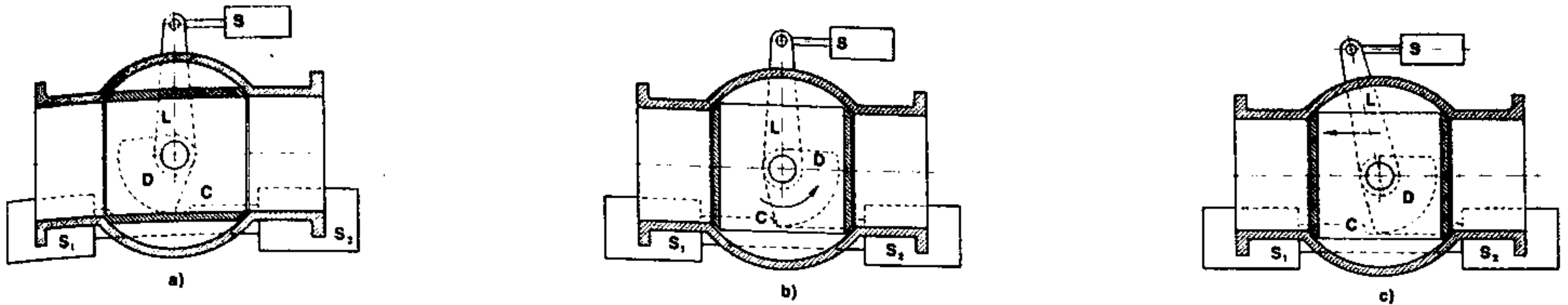


Fig. 181. Valvola rotativa (schema)

Tutto il complesso di adduzione dell'acqua dal bacino artificiale fino alle motrici è ovviamente corredato da numerose valvole la cui presenza comporta perdite di carico accidentali tanto più sensibili quanto maggiore è la velocità dell'acqua; i tipi più comuni sono quelli a saracinesca (già illustrati nella parte generale) ma si preferiscono talvolta meccanismi speciali il cui costo elevato ne limita peraltro l'impiego agli impianti di notevoli proporzioni. Citiamo a tal proposito le **valvole a farfalla** (fig. 180) le **valvole rotative** (fig. 181) e quelle **a pistone** (valvole Johnson) che offrono il vantaggio di modeste perdite di carico anche nel caso di apertura parziale (fig. 182).

Il movimento di una valvola rotativa è dovuto all'azione congiunta di un settore dentato (D) collegato ad una cremagliera (C) mossa alternativamente da due stantuffi idraulici S_1 ed S_2 , e di una leva (L) la cui estremità superiore si sposta assialmente (spinta da un terzo stantuffo idraulico «S») per bloccare l'otturatore nella posizione prestabilita.

In fig. 181a) la valvola è aperta, poi la cremagliera si sposta verso destra facendo ruotare il settore che trascina nel suo moto l'otturatore (fig. 181b) ed infine per l'intervento dello stantuffo superiore il movimento di chiusura si completa nella posizione di fig. 181c). La **valvola a pistone** contiene nel suo interno un'anima di forma idrodinamica costituita da due parti: una fissa (A) alla cassa tramite una

serie di nervature radiali (N) ed una mobile (B) il cui spostamento consente di ridurre gradualmente la sezione di passaggio del liquido fino ad annullarla del tutto (tratto rosso in figura); lo spostamento della parte mobile è ottenuto mediante la spinta generata dal fluido in pressione che penetra alternativamente nelle due camere (C) e (C') agendo opportunamente sui rubinetti a tre vie « R_1 » ed « R_2 ».

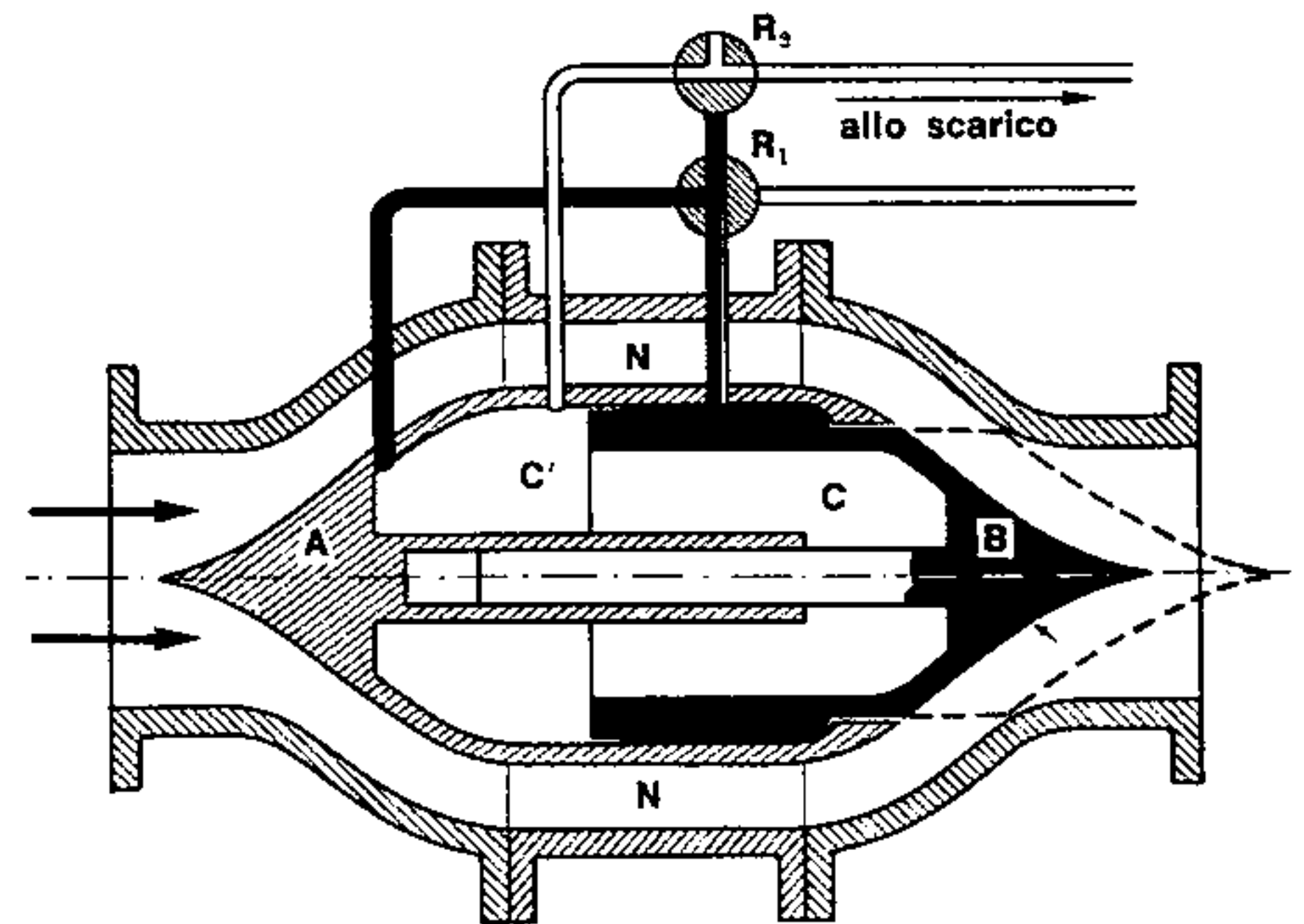


Fig. 182. Valvola a pistone (Johnson)

Capitolo Dodicesimo

Turbine idrauliche

64) IL LAVORO IDRAULICO

In una turbina idraulica, il fluido operante attraversa una serie di condotti ricavati entro l'organo mobile (ruota o girante) e soggetti perciò ad un moto di rotazione intorno all'asse geometrico della girante stessa; è facile verificare che fra il fluido ed i condotti mobili, si stabiliscono — seppur con finalità opposte — le stesse condizioni di moto relativo già esaminate nel caso delle pompe centrifughe, dalle quali può essere ricavata un'espressione generale del lavoro idraulico sviluppato dal peso unitario di fluido elaborato.

Riferiamoci perciò allo schema di fig. 183 in cui si è supposto che il peso unitario di liquido, dotato di una velocità assoluta iniziale « c_1 » debba percorrere il condotto generico ruotante intorno all'asse di traccia « O » nel piano del disegno, ed applichiamo il teorema di Bernoulli alle due sezioni 1) e 2) poste poco prima del condotto e poco oltre lo sbocco di esso.

Poiché in queste ipotesi entrano in gioco le velocità assolute del fluido, possiamo scrivere (trascu- rando, per adesso, le perdite di carico):

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{c_2^2}{2g} + L_1 \quad (183)$$

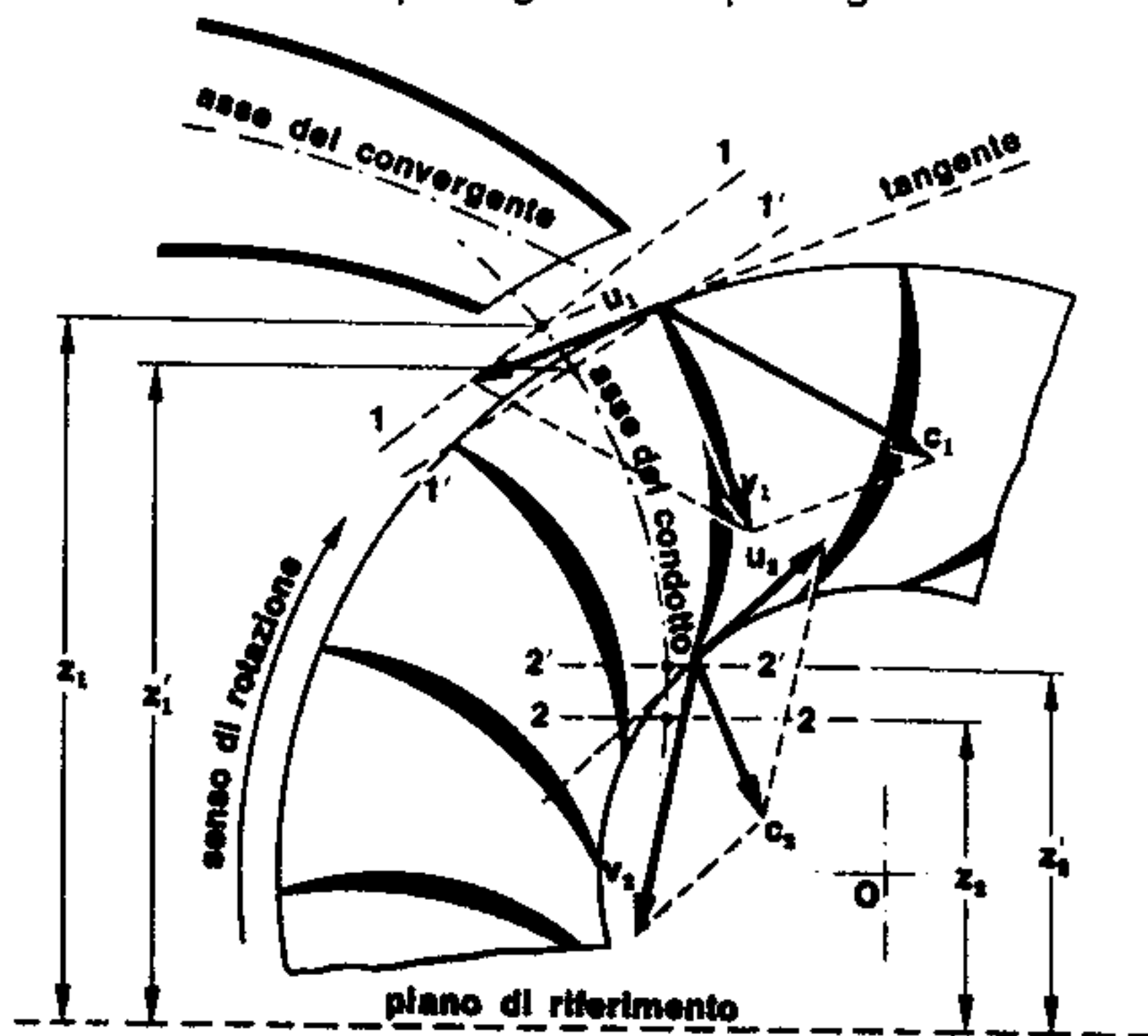


Fig. 183. Determinazione del lavoro idraulico

ovvero in altra forma:

$$z_1 - z_2 + \frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma} = \frac{c_2^2}{2g} - \frac{c_1^2}{2g} + L_1 \quad (184)$$

nella quale, il termine « L_1 » è assunto con segno positivo al secondo membro, trattandosi di lavoro unitario sviluppato dal fluido operante.

Applichiamo adesso lo stesso teorema ad altre due sezioni assunte rispettivamente all'ingresso (sez. 1') ed all'uscita (sez. 2') del condotto mobile (e perciò facenti parte di esso), ottenendo, con le notazioni della figura:

$$z'_1 + \frac{p'_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z'_2 + \frac{p'_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + L_c \quad (185)$$

ovvero:

$$z'_1 - z'_2 + \frac{p'_1}{\gamma} - \frac{p'_2}{\gamma} = \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} + L_c \quad (186)$$

In queste relazioni figurano le velocità relative di ingresso (v_1) e di uscita (v_2) in quanto le due sezioni si muovono insieme al condotto; il termine « L_c » al secondo membro, rappresenta il lavoro unitario sviluppato per effetto della variazione subita dalla forza centrifuga fra ingresso ed uscita del condotto. Operando in modo perfettamente analogo al caso delle pompe centrifughe è facile dimostrare che è:

$$L_c = \frac{u_1^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g}$$

e pertanto la (186) diviene:

$$z'_1 - z'_2 + \frac{p'_1}{\gamma} - \frac{p'_2}{\gamma} = \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} + \frac{u_1^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g} \quad (187)$$

Confrontando il primo membro di questa relazione con il primo membro della (184) si rileva che essi sono praticamente equivalenti (1) data la lievissima differenza esistente fra i singoli termini, per cui si può ritenere:

$$\frac{c_2^2}{2g} - \frac{c_1^2}{2g} + L_1 = \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} + \frac{u_1^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g}$$

1. Si confronti questo procedimento con quello relativo alle pompe centrifughe illustrato al par. 42.

e da questa ricavare:

$$L_i = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} \quad (188)$$

La (188) costituisce l'equazione fondamentale delle turbine, che esprime, nel modo più generico, il lavoro idraulico sviluppato dal peso unitario di fluido operante.

65) TRIANGOLI DI VELOCITÀ

Come abbiamo già accennato, anche le turbine idrauliche, come tutte le macchine rotanti, devono essere progettate in modo da soddisfare le condizioni di massimo rendimento imposte dai due aforismi idraulici; costruito perciò il triangolo di velocità nella sezione di ingresso (fig. 184) è facile rilevare che:

$$v_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2c_1 u_1 \cos \alpha_1$$

ovvero in altra forma:

$$v_1^2 - c_1^2 - u_1^2 = -2c_1 u_1 \cos \alpha_1 \quad (189)$$

In modo del tutto analogo si ricava dal triangolo delle velocità nella sezione di uscita (fig. 185):

$$v_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2c_2 u_2 \cos \alpha_2$$

ovverossia:

$$v_2^2 - c_2^2 - u_2^2 = -2c_2 u_2 \cos \alpha_2 \quad (190)$$

Sottraendo la (189) dalla (190):

$$v_2^2 - v_1^2 - c_2^2 + c_1^2 - u_2^2 + u_1^2 = 2c_1 u_1 \cos \alpha_1 - 2c_2 u_2 \cos \alpha_2$$

e confrontando il primo membro di questa relazione con il secondo della (188), si ottiene infine:

$$L_i = \frac{1}{g} (c_1 u_1 \cos \alpha_1 - c_2 u_2 \cos \alpha_2) \quad (191)$$

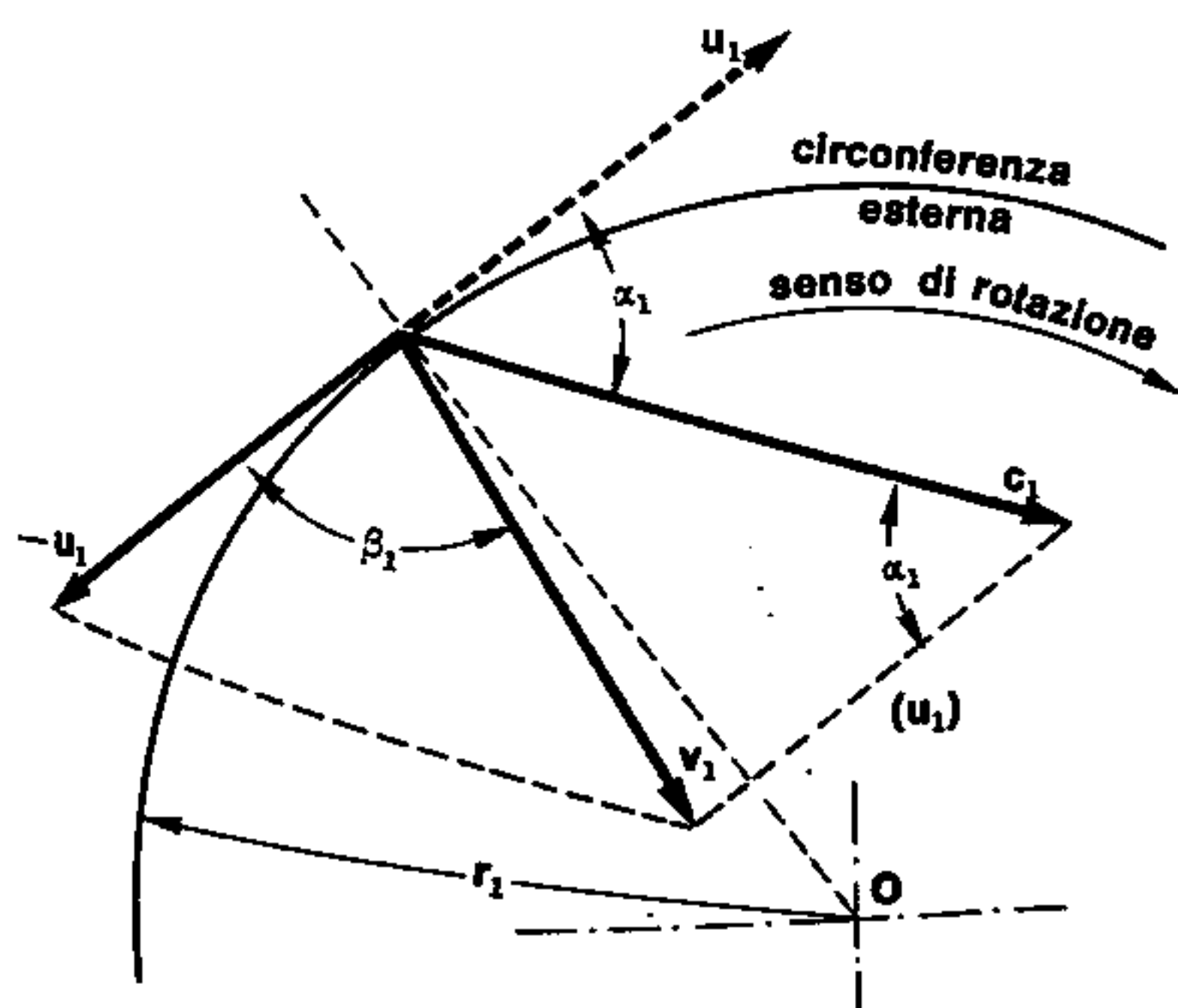


Fig. 184. Triangolo delle velocità all'ingresso

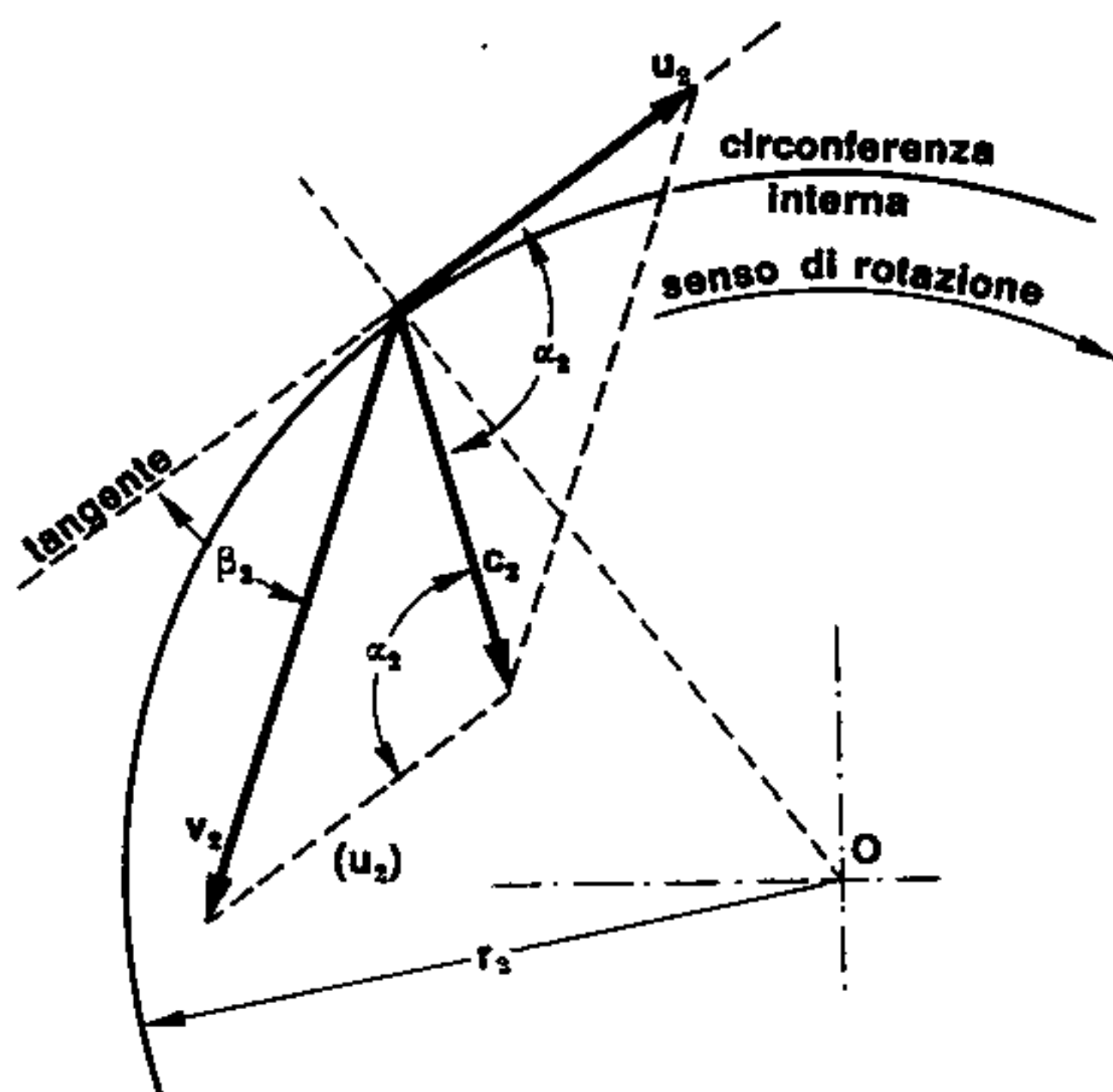


Fig. 185. Triangolo delle velocità all'uscita

relazione comunemente nota come « equazione canonica delle turbine » analoga, salvo i segni, a quella già ricavata nel caso delle pompe centrifughe.

L'equazione (191) viene normalmente impiegata per stabilire un criterio di progettazione della macchina in modo che quest'ultima sia in condizione di funzionare con il massimo valore del rendimento idraulico; ricordando la (166) del par. 60:

$$L_i = \eta_i H$$

l'equazione canonica si scrive nella forma:

$$\eta_i H = \frac{1}{g} (c_1 u_1 \cos \alpha_1 - c_2 u_2 \cos \alpha_2)$$

e tenendo conto che le velocità periferiche (u) sono proporzionali alle rispettive distanze (r) dall'asse di rotazione

$$u_1 : r_1 = u_2 : r_2$$

ne segue:

$$u_2 = u_1 \frac{r_2}{r_1}$$

Si perviene perciò alla seguente espressione:

$$\eta_i H = \frac{u_1}{g} \left(c_1 \cos \alpha_1 - c_2 \frac{r_2}{r_1} \cos \alpha_2 \right)$$

dalla quale possiamo ricavare:

$$\eta_i = \frac{u_1}{gH} \left(c_1 \cos \alpha_1 - c_2 \frac{r_2}{r_1} \cos \alpha_2 \right) \quad (192)$$

in cui il rendimento idraulico (η_i) della macchina è funzione della velocità periferica all'ingresso (u_1) del salto netto (H) e della conformazione dei condotti che dipende a sua volta dagli angoli « α_1 » « α_2 » e dal rapporto delle distanze dall'asse di rotazione (r_2/r_1).

La (192) è una formula di carattere generale, adattabile — con le dovute modifiche — a qualsiasi tipo di turbina; ritenendo invariabile il valore di « H », è possibile assegnare alla motrice un proporziona-

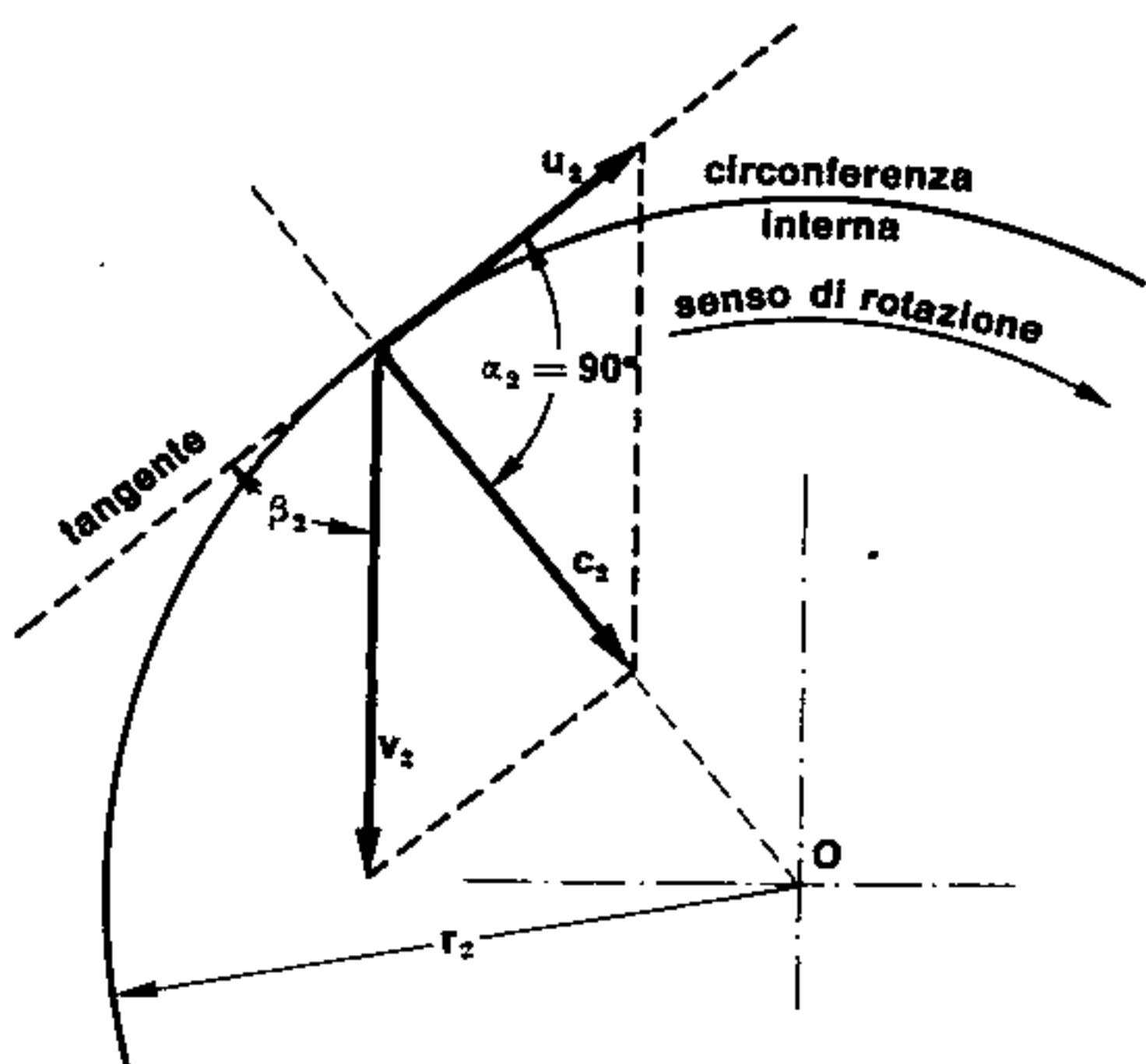


Fig. 186. Condizione di massimo rendimento

mento tale che permetta di conseguire il massimo rendimento idraulico e, di conseguenza, il massimo rendimento totale. A tal proposito è facile osservare che il massimo valore di « η_1 » si ottiene quando nella (192) è nullo il secondo termine posto entro la parentesi; in altre parole, deve essere:

$$c_2 \frac{r_2}{r_1} \cos \alpha_2 = 0$$

ed essendo ovviamente:

$$c_2 \neq 0 \quad \frac{r_2}{r_1} \neq 0$$

non rimane altra soluzione che:

$$\cos \alpha_2 = 0$$

ovvero:

$$\alpha_2 = 90^\circ$$

Questo risultato conferma l'asserto del secondo aforisma idraulico; si rileva infatti dalla fig. 186 che per $\alpha_2 = 90^\circ$ il triangolo di uscita diviene rettangolo ed il vettore « c_2 » risulta perpendicolare alla velocità periferica (u_2) misurata lungo la circonferenza di uscita.

Il liquido effluente dall'organo mobile della turbina, dotato della velocità assoluta « c_2 » è posto così nelle migliori condizioni per imboccare il condotto di scarico; inoltre, se il triangolo di uscita è rettangolo, il vettore « c_2 » assume il minimo valore compatibile con le intensità di « v_2 » e di « u_2 » come richiesto dal secondo aforisma idraulico. In queste ipotesi, la (192) diviene semplicemente:

$$\eta_1 = \frac{u_1}{gH} c_1 \cos \alpha_1 \quad (193)$$

e da questa sarà possibile determinare, caso per caso, il valore della velocità periferica (u_1) che consente di ottenere il massimo rendimento idraulico.

66) PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO

Dall'equazione fondamentale delle turbine (188) si rileva che il lavoro idraulico sviluppato dal peso unitario di liquido elaborato dalla macchina, dipende da tre fattori:

- variazione della velocità assoluta del fluido fra la sezione di entrata e quella di uscita della motrice (lavoro per azione);
- variazione della velocità relativa del liquido fra la sezione di ingresso e quella di uscita dell'organo mobile (lavoro per reazione);
- variazione della velocità periferica fra le stesse sezioni (lavoro della forza centrifuga).

L'entità di questi lavori parziali varia ovviamente da caso a caso poiché i vari tipi di turbine idrauliche sono progettati in modo da sviluppare lavoro meccanico utilizzando prevalentemente uno (o più) dei fattori che compaiono nella (188): esistono turbine che sfruttano esclusivamente la variazione di velocità assoluta del fluido, altre che utilizzano in parte la variazione della velocità assoluta ed in parte quella della velocità relativa, altre, infine, che realizzano il moto basandosi oltre che sui due elementi suddetti, anche sulla variazione della forza centrifuga.

A questo punto riteniamo utile richiamare, per sommi capi, alcuni concetti di idrodinamica già discussi nella parte generale del testo:

a) Esaminiamo il comportamento di un fluido scorrente entro un condotto orizzontale di sezione gradualmente decrescente (fig. 187); poiché la sezione terminale 2) è più piccola di quella iniziale 1), la velocità in essa risulterà maggiore ($v_2 > v_1$) e dal teorema di Bernoulli applicato fra le due sezioni suddette:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g}$$

si deduce che in un condotto convergente si verifica un incremento di velocità a spese della pressione; in altre parole, si manifesta una trasformazione di energia potenziale in cinetica.

La trasformazione dipende ovviamente dall'incremento subito dalla velocità, e perciò dal grado di convergenza del condotto.

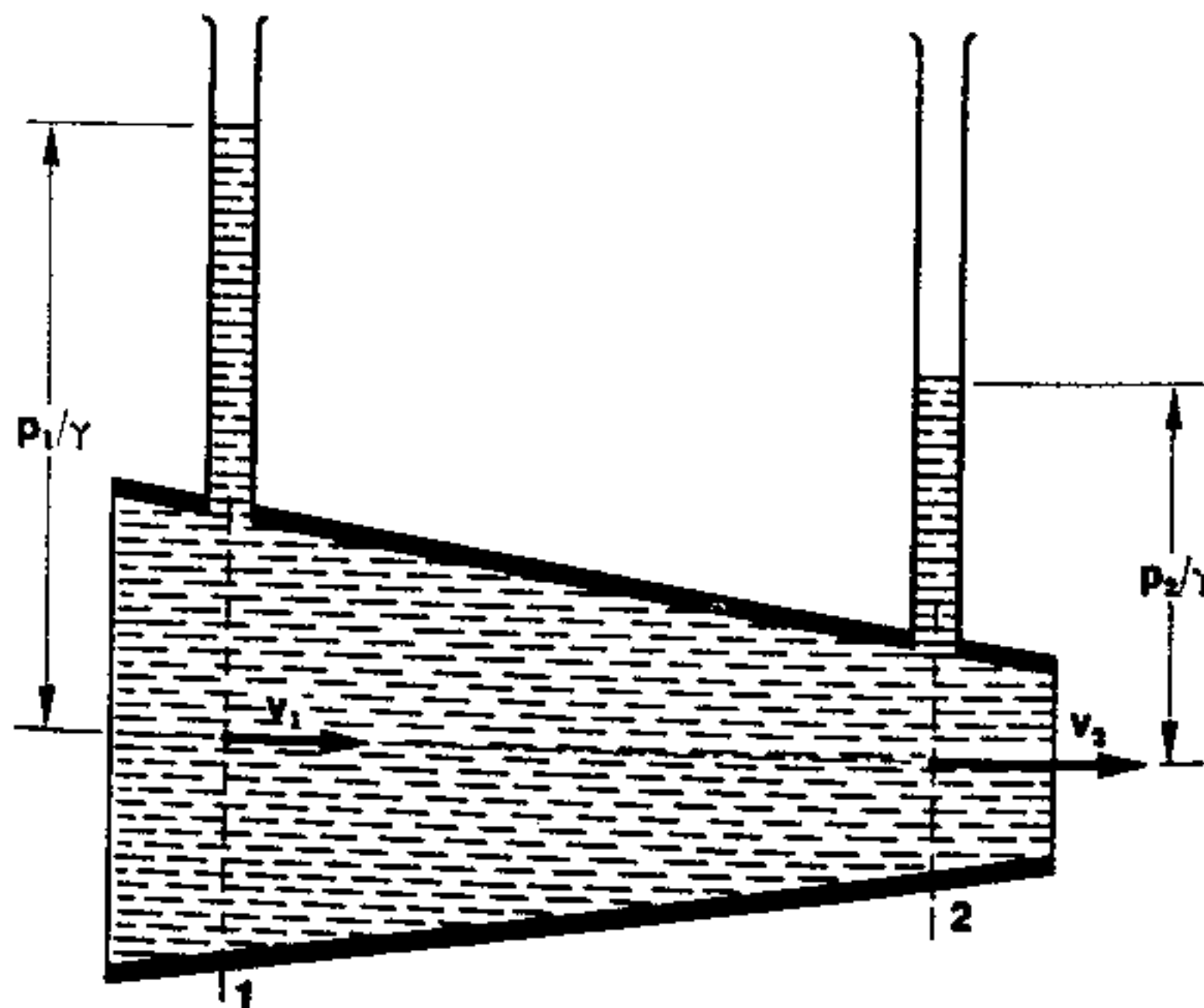


Fig. 187. Variazione della velocità in un condotto convergente

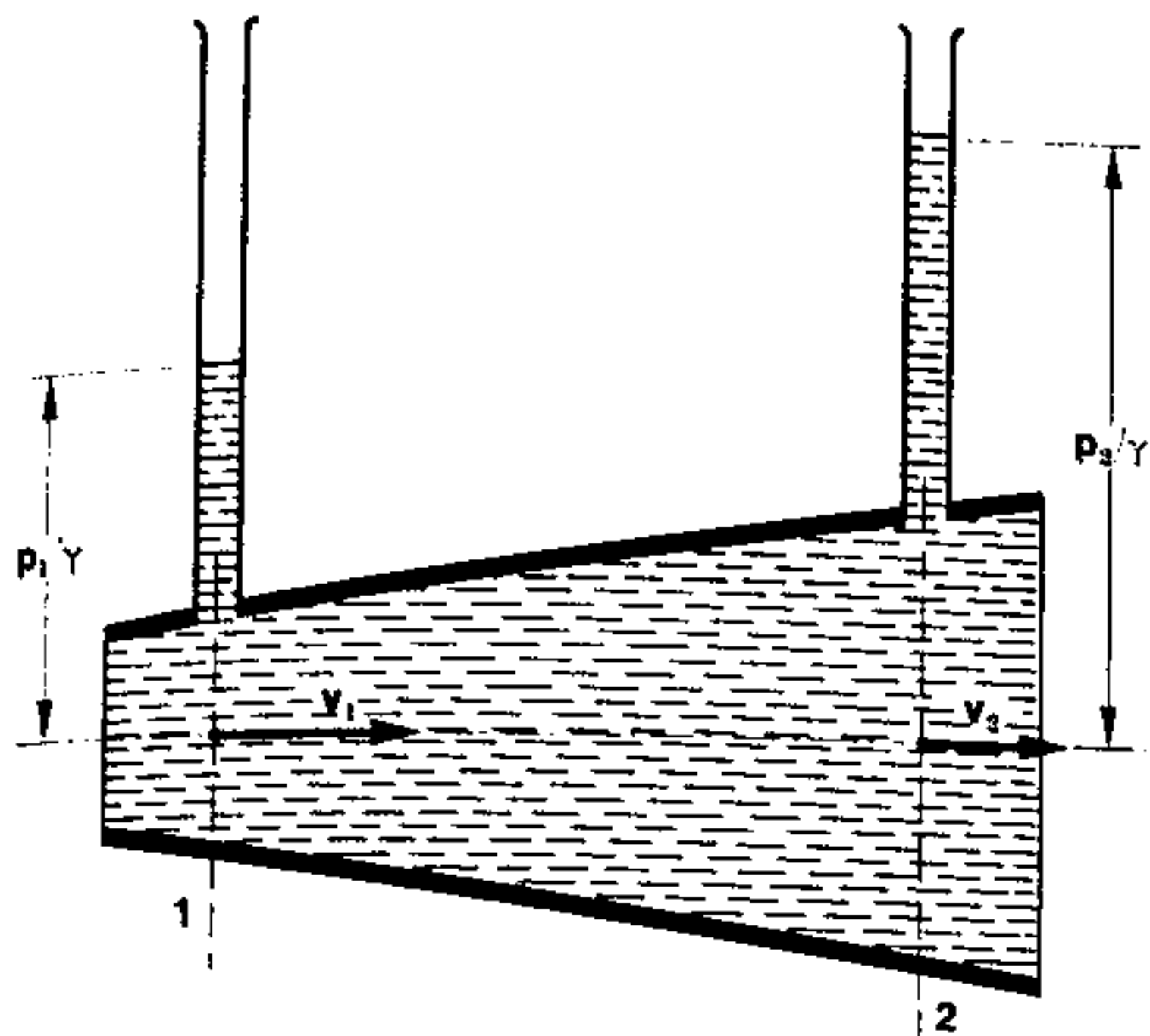


Fig. 188. Variazione della velocità in un condotto divergente

b) In maniera del tutto analoga si conclude che se il fluido scorre in un condotto a sezione crescente (fig. 188) diminuisce gradualmente di velocità ed aumenta contemporaneamente di pressione; si assiste perciò ad una trasformazione di energia cinetica in energia potenziale e la conversione è tanto più intensa quanto maggiore è la divergenza del condotto.

Ciò premesso è facile comprendere come le turbine debbano essere corredate di un opportuno organo meccanico fisso alla carcassa della macchina (detto « distributore ») il cui compito consiste nel convertire l'energia potenziale disponibile (il salto netto « H ») in energia cinetica; esso consta di uno o più condotti convergenti di forma appropriata, attraverso i quali il fluido convogliato dalla condotta forzata acquista velocità in misura tanto più sensibile quanto maggiore è il grado di convergenza dei singoli condotti.

Le turbine idrauliche perciò sono costituite — nel loro schema più generico — da una carcassa, alla quale è fissato il distributore, e da un organo mobile (girante) munito di una serie di palette che nel loro insieme realizzano i diversi condotti la cui conformazione varia sensibilmente a seconda del tipo di macchina; il fluido uscente dal distributore (dotato perciò di una certa velocità assoluta « c_1 ») investe la palettatura, e, lambendo le superfici mobili, comunica ad esse parte della sua energia.

Se le pale sono disposte e formate in modo da creare dei condotti con sezione costante, non varia la velocità relativa del fluido che li attraversa; il lavoro è quindi sviluppato solo « per azione » della lama liquida che, costretta a seguire la curvatura delle palette, deve cambiare gradualmente direzione, generando una spinta sulle pareti dei condotti ed imprimendo così alla girante il moto di rotazione.

Se, viceversa, le palette sono disposte in modo da creare dei condotti a sezione decrescente, la velocità del fluido operante aumenta generando una spinta « per reazione » che va addizionata a quella ottenuta per azione diretta del fluido sulle pareti del condotto.

Questa sostanziale differenza sul modo di agire del

liquido ci permette di riunire le turbine in due grandi categorie:

- Turbine ad azione (Pelton) dotate di un distributore atto a trasformare integralmente l'energia potenziale in cinetica;** allo sbocco del distributore il fluido operante, dotato della massima velocità consentita (funzione del salto netto H) attraversa la palettatura mobile cedendo parte della sua energia cinetica e ne esce con velocità minore.
- Turbine a reazione (Francis, elica, Kaplan ecc.) dotate di un distributore che converte in energia cinetica solo una parte del salto disponibile** mentre la rimanente trasformazione è affidata alla variazione di sezione conferita ai condotti ricavati entro la girante; il liquido penetra nella palettatura mobile dotato di una velocità inferiore a quella massima consentita dal salto netto « H », e nell'attraversamento dei condotti mobili aumenta ulteriormente la propria velocità, esaurendo tutta l'energia potenziale disponibile.

67) GRADO DI REAZIONE

La velocità con cui il fluido esce dal distributore rappresenta con ottima approssimazione la « velocità assoluta di ingresso » nella girante, velocità che abbiamo sempre indicato con « c_1 »; nell'ipotesi di completa trasformazione dell'energia potenziale (turbine ad azione) tale velocità, tenendo conto delle resistenze passive che si manifestano entro il distributore, assume il valore reale:

$$c_1 = \varphi \sqrt{2gH} \quad (194)$$

in cui « φ » rappresenta un coefficiente numerico minore dell'unità, da determinare caso per caso o sulla scorta di precedenti costruzioni consimili. Se la turbina è a reazione, il distributore è sagomato in modo da convertire solo una parte dell'energia potenziale corrispondente al salto netto « H »; detta « c_1 » la velocità di uscita dal distributore e prescindendo temporaneamente dalle perdite idrauliche interne, il fluido penetra entro la girante con una energia cinetica (E_c) pari a:

$$E_c = \frac{c_1^2}{2g}$$

ma dispone tutt'ora di una residua energia potenziale (H') suscettibile di essere convertita (per reazione) in cinetica entro i condotti della girante stessa. È chiaro che è:

$$H' = H - \frac{c_1^2}{2g} \quad (195)$$

Si definisce « grado di reazione » (G) di una turbina, il rapporto fra l'energia residua da convertire per reazione e l'energia totale disponibile:

$$G = \frac{H'}{H}$$

ovvero, ricordando la (195):

$$G = \frac{H - \frac{c_1^2}{2g}}{H} \quad (196)$$

Il valore espresso dalla (196) pur essendo conforme alla definizione, non rispecchia il caso reale, in quanto non abbiamo tenuto conto delle perdite idrauliche che si verificano nella macchina; introducendo il rendimento idraulico (η_i) la (196) diviene:

$$G = \frac{\eta_i H - \frac{c_1^2}{2g}}{\eta_i H} \quad (197)$$

Il grado di reazione è una grandezza adimensionale, il cui valore numerico è compreso fra i limiti estremi 0 e 1; se infatti ci riferiamo alla formula (196) e consideriamo una turbina ideale in cui il fluido assuma, all'uscita dal distributore, la massima velocità (teorica) consentita, è:

$$c_1^2 = 2gH$$

per cui, sostituendo tale valore nella (196):

$$G = \frac{H - \frac{2gH}{2g}}{H}$$

semplificando si ottiene:

$$G = 0$$

e la turbina funziona in tal caso solo « per azione ». Per qualsiasi altro valore della velocità « c_1 », la motrice presenta un grado di reazione crescente con il diminuire di « c_1 », e funziona in parte per azione in parte per reazione; non esiste ovviamente una macchina funzionante completamente a reazione, poiché in tal caso dovrebbe essere $G = 1$, e di conseguenza:

$$\frac{\eta_i H - \frac{c_1^2}{2g}}{\eta_i H} = 1$$

relazione che può essere soddisfatta solamente se:

$$\frac{c_1^2}{2g} = 0$$

soluzione evidentemente inammissibile poiché l'acqua dovrebbe uscire dal distributore con velocità nulla.

Si può pertanto affermare che il grado di reazione pratico di una turbina idraulica oscilla fra 0,3 e 0,7; fissato a priori tale elemento fondamentale nella progettazione della macchina, la (197) diviene:

$$G\eta_i H = \eta_i H - \frac{c_1^2}{2g}$$

e da questa:

$$\eta_i H(1 - G) = \frac{c_1^2}{2g}$$

si ottiene infine la velocità assoluta di efflusso dal distributore:

$$c_1 = \sqrt{2g\eta_i H(1 - G)} \quad (198)$$

in base alla quale si dimensioneranno i condotti fissi.

68) NUMERO DI GIRI CARATTERISTICO

Il concetto di similitudine geometrica, già illustrato nel caso delle pompe centrifughe conserva inalterata la propria efficacia anche se riferito alle turbine idrauliche; valgono perciò per quest'ultime sia la legge di affinità sia la definizione del numero di giri caratteristico.

Omettendo, per semplicità, un'ulteriore dimostrazione analitica che riteniamo superflua, nel caso delle turbine idrauliche il numero di giri caratteristico ha l'espressione generica:

$$n_c = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{N}{H}} \quad (199)$$

in cui:

- « n » è il numero di giri al minuto che la macchina deve compiere;
- « N » è la potenza utile che essa deve erogare espressa in CV;
- « H » è il salto netto disponibile misurato in m. Anche il significato simbolico di questa grandezza fittizia rimane inalterato: **il numero di giri caratteristico di una turbina coincide con il numero di giri al minuto che compirebbe un'altra turbina geometricamente simile a quella data, capace di erogare la potenza utile di 1 CV utilizzando un salto netto di 1 m;** in queste ipotesi, risulta infatti dalla (199):

$$n_c = n$$

Nel campo delle turbine idrauliche, il numero di giri caratteristico assume un'importanza forse maggiore di quella che esso riveste per le pompe centrifughe; basta pensare che, oltre a comportare una certa forma costruttiva della girante, esso condiziona anche il tipo di turbina, potendosi stabilire, in funzione del valore assunto da « n_c » se la motrice dovrà essere del tipo ad azione o a reazione o elicoidale.

L'esame della tabella n. 13 nella quale i valori di « n_c » sono posti in relazione con il salto netto (H) e con il grado di reazione (G) della macchina da impiegare, ci consente facili deduzioni:

- per valori di « n_c » compresi fra 11 e 70, il salto disponibile è in genere molto alto (da 2000 a 500 m) e si impiega una turbina ad azione (Pelton) con uno o più distributori;
- per valori di « n_c » compresi fra 60 e 150, il salto risulta compreso fra 370 e 50 m e si deve adottare una turbina a reazione di tipo lento o medio con grado di reazione oscillante fra 0,3 e 0,5.

Si noti come — in accordo a quanto avevamo già premesso — il grado di reazione cresce con il diminuire del salto disponibile; la forma della girante si evolve gradualmente passando dal tipo centrifugo al tipo misto;

— per salti molto ridotti (fra 50 e 10 m) il numero di giri caratteristico assume valori compresi fra 150 e 400; la turbina è sempre del tipo a reazione con grado di reazione sempre crescente con la riduzione del salto ($G = 0,5 \div 0,7$) e la girante della macchina tende ad assumere sempre più la forma a campana;

— per salti piccolissimi (fra 10 m e 1 m) è chiaro che la portata di fluido deve assumere valori sempre più elevati per produrre la potenza richiesta; la turbina degenera progressivamente dal tipo a reazione tradizionale verso l'elica a pale fisse o a pale registrabili (Kaplan).
Il corrispondente valore di « n_c » è compreso fra 400 e 1200.

Da quanto esposto e dai dati della tabella n. 13 è facile rilevare come le turbine idrauliche siano adatte alle più svariate situazioni: il salto netto varia infatti da valori altissimi (fino a 2000 m per la Pelton) a valori addirittura insignificanti (1 m per le turbine Kaplan); anche la portata — i cui valori non figurano nella tabella citata — oscilla fra qualche centinaio di l/s fino a parecchie decine di m³/s.

Se a queste caratteristiche si aggiunge la semplicità di funzionamento, il rendimento elevato e la possibilità di accoppiamento diretto alla maggior parte delle macchine operatrici, si avrà un quadro abbastanza chiaro delle possibilità di impiego di queste motrici.

Tabella 13 TIPI DI TURBINE IDRAULICHE IN RELAZIONE AL VALORE DI « n_c »

Tipo di turbina	« n_c »	Salto in m	Grado di reazione
Pelton ad un getto	11 ÷ 16	2000 ÷ 1000	—
Pelton a più getti	16 ÷ 70	1100 ÷ 350	—
Francis lenta	60 ÷ 100	370 ÷ 100	0,3 ÷ 0,4
Francis normale	100 ÷ 120	350 ÷ 100	0,4 ÷ 0,5
Francis normale	120 ÷ 150	100 ÷ 35	0,4 ÷ 0,5
Francis veloce	150 ÷ 180	100 ÷ 35	0,5 ÷ 0,6
Francis veloce	180 ÷ 250	35 ÷ 10	0,5 ÷ 0,6
Francis ultraveloce	250 ÷ 400	35 ÷ 10	0,6 ÷ 0,7
Turbina ad elica	400 ÷ 700	10 ÷ 1	0,7 ÷ 0,8
Kaplan	400 ÷ 1200	10 ÷ 1	0,7 ÷ 0,8

69) VARI TIPI DI TURBINE

La classificazione essenziale delle turbine idrauliche, che suddivide quest'ultime in turbine ad azione e turbine a reazione, non esaurisce completamente l'argomento, potendosi effettuare ulteriori suddivisioni basate su altri importanti elementi, come la disposizione della macchina, la direzione del moto del fluido operante, il tipo di alimentazione, il modo di convogliarvi il liquido e l'installazione stessa della motrice.

Le turbine ad azione vengono anche definite « **turbine a getto libero** » in quanto la vena liquida uscente dal distributore investe i condotti mobili creati dalla palettatura e li percorre senza riempirli completamente, mantenendosi a contatto con l'ambiente. Di contro, le turbine a reazione assumono anche la denominazione di « **turbine a getto forzato** »; l'acqua percorre i canali mobili, riempiendoli completamente e diminuendo progressivamente di pressione fino ad imboccare il condotto di scarico (anch'esso sempre

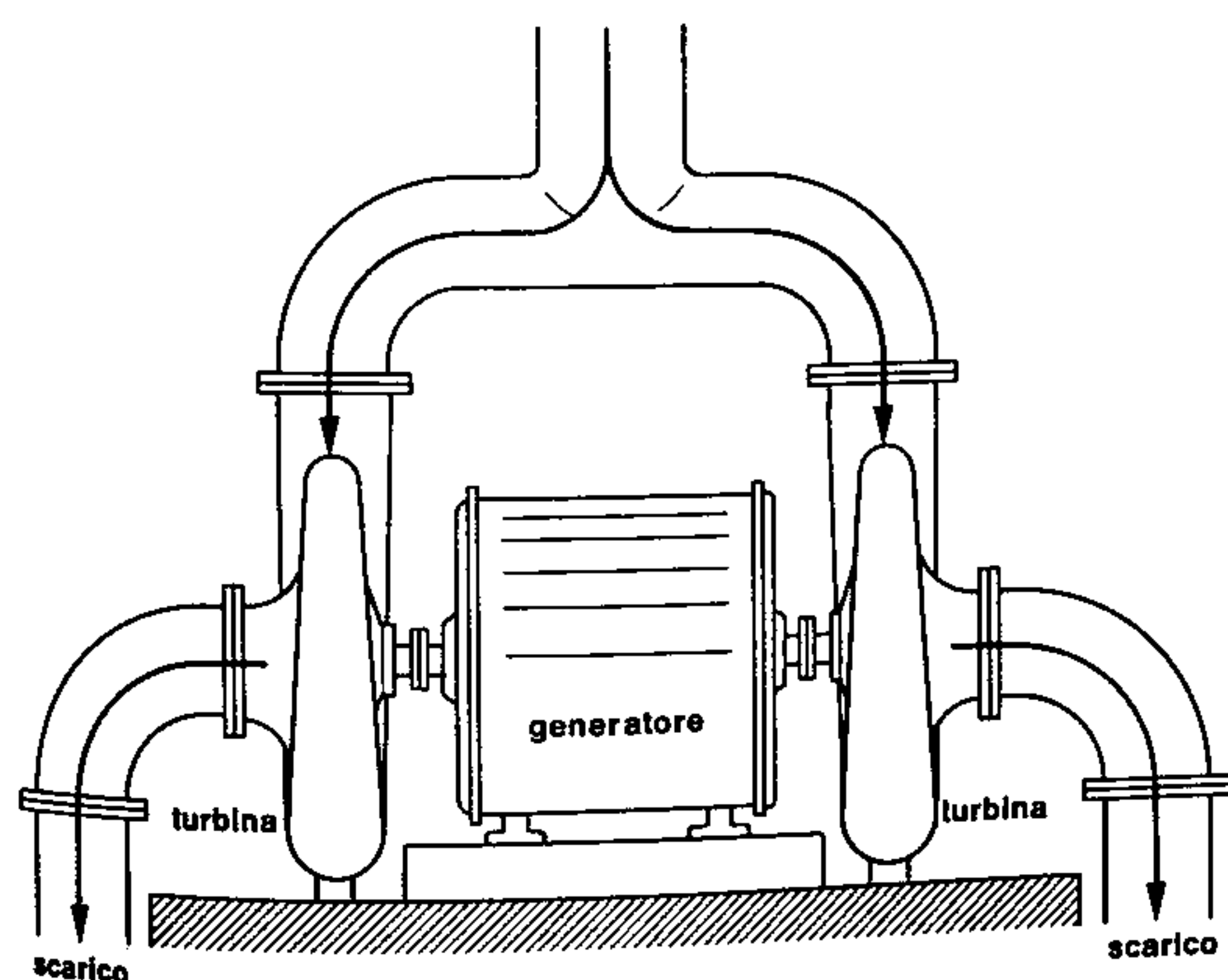


Fig. 189. Schema di accoppiamento turbina-generatore

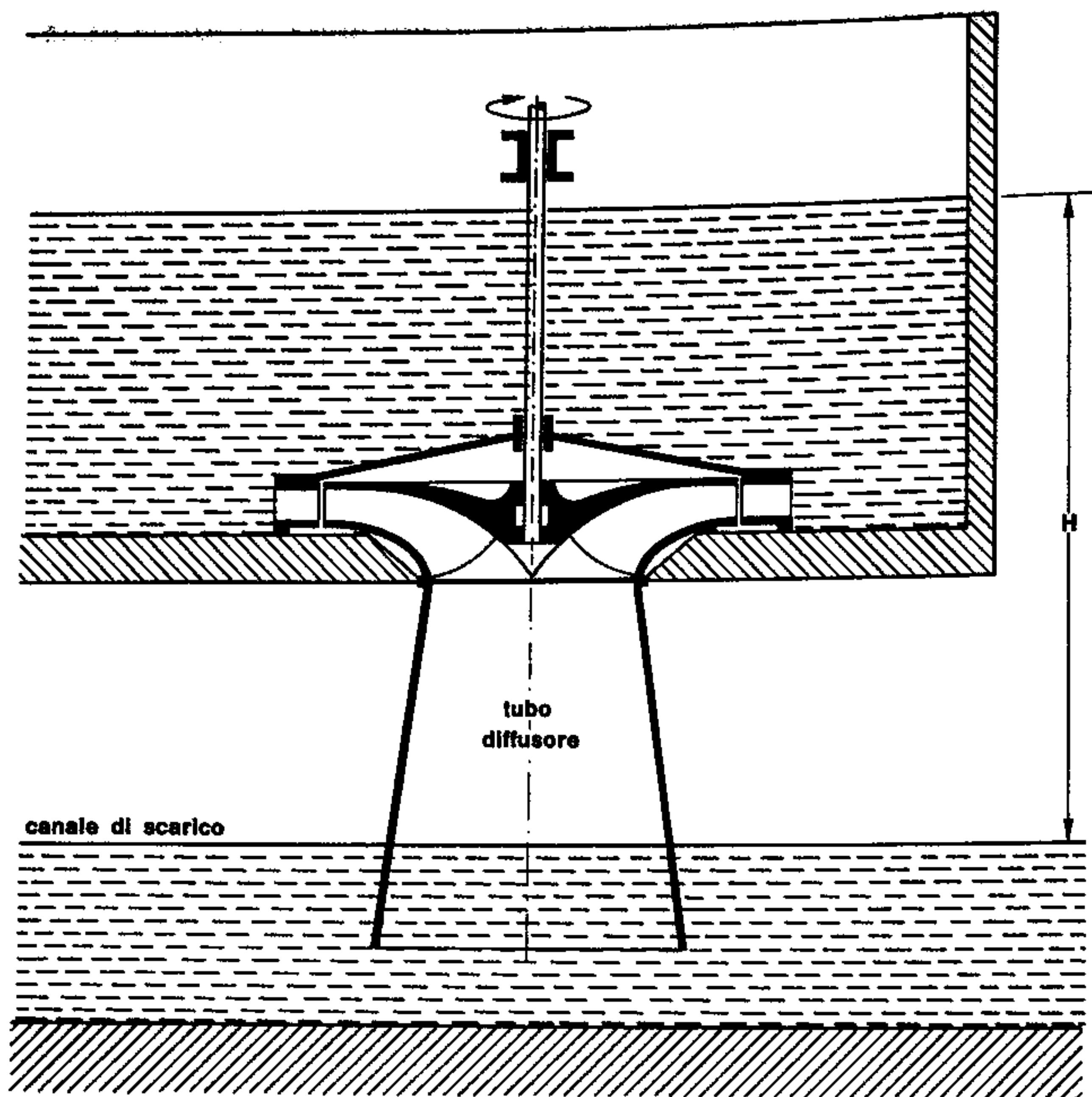


Fig. 190. Turbina in camera libera (schema)

pieno di liquido) mantenendo una pressione che può anche essere inferiore a quella atmosferica.

Per quanto concerne la disposizione, sia le une che le altre, possono essere « ad asse verticale » oppure « ad asse orizzontale »; una scelta precisa, in questo campo, è possibile solo analizzando le diverse finalità della macchina, la sua potenza, il tipo, le dimensioni ecc. In linea di massima si può dire che le turbine ad azione fornite di uno (o al massimo due) distributori sono generalmente ad asse orizzontale, mentre si preferisce la disposizione ad asse verticale quando la portata sia tale da richiedere tre o quattro distributori; quelle a reazione sono molto spesso disposte con l'asse verticale per consentire un più facile convogliamento del fluido nel canale di scarico ma non mancano le installazioni ad asse orizzontale specialmente nei casi in cui l'alta potenza richiesta comporta l'accoppiamento di due turbine disposte ai due lati del generatore (fig. 189). Per le turbine ad azione che sfruttano dislivelli altissimi, l'unica soluzione per il convogliamento del liquido alla macchina è rappresentata da una condotta forzata; per quelle a reazione invece si prospettano diverse possibilità: per salti molto piccoli, la turbina viene installata direttamente sul fondo della vasca di carico (fig. 190) completamente immersa nell'acqua (**turbina in camera libera**), mentre per salti relativamente alti il liquido viene convo-

gliato alla macchina attraverso una condotta che comunica con una cassa a forma di chiocciola (fig. 191) che avvolge completamente la motrice (**turbina in camera a spirale**) oppure con una seconda vasca sul fondo della quale è installata la macchina (**turbina in camera forzata**) (fig. 192).

In tutti questi casi, l'alimentazione del liquido operante avviene su tutta la circonferenza della girante e si parla perciò di macchine « ad ammissione totale »; diverso è invece il caso delle turbine ad azione nelle quali il getto fluido investe solo qualche paletta e non agisce contemporaneamente sulle altre ma solamente in un secondo tempo; queste motrici vengono perciò definite « ad ammissione parziale ».

Per quanto concerne la direzione seguita dal fluido nell'attraversamento dei condotti, essa, nelle turbine ad azione, risulta « tangenziale » alla girante, mentre in quelle a reazione può assumere traiettorie diverse e precisamente:

- fluido scorrente parallelamente all'asse di rotazione: (la macchina si definisce, in tal caso, « assiale »);
- fluido entrante con direzione perpendicolare all'asse di rotazione (radiale) ed uscente secondo l'asse; in queste ipotesi, a seconda del senso dell'introduzione si possono verificare due casi:

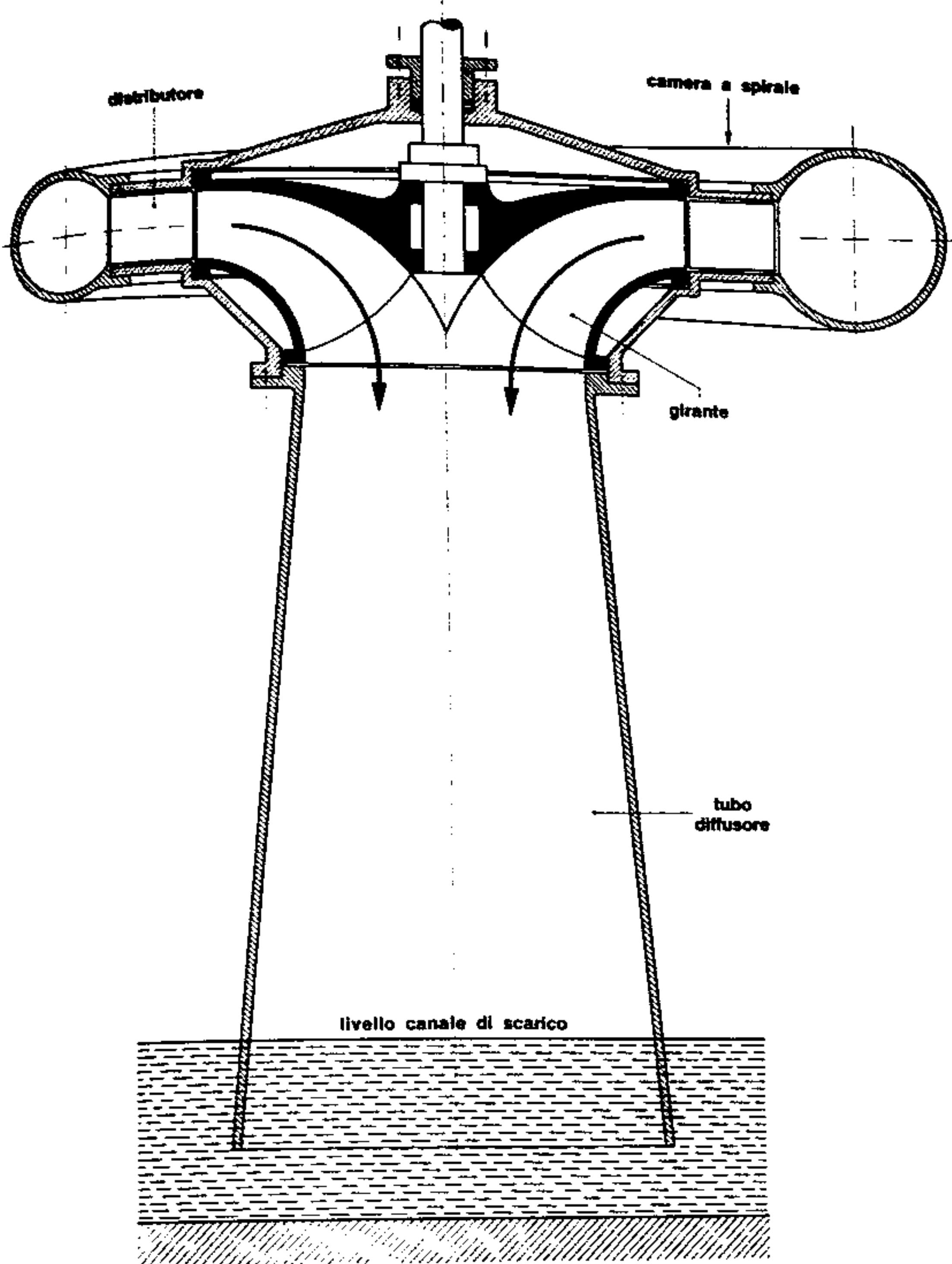


Fig. 191. Turbina in camera a spirale (schema)

- 1) introduzione radiale dall'esterno verso l'interno che definisce la turbina come « centripeta »;
- 2) introduzione radiale dall'interno verso l'esterno che caratterizza la turbina « centrifuga ».

L'attuale produzione di turbine idrauliche comprende una gamma vastissima di motrici; nei prossimi capitoli esamineremo dettagliatamente i tipi più comunemente adottati.

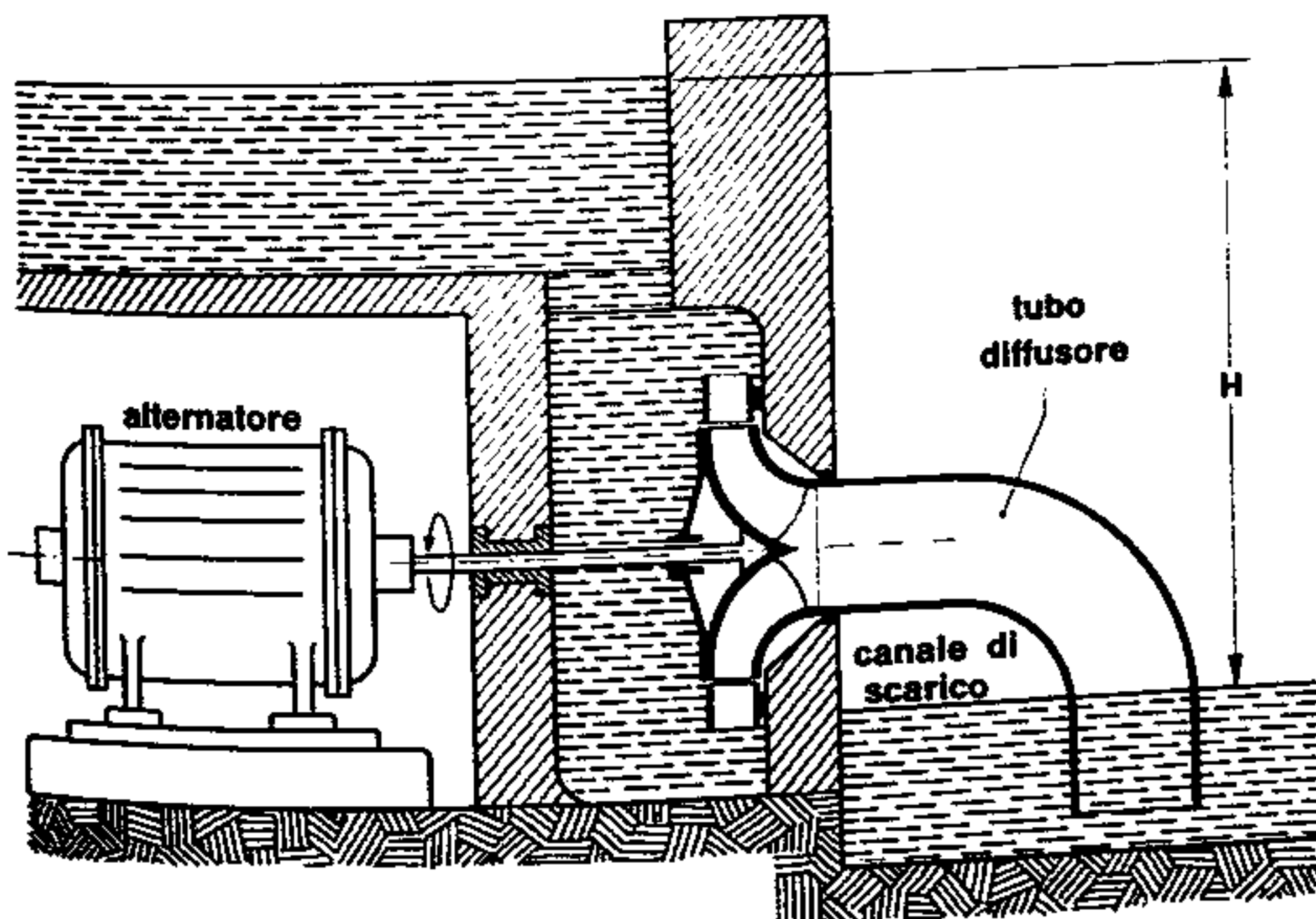


Fig. 192. Schema di turbina a reazione in camera forzata

Capitolo Tredicesimo

Turbine ad azione

70) TURBINA PELTON

La turbina Pelton è costituita — nelle sue linee essenziali — da una girante ad asse orizzontale o, più raramente, verticale, alla cui periferia sono fissate delle pale a forma di doppio cucchiaino, che vengono investite da un getto di acqua, effluente da uno o più distributori fissi di forma appropriata (fig. 193).

L'acqua, proveniente dal bacino di carico, giunge, attraverso una condotta pressoché verticale, al distributore che è proporzionato in modo da trasformare tutta l'energia potenziale da essa posseduta in energia cinetica; la turbina Pelton appartiene quindi alla categoria delle turbine ad azione.

In questo tipo di turbine la valutazione del salto netto deve essere effettuata dal pelo libero del bacino di carico, fino alla bocca di uscita del distributore; è facile riscontrare, infatti, dalla fig. 194 che la restante quota « H_p » non è utilizzabile, in quanto l'acqua, dopo aver esercitato la spinta sulle palette, cade liberamente nel canale di scarico senza poter produrre altro lavoro.

Questa precisazione, indispensabile dal punto di vista didattico, ha però scarsa importanza nella pratica; dalla tabella n. 13 risulta infatti evidente che le turbine Pelton (cui corrisponde un basso valore del numero di giri caratteristico) sono impiegate ove si possano sfruttare salti molto elevati con portate modeste. La quota « H_p » non utilizzata, il cui valore — a seconda delle dimensioni della ruota e della posizione del distributore — può essere di 1 : 2 m, non incide quindi in misura rilevante sul salto netto che è, in genere, dell'ordine delle centinaia di metri.

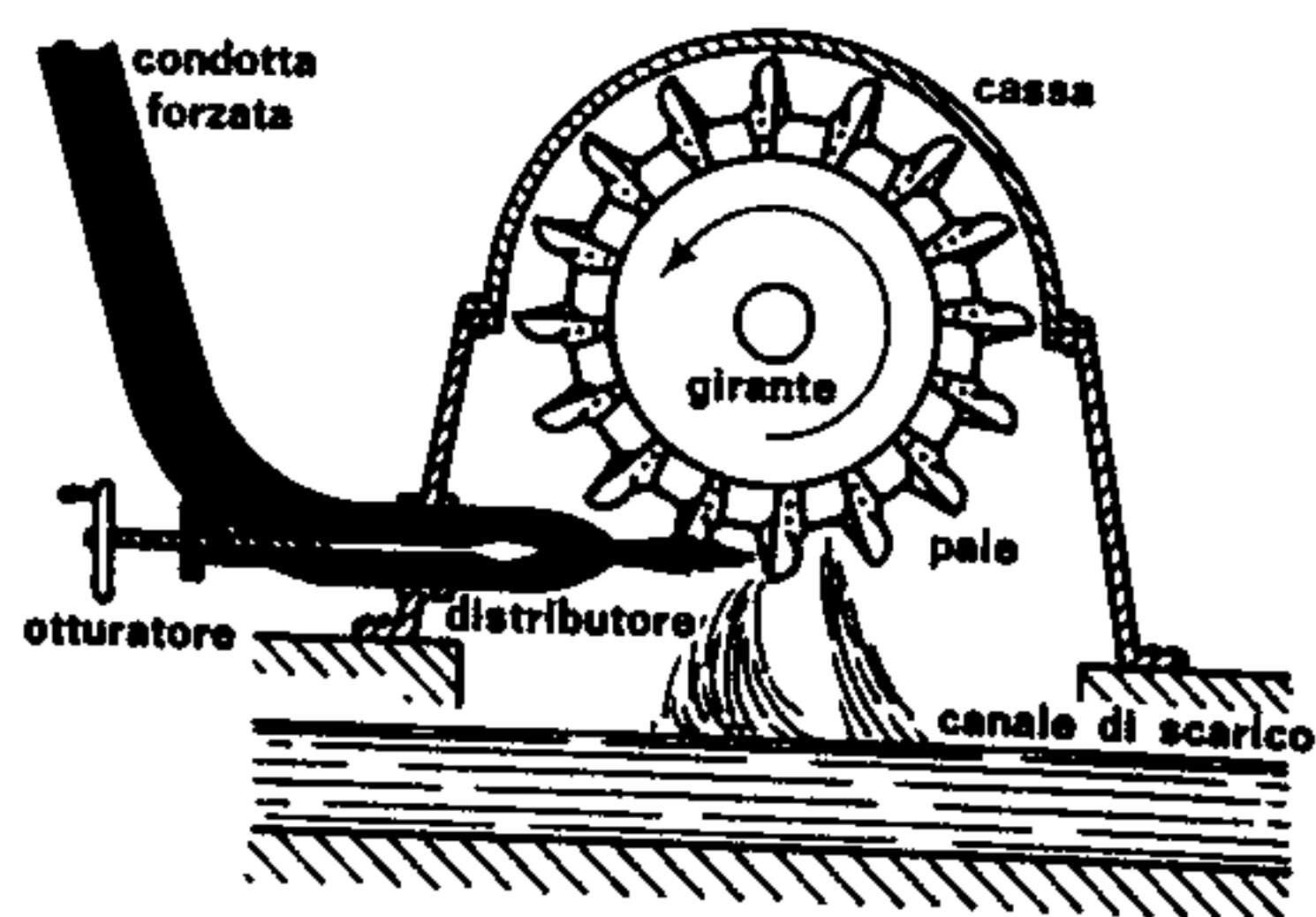


Fig. 193. Turbina Pelton

Con le ipotesi fatte, l'acqua effluisce dal distributore con la massima velocità consentita dall'entità del salto netto disponibile:

$$c_1 = \varphi \sqrt{2gH} \quad (200)$$

velocità adeguata al caso reale con l'introduzione del coefficiente numerico « φ » per tener conto delle perdite di energia per attrito subite dal fluido nell'attraversamento del distributore. Quest'ultimo è costituito da un tronchetto convergente (cfr. par. 66) sistemato all'estremità della condotta e provvisto di una bocca di efflusso (denominata « ugello » o « bocchello ») avente una sezione di passaggio notevolmente più ridotta delle sezioni a monte, in modo tale che il fluido — in accordo con il teorema di Bernoulli — possa acquistare la velocità espressa dalla (200) a scapito dell'energia potenziale primitiva. I primi distributori, del tipo « a mascelle mobili »,

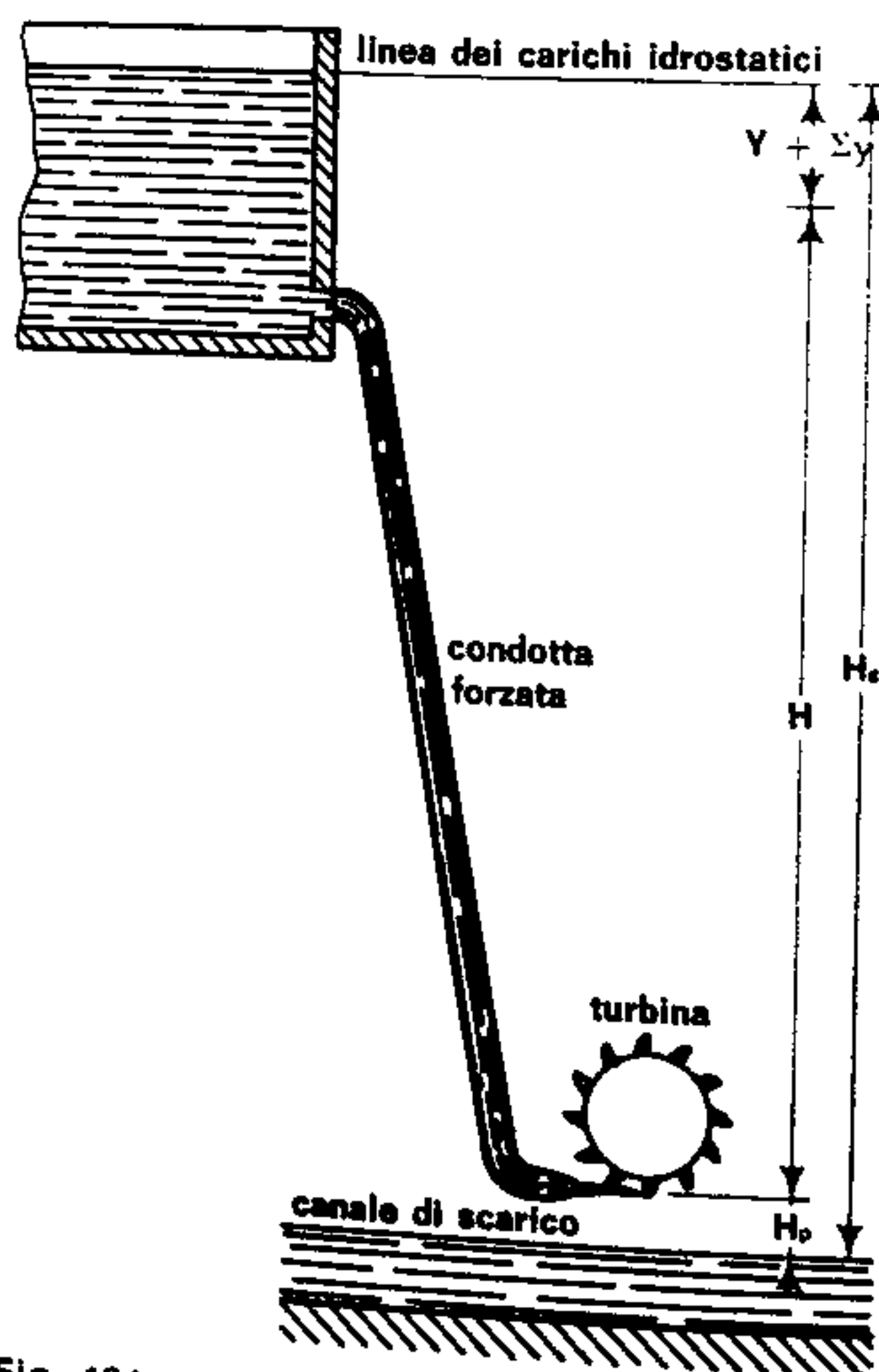


Fig. 194. Valutazione del salto netto

(fig. 195) non consentivano velocità di efflusso prossime a quelle teoriche, sia per la presenza degli spigoli interni che davano luogo a notevoli dissipazioni di energia, sia perché la sezione del getto liquido (di forma rettangolare) offriva un perimetro molto esteso e dava origine a notevoli resistenze di attrito, sia infine perché in fase di regolazione, la forma della sezione variava sensibilmente alterando le condizioni dell'efflusso.

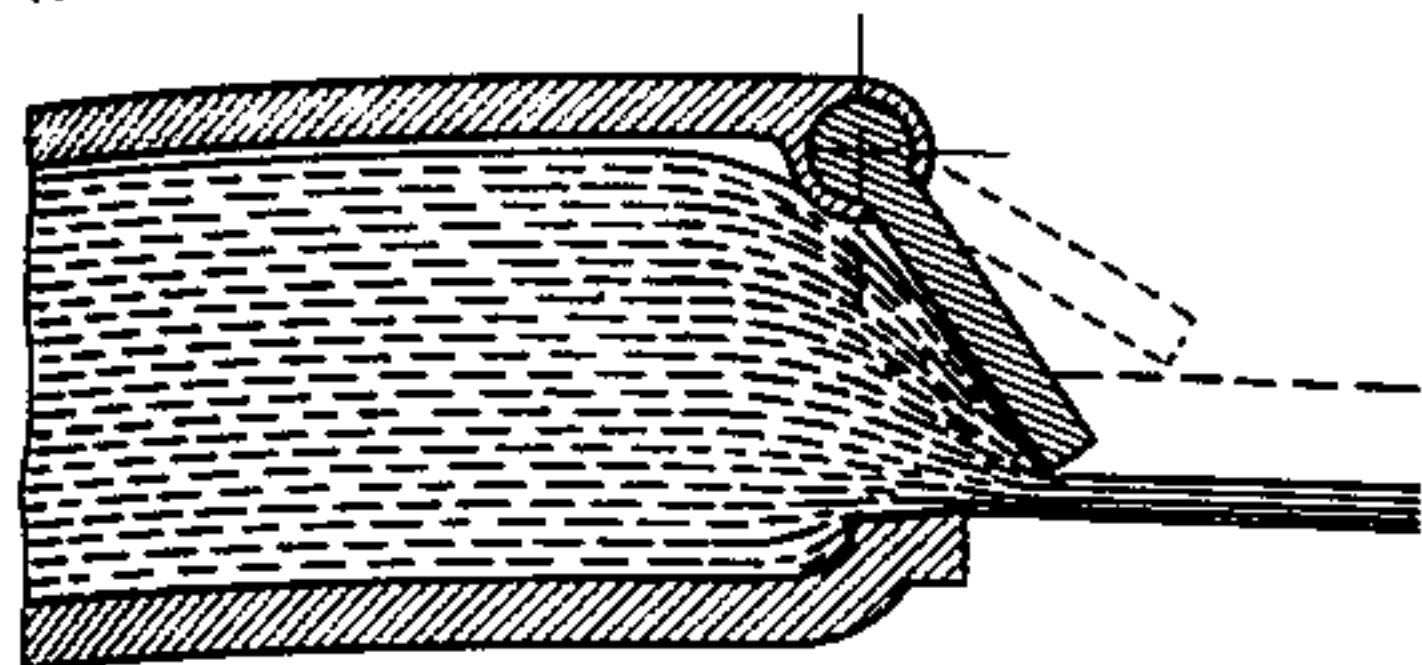


Fig. 195. Distributore a mascelle (schema)

Con il trascorrere del tempo, allo scopo di ridurre al minimo le perdite, si è diffuso l'impiego di distributori con ugello a sezione circolare, raccordato con un ampio tratto curvilineo, secondo lo schema della fig. 196, in modo che i filetti fluidi possano convergere gradualmente verso l'uscita senza subire brusche deviazioni delle loro traiettorie; per lo stesso motivo, le pareti interne (di materiale molto resistente all'usura) sono accuratamente levigate per rendere minime le resistenze di attrito. Questi accorgimenti fanno sì che il coefficiente numerico « φ » assuma valori molto elevati, e la velocità di efflusso sia perciò sensibilmente prossima a quella teorica; per un distributore ben proporzionato e non ancora soggetto ad usura, si può mediamente ritenere:

$$\varphi = 0,96 \div 0,98$$

Il distributore porta nel suo interno una spina pressoché conica (detta « **otturatore** ») talvolta munita di alette direzionali che hanno anche funzione di sostegno e di guida; la spina assolve, in primo luogo, il compito di uniformare la velocità dei vari filetti fluidi, in quanto con la sua presenza rallenta quelli più interni, mentre le pareti del distributore

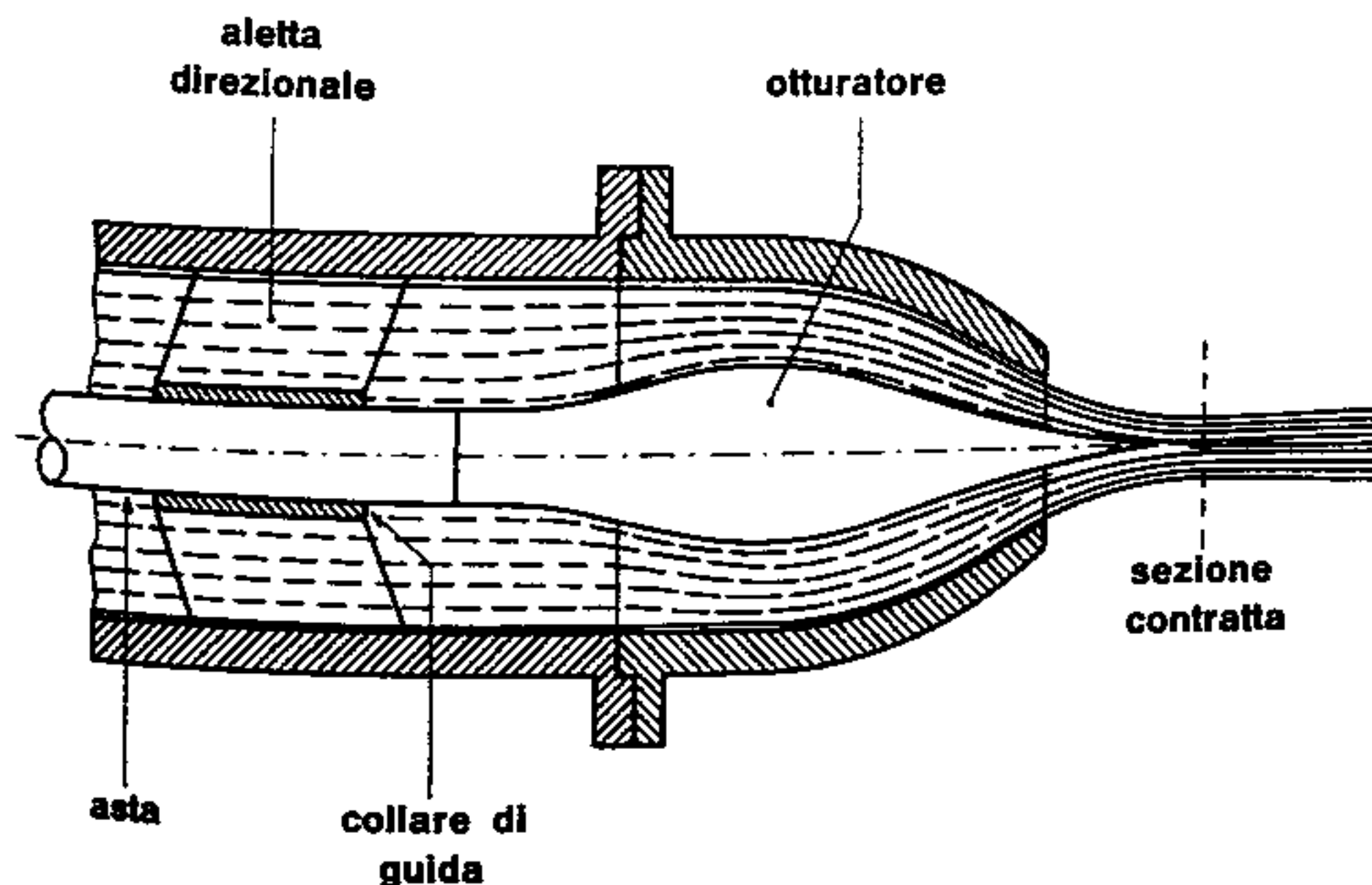


Fig. 196. Distributore tipo Doble (schema)

agiscono in modo analogo su quelli esterni; in secondo luogo, lo spostamento assiale della spina riduce parzialmente la sezione di efflusso, consentendo una efficace regolazione della motrice, senza che risulti alterata la forma del getto liquido.

È bene comunque rilevare che alla bocca di efflusso si manifesta — seppur in forma meno evidente — il fenomeno della contrazione già esaminato nel caso delle luci a battente, con la formazione di una sezione di area minima (sezione contratta) a breve distanza dall'ugello; ne segue che la velocità di efflusso calcolata con la (200) è riferita alla sezione contratta del getto.

Il tipo di distributore ora descritto viene ormai universalmente adottato nelle turbine Pelton ed è noto come « **distributore Doble** » dal nome del suo geniale realizzatore.

Tenendo presente che il liquido uscente dall'ugello possiede un'energia cinetica

$$E_c = \frac{c_1^2}{2g}$$

che, ricordando la (200), può essere espressa anche nella forma:

$$E_c = \frac{\varphi^2 2gH}{2g} = \varphi^2 H$$

e rapportando tale valore a quello dell'energia potenziale inizialmente disponibile (H):

$$\frac{\varphi^2 H}{H} = \varphi^2$$

si conclude facilmente che detto rapporto non è altro che il « **rendimento del distributore** » (η_d)

$$\eta_d = \varphi^2$$

che per il tipo Doble assume perciò il valore:

$$\eta_d = 0,94 \div 0,96$$

Una turbina Pelton può essere corredata anche da più distributori; questo avviene quando la portata necessaria per produrre la potenza richiesta, assume

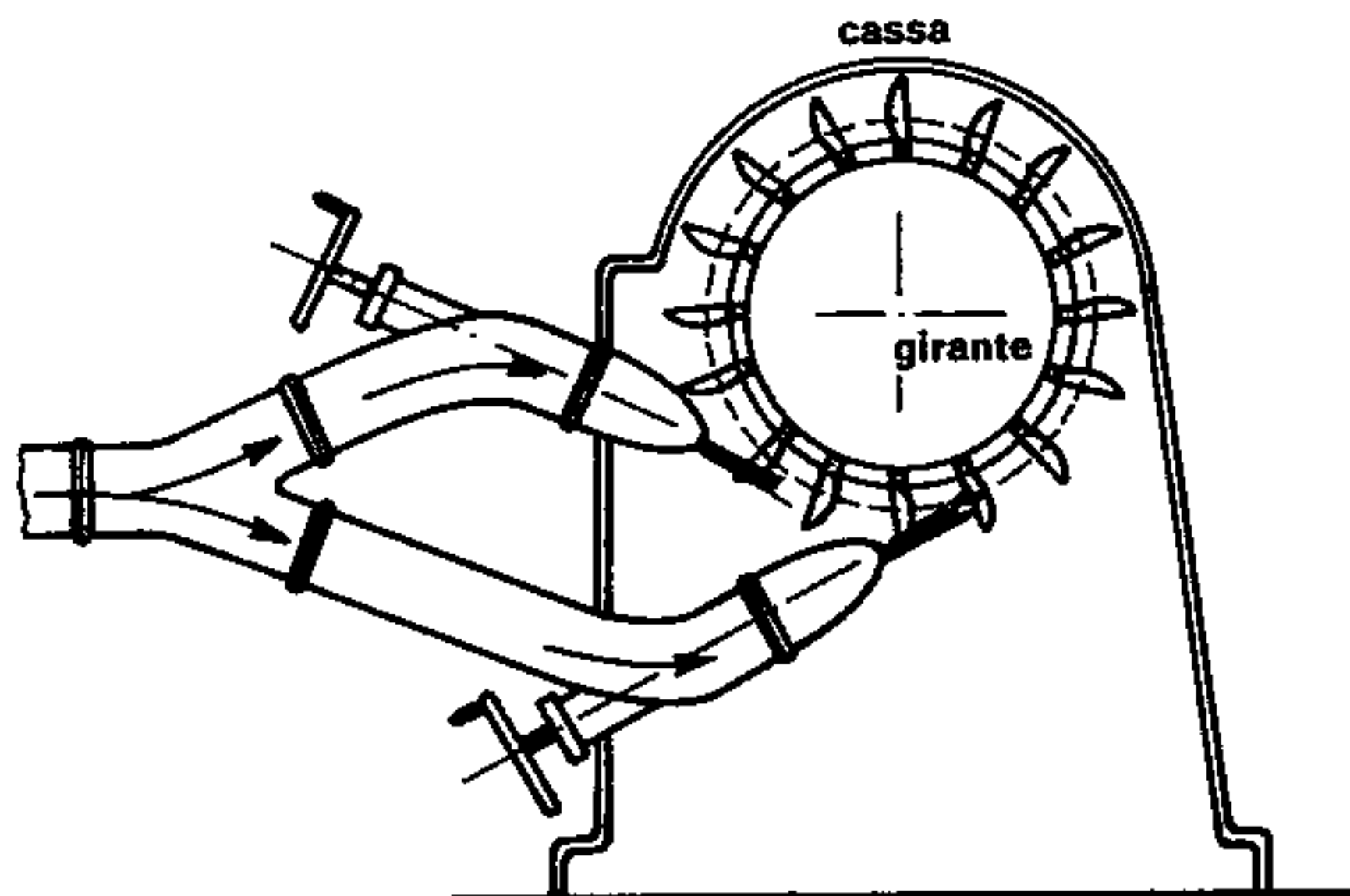


Fig. 197. Turbina Pelton a due getti con asse orizzontale (schema)

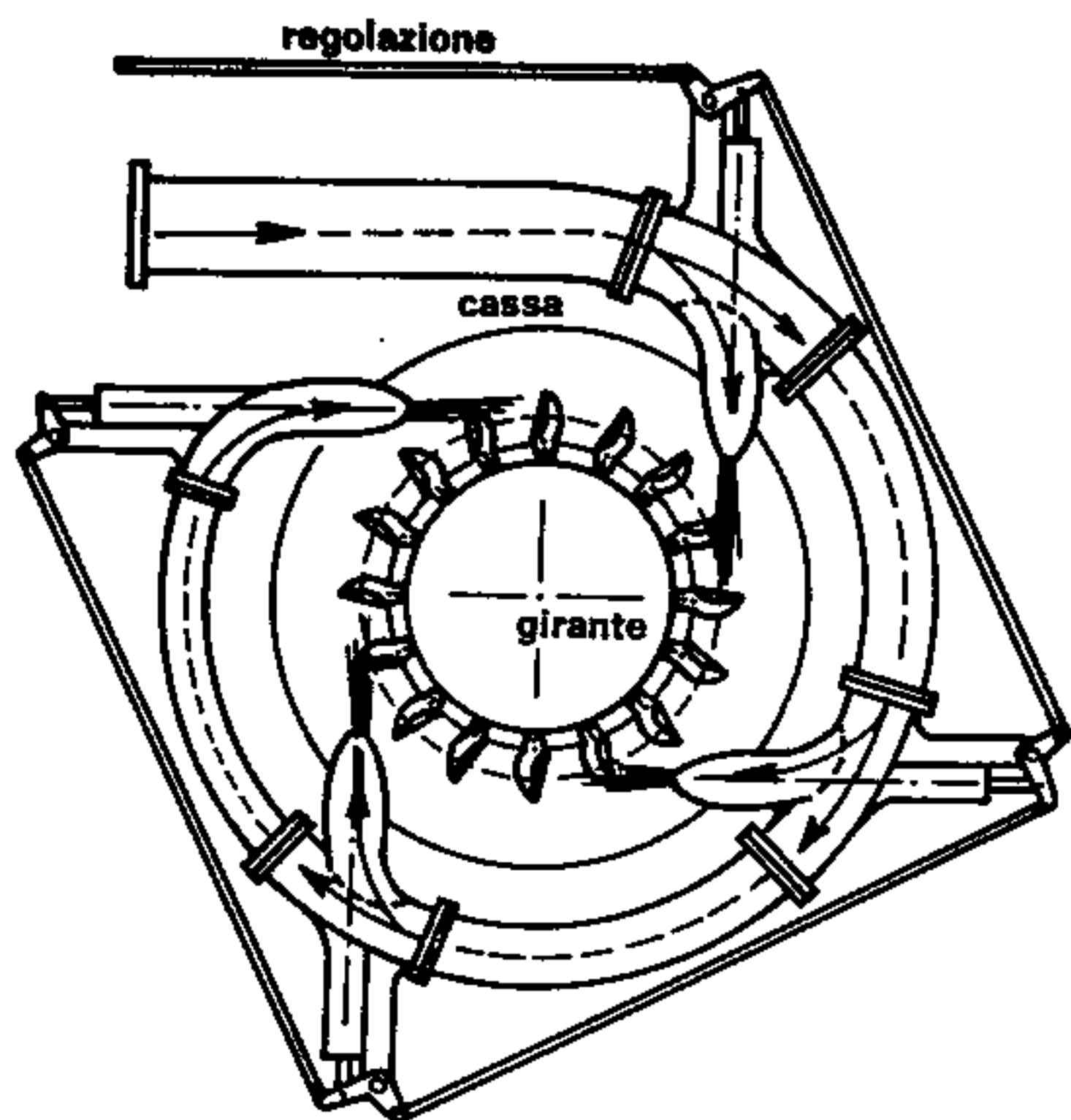


Fig. 198. Turbina Pelton a quattro getti con asse verticale (schema)

valori elevati che porterebbero ad un ugello di notevoli dimensioni. In prima approssimazione, si può fissare il numero di distributori in funzione del numero di giri caratteristico (n_c) calcolato per la turbina, secondo il seguente schema:

1 distributore	per $11 < n_c < 16$
2 distributori	per $16 < n_c < 37$
3 distributori	per $20 < n_c < 52$
4 distributori	per $40 < n_c < 70$

Con un solo distributore, si preferisce, in genere, installare la turbina ad asse orizzontale, mentre, nel caso di più distributori è possibile la disposizione ad asse orizzontale (fig. 197) ma più frequentemente quella ad asse verticale (fig. 198).

71) VELOCITÀ DI MASSIMO RENDIMENTO

Le pale fissate alla periferia della girante hanno approssimativamente la forma di un doppio cucchiaio (fig. 199) e vengono colpite nella parte centrale dal getto liquido che, incontrando lo spigolo separatore, si suddivide in due falde, ciascuna delle quali opera su metà della pala e ne fuoriesce lateralmente.

La presenza del coltello centrale consente di ridurre al minimo l'urto del liquido « all'ingresso » della turbina, di soddisfare cioè la condizione di massimo rendimento imposta dal primo aforisma idraulico. È facile rilevare infatti che in questo tipo di motrici, il triangolo delle velocità all'ingresso (fig. 200) degenera in un segmento, poiché, tanto la velocità assoluta (c_1) quanto quella di trascinamento (u_1) hanno la stessa retta di azione; risulta perciò la relazione:

$$v_1 = c_1 - u_1 \quad (201)$$

intesa in senso puramente algebrico, essendo esclusa la necessità della composizione vettoriale.

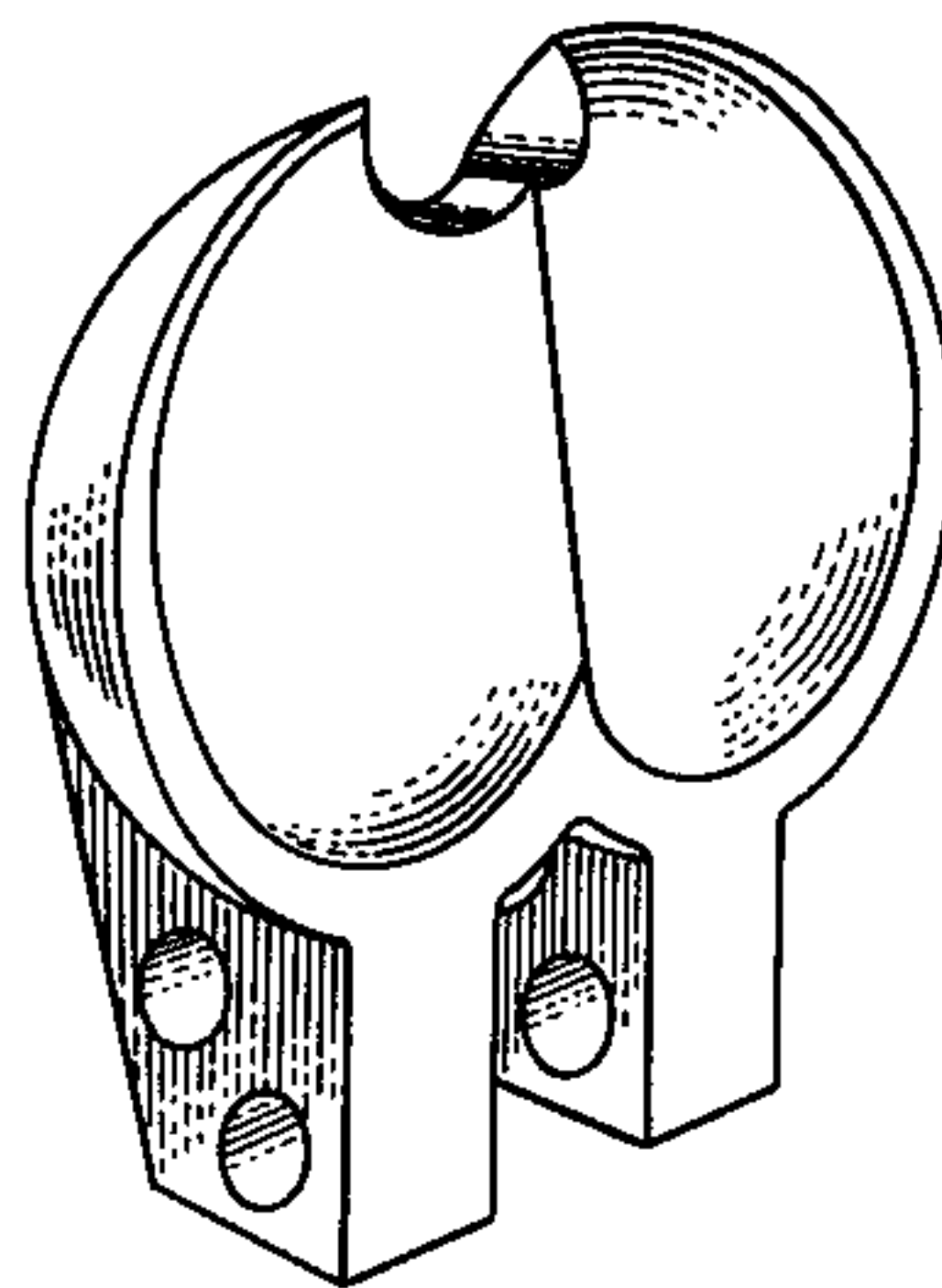


Fig. 199. Pala di una turbina Pelton

Il getto fluido investe la pala con velocità relativa « v_1 », si divide in due falde liquide ciascuna delle quali percorre mezza pala e ne esce lateralmente; se trascuriamo le lievi perdite di carico incontrate nel breve percorso, la velocità relativa di uscita (v_2) ha lo stesso valore di quella di entrata:

$$v_2 = v_1$$

Si costruisce poi il triangolo delle velocità nella sezione di uscita, componendo « v_2 » con « u_2 » (peraltro identico ad « u_1 ») allo scopo di determinare la velocità assoluta di uscita (c_2) che dovrà essere minima affinché sia soddisfatto il secondo aforisma idraulico.

Dalla fig. 200, si rileva che l'intensità del vettore « c_2 » dipende oltre che dall'intensità dei vettori « v_2 » e « u_2 », anche dall'inclinazione del bordo di uscita della pala.

Si potrebbe infatti rendere addirittura nullo il vettore « c_2 », ripiegando il bordo d'uscita della pala di 180° in modo che i due vettori « v_2 » e « u_2 » risultino eguali ed opposti, ottenendo però un risultato incompatibile con il principio stesso di funzionamento della macchina in quanto l'annullarsi del

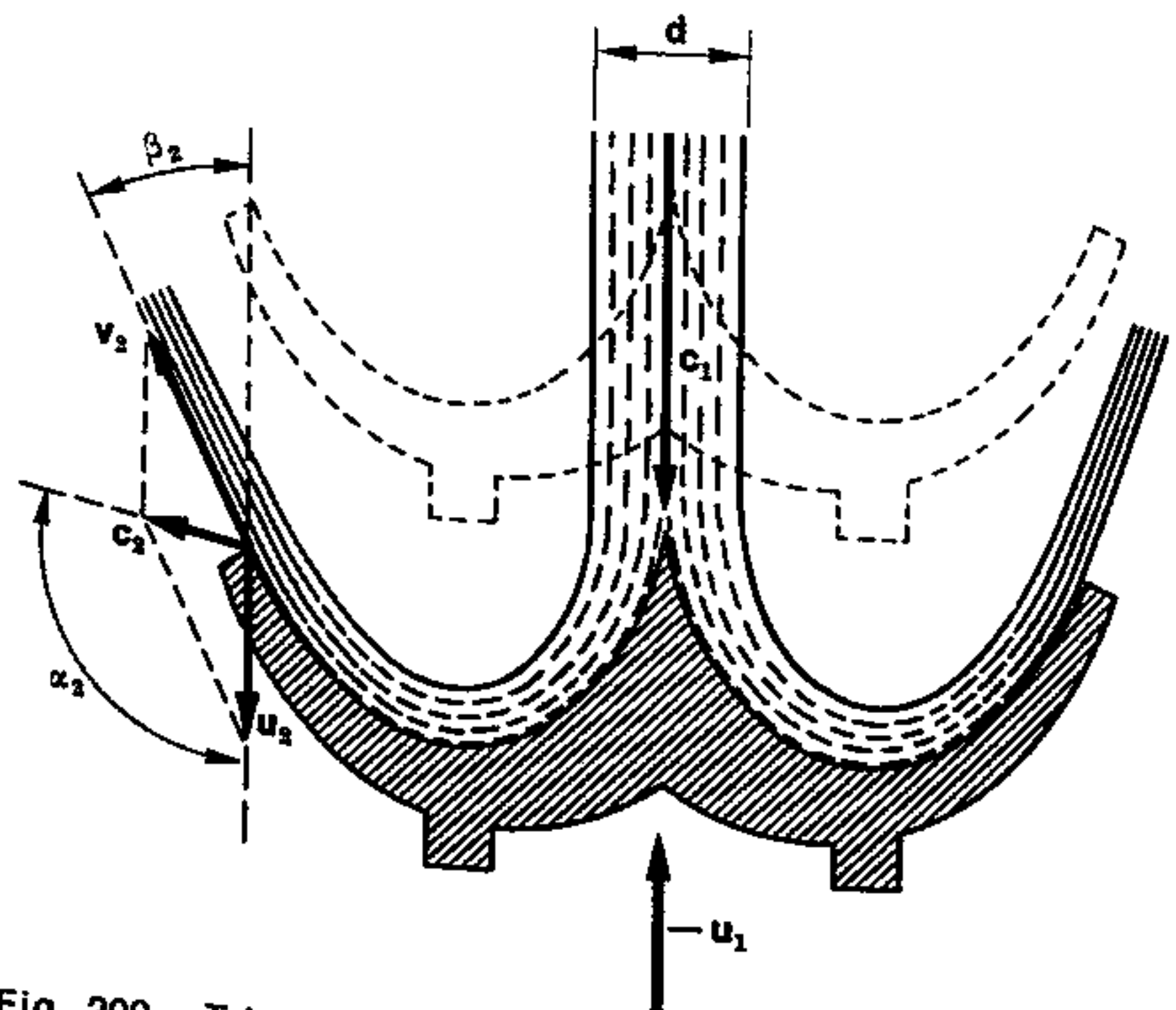


Fig. 200. Triangoli di velocità in una turbina Pelton

... significa che l'acqua uscirebbe con velocità nulla, (cioè non uscirebbe affatto dalla pala) dopo aver esplicato la propria azione. Al bordo di uscita delle pale, viene perciò sagomato in modo da formare un piccolo angolo « β_2 » ($8^\circ \div 12^\circ$) con la direzione del getto (anche per evitare l'urto con la pala precedente), e facendo in modo che risulti:

$$u_2 = v_2$$

condizione che, con le ipotesi predette, coincide con:

$$u_1 = v_1$$

Sostituendo nell'espressione (201), si ottiene:

$$c_1 = v_1 + u_1 = 2u_1$$

ed infine:

$$\boxed{u_1 = \frac{c_1}{2}} \quad (202)$$

Relazione che esprime la condizione di massimo rendimento di una turbina ideale del tipo Pelton: la velocità di trascinamento — coincidente in definitiva con quella periferica della girante — deve equivalere alla metà della velocità di efflusso del liquido dal distributore.

La condizione di massimo rendimento, ricordando la (200), è perciò espressa da:

$$u = \frac{\varphi}{2} \sqrt{2gH} \quad (203)$$

In questo procedimento, non è stato tenuto conto delle perdite per attrito subite dal fluido nel percorrere la mezza pala; in realtà esse incidono sulla velocità relativa di uscita riducendola ad un valore:

$$v_2 < v_1$$

e di conseguenza anche la velocità periferica (u) risulterà minore di quanto espresso dalla (203); si può ritenere in media:

$$\boxed{u = (0,46 \div 0,48) \sqrt{2gH}} \quad (204)$$

relazione senz'altro più adatta all'uso pratico.

Si perviene più rapidamente alle stesse conclusioni ricordando l'espressione (192) del rendimento idraulico illustrata nel par. 65:

$$\eta_1 = \frac{u_1}{gH} \left(c_1 \cos \alpha_1 - c_2 \frac{r_2}{r_1} \cos \alpha_2 \right)$$

che, nel caso attuale diviene:

$$\eta_1 = \frac{u_1}{gH} (c_1 \cos \alpha_1 - c_2 \cos \alpha_2)$$

essendo evidentemente, per una turbina Pelton:

$$r_2 = r_1$$

imponendo la condizione di massimo rendimento:

$$\cos \alpha_2 = 0$$

... risultato che, per ipotesi, è stato ottenuto. Il vettore c_1 è la risultante di u_1 e v_1 e poiché, sia il vettore c_1 che u_1 hanno la stessa direzione risulta:

$$\alpha_1 = 0^\circ \quad \cos \alpha_1 = 1$$

per cui:

$$\eta_1 = \frac{u_1}{gH} c_1$$

e da questa:

$$u_1 = \frac{gH}{c_1} \eta_1 \quad (205)$$

Ricordando l'espressione (200) di c_1 :

$$c_1 = \varphi \sqrt{2gH}$$

si ricava:

$$gH = \frac{c_1^2}{2\varphi^2}$$

e sostituendo nella (205):

$$u_1 = \frac{c_1^2}{2c_1\varphi^2} \eta_1 = \frac{c_1}{2\varphi^2} \eta_1$$

che, nell'ipotesi di perdite nulle ($\eta_1 = 1$, $\varphi = 1$) diviene

$$u_1 = \frac{c_1}{2}$$

come era stato ottenuto per altra via.

Da quanto esposto, risulta chiaramente come sia di somma importanza anche nelle turbine idrauliche, l'esatto proporzionamento delle velocità; il rapporto « k » fra la velocità periferica e quella assoluta:

$$k = \frac{u}{c}$$

che avevamo già definito trattando le pompe centrifughe, diviene, nel caso delle turbine Pelton:

$$k = \frac{\frac{\varphi}{2} \sqrt{2gH}}{\varphi \sqrt{2gH}} = \frac{\varphi}{2\varphi} = \frac{1}{2}$$

72) DIMENSIONAMENTO DI MASSIMA

Per procedere ad un dimensionamento di massima di una turbina, i dati di progetto sono:

- il salto geodetico (H_g) o il salto netto (H) da questo derivato;
- il numero di giri al minuto (n) che la turbina dovrà compiere;
- la potenza utile (N) che la turbina dovrà erogare.

Calcolato innanzitutto il numero di giri caratteristico:

... il diametro (D) ottenuto dal rapporto $\frac{N}{n^3}$ e il numero di giri (n) si stabilisce in base al suo valore numerico, il tipo di turbina da adottare secondo le indicazioni della

tabella n. 19.

Se risulta $n_0 < 16$, si tratterà di una turbina Pelton ad un unico getto e per prima cosa ricaveremo il valore della portata dalla formula (175) della potenza espressa in CV:

$$Q = \frac{75N}{\gamma H \eta}$$

in cui potremo porre per « η » un valore plausibile dedotto sulla base di precedenti costruzioni dello stesso tipo.

Si procede poi al calcolo della velocità periferica (u) di massimo rendimento, con la relazione (204) e da questa, si risale al diametro medio (D) della girante con la nota formula del moto rotatorio (1):

$$D = \frac{60u}{\pi n}$$

Il diametro « D » che abbiamo definito « diametro medio » della girante è inteso come il diametro del cerchio che è tangente all'asse geometrico del getto liquido.

Per poter passare al dimensionamento delle pale, occorre determinare il diametro « d » del getto liquido che le investe; a tale scopo, ricavato dalla (200) il valore della velocità di efflusso, dall'equazione di continuità:

$$Q = Av$$

Essendo, nel nostro caso:

$$v = c_1 \quad A = \frac{\pi d^2}{4}$$

possiamo scrivere:

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} c_1$$

e risalire al diametro (d) del getto liquido in corrispondenza della sezione contratta:

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi c_1}} \quad (206)$$

Il diametro della bocca di efflusso (d_0) è evidentemente maggiore del diametro « d » ora calcolato; ritenendo che in questa sezione, il fluido abbia una velocità (c_0):

$$c_0 = (0,75 \div 0,90) c_1$$

dall'equazione di continuità applicata alla bocca di efflusso, si ricava la sezione di essa (A_0):

$$A_0 = \frac{Q}{c_0}$$

e si risale al diametro « d_0 » con la formula:

$$d_0 = k \sqrt{A_0} \quad (207)$$

in cui « k » assume valori compresi fra 1,28 e 1,38. Il diametro (d_1) del distributore a monte del tratto convergente dipende ovviamente dalla velocità (c) con cui l'acqua attraversa la relativa sezione, velocità

che è bene mantenere relativamente bassa per ridurre al minimo gli effetti dell'abrasione prodotta da eventuali impurità contenute nel liquido; si fissa generalmente, in funzione del salto netto:

$$c = (0,12 \div 0,14) \sqrt{2gH}$$

e da questa si ricava:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi c}}$$

sfruttando l'ormai nota equazione di continuità. Le pale verranno dimensionate in funzione del diametro « d » con le seguenti formule pratiche (fig. 201):

$$\begin{aligned} a &= (3 \div 4) d \\ b &= (2,5 \div 3) d \\ c &= (1 \div 1,2) d \end{aligned} \quad (208)$$

Le dimensioni delle pale dipendono quindi dal diametro del getto liquido, funzione, a sua volta, della portata « Q » della turbina, mentre il diametro « D » della ruota dipende dal salto netto utilizzabile; può accadere perciò in qualche caso che la turbina risulti sproorzionata, abbia cioè una girante di piccolo diametro munita di pale molto grandi, oppure una girante di grande diametro con molte pale piccolissime.

Quest'ultima soluzione può ritenersi comunque accettabile, anche se non presenta « l'optimum » del proporzionamento, mentre è assolutamente da scartare la prima; si pone quindi un limite inferiore al rapporto:

$$m = \frac{D}{d}$$

imponendo la condizione che sia in ogni caso:

$$m > 8$$

Non si pone invece un limite superiore al suddetto rapporto, lasciando la possibilità, ove il caso lo richieda, di costruire grandi ruote con piccole pale anche se tale soluzione risulta ovviamente più costosa.

Si ritiene tuttavia che una ruota Pelton sia ben proporzionata quando:

$$12 < m < 18$$

Con le ipotesi fatte, qualora, in virtù della notevole portata, risultasse dai calcoli $m < 8$, è necessario modificare il valore del diametro « d »; ciò si ottiene frazionando la portata totale « Q » in un certo numero (i) di getti, ciascuno dei quali dovrà smaltire una portata parziale (Q'):

$$Q' = \frac{Q}{i}$$

e pertanto, il diametro (d') del singolo getto, risulterà:

$$d' = \sqrt{\frac{4Q}{i\pi c_1}}$$

1. Cfr. il testo « Elementi di meccanica » dello stesso autore Cap. 5 par. 23.

ovvero, essendo:

$$\sqrt{\frac{4Q}{\pi C_1}} = d$$

in forma più schematica:

$$d' = \frac{d}{\sqrt{i}} \quad (209)$$

Il problema del numero dei getti, si presenta raramente a calcolo già intrapreso, in quanto l'esame della tabella n. 13 consente di stabilire a priori — anche se non esattamente — quanti distributori saranno necessari alla turbina una volta calcolato il numero di giri caratteristico; in mancanza della tabella suddetta si può fare uso della formula:

$$\sqrt{i} = \frac{m n_c}{a} \quad (210)$$

nella quale il numero dei getti è funzione di « n_c », del rapporto « m » e di un coefficiente numerico (a) variabile fra 240 e 255 dipendente dal presumibile valore del rendimento della motrice.

La distanza intercorrente fra le singole pale (detta « passo » della palettatura) dovrà essere accuratamente studiata per consentire al getto liquido di esplicare integralmente la propria azione di spinta: in altre parole, una serie di pale troppo vicine fra loro non consente la piena utilizzazione dell'energia disponibile, poiché il getto liquido viene tagliato dalla pala entrante prima di aver completato la propria azione su quella precedente, mentre una palettatura troppo rada dà luogo ad un funzionamento intermittente, in quanto fra due pale successive il fluido effluisce a vuoto. A tal proposito è bene notare nella fig. 201 la presenza dell'intaglio praticato al margine esterno della pala ivi rappresentata; esso permette di evitare l'interruzione del getto da parte della pala entrante, che potrà iniziare a lavorare quando sia giunta in posizione tale che il liquido effluente la colpisca pressoché in centro.

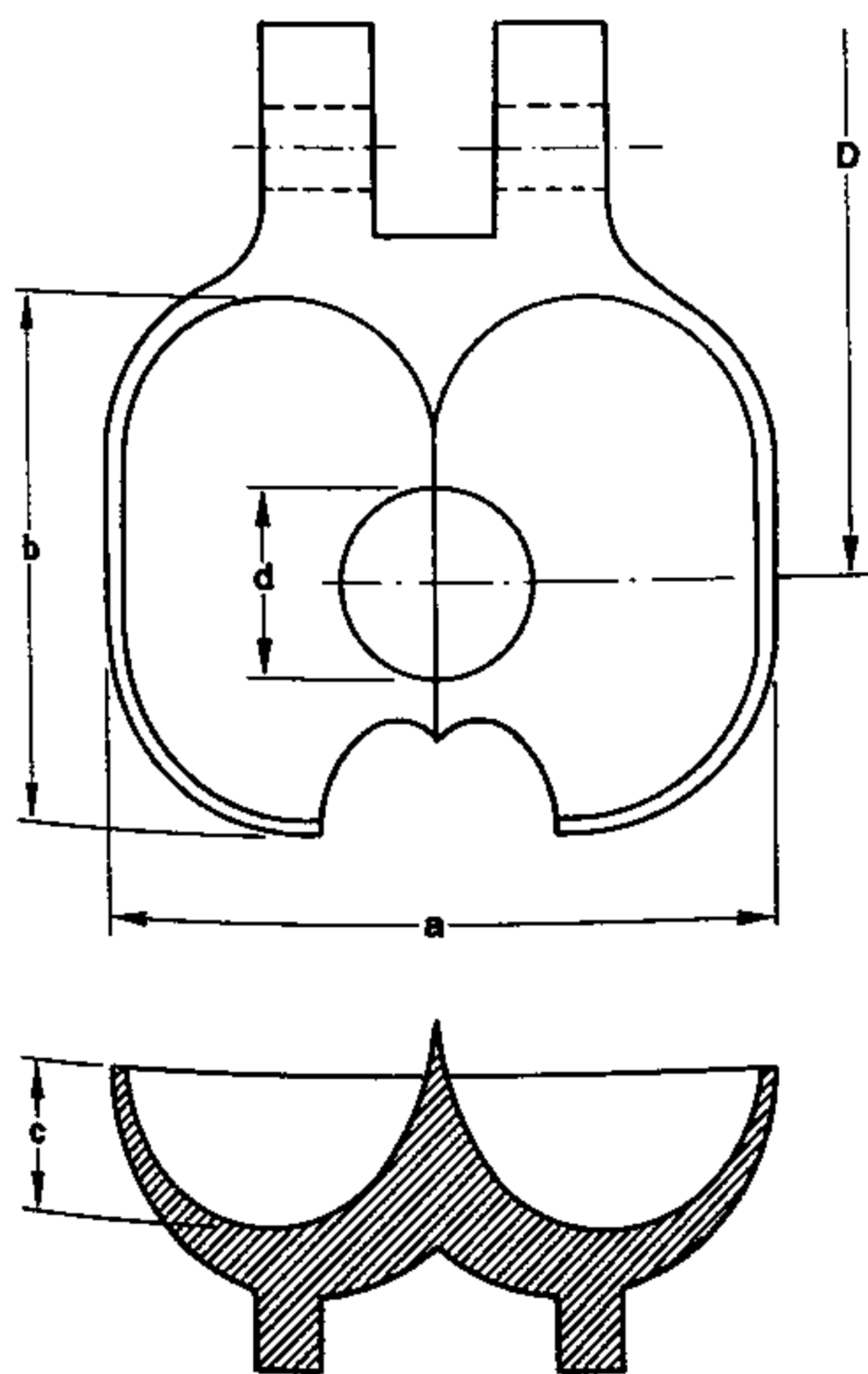


Fig. 201. Proporzionamento di una pala Pelton

73) PARTICOLARI COSTRUTTIVI

Gli organi principali di una turbina Pelton, sono costituiti dalla carcassa, (o « incastellatura ») dalla ruota a palette e dal distributore; a questi si aggiungono altri organi meccanici secondari, come i supporti, le tenute, il regolatore con i relativi meccanismi di trasmissione, le valvole e le apparecchiature per l'arresto della macchina.

Nelle turbine di piccole dimensioni, la ruota viene ottenuta di fusione completa di palettatura, mentre per le grandi motrici è preferibile la costruzione separata collegando poi le pale alla ruota mediante attacchi a bulloni (fig. 202) o con un sistema ad incastro; in quest'ultimo caso, peraltro poco frequente, la ruota porta una scanalatura periferica entro la quale vengono inseriti — attraverso un'apposita apertura praticata lateralmente — i codoli delle pale intercalati da tasselli distanziatori; al termine dell'operazione di montaggio, l'apertura laterale viene rinchiusa ottenendo una sufficiente rigidità dell'insieme.

È questo il sistema universalmente adottato nelle turbine a vapore, ove le ridotte dimensioni delle palette escludono la soluzione degli attacchi a bulloni; nelle motrici idrauliche invece è raramente adottato poiché, nell'eventualità di rottura di una pala, la sua sostituzione comporta lo smontaggio di tutta la palettatura, con notevole onere di spesa. Le pale sono soggette a forte usura da parte del getto che le investe in corrispondenza del tagliente centrale; si richiede perciò l'impiego di materiali ad alta resistenza che vanno dall'acciaio cementato ed indurito, all'acciaio inossidabile a seconda della velocità del getto; talvolta si ricorre ad una soluzione più complessa costruendo le pale in acciaio comune e riportando nei punti più colpiti, dei tasselli di lega speciale ad alta resistenza.

Il distributore è l'organo meccanico cui debbono essere riservate le maggiori attenzioni nella scelta dei materiali e nell'accuratezza di lavorazione;

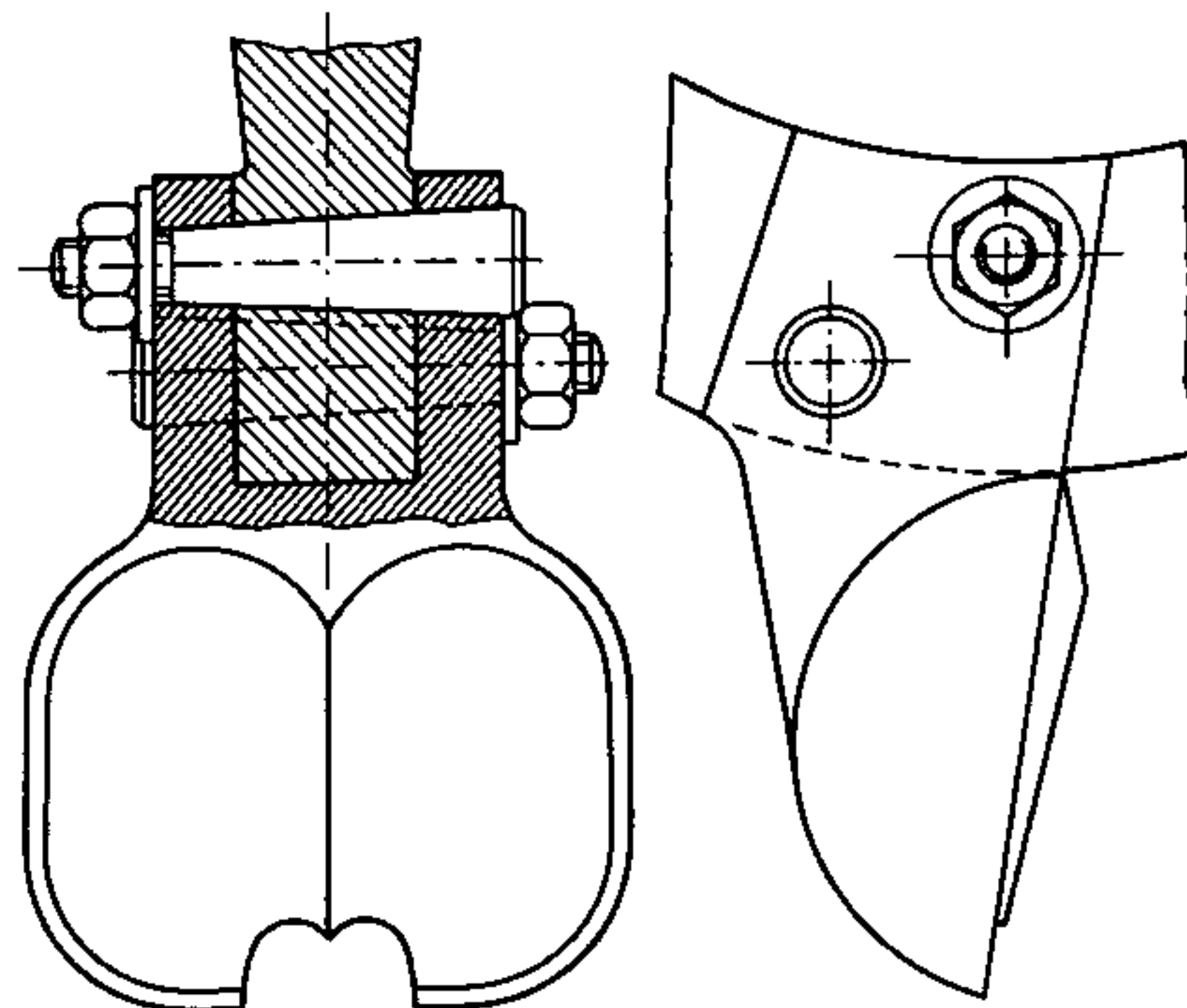


Fig. 202. Attacco di una pala Pelton con bulloni

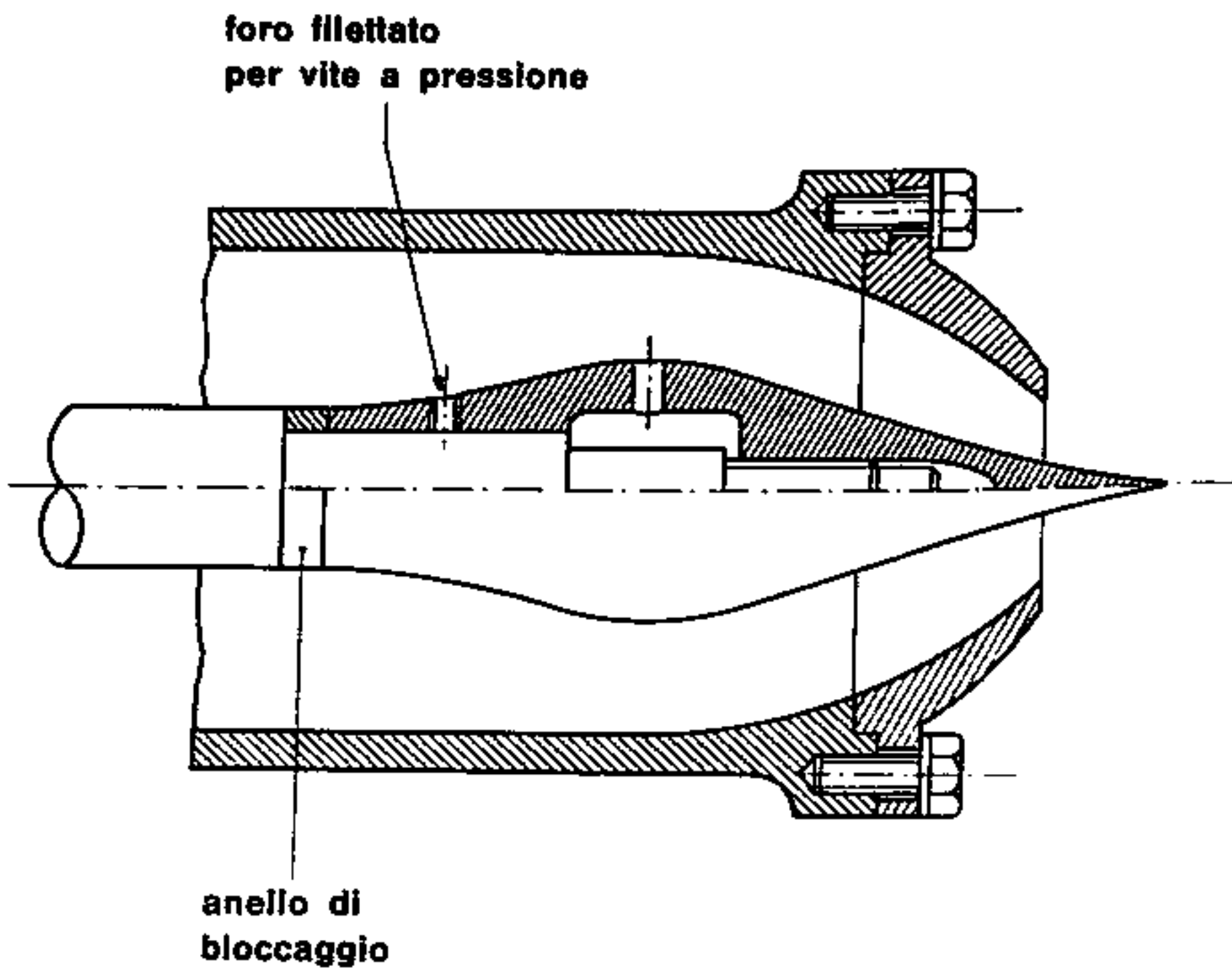


Fig. 203. Distributore Doble con otturatore sezionato

come abbiamo già accennato in precedenza, la superficie interna, soprattutto in prossimità della bocca di efflusso, è soggetta a forte usura da parte del liquido che vi scorre ad altissima velocità; la parte terminale del distributore viene costruita perciò in acciaio inossidabile o in bronzo molto duro, e riportata con flange e bulloni in modo da essere facilmente sostituibile in caso di forte deterioramento (fig. 203).

Gli stessi materiali sono impiegati per l'otturatore e per l'asta su cui esso è fissato: nelle piccole macchine questi due organi formano un pezzo unico, mentre in quelle di dimensioni rilevanti, l'asta e l'otturatore, costruiti separatamente, vengono avvitati rinforzando il collegamento con viti trasversali di bloccaggio (fig. 203); talvolta per evitare di sostituire l'intera spina, quest'ultima è sdoppiata in due pezzi (fig. 204), uno dei quali (l'anteriore) si consuma molto più rapidamente dell'altro ed è perciò facilmente sostituibile.

La carcassa ha semplice funzione protettiva per impedire che il liquido si disperda intorno alla macchina in seguito all'urto contro le palette; essa perciò è fusa in ghisa o costruita in lamiera di acciaio saldato o bullonato e porta gli alloggiamenti per l'albero con relativi organi di tenuta; quest'ultimi non pongono eccessivi problemi in quanto non esiste una sensibile differenza di pressione fra l'interno e l'esterno della cassa; sono perciò di tipo semplicis-

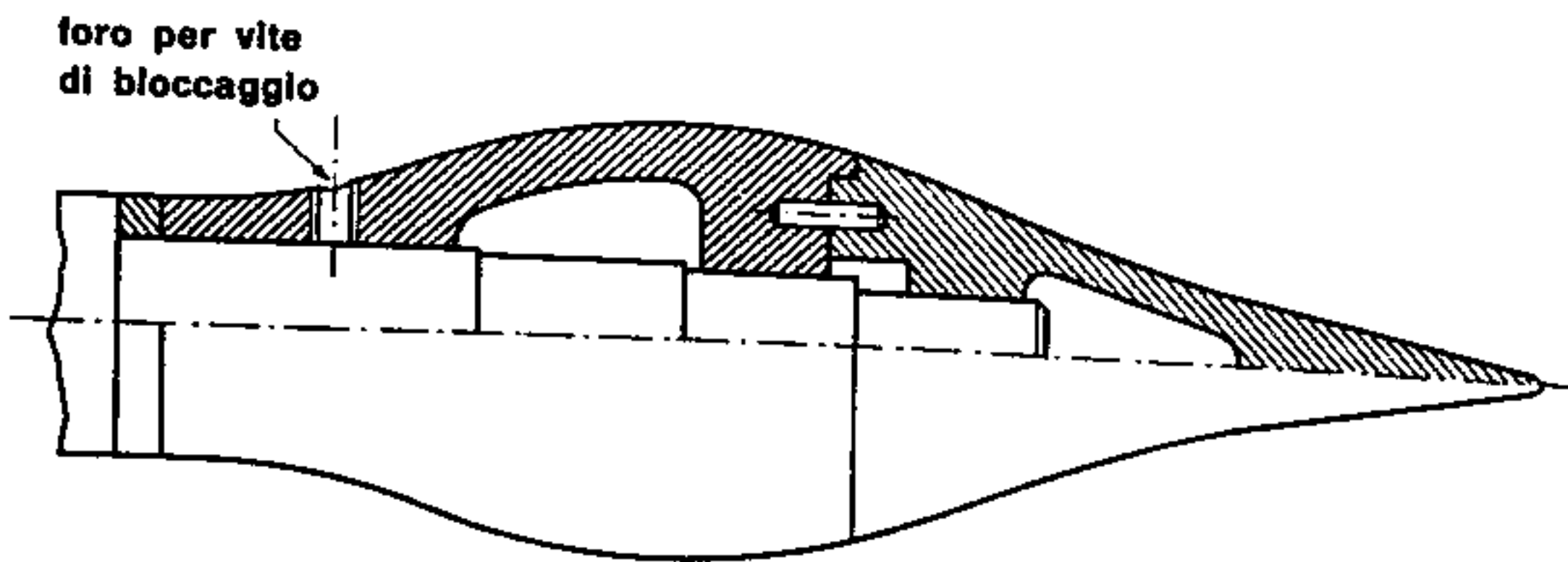


Fig. 204. Otturatore in due pezzi

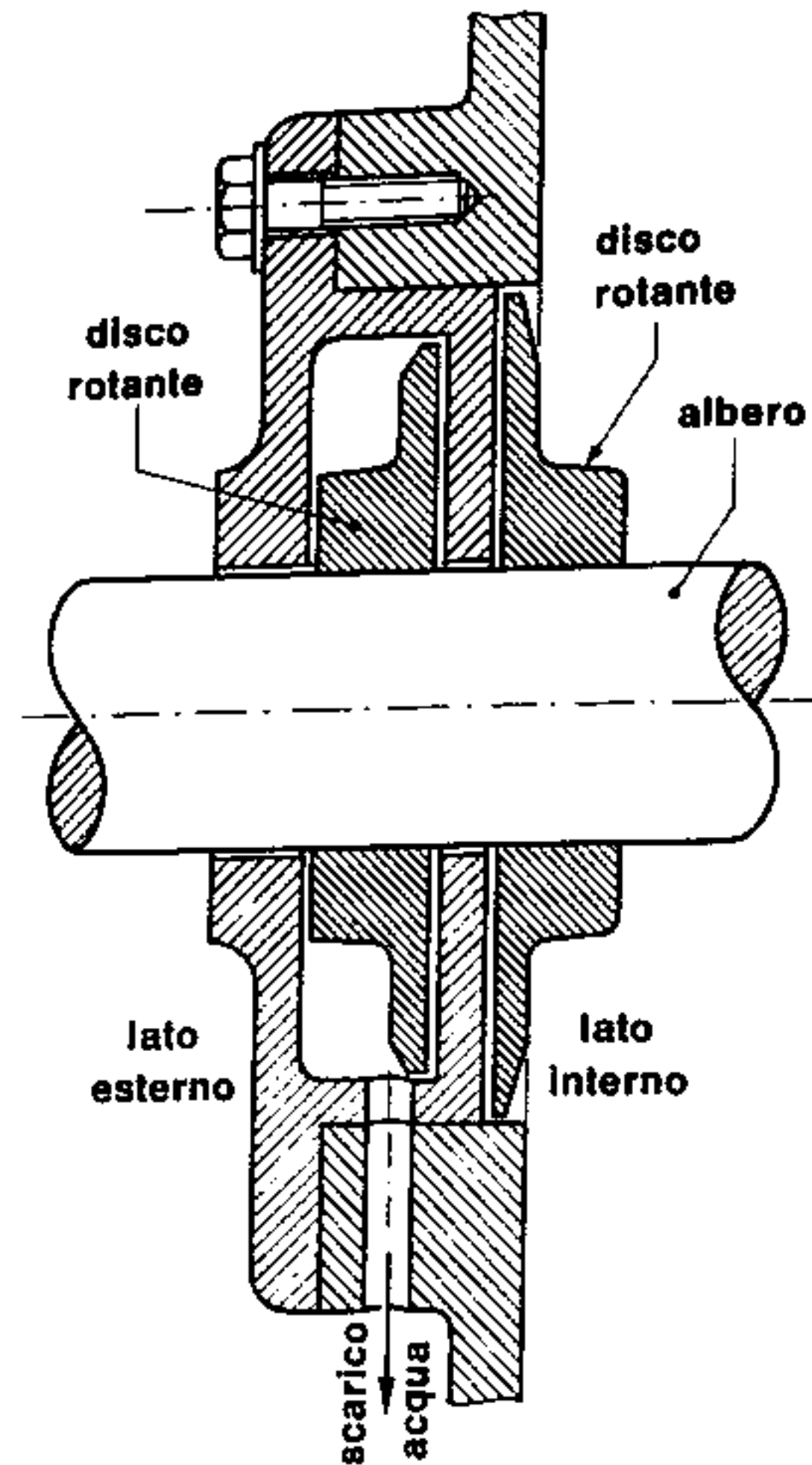


Fig. 205. Tenuta a dischi per turbine Pelton (schema)

simo, muniti di due dischi che impediscono la sfuggita del liquido secondo lo schema di fig. 205. L'albero della turbina — in acciaio di buone caratteristiche meccaniche — viene calcolato come un solido soggetto a flessione-torsione: esso infatti deve trasmettere un momento torcente generato dalla spinta del liquido che agisce con braccio $D/2$ rispetto al centro dell'asse (fig. 206) ed inoltre è sollecitato a flessione sia dal peso della girante sia dalla

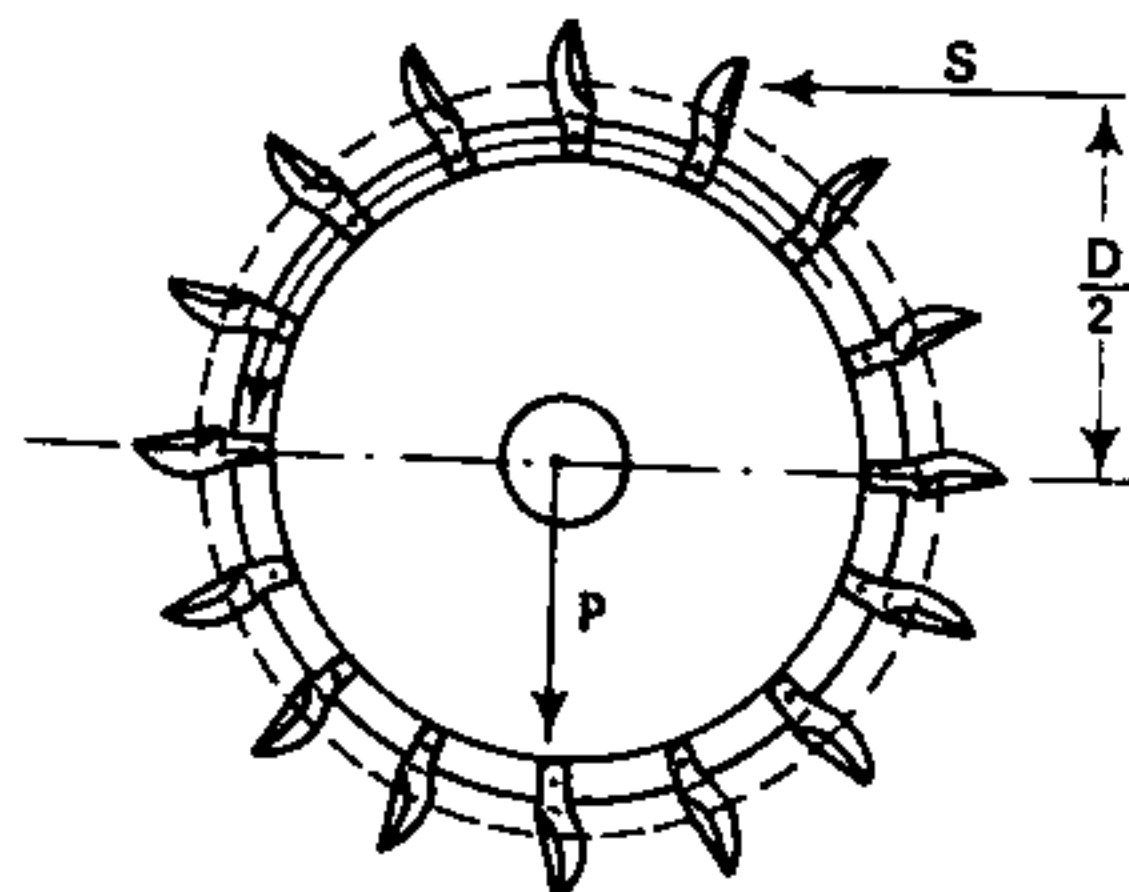


Fig. 206. Sollecitazioni su una ruota Pelton ad asse orizzontale

spinta S . Non si manifesta invece alcuna sollecitazione in senso assiale, se la macchina è disposta con l'asse orizzontale, data la forma simmetrica delle pale; per turbine disposte con l'asse di rotazione verticale, si dovrà tener conto invece della sollecitazione di compressione generata dal peso della girante e dell'albero stesso (fig. 207).

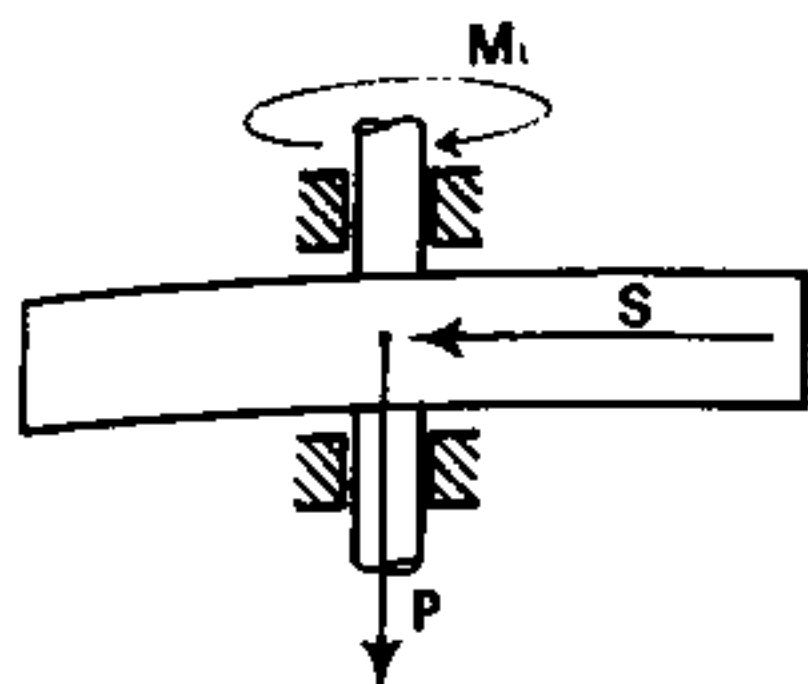


Fig. 207. Sollecitazioni su una ruota Pelton ad asse verticale

74) CURVE CARATTERISTICHE

Le caratteristiche funzionali di una turbina Pelton sono messe in evidenza dalle curve che si ottengono riportando in un sistema di assi cartesiani i valori della portata « Q », della potenza « N » e del rendimento « η » in funzione del grado di apertura dell'ugello.

In fig. 208 abbiamo tracciato un diagramma — ovviamente indicativo — delle caratteristiche suddette; è evidente che fra macchina e macchina si potranno manifestare lievi discordanze fra le varie curve, ma il diagramma conserva tuttavia intatta la propria efficacia rappresentativa: sull'asse delle ascisse, abbiamo riportato il grado di apertura del bocchello espresso come frazione della piena apertura (valore 1 sulle ascisse) cui corrisponde il massimo della portata.

a) **La curva della portata** parte dall'origine degli assi, in quanto alla minima apertura del bocchello il liquido comincia a defluire; la portata si mantiene proporzionale al grado di apertura (e la curva ha quindi andamento rettilineo) per un buon tratto iniziale, ma in seguito, al crescere delle perdite di carico tende ad inflettersi verso il basso.

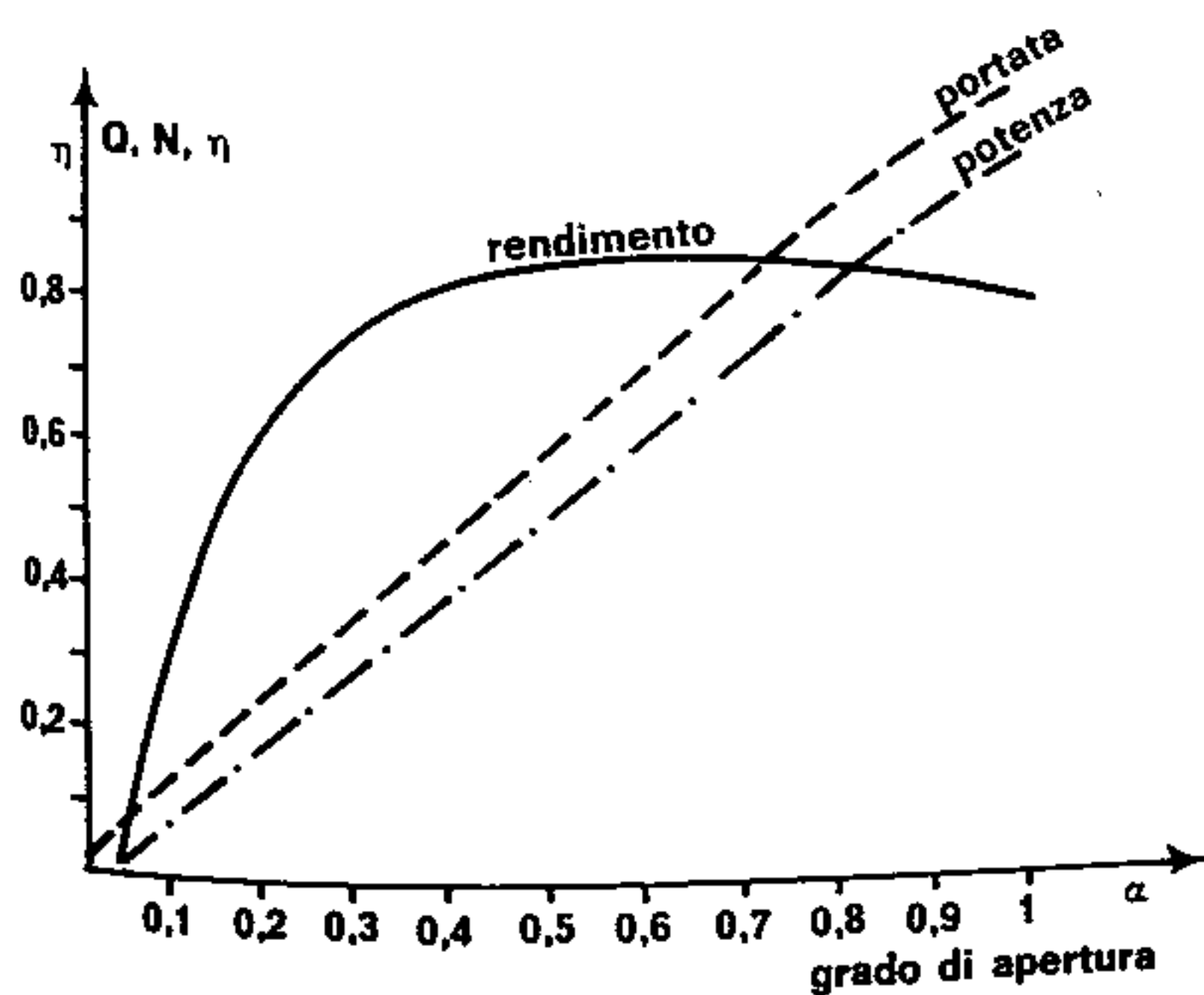


Fig. 208. Curve caratteristiche di una Pelton

b) **La curva della potenza** ha un andamento analogo a quella della portata essendo le due grandezze proporzionali fra loro; ne differisce solo nel punto di partenza che non coincide con l'origine degli assi, ma è lievemente spostato verso destra. Ciò è intuitivo, in quanto il getto iniziale piccolissimo non è sufficiente a produrre un momento capace di vincere le resistenze di attrito meccanico; si otterrà un minimo valore della potenza, non appena la portata avrà raggiunto un valore tale da produrre un momento motore pari al momento resistente dovuto agli attriti meccanici.

c) **La curva del rendimento** è quella di maggior interesse nell'esame del diagramma; si nota infatti che essa sale rapidamente nel tratto iniziale, mentre nel tratto centrale si presenta molto appiattita.

Ciò significa che il rendimento di una turbina Pelton raggiunge un valore sufficiente (pari circa al 70% del valore massimo) già ad 1/4 dell'apertura del bocchello; inoltre, per regimi di alimentazione compresi fra 1/2 e 3/4 dell'apertura completa, il rendimento si mantiene pressoché costante intorno al valore massimo che possiamo ritenere mediamente $0,8 \div 0,9$.

La scarsa variabilità del rendimento delle turbine Pelton è dovuta principalmente al fatto che alterando il valore della portata il triangolo delle velocità all'entrata (che peraltro degenera in un segmento) non subisce alcuna variante e si realizzano in ogni caso le condizioni di minimo urto, mentre il triangolo delle velocità all'uscita varia, ma in maniera non molto sensibile, dando luogo a modeste alterazioni del vettore « C_2 ».

Per quanto concerne i valori dei rendimenti parziali, è facile osservare che quello volumetrico può ritenersi quasi uguale all'unità non manifestandosi perdite di liquido fra distributore e pala:

$$\eta_v \cong 1$$

mentre il rendimento meccanico può oscillare fra i seguenti valori limiti:

$$\eta_m = 0,96 \div 0,98$$

La perdita maggiore è perciò esclusivamente di carattere idraulico dovuta all'urto del getto liquido contro la pala che, sebbene fornita di tagliente centrale non presenta un bordo esattamente coincidente con la traiettoria dei filetti fluidi che la investono; ritenendo che, dalle piccole alle grandi motrici, sia:

$$\eta_i = 0,85 \div 0,92$$

si perviene infine a valutare un rendimento totale (η) della motrice:

$$\eta = 0,8 \div 0,9$$

come avevamo già anticipato.

Per quanto esposto la turbina Pelton gode di un'ampia elasticità di funzionamento che la rende particolarmente adatta all'impiego laddove si richiedano potenze spesso variabili anche fra limiti piuttosto ampi.

75) REGOLAZIONE ED ARRESTO

La turbina idraulica, come del resto la maggior parte delle macchine motrici, è destinata a funzionare a regime costante; ciò comporta in ogni istante l'eguaglianza fra il momento motore « M_m » da essa prodotto ed il momento resistente « M_r » connesso alle esigenze dell'utilizzazione.

Se ci riferiamo per semplicità al caso delle centrali idroelettriche, una variazione del carico sulla linea, produce una variazione del momento resistente e si stabilisce perciò una differenza:

$$M_m - M_r \neq 0$$

in seguito alla quale la macchina tenderà ad aumentare (o a diminuire) il suo regime di rotazione, incompatibilmente con le finalità dell'impianto.

In questo caso è necessario ridurre (o aumentare) l'entità del momento motore, fino a ripristinare la condizione di equilibrio caratteristica del moto uniforme, agendo, a tale scopo, sugli organi di regolazione che permettono di variare la portata di acqua « Q » che attraversa la macchina.

È evidente infatti che per ridurre il momento motore « M_m » si deve ridurre la potenza resa, ad esso proporzionale secondo le note formule:

$$M_m(\text{kgf m}) = 716,2 \frac{N(\text{CV})}{n} \quad M_m(\text{Nm}) = 9549,3 \cdot \frac{N(\text{kW})}{n}$$

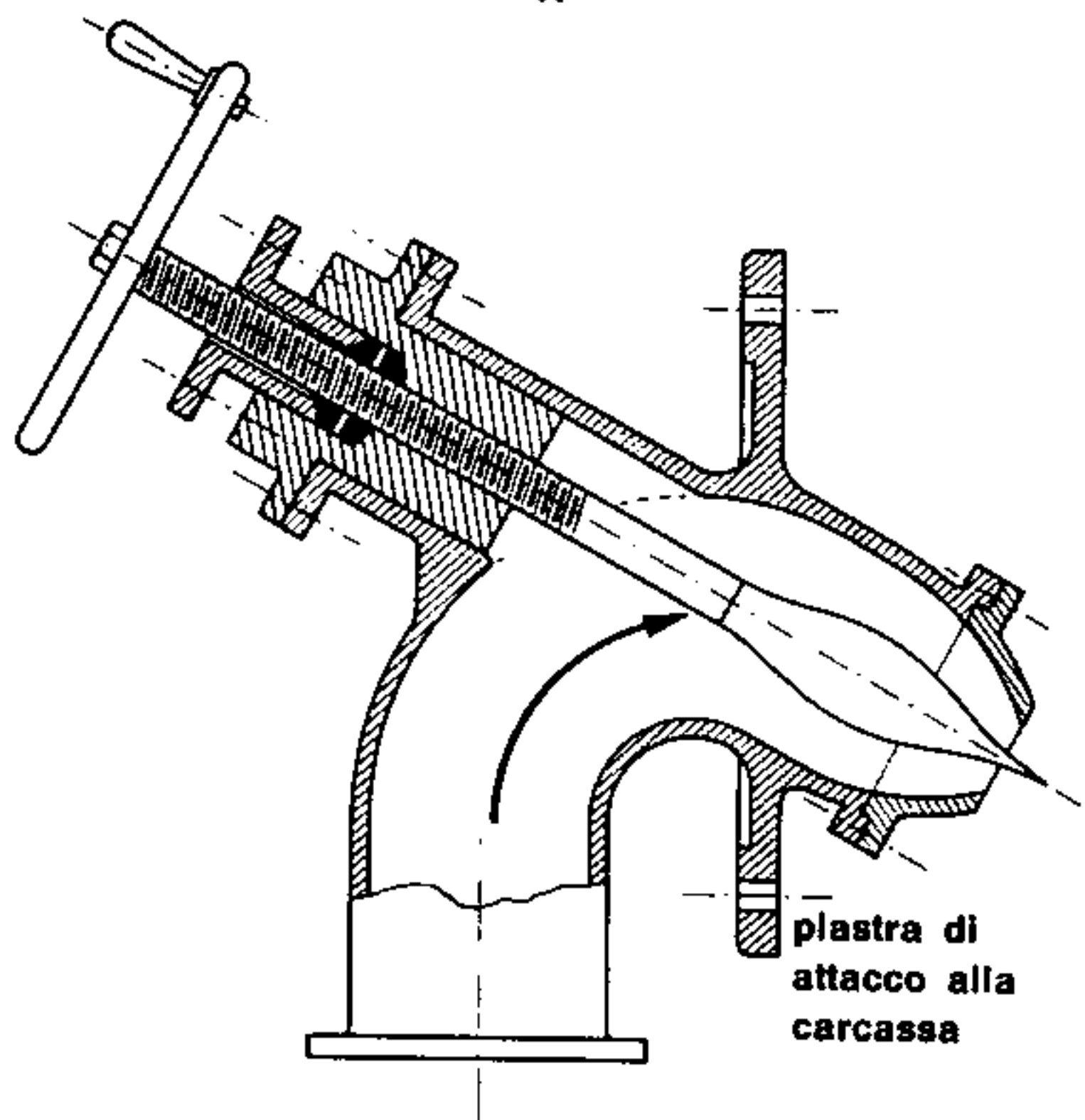


Fig. 209. Dispositivo di chiusura manuale per piccole turbine Pelton

e la potenza potrà essere ridotta solo riducendo la portata, non essendo possibile modificare comunque il valore del salto « H ».

Abbiamo già accennato come il distributore sia munito internamente di uno speciale otturatore a spina il cui spostamento assiale, riduce la sezione della bocca di efflusso fino a chiuderla totalmente. Nelle piccole turbine questa manovra è manuale, e a tale scopo l'asta dell'otturatore fuoriesce dalla condotta e termina con un volantino mediante il quale l'operatore imprime una rotazione all'asta che si sposta assialmente avvitandosi in una madre vite fissa al gomito della condotta (fig. 209).

Questo sistema di manovra non è conveniente nelle grandi turbine, sia per gli enormi sforzi da esercitare sull'asta, incompatibili con l'operazione manuale, sia per la presenza del gomito nella tubazione e dell'asta che viene investita lateralmente dai filetti fluidi provocando sensibili perdite di carico e irregolarità della vena nelle sezioni prossime alla bocca di efflusso. Si preferisce far ricorso in questi casi alla **regolazione indiretta** mediante un sistema di servomeccanismi oleodinamici che provocano lo spostamento della spina agendo internamente ad uno stantuffo connesso all'asta dell'otturatore secondo lo schema di fig. 210: l'olio in pressione, penetrando nella camera C spinge lo stantuffo S verso sinistra in quanto contemporaneamente un apposito distributore consente lo scarico dell'olio contenuto nella camera C_1 ; la spina si sposta insieme allo stantuffo chiudendo parzialmente la bocca di efflusso e riducendo la portata.

Il comando dei servomeccanismi è affidato ad un regolatore centrifugo (fig. 211) collegato, con trasmissioni a cinghie o ad ingranaggi all'asse della turbina; esso agisce a sua volta sul distributore che invia l'olio in una delle due camere ricavate nell'interno della spina.

Uno schema semplificato di regolazione automatica è illustrato in fig. 212: in seguito ad un aumento di velocità della turbina, il collare (c) del regolatore si innalza spostando l'asta « a » che è collegata ai due stantuffi del cilindro distributore; questi si sollevano aprendo la comunicazione (t) con una delle due camere ricavate nell'interno della spina e contemporaneamente mettendo in comunicazione la tubazione (t') con lo scarico (s) al serbatoio dell'olio.

Una pompa ad ingranaggi (P) azionata dalla turbina provvede a mantenere l'olio sotto una pressione ben determinata, scaricando l'eccesso al serbatoio attraverso una valvola di riflusso opportunamente tarata.

Il sistema illustrato rappresenta uno schema di regolazione automatica limitato agli elementi essenziali; in realtà i dispositivi impiegati industrialmente risultano molto più complessi ma

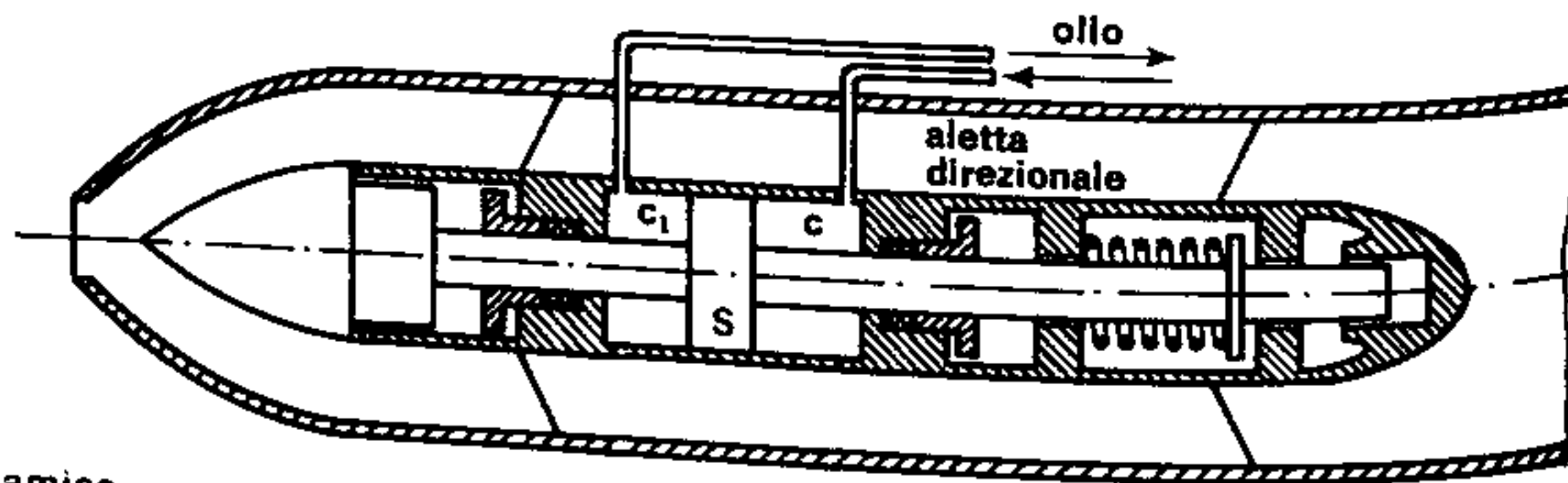


Fig. 210. Dispositivo di chiusura a comando oleodinamico

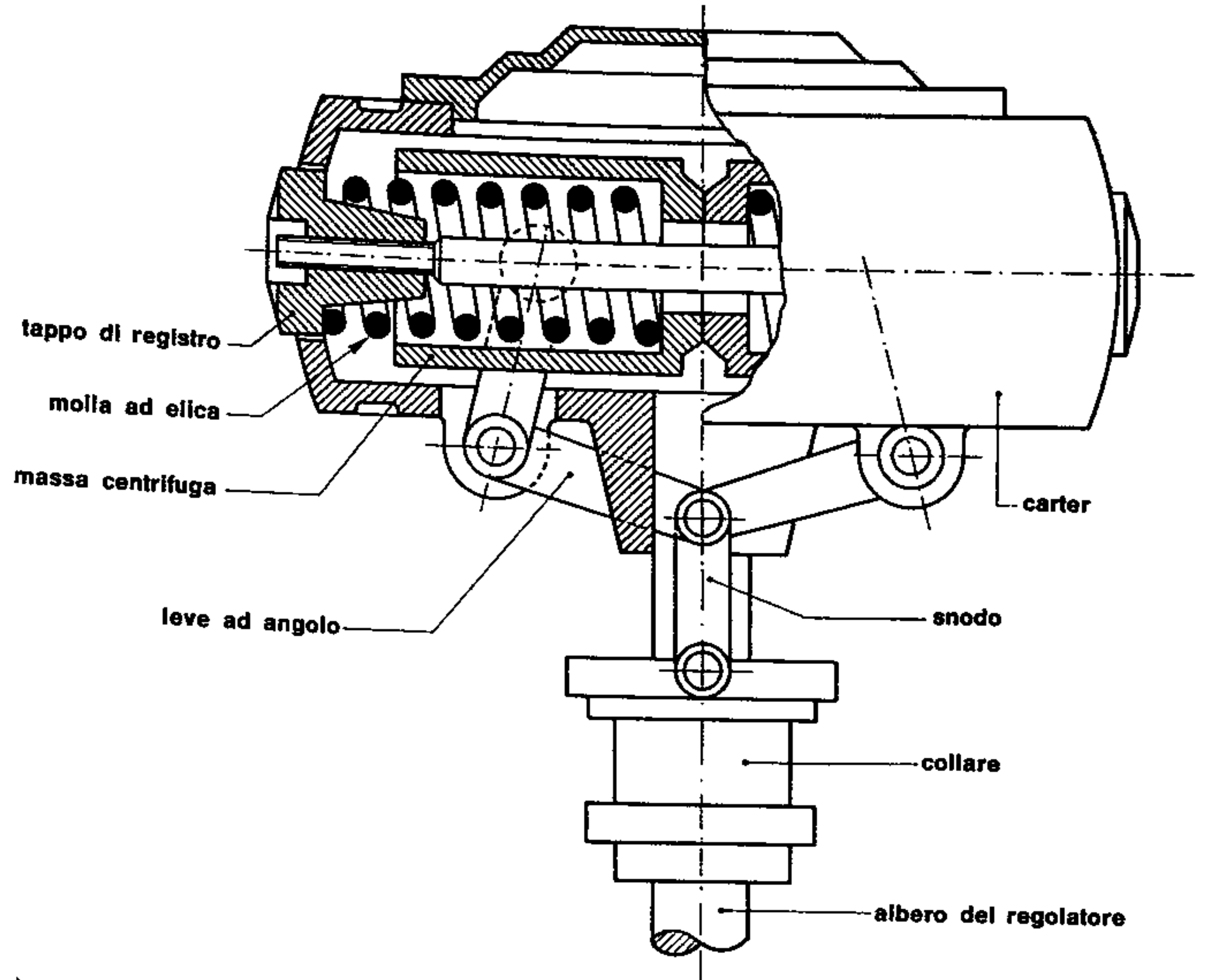


Fig. 211. Regolatore Hartung (schema)

preferiamo non addentrarci in una descrizione particolareggiata, ritenendo sufficiente l'illustrazione semplificata dei concetti fondamentali della regolazione.

* * *

L'arresto di una turbina Pelton non comporta alcuna difficoltà, quando questo avviene lentamente, spostando gradualmente la spina dell'otturatore fino a chiudere completamente la bocca di efflusso. Ben altri problemi sorgono invece quando sia richiesto da particolari situazioni, l'arresto immediato

della motrice: in primo luogo, lo spostamento dell'otturatore richiede un certo tempo e la chiusura della bocca di efflusso non può quindi essere istantanea; inoltre, una simile manovra potrebbe produrre danni irreparabili in tutto l'impianto a causa della brusca decelerazione cui viene sottoposta la massa di liquido contenuta nella condotta (colpo d'ariete). È noto infatti dal corso di meccanica, che la forza d'inerzia cui un corpo è soggetto quando il suo moto è accelerato (o ritardato), dipende dall'entità dell'accelerazione (o della decelerazione) e dal valore della massa del corpo; nel caso di una turbina che

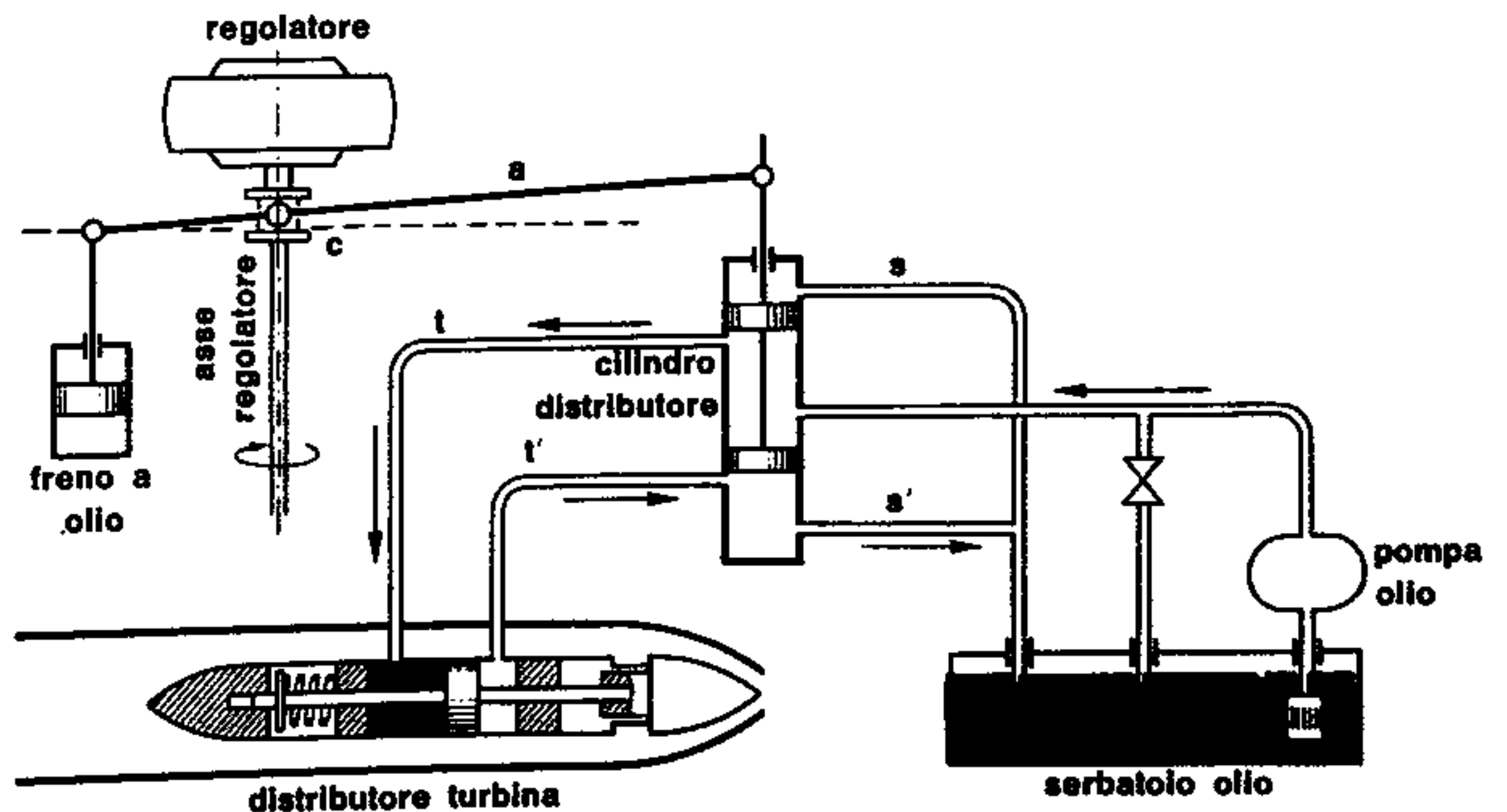


Fig. 212. Schema semplificato di regolazione automatica

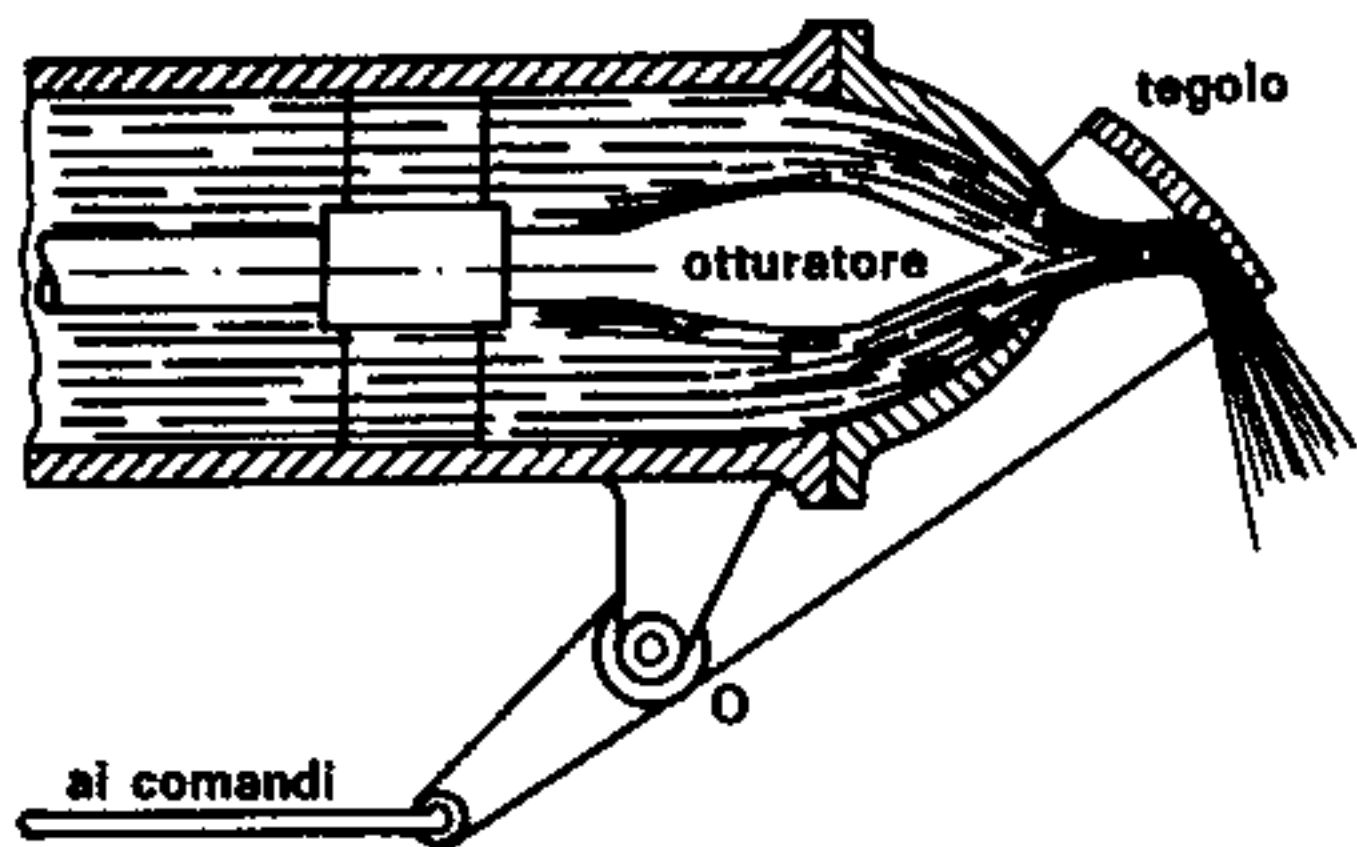


Fig. 213. Tegolo deviatore (schema)

venza improvvisamente fermata con la chiusura della bocca di efflusso, la grande massa di liquido contenuta produrrebbe forze d'inerzia enormi ove non si provvedesse a contenere l'entità della decelerazione entro valori minimi.

La manovra di arresto viene pertanto eseguita interrompendo l'azione del getto sulla palettatura ma lasciando tuttavia effluire il liquido dall'ugello; a tale scopo, il distributore è corredato da una piastra mobile di acciaio (detta: «tegolo deviatore») che ruotando intorno al perno O (fig. 213) viene ad inserirsi fra l'ugello e la palettatura, deviando il getto stesso verso il basso. L'azione del liquido viene così interrotta istantaneamente ed in seguito si provvede alla chiusura del bocchello, operazione che va condotta con sufficiente lentezza in modo da non provocare forti decelerazioni.

Sovente, l'intervento del tegolo deviatore è comandato dal servomotore (fig. 214) che provvede, in un secondo tempo, alla chiu-

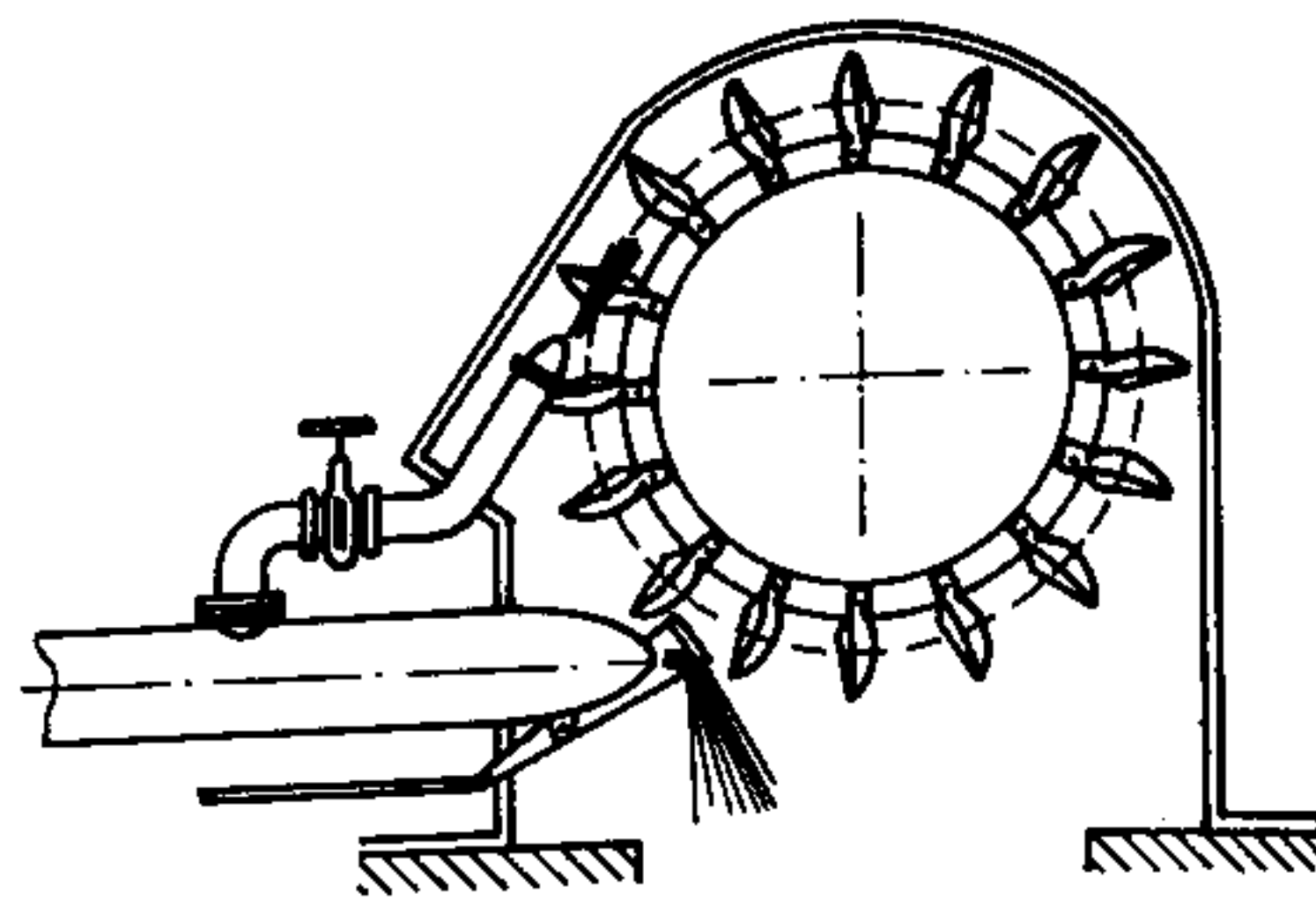


Fig. 215. Controgetto frenante (schema)

sura graduale della spina; ad un brusco aumento di giri della turbina, il regolatore agisce immediatamente spostando il tegolo ed interrompendo il getto, poi interviene il distributore che spostando i due cilindri idraulici chiude progressivamente l'ugello e riporta il tegolo nella posizione primitiva.

Occorre comunque tener presente che l'arresto della turbina non è mai rapido, né tanto meno immediato in quanto essa prosegue per inerzia nel suo moto di rotazione ancora per parecchio tempo; per ottenere un arresto più sollecito, l'impianto è provvisto di un sistema di frenatura a controgetto mediante una deviazione della condotta principale in modo che parte del liquido colpisca le pale sul dorso (fig. 215) esercitando una azione frenante più o meno intensa, regolabile con una valvola a comando manuale o automatico.

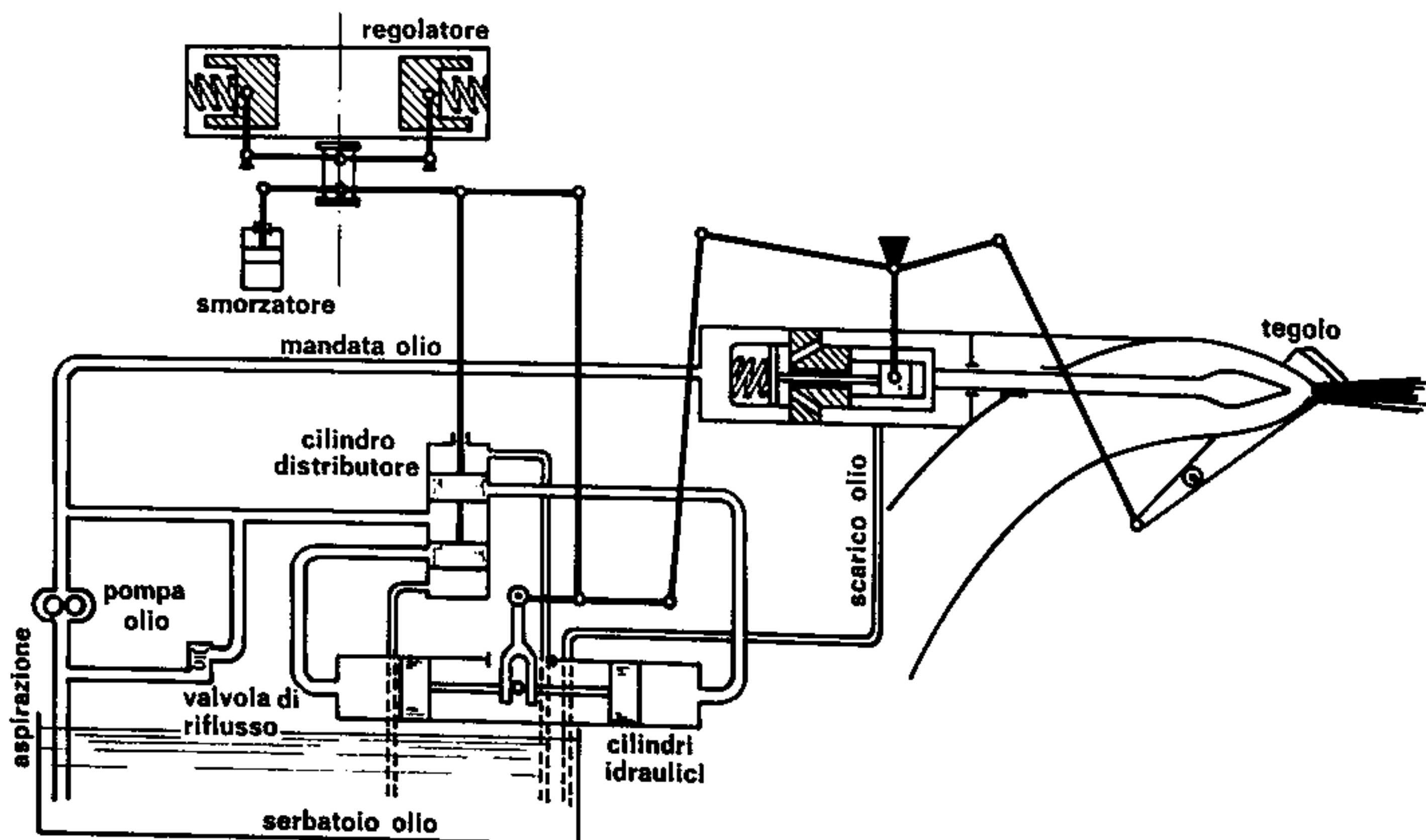


Fig. 214. Schema semplificato di regolazione automatica

Capitolo Quattordicesimo

Turbine a reazione

76) TURBINA FRANCIS

Le turbine a reazione vengono impiegate — come si può rilevare dalla tabella n. 13 — ove si disponga di salti medi e bassi (fino a pochi metri) ed in genere, sono progettate per elaborare grandi portate di acqua (dell'ordine di parecchie decine di m^3/s) in virtù dell'alto valore assunto dal numero di giri caratteristico.

Il loro principio di funzionamento, è basato sulla azione combinata della forza centrifuga e della forza d'inerzia che si sviluppa quando il liquido — nell'attraversare un condotto a sezione decrescente — è soggetto ad una accelerazione conseguente all'incremento di velocità.

Un esempio di questo principio è offerto dal mulinello idraulico (fig. 216), in cui l'acqua viene sospinta, per effetto della pressione, nel tubo centrale e da questo, verso i due rami laterali, strozzati all'estremità e piegati a forma di « L »; in corrispondenza dei gomiti, il liquido è soggetto ad una forza centrifuga « F_c » diretta verso l'esterno (fig. 217) e ad una forza d'inerzia di intensità « ma », conseguente all'accelerazione che esso acquista per effetto del restringimento di sezione nella parte terminale prossima alla bocca di efflusso. La composizione vettoriale di queste due forze, dà luogo ad una risultante « R » diretta in modo da esercitare una spinta sulle pareti del condotto, capace di produrre la rotazione dell'insieme.

Nel mulinello idraulico il moto del liquido avviene con introduzione assiale e scarico tangenziale-centrifugo.

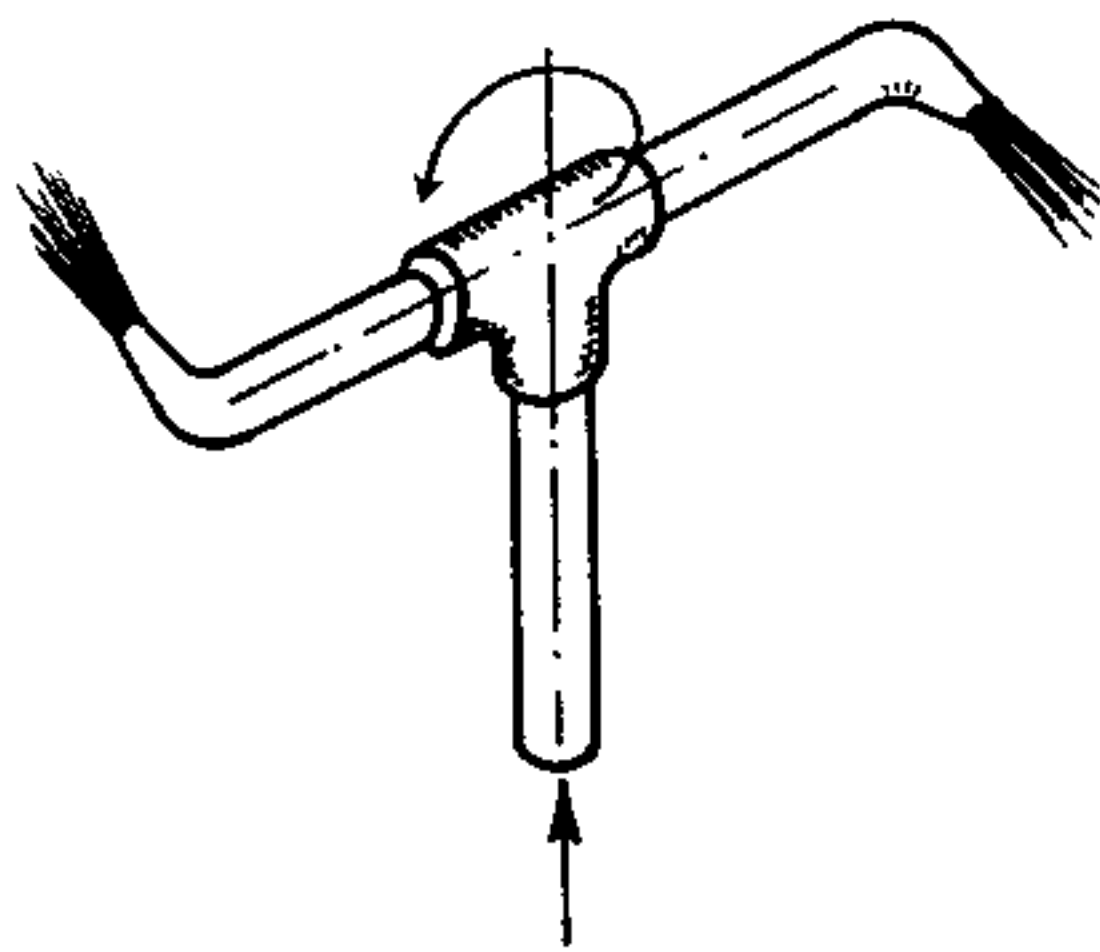


Fig. 216. Mulinello idraulico

Il funzionamento delle turbine a reazione è basato sul principio ora descritto, anche se nei vari tipi, il moto del fluido operante è soggetto a qualche variante: nelle turbine tipo Francis, l'introduzione dell'acqua è pressoché radiale-centripeta e lo scarico è sempre assiale; nelle turbine ad elica, che costituiscono l'evoluzione delle Francis quando è piccolo il salto disponibile, sia l'introduzione che lo scarico sono assiali ed il moto di rotazione avviene quasi esclusivamente per reazione.

Una turbina Francis, nella sua forma più schematica (fig. 218) è costituita da un distributore fisso (D), a forma di corona circolare, posto esternamente alla girante (G), e suddiviso mediante una serie di palette, in tanti condotti la cui sezione va gradualmente decrescendo; l'acqua percorrendo questi condotti, acquista una certa velocità convertendo parte della sua energia potenziale in cinetica.

Nella girante — anch'essa suddivisa in condotti a sezione decrescente — si completa la trasformazione: il liquido, muta gradualmente la sua direzione (**lavoro per azione**) ed incrementa la propria velocità fino al valore massimo (**lavoro per reazione**) convergendo infine verso la bocca di scarico praticata nel centro della girante.

Nel caso di piccole cadute, la turbina può essere disposta direttamente sul fondo della vasca di carico (« **turbina in camera libera** ») come schematizzato in fig. 218; per cadute medie ed alte, il liquido viene convogliato fino alla macchina a mezzo di condotte forzate, da queste penetra in una camera a forma di chiocciola che circonda completamente

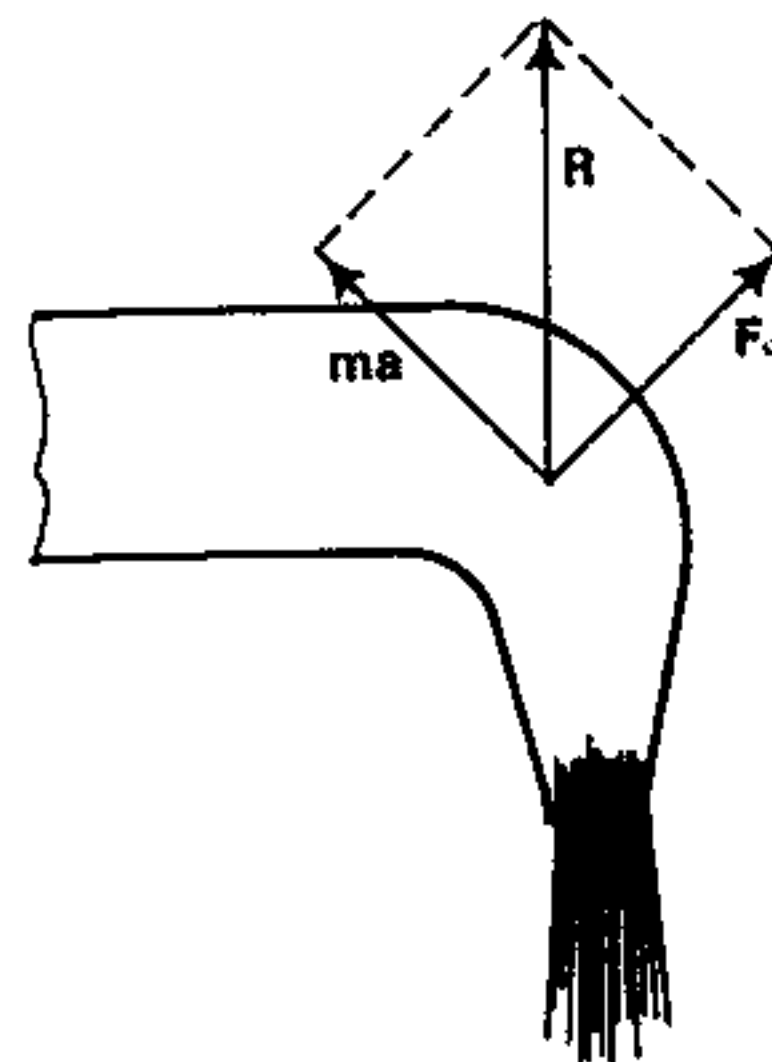


Fig. 217. Principio di funzionamento di una turbina a reazione

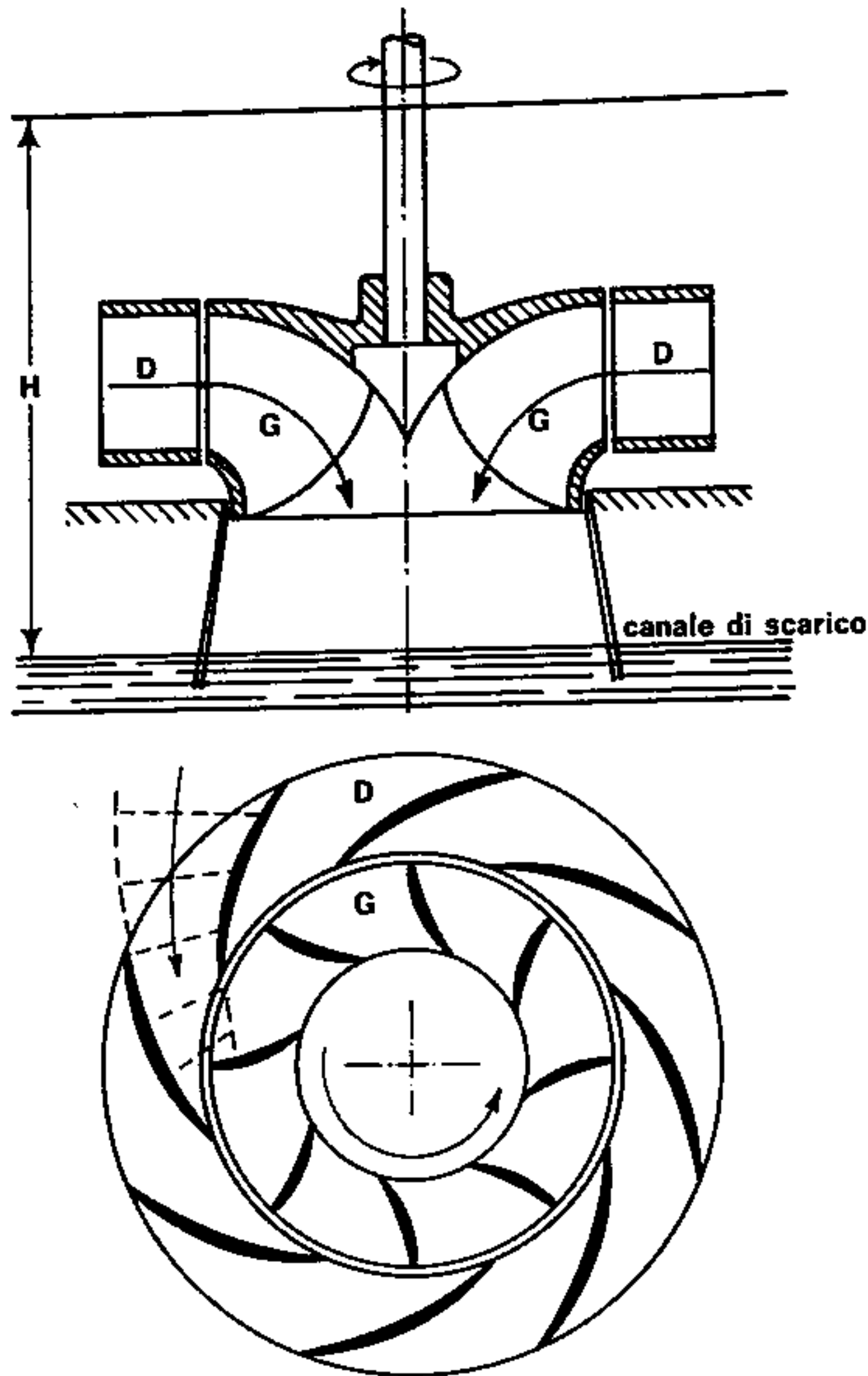


Fig. 218. Turbina a reazione (schema)

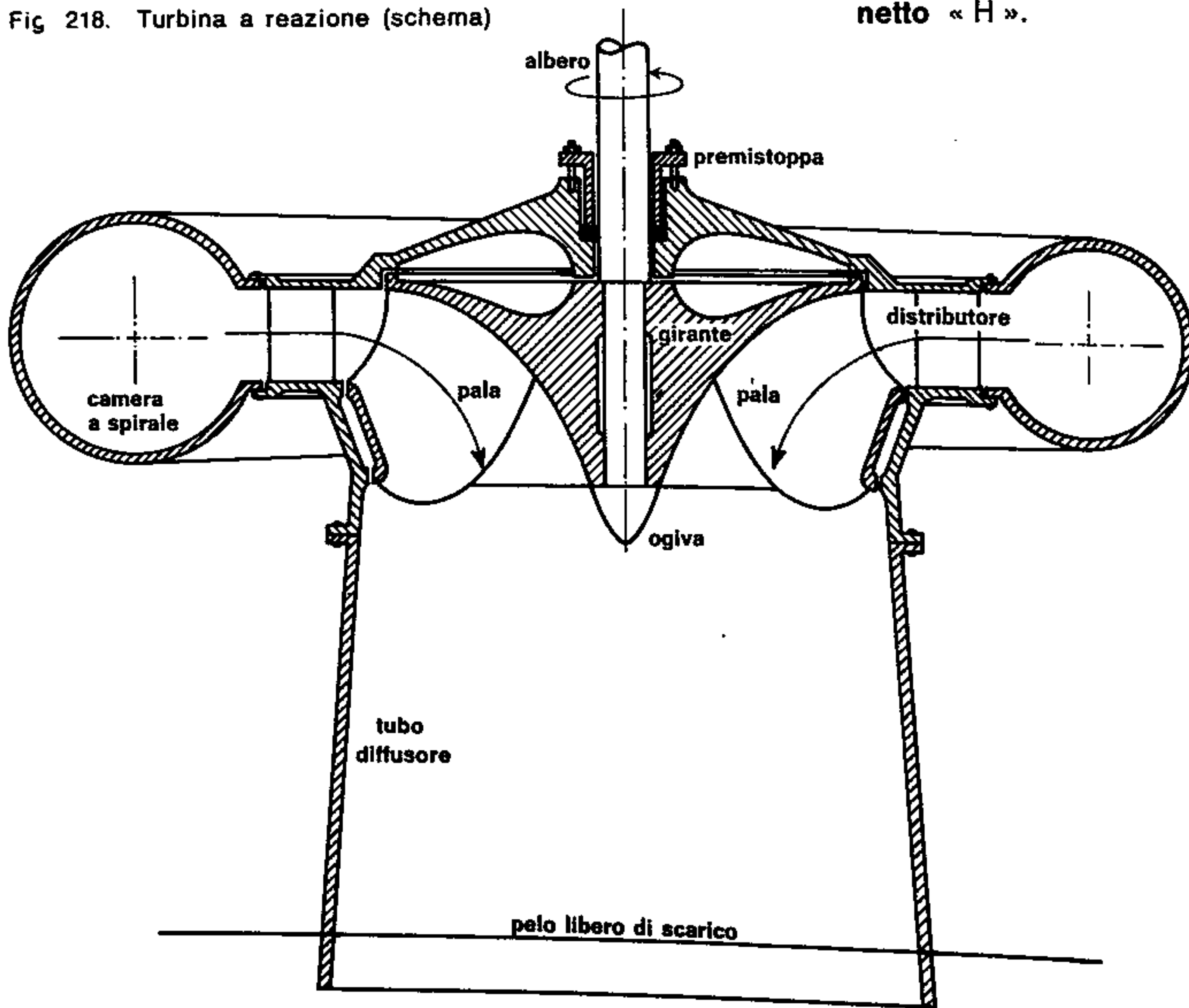


Fig. 219. Turbina Francis in camera a spirale (schema)

il distributore e consente l'introduzione dell'acqua nei condotti fissi. Si parla in questi casi di « turbina in camera a spirale » (fig. 219).

Lo scarico del liquido elaborato potrebbe avvenire direttamente dalla bocca della girante nel canale sottostante, ma una simile soluzione costruttiva è rarissima; nella maggior parte dei casi allo sbocco della girante, l'acqua imbecca un tubo di forma tronco-conica (detto « tubo diffusore ») e fluisce in esso fino al canale di scarico. La presenza del tubo diffusore è quanto mai necessaria nelle turbine Francis e soprattutto in quelle ad elica; abbiamo premesso infatti (cfr. par. 59) che mentre nelle turbine Pelton la quota perduta « H_p » (valutata dall'uscita della macchina al pelo libero del canale di scarico) non poteva influire in modo notevole sul dislivello totale, dell'ordine di centinaia di metri, nelle Francis, che utilizzano salti relativamente bassi, la quota « H_p », se non sfruttata, riduce sensibilmente il valore della potenza resa (fig. 220).

La presenza del tubo diffusore permette di recuperare la quota « H_p », cioè di utilizzare, agli effetti della potenza fornita, l'intero salto netto « H ».

L'estremità del tubo è immersa nel canale di scarico e, durante il funzionamento della macchina, esso si mantiene costantemente pieno di acqua; questa massa di liquido, che vi fluisce dentro con notevole velocità, provoca una depressione allo sbocco della girante e richiama il fluido operante nella macchina, facendo sì che la sua velocità aumenti fino al valore massimo consentito dal salto netto « H ».

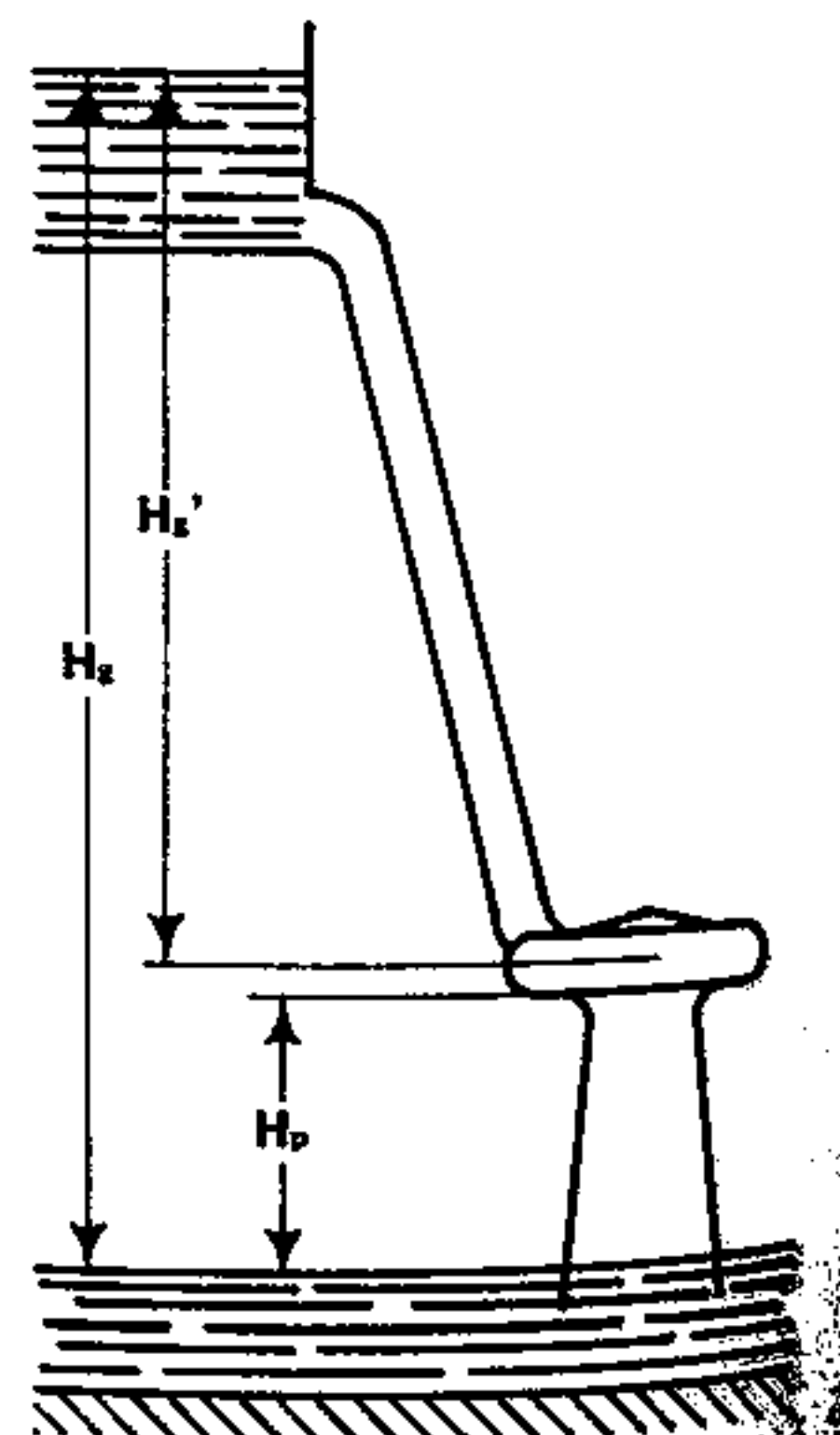


Fig. 220. Installazione di una Francis

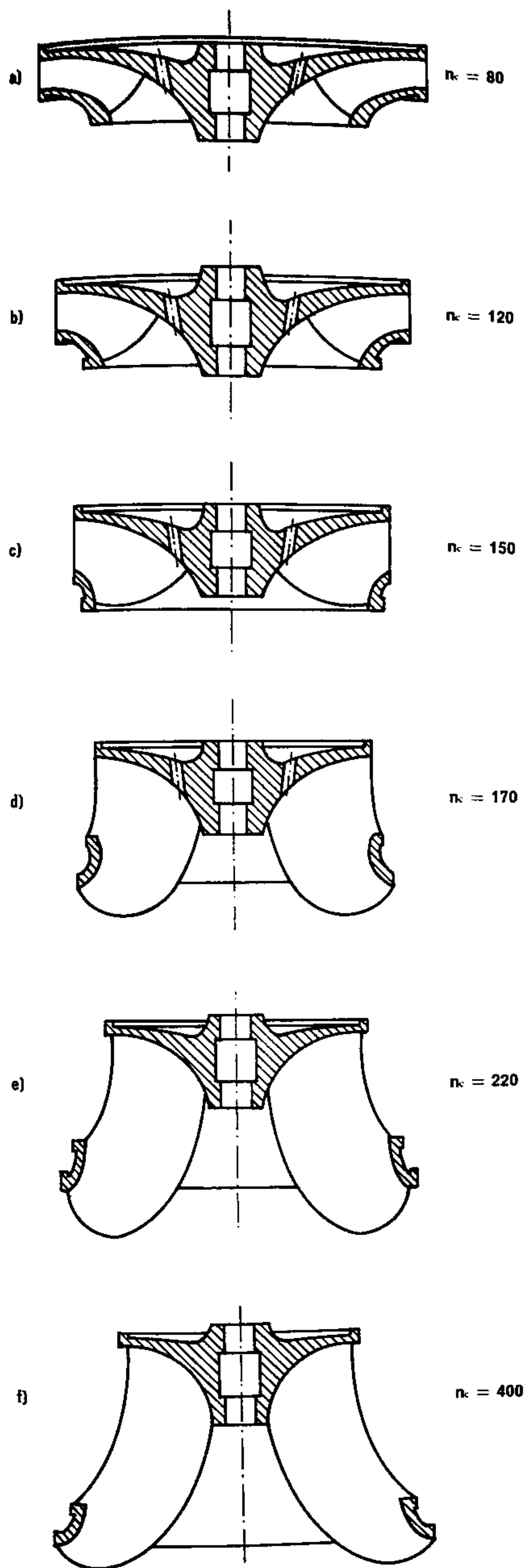


Fig. 221. Giranti di turbine Francis

La depressione prodotta dal diffusore è tanto più alta quanto maggiore è la lunghezza del tubo, ma è chiaro che esiste un limite insuperabile: la massima depressione teoricamente raggiungibile, è infatti di una atmosfera negativa equivalente ad una colonna di acqua alta 10,33 m, per cui l'altezza del tubo non potrà, in ogni caso, superare tale valore; nella pratica, tenendo conto delle varie dissipazioni di energia, il diffusore raggiunge al massimo i 6-7 m di lunghezza.

Da quanto abbiamo esposto, e dagli schemi illustrati, si rileva che la conformazione di una turbina Francis è simile — seppur con principi di funzionamento opposti — a quella di una pompa centrifuga; potremo perciò ripetere le considerazioni a suo tempo esposte in merito all'evoluzione subita dalle giranti in funzione del numero di giri caratteristico.

Dalla fig. 221, in cui abbiamo schematizzato alcune forme di giranti, si nota che per valori di « n_c » relativamente bassi, queste si presentano appiattite, con un diametro di entrata maggiore di quello di uscita; al crescere di « n_c » il diametro di entrata tende a diminuire mentre le sezioni di passaggio del fluido devono aumentare in virtù della maggior portata da smaltire.

Per valori di « n_c » molto alti le giranti assumono la caratteristica forma svasata con grandi sezioni di entrata e di uscita ma con un diametro di ingresso piuttosto limitato. Ricordando l'ormai nota espressione del numero di giri caratteristico, possiamo dire che le giranti di fig. 221 a) e b) sono adatte per salti relativamente alti, (turbine lente), quelle di fig. 221 c) e d) per salti medi (turbine medie), mentre per salti molto piccoli meglio si prestano le forme di fig. 221 e) ed f) (turbine veloci).

Per valori di « n_c » molto elevati, si passa — in perfetta analogia con le pompe centrifughe — alle turbine ad elica di cui tratteremo nel prossimo capitolo.

77) VELOCITÀ DI MASSIMO RENDIMENTO

La progettazione di una turbina Francis è condizionata — come quella di tutte le macchine rotanti — dalla necessità di soddisfare i due aforismi idraulici onde migliorare, per quanto è possibile, il rendimento della motrice. Non riteniamo utile dilungarci ulteriormente ripetendo le considerazioni già a suo tempo esposte per le pompe centrifughe e per le turbine Pelton; ci limiteremo perciò a riportare nella fig. 222 lo schema di una girante a reazione con le relative composizioni vettoriali delle velocità nella sezione di ingresso ed in quella di uscita, traendone le dovute conclusioni:

- a) La palettatura della girante dovrà essere conformata in modo che il bordo esterno di ogni singola pala risulti tangente al vettore (v_1) che rappresenta la velocità relativa di ingresso, ottenuta componendo vettorialmente la velocità asso-

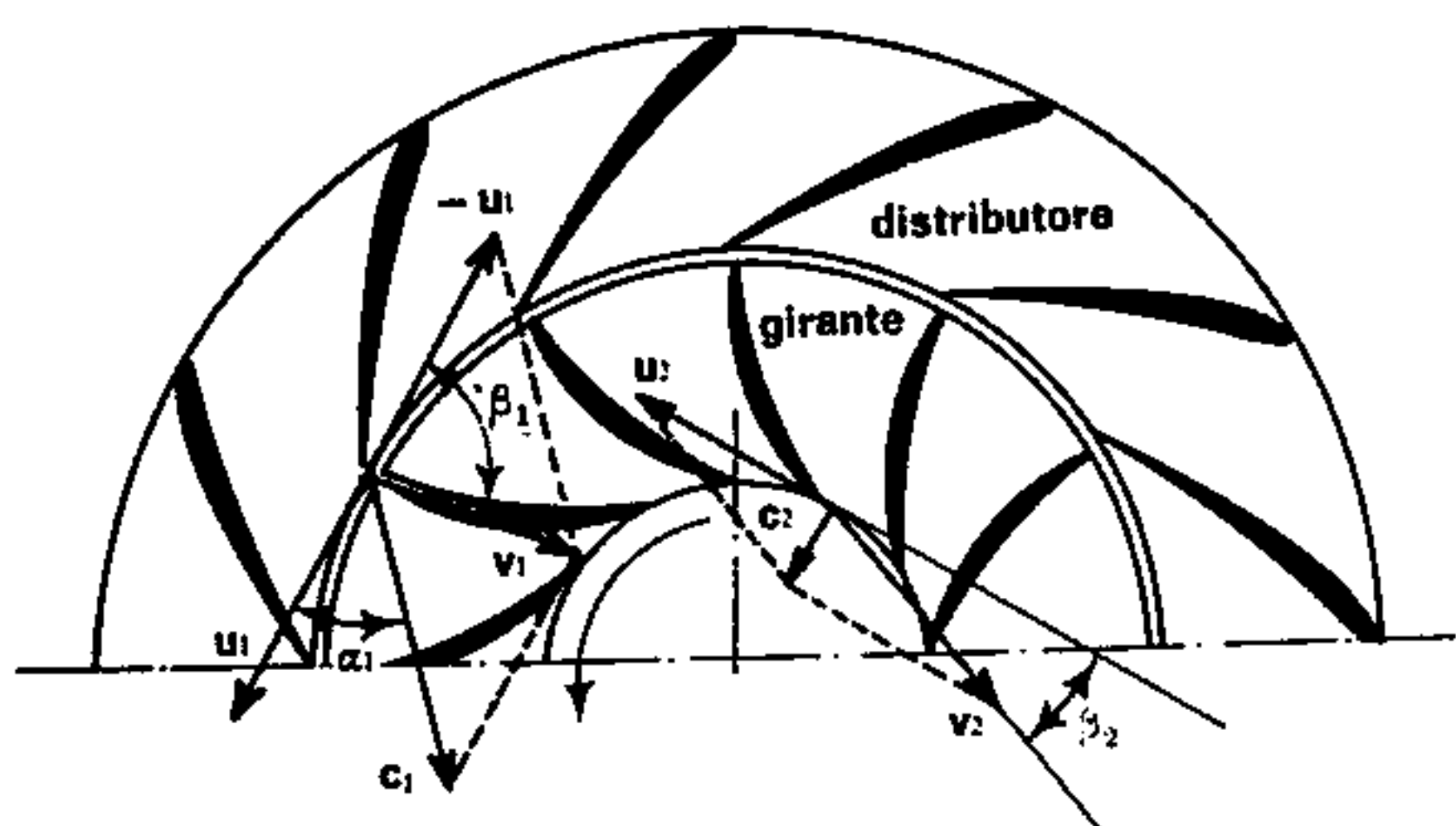


Fig. 222. Triangoli delle velocità in una turbina a reazione

luta (c_1) con quella periferica invertita ($-u_1$) della girante (fig. 223).

b) Costruito il triangolo delle velocità all'uscita, si determina la velocità assoluta (c_2) che dovrà essere minima per ridurre le perdite di energia cinetica allo scarico; è facile osservare dalla fig. 224 che il minimo valore di « c_2 » si ottiene quando tale vettore ha direzione radiale. Risulta perciò:

$$\alpha_2 = 90^\circ$$

e di conseguenza:

$$\cos \alpha_2 = 0$$

per cui, l'equazione (192) che esprime il lavoro idraulico sviluppato dal peso unitario di liquido che attraversa la motrice:

$$\eta_1 H = \frac{u_1}{g} \left(c_1 \cos \alpha_1 - c_2 \frac{r_2}{r_1} \cos \alpha_2 \right)$$

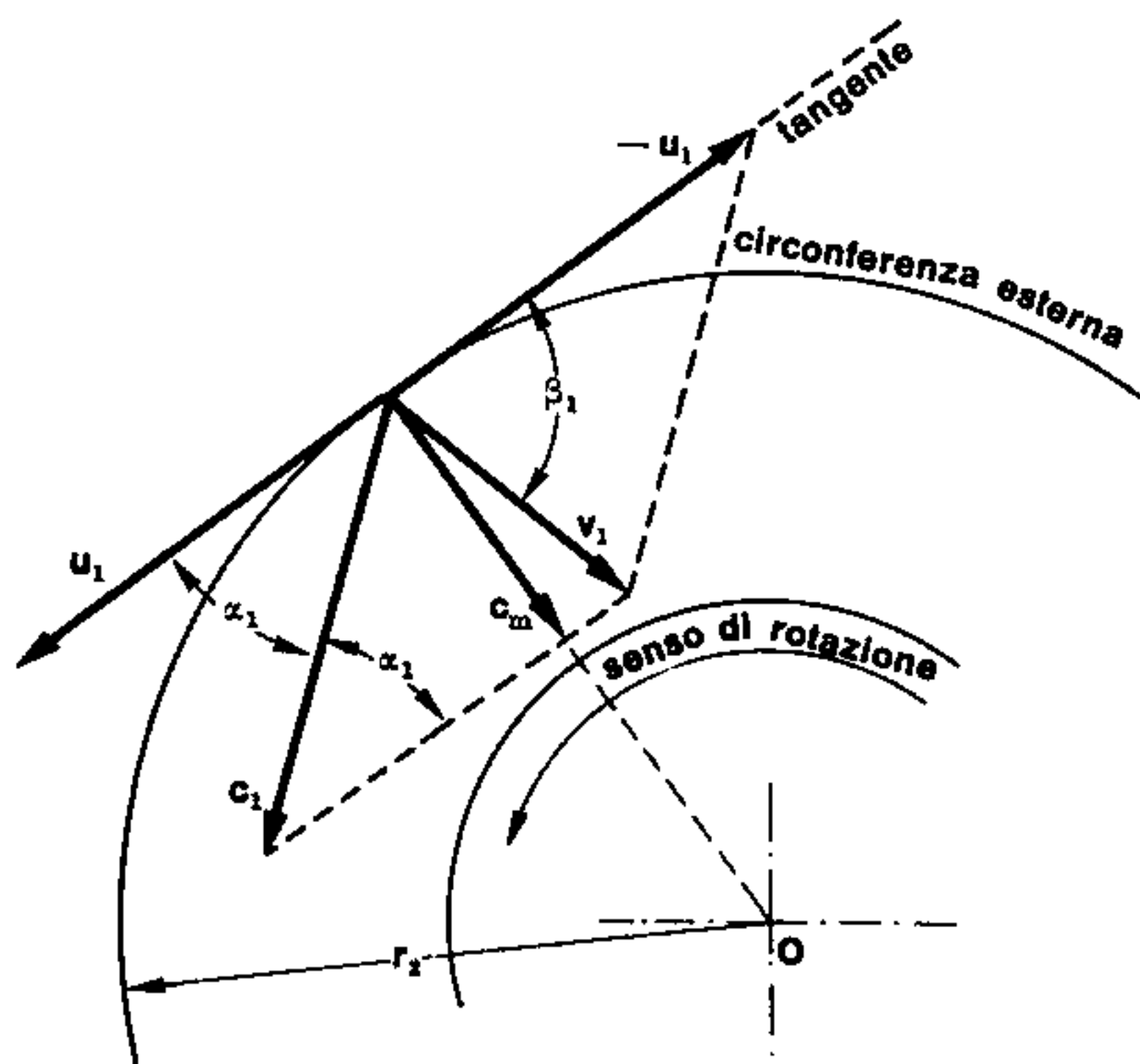


Fig. 223. Triangolo delle velocità di ingresso in una turbina a reazione

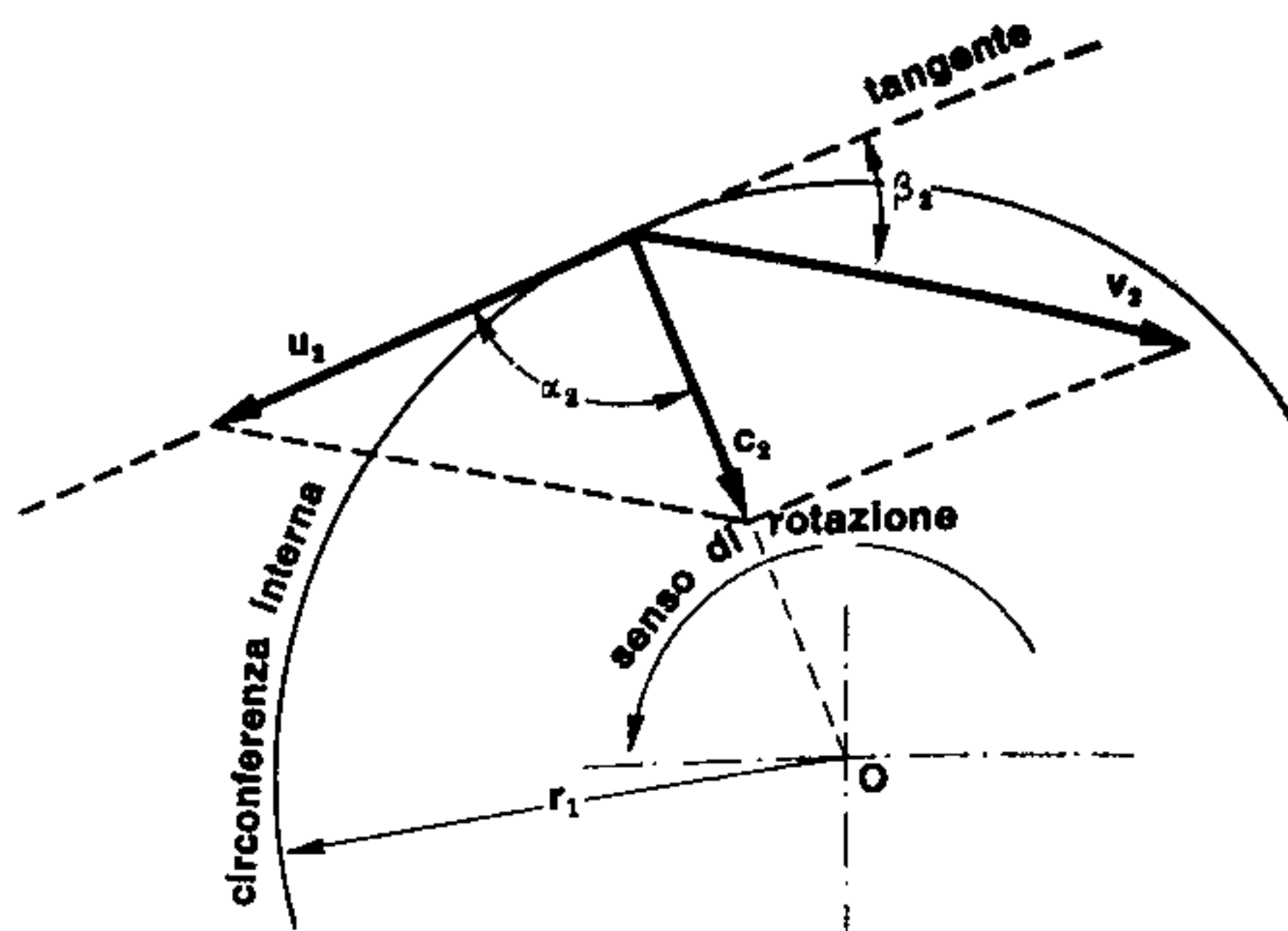


Fig. 224. Triangolo delle velocità all'uscita (condizione di massimo rendimento)

diviene nel nostro caso:

$$\eta_1 H = \frac{u_1}{g} c_1 \cos \alpha_1$$

e da essa è possibile ricavare il valore della velocità periferica che consente di ottenere il massimo rendimento:

$$u_1 = \frac{g \eta_1 H}{c_1 \cos \alpha_1} \quad (211)$$

I simboli che compaiono nella relazione soprascritta hanno il seguente significato:

- « H » è il salto netto disponibile misurato in m;
- « g » è l'accelerazione di gravità espressa in m/s^2 ;
- « η_1 » è il rendimento idraulico della turbina;
- « c_1 » è la velocità assoluta di efflusso dal distributore, praticamente coincidente con quella d'ingresso nella girante, misurata in m/s ;
- « α_1 » è l'angolo formato dalla velocità « c_1 » con la tangente alla circonferenza esterna della girante.

Si noti comunque che l'impiego della (211) è condizionato dal rendimento idraulico (η_1) la cui entità non è nota a priori; **occorre perciò prevederne un valore plausibile basandosi su precedenti esperienze o su risultati ottenuti da costruzioni consimili.** Adottando per i singoli termini che compongono la (211) le unità di misura del sistema tecnico, la velocità periferica della turbina risulta espressa in m/s .

Dalla relazione (197) che definisce il grado di reazione (G) si ricava:

$$c_1 = \sqrt{2g\eta_1 H(1-G)}$$

sostituendo nella (211):

$$u_1 = \frac{g\eta_1 H}{\cos \alpha_1 \sqrt{2g\eta_1 H(1-G)}}$$

moltiplicando numeratore e denominatore del secondo membro per « $\sqrt{2}$ »:

$$u_1 = \frac{\sqrt{2g\eta_1 H}}{2 \cos \alpha_1 \sqrt{g\eta_1 H(1-G)}}$$

e dividendo ancora sopra e sotto per « $\sqrt{g\eta_1 H}$ »:

$$u = \frac{\sqrt{2g\eta_1 H}}{2 \cos \alpha_1 \sqrt{1-G}}$$

si perviene infine all'espressione:

$$u_1 = \frac{\sqrt{\eta_1}}{2 \cos \alpha_1 \sqrt{1-G}} \sqrt{2gH} \quad (212)$$

che può ulteriormente essere semplificata, ponendo:

$$k_u = \frac{\sqrt{\eta_1}}{2 \cos \alpha_1 \sqrt{1-G}} \quad (213)$$

per concludere che:

$$u_1 = k_u \sqrt{2gH} \quad (214)$$

La (214) esprime la velocità periferica di massimo rendimento di una turbina a reazione, in funzione della velocità torricelliana ($\sqrt{2gH}$) e di una certa costante « k_u » eguale per tutte le turbine geometricamente simili a quella data. Variando il tipo di turbina cambia ovviamente il valore di « k_u » in relazione alle prestazioni che la macchina dovrà fornire; più precisamente per aumentare la velocità periferica « u_1 » (quando è piccolo il salto netto « H ») si deve necessariamente aumentare « k_u ».

Dalla (213) risulta che, in queste circostanze, occorre agire sul grado di reazione (G) e sull'angolo « α_1 » non essendo comunque alterabili i valori degli altri termini; sia l'uno che l'altro, non consentono però variazioni molto ampie, in quanto il grado di reazione oscilla generalmente fra 0,3 e 0,7 e l'angolo di ingresso (α_1) viene contenuto fra 20° e 35°.

Si potrebbe aumentare il regime di rotazione, mantenendo costante la velocità periferica « u_1 » e riducendo contemporaneamente il diametro della girante, in accordo con la nota formula cinematica:

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}$$

ma una tale soluzione comporta altre complicazioni: è facile infatti verificare che la portata « Q » di liquido operante deve soddisfare la relazione:

$$Q = A_0 c_m$$

in cui « c_m » rappresenta la velocità meridiana (componente radiale della « c_1 ») espressa da:

$$c_m = c_1 \sin \alpha_1$$

ed « A_0 » la sezione di ingresso della girante. Poiché tale sezione è assimilabile ad una superficie cilindrica, indicando con « b » l'altezza della palette e con « ϵ » un coefficiente di riduzione che

tiene conto dello spazio occupato dallo spessore delle palette, possiamo scrivere:

$$A_0 = \epsilon \pi D b$$

e quindi:

$$Q = \epsilon \pi D b c_1 \sin \alpha_1$$

In definitiva, dovendo rimanere costante la portata, ad una eventuale riduzione del diametro « D » deve corrispondere o un aumento di « b » (comunque limitato, per non ottenere giranti sproporzionate) o un aumento di « c_1 », ottenibile, in virtù della formula:

$$c_1 = \sqrt{2g\eta_1 H(1-G)}$$

solo con una riduzione di « G » in contrasto con le ipotesi primitive.

È chiaro infatti che riducendo « G » aumenta il denominatore della (211) e si consegue il risultato opposto, diminuendo il valore di « u_1 ».

78) DIMENSIONAMENTO DI MASSIMA

Dopo quanto abbiamo esposto nei paragrafi precedenti, il dimensionamento di massima di una turbina a reazione non presenta eccessive difficoltà; riepiloghiamo perciò brevemente l'impostazione fondamentale del procedimento di calcolo.

In sede di progetto sono noti generalmente i seguenti elementi:

- il salto netto (H) o il dislivello geodetico (H_g) dal quale è possibile risalire al valore di « H » detraendo le perdite di carico continue ed accidentali che si manifestano nella condotta di adduzione;
- la potenza (N) che la turbina dovrà erogare per soddisfare le finalità dell'impianto;
- il regime di rotazione della motrice (espresso in funzione del numero di giri al minuto « n », o, più raramente, della velocità periferica « u_1 »).

Nel caso delle centrali idroelettriche, sono note le caratteristiche funzionali dell'alternatore, dalle quali si risale al numero di giri con la relazione:

$$n = \frac{60f}{p}$$

in cui « f » rappresenta la frequenza della corrente prodotta e « p » il numero delle coppie di poli dell'alternatore.

Si procede innanzitutto al calcolo del numero di giri caratteristico:

$$n_c = \frac{n}{H} \cdot \frac{\sqrt{N}}{\sqrt{H}}$$

deducendo, in base al suo valore numerico, il tipo di turbina da installare ed il suo grado di reazione (G) con l'ausilio della tabella n. 13.

Fissato « G », si ricava la velocità assoluta di efflusso dal distributore (c_1):

$$c_1 = \sqrt{2g\eta_1 H(1-G)}$$

poi la velocità periferica atta ad assicurare il massimo rendimento della turbina:

$$u_1 = \frac{g\eta_1 H}{c_1 \cos \alpha_1}$$

per effettuare questo calcolo occorre prefissare:

- un plausibile valore del rendimento idraulico (η_1) che per questo tipo di macchine oscilla fra i valori estremi 0,82 ÷ 0,92;
 - un adeguato valore dell'angolo « α_1 » che, come abbiamo già accennato può variare fra 20° e 35°.
- Calcolata la velocità periferica (u_1) ricordando che:

$$u_1 = \frac{\pi D n}{60}$$

si ricava il valore del diametro « D », detto « diametro nominale » della girante;

$$D = \frac{60 u_1}{\pi n}$$

Indicando con « δ » il gioco esistente fra distributore e girante, è facile adesso risalire al diametro interno del distributore (D_0) dalla relazione (fig.225)

$$D_0 = D + 2\delta$$

tenendo conto che « δ » può variare da 1 a 4 mm. **Il numero delle pale è limitato esclusivamente da fattori economici, purché sia sempre soddisfatta la condizione di creare condotti a sezione gradualmente convergente, tali da assicurare una velocità di efflusso pari a quella precedentemente calcolata;** per motivi pratici si preferisce che il numero delle pale del distributore (z_0) e quello delle pale della girante (z) siano ambedue numeri pari, e più precisamente:

- $z_0 < z$ per turbine con $60 < n_c < 150$
- $z_0 > z$ per turbine con $150 < n_c < 400$

Dati più precisi possono essere rilevati dalla tabella n. 14.

Tabella 14 NUMERO DELLE PALE DEL DISTRIBUTORE E DELLA GIRANTE DI UNA TURBINA A REAZIONE

D (mm)	Turbine lente e normali		Turbine veloci e ultraveloci	
	z_0	z	z_0	z
fino a 300	10	12	14	12
300 ÷ 500	12	14	16	14
500 ÷ 700	14	16	18	16
700 ÷ 900	16	18	20	18
900 ÷ 1200	18	20	24	20
oltre 1200	20	24	24	22

Stabilito perciò il valore di « z_0 », il distributore risulta suddiviso internamente in « z_0 » condotti convergenti, ciascuno dei quali deve essere in condizione di smaltire una portata (Q_0) pari a:

$$Q_0 = \frac{Q}{z_0}$$

Ricavata perciò la portata totale (Q) dalla formula della potenza espressa in CV (usando unità di misura del sistema tecnico):

$$Q = \frac{75N}{\gamma\eta H}$$

e calcolata anche « Q_0 », per l'equazione di continuità, deve essere:

$$\frac{Q}{z_0} = \mu A_0 c_1$$

in cui « A_0 » rappresenta l'area di passaggio del fluido ed il coefficiente « μ » può variare fra 0,94 ÷ 0,96; tenendo conto che i condotti hanno in genere sezione rettangolare, di altezza « b_0 » (fig. 225) e di base « a_0 » si può scrivere:

$$\frac{Q}{z_0} = \mu a_0 b_0 c_1$$

nella quale è:

$$a_0 = p_0 \sin \alpha_1 - s_0$$

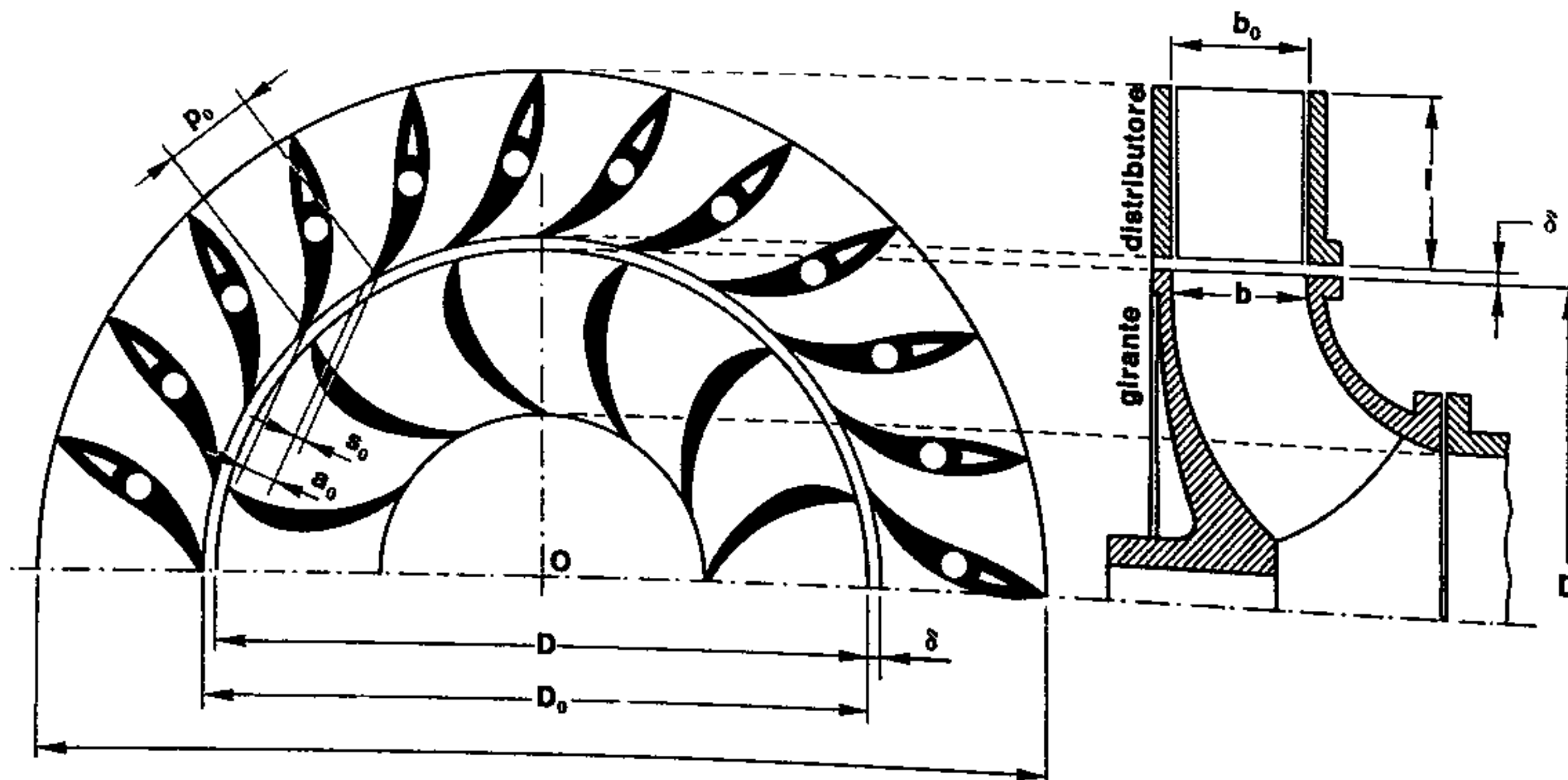


Fig. 225. Dimensionamento di massima di una turbina a reazione

79) PARTICOLARI COSTRUTTIVI

Il distributore di una turbina a reazione è costituito generalmente da due dischi fra i quali sono interposte le pale che nel loro complesso generano i vari condotti fissi.

Per necessità di regolazione — come vedremo più avanti — le pale debbono poter variare la loro angolazione e pertanto non sono rigidamente collegate ai due dischi, ma portano un perno, che, inserito entro appositi alloggiamenti ricavati nei dischi stessi, consente la rotazione delle palette in relazione alle necessità dell'utilizzazione. Pale e dischi sono ottenuti di fusione in ghisa, più recentemente in acciaio per limitarne l'usura; il perno può essere folle entro la pala (fig. 227) e rigidamente collegato ai dischi, oppure solidale con la pala e mobile entro opportuni collari e premistoppa ricavati nei dischi (fig. 228). Il disco superiore è attraversato dall'albero della turbina e porta perciò un organo di tenuta che impedisce l'eccessiva fuoriuscita di acqua; per le grandi macchine, le pale sono cave internamente ed i dischi possono essere fusi in due semicorpi uniti con bulloni.

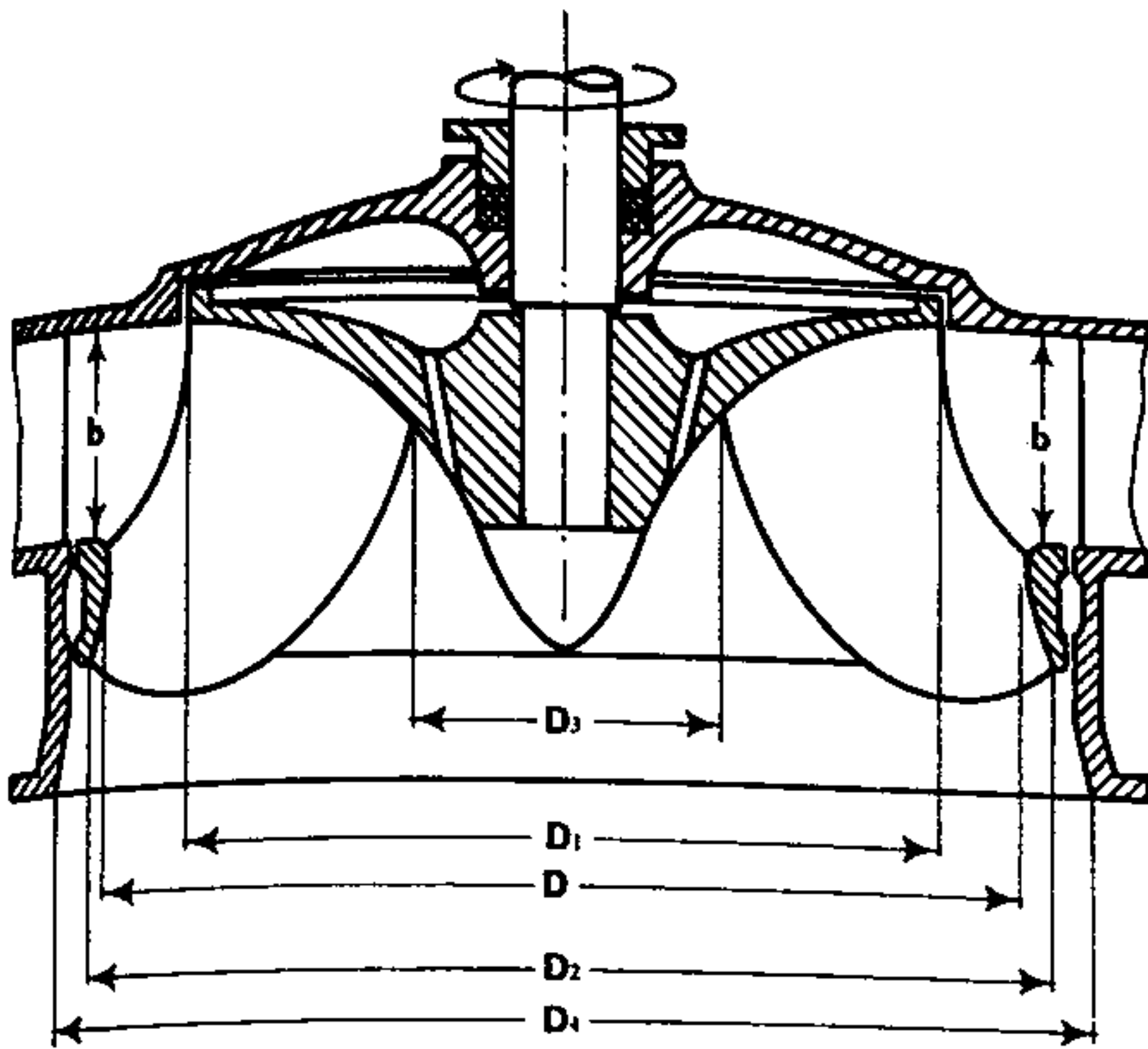


Fig. 226. Dimensionamento di una Francis

avendo indicato con « p_0 » il « passo » (distanza fra pala e pala) del distributore e con « s_0 » lo spessore di ogni singola pala.

La dimensione radiale (l) della palettatura fissa, si contiene in genere entro i limiti:

$$l = (0,2 \div 0,4) D$$

ed il distributore risulta dimensionato nelle sue linee essenziali.

Per quanto riguarda la girante, si potrebbe procedere in modo analogo, basando il calcolo sull'equazione della portata, ma più semplicemente, fissato il numero delle pale (z) si ritiene che l'altezza di esse (b) sia identica (per ovvie necessità costruttive) all'altezza « b_0 » del distributore:

$$b = b_0$$

e le rimanenti dimensioni, (fig. 226) si ricavano dal diametro « D » secondo criteri di proporzionalità:

$$\begin{aligned} D_1 &= k_1 D \\ D_2 &= k_2 D \\ D_3 &= k_3 D \\ D_4 &= k_4 D \end{aligned}$$

Dalla tabella n. 15 che segue (Colombo - Manuale dell'Ingegnere) si possono rilevare i valori dei vari coefficienti « k » in funzione del numero di giri caratteristico.

Tabella 15 COEFFICIENTI PER IL DIMENSIONAMENTO DI UNA TURBINA FRANCIS

	Turbine Francis						
	lente		normali			veloci	
	50	100	150	200	250	300	350
n_0	350	240	140	90	65	50	40
H_{max}	0,80	0,83	0,84	0,85	0,85	0,84	0,83
r	1,00	0,98	0,93	0,85	0,78	0,73	0,70
k_1	0,70	0,75	0,92	0,95	1,00	1,05	1,10
k_2	0,62	0,58	0,55	0,50	0,43	0,37	0,34
k_3	0,55	0,73	0,93	1,02	1,10	1,16	1,20

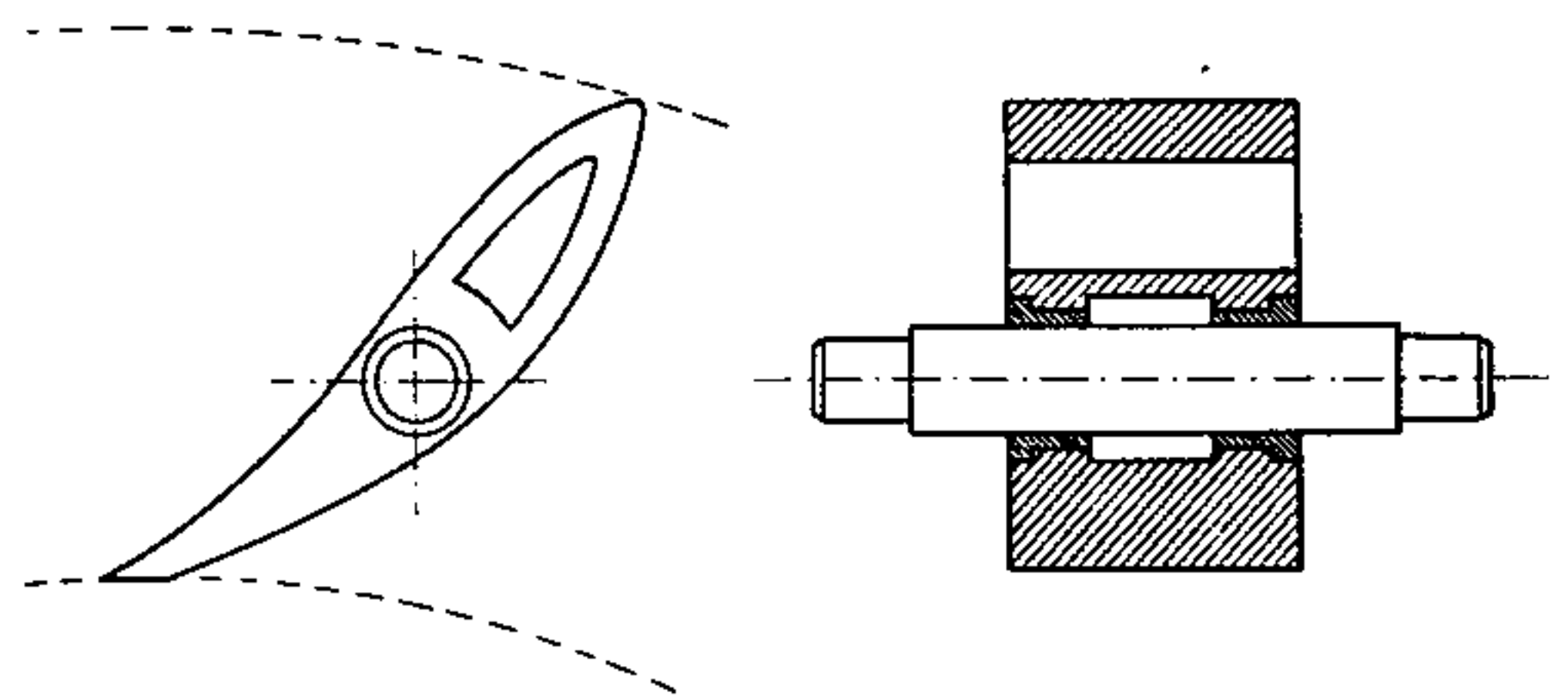


Fig. 227. Pala cava per distributore con perno di articolazione folle

La girante si compone essenzialmente di una « corona », di una serie di pale e di un mozzo opportunamente sagomato per rendere minime le perdite idrauliche; la scelta dei materiali da adottare dipende principalmente dall'altezza di caduta e dalla purezza del liquido operante: per basse cadute è sufficiente la ghisa, per alte cadute si ricorre all'acciaio, mentre per cadute medie, soprattutto nel caso di acque contenenti depositi sabbiosi, si preferisce impie-

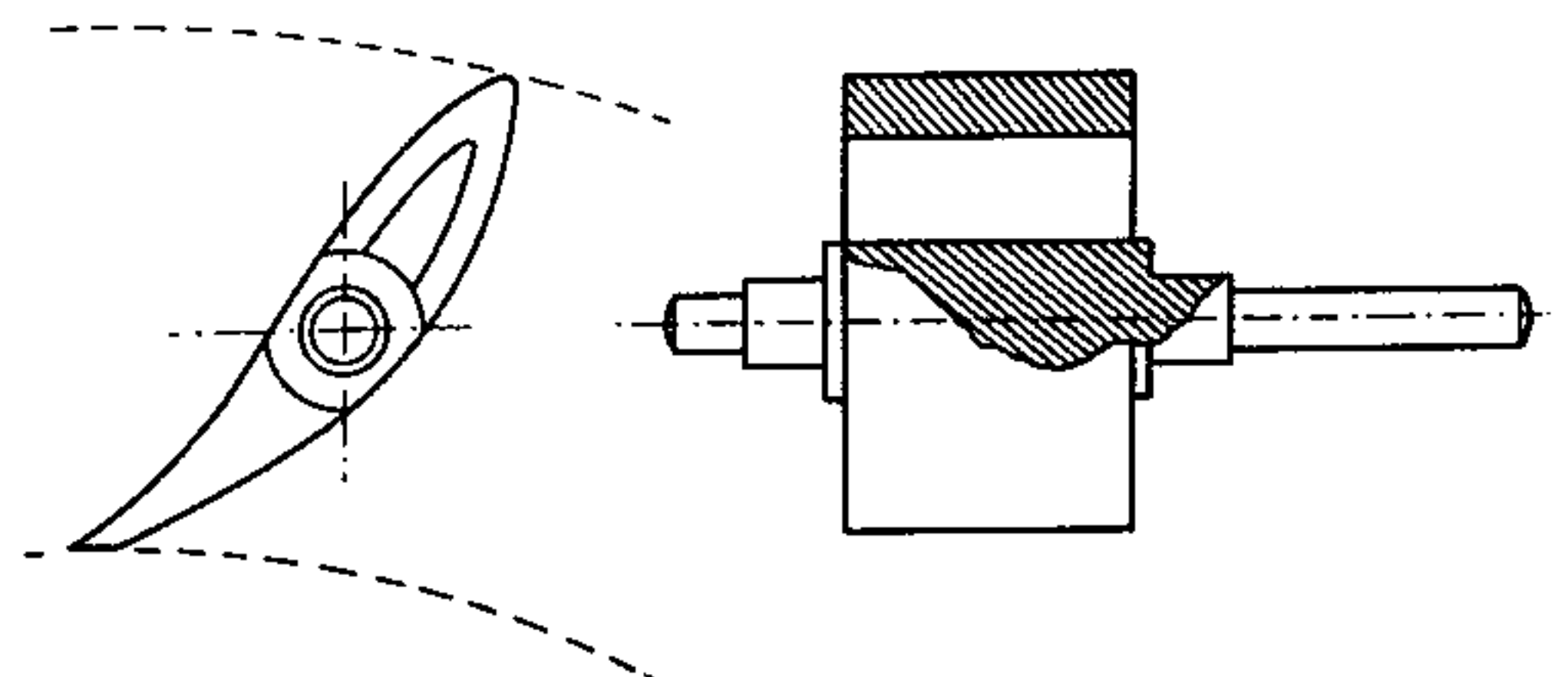


Fig. 228. Pala cava per distributore con perno di articolazione fisso

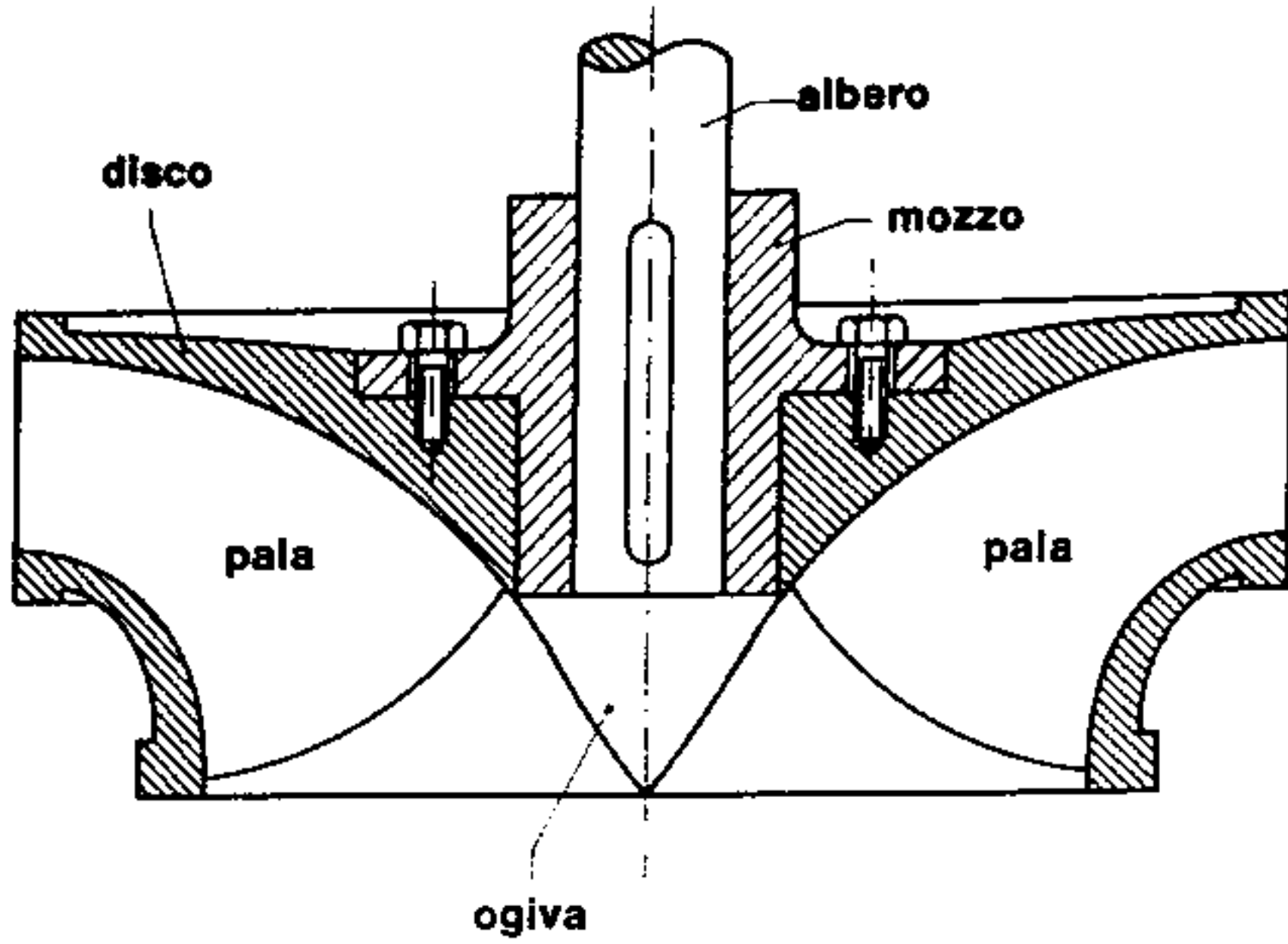


Fig. 229. Girante in due pezzi (schema)

gare il bronzo malgrado il suo costo piuttosto rilevante.

In quest'ultima ipotesi se la macchina è di dimensioni notevoli, motivi economici consigliano di limitare l'impiego del bronzo alle corone ed alle pale costruendo il mozzo in acciaio e collegando il tutto con attacchi a bullone (fig. 229); talvolta si fondono a parte le palette e si saldano alla corona in un secondo tempo.

La girante viene calettata sull'albero (fig. 230) mediante una chiavetta che ne fissa la posizione ed una coppia di collari filettati (M) muniti di viti di fermo che ne assicurano il bloccaggio; talvolta si ricorre all'alloggiamento conico che consente un forzamento maggiore.

Poiché le turbine Francis poco si discostano costruttivamente dalle pompe centrifughe, è logico prevedere l'esistenza di una spinta assiale (S), diretta verso il tubo diffusore (fig. 231) dovuta alla differenza di pressione esistente fra l'ambiente « A » nel quale penetra dell'acqua proveniente dal distributore e l'ambiente « B » ove il liquido uscente dalla girante ha una pressione minore: la differenza fra le due pressioni suddette genera la spinta assiale tanto più intensa quanto più sensibile è il salto di pressione fra i due ambienti e quanto più estesa è la superficie su cui agisce.

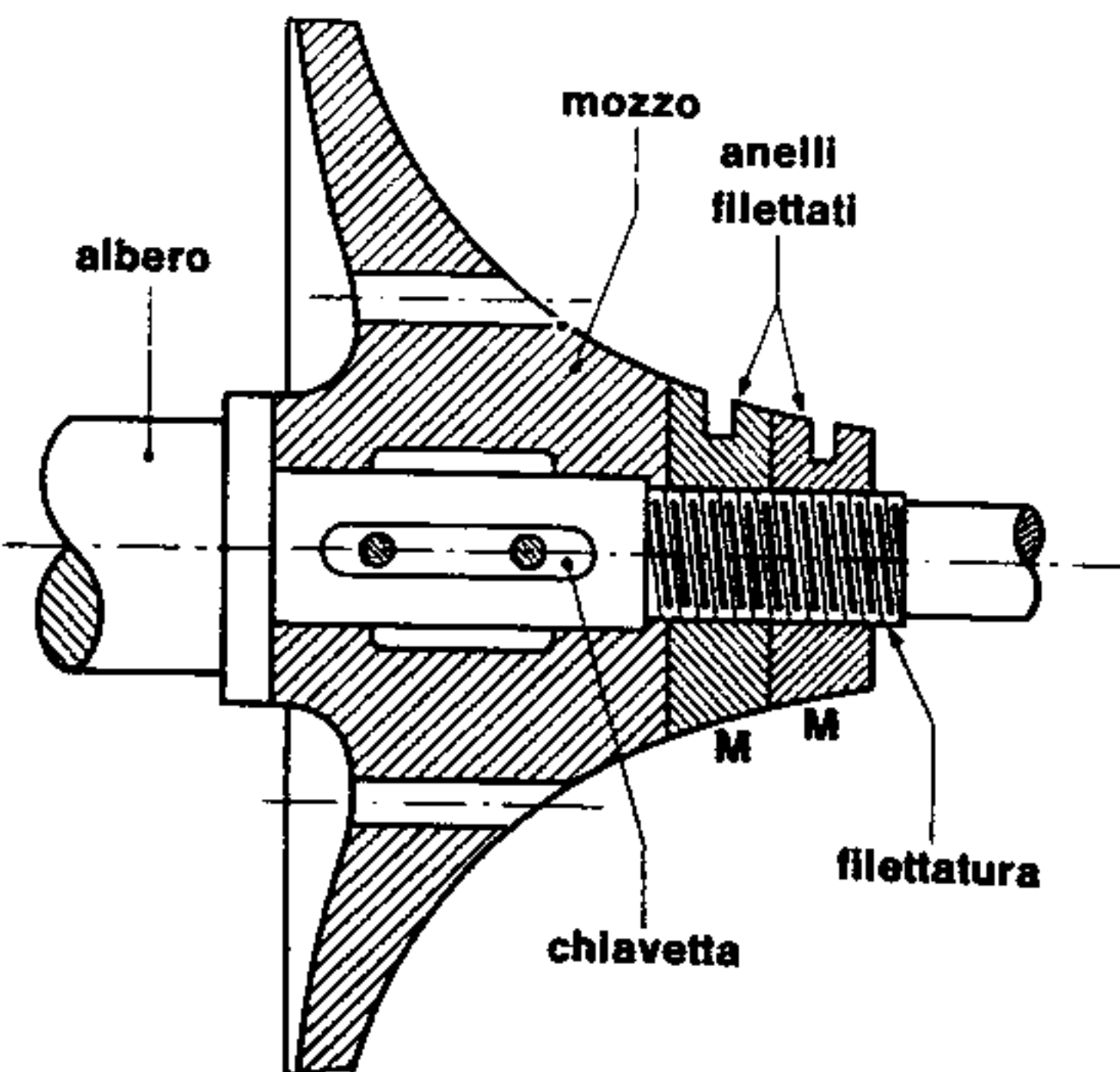


Fig. 230. Attacco girante per turbina a reazione

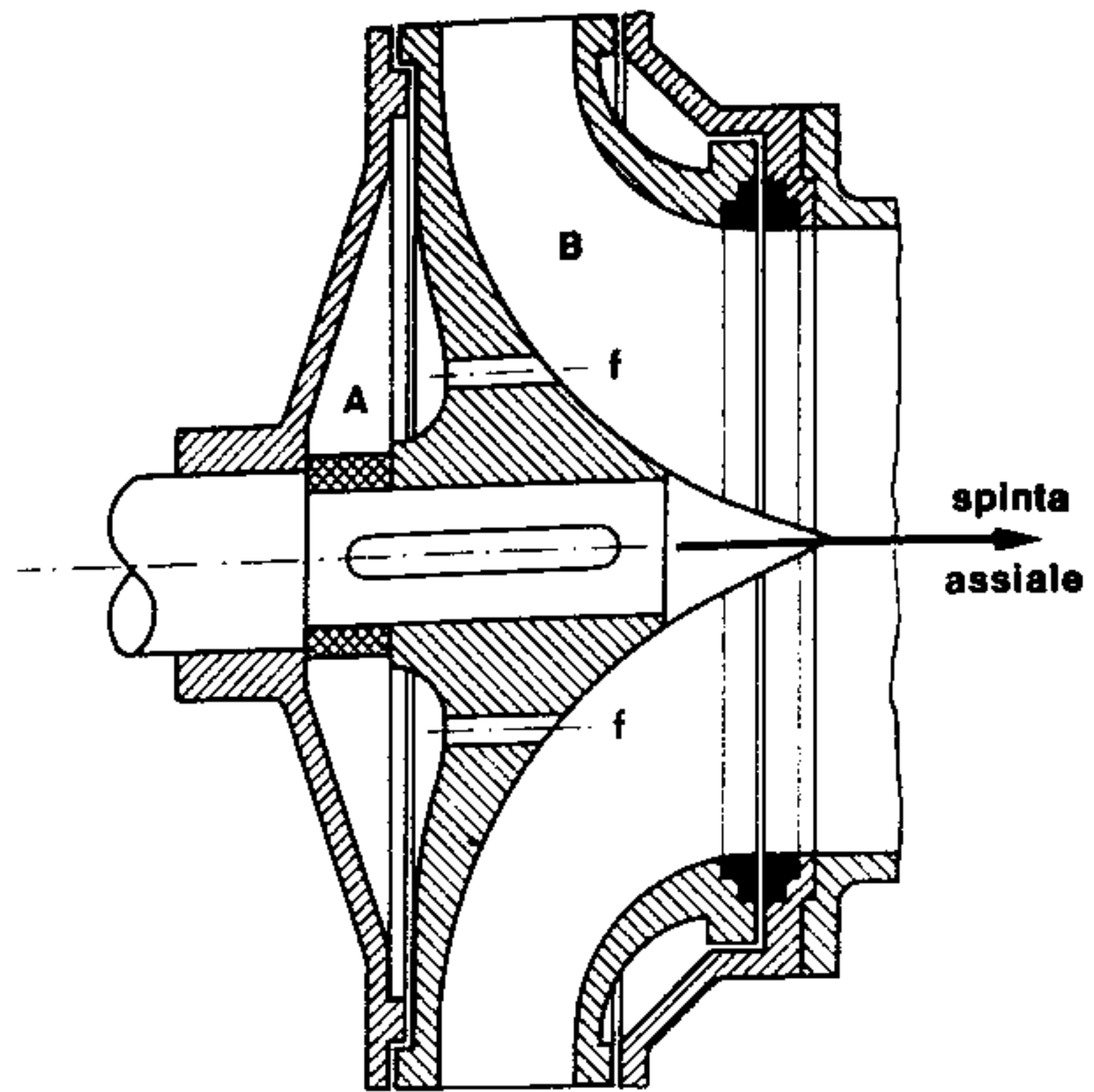


Fig. 231. Spinta assiale in una turbina a reazione

La soluzione più semplice per ridurre l'entità della spinta, consiste nel praticare dei piccoli fori (f) nel coperchio superiore della girante in modo da equilibrare i valori delle pressioni; il problema però non si risolve completamente in quanto, a parità di pressioni, l'equilibrio non può sussistere fino a quando le due superfici su cui agisce il liquido presentano aree diverse.

A tale scopo si ricorre alla disposizione costruttiva di fig. 232 riportando sulla faccia superiore della girante, mediante attacchi a bulloni, una piastra di diametro eguale a quello di scarico e limitando il trafilamento del liquido in corrispondenza del bordo

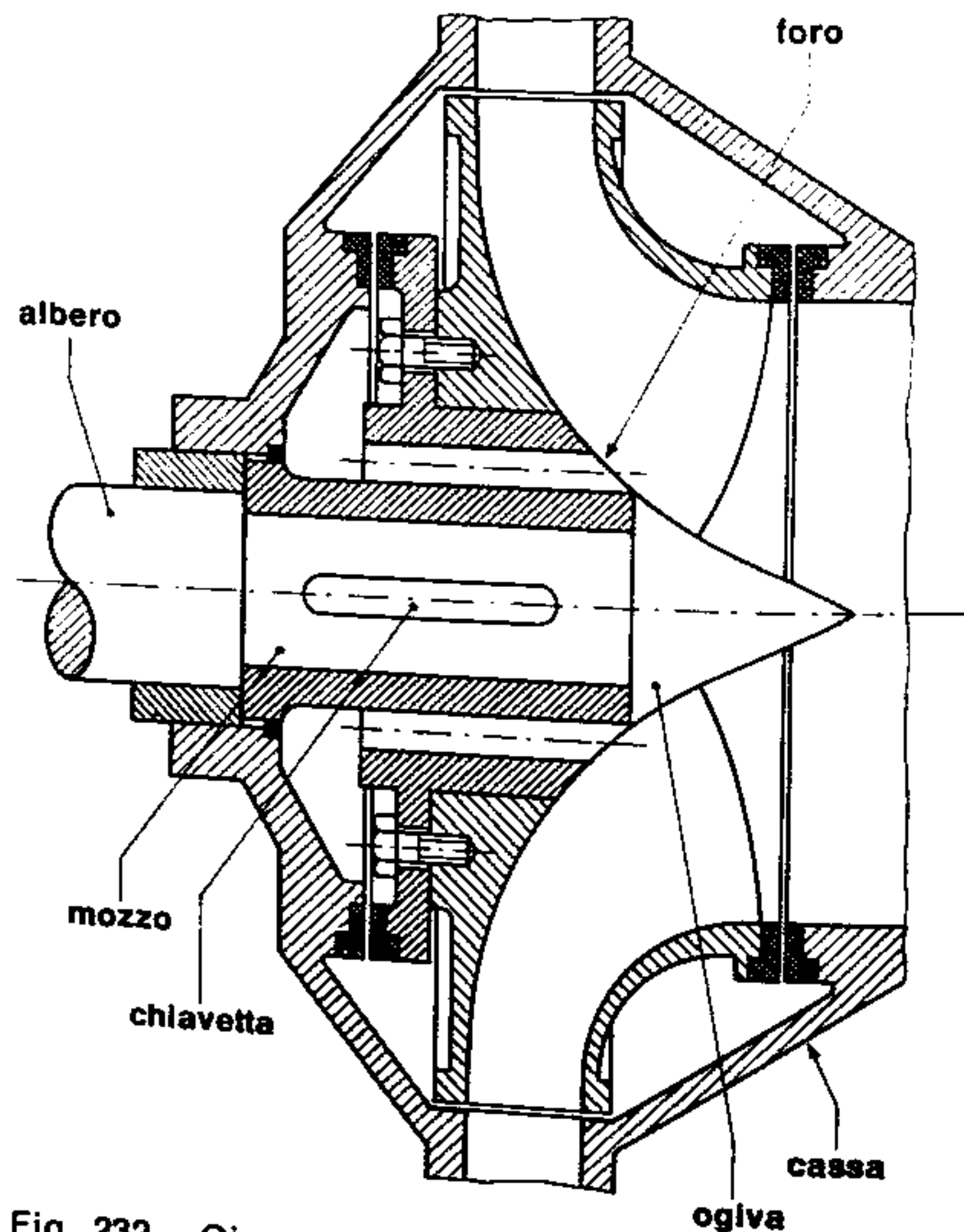


Fig. 232. Girante equilibrata per turbina a reazione

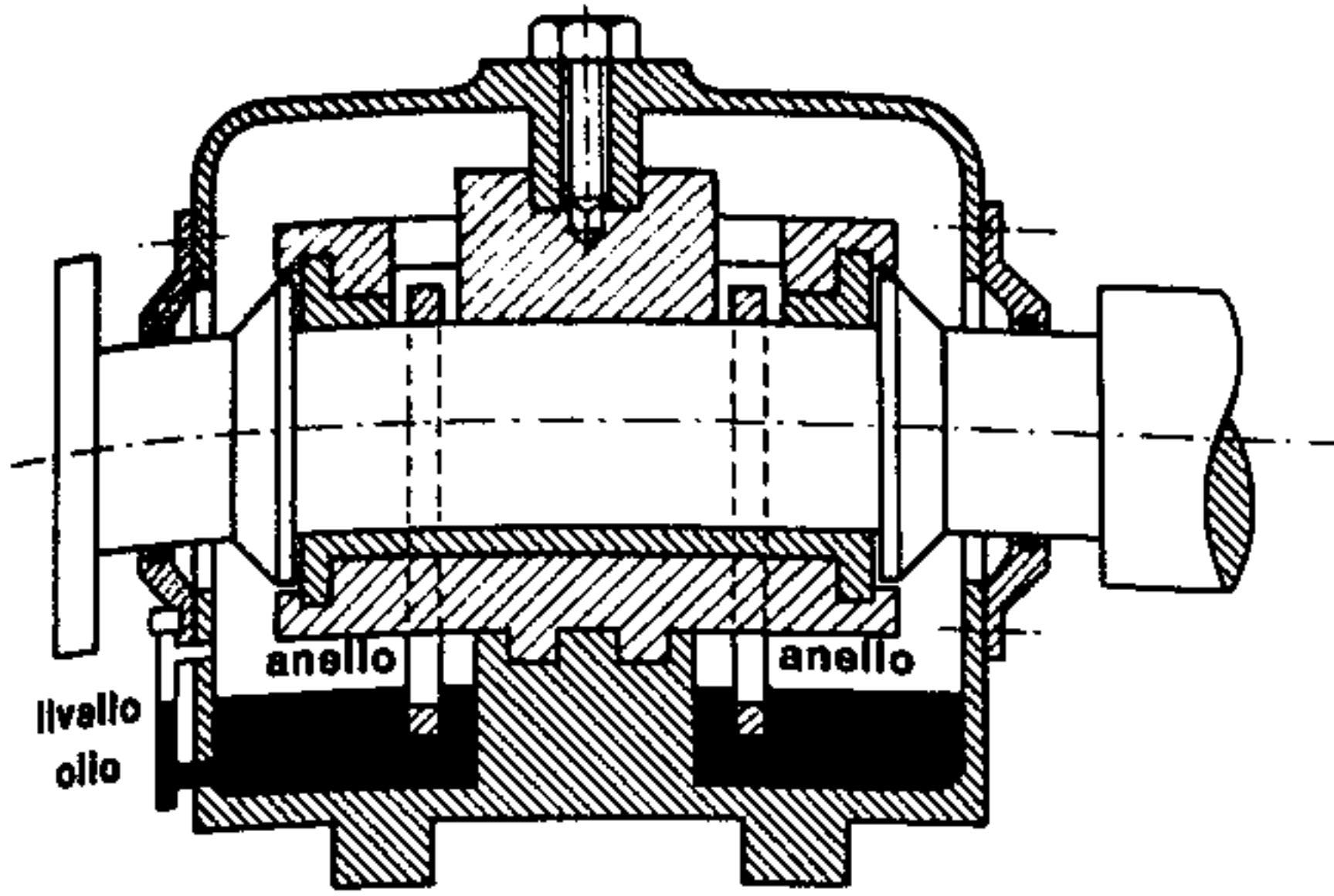


Fig. 233. Supporto a bronzine con lubrificazione ad anelli (schema)

della piastra supplementare; con tale artificio si eguagliano le due superfici di azione ed essendo eguali anche le pressioni in virtù dei fori praticati nella girante, si consegue il perfetto equilibrio dell'insieme.

Tuttavia, nelle turbine Francis, è frequente l'adozione di un supporto di spinta o di supporti misti atti a reagire sia a carichi normali all'asse, sia a carichi diretti secondo l'asse; più precisamente, se la turbina è ad asse orizzontale sono sufficienti i supporti misti, del tipo a bronzine (fig. 233) con lubrificazione ad anelli o del tipo a rulli (fig. 234) lubrificati a grasso o a bagno d'olio mentre nel caso di turbine ad asse verticale, è necessario un vero e proprio supporto di spinta dovendosi equilibrare anche il peso della macchina. Per motrici non molto veloci sono indicati i tipi a superfici piane a bagno d'olio (fig. 235) mentre, al crescere della velocità angolare, si passa al tipo a rulli e sfere atto a sopportare forti carichi assiali ed anche spinte radiali di una certa entità (fig. 236).

Ovunque esista un certo gioco fra un organo fisso ed uno mobile, si rendono necessari opportuni organi di tenuta per limitare trafileamenti del liquido (ove regnino pressioni superiori a quella atmosferica) o pericolose rientrate di aria (ove la pressione sia inferiore a quella atmosferica).

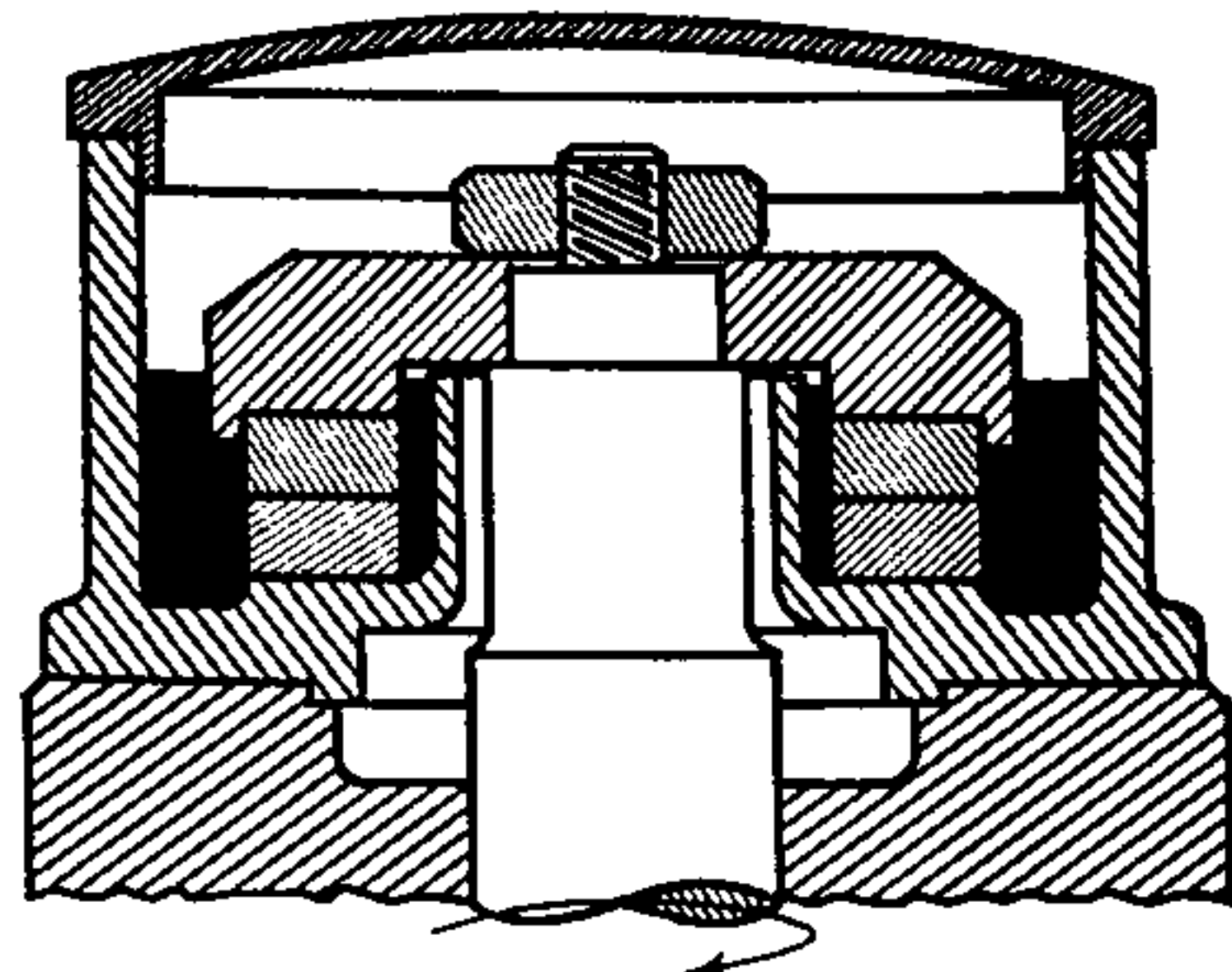


Fig. 235. Supporto di spinta comune (schema)

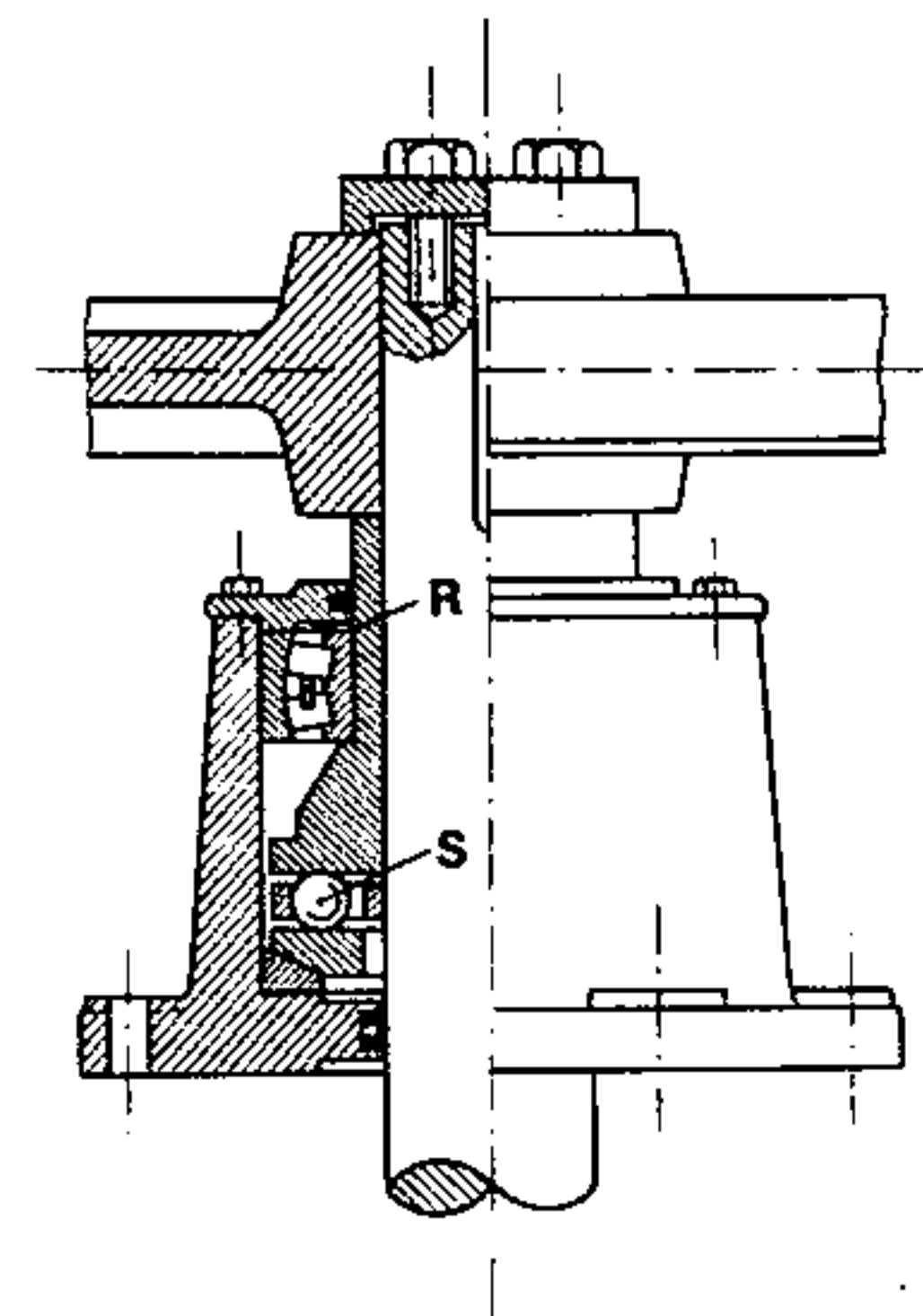


Fig. 236. Supporto misto a sfere

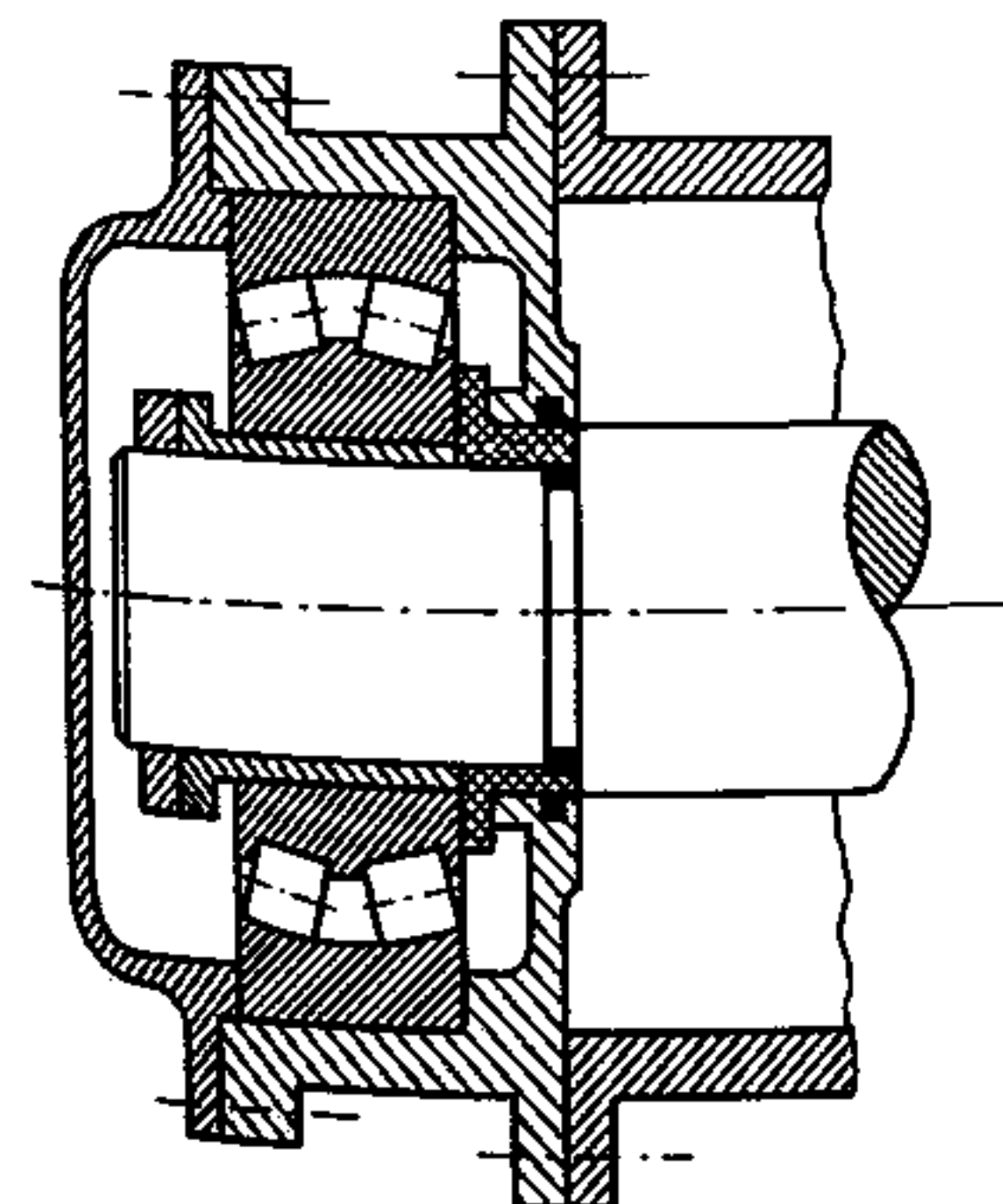


Fig. 234. Cuscinetto a rulli ad asse orizzontale

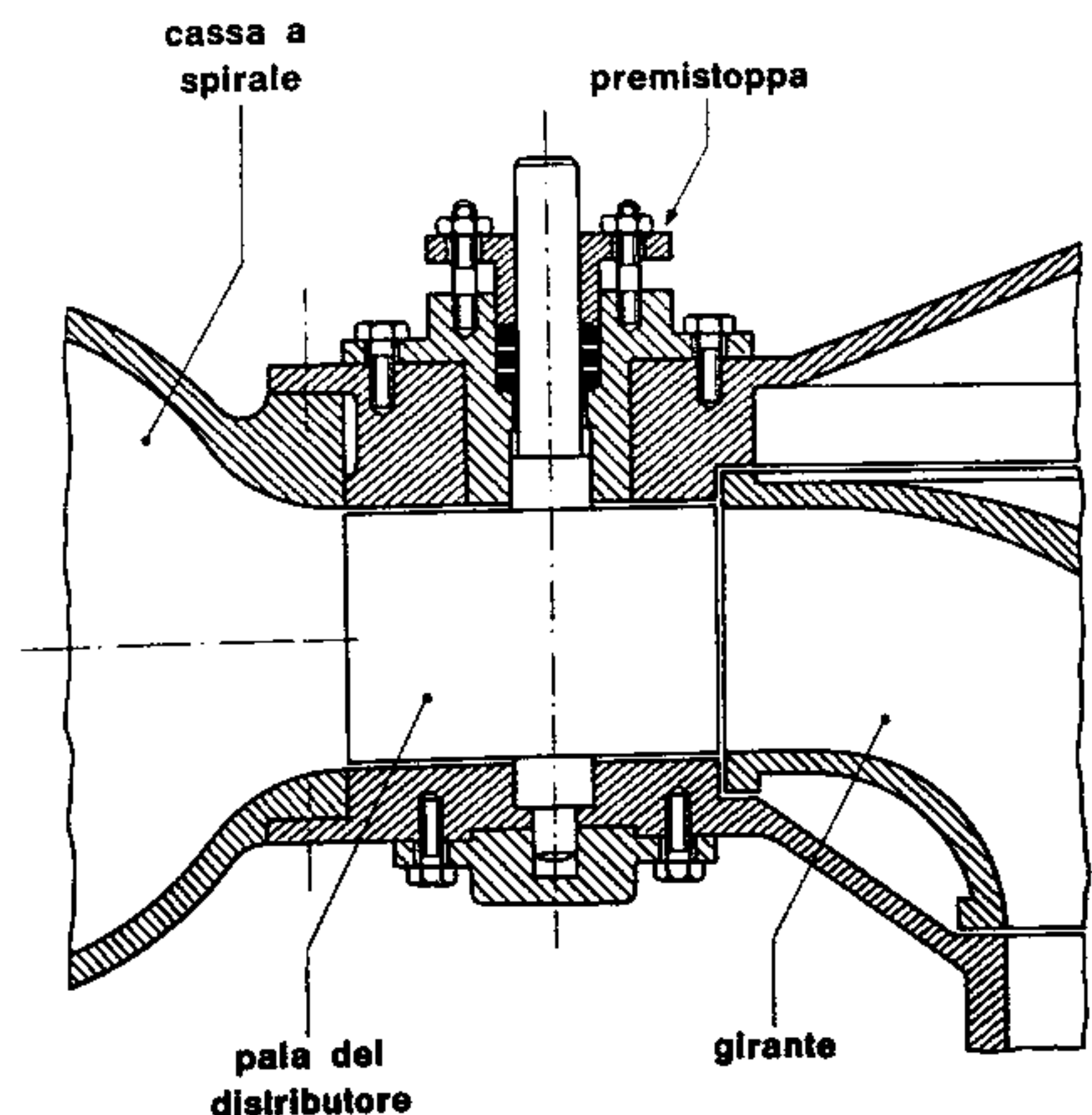


Fig. 237. Premistoppa a baderne applicato ai perni delle pale del distributore

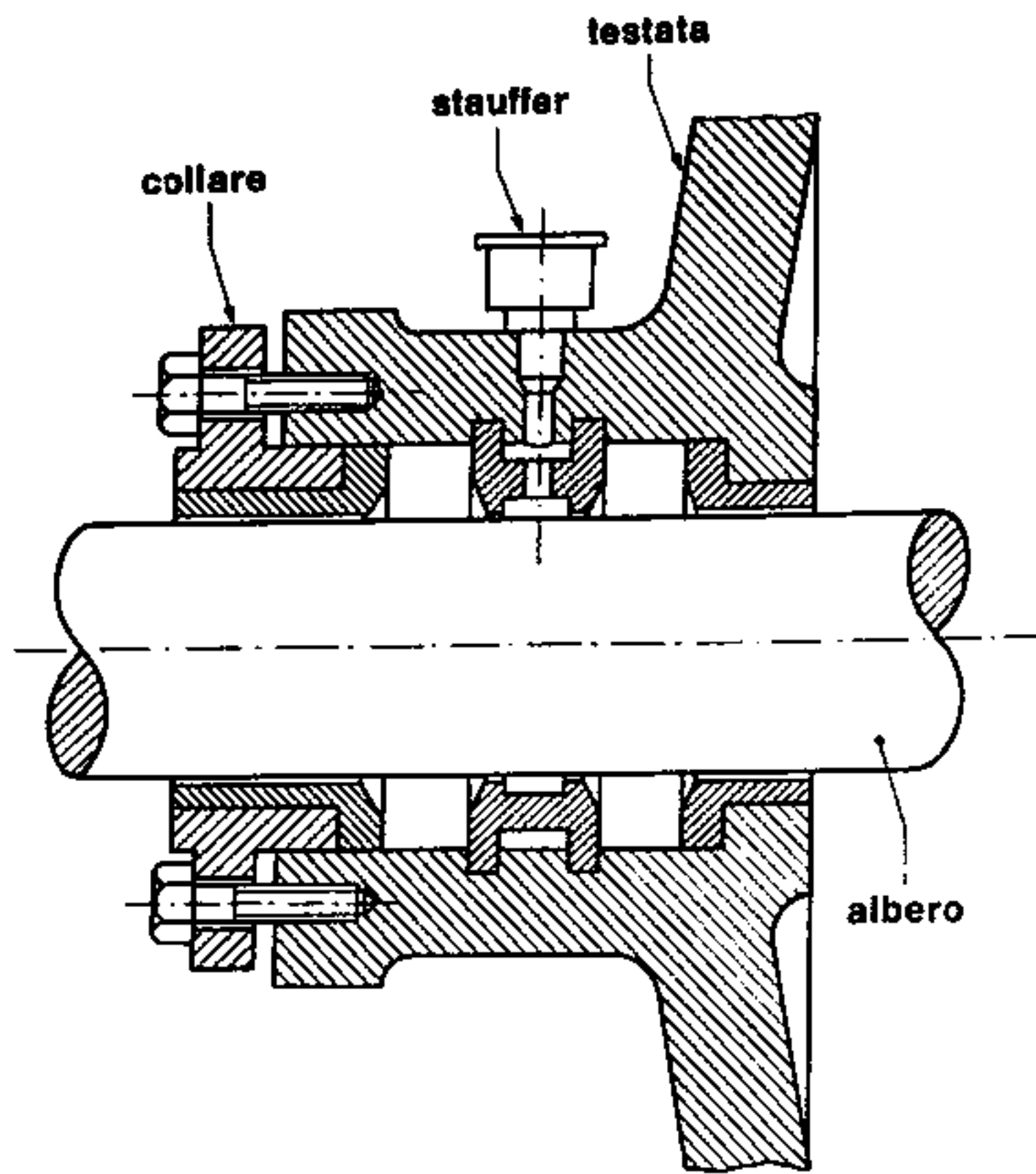


Fig. 238. Tenuta doppia con lubrificatore a grasso (schema)

Le tenute a premistoppa (cfr. par. 37) si adottano comunemente nel distributore in corrispondenza dei perni delle palette (fig. 237) mentre per l'albero principale, si preferiscono tenute più complesse (fig. 238) formate da più anelli e provviste di un ingrassatore a mano per ridurre gli attriti e gli eventuali aumenti di temperatura.

Per eliminare le perdite fra girante e carcassa, è sufficiente inserire degli anelli di gomma, alloggiati in apposite scanalature; ne risulta un lieve aumento delle resistenze di attrito ma anche una sensibile riduzione delle perdite di liquido, il che aumenta il valore del rendimento volumetrico.

80) CURVE CARATTERISTICHE

Anche per le turbine Francis, come per le Pelton, si possono tracciare opportuni diagrammi che mettono in evidenza le variazioni della potenza (N) della portata (Q) e del rendimento (η), in funzione del grado di apertura del distributore.

Con riferimento al diagramma — puramente indicativo — riportato in fig. 239, possiamo notare:

- la curva della portata è analoga a quella delle turbine Pelton, con un tratto iniziale rettilineo ed il tratto finale leggermente incurvato verso il basso;
- la curva della potenza, anch'essa analoga a quella della Pelton, ha inizio in un punto diverso dall'origine degli assi, per gli stessi motivi esposti al par. 74;
- la curva del rendimento differisce non poco da quella di una turbina Pelton; mentre nella Pelton, essa è abbastanza appiattita (il che corrisponde

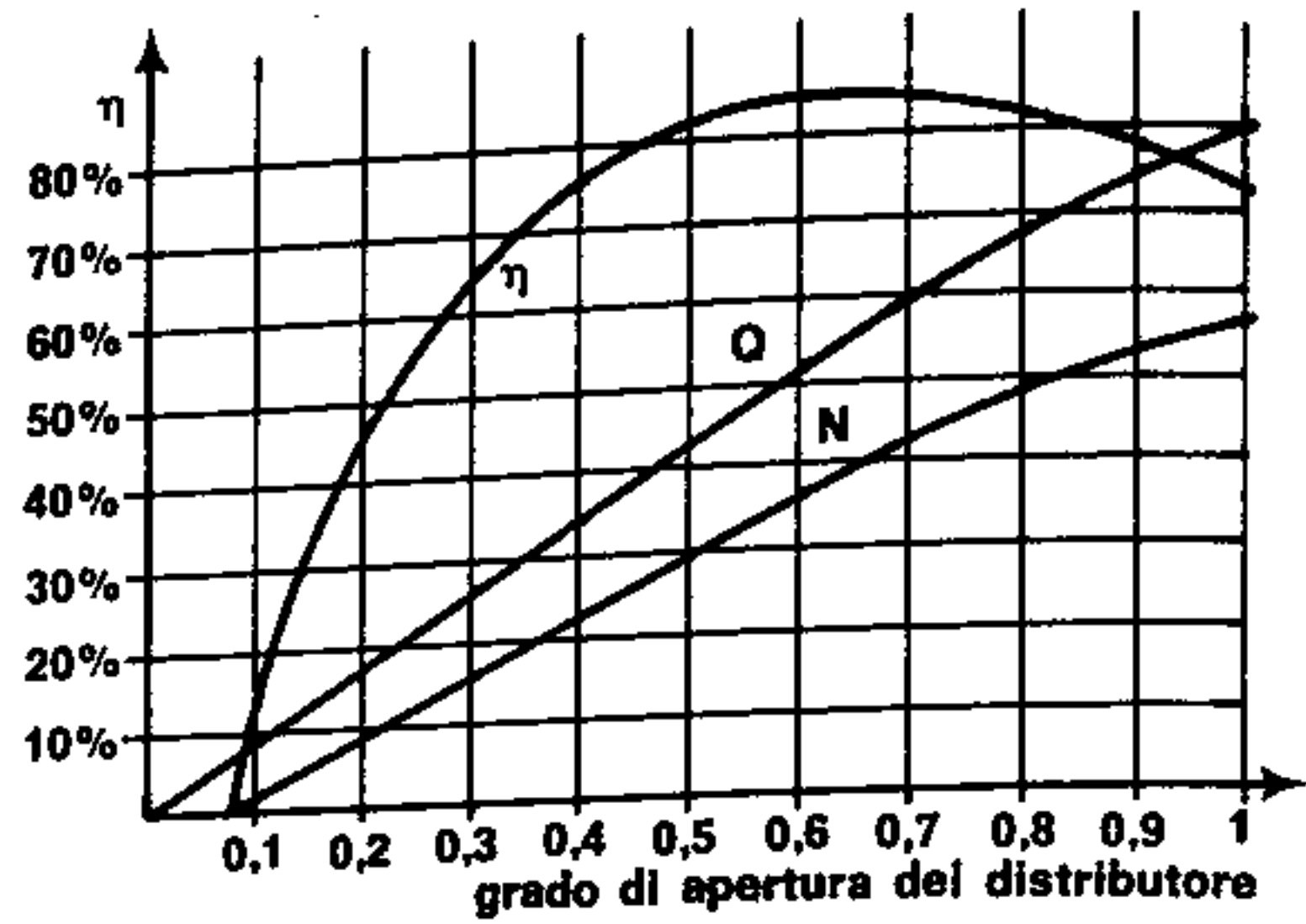


Fig. 239. Curve caratteristiche di una turbina a reazione

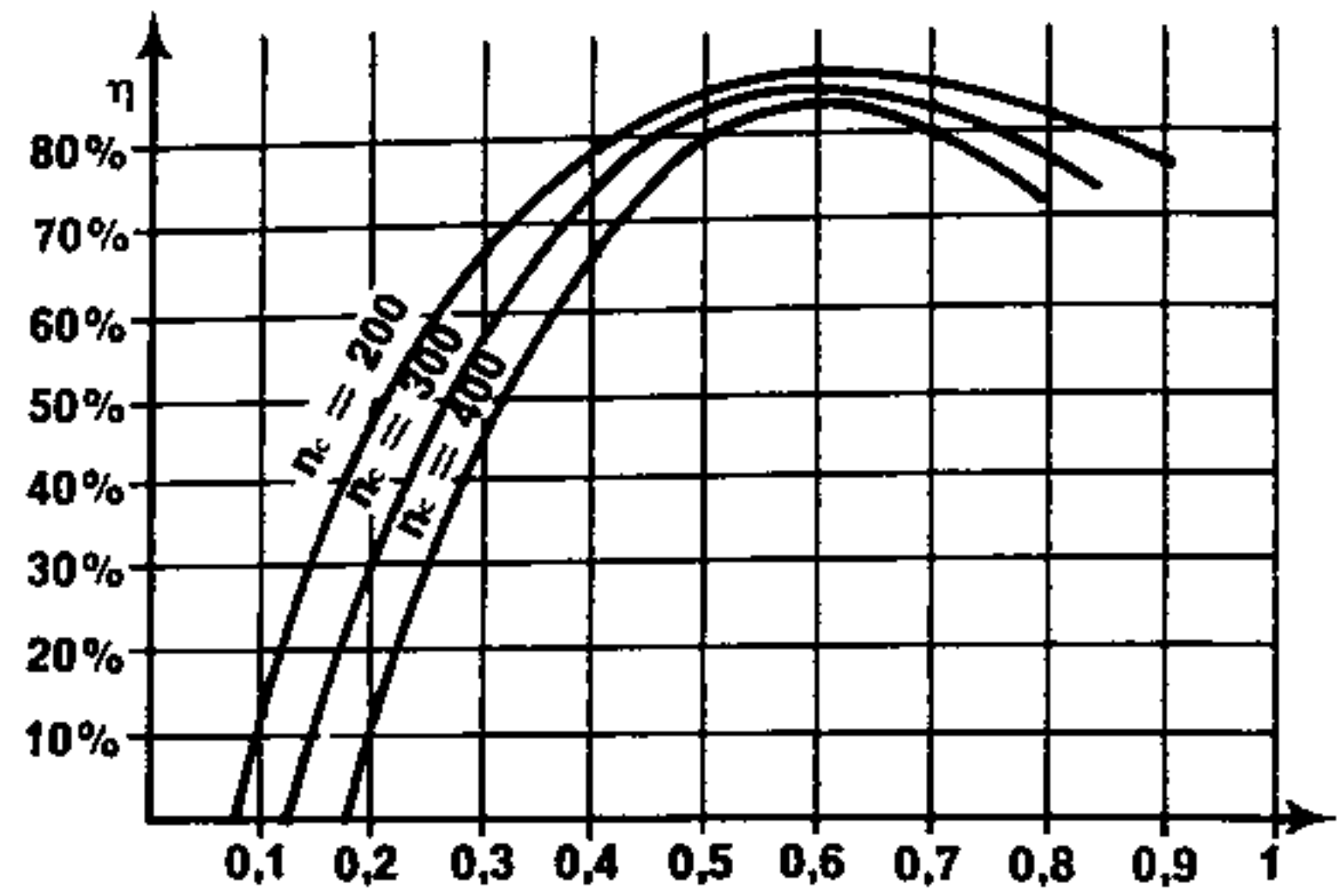


Fig. 240. Confronto fra le curve caratteristiche di turbine a reazione con diverso valore di n_c

ad un rendimento poco variabile entro un campo piuttosto esteso) nelle Francis si presenta tanto più incurvata quanto maggiore è il valore del numero di giri caratteristico (fig. 240).

È facile rilevare che l'estrema variabilità del rendimento di una Francis è legata all'alterazione subita dai triangoli di velocità in seguito alla regolazione della macchina; vedremo infatti nel prossimo paragrafo, che la portata della Francis si riduce ruotando simultaneamente di un certo angolo tutte le palette che compongono il distributore allo scopo di ridurre la sezione di passaggio del liquido. È chiaro che la rotazione delle varie pale comporta, come conseguenza secondaria, una diversa traiettoria delle particelle fluide e quindi una diversa inclinazione del vettore « c_1 » che rappresenta la velocità assoluta di ingresso nella girante; il triangolo delle velocità all'ingresso ne risulta sensibilmente alterato (fig. 241) e le pale della girante — che sono ovviamente inamovibili — non sono più disposte tangenzialmente al vettore « v_1 » (velocità relativa) producendo urti e dissipazioni di energia contrariamente all'asserto del primo aforisma idraulico. In seguito alla regolazione varia anche il triangolo delle velocità all'uscita (fig. 242), contribuendo — con la diversa inclinazione del vettore « c_2 » ad aumentare la perdita per energia cinetica allo scarico.

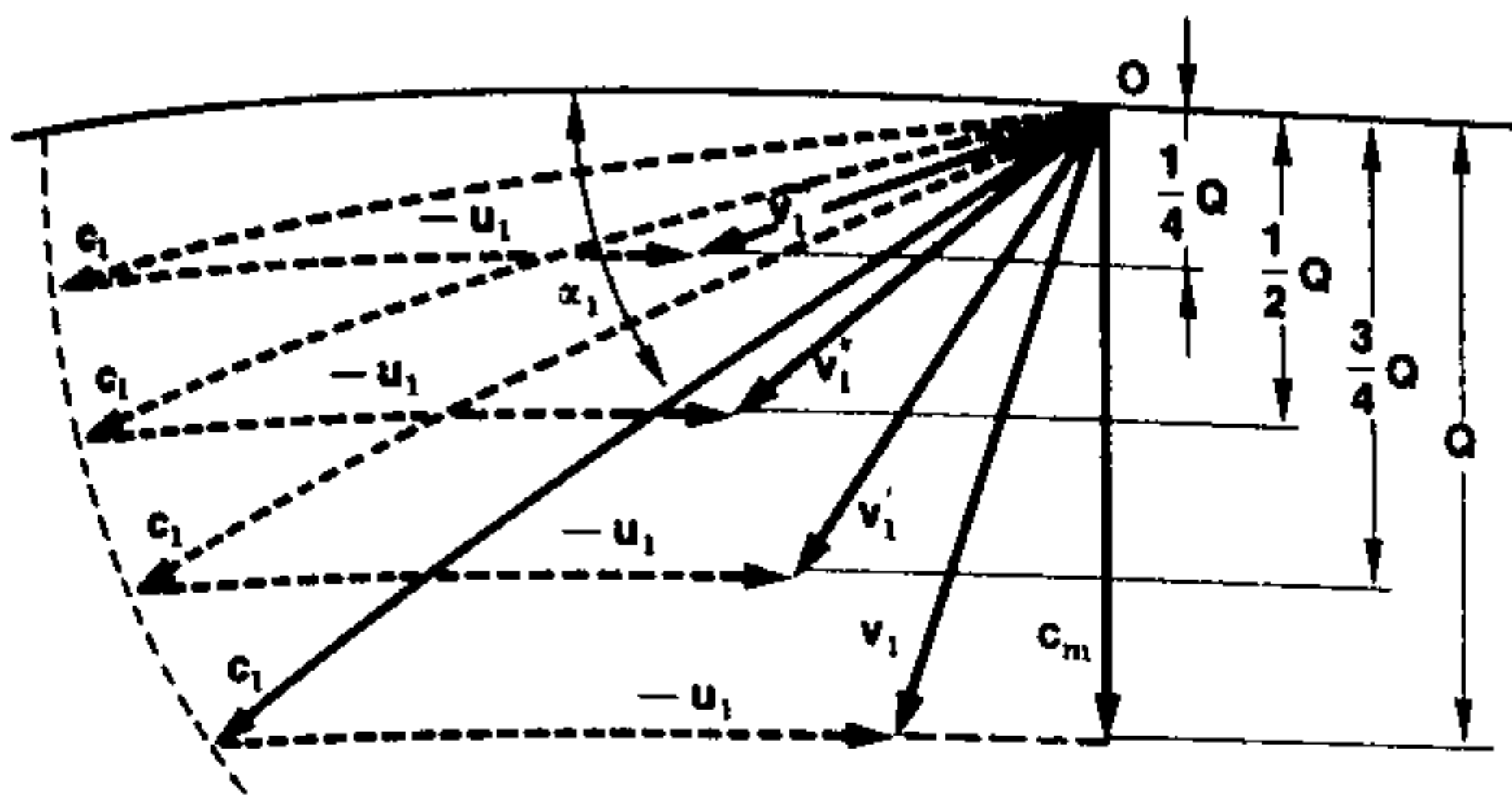


Fig. 241. Variazioni del triangolo delle velocità all'ingresso con la portata

questo inconveniente è tanto più sensibile quanto più veloce è la turbina e di conseguenza, quanto maggiore è il suo numero di giri caratteristico. Si può perciò concludere che la turbina Francis è una motrice che offre scarsa elasticità di esercizio; il suo impiego è preferibile ove il carico utile possa mantenersi pressoché costante o comunque variabile entro limiti poco estesi.

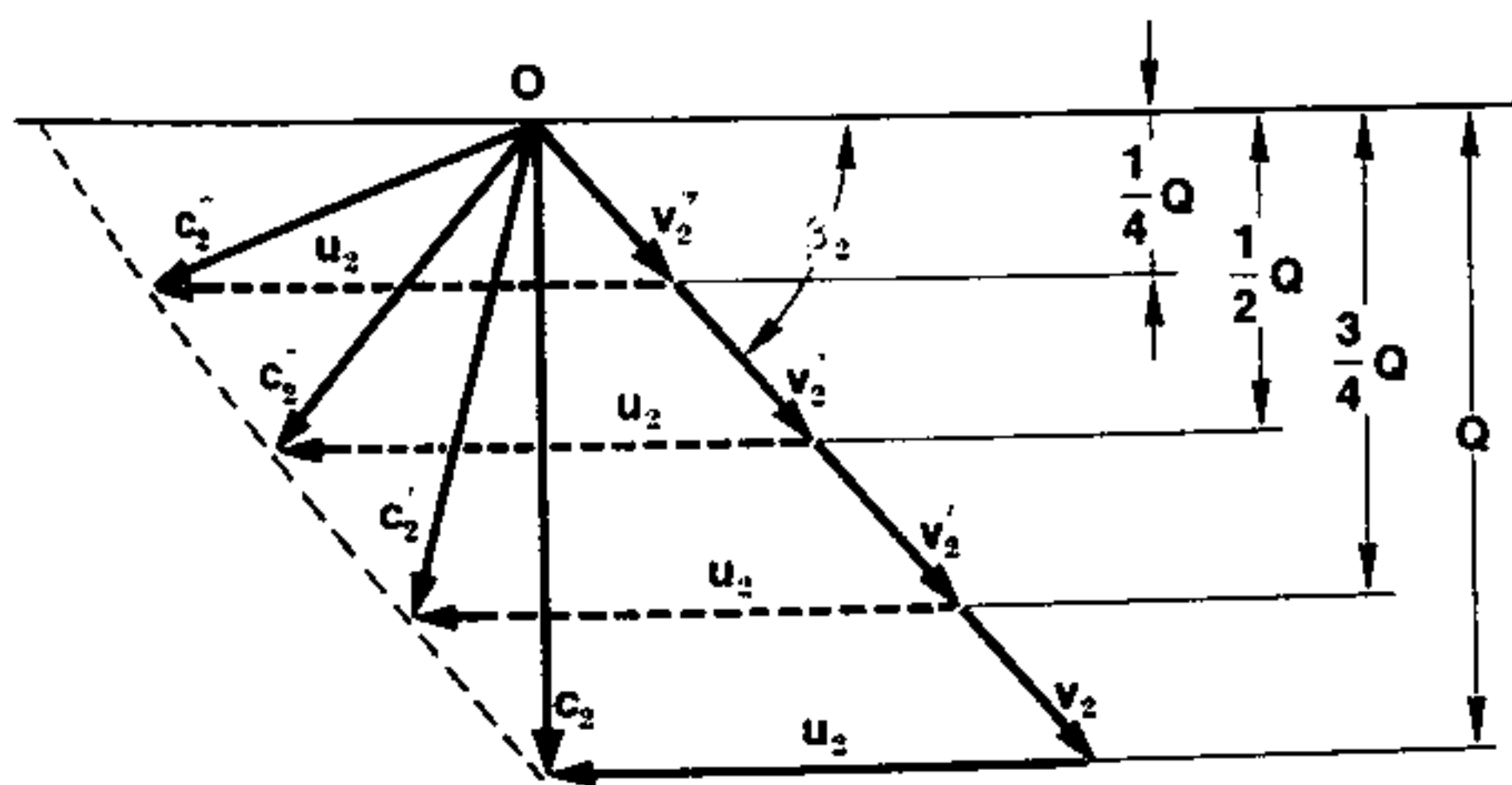


Fig. 242. Variazioni del triangolo delle velocità all'uscita

Per quanto concerne i valori da attribuire ai singoli rendimenti parziali, valgono le stesse considerazioni già esposte nel caso delle turbine Pelton; potremo ritenere mediamente:

$$\begin{aligned} \eta_i &= 0,82 \div 0,92 \\ \eta_v &= 0,96 \div 0,98 \\ \eta_m &= 0,96 \div 0,98 \end{aligned}$$

e per il rendimento totale della macchina:

$$\eta = 0,78 \div 0,90$$

81) REGOLAZIONE ED ARRESTO

Per quanto concerne la regolazione della turbina, possiamo ripetere con le dovute varianti, quanto espresso a proposito delle turbine Pelton; per ridurre (od aumentare) la potenza fornita, si riduce (o si aumenta) la portata di liquido che lavora entro la turbina.

La Francis però, al contrario della Pelton, è munita di un distributore che avvolge completamente la girante ed è impossibile quindi ridurre la portata ostruendo in parte le sezioni di efflusso.

Si risolve il problema, diminuendo la sezione di passaggio del liquido attraverso i vari condotti; a tale scopo, le palette del distributore — che in principio avevamo supposto fisse — sono in realtà mobili intorno ad un perno centrale in modo tale che ad una rotazione contemporanea di esse corrisponda una diminuzione della relativa sezione di passaggio.

a) Comando con catena interna

Al perno di ogni paletta è fissata rigidamente una leva (fig. 243), i cui estremi M ed N vengono connessi mediante perni e tiranti agli estremi della leva della paletta precedente e seguente, in modo da formare un parallelogramma articolato.

Ad una delle leve è applicato il braccio di comando, il cui movimento produce la rotazione contemporanea di tutte le palette. Tutto il complesso è immerso nell'acqua, e ciò provoca una rapida usura dei perni e delle bocche malgrado l'impiego di materiale adatto (bronzo, acciaio inossidabile ecc.); l'inconveniente è aggravato dal fatto che i giochi prodotti dall'usura dei perni si sommano lungo la catena dando luogo a rotazioni diverse delle singole palette con conseguente funzionamento irregolare della turbina.

b) Comando con catena esterna

Per evitare il rapido logorio dei perni, questo tipo di comando è preferito al precedente, ed ormai quasi universalmente adottato nelle turbine in camera forzata.

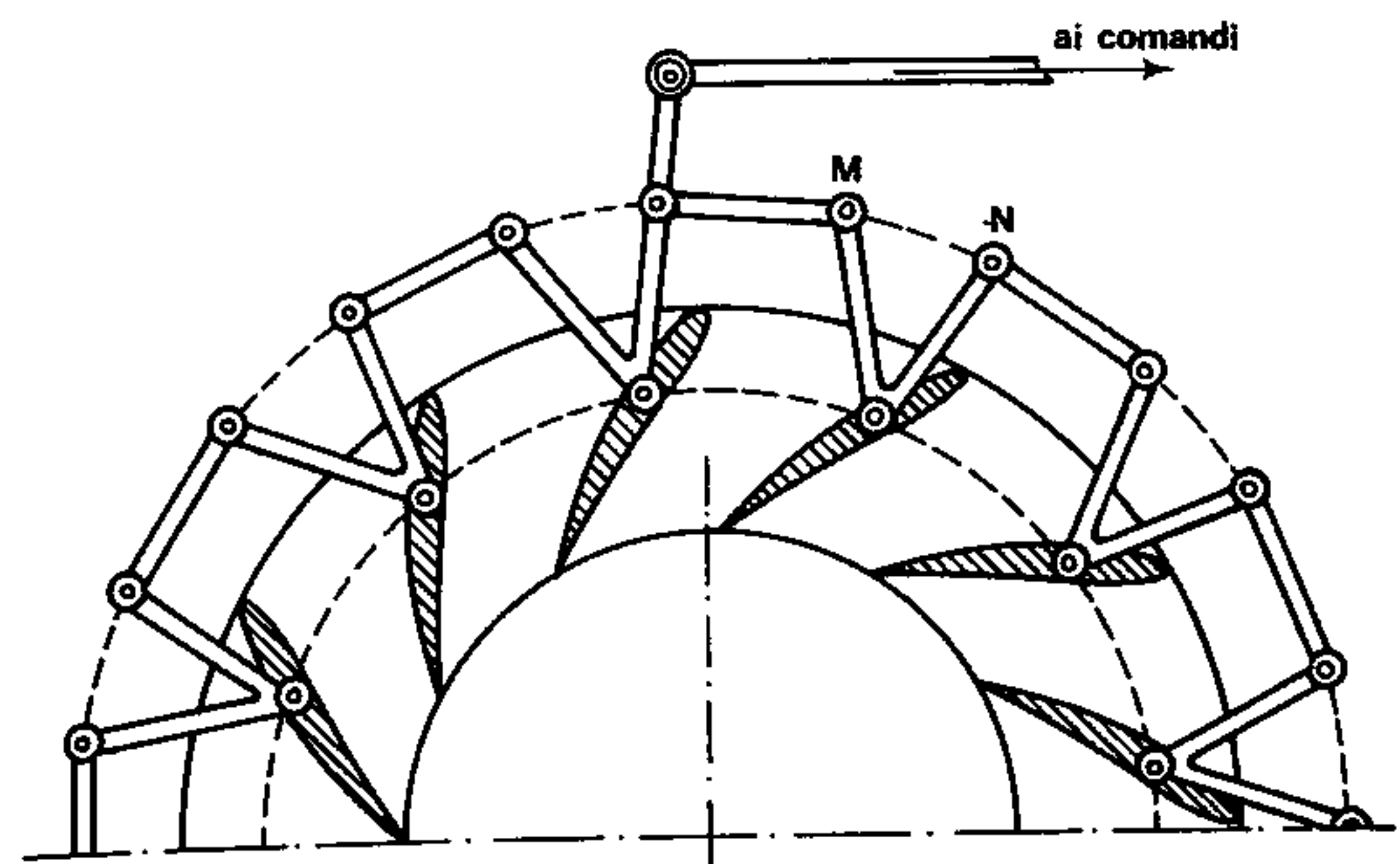


Fig. 243. Regolazione a comando con catena interna (schema)

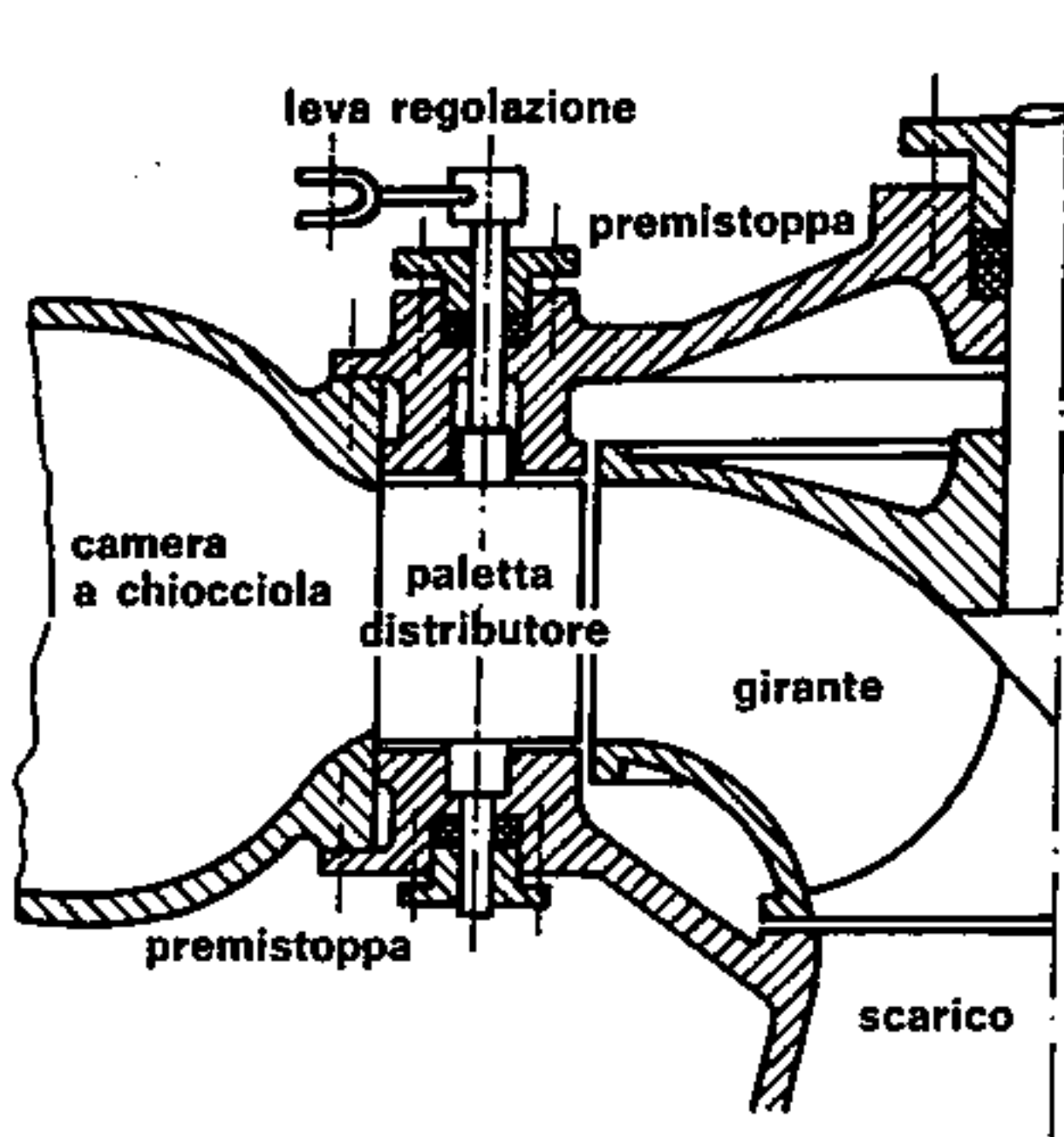


Fig. 244. Regolazione con catena esterna (schema)

I perni delle singole pale attraversano la parete della turbina, corredati da opportuni premistoppa (fig. 244) ed i collegamenti vengono quindi sottratti all'azione erosiva del fluido conseguendo una maggior durata del meccanismo.

c) Comando ad anello esterno

Questo comando permette di evitare l'inconveniente della somma dei giochi dei perni; l'unica leva di comando è sostituita da un anello collegato con bielle (fig. 245) alle leve fissate ai perni delle pale. È evidente che in questo caso, ciascuna pala risentirà esclusivamente dell'usura del proprio perno non essendo collegata alle rimanenti.

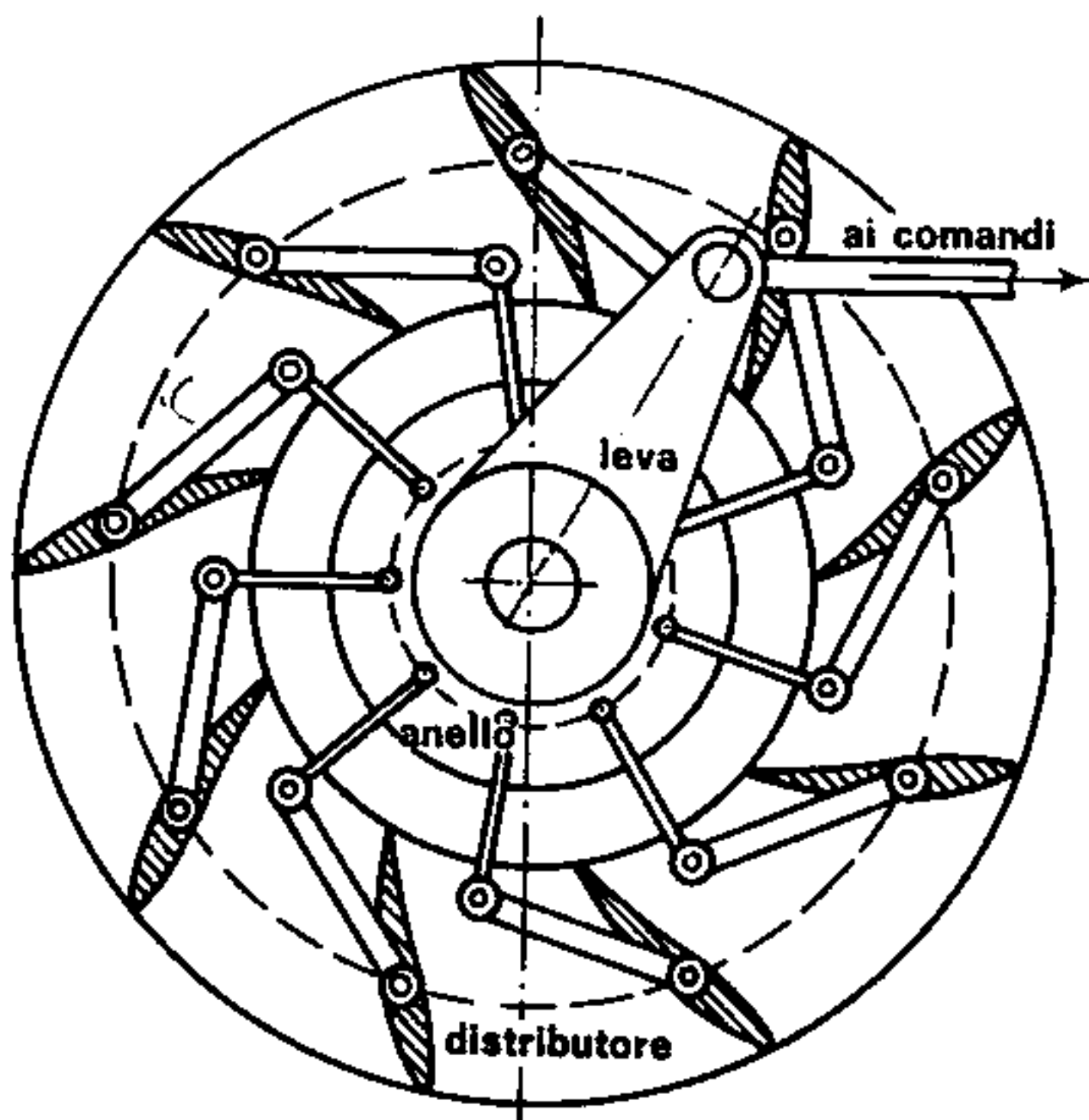


Fig. 245. Regolazione con comando ad anello (schema)

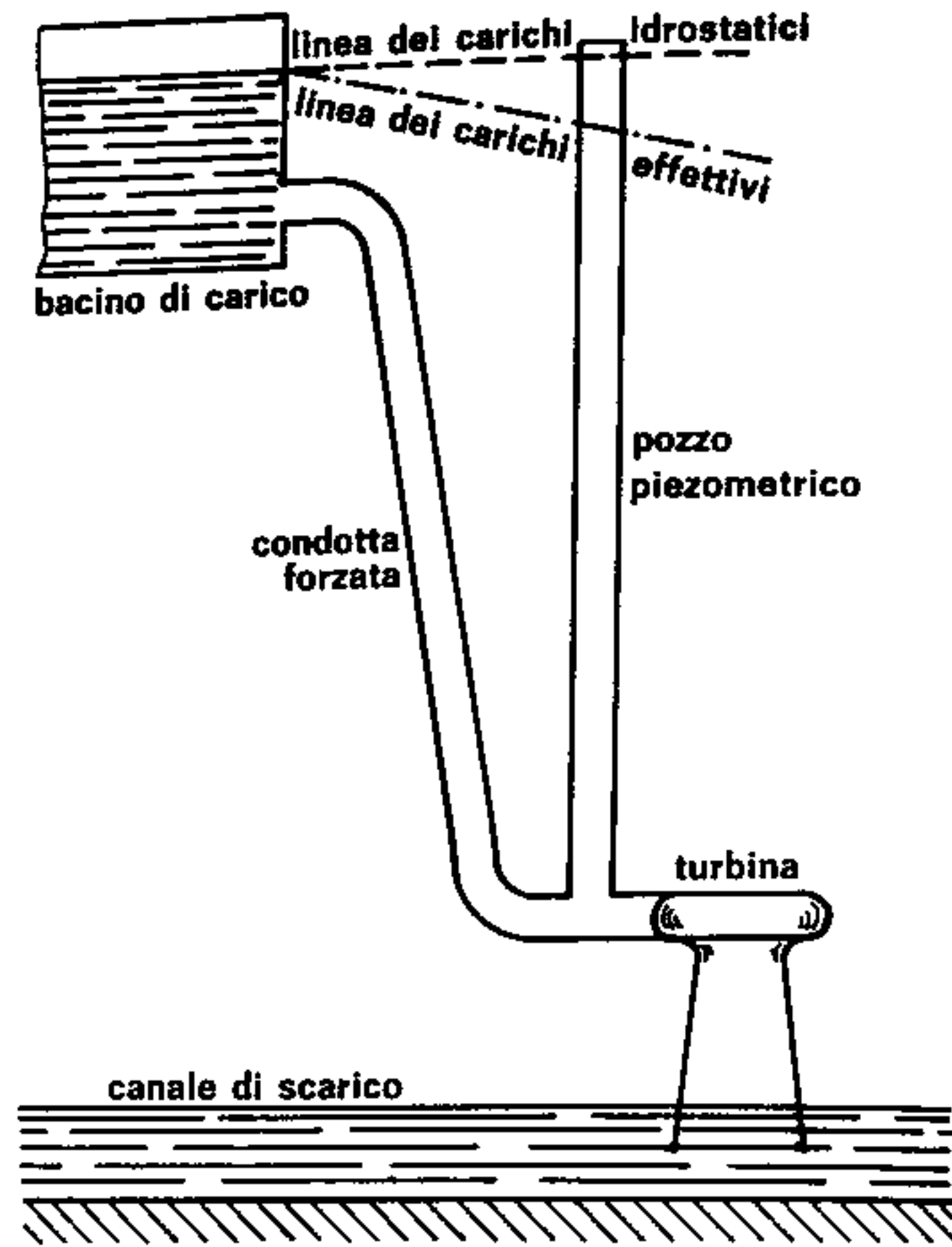


Fig. 246. Arresto rapido con tubo piezometrico (schema)

L'arresto graduale di una turbina Francis, si può ottenere estendendo la rotazione delle pale del distributore fino a conseguire il mutuo contatto fra loro, interrompendo il deflusso dell'acqua; l'arresto immediato invece, produce gli stessi inconvenienti già segnalati nel caso delle turbine Pelton (colpo di ariete), per cui questa manovra è, anche in questo caso, sconsigliabile.

L'impiego del tegolo deviatore — o di altri accorgimenti atti ad interrompere il getto — non è possibile nelle Francis, a causa della particolare forma del distributore che avvolge completamente la girante ed è in comunicazione diretta con la camera a chiocciola dalla quale proviene il liquido.

Si risolve perciò il problema in modi diversi: negli impianti che utilizzano dislivelli modesti, è sufficiente installare a monte della turbina un pozzo piezometrico (fig. 246) consistente in un tronco di tubazione disposto verticalmente ed aperto all'estremità superiore.

L'altezza del tubo deve essere almeno uguale alla quota del carico idrostatico in modo che il liquido non ne possa fuoriuscire né durante il funzionamento normale né durante i periodi di sosta della turbina; viceversa, nel caso di un arresto brusco, il liquido, compresso dalla forza d'inerzia, risale lungo il tubo piezometrico e tracima all'esterno, evitando sollecitazioni anormali nelle condotte. La lunghezza del tubo piezometrico, condizionata alla linea dei carichi idrostatici, lo rende inapplicabile nel caso di impianti in cui si utilizzano forti dislivelli.

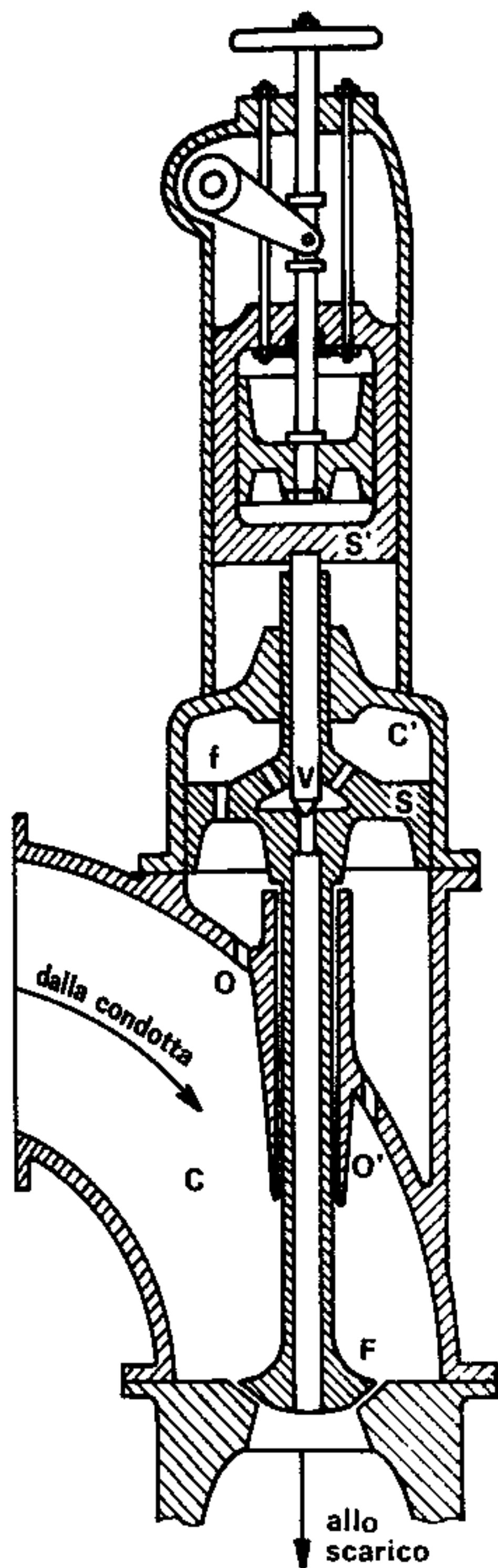


Fig. 247. Scarico sincrono (schema)

Si ricorre, in questi casi, ad una apparecchiatura speciale (detta scarico sincrono) il cui schema è rappresentato in fig. 247; esso è installato sulla condotta forzata a monte della turbina e permette, in caso di arresti improvvisi, di scaricare l'acqua direttamente nel canale sottostante.

La possibilità del libero deflusso dell'acqua è condizionata dall'apertura della valvola a fungo « F » la cui asta porta superiormente uno stantuffo « S » munito di piccoli fori « f ».

In regime di funzionamento normale, l'acqua che penetra nella camera C, attraversa i fori O e O' ricavati nel gomito, poi i fori « f » dello stantuffo in modo tale da agire su di esso da ambedue le facce; essendo equilibrata la spinta sulle facce dello stantuffo, la pressione dell'acqua tiene chiusa la valvola di scarico F. Nella necessità di un arresto immediato, il regolatore, operando sullo stantuffo superiore S', alza la valvolina « v » che permette il deflusso dell'acqua contenuta nella camera superiore C' attraverso l'asta della valvola F che è cava; il deflusso dell'acqua altera l'equilibrio delle spinte sulle facce dello stantuffo S che è costretto quindi ad innalzarsi, trascinando nel suo moto la valvola F che apre lo scarico del liquido direttamente al canale.

Capitolo Quindicesimo

Altre macchine motrici

82) TURBINE AD ELICA

La necessità di costruire motrici idrauliche atte ad erogare potenze sempre più elevate, porta inevitabilmente ad un aumento del numero di giri caratteristico:

$$n_c = \frac{n}{H} \cdot \frac{\sqrt{N}}{\sqrt{H}}$$

(inconciliabile con la costruzione di turbine Francis di tipo tradizionale) oppure — nell'intento di limitare l'incremento di « n_c » — ad una sensibile riduzione del regime di rotazione « n » della motrice con conseguente impossibilità di collegamento diretto con la macchina elettrica.

Se inoltre il salto netto disponibile è relativamente modesto, per ottenere l'alta potenza richiesta, occorre aumentare considerevolmente la portata, raggiungendo limiti che una normale turbina Francis non è in grado di smaltire.

Una prima soluzione — peraltro abbandonata dopo pochi tentativi — fu quella di ricorrere ad un certo numero di macchine di potenza minore, operanti in serie, creando degli insiemi decisamente complessi ed antieconomici. È preferibile invece ricorrere alle **turbine ad elica** — concettualmente simili alle pompe elicoidali capaci di elaborare portate grandissime utilizzando dislivelli molto modesti.

La turbina ad elica, nelle sue linee essenziali è molto semplice (fig. 248): il distributore ha la con-

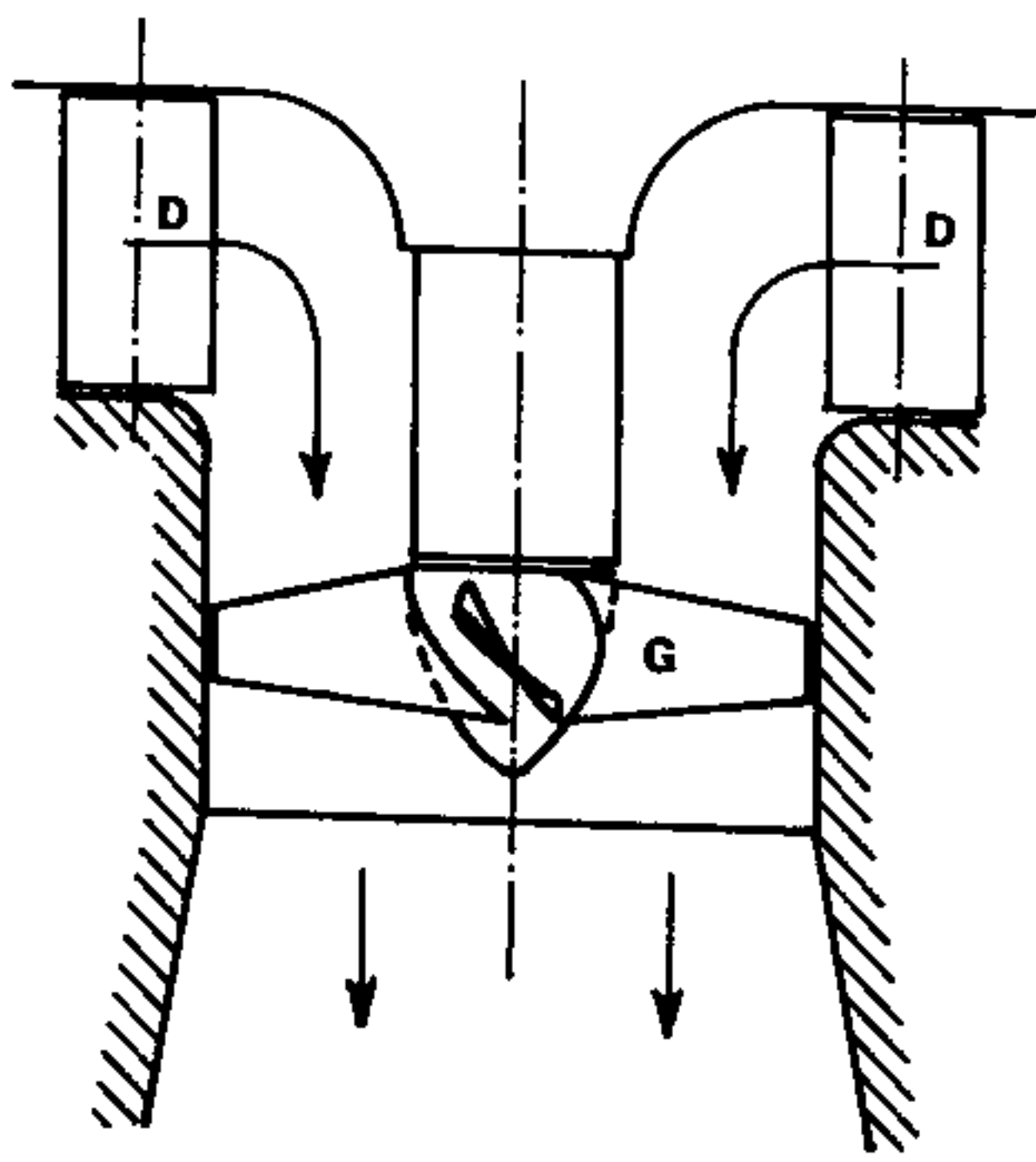


Fig. 248. Turbina ad elica (schema)

sueta forma di corona circolare con introduzione radiale del fluido operante, mentre la girante ruota entro una camera cilindrica ed è costituita da un mozzo di grande diametro che porta un numero di pale molto limitato (3÷4) sensibilmente simili a quelli di un'elica navale; le pale hanno profilo aerodinamico e sviluppo ridotto onde diminuire le resistenze di attrito che si oppongono al moto del fluido scorrente con notevole velocità.

Il liquido uscente dal distributore compie una deviazione di circa 90° per imboccare la palettatura mobile, la percorre cedendo ad essa parte della sua energia; dopodiché penetra ad alta velocità entro il tubo diffusore che lo convoglia al canale di scarico.

La presenza del tubo diffusore assume maggiore importanza nelle turbine ad elica a causa della forte velocità con cui il fluido lascia la macchina; esso, con la sua forma tronco-conica, permette di recuperare parte dell'energia cinetica posseduta dal fluido che risulterebbe altrimenti perduta.

Particolare cura deve essere dedicata alla conicità del tubo diffusore; una conicità troppo modesta può ridurre al minimo il recupero parziale dell'energia di scarico, mentre una conicità eccessiva può provocare il distacco della vena dalle pareti con formazione di vortici che influiscono dannosamente sul rendimento della macchina.

Lo sviluppo assiale del tubo è limitato nelle turbine ad elica dal piccolo dislivello utilizzabile; si rimedia costruendolo a forma di gomito, prolungandolo in direzione orizzontale per consentire lo sfruttamento massimo dell'energia recuperabile, e corredandolo talvolta di una spina conica che ha la funzione di regolarizzare l'andamento dei filetti fluidi cui è stato conferito un moto tangenziale, per effetto del trascinamento operato dall'elica (fig. 249).

Le turbine ad elica, hanno un rendimento notevole, purché se ne limiti opportunamente il campo di regolazione; queste macchine infatti, come le Francis, vengono progettate in modo che l'inclinazione delle pale soddisfi, nel migliore dei modi, il primo aforisma idraulico per un certo valore della portata e del regime di rotazione.

Variando la portata della turbina, varia l'inclinazione delle pale del distributore e variano di conseguenza i triangoli di velocità; le pale della girante non risultano più tangenti al flusso liquido e ne derivano urti e vortici tanto più dannosi per il rendimento idraulico in quanto le velocità sono più alte che nelle Francis.

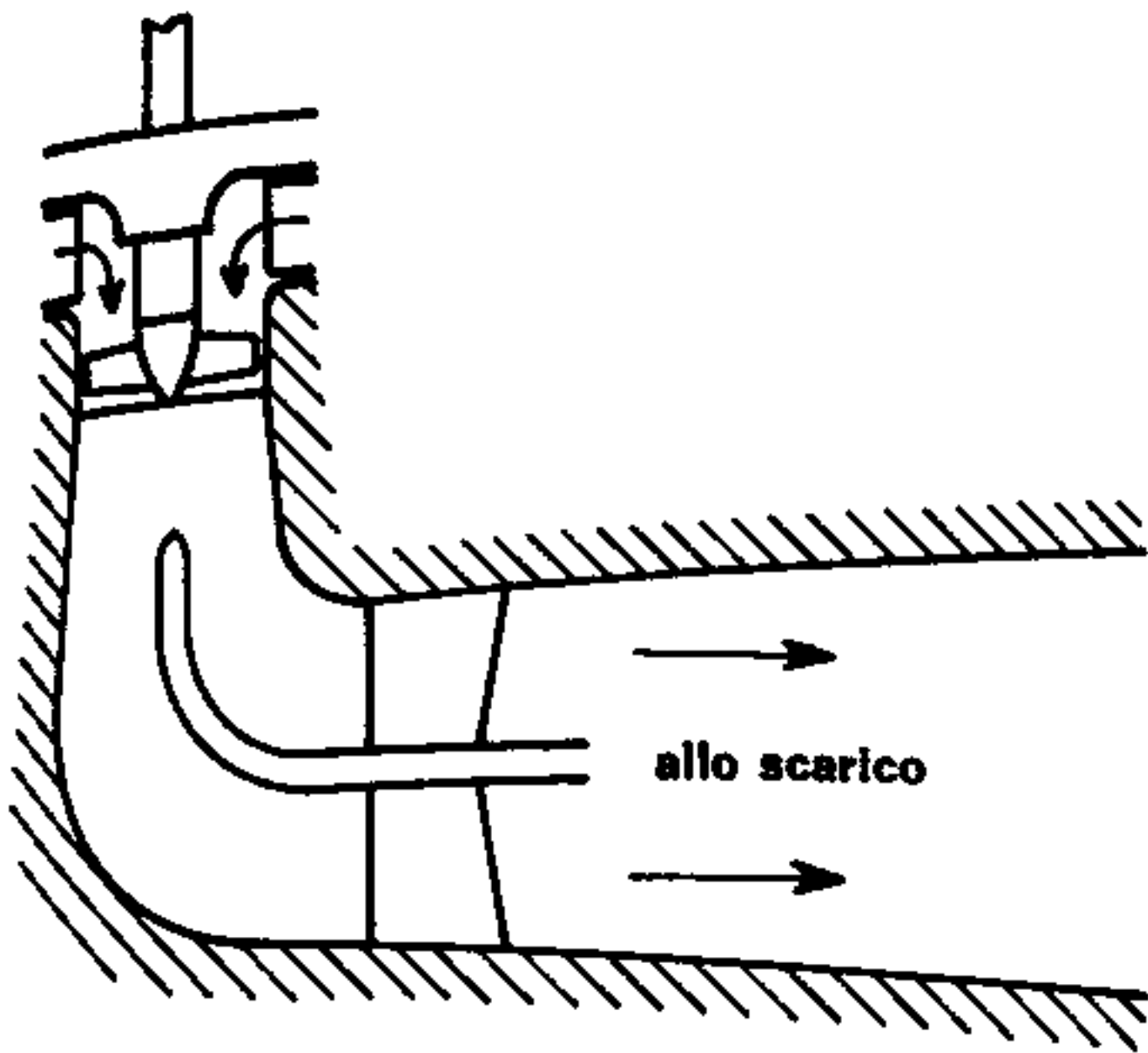


Fig. 249. Tubo aspiratore per bassi dislivelli

83) TURBINE KAPLAN

Da quanto abbiamo esposto al paragrafo precedente, risulta chiaro come le turbine ad elica, pur con gli innegabili vantaggi dell'alta potenza erogata e della capacità di sfruttare salti geodetici molto esigui, presentino il grave inconveniente della scarsa elasticità, non potendosi adattare alle eventuali variazioni del carico esterno senza pregiudicare il valore del rendimento.

Le turbine Kaplan permettono di risolvere anche quest'ultimo aspetto negativo; esse sono sostanzialmente identiche a quelle già descritte con l'unica variante del sistema di attacco delle pale al mozzo della girante. Mentre nelle turbine ad elica comuni la pala è rigidamente calettata al mozzo, nelle Kaplan ogni pala è munita di un attacco a snodo in modo da poter variare la propria inclinazione soddisfacendo, in ogni condizione di carico, il primo aforisma idraulico; è evidente che con questo accorgimento, il rendimento idraulico della motrice è soggetto a variazioni piccolissime dipendenti esclusivamente dall'entità della velocità di scarico mentre, per quanto concerne l'ingresso del fluido nella girante, esso si manifesta sempre nelle migliori condizioni.

La manovra di regolazione è duplice; il regolatore applicato alla turbina, aziona, in perfetto sincronismo, sia le pale del distributore che riducono il valore della portata come nelle Francis, sia le pale della girante che assumono una nuova angolazione, adatta ad evitare gli urti con il liquido, in funzione dei nuovi valori delle velocità.

La maggiore elasticità delle turbine Kaplan è messa in evidenza dal diagramma di fig. 250, in cui sono riportate le curve del rendimento di una turbina di questo tipo e messe a confronto con quelle di una Francis e di una elicoidale comune.

Si può affermare che una Kaplan offre un rendimento prossimo al valore massimo entro un campo di regolazione compreso fra il 20% ed il 90% dell'apertura completa del distributore; per grandi unità si può addirittura prevedere:

$$\begin{aligned}\eta_l &= 0,95 \\ \eta_v &= 0,99 \\ \eta_m &= 0,99\end{aligned}$$

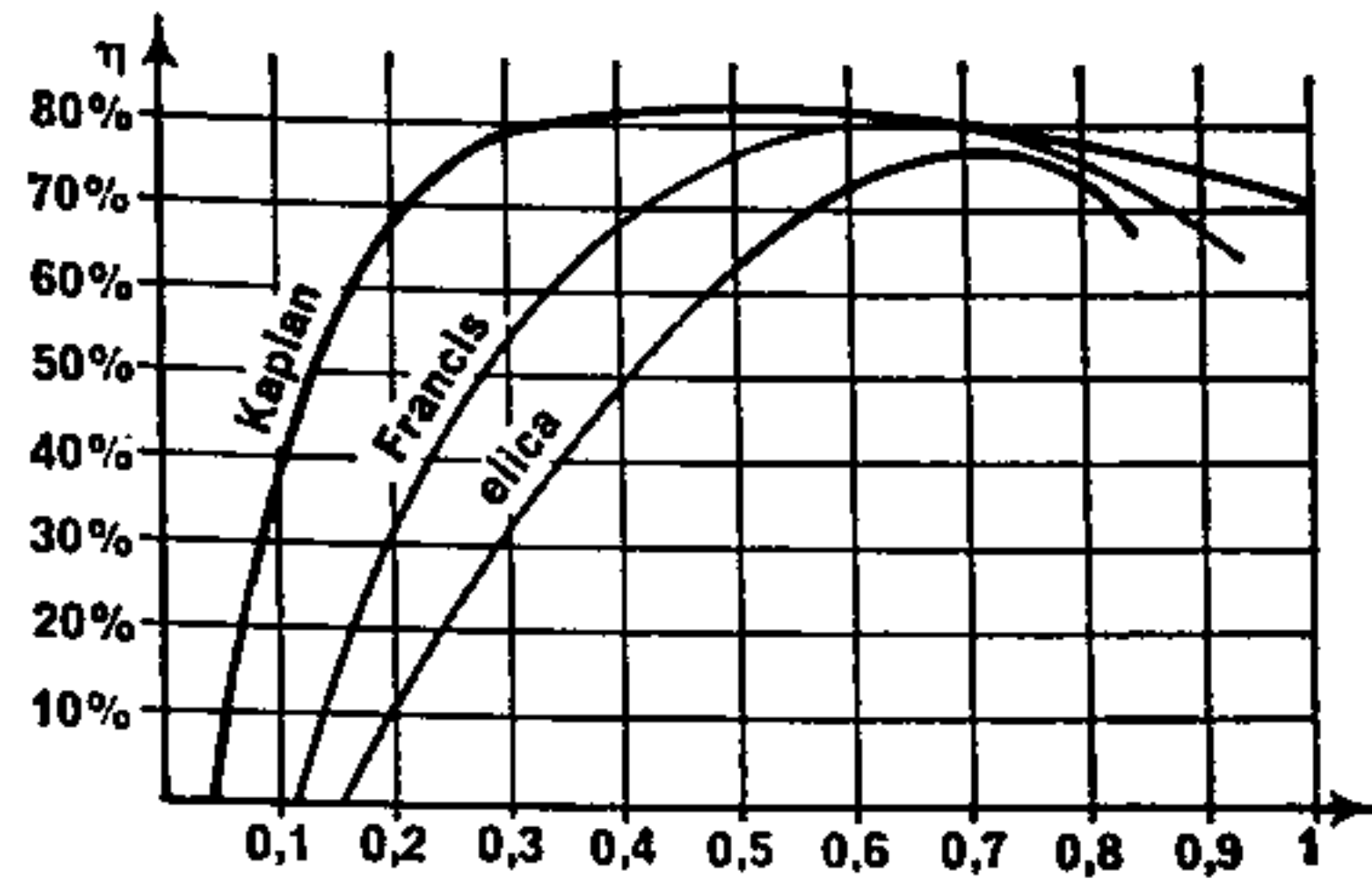


Fig. 250. Confronto fra le curve caratteristiche di una Kaplan con quelle di altre turbine a reazione

Con un rendimento totale:

$$\eta = 0,93$$

valore di tutto rispetto per una motrice idraulica.

84) RUOTE A CASSETTE

A differenza delle turbine che sfruttano direttamente l'energia cinetica del fluido operante, le ruote idrauliche ne utilizzano l'energia potenziale di posizione; ossia una massa di liquido di peso « P » scendendo da una quota « H » molto modesta, agisce direttamente sulla ruota per produrre il lavoro teorico:

$$L_t = PH \quad (215)$$

Appartengono a questa categoria, le ruote a cassette, macchine peraltro industrialmente superate ma che trovano tutt'ora qualche possibilità di impiego in località ricche di canali per modeste produzioni di forza motrice (mulini, piccole segherie, laboratori artigiani ecc.).

Una ruota a cassette (fig. 251) è costituita da due dischi (in legno duro o in ferro) posti ad una distanza « d » fra i quali vengono ricavati dei reci-

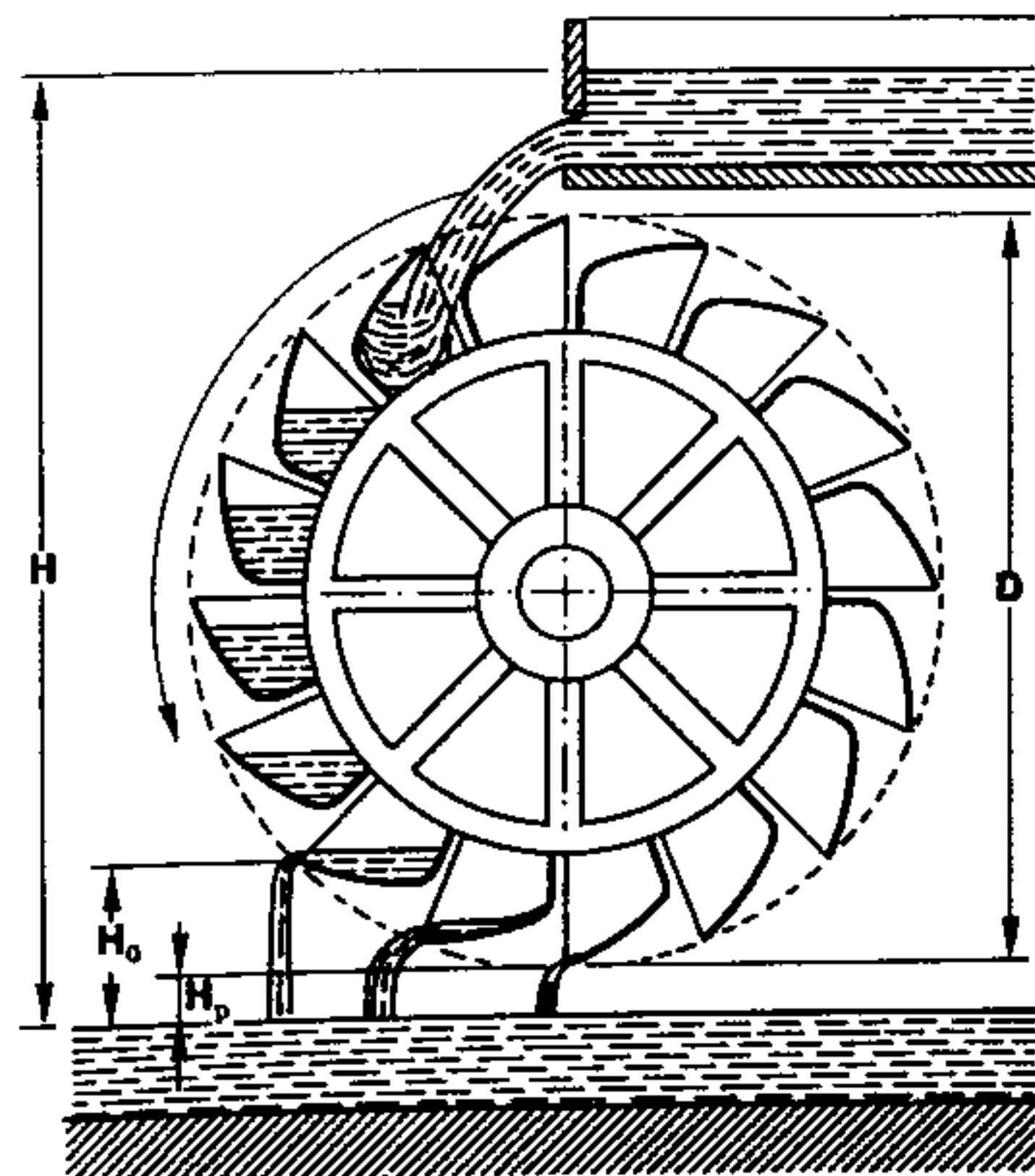


Fig. 251. Ruota a cassette (schema)

pienti di forma appropriata che raccogliendo l'acqua cadente da un canale posto alla sommità della ruota, generano un momento motore rispetto all'asse della ruota stessa, sufficiente ad ottenere la rotazione. L'acqua proviene da una luce, regolabile mediante una paratoia mobile, inizia il riempimento della cassetta più prossima e lo conclude non appena quest'ultima — per effetto della rotazione della ruota — si è allontanata, subentrando al suo posto, la cassetta seguente; **il riempimento delle cassette è solo parziale** ed il liquido in esse versato incomincia a sfuggire dal bordo non appena ogni singola cassetta raggiunge la quota « H_0 » segnata in figura. Per questo motivo, e per la necessità di mantenere la ruota un po' più alta del pelo libero del canale di scarico, il lavoro realmente prodotto dalla ruota risulta sensibilmente inferiore a quello previsto dalla relazione (215); in altre parole, il rendimento della ruota a cassette è molto basso, raggiungendo difficilmente il 75%.

La potenza resa dalla macchina si esprime con la formula consueta (in CV):

$$N_c = \frac{\gamma Q H}{75}$$

nella quale il salto netto (H) può essere sostituito dal dislivello geodetico esistente fra i due peli liberi data l'assenza di condotte o tubazioni fra il canale superiore e la motrice.

Lo schema di fig. 251 chiarisce a sufficienza il legame esistente fra le dimensioni di una ruota a cassette ed il salto da essa utilizzabile; quest'ultimo infatti è in genere di poco superiore al diametro della ruota, diametro che non può comunque assumere valori elevati per non rendere il meccanismo eccessivamente ingombrante e costoso. È facile perciò dedurre che anche la potenza ottenibile è modestissima, caratteristica questa che accoppiata alla scarsa velocità dell'insieme, limita l'impiego di queste rudimentali macchine idrauliche a pochi casi specifici.

Per sfruttare dislivelli maggiori senza costruire ruote di diametro eccessivo si ricorre talvolta ad una installazione del tipo illustrato in fig. 252; il liquido

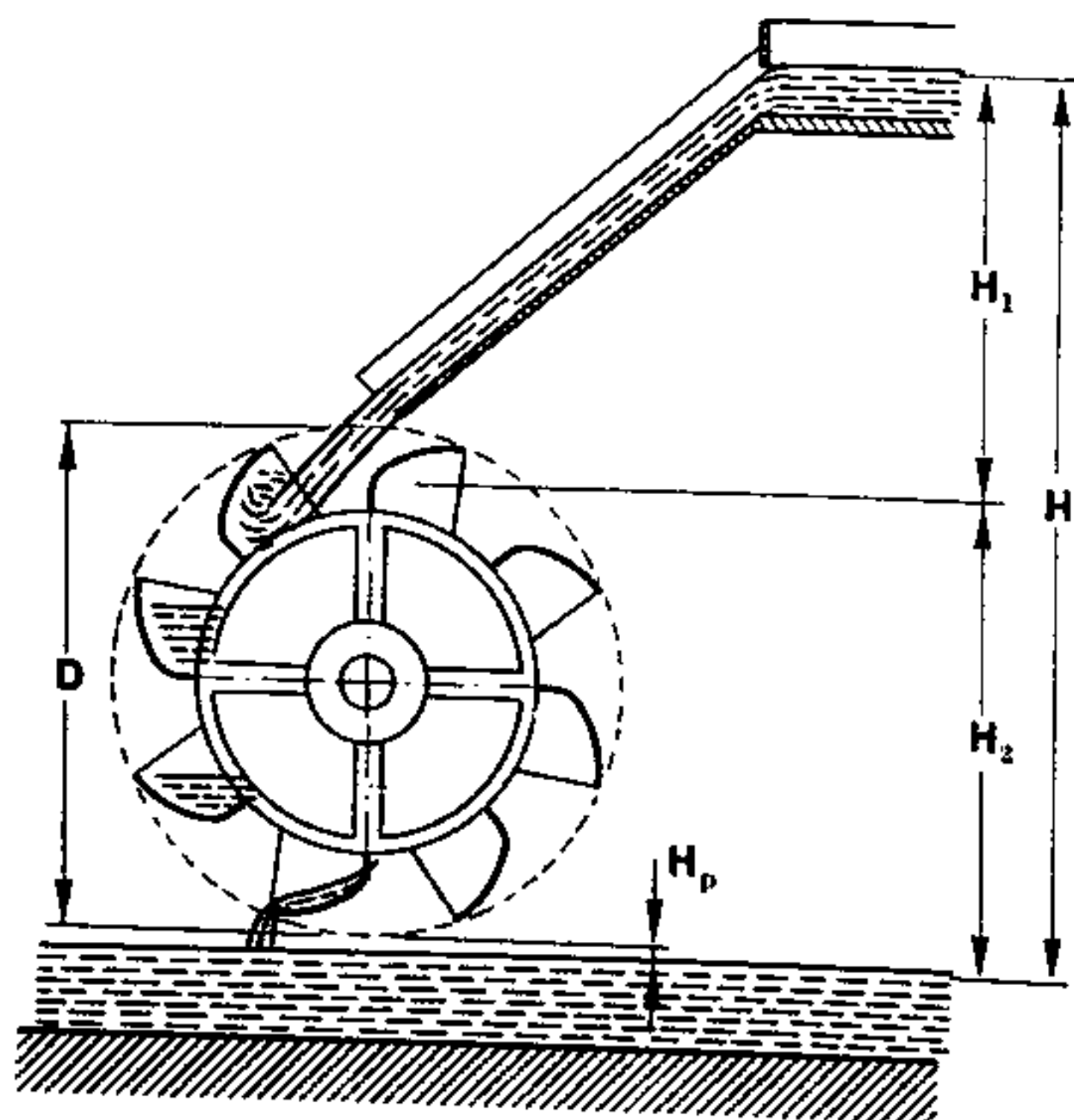


Fig. 252. Ruota a cassette per dislivelli sensibili (schema)

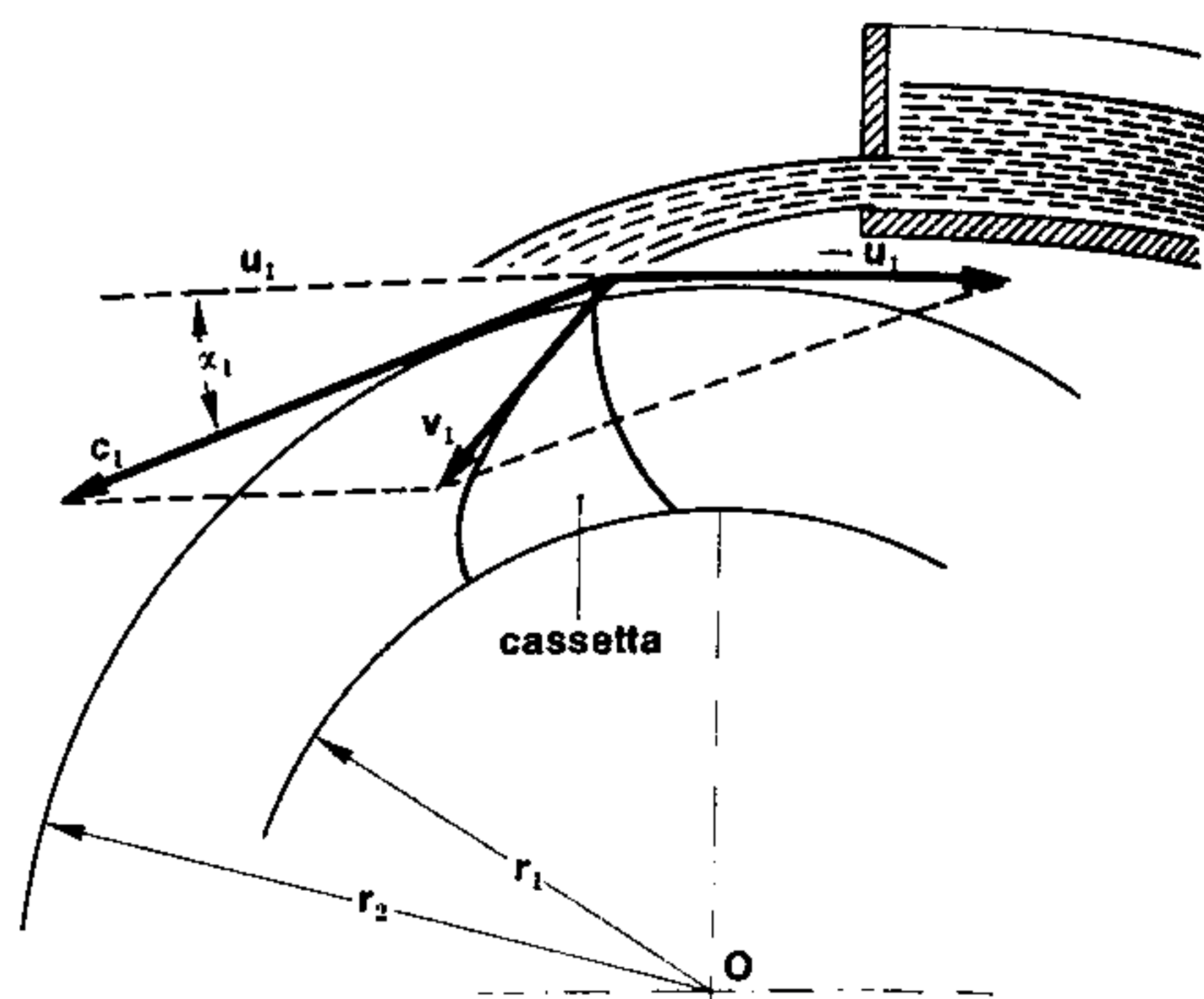


Fig. 253. Triangolo delle velocità di ingresso in una ruota a palette

viene condotto alla ruota mediante una corsia (in legno o in lamiera) fortemente inclinata ove acquista una discreta velocità con la quale investe le cassette mobili, cosicché la ruota utilizza in parte l'energia potenziale di posizione ed in parte l'energia cinetica posseduta dal fluido al momento dell'incontro con gli elementi della ruota; in definitiva una ruota idraulica di questo tipo, si avvicina sensibilmente ad una rudimentale turbina Pelton. Anche se l'azione principale del liquido sulla ruota, resta legata all'energia potenziale di posizione, è facile rendersi conto, da un esame della fig. 252, che il fluido investe le singole cassette con una certa velocità, funzione dell'altezza di carico « H »; **ne segue che anche nelle ruote idrauliche occorre profilare i bordi delle cassette in modo da rendere minima la dissipazione di energia per urto della vena fluida.**

Sia « c_1 » la velocità con cui l'acqua effluisce dalla luce, ed « u_1 » la velocità periferica della ruota, che in genere vale mediamente la metà di quella dell'acqua; dalla composizione vettoriale riportata in fig. 253 si determina il vettore « v_1 » (velocità relativa rispetto alla ruota) e si costruisce la cassetta in modo che il suo bordo risulti tangente al vettore stesso. Questa condizione assume un'importanza ancora maggiore nelle ruote di fig. 252 nelle quali la velocità di ingresso può essere notevole a seconda del valore assunto dalla quota parziale « H_1 ».

85) RUOTE DI FIANCO CELERI

Per dislivelli molto ridotti ($H = 2 \div 3$ m) l'impiego delle ruote a cassette è sconsigliabile sia per il modestissimo valore della potenza resa, sia per le piccole dimensioni che assumerebbe la ruota riducendo proporzionalmente anche la portata; si ripiega, in questi casi, su altri tipi di ruote « ruote a palette » o « ruote di fianco » concepite in modo tale da poter smaltire notevoli quantità di acqua incrementando così la scarsa potenza resa.

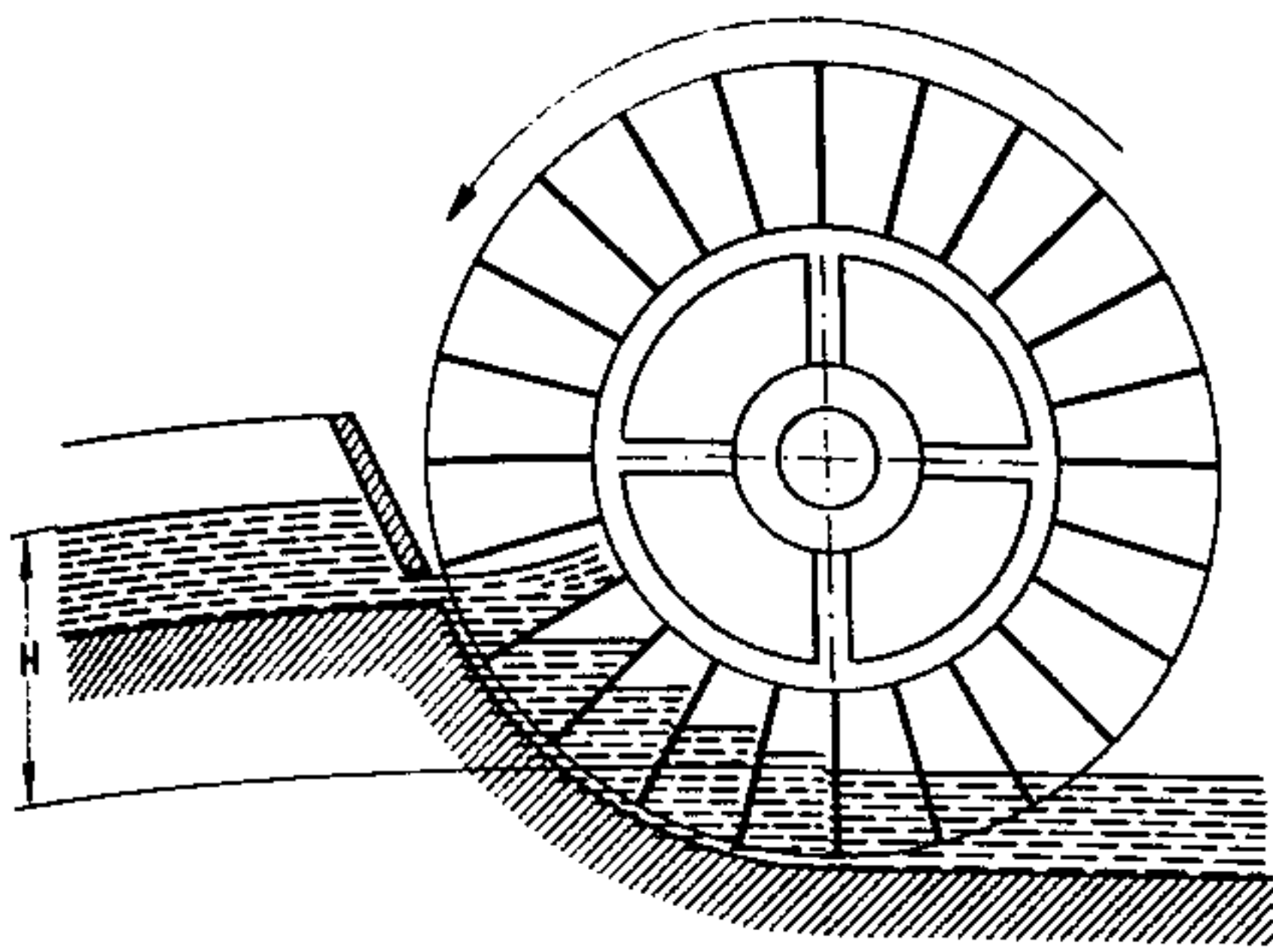


Fig. 254. Ruota di fianco celere con pale diritte (schema)

Una ruota a palette è schematizzata in fig. 254: la girante ha un diametro ampiamente superiore al dislivello disponibile, sì che l'acqua la investe al disotto dell'asse di rotazione, ed il complesso volge entro una corsia di cemento le cui pareti consentono di sostituire le cassette con una serie di palette disposte pressoché radialmente; l'acqua effluente da una luce a battente, regolabile mediante una paratoia mobile, acquista una certa velocità e restando imprigionata fra le pareti della corsia e due palette consecutive genera una spinta tangenziale, in parte per effetto del peso proprio, ed in parte per effetto della velocità posseduta. L'acqua lascia le palette non appena queste hanno raggiunto il punto più basso della traiettoria, e defluisce nel canale di scarico, il cui movimento è concorde con quello del canale alimentatore, al contrario di quanto avviene nelle ruote a cassette. Dalla figura citata, si rilevano alcune facili considerazioni:

- a) il gioco fra ruota e corsia deve essere piccolissimo per non aumentare troppo le perdite volumetriche, e le pareti devono essere ben levigate;
- b) il livello dell'acqua fra due palette, nell'istante in cui inizia la fase di scarico, deve coincidere

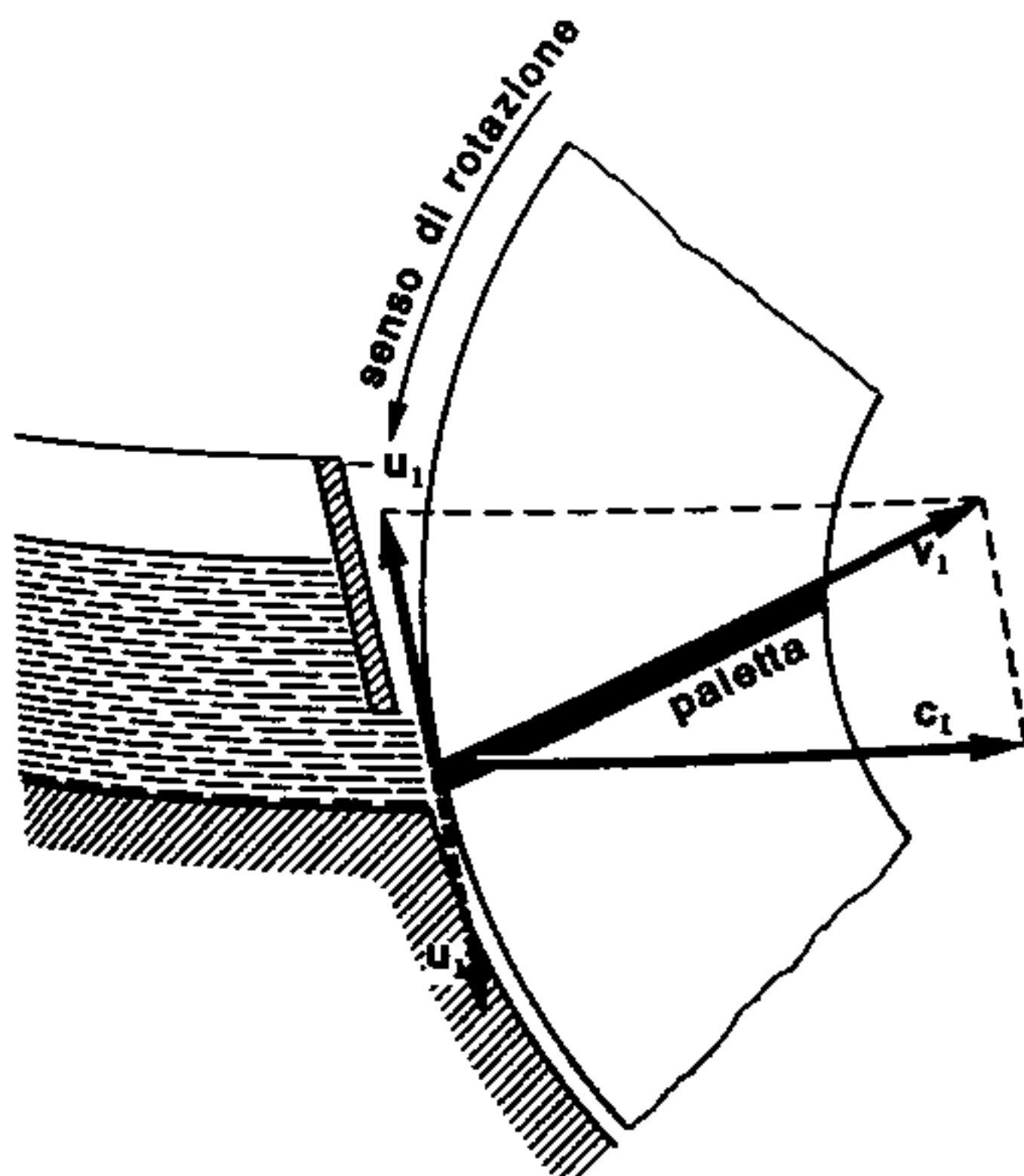


Fig. 255. Triangolo delle velocità in una ruota di fianco celere

con quello del canale; se infatti il livello entro le palette fosse maggiore di quello del canale, si verificherebbe una perdita di lavoro non essendo integralmente utilizzato il salto disponibile, mentre nel caso opposto, si manifesterebbe una contropressione allo scarico con un sensibile rallentamento del moto;

- c) la disposizione delle palette deve essere tale da ridurre al minimo gli urti del liquido in fase di ingresso (primo aforisma idraulico); nella fig. 255 è rappresentata la composizione vettoriale fra il vettore « c_1 » (velocità assoluta di ingresso) ed il vettore « $-u_1$ » (velocità periferica invertita) per determinare il valore e la direzione di « v_1 » cui il bordo della palette deve risultare tangente.

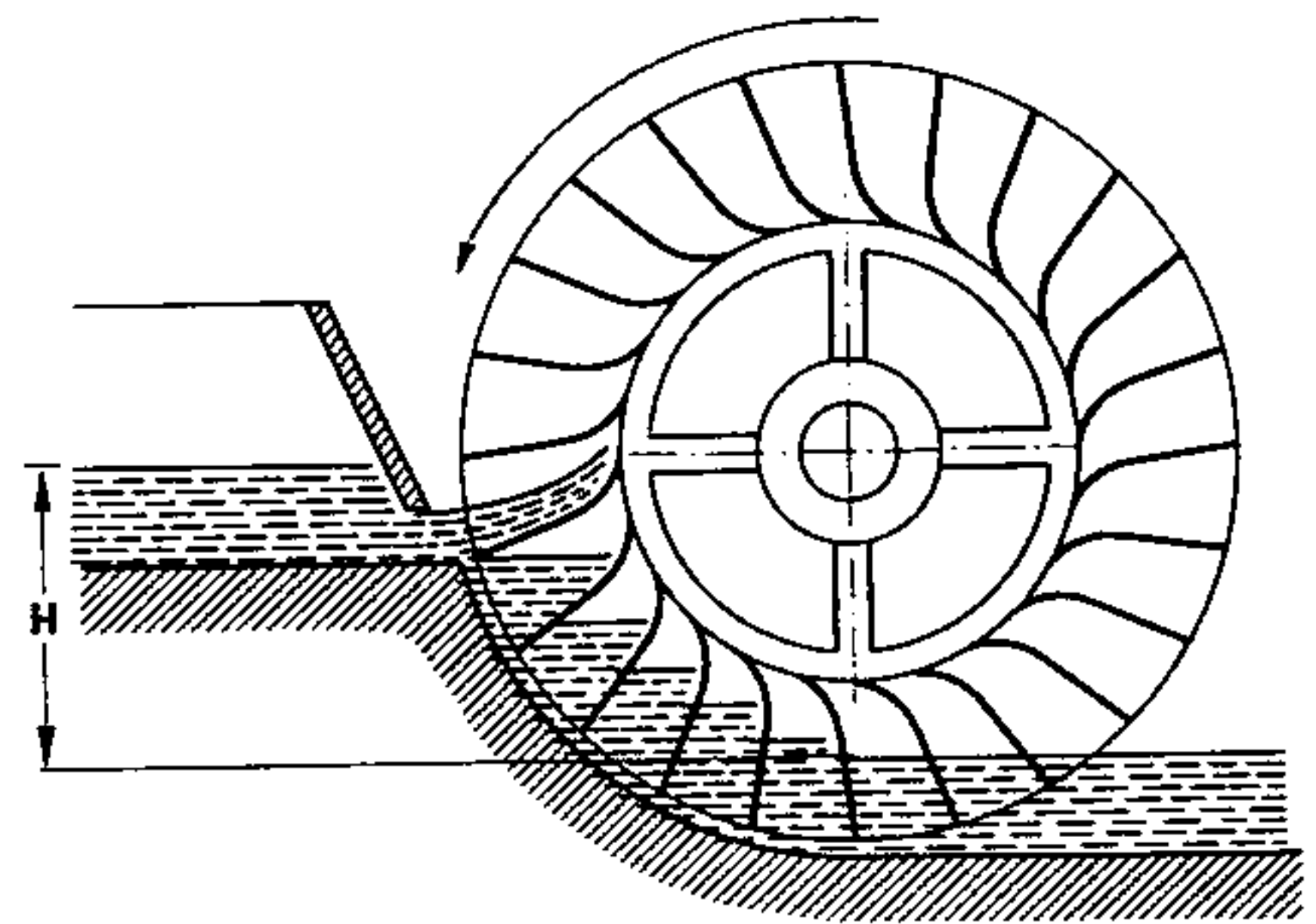


Fig. 256. Ruota celere con pale incurvate (schema)

Talvolta (fig. 256) le palette vengono incurvate verso l'alto, in modo che il liquido possa risalire fino all'altezza del pelo libero esistente nel canale alimentatore esaurendo così tutta l'energia cinetica posseduta; si evita in tal modo la costruzione di pale di lunghezza eccessiva, come sarebbe necessario per ottenere lo stesso risultato impiegando pale diritte.

Le ruote idrauliche simili a quella testé descritta, vengono normalmente definite « ruote di fianco celeri » e possono essere realizzate in legname o in materiale metallico; esse, come abbiamo già accennato, utilizzano dislivelli compresi fra 1 e 3 m e smaltiscono portate anche notevoli ($Q = 0,2 \div 3 \text{ m}^3/\text{s}$) ruotando a bassa velocità con rendimenti piuttosto bassi. Si può ritenere mediamente:

	per ruote metalliche	per ruote in legno
$\eta_i =$	$0,84 \div 0,92$	$0,82 \div 0,90$
$\eta_v =$	$0,80 \div 0,94$	$0,73 \div 0,92$
$\eta_m =$	$0,92 \div 0,96$	$0,90 \div 0,95$

e per il rendimento totale:

$\eta = 0,66 \div 0,78$	per ruote metalliche
$\eta = 0,60 \div 0,76$	per ruote in legno

86) RUOTE DI FIANCO LENTE

Le ruote di fianco lente (fig. 257) sono sostanzialmente simili a quelle celeri descritte nel paragrafo precedente, ad eccezione del sistema di alimentazione che è costituito da una luce a stramazzo anziché da una a battente; ne segue che l'altezza di carico (h) sulla luce è sensibilmente minore e minore risulta perciò la velocità di efflusso « c_1 ». Queste ruote sono adatte ad utilizzare dislivelli estremamente piccoli ($H = 0,3 \div 2,5$ m) con portate notevoli ($Q = 1 \div 4$ m³/s) ma hanno un regime di rotazione ridottissimo che in qualche caso giunge fino a 2 giri/min.

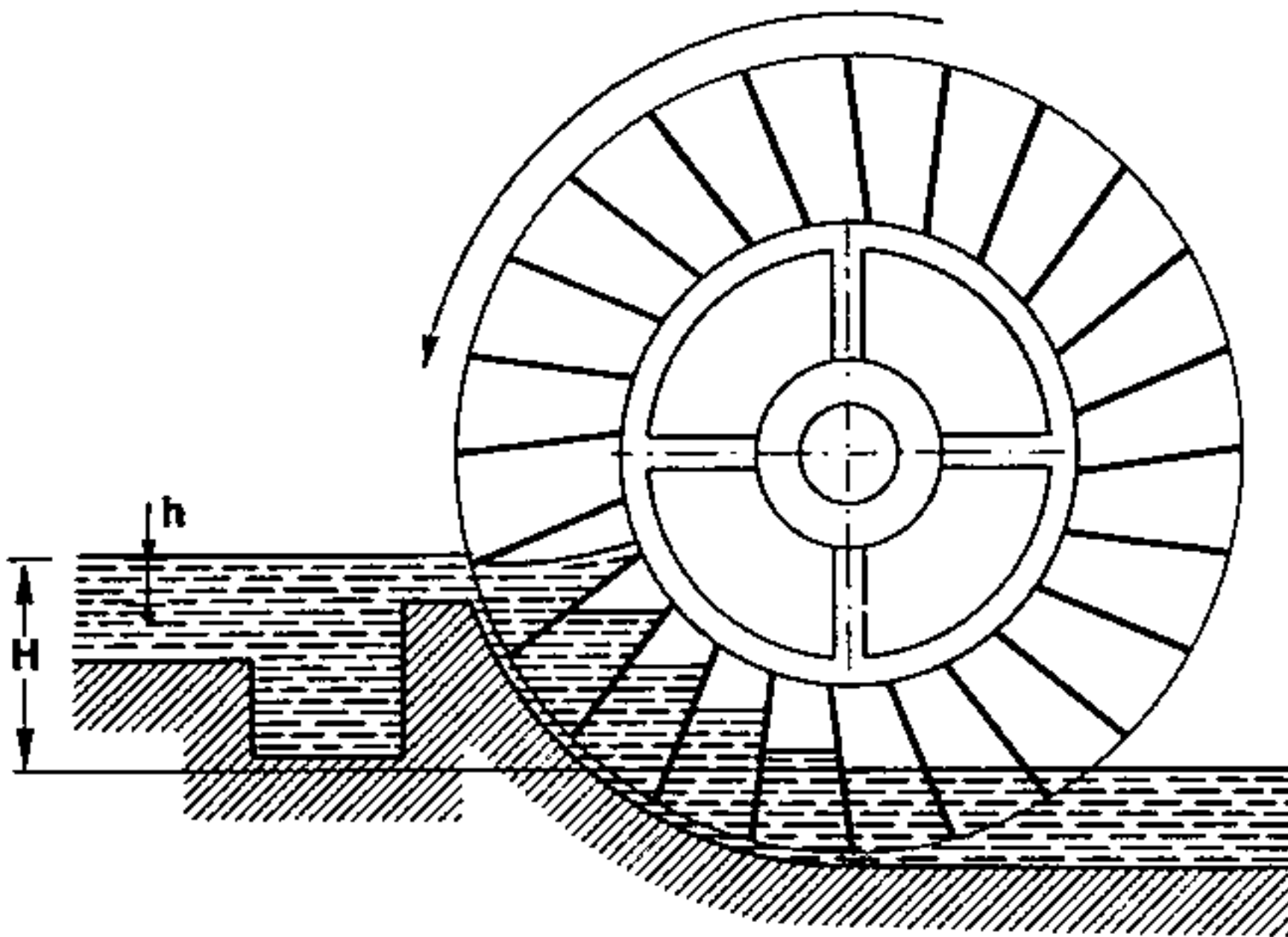


Fig. 257. Ruota di fianco lenta (schema)

Valgono ovviamente per esse, tutte le considerazioni esposte per le ruote celeri, sia per quanto concerne la costruzione dell'insieme (ruota e corsia) sia per quanto riguarda i triangoli di velocità all'ingresso della macchina che sono illustrati in fig. 258. Per quanto concerne i rendimenti, la minor velocità di rotazione causa minori perdite volumetriche ed il relativo rendimento è perciò superiore a quello delle ruote celeri; per le ruote costruite in materiale

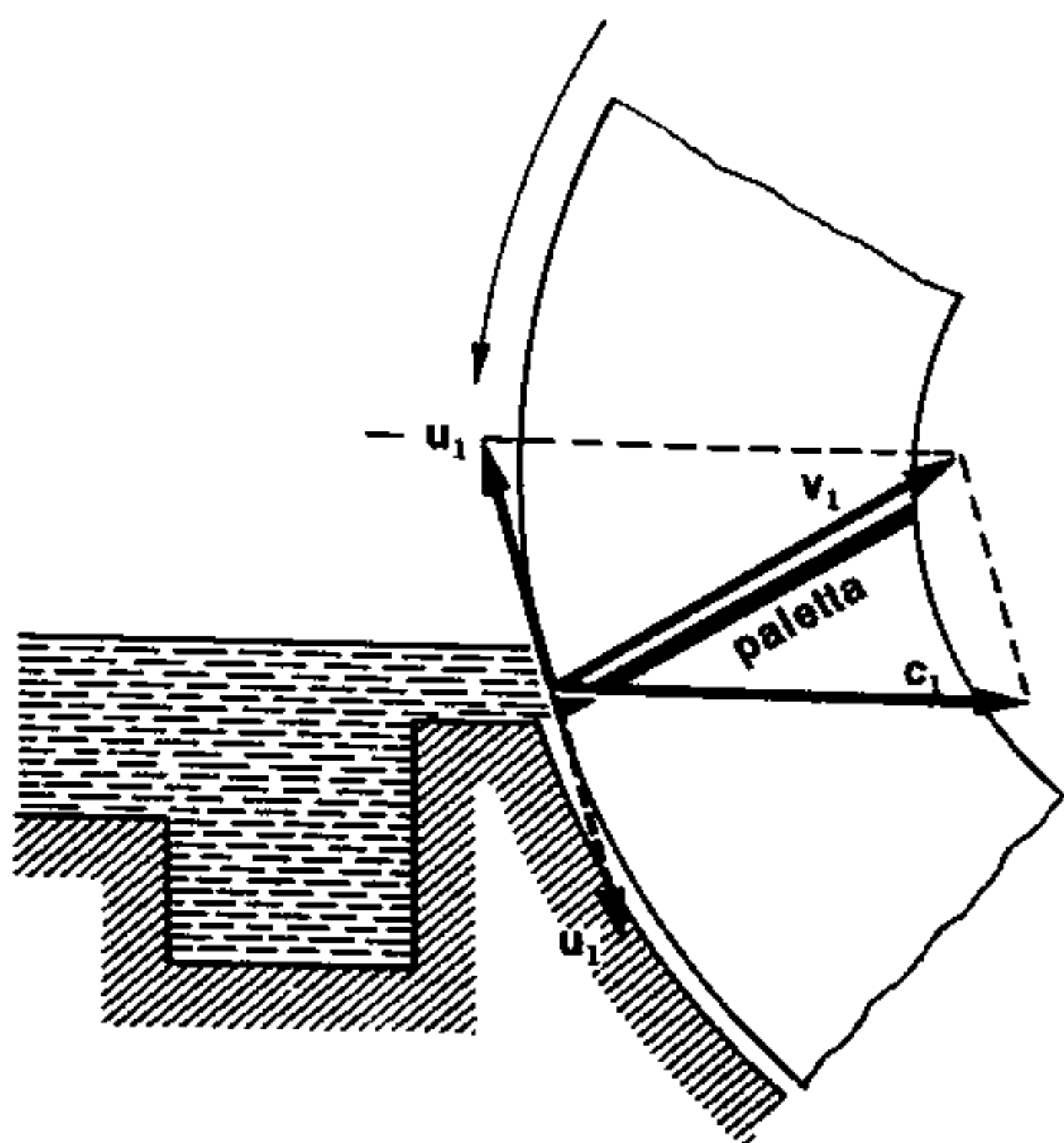


Fig. 258. Triangolo delle velocità in una ruota di fianco lenta

metallico, si ritiene generalmente:

$$\eta_v = 0,94 \div 0,98$$

e per quelle in legno:

$$\eta_v = 0,88 \div 0,96$$

a causa del maggior gioco necessario fra ruota e corsia.

Il rendimento idraulico, nell'ipotesi di un buon proporzionamento delle pale può assumere i valori:

$$\eta_l = 0,84 \div 0,94$$

mentre il rendimento meccanico non si discosta eccessivamente da quello delle ruote celeri:

$$\eta_m = 0,90 \div 0,95$$

Ne segue che il rendimento totale può oscillare, fra i limiti estremi:

$$\text{per ruote metalliche} \quad \eta = 0,84 \div 0,88$$

$$\text{per ruote in legno} \quad \eta = 0,78 \div 0,86$$

87) MOTRICI A STANTUFFO

Le motrici idrauliche a stantuffo utilizzano l'energia potenziale di pressione posseduta da un liquido (in genere acqua, oppure olio) per vincere una forza resistente, producendo così lavoro saltuario, o per sviluppare con continuità potenza meccanica sotto forma di moto di rotazione; l'energia di pressione può derivare da una macchina operatrice inserita nel circuito, o dall'esistenza di una riserva di liquido posta ad una quota superiore, nel qual caso, la motrice idraulica utilizza indirettamente una energia potenziale di posizione.

Lo schema di fig. 259 illustra il principio di funzionamento di quest'ultimo tipo di macchina, comunemente nota come « **motrice a colonna d'acqua** »: l'acqua scende dalla vasca di carico entro la tubazione « t » e si dirama in due tronchi t' e t'' che la adducono rispettivamente al « **cilindro distributore** » (D) e al « **cilindro differenziale** » (D₁) costituito

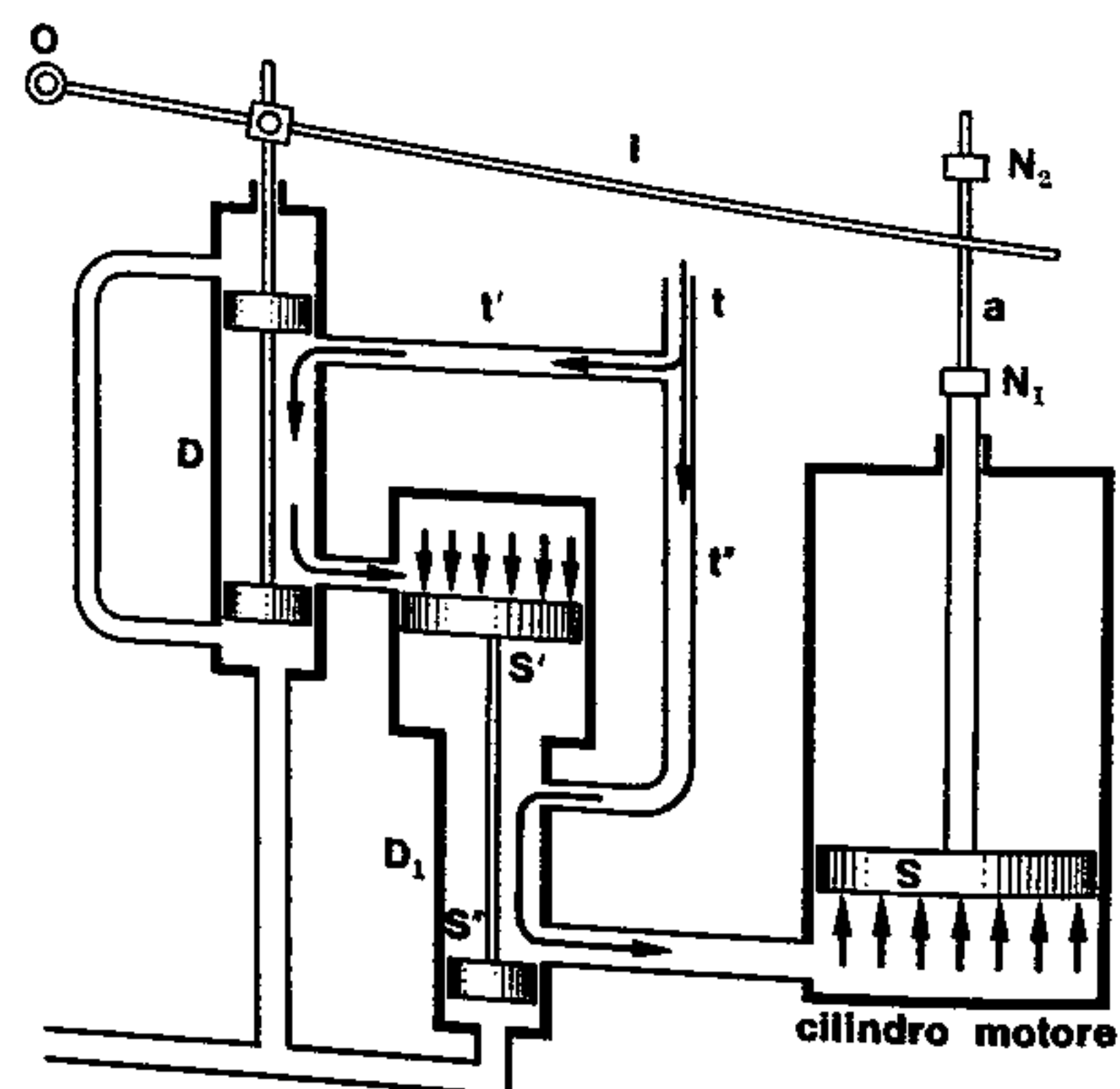


Fig. 259. Motore a colonna d'acqua (fase di lavoro)

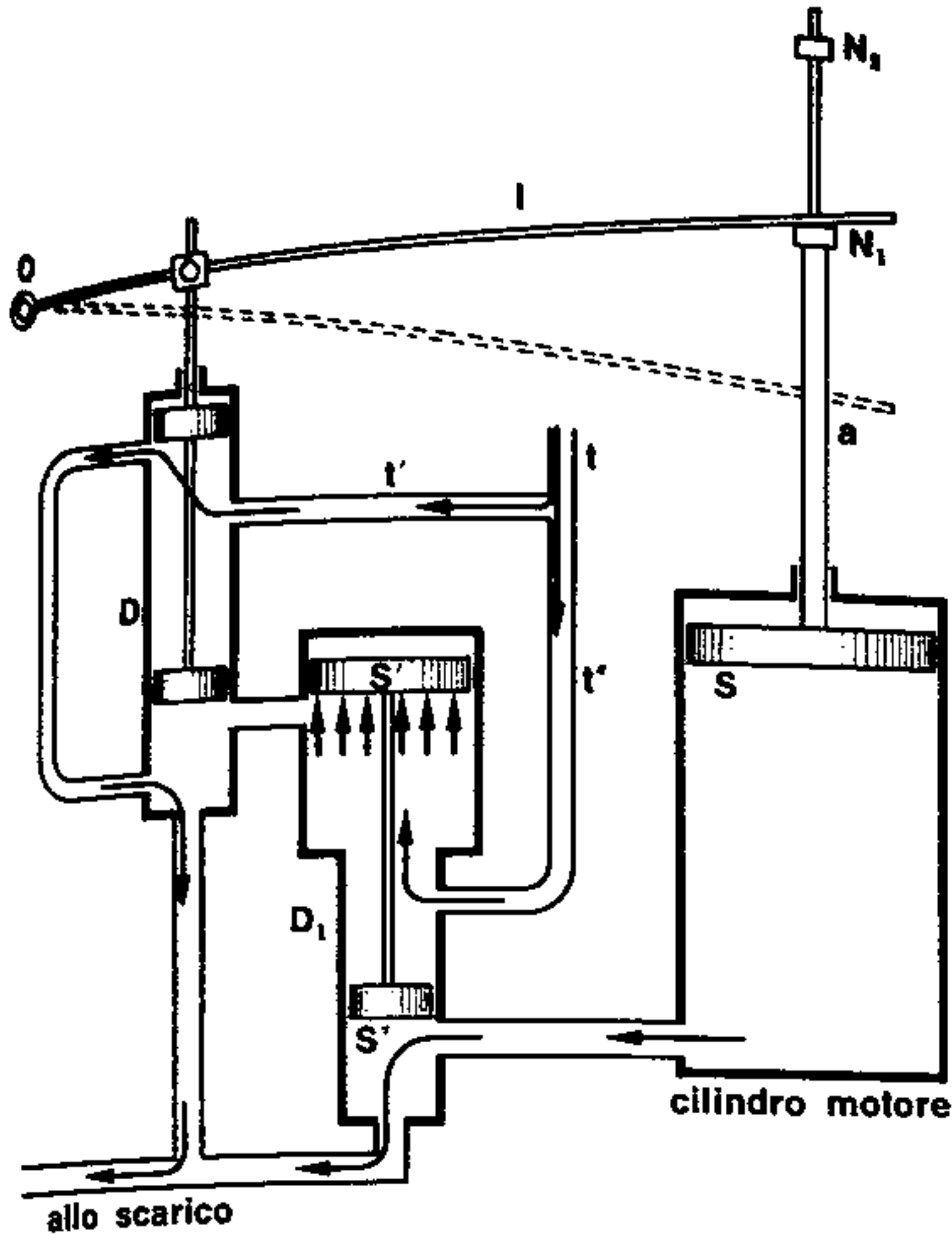


Fig. 260. Motore a colonna d'acqua (fase di scarico)

da due parti di diametro diverso entro le quali scorrono due stantuffi (S' ed S'') rigidamente collegati ad un'unica asta. Se l'apparecchio si trova nella posizione illustrata in fig. 259, il liquido che passa entro il tronco t' penetra nel cilindro D e ne riesce, imboccando l'apertura superiore del cilindro D_1 ; mentre la parte di liquido che passa entro il tronco t'' attraversa la zona centrale del cilindro alimentatore, ne riesce e va ad agire sotto lo stantuffo motore (S) collegato ad un'asta (a) che porta due nottolini N_1 ed N_2 ; per effetto della spinta generata dal liquido, lo stantuffo motore si solleva fino a quando il nottolino N_1 incontra la leva « l » fulcrata in O e ne provoca l'innalzamento dell'estremità.

Il movimento della leva, sposta verso l'alto gli stantuffi distributori che consentono così lo scarico del liquido contenuto nella parte superiore del cilindro alimentatore (fig. 260) ed il relativo stantuffo (S') soggetto ad una maggior pressione sulla sua faccia inferiore, s'innalza trascinando il secondo stantuffo (S'') che apre lo sbocco del liquido contenuto nel cilindro motore verso il canale di scarico.

Il cilindro inizia a vuotarsi permettendo la discesa del relativo stantuffo; in questa fase, l'asta « a » si abbassa ed il nottolino N_2 riporta la leva « l » nella posizione iniziale in modo che il ciclo ricomincia. Questo tipo di motrici mal si adattano a fornire lavoro continuo sotto forma di moto di rotazione, mancando una sufficiente spinta per effettuare la corsa di ritorno dello stantuffo motore, corsa che è affidata unicamente all'azione del peso dello stantuffo; anche l'adozione di un volano non migliora molto la situazione, pur complicando sensibilmente l'impianto.

Si preferisce perciò fare ricorso alle **motrici a doppio effetto** sul tipo di quella illustrata in fig. 261; il cilindro motore è chiuso da ambo i lati e porta agli estremi due feritoie che vengono alternativamente aperte e chiuse dagli stantuffi (S' ed S'') mobili

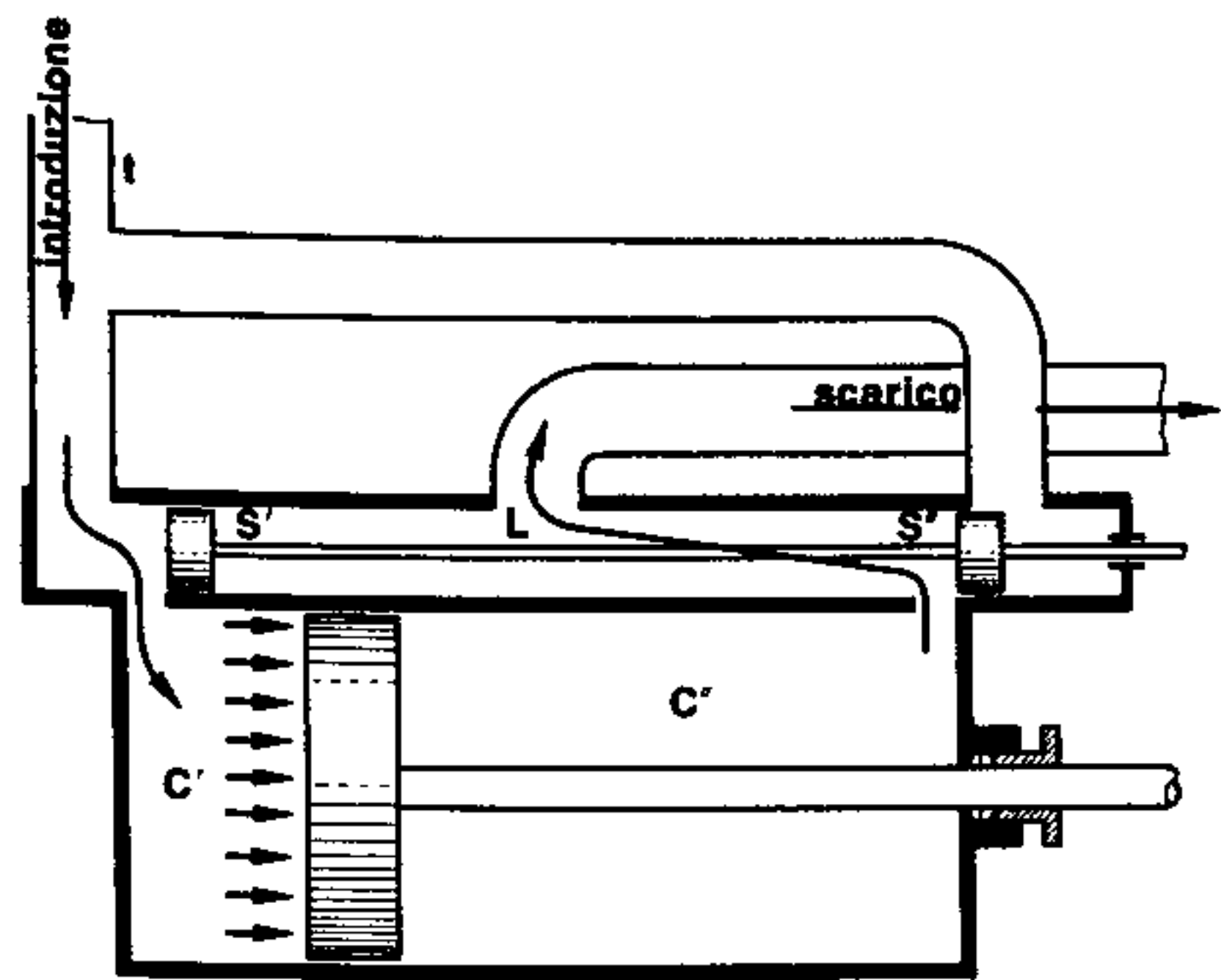


Fig. 261. Motore idraulico a doppio effetto (schema)

entro il cilindro distributore affiancato a quello principale. Nella posizione illustrata in fig. 261, l'acqua proveniente sotto adeguata pressione dalla tubazione « t », trova aperto il varco per penetrare nella camera sinistra (C') del cilindro motore ed agire così sul relativo stantuffo, mentre il liquido che era contenuto nella camera di destra (C'') effluisce entro il distributore nel cui tratto centrale è ricavata la luce (L) che lo mette in comunicazione con il canale di scarico.

Un eccentrico calettato sull'albero motore (al quale lo stantuffo principale trasmette il moto mediante un manovellismo) sposta l'asta del distributore verso sinistra, in modo che lo stantuffo S'' apra la luce di introduzione nella camera C'' mentre S' mette in comunicazione la camera C' con lo scarico (fig. 262).

È bene ricordare che, alla chiusura delle luci di ammissione, (molto rapida, anche se non istantanea) si genera entro la condotta « t » e nei pressi del cilindro distributore un colpo d'ariete dovuto alle forze d'inerzia che si sviluppano nella massa liquida, soggetta ad una brusca decelerazione; questo fenomeno — specialmente se ripetuto periodicamente — potrebbe pregiudicare seriamente l'integrità della tubazione e della motrice stessa, per cui si tende a ridurre gli effetti installando, in prossimità delle luci, delle « casse d'aria » che hanno il compito di creare dei cuscini elastici (l'aria infatti è comprimibile) atti ad assorbire l'energia cinetica del liquido restituendola (in parte) quando la luce verrà riaperta.

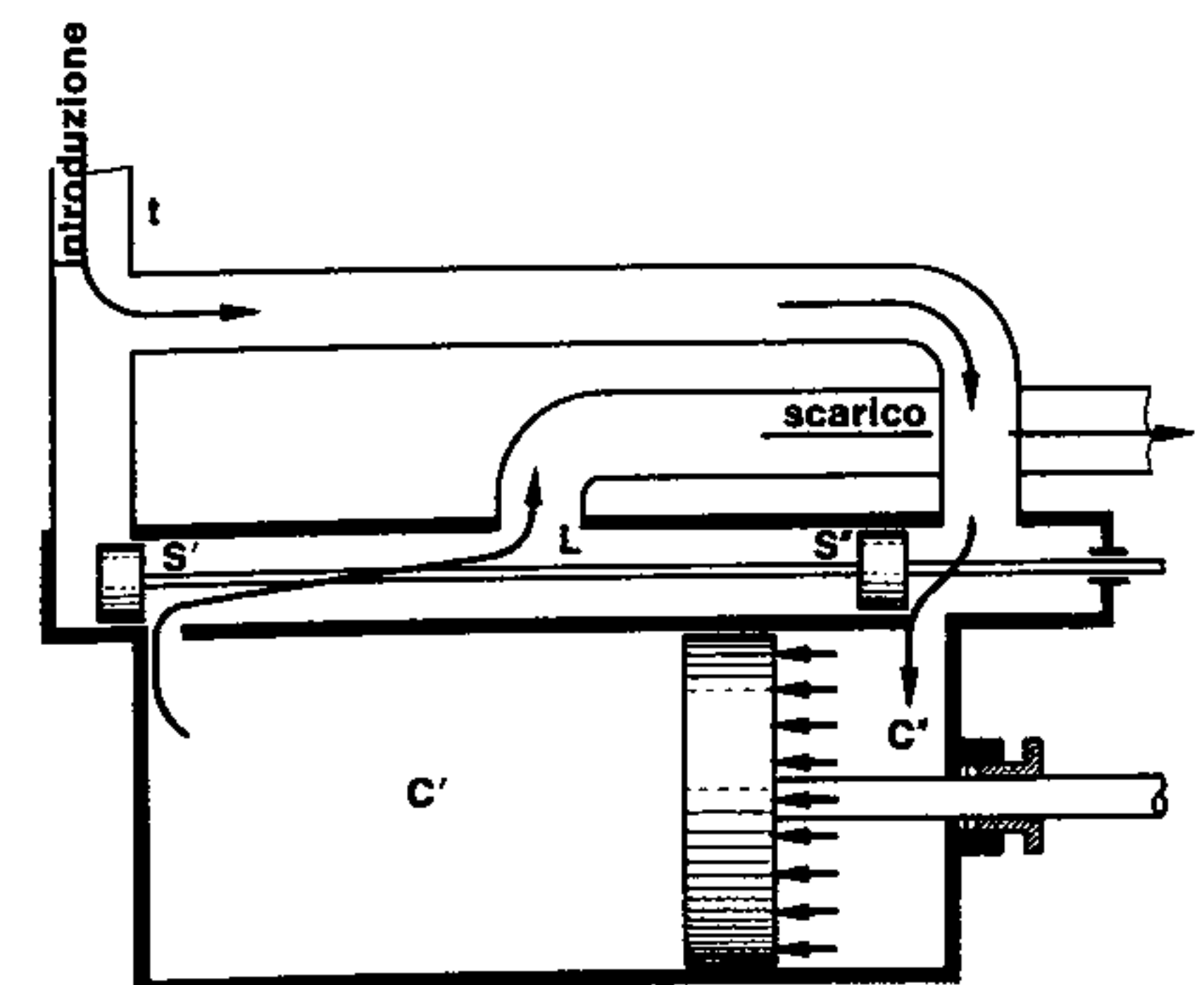


Fig. 262. Motore idraulico a doppio effetto (schema)

Capitolo Sedicesimo

Termologia

88) PREMESSE

Nei capitoli precedenti abbiamo esaminato dettagliatamente i vari tipi di motrici idrauliche, diverse fra loro nella realizzazione pratica, ma tutte basate sul principio comune di produrre lavoro meccanico utilizzando l'azione di una massa liquida « m » posta ad un'altezza « H » sul piano di installazione delle macchine; in altre parole, esse sono capaci di convertire in lavoro meccanico l'energia potenziale di posizione posseduta dal liquido, energia che si esprime evidentemente con la relazione:

$$E_p = mg H = PH$$

nella quale, il fattore di maggior importanza è costituito dal dislivello geodetico « H » non essendo possibile ricavare lavoro da una massa liquida, anche enorme, ove sia nullo il valore del salto esistente fra esso e la macchina.

Le motrici termiche sono basate su un principio del tutto analogo: esse infatti sono atte a convertire in lavoro meccanico, la « **quantità di calore** » posseduta da un fluido, sempreché esista la possibilità di assoggettare tale quantità di calore ad un « **dislivello termico** » utilizzando cioè un « salto », corrispondente alla caduta che viene sfruttata nelle macchine idrauliche.

Il paragone è abbastanza evidente: in assenza del necessario dislivello termico, nessuna motrice è in condizioni di produrre lavoro pur disponendo di quantità enormi di calore, come nessuna macchina idraulica può funzionare, quale che sia la massa (m) di acqua disponibile se non si avvale di un salto anche modesto.

Il « livello termico » del calore posseduto da una sostanza qualsiasi, è costituito dalla « temperatura » alla quale si trova la sostanza in questione, e se è possibile elaborare tale sostanza entro una macchina, in modo che allo scarico la sua temperatura risulti inferiore a quella iniziale, parte del calore posseduto si sarà trasformato in lavoro utile.

Non è possibile tuttavia iniziare lo studio delle motrici termiche senza aver prima illustrato alcuni concetti fondamentali sul comportamento dei fluidi comprimibili ed aver approfondito le principali leggi che regolano la conversione del calore in lavoro, argomento questo che verrà trattato nel prossimo volume.

Per adesso ci limiteremo a far presente che le macchine termiche elaborano sempre fluidi comprimibili, cioè sostanze allo stato gassoso, oppure liquidi vaporizzati, e dedicheremo l'ultima parte del presente volume alle leggi che regolano il cambiamento di stato fisico (vaporizzazione) ed alle apparecchiature impiegate per ottenere industrialmente il vapore d'acqua.

89) CALORE E TEMPERATURA

Non tutte le forme di energia naturale godono della stessa facilità di trasformazione come asserisce il principio della conservazione dell'energia ben noto dal corso di meccanica; alcune di esse — denominate « **energie superiori** » — possono trasformarsi, con notevole facilità, e pressoché integralmente in altre forme di energia, mentre per queste ultime il processo inverso è praticamente impossibile, o se è realizzabile avviene solo in minima parte, per cui vengono comunemente designate come « **energie inferiori** ».

Il calore appartiene appunto a quest'ultima categoria e ciò rende evidente come la sua utilizzazione sia meno conveniente di quanto possa sembrare a prima vista.

Un facile esempio servirà a chiarire meglio il concetto ora espresso: una massa « m » cadendo da un'altezza « h » trasforma gradualmente la sua energia potenziale di posizione (mgh) in energia cinetica, fino a che, giunto al suolo, la conversione è avvenuta pressoché integralmente se trascuriamo la piccolissima parte di energia assorbita dalle resistenze passive; se il corpo è anelastico, nell'impatto con il terreno, avviene una seconda trasformazione, poiché l'energia cinetica, per effetto dell'urto, si converte in calore.

Orbene, mentre è possibile far salire un corpo della stessa massa « m » quasi all'altezza « h » dotandolo della stessa energia cinetica posseduta dal peso cadente, è senz'altro impossibile ottenere lo stesso risultato sfruttando il calore generato dall'urto; ciò conferma che l'energia meccanica (potenziale o cinetica) è di « qualità » superiore rispetto all'energia termica, la cui conversione avviene con basso rendimento o, in certi casi, non avviene affatto.

Si usa dire che ogni processo di trasformazione si realizza a spese di una certa quantità di energia iniziale che viene « degradata » ad un livello inferiore, il che ne pregiudica l'ulteriore utilizzazione; nel caso del calore, la quantità di energia degradata

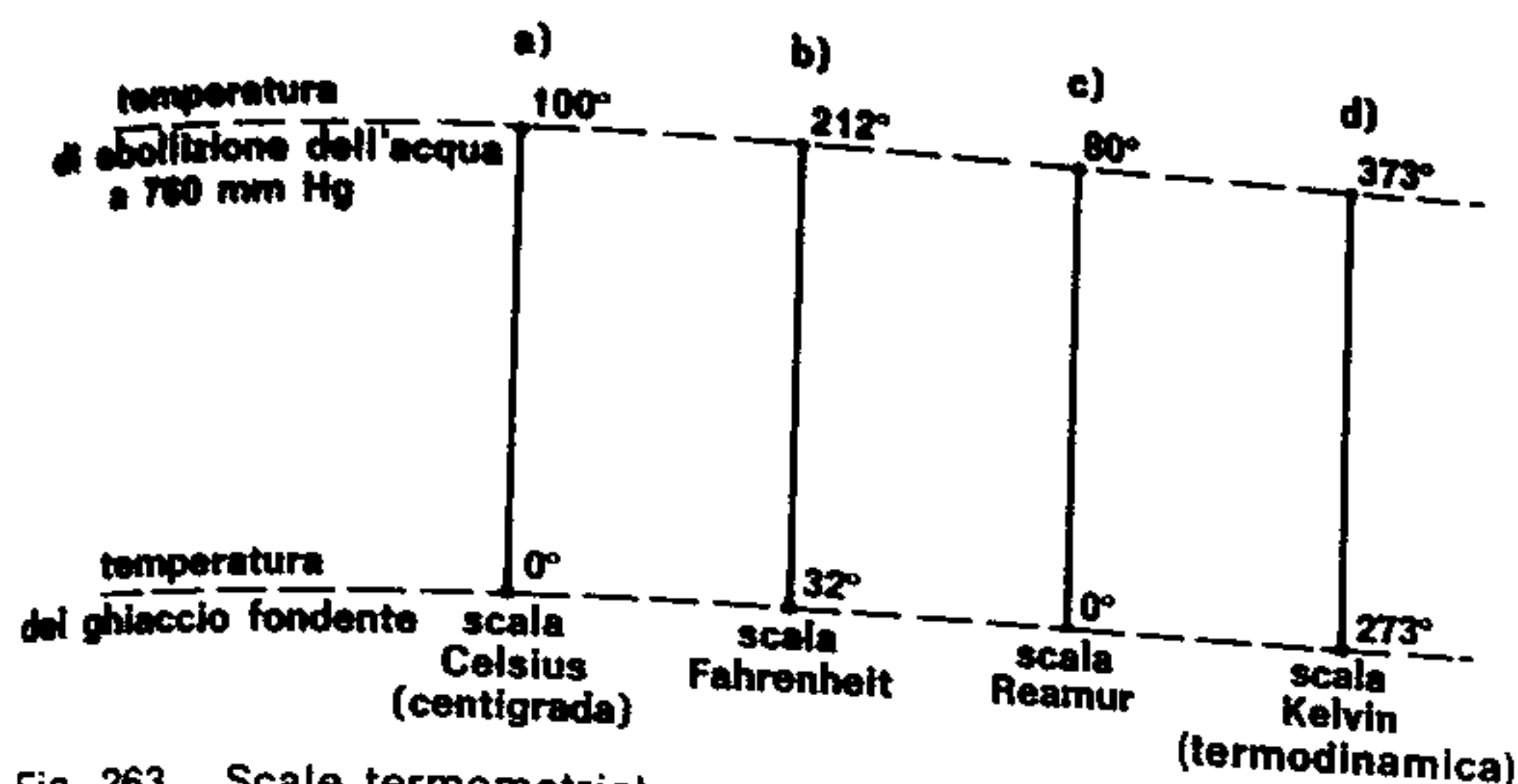


Fig. 263. Scale termometriche

è notevole e costituisce una sensibile perdita, caratteristica essenziale di tutte le macchine termiche.

* * *

È facile rendersi conto, almeno in modo approssimato, della temperatura di un corpo; la sensazione di « caldo » o di « freddo » che si percepisce nel contatto con il corpo in questione, ne è un indice, che talvolta viene erroneamente confuso con il calore posseduto dal corpo stesso.

La misurazione esatta della temperatura richiede, in primo luogo, la definizione di una unità di misura, ed in seguito, un apparecchio, opportunamente graduato, atto a determinarla (termometro, pirometro ecc.) la cui descrizione riteniamo superflua in quanto già trattata nel corso di fisica.

Varie sono le unità di misura proposte e di conseguenza sono molte le scale termometriche adottate nei vari paesi o abbandonate con il trascorrere del tempo; **tutte le scale però si fondano su due temperature invariabili e perfettamente determinate, cui vengono assegnati valori diversi a seconda del sistema di misura previsto.**

Queste due temperature fisse sono:

- la temperatura dell'acqua distillata in fase di solidificazione (detta: ghiaccio fondente) valutata alla pressione atmosferica media, che viene assunta come limite inferiore;
- la temperatura dell'acqua distillata in fase di ebollizione, alla pressione atmosferica, che viene assunta come limite superiore.

Alle temperature suddette, si assegnano valori convenzionali, ed il relativo intervallo viene suddiviso in tratti uguali, la cui ampiezza varia a seconda della scala proposta:

- La scala Celsius (fig. 263a) assegna ai due punti fissi le temperature convenzionali rispettivamente di 0° e 100°; ne consegue che l'intervallo è suddiviso in 100 parti uguali e per tal motivo, si parla comunemente di « scala centigrada » e di « temperatura centigrada ». Indicheremo questa temperatura con « t » ed il relativo valore numerico con °C.

- La scala Fahrenheit (fig. 263b), impiegata comunemente nei paesi di lingua anglosassone, assegna ai due punti fissi rispettivamente i valori 32° e 212°, dividendone l'intervallo in 180 parti uguali.

Fra le due scale termometriche suddette, esiste la proporzione:

$$^{\circ}\text{C} : 100 = (^{\circ}\text{F} - 32) : 180$$

e da questa si può ricavare:

$$^{\circ}\text{C} = \frac{5}{9} (^{\circ}\text{F} - 32) \quad (216)$$

relazione con la quale si ottiene il valore della temperatura centigrada corrispondente ad un valore dato in gradi Fahrenheit.

- La scala Reamur (fig. 263c) infine, assegna ai due punti fissi i valori 0° ed 80°, ma il suo uso è inconsueto.

Nei calcoli relativi alle macchine termiche si impiega comunemente un'altra scala termometrica che costituisce una conseguenza di quella centigrada: è noto dalla fisica che se si potesse asportare ad un corpo tutto il calore che esso possiede, esso raggiungerebbe una temperatura teorica di $-273,15^{\circ}\text{C}$. Tale limite viene definito « zero assoluto »; è possibile quindi impostare una nuova scala termometrica (detta « scala assoluta » o « scala Kelvin » o « scala termodinamica ») assegnando il valore nullo allo zero assoluto ($-273,15^{\circ}\text{C}$) e mantenendo la suddivisione centesimale (fig. 263d).

Indicheremo la temperatura assoluta con « T » ed il valore numerico di essa con K; fra temperatura assoluta e temperatura centigrada esiste ovviamente la relazione:

$$T = t + 273,15 \quad (217)$$

A differenza della temperatura, la quantità di calore (che indicheremo con il simbolo « Q ») non si può avvertire sensibilmente anche se essa è presente — in maggiore o minore misura — in tutti i corpi; la sua misurazione avviene per mezzo di apparecchi opportuni, detti « calorimetri » una volta fissata la relativa unità di misura.

Questa unità di misura pratica prende il nome

di « kilocaloria » ⁽¹⁾ — indicata con il simbolo « kcal » — ed è definita nel modo seguente: essa è la quantità di calore che occorre somministrare ad 1 kg di acqua distillata, mantenuto alla pressione atmosferica, per elevare la sua temperatura da 14,5°C a 15,5°C.

Come si vede è stato necessario precisare l'intervallo di temperatura, perché misure molto accurate hanno dimostrato che la quantità di calore (ovverosia l'energia) necessaria per innalzare di 1°C la temperatura di 1 kg di acqua varia con la temperatura.

Se il calore è — come abbiamo affermato all'inizio e come vedremo meglio nel II Volume esaminando i principi della termodinamica — una forma di energia, è evidente che debba esistere una equivalenza tra la kilocaloria, definita come sopra, e le unità di misura del lavoro nel Sistema Internazionale (joule) e nel sistema tecnico (kgf m).

L'unità di misura più naturale per la quantità di calore sarebbe il joule, anche perché le misure più esatte di quantità di calore si possono oggi effettuare con calorimetri elettrici, che forniscono direttamente il valore dell'energia trasmessa in volt-ampere · secondo = joule.

Per ragioni storiche ad ogni modo l'unità più diffusa è la kilocaloria, e lo resterà probabilmente per molto tempo ancora, in tutti i manuali tecnici e nella pratica, anche se il Sistema Internazionale non la considera neanche come unità transitoriamente tollerata. Esperienze accurate hanno sperimentalmente dimostrato che:

$$1 \text{ kcal} = 4186 \text{ J} = 4,186 \text{ kJ}$$

$$1 \text{ kcal} = 427 \text{ kgf m}$$

Vale la pena di citare l'unità di misura del calore in uso nei paesi di lingua anglossassone ⁽²⁾ che ovviamente differisce da quella sopradefinita essendo diverse le unità metriche e termometriche; essa è intesa come la 180^a parte della quantità di calore che si deve somministrare ad 1 libbra (pound) di acqua distillata per portarla dalla temperatura del ghiaccio fondente a quella di ebollizione, mantenendola alla pressione atmosferica.

90) CALORE SPECIFICO

Si riscontra facilmente che non tutti i corpi si riscaldano in egual misura quando venga loro somministrata — nelle identiche condizioni — una stessa quantità di calore « Q », poiché ogni sostanza ha una diversa « capacità termica », caratteristica che varia a seconda della sua natura e della sua massa. A parità di massa, la capacità termica dipende esclusivamente dalla natura del corpo; la grandezza che ne condiziona l'assorbimento del calore ad esso somministrato viene denominata « calore specifico ».

Si definisce quindi il calore specifico (C) di un corpo (solido o liquido) come la quantità di calore

1. La kilocaloria viene detta anche « Grande Caloria » per distinguerla dall'unità di misura impiegata nelle esperienze di laboratorio — detta appunto « piccola caloria » o « grammo caloria » — la cui definizione è identica a quella soprariportata ma riferita ad 1 g di acqua distillata.

2. Tale unità è indicata con il simbolo B.T.U. (British Thermal Unit) e corrisponde a circa 0,252 kcal.

che occorre somministrare all'unità di massa di acqua per elevarne la temperatura di 1°C.

Esso si misura in kcal/kg°C, come si può facilmente dedurre dalla definizione stessa; inoltre, confrontando quest'ultima definizione con quella dell'unità di misura del calore, si rileva che per l'acqua esse coincidono; **il calore specifico dell'acqua distillata vale quindi 1 kcal/kg°C.**

La conoscenza del calore specifico delle varie sostanze è fondamentale in tutti i problemi che interessano le macchine termiche; se infatti vogliamo innalzare di 1°C la temperatura di 1 kg di un determinato corpo, la quantità di calore necessario è:

$$Q = C$$

ma se la temperatura deve essere elevata dal valore iniziale « T₁ » al valore finale « T₂ », occorre una quantità di calore:

$$Q' = C(T_2 - T_1)$$

e se, infine, il corpo ha una massa di « m » kg:

$$Q' = mC(T_2 - T_1) \quad (218)$$

Nelle espressioni soprascritte si tengano presenti due circostanze di somma importanza:

- la quantità di calore (Q) risulta sempre espressa in kcal, anche se ciò è evidente solo nella terza relazione, poiché nella prima non si rileva né la massa (m) né il salto (T₂ - T₁) e nella seconda appare solo la differenza di temperatura; occorre però tener presente che queste grandezze non figurano in quanto hanno valore unitario, ma le loro unità di misura devono comunque essere conteggiate nell'analisi dimensionale della formula;
- sono state impiegate le temperature assolute, e questa è una condizione che si presenta costantemente in tutti i problemi relativi alle macchine termiche; è bene tuttavia far presente che nella (218), trattandosi di una differenza di temperatura, avremmo potuto anche impiegare quelle centigrade (in accordo con la definizione del calore specifico) senza andare incontro ad eventuali errori, poiché è:

$$T_2 - T_1 = (t_2 + 273) - (t_1 + 273) = t_2 - t_1$$

È invece erroneo l'uso delle temperature centigrade (salvo diversamente specificato) quando nella formula figurano prodotti o quozienti delle stesse. Nei riguardi del calore specifico, valgono le stesse considerazioni espresse a proposito dell'unità di misura del calore; per una determinata sostanza, esso non ha un valore costante, ma cresce all'aumentare della temperatura con legge pressoché lineare, secondo una relazione del tipo:

$$C = a + bt$$

Nei calcoli occorrerà quindi valutare un « calore specifico medio » nell'intervallo di temperatura che si considera; indicandolo con « C_m » si ricava facilmente dalla (218):

$$C_m = \frac{Q}{m(T_2 - T_1)} \quad (219)$$

oppure, riferendosi all'unità di massa del corpo:

$$C_m = \frac{Q}{T_2 - T_1} \quad (220)$$

Il calore specifico medio di un corpo nell'intervallo di temperatura compreso fra « T_1 » e « T_2 », si può quindi definire come il rapporto fra la quantità di calore (Q) da somministrare all'unità di massa di esso per ottenere l'aumento di temperatura da « T_1 » a « T_2 », e l'intervallo stesso di temperatura.

* * *

Nel caso di gas o di vapori (che indicheremo con il termine comune di « aeriformi ») occorre definire due diversi calori specifici, a seconda che la somministrazione di calore venga effettuata mantenendo costante la pressione cui il gas è sottoposto, oppure mantenendo costante il suo volume.

Si definisce pertanto « **calore specifico a pressione costante** » (C_p) la quantità di calore che si deve somministrare all'unità di massa di un gas, per elevare la sua temperatura di 1°C , mantenendo costante la pressione.

Del tutto analoga è la definizione del « **calore specifico a volume costante** » (C_v). Per un determinato gas, i valori numerici dei due calori specifici suddetti, differiscono fra loro, e più precisamente, è

sempre:

$$C_p > C_v$$

È possibile rendersi conto di tale diseguaglianza, valutando il diverso comportamento dei gas nei due casi: se esso viene riscaldato mantenendo costante la pressione, il suo volume tende ad aumentare (come vedremo meglio più innanzi) compiendo un certo lavoro contro le forze esterne; ne consegue che per ottenere l'aumento di temperatura desiderato, occorrerà somministrare una quantità di calore maggiore di quella necessaria se il riscaldamento avvenisse (a parità di altre condizioni) a volume costante.

Si usa talvolta esprimere il calore specifico di un aeriforme in $\text{kcal/m}^3\text{C}$; questa unità di misura può dar luogo a notevoli errori, ove non si tenga presente che si tratta di fluidi comprimibili e quindi il loro volume è condizionato sia dalla pressione che dalla temperatura.

Volendo riferire il calore specifico ai volumi, anziché alle masse, si stabilisce di considerare il volume dell'aeriforme alla pressione di 760 mm di Hg ed alla temperatura di 15°C ; tale volume viene definito « **normale** ».

In queste ipotesi, il calore specifico si esprime più precisamente in $\text{kcal/Nm}^3\text{C}$ (kilocalorie per normalmetro cubo e per grado cent.). Concludiamo il presente paragrafo riportando nella tabella n. 16 i valori dei calori specifici di alcune sostanze liquide e solide.

Tabella 16 CALORI SPECIFICI MEDI DI ALCUNE SOSTANZE FRA 0° E 100° (salvo diversa indicazione)

Natura della sostanza	C_m (kJ/kg °C)	C_m (kcal/kg °C)	Natura della sostanza	C_m (kJ/kg °C)	C_m (kcal/kg °C)		
Acciaio	0,494	0,118	Oro	0,130	0,031		
Alluminio	da 18 a 100°C	0,908	0,217	Pietre (in media)	0,088	0,021	
	da 18 a 500°C	0,992	0,237	Piombo	da 18 a 100°C	0,130	0,031
	fuso	1,637	0,391		fuso (327°C)	0,167	0,040
Amianto	0,816	0,195	Platino	0,134	0,032		
Argento	da 18 a 100°C	0,234	0,056	Porcellana da 15 a 1000°C	1,072	0,256	
	da 18 a 300°C	0,239	0,057	Rame	da 18 a 100°C	0,389	0,093
	da 18 a 600°C	0,251	0,060		da 18 a 300°C	0,402	0,096
	fuso (961°C)	0,314	0,075		fuso (1083°C)	0,653	0,156
Bronzo e ottone (in media)	0,377	0,09	Sabbia quarzosa	0,837	0,20		
Calce viva (da 18 a 100°C)	0,795	0,19	Scorie	0,753	0,18		
Calcestruzzo di pietrisco	0,879	0,21	Stagno	da 18 a 100°C	0,239	0,057	
Carbone di legna; coke	0,837	0,20	fuso (232°C)	0,255	0,061		
Carbone fossile	1,298	0,31	Terra (in media)	1,26 ÷ 1,67	0,3 ÷ 0,4		
Carta di cellulosa	1,340	0,32	Vetro (in media)	0,837	0,20		
Cenere	0,837	0,20	Zinco	da 8 a 100°C	0,393	0,094	
Ebanite	1,423	0,34	fuso (419°C)	0,506	0,121		
Ferro	da 0 a 100°C	0,494	0,118	Acido acetico	2,135	0,51	
	da 0 a 500°C	0,561	0,134	Acido nitrico	2,763	0,66	
	da 0 a 1100°C	0,686	0,164	Acido solforico	1,423	0,34	
Ghiaccio (da -40 a 0°C)	1,925	0,46	Alcool etilico	a 20°C	2,40	0,573	
Ghiaccio a 0°C	2,114	0,505	a -20°C	2,114	0,505		
Ghisa	0,544	0,13	Ammoniaca liquefatta	3,935	0,94		
Grafite	0,837	0,20	Anilina	2,051	0,49		
Legno rovere	2,386	0,57	Benzina (in media)	1,758	0,42		
Legno abete	2,721	0,65	Etere etilico	2,260	0,54		
Magnesio	1,046	0,25	Glicerina	2,428	0,58		
Mattoni	0,75 ÷ 0,92	0,18 ÷ 0,22	Olio d'oliva	1,67 ÷ 1,88	0,40 ÷ 0,45		
Mercurio	0,138	0,033	Olio minerale lubrif.	1,674	0,40		
Nichel	0,452	0,108	Petrolio	2,093	0,50		

91) CAMBIAMENTI DI STATO FISICO

All'inizio del volume, abbiamo messo in evidenza le sostanziali differenze esistenti fra corpi solidi, liquidi ed aeriformi, puntualizzando tuttavia che — almeno teoricamente — ogni sostanza può assumere, in determinate condizioni di temperatura e di pressione, uno qualsiasi dei tre stati fisici suddetti; al variare della temperatura e della pressione, la sostanza in questione può subire un « **cambiamento di stato fisico** » passando, ad esempio, da solido a liquido e da liquido ad aeriforme, oppure procedendo, secondo la trasformazione inversa aeriforme → liquido → solido.

In generale, il processo diretto (da solido ad aeriforme) avviene in seguito ad un aumento di temperatura e ad una riduzione di pressione, mentre si perviene al processo inverso in seguito ad una diminuzione di temperatura e ad un incremento della pressione agente sulla sostanza.

Abbiamo premesso che tutto ciò vale solo teoricamente, ammettendo cioè di poter raggiungere valori illimitati (sia in senso positivo che negativo) di temperatura e di pressione, valori che nella realizzazione pratica risultano spesso irraggiungibili; esistono infatti dei gas che possono essere ridotti allo stato liquido solo a condizione di raggiungere temperature estremamente basse e di conseguenza non potranno mai essere portati allo stato solido, mentre altre sostanze possono assumere qualsiasi stato fisico entro limiti di temperatura e pressione facilmente realizzabili. Quanto sopra risulta evidente dalla tabella n. 17 nella quale sono riportati i valori delle « temperature e delle pressioni critiche » di alcune sostanze, intendendosi, con tale terminologia quei valori di temperatura e di pressione al disopra dei quali è impossibile ottenere il cambiamento di stato fisico.

Tabella 17 PUNTI CRITICI DI ALCUNE SOSTANZE

Sostanza	Formula	P_c (kgf/cm ²)	t_c (°C)
Elio	He	3	- 267
Idrogeno	H ₂	20	- 241
Azoto	N ₂	29	- 149
Aria	—	40	- 141
Ossido di carbonio	CO	30	- 136
Ossigeno	O ₂	60	- 118
Metano	CH ₄	57	- 82
Anidride carbonica	CO ₂	75	31
Acetilene	C ₂ H ₂	68	35
Acido cloridrico	HCl	87	52
Ammoniaca	NH ₃	115	130
Anidride solforosa	SO ₂	81	156
Benzolo	C ₆ H ₆	50	290
Acqua	H ₂ O	225	374

È facile rilevare che alcuni gas (elio, idrogeno, ecc.) hanno temperature critiche talmente basse da giustificare la denominazione di « gas permanenti » loro assegnata, mentre il vapore d'acqua non è assolutamente convertibile in liquido al disopra dei 374°C, temperatura che rientra nelle normali applicazioni industriali.

Riepiloghiamo adesso le cognizioni già note dal corso di fisica sui cambiamenti di stato fisico, soffermandoci dettagliatamente sul processo di trasformazione di un liquido in aeriforme che interessa particolarmente lo studio delle motrici a vapore.

- Il passaggio dallo stato solido a quello liquido viene definito « **fusione** », mentre il processo inverso si chiama « **solidificazione** ».
- Il passaggio dallo stato liquido a quello aeriforme si definisce « **vaporizzazione** » o « **ebollizione** » ed il processo inverso viene denominato « **liquefazione** » o più comunemente « **condensazione** ».

È bene rimarcare che il processo di vaporizzazione, non deve essere confuso con l'evaporazione, fenomeno naturale cui tendono, in misura minore o maggiore, tutte le sostanze liquide, ma che non interessa la pratica industriale; l'evaporazione è un lento e graduale passaggio allo stato aeriforme da parte delle particelle che formano la superficie libera, e, pur manifestandosi in tutte le sostanze liquide, differisce, come intensità, da sostanza a sostanza, tanto che per alcuni liquidi il fenomeno è talmente lento da non risultare apprezzabile.

Consideriamo una sostanza che alla temperatura ed alla pressione ambiente si trovi allo stato liquido e procediamo ad un graduale riscaldamento somministrando calore con continuità e mantenendo costante il valore della pressione:

- inizialmente la temperatura del liquido aumenta proporzionalmente al calore somministrato;
- raggiunta una determinata temperatura (detta « **temperatura di vaporizzazione** » o « **di ebollizione** ») inizia il fenomeno dell'ebollizione che avviene in modo tumultuoso interessando tutta la massa liquida; si formano dappertutto delle bollicine di « vapore » che, in virtù del loro minor peso specifico, risalgono alla superficie, creando dei movimenti vorticosi, poi l'abbandonano occupando lo spazio libero circostante e trascinando seco particelle di liquido;
- **la fase di ebollizione dura un certo tempo, durante il quale diminuisce gradualmente il volume del liquido, aumenta quello del vapore, compatibilmente con lo spazio disponibile, e la temperatura si mantiene costante malgrado continui la somministrazione di calore dall'esterno;**
- terminata l'ebollizione, tutto il liquido è divenuto vapore e nell'istante finale, la temperatura è sempre uguale al valore riscontrato all'inizio della trasformazione;
- proseguendo nel riscaldamento, la temperatura riprende ad aumentare in modo pressoché proporzionale al calore somministrato; l'aeriforme si allontana sempre più dalle condizioni che favoriscono il cambiamento di stato e viene comunemente definito « **vapore surriscaldato** »; il suo comportamento si avvicina a quello del

gas reali tanto più quanto maggiore è la differenza fra la sua temperatura e quella di ebollizione.

Si usa perciò differenziare gli aeriformi in due grandi categorie:

- « vapore » quando l'aeriforme si trova ad una temperatura prossima a quella di ebollizione;
- « gas » quando la temperatura dell'aeriforme differisce sostanzialmente da quella di ebollizione.

Questa distinzione ci sarà molto utile in seguito, in quanto la maggior parte delle leggi che illustreremo nella termodinamica furono dedotte supponendo di riferirsi a dei « gas perfetti » non esistenti in natura, ma si dimostrarono in seguito sufficientemente attendibili anche se applicate ai gas reali sopradefiniti; il loro impiego nei riguardi dei « vapori » dà invece origine ad errori notevoli.

Effettuando la stessa esperienza sotto una pressione diversa (mantenendola però costante per tutto lo svolgimento dell'operazione) il fenomeno avviene con modalità analoghe, salvo le seguenti differenze:

- a) La temperatura di ebollizione è diversa; in genere ad un aumento di pressione corrisponde un incremento della temperatura di ebollizione ma in modo non proporzionale.

- b) Varia anche la quantità di calore somministrata durante la fase di ebollizione; in linea di massima, aumentando la pressione di esercizio cresce la quantità di calore necessaria per vaporizzare completamente il liquido.

L'esperienza che abbiamo descritto può essere ripetuta in senso inverso, partendo da un vapore surriscaldato e sottraendogli progressivamente calore; inizialmente la temperatura della massa gassosa diminuisce fino a raggiungere quella di condensazione alla quale inizia il processo di trasformazione da aeriforme a liquido; la fase di condensazione dura un certo tempo, durante il quale, occorre continuare a sottrarre calore sebbene la temperatura si mantenga costante.

Quando tutto il fluido ha assunto lo stato liquido, il fenomeno è completato, e se la sottrazione di calore continua, la temperatura riprende a diminuire.

Possiamo ora riepilogare le modalità che regolano il cambiamento di stato fisico liquido → aeriforme:

- La temperatura di ebollizione dipende esclusivamente dalla natura della sostanza e dalla pressione di esercizio.
- Per una determinata sostanza, la temperatura di ebollizione dipende solo dalla pressione e cresce con essa.

Tabella 18 GRANDEZZE CARATTERISTICHE DEL VAPOR D'ACQUA ALLE VARIE PRESSIONI

p	t _e	v	ρ	p	t _e	v	ρ
(ata)	(°C)	(m ³ /kg)	(kg/m ³)	(ata)	(°C)	(m ³ /kg)	(kg/m ³)
0,01	6,6	131,6	0,0076	13	190,7	0,1545	6,472
0,02	17,1	68,27	0,0146	14	194,1	0,1438	6,955
0,03	26,7	46,53	0,0214	15	197,4	0,1346	7,430
0,04	28,6	35,46	0,0282	16	200,4	0,1264	7,911
0,05	32,5	28,73	0,0348	17	203,4	0,1192	8,389
0,06	35,8	24,19	0,0414	18	206,2	0,1128	8,865
0,08	41,1	18,45	0,0542	19	208,8	0,1070	9,346
0,10	45,4	14,96	0,0668	20	211,4	0,1017	9,834
0,12	49	12,60	0,0794	22	216,2	0,0927	10,788
0,15	53,6	10,22	0,0978	24	220,8	0,0850	11,765
0,2	59,7	7,797	0,128	26	225	0,0785	12,738
0,3	68,7	5,331	0,187	28	229	0,0729	13,716
0,4	75,4	4,072	0,245	30	232,8	0,06802	14,700
0,5	80,9	3,304	0,302	35	241,4	0,05821	17,179
0,6	85,5	2,785	0,359	40	249,2	0,05069	19,730
0,7	89,5	2,411	0,415	45	256,2	0,04483	22,306
0,8	93	2,128	0,470	50	262,7	0,04007	24,955
0,9	96,2	1,906	0,525	55	268,7	0,03616	27,656
1	99,1	1,727	0,579	60	274,3	0,03289	30,404
1,5	110,8	1,182	0,845	65	279,6	0,03009	33,234
2	119,6	0,903	1,107	70	284,5	0,02769	36,114
2,5	126,8	0,7341	1,362	75	289,2	0,02559	39,078
3	132,9	0,618	1,619	80	293,6	0,02374	42,123
3,5	138,2	0,535	1,869	90	301,9	0,02064	48,450
4	142,9	0,4718	2,119	100	309,5	0,01815	55,096
4,5	147,2	0,4224	2,367	110	316,5	0,01609	62,150
5	151,1	0,3825	2,614	120	323,1	0,01437	69,590
6	158,1	0,3222	3,104	130	329,3	0,01290	77,520
7	164,2	0,2785	3,591	140	335	0,01164	85,910
8	189,6	0,2454	4,075	150	340,5	0,01054	94,876
9	174,5	0,2195	4,556	160	345,7	0,00956	104,600
10	179	0,1985	5,038	180	355,4	0,00782	127,880
11	183,2	0,1813	5,516	200	364,2	0,00614	162,860
12	187,1	0,1668	5,995	225	374	0,00310	312,500

— Durante tutto lo svolgimento del processo di ebollizione, la temperatura si mantiene costante.

Ed inoltre:

— A parità di pressione la temperatura di ebollizione e quella di condensazione coincidono.

— La quantità di calore che si deve somministrare per vaporizzare completamente una certa quantità di sostanza è uguale a quella che si deve sottrarre per ottenere la condensazione del vapore prodotto.

A conclusione di quanto esposto, nella tabella n. 18 sono riportate le caratteristiche del vapore d'acqua alle varie pressioni.

92) IL VAPORE D'ACQUA

Le motrici termiche a vapore utilizzano la forza di espansione di un fluido che, seguendo un ciclo chiuso, viene vaporizzato ad una discreta pressione, introdotto nella motrice entro la quale si espande fino alla pressione atmosferica (o spesso fino ad un certo grado di « vuoto »), poi condensato, ed infine ricondotto alle condizioni iniziali mediante una nuova vaporizzazione. Il fluido operante è quasi sempre l'acqua (ad eccezione di qualche caso specifico) sia per la sua disponibilità, sia perché i valori della pressione critica e della relativa temperatura sono facilmente realizzabili nella pratica industriale; è logico perciò dedicare il presente paragrafo allo studio dettagliato della produzione del vapore d'acqua ed al calcolo del calore necessario per ottenerlo.

Nella nostra trattazione ci riferiamo all'unità di massa (1 kg) di liquido (1) che, partendo dalla temperatura iniziale di 0°C (273 K), dovrà essere prima vaporizzato e poi surriscaldato fino ad una temperatura prefissata (t_s) mantenendo costante la pressione per tutta la durata del processo; affinché l'operazione possa essere condotta a pressione costante, dovremo supporre che il kg di acqua sia contenuto in

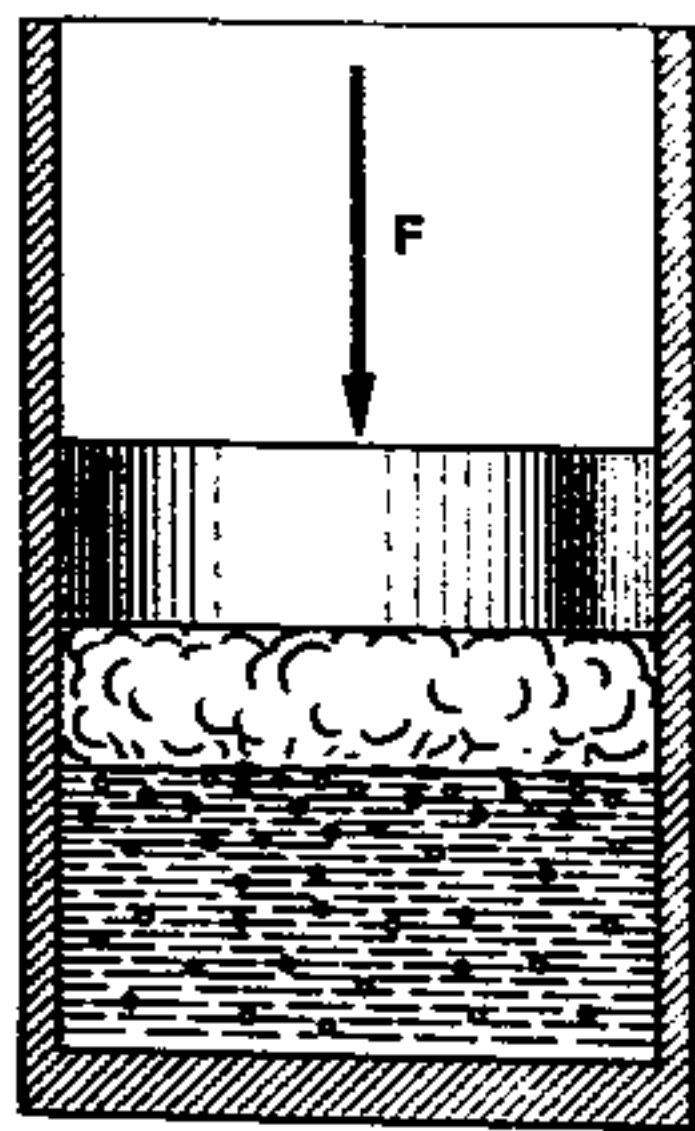


Fig. 264. Principio dell'ebollizione a pressione costante

1. Sia chiaro che ci riferiamo all'acqua chimicamente pura

un recipiente munito di uno stantuffo mobile senza attrito (fig. 264) gravato da una forza (F) invariabile. Trattando l'argomento del cambiamento di stato, abbiamo visto che dopo una fase iniziale di riscaldamento (durante la quale il liquido aumenta gradualmente la sua temperatura fino a raggiungere quella di ebollizione) inizia la vaporizzazione (che dura un certo tempo e richiede una discreta somministrazione di calore) dopodiché il vapore prodotto può essere surriscaldato; è coerente perciò frazionare il calore totale necessario in tre aliquote parziali:

— « calore di riscaldamento » (q) necessario per elevare la temperatura del liquido da 0°C fino a quella di ebollizione (t_e);

— « calore latente di vaporizzazione » (r) necessario per vaporizzare completamente il kg di liquido già pervenuto alla temperatura di ebollizione;

— « calore di surriscaldamento » (q_s) necessario per portare il vapore prodotto dalla temperatura di ebollizione (t_e) a quella prefissata (t_s).

Esaminiamo adesso separatamente queste quantità di calore e proponiamoci di valutarne l'entità quando esse siano riferite all'acqua ed al suo vapore.

a) **calore di riscaldamento:** indicando con « t_0 » la temperatura iniziale, con « t_e » quella di ebollizione, con « C_m » il calore specifico medio dell'acqua fra le due temperature suddette, dalla (218) si ottiene (1):

$$q = mC_m(t_e - t_0) \quad (221)$$

relazione che, nelle ipotesi fatte, può essere semplificata tenendo conto che si opera sull'unità di massa di liquido e che inoltre, per temperature non molto elevate, si può ritenere:

$$C_m \cong 1 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$$

Rimane perciò:

$$q \cong (t_e - t_0)$$

ed essendo per ipotesi, $t_0 = 0^\circ\text{C}$, ne deriva:

$$q \cong t_e \quad (222)$$

Ne segue che il calore di riscaldamento necessario per innalzare la temperatura di 1 kg di acqua pura da 0°C fino a quella di ebollizione, vale un numero di kilocalorie pari al valore della temperatura di ebollizione stessa, espressa in gradi centigradi.

La (222) è sufficientemente approssimata finché la pressione di esercizio è relativamente modesta; è noto infatti che al crescere della pressione aumenta la temperatura di ebollizione ed il calore

1. Rileviamo ancora una volta che, ove si presenti una differenza di temperatura è indifferente riferirsi a quelle centigrade o a quelle assolute; nel caso attuale la dimostrazione risulta semplificata adottando la temperatura centigrada.

specifico si distacca sempre più sensibilmente dal valore unitario previsto; a tale proposito, il Regnault propose, per il calcolo del calore di riscaldamento, la formula empirica:

$$q = t_e + 0,00004t_e^2 + 0,0000009t_e^3 \quad (223)$$

che per valori non molto elevati di « t_e » coincide praticamente con la (222) essendo trascurabili gli ultimi termini del secondo membro.

b) **calore latente di vaporizzazione:** terminata la fase di ebollizione, tutto il liquido inizialmente presente è passato allo stato aeriforme, ma nell'istante finale la sua temperatura è ancora eguale a quella di ebollizione; in questa condizione il fluido viene definito « **vapore saturo secco** » intendendosi con tale termine, uno stato fisico ben definito ma quanto mai instabile poiché un lievissimo riscaldamento lo porterebbe verso il campo dei vapori surriscaldati, ed una minima sottrazione di calore darebbe inizio alla fase di condensazione con formazione di particelle liquide.

Il calore latente di vaporizzazione necessario per portare il kg di liquido (già alla temperatura di ebollizione) fino allo stato di vapore saturo secco, si calcola generalmente con formule empiriche; citiamo quella proposta del Regnault:

$$r = 606,5 - 0,695 t_e \quad (224)$$

Tanto le formule del Regnault, quanto quelle proposte da altri sperimentatori conducono a risultati solo grossolanamente approssimati; si consiglia perciò di ricorrere alla tabella n. 19 (pag. 162) nella quale sono riportati i valori di « q » e di « r » — limitatamente al vapore d'acqua — in funzione della pressione, in attesa di poter affidare la ricerca di queste grandezze al diagramma di Mollier, cosa che sarà possibile quando avremo completato lo studio della termodinamica.

c) **calore di surriscaldamento:** per innalzare la temperatura del vapore saturo secco prodotto, dal valore « t_e » ad un valore preventivamente fissato (t_s) occorre somministrare un'ulteriore quantità di calore:

$$q_s = C_{pm}(t_s - t_e) \quad (225)$$

in cui « C_{pm} » rappresenta il calore specifico medio (a pressione costante) del vapore surriscaldato nell'intervallo di temperatura compreso fra « t_s » e « t_e », il cui valore può essere ricavato dalla tabella n. 20.

Ricordiamo infine, ad evitare grossolani errori, che i calori parziali calcolati con le (222) (224) e (225) risultano tutti espressi in kcal/kg, essendoci sempre riferiti all'unità di massa del fluido.

A titolo di esempio, applichiamo le formule citate, al caso che l'ebollizione venga eseguita alla pressione atmosferica ($p =$

Tabella 20 CALORE SPECIFICO MEDIO (C_p) DEL VAPORE D'ACQUA SURRISCALDATO FRA t_e e t_s IN FUNZIONE DELLA PRESSIONE

p(ata)	1	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
t_e (°C)	99,1	119,0	142,9	158	169,6	179	187	194	200,4	206	211,4
t_s	0,487	0,501	0,528	0,555	0,584	0,613	0,642	0,671	0,699	0,729	0,760
120°C	0,483	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
140°C	0,480	0,496	—	—	—	—	—	—	—	—	—
160°C	0,478	0,491	0,521	—	—	—	—	—	—	—	—
180°C	0,476	0,488	0,515	0,544	0,576	—	—	—	—	—	—
200°C	0,475	0,486	0,509	0,534	0,561	0,590	0,623	0,660	—	—	—
220°C	0,475	0,485	0,505	0,526	0,548	0,572	0,599	0,629	0,661	0,697	0,738
240°C	0,474	0,484	0,501	0,519	0,538	0,558	0,580	0,605	0,631	0,660	0,694
260°C	0,474	0,483	0,499	0,514	0,530	0,548	0,567	0,588	0,610	0,634	0,660
280°C	0,474	0,482	0,497	0,510	0,525	0,540	0,556	0,575	0,594	0,615	0,637
300°C	0,474	0,482	0,496	0,508	0,521	0,534	0,548	0,565	0,582	0,600	0,619
320°C	0,475	0,482	0,495	0,505	0,517	0,530	0,543	0,558	0,572	0,589	0,606
340°C	0,476	0,482	0,494	0,504	0,515	0,527	0,538	0,552	0,565	0,580	0,596
360°C	0,477	0,483	0,494	0,504	0,514	0,524	0,535	0,548	0,560	0,574	0,587
380°C	0,478	0,483	0,494	0,503	0,512	0,522	0,533	0,545	0,556	0,568	0,580

in cui il valore di « r » dipende esclusivamente dalla temperatura di ebollizione espressa in gradi centigradi; poiché ad un aumento della pressione di esercizio corrisponde un incremento di « t_e » si rileva dalla (224) che il calore di vaporizzazione è tanto minore quanto più alta è la pressione a cui si opera.

= 1,033 kgf/cm² assoluti) e confrontiamo i risultati ottenuti con quelli riportati nella tabella 19. Il calore di riscaldamento vale:

$$q \cong t_e \cong 100 \text{ kcal/kg}$$

e quello di vaporizzazione:

$$r = 606,5 - 0,695 \cdot 100 \cong 537 \text{ kcal/kg}$$

Tabella 19 CONTENUTO TERMICO DEL VAPORE D'ACQUA ALLE VARIE PRESSIONI

Pressione assoluta (ata)	Temperatura (°C)	Contenuto termico (kcal/kg)		Pressione assoluta (ata)	Temperatura (°C)	Contenuto termico (kcal/kg)	
		del liquido (q)	del vapore (q + r)			del liquido (q)	del vapore (q + r)
0,01	6,6	6,6	598	8,5	172,1	174,0	662,9
0,015	12,7	12,7	600,9	9,0	174,5	176,6	663,4
0,02	17,1	17,1	602,9	9,5	176,8	179,0	663,9
0,025	20,7	20,7	604,6	10	179,0	181,3	664,4
0,03	23,7	23,7	606,0	11	183,2	185,7	665,2
0,04	28,6	28,6	608,2	12	187,1	189,8	665,9
0,05	32,5	32,5	610,0	13	190,7	193,6	666,6
0,06	35,8	35,8	611,5	14	194,1	197,3	667,0
0,08	41,1	41,1	614,0	15	197,4	200,7	667,4
0,10	45,4	45,4	615,9	16	200,4	204,0	667,8
0,12	49,0	49,0	617,6	17	203,4	207,1	668,1
0,15	53,6	53,6	619,6	18	206,2	210,1	668,3
0,20	59,7	59,7	622,3	19	208,8	213,0	668,5
0,25	64,6	64,6	624,5	20	211,4	215,8	668,7
0,30	68,7	68,7	626,3	22	216,2	221,0	668,9
0,35	72,3	72,3	627,8	24	220,8	226,0	669,0
0,40	75,4	75,4	629,2	26	225,0	230,6	669,0
0,50	80,9	80,9	631,5	28	229,0	235,0	668,8
0,60	85,5	85,5	633,4	30	232,8	239,1	668,6
0,70	89,5	89,5	635,1	32	236,4	243,1	668,3
0,80	93,0	93,0	636,5	34	239,8	246,9	668,0
0,90	96,2	96,2	637,8	36	243,1	250,5	667,6
1,0	99,1	99,1	639,0	38	246,2	254,1	667,1
1,1	101,8	101,8	640,1	40	249,2	257,4	666,6
1,2	104,2	104,3	641,1	42	252,1	260,7	666,0
1,3	106,6	106,7	642,0	44	254,9	263,9	665,5
1,4	108,7	108,9	642,8	46	257,6	266,9	664,8
1,5	110,8	110,9	643,6	48	260,2	269,8	664,1
1,6	112,7	112,9	644,3	50	262,7	272,7	663,4
1,8	116,3	116,6	645,7	55	268,7	279,6	661,5
2,0	119,6	119,9	646,9	60	274,3	286,1	659,5
2,2	122,6	123,0	648,0	65	279,6	292,2	657,5
2,4	125,5	125,8	649,0	70	284,5	298,0	655,3
2,6	128,1	128,5	649,9	75	289,2	303,5	653,0
2,8	130,5	131,0	650,8	80	293,6	308,8	650,6
3,0	132,9	133,4	651,6	85	297,9	313,9	648,1
3,2	135,1	135,7	652,3	90	301,9	319,0	645,6
3,4	137,2	137,8	653,0	95	305,8	323,9	643,0
3,6	139,2	139,9	653,7	100	309,5	328,7	640,5
3,8	141,1	141,8	654,3	110	316,5	338,1	635,1
4,0	142,9	143,7	654,9	120	323,1	347,3	629,7
4,5	147,2	148,1	656,2	130	329,3	356,4	624,2
5,0	151,1	152,2	657,3	140	335,0	365,3	618,6
5,5	154,7	155,9	658,4	150	340,5	374,1	612,9
6,0	158,1	159,4	659,3	160	345,7	383,4	606,3
6,5	161,2	162,7	660,2	180	355,4	401,9	592,6
7,0	164,2	165,7	660,9	200	364,2	425,6	572,8
7,5	167,0	168,7	661,7	225	374,0	501,1	501,1
8,0	169,6	171,4	662,3				

mentre dalla tabella citata si ricavano rispettivamente:

$$q = 100,2 \text{ kcal/kg} \quad r = 538,7 \text{ kcal/kg}$$

Se infine si vuol surriscaldare il vapore fino a 200°C , occorre somministrare ancora:

$$q_s = 0,462(200 - 100) = 46,2 \text{ kcal/kg}$$

È facile osservare che in questo processo, il maggior onere energetico è costituito dal calore di vaporizzazione; al crescere della pressione di esercizio diminuisce progressivamente la sua entità mentre aumenta sia l'incidenza di « q » che quella di « q_s ».

* * *

Abbiamo volutamente trascurato di accennare alle fasi intermedie del processo di ebollizione, quando, in virtù del calore somministrato gradualmente, cominciano a formarsi bolle di vapore il cui numero va sempre aumentando, mentre scompare parallelamente parte della fase liquida; in un istante generico, compreso fra l'inizio e la fine della trasformazione, esiste nel recipiente una miscela di liquido e vapore, definita comunemente « **vapore saturo umido** ». Se con « m_v » indichiamo la massa di vapore presente nella miscela e con « m_l » la massa di liquido non ancora vaporizzata, si definisce « **titolo** » del vapore umido (e lo si indica generalmente con « x ») il rapporto:

$$x = \frac{m_v}{m_v + m_l} \quad (226)$$

fra la massa di vapore e la massa totale della miscela. La conoscenza del titolo del vapore, permette di definire il grado di umidità della miscela o, ciò che è lo stesso, la percentuale di liquido già vaporizzata; i limiti estremi entro i quali il titolo può variare sono espressi ovviamente dalla disequaglianza:

$$0 < x < 1$$

essendo chiaro che, all'inizio del processo, è:

$$m_v = 0$$

e quindi, dalla (226):

$$x = 0$$

mentre, completata la trasformazione, è:

$$m_l = 0$$

e perciò:

$$x = \frac{m_v}{m_v} = 1$$

Al limite, si potrebbe definire l'acqua come un vapore umido a titolo nullo, e parallelamente, il vapore saturo secco come un vapore umido con titolo eguale all'unità.

Per quanto concerne il calore somministrato, esso varia proporzionalmente al titolo (x) della miscela prodotta; se infatti somministrando « r » kilocalorie ad 1 kg di acqua (già alla temperatura di ebollizione) se ne consegue la completa vaporizzazione, per ottenerne del vapore saturo umido a titolo « x » occorre cedere al liquido una quantità di calore:

$$q = rx \quad (227)$$

Il calore che è stato somministrato al fluido per permettergli di raggiungere uno stato fisico ben determinato, resta ovviamente contenuto entro il fluido stesso fino a che non venga a mutare — per cause diverse — lo stato fisico già conseguito; ne segue che qualsiasi sostanza « possiede » una certa quantità di calore, sempreché la sua temperatura sia superiore a 0°C .

Ciò è facilmente rilevabile dalla (221) in quanto, nelle ipotesi fatte, per $t = 0^\circ\text{C}$, risulterebbe:

$$q = 0$$

La quantità di calore posseduta da una sostanza in un determinato stato fisico, si definisce anche « **contenuto termico** » e la indicheremo d'ora innanzi con il simbolo « l » riservando l'indicazione « Q » alle quantità di calore scambiate o sviluppate in un caso generico.

Da quanto esposto in precedenza è facile dedurre che 1 kg di acqua alla temperatura di ebollizione (t_e) ha un contenuto termico:

$$l_0 = q \cong t_e \quad (228)$$

ed 1 kg di vapore saturo secco:

$$l_v = q + r \quad (229)$$

mentre nel caso del vapore saturo umido a titolo « x » è:

$$l_x = q + rx \quad (230)$$

e per il vapore surriscaldato fino alla temperatura « t_s »

$$l_s = q + r + C_{pm}(t_s - t_e) \quad (231)$$

A tal punto, è possibile calcolare la quantità di calore necessaria per far passare 1 kg di acqua da uno stato fisico iniziale qualsiasi ad un altro in precedenza fissato, semplicemente effettuando la differenza fra il contenuto termico corrispondente allo stato finale e quello dello stato iniziale; se, ad esempio, il liquido ha inizialmente una temperatura generica « t_a » (diversa da 0°C come avevamo supposto finora), esso dispone di un contenuto termico:

$$l_a = q_a \cong t_a \quad (232)$$

pari al calore necessario per elevare la sua temperatura da 0°C fino a « t_a »; per produrre perciò, in questo caso, 1 kg di vapore saturo secco, occorre somministrare una quantità di calore:

$$Q = l_v - l_a$$

ovvero, ricordando la (229) e la (232):

$$Q = q + r - q_a \quad (233)$$

In modo del tutto analogo si opera per altre eventuali variazioni di stato fisico; citiamo il caso di un vapore saturo umido a

titolo « x » che debba essere completamente essiccato (vapore saturo secco); ad ogni kg di esso, occorre somministrare:

$$Q = l_v - l_x$$

e perciò:

$$Q = q + r - (q + rx) = q + r - q - rx$$

semplificando:

$$Q = r - rx = r(1 - x) \quad (234)$$

Le conclusioni cui siamo pervenuti supponendo di vaporizzare 1 kg di liquido, partendo dalla temperatura iniziale di 0°C, si ritrovano in modo perfettamente identico nel processo (inverso) di raffreddamento e successiva condensazione; **per raffreddare 1 kg di vapore surriscaldato dalla temperatura iniziale « t_s » a quella di ebollizione (t_e) occorre sottrarre ad esso una quantità di calore:**

$$Q = C_{pm}(t_e - t_s)$$

che risulta ovviamente di segno negativo, essendo:

$$t_e < t_s$$

per cui potremo scrivere anche ⁽¹⁾:

$$Q = - C_{pm}(t_s - t_e)$$

1. Per convenzione si ritiene positivo il calore somministrato ad una sostanza qualsiasi e negativo quello sottratto mediante raffreddamento.

che coincide — a parte il segno — con la (225). È più facile pervenire allo stesso risultato operando sui contenuti termici corrispondenti allo stato finale e a quello iniziale come abbiamo fatto nel processo diretto; nel caso attuale sarà:

$$Q = l_v - l_x$$

e dalla (231) e (229):

$$Q = q + r - [q + r + C_{pm}(t_s - t_e)]$$

semplificando:

$$Q = - C_{pm}(t_s - t_e)$$

come avevamo trovato per altra via. Per condensare completamente il vapore saturo secco così ottenuto, si sottrae un'ulteriore quantità di calore espressa da:

$$Q = l_0 - l_v$$

e con analogo procedimento:

$$Q = q - (q + r)$$

si ottiene:

$$Q = - r$$

come, del resto, era facilmente prevedibile. Concludiamo questo argomento con la tabella n. 21 nella quale figura il contenuto termico del vapore d'acqua surriscaldato in funzione della temperatura di surriscaldamento e della pressione di esercizio.

Tabella 21 CONTENUTO TERMICO DEL VAPORE D'ACQUA SURRISCALDATO

Pressione assoluta (ata)	250°C	260°C	270°C	280°C	290°C	300°C	310°C	320°C	330°C	340°C	350°C	360°C	370°C	380°C	390°C	400°C
10	703	708	713	718	723	728	733	738	743	748	753	758	763	768	773	778
11	702	707	712	717	722	727	732	738	743	748	753	758	763	768	773	778
12	701	706	711	716	722	727	732	737	742	747	752	757	762	767	773	778
13	700	706	711	716	721	726	731	736	741	747	752	757	762	767	773	778
14	699	705	710	715	720	726	731	736	741	746	751	756	762	767	772	777
15	698	704	709	714	720	726	731	736	741	746	751	756	762	767	772	777
16	698	703	708	714	719	725	730	735	740	746	751	756	762	767	772	777
17	698	702	708	713	718	724	730	735	740	745	750	755	761	766	771	777
18	696	701	707	712	718	724	729	734	739	745	750	755	760	766	771	776
19	695	700	706	712	717	722	728	734	739	744	750	755	760	765	771	776
20	694	700	705	711	716	722	728	733	738	744	749	755	760	765	770	775
22	692	698	704	709	715	721	727	733	738	743	748	754	760	765	770	775
24	690	696	702	708	714	720	726	731	737	742	747	753	759	764	769	775
26	688	694	700	706	712	718	724	730	736	741	747	753	758	763	769	774
28	686	692	699	705	711	717	723	729	735	740	746	752	757	762	768	773
30	683	690	697	703	709	715	721	727	733	739	745	751	756	762	767	772
32	681	688	695	701	708	714	720	726	732	738	744	750	755	761	766	772
34	678	686	693	700	706	712	718	724	730	736	742	748	754	760	765	771
36	675	684	691	698	704	711	717	723	729	735	741	747	753	759	764	770
38	673	681	689	696	703	709	716	722	728	734	739	745	751	757	763	768
40	670	679	687	694	701	708	714	720	726	732	738	744	750	756	762	768
42	—	676	685	692	699	706	713	719	725	731	737	743	749	755	761	767
44	—	673	682	690	697	704	711	718	724	730	736	742	748	754	760	766
46	—	670	680	688	696	703	710	716	722	728	734	740	746	752	758	764
48	—	—	677	686	694	701	708	715	721	727	733	739	745	751	757	763
50	—	—	675	684	692	699	707	714	720	727	733	739	745	751	757	763

Nota. I valori sono stati arrotondati per semplificare i calcoli.

93) TRASMISSIONE DEL CALORE

Un altro argomento di fondamentale importanza nello studio della produzione del vapore, è costituito dalla trasmissione del calore da un fluido ad un altro, attraverso una parete che li separa.

Il fluido che cede il calore dovrà avere una temperatura superiore a quella del fluido che lo riceve, in virtù del postulato di Clausius, secondo il quale il calore passa spontaneamente dai corpi a temperatura più alta a quelli a temperatura più bassa; tale principio trova la sua logica posizione nella parte della termodinamica che studia la conversione del calore in lavoro, ma ne riteniamo opportuna una citazione anticipata — anche se parziale — per poter affrontare il problema della trasmissione del calore senza lasciare alcun punto oscuro, riservandoci di completarlo nel prossimo volume.

È noto dalla fisica che il calore può trasmettersi in tre modi:

- per conduzione:** da una molecola ad un'altra posta a contatto con la prima, senza che avvenga movimento reciproco; è la trasmissione che si manifesta internamente ai corpi solidi o nei liquidi in riposo o fra due corpi diversi posti a diretto contatto;
- per convezione:** cioè per « trasporto » da parte di molecole che, nel loro movimento, cedono il calore ad altre molecole; una trasmissione di questo tipo avviene in genere negli aeriformi, le cui particelle hanno una grande libertà di movimento, e nei liquidi quando non si trovano in quiete;
- per irraggiamento** attraverso onde elettromagnetiche, che possono propagarsi entro qualsiasi gas ed anche nel vuoto.

Ciò premesso, esaminiamo il problema della trasmissione del calore fra due fluidi in movimento, separati da una parete piana di superficie « A » e di spessore costante « s », supponendo per ora che, malgrado lo scambio di calore, le temperature dei due fluidi si mantengono costanti nel tempo (fig. 265). Se il fluido (1) deve cedere calore al fluido (2), per il principio di Clausius deve essere:

$$t_1 > t_2$$

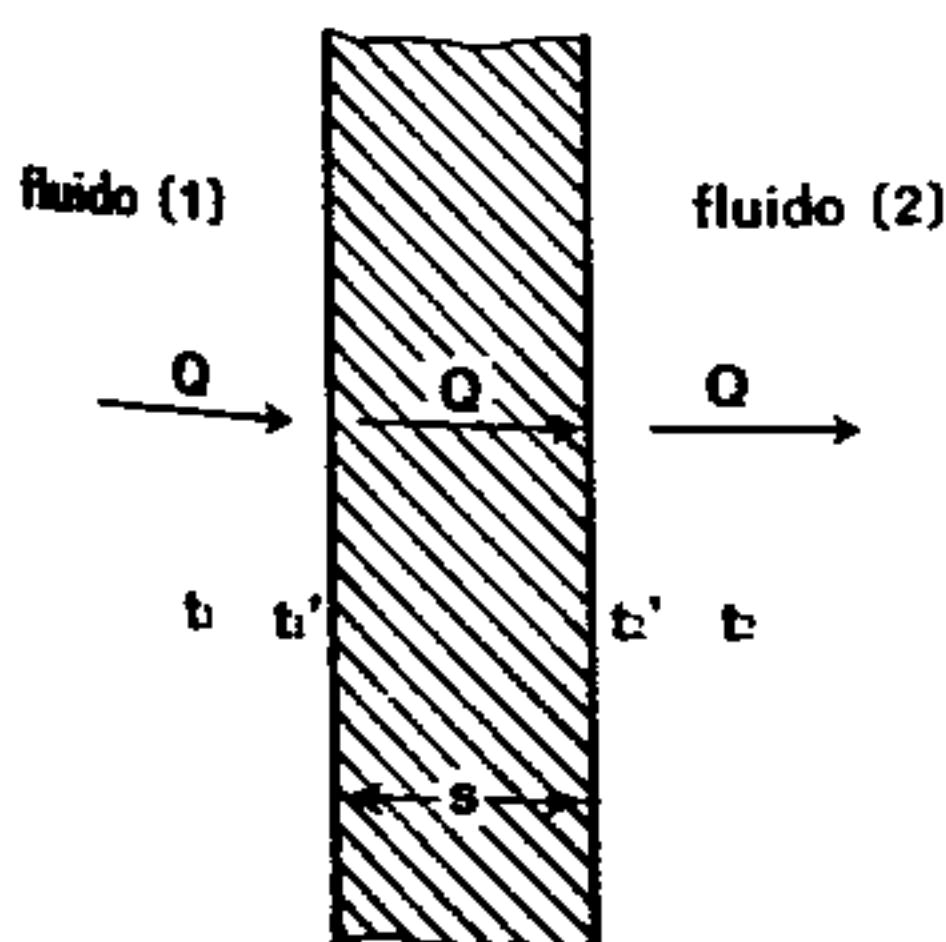


Fig. 265. Trasmissione del calore

e poiché i due fluidi sono separati da una parete, attraverso la quale il calore si deve trasmettere dall'uno all'altro, indicando con:

- « t_1' » la temperatura della faccia della parete a contatto con il fluido più caldo;
 - « t_2' » quella della faccia a contatto con il fluido più freddo;
- deve sussistere in ogni istante la disequaglianza:

$$t_1 > t_1' > t_2' > t_2$$

senza di che non si realizzerebbero le condizioni necessarie per la trasmissione del calore.

Nelle ipotesi fatte, il fluido più caldo cede alla parete che con esso è a contatto — parte per convezione e parte per conduzione — una quantità di calore (Q):

- 1) direttamente proporzionale al salto di temperatura ($t_1 - t_1'$) fra gas e parete;
- 2) direttamente proporzionale alla superficie (A) della parete a contatto con il fluido più caldo, espressa in m^2 ;
- 3) direttamente proporzionale al tempo (θ) misurato in ore (1);
- 4) dipendente infine dalla natura della parete, dallo stato della sua superficie, dalla natura del fluido e dal suo grado di agitazione.

Queste condizioni possono essere espresse in forma analitica con la relazione:

$$Q = A\theta h'(t_1 - t_1') \quad (235)$$

in cui figura il coefficiente « h' » (detto « **coefficiente di adduzione** » o di « **conduttività esterna** ») che tiene conto di quanto espresso al punto 4) e viene misurato in $kcal/m^2 h^\circ C$ per soddisfare l'omogeneità dimensionale della formula.

Dal canto suo, la parete esterna trasmette a quella interna (per semplice conduzione) una quantità di calore:

- direttamente proporzionale al salto di temperatura ($t_1' - t_2'$);
- direttamente proporzionale alla superficie (A);
- direttamente proporzionale al tempo (θ);
- inversamente proporzionale allo spessore (s) della parete.

In forma analitica:

$$Q = A\theta \frac{c}{s} (t_1' - t_2') \quad (236)$$

in cui il coefficiente « c » — caratteristico del materiale — prende il nome di « **coefficiente di trasmissione interna** » e si esprime in $kcal/m h^\circ C$.

1. Indicheremo il tempo con la lettera greca « θ » anziché con « t » onde non creare confusione con la temperatura centigrada.

Per quanto riguarda il calore trasmesso dalla parete interna al fluido più freddo, potremo esprimerlo con una relazione simile alla (235):

$$Q = A\theta h'(t'_2 - t_2) \quad (237)$$

inserendo un coefficiente h'' , diverso da h' , per mettere in risalto, la diversa natura dei due fluidi, il loro stato di agitazione e le differenti caratteristiche di conducibilità termica delle due facce della parete.

L'ipotesi della costanza delle temperature « t_1 » e « t_2 » comporta la necessità di un continuo rinnovo dei due fluidi da una parte e dall'altra della parete; è chiaro infatti che se il fluido (1) cede alla parete esterna la quantità di calore espressa dalla (235) la sua temperatura tende a diminuire in contrasto con l'ipotesi di partenza; allo stesso modo, il fluido (2) tende ad accrescere la propria temperatura, in accordo con la (237), e deve perciò fluire lungo la parete perché sia sempre valida la condizione:

$$\begin{aligned} t_1 &= \text{costante} \\ t_2 &= \text{costante} \end{aligned}$$

Se ciò accade, la trasmissione di calore avviene in regime permanente (cfr. par. 7) e sono costanti nel tempo anche le temperature (t'_1 e t'_2) delle due facce della parete; inoltre — e questa è la conclusione più importante — le quantità di calore espresse dalle (235), (236) e (237) sono evidentemente uguali.

Limitandoci a considerare il calore trasmesso nell'unità di tempo ($\theta = 1^h$) potremo scrivere:

$$t_1 - t'_1 = \frac{Q}{Ah'}$$

$$t'_1 - t'_2 = \frac{Qs}{Ac}$$

$$t'_2 - t_2 = \frac{Q}{Ah''}$$

Sommando queste relazioni membro a membro:

$$t_1 - t_2 = \frac{Q}{A} \left(\frac{1}{h'} + \frac{s}{c} + \frac{1}{h''} \right)$$

e ponendo:

$$\frac{1}{h'} + \frac{s}{c} + \frac{1}{h''} = \frac{1}{K} \quad (238)$$

otteniamo infine:

$$Q = AK(t_1 - t_2) \quad (239)$$

Il coefficiente « K » definito dalla (238) viene denominato « **coefficiente di trasmissione totale** » e dipende dalla natura dei due fluidi, dal loro stato di agitazione, dallo spessore della parete, dal suo grado di pulizia e dalla natura del materiale che la costituisce.

Esso può essere calcolato con la relazione (238) ove si conoscano lo spessore « s » ed i valori dei singoli coefficienti h' , c ed h'' , oppure ricavato da opportune tabelle, — seppur in modo un po' approssimato — come la n. 22 che qui riportiamo.

Tabella 22 VALORI DEL COEFFICIENTE DI TRASMISSIONE TOTALE « K »

Apparecchi	Fluidi	Condizioni di funzionamento	Coeff. « K » (kcal/m ² h°C)
Condensatori Economizzatori	Vapore-acqua	Velocità acqua da 0,3 a 2 m/s	(3400 ÷ 3500) \sqrt{v}
	Fiamme-acqua	A seconda del tipo	
Surriscaldatori Caldaie	Fiamme-vapore	Mediamente	5 ÷ 10 ÷ 15
	Fiamme-acqua	A seconda della velocità di circolazione dell'acqua, della qualità del combustibile adoperato, del funzionamento a regime o forzato, del tipo di caldaia ecc., mediamente	8 ÷ 12 14 ÷ 16
Radiatori comuni	Acqua-aria	Per salti di temperatura di circa 20°	18 ÷ 50
	Aria-vapore a bassa pressione	Per salti di temperatura di circa 10°	5,5 ÷ 8,5
	Aria vapore ad alta pressione	Per salti di temperatura di circa 25°	7 ÷ 9
Radiatori ad alette	Acqua-aria	Per salti di temperatura di circa 20°	8 ÷ 10
	Vapore a bassa pressione	Per salti di temperatura di circa 10°	4,5 ÷ 6
	Vapore ad alta pressione	Per salti di temperatura di circa 15° in aria queta In aria ventilata	6 ÷ 8 8 ÷ 12
Caldaie per riscaldamento	Fiamme-acqua	A seconda i tipi di caldaie tiraggio e combustibile	12 ÷ 16
	Fiamme-vapore	Come sopra	9 ÷ 10 9 ÷ 11

Nello studio dei generatori di vapore, il problema della trasmissione del calore fra due fluidi si presenta continuamente, anche se con lievi discordanze rispetto al caso semplice da noi descritto:

- la superficie di separazione fra i due fluidi, non è piana ma cilindrica; uno dei due fluidi infatti scorre entro una serie di tubi di diametro piuttosto limitato, mentre l'altro scivola lungo l'esterno di questi;
- le temperature non sono costanti in ogni punto delle masse fluide ma variano con continuità decrescendo, per il fluido che cede calore, dall'entrata all'uscita e crescendo per il fluido che lo riceve.

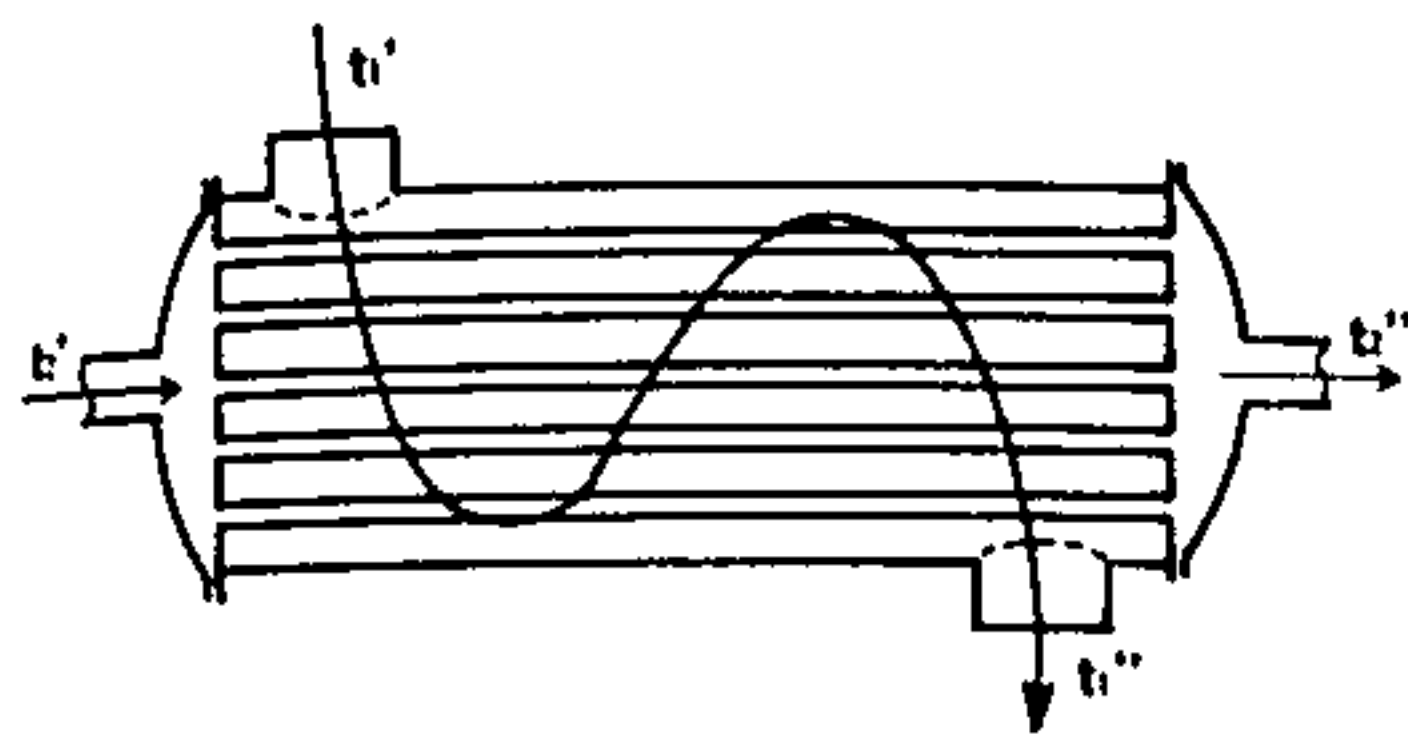


Fig. 266. Scambiatore di calore ad equicorrente (schema)

Per meglio fissare le idee, riferiamoci ai due schemi di fig. 266 e di fig. 267 in cui sono rappresentati due « scambiatori di calore » (1) a fascio tubiero; nel primo caso, i due fluidi percorrono l'apparecchio nello stesso verso (« scambiatori ad equicorrente ») e la temperatura del fluido riscaldato aumenta ($t_2' < t_2''$); è evidente che all'uscita dell'apparecchio dovrà essere soddisfatta la condizione:

$$t_1'' > t_2''$$

affinché possa avvenire il riscaldamento desiderato. Nel secondo esempio i due fluidi si muovono in senso inverso (« scambiatori in controcorrente ») ed escono da parte opposta dell'apparecchio; non è

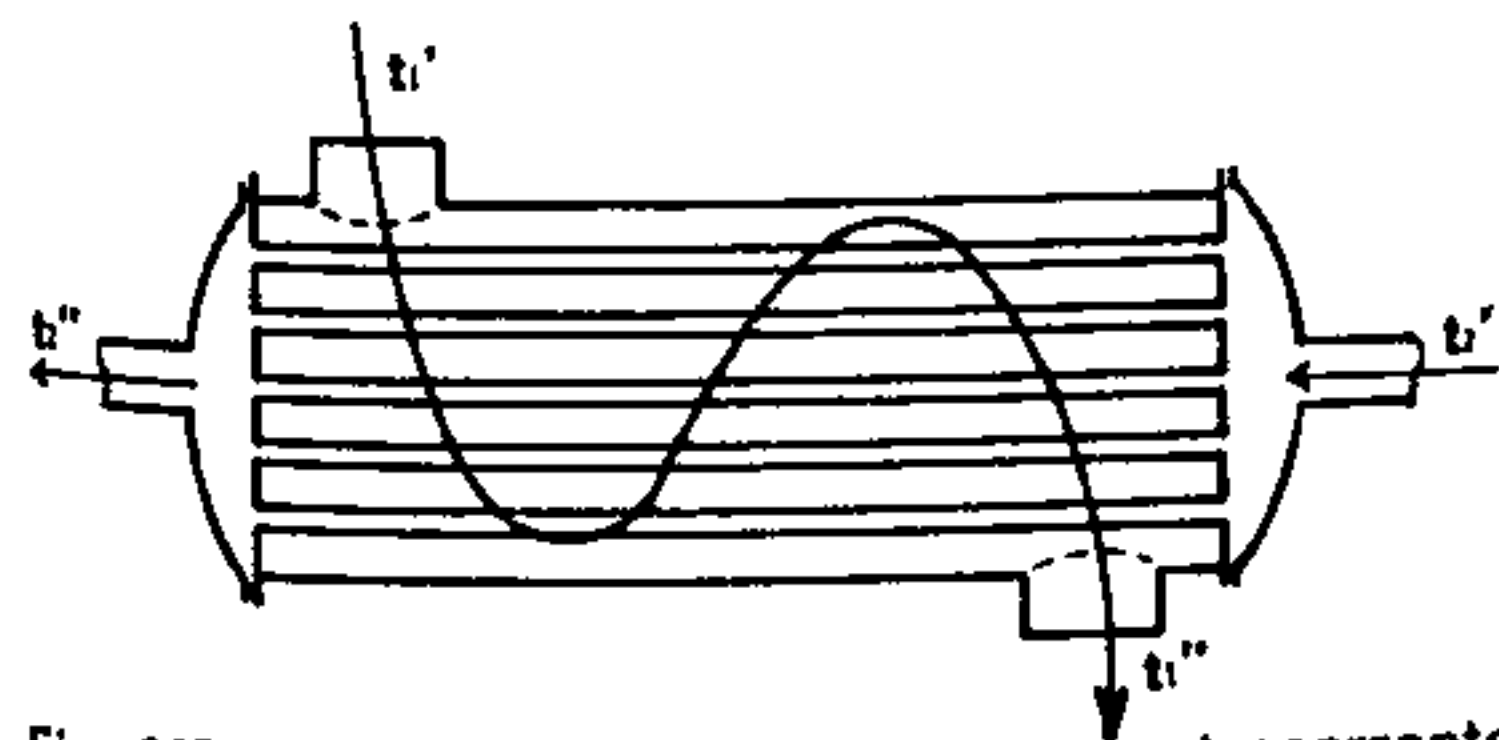


Fig. 267. Scambiatore di calore a controcorrente

in tal caso strettamente necessario che t_1'' sia molto superiore a t_2'' con evidente risparmio di energia. La formula (239) non è rigorosamente applicabile

1. Con il termine generico « scambiatori di calore » si intendono tutti quegli apparecchi nei quali un fluido cede calore ad un altro, circolando entro appositi tubi; rientrano perciò in questa categoria, riscaldatori, condensatori, refrigeranti ed, al limite, le stesse caldaie.

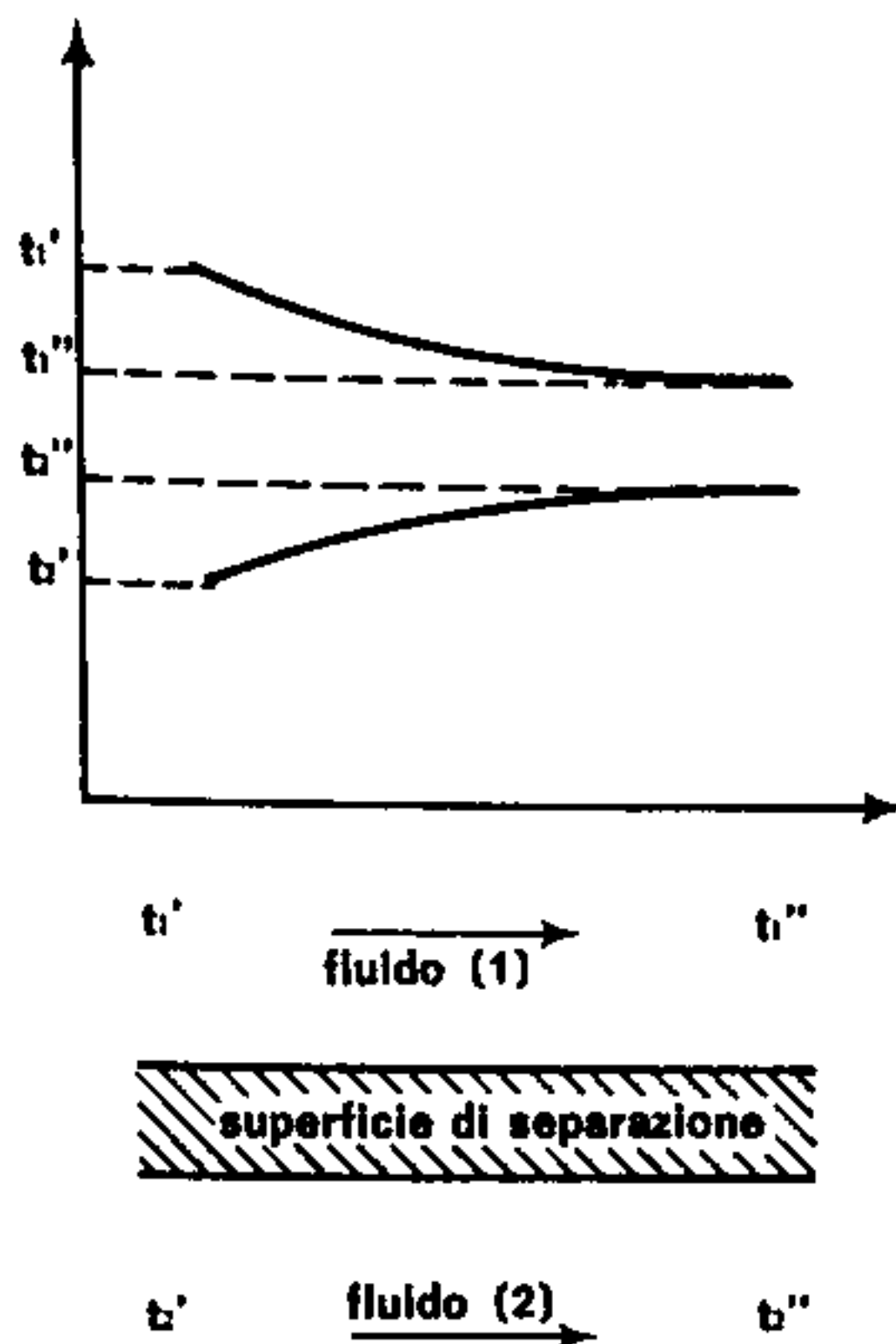


Fig. 268. Variazione della temperatura di due fluidi in moto equicorrente

per il calcolo delle superfici degli scambiatori, ma, per la sua semplicità, si preferisce impiegare egualmente inserendo in essa le temperature medie dei due fluidi; essa diviene pertanto:

$$Q = AK \left(\frac{t_1' + t_1''}{2} - \frac{t_2' + t_2''}{2} \right) \quad (240)$$

L'approssimazione che si ottiene, è molto valida per la disposizione in controcorrente mentre è un po' scarsa per quella in equicorrente; i diagrammi di variazione delle temperature, riportati nella fig. 268 e 269 permettono di chiarire meglio i concetti esposti.

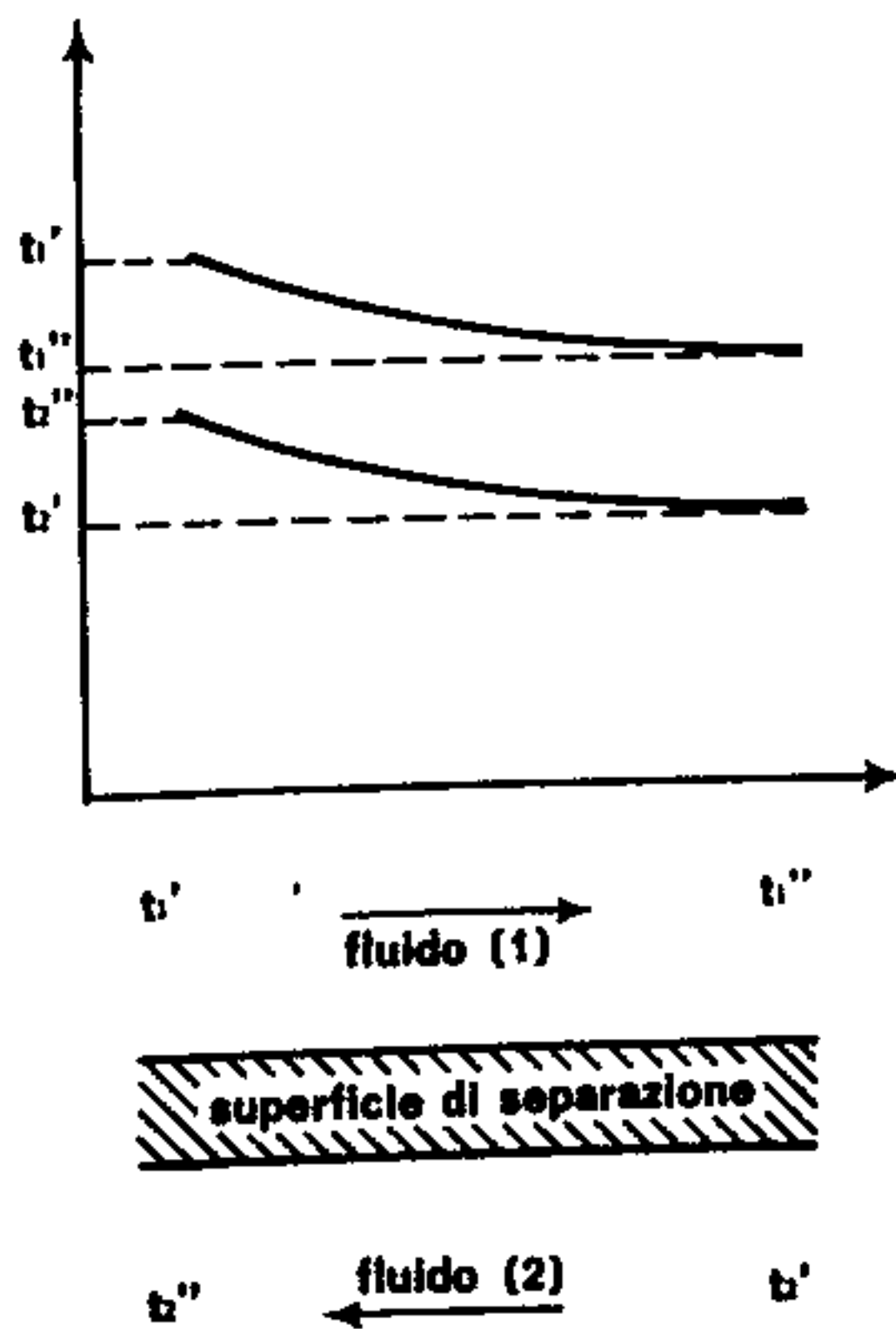


Fig. 269. Variazione della temperatura di due fluidi in moto controcorrente

Concludiamo l'argomento con alcune considerazioni sui coefficienti di trasmissione esterna h' ed h'' , riferendoci al caso specifico dei tubi bollitori di una caldaia che si trovano a contatto con i fumi caldissimi, prodotti dalla combustione, ad una temperatura che oscilla fra i $1000 \div 1200^\circ\text{C}$.

I due coefficienti dipendono, come abbiamo già detto, dallo stato di agitazione dei due fluidi ma soprattutto dalla natura di essi; per i fumi caldi, l'agitazione (o meglio la velocità con cui scorrono lungo i tubi) dipende dal grado di attività della combustione.

Potremo ritenere mediamente validi i seguenti valori del coefficiente h' :

per bassa velocità	$h' =$	16 kcal/m ² h°C
per media velocità	$h' =$	23 kcal/m ² h°C
per alta velocità	$h' =$	30 kcal/m ² h°C
per altissima velocità	$h' =$	40 kcal/m ² h°C

Se nell'interno dei tubi, il fluido è costituito dall'acqua in fase di ebollizione (ma non ancora trasformata in vapore) possiamo adottare i seguenti valori del coefficiente h'' :

per acqua calma	$h'' =$	1500 kcal/m ² h°C
per acqua agitata	$h'' =$	5000 kcal/m ² h°C
per acqua molto mossa	$h'' =$	10000 kcal/m ² h°C

L'enorme differenza fra i valori numerici dei due coefficienti h' ed h'' , fa sì che il salto di temperatura fra fumi caldi e pareti a contatto sia molto più alto del salto esistente fra l'acqua e la parete interna, come si riscontra facilmente dal confronto fra la (235) e la (237).

Ciò permette di mantenere la temperatura delle pareti metalliche entro valori di poco superiori a quella dell'acqua contenuta in caldaia; nella malaugurata ipotesi di scarsità di acqua, dovuta ad un difetto di alimentazione, i due coefficienti h' ed h'' assumono valori poco diversi fra loro ed i rispettivi salti di temperatura tendono ad eguagliarsi; la

parete si riscalda oltre il limite consentito fino a provocare l'esplosione del generatore. In fig. 270 abbiamo riportato un diagramma indicativo, rappresentante le variazioni di temperatura dai fumi alla parete, e dalla parete all'acqua.

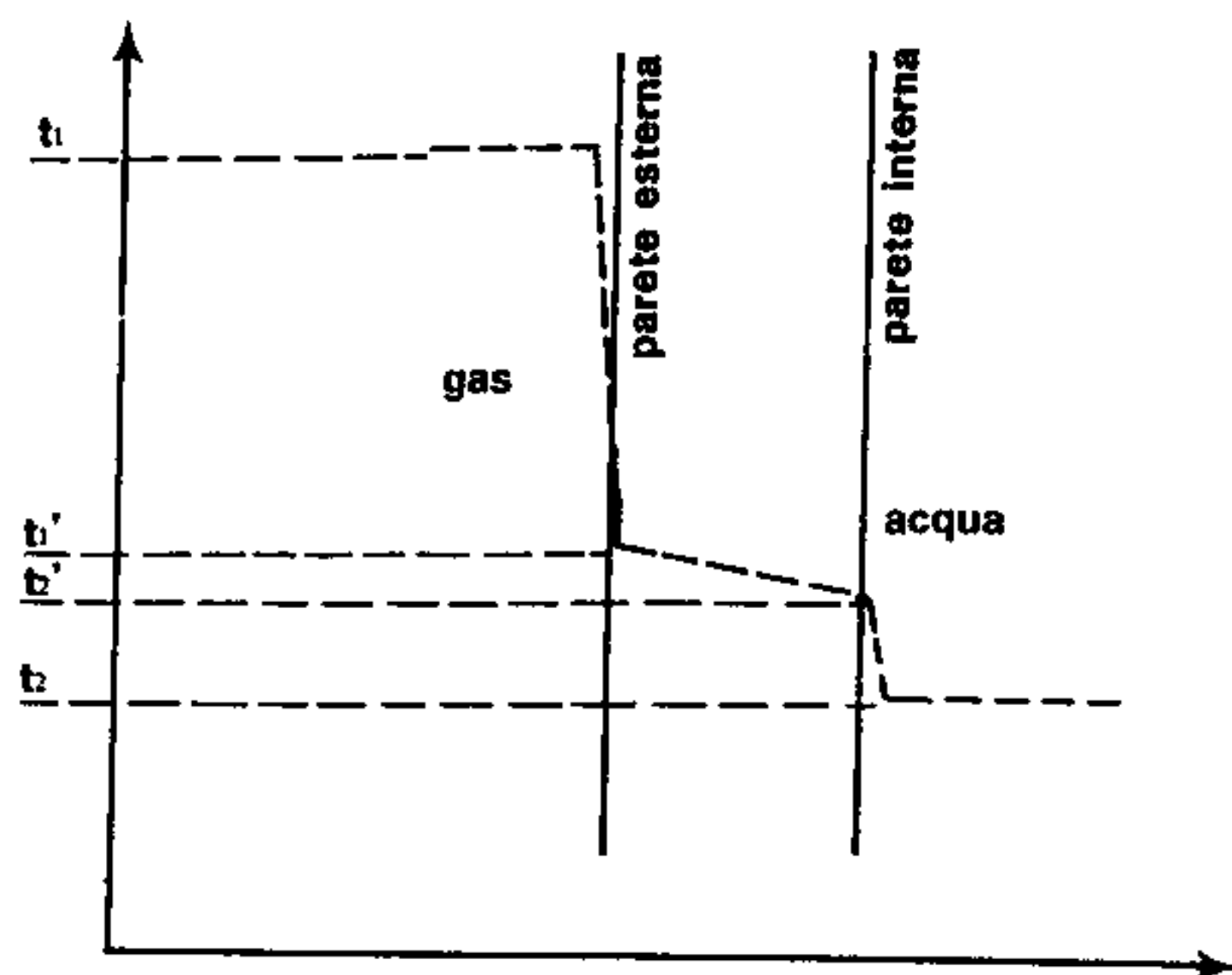


Fig. 270. Riduzione della temperatura nell'attraversamento di una parete

Per quanto riguarda il coefficiente di trasmissione interna « c », esso dipende dalla natura del materiale e dal grado di pulizia della parete; si dovranno quindi evitare in ogni caso, depositi ed incrostazioni sia nell'interno dei tubi (impiego di acqua molto pura per non produrre depositi di sali) sia all'esterno di essi, togliendo giornalmente il polverino che tende a depositarsi. Se le pareti, caso più comune, sono di acciaio, possiamo ritenere che il coefficiente « c » valga mediamente $55 \div 60$; esso comunque incide relativamente nel calcolo del coefficiente di trasmissione totale « K » effettuato con la relazione (238) ove si tenga presente che lo spessore « s » della parete deve essere espresso in metri.

Gli esercizi relativi al presente capitolo, chiariranno ulteriormente l'importante argomento.

Capitolo Diciassettesimo

La combustione

94) COMBUSTIBILI

Il calore, fonte di energia per tutte le motrici termiche, si ottiene bruciando particolari sostanze (dette « combustibili ») che hanno la proprietà di combinarsi con l'ossigeno dell'aria sviluppando, nella reazione, notevoli quantità di calore; il processo di combinazione di queste sostanze con l'ossigeno, viene definito « combustione ».

I combustibili, qualunque sia il loro aspetto, sono composti essenzialmente da carbonio ed idrogeno presenti sotto forma di composti chimici di varia natura e consistenza, con l'aggiunta di piccole percentuali di zolfo, fosforo ed altri elementi chimici secondari la cui azione può essere ritenuta trascurabile. Dal punto di vista del loro impiego nelle macchine termiche, è essenziale lo stato fisico sotto cui si presentano; li suddivideremo quindi in: **solidi**, **liquidi** e **gassosi** secondo lo schema della tabella n. 23.

Un'analisi approfondita dei singoli tipi di combustibili, ci condurrebbe oltre i limiti imposti al presente testo; ci limiteremo pertanto a qualche cenno sommario, rimandando, per maggiori particolari ai testi di chimica industriale.

a) **Combustibili solidi**, costituiti dal legno e dai prodotti che derivano dalla sua alterazione attraverso il processo di carbonizzazione, (carboni fossili) durante il quale la cellulosa perde progressivamente l'umidità contenuta, trasformandosi in un complesso di idrocarburi aventi un tenore di carbonio tanto maggiore quanto più lunga è la durata del processo.

Un'importante caratteristica che contraddistingue i combustibili solidi, è la percentuale di « sostanze volatili », cioè dei vapori di idrocarburi diversi, contenuti nel combustibile, che si separano dalla parte solida sotto l'azione del calore. La presenza delle sostanze volatili è resa evidente nel processo di combustione: i combustibili che ne contengono in forte quantità (litantraci, ligniti, legna) bruciano con fiamma lunga e luminosa, mentre quelli meno ricchi di esse, bruciano con fiamma corta e bluastra.

Dal tenore di sostanze volatili, si potranno trarre utili indicazioni sul tipo di forno da usare, sul tipo di griglia, sulla quantità di aria necessaria e sulle modalità di regolazione della combustione.

Ai combustibili già detti si possono aggiungere i vari tipi di « coke », cioè residui carboniosi di carboni fossili ottenuti con processo di distillazione, separando le sostanze volatili contenute nel combustibile originario; il coke per la sua stessa origine, brucia con fiamma corta e bluastra ed è ritenuto uno dei combustibili più idonei, per i minori depositi che produce sia negli intersizi della griglia sia sulla superficie dei tubi della caldaia.

Tabella 23 CLASSIFICAZIONE DEI PRINCIPALI COMBUSTIBILI IN BASE ALL'ORIGINE E ALLO STATO FISICO

COMBUSTIBILI	SOLIDI	Naturali	Legna da ardere	
		Carboni fossili	Torba Lignite Litantracce Antracite	
	Artificiali	Carbone di legna Coke Agglomerati		
	LIQUIDI	Naturali	Petrolio Olii grassi	
		Artificiali	Benzina Olii di lignite Olii di scisti Benzolo Alcoli	
	GASSOSI	Naturali	Gas petroliferi Gas di palude (metano) Gas vulcanici	
		Artificiali	Gas illuminante o gas di città	
			Gas generati	Gas d'aria Gas d'acqua Gas povero
			Idrogeno Acetilene	

Dal punto di vista industriale, la scelta del tipo di combustibile è condizionata soprattutto dal costo di produzione e di trasporto; a parte queste considerazioni, — peraltro importantissime — incide notevolmente sulla scelta, la pezzatura (una pezzatura troppo minuta provoca una notevole perdita di combustibile che attraversa la griglia senza bruciare) l'entità delle sostanze volatili (un eccesso di polverino sporca i tubi delle caldaie e ne diminuisce il coefficiente di trasmissione) il contenuto di zolfo (che pur essendo anch'esso combustibile, corrode le lamiere della caldaia) ed il tenore di umidità.

Ciò spiega l'uso frequente degli « **agglomerati carboniosi** » che si ottengono comprimendo entro forme appropriate, miscele formate da detriti di carboni fossili, catrame o carboni grassi.

La loro pezzatura risulta uniforme, sono esenti o quasi da ceneri o impurità e la forma geometrica conferita ai blocchetti permette uno stivaggio razionale con il minimo spreco di spazio. Altri dati indicativi sui combustibili solidi potranno essere dedotti dalla tabella n. 24.

Con processi di distillazione frazionata, si ottengono dal petrolio greggio i seguenti prodotti:

- **Benzine** di vario peso specifico (benzina avio, benzina leggera, benzina auto) per distillazione fra 50°C e 200°C;
- **Olii medi** (kerosene, petrolio, ecc.) che distillano fino a 300°C;
- **Gasolio** (o nafta leggera) distillato fra i 300°C e i 450°C normalmente impiegato nei motori Diesel veloci, o all'avviamento dei grandi Diesel funzionanti a nafta;
- **Olii combustibili** (comunemente detti « nafta ») di diverso peso specifico, il cui impiego è diffuso nelle caldaie a vapore.

A tali combustibili si possono aggiungere anche l'alcool etilico e metilico, impiegati sovente in alcuni motori di tipo speciale, sia miscelati con benzine, sia con altri derivati del petrolio.

- c) **Combustibili gassosi**, il più noto dei quali è senz'altro il « metano » sia naturale, contenuto

Tabella 24 CARATTERISTICHE DEI COMBUSTIBILI SOLIDI E LIQUIDI

Combustibile	Umidità %	Generi sul secco	Composizione chimica				
			C%	H%	O%	N%	S%
Combustibili solidi:							
Legna essiccata all'aperto	15÷30	0,5÷1	49,8	6,1	43,8	0,3	tracce
Torba essiccata	25÷40	5÷25	57,5	5,7	33,25	2,5	1,05
Lignite torbosa (Mercure)	25÷35	15÷30	63	4,8	27,7	1,5	3
Lignite xiloide (Valdarno)	20÷30	8÷15	67	5,5	23,5	2,3	1,7
Lignite picea	10÷15	10÷13	74	5,5	16,6	2,2	1,7
Carbone dell'Arsa	1÷2,5	11÷14	77	5,6	4,7	1,2	11,5
Lintantrace secco (a fiamma lunga)	6÷10	4÷10	81	5,3	12,8		0,9
Litantrace grasso (a fiamma lunga)	1,4	6,5÷8,5	85	5,25	7,8	1,05	0,9
Litantrace grasso (a fiamma corta)	1,5÷2,5	3÷6	89,2	4,6	4	1	1,2
Litantrace magro (a fiamma corta)	1÷2	2÷5	91	4,2	2,8	1	1
Antracite	1÷1,5	2÷5	92,9	3,65	2,4		1,05
Coke da gas	3÷10	7÷12	96,6	0,70	2		0,70
Coke metallurgico	0,5÷2	7÷10	97	0,55	1,75		0,70
Combustibili liquidi:							
Nafta dens. = 0,92÷0,96	1÷2	—	85+86	12÷13	1,3÷1,8	—	0,8÷2,5
Olii pesanti di catrame	1÷2	—	88÷90	5÷8	2,5÷3	—	0,5÷1,5
Olii di catrame di lignite	1÷2	—	84÷85	11÷12	2÷2,5	—	0,5÷1
Olii di scisto	1÷2	—	84÷86	10÷12	0,8÷1	—	2÷3

- b) **Combustibili liquidi**, costituiti in genere da miscele di idrocarburi appartenenti a serie diverse; rispetto a quelli solidi, presentano il vantaggio di un minor costo dei trasporti, facilità di deposito, assenza o quasi di ceneri e sostanze corrosive, possibilità di ottenere una combustione quasi perfetta ed automatizzata come vedremo meglio nel par. 97.

nel sottosuolo in sacche più o meno estese ed estratto mediante trivellazione del terreno, sia artificiale, prodotto cioè con opportuni procedimenti chimici partendo da residui di petrolio o da rifiuti biologici.

Il metano viene convogliato mediante condotte laddove la richiesta industriale è notevole e continua, mentre per usi limitati (uso domestico

o per autoveicoli) viene distribuito in bombole alla pressione di 200-300 Atmosfere.

Altri combustibili gassosi si ottengono artificialmente da combustibili solidi: gassificando quest'ultimi con forte eccesso d'aria si ottiene un prodotto gassoso definito «gas d'aria» mentre si produce del «gas d'acqua» insufflando nel gasogeno, in seconda fase, del vapore d'acqua con conseguente riduzione della temperatura.

Il cosiddetto «gas misto» è ottenuto infine iniettando nel gasogeno una miscela di aria e vapore, con produzione continua di gas, anche se più povero dei precedenti a causa dell'eccesso di azoto in esso contenuto.

Non riteniamo necessario illustrare più ampiamente i processi di gassificazione né il complesso di apparecchiature che compongono l'impianto; rimandiamo, per ulteriori notizie, ai testi specializzati.

d) **Combustibili polverizzati**; il processo di combustione è tanto più perfetto quanto maggiore è l'intimo contatto del combustibile con l'ossigeno dell'aria che con esso reagisce; è chiaro pertanto che il contatto fra le due sostanze è favorito da una grande superficie di scambio.

Ciò porta a concludere che un combustibile solido richiede molta aria a causa della scarsa superficie di contatto che esso presenta, mentre, se lo stesso viene ridotto in pezzetti sempre più piccoli — al limite, addirittura in finissima polvere — detta superficie cresce notevolmente riducendo così la quantità di aria necessaria per la combustione (cfr. par. 96).

La polverizzazione consente inoltre di utilizzare combustibili di scarso pregio (torbe o ligniti) eliminando l'umidità presente e gran parte delle impurità in esse contenute che riducono l'effetto termico del combustibile originario.

L'impiego del polverino è tuttavia limitato dal costo di produzione e di trasporto; esso risulta conveniente solo nel caso in cui l'impianto di pol-

verizzazione venga installato direttamente nel luogo in cui il combustibile verrà utilizzato; ciò comporta evidentemente che la richiesta di polverino sia sufficientemente grande da giustificare l'impianto necessario per la polverizzazione.

In fig. 271 abbiamo illustrato schematicamente un impianto per la polverizzazione del combustibile solido: questo viene frantumato ed essiccato, poi convogliato mediante trasportatori meccanici in appositi silos di deposito; da qui viene raccolto — nella quantità necessaria — e trasportato con apparecchiature pneumatiche alle caldaie.

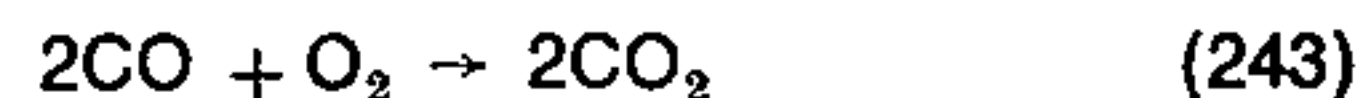
Rimandiamo al par. 97 la descrizione dei bruciatori che hanno la funzione di miscelare il polverino con l'aria comburente onde permettere la combustione.

95) IL POTERE CALORIFICO

È noto dalla chimica che il carbonio, combinandosi con l'ossigeno, dà luogo a due diverse reazioni, con produzione rispettivamente di ossido di carbonio (CO) e di anidride carbonica (CO₂) a seconda della quantità di ossigeno che con esso reagisce:



Ambedue le reazioni sono esotermiche (avvengono cioè con sviluppo di calore) ma il calore prodotto nella prima reazione è minore di quello sviluppato nella seconda, poiché l'ossido di carbonio è, a sua volta, un gas combustibile in grado di reagire ancora con l'ossigeno secondo lo schema:



producendo altro calore.

Bruciando del carbonio puro in presenza di ossigeno abbondante, si otterrà la combustione completa di esso con produzione di CO₂; se viceversa il

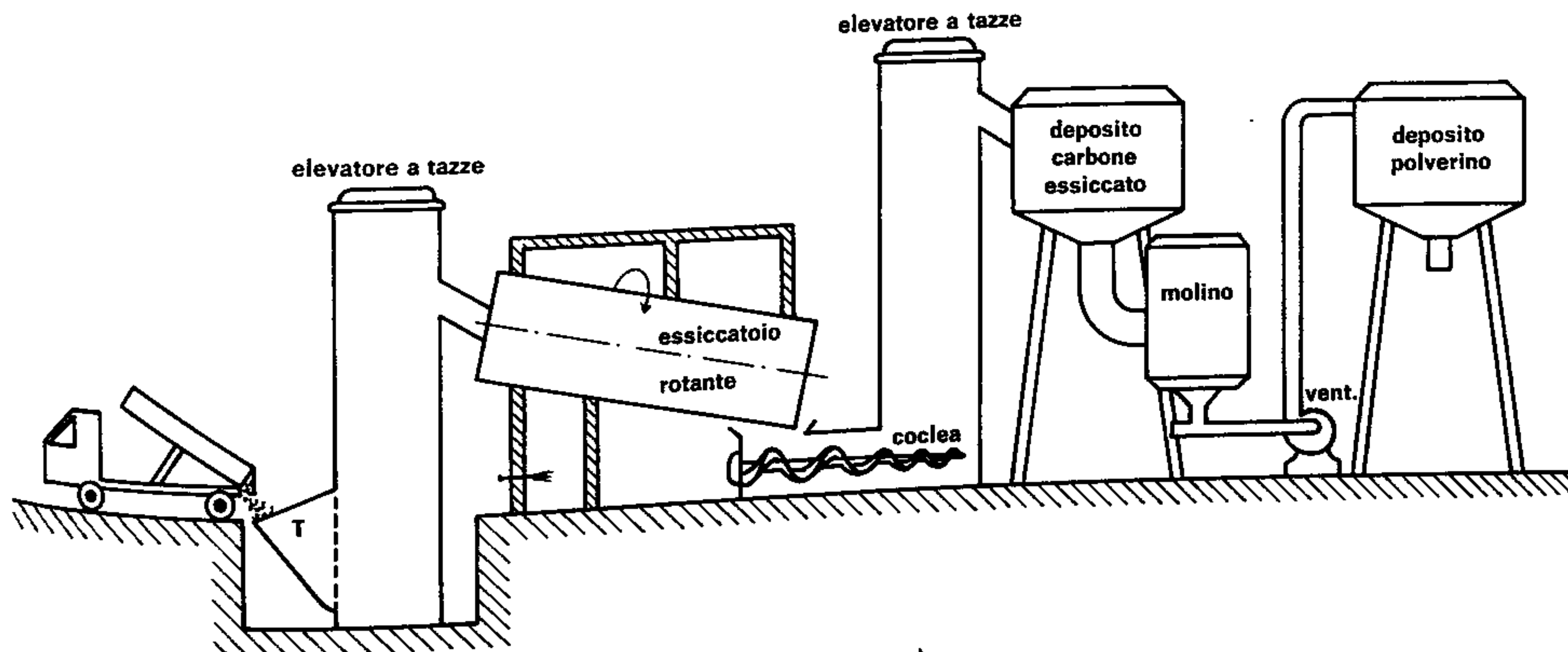


Fig. 271. Impianto per la produzione di carbone polverizzato (schema)

processo avviene con carenza di ossigeno, la combustione è incompleta e si otterrà ossido di carbonio.

Definiremo « potere calorifico » di una sostanza, e lo esprimeremo in kcal/kg, la quantità di calore sviluppata dalla combustione completa di 1 kg di essa.

Questa definizione è completa e sufficiente nel caso del carbonio poiché la quantità di calore che 1 kg di esso sviluppa bruciando completamente, può essere misurata con una apparecchiatura opportuna valutando il calore posseduto dai gas incondensabili prodotti dalla combustione; la stessa definizione non è altrettanto completa nei riguardi dell'idrogeno, elemento che combinandosi con l'ossigeno secondo la reazione chimica:



sviluppa una notevole quantità di calore dando origine a vapore d'acqua, che è un aeriforme facilmente condensabile.

In questo caso, la misurazione pratica del potere calorifico può essere effettuata secondo due diverse modalità:

- si valuta la quantità di calore posseduta dai prodotti della combustione dopo aver fatto condensare il vapore d'acqua prodotto;
- si valuta il calore posseduto dai prodotti della combustione senza far condensare il vapore prodotto.

È chiaro che nel primo caso, si ottiene un valore del potere calorifico largamente superiore a quello valutato nella seconda ipotesi, in quanto nella condensazione di 1 kg di vapor d'acqua si recuperano le calorie corrispondenti al calore latente di vaporizzazione (cfr. par. 92) calorie che nel caso b) non sono considerate.

Dovremo dunque distinguere per l'idrogeno, e per tutti i composti chimici che lo contengono, due diversi poteri calorifici, e precisamente:

- il « **potere calorifico superiore** » (P_{cs}) valutato tenendo conto delle calorie di condensazione contenute nel vapore d'acqua prodotto dalla combustione di 1 kg di idrogeno;
- il « **potere calorifico inferiore** » (P_{ci}) valutato supponendo di disperdere il vapore prodotto e non tenendo conto quindi delle relative calorie di condensazione.

Ritenendo mediamente che per condensare 1 kg di vapore d'acqua alla pressione atmosferica si debbano sottrarre ad esso circa 600 kcal, si può calcolare il potere calorifico inferiore dell'idrogeno desumendolo da quello superiore, secondo la formula:

$$P_{ci} = P_{cs} - 600 \cdot 9H \quad (245)$$

in quanto ogni kg di idrogeno produce, nella reazione con l'ossigeno, 9 kg di vapor d'acqua.

Tabella 25 POTERI CALORIFICI DI ALCUNI COMPOSTI CHIMICI

Composti	P_{cs} kcal/kg	P_{ci} kcal/kg
Carbonio (con produzione di CO)	2434	—
Carbonio (con produzione di CO ₂)	8100	—
Ossido di carbonio	2429	—
Idrogeno	33880	28520
Zolfo	2170	—
Metano	13150	11800
Etano	12260	11180
Acetilene	12010	11590
Propano	11950	10960
Butano	11840	10910
Alcool metilico	5630	4950
Alcool etilico	7340	6630

Dalla tabella n. 25 si nota come la distinzione suddetta valga per tutti i composti chimici che contengono l'idrogeno combinato sotto forme diverse, mentre il carbonio, lo zolfo ed altri elementi puri che non danno origine a vapore d'acqua, sono caratterizzati da un unico valore del potere calorifico non suscettibile di diverse valutazioni.

Per i combustibili, valgono le considerazioni esposte per i singoli elementi chimici; tenendo conto che i combustibili sono, in massima parte, costituiti da carbonio ed idrogeno dovremo distinguere per essi un potere calorifico superiore ed uno inferiore.

Quest'ultimo assume grande importanza nei calcoli relativi alle macchine termiche, poiché in quest'ultime, i prodotti della combustione vengono espulsi all'atmosfera a temperatura oscillante fra i 350°C ed i 150°C, nettamente superiori quindi alla temperatura di condensazione del vapor d'acqua alla pressione atmosferica.

Il vapore prodotto rimane perciò incluso nei fumi dispersi e non possono essere recuperate le calorie di condensazione che esso possiede; **ne consegue che nei calcoli relativi dovremo sempre tener conto del potere calorifico inferiore del combustibile impiegato.**

Per la sua determinazione, si può fare ricorso a prove di laboratorio ⁽¹⁾ disponendo di adeguate apparecchiature, oppure effettuare un calcolo teorico ove sia nota la composizione del combustibile in esame.

Supponiamo ad esempio, che 1 kg di esso contenga le seguenti percentuali (in massa):

- C% di carbonio;
- H% di idrogeno;
- S% di zolfo (percentuale peraltro limitata per non dare luogo a corrosione delle lamiere);
- U% di umidità;

1. Gli apparecchi più comunemente impiegati per tali prove sono la « bomba di Malher » ed il « calorimetro di Junker » per la cui descrizione rimandiamo ai testi di fisica.

0% di ossigeno;

c% di ceneri e scorie incombustibili

potremo determinare il potere calorifico superiore (P_{cs}) con la formula:

$$P_{cs} = 8100 C + 34500 \left(H - \frac{O}{8} \right) + 2500 S \quad (246)$$

considerando una percentuale di idrogeno ($H - O/8$) minore di quella effettiva (H) in quanto si ritiene che parte di esso, — pari ad $1/8$ della massa di ossigeno presente — sia già combinata con l'ossigeno stesso per formare acqua.

il potere calorifico inferiore si può ottenere da quello superiore, detraendo le calorie di condensazione contenute nel vapore prodotto, sia dalla combustione dell'idrogeno, sia dall'evaporazione dell'umidità « U » presente nel combustibile:

$$P_{ci} = P_{cs} - 600(U + 9H) \quad (247)$$

oppure direttamente, attribuendo all'idrogeno il suo potere calorifico inferiore (circa 29000 kcal/kg):

$$P_{ci} = 8100 C + 29000 \left(H - \frac{O}{8} \right) + 2500 S - 600U \quad (248)$$

Questa formula, ed altre di tipo analogo, conducono tuttavia a risultati grossolanamente approssimati, giacché in esse, non si tiene conto delle effettive forme di combinazione dei vari elementi fra loro. Citiamo ancora la formula di Goutal:

$$P_{ci} = 8200 C + kV \quad (249)$$

che esprime il potere calorifico del combustibile puro in base alla percentuale di carbonio fisso (C) ed a quella delle sostanze volatili (V) contenute in 1 kg del combustibile in esame.

È tuttavia sempre preferibile fare affidamento su dati ricavati da prove di laboratorio o su tabelle come la n. 26 che di seguito riportiamo.

96) ARIA PER LA COMBUSTIONE

Abbiamo visto nel paragrafo precedente che sia il carbonio che l'idrogeno « bruciano » combinandosi con l'ossigeno in modo da soddisfare le relazioni (242) e (244); allo stesso modo è facile prevedere che qualsiasi sostanza combustibile potrà bruciare solo se posta in intimo contatto con una certa quantità di ossigeno, in modo che ciascuno dei suoi componenti ne possa usufruire dell'aliquota necessaria per soddisfare le relazioni chimiche già citate. Per quanto riguarda il carbonio, dalla (242) si rileva che una molecola di esso si combina con due molecole di ossigeno per dar luogo a due molecole di anidride carbonica e poiché i pesi atomici dei due elementi sono rispettivamente:

12 per il carbonio

16 per l'ossigeno

possiamo concludere che la reazione chimica (242) è possibile solo se 12 parti di carbonio si combinano con « almeno » 32 parti di ossigeno, poiché in caso contrario, la carenza di questo elemento impedisce la combustione completa del carbonio producendo dell'ossido (CO) suscettibile di ulteriore ossidazione. Per bruciare un kg di carbonio, è necessario perciò

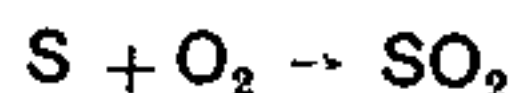
Tabella 26 POTERI CALORIFICI DI ALCUNI COMBUSTIBILI SOLIDI E LIQUIDI

Combustibile	P_{cs} (val. medi) kcal/kg	P_{ci} (val. medi) kcal/kg	A_t (aria teorica) kg/kg
Combustibili solidi:			
Legna essiccata all'aperto	4.500	3.200	4,5
Torba essiccata	5.300	2.800	4,2
Lignite torbosa (Mercure)	5.700	3.050	4,5
Lignite xiloide (Valdarno)	6.150	3.050	5,6
Lignite picea	7.300	5.400	7,4
Carbone dell'Arsa	7.850	6.550	9,5
Litantrace secco (a fiamma lunga)	7.780	6.350	9,1
Litantrace grasso (a fiamma lunga)	8.200	7.250	10,5
Litantrace grasso (a fiamma corta)	8.300	7.450	11
Litantrace magro (a fiamma corta)	8.500	7.830	11,5
Antracite	8.600	8.000	11
Coke da gas	7.980	7.150	10
Coke metallurgico	7.965	7.200	10
Combustibili liquidi:			
Nafta dens. = 0,92 ÷ 0,96	10200 ÷ 10600	9600 ÷ 10000	14
Oli pesanti di catrame	8800 ÷ 9100	8400 ÷ 8700	12,6
Oli di catrame di lignite	10400 ÷ 10600	9800 ÷ 10000	13,5
Oli di scisto	9800 ÷ 10000	9250 ÷ 9500	13,6

disporre di una quantità minima di ossigeno pari a:

$$\frac{32}{12} = \frac{8}{3} = 2,67 \text{ kg}$$

In modo del tutto analogo, 1 kg di idrogeno (di peso atomico 1) potrà bruciare completamente reagendo con 8 kg di ossigeno, ed 1 kg di zolfo (di peso atomico 32) brucerà secondo la reazione:



disponendo di 1 kg di ossigeno.

Trascurando la presenza nel combustibile di altri elementi capaci di ossidarsi a causa delle loro percentuali piuttosto modeste, se il combustibile ha la composizione generica indicata nel par. precedente, 1 kg di esso richiede, per bruciare completamente, una quantità teorica di ossigeno (O_t):

$$O_t = \frac{8}{3}C + 8H + S - O \quad (250)$$

avendo indicato con i simboli C, H, S ed O, rispettivamente le percentuali di carbonio, idrogeno, zolfo ed ossigeno contenute nel combustibile stesso. Poiché l'ossigeno è presente nell'aria nella proporzione media del 23% (il rimanente è costituito da azoto e gas inerti) la quantità teorica di aria (A_t) necessaria a bruciare 1 kg di combustibile, è:

$$A_t = \frac{100}{23} \left(\frac{8}{3}C + 8H + S - O \right) \quad (251)$$

e risulta espresso in kg/kg.

La quantità di aria teorica ha un'importanza relativa nella condotta di un generatore di vapore, poiché la formula è stata ricavata basandosi sulla quantità di ossigeno che « deve reagire » con i componenti chimici del combustibile capaci di ossidarsi. È chiaro che, nelle realizzazioni pratiche, soltanto una parte dell'aria insufflata nel focolare, partecipa alla reazione chimica, sia per effetto delle possibili dispersioni, sia perché (in particolare nel caso di combustibili solidi) la superficie reagente del carbone è piuttosto limitata. Occorre perciò aumentare, talvolta considerevolmente, la quantità di aria teorica, aggiungendo un « eccesso d'aria » (e) la cui entità dipende da numerosi fattori:

- tipo del generatore;
- tipo di focolare;
- natura del combustibile impiegato;
- sistema di tiraggio adottato;
- grado di pezzatura del combustibile (se solido) o temperatura di esso (se liquido);
- grado di combustione del generatore;
- tipo di regolazione prevista (manuale o automatica);

ed altri fattori secondari che non riteniamo utile elencare.

L'aria effettivamente necessaria (detta « aria pratica ») si può esprimere con la relazione:

$$A_p = A_t + eA_t = A_t(1 + e) \quad (252)$$

in cui l'eccesso di aria (e) viene valutato percentualmente in funzione dell'aria teorica (A_t).

Sui valori percentuali di « e » si possono fornire solo dati indicativi; esso può variare da un minimo del 10% ($0,1 \cdot A_t$) nel caso di combustibili gassosi, fino ad un massimo del 100% ($1 \cdot A_t$) in casi particolarmente sfavorevoli di combustione a carbone. A titolo di esempio, riportiamo alcuni valori medi di « e » nella tabella n. 27.

Tabella 27 VALORI PRATICI DELL'ECCESSO DI ARIA (e)

Combustibile	valori di « e »
Carbone pezzatura noce, uovo, arancio	0,70 ÷ 1
Carbone minuto	0,50 ÷ 0,60
Legna secca in piccoli pezzi	0,50 ÷ 0,60
Combustibili liquidi pesanti (in relazione al grado di polverizzazione)	0,35 ÷ 0,50
Combustibili liquidi leggeri	0,25 ÷ 0,30
Combustibili gassosi o liquidi volatilizzati	0,10 ÷ 0,20
Polverino di carbone (in relazione alla granulazione)	0,05 ÷ 0,20

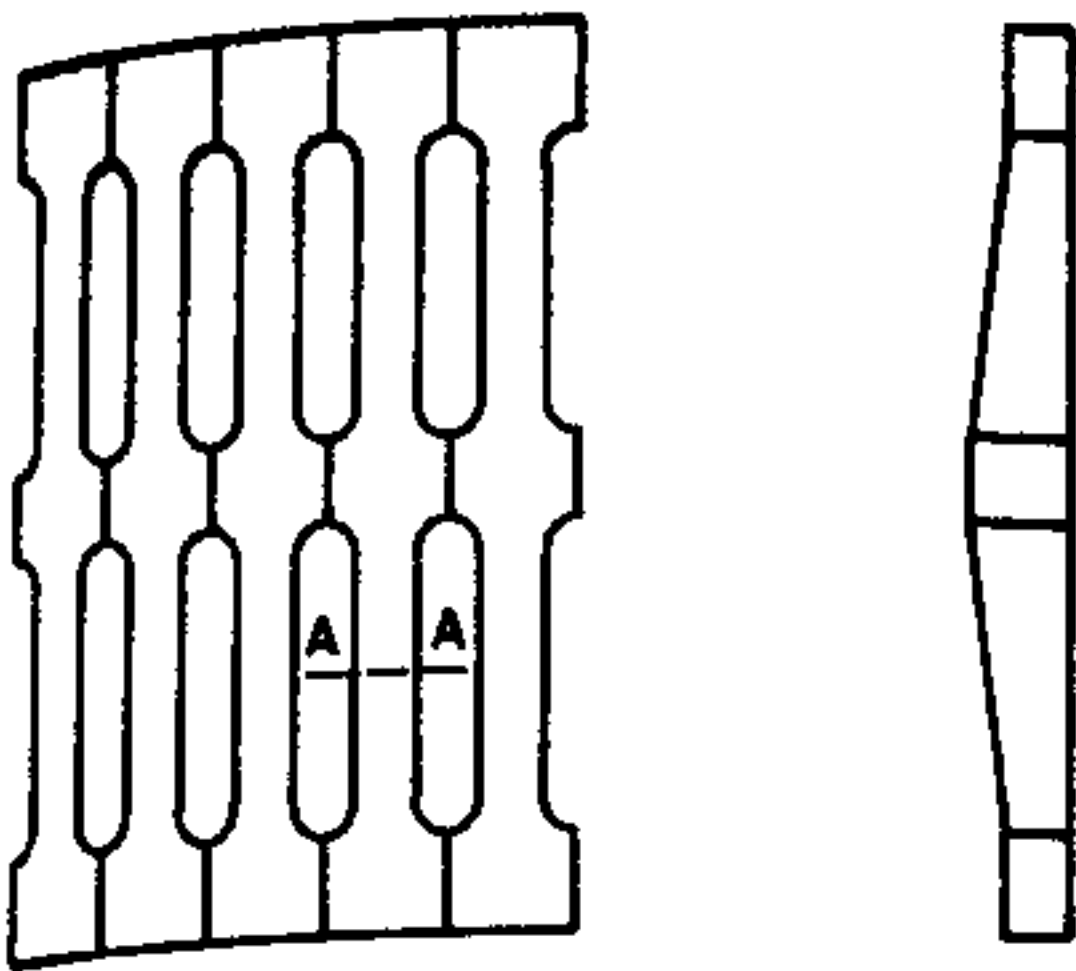
97) FOCOLARI

Il fenomeno della combustione richiede un ulteriore approfondimento, in special modo per quanto concerne gli impianti a vapore, nei quali, sia il tipo di combustione adottato, sia il sistema di immissione dell'aria comburente, condizionano la progettazione dell'impianto e la produttività stessa delle macchine. La combustione avviene in una parte della caldaia denominata « focolare », la cui forma e dimensione varia a seconda del tipo di combustibile impiegato, del sistema di immissione dell'aria, della produzione di vapore, del tipo di impianto, ecc.; nel nostro studio ci limiteremo a differenziare i focolari solo in funzione della natura del combustibile.

a) Focolari per combustibili solidi

Il combustibile solido viene in genere disteso in strati più o meno spessi (a seconda della produzione di vapore) su una superficie metallica (detta « griglia » o « grigliato ») fornita di opportune aperture attraverso le quali l'aria — proveniente dal disotto — effluisce, ed attraversa lo strato di carbone, permettendone la combustione.

Nei primi focolari, alimentati a mano, la griglia era costituita da un insieme di barre di ghisa (fig. 272) indipendenti che, liberamente appoggiate su due muretti di materiale refrattario (fig. 273) posti nell'interno del generatore, venivano a contatto fra loro alle due estremità ed in corrispondenza del distanziatore centrale, lasciando così degli interstizi attraverso i quali filtrava l'aria comburente.



sez. A

Fig. 272. Griglia a barre

La loro lunghezza non superava in genere il metro, e la sezione era profilata in modo da evitare che qualche pezzo di carbone rimanesse incastrato nelle fessure ostruendo il passaggio dell'aria.

Il caricamento avveniva saltuariamente a mano attraverso uno o più portelli situati sul fronte della caldaia; il combustibile semibruciato, veniva spinto verso il fondo della griglia, mentre altro carbone fresco veniva deposto sul muretto prossimo al portello (« piastra di distillazione ») ove aveva inizio la fase di combustione dei prodotti volatili in esso contenuti.

Le ceneri e gli incombusti di pezzatura minuta precipitavano nella parte sottostante la griglia (detta perciò « cenerario ») attraverso gli interstizi di questa; quelli di dimensioni maggiori, spinti verso il fondo del focolare dalle successive immissioni di carbone, si riversavano oltre il muretto posteriore da dove venivano estratti saltuariamente dal fuochista.

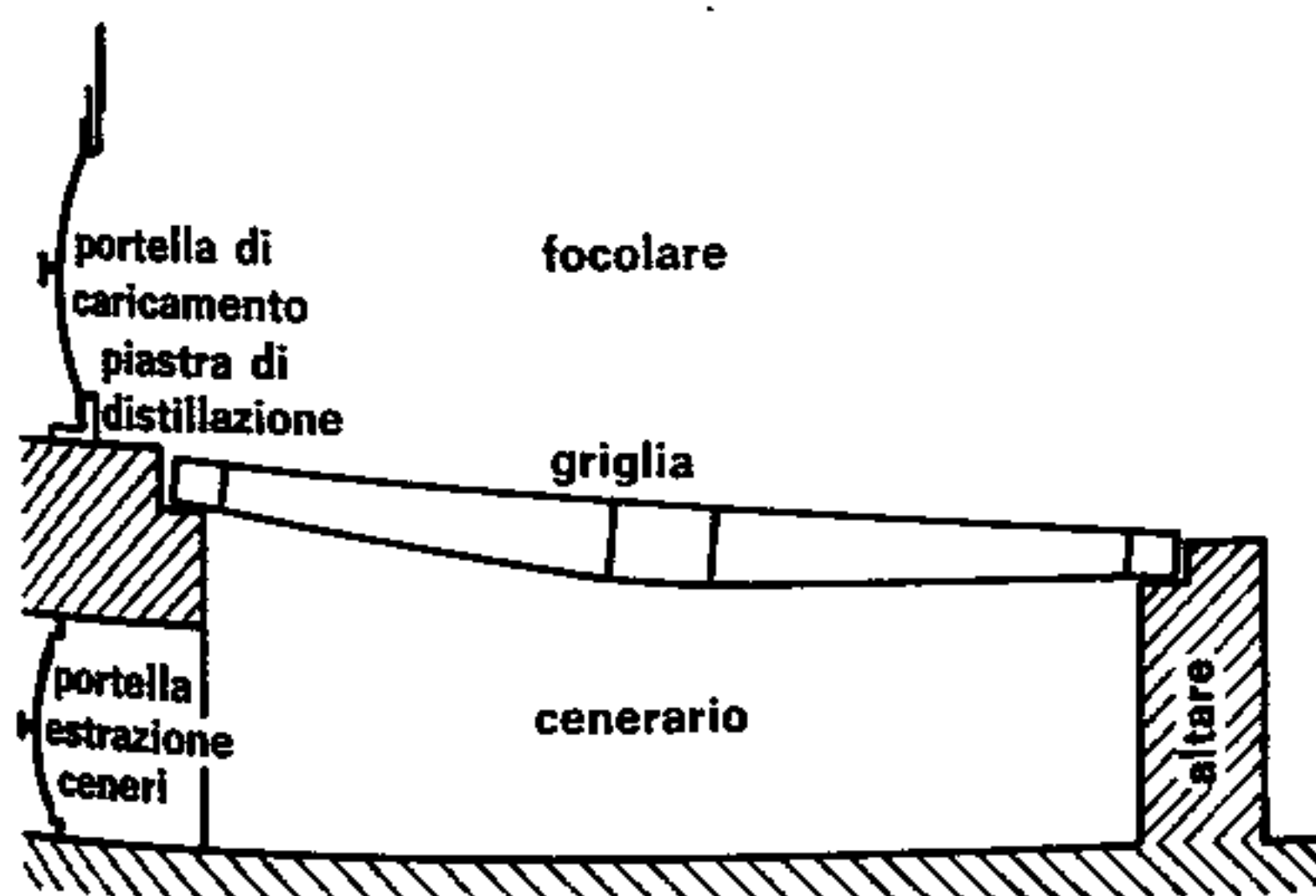


Fig. 273. Posizione della griglia

La portella del cenerario, aveva anche la funzione di regolare l'immissione dell'aria per normalizzare la combustione.

Gli svantaggi di simili focolari a griglia fissa sono abbastanza evidenti:

- la combustione procede con scarsa regolarità, poiché il carbone appena immesso nel forno sviluppa dapprima grande quantità di composti volatili, poi inizia la vera fase di combustione

della parte solida che decresce gradualmente man mano che il combustibile si consuma;

- il caricamento deve essere effettuato saltuariamente (ogni 20÷30 min) dall'operatore attraverso il portello superiore; ciò è causa di una brusca immissione di aria fredda che aggiunta alla carica di combustibile fresco produce una sensibile riduzione del grado di combustione;
- anche l'estrazione saltuaria delle ceneri e delle scorie provoca immissione di aria fresca con le conseguenze già esposte;
- la necessità di limitare le dimensioni della griglia porta ad accrescere il numero dei focolari e degli addetti al caricamento;
- i depositi e le incrostazioni fra le varie sbarre della griglia riducono progressivamente la sezione di passaggio dell'aria richiedendo una continua opera di pulizia.

La necessità di ottenere una combustione più regolare, evitando il caricamento saltuario, portò ai focolari con griglia automatica, il cui impiego è tuttora molto diffuso negli impianti ove si usa combustibile solido.

Il tipo a **griglia rotante** (fig. 274) è costituito da due tamburi (uno interno al focolare e l'altro esterno) sui quali si avvolge una griglia articolata composta da due catene e da varie sbarre il cui asse è parallelo a quello dei tamburi. Il tamburo esterno è azionato da un motorino (a bassa velocità) e comanda l'avanzamento della griglia in relazione al grado di combustione richiesto; è chiaro che la velocità di rotazione del tamburo deve essere tale da permettere la completa combustione del carbone disposto sulla griglia, prima che quest'ultima termini il percorso, scaricando le ceneri e gli incombusti oltre il muricciolo M.

L'alimentazione del combustibile è assicurata da una tramoggia (T) posta sul fronte della caldaia e regolata da una serranda a farfalla (F) in modo da lasciar cadere sulla parte anteriore della griglia la quantità necessaria di combustibile. L'aria — come nei forni a griglia fissa — viene insufflata dalla portella del cenerario oppure da opportune aperture laterali ed attraverso le barre della griglia si insinua nel combustibile provocandone la combustione. Un

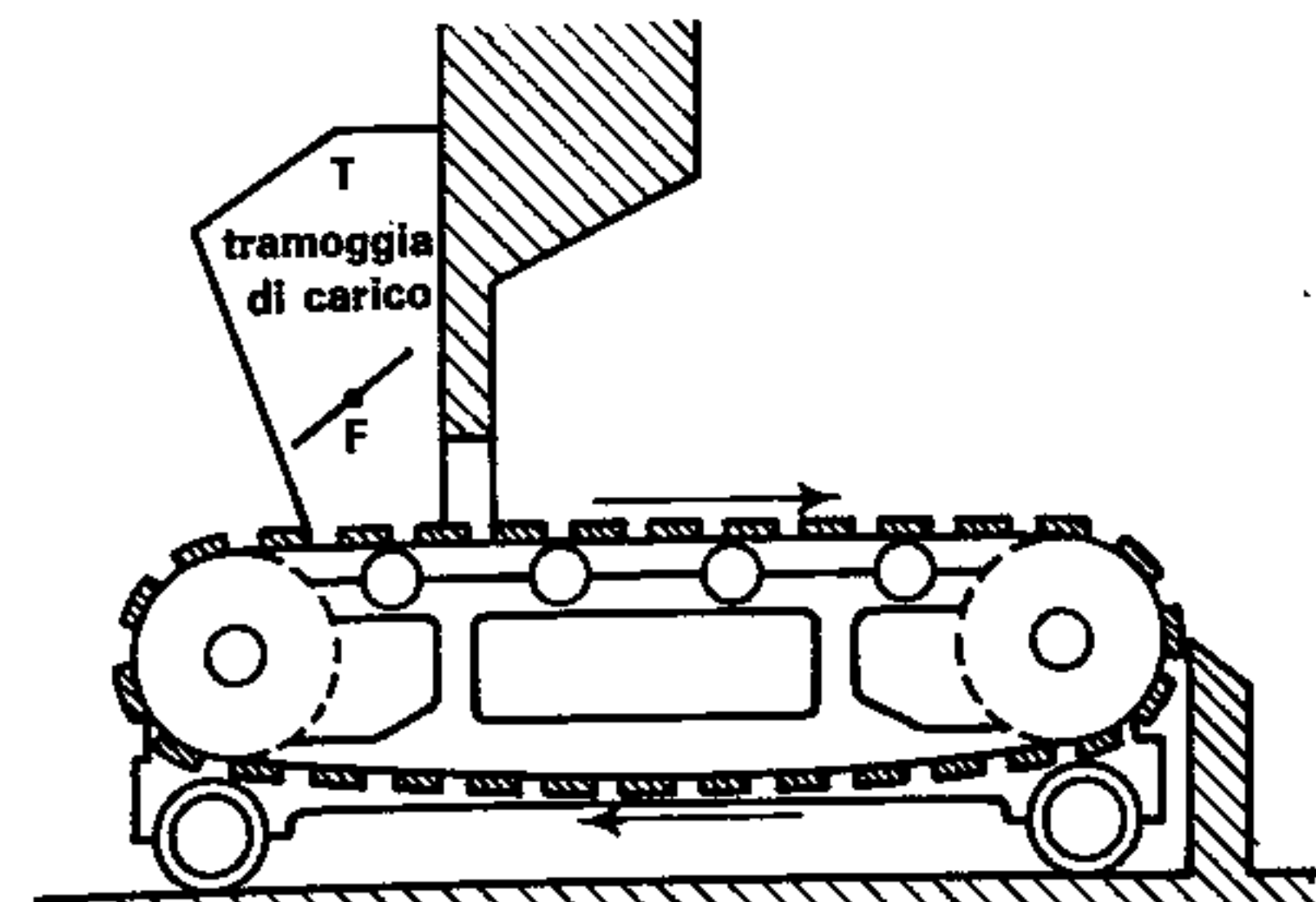


Fig. 274. Griglia rotante a barre (schema)

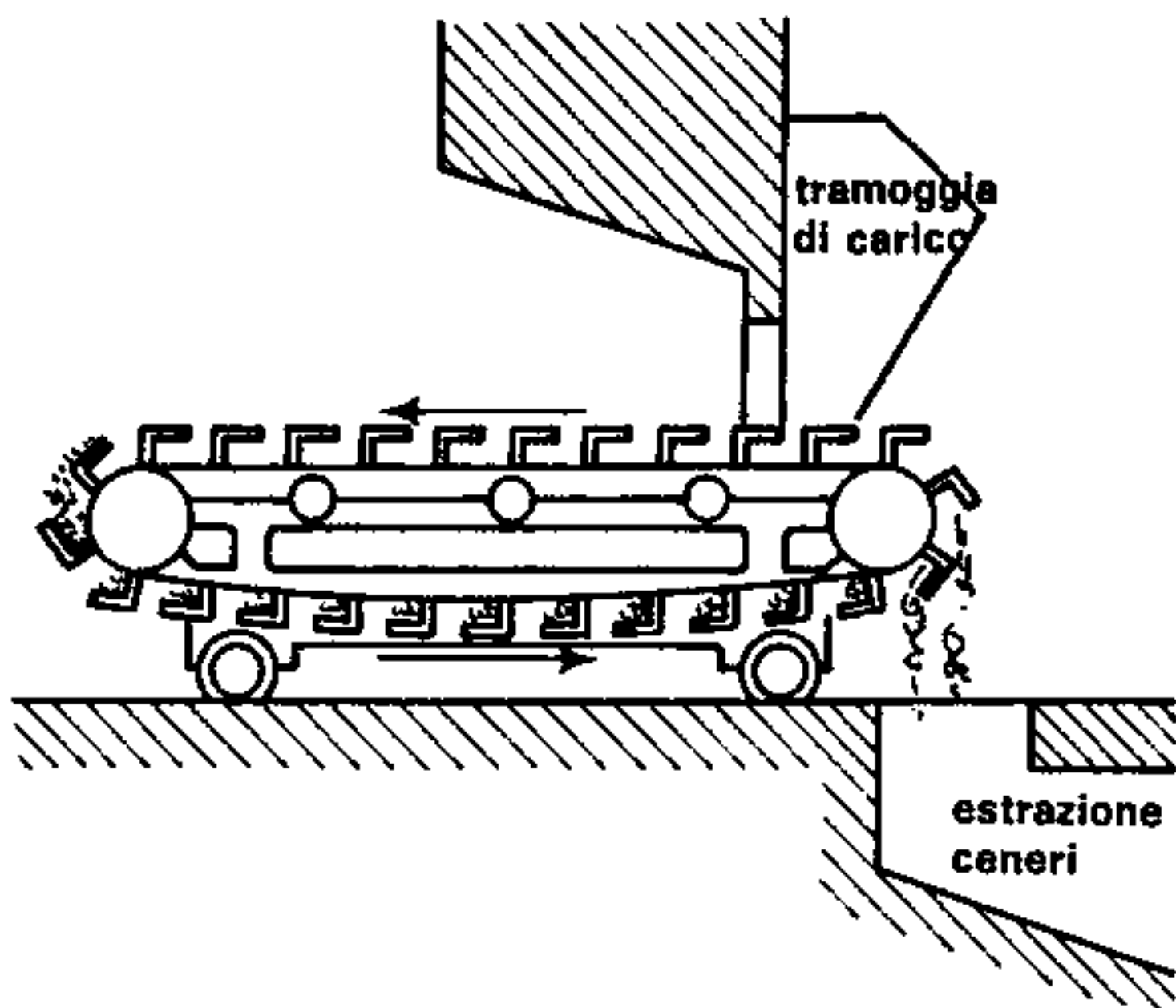


Fig. 275. Griglia rotante ad uncini (schema)

altro tipo direttamente derivato dal precedente, adotta delle barre la cui sezione è conformata ad « L » (fig. 275) in modo che nel compiere l'inversione del moto, ciascuna barra si comporti come un recipiente che accoglie gli incombusti riversati dalla barra

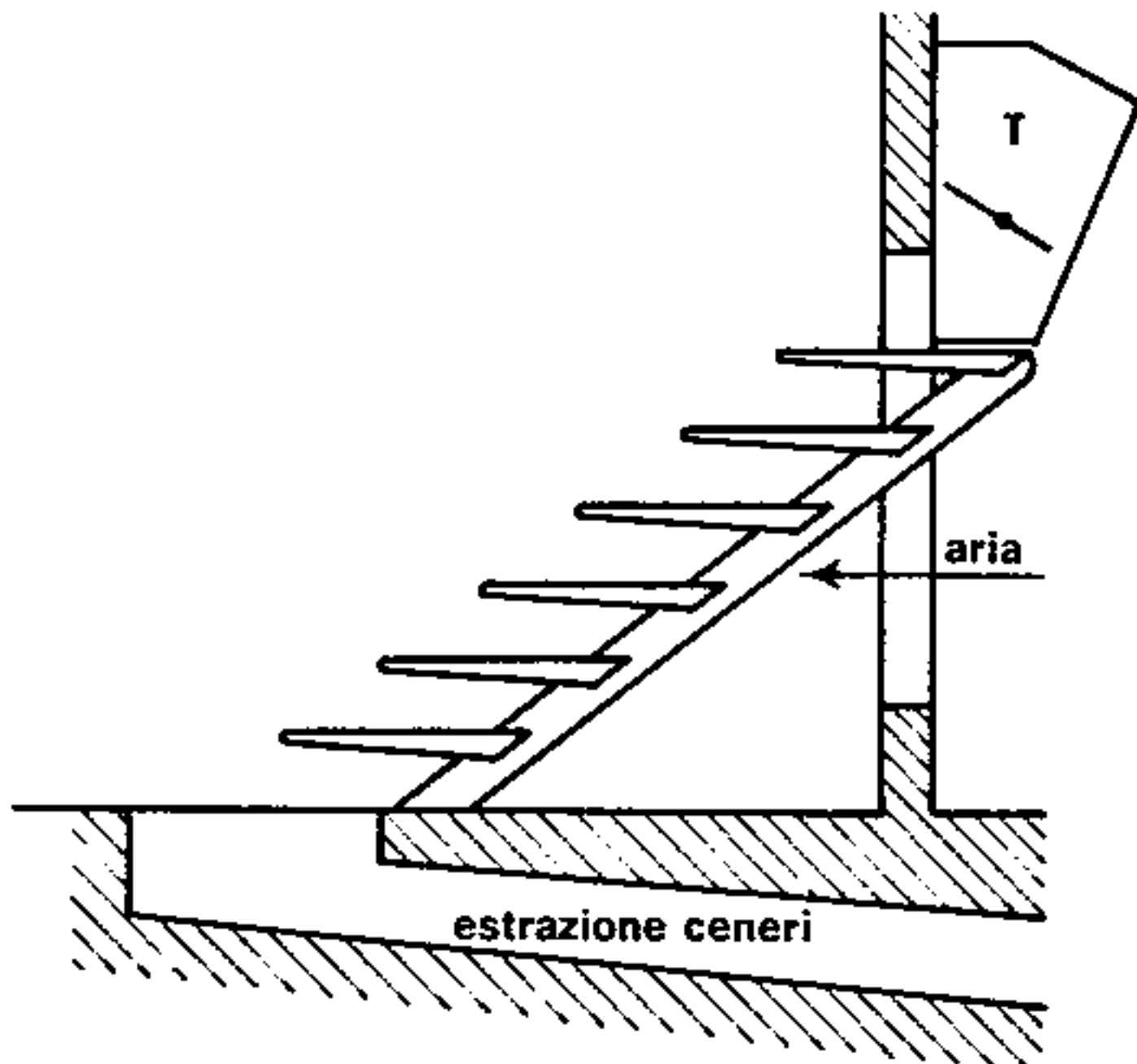


Fig. 276. Griglia a gradini (schema)

precedente e li convoglia sul fronte della caldaia eliminando l'inconveniente della rimozione saltuaria delle ceneri da parte dell'operatore.

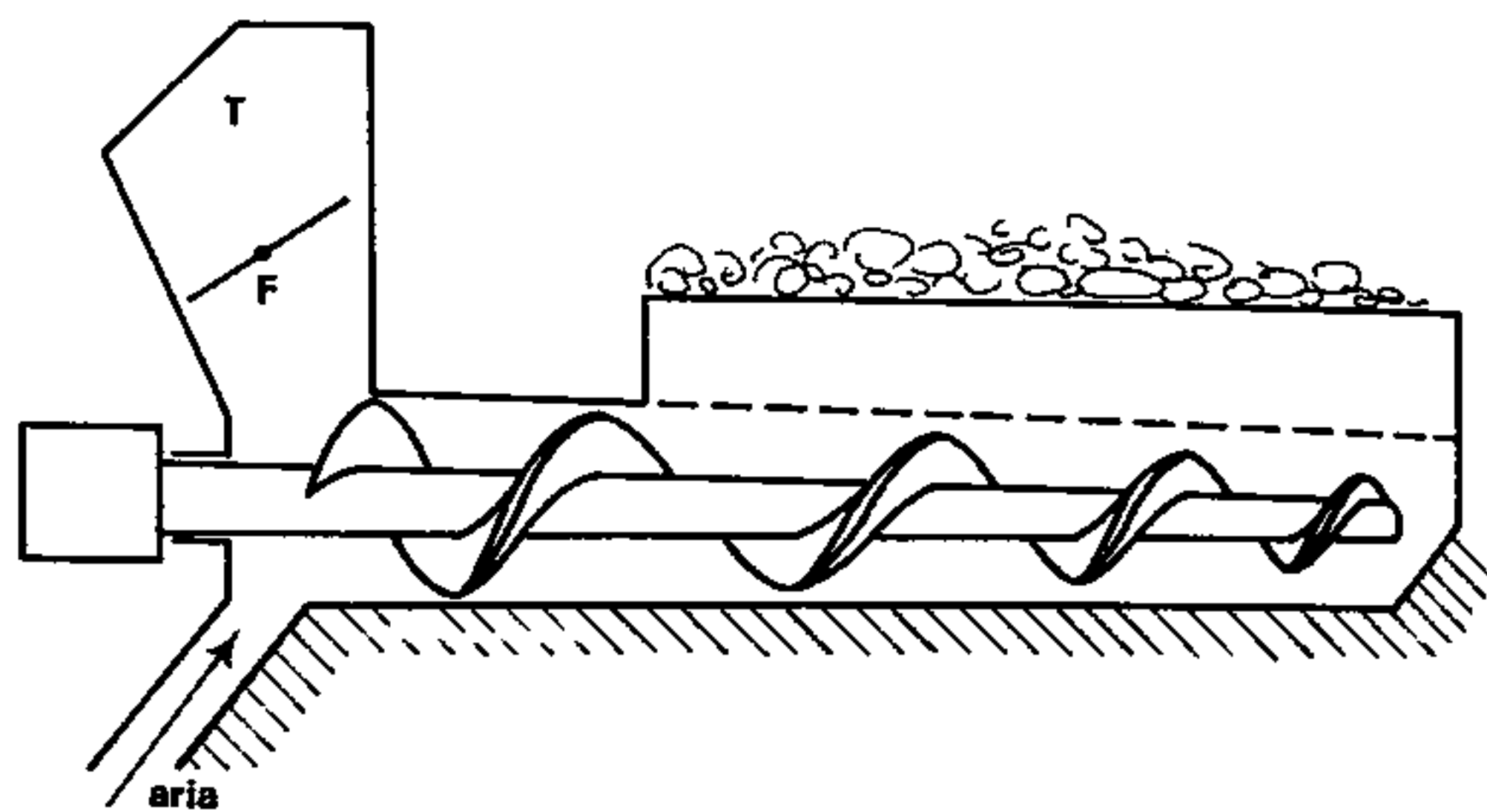


Fig. 277. Griglia a coclea (schema)

La **griglia a scalini** (fig. 276) non richiede una dettagliata spiegazione; è composta da tante piastre disposte in piani diversi a mò di gradini, e vibranti perché azionati dall'esterno in modo che il combustibile sollecitato dalle vibrazioni, si sposti lentamente in avanti cadendo poi sul gradino sottostante. Nella **griglia a coclea** (fig. 277) l'alimentazione del carbone avviene dalla parte inferiore: una coclea lo preleva dalla tramoggia di carico e lo spinge innanzi costringendolo ad innalzarsi fino a debordare lateralmente su due griglie inclinate. Su di esse avviene la combustione che dovrà in ogni caso essere completata mentre altro carbone perviene alla coclea spingendo gli incombusti oltre il bordo delle griglie nel cenerario.

Le griglie mobili — di qualsiasi tipo esse siano — riducono sensibilmente i maggiori inconvenienti della griglia fissa, poiché danno luogo ad una combustione più regolare e alleggeriscono l'improbabile lavoro del fuochista, fermi restando i principali svantaggi offerti dal combustibile solido e cioè:

- scarsa elasticità di esercizio della caldaia;
- temperatura di combustione relativamente bassa.

Per rendersi conto di quest'ultima affermazione, basta pensare che, se 1 kg di combustibile sviluppa, bruciando completamente, « M_f » kg di fumi e « Q » calorie, indicando con « C_{fm} » il calore specifico medio dei fumi, deve essere soddisfatta la relazione:

$$Q = M_f C_{fm} (t_c - t_0) \quad (253)$$

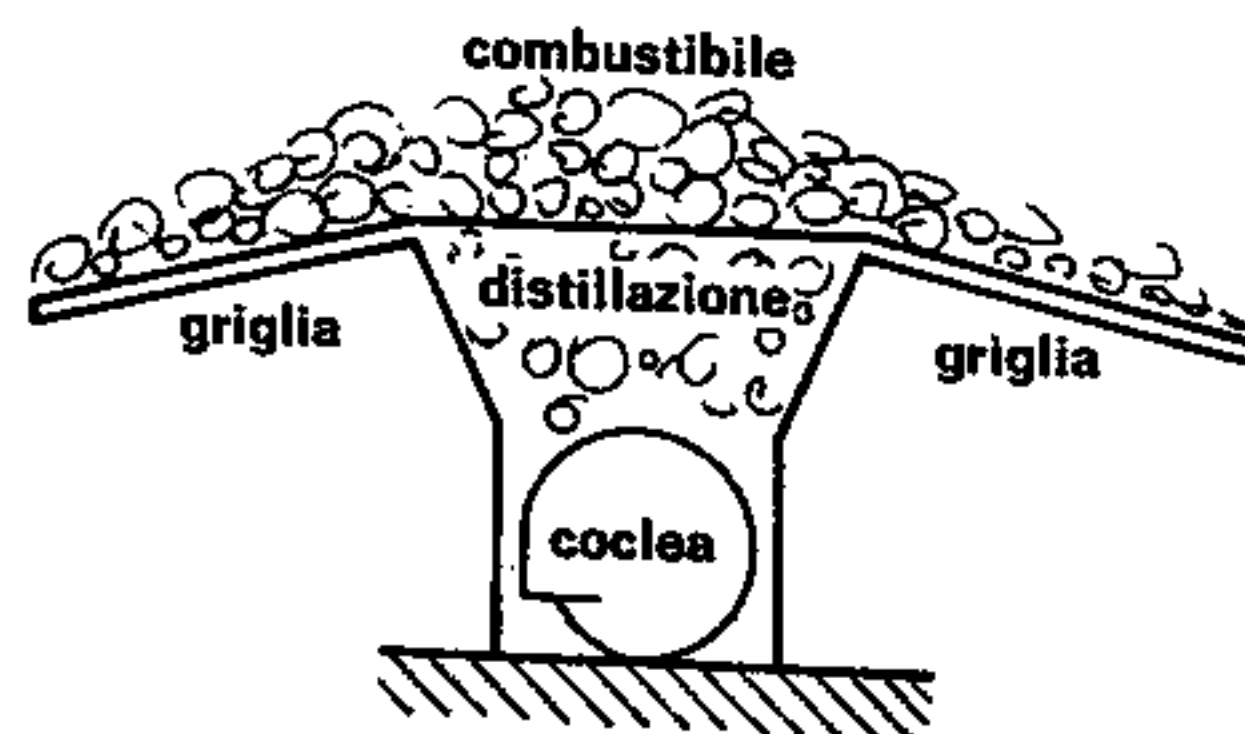
poiché i fumi, ricevendo le calorie suddette passano dalla temperatura ambiente (t_0) a quella di combustione (t_c).

Dalla (253) è facile ricavare il valore di « t_c »:

$$t_c = t_0 + \frac{Q}{M_f C_{fm}} \quad (254)$$

e quindi, essendo pressoché invariabile il valore della temperatura ambiente, « t_c » sarà tanto più alta quanto maggiore è il valore di « Q » e quanto minore è « M_f ».

Poiché « Q » dipende dal potere calorifico inferiore, si prospetta evidente il primo svantaggio del combustibile solido che, nella migliore delle ipotesi, può



fornire 7000-8000 kcal/kg contro le 9000-10000 di un combustibile liquido; inoltre ogni kg di carbone bruciato richiede una quantità di aria pratica:

$$A_p = A_t(1 + e)$$

dando origine ad una massa dei fumi:

$$M_f = A_t(1 + e) + 1$$

dipendente dall'entità dell'eccesso di aria (e) che nel caso di un combustibile solido può giungere al 100% dell'aria teorica.

A titolo di esempio, calcoliamo la temperatura di combustione entro un focolare in cui supponiamo di bruciare del carbone di tipo medio (litantrace secco); dalle tabelle si ricavano i seguenti valori:

— Potere calorifico inferiore	$P_{ci} = 6350$ kcal/kg
— Aria teorica	$A_t = 9,1$ kg/kg
— Eccesso d'aria	$e = 80\%$
— Calore specifico medio dei fumi	$C_{fm} = 0,25$ kcal/kg °C

Ritenendo che delle 6350 kcal disponibili, ne vadano disperse il 20% per perdite varie, rimane:

$$Q = 6350 - 1270 = 4080 \text{ kcal/kg}$$

la massa dei fumi è:

$$M_f = 9,1(1 + 0,8) + 1 = 17,4 \text{ kg/kg}$$

e supponendo una temperatura ambiente di 27°C, si ottiene:

$$t_c = 27 + \frac{4080}{0,25 \cdot 17,4} \cong 967^\circ\text{C}$$

mentre con l'impiego dei combustibili liquidi e polverizzati si ottengono temperature di combustione oscillanti fra 1100-1500°C.

A parziale vantaggio dei combustibili solidi si può osservare la possibilità che essi presentano di mantenere una certa temperatura entro la camera di combustione ricoprendo la massa di carbone acceso con uno strato di cenere senza interrompere del tutto il processo di combustione; questa particolarità si rivela utile negli impianti navali durante le brevi soste nei porti, poiché, coperti i fuochi, il personale è libero dal servizio, mentre le caldaie mantengono pressione e temperatura sufficienti per essere riportate in breve tempo a regime.

b) Focolari per combustibili liquidi

Negli impianti moderni si è ormai diffuso l'impiego dei combustibili liquidi ad eccezione di quei pochi casi specifici nei quali la disponibilità di carbone nelle immediate vicinanze della centrale, lo rende preferibile, per motivi economici, ad altri tipi di combustibile.

I vantaggi offerti dai combustibili liquidi nei riguardi di quelli solidi sono molteplici:

- minimo valore dell'eccesso d'aria (25% ÷ 35%);
- temperatura di combustione più elevata (1200 ÷ 1300 °C);
- maggior potere calorifico (9500 ÷ 10500 kcal/kg);
- assenza di ceneri o scorie;

- assenza di fumi neri e polverino;
- maggiore elasticità di funzionamento della caldaia;
- facilità di trasporto e minor ingombro per i quantitativi di riserva;
- possibilità di realizzare la regolazione automatica dell'impianto.

Di contro, si possono considerare come svantaggi il costo superiore, la necessità di rifornirsi presso paesi esteri, e l'impossibilità di eliminare la sorveglianza nel caso di brevi interruzioni.

Il focolare — che, con una terminologia più appropriata, definiremo adesso « **camera di combustione** » — si riduce ad un ambiente chiuso, rivestito internamente di materiale refrattario, entro cui avviene l'intima mescolanza fra il combustibile iniettato (in genere si tratta di nafta pesante) e l'aria comburente; le dimensioni della camera devono essere tali che i tubi contenenti l'acqua (ed anche le pareti) non vengano investiti dalla viva fiamma ma solamente lambiti dai prodotti della combustione. La nafta è un liquido piuttosto denso e viscoso con un punto di infiammabilità intorno ai 120°C; perché avvenga la combustione, occorre preriscaldarla fino a 80° ÷ 100°C e ridurla in goccioline minutissime per aumentare la superficie di contatto con l'aria comburente. Quest'ultimo processo (« **polverizzazione** ») avviene nell'istante in cui la nafta viene immessa nella camera di combustione attraverso un opportuno organo meccanico (« **polverizzatore** » o « **bruciatore** »).

La polverizzazione del combustibile può essere ottenuta con tre sistemi diversi:

- con getto di vapore in pressione;
- con getto di aria compressa;
- con una forte pressione esercitata da una pompa.

La polverizzazione con getto di vapore viene realizzata dotando il focolare di uno o più bruciatori

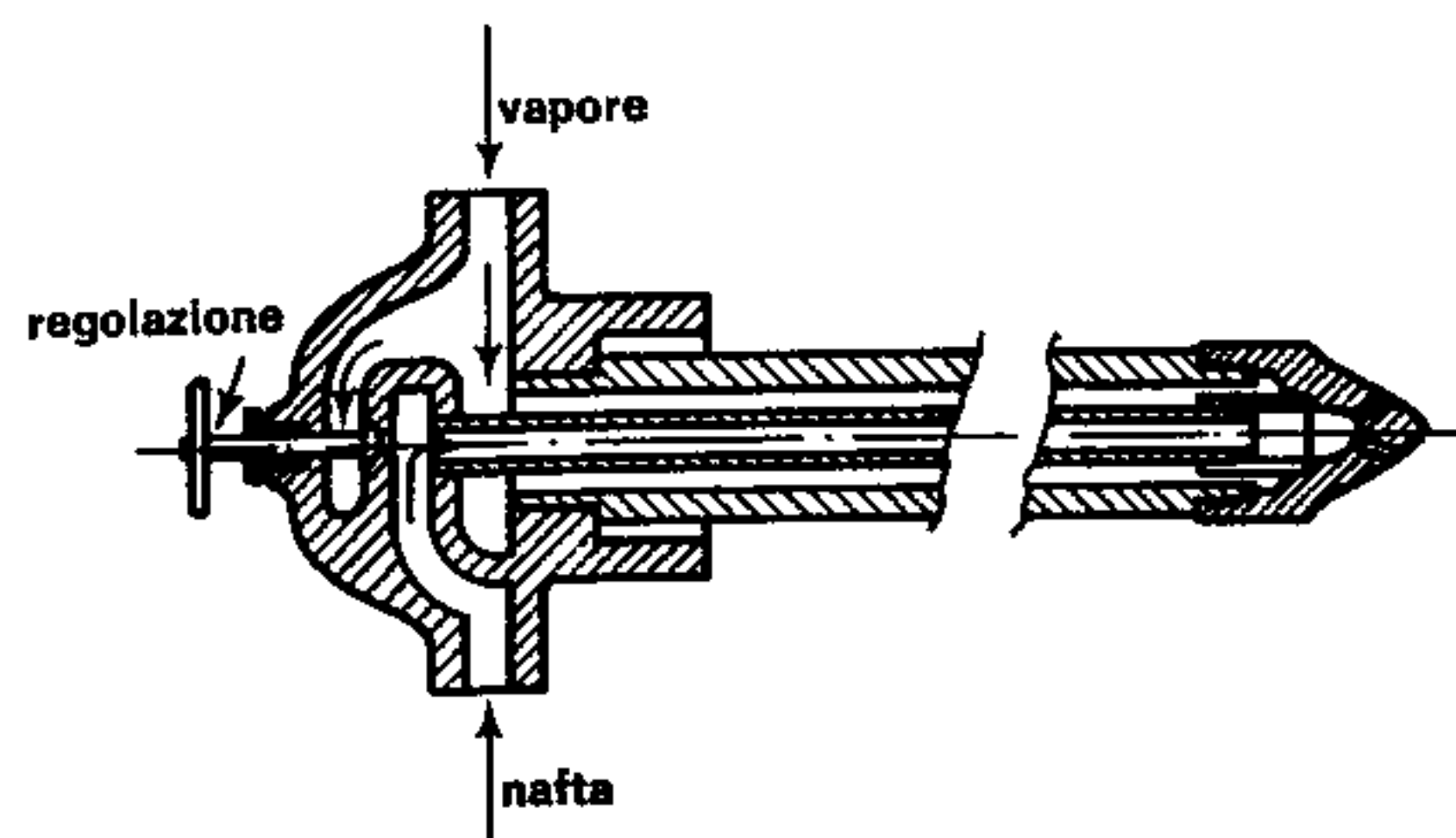


Fig. 278. Polverizzatore con getto di vapore (schema)

il cui schema è rappresentato in fig. 278; essi sono provvisti di due condotti, attraverso i quali pervengono separatamente il vapore e la nafta, spinta

quest'ultima, a bassa pressione, da una piccola pompa.

Il vapore, effluendo ad alta velocità, colpisce il liquido e lo disperde in minutissime goccioline nell'interno della camera di combustione; l'aria viene insufflata intorno al bruciatore in modo da investire il getto pulverizzato mescolandosi con il combustibile.

Con i bruciatori ad aria compressa, il cui principio di funzionamento è analogo ai precedenti, si ottiene una temperatura più alta nella camera di combustione ed un maggior rendimento dell'impianto. Attualmente il sistema di pulverizzazione meccanica è il più diffuso: sottoponendo la nafta preriscaldata e filtrata, ad una pressione variabile fra 15 e 25 ate, e facendola effluire attraverso un piccolo foro praticato in una piastrina (fig. 279) che chiude l'estremità del bruciatore, essa si pulverizza, per effetto del salto di pressione cui è soggetta.

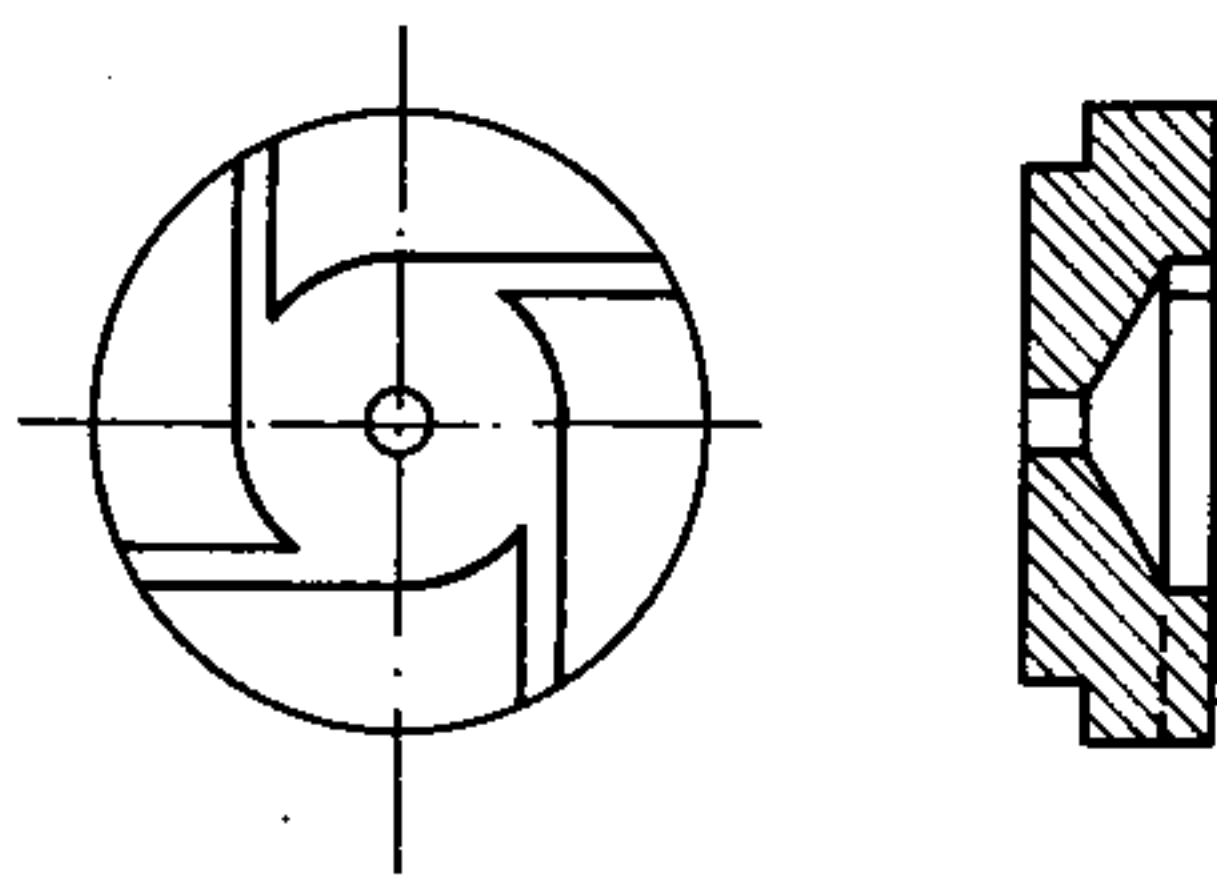


Fig. 279. Piastrina di chiusura per pulverizzatore

Il getto pulverizzato assume una caratteristica sagoma conica in cui le particelle seguono traiettorie pressoché elicoidali in virtù del moto di rotazione ad esse conferito dalle incisioni praticate nella piastrina tangenzialmente al foro di efflusso.

Un bruciatore di questo tipo è schematizzato in fig. 280; il grado di combustione della caldaia può variare con continuità aumentando la pressione della pompa che comprime il combustibile (pompa di spinta) oppure, per variazioni notevoli di carico, sostituendo la piastrina con altra avente il foro di diametro maggiore.

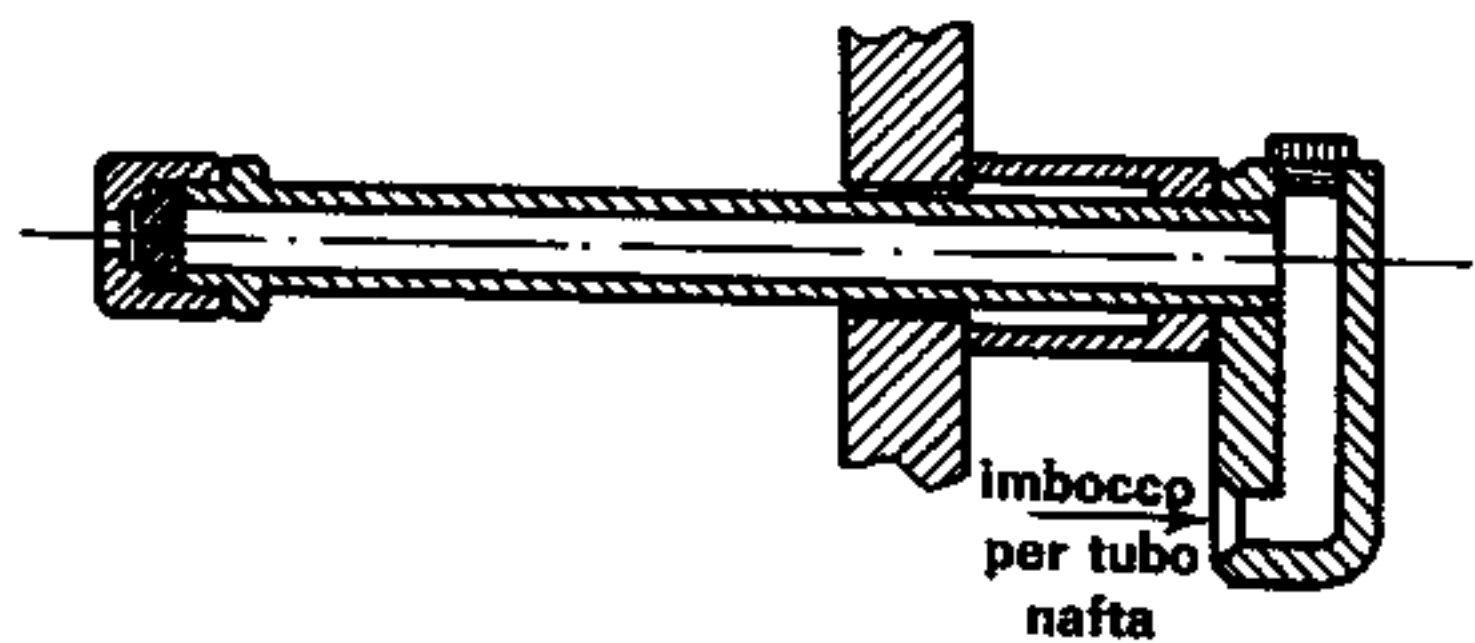


Fig. 280. Pulverizzatore meccanico

L'aria viene immessa intorno al bruciatore (fig. 281), converge verso il centro, ed attraversando il diffusore avvolge il cono di combustibile pulverizzato conseguendo le migliori condizioni per una buona combustione.

In altri tipi di bruciatori, l'efflusso elicoidale delle particelle liquide viene ottenuto inserendo entro l'apparecchio (fig. 282) un alberino che porta all'estremità una larga filettatura sul tipo di una coclea, in modo da obbligare il liquido ad intraprendere un moto di rotazione sempre più ristretto fino al

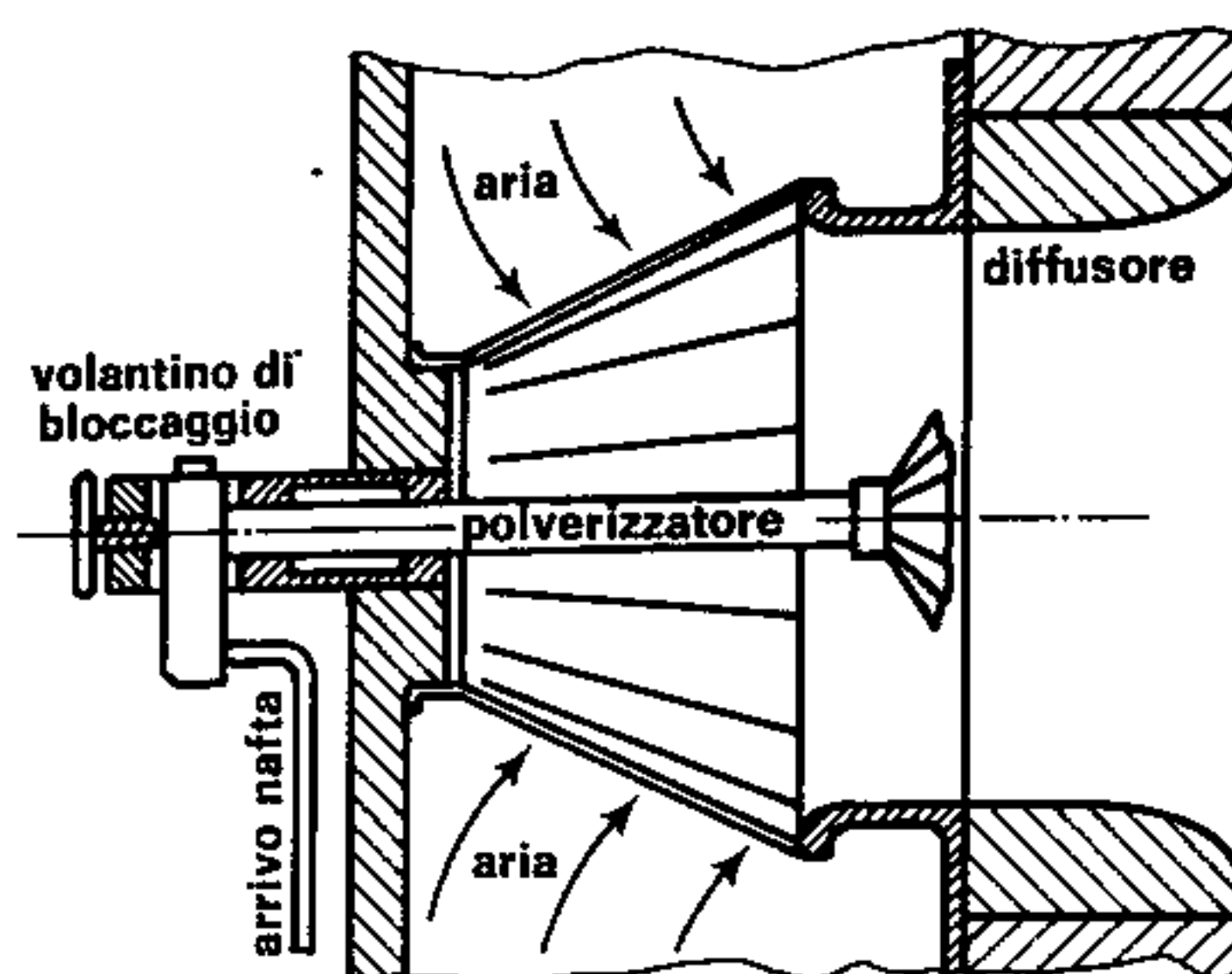


Fig. 281

foro di efflusso; le operazioni di smontaggio e di pulizia, risultano però più complesse tanto da far preferire il pulverizzatore a tubo cilindrico.

Il sistema di pulverizzazione meccanica è ormai quasi universalmente adottato nei grandi impianti, sia per la facilità di avviamento e di regolazione, sia per la possibilità di ottenere una combustione completamente automatizzata.

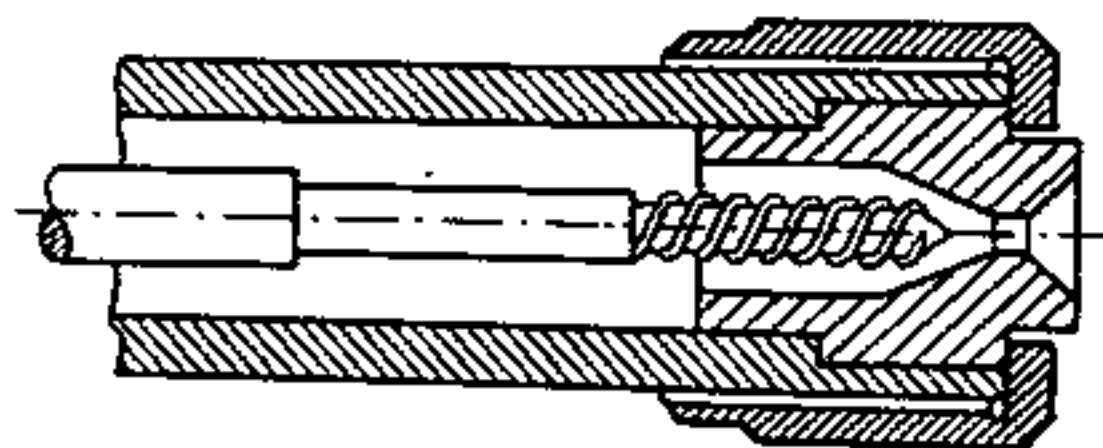


Fig. 282. Pulverizzatore a flusso elicoidale (schema)

L'argomento pur di sommo interesse, non è però conforme ai fini del presente testo; ci limiteremo a rappresentare in fig. 283 uno schema dell'impianto di pulverizzazione descritto: dal serbatoio di servizio (S), una pompa (P) preleva la nafta e la invia ad un filtro F_1 (filtro a freddo) per una prima depurazione; in seguito il combustibile attraversa il preriscaldatore R (a vapore o elettrico) poi incontra una seconda batteria di filtri F_2 (filtri a caldo) che lo privano delle residue impurità, prima di inviarlo ai pulverizzatori « p ».

La portata della pompa deve essere ovviamente prevista per il massimo consumo di combustibile; ne consegue che, in regime normale, essa fornisce una quantità di nafta superiore a quella richiesta. È necessaria pertanto una tubazione di riflusso « t » dotata di una valvola di non ritorno, che riconduce l'eccesso di combustibile sull'aspirazione della pompa.

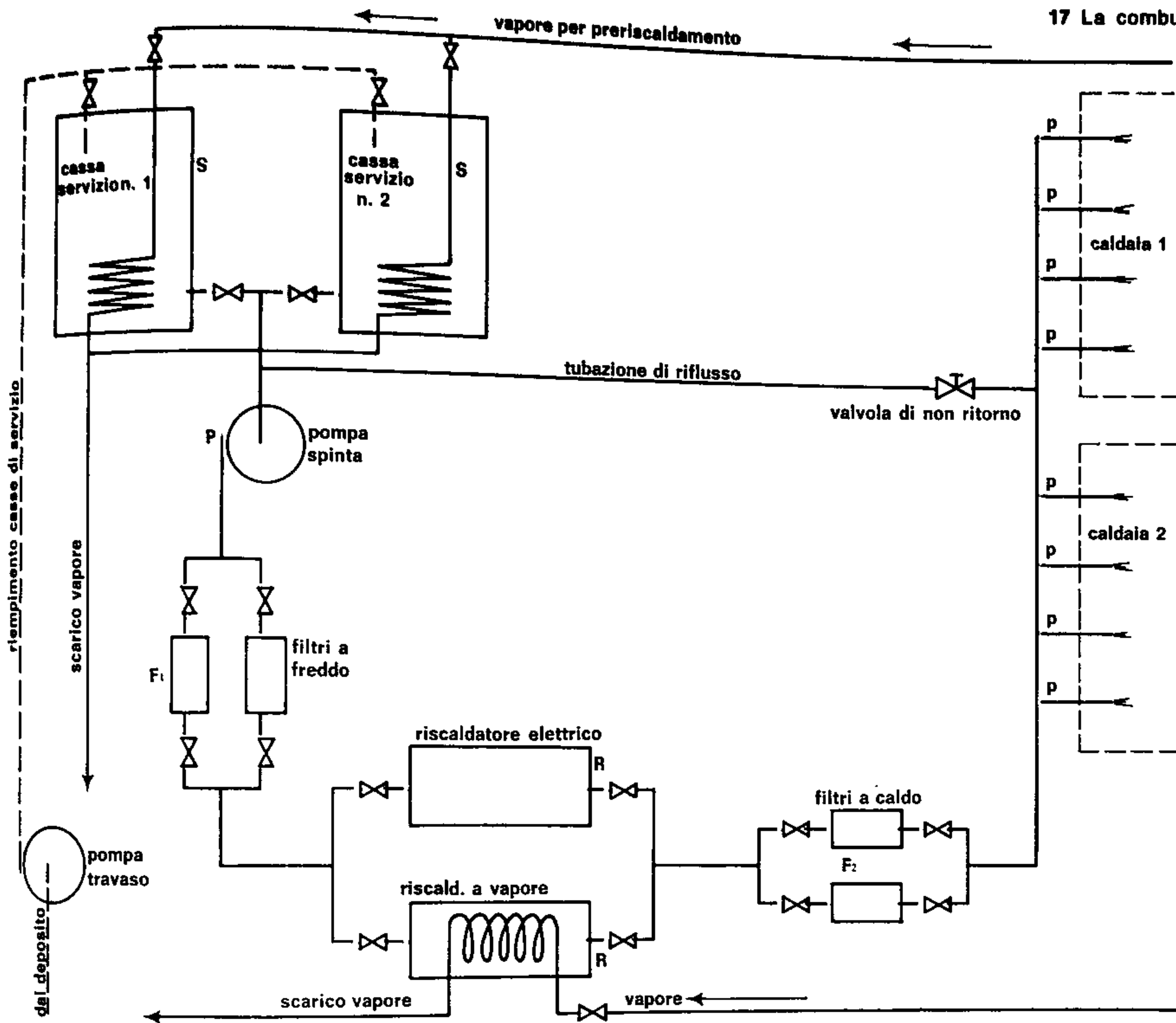


Fig. 283. Impianto di spinta per combustibile liquido

Le casse di servizio sono in genere due, predisposte allo scopo di permettere in una di esse la decantazione dell'eventuale acqua contenuta nel combustibile mentre l'altra serve la pompa; giornalmente si invertono le casse per il ripristino della nafta consumata.

Nei piccoli impianti, (caldaie per riscaldamento, per piccole industrie ecc.) si adottano sovente dei bruciatori centrifughi che permettono di conglobare in un'unica apparecchiatura tutto l'impianto descritto in precedenza. Lo schema relativo è illustrato in fig. 284 e non richiede ulteriori spiegazioni.

c) Focolari per combustibili polverizzati

Abbiamo già visto quanto incida l'eccesso di aria (e) sulla temperatura di combustione e indirettamente sull'economia dell'impianto, fino al punto di limitare l'impiego dei combustibili solidi a pochi casi particolari; se però lo stesso combustibile viene frantumato in particelle minutissime, scompare uno dei suoi principali inconvenienti, essendo sufficiente per la sua combustione un eccesso d'aria modestissimo (o quasi nullo) sul valore teorico. Per rendersi conto di tale differenza sostanziale, è sufficiente ricordare che la reazione di ossida-

zione è tanto più facile quanto maggiore è la superficie di contatto fra l'elemento combustibile e l'ossigeno dell'aria; riducendo il carbone in minutissima polvere, la superficie totale aumenta a tal punto da permettere una combustione pressoché perfetta con un minimo valore di « e ».

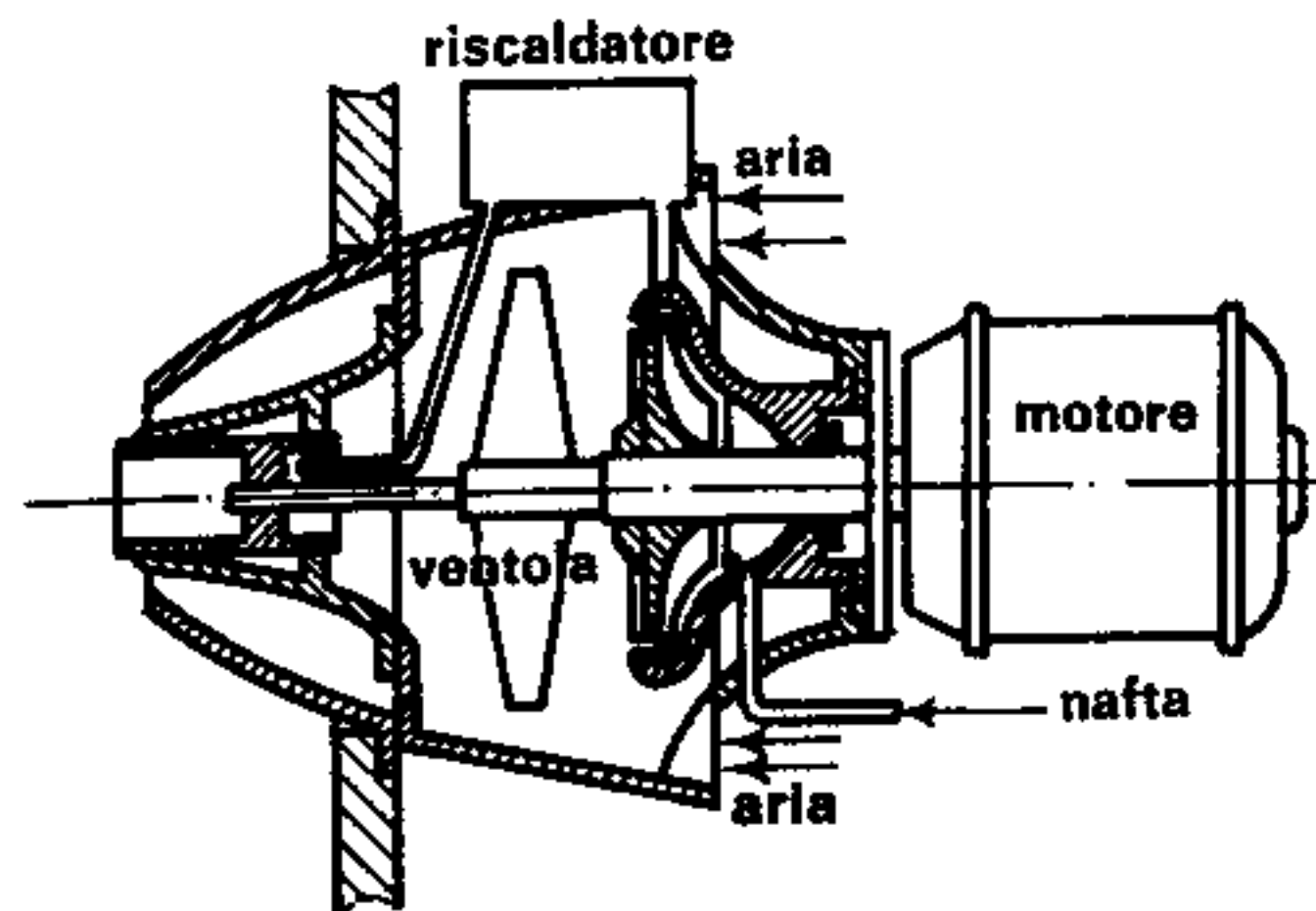


Fig. 284. Polverizzatore centrifugo (schema)

Consideriamo infatti un corpo qualsiasi — che per semplicità di calcolo supporremo di forma sferica di raggio « R » — e suddividiamolo in un numero grandissimo (n) di piccole sferette di raggio « r ». Il volume iniziale del corpo è:

$$V_1 = \frac{4}{3} \pi R^3$$

quello di ogni singola sferetta:

$$V_2 = \frac{4}{3}\pi r^3$$

e non essendo variato il volume totale, deve essere:

$$\frac{4}{3}\pi R^3 = n \frac{4}{3}\pi r^3$$

dalla quale, semplificando:

$$R^3 = nr^3$$

si può dedurre che il rapporto fra i due raggi, ha il valore:

$$\frac{r}{R} = \frac{1}{\sqrt[3]{n}} \quad (255)$$

È facile adesso valutare l'aumento di superficie ottenuto con il processo di polverizzazione; la superficie della sfera iniziale è:

$$S_1 = 4\pi R^2$$

quella di una sferetta:

$$S_2 = 4\pi r^2$$

e, di conseguenza, quella totale:

$$S = n4\pi r^2$$

per cui, l'aumento percentuale della superficie di scambio vale:

$$\frac{S - S_1}{S_1} = \frac{n4\pi r^2 - 4\pi R^2}{4\pi R^2} = \frac{nr^2}{R^2} - 1 = n \left(\frac{r}{R}\right)^2 - 1$$

ovvero, ricordando la (255):

$$\frac{S - S_1}{S_1} = n \left(\frac{1}{\sqrt[3]{n}}\right)^2 - 1 = \sqrt[3]{n} - 1$$

Suddividendo perciò il pezzo in 1000 piccoli elementi, essendo:

$$\sqrt[3]{1000} - 1 = 10 - 1 = 9$$

si ottiene un aumento della superficie di scambio del 900%.

Si può quindi affermare che i combustibili polverizzati godono degli stessi vantaggi illustrati per quelli liquidi ed offrono inoltre la possibilità di usufruire di carboni scadenti eliminandone le scorie e la percentuale di umidità presente.

A parziale svantaggio si può citare il costo d'installazione dell'impianto e l'energia necessaria per il processo di polverizzazione e di essiccazione del prodotto; un altro fattore negativo è costituito dall'eventuale sviluppo di incendi, cosa che non può verificarsi con i combustibili liquidi.

Il polverino viene miscelato con una piccola parte di aria (aria primaria) insufficiente per la combustione, convogliato al bruciatore all'uscita del quale

viene investito da un secondo flusso di aria (aria secondaria) preventivamente riscaldata in modo da ridurre l'umidità della miscela e facilitare l'ignizione; condizione necessaria per una buona combustione, è che nell'interno della camera si crei un moto vorticoso per un efficace rimescolamento della miscela. I bruciatori per carbone polverizzato si suddividono perciò in due tipi fondamentali:

— bruciatori a lunga fiamma;

— bruciatori a turbolenza.

I primi sono generalmente disposti verticalmente e rivolti verso il basso, in modo che la fiamma si ripieghi verso l'alto irraggiando tutte le pareti della camera di combustione (fig. 285); le dimensioni di quest'ultima dovranno essere tali da consentire lo sviluppo completo della fiamma senza che questa tocchi le pareti stesse.

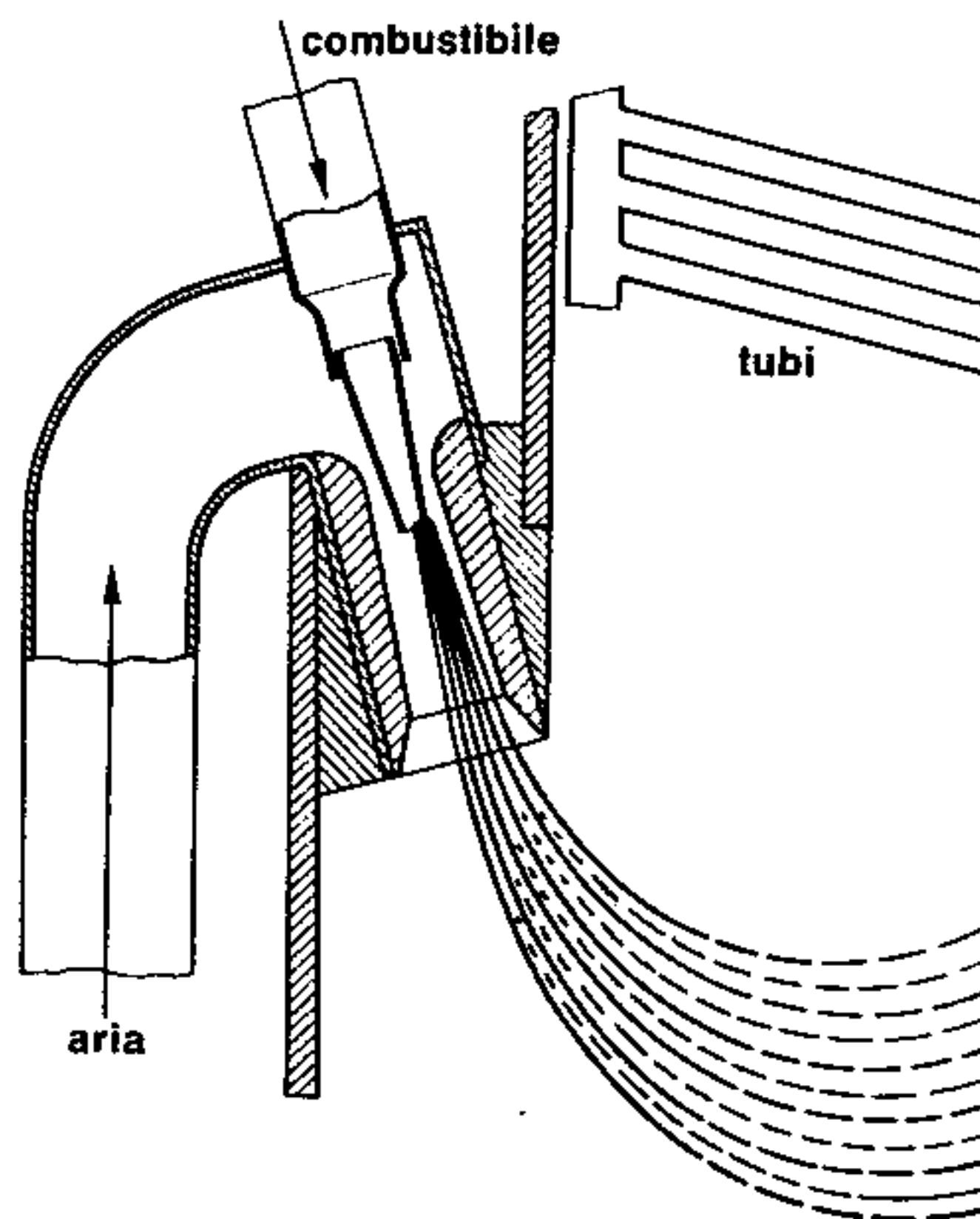


Fig. 285. Bruciatore a fiamma rovesciata (schema)

Se il polverino contiene ceneri o scorie, queste fondono e si depositano sulle pareti dando origine a incrostazioni durissime; ad evitare tale inconveniente, si predispone una serie di tubi percorsi internamente da acqua (schermi d'acqua) che affrettano il processo di solidificazione delle scorie impedendone l'aderenza alle pareti.

Nei bruciatori a turbolenza il polverino, mescolato con l'aria primaria, assume un moto elicoidale che costringe la miscela a disperdersi secondo un getto conico all'uscita dall'apparecchio (fig. 286) ove viene a contatto con il getto di aria secondaria. Questi bruciatori vengono installati in più punti della caldaia in modo che i loro getti, incontrandosi esaltino la turbolenza entro la camera di combustione (fig. 287) e talvolta posti su un supporto mobile in modo da poter variare la loro inclinazione sull'orizzontale a volontà dell'operatore.

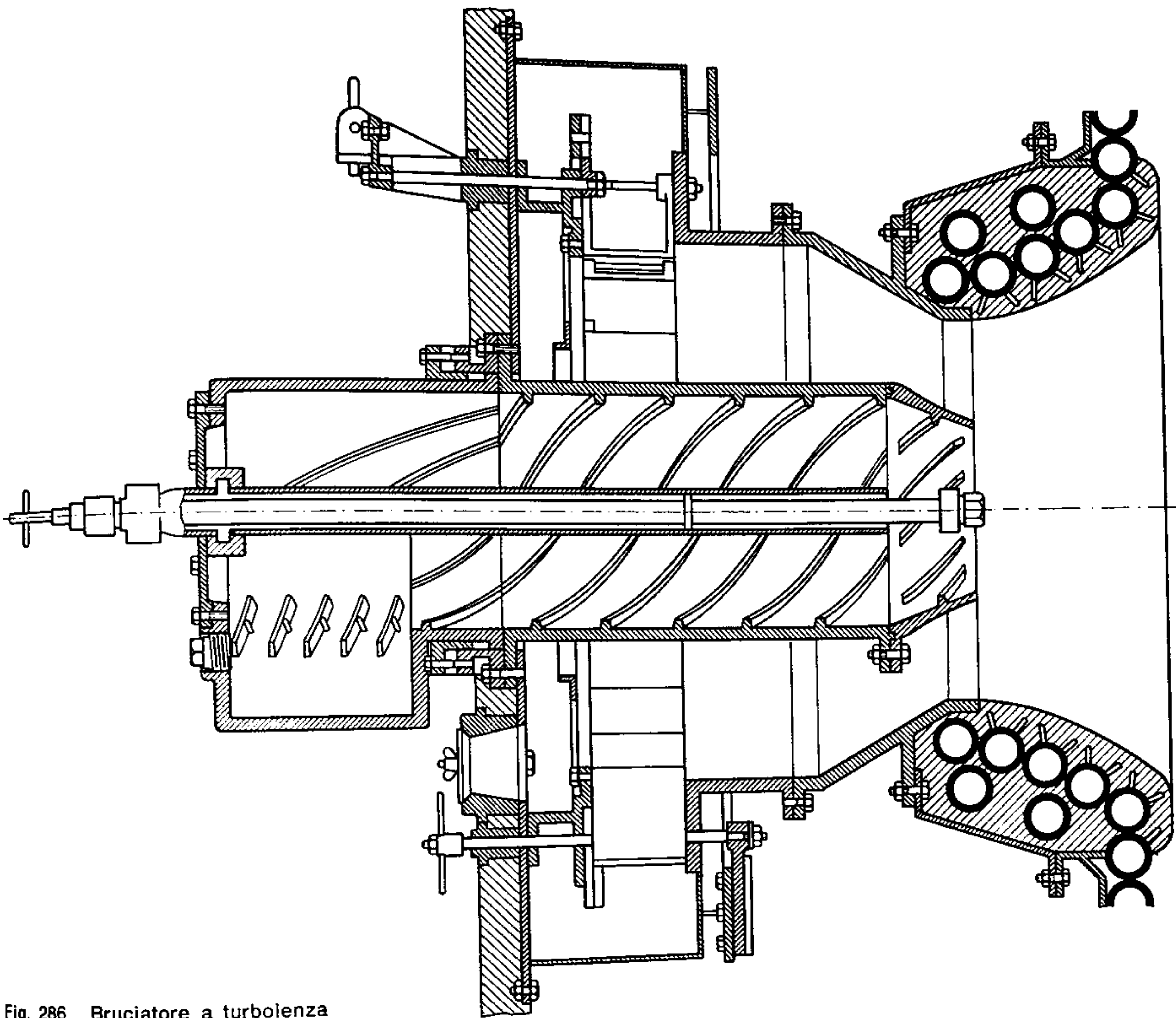


Fig. 286. Bruciatore a turbolenza

d) Focolari per combustibili gassosi

I combustibili gassosi presentano gli stessi vantaggi di quelli liquidi e di quelli polverizzati, potendosi, con il loro impiego, ridurre al minimo l'eccesso d'aria ed asservire la produzione della caldaia ad un sistema di regolazione automatica; nei confronti del polverino si manifesta un ulteriore fattore positivo non essendo necessaria la complessa installazione delle apparecchiature di frantumazione ed essiccamento nelle immediate vicinanze della centrale termica.

Fra i combustibili gassosi, il più diffuso è senz'altro il metano naturale, che viene convogliato nelle località di utilizzazione mediante opportune tubazioni (metanodotti) o, per piccole quantità, entro bombole metalliche; nell'uno e nell'altro caso, il combustibile è sottoposto ad una pressione di $40 \div 50$ ate per cui è necessario provvedere dapprima a ridurre la sua pressione fino a valori compresi fra $3 \div 5$ ate, per la rete di distribuzione interna, suscettibile poi di ulteriore riduzione prima di avviarlo ai bruciatori. Frequente è pure l'impiego di

combustibili gassosi ottenuti mediante distillazione e gassificazione di combustibili solidi di scarso pregio; vengono così eliminate ceneri, scorie ed umidità ottenendo un prodotto discretamente puro e atto a produrre alte temperature di combustione. Per quanto concerne i bruciatori, si può per essi ripetere quanto già esposto per quelli adibiti all'im-

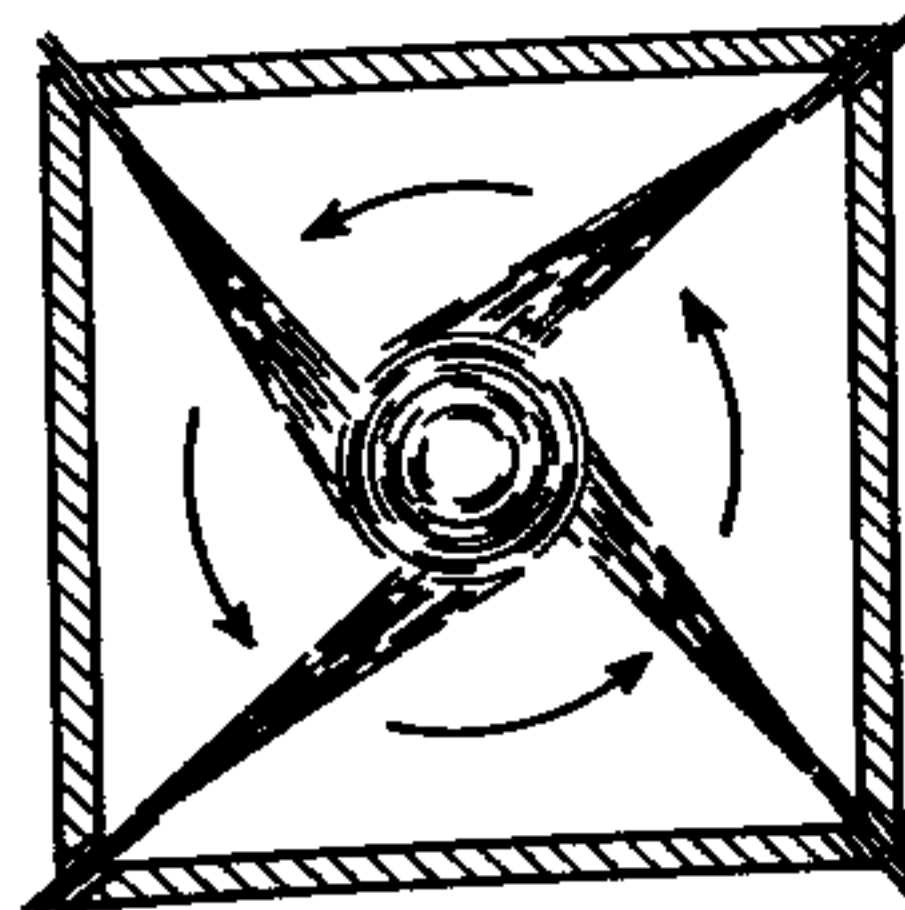


Fig. 287. Camera di combustione per combustibili polverizzati

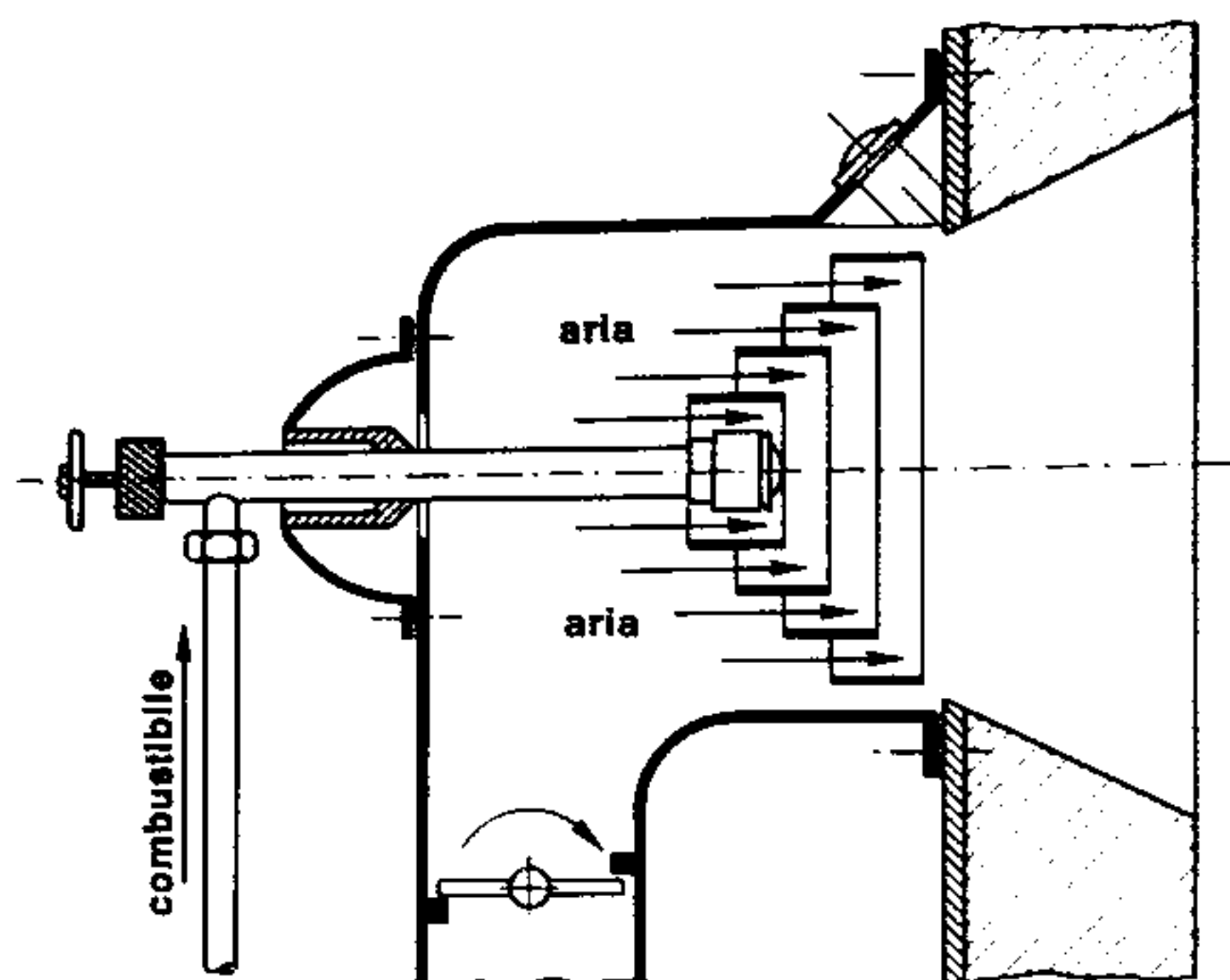


Fig. 288. Schema di bruciatore a premiscelazione

piego del polverino; ne esistono infatti due tipi principali:

- bruciatori con premiscelazione;
- bruciatori senza premiscelazione.

Lo schema di un bruciatore del primo tipo è illustrato in fig. 288; l'aria ed il combustibile provenienti da due condutture diverse si mescolano entro il corpo centrale del bruciatore e la miscela effluisce dall'estremità accendendosi entro il cono diffusore in materiale refrattario che circonda l'ugello. Nel bruciatore di fig. 289 l'aria investe il getto di gas dopo che questo è uscito dall'apparecchio; una serie di corone metalliche disposte intorno alla bocca di efflusso del bruciatore servono a frazionare il getto di aria permettendo una buona miscelazione fra i due gas.

Caratteristica è la disposizione di fig. 290 nella quale è schematizzato un bruciatore per metano di forma anulare al centro del quale è possibile piazzare un

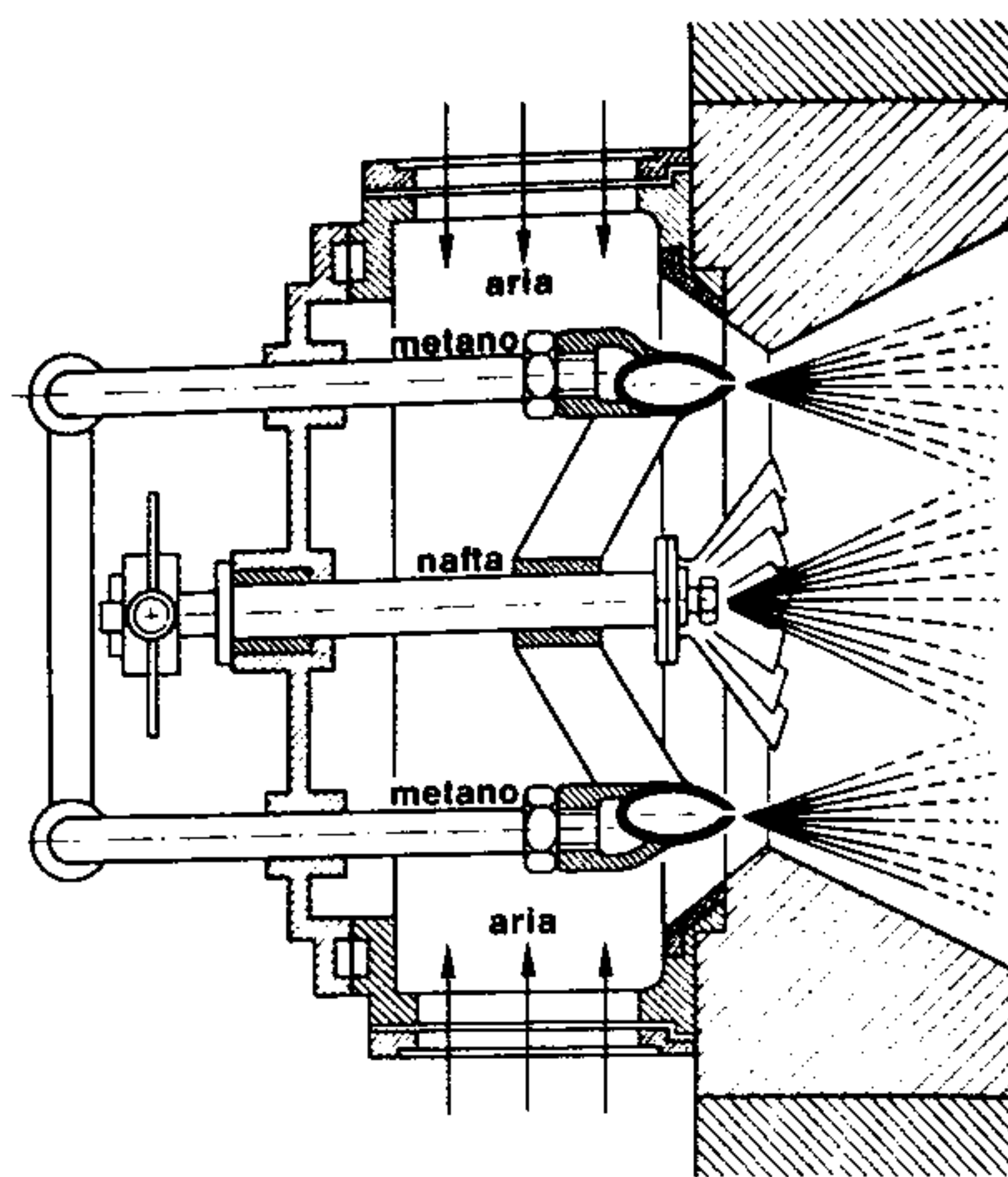


Fig. 290. Bruciatore per combustione mista nafta-metano

comune pulverizzatore funzionante a nafta ottenendo una combustione mista regolabile a volontà da parte dell'operatore; il principio è sufficientemente chiaro da non richiedere ulteriori spiegazioni.

* * *

Giova rimarcare che con la combustione gassosa si conseguono altissimi valori della temperatura di combustione sia perché è minimo l'eccesso di aria richiesto dal combustibile, sia perché gas ed aria comburente si prestano egregiamente a subire un forte preriscaldamento iniziale.

L'alta temperatura di combustione da un lato costituisce un vantaggio poiché consente un miglior sfruttamento del calore prodotto e perciò un maggior rendimento del generatore, ma da un altro punto di vista può avere influenza negativa sulla durata delle pareti interne che pur essendo costituite in materiale refrattario, si deteriorano rapidamente a contatto con i fumi caldissimi. In questi casi si predispongono un'adeguata schermatura delle pareti interne sistemando a protezione di esse una serie di tubi molto vicini fra loro e percorsi internamente dall'acqua della caldaia; questi complessi di tubi vengono generalmente denominati « **schermi d'acqua** » ed oltre ad impedire che il refrattario sia soggetto a forti sollecitazioni termiche, costituiscono un ulteriore fattore positivo per il rendimento della caldaia in quanto il calore da essi assorbito viene trasmesso al fluido da vaporizzare. Per quanto concerne la disposizione degli schermi d'acqua, si prospettano diverse possibilità:

- a) **tubi annegati entro il refrattario che riveste le pareti**; il sistema è molto economico ma non offre la massima protezione del materiale di rivestimento (fig. 291a);

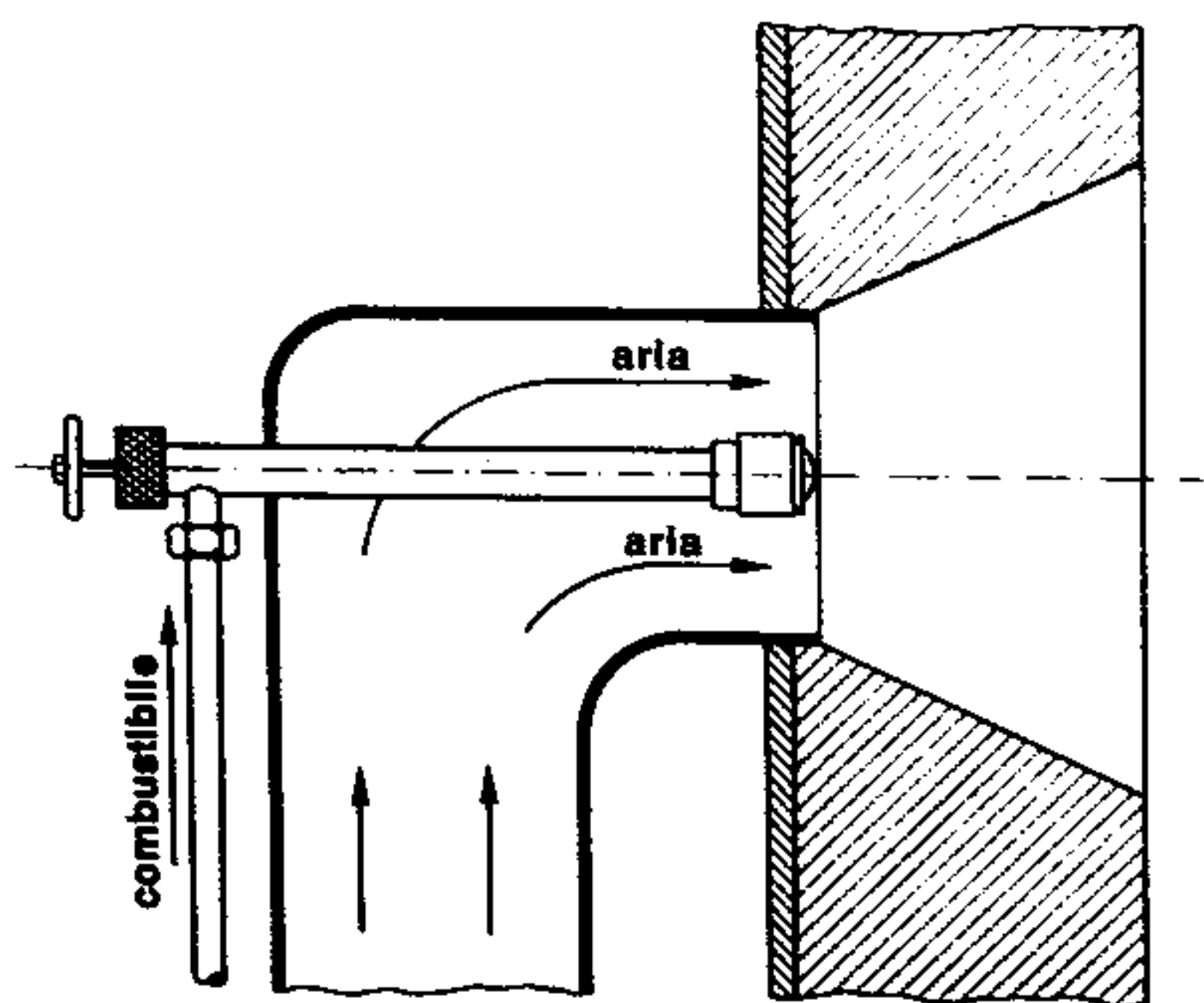


Fig. 289. Schema di bruciatore senza premiscelazione

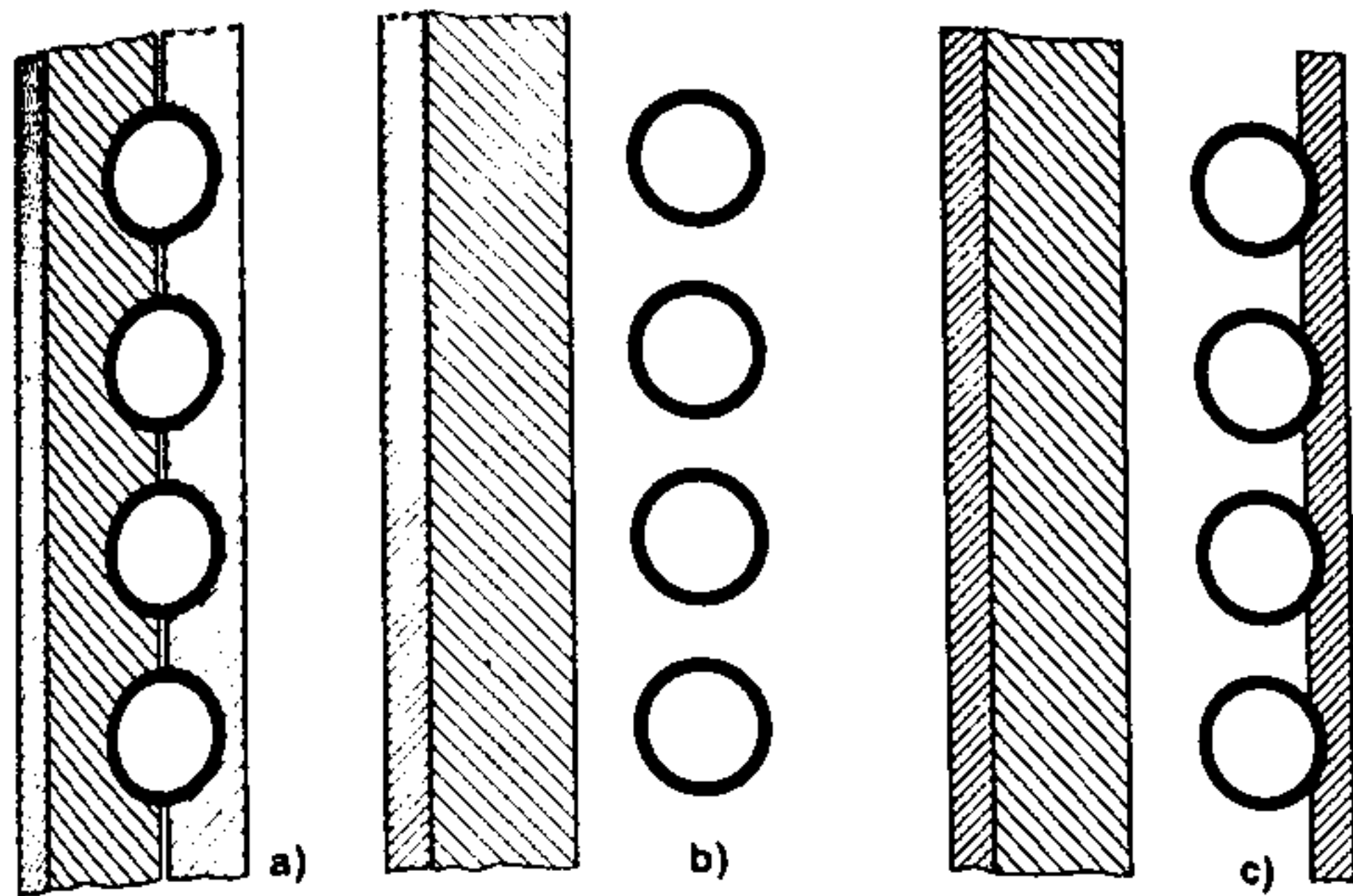


Fig. 291. Installazioni diverse degli schermi d'acqua

- b) **tubi posti davanti le pareti**; buona la protezione ed efficace il recupero del calore (fig. 291b);
- c) **tubi appoggiati ad una piastra in ghisa**; costituisce la migliore soluzione per l'alto effetto schermante e per il miglioramento dell'irraggiamento interno (fig. 291c);
- d) sistemi più complessi, quali le « **pareti Bayley** » (fig. 292) che offrono i migliori risultati pur avendo un costo sensibilmente elevato.

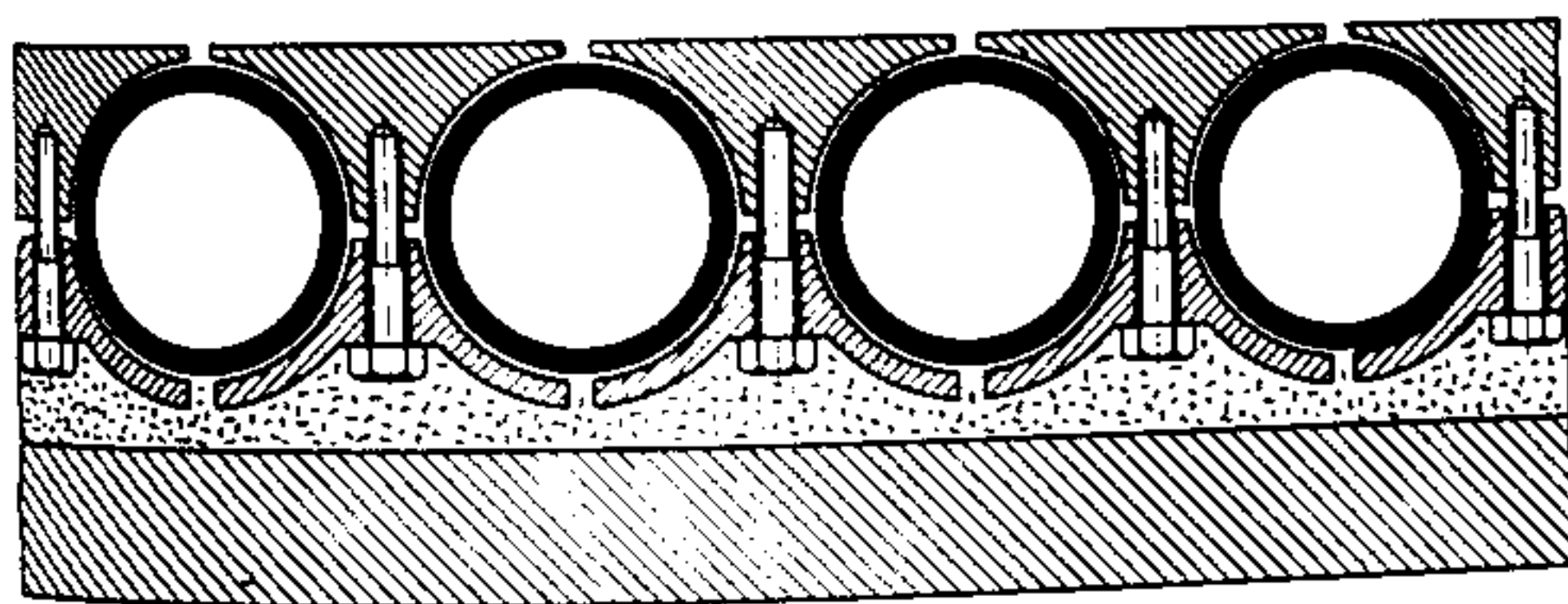


Fig. 292. Pareti Bayley per schermatura della camera di combustione

98) TIRAGGIO

Si usa comunemente definire « **tiraggio** » di una caldaia, l'operazione mediante la quale viene inviata nel focolare la quantità di aria sufficiente ad assicurare la combustione. Il tiraggio può essere « **naturale** » se prodotto dalla depressione originata dalla differenza di temperatura esistente fra i fumi caldi uscenti dal camino e l'aria dell'ambiente esterno, oppure « **artificiale** » e ottenuto con apparecchi meccanici; quest'ultimo, se ottenuto con apparecchi meccanici, assume denominazioni diverse a seconda della posizione dell'organo meccanico che lo produce (tiraggio soffiato, aspirato, indotto ecc.).

a) Il **tiraggio naturale** è caratteristico delle vecchie caldaie alimentate a combustibile solido; se consideriamo (fig. 293) due sezioni 1) e 2) poste rispettivamente allo sbocco ed alla base del camino, la colonna di fumi caldi compresa fra le due sezioni, essendo più leggera dell'aria ambiente, viene spinta verso l'alto (legge di Archimede) da una forza « F », uguale alla differenza fra il peso « P_a » di una colonna di aria a temperatura ambiente, identica a quella dei fumi contenuti nel camino, ed il peso « P_r » della colonna effettiva dei fumi.

Indicando con « S » l'area della sezione normale all'asse del camino, con « H » la differenza di quota fra le sezioni 1) e 2) e con « ρ_r » la densità media (1) dei fumi caldi, il peso (P_r) della colonna gassosa compresa fra le due sezioni citate è:

$$P_r = SH\rho_r g$$

e quello di una equal colonna di aria alla temperatura ambiente:

$$P_a = SH\rho_a g$$

se con « ρ_a » si indica la densità dell'aria nelle condizioni suddette.

La forza ascensionale (F) vale pertanto:

$$F = P_a - P_r = SH\rho_a g - SH\rho_r g$$

ovvero, semplificando:

$$F = SH(\rho_a g - \rho_r g) \tag{256}$$

La pressione (effettiva) esercitata sulla colonna gassosa, si ottiene dividendo l'intensità della forza ascensionale (F) per l'area della sezione del camino (S):

$$p = \frac{F}{S}$$

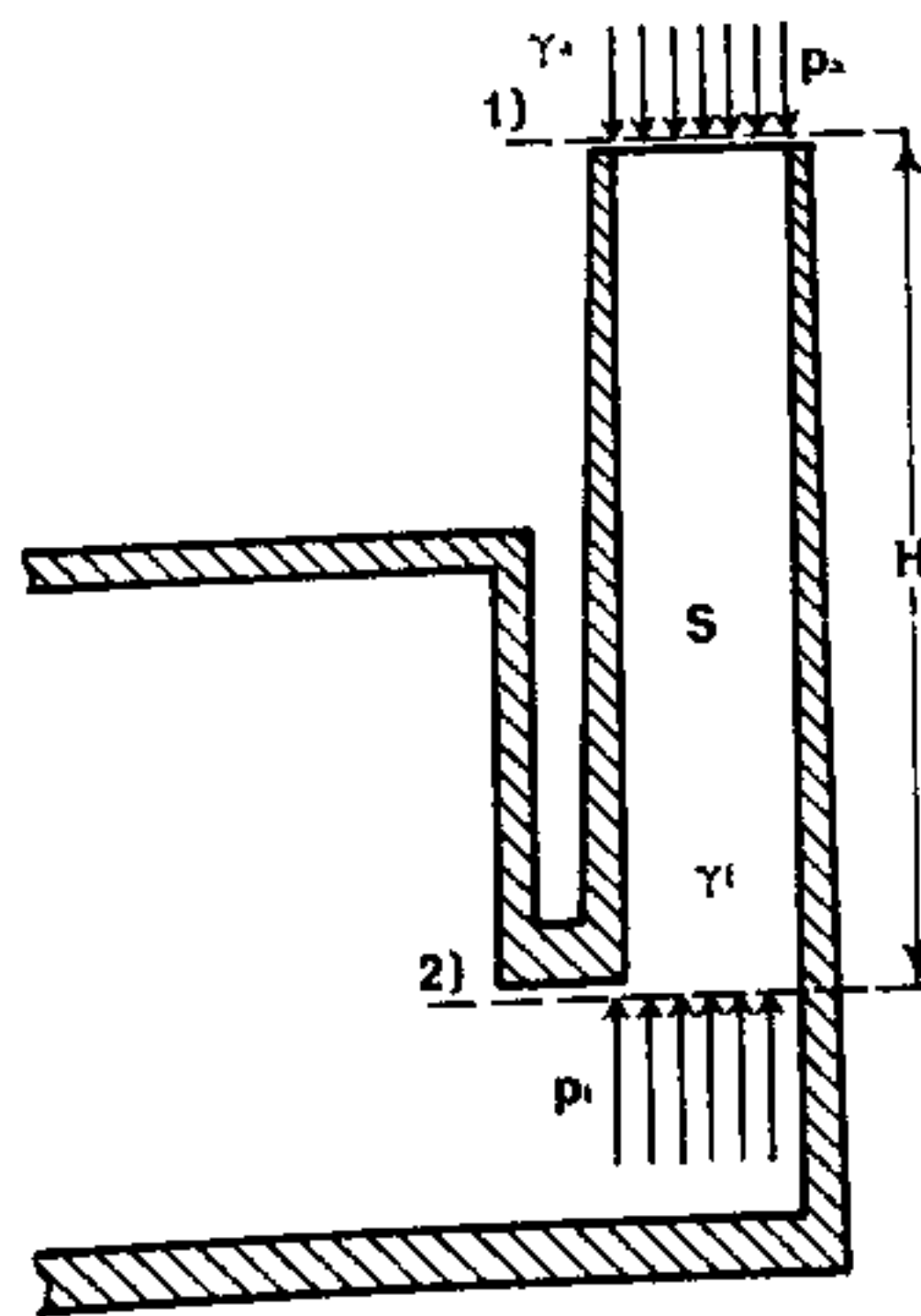


Fig. 293. Tiraggio naturale

1. Abbiamo parlato di densità media, non potendo ritenere costante la temperatura dei fumi lungo tutto il camino.

ottenendo, in definitiva:

$$p = Hg(\rho_a - \rho_f) \quad (257)$$

e la quantità di aria immessa nel focolare, è proporzionale al valore di « p ».
Risulta chiaro così, che la quantità di aria aspirata è tanto maggiore quanto più alto è il camino (H) e quanto più sensibile è la differenza fra le densità dell'aria e dei fumi; non potendo influire sul valore di « ρ_a » che dipende dalla temperatura dell'aria ambiente, si può aumentare il tiraggio solo aumentando l'altezza (H) del camino (altezza comunque limitata per non compromettere l'equilibrio della costruzione) oppure riducendo il valore di « ρ_f »; quest'ultima soluzione comporta però una notevole perdita di calore in quanto il peso specifico diminuisce con l'aumentare della temperatura e **perciò per ridurre « ρ_f » occorre mantenere elevata la temperatura dei fumi allo scarico, con conseguente perdita del calore in essi contenuto, come vedremo meglio nel paragrafo seguente.**

Gli svantaggi del tiraggio naturale sono evidenti:

- camino molto alto, ingombrante e costoso;
- perdita notevole di calore allo scarico;
- basso valore della depressione ottenibile;
- regolazione difettosa dell'aria aspirata (la regolazione si ottiene agendo sulla portella del cenerario);
- impossibilità di impiegare combustibili liquidi o gassosi che richiedono un forte flusso di aria intorno al getto.
- impossibilità di preriscaldare l'aria comburente. Come parziale vantaggio di questo tipo di tiraggio, si può considerare l'economicità del funzionamento che non richiede spesa di energia esterna; questa lieve economia è però largamente superata dalle perdite al camino che incidono sensibilmente sul costo di esercizio totale.

b) **Il tiraggio artificiale si realizza insufflando aria entro il focolare mediante un ventilatore (« tiraggio soffiato » o « forzato ») oppure aspirando — sempre con un ventilatore, ma posto entro il camino — i fumi prodotti, che a loro volta richiamano l'aria dall'esterno attraverso il focolare (« tiraggio aspirato »).**

In quest'ultimo caso, (fig. 294) il ventilatore è sottoposto a notevole usura a causa dell'alta temperatura dei fumi aspirati e del polverino in essi contenuto, la cui azione sulle parti meccaniche è senz'altro deleteria; si riduce l'usura del ventilatore ricorrendo al « **tiraggio indotto** » sistemando cioè l'organo soffiante esternamente al camino (fig. 295) dal quale esso preleva una piccola parte dei prodotti della combustione,

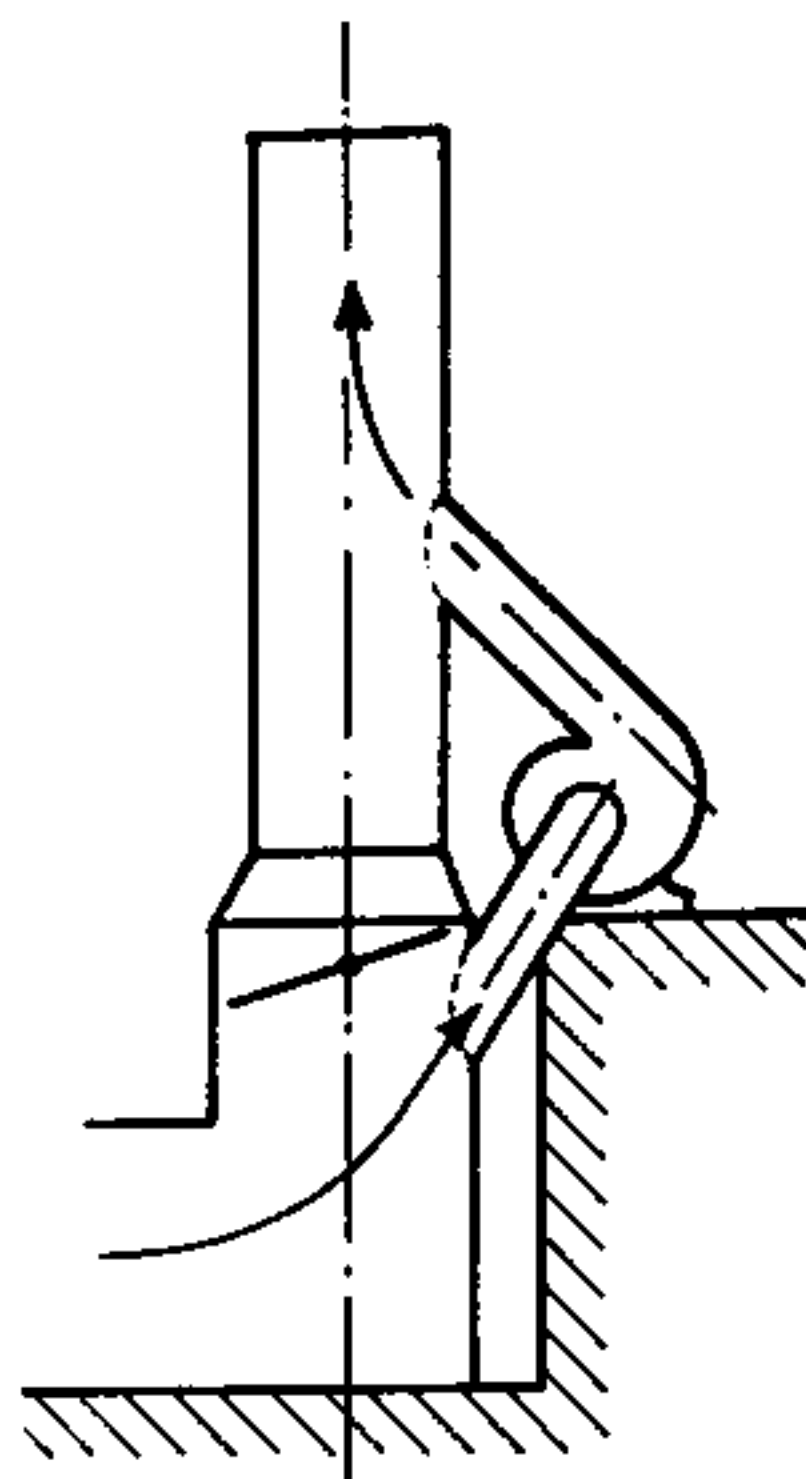


Fig. 294. Tiraggio aspirato

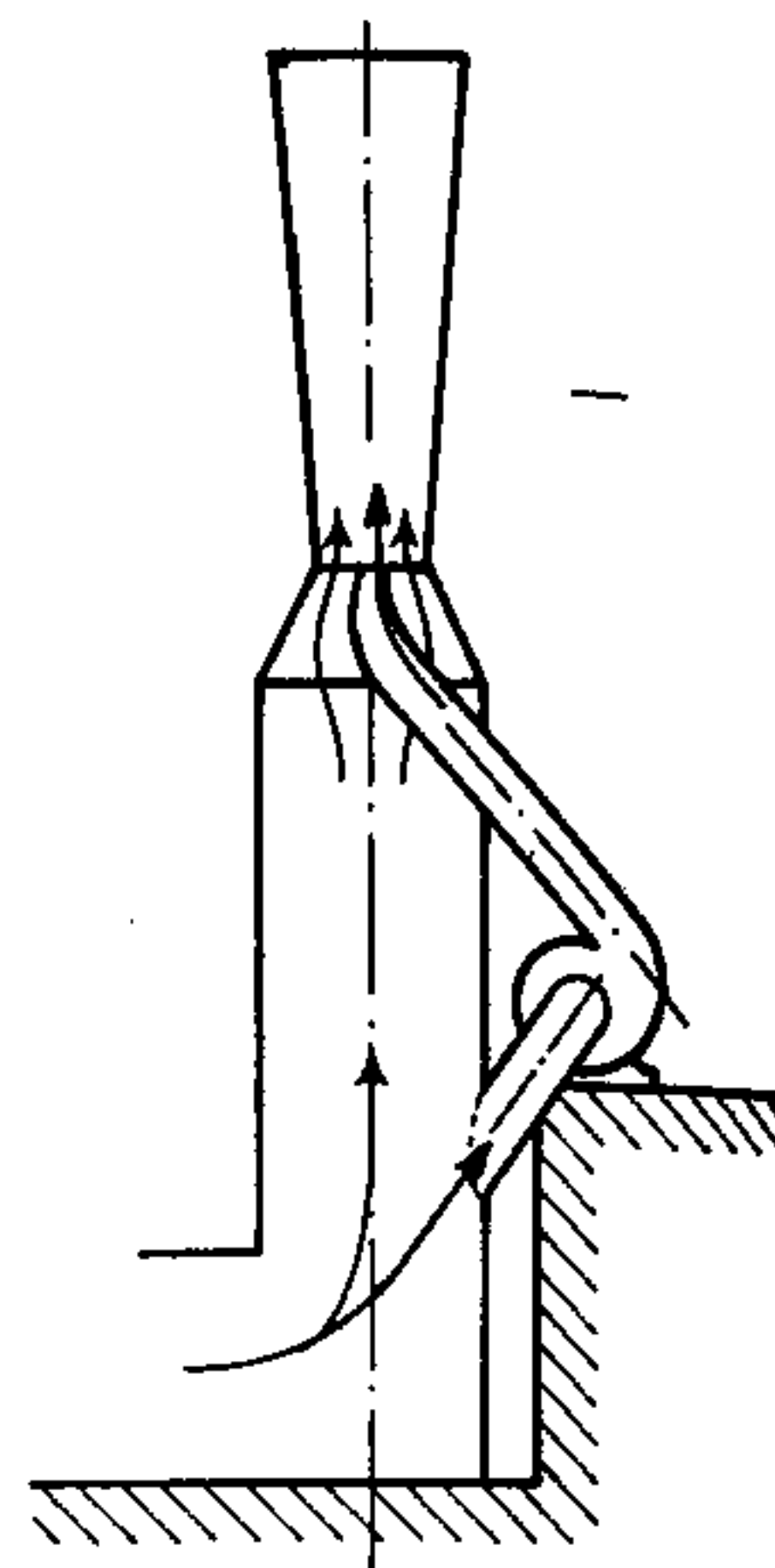


Fig. 295. Tiraggio indotto

inviandoli a discreta pressione, entro una strozzatura del camino stesso, in modo che esercitino una efficace azione di risucchio sulla restante massa gassosa.

In altri termini, il camino assume la forma di un cono Venturi, nella cui sezione di minima area, i fumi acquistano una forte velocità provocando così la depressione necessaria.

Un sistema di tiraggio artificiale, caratteristico delle vecchie locomotive, utilizza un getto di vapore vivo (o di parte del vapore prelevato allo scarico dei cilindri) effluente da un ugello sistemato alla base del camino e coassiale con esso (fig. 296); la forza viva del vapore sfuggente dall'ugello esercita una decisa azione di risucchio aspirando l'aria necessaria per la combustione.

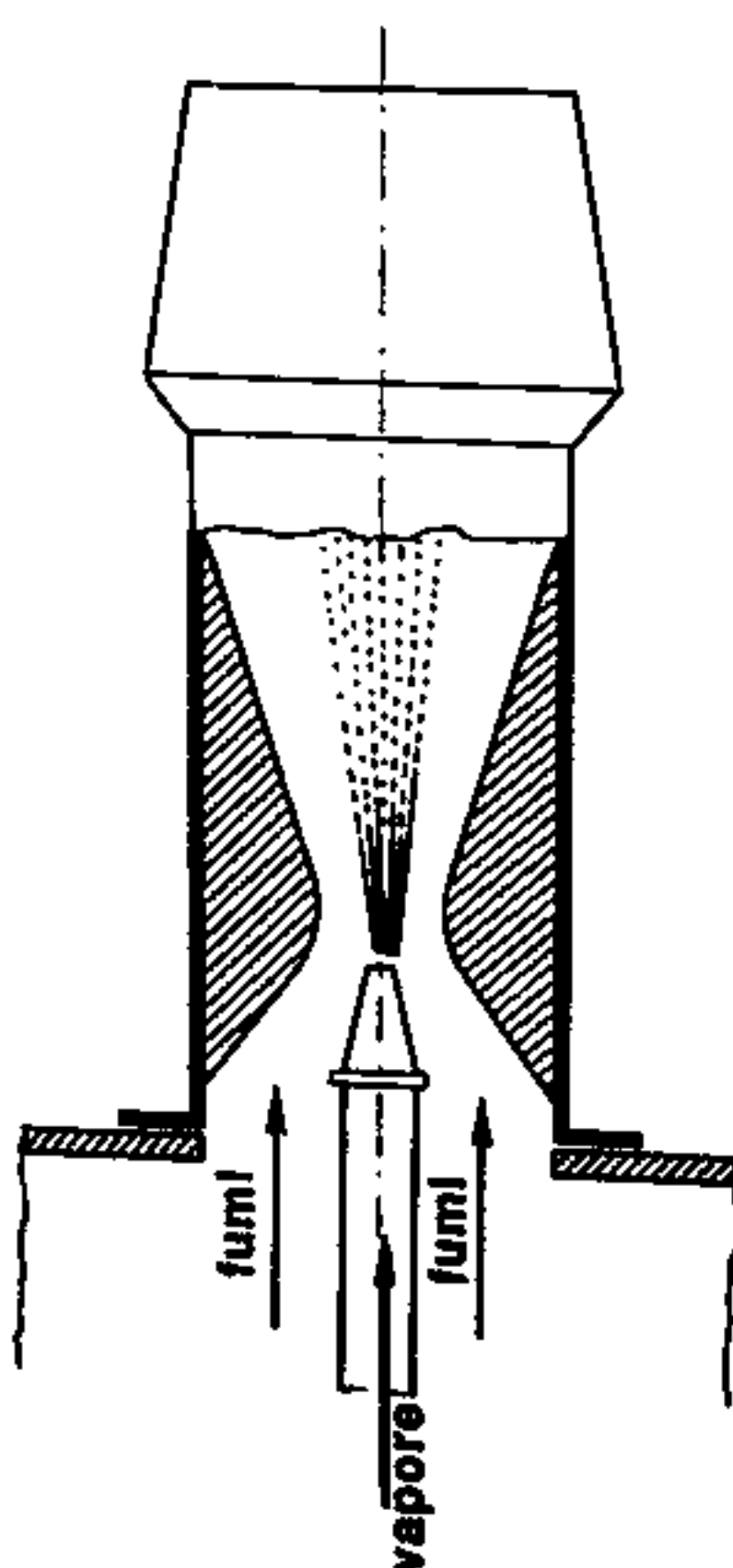


Fig. 296. Schema di tiraggio con elettore a vapore

Con il tiraggio soffiato, entro la camera di combustione regna una pressione superiore a quella atmosferica, e questo può rappresentare un inconveniente durante l'esercizio, poiché, in caso di apertura della portella di caricamento, si possono verificare pericolosi ritorni di fiamma verso l'esterno con grave pregiudizio per l'incolumità dell'operatore. Sarebbe perciò senz'altro preferibile il sistema di tiraggio aspirato, che crea nella camera di combustione una leggera depressione rispetto all'ambiente esterno anche se l'usura del macchinario aspirante lo rende più costoso; d'altra parte occorre osservare che ad una eventuale apertura della portella di ispezione corrisponde in questo caso una forte rientrata di aria fresca la cui brusca immissione provoca un abbassamento della temperatura di combustione.

Il sistema di tiraggio migliore è perciò quello che riunisce i lati positivi dei due sistemi già descritti: esso è definito « **tiraggio equilibrato** » e viene realizzato con due ventilatori, uno aspirante posto alla base del camino, ed uno che soffia aria entro la camera di combustione in modo che nell'interno esista una lievissima depressione (3 ÷ 5 mm c.a.) insufficiente a creare forti rientrate di aria. Merita un cenno sommario il sistema di tiraggio definito « **a locali chiusi** » impiegato in marina; l'aria viene soffiata entro il locale (che ovviamente è mantenuto ermeticamente chiuso) e penetra entro le portelle del cenerario mantenendo in leggera pressione sia la camera di combustione che tutto l'ambiente, mitigando anche l'alta temperatura esistente entro il locale caldaie.

99) RENDIMENTO DELLA COMBUSTIONE

Bruciando 1 kg di combustibile in un focolare ideale che non desse origine ad alcuna perdita, si dovrebbe ottenere una quantità di calore (Q_i) pari al potere calorifico inferiore (P_{ci}) del combustibile impiegato; tale quantità di calore, in una caldaia perfetta dovrebbe venire integralmente utilizzata per la vaporizzazione del liquido.

È intuitivo che nella realizzazione pratica le cose vanno ben diversamente, poiché in nessuna apparecchiatura meccanica possono verificarsi le condizioni ideali previste, e si dovranno perciò prevedere in ogni caso diversi tipi di perdite. Per quanto riguarda il processo di combustione di cui adesso ci occupiamo, è facile prevedere che la quantità di calore effettivamente prodotta sarà senz'altro minore del potere calorifico inferiore del combustibile per effetto delle seguenti perdite:

a) se si impiega combustibile solido, la parte più minuta di questo, cade nel cenerario attraverso gli interstizi della griglia senza bruciare, mentre nel caso di un combustibile liquido, qualche gocciolina si disperde entro la camera di combu-

stione; si parla perciò di « **perdite per carbonio incombusto** » la cui entità dipende principalmente dalla forma del focolare, dalle sue dimensioni, dal tipo di combustibile adottato e dalla condotta della combustione;

b) se è scarsa la quantità di aria comburente, è noto (cfr. par. 96) che la reazione del carbonio è incompleta con formazione di ossido (anziché di anidride) gas suscettibile di ossidarsi ulteriormente con sviluppo di calore; questo ossido però rimane incluso nei prodotti della combustione e sfugge attraverso il camino disperdendo una certa quantità di calore (« **perdita al camino per calore latente** »).

Conglobando gli effetti delle perdite sopradescritte in un coefficiente numerico (ϵ) minore dell'unità, si deduce che 1 kg di combustibile produce « **effettivamente** » una quantità di calore (Q_e) minore di quella teorica (P_{ci}):

$$Q_e = \epsilon P_{ci} \quad (258)$$

in cui il coefficiente « ϵ » non è altro che il « **rendimento del focolare** », inteso perciò come il rapporto fra il calore effettivamente sviluppato nella combustione di 1 kg di combustibile (Q_e) ed il calore teorico che da questo si otterrebbe nell'ipotesi di una combustione perfetta:

$$\epsilon = \frac{Q_e}{P_{ci}} \quad (259)$$

La quantità di calore espresso dalla (258) non viene utilizzata integralmente nella caldaia poiché i fumi uscenti dal camino alla temperatura « t_u » ne asportano una parte (Q_p) espressa da:

$$Q_p = M_f C_{fm} (t_u - t_0) \quad (260)$$

essendo:

- « t_0 » la temperatura dell'aria ambiente;
- « C_{fm} » il calore specifico medio dei fumi nell'intervallo di temperatura compreso fra « t_u » e « t_0 », che possiamo ritenere pari a 0,25 kcal/kg °C;
- « M_f » la massa oraria di fumi sviluppata nella combustione di 1 kg di combustibile; ricordando la definizione di aria pratica (A_p) del par. 96, possiamo esprimere « M_f » con la formula:

$$M_f = A_p + 1 = A_t(1 + e) + 1 \quad (261)$$

poiché 1 kg di combustibile produce bruciando (1 + A_p) kilogrammi di fumi.

La perdita espressa dalla (260) è denominata « **perdita per calore sensibile** » trattandosi di una quantità di calore presente nei fumi di scarico che non è possibile utilizzare industrialmente; essa rappresenta lo scapito di maggior entità nel processo di combustione per cui sono perfettamente logici tutti quegli accorgimenti, anche se costosi, che vengono studiati allo scopo di ridurre al minimo gli effetti. L'insieme delle perdite fin qui descritte, riduce sensibilmente l'entità del calore realmente utilizzabile,

poiché dal valore teorico iniziale (pari a « P_{ei} ») si scende al limite espresso da:

$$\varepsilon P_{ei} - M_r C_{fm}(t_u - t_0) \quad (262)$$

calore che tuttavia non potrà essere utilizzato integralmente poiché una parte di esso andrà inevitabilmente dispersa; indicando perciò con « n » un opportuno coefficiente di dispersione, il calore realmente utilizzato (Q_u) si può esprimere con:

$$Q_u = (1 - n) [\varepsilon P_{ei} - M_r C_{fm}(t_u - t_0)] \quad (263)$$

È noto dal corso di meccanica che il rendimento di una macchina o di un qualsiasi organo meccanico, è dato dal rapporto fra l'energia utilizzata e quella assorbita (o spesa); nel nostro caso, poiché il processo di combustione viene sfruttato per la produzione del vapore d'acqua di una caldaia, si può ritenere che il rendimento della combustione coincida con quello della caldaia stessa; sarà perciò:

$$\eta_c = \frac{Q_u}{Q_b}$$

ovvero con le notazioni precedenti:

$$\eta_c = \frac{(1 - n) [\varepsilon P_{ei} - M_r C_{fm}(t_u - t_0)]}{P_{ei}} \quad (264)$$

La (264) ci permette di rilevare che il rendimento di una caldaia aumenta se:

- si aumenta il valore di « ε » adottando combustibili liquidi gassosi o polverizzati.
- si riduce il coefficiente di dispersione (n) rivestendo la caldaia con opportune opere murarie o con schermi di tubi;
- si riduce la perdita al camino inserendo opportuni recuperatori di calore e mantenendo l'eccesso di aria (e) nei limiti dello stretto necessario.

Capitolo Diciottesimo

Generatori di vapore

100) GENERALITÀ

Ci occuperemo in questo capitolo di quei complessi di apparecchiature che, in un impianto a vapore, hanno il compito precipuo di vaporizzare il fluido operante (quasi sempre acqua) sfruttando l'energia termica sviluppata nel processo di combustione; si definiscono comunemente « caldaie » mentre una terminologia più esatta le classifica come « **generatori di vapore** » considerandoli nel loro complesso, comprendente le diverse apparecchiature ausiliarie introdotte per migliorarne il rendimento, e riservando il termine « **caldaia** » a quella parte del generatore in cui coesistono il liquido ed il suo vapore. I tipi e gli schemi dei generatori di vapore sono innumerevoli; ci limiteremo a descrivere quelli principali che, a loro volta, danno origine, con leggere modifiche, a numerosi tipi da essi derivati; a titolo indicativo, prima di effettuare un'analisi più profonda, potremo dire che ciascuno di essi consta di:

- un **focolare** (o una apposita camera) in cui avviene la combustione del combustibile con produzione di fumi caldissimi;
- un **collettore cilindrico** o una serie di tubazioni opportunamente disposte, che lambite dai fumi (esternamente o internamente a seconda dei tipi) consentono la trasformazione dell'acqua in vapore;
- un'**opportuna struttura di sostegno** metallica o in materiale refrattario, che racchiude nel suo interno le apparecchiature suddette e impedisce la dispersione del calore all'esterno;
- un **camino** attraverso il quale i prodotti della combustione vengono espulsi all'atmosfera dopo aver esplicato la propria azione;
- un **complesso di organi ausiliari** (economizzatori, surriscaldatori, preriscaldatori) la cui installazione consente di migliorare sensibilmente il rendimento del generatore.

Premettiamo adesso alcune definizioni, necessarie per caratterizzare i singoli tipi di caldaie, ed effettuare dei confronti fra essi:

- La **pressione di bollo** (p_0) (o pressione di esercizio) misurata in kgf/cm^2 o in atmosfere è la

pressione effettiva del vapore prodotto nelle normali condizioni di funzionamento del generatore; essa è indicata da un contrassegno sul relativo manometro o tavola riportata sul fronte della caldaia mediante apposita stampigliatura a cura dell'ISPESL (ex A.N.C.C.) (1).

- La **potenzialità** (G_v) espressa in kg/h o in tonn/h è la produzione oraria di vapore nelle normali condizioni di funzionamento; essa dovrà essere sempre completata con le caratteristiche del vapore prodotto (pressione, temperatura, titolo) senza di che la sua indicazione è priva di significato.
- La **superficie di riscaldamento** (S_r) definita come la parte del generatore che da un lato è a contatto con i fumi caldi (o con le fiamme) e dall'altro con l'acqua; per la sua misurazione pratica (in m^2) si terrà conto del lato a contatto con i fumi.
- L'**indice di vaporizzazione effettivo** (i) inteso come il rapporto fra la quantità oraria di vapore prodotto (G_v) e la quantità oraria di combustibile bruciato (G_c); esso è un indice importante della bontà del generatore e non ha dimensioni.
- La **potenzialità specifica** (G_s) definita come il rapporto fra la quantità oraria di vapore prodotto (G_v) e la superficie di riscaldamento (S_r) del generatore. Si misura in $\text{kg/m}^2 \text{ h}$.
- La **capacità specifica** (V_s) intesa come il rapporto fra il volume (V) di acqua contenuta nel generatore e la sua superficie di riscaldamento; si esprime in litri/m^2 .
- Il **calore di produzione** (C) è la quantità di calore somministrata ad ogni kg di vapore prodotto dal generatore; esso è facilmente calcolabile, sottraendo dal contenuto termico del vapore uscente (l_v), il valore di quello relativo all'acqua di alimentazione (l_a)

$$C = l_v - l_a$$

La conoscenza di queste grandezze, può dare un'idea abbastanza chiara del tipo e della bontà di un gene-

1. A.N.C.C. = Associazione Nazionale per il controllo della combustione, di recente abolita, e sostituita dall'ISPESL (Istituto Superiore per la prevenzione e la sicurezza del lavoro).

ratore ma non è sufficiente a permettere un confronto con altre macchine del genere; basta pensare infatti che il vapore prodotto avendo caratteristiche diverse a seconda dei casi (saturo o surriscaldato, a bassa, media o alta pressione) richiede diverse quantità di calore e quindi consumi molto differenti. Si è pensato perciò di riferire la potenzialità di un generatore, non al vapore prodotto ma ad un vapore fittizio, definito « **vapore normale** », eguale per ogni tipo di generatore.

Per vapore normale, si intende il vapore saturo secco, prodotto a pressione atmosferica, (e quindi avente la temperatura di 100°C) partendo da acqua alla temperatura di 0°C.

Ritenendo che per produrre 1 kg di vapore normale occorrono circa 640 kcal, si può risalire dalla potenzialità effettiva (G_v) a quella in vapore normale (G'_v) con la relazione:

$$G'_v = \frac{G_v(l_v - l_a)}{640} \quad (265)$$

Questa definizione ci consente di modificare alcune delle grandezze sopraccitate, rapportandole alla produzione di vapore normale fornita dal generatore; si definisce così:

- **La potenzialità specifica normale** espressa dal rapporto fra la potenzialità calcolata con la (265) e la superficie di riscaldamento (S_r).
- **L'indice di vaporizzazione normale** inteso come il rapporto fra la potenzialità G'_v e la quantità oraria di combustibile bruciato nel focolare (G_c).

Un altro concetto di fondamentale importanza nello studio dei generatori è costituito dal cosiddetto « **volante termico** », intendendosi con tale termine la facoltà del generatore di sviluppare una certa quantità di vapore in più, in corrispondenza ad un brusco abbassamento della pressione interna.

Un esempio servirà a meglio chiarire le idee in proposito: si consideri una caldaia a regime e si supponga che un'improvvisa necessità costringa l'operatore ad aumentare notevolmente il flusso di vapore alla motrice aprendo maggiormente la valvola di intercettazione posta fra la caldaia e la motrice stessa; il brusco prelievo riduce la massa di vapore (presente nel collettore della caldaia e di conseguenza ne riduce il valore della pressione da « p_0 » (pressione normale di esercizio) a « p_1 ». È chiaro che la variazione di pressione è solo temporanea poiché il fuochista interviene, attivando la combustione, per ripristinare al più presto le condizioni di regime con una maggior produzione di vapore; prescindendo tuttavia dall'intervento esterno, le caldaie dotate di grande capacità specifica sono in condizioni di incrementare automaticamente la propria potenzialità sviluppando una maggior quantità di vapore con il semplice abbassamento della pressione interna.

Variando infatti la pressione da « p_0 » a « p_1 » varia anche la temperatura di ebollizione dal valore iniziale (t_0) ad un valore (t_1) ad esso inferiore; restano perciò disponibili un certo numero di calorie espresse da:

$$Q_d = \rho V_s(t_0 - t_1) C_m \quad (266)$$

in cui « C_m » rappresenta il calore specifico medio dell'acqua (che possiamo ritenere eguale all'unità) e con « ρV_s » si indicano i kg di liquido presenti in caldaia per ogni m^2 di superficie di riscaldamento.

Le calorie improvvisamente disponibili, espresse dalla (266), sono sufficienti per produrre l'ebollizione di altro liquido, la cui

massa (m) è calcolabile con la relazione:

$$m = \frac{Q_d}{r_1}$$

ove « r_1 » rappresenta il calore latente di vaporizzazione dell'acqua alla nuova pressione « p_1 ».

L'importanza del volante termico (ed indirettamente della capacità specifica) è evidente:

- da un punto di vista, una caldaia con grande volante termico sopporta bene le oscillazioni di pressione senza che ne risenta il funzionamento della motrice;
- dal punto di vista opposto, le conseguenze di una lesione in una caldaia con alto volante termico sono incalcolabili, poiché la pressione scende bruscamente al valore ambiente e la quantità di vapore che viene improvvisamente liberata è enorme generando un'onda esplosiva i cui effetti sono facilmente intuibili.

* * *

Le definizioni illustrate all'inizio del paragrafo ci consentono di ricavare un'altra espressione del rendimento di una caldaia; se infatti il fluido introdotto nel collettore ha un contenuto termico pari a « l_a » ed indichiamo con « l_v » il contenuto termico del vapore prodotto, **il calore utilizzato in un'ora dalla caldaia è dato da:**

$$Q_u = G_v(l_v - l_a)$$

se con « G_v » si indica la potenzialità di essa. D'altra parte, nello stesso periodo di tempo è stato bruciato un quantitativo di combustibile pari a « G_c » per cui **il calore speso si può esprimere con la relazione:**

$$Q_s = G_c P_{ci}$$

Ne segue che il rendimento della caldaia vale:

$$\eta_c = \frac{G_v(l_v - l_a)}{G_c P_{ci}} \quad (267)$$

Particolare attenzione va dedicata alla valutazione del contenuto termico (l_a) del fluido operante; se infatti ci riferiamo all'acqua che penetra nel collettore, (e di conseguenza se ne assume il relativo valore di « l_a ») si calcola con la (267) il rendimento della semplice caldaia, ma se quest'ultima è corredata di un economizzatore (cfr. par. 107) nel quale l'acqua di alimento viene preriscaldata a spese di prodotti della combustione, si deve introdurre nella (267) il valore di « l_a » riferito all'acqua che penetra nell'economizzatore stesso.

Il rendimento così calcolato riguarda evidentemente l'intero complesso e viene definito « rendimento del generatore ».

* * *

Non esiste un criterio generale per la classificazione dei generatori di vapore, in quanto le loro

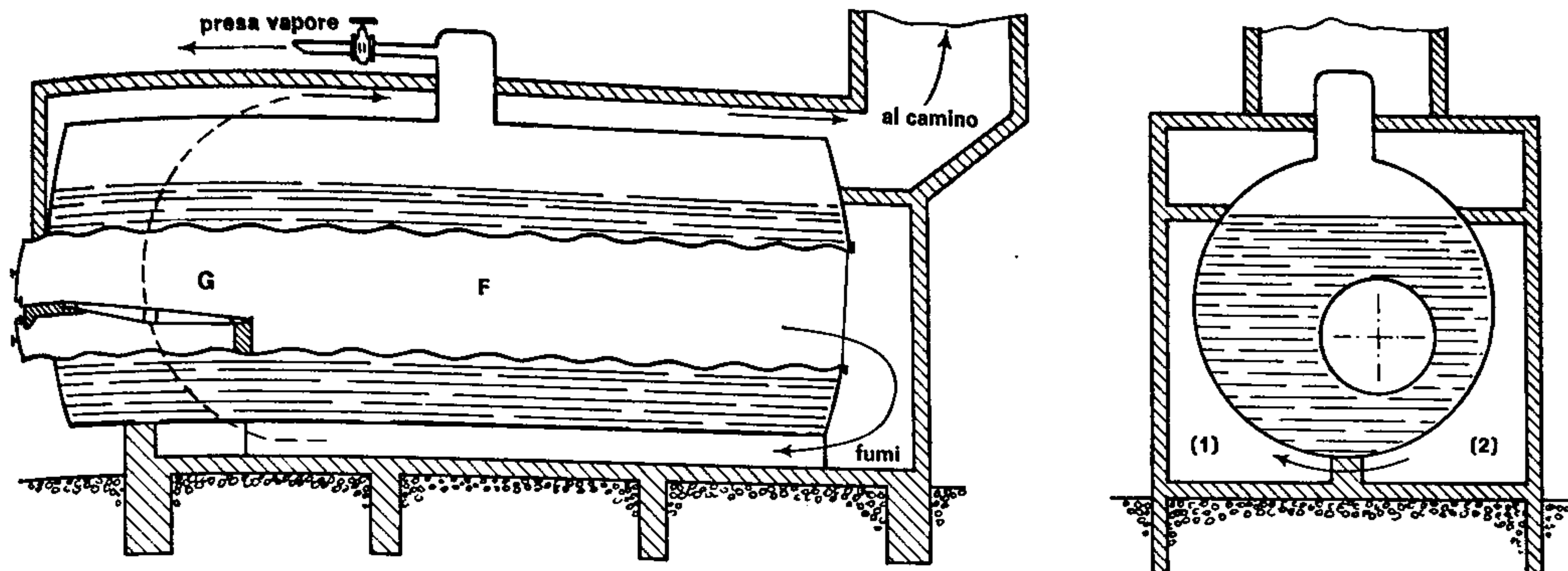


Fig. 297. Caldaia Cornovaglia (schema)

molteplici caratteristiche permettono di suddividerli, sia in base alla pressione di esercizio (generatori a bassa, media, alta ed altissima pressione) sia in base alle caratteristiche di installazione (fissi, semi-fissi, locomobili, marini ecc.) sia in funzione del tipo di focolare (esterno o interno) sia infine in relazione al volume d'acqua che contengono.

Adotteremo quest'ultimo criterio di classificazione, suddividendo i generatori in:

- **generatori a grande volume d'acqua** (detti anche «caldaie a grandi corpi») nella cui categoria figurano i tipi Cornovaglia, Cornish, Lancashire, ecc.;
- **generatori a medio volume d'acqua** (detti generalmente «a tubi di fumo») comprendenti i tipi locomobile, locomotiva, a ritorno di fiamma, ecc.;
- **generatori a piccolo volume d'acqua** (o «a tubi d'acqua») che rappresenta la categoria più comune, comprendente i tipi Babcock e Wilcox, Yarrow, Foster-Wheeler, Stirling, Niclausse, Sulzer, ecc.;
- **generatori a piccolissimo volume d'acqua** (o caldaie tubolari) comprendenti i tipi di caldaie moderne che producono vapore ad altissima pressione (Benson, Velox, Sulzer, La Mont, Löffler, ecc.);

101) CALDAIE A GRANDI VOLUMI D'ACQUA

Questa categoria comprende i tipi di caldaie più remoti, che raramente trovano oggi applicazione pratica: si tratta di caldaie costituite in genere da uno o più corpi cilindrici di notevole diametro, attraversati, in senso longitudinale, da uno o più attraversati, in senso longitudinale, da uno o più focolari anch'essi di forma cilindrica; le loro caratteristiche — in via del tutto indicativa — si possono riassumere nel seguente schema:

- produzione di vapore saturo umido, raramente surriscaldato;

- pressione di esercizio molto bassa ($6 \div 15$ at);
- potenzialità specifica ridotta;
- piccola superficie di riscaldamento;
- grande capacità specifica ($150 \div 250$ l/m²);
- grande volante termico con i relativi pregi ed inconvenienti che esso comporta.

Prototipo di questa categoria è la **caldaia Cornovaglia** (fig. 297) che può assumere talvolta dimensioni veramente notevoli con $10 \div 12$ m di lunghezza e $2 \div 2,5$ m di diametro: il cilindro maggiore è parzialmente pieno di acqua, ed il tubo focolare (F) che l'attraversa completamente, contiene nel suo interno la griglia a sbarre (G) ove il combustibile brucia producendo fumi caldissimi che percorrendo tutto il tubo sboccano in una camera di materiale refrattario che avvolge tutta la caldaia.

Opportuni diaframmi costringono i fumi a deviare, compiendo un percorso inverso che li riconduce sul fronte della caldaia, lambendo questa volta il collettore dalla parte esterna (2) e comunicando così altro calore all'acqua; i fumi ripiegano poi verso il fondo percorrendo l'altro lato del collettore ed infine sono convogliati al camino.

Il tubo focolare non è liscio ma ondulato, specie nelle grandi caldaie; le ondulazioni della lamiera possono assumere forme svariate (fig. 298) ed

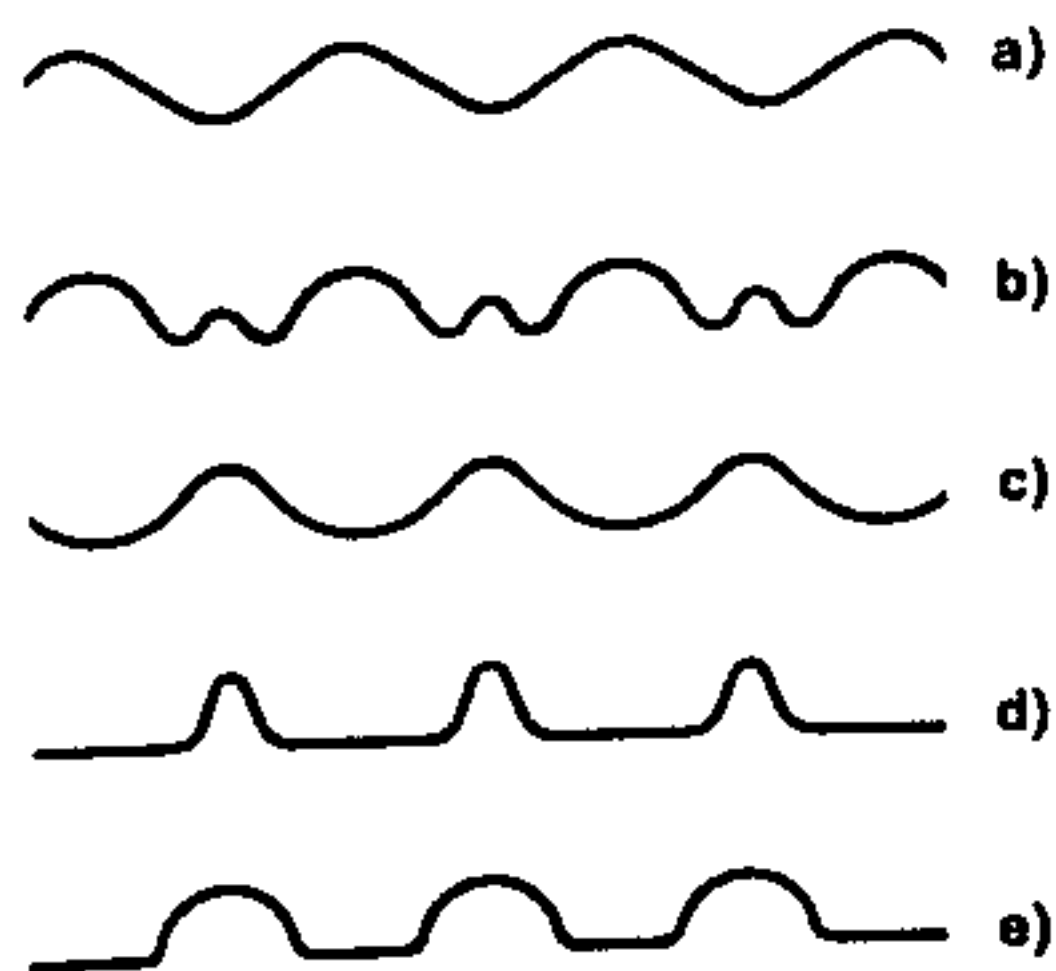


Fig. 298. Ondulazioni dei tubi-focolari: a) tipo Fox; b) tipo Deighton; c) tipo Morison; d) tipo Purver; e) tipo Holmes

hanno lo scopo principale di assorbire la differenza di dilatazioni, che si manifesta fra tubo focolare (sottoposto a temperature molto alte) e collettore dell'acqua (molto meno caldo) che in caldaie di grandi dimensioni possono essere anche notevoli. Oltre a questo motivo principale — che da solo basterebbe a giustificare il maggior costo della lamiera ondulata — si ottiene il vantaggio di una maggior resistenza all'ovalizzazione e di un aumento, seppur lieve, della superficie di riscaldamento.

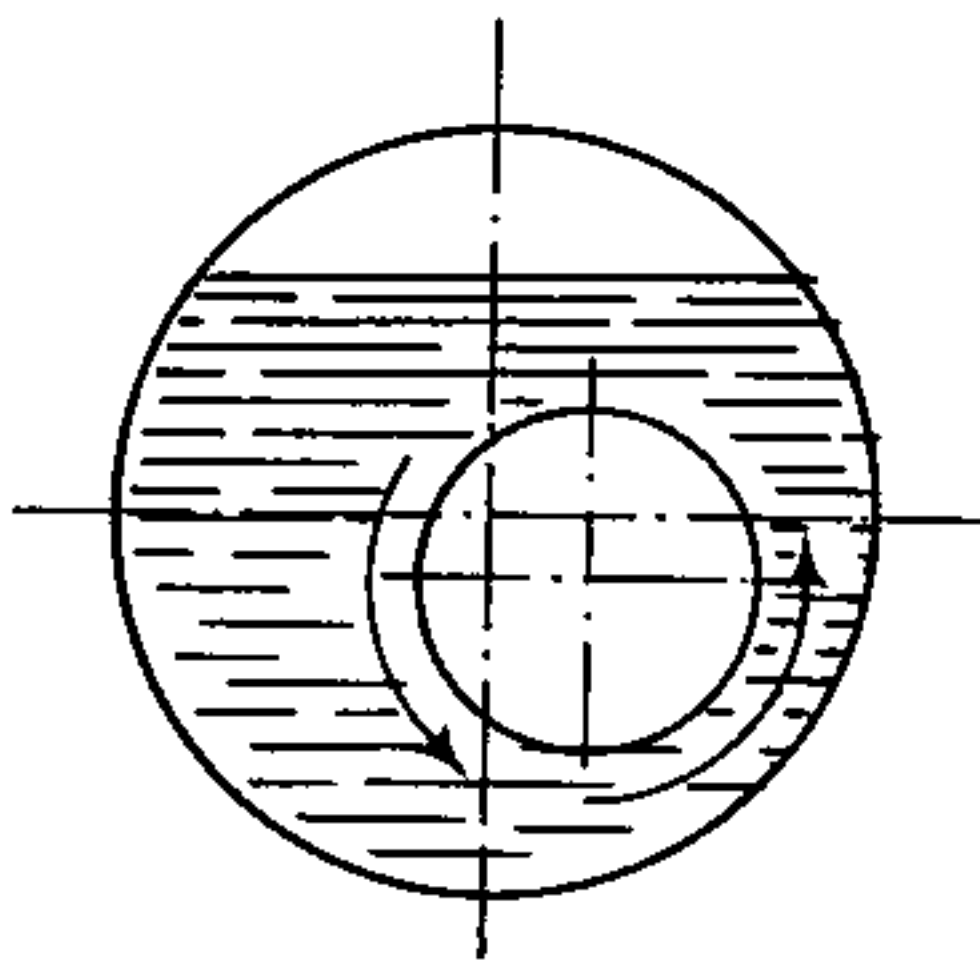


Fig. 299. Circolazione dell'acqua entro il collettore

Un'altra caratteristica fondamentale della Cornovaglia è costituita dalla posizione del focolare che è eccentrico sia rispetto alla verticale che all'asse orizzontale (fig. 299); è questa una condizione imposta dalla necessità di creare un moto di circolazione all'acqua entro il collettore onde aumentare il coefficiente di trasmissione ed impedire il surriscaldamento di qualche punto della lamiera in seguito alla formazione di bolle stagnanti.

Risulta infatti evidente dalla fig. 299, che nel vano laterale destro, il liquido — la cui massa è minore di quella di sinistra — si riscalda maggiormente, acquista un moto ascendente e richiama altra acqua dalla parte sottostante il focolare, fino a creare una circolazione continua nel senso indicato dalla freccia.

Altri tipi di caldaie, derivate dalla Cornovaglia (Lancashire) sono corredate da due o tre tubi-focolari, (fig. 300) ma la loro posizione è sempre studiata in modo da creare vani di differente ampiezza per favorire la circolazione dell'acqua.

Il livello dell'acqua contenuta nel collettore deve superare di 15 ÷ 20 cm la parte più alta del tubo-

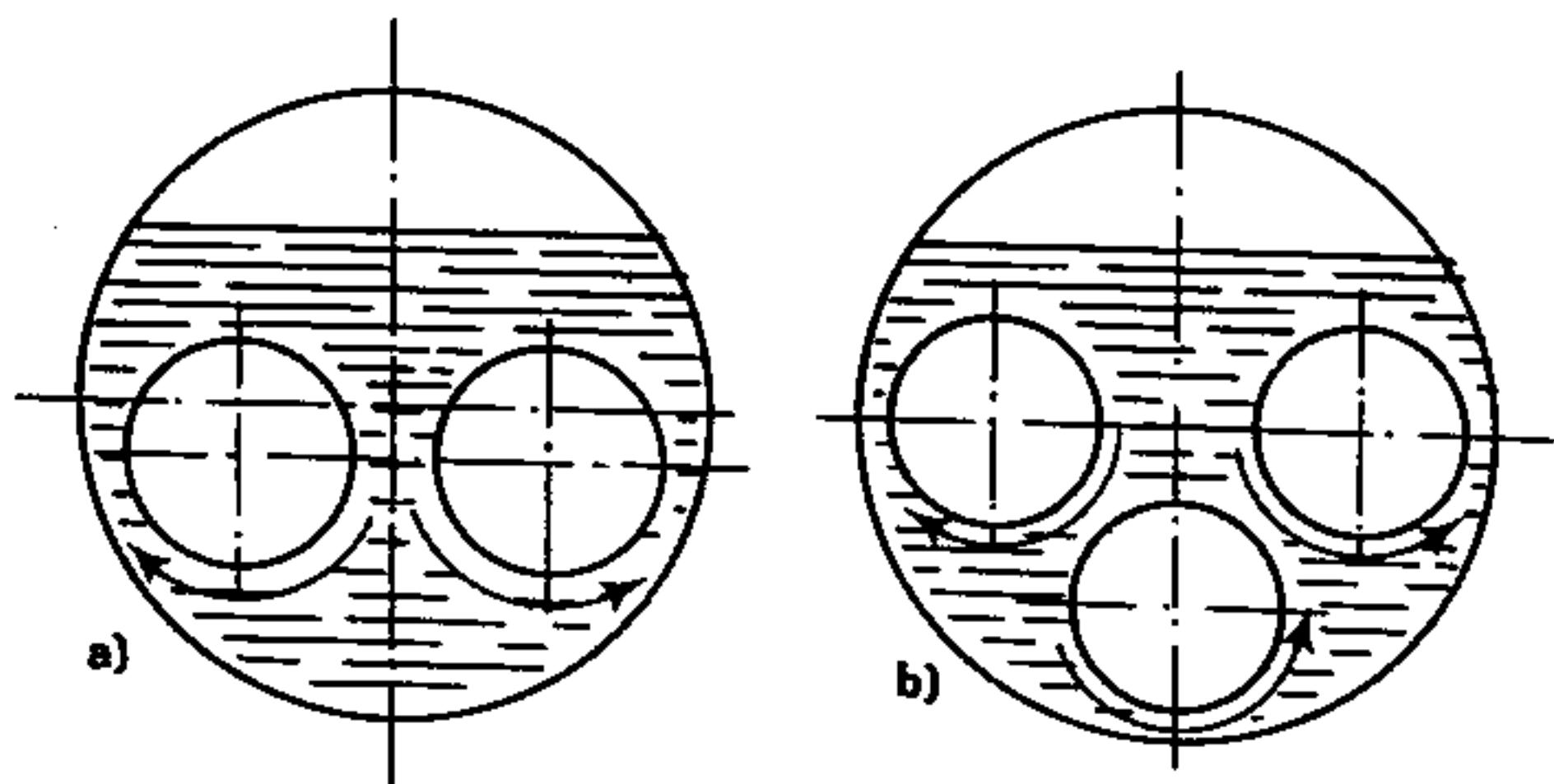


Fig. 300. Caldaie a più focolari

focolare per evitare l'eventualità di un arroventamento della lamiera che, in casi estremi, può condurre all'esplosione; secondo il regolamento di sicurezza per la condotta dei generatori, il livello minimo dell'acqua deve superare di 14 cm il cielo del focolare, e contemporaneamente deve essere di almeno 8 cm più alto della linea che delimita superiormente la superficie di riscaldamento. Caldaie di questo tipo non possono essere impiegate in marina, poiché i movimenti di rollio e di beccheggio potrebbero ripetutamente e periodicamente scoprire la parte alta del focolare.

Le caldaie Cornovaglia e quelle da esse derivate, sono in genere adottate laddove necessiti vapore saturo; tale vapore — sempre umido in quanto coesistente con il liquido nel collettore — viene prelevato da una appendice cilindrica posta sulla sommità del collettore e denominata « **duomo di vapore** » affinché risulti meno umido possibile in relazione alla maggior distanza fra la bocca di presa e la superficie liquida.

Talvolta alcune caldaie Cornovaglia rimodernate, sono state adattate alla produzione di vapore surriscaldato (a temperatura non molto alta) inserendo un fascio di tubi surriscaldatori nella camera laterale esterna al collettore, in cui i fumi hanno ancora una temperatura piuttosto alta (fig. 301); nella camera posta dall'altro lato, si inserisce anche un preriscaldatore dell'acqua di alimento (detto « economizzatore ») per utilizzare meglio il calore residuo.

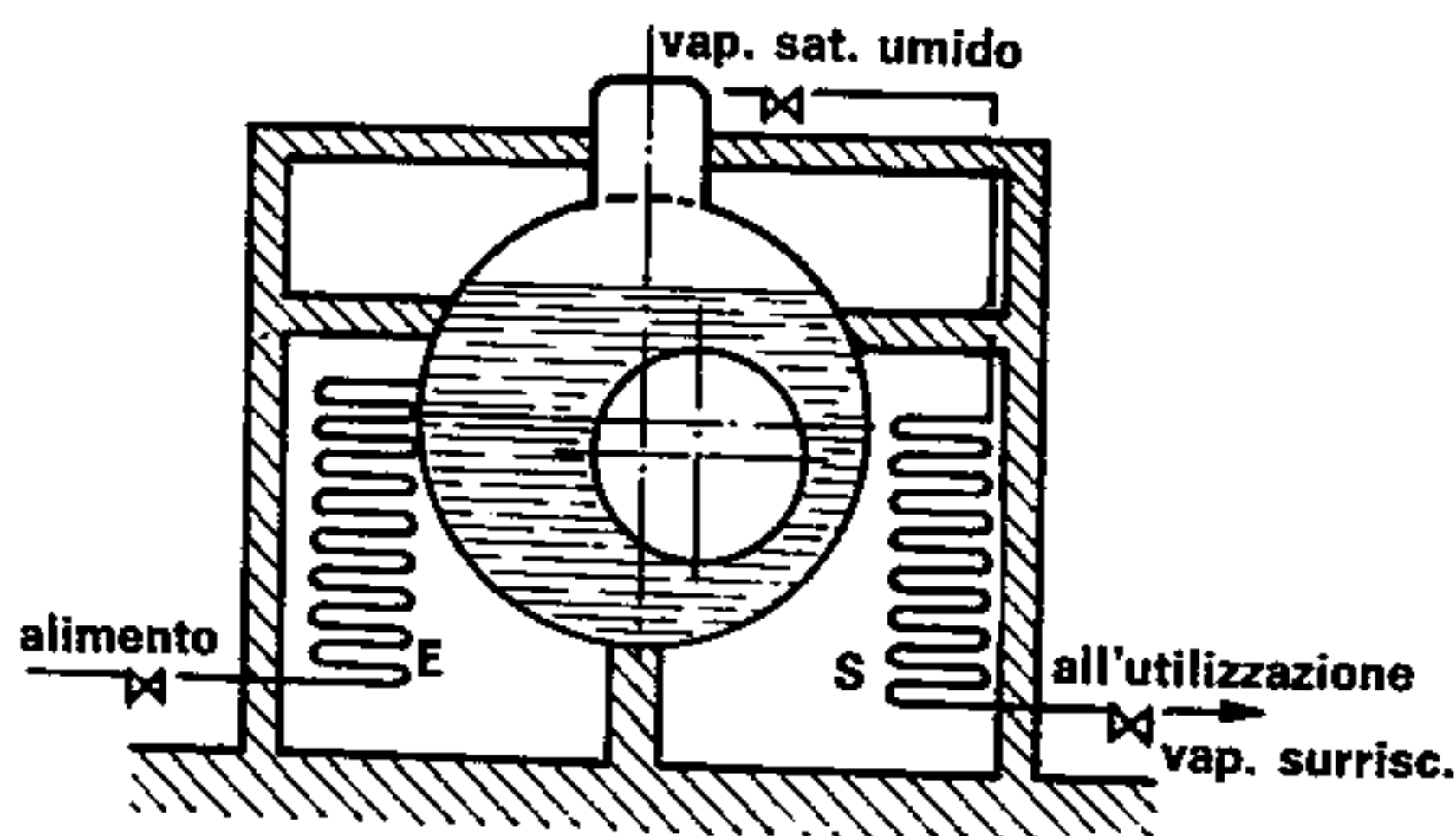


Fig. 301. Economizzatore e surriscaldatore in una Cornovaglia (schema)

In definitiva, il circuito risulta così composto: l'acqua, a bassa temperatura, spinta dalla pompa di alimento perviene al fascio economizzatore (E) in cui eleva la sua temperatura fino ad un valore prossimo a quello di ebollizione; viene indi introdotta nel collettore ove vaporizza, ed il vapore umido prodotto viene prelevato dal duomo ed inviato nel surriscaldatore (S) ove subisce il necessario essiccamento per essere poi condotto all'utilizzazione.

Per il calcolo della superficie di riscaldamento (S_r) di una caldaia Cornovaglia a 3 giri di fumo, si suppone che i percorsi esterni dei prodotti della combustione interessino $2/3$ della superficie del corpo cilindrico, mentre, per quanto concerne il tubo-focolare è evidente che tutta la sua superficie partecipa allo scambio di calore.

Indicando perciò con:

- «D» il diametro del collettore esterno;
- «d» il diametro del tubo-focolare;
- «L» la loro lunghezza;
- «z» il numero dei tubi focolari;

la superficie di riscaldamento si esprime con la relazione:

$$S_r = \frac{2}{3} \pi DL + z \pi dL \quad (268)$$

nel caso di focolari ondulati, si inserisce un coefficiente moltiplicatore « α » per tener conto della maggiorazione dovuta alle ondulazioni:

$$S_r = \frac{2}{3} \pi DL + \alpha z \pi dL \quad (269)$$

ritenendo mediamente $\alpha = 1,05 \div 1,1$.

È facile rilevare che le caldaie a grandi corpi presentano una lunga serie di inconvenienti, alcuni dei quali di importanza notevole nell'economia dell'esercizio:

- pressione bassa, scarsa superficie di riscaldamento, scarsa potenzialità, notevole peso ed ingombro, lunghi periodi di preriscaldamento prima di raggiungere le condizioni di regime e pericolo di esplosioni con conseguenze catastrofiche.

Di contro costituiscono indubbi pregi il grande valore del volante termico che le rende adatte a sopportare bene le oscillazioni di regime e permette anche l'alimentazione intermittente, la semplicità di costruzione, di manutenzione e la facilità di accesso in ogni parte del complesso il che agevola le operazioni di pulizia.

102) CALDAIE A TUBI DI FUMO

Lo sfruttamento industriale dell'energia termica richiede — come vedremo meglio nel prossimo volume — caldaie con alta potenzialità specifica e con pressioni di esercizio sempre più elevate, caratteristiche queste tutt'altro che adatte alle Corno-vaglia e ai tipi da esse derivate.

La pressione di esercizio può essere innalzata solo diminuendo il diametro del collettore (e quindi il suo volume) per non essere costretti ad aumentare troppo lo spessore delle pareti metalliche⁽¹⁾. Per quanto concerne la potenzialità specifica, questa può essere aumentata con una maggior somministrazione di calore all'acqua della caldaia; ricordando la formula (239) ricavata nel par. 93, che nel

1. Ricordiamo ancora una volta che lo spessore « δ » di un corpo cilindrico di raggio « r » soggetto alla pressione interna « p », si calcola con la formula:

$$\delta = \frac{pr}{k}$$

caso attuale diviene:

$$Q = S_r K (t_1 - t_2)$$

è facile da essa rilevare che il valore di « Q » aumenta:

- a) aumentando la superficie di riscaldamento (S_r);
- b) aumentando il valore del coefficiente di trasmissione (K);
- c) aumentando la temperatura dei fumi (t_1) e perciò quella prodotta dalla combustione.

La condizione esposta al punto a) è la più intuitiva ed ebbe immediata applicazione con il progressivo passaggio dalle caldaie a focolare cilindrico a quelle corredate da una serie di tubi entro i quali erano costretti a passare i prodotti della combustione; ebbero così origine le «caldaie a tubi di fumo» dette anche «a medio volume d'acqua» poiché con l'adozione del sistema a fascio tubiero fu possibile ridurre le dimensioni e di conseguenza la massa di liquido in esse contenuta.

L'intento di aumentare il valore del coefficiente di trasmissione (K) porta a diverse conclusioni; ricordando che:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h'} + \frac{s}{c} + \frac{1}{h''}$$

si nota che è possibile influire sul valore di « K » migliorando i valori dei coefficienti parziali h' ed h'' (non essendo possibile variare il valore di « c » che dipende dal materiale impiegato) o riducendo lo spessore « s » delle pareti, soluzione tuttavia inconciliabile con l'aumento della pressione di esercizio. **Si consegue perciò un incremento della quantità di calore somministrato al fluido:**

- aumentando la velocità di circolazione dei fumi e la loro turbolenza (perché aumenta h');
- aumentando il grado di agitazione dell'acqua in caldaia (cresce il valore di h'');
- alimentando con acqua molto pura; questo accorgimento favorisce ulteriormente l'aumento del coefficiente h'' oltre a costituire una necessaria precauzione per salvaguardare l'integrità delle lamiere.

Oltre a quanto sopraddetto, si tende a migliorare il rendimento del generatore cercando di utilizzare fino all'ultimo il calore contenuto nei prodotti della combustione, preriscaldando l'acqua di alimento (prima di immetterla nel collettore) e l'aria comburente; con quest'ultimo accorgimento si eleva sensibilmente la temperatura dei fumi entro la camera di combustione come previsto al punto c).

Le caratteristiche fondamentali delle caldaie a tubi di fumo possono essere così sintetizzate:

- produzione di vapore saturo o spesso surriscaldato;
- pressione di esercizio 12÷30 atc;

- potenzialità specifica discreta;
- capacità specifica oscillante fra 70 e 130 l/m².

A questa categoria appartengono la « locomobile » la « caldaia locomotiva » e quella detta « a ritorno di fiamma » della quale esistono diverse versioni fra cui quella definita « marina » in virtù della sua compattezza.

La « caldaia locomobile » può essere considerata come un primo tentativo di perfezionamento della Cornovaglia (fig. 302): il tubo-focolare è molto più corto (poco più della lunghezza della griglia) e termina con una piastra in cui vengono fissati, mediante mandrinatura, numerosi tubi che percorrono tutto il corpo cilindrico, immersi nell'acqua, fino a sboccare alla base del camino.

È chiaro che sostituendo il grande tubo focolare con una serie di tubi di medio diametro (60 ÷ 100 mm) si aumenta notevolmente la superficie di scambio, anche se si rinuncia, in qualche caso, ai due giri esterni di fumi come era previsto nella Cornovaglia.

In alcuni tipi impiegati in impianti fissi, vengono tuttavia mantenuti i due giri di fumi esterni racchiudendo il complesso entro una muratura refrattaria munita di opportuni diaframmi deviatori.

La lunghezza ridotta del focolare permette di evitare l'impiego della lamiera ondulata, anche se talvolta tale accorgimento viene mantenuto al solo scopo di aumentare la superficie di scambio.

Per il calcolo della superficie di riscaldamento (S_r) di una caldaia locomobile, poiché sia il focolare che i tubi sono completamente avvolti dall'acqua, si può usare la formula:

$$S_r = \pi DL + n\pi dl \quad (270)$$

in cui:

- « D » è il diametro del tubo focolare;
- « L » la sua lunghezza;
- « d » il diametro dei singoli tubi di fumo;
- « l » la loro lunghezza;
- « n » il loro numero.

Nell'eventualità che il focolare non sia piano ma ondulato, si può inserire il consueto coefficiente correttivo « α » già citato al par. precedente:

$$S_r = \alpha\pi DL + n\pi dl \quad (271)$$

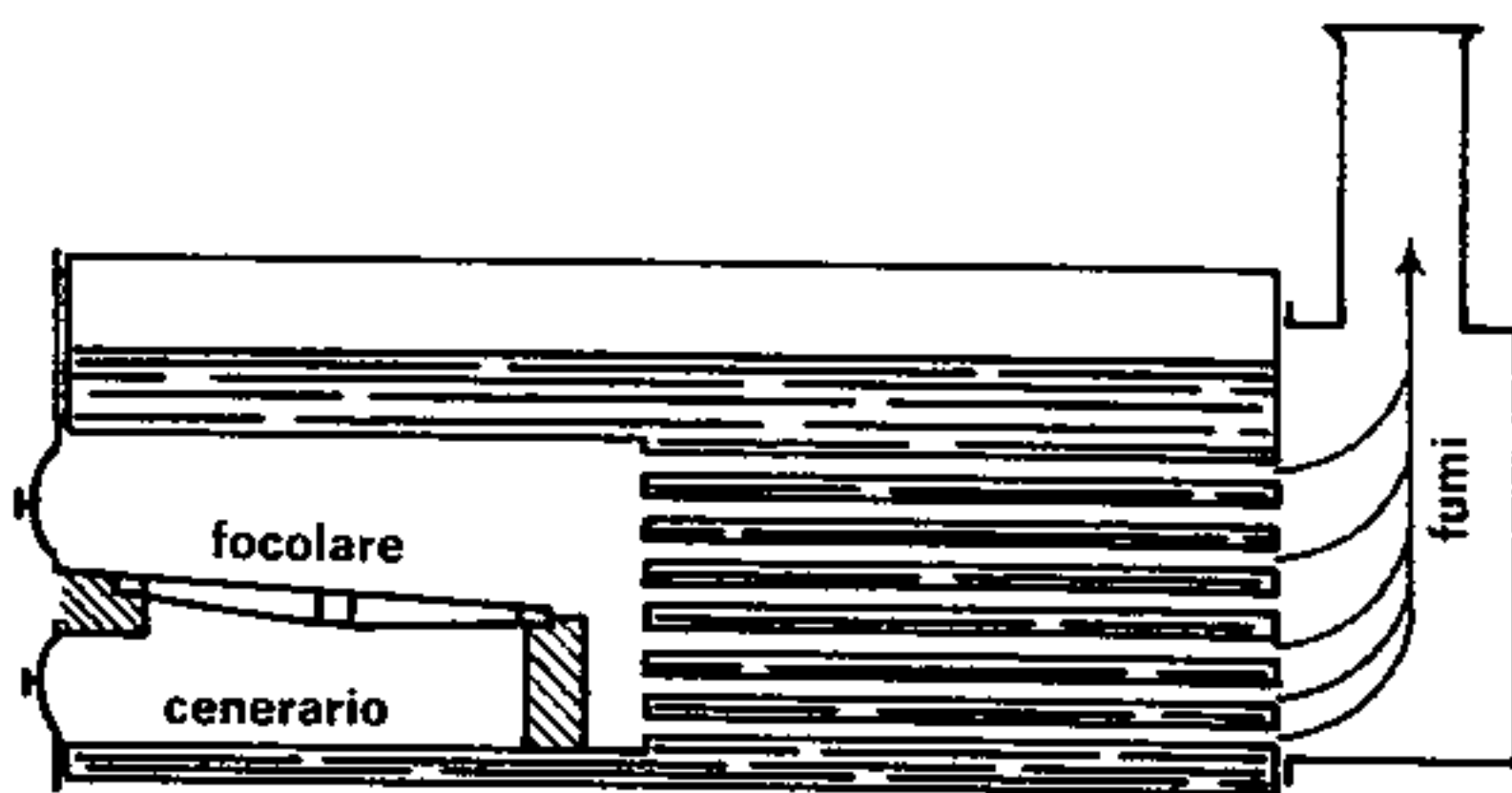


Fig. 302. Caldaia locomobile (schema)

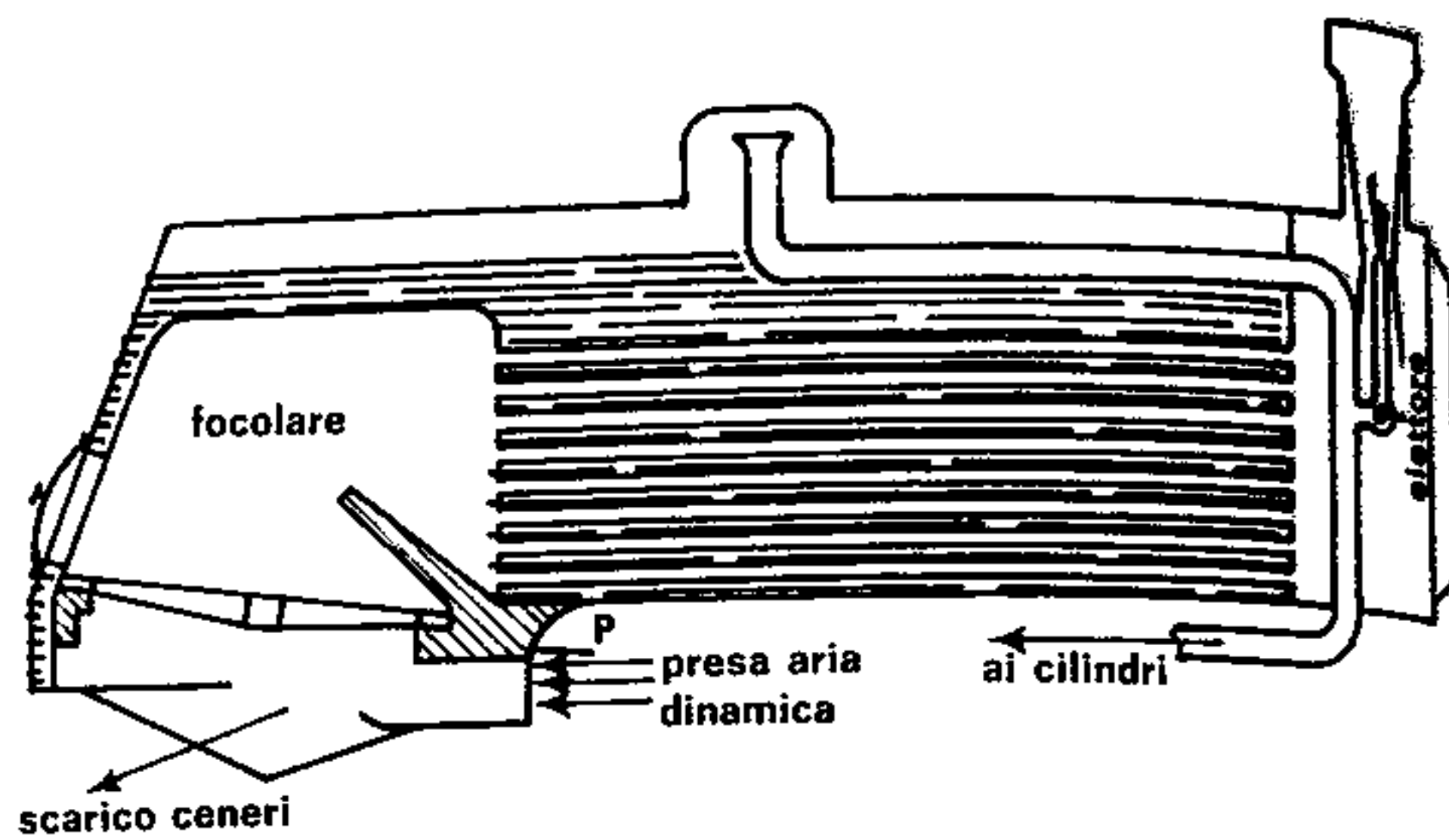


Fig. 303. Caldaia locomotiva (schema)

La caldaia tipo « locomotiva » costituisce un ulteriore perfezionamento della locomobile: il focolare viene allargato, rinunciando alla forma cilindrica, ed assume l'aspetto di una cassa prismatica (in rame) contenuta in una seconda cassa in lamiera di acciaio (fig. 303).

Scompare il cenerario, in quanto le ceneri e le scorie vengono espulse direttamente all'esterno attraverso la parte inferiore che è aperta; tale apertura consente di realizzare un tiraggio misto, in quanto, in condizioni di moto, una portella mobile (P) permette di creare una presa d'aria dinamica, mentre alle basse andature il tiraggio è assicurato da un eiettore a vapore che, innestato alla base del camino, provoca una forte aspirazione.

I tubi di fumo sono di diametro più piccolo di quelli della locomobile (50 ÷ 70 mm) eccetto quelli superiori che sono più ampi (120 ÷ 150 mm) per permettere di introdurre in essi il fascio surriscaldatore. La variazione di forma del focolare consente grandi superfici di griglia e notevole potenzialità; la pressione di esercizio varia da 12 ate fino a 25 ate e non sono rari i tentativi effettuati per raggiungere pressioni maggiori.

Il surriscaldatore è realizzato (fig. 304) mediante tubi

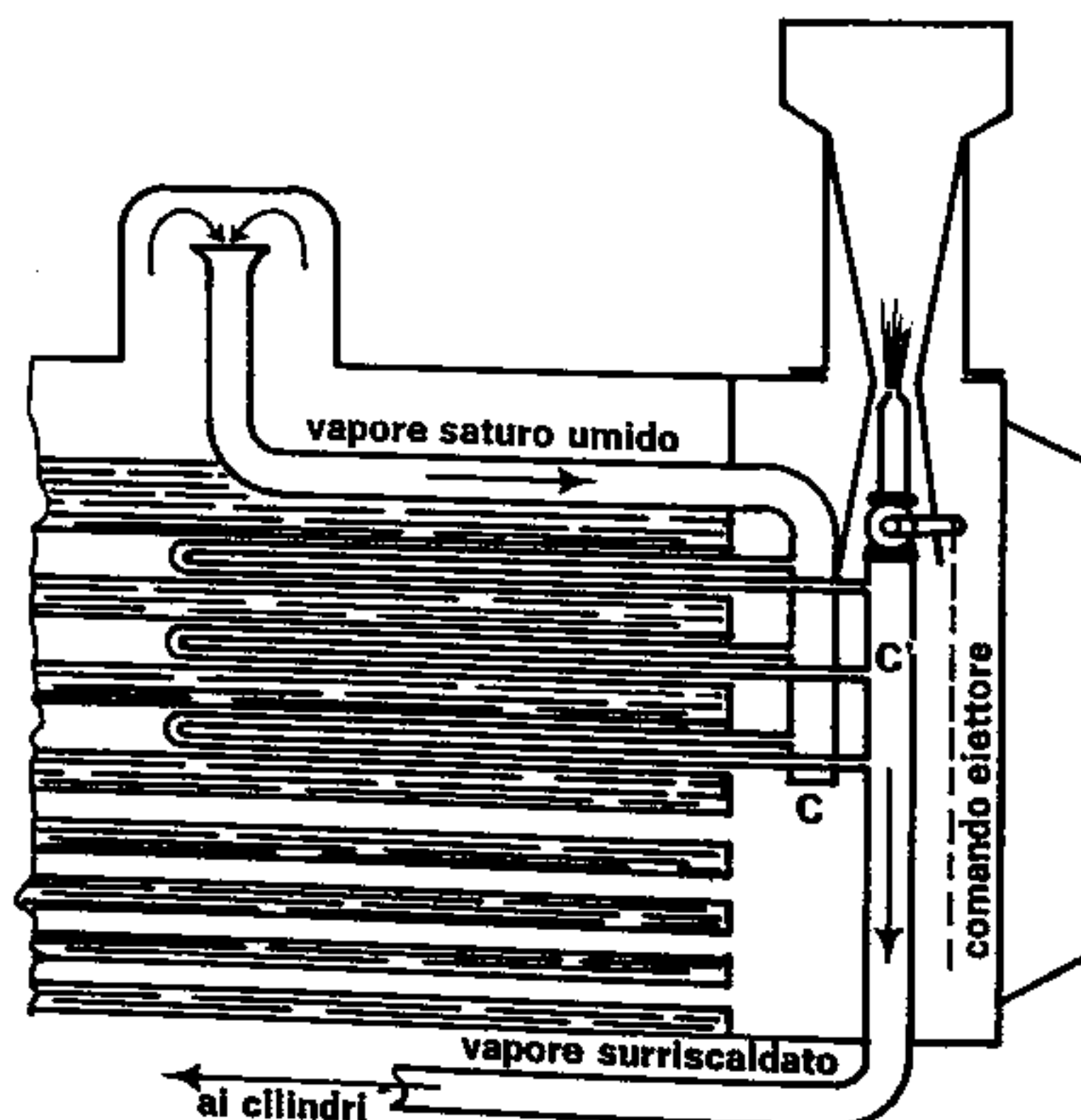


Fig. 304. Surriscaldatore in una caldaia locomotiva (schema)

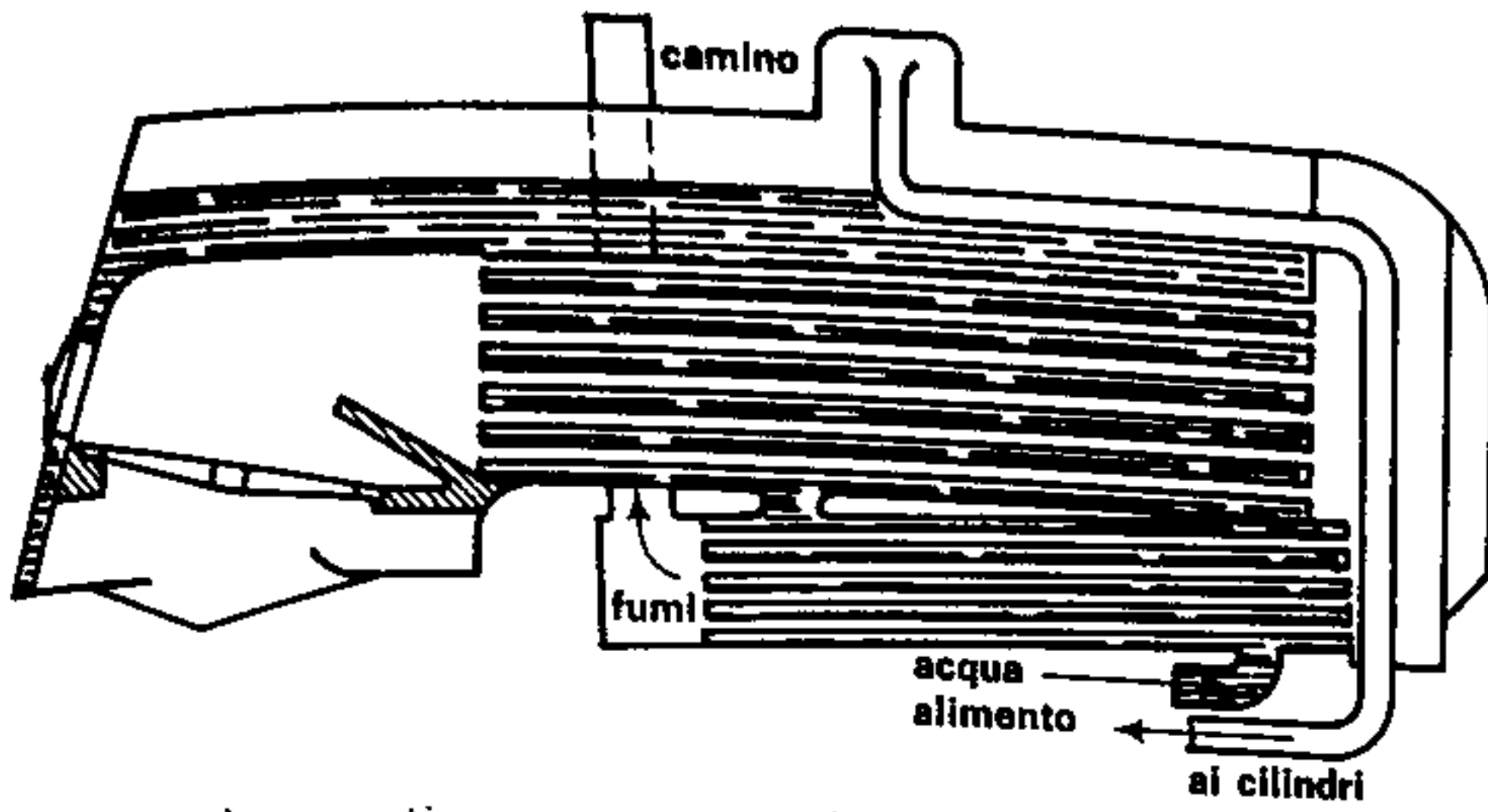


Fig. 305. Locomotiva con economizzatore (schema)

di acciaio di piccolo diametro (30 ÷ 35 mm) piegati ad « U » ed introdotti per circa 1 m di profondità entro i tubi di fumo superiori; il vapore prelevato dal duomo perviene ad un piccolo collettore interno (C) cui sono collegati i singoli tubi surriscaldatori, vi penetra e si distribuisce nei vari elementi percorrendo nei due sensi il tubo di fumo, ed infine viene raccolto in una seconda camera (C') ed inviato ai cilindri della motrice.

La temperatura di surriscaldamento può raggiungere i 300 °C.

È previsto un sistema a comando manuale o automatico per escludere il surriscaldatore durante le fermate; è chiaro infatti che il vapore stagnante in esso a causa del basso coefficiente di trasmissione potrebbe provocare l'arroventamento dei tubi causando danni gravissimi.

Non sono rare le caldaie di questo tipo, in cui, per migliorare il rendimento sono stati installati un economizzatore ed un preriscaldatore dell'aria comburente, posti lateralmente od inferiormente alla caldaia, che sfruttano sia il residuo calore dei fumi, sia quello contenuto nel vapore di scarico dei cilindri (fig. 305).

La caldaia « a ritorno di fiamma » realizza una maggior superficie di scambio senza peraltro ricorrere alle complicazioni costruttive della locomotiva; in più la sua forma compatta la rende particolarmente adatta all'impiego in marina in quanto le oscillazioni non influiscono molto sul livello dell'acqua e non si rischia l'arroventamento dei tubi. Lo schema di tale caldaia è riportato in fig. 306: i tubi focolari (in genere due) sono molto corti e terminano in una camera, ove i fumi sono costretti ad invertire il moto imboccando una serie di tubi posti superiormente che li riconducono sul fronte della caldaia da dove si diparte il camino; il livello dell'acqua dovrà in ogni caso superare di almeno 20 cm il più alto dei tubi di ritorno.

Il surriscaldatore (S) può eventualmente trovare posto nella camera (C) dove i fumi hanno ancora una temperatura sufficientemente alta, mentre l'eventuale economizzatore (E) potrà essere installato alla base del camino sul fronte della caldaia secondo lo schema di fig. 307; nel campo navale, dove,

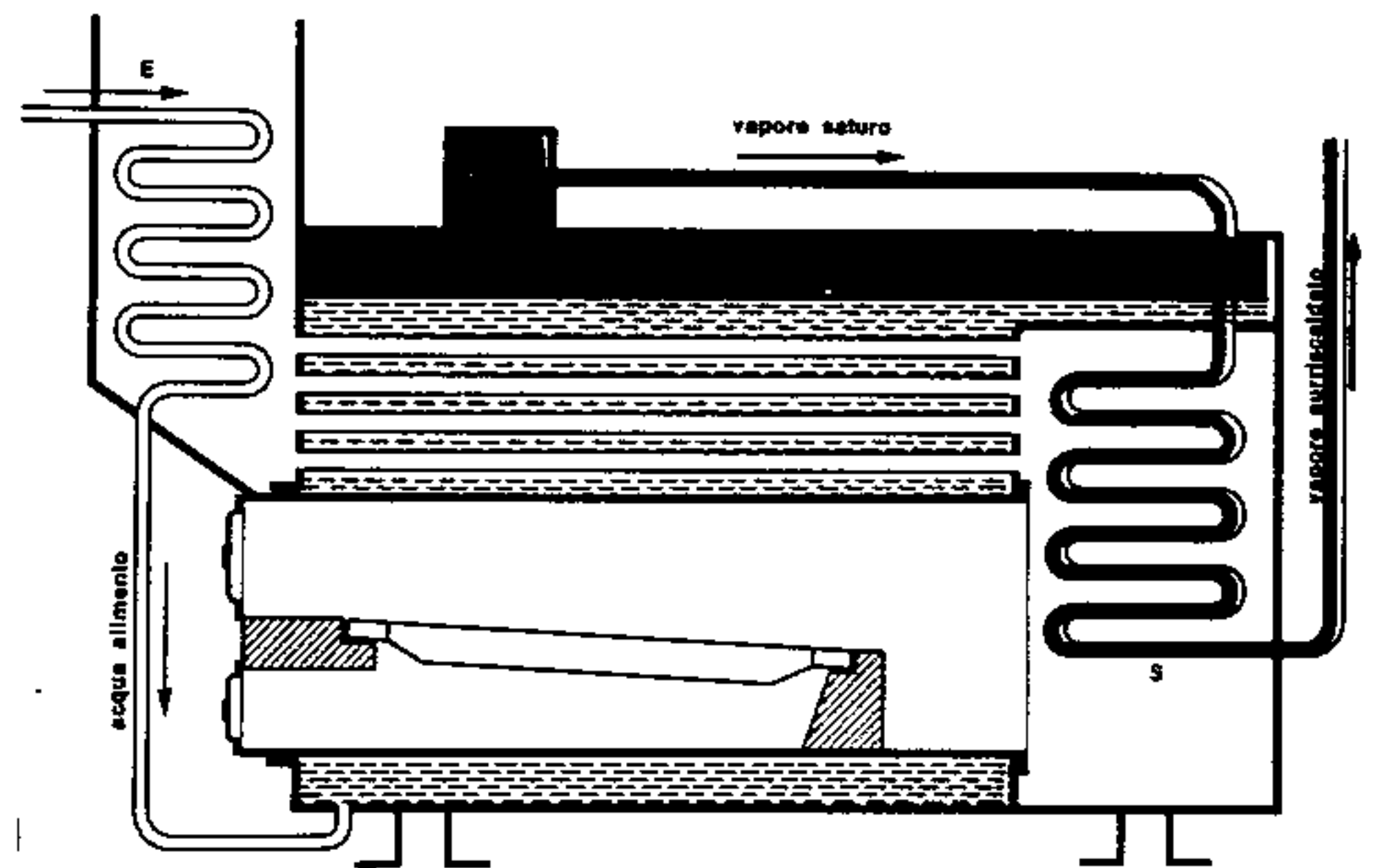


Fig. 307. Schema semplificato di caldaia a ritorno di fiamma con economizzatore e surriscaldatore

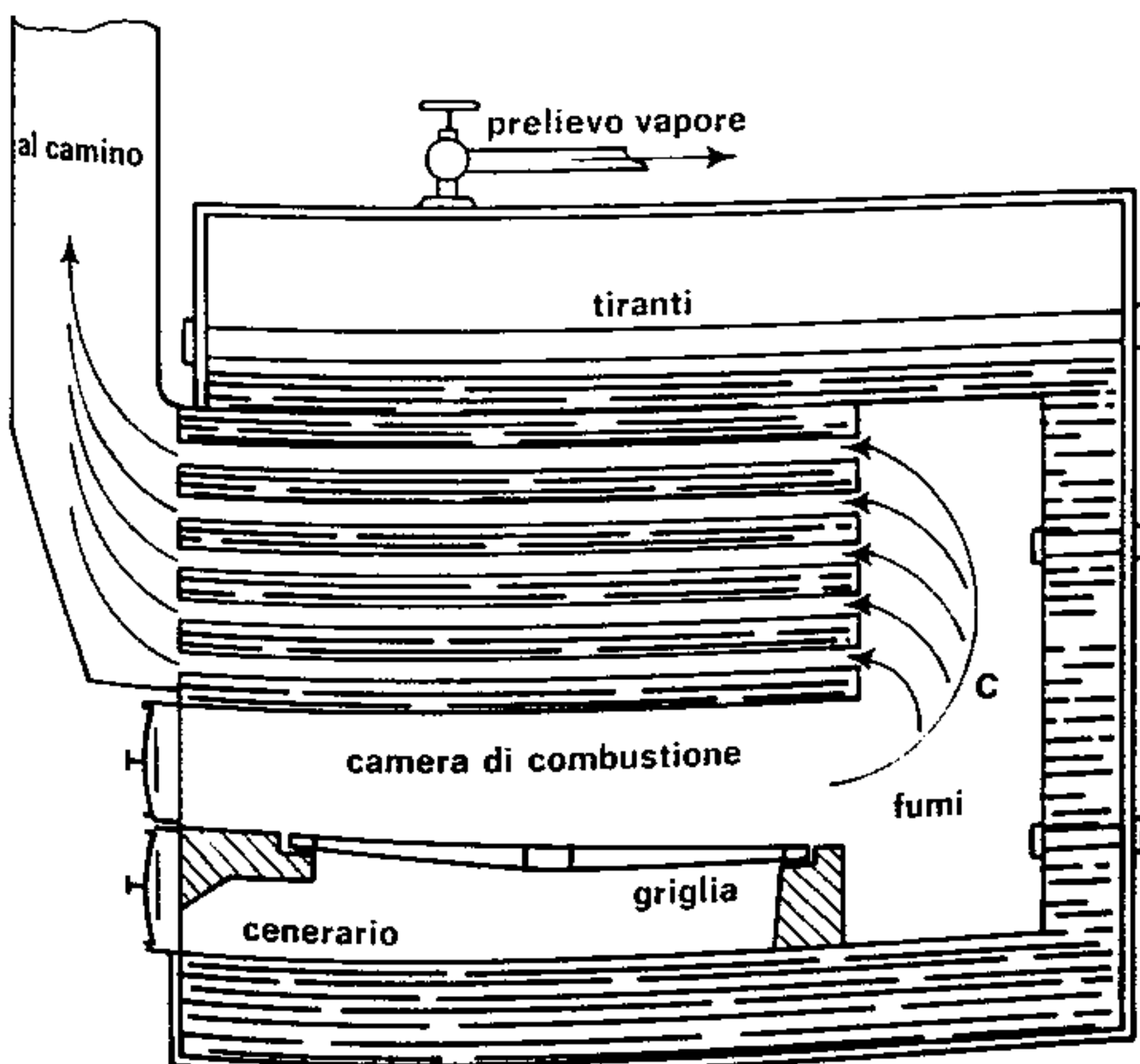
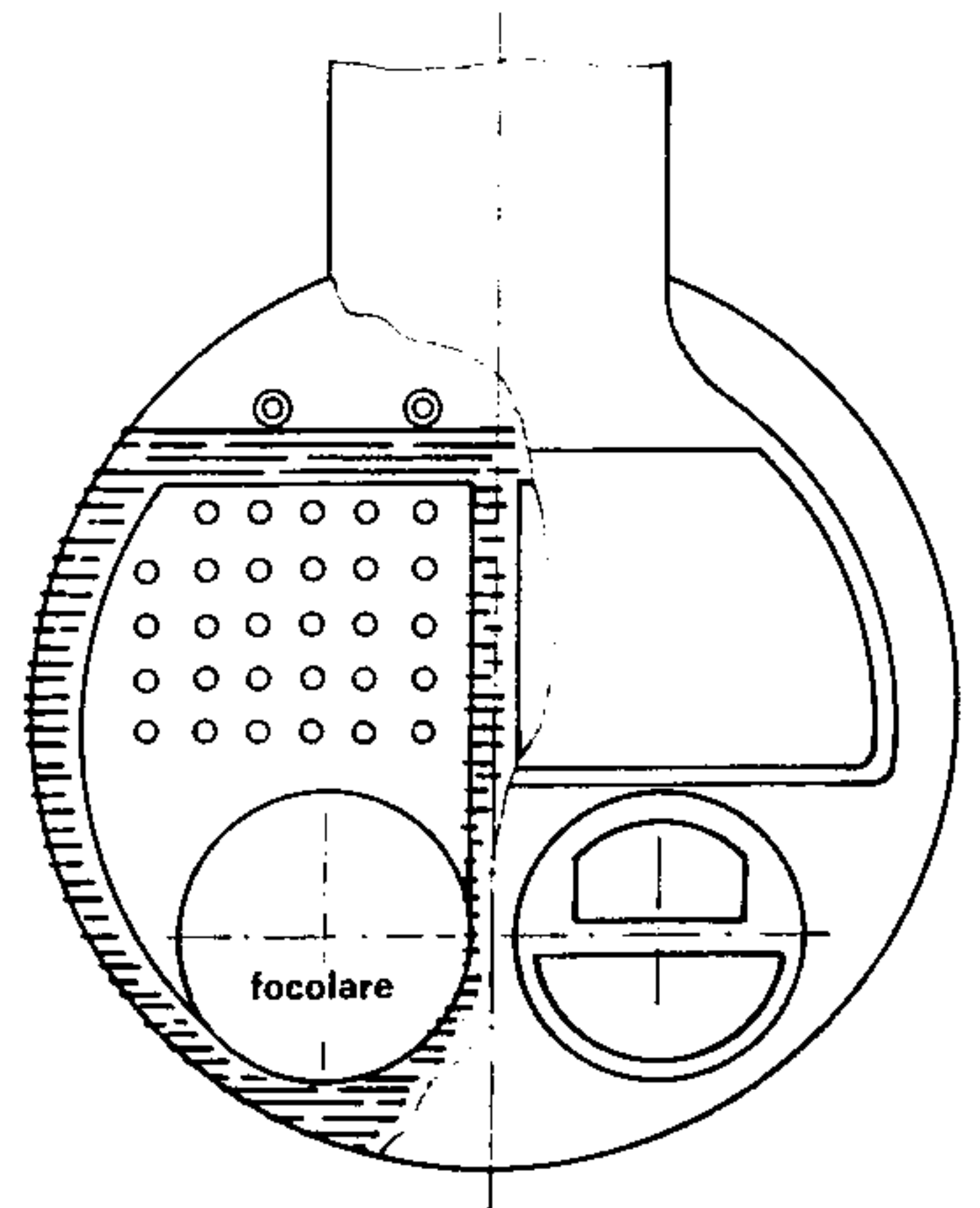


Fig. 306. Caldaia a ritorno di fiamma (schema)



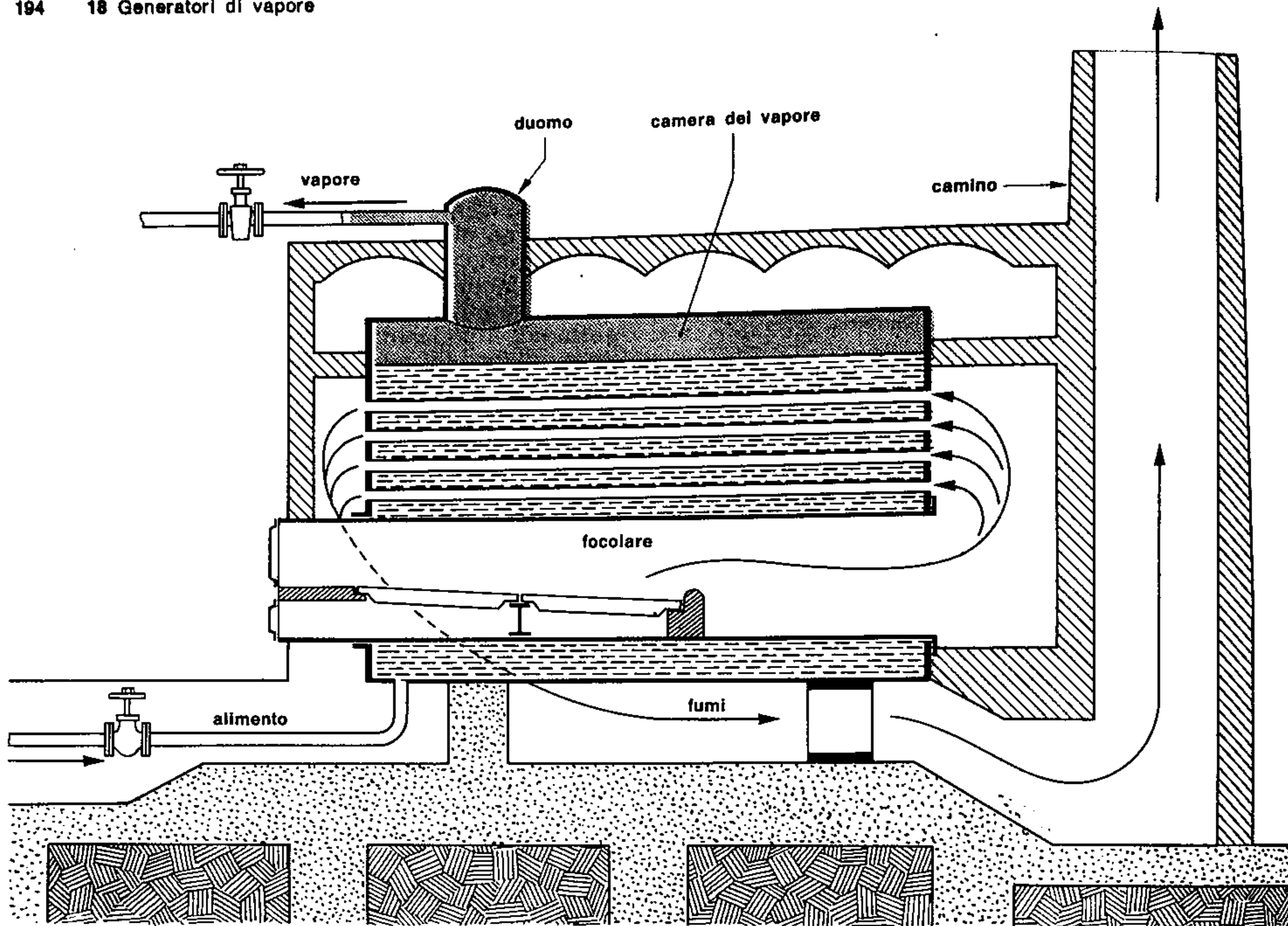


Fig. 308. Caldaia fissa a ritorno di fiamma con tre giri di fumi (schema)

per motivi di continuità di esercizio, si preferisce ripartire la produzione su due o più generatori, le caldaie a ritorno di fiamma vengono accoppiate due a due ponendo a contatto le facce posteriori (caldaie bifronti).

Nella fig. 308 infine è illustrata una caldaia di questo tipo per impianti terrestri fissi, atta a realizzare un miglior recupero del calore poiché i fumi uscenti dal fascio tubiero superiore vengono deviati da una muratura in materiale refrattario e ricondotti a lambire il fianco del collettore prima di avviarsi al camino che in questo caso è posto nella parte posteriore del generatore.

103) CALDAIE A TUBI D'ACQUA

La necessità di elevare la pressione in caldaia e di raggiungere temperature di surriscaldamento sempre più elevate, porta come immediata conseguenza ad una riduzione delle dimensioni del collettore cilindrico e quindi del volume d'acqua in esso presente. Si perviene così alla categoria dei generatori a piccolo volume d'acqua consistenti in

un collettore di dimensioni ridotte e di una serie di tubi (detti «tubi bollitori») entro i quali il liquido subisce la graduale trasformazione in vapore. **Queste caldaie presentano molti vantaggi nei confronti di quelle esaminate in precedenza:**

- maggior produzione specifica;
- pressione di esercizio più elevata;
- più alte temperature di surriscaldamento;
- rapidità di messa a regime;
- capacità specifica oscillante fra 50 e 70 l/m²;
- minori pericoli di esplosione, e qualora ciò si dovesse verificare, minori danni all'impianto.

Di contro, sono molto sensibili alle oscillazioni di regime, richiedono un assiduo controllo dei livelli, ed alimentazione con acqua molto pura poiché le eventuali incrostazioni si depositano nell'interno dei tubi, riducendo il valore del coefficiente di trasmissione acqua-parete.

Il principale problema delle caldaie a tubi d'acqua, è quello di assicurare la circolazione del liquido nell'interno dei tubi, senza di che, diminuisce il coefficiente di trasmissione e si creano pericolose disuniformità di temperatura fra le varie parti della

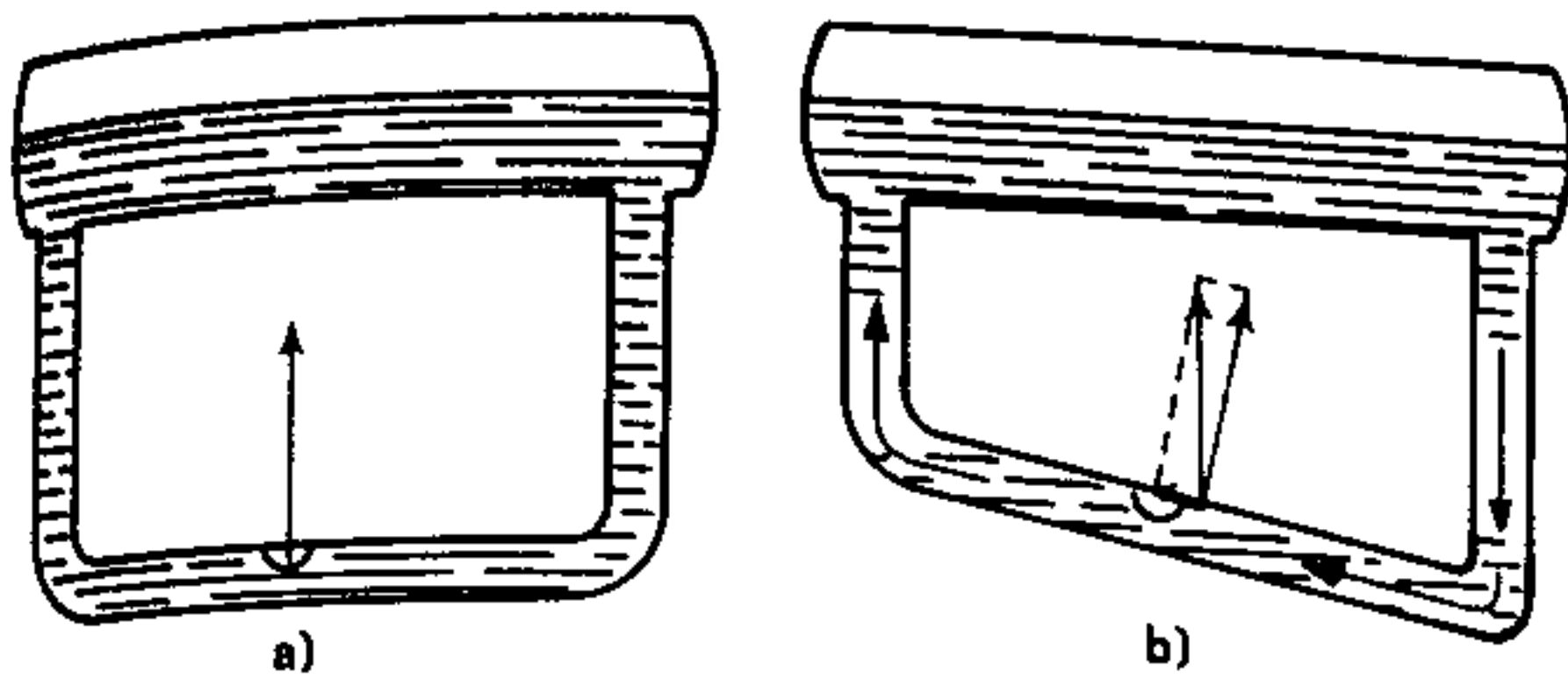


Fig. 309. Principio della circolazione nelle caldaie a tubi d'acqua

caldaia. Nella maggior parte dei casi, si ricorre alla **circolazione naturale** basata sulla differenza fra la densità del liquido e quella della miscela liquido-vapore che si forma gradualmente; affinché si possa realizzare una sensibile circolazione è necessario però che i tubi bollitori non siano disposti orizzontalmente, ma più o meno inclinati.

Ci si può rendere conto di questa necessità esaminando le due ipotesi prospettate nella fig. 309a) e b): nel primo caso, l'acqua contenuta nel tubo inferiore, per effetto della somministrazione di calore (Q), inizia la vaporizzazione, dando origine ad alcune bolle di vapore che, per la loro minor densità tenderebbero a salire ma ne sono impediti dalla parte superiore del tubo; queste bolle aderiscono perciò al tubo ed ivi si stabilizzano portando, come

conseguenza, ad un'incremento della temperatura della parete senza peraltro permettere la circolazione del liquido.

Ben diverso è il comportamento delle bolle nel caso della fig. 309b): la componente della spinta ascendente le costringe a scivolare lungo il tubo, fino a sboccare nel condotto verticale, dal quale possono poi entrare nel collettore superiore; il loro moto richiama altro liquido che discende dal collettore verso la parte più bassa del tubo inclinato. **La circolazione è tanto più attiva quanto maggiori sono l'inclinazione del tubo e la somministrazione di calore e quanto minore è il diametro del tubo stesso.** Le caldaie di questa classe a seconda della inclinazione dei tubi bollitori si suddividono in:

- Caldaie a tubi sub-orizzontali (Babcock e Wilcox, Naeyer, Belleville, Hohenstein, Niclausse, ecc.) con tubi molto prossimi all'orizzontale.
- Caldaie a tubi sub-verticali (Foster Wheeler, Yarrow, Stirling, Tosi, Sulzer, Thornycroft, Steimüller, ecc.) con disposizione dei tubi molto prossima alla verticale.

La principale esponente del primo gruppo è la caldaia « **Babcock e Wilcox** » (fig. 310) della quale esistono diverse versioni e vari tipi da essa derivati: nel suo schema più classico è costituita da

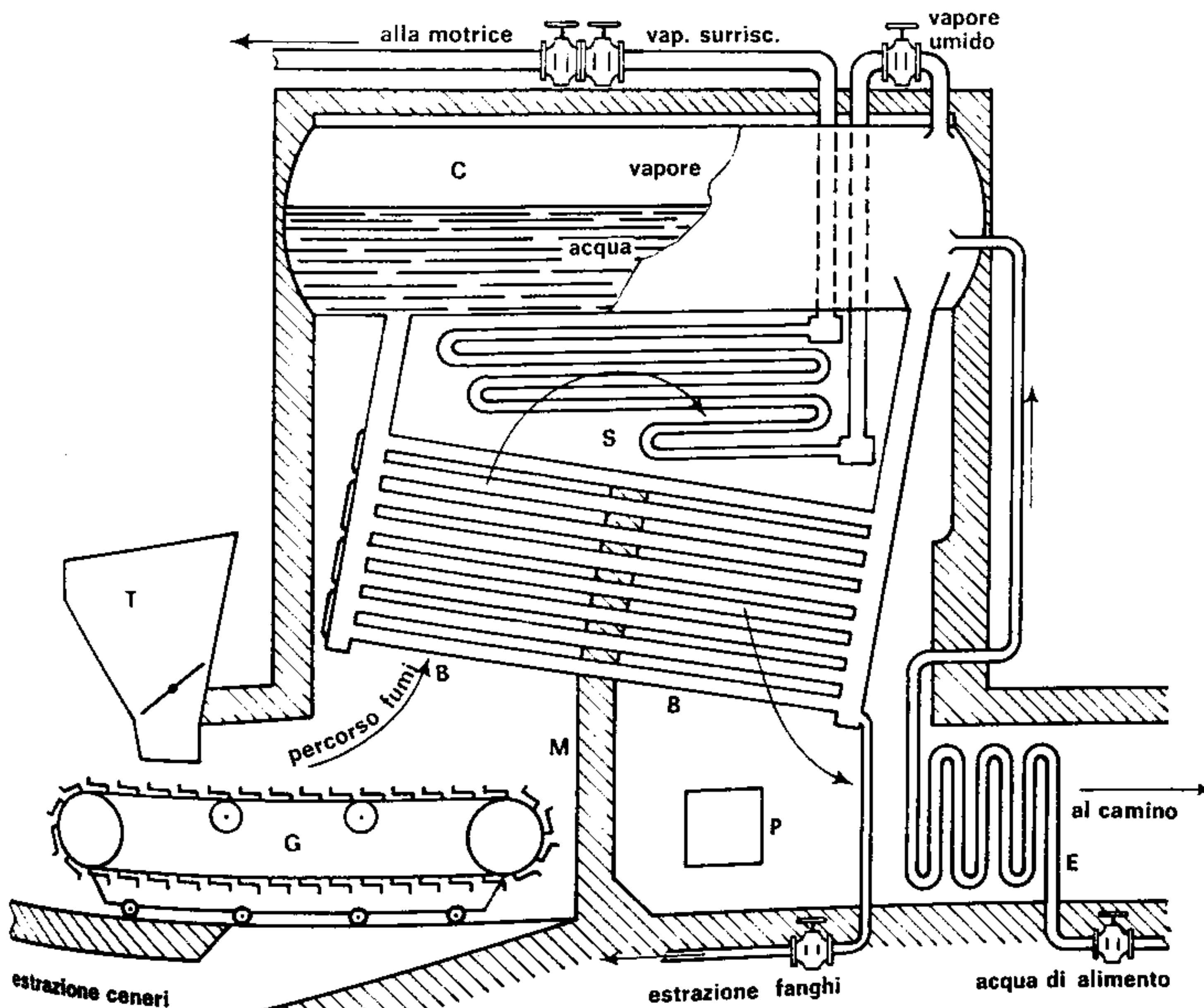


Fig. 310. Caldaia Babcock e Wilcox a collettore longitudinale (schema)

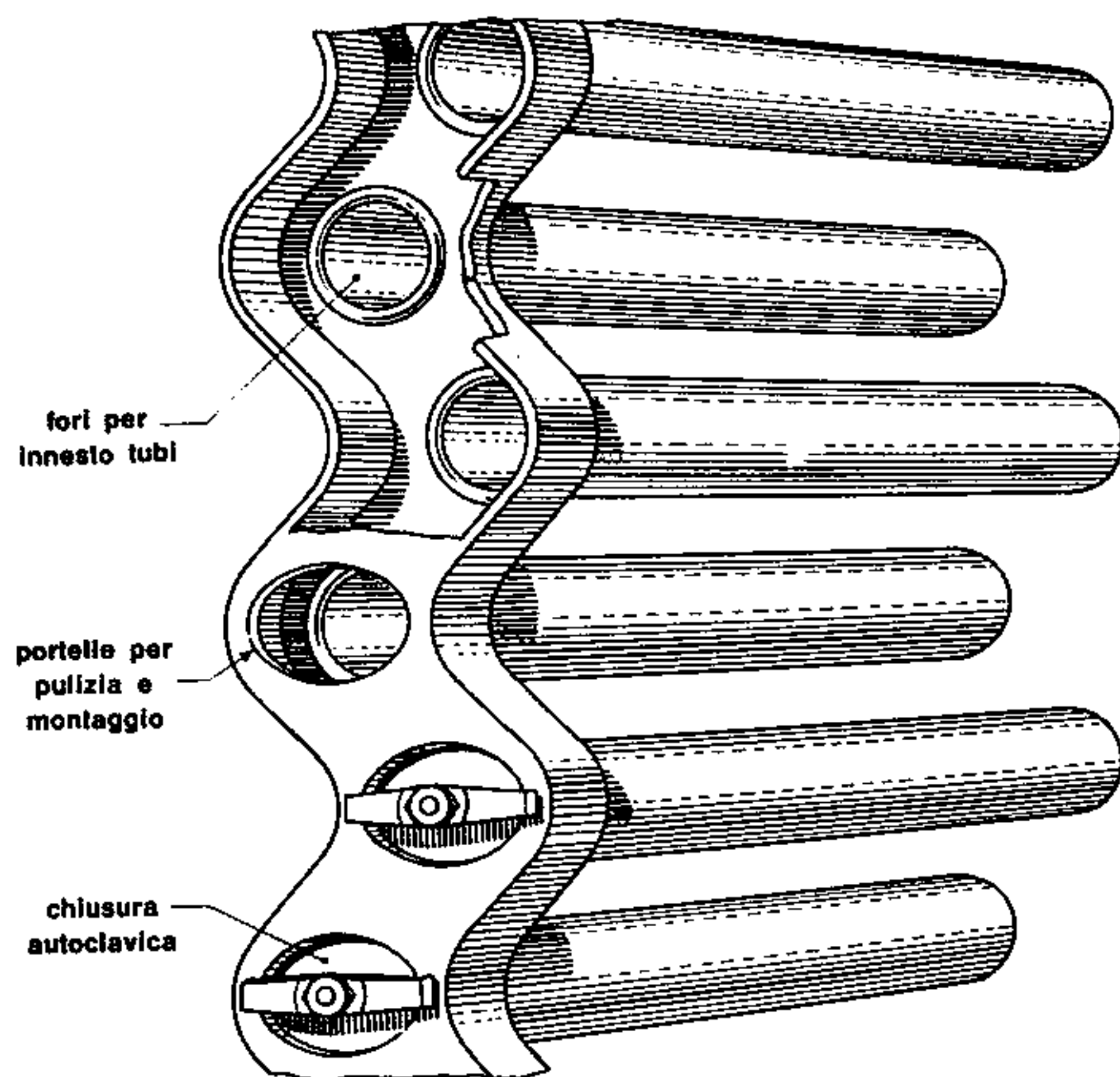


Fig. 311. Scatola collettrice verticale per caldaia B. e W. (schema)

un collettore cilindrico superiore disposto in senso longitudinale e da una serie di tubi di piccolo diametro ($25 \div 35$ mm) leggermente inclinati rispetto all'orizzontale; i tubi sono collegati al collettore tramite due serie (una anteriore ed una posteriore) di scatole collettrici ondulate a sezione quadrata, (fig. 311) provviste di fori su ambedue le facce piane. I tubi vengono innestati nei fori (circolari) praticati su una delle facce ed ivi mandrinati¹⁾ mentre i fori situati nella faccia opposta (ellittici o quadrangolari) servono per la pulizia o l'ispezione e sono chiusi con tappi a chiusura autoclavica. Le varie scatole collettrici poste una accanto all'altra generano un vero e proprio reticolo di tubi che i prodotti della combustione devono attraversare cedendo buona parte del calore posseduto; **i tubi, gli elementi estremi e parte del collettore (circa la metà) sono sempre pieni di acqua che, nelle normali condizioni di esercizio, si trova alla temperatura di ebollizione corrispondente alla pressione esistente in caldaia.** Un muretto di refrattario (o più di uno in qualche caso) divide il complesso dei tubi bollitori in due (o più) fasci parziali, separando la camera di combustione in più parti e costringendo i fumi caldi a lambire prima il fascio anteriore poi — dopo aver deviato sotto il collettore — quello posteriore. L'acqua segue un percorso inverso: discende lungo gli elementi posteriori, imbecca il fascio di tubi ivi connesso ed inizia una progressiva vaporizzazione; nel percorrere il fascio anteriore è quasi integralmente trasformata in vapore (molto umido) che risale attraversando la massa liquida presente

1. L'operazione di mandrinatura consiste nell'introdurre entro l'imboccatura del tubo un apparecchio (mandrino) munito di tre rullini conici che ruotando sotto la spinta assiale operata sullo strumento, allargano il bordo del tubo conseguendo il collegamento e una sufficiente tenuta.

nel collettore e si raccoglie nella parte superiore di questo. Da qui viene estratto attraverso il duomo (se si utilizza direttamente il vapore saturo umido) oppure da una comune tubazione che lo invia al fascio surriscaldatore (S) posto sul percorso dei fumi fra il primo ed il secondo fascio bollitore. Si tenga presente che la temperatura dei fumi all'ingresso del surriscaldatore si aggira sui $600 \div 800^\circ\text{C}$ avendo essi già ceduto calore al primo fascio bollitore; nell'attraversamento del surriscaldatore la temperatura dei fumi decresce ancora, ma non può scendere al disotto del valore limite necessario per cedere calore all'altro fascio bollitore. Questi concetti verranno ulteriormente chiariti nel capitolo seguente. L'eventuale economizzatore (E) trova posto alla base del camino, o meglio, nel caso più generale, dopo che i fumi hanno esplicato la loro azione su tutti i fasci di tubi bollitori; è seguito talvolta dal preriscaldatore (R) dell'aria comburente.

Queste caldaie sono largamente impiegate sia per la produzione di vapore saturo (e in questo caso non sono provviste di surriscaldatore) con pressioni di esercizio oscillanti fra 15 e 25 ate, sia, più comunemente, per ottenere vapore surriscaldato a pressioni variabili fra 30 e 60 ate.

Una diversa versione della caldaia Babcock e Wilcox — adottata specialmente in marina — è quella con collettore trasversale (fig. 312): in questo caso l'elemento anteriore è composto da una **piastra tubiera** su cui sono mandrinati i tubi bollitori, suddivisa in tanti canali verticali ad andamento ondulato (fig. 313); una seconda piastra costituisce il fronte della caldaia ed in essa sono praticate delle aperture, a chiusura autoclavica, per la pulizia interna dei tubi (fig. 314) eseguita saltuariamente mediante scovoli metallici. La pulizia esterna è invece affidata a getti di vapore vivo che, investendo i fasci bollitori, ne asportano il polverino accumulato su di essi.

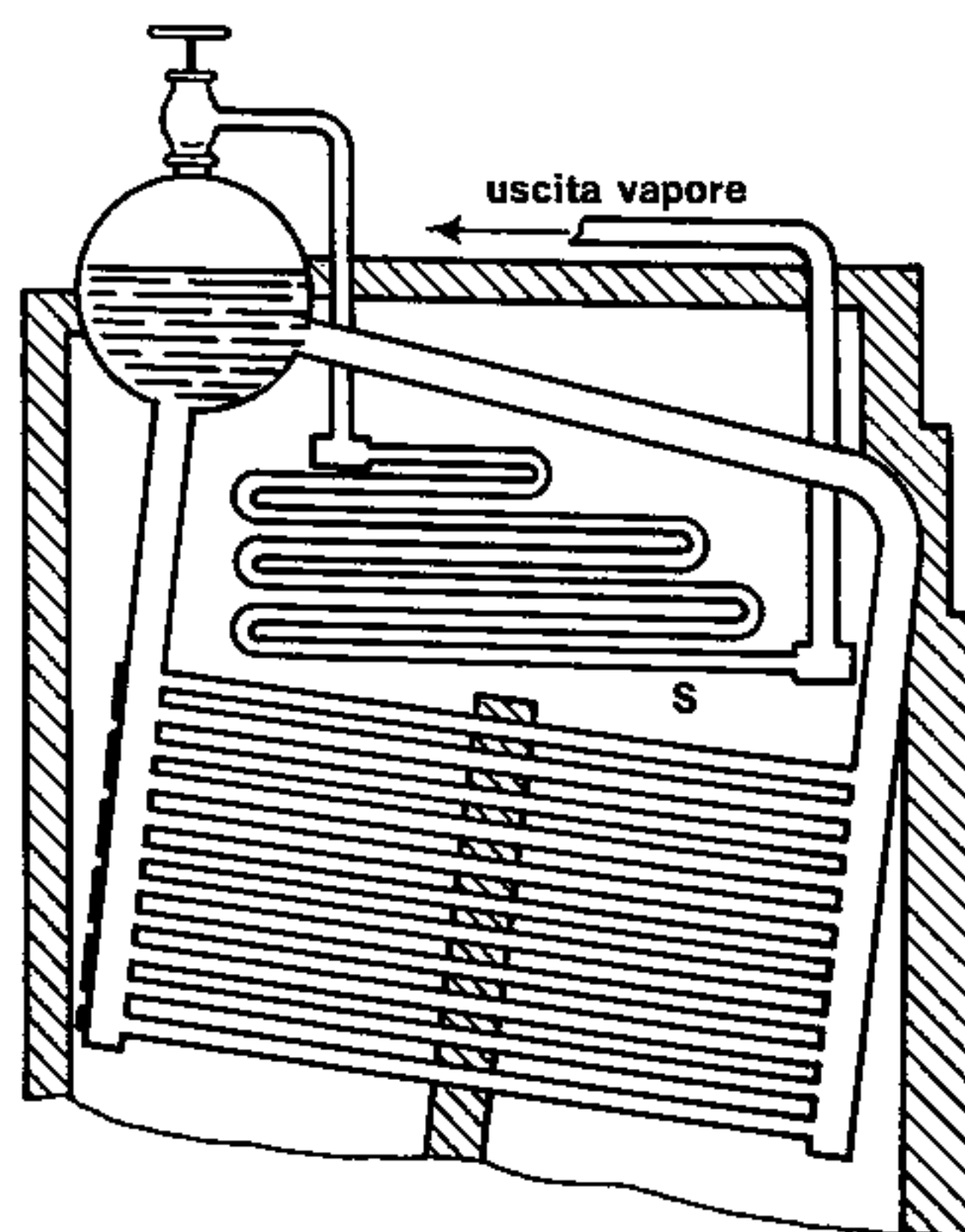


Fig. 312. Caldaia Babcock con collettore trasversale (schema)

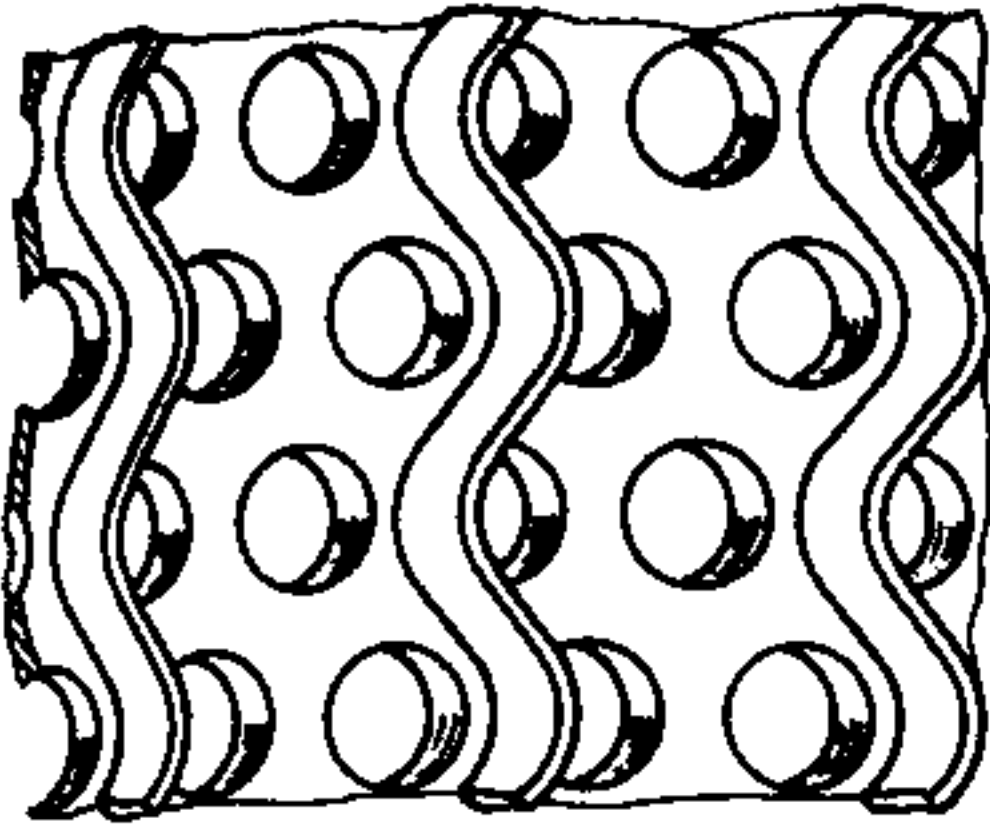


Fig. 313. Piastra tubiera anteriore di una caldaia Babcock

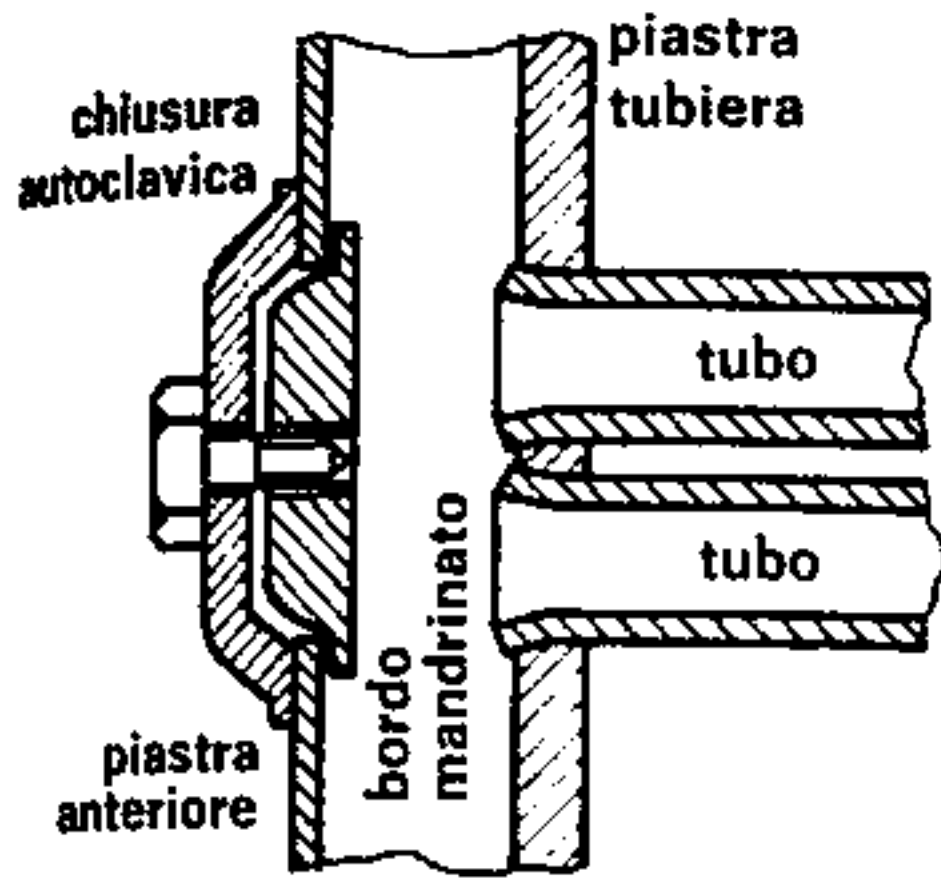


Fig. 314. Portelle di chiusura anteriore

Abbiamo già fatto presente l'utilità di un'opportuna schermatura della camera di combustione specialmente nei casi in cui le sue dimensioni siano relativamente contenute e si impieghino combustibili atti a generare alte temperature; la caldaia Babcock e moltissime altre della stessa categoria adottano a tale scopo gli schermi d'acqua già citati costituiti da una fitta rete di tubi disposti lungo le pareti della camera di combustione ed alimentati dal collettore principale attraverso due o più grossi tubi esterni (tubi di caduta). Un esempio di tale generatore è illustrato in fig. 315: si tratta di una Babcock con collet-

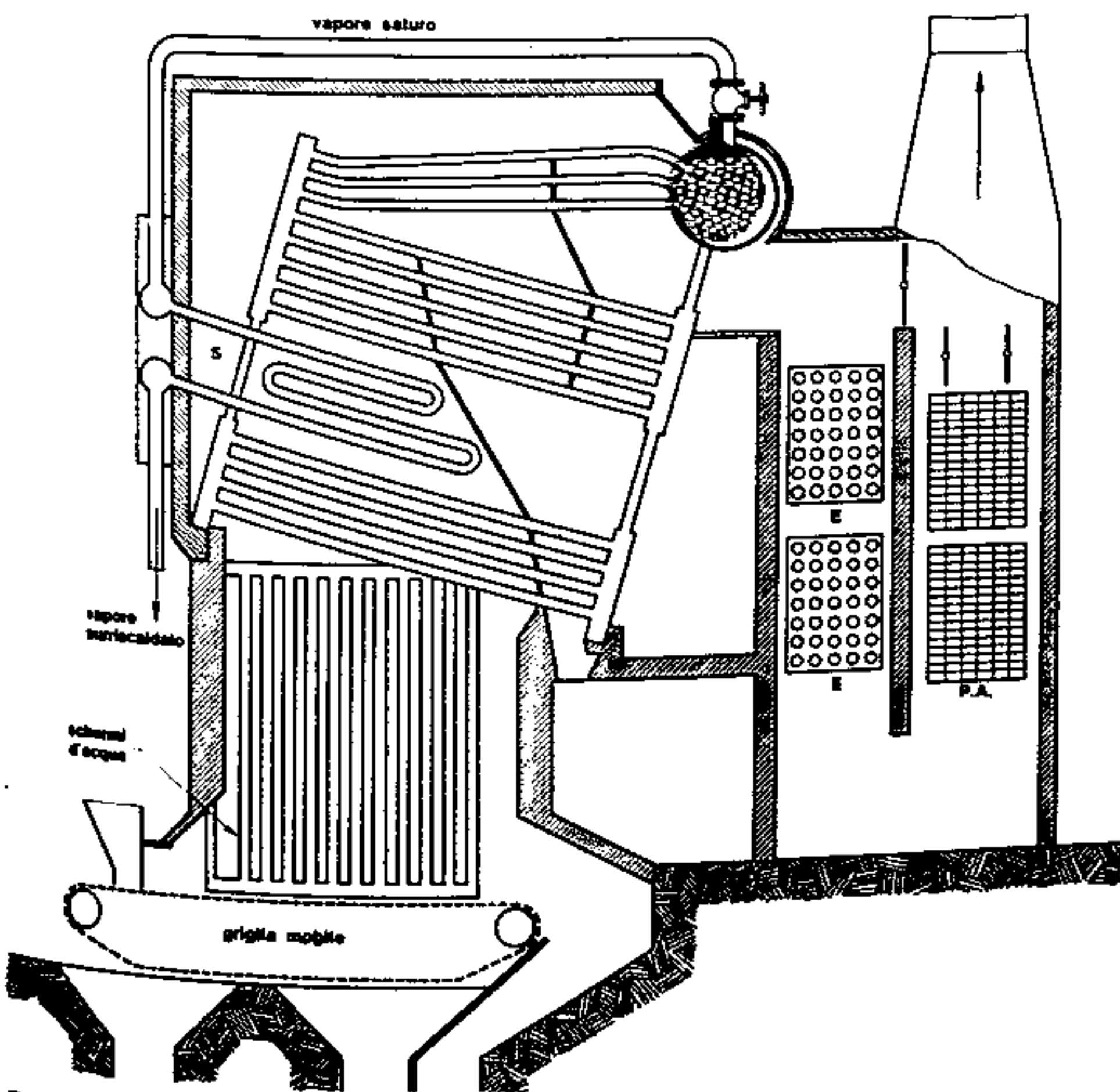


Fig. 315. Schema di caldaia Babcock con pareti interne schermate

tore trasversale alimentata a combustibile solido e provvista di economizzatore (E), surriscaldatore (S) e preriscaldatore dell'aria comburente; sia in questo schema che in quello della fig. 316 (caldaia doppia) si notino le serrande a farfalla che permettono di escludere dal giro dei fumi caldi l'economizzatore o il preriscaldatore quando lo si reputi opportuno.

Per il calcolo della superficie di riscaldamento di una caldaia Babcock di tipo classico (fig. 310) si ritiene che solo metà del collettore superiore sia interessato dall'azione dei fumi caldi, per cui, indicando con:

- « D » il diametro del collettore;
- « L » la sua lunghezza;
- « z » il numero delle testate collettrici anteriori;
- « n » il numero dei tubi uscenti da ogni scatola;
- « d » il diametro dei tubi;
- « l » la loro lunghezza;

si può scrivere:

$$S_r = \frac{1}{2} \pi D L + z(n + 1) \pi d l \quad (272)$$

aumentando di 1 il numero dei tubi di ogni fila per tener conto delle testate posteriori e degli eventuali tubi di caduta. A tale superficie si dovrà in seguito aggiungere quella degli schermi d'acqua se la caldaia ne è corredata.

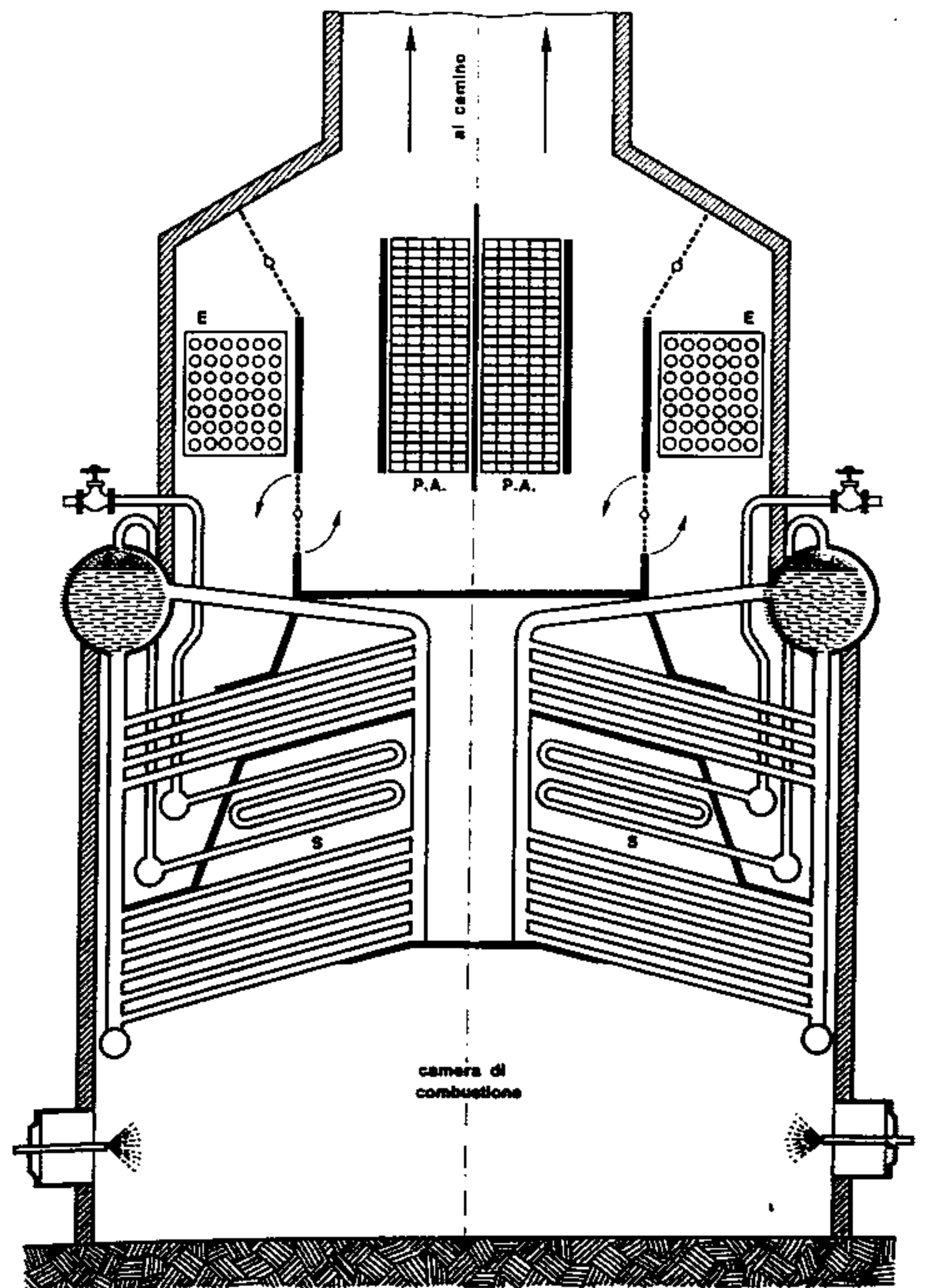


Fig. 316. Caldaia doppia tipo Babcock (schema)

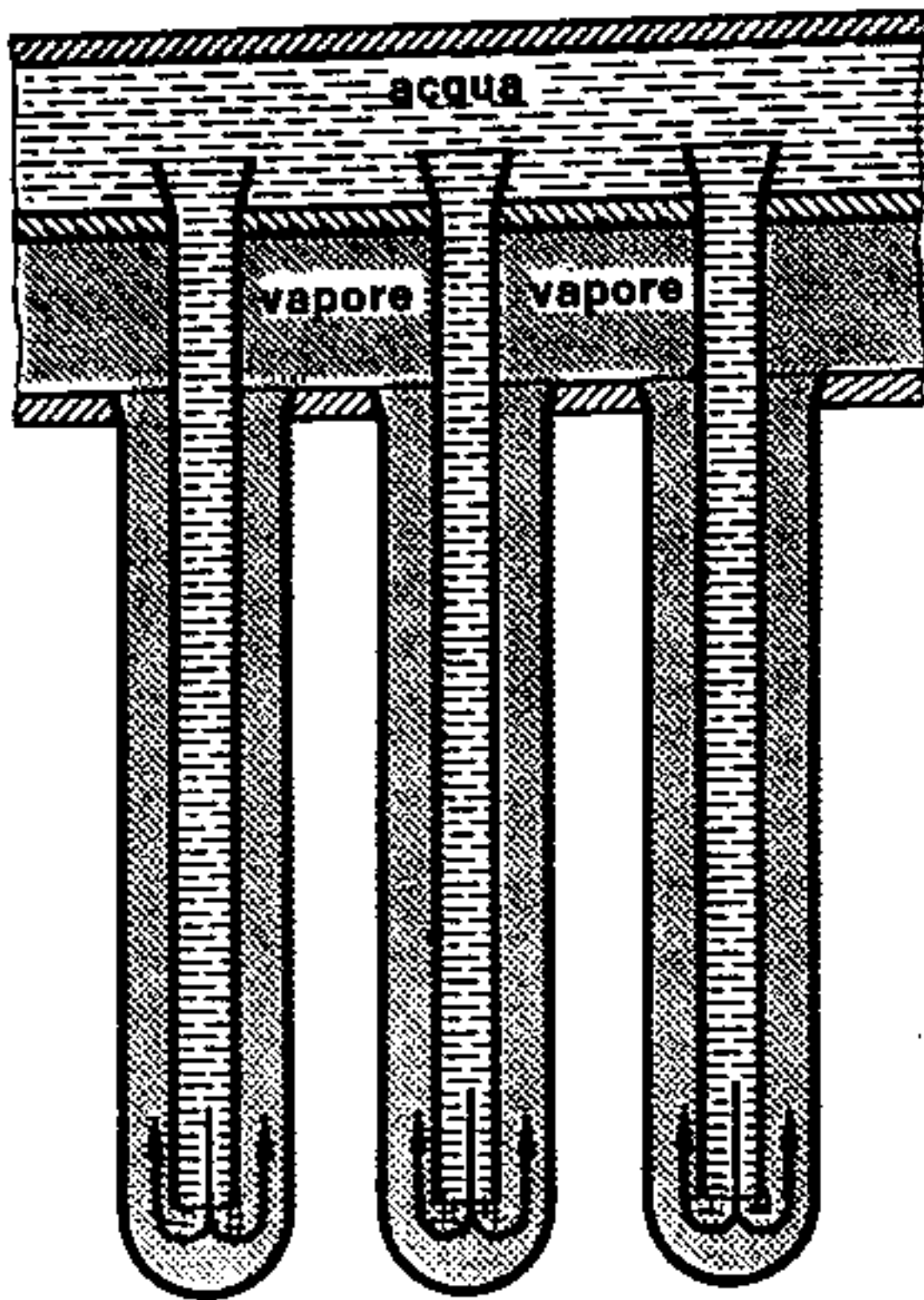


Fig. 317. Principio di funzionamento dei tubi Field

Il Perkins dimostrò che disponendo due tubi coassiali (fig. 317) si riduce notevolmente la turbolenza dell'ebollizione e si realizza una circolazione rapida e regolare del fluido operante; l'acqua discende lungo il tubo interno, (meno caldo perché non a diretto contatto con i fumi) e giunta allo sbocco di esso risale lungo l'intercapedine fra i due tubi, ove vaporizza in virtù della maggiore quantità di calore assorbita. Diverse caldaie adottano i tubi coassiali ora descritti: la caldaia **Dürr**, la **Field** (ambedue del tipo sub-verticale) la **Emmett** che appartiene alla categoria dei generatori a due fluidi e la **Niclausse** che rientra nella classe a tubi sub-orizzontali.

La **caldaia Niclausse** (fig. 318) consta di un collettore disposto trasversalmente dal quale si dipartono due piastre tubiere sulle quali vengono fissati i tubi; i tubi interni, (più piccoli) detti « di circolazione » sono mandrinati alla piastra esterna, mentre i « bollitori » (più ampi) sono connessi alla piastra interna. Fra le due piastre si crea così una camera di raccolta del vapore prodotto entro i bollitori; esso risale lungo l'intercapedine e sbocca nel collettore cilindrico dal quale viene prelevato per essere avviato all'utilizzazione o all'eventuale surriscaldatore.

Le caldaie a tubi d'acqua sub-verticali sono concettualmente simili alla Babcock pur differendone nell'impostazione costruttiva: sono in genere costituite da tre o più collettori cilindrici di piccolo volume e di una serie di tubi disposti con inclinazione più prossima alla verticale che all'orizzontale in modo da

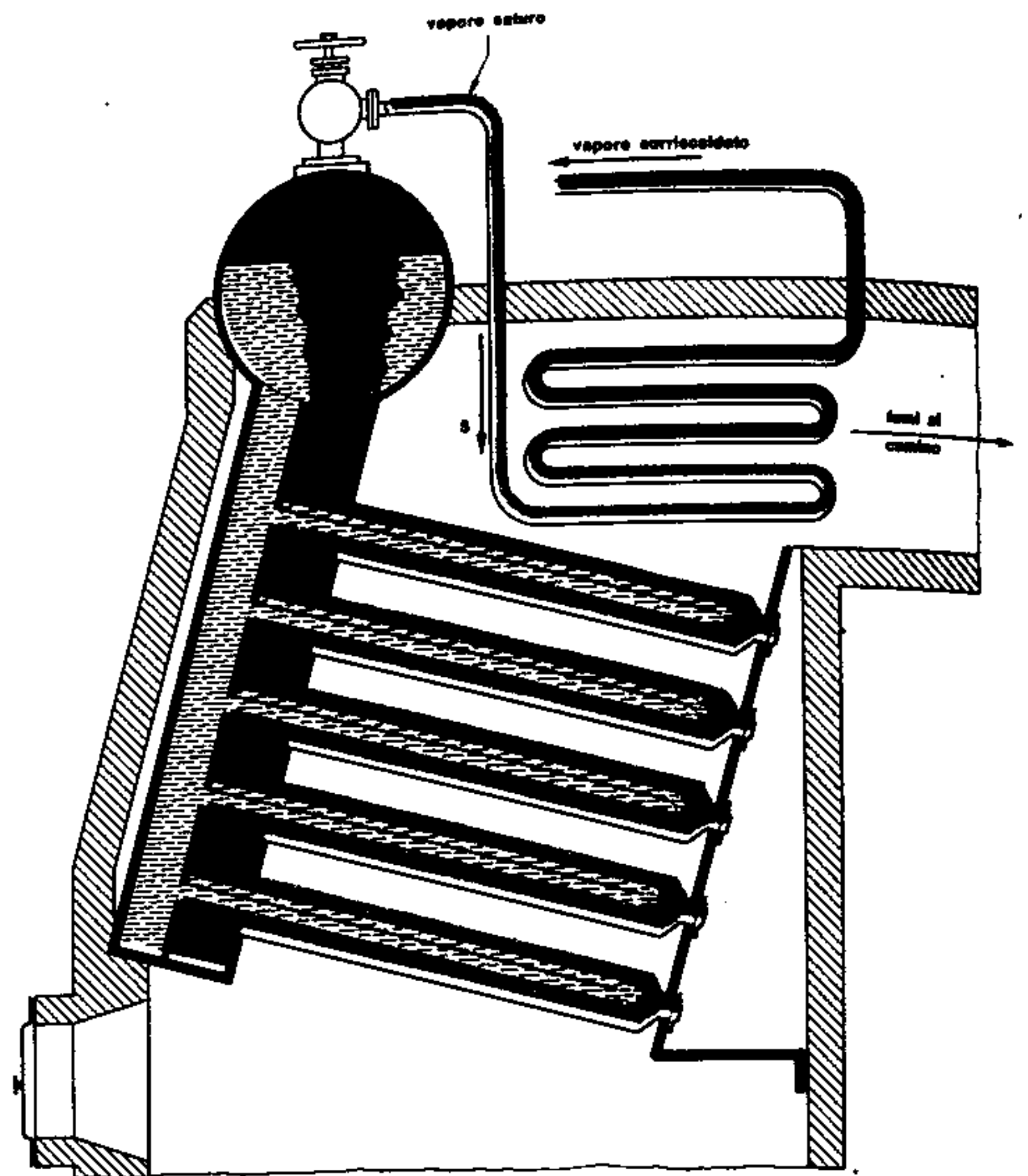


Fig. 318. Caldaia Niclausse (schema)

incrementare il moto ascendente dell'acqua; la loro capacità specifica scende a $35 \div 60 \text{ l/m}^2$ di superficie riscaldata, il volante termico è molto ridotto, per cui mal si adattano ad improvvise variazioni di regime anche se hanno l'indubbio pregio di una **rapida messa in pressione**, qualità che ne ha imposto l'applicazione nella marina da guerra. Fra le caldaie di questo tipo segnaliamo la **Stirling** (fig. 319) con due collettori superiori (collettori del vapore) e due inferiori (collettori dell'acqua) uniti fra loro da fasci tubieri pressoché verticali; opportuni diaframmi costringono i fumi caldi a percorrere

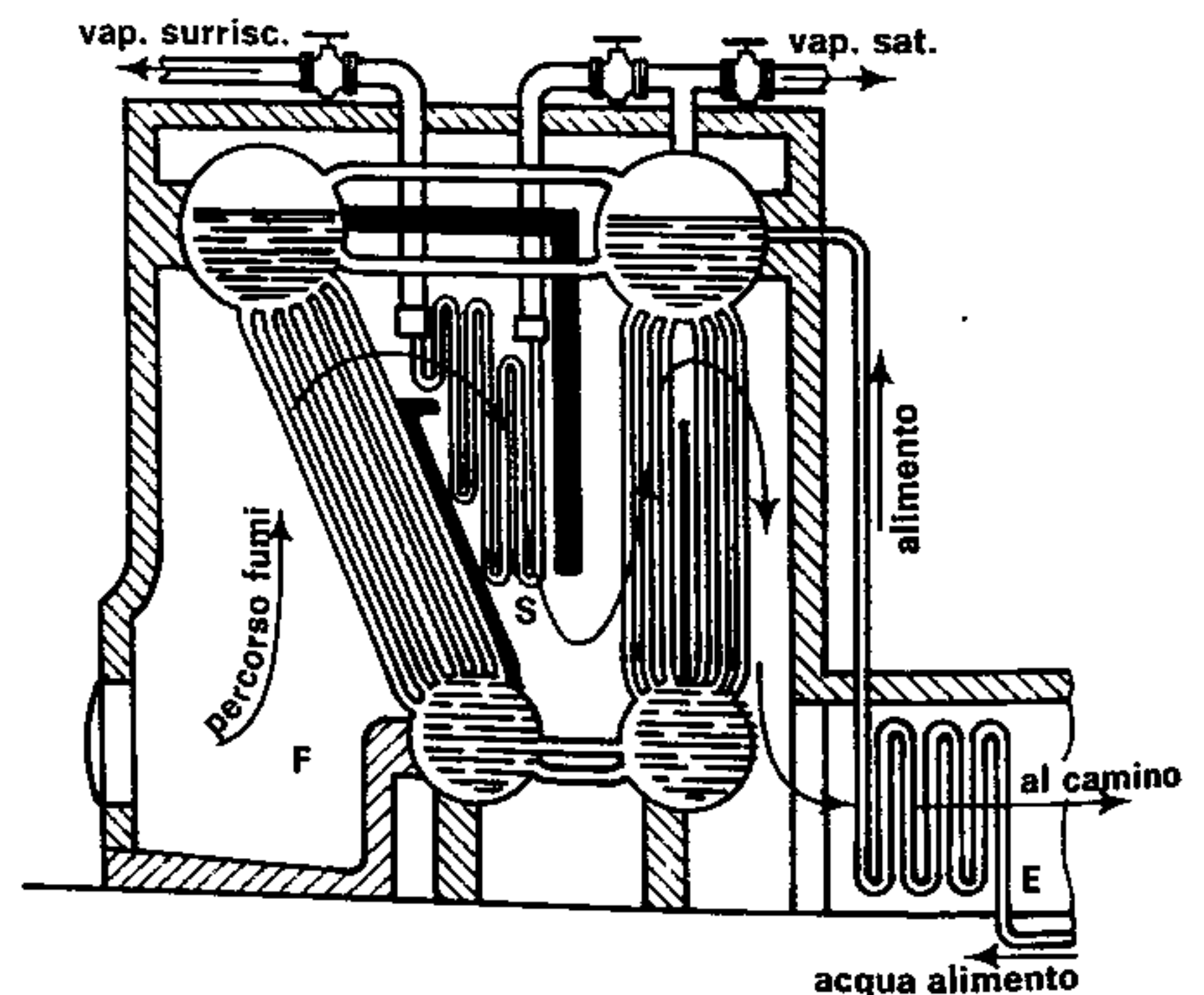


Fig. 319. Caldaia Stirling (schema)

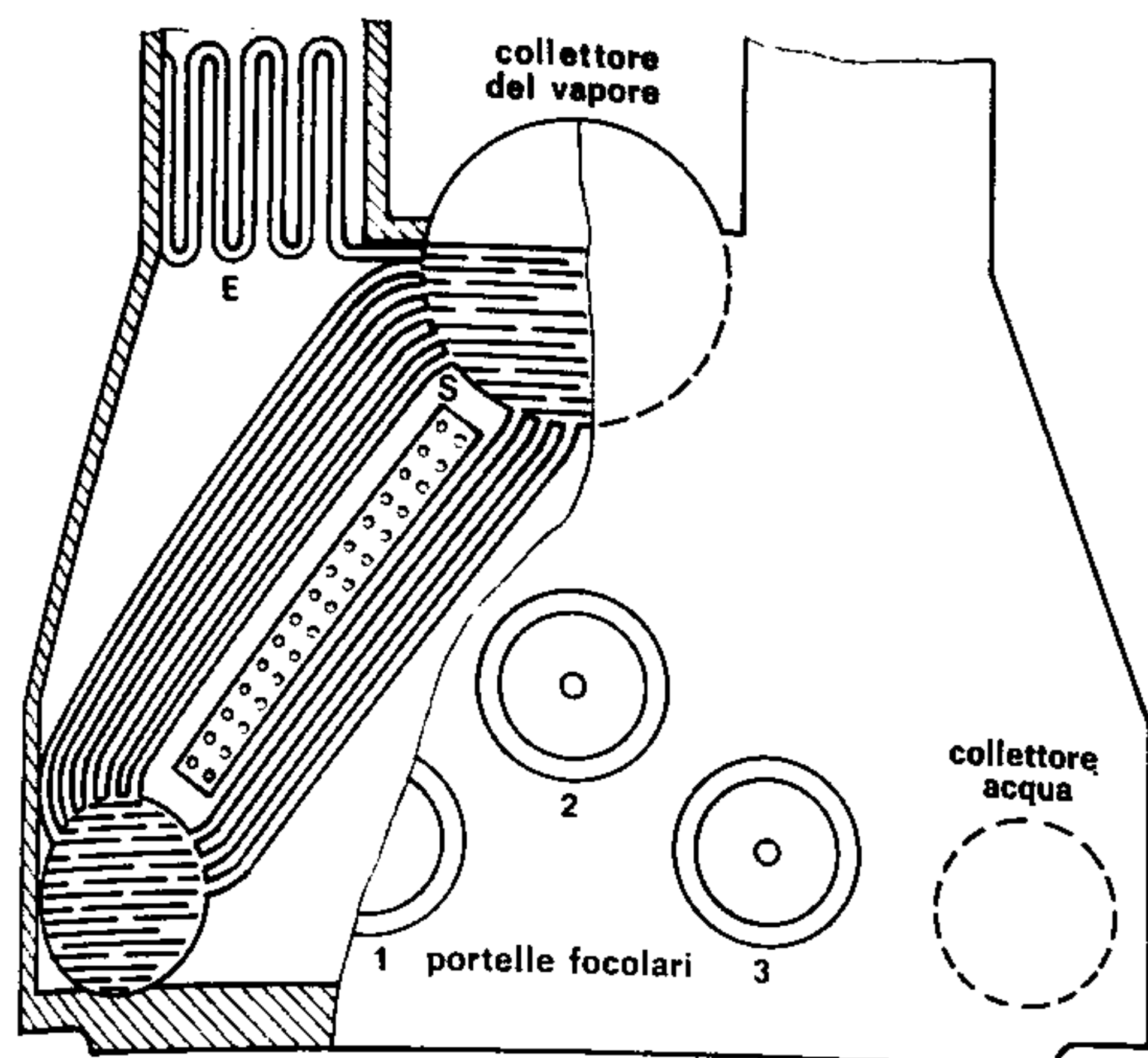


Fig. 320. Caldaia Yarrow (schema)

una traiettoria sinuosa prima di avviarsi al camino in modo da investire dapprima un fascio di tubi bollitori, poi il surriscaldatore, poi il secondo fascio di bollitori ed infine l'economizzatore e l'eventuale preriscaldatore d'aria. La caldaia Yarrow (fig. 320) ed altre ad essa simili (Thornycroft, Brotan ecc.) largamente impiegata in marina è chiamata anche «caldaia triangolare» per la sua caratteristica disposizione a tre collettori posti ai vertici di un triangolo; i fasci di tubi bollitori con la loro inclinazione coprono la camera di combustione fornita di tre o più focolari in genere a combustibile liquido; anche in questo caso, opportuni diaframmi guidano i fumi secondo un percorso obbligato in modo che per ogni fascio tubiero i tubi interni ricevano molto più calore di quelli esterni e l'acqua possa assumere un sensibile moto circolatorio per effetto della differenza di peso specifico. Altre caldaie appartenenti a questa classe sono la Sulzer (fig. 321) e la Tosi (fig. 322) per le quali riteniamo superflua un'ulteriore spiegazione non differendo sostanzialmente da quelle precedentemente descritte.

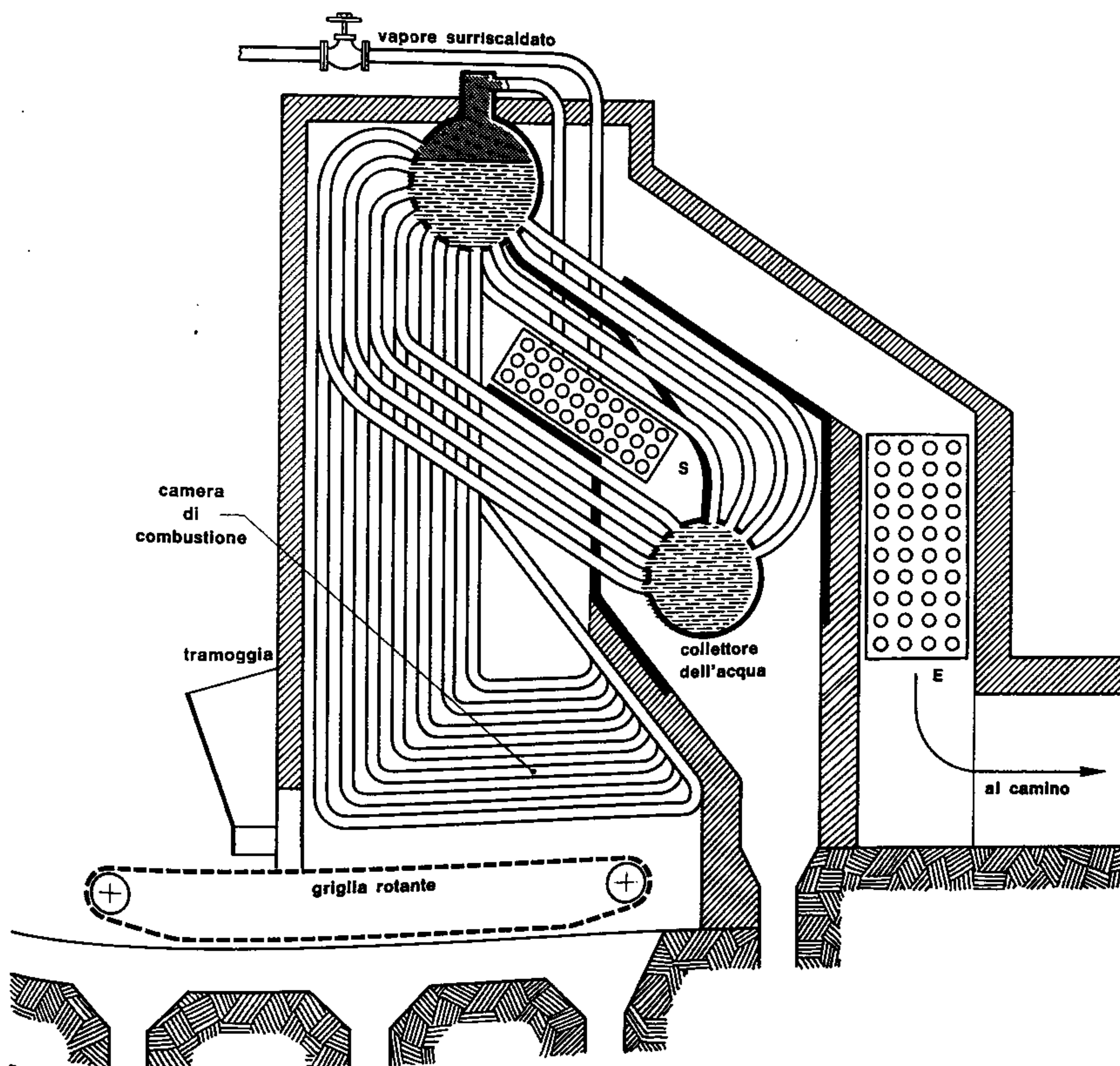


Fig. 321. Caldaia Sulzer (schema)

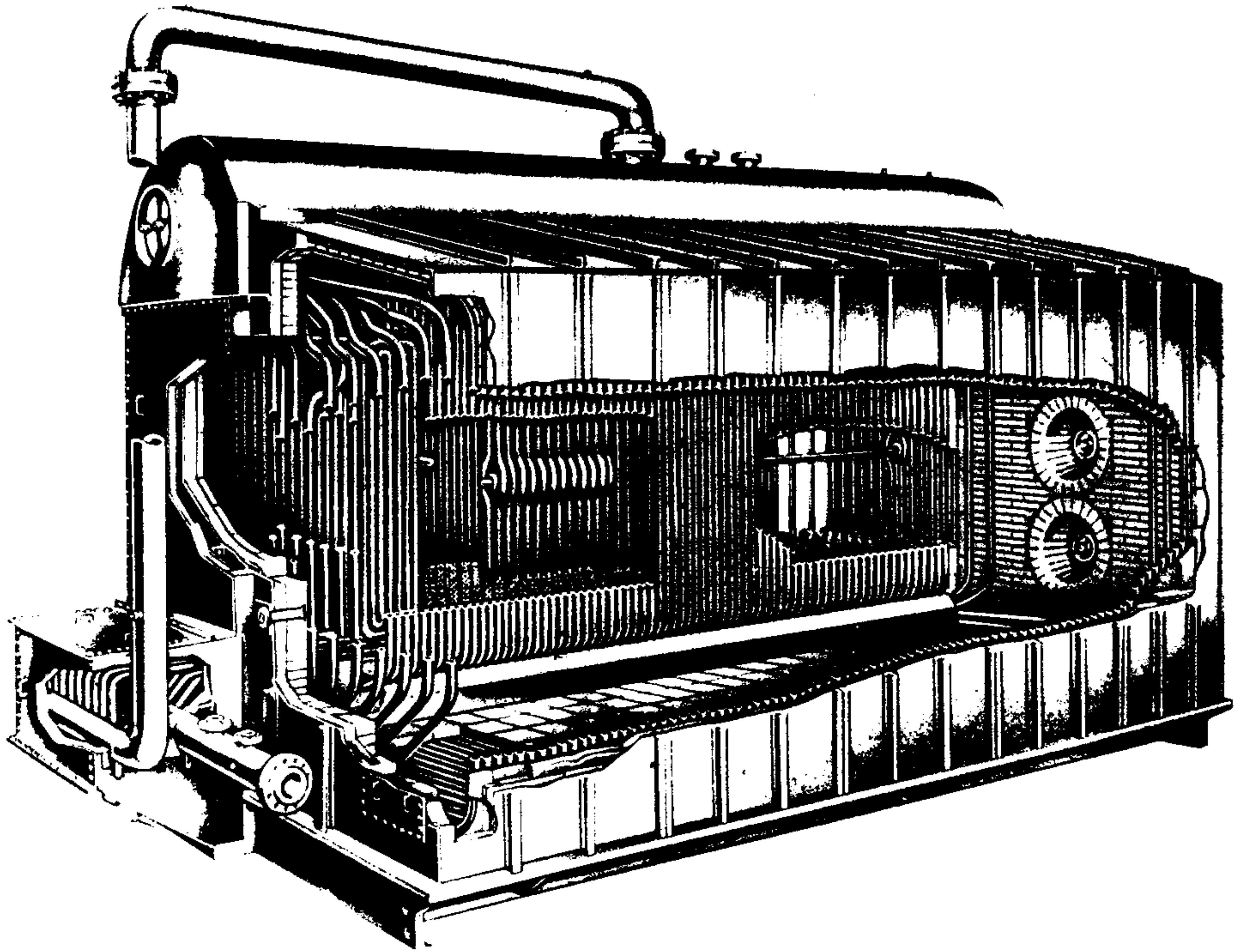


Fig. 322 - Caldaia Tosi con pareti interne schermate, tipo VP-12 W da 50 tonnellate/h (Franco Tosi S.p.A. - Legnano)

104) CALDAIE PER ALTE PRESSIONI

Lo sviluppo ed il perfezionamento degli impianti a vapore con motrici rotanti (turbine) porta ad un progressivo aumento della pressione di esercizio e della relativa temperatura di ebollizione; l'aumento della pressione in caldaia contribuisce infatti ad incrementare il lavoro ottenuto dalla motrice e quindi il rendimento dell'impianto, come vedremo meglio nel prossimo volume. D'altra parte **crescendo la pressione, diminuisce il volume specifico del vapore e si riduce parallelamente la spinta ascendente** (cfr. par. 103) che genera la circolazione della massa liquida presente in caldaia, fino ad annullarsi completamente quando il generatore operi alla pressione critica di 225 ate (374 °C), poiché a tale pressione, l'acqua vaporizza istantaneamente, passando allo stato di vapore saturo secco senza la formazione intermedia del miscuglio acqua-vapore; il passaggio avviene inoltre senza moti tumultuosi (caratteristici dell'ebollizione a pressioni inferiori) né variazioni di volume, essendo uguali il

volume specifico del liquido e quello del vapore prodotto. È chiaro pertanto che al crescere delle pressioni di esercizio, la circolazione del fluido operante diviene sempre più problematica, ed oltre un certo limite (150 : 200 ate) è necessario ricorrere ad una pompa che assicuri un sufficiente movimento della massa liquida, sia per il corretto funzionamento del generatore sia per evitare che il vapore stagnante produca l'arroventamento dei tubi in virtù del suo basso coefficiente di trasmissione. Particolare cura deve essere riservata alla depurazione dell'acqua di alimento di queste caldaie, poiché l'alta pressione favorisce la formazione di incrostazioni permanenti e di corrosioni, che potrebbero provocare danni gravissimi al generatore. Al crescere della pressione, cresce inoltre lo spessore delle pareti dei collettori, funzione diretta del loro diametro e della pressione cui sono internamente sottoposti. Le moderne caldaie funzionanti ad altissime pressioni (100 : 150 ate ed oltre) hanno collettori sempre più ridotti (tanto da essere definite « caldaie a

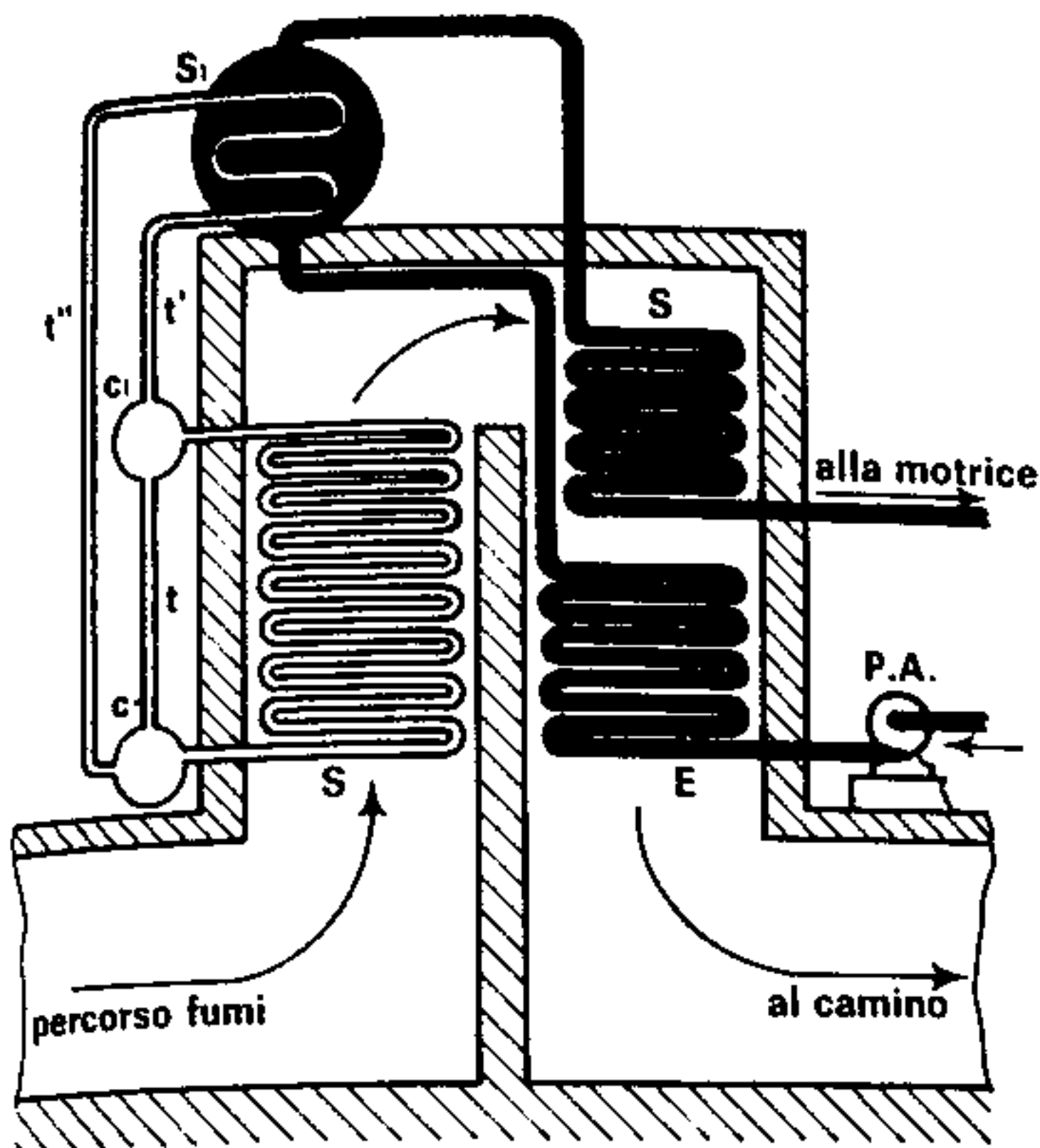


Fig. 323. Caldaia Schmidt (schema)

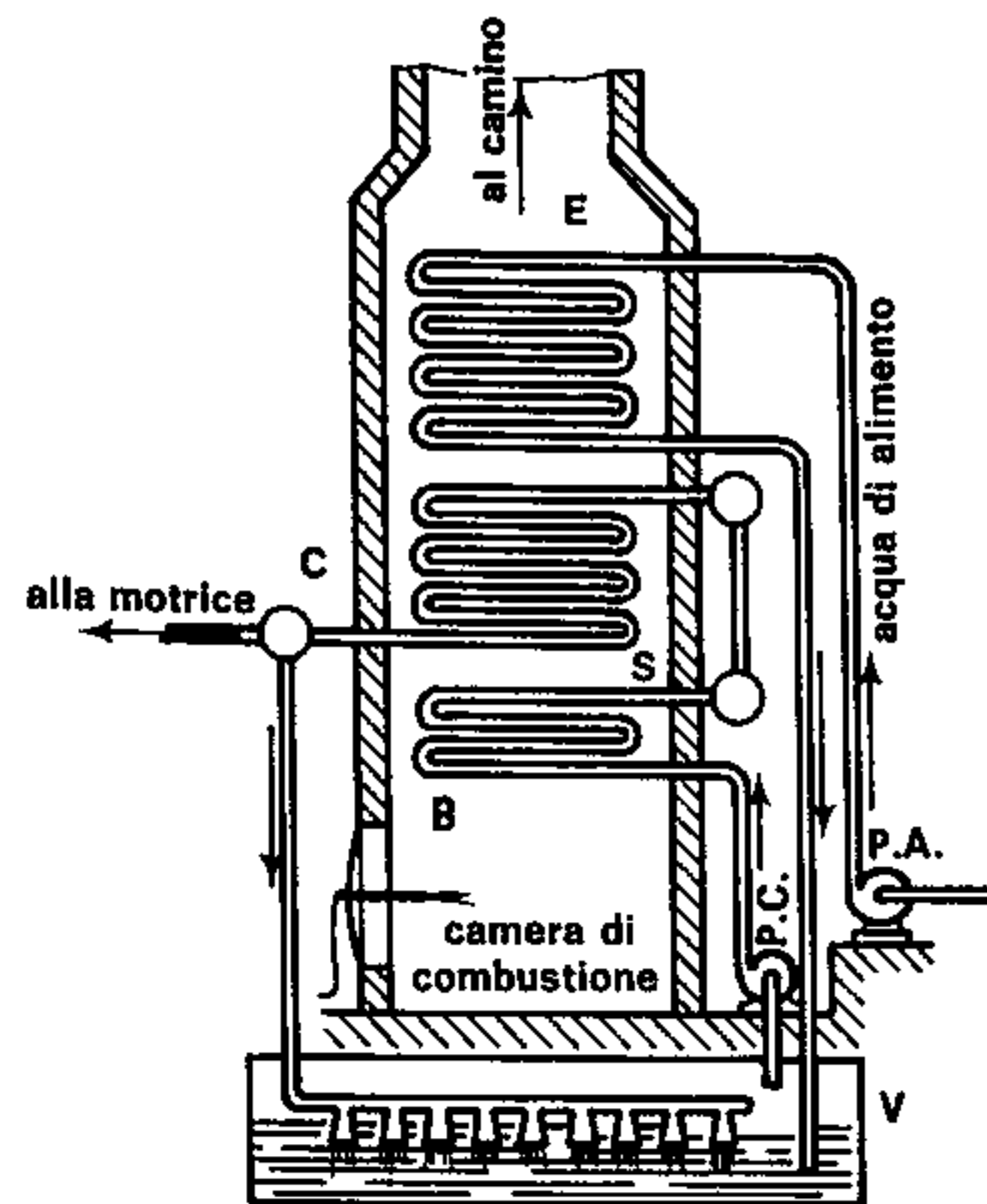


Fig. 324. Caldaia Löffler (schema)

piccolissimi volumi») che, in alcuni tipi, scompaiono completamente riducendo la parte vaporizzatrice ad un unico tubo piegato in forme diverse che ricopre internamente le pareti del generatore (« caldaie tubolari »).

A questa categoria appartengono le caldaie Schmidt, Benson, Sulzer, Löffler, Velox, La Mont ecc. delle quali daremo qualche cenno sommario:

a) **La caldaia Schmidt** (fig. 323) è una caldaia a due circuiti con circolazione ancora naturale; il circuito primario (tratto nero in figura) funziona alla pressione di 100 ate ed è completamente chiuso per cui non richiede integrazione di acqua dall'esterno.

L'acqua proveniente dal collettore « C » vaporizza nel serpentino « S », ed il vapore prodotto giunge al secondo collettore (C₁), ove separa l'eventuale umidità residua, che ricade in « C » attraverso la tubazione « t », mentre il vapore risalendo lungo « t' » penetra nel serpentino « S₁ » ove cede il calore all'acqua del circuito secondario ivi contenuta; il vapore ormai condensato ricade nel collettore « C » attraverso la tubazione « t'' » e rientra in ciclo.

Il circuito secondario (in rosso) ha una pressione di 50 ate e non richiede particolari delucidazioni essendo facilmente rilevabile dalla fig. 323.

b) **La caldaia Löffler** (fig. 324) si può ritenere formata da due parti distinte: una vasca di miscelazione (V) dove l'acqua spinta dalla pompa di alimento (P. A.) evapora miscelandosi con il vapore proveniente dal surriscaldatore (S); il vapore saturo prodotto viene inviato dalla pompa di circolazione (P.C.) al bollitore (B) e poi al collettore (C) dal quale ne viene prelevata una parte da inviare all'utilizzazione, mentre il rimanente penetra nella vasca « V » ove produce la vaporizzazione di altra acqua.

c) **La caldaia Benson** funziona a pressione superiore alla critica (230 ate) ed è costituita da un sistema tubolare, con circolazione forzata assicurata da una pompa (fig. 325).

Nel primo surriscaldatore (S₁), il vapore viene surriscaldato a 390°C ed inviato alla motrice per una prima espansione, fino alla pressione di 50 ate; esso viene poi ricondotto in caldaia e nuovamente surriscaldato a 420°C, in un secondo serpentino (S₂), per essere in seguito utilizzato definitivamente in una seconda turbina. La doppia espansione con surriscaldamento intermedio è necessaria quando si opera a pressioni così elevate, poiché lasciando espandere in una turbina il vapore surriscaldato dalla pressione iniziale di 230 ate e dalla temperatura di 390°C, fino alla normale pressione di scarico (0,05 ata) si ottiene un vapore talmente ricco di

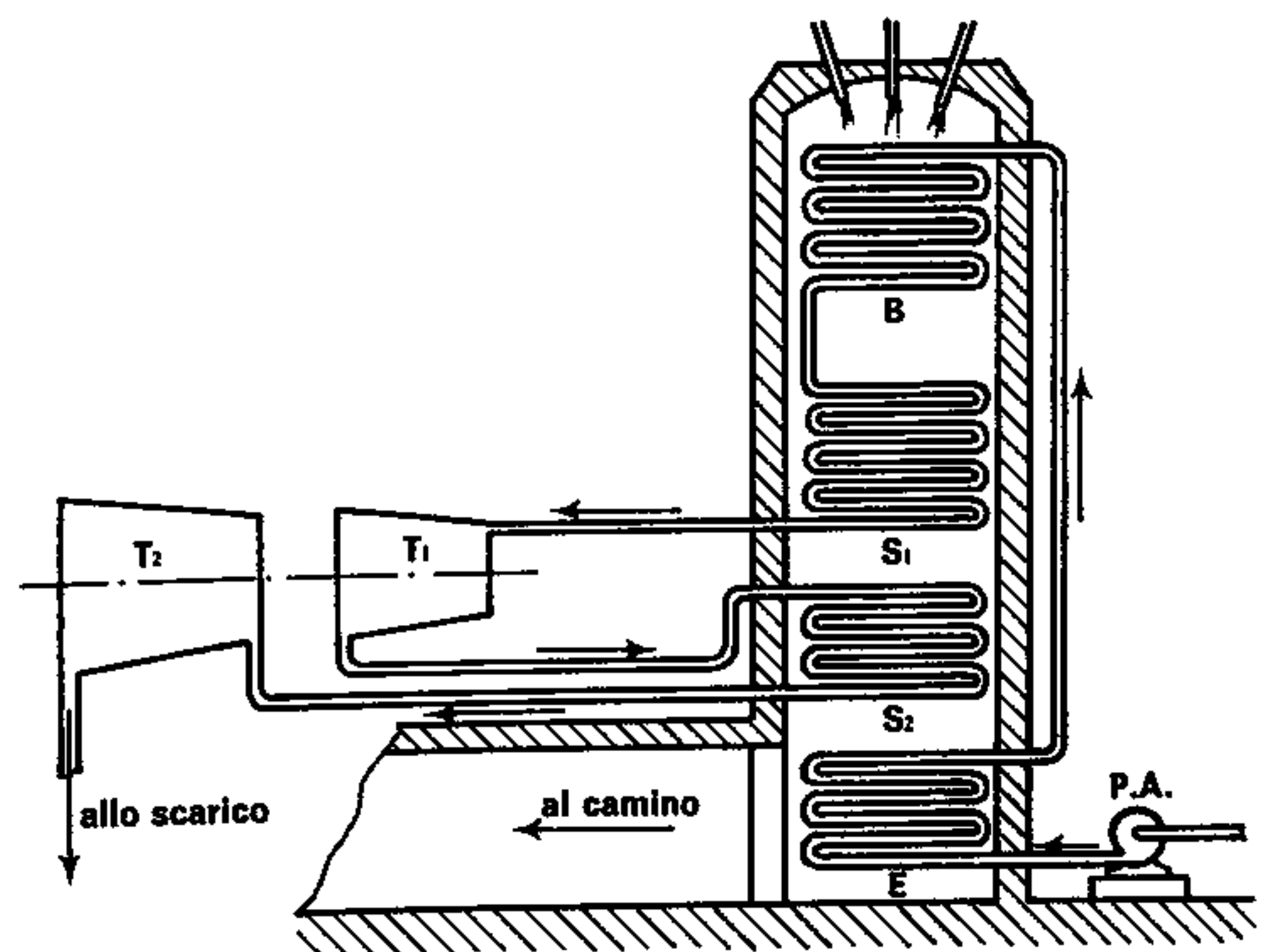


Fig. 325. Caldaia Benson (schema)

umidità da rischiare gravi danni alla delicatissima palettatura della macchina.

Lo studio della termodinamica ci permetterà di confermare questi concetti che attualmente premettiamo a puro titolo indicativo; è chiaro comunque che nelle ipotesi suddette, la doppia espansione si rende praticamente necessaria poiché — pur complicando l'impianto — consente di utilizzare in pieno il salto termico disponibile, ottenendo il massimo lavoro con una spesa di calore di poco superiore e minor usura delle motrici.

Vale la pena di citare anche la caldaia **Velox**, così denominata in quanto presenta il pregio di poter raggiungere le condizioni di regime in brevissimo tempo, sfruttando l'alta velocità conferita ai prodotti della combustione; essa consta (fig. 326) di un corpo cilindrico ad asse verticale rivestito internamente da una serie di tubi bollitori (di grande diametro) ciascuno dei quali contiene 3 o 4 tubi di fumo che si riuniscono nella parte inferiore in un unico collettore (C) che circonda la caldaia. Nella parte superiore è situato invece il collettore del vapore che passa dapprima ad un separatore centrifugo (D) che

e poi al surriscaldatore a fascio tubiero (S) alimentato dai fumi caldissimi uscenti dal collettore inferiore; questi fumi sono dotati di altissima velocità in quanto la combustione (generalmente a nafta o a gas) avviene sotto pressione (2÷2,5 ate) spingendo l'aria comburente con un piccolo compressore (K).

Assolto il loro compito entro il surriscaldatore, i prodotti della combustione possiedono ancora sufficiente energia per azionare una piccola turbina e da questa avviarsi all'economizzatore (E) per poi scaricarsi all'atmosfera attraverso il camino. La turbina a sua volta aziona il compressore d'aria e la pompa di circolazione che aspira l'acqua preriscaldata uscente dall'economizzatore e la parte liquida estratta dal separatore; sullo stesso asse è disposto un motore elettrico per l'avviamento del complesso poiché in assenza di fumi la turbina non è in condizioni di azionare né il compressore né la pompa di circolazione.

Questo tipo di caldaia offre rendimenti altissimi (0,90÷0,93) ma il suo impiego è limitato dall'alto costo e dalla complicazione costruttiva che richiede un'assidua sorveglianza.

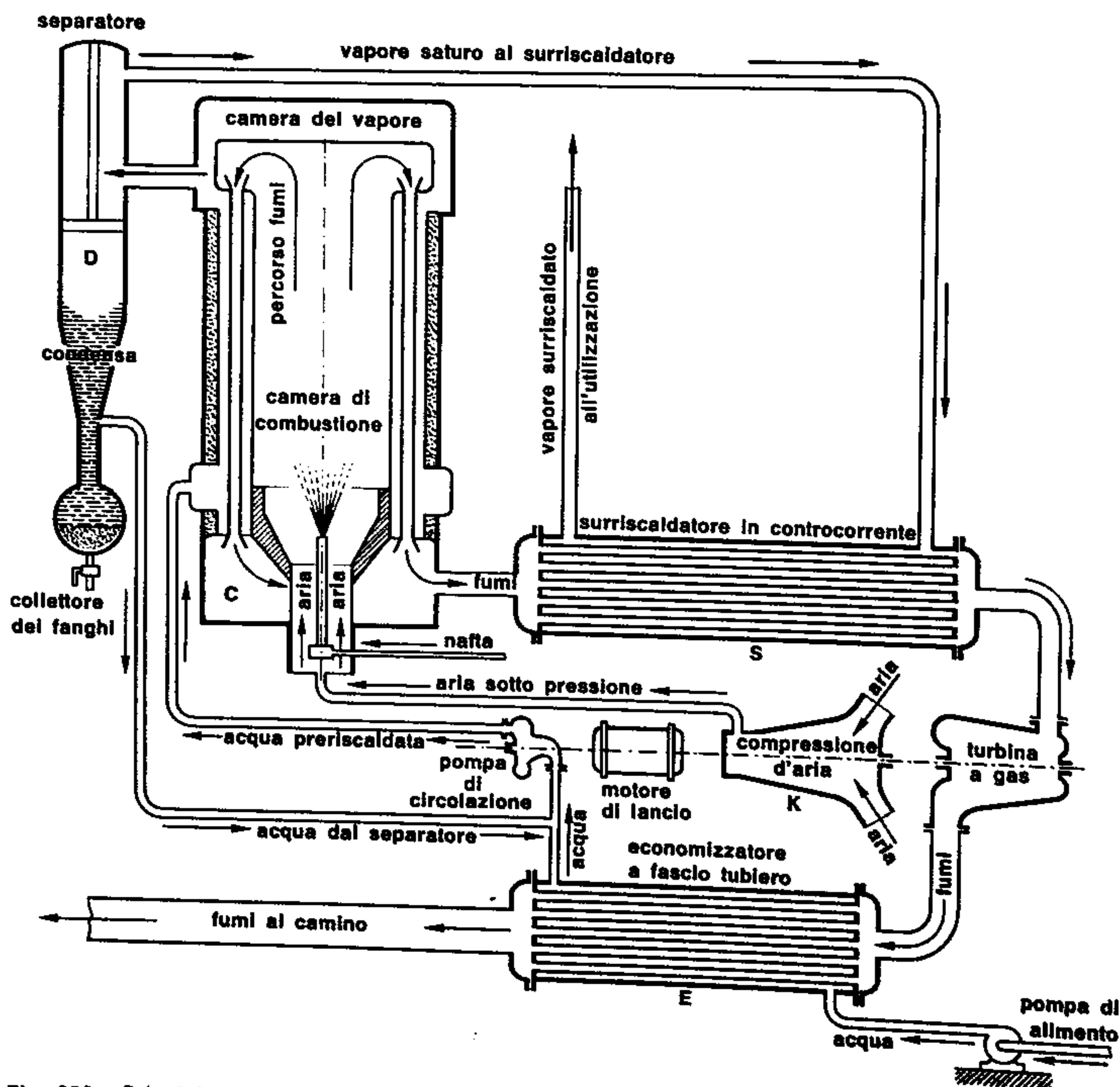


Fig. 326. Principio di funzionamento e schema semplificato di una caldaia Velox

105) CALDAIE SPECIALI

L'uso quasi incondizionato dell'acqua come fluido operante nelle macchine a vapore è dovuto esclusivamente al suo basso costo, alla facile reperibilità, all'assenza di tossicità nei suoi vapori, ma non esclude, in via del tutto teorica, la possibilità di adottare qualsiasi altra sostanza che alla temperatura ed alla pressione ambiente si trovi allo stato liquido; ragionando su questa base è possibile rilevare che il mercurio, ad esempio, offre, da certi punti di vista, qualche vantaggio rispetto all'acqua, in quanto alla pressione atmosferica la sua temperatura di ebollizione è di 357° e quindi il suo eventuale impiego in una caldaia consentirebbe di mantenere sensibilmente più bassa la pressione di esercizio con minor costo di materiale nella costruzione del generatore. D'altra parte, facendo espandere i vapori di mercurio in una turbina fino alla pressione di scarico di 0,3 ata, **questi vapori possiedono all'uscita della macchina una temperatura ancora molto elevata (205°C) e perciò suscettibili di cedere ancora calore, ma non di produrre altro lavoro essendo bassissimo il valore della pressione.**

Queste considerazioni conducono ad una logica conclusione: vaporizzare il mercurio a pressione relativamente modesta (3-4 ate) utilizzandone il vapore in una motrice ad espansione ed ottenendo una certa quantità di lavoro, poi ricondurre i vapori di scarico (che mantengono una temperatura piuttosto alta) in uno scambiatore di calore ove questi possono cedere le residue calorie ad un altro fluido (acqua) il cui vapore consente un'ulteriore utilizzazione in una seconda motrice. Lo schema di un simile impianto è illustrato in

fig. 327: il generatore comprende il fascio dei tubi bollitori (B) percorsi internamente dal mercurio liquido, il surriscaldatore dei vapori di mercurio (S_m) e quello del vapor d'acqua (S_a) nonché i due fasci economizzatori per il mercurio (E_m) e per l'acqua (E_a). Il vapore di mercurio sviluppatosi nei bollitori (B) passa nel surriscaldatore (S_m) e viene convogliato poi alla turbina a mercurio (T_m); lo scarico avviene entro uno scambiatore di calore (S_c) ove i vapori di mercurio si condensano ad una pressione di circa 0,3 ata ($t \cong 200^\circ\text{C}$) cedendo le calorie di condensazione all'acqua che circola entro i tubi dello scambiatore; quest'acqua vaporizza, si raccoglie nel collettore superiore (K), passa nel surriscaldatore (S_a) e da questo alla seconda turbina (T_a) entro la quale si espande fino alla normale pressione di scarico (0,05 ata) per poi fluire entro il condensatore (C) ove viene ricondotta, mediante raffreddamento allo stato liquido.

Mentre il mercurio condensato passa nell'economizzatore (E_m) per poi rientrare nei tubi bollitori (B) e ricominciare il ciclo, l'acqua proveniente dal condensatore (C) viene convogliata, tramite la pompa (P_a) al suo economizzatore (E_a) ove si preriscalda per poi essere ricondotta nello scambiatore di calore. Per maggior chiarezza di esposizione, nello schema citato abbiamo riprodotto in nero il circuito seguito dall'acqua (e dal suo vapore) ed in rosso quello del mercurio; quest'ultimo, essendo un circuito chiuso, non richiede — almeno teoricamente — continue reintegrazioni di liquido, ma nella pratica, le piccole perdite attraverso giunzioni, manicotti, estrazioni ed organi di tenuta, richiedono un leggero apporto dall'esterno per mantenere costante la quantità di mercurio operante.

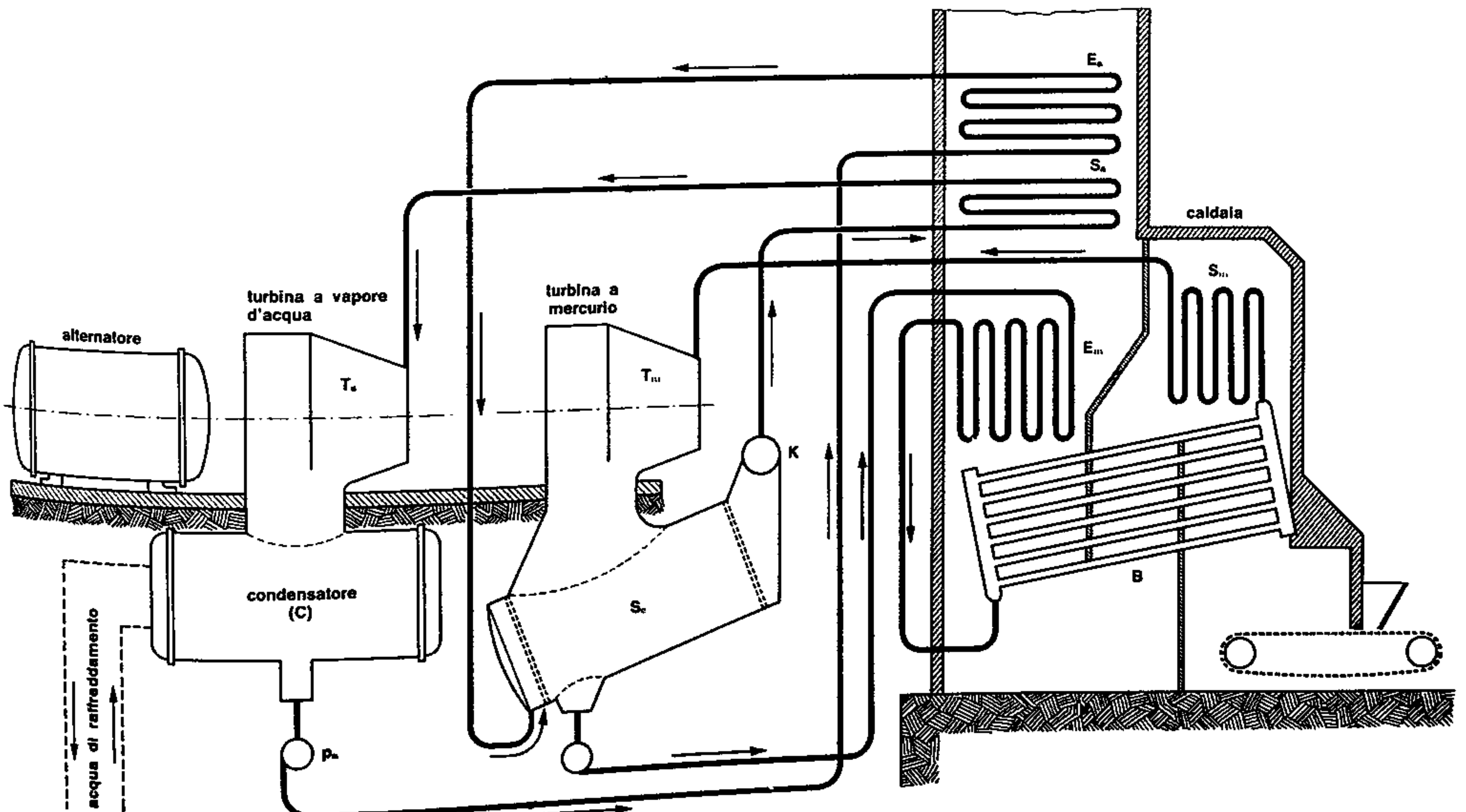


Fig. 327. Schema di un impianto a doppio fluido

L'impianto risulta perciò costoso, richiede una assidua sorveglianza e può essere fonte di pericolo a causa della tossicità dei vapori di mercurio; queste considerazioni, opposte al non lieve aumento di rendimento, fanno sì che impianti di questo tipo siano raramente adottati.

Meritano un breve cenno anche le caldaie « a recupero di calore », installate laddove si disponga di fumi ancora sufficientemente caldi che non potrebbero essere utilizzati in altro modo; queste caldaie (generalmente di dimensioni modeste) producono vapore saturo in quantità sufficiente per l'azionamento di meccanismi ausiliari (piccole turbine, macchine a vapore, cavallini a vapore ecc.) L'impiego di queste caldaie è comune nelle acciaierie, ove si sfrutta il calore residuo dei fumi uscenti dai forni, o negli impianti navali a motori diesel, utilizzando i gas di scarico che conservano ancora una temperatura intorno ai $250 \div 300^\circ\text{C}$ sufficiente a produrre vapore a bassa pressione ($3 \div 4$ ate).

Lo schema di una caldaia a recupero non si discosta sensibilmente da quelli descritti in precedenza; esistono caldaie di questo tipo con tubi disposti orizzontalmente (fig. 328) a somiglianza delle caldaie a ritorno di fiamma, ed altre con due (o più) collettori congiunti da una serie di tubi d'acqua più o meno verticali (fig. 329); un opportuno sistema di valvole a farfalla permette di convogliare i fumi entro la caldaia, o di escludere la stessa dal loro percorso, scaricando direttamente all'atmosfera quando lo si ritenga necessario.

* * *

Citeremo infine gli « **scambiatori di calore** » che pur non appartenendo alla categoria delle caldaie vere e proprie, ne sfruttano i principi fondamentali, per trasmettere il calore da un fluido ad un altro; essi sono generalmente costituiti da un corpo cilindrico allungato (mantello) e da un fascio di tubi di piccolo diametro disposti longitudinalmente.

Il tipo più comune è quello « **a piastre fisse** » (fig. 330) in cui i tubi sono mandrinati alle due piastre, ricoperte a loro volta da due calotte, una delle quali porta un diaframma separatore che obbliga il fluido a percorrere metà del fascio tubiero in un senso e

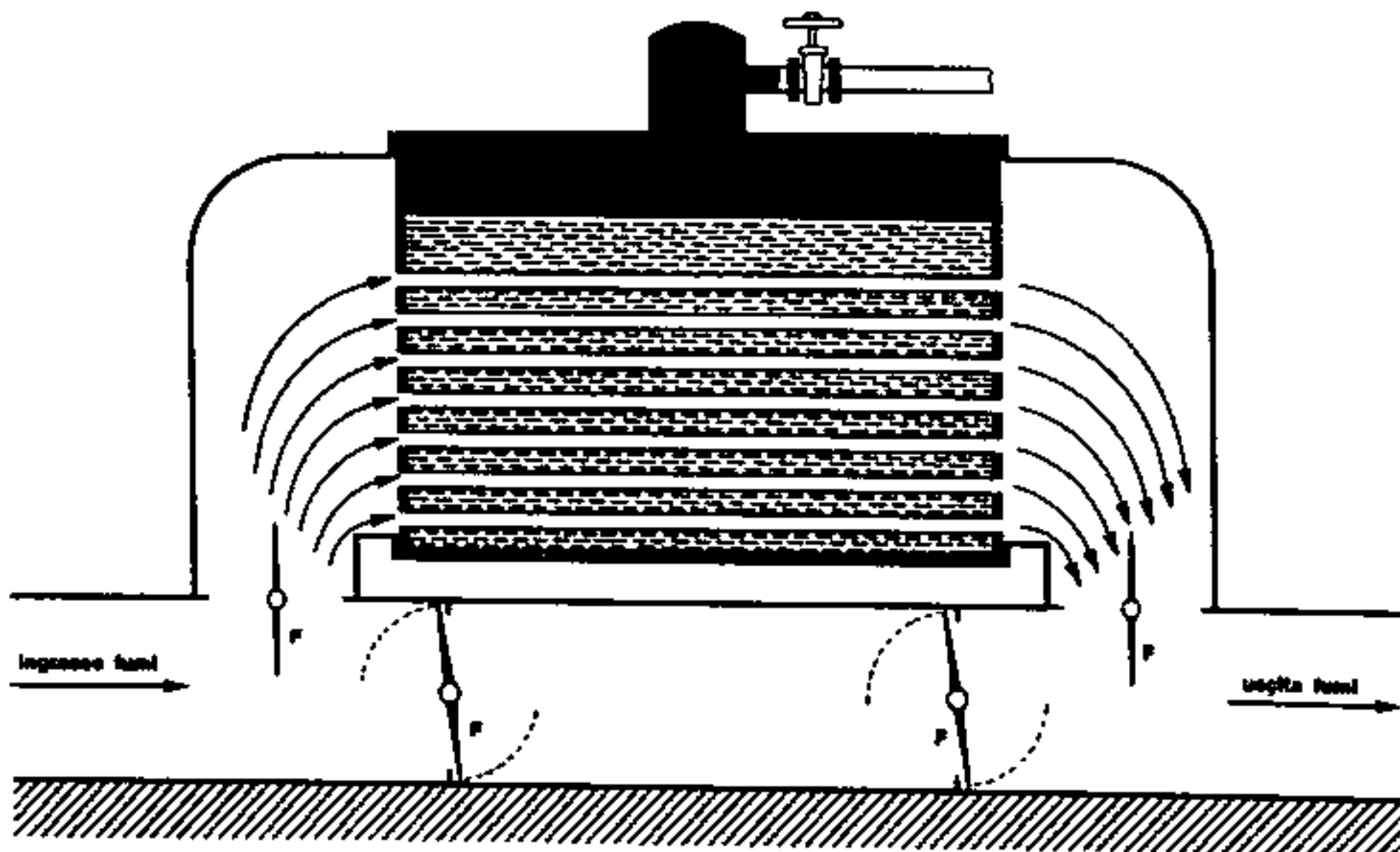


Fig. 328. Caldaia a recupero di calore con tubi orizzontali (schema)

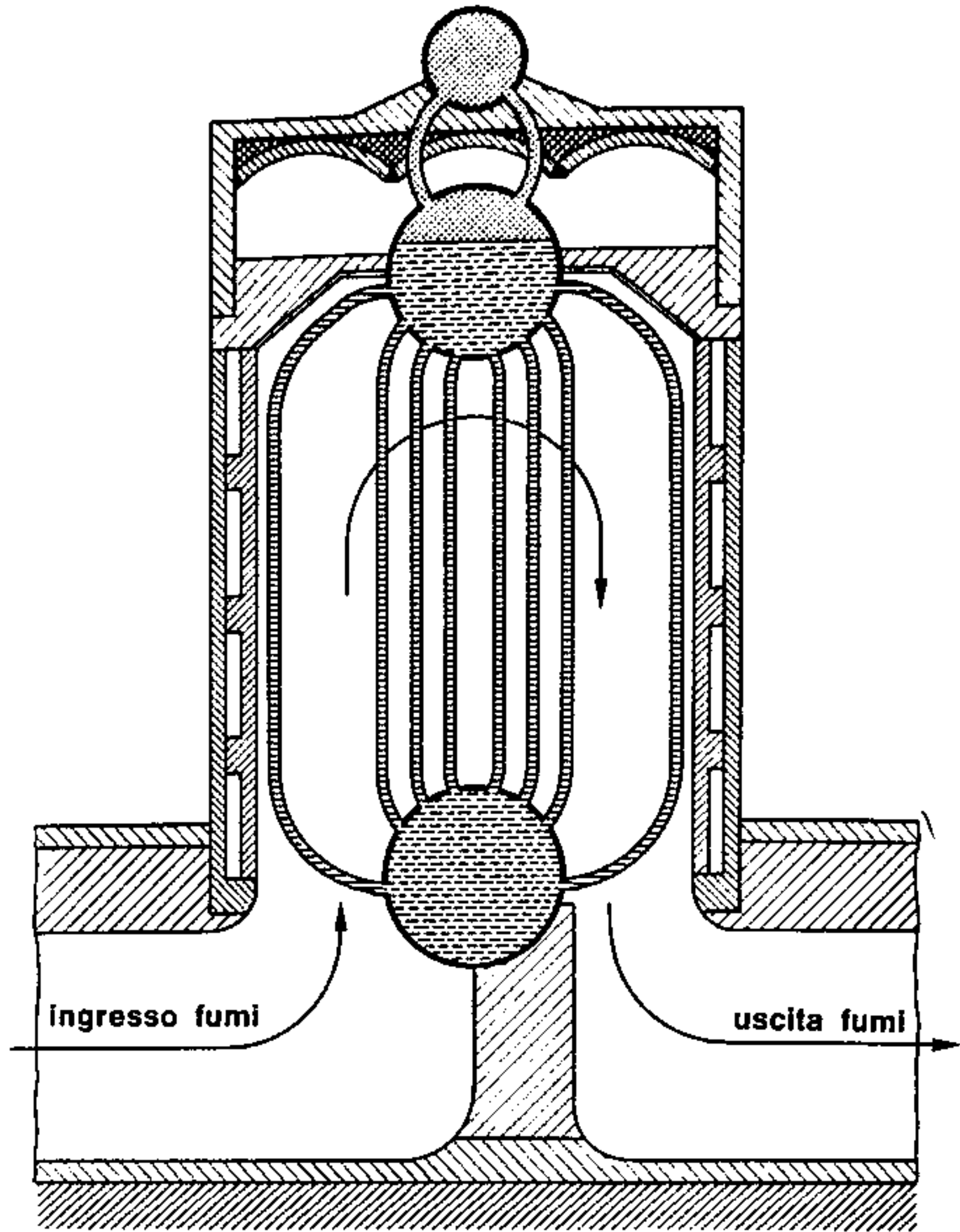


Fig. 329. Caldaia a recupero di calore con tubi verticali

l'altra metà in senso opposto. In questi scambiatori la pulizia esterna dei tubi è difficoltosa per cui è bene impiegarli solo con fluidi che non diano luogo a depositi o incrostazioni; un altro inconveniente è rappresentato dalla diversità di dilatazioni che si manifesta fra tubi interni e mantello esterno, diversità che può produrre pericolose deformazioni e talvolta il distacco dei tubi dalle piastre.

Negli scambiatori « **a tubi piegati** » (fig. 331) non vi sono preoccupazioni per le dilatazioni dei tubi in quanto essi sono ripiegati a forma di « U » e mandrinati sulla stessa piastra tubiera, in modo che il fluido, una volta penetrato in essi, li percorre fino allo sbocco; la pulizia esterna dei tubi non presenta alcuna difficoltà, poiché tutto il fascio tubiero è facilmente estraibile, ma in compenso risulta difficoltosa la pulizia interna che può essere effettuata con scovoli metallici fino all'inizio del tratto curvo e non oltre. Nell'uno e nell'altro tipo, figurano alcuni diaframmi interni posti normalmente ai tubi, **in modo che il fluido riscaldante sia costretto a compiere un percorso sinuoso investendo più volte il fascio tubiero e facilitando così la trasmissione del calore;** i diaframmi inoltre hanno un'efficace azione di irrigidimento dell'intero complesso.

Più complessi sono gli scambiatori « **a testa flottante** » (fig. 332) dotati di una piastra tubiera fissa e di una mobile entro la calotta terminale, in modo da consentire la più assoluta libertà di dilatazione; è questa la soluzione migliore — anche se la più costosa — poiché al pregio già descritto accoppia la facilità di pulizia interna ed esterna in quanto il fascio tubiero è composto da tubi dritti ed è facilmente estraibile.

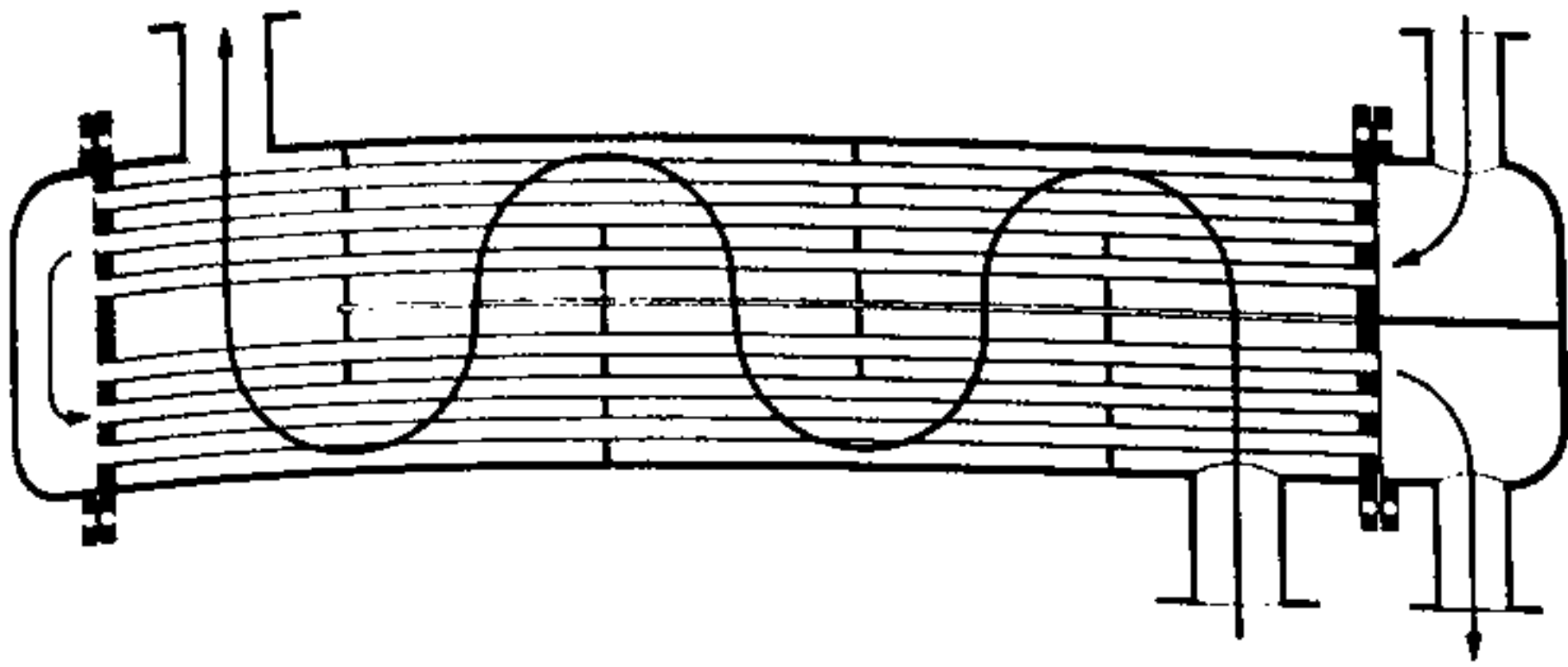


Fig. 330. Scambiatore di calore a fascio tubiero (schema)

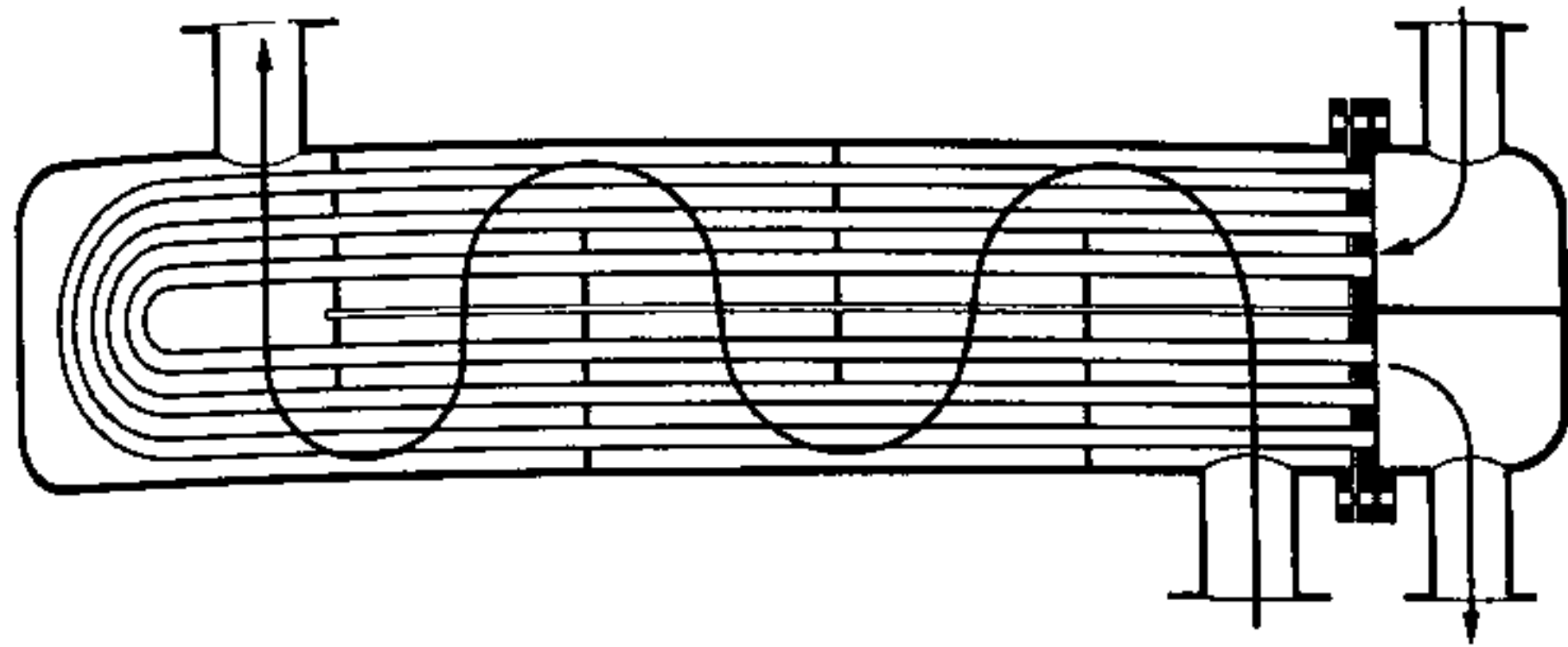


Fig. 331. Scambiatore di calore a tubi piegati (schema)

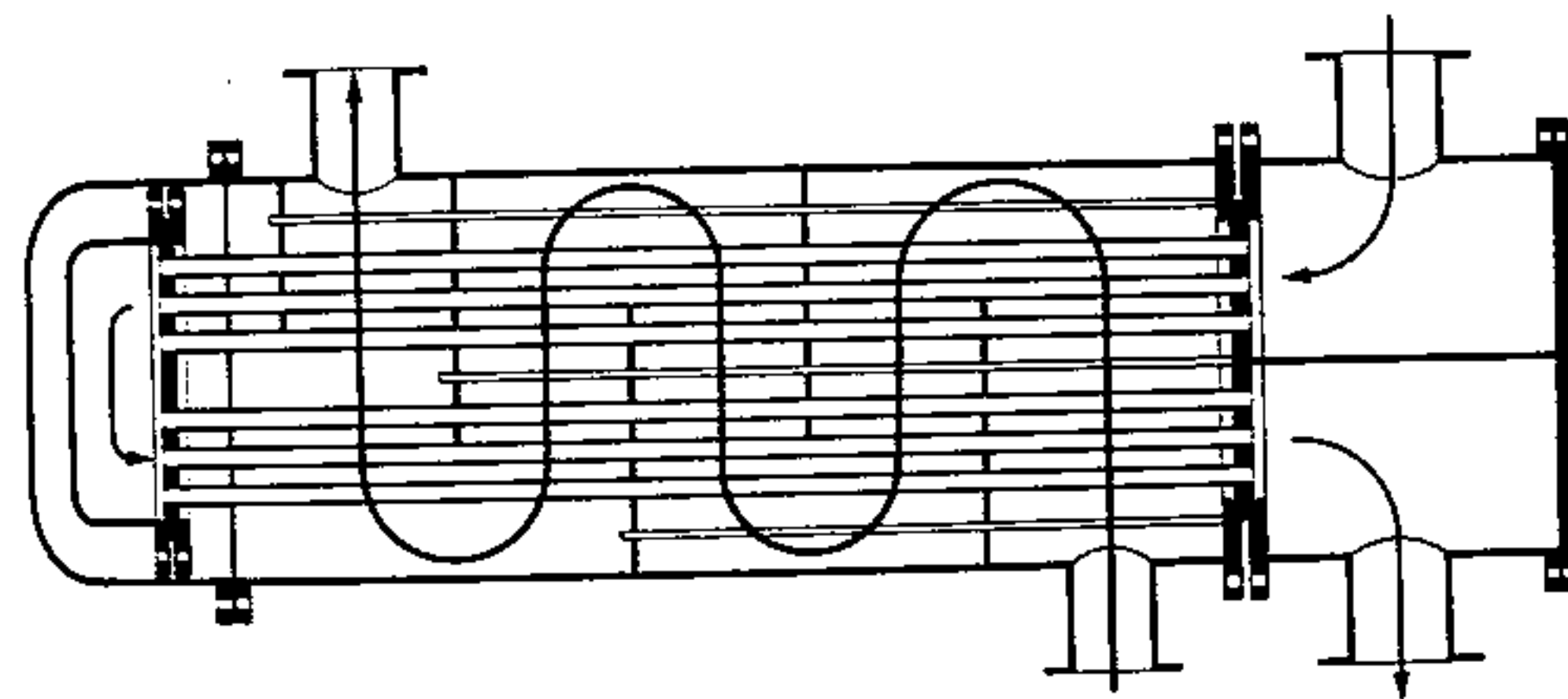


Fig. 332. Scambiatore di calore a testa flottante (schema)

Per quanto concerne i fluidi, quello riscaldato è di varia natura, mentre quello riscaldante è generalmente costituito da prodotti della combustione, acqua calda o vapore d'acqua; quest'ultimo caso è il più frequente e merita qualche precisazione. Il vapore impiegato è quasi sempre saturo umido a pres-

sione relativamente bassa e nell'attraversamento dello scambiatore deve cedere tutte le calorie di condensazione di cui dispone; in altre parole esso deve uscire dall'apparecchio ridotto allo stato liquido. A tale scopo lo scambiatore è corredato da uno « **scaricatore di condensa** » installato alla bocca di uscita che consente l'efflusso del fluido solo quando questo ha assunto lo stato liquido, mentre lo impedisce fino a che esso mantiene lo stato aeriforme. In fig. 333 è illustrato uno scambiatore di condensa a galleggiante: la valvola (V) di scarico è azionata tramite una leva (L) dal galleggiante (G); è chiaro che in assenza di liquido entro lo scambiatore, il galleggiante non è soggetto ad alcuna spinta ascendente, per cui, mantiene la valvola chiusa per effetto del proprio peso, favorito in questa azione dalla pressione esistente nell'interno del recipiente; quando il vapore si condensa, l'interno della scatola si riempie di liquido ed il galleggiante viene spinto verso l'alto aprendo la valvola di scarico e lasciando defluire il condensato fino a che, raggiunto il minimo livello, la valvola si chiude nuovamente e l'efflusso si interrompe.

A completamento di quanto esposto sui generatori di vapore riportiamo nella tabella n. 28 alcuni valori (indicativi) delle loro caratteristiche principali.

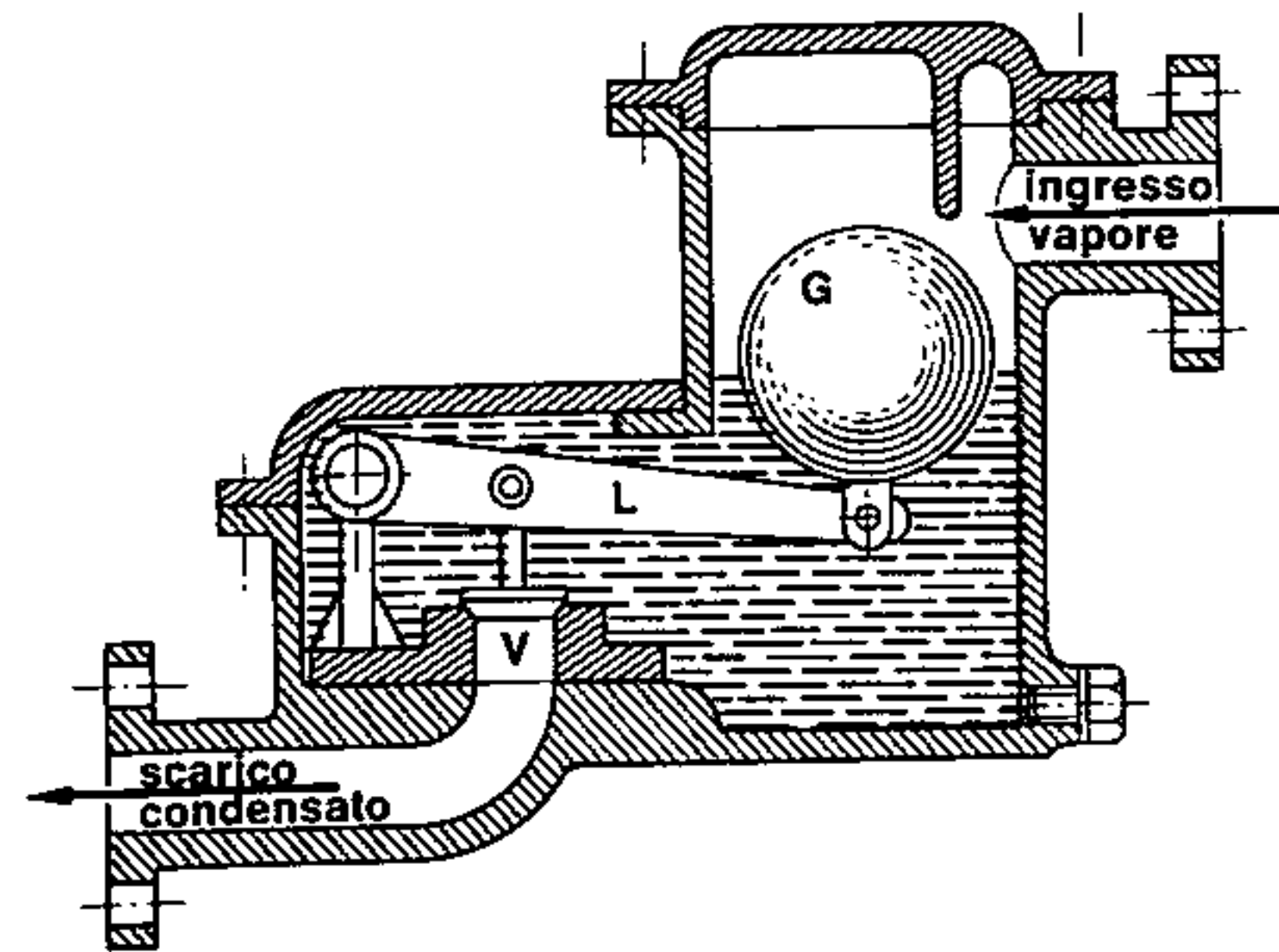


Fig. 333. Scaricatore di condensa a galleggiante

Tabella 28 CARATTERISTICHE DEI PRINCIPALI TIPI DI CALDAIE INDUSTRIALI

Tipo di caldaia	Pressione (ate)	Superficie (m ²)	Capacità (l)	Capacità specifica (l/m ²)	Potenzialità (kg/h)	Potere vaporizzante (kg/m ² h)	Rendimento max
Cornovaglia a 1 focolare	8 ÷ 12	50 ÷ 60	10 000 ÷ 15 000	160 ÷ 250	1 500	15 ÷ 25	0,75
Cornovaglia a 2 focolari	10 ÷ 15	60 ÷ 100	8 000 ÷ 15 000	150 ÷ 180	2 000	25 ÷ 30	0,80
Caldaia a tubi di fumo	15 ÷ 30	100 ÷ 250	15 000 ÷ 20 000	120 ÷ 160	10 000	30 ÷ 50	0,82
Caldaia a tubi d'acqua sub-orizzontali	30 ÷ 70	300 ÷ 500	15 000 ÷ 30 000	40 ÷ 70	20 000	40 ÷ 70	0,85 ÷ 0,90
Caldaia a tubi d'acqua sub-verticali	50 ÷ 100	500 ÷ 2 000	15 000 ÷ 60 000	30 ÷ 50	40 000	40 ÷ 80	0,90 ÷ 0,92
Caldaia Velox	50 ÷ 150	200 ÷ 600	2 000 ÷ 6 000	5 ÷ 15	60 000	100 ÷ 500	0,95
Caldaia La Mont	35 ÷ 40	—	—	15 ÷ 20	—	100	0,95
Caldaia Sulzer	100 ÷ 350	150 ÷ 500	1 000 ÷ 3 000	3 ÷ 10	60 000	40 ÷ 80	0,95
Caldaia Benson	250 ÷ 300	250 ÷ 1 000	1 000 ÷ 5 000	3 ÷ 10	80 000	100	0,95

Capitolo Diciannovesimo

Accessori delle caldaie

106) SURRISCALDATORI

L'impiego del vapore surriscaldato nelle motrici a vapore consente di incrementare il « dislivello termico » fra la sezione di entrata e quella di uscita della macchina, conseguendo un maggior sfruttamento dell'energia calorifica disponibile, come abbiamo precisato nel par. 88; è perfettamente logico perciò che nelle moderne caldaie si tenda alla produzione di vapore surriscaldato a temperature sempre più alte malgrado la complicazione costruttiva che tale risultato comporta. Trattando il problema della vaporizzazione dell'acqua abbiamo detto che si può surriscaldare il vapore saturo somministrando altro calore, cosa che non può avvenire entro il collettore di una caldaia, in quanto coesistendo liquido e vapore, l'ulteriore quantità di calore ceduto alla miscela servirebbe solo a vaporizzare altra acqua che rimarrebbe tuttavia allo stato di vapore saturo umido essendo in presenza del liquido. Occorre perciò estrarre il vapore umido sviluppatosi entro il collettore ed inviarlo in una serie di tubi lambiti esternamente dai prodotti della combustione, ove, non essendo in presenza del liquido, esso può essiccarsi completamente ed in seguito aumentare di temperatura passando allo stato di vapore surriscaldato.

Nella descrizione dei vari tipi di caldaie fatta nel capitolo precedente, abbiamo spesso accennato al surriscaldatore ed alla posizione in cui esso viene installato; è questa una precisazione molto importante la cui esatta realizzazione consente di ottenere le caratteristiche di vapore desiderate senza arrecare danni all'apparecchiatura meccanica.

Riferendoci per semplicità alla caldaia Babcock di fig. 310, la posizione del surriscaldatore non può essere diversa da quella indicata; la temperatura dei fumi che lo investe non deve infatti essere troppo bassa, (altrimenti non si otterrebbe l'effetto desiderato), né troppo alta (altrimenti si arroventerebbero i tubi). Un'analoga considerazione si può fare esaminando gli schemi di altre caldaie riportati nelle figure del capitolo precedente.

Il problema non sussiste invece per i tubi bollitori, investiti dai prodotti della combustione ad una temperatura intorno a $1000 \div 1200^\circ\text{C}$, poiché in essi circola del liquido che, in virtù del suo alto coefficiente di trasmissione, mantiene la temperatura della parete metallica entro limiti tollerabili. In linea

di massima si può ritenere che la temperatura dei fumi all'ingresso di un surriscaldatore debba aggirarsi intorno ai $600 \div 700^\circ\text{C}$ fino ad un massimo di 850°C in alcune caldaie a tubi sub-verticali; i fumi, lambendo i tubi del surriscaldatore cedono calore al vapore che in essi scorre ad una velocità che varia da 10 m/s a $40 \div 50$ m/s e conseguentemente subiscono una riduzione di temperatura. Si può ritenere mediamente che nel processo, i fumi caldi si raffreddino di circa 200°C . Per quanto riguarda la temperatura di surriscaldamento, essa è connessa alle pressioni di esercizio ed alla relativa temperatura di ebollizione; qualche dato in merito può essere dedotto dalla seguente tabellina, pur tenendo presente che non sono rari esempi di caldaie funzionanti con valori diversi da quelli indicati:

pressioni di esercizio (ate)	temper. di eboll. ($^\circ\text{C}$)	temper. di surr. ($^\circ\text{C}$)
$10 \div 20$	$183 \div 213$	$325 \div 375$
$30 \div 50$	$234 \div 264$	$400 \div 425$
$50 \div 200$	$264 \div 320$	$450 \div 500$

I tubi impiegati nei surriscaldatori sono in genere di piccolo diametro allo scopo di rendere più veloce la circolazione del vapore, costruiti in acciaio al carbonio o al nickel-cromo o al molibdeno man mano che cresce la pressione di esercizio; l'attacco ai collettori è realizzato mediante mandrinatura o saldatura. Nulla di preciso può dirsi invece per quanto concerne le forme attribuite ai circuiti in quanto esse differiscono a seconda del tipo di caldaia: in genere si tratta di una serie di tubi di piccolo diametro ($35 \div 45$ mm) innestati, su scatole collettrici a sezione quadra o circolare (fig. 334); spesso sono previsti entro il generatore opportuni diaframmi che costringono i fumi a percorsi obbligati per sfruttare al massimo il calore in essi contenuto, o registri mobili per regolare la temperatura di surriscaldamento o escludere addirittura il surriscaldatore quando lo si ritenga necessario.

* * *

La superficie del surriscaldatore può essere calcolata, in prima approssimazione, valutando la quan-

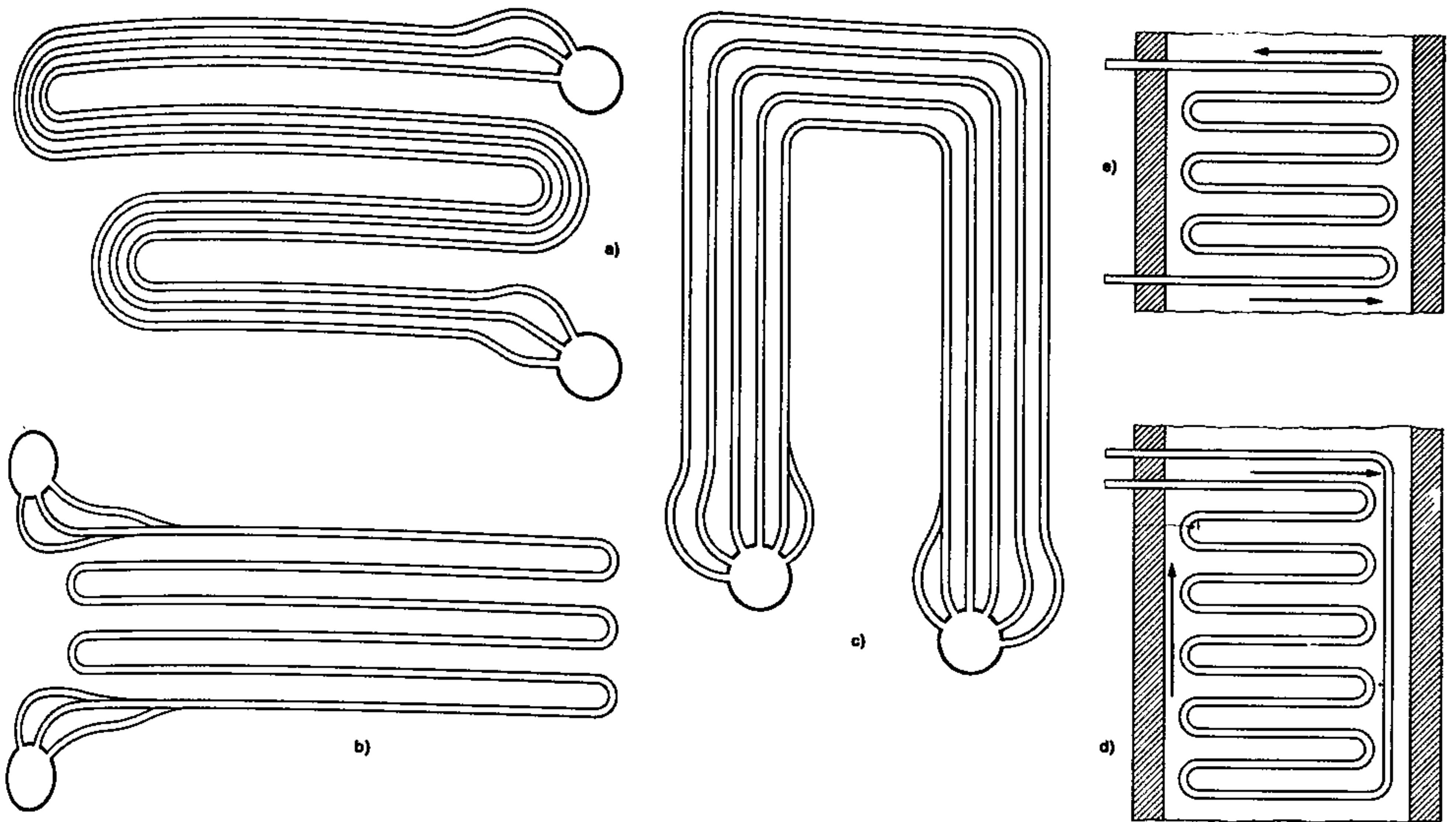


Fig. 334. Esempi di circuiti tubieri per fasci surriscaldatori

tità di calore (Q) scambiata fra i fumi ed il vapore effluente entro i tubi; tenuto conto che il vapore prelevato dal collettore è generalmente umido, a titolo « x », per essiccare completamente 1 kg di esso, occorre somministrare una quantità di calore (Q'):

$$Q' = (1 - x)r$$

essendo « r » il calore latente di vaporizzazione; poiché tale vapore si trova tutt'ora alla temperatura di ebollizione (t_e) per surriscaldarlo fino alla temperatura prefissata (t_s) occorre un'ulteriore quantità di calore (Q'')

$$Q'' = C_{pm}(t_s - t_e)$$

essendo « C_{pm} » il calore specifico medio a pressione costante del vapore surriscaldato fra le temperature « t_s » e « t_e ».

In definitiva, per ogni kg di vapore che attraversa il surriscaldatore, occorre cedere ad esso il calore:

$$Q_0 = (1 - x)r + C_{pm}(t_s - t_e)$$

e, riferendo i calcoli all'unità di tempo, occorre somministrare in 1 ora:

$$Q = G_v[(1 - x)r + C_{pm}(t_s - t_e)] \quad (273)$$

se con « G_v » indichiamo la potenzialità del generatore.

Per quanto riguarda i prodotti della combustione, se 1 kg di combustibile produce $(1 + A_p)$ kg di fumi (che abbiamo sempre indicato con « M_f »), bruciando in 1 ora « G_c » kg di combustibile, ne

deriva una portata di fumi (G_f):

$$G_f = G_c(1 + A_p) = G_c M_f \quad (274)$$

e se tale portata di fumi, attraversando il surriscaldatore, riduce la sua temperatura da t'_f a t''_f ; cede una quantità di calore (Q_r):

$$Q_r = G_c M_f C_{fm}(t'_f - t''_f) \quad (275)$$

avendo indicato con « C_{fm} » il calore specifico medio dei fumi (nell'intervallo considerato) che, in un calcolo di prima approssimazione, si può ritenere mediamente:

$$C_{fm} \cong 0,25 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$$

Il calore espresso dalla (275) non viene integralmente utilizzato per il surriscaldamento del vapore, poiché una parte di esso andrà inevitabilmente dispersa per vari motivi; indicando perciò con « n » un opportuno **coefficiente di dispersione**, se ne potrà utilizzare solo una parte, e precisamente:

$$Q_u = (1 - n)Q_r$$

ovvero ricordando la (275):

$$Q_u = (1 - n)G_c M_f C_{fm}(t'_f - t''_f) \quad (276)$$

Nelle ipotesi fatte, questo calore viene trasmesso al vapore circolante entro i tubi, per cui potremo scrivere:

$$Q_u = Q$$

ovvero dalla (276) e (273):

$$\boxed{(1 - n) G_v M_r C_{rm} (t'_r - t''_r) = G_v [(1 - x)r + C_{pm}(t_s - t_e)]} \quad (277)$$

Questa relazione viene generalmente impiegata per calcolare la temperatura dei fumi a valle del surriscaldatore (t''_r) essendo noti o prefissati tutti gli altri termini che la costituiscono; determinato il valore di t''_r ; dalla relazione (240) del par. 93, che nel nostro caso diviene:

$$\boxed{Q = S_s K \left(\frac{t'_r + t''_r}{2} - \frac{t_s + t_e}{2} \right)} \quad (278)$$

si ricava la superficie necessaria per il surriscaldatore (S_s):

$$S_s = K \frac{Q}{\left(\frac{t'_r + t''_r}{2} - \frac{t_s + t_e}{2} \right)} \quad (279)$$

ponendo indifferentemente per « Q » il valore (in kcal/h ricavato dalla (276) o dalla (273).

Per quanto concerne il coefficiente di trasmissione totale (K), si assume, in prima approssimazione:

$$K = 30 \div 40 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

non tenendo conto né del tipo di caldaia, né del grado di combustione; secondo il manuale dell'Ingegnere, è preferibile la relazione:

$$K = 0,015 \cdot G_s^2 \quad (280)$$

in cui « G_s » rappresenta la capacità specifica della caldaia variabile ovviamente a seconda della quantità di vapore prodotto e della superficie di surriscaldamento.

107) ECONOMIZZATORI

Ci si può rendere conto dell'effettiva utilità del preriscaldamento dell'acqua di alimento in un generatore, esaminando lo schema elementare di un impianto a vapore illustrato in fig. 335: esso funziona

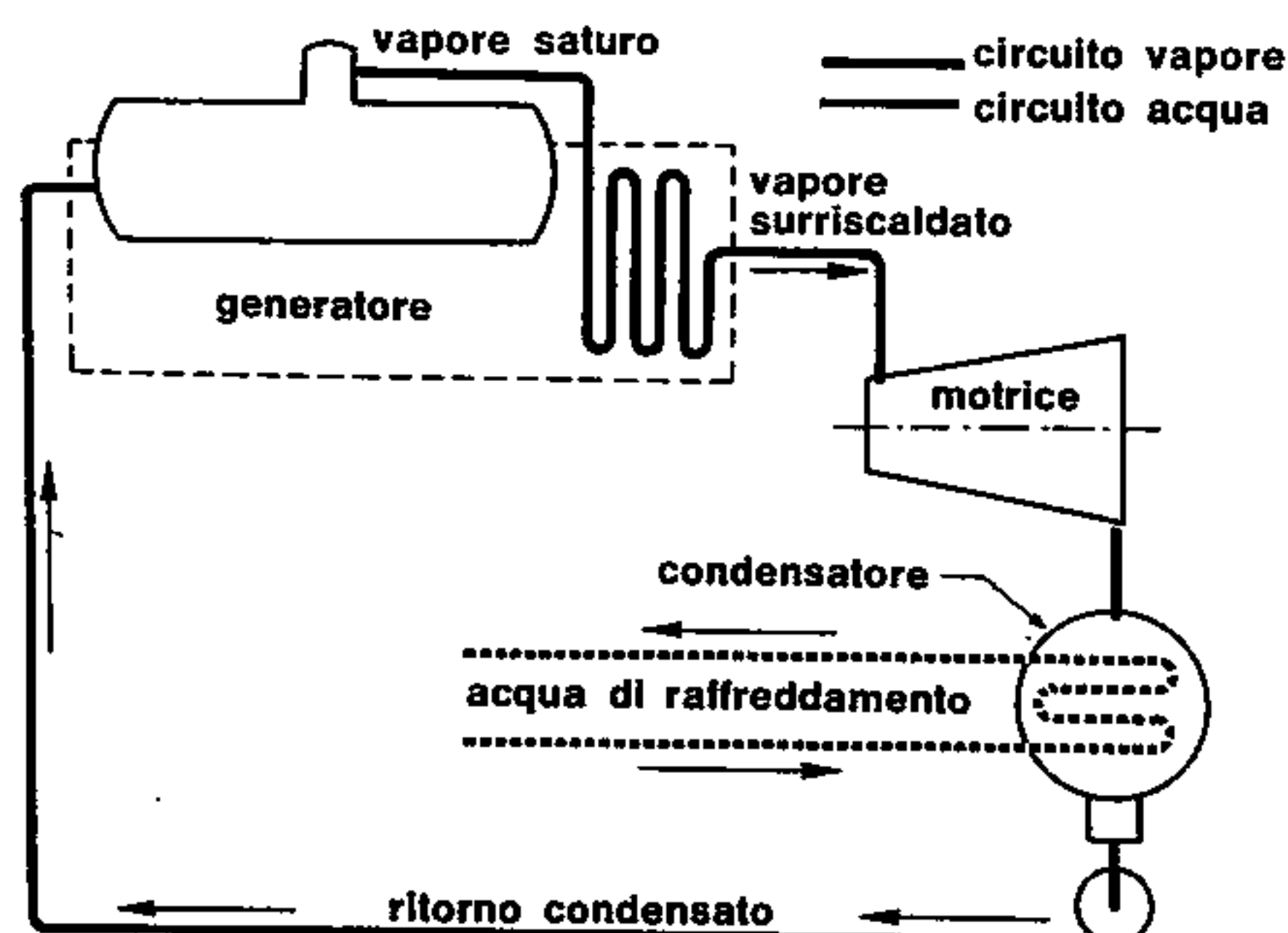


Fig. 335. Schema semplificato di un impianto a vapore

— teoricamente almeno — a circuito chiuso, poiché il fluido vaporizzato entro la caldaia (ed eventualmente surriscaldato) viene lasciato espandere nella motrice, poi condensato in un opportuno refrigerante (detto perciò « condensatore ») ed infine ricondotto, mediante una o più pompe, entro il collettore del generatore per riprendere il ciclo. Orbene nei grandi impianti a turbina, il valore della pressione nel generatore si aggira intorno alle 50-80 ate (e spesso anche più) con temperature di ebollizione variabili quindi fra 265 °C e 295 °C, mentre la motrice scarica nel condensatore in cui si mantiene una pressione inferiore a quella atmosferica (circa 0,05 ata) ed il vapore si trasforma in liquido ad una temperatura media di 30-45 °C; il condensato viene ricondotto in caldaia ove si trova altra acqua alla temperatura di ebollizione corrispondente alla pressione di esercizio.

È chiaro che l'introduzione di acqua relativamente fredda nel collettore può provocare pericolose deformità termiche e dilatazioni di diversa entità che possono compromettere la resistenza di alcune parti del generatore stesso.

Sorge quindi spontanea la necessità di preriscaldare gradualmente il condensato prelevato con la pompa, fino a portarlo ad una temperatura prossima a quella esistente in caldaia, utilizzando vapore di scarico dei meccanismi ausiliari, o prelevandone una parte in più punti intermedi della motrice, o infine sfruttando le residue calorie contenute nei fumi prima che essi abbandonino il generatore.

Quando il salto di temperatura fra il condensatore e la caldaia è molto alto, non essendo sufficiente un solo preriscaldamento, si utilizzano tutti gli accorgimenti predetti, affidando un primo riscaldamento al vapore di scarico degli ausiliari, ricorrendo poi agli spillamenti della motrice e completando il preriscaldamento con l'economizzatore posto nell'interno del generatore. L'impiego dell'economizzatore, inserito sul percorso dei fumi prima che questi abbandonino il generatore, è doppiamente vantaggioso poiché permette anche di utilizzare il calore residuo che altrimenti sarebbe perduto; abbiamo visto infatti che una delle maggiori perdite connesse al processo di combustione, è costituita dalla perdita per calore sensibile⁽¹⁾, espressa da:

$$Q = M_r C_{rm} (t_u - t_0)$$

che può essere ridotta abbassando quanto più è possibile la temperatura dei fumi al camino (t_u). Questo abbassamento non si può ovviamente conseguire con il semplice assorbimento di calore da parte dei tubi vaporizzatori poiché a valle di essi, i fumi debbono avere ancora una temperatura largamente superiore a quella di ebollizione del liquido.

Ad esempio, in una caldaia Babcock operante alla pressione di esercizio di 40 ate, sia il liquido che il vapore contenuti nel collettore e nel fascio tubiero, si trovano alla temperatura di ebollizione (~ 250 °C) e la temperatura dei fumi che abbandonano il semifascio posteriore non può scendere al disotto

1. Questa perdita è riferita, beninteso, ad 1 kg di combustibile.

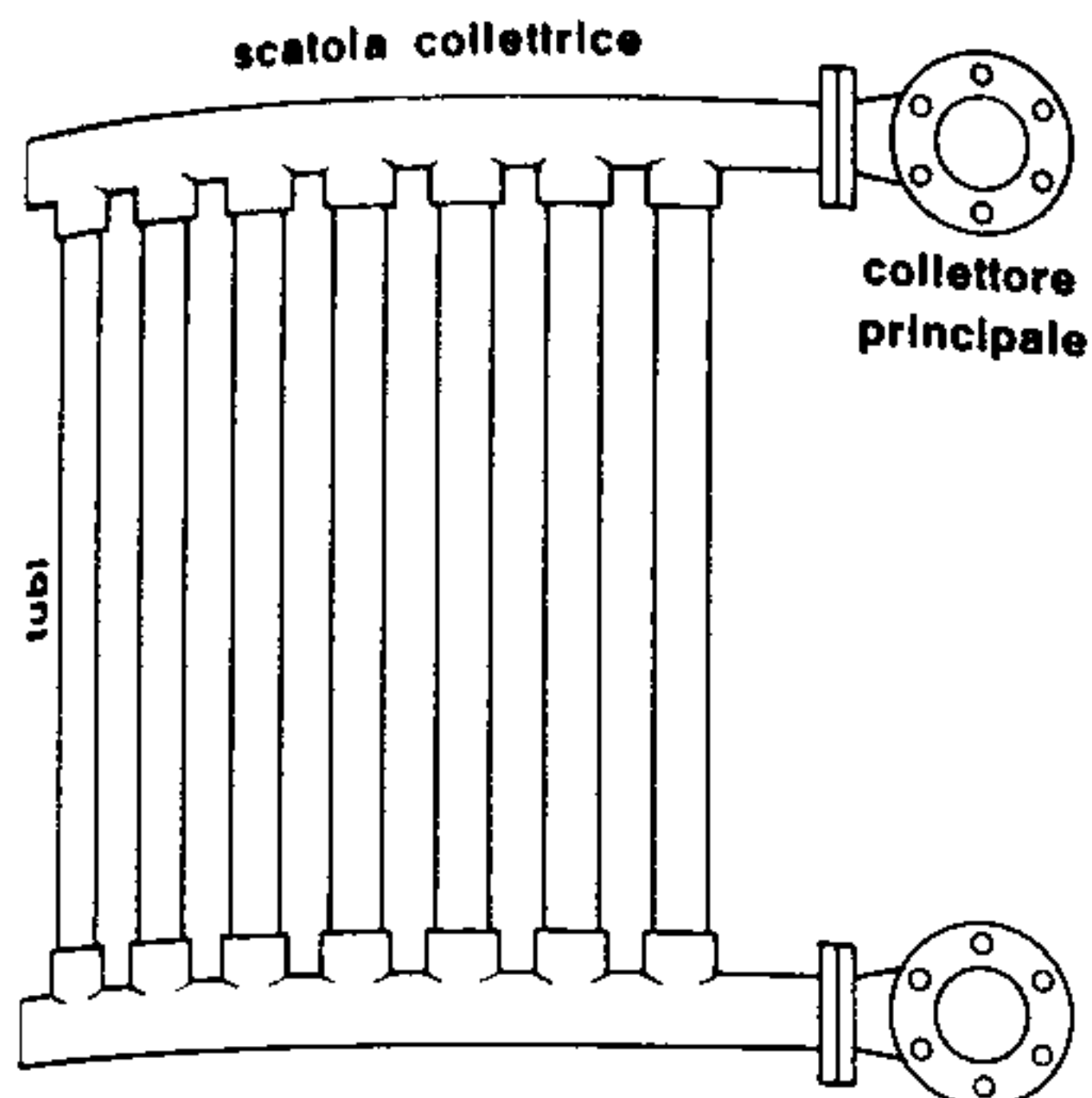


Fig. 336. Economizzatore a tubi lisci (schema)

dei $300 - 350^{\circ}\text{C}$ senza compromettere la trasmissione del calore; solo l'installazione dell'economizzatore (o di altro preriscaldatore) a valle dei tubi bollitori permette il recupero di parte del calore sensibile, abbassando la temperatura dei prodotti della combustione.

Nella progettazione del generatore, occorre tener presente anche le esigenze del sistema di tiraggio previsto; il tiraggio naturale, per il suo stesso principio di funzionamento, non è adatto per le caldaie nelle quali si intende recuperare parte del calore di scarico.

Nell'esempio precedente, i fumi uscendo a 350°C consentirebbero un efficace tiraggio naturale, ma l'installazione di un eventuale economizzatore con conseguente riduzione della temperatura dei fumi intorno ai 200°C , renderebbe precario il sistema, sia per la minor depressione prodotta, sia per l'aumento delle perdite di carico connesse alla presenza della nuova serie di tubi.

L'economizzatore di tipo più comune è costituito (fig. 336) da una serie di tubi lisci ad asse rettilineo (disposti perpendicolarmente al percorso dei fumi) riuniti alle estremità da testate collettrici che, a loro volta, confluiscono in due collettori (uno di ingresso ed uno di uscita); l'acqua che circola entro i tubi ad una velocità oscillante fra $0,1$ e $0,7$ m/s assorbe parte del calore posseduto dai fumi, fino ad assumere una temperatura inferiore di $30^{\circ} - 40^{\circ}\text{C}$ a quella di ebollizione esistente in caldaia.

L'economizzatore a tubi lisci (in ghisa o più raramente in acciaio) è il meno costoso, ma la sua efficacia diminuisce notevolmente se non si provvede ad una continua asportazione del polverino depositato sui tubi che riduce sensibilmente il coefficiente di trasmissione; si rende perciò necessaria l'installazione di un sistema di «raschiatori» formati da manicotti di acciaio collegati in un unico complesso che viene mosso continuamente assorbendo una certa quantità di energia. Gli **economizzatori a tubi nervati** offrono un rendimento più elevato poiché la presenza delle alette (fig. 337) aumenta di $3 - 4$ volte la superficie di scambio e consente così di incrementare la trasmissione del calore riducendo parallelamente il numero dei tubi; gli inconvenienti

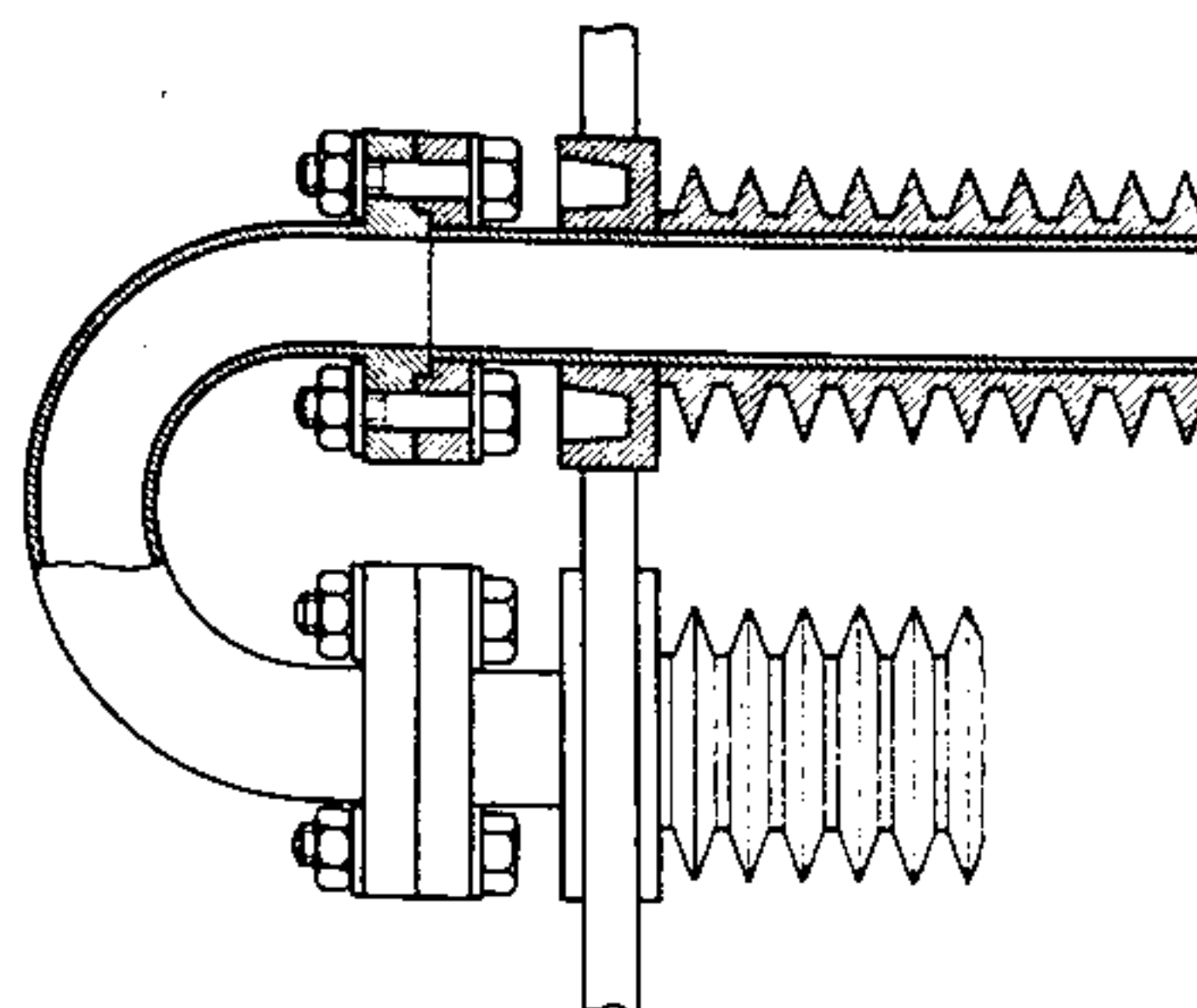


Fig. 337. Economizzatore alettato

di questo tipo di economizzatori sono rappresentati da una maggior perdita di carico incontrata dai fumi e dalla difficoltà delle operazioni di pulizia che vengono svolte giornalmente mediante getti di vapore come per i tubi bollitori.

Un tipo caratteristico di economizzatore è quello il cui schema è illustrato in fig. 338: è composto da un complesso di tubi di rame, irrobustiti da alette di acciaio trasversali, che ruotano entro una cassa ove penetrano i prodotti della combustione; l'acqua da riscaldare entra nel tubo «t» che è coassiale all'albero principale, si dirama nei vari serpentinei disposti radialmente e li percorre assorbendo il calore dei fumi; quest'ultimi trascinati in rotazione dal complesso dei tubi acquistano energia per effetto della forza centrifuga, per cui incrementano la propria velocità realizzando le condizioni più favorevoli per una buona trasmissione del calore. Questo tipo di economizzatore offre un ottimo rendimento ma è delicato, costoso e di difficile manutenzione; oltre a questo richiede una continua spesa di energia per il suo azionamento.

Quale che sia il tipo di economizzatore adottato, valgono le seguenti considerazioni di carattere generale:

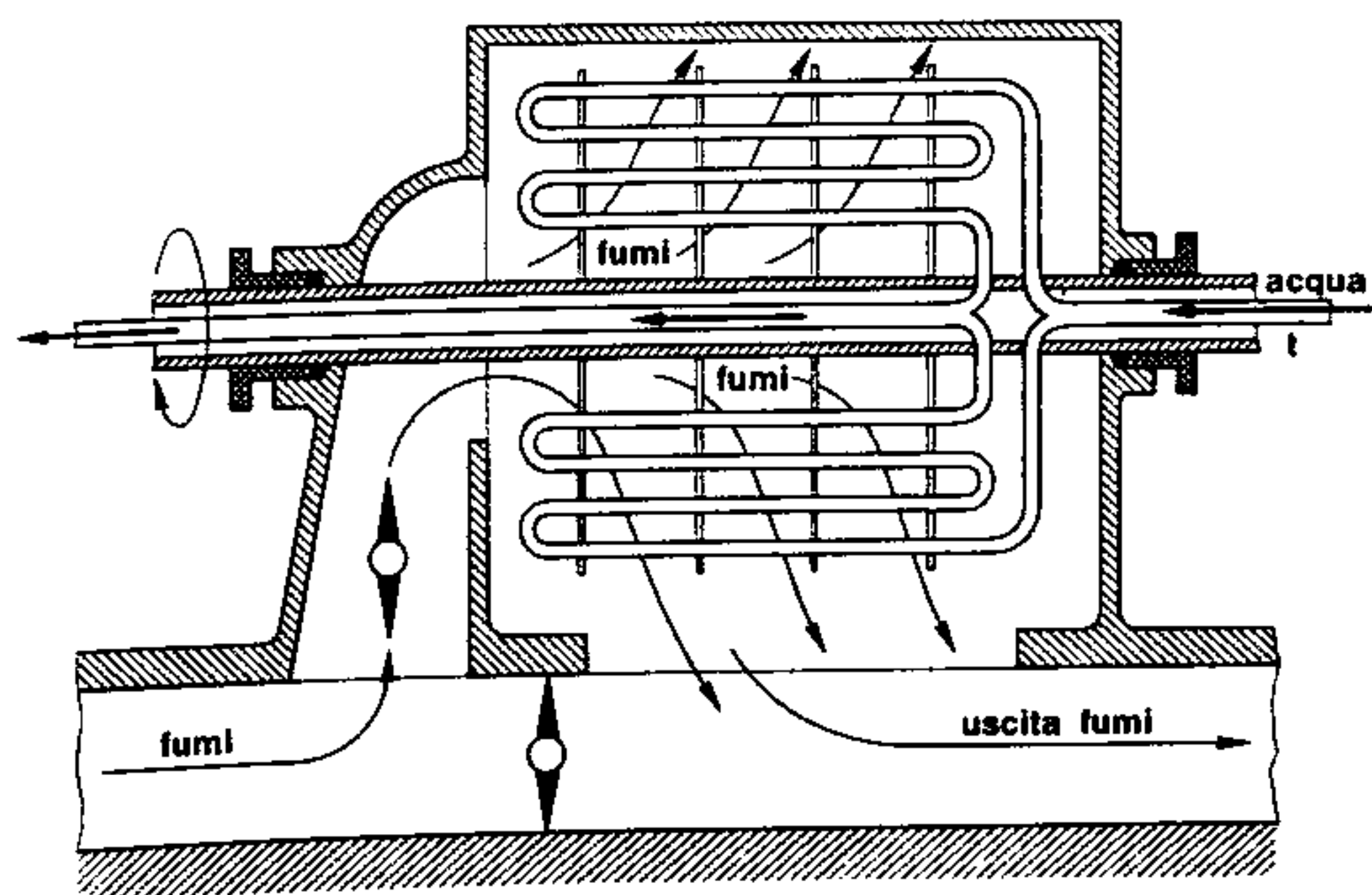


Fig. 338. Schema di economizzatore rotante

- **all'ingresso la temperatura dei fumi deve essere di circa 100°C ÷ 150°C superiore a quella del vapore saturo prodotto in caldaia;** in caso diverso i fumi non potrebbero assolvere il proprio compito nell'attraversamento del fascio bollitore;
- **all'uscita, la temperatura dei fumi deve superare di circa 50°C il valore della temperatura dell'acqua uscente dall'economizzatore;** si deve comunque tener presente che l'installazione dell'eventuale preriscaldatore d'aria a valle dell'economizzatore, costringe il progettista a mantenere la temperatura dei fumi ad un livello sufficiente ad assicurare il funzionamento di questo ultimo.

* * *

Indicando con « t'_a » e « t''_a » le temperature di ingresso e di uscita dell'acqua nell'economizzatore, con « t'_f » e « t''_f » le corrispondenti temperature dei fumi, e con « K » il coefficiente di trasmissione totale, si può calcolare la superficie dell'economizzatore (S_e) con la relazione:

$$Q = S_e K \left(\frac{t'_f + t''_f}{2} - \frac{t'_a + t''_a}{2} \right) \quad (281)$$

ritenendo in prima approssimazione:

$$K = 12 \div 20 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

oppure adottando la relazione proposta dal Manuale dell'Ingegnere:

$$K = (5 \div 10) \sqrt{V} + 2$$

in cui appare la velocità dei fumi (V) che oscilla generalmente fra 5 ÷ 8 m/s. Per quanto concerne il calore scambiato (Q) che compare nella (281) si può procedere come nel caso del surriscaldatore: se in 1 ora il generatore produce « G_v » kg di vapore (potenzialità) **per mantenere costante la pressione in caldaia occorre immettere nel collettore altrettanti kilogrammi di acqua** che deve prima passare attraverso i tubi dell'economizzatore per essere riscaldata da « t'_a » a « t''_a »; il calore da essa assorbito si esprime perciò con la relazione:

$$Q_a = G_v C_a (t''_a - t'_a) \quad (282)$$

in cui « C_a » rappresenta il calore specifico medio dell'acqua nell'intervallo di temperatura compreso fra « t'_a » e « t''_a » il cui valore è molto prossimo all'unità. D'altra parte, i fumi attraversando l'economizzatore si raffreddano da « t'_f » a « t''_f » cedendo perciò una quantità di calore:

$$Q_r = G_c M_r C_{rm} (t'_f - t''_f)$$

parte della quale andrà inevitabilmente dispersa, mentre il rimanente sarà assorbito dall'acqua; indicando perciò con « n » un opportuno coefficiente di dispersione, si può considerare perduto il calore:

$$Q_p = n Q_r$$

mentre il rimanente:

$$(1 - n) Q_r = (1 - n) G_c M_r C_{rm} (t'_f - t''_f)$$

coincide con la quantità espressa dalla (282); eguagliando le due espressioni, risulta:

$$\boxed{G_v C_a (t''_a - t'_a) = (1 - n) G_c M_r C_{rm} (t'_f - t''_f)} \quad (283)$$

una relazione dalla quale è possibile determinare la temperatura dei fumi a valle dell'economizzatore (t''_f), una volta noti tutti gli altri elementi. Il valore di « Q », espresso dal primo o dal secondo membro della (283), inserito nella (281) permette di calcolare la superficie dell'economizzatore.

108) PRERISCALDATORI D'ARIA

Si consegue un ulteriore recupero del calore sensibile contenuto nei fumi, installando a valle dell'economizzatore, un preriscaldatore dell'aria comburente; poiché immettendo nel focolare aria preriscaldata si ottiene un sensibile aumento della temperatura di combustione (cfr. par. 99) è facile intuire come sia doppiamente utile l'adozione del preriscaldatore.

Da un lato infatti si utilizza il calore residuo dei fumi (che andrebbe altrimenti perduto) riducendo l'entità della perdita al camino, e dall'altro si aumenta la temperatura di combustione, creando le migliori condizioni per una efficace trasmissione del calore. I preriscaldatori d'aria differiscono notevolmente fra loro — come del resto gli economizzatori — sia per il sistema impiegato (fissi o rotativi) sia per la disposizione dei tubi, sia per il percorso dei fluidi che in questo caso può avvenire indifferentemente con i fumi circolanti all'esterno oppure all'interno dei tubi stessi.

Per quanto concerne le temperature, si può tener presente quanto segue:

- la temperatura di ingresso dell'aria coincide con la temperatura ambiente; si cercherà quindi — nei limiti del possibile — di effettuare il prelievo nel punto più caldo del locale;
- la temperatura di uscita dell'aria è condizionata dalla quantità di calore disponibile nei fumi, e dalla necessità di utilizzazione connesse al tipo di combustibile, di focolare ecc.; mediamente si può ritenere intorno ai 200°C con punte massime fino a 300°C;
- la temperatura di ingresso dei fumi dipende dalla presenza o meno dell'economizzatore; essa è di poco inferiore alla temperatura dei fumi all'uscita da quest'ultimo se esiste, mentre nel caso contrario può essere valutata in funzione delle calorie necessarie all'aria comburente;
- la temperatura di uscita dei fumi, può scendere, come si è detto, fino a circa 100°C.

Per quanto riguarda la forma costruttiva, i preriscaldatori più comuni sono quelli a fascio tubiero (fig. 339)

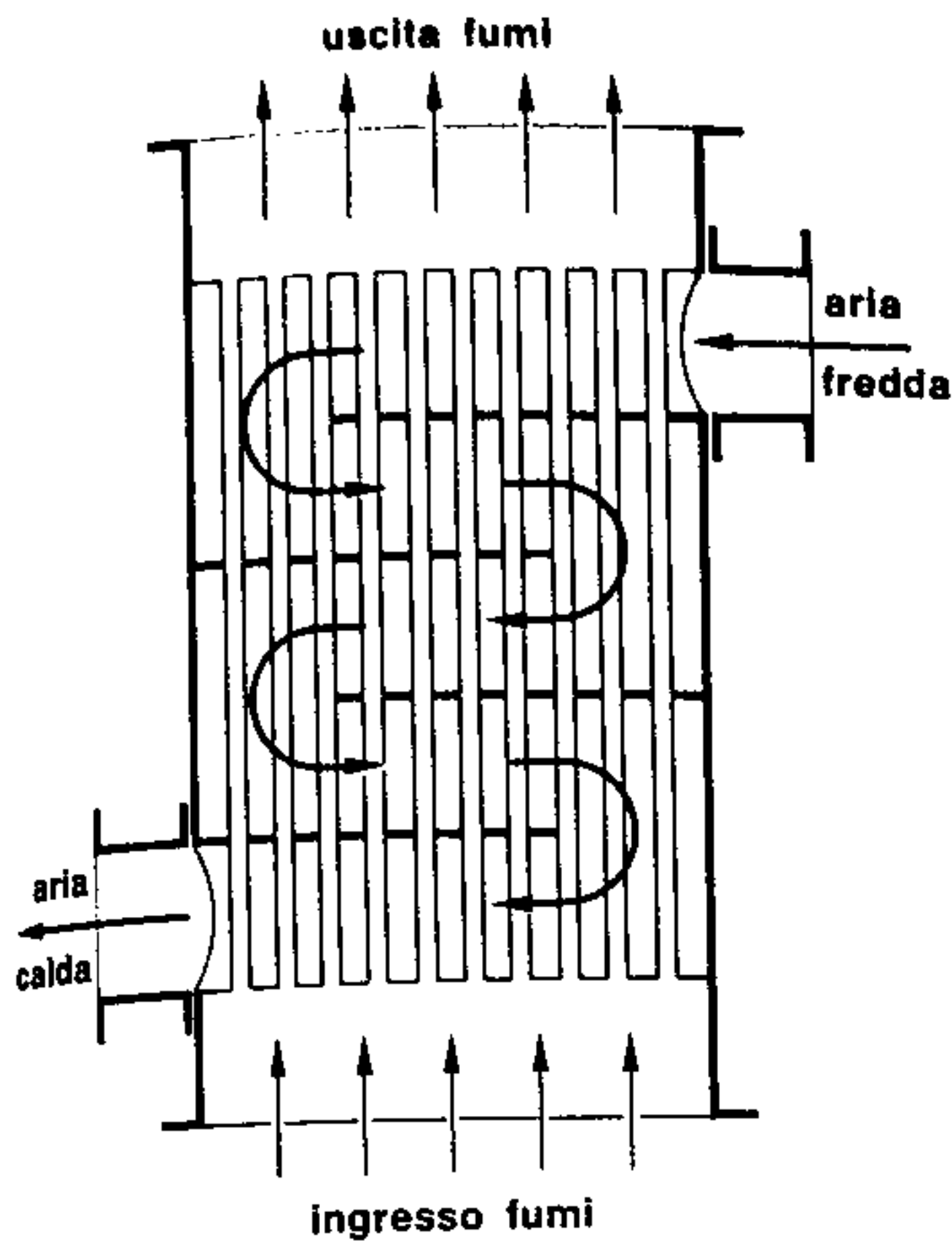


Fig. 339. Preriscaldatore d'aria a fascio tubiero in controcorrente

costituiti da una serie di tubi lisci paralleli percorsi internamente dai fumi e investiti lateralmente dall'aria (spinta dal ventilatore) che è obbligata da opportuni diaframmi a compiere un percorso sinuoso sfruttando al massimo il calore dei prodotti della combustione. La trasmissione di calore è sensibile perché anche se i fumi in prossimità del camino hanno perso molto della loro energia cinetica (assorbita dalle varie perdite di carico incontrate lungo il percorso) l'aria si muove con notevole velocità essendo spinta da un ventilatore. Nei preriscaldatori « a camere parallele » (fig. 340), i tubi sono sostituiti da sottili lamine metalliche che suddividono l'interno di un cassone in tante cellette di piccolo spessore, metà delle quali sono attraversate dai fumi e l'altra metà dall'aria, in modo che ogni celletta in cui passa l'aria abbia ai due lati altre cellette percorse dai fumi caldi (fig. 341).

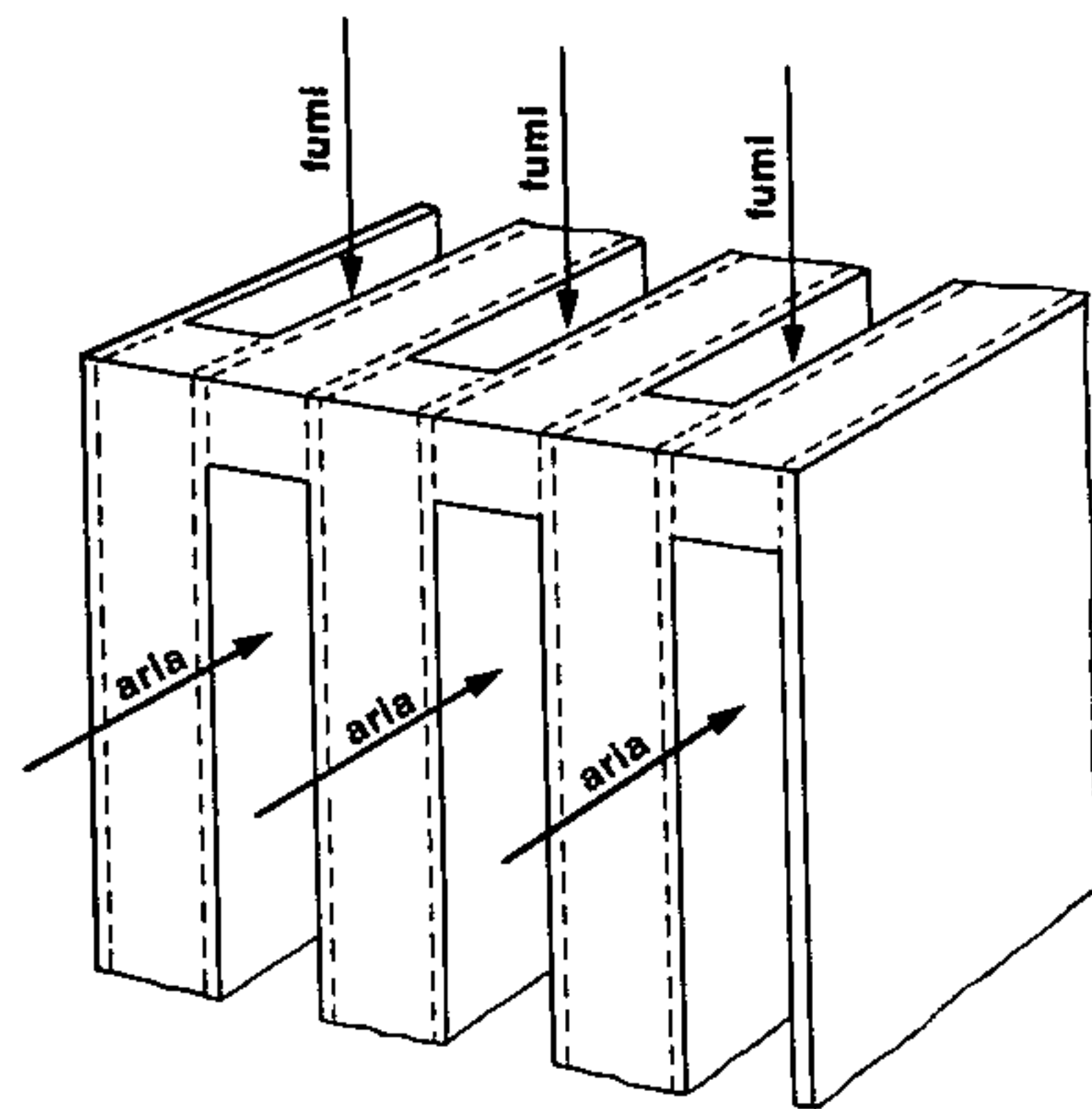


Fig. 341. Particolare del preriscaldatore a camere parallele

Caratteristico è il preriscaldatore Ljungström (fig. 342) formato da un tamburo che porta un gran numero di sottili lamelle disposte in senso radiale saldate ad altre che circondano il tamburo stesso, rotante a bassissima velocità entro una camera cilindrica, metà

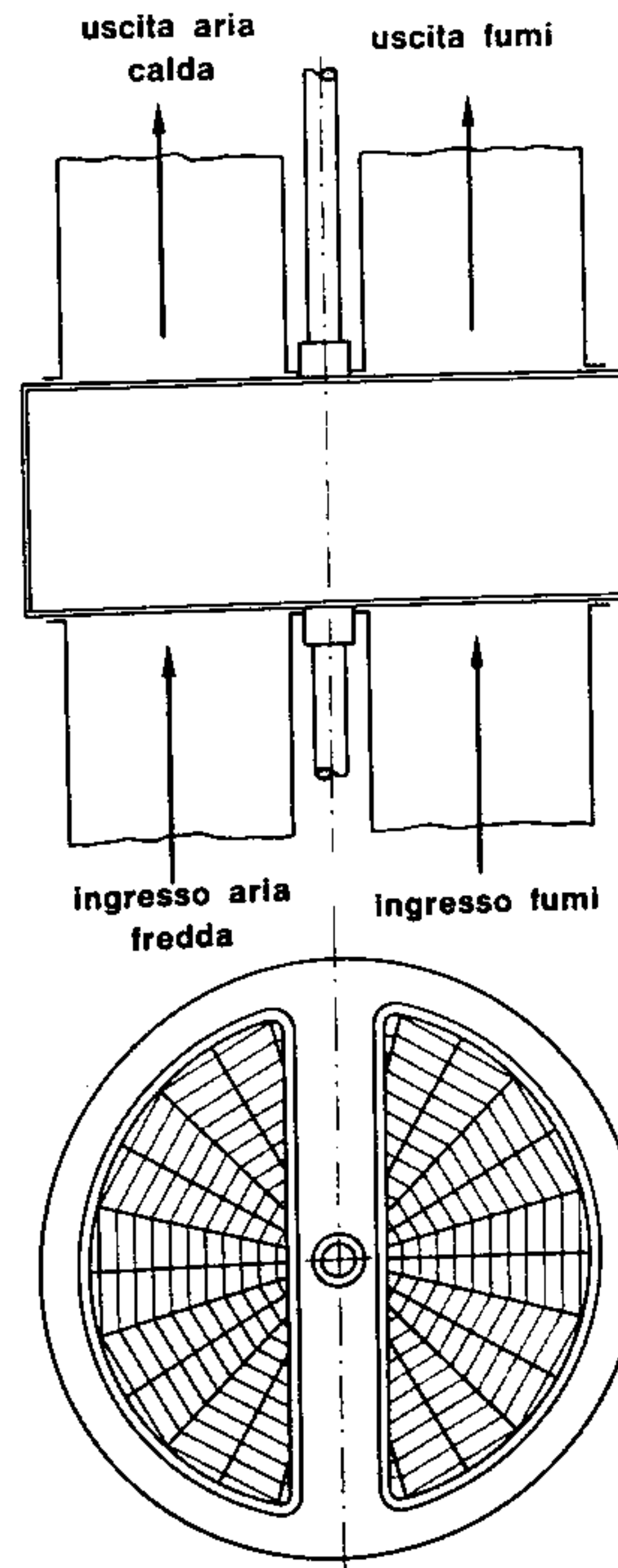


Fig. 342. Economizzatore Ljungström (schema)

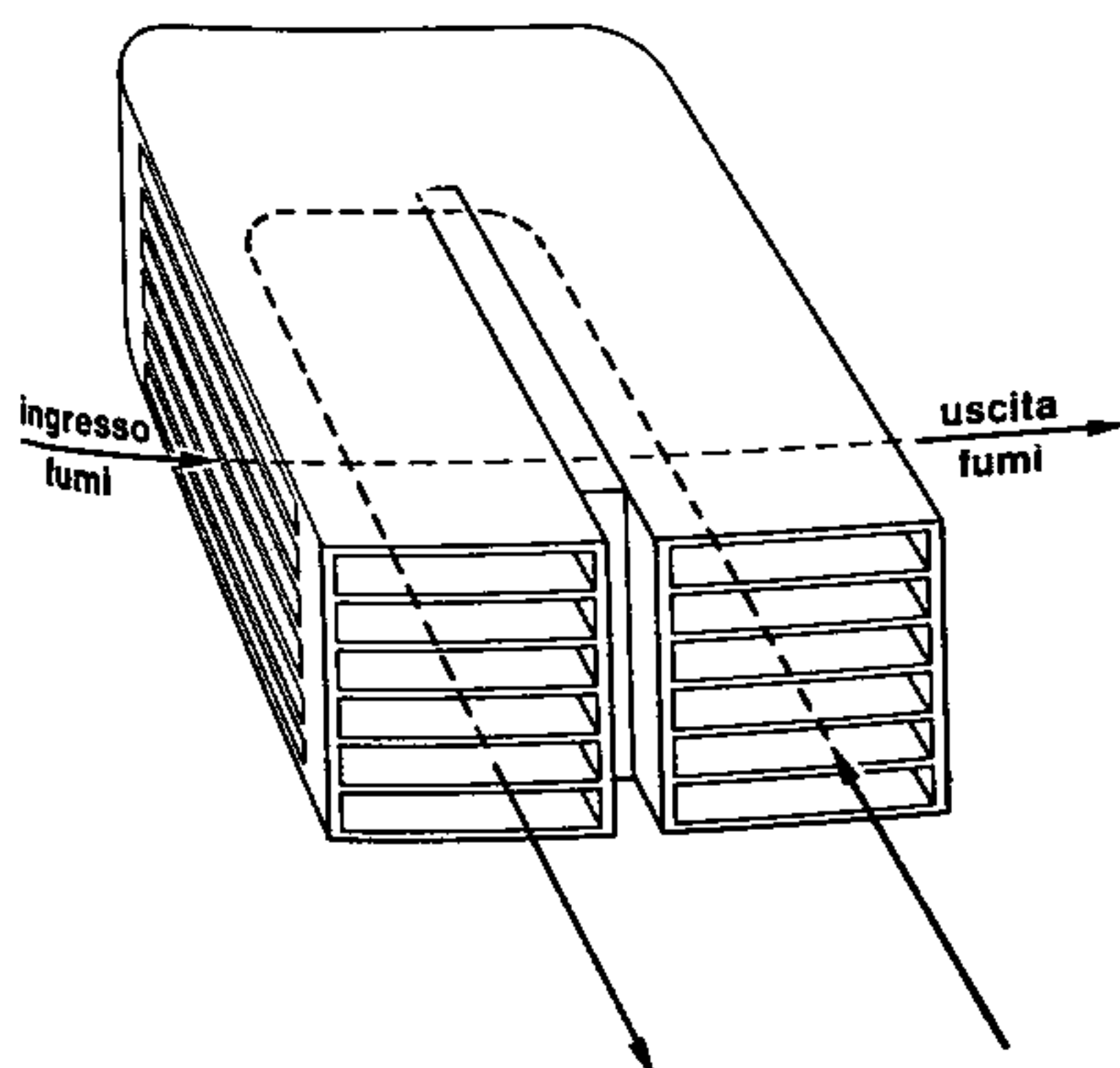


Fig. 340. Schema di un preriscaldatore d'aria a camere parallele

della quale è attraversata dai fumi caldi e l'altra metà dall'aria comburente. Nel moto di rotazione le lamelle a contatto con i fumi si riscaldano e cedono poi il loro calore all'aria quando, compiuto mezzo giro, saranno penetrate nella camera adiacente, mentre le palette opposte entrano a loro volta nel percorso dei fumi per assorbire altro calore.

Per un calcolo della superficie del preriscaldatore (S_p) si possono ripetere le considerazioni esposte nei precedenti paragrafi; risulta infatti:

— calore assorbito dall'aria:

$$Q_a = G_c A_p C_{am}(t' - t) \quad (284)$$

in cui:

t' = temperatura di ingresso dell'aria;

t = temperatura di uscita dell'aria;

C_{am} = calore specifico medio (a pressione costante) dell'aria che mediamente possiamo ritenere pari a 0,23 kcal/kg °C;

A_p = quantità di aria teorica necessaria per ogni kg di combustibile;

G_c = consumo orario di combustibile;

— calore ceduto dai fumi:

$$Q_r = G M C_r (t_r - t_r') \quad (285)$$

del quale se ne utilizza l'aliquota:

$$(1 - n) G M C_r (t_r - t_r')$$

che deve eguagliare il calore espresso dalla (284); ne segue:

$$G_c A_p C_{am}(t' - t) = (1 - n) G M C_r (t_r - t_r')$$

relazione generalmente adottata per determinare il valore di t_r' , o di t .

Calcolato il calore scambiato, si perviene a valutare la superficie del preriscaldatore (S_p) con la consueta relazione:

$$Q = K S_p \left(\frac{t_r - t_r'}{2} - \frac{t' - t}{2} \right) \quad (286)$$

assumendo:

$K = 10 - 14$ kcal/m² h °C per velocità dei fumi e dell'aria comprese fra 5 e 7 m/s

oppure:

$K = 30$ kcal/m² h °C per velocità dei fumi e dell'aria intorno ai 18 - 20 m/s.

Si può anche impiegare la solita formula proposta dal Colombo:

$$K = 6,2 \sqrt{V - 4}$$

in cui « V » è la velocità dei fumi in m/s.

A conclusione di quanto esposto sul preriscaldamento dell'acqua di alimentazione e dell'aria comburente, sarà bene segnalare che sia l'economizzatore sia il preriscaldatore d'aria debbono poter essere esclusi dal circuito dei fumi quando ciò sia richiesto a causa di eventuali perdite o di operazioni di manutenzioni ordinaria; in fig. 316 ove è schematizzata una caldaia completa di apparecchiature accessorie si nota la presenza di serrande mobili atte a deviare il percorso dei prodotti della combustione escludendo uno o ambedue preriscaldatori.

109) ACCUMULATORI DI VAPORE

Le caldaie a grandi volumi d'acqua, pur presentando i numerosi inconvenienti già esposti nel relativo paragrafo, essendo dotate di un notevole volante termico, sono in condizioni di sopportare, con una certa facilità, improvvisi sovraccarichi, in quanto, riducendosi la pressione nell'interno del collettore a causa della forte richiesta di vapore, si rendono disponibili un certo numero di calorie che consentono la vaporizzazione di altro liquido. Nelle caldaie a piccoli volumi questo non accade essendo relativamente modesta la quantità di acqua contenuta nel collettore e si rende perciò necessario un tempestivo intervento dell'operatore (o del sistema automatico di regolazione cui è asservita la caldaia) per far fronte all'improvvisa maggior richiesta di vapore incrementando l'attività della combustione; ciò comporta ovviamente che la progettazione della caldaia debba essere effettuata sull'ipotesi di una produzione massima (pari all'entità dell'eventuale sovraccarico) talvolta largamente superiore al valore medio previsto, con la conseguenza che il generatore — oltre che risultare più ingombrante e costoso — funzionerà per lunghi periodi ad un regime ridotto. Sorge perciò spontanea la soluzione di installare, in comunicazione con la caldaia, un recipiente ausiliario che assolva la funzione di « accumulatore di calore » incamerando forti quantità di acqua caldissima sotto pressione in modo che ad una riduzione di quest'ultima si rendano disponibili un certo numero di calorie sufficienti a vaporizzare parte del liquido contenuto, senza che il regime di combustione della caldaia venga alterato.

L'accumulatore più comune è il tipo Roots (fig. 343) consistente in un grande serbatoio cilindrico rivestito di materiale coibente disposto orizzontalmente e pieno di acqua per circa i 9/10 del suo volume; se la caldaia funzionando a regime normale produce più vapore di quanto richiesto dall'utilizzazione, parte di esso (percorso segnato con frecce nere) devia attraverso il tubo (t) e trovando chiusa la valvola automatica (V.) passa attraverso la deviazione (t) penetrando nel collettore (C) dopo aver alzato la valvola automatica (V.) per effetto della sua maggior pressione; dal collettore si distribuisce poi ai vari ugelli (U) e sfocia entro la massa liquida. Quando la richiesta di vapore supera la produzione della caldaia, la pressione esistente entro la tubazione (t) diminuisce, e la valvola (V.) si chiude mentre

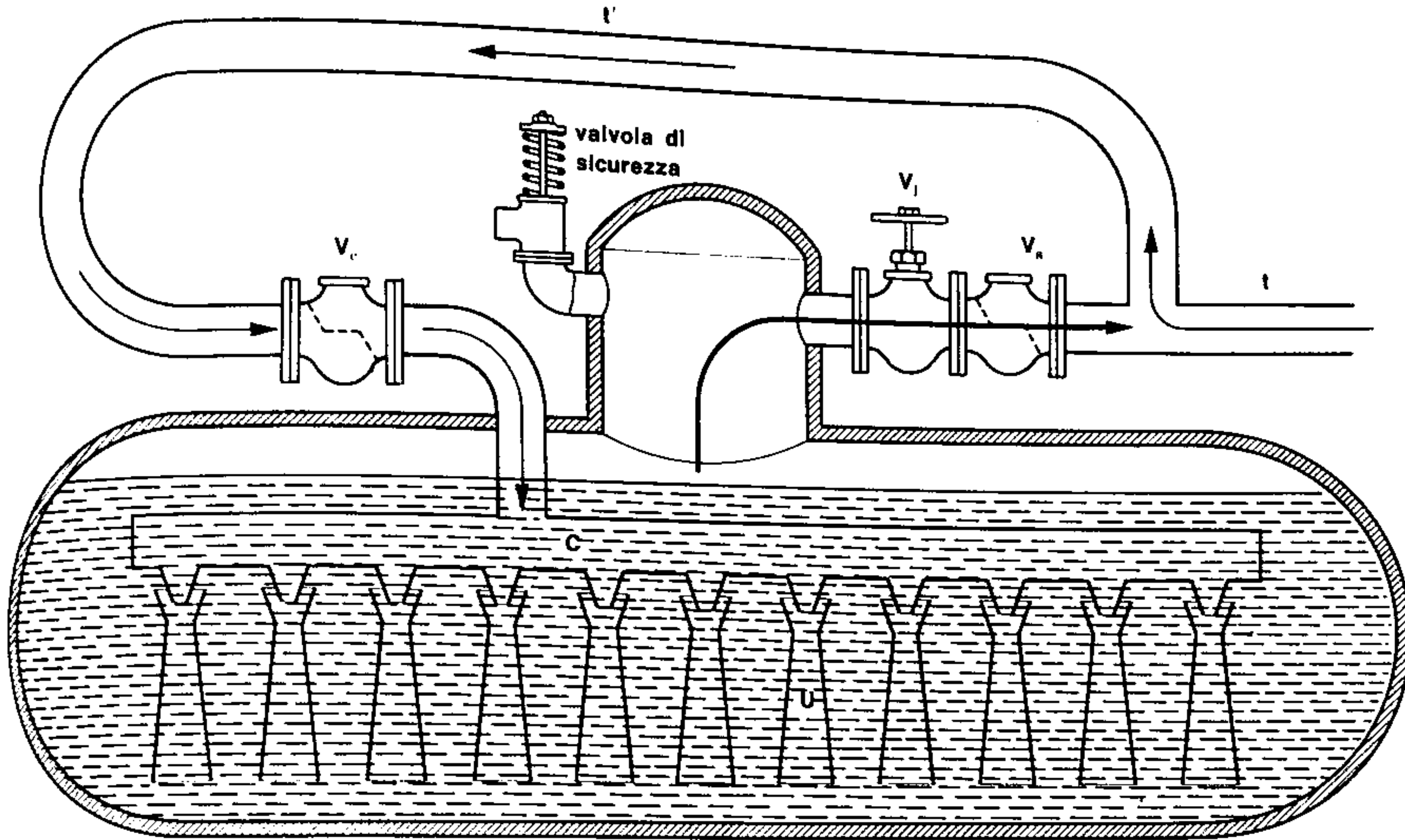


Fig. 343. Accumulatore di vapore tipo Roots (schema)

si apre automaticamente la (V_s) lasciando effluire parte del vapore contenuto entro il recipiente (percorso con frecce rosse). L'efflusso produce una diminuzione della pressione interna (da p_1 a p_2), con conseguente riduzione della temperatura di ebollizione; se indichiamo con « l_1 » ed « l_2 » i contenuti termici del fluido alle pressioni suddette e con « ρ_1 » e « ρ_2 » le rispettive densità, le calorie rese disponibili sono:

$$Q = l_1 \rho_1 - l_2 \rho_2 \quad (\text{kcal/m}^3)$$

per ogni m^3 di acqua contenuto nell'accumulatore. È perciò possibile produrre la vaporizzazione di una massa teorica (M'_t) di acqua pari a:

$$M'_t = \frac{Q}{r_m} \quad (\text{kg/m}^3)$$

se con « r_m » si indica il valore medio del calore latente di vaporizzazione nell'intervallo fra le pressioni « p_1 » e « p_2 ». Poiché l'accumulatore contiene « V » m^3 di acqua, è anche:

$$M_t = VM'_t = \frac{VQ}{r_m} \quad (\text{kg})$$

e tenendo conto delle inevitabili perdite, la massa effettiva (M_e) di acqua vaporizzata vale infine:

$$M_e = \eta M_t = \eta \frac{VQ}{r_m} \quad (287)$$

se con « η » indichiamo il rendimento dell'accumulatore. Il funzionamento dell'accumulatore è completamente automatico e se la sua capacità è stata esattamente valutata in funzione del diagramma di carico, la

caldaia può funzionare a regime normale per lunghissimi periodi di tempo; il rendimento dell'apparecchio è tuttavia piuttosto limitato oscillando generalmente fra 0,65 e 0,75 ed il suo costo di installazione ne limita l'impiego a quei particolari casi in cui le oscillazioni di carico sono molto frequenti ed hanno breve durata.

Un altro sistema di compensazione è quello detto «**a pressione costante**» (fig. 344) basato sul principio di mantenere un'abbondante riserva di acqua alle stesse condizioni di pressione e di temperatura di quella contenuta in caldaia. Nello schema citato, l'accumulatore (A) è collegato con la caldaia (C) attraverso tre distinte tubazioni:

- la tubazione « t_1 » mette in comunicazione le due camere del vapore, nettamente al disopra del livello liquido entro i due recipienti;

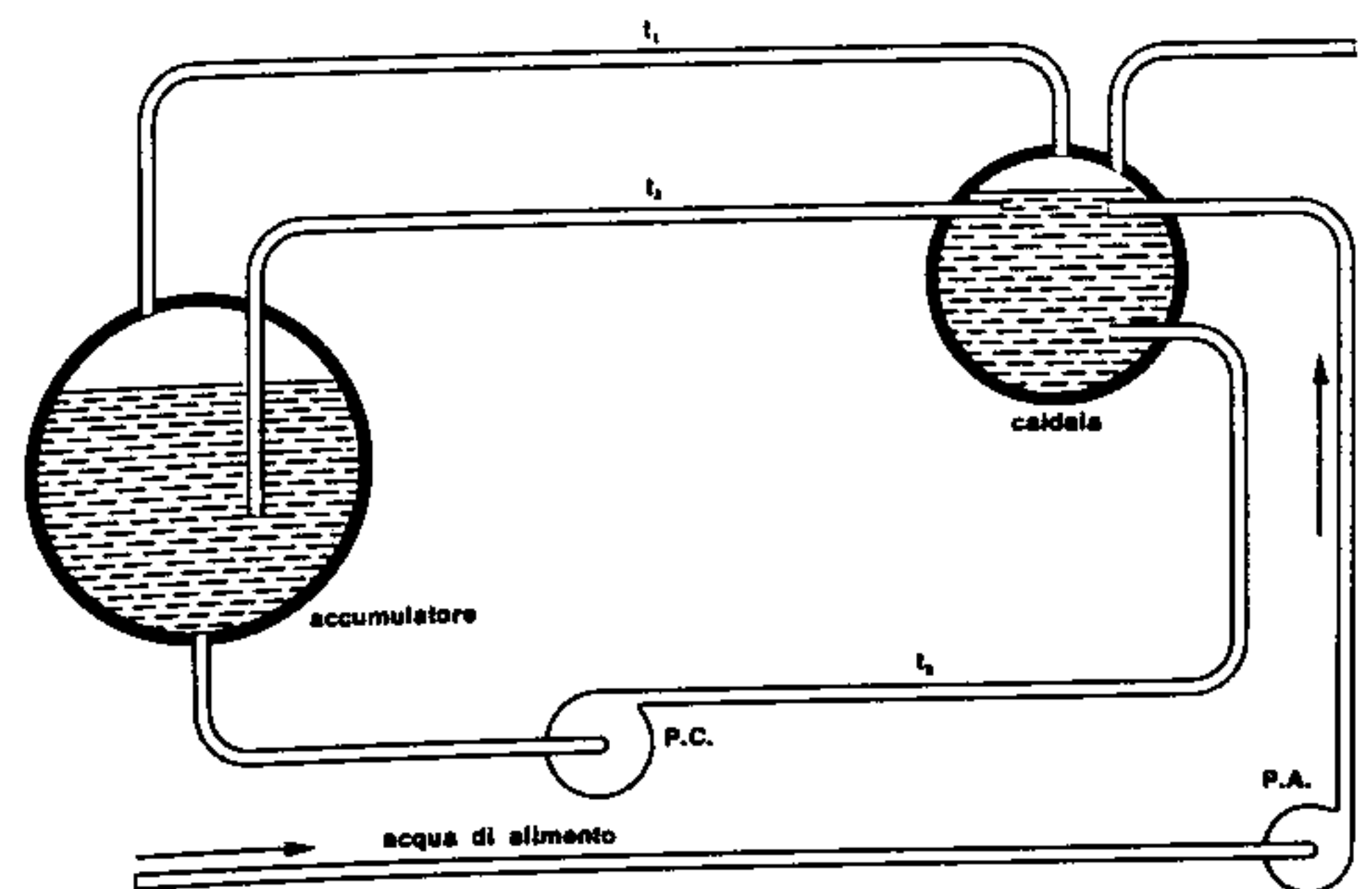


Fig. 344. Schema di accumulatore a pressione costante

- la tubazione « t₂ » attraverso la pompa di circolazione (P.C.) adduce l'acqua dall'accumulatore alla caldaia al disotto del livello liquido;
- la tubazione « t₃ » con un estremo pesca nell'acqua presente nell'accumulatore mentre l'altro estremo sbocca entro il collettore della caldaia all'altezza della superficie liquida.

Se l'erogazione di vapore diminuisce per minor richiesta da parte dell'utilizzazione, il livello in caldaia aumenta e l'eccesso di acqua si scarica nell'accumulatore attraverso la tubazione « t₃ », mentre nel caso opposto di maggior richiesta di vapore, il livello in caldaia tende a diminuire ma viene prontamente ripristinato dal liquido travasato dalla pompa di circolazione.

L'utilità dell'impianto è evidente, in quanto mentre la pompa di alimento (P.A.) invia acqua relativamente fredda (e quindi occorre del calore per portarla al limite dell'ebollizione) l'intervento della pompa di circolazione permette di prelevare dall'accumulatore acqua già alla temperatura di ebollizione; per ogni kg di acqua travasata si liberano un numero di calorie pari alla differenza fra il contenuto termico dell'acqua presente nell'accumulatore e quello dell'acqua di alimento.

Detti rispettivamente « l₁ » ed « l₂ » tali contenuti termici, per ogni m³ di acqua immessa nel collettore si rende disponibile il calore:

$$Q = \rho(l_1 - l_2) \quad (\text{kcal/m}^3)$$

che permette di vaporizzare altro liquido.

Questo sistema offre un rendimento molto elevato (intorno al 90%) anche se comporta l'installazione della pompa di circolazione ed un certo onere energetico per il suo funzionamento; tuttavia, la sua efficacia è notevole come è stato riscontrato nelle applicazioni pratiche.

110) ALTRI ACCESSORI DELLE CALDAIE

Ogni generatore deve essere provvisto di alcuni strumenti di controllo e di apparecchiature atte ad assicurare il regolare funzionamento, evitando — nei limiti del possibile — ogni pericolo per il personale addetto alla sua condotta. Poiché il principale pericolo è rappresentato dall'esplosione della caldaia, esplosione che può avvenire o per cedimento del materiale in conseguenza ad eccessivo aumento di pressione o per surriscaldamento delle lamiere per mancanza di acqua, è perfettamente intuibile come gli strumenti di controllo e di sicurezza debbano riguardare queste due fondamentali caratteristiche del generatore:

- a) controllo della pressione di esercizio affinché questa non superi il valore di bollo;
- b) controllo del livello dell'acqua presente in caldaia affinché non scenda al disotto del valore minimo ammissibile.

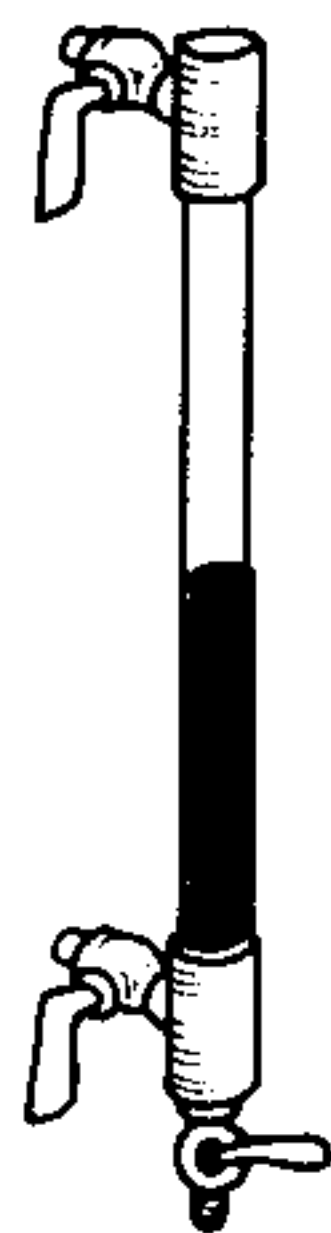


Fig. 345. Livello a tubo di vetro

Per il controllo della pressione di esercizio, la legge prescrive **due manometri** (cfr. par. 19) che misurino la pressione effettiva esistente nell'interno del collettore; essi sono attualmente graduati in kgf/cm² e portano un contrassegno in corrispondenza del valore indicante la pressione di bollo, valore che non deve essere superato.

Per il controllo del livello dell'acqua, sono prescritti **due indicatori di livello** posti sul fronte della caldaia, in modo che l'operatore possa, in ogni istante, rendersi conto dell'esatto livello del liquido nel collettore; per caldaie a bassa pressione essi consistono di normali tubi di vetro (talvolta schermati con reticelle metalliche) collegati al collettore con due tronchetti di tubo (provvisi di rubinetti di intercettazione) uno dei quali sbocca nella parte occupata dal liquido e l'altro nella camera del vapore (fig. 345); nelle caldaie a media ed alta pressione sono sostituiti da una robusta cassa di acciaio (fig. 346) contenente una piastra di vetro rigato di notevole spessore (livelli **Klinger**).

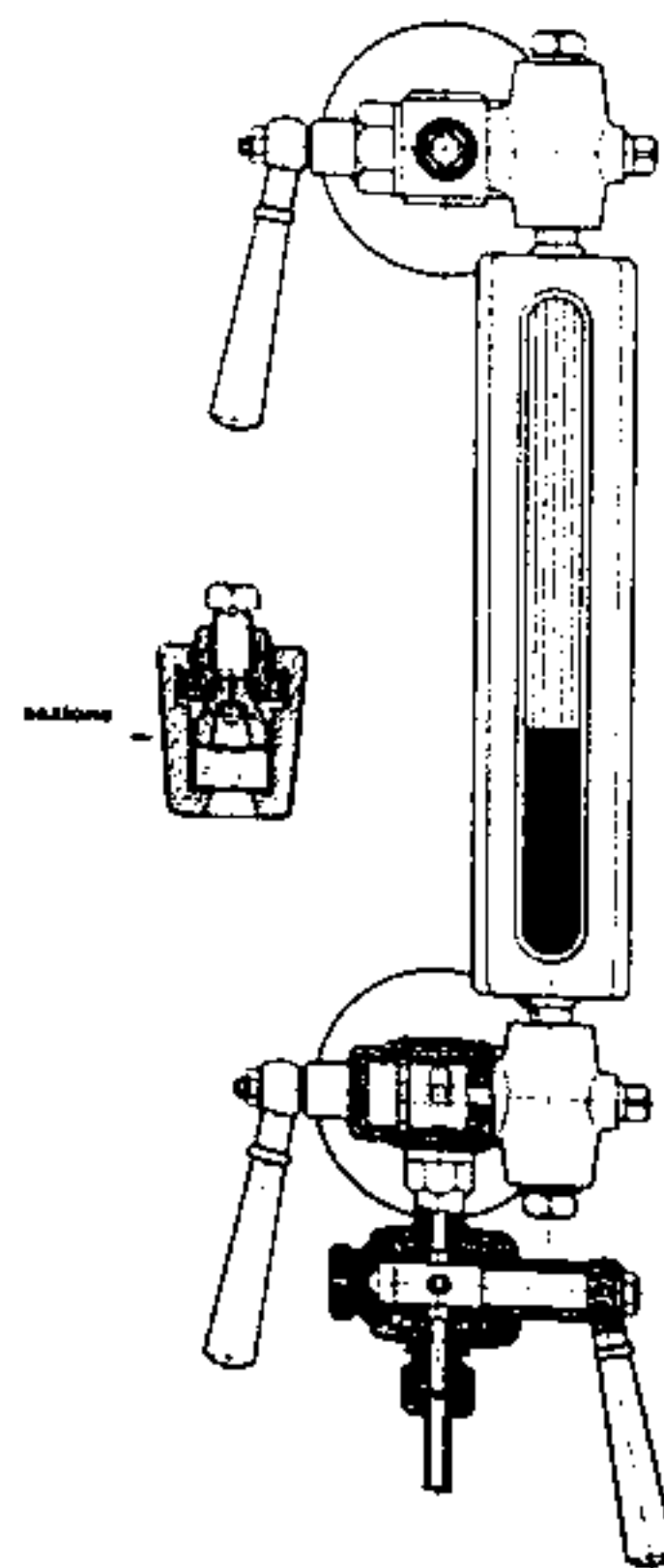


Fig. 346. Indicatore di livello tipo Klinger

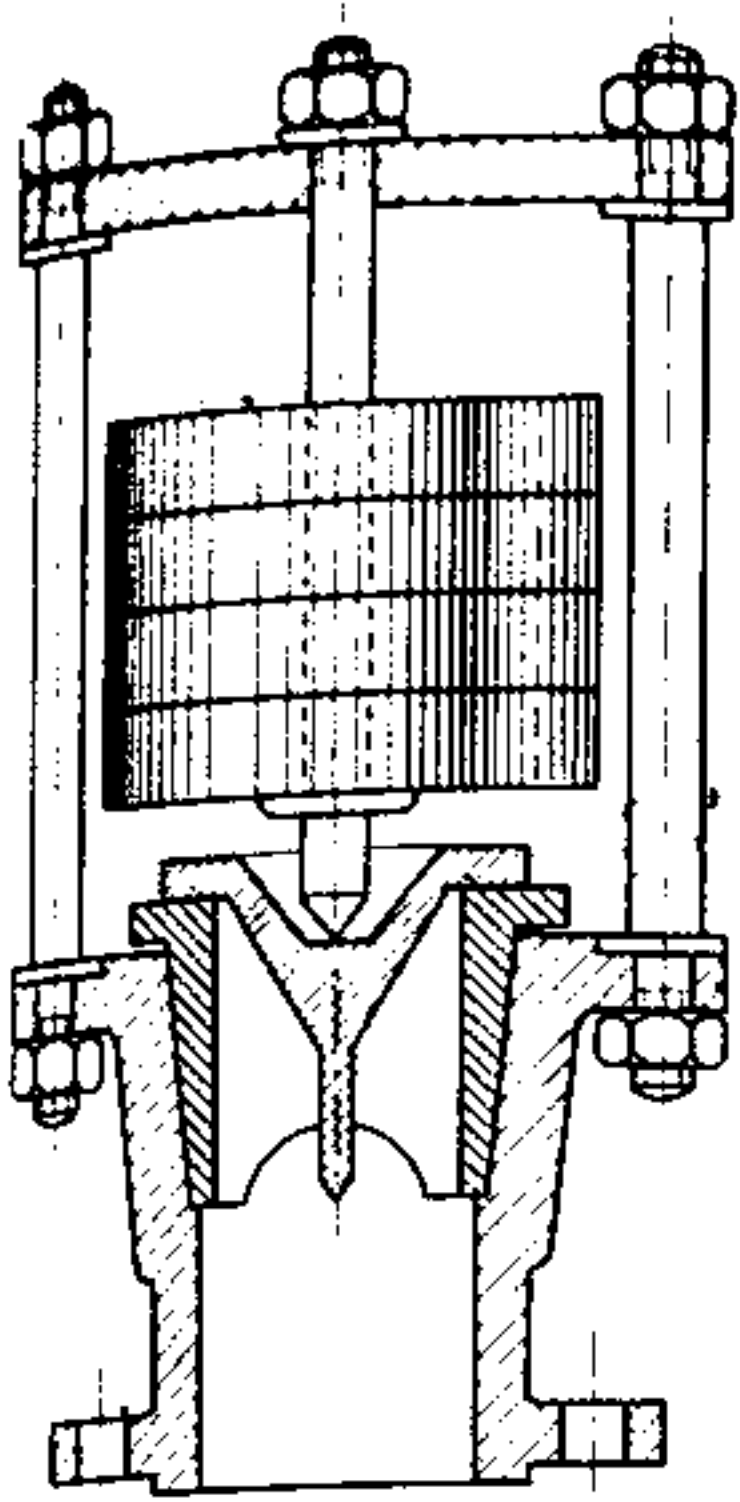


Fig. 347. Valvola di sicurezza a peso diretto

Qualora, per cause fortuite, la pressione di esercizio dovesse oltrepassare i limiti consentiti, entrano in azione i dispositivi di sicurezza previsti per evitare il pericolo di esplosioni; le disposizioni legislative stabiliscono infatti che **ogni generatore di vapore debba essere corredato da due valvole di sicurezza, tarate ad una pressione di poco superiore a quella di bollo, ciascuna delle quali sia in condizioni di smaltire l'eccesso di vapore prodotto qualora tale pressione venga superata.**

Svariati sono i tipi di valvole di sicurezza adottate a seconda della pressione di esercizio del generatore, tutte comunque basate sul principio di contrastare l'uscita del vapore che preme sotto il disco della valvola con una forza antagonista generata da un peso o da una molla opportunamente compressa:

- per pressioni molto basse (fino ad 1 ate al massimo) si possono impiegare le **valvole a peso diretto** (fig. 347);
- per pressioni più alte (fino a 6 ÷ 7 ate) l'azione del peso viene incrementata ricorrendo ad una leva (fig. 348);

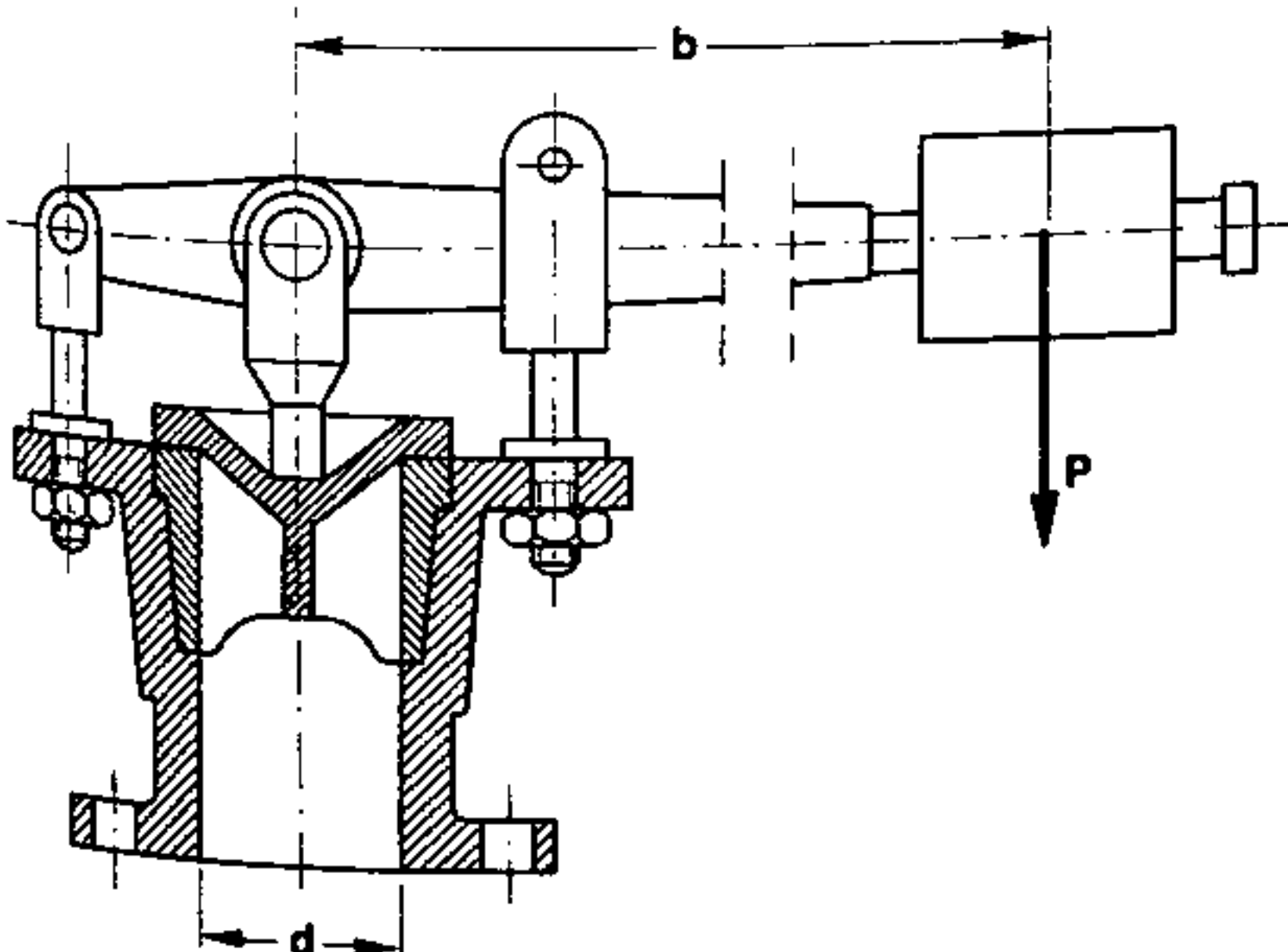


Fig. 348. Valvola di sicurezza a leva (schema)

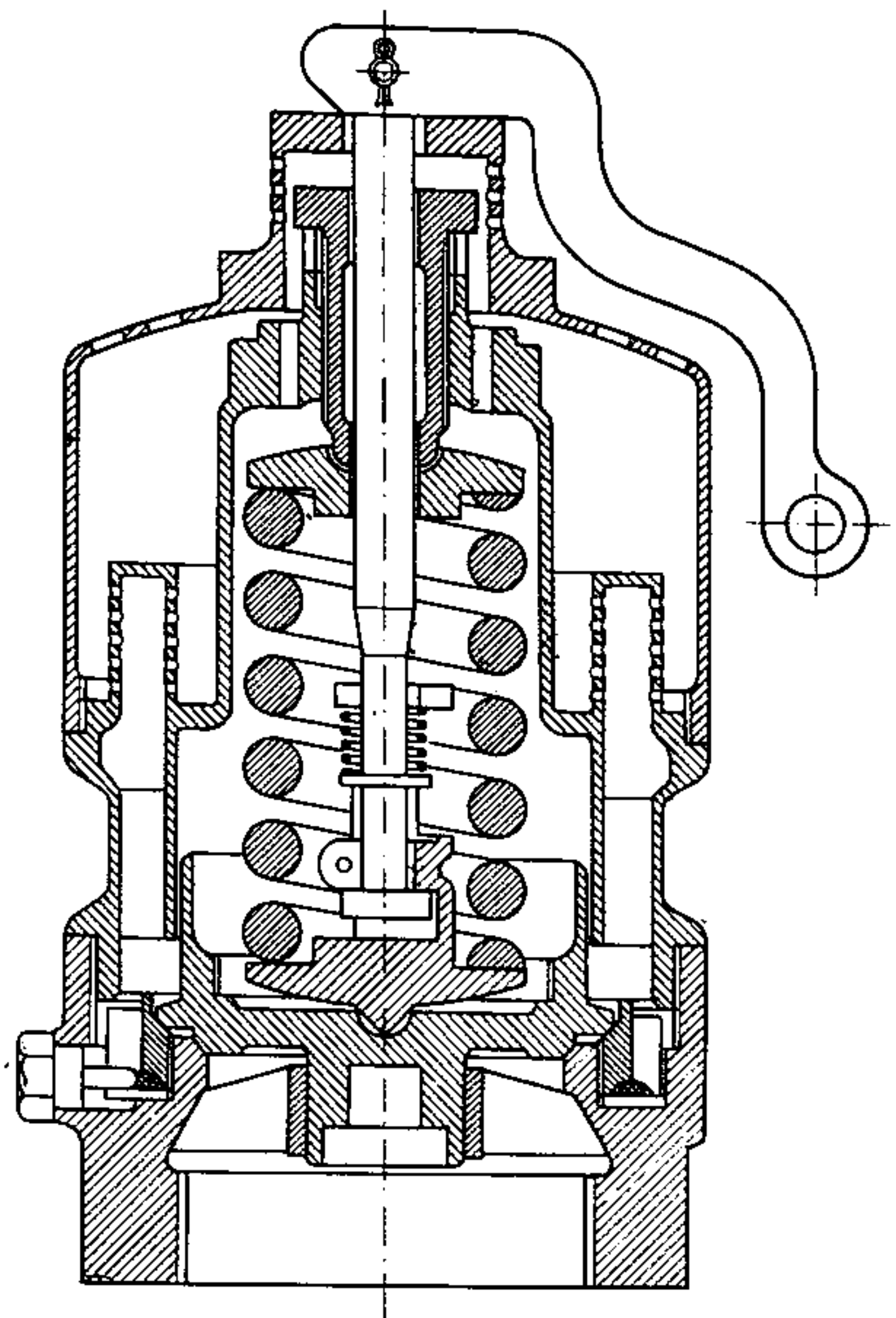


Fig. 349. Valvola di sicurezza a carico diretto a molla

- per pressioni medie ed alte si ricorre alle **valvole a molla** (fig. 349) comprimendo l'otturatore sul proprio seggio mediante una molla la cui forza premente si registra con un sistema di bulloni;
- per pressioni molto alte, occorrono valvole speciali come quelle cosiddette « **a grande alzata** » (fig. 350) munite di un otturatore a doppio gradino cosicché al primo distacco dal suo seggio il vapore trova una seconda superficie su cui agire consentendo una più ampia apertura, oppure si fa ricorso a una valvolina pilota che, permettendo l'uscita di una piccola quantità di vapore, lo invia ad agire sulla valvola principale aprendo vasti passaggi di efflusso.

Le valvole di sicurezza, di qualsiasi tipo, sono munite di un comando a leva per effettuare l'apertura indipendentemente dal valore della pressione interna, affinché se ne possa controllare periodicamente l'efficacia; per quanto concerne le dimensioni da assegnare all'organo di chiusura, esse dipendono ovviamente dalla superficie di riscaldamento (S_r) della caldaia e dalla pressione di bollo (p_0). Il regolamento di sicurezza prevede perciò che l'area (A) dell'otturatore debba soddisfare la relazione empirica:

$$A > \frac{11S_r}{p_0 + 0,6} \quad (288)$$

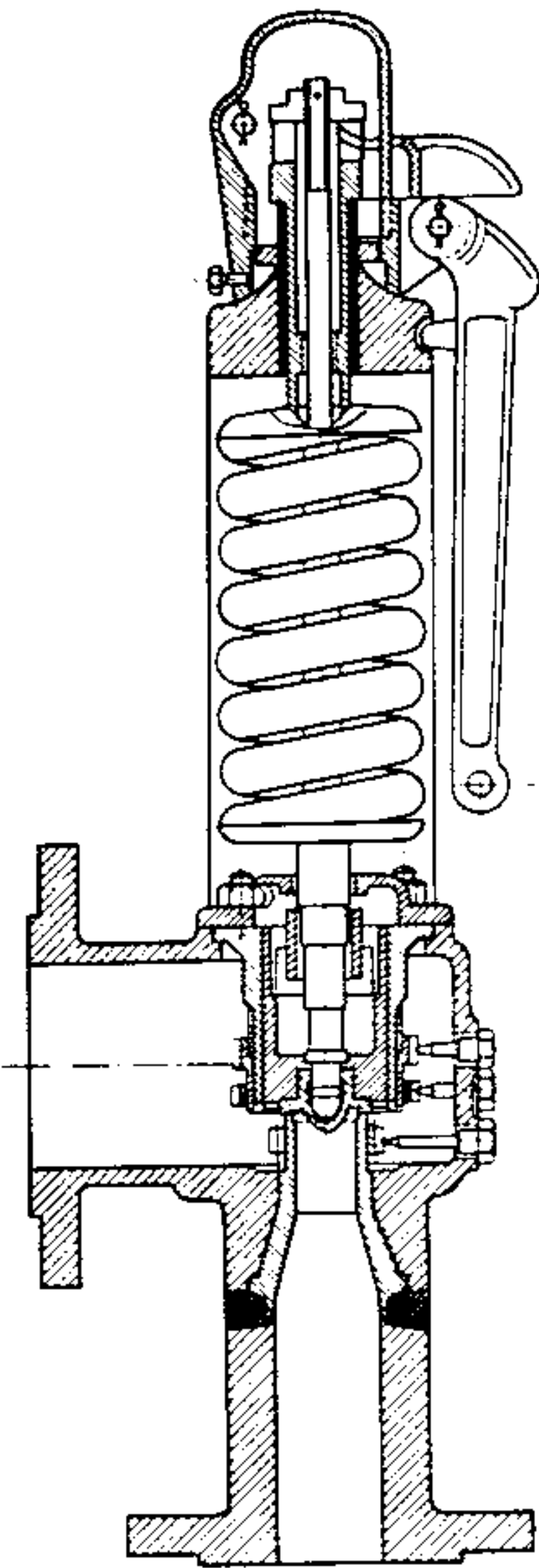


Fig. 350. Valvola di sicurezza a grande alzata, caricata a molla diretta

misurando la superficie di riscaldamento in m^2 , la pressione effettiva di bollo in kgf/cm^2 e l'area (A) in cm^2 ; per piccoli generatori (con $S_r < 0,5 m^2$) si prescinde comunque dalla predetta condizione stabilendo che il diametro dell'otturatore debba essere almeno di 25 mm.

Nelle caldaie Cornovaglia ed in quelle a tubi di fumo, un altro fattore di sicurezza è costituito dalla presenza dei tappi fusibili (fig. 351) la cui applicazione non è peraltro obbligatoria: essi sono dei comuni tappi metallici avvitati nella parte più alta del focolare (o della cassa dei fumi) e provvisti di un'anima in lega di piombo a bassa temperatura di fusione; se il livello dell'acqua scende oltre il

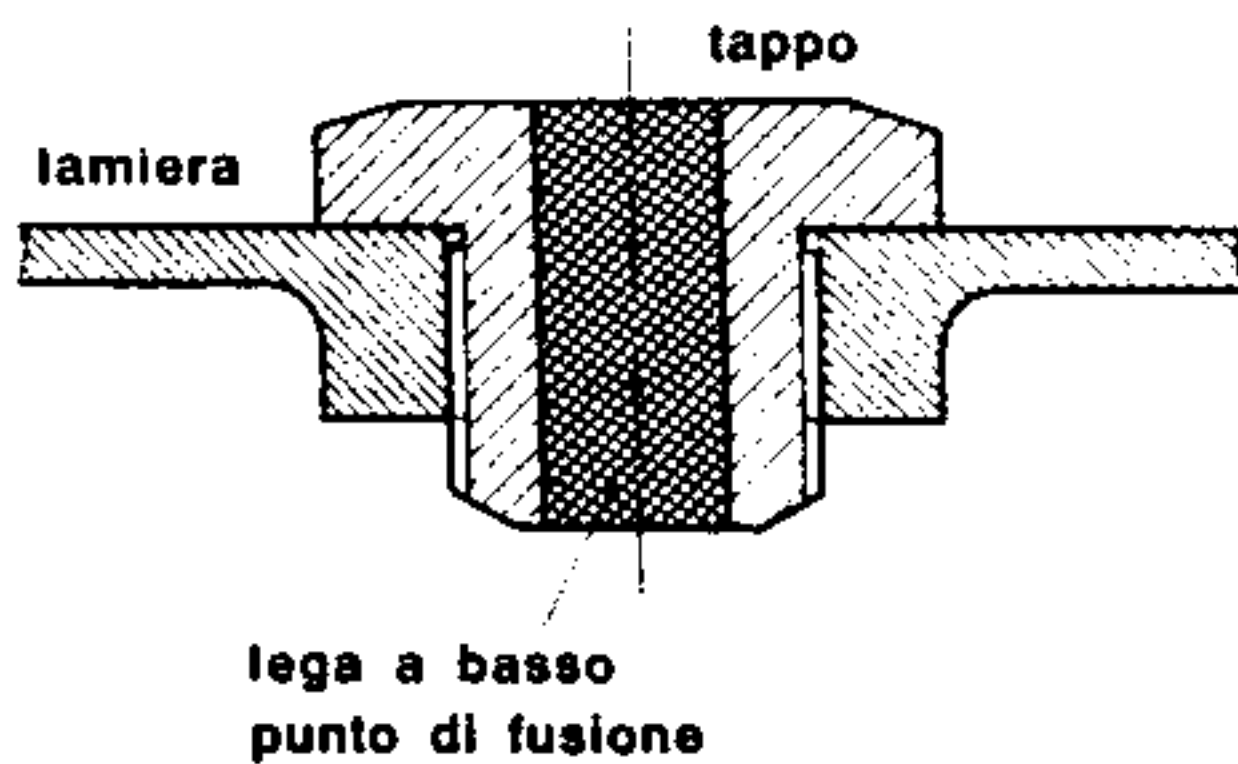


Fig. 351. Tappo fusibile

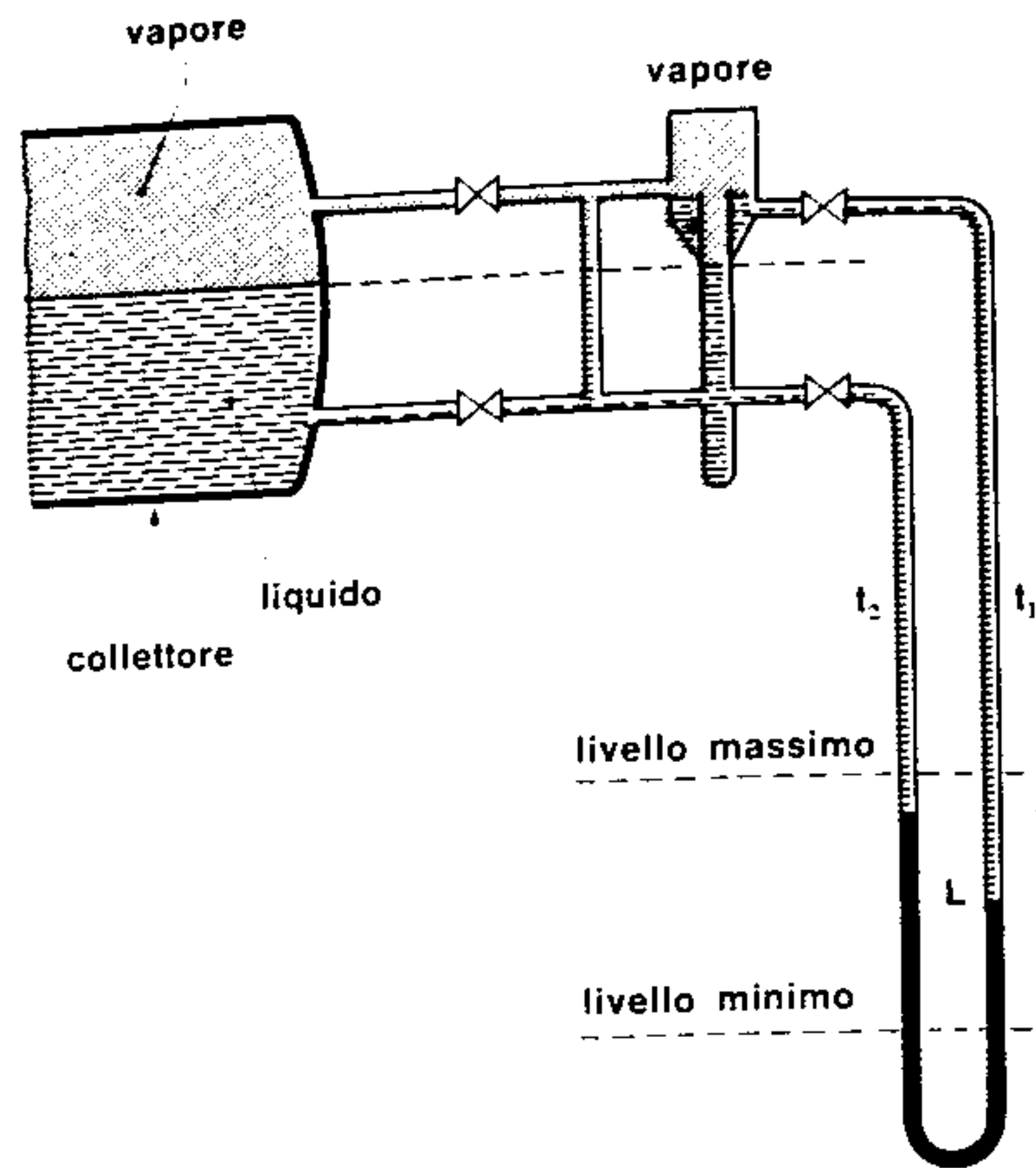


Fig. 352. Indicatore di livello a distanza (schema)

limite minimo consentito, la parte centrale del tappo fonde, lasciando penetrare il liquido nella camera dei fumi riducendo sensibilmente (o talvolta addirittura annullando) l'attività della combustione. Oltre agli strumenti e dispositivi già illustrati, non mancano altre apparecchiature ausiliarie (peraltro non previste dalla vigente legislazione) per controllare temperature e pressioni di vari punti del generatore:

- **termometri** (diretti e a distanza) per la temperatura del vapore surriscaldato, del vapore saturo, dell'acqua di alimento all'ingresso ed all'uscita dell'economizzatore, della nafta ai polverizzatori, dell'aria comburente ecc.;
- **manometri** per misurare la pressione di spinta del combustibile della pompa di alimento, del vapore surriscaldato all'uscita del collettore ecc.;
- **rubinetti di spurgo** per il prelievo dell'acqua da analizzare e per l'estrazione dei fanghi;
- **soffiatori di fuliggine** per la pulizia dei tubi;
- **portelle di ispezione** per il controllo della camera di combustione e dei fasci tubieri.

Spesso, per una doppia possibilità di controllo, vengono installati anche degli indicatori di livello a distanza basati sul principio di fig. 352: l'indicatore vero e proprio (L) è costituito da un tubicino di vetro piegato ad U contenente una certa quantità di liquido colorato, di peso specifico superiore a quello dell'acqua e non miscibile con essa; mentre nel tronco (t_1) la pressione si mantiene costante in quanto dipendente dal peso di vapore condensato che riempie il tubicino, nel tronchetto (t_2) la pressione dipende dall'altezza del liquido in caldaia, in modo che ad un abbassamento dell'acqua corrisponde una riduzione di pressione e di conseguenza uno spostamento (in basso) del liquido indicatore contenuto nel ramo " t_2 ".

111) CALCOLO DI MASSIMA DI UN GENERATORE

Le varie formule illustrate nei paragrafi precedenti consentono di effettuare un calcolo di massima di un generatore di vapore, determinandone le sue caratteristiche principali in funzione dei pochi elementi noti o previsti in sede di progetto; riferiamoci, per semplicità di esposizione, ad una caldaia « Babcock e Wilcox » a due giri di fumi fornita di economizzatore e di preriscaldatore d'aria, adottando i simboli e le notazioni messe in evidenza nella fig. 353. Gli elementi noti in partenza sono:

- Potenzialità del generatore (G_v).
- Pressione di esercizio (p_0) e quindi temperatura di ebollizione (t_e).
- Temperatura del vapore surriscaldato (t_s).
- Potere calorifico inferiore del combustibile (P_{ci}); e si fissano inoltre a priori:
 - Temperatura di ingresso dell'acqua nell'economizzatore (t_a).
 - Temperatura di uscita dell'acqua dall'economizzatore (t_a'') inferiore di $30 \div 40^\circ\text{C}$ alla temperatura di ebollizione.
 - Rendimento del generatore (η_g).

Si procede nel seguente modo:

- a) **Contenuto termico del vapore prodotto** (riferito ad 1 kg di esso):

$$l_v = q + r + C_{pm}(t_s - t_e) \quad (\text{kcal/kg})$$

ricavando « C_{pm} » dalla tabella n. 20.

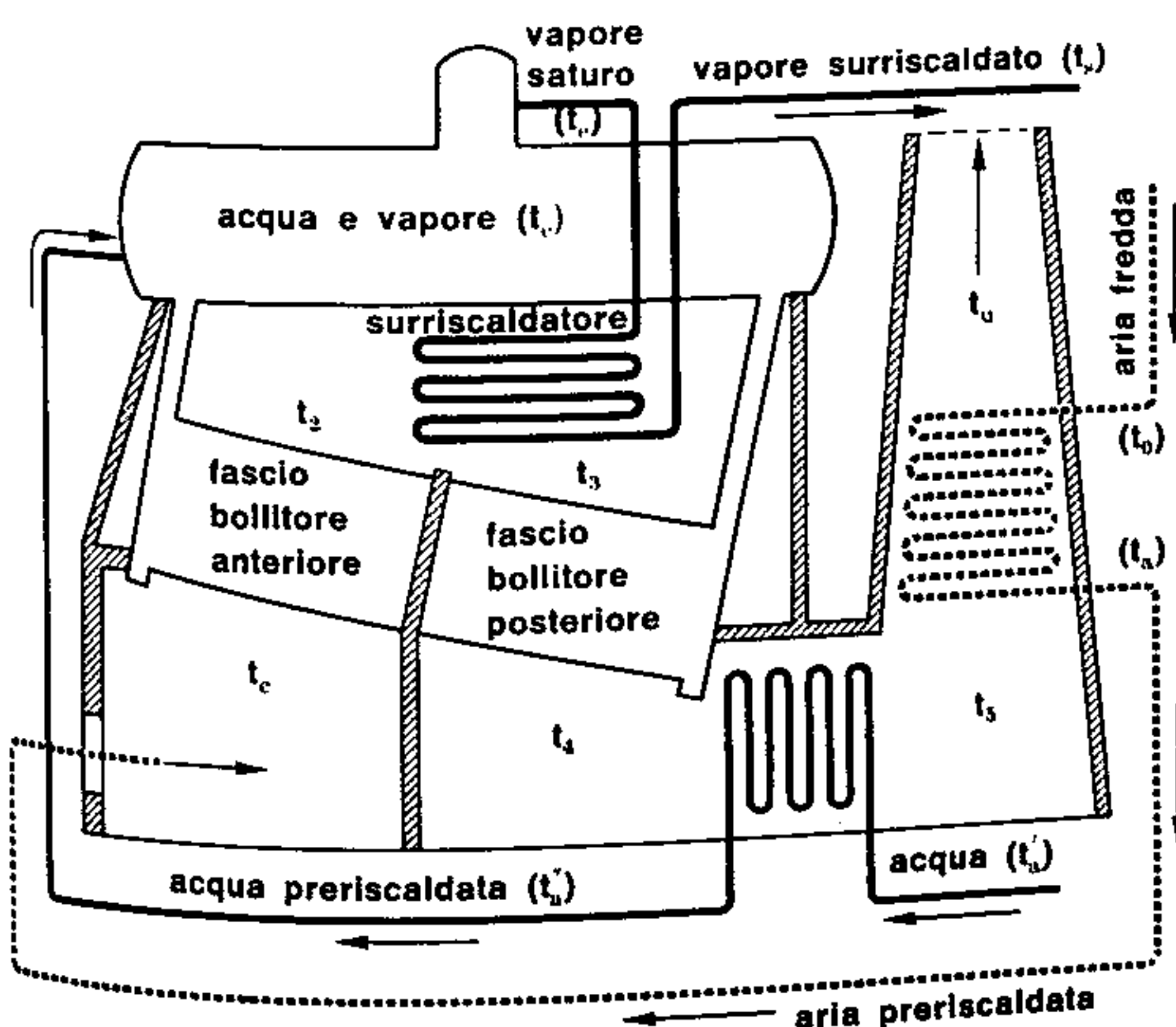


Fig. 353. Schema semplificato di una caldaia Babcock per un calcolo di massima.

- b) **Contenuto termico dell'acqua entrante nell'economizzatore:**

$$l_a \cong t_a \quad (\text{kcal/kg})$$

- c) **Consumo orario di combustibile (G_c):**

$$G_c = \frac{G_v(l_v - l_a)}{\eta_g P_{ci}} \quad (\text{kg/h})$$

- d) **Temperatura dei fumi al camino (t_u); dalla:**

$$\eta_g = \frac{(1 - n)[\varepsilon P_{ci} - M_r C_{rm}(t_u - t_0)]}{P_{ci}}$$

si ricava:

$$t_u - t_0 = \frac{(1 - n)\varepsilon P_{ci} - \eta_g P_{ci}}{(1 - n)M_r C_{rm}} \quad (^\circ\text{C})$$

assumendo i valori medi:

$$t_0 = 20^\circ\text{C} \quad (\text{temp. media dell'aria ambiente})$$

$$\varepsilon = 0,85 \div 0,95$$

$$M_r = A_p + 1 \cong 20 \text{ kg/kg} \quad (\text{oppure dalla tabella n. 26 a seconda del tipo di combustibile})$$

$$C_{rm} \cong 0,25 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$$

$$n = 0,1 \div 0,05$$

- e) **Temperatura di combustione (t_c):**

$$t_c = t_u + \frac{\varepsilon P_{ci}}{M_r C_{rm}} \quad (^\circ\text{C})$$

prefissando opportunamente il valore della temperatura dell'aria comburente (t_u) in funzione di « t_u ».

- f) **Contenuto termico del vapore saturo** (a titolo « x ») che viene immesso nel surriscaldatore (l_x)

$$l_x = q + rx \quad (\text{kcal/kg})$$

fissando, ovviamente il valore di « x » ($0,94 \div 0,96$).

- g) Fissata « t_2 » ($700 \div 800^\circ\text{C}$) si procede a determinare « t_3 » dalla:

$$(1 - n') G_c M_r C_{rm}(t_2 - t_3) = G_v(l_v - l_x) \quad (^\circ\text{C})$$

ritenendo, in prima approssimazione $n' = 0,05$.

- h) **Superficie del surriscaldatore (S_r); dalla:**

$$Q = S_r K_r \left(\frac{t_3 + t_2}{2} - \frac{t_s + t_e}{2} \right)$$

si ricava:

$$S_r = \frac{Q}{K_r \left(\frac{t_3 + t_2}{2} - \frac{t_s + t_e}{2} \right)} \quad (\text{m}^2)$$

ricavando « K_r » dalla tabella n. 22 e « Q » dalla formula:

$$Q = G_v(l_v - l_x) \quad (\text{kcal/h})$$

- i) **Superficie del fascio anteriore dei tubi bollitori (S_1); ritenendo che in questo tratto, la miscela**

passi dal titolo x' al titolo « x » necessita somministrare una quantità di calore:

$$Q_1 = G_v r (x - x') \quad (\text{kcal/h})$$

poiché discendendo nelle testate collettrici posteriori, l'acqua ha già raggiunto la temperatura di ebollizione. Ne segue, fissato opportunamente il valore di « x' »:

$$S_1 = \frac{Q_1}{K_1 \left(\frac{t_1 + t_2}{2} - t_e \right)} \quad (\text{m}^2)$$

l) **Calcolo della temperatura (t_1) a valle del fascio posteriore** di tubi bollitori; dalla:

$$(1 - n'') G_c M_r C_{fm} (t_3 - t_4) = G_v r x'$$

si ricava:

$$t_3 - t_4 = \frac{G_v r x'}{(1 - n'') G_c M_r C_{fm}} \quad (^\circ\text{C})$$

m) **Superficie del secondo fascio bollitore (S_2):**

$$S_2 = \frac{Q_2}{K_2 \left(\frac{t_4 + t_3}{2} - t_e \right)} \quad (\text{m}^2)$$

essendo:

$$Q_2 = G_v r x' \quad (\text{kcal/h})$$

n) **Calcolo della temperatura a valle dell'economizzatore (t_5);** dalla relazione:

$$(1 - n'') G_c M_r C_{fm} (t_4 - t_5) = G_v (t_a'' - t_a')$$

si ricava:

$$t_4 - t_5 = \frac{G_v (t_a'' - t_a')}{(1 - n'') G_c M_r C_{fm}} \quad (^\circ\text{C})$$

o) **Superficie dell'economizzatore (S_e):**

$$S_e = \frac{Q_e}{K_e \left(\frac{t_5 + t_4}{2} - \frac{t_a'' + t_a'}{2} \right)} \quad (\text{m}^2)$$

essendo:

$$Q_e = G_v (t_a'' - t_a') \quad (\text{kcal/h})$$

p) **Superficie del riscaldatore d'aria (S_a):**

$$S_a = \frac{Q_a}{K_a \left(\frac{t_u + t_5}{2} - \frac{t_0 + t_a}{2} \right)}$$

essendo:

$$Q_a = G_c A_p C_{am} (t_a - t_0) \quad (\text{kcal/h})$$

ed assumendo, come di consueto, « C_{am} » pari a 0,23 kcal/kg °C.

Capitolo Ventesimo

Condotta delle caldaie

112) ACCENSIONE DELLE CALDAIE

Nei precedenti capitoli abbiamo accennato ai vantaggi ed agli inconvenienti legati all'entità della massa di acqua contenuta in una caldaia, rilevando, fra i principali aspetti negativi dei generatori a grandi volumi, il pericolo di disastrose esplosioni e la lunga durata del periodo di avviamento prima che la caldaia possa essere posta a regime.

Nella fase di prima accensione, ogni caldaia richiede un periodo di assestamento più o meno lungo affinché il riscaldamento dell'acqua (fino alla temperatura di ebollizione) possa avvenire gradualmente e le singole parti del generatore possano assumere la normale temperatura di esercizio e dilatarsi lentamente senza che si creino pericolosi squilibri e anormali deformazioni nel materiale. **È chiaro che il tempo necessario affinché il processo avvenga con la dovuta gradualità dipende dalla quantità di acqua presente, dalla temperatura di ebollizione (e quindi dalla pressione di esercizio) ed infine dalla forma e dalle dimensioni del generatore.** Affinché lo studente abbia una più chiara visione dell'argomento, elencheremo, per sommi capi, le operazioni necessarie per la prima accensione di un generatore e le precauzioni da prendere sia in questa fase, sia in quella del regolare funzionamento a regime.

- a) La caldaia viene inizialmente riempita di acqua per circa $\frac{2}{3}$ del proprio volume, lasciando aperti gli « sfoghi d'aria », in modo che al termine dell'operazione, si stabilisca entro il collettore la pressione atmosferica.
- b) Si provvede ad una prima accensione, molto breve (5 ÷ 10 minuti) dopo aver accuratamente ventilato la camera di combustione; questo accorgimento è particolarmente necessario nel caso di combustione a nafta poiché l'eventuale presenza di vapori di idrocarburi entro la camera, potrebbe dar luogo a miscela tonante con pericolo di scoppi.

La prima accensione si effettua:

- per combustibili solidi, impiegando paglia, cenci untati, fascine di piccoli legni, trucioli ecc. e tenendo aperta in minima parte la portella del cenerario;
- per combustibili liquidi, impiegando dapprima

gasolio o nafta leggera, preriscaldati fino a $50 \div 60$ °C.

- c) Si procede con successive accensioni di durata sempre maggiore e meno intervallate, passando gradualmente al combustibile di normale impiego; in questa fase, si controlla costantemente la temperatura dell'acqua entro il collettore e si tengono ancora aperti gli sfoghi d'aria.
- d) Quando l'acqua raggiunge la temperatura di ebollizione inizia la produzione di vapore che scaccia l'aria presente nel collettore e fuoriesce a sua volta dagli sfoghi con un caratteristico sibilo; è il momento di chiudere le valvole di sfiato in modo che la pressione in caldaia possa aumentare.
- e) Si deve controllare (se non lo si è già fatto) che i livelli e i manometri funzionino regolarmente e che siano chiuse le valvole di intercettazione e quelle di sicurezza; quest'ultime comunque dovranno essere provate per accertarne la mobilità.
- f) Terminata la fase di assestamento, l'accensione può procedere con continuità ma senza incrementare troppo il grado di combustione; impiegando combustibili liquidi si tengono accesi solo pochi pulverizzatori con ugelli di diametro ridotto.
- g) Raggiunta la pressione di esercizio, è il momento di aprire la valvola di comunicazione con la motrice, se quest'ultima è già pronta per essere messa in funzione; il prelievo di vapore tende ad abbassare la pressione, per cui si incrementa gradualmente il grado di combustione **in modo che la quantità di vapore prodotta eguagli in ogni istante quella inviata all'utilizzazione, condizione necessaria affinché si possa mantenere costante il valore della pressione.**
- h) Iniziato il prelievo di vapore, il conduttore deve porre la massima attenzione all'alimentazione del generatore, facendo **in modo che ogni kg di vapore prodotto venga sostituito da 1 kg di acqua; condizione questa indispensabile per mantenere costante il livello del liquido nel collettore.**

* * *

Durante il normale funzionamento a regime, i principali controlli riguardano:

- la regolarità dell'alimentazione;
- la condotta della combustione.

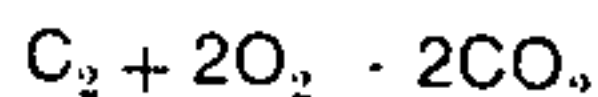
Occupiamoci per adesso della combustione, riservandoci di trattare l'argomento dell'alimentazione nei prossimi paragrafi.

Abbiamo già fatto presente l'enorme importanza che assume nel processo di combustione il giusto proporzionamento dell'aria comburente rispetto al combustibile consumato; un eccesso di aria aumenta la perdita per calore sensibile al camino, e riduce la temperatura di combustione, mentre un difetto di aria dà luogo ad una combustione imperfetta con produzione di ossido di carbonio.

Dal punto di vista esclusivamente pratico, si regola la combustione osservando attraverso un sistema di specchi i fumi che abbandonano il camino; è ovvio infatti che, con aria in difetto, il generatore produce fumi neri densi di polverino ed il fuochista, può provvedere ad aumentare l'aria operando sulla portella del cenerario o sul registro del ventilatore. Non è invece rilevabile l'eccesso d'aria nei fumi, per cui **la regolazione viene effettuata riducendo l'aria fino alla comparsa del fumo nero ed aumentandola successivamente fino alla sparizione.** Tutto questo si riferisce esclusivamente ai casi di condotta manuale; nei grandi impianti invece la regolazione della combustione è asservita ad un complesso automatico che provvede contemporaneamente all'alimentazione ed alla combustione.

113) ANALISI DEI FUMI

La regolazione della combustione basata su regole pratiche pecca evidentemente di precisione anche se presenta l'indubbio vantaggio dell'immediatezza di esecuzione; una regolazione più rigorosa può essere ottenuta basandosi sulla composizione volumetrica dei prodotti della combustione, analizzando cioè — ad intervalli regolari oppure con continuità — i fumi prodotti e deducendo l'eccesso d'aria (e) dalla percentuale di CO_2 , CO ed O_2 in essi contenuti. Abbiamo già visto infatti nel par. 95 che la reazione di combustione del carbonio, è:



per cui, **qualora si bruciasse del carbonio puro, ogni molecola di ossigeno che con esso reagisce, darebbe origine ad una molecola di anidride carbonica.** In questo caso, la legge di Avogadro⁽¹⁾ ci consente di affermare che l'anidride carbonica prodotta, occupa lo stesso volume dell'ossigeno impiegato per generarla, e poiché l'aria atmosferica, nelle

1. La legge di Avogadro afferma che « volumi eguali di gas diversi, nelle stesse condizioni di pressione e di temperatura, contengono egual numero di molecole ».

condizioni normali, contiene il 20,9% in volume di ossigeno, ne segue che, **bruciando il carbonio puro senza eccesso d'aria, la percentuale di anidride carbonica presente nei fumi deve essere del 20,9%.** È chiaro che nella realizzazione pratica, essendo comunque necessario un modesto eccesso d'aria (e), sarà senz'altro:

$$(\text{CO}_2)_{\text{vol}} > 0,209$$

con una differenza tanto più sensibile rispetto al valore teorico, quanto maggiore è l'eccesso d'aria impiegato.

Si potrà perciò valutare il valore di « e » dalla proporzione:

$$(\text{CO}_2)_{\text{vol}} : 0,209 = 1 : (1 + e) \quad (289)$$

ricavando:

$$1 + e = \frac{0,209}{(\text{CO}_2)_{\text{vol}}} \quad (290)$$

formula che si risolve facilmente una volta misurata, con adatte apparecchiature, la percentuale in volume di CO_2 .

I combustibili industriali però non sono costituiti da carbonio puro ma prevalentemente da carbonio ed idrogeno, se trascuriamo gli elementi secondari la cui efficacia è limitatissima; indicando perciò, come di consueto, con:

« C » la percentuale in massa di carbonio;

« H » la percentuale in massa di idrogeno;

e ricordando le due reazioni di combustione:



è facile osservare che:

— 12 parti in massa di carbonio si combinano con 32 di ossigeno per dare origine a 44 parti (in massa) di anidride carbonica;

— 4 parti di idrogeno si combinano con 32 di ossigeno per dar luogo a 36 parti di vapore d'acqua;

e quindi dedurre che per la combustione di 4 parti di idrogeno occorre la stessa quantità (in massa) di ossigeno che si rende necessaria per bruciare 12 parti di carbonio. In altre parole, per bruciare l'idrogeno occorre una quantità di ossigeno tripla di quella impiegata per il carbonio.

Si può perciò esprimere il volume di ossigeno che si combina con l'idrogeno con un'espressione del tipo:

$$3(\text{CO}_2)_{\text{vol}} \left(\frac{\text{H}}{\text{C}} \right)$$

ricordando l'equivalenza fra volumi di O_2 e di CO_2 già messa in evidenza. Possiamo concludere infine che bruciando un combustibile industriale senza eccesso d'aria, l'ossigeno impiegato vale:

$$(\text{O}_2)_{\text{vol}} = (\text{CO}_2)_{\text{vol}} \left(1 + 3 \frac{\text{H}}{\text{C}} \right)$$

e di conseguenza la proporzione (289) diviene, nel caso più generale:

$$(\text{CO}_2)_{\text{vol}} \left(1 + 3 \frac{\text{H}}{\text{C}} \right) : 0,209 = 1 : (1 + e) \quad (291)$$

e da essa si ricava:

$$1 + e = \frac{0,209}{(\text{CO}_2)_{\text{vol}} \left(1 + 3 \frac{\text{H}}{\text{C}} \right)} \quad (292)$$

La formula (292) non è però direttamente applicabile inserendo in essa i valori della percentuale di CO_2 valutati con gli apparecchi di normale impiego:

- in primo luogo, il simbolo $(\text{CO}_2)_{\text{vol}}$ rappresenta il rapporto fra il volume di CO_2 e quello dell'aria che ha partecipato alla combustione, mentre gli apparecchi misurano il rapporto fra CO_2 e i fumi prodotti;
- in secondo luogo, nella misurazione pratica, il vapore d'acqua contenuto nei fumi si condensa prima che la misurazione venga effettuata; ne segue che quest'ultima tiene conto del rapporto fra la CO_2 ed il fumo privo di vapore d'acqua.

Per questi motivi, la formula (292) viene rielaborata tenendo conto degli effettivi valori dei fumi ed assume la forma definitiva:

$$1 + e = \frac{0,209}{(\text{CO}_2)} \cdot \frac{1 + 3 \frac{\text{H}}{\text{C}} (\text{CO}_2)}{1 + 3 \frac{\text{H}}{\text{C}}} \quad (293)$$

in cui il simbolo (CO_2) rappresenta la percentuale di anidride carbonica contenuta nei prodotti della combustione, così come è stata rilevata dall'apparecchio misuratore.

* * *

La sola misurazione della percentuale di CO_2 contenuta nei fumi non è sufficiente ad assicurarci che la combustione sia avvenuta in piena regolarità; basta infatti pensare che alimentando il focolare con aria in difetto, parte del combustibile non brucia completamente producendo una certa quantità di ossido di carbonio (CO) e lo stesso può dirsi per la parziale combustione dell'idrogeno.

È perfettamente giustificabile perciò in tutti gli impianti di una certa importanza, l'installazione di opportune apparecchiature atte a misurare le percentuali di **anidride carbonica**, di **ossido di carbonio**, e di **ossigeno** presenti nei prodotti della combustione.

Questi apparecchi sono basati su due principi distinti:

- **assorbimento e relativa misurazione dei componenti** che interessano la combustione da parte di particolari sostanze (metodi chimici);
- **rilevazione della conducibilità termica** degli elementi o dei composti chimici che influiscono sulla combustione (metodi fisici).

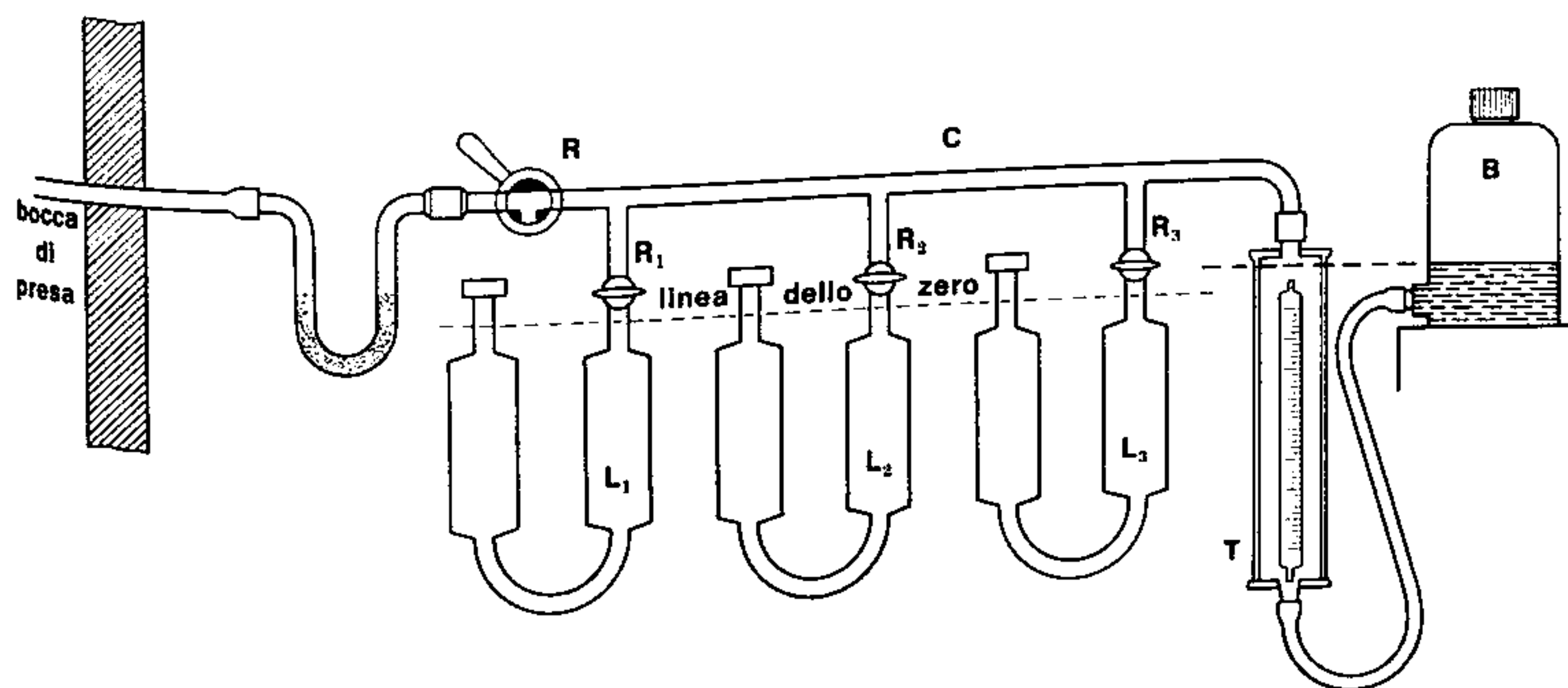


Fig. 354. Apparecchio di Orsat (schema)

Oltre a questa distinzione se ne può impostare una seconda basata sulla maggiore o minore rapidità di esecuzione della misura; esistono infatti apparecchi molto precisi che però richiedono un tempo piuttosto lungo per fornire i risultati dell'analisi, mentre altri danno letture immediate a scapito però della precisione di misura.

Per quanto ci riguarda ci limiteremo a descrivere il sistema di analisi dell'apparecchio di Orsat, (per misure saltuarie) limitandoci a brevi cenni indicativi sugli strumenti industriali che forniscono rilevazioni immediate e continue.

L'apparecchio di Orsat, appartiene alla categoria degli strumenti ad assorbimento e permette di misurare le percentuali in volume di anidride carbonica, ossido di carbonio ed ossigeno; esso consta (fig. 354) di tre «laboratori» (L_1 ; L_2 ed L_3) per l'assorbimento del composto chimico da analizzare, di una buretta (T) graduata da 0 a 100 (dal basso verso l'alto) e di una bottiglia mobile (B) contenente acqua acidulata il cui spostamento verticale consente di effettuare azione di risucchio o di spurgo nel collettore (C) e nei singoli laboratori.

La presa dei fumi deve avvenire in un punto del camino in cui si possa ritenere che la massa gassosa presenti carattere di omogeneità per non procedere a misure imprecise; il tubo di presa comunica con il collettore (C) attraverso un tubicino a forma di U che contiene lana di vetro per eliminare le impurità e un rubinetto a tre vie (R) che consente di escludere l'apparecchio, di spurgare il tubo o di mettere in comunicazione l'apparecchio con il tubo di presa per il prelievo dei fumi.

L'operazione procede nel seguente modo:

- si prepara l'apparecchio facendo in modo che i reagenti contenuti nei vari laboratori raggiungano la linea di azzeramento; a tale scopo, ruotato il rubinetto R nella posizione di fig. 355 a), si solleva la bottiglia (B) in modo da travasare l'acqua entro la buretta espellendo eventuali residui contenuti nell'apparecchio, poi, ruotato R nella posizione b) ed aperto R_1 si isola lo strumento ed abbassando la bottiglia si effettua una leggera azione aspirante che richiama il reagente contenuto in L_1 fino alla linea dello zero. A tal punto si chiude il rubinetto R_1 e si apre R_2 procedendo nel modo già descritto fino a che le tre ampole non saranno pronte per la prova.
- Si pone il rubinetto R nella posizione c) di fig. 355, e si abbassa la bottiglia (B) in modo da aspirare i prodotti della

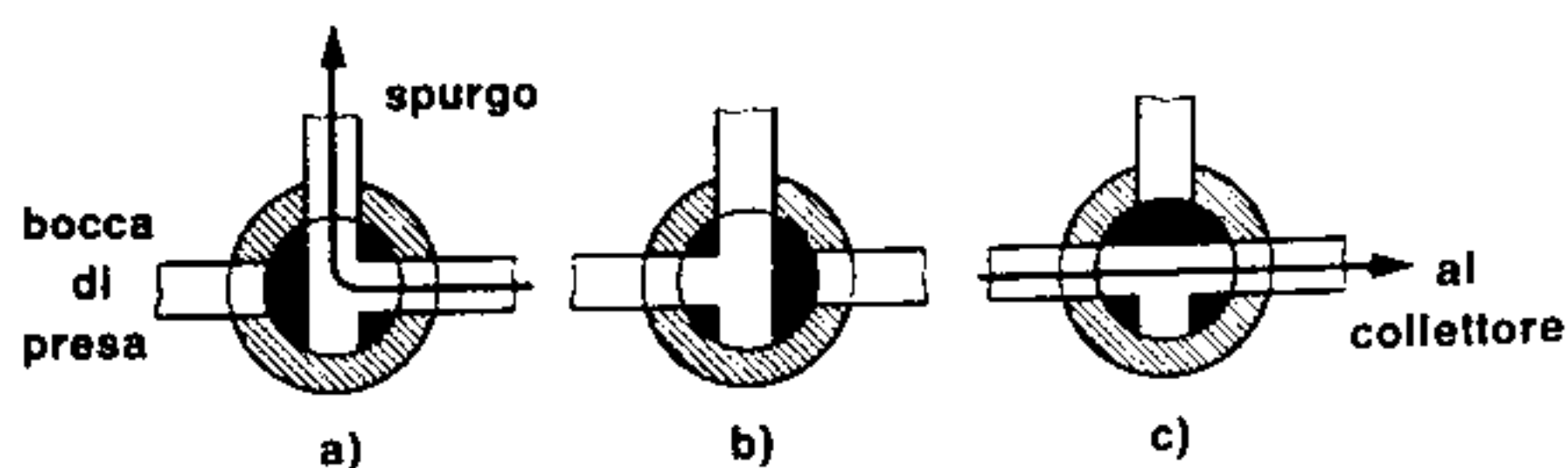


Fig. 355. Posizioni di manovra del rubinetto nell'apparecchio di Orsat: a) fase di spurgo; b) apparecchio escluso; c) comunicazione diretta

combustione; è bene comunque procedere ad una ulteriore pulizia interna dell'apparecchio, espellendo i fumi aspirati (ruotando il rubinetto in posizione a) e alzando la bottiglia), ripetendo più volte l'operazione di aspirazione e spurgo. Ciò fatto si aspirano, con il procedimento già descritto, 100 cm³ di fumo entro la buretta T.

- c) Isolato l'apparecchio con il solito rubinetto R (posizione b) si apre il rubinetto R₁ e si travasa il gas contenuto nella buretta entro il laboratorio L₁; manovrando, come sempre, la bottiglia « B »; anche questa operazione va ripetuta più volte affinché il reagente possa esplicare una efficace azione di assorbimento. Il primo laboratorio **contiene una soluzione di potassa caustica e serve per l'assorbimento e relativa misurazione dell'anidride carbonica**; in effetti, conclusa la fase di assorbimento, ponendo la bottiglia (B) in posizione tale che il livello dell'acqua sia eguale a quello entro la buretta (T), la differenza fra il volume attuale (che si legge sulla scala) e quello primitivo (100 cm³) rappresenta la percentuale di CO₂ assorbita dal reagente contenuto in L₁.
- d) Si ripetono le operazioni già descritte inserendo il laboratorio L₂; **questo contiene acido pirogallico che ha la proprietà di assorbire l'ossigeno** per cui la relativa percentuale può essere determinata leggendo sulla scala graduata della buretta la differenza fra il volume attuale e quello precedente.
- e) Si ripete infine l'operazione **facendo assorbire l'ossido di carbonio presente nei fumi da una soluzione di cloruro rameoso** contenuta nel laboratorio L₃ e valutandone la percentuale.

È chiaro che una simile analisi non può essere immediata, in contrasto con le necessità di una buona regolazione che impongono di agire tempestivamente sulla combustione in modo da ridurre al minimo le perdite di calore; esistono perciò altri apparecchi completamente automatizzati che consentono misurazioni continue e letture immediate. Questi sono basati essenzialmente sulla diversa conducibilità termica o sulla diversa densità dei vari gas che nel loro complesso costituiscono i prodotti della combustione. È noto che ogni gas presenta un certo valore di conducibilità termica; assunto uguale a 100, il valore della conducibilità termica dell'aria, per gli altri gas che interessano il processo di combustione, valgono i seguenti dati:

tipo di gas	Conducibilità termica
ossigeno	101
anidride carbonica	59
vapore d'acqua	130
ossido di carbonio	96
idrogeno	700
metano	126

È possibile perciò rilevare la percentuale di CO₂ esistente nei fumi facendo passare quest'ultimi in

un tubicino contenente un sottile filo di platino riscaldato con corrente elettrica di intensità costante. **Il filo tende a variare la propria temperatura in funzione della conducibilità termica del flusso gassoso che lo investe**; varia perciò anche la resistenza elettrica e tale variazione risulta proporzionale alla quantità di CO₂ contenuta nei fumi, quantità che può essere letta direttamente (in percentuale) sulla scala dello strumento misuratore.

Un sistema analogo non è adattabile alla valutazione del CO in quanto la sua conducibilità termica differisce pochissimo da quella dell'aria; tenuto conto però che l'ossido è un gas combustibile, è possibile ossidarlo con altra aria in presenza di un filo di platino percorso da corrente elettrica provocando un aumento di temperatura proporzionale alla quantità di CO contenuta nei fumi. Anche in questo caso, l'apparecchio misura la variazione della resistenza elettrica e riporta direttamente in apposita scala le percentuali di ossido di carbonio. Esistono ovviamente altri sistemi ed altre apparecchiature per l'analisi, più o meno efficace dei prodotti della combustione, ma riteniamo che la loro trattazione esuli dal presente testo, essendo sufficienti i concetti informativi fin qui esposti.

114) ALIMENTAZIONE DELLE CALDAIE

Il collettore di una caldaia, nelle normali condizioni di esercizio, contiene acqua (alla temperatura di ebollizione) per circa metà del suo volume, essendo il rimanente occupato dal vapore umido; in esso si stabilisce la normale pressione di esercizio, la cui costanza nel tempo, è resa possibile — mantenendo inalterate le caratteristiche della combustione — dall'invariabilità del livello della superficie liquida.

In altre parole, ogni kg di vapore inviato alla motrice dovrà essere rimpiazzato con 1 kg di acqua immessa nel collettore; l'operazione di ricambio dell'acqua — importantissima per mantenere costante il livello — va sotto il nome di « alimentazione » o « alimento ».

Gli apparecchi di alimentazione, non possono perciò ritenersi degli accessori del generatore, ma più precisamente dei delicatissimi organi facenti parte dell'impianto. Le vecchie caldaie a grandi corpi, in virtù dell'enorme massa d'acqua contenuta nel collettore e della loro bassa potenzialità, potevano essere alimentate anche saltuariamente; non così i moderni generatori, in cui il livello del liquido può ridursi notevolmente nel giro di pochi minuti ove difetti l'alimentazione continua ed adeguata al prelievo di vapore.

Inoltre, l'aumento progressivo delle pressioni di esercizio, ha costretto i progettisti ad accantonare le semplici apparecchiature di un tempo (bottiglia di alimentazione a gravità) per affidarsi esclusivamente alle pompe a stantuffo o centrifughe multistadio per le caldaie principali, adottando per quelle ausiliarie gli iniettori a vapore, dei quali si è fatto cenno al par. 54; questi ultimi sono generalmente

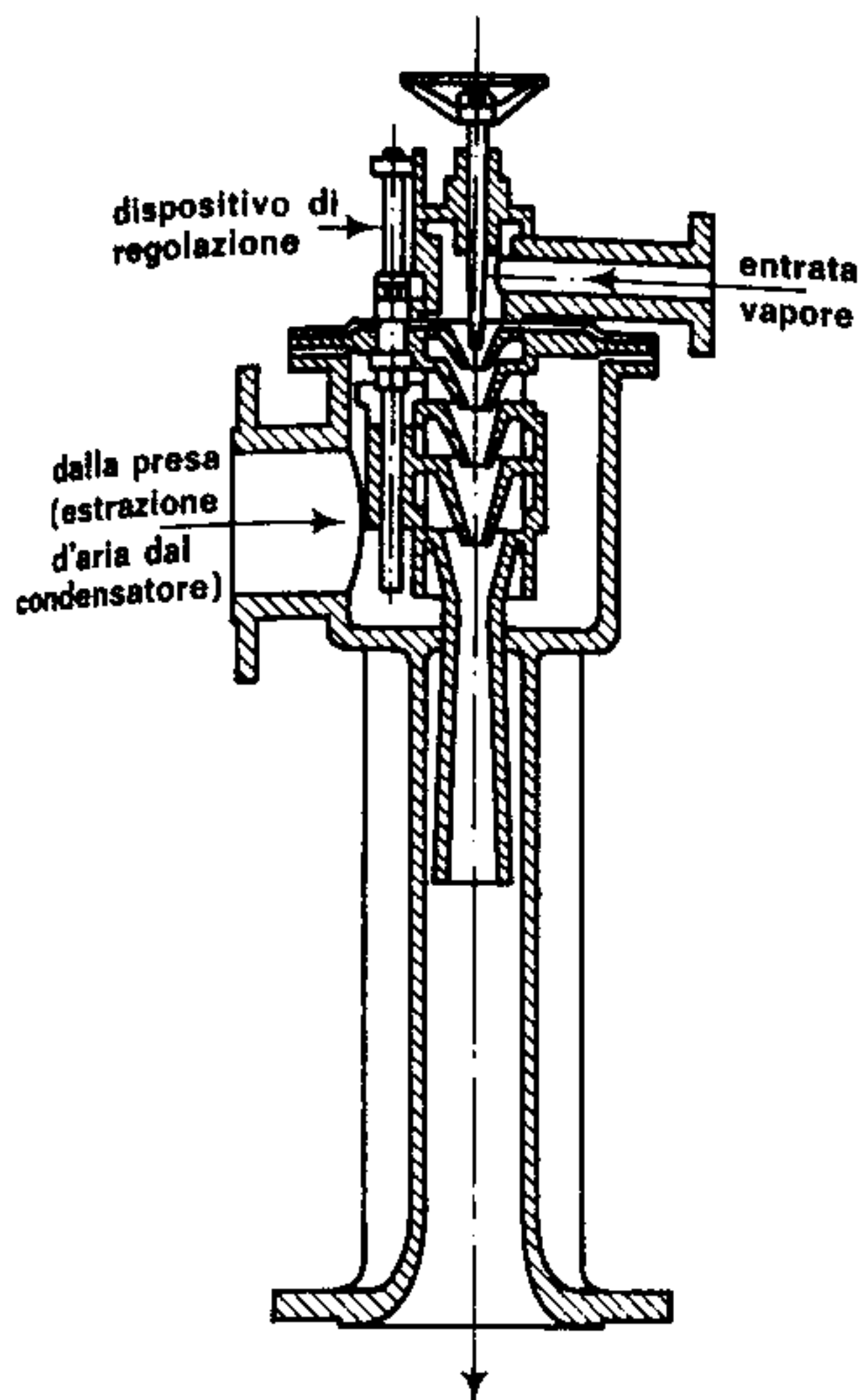


Fig. 356. Eiettore a vapore

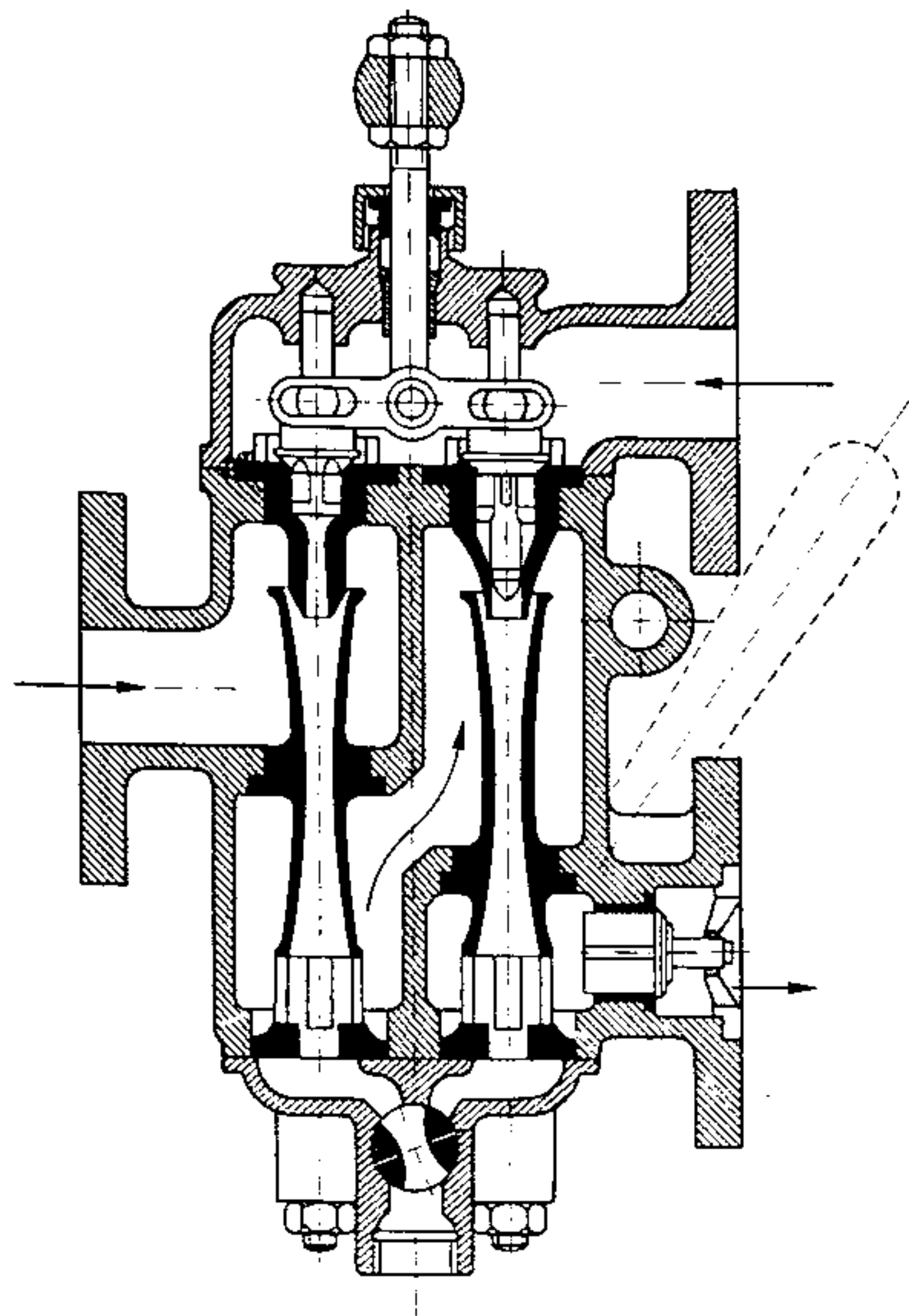


Fig. 357. Iniettore doppio Koerting

ad ugelli multipli come rappresentato nelle fig. 356 e 357.

Per ogni impianto a vapore, le leggi vigenti impongono due apparecchi di alimentazione azionati da motrici di tipo diverso, e ciascuno di essi deve essere in grado di fornire una portata doppia di quella massima richiesta dal generatore.

Il motivo di tale obbligo è evidente, ove si pensi ad una avaria di uno degli apparecchi o alla mancanza di energia motrice; la seconda parte della legislazione è invece perfettamente giustificata da una ipotetica perdita lungo le tubazioni o nell'interno del generatore stesso.

Negli impianti destinati alla propulsione navale, il buon funzionamento dei generatori è condizione necessaria affinché il natante possa governare specialmente in condizioni di mare agitato; il problema dell'alimentazione assume perciò un'importanza ancora maggiore, tanto da fare installare ben tre pompe, due delle quali, centrifughe, azionate da motori elettrici, ed una di tipo alternativo (cavallino a vapore) pronta ad entrare in funzione qualora dovesse venire a mancare l'energia elettrica.

Analoghe precauzioni vengono prese nei riguardi delle tubazioni che adducono l'acqua al collettore della caldaia, in quanto una perdita nelle giunzioni, o un'avaria qualsiasi, possono ridurre l'alimentazione e rendere necessaria l'interruzione del servizio per procedere alla dovuta riparazione; negli impianti di una certa importanza si prevedono perciò due tubazioni di alimento, una delle quali dotata di valvole automatiche che regolano l'afflusso dell'acqua in caldaia, asservite al livello esistente

nel collettore, e l'altra provvista di comuni valvole di intercettazione a comando manuale. Uno schema di tale impianto potrebbe essere quello rappresentato in fig. 358: le due pompe P_1 e P_2 possono inviare indifferentemente l'acqua in una delle due tubazioni; la tubazione « t_1 » porta la valvola automatica V_a e quella di intercettazione « V_1 », mentre la « t_2 » è provvista di una sola valvola (V_2) il cui volantino di comando è portato, mediante prolunga, nei pressi dell'operatore che provvederà ad azionarlo direttamente qualora si dovesse verificare

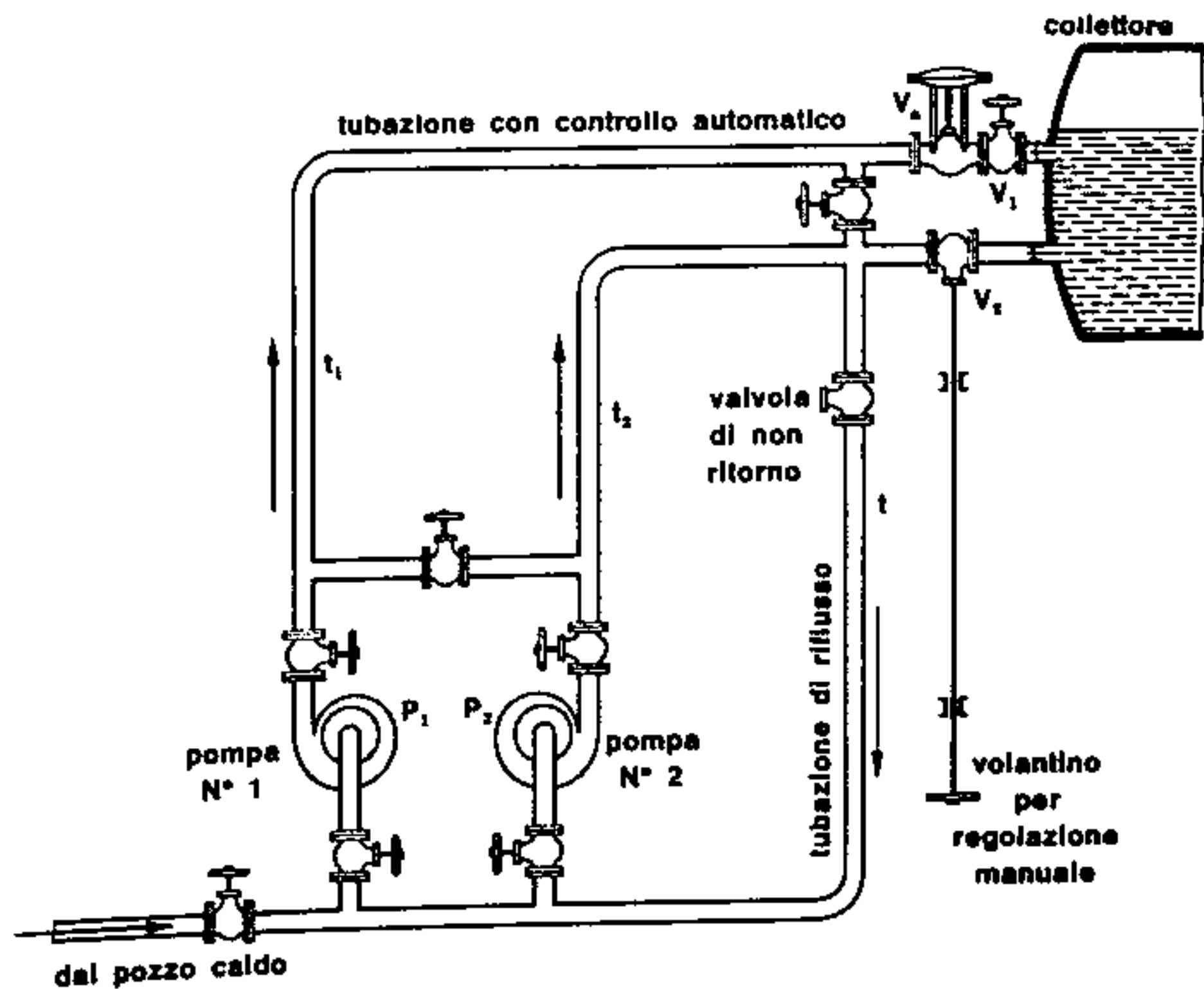


Fig. 358. Schema semplificato delle tubazioni di alimento

un'avaria agli automatismi di controllo. Molto spesso, (specialmente nel caso in cui si alimenti con pompe alternative) è prevista anche una tubazione di riflusso (t) che serve a smaltire il liquido in eccesso inviato dalla pompa; una valvola di non ritorno (V_n) tarata ad un valore di poco superiore a quello della pressione in caldaia, consente lo scarico dell'eccesso d'acqua che viene ricondotta sull'aspirazione della pompa.

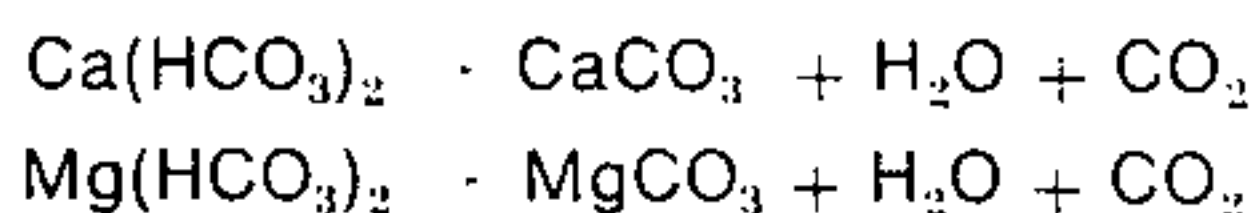
115) INCROSTAZIONI E CORROSIONI

Abbiamo già fatto cenno alla necessità di impiegare, per l'alimentazione delle caldaie, acqua tanto più pura quanto più alta è la pressione di esercizio della caldaia stessa, onde evitare — nei limiti del possibile — che i sali e le impurità contenuti nell'acqua possano dar luogo ad inconvenienti nel funzionamento, talvolta ad avarie piuttosto gravi e perfino — nei casi più spinti — all'esplosione del generatore.

Le acque comuni (dette « acque brute ») contengono normalmente diverse sostanze in esse disciolte o in sospensione la cui presenza può dare origine nell'interno della caldaia a depositi, incrostazioni o corrosioni delle lamiere.

I **depositi** di materiale incoerente non costituiscono un serio inconveniente giacché si raccolgono nel punto più basso della caldaia (collettore dei fanghi) e da qui vengono estratti praticando giornalmente operazioni di spurgo.

Le **incrostazioni** invece rappresentano un problema più grave specialmente quando il loro spessore assume valori notevoli; esse sono dovute principalmente ai sali di calcio e di magnesio, presenti nell'acqua sotto forma di bicarbonati che, per l'azione del calore, si decompongono in carbonati secondo le note reazioni chimiche:



I **carbonati, praticamente insolubili, precipitano aderendo alle lamiere e formano croste durissime** la cui presenza riduce, in un primo tempo, il coefficiente di trasmissione (e ne scapita perciò il rendimento del generatore) ed in seguito, al crescere dello spessore dell'incrostazione, possono portare all'arroventamento delle lamiere; questa eventualità è spiegata dal fatto che diminuendo progressivamente il coefficiente di trasmissione (cfr. par. 93) la lamiera metallica tende ad assumere una temperatura molto prossima a quella dei fumi caldi che la investono.

L'arroventamento riduce sensibilmente la resistenza del metallo e di conseguenza può produrre ingobbamenti, deformazioni ed eventuali squarci nelle lamiere.

Per quanto concerne le **corrosioni** è facile rendersi conto della loro influenza negativa ove si pensi alla progressiva riduzione dello spessore della lamiera

lentamente ma continuamente ridotto dall'asportazione del metallo che, attaccato da eventuali acidi o combinatosi con alcuni gas disciolti nell'acqua di alimento, può determinare perdite, incrinature e, in casi limite, ampi squarci in alcune parti della caldaia.

Le corrosioni possono essere piccole e superficiali; in questo caso si definiscono « **vaioature** » e possono essere eliminate raschiando e riportando mediante saldatura altro materiale. Possono essere anche ampie e profonde, a forma di guscio di noce rovesciato ed allora prendono il nome di « **pustole** »; caratteristiche sono le corrosioni a pustole provocate dalla presenza di ossigeno nell'acqua di alimento.

Le corrosioni non sono eccessivamente preoccupanti quando si presentano sparse su un'ampia superficie, ma assumono un vero aspetto di pericolo imminente quando si manifestano concentrate su un tratto ristretto per la possibilità di riunirsi e dar luogo ad un'unica grande macchia che, qualora dovesse approfondirsi, porterebbe quasi sicuramente all'esplosione.

Per dare una pallida idea dei danni derivanti dall'esplosione di una caldaia, facciamo un calcolo approssimato, supponendo che improvvisamente si verifichi un ampio squarcio nel collettore di una caldaia Cornovaglia contenente 10 tonn. di acqua e funzionante alla pressione di 10 ate. Poiché in seguito all'avaria, la pressione nell'interno del collettore scende bruscamente da 10 ate alla pressione atmosferica, la temperatura di ebollizione passa da 183 °C (10 ate) a 100 °C (1 ata) rendendo disponibile, per ogni kg di acqua presente, una quantità di calore:

$$Q_0 = (183 - 100) = 83 \text{ kcal/kg}$$

e per tutta l'acqua contenuta nel collettore

$$Q = 10000 \cdot 83 = 830000 \text{ kcal}$$

È noto che, alla pressione atmosferica, si può evaporare 1 kg di acqua con una spesa di 537 kcal, per cui, nel caso in esame, si produrrebbero istantaneamente:

$$\frac{830000}{537} \approx 150 \text{ kg di vapore}$$

e poiché, nelle normali condizioni ambiente, 1 kg di vapore occupa un volume di circa 1725 litri, nella deprecabile ipotesi di una esplosione, si svilupperebbero bruscamente ben 2600000 litri di vapore; la spinta prodotta da questa massa gassosa è quindi paragonabile a quella di una bomba ad alto potenziale con le conseguenze disastrose che è facile immaginare.

116) ANALISI DELLE ACQUE

La necessità di eliminare — o quanto meno di ridurre al minimo — le incrostazioni e le corrosioni nell'interno dei generatori comporta un'analisi preventiva dell'acqua bruta (da eseguire ad intervalli regolari) e una conseguente opera di depurazione per renderla adatta all'impiego.

A tale scopo si classificano le sostanze eventualmente presenti nell'acqua in gruppi diversi a seconda della loro azione nell'interno del generatore:

1° gruppo - Sostanze incrostanti

Bicarbonato di calcio	$\text{Ca}(\text{HCO}_3)_2$
Bicarbonato di magnesio	$\text{Mg}(\text{HCO}_3)_2$
Solfato di calcio	CaSO_4
Solfato di magnesio	MgSO_4
Cloruro di calcio	CaCl_2
Cloruro di magnesio	MgCl_2

2° Gruppo - Sostanze non incrostanti

Carbonato di sodio	Na_2CO_3
Solfato di sodio	Na_2SO_4
Fosfato di sodio	Na_3PO_4
Cloruro di sodio	NaCl
Idrato di sodio	NaOH

3° Gruppo - Sostanze silicee

Silice

4° Gruppo - Sostanze gassose

Ossigeno	O_2
Anidride carbonica	CO_2
Azoto	N_2

Infine esiste un 5° gruppo comprendente tutti i **residui oleosi** che, provenienti dai sistemi di lubrificazione della motrice, inquinano il condensato e, se ricondotti in caldaia, oltre a ridurre il coefficiente di trasmissione possono dare origine a schiume e prodotti emulsivi che provocano talvolta il fenomeno dell'« ebollizione tumultuosa » con trascinarsi di particelle liquide nella motrice. I residui oleosi comunque interessano solo il condensato e perciò è facile eliminarli disponendo nel serbatoio di raccolta degli scarichi (denominato « **pozzo caldo** ») delle spugne che li assorbono; le spugne vengono sostituite periodicamente per assicurarne l'efficacia. Per quanto riguarda invece le sostanze comprese nei primi quattro gruppi, queste si trovano praticamente in tutte le acque naturali; occorre perciò procedere all'analisi di tali acque e addittivarle con particolari reagenti atti ad eliminare o a rendere innocue le sostanze che, immesse in caldaia, produrrebbero effetti dannosi.

Non è possibile fornire dati e procedimenti di un processo di analisi che sia valido per tutti i tipi di impianti e per tutte le caldaie; ci riferiremo perciò ad un generatore a tubi d'acqua di media grandezza operante a pressioni di 40-60 ate ed illustreremo i procedimenti di analisi più comuni.

a) Durezza dell'acqua

La « **durezza** » dell'acqua dipende principalmente dal contenuto di sali di calcio e di magnesio, quelli cioè che incidono più dannosamente sul funzionamento di un generatore.

La **durezza si misura comunemente in gradi idrotimetrici francesi; ogni grado francese di durezza equivale ad un contenuto di 10 mg di carbonato di calcio per litro di acqua; si tenga però presente che non è solo il carbonato di calcio ad incidere sulla**

durezza dell'acqua, ma anche gli altri sali, nelle seguenti proporzioni:

Bicarbonato di calcio	16,2 mg/l
Solfato di calcio	13,6 mg/l
Ossido di calcio	5,6 mg/l
Carbonato di magnesio	8,4 mg/l
Bicarbonato di magnesio	14,6 mg/l
Solfato di magnesio	12 mg/l

È chiaro che un'acqua che contenesse questi sali nelle percentuali suddette anche se fosse priva di carbonato di calcio avrebbe una durezza di 6 gradi francesi.

Se facciamo bollire l'acqua per un certo tempo, si può notare che dopo il processo la durezza è sensibilmente diminuita, in quanto i bicarbonati inizialmente presenti si sono trasformati in carbonati insolubili e quindi rapidamente depositati. La durezza rimasta dopo l'ebollizione si definisce « **permanente** » mentre quella iniziale viene chiamata « **temporanea** »; la loro somma costituisce ovviamente la **durezza totale**.

Per effettuare la misura della durezza, si versa in una bottiglia un quantitativo prefissato di acqua da esaminare, preventivamente raffreddata fino a 20°C, poi si aggiungono lentamente alcune gocce di una soluzione alcoolica di sapone fino a che, agitando la bottiglia, si formerà una schiuma persistente (1). I gradi di durezza potranno essere dedotti dal numero di gocce necessarie ad ottenere la schiuma oppure da un'apposita scala graduata segnata sulla buretta che contiene la soluzione di sapone.

Determinato il valore della durezza dell'acqua bruta si procederà ad un addolcimento della stessa trattandola con opportuni reagenti come vedremo in seguito; **se la misura è effettuata su acqua prelevata dalla caldaia, essa dovrà fornire valore nullo.**

b) Alcalinità dell'acqua

Riteniamo noto dal corso di chimica il concetto di dissociazione, secondo il quale sostanze in soluzione acquosa si scindono in ioni parte dei quali hanno carica positiva e parte negativa; dobbiamo ritenere note anche la definizione e la funzione della grandezza « pH » che caratterizza con il suo valore numerico l'acidità o l'alcalinità di una soluzione.

L'acqua distillata, essendo completamente neutra, presenta un $\text{pH} = 7$; la presenza in essa di piccole quantità di acidi fa sì che gli ioni « H^+ » prevalgano sugli ioni « OH^- » ed il valore del pH risulta inferiore a 7, mentre avviene il contrario se nell'acqua sono presenti sostanze alcaline ($\text{pH} > 7$).

Da quanto abbiamo esposto in precedenza sulla formazione di corrosioni nelle caldaie, provocate da eventuale presenza di acidi, risulta chiaro come la misurazione del « pH » nell'acqua prelevata dalla

1. Questo avviene perché i sali di calcio e di magnesio formano con il sapone un precipitato insolubile che non fa schiuma; questa si formerà perciò non appena i sali contenuti nell'acqua saranno precipitati in seguito all'aggiunta di sapone.

caldaia possa essere un indice ben chiaro della bontà di essa; dovendosi escludere in ogni modo la presenza di sostanze acide, il « pH » dell'acqua di alimento dovrà risultare sempre superiore a 7, mediamente compreso fra 9 e 10.

La misura dell'alcalinità dell'acqua si effettua mediante opportune sostanze, (dette « indicatori ») che cambiano colore in presenza di ambiente acido o alcalino; si usano comunemente il **tornasole** (bleu con gli alcali e rosso con gli acidi) la **fenolftaleina** (rossa con gli alcali e incolore con gli acidi) ed il **metilarancio** (giallo in presenza di alcali e rosa in presenza di acidi).

Supponendo di usare il metilarancio, l'analisi procede nel modo seguente: prelevata l'acqua dalla caldaia si lascia raffreddare fino a temperatura ambiente, poi se ne versa 100 cm³ in una bottiglietta e si aggiungono 2 o 3 gocce di metilarancio che daranno alla soluzione (sempre alcalina) un colore giallognolo; da una buretta graduata si versano delle gocce di una soluzione decinormale (1) di acido cloridrico (o di acido solforico) fino a quando si assiste al cambiamento di colore dal giallo al rosa. Il numero di cm³ di soluzione decinormale aggiunta dà il valore dell'alcalinità totale dell'acqua.

c) Salinità dell'acqua

Poiché nelle acque brute sono presenti anche sostanze non incrostanti è bene procedere alla valutazione del grado di salinità dell'acqua stessa, non essendo sufficiente il calcolo dell'alcalinità sul quale non hanno influenza né i cloruri né i solfati. La misura della salinità si effettua mediante l'**aerometro Baumé** (fig. 359) che sfrutta la differenza di densità esistente fra l'acqua pura e quella contenente sali disciolti: riempito un cilindro di vetro con l'acqua da esaminare vi si immerge l'aerometro che affonda più o meno a seconda della densità del liquido; la misura della salinità si legge sulla scala graduata riportata sull'asticella dello strumento.

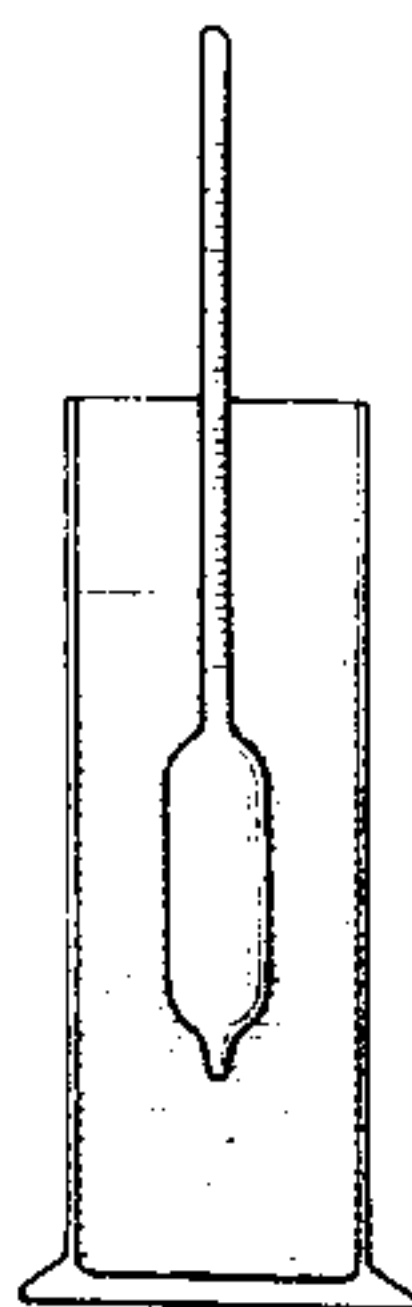


Fig. 359 Schema di un aerometro

1. Ricordiamo che si definisce « normale » una soluzione che contiene in un litro di acqua una quantità in grammi di soluto pari al suo peso molecolare. È ovvia perciò la definizione di « soluzione decinormale ».

Esistono peraltro altri sistemi sui quali non riteniamo opportuno soffermarci: salinometri basati sulla differenza di conduttività elettrica, oppure prove di « titolazione » separate per cloruri e solfati impiegando soluzioni normaldecime di reagenti opportuni con lo stesso procedimento descritto per la prova dell'alcalinità al metalarancio.

d) Contenuto di ossigeno

È questa un'analisi che normalmente si compie in un laboratorio chimico sufficientemente attrezzato data la sua complessità che la rende inattuabile nell'ambiente della stessa centrale; d'altra parte, tutti gli impianti di una certa importanza sono corredati di opportuni « degasatori » atti ad eliminare l'ossigeno presente nel condensato e nell'acqua di alimento.

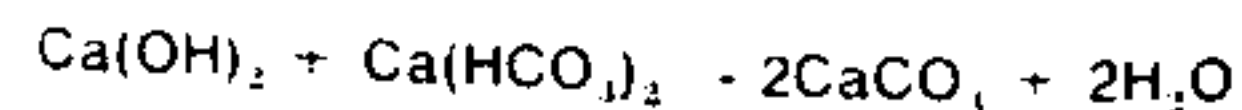
117) DEPURAZIONE DELLE ACQUE

Qualora dai risultati dell'analisi si rilevi — ed è il caso più comune — che l'acqua disponibile non è adatta ad essere immessa in caldaia, è necessario procedere ad operazioni preliminari di addolcimento e depurazione trattando l'acqua con particolari reagenti chimici in modo da eliminare le sostanze che arrecherebbero danni alle lamiere. I processi di addolcimento e depurazione sono svariati a seconda del tipo di impianto, delle caratteristiche del generatore e della natura dell'acqua disponibile; ci limiteremo a descriverne alcuni non essendo possibile una trattazione completa che ci porterebbe oltre i limiti imposti al presente testo.

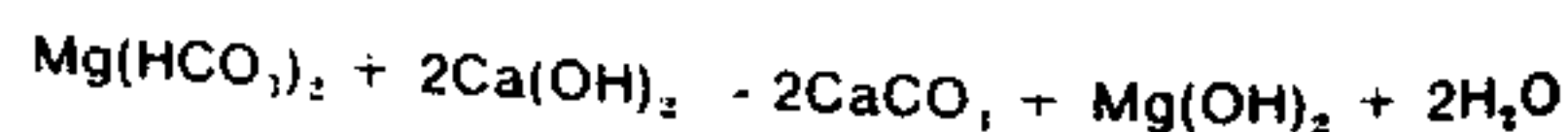
a) Durezza

I trattamenti chimici per l'eliminazione della durezza possono essere effettuati dentro la caldaia o in un apposito recipiente (depuratore) dal quale l'acqua trattata verrà in seguito prelevata ed immessa nel generatore; è chiaro che i trattamenti esterni offrono un maggior grado di efficacia ma richiedono particolari attrezzature non sempre disponibili. Ci riferiremo comunque a quest'ultimi, sia perché adottati negli impianti di una certa importanza, sia perché la loro descrizione risulta più comprensibile. Il metodo di addolcimento più usato è quello che prevede l'introduzione nell'acqua di determinati quantitativi di calce (ossido di calcio, CaO) e di soda (carbonato di sodio, Na₂CO₃) e consente l'eliminazione, sotto forma di fanghi, della maggior parte dei sali presenti.

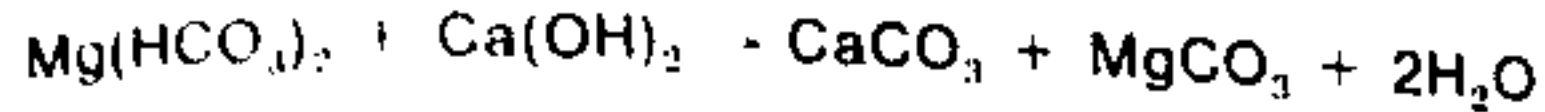
La calce, stemperata nell'acqua, forma **idrato di calcio**, Ca(OH)₂, che reagisce con il bicarbonato di calcio presente, secondo la reazione:



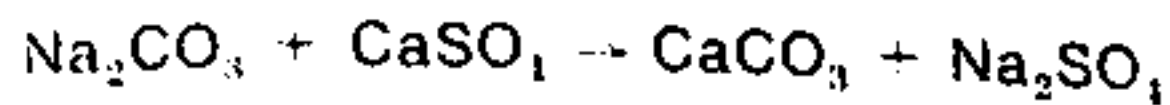
dando origine a carbonato di calcio (insolubile) ed acqua. Allo stesso modo, il bicarbonato di magnesio si decompone in idrossido di magnesio, carbonato di calcio (ambidue insolubili) ed acqua:



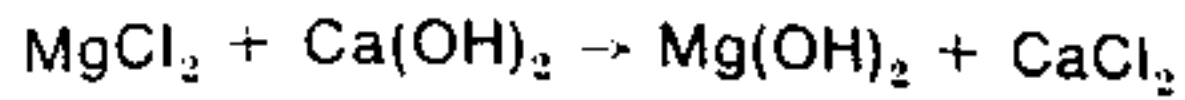
oppure secondo la reazione



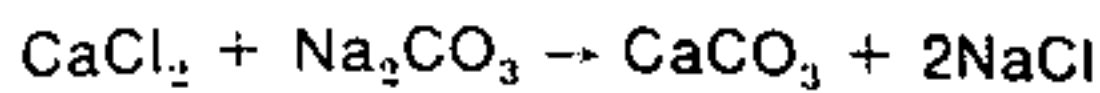
Il carbonato di sodio immesso nell'acqua insieme alla calce reagisce con il solfato di calcio:



producendo carbonato di calcio (insolubile) e solfato di sodio che pur essendo fortemente solubile appartiene al gruppo delle sostanze non incrostanti e non può essere considerato dannoso. Allo stesso modo si elimina il cloruro di magnesio che reagendo con l'idrossido di calcio:



forma cloruro di calcio che, a sua volta, per reazione con il carbonato di sodio:



forma un precipitato insolubile e cloruro di sodio, perfettamente tollerabile nella caldaia.

Lo schema di un depuratore a calce e soda è illustrato in fig. 360: l'acqua bruta proveniente dalla tubazione (t) si suddivide in tre rami; una parte va al saturatore di calce (S) dal quale viene prelevata con una pompa ed inviata nel tubo miscelatore (T) contenuto entro il depuratore; un'altra aliquota passando attraverso il dosatore di soda (D) penetra nel tubo miscelatore, ed il rimanente passa attraverso un riscaldatore a vapore (R) per essere poi inviata anch'essa al miscelatore.

La presenza del riscaldatore permette di accelerare i tempi del processo riducendo la durezza fino a 2-3 gradi francesi, cosa impossibile nel trattamento a freddo, con il quale non si riesce a scendere

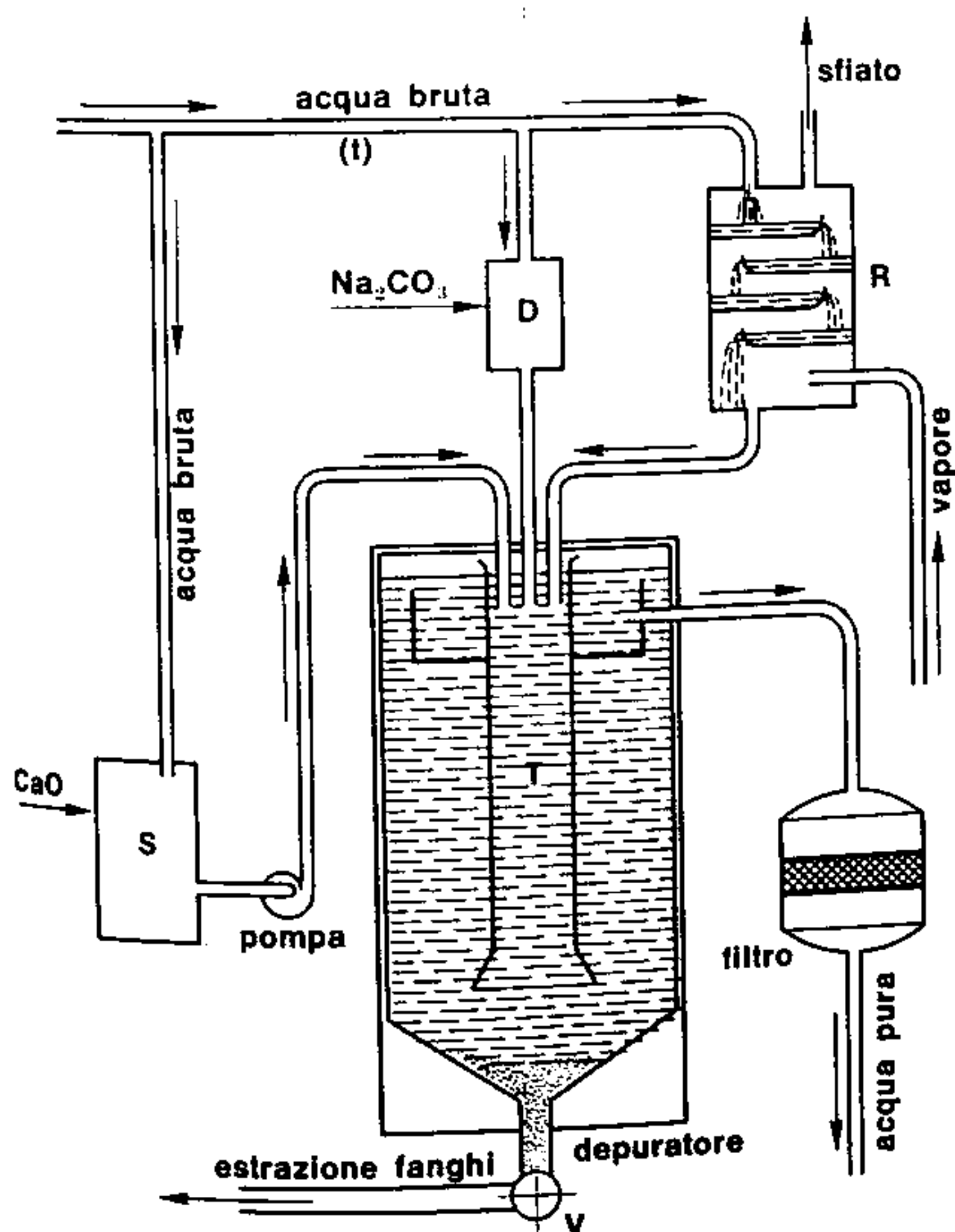


Fig. 360. Depurazione delle acque con calce e soda (schema)

al disotto di 5-6 gradi oltre ad impiegare un tempo notevole per lo svolgimento dell'operazione.

L'acqua uscente dal tubo di miscelazione (T) risale lentamente nello spazio anulare compreso fra il tubo stesso e le pareti del depuratore abbandonando le sostanze insolubili che si depositano sul fondo da dove vengono estratte mediante l'apertura della valvola (V) di spurgo.

Esistono ovviamente altri processi per l'addolcimento delle acque, come il trattamento con **soda e carbonato sodico**, quello con il **fosfato trisodico** di cui parleremo in seguito in quanto ha influenza anche sul valore del « pH », ed infine il processo a « **scambio di basi** » nel quale si impiegano particolari resine di fabbricazione sintetica denominate « **zeoliti** ».

Quest'ultimo processo merita un cenno data la sensibile difformità con i precedenti: le zeoliti sono dei silico-alluminati di ferro e sodio che hanno la proprietà di scambiare il sodio posseduto con il calcio ed il magnesio presenti nell'acqua bruta; l'acqua bruta, a contatto con le zeoliti, cede calcio e magnesio acquistando il sodio, sale che dà origine a composti non incrostanti.

Le zeoliti esauste, vengono rigenerate ponendole in una soluzione di sale da cucina (cloruro di sodio) entro la quale il processo di scambio si inverte; le resine assorbono il sodio cedendo il calcio ed il magnesio si da essere nuovamente in condizione di esplicare azione di depurazione delle acque brute.

b) Alcalinità

Per l'addolcimento dell'acqua di alimento, viene spesso usato il fosfato trisodico (Na_3PO_4) sia come unico reagente sia unito a piccole quantità di soda; il trattamento con il fosfato trisodico presenta i seguenti vantaggi:

- abbassa la durezza a valori praticamente trascurabili;
- esercita azione protettiva contro la fragilità caustica;
- aumenta il « pH » dell'acqua;
- se l'acqua contiene ferro sotto forma di ossidi, questi precipitano come fosfati di ferro;
- se esistono residui oleosi provenienti dagli scarichi delle motrici, essi vengono emulsionati e quindi più facilmente trattiene dai filtri;
- favorisce l'eliminazione della silice, poiché, in presenza di magnesio, il fosfato dà luogo ad un fosfosilicato di magnesio che non ha azione incrostante.

Uno schema di depurazione al fosfato trisodico è rappresentato in fig. 361: l'acqua bruta proveniente dalla tubazione « t » entra nel riscaldatore (R) ove si preriscalda fino ad una temperatura di circa 100°C , sufficiente cioè ad assicurare la trasformazione dei bicarbonati eventualmente presenti, in carbonati insolubili; dalla tubazione « t₁ » provengono invece gli spurghi della caldaia (che sono alcalini) e si mescolano entro il tubo centrale (T) con l'acqua

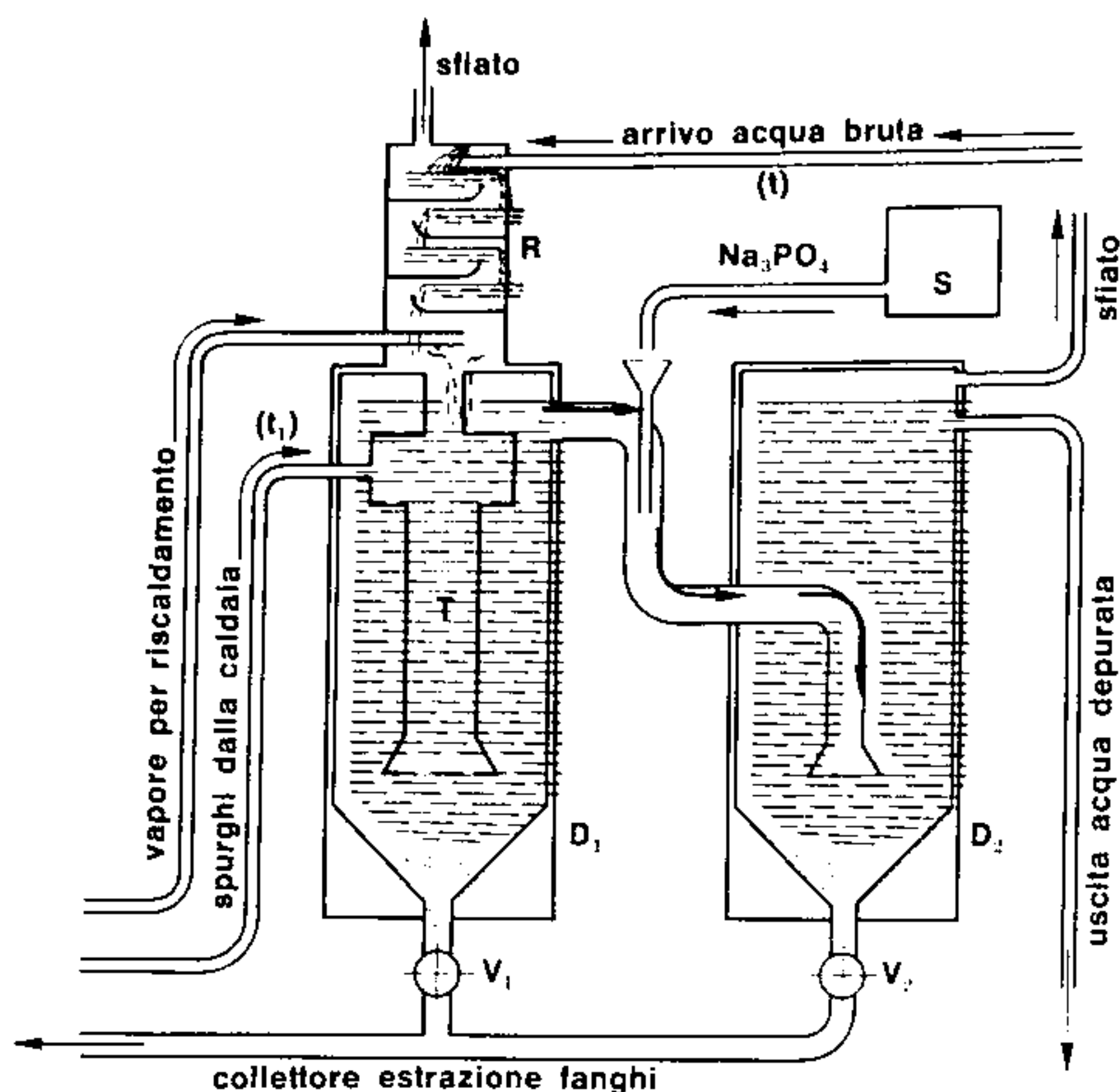
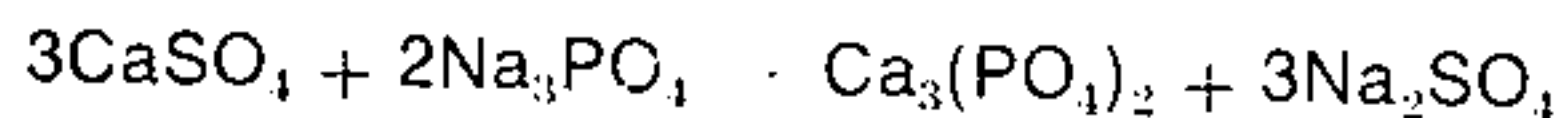


Fig. 361. Depurazione con fosfato trisodico (schema)

calda uscente dal riscaldatore. Nella fase di discesa lungo il tubo (T) l'acqua abbandona gradualmente gli insolubili, risale lungo la parete del primo depuratore (D_1) e ne esce dal tronchetto superiore mantenendo ancora una durezza di 2 : 3 gradi; riceve quindi il fosfato trisodico preparato nel recipiente (S) ed infine viene immessa nella parte inferiore del secondo depuratore (D_2) ove per l'azione del fosfato elimina altri insolubili prodotti dalla reazione:



annullando quasi completamente la durezza rimasta. **Per esercitare una efficace azione depuratrice anche sui composti silicei è bene che il fosfato sia dosato con una lieve eccedenza sulla quantità strettamente necessaria;** in pratica si fa in modo che ne resti sempre nell'acqua un eccesso di 30 : 50 mg/l. Per elevare il valore del « pH » nell'acqua della caldaia si ricorre anche a dei correttivi alcalinizzanti come l'idrato sodico (NaOH) il cui uso non è però molto diffuso per timore di concentrazioni eccessive.

c) Ossigeno

L'eliminazione dell'ossigeno, non avviene saltuariamente con metodi chimici, ma automaticamente e con continuità, installando lungo il circuito di ritorno del condensato, degli apparecchi detti « **degasatori** », il cui funzionamento è basato sul principio che la solubilità dell'ossigeno nell'acqua diminuisce all'aumentare della temperatura.

L'acqua infatti alla temperatura di 0°C può contenere 14 mg di ossigeno per litro, a 50°C ne contiene solamente 6 mg, mentre a 100°C ne può contenere solo quantità del tutto trascurabili.

Un degasatore (fig. 362) è costituito, nel suo schema più semplice, da un grande serbatoio (A) sormontato da un secondo più piccolo (B) che porta nel suo interno una serie di ripiani sui quali l'acqua che proviene dalla tubazione (t) scende sotto forma di pioggia e viene investita da una corrente di vapore che effluisce da alcuni ugelli praticati nel tubo « t_1 ». L'acqua perciò si riscalda intorno a 100°C, parte di essa evapora e si libera l'ossigeno disciolto che insieme al vapore viene convogliato nel tubo « t_u » che lo adduce ad uno scambiatore di calore (S); qui il vapore condensa ed il calore di condensazione da esso posseduto viene utilizzato per il preriscaldamento dell'acqua prima che essa sia introdotta nel degasatore. Entro quest'ultimo, l'acqua liberata dall'ossigeno si raccoglie nella parte inferiore del recipiente più grande, da dove viene estratta con la pompa di alimento.

A tal proposito è bene precisare che la pompa deve essere sempre in posizione più bassa del degasatore affinché possa funzionare sotto battente in modo che nessun punto dell'impianto sia in depressione per evitare nuove e pericolose rientrate di aria che annullerebbero l'azione del degasatore.

Altri tipi di degasatori funzionano a temperature minori di 100°C, sfruttando il principio che la temperatura di ebollizione si riduce diminuendo la pressione di esercizio; in questo caso, occorre mantenere entro l'apparecchio un certo grado di vuoto mediante un eiettore il che porta a qualche complicazione perché rende possibile eventuali rientrate di aria dall'esterno.

D'altra parte, il calore speso per l'eliminazione dell'ossigeno, non rappresenta una perdita, in quanto,

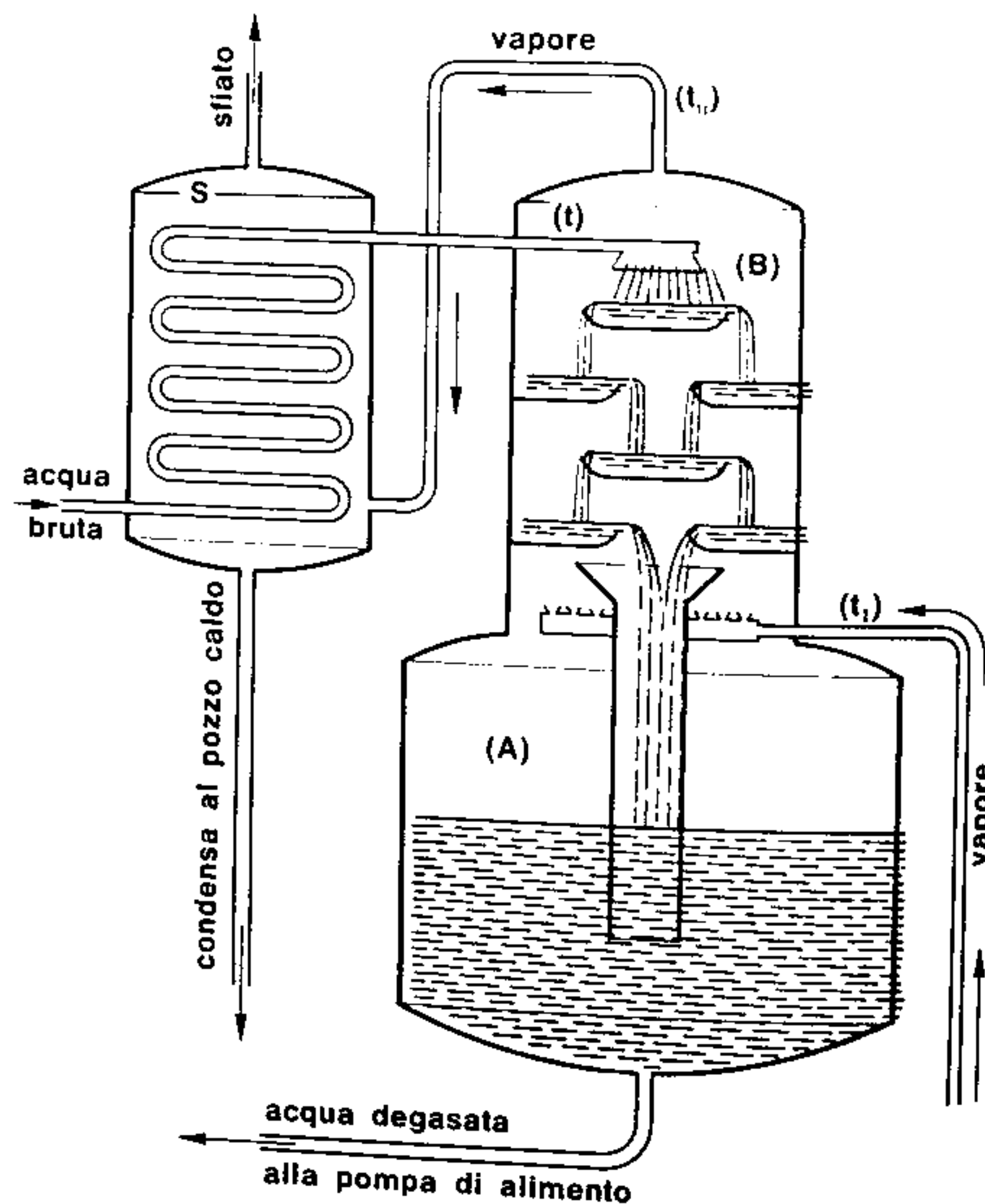


Fig. 362. Schema di un degasatore

specie nei grandi impianti, il condensato deve essere gradualmente preriscaldato prima di venire immesso in caldaia: il degasatore assume così il duplice aspetto di depuratore dei gas e di preriscaldatore dell'acqua di alimento, inserito lungo il circuito contenente gli altri preriscaldatori, l'ultimo dei quali è l'economizzatore posto entro il camino.

118) LA REGOLAZIONE AUTOMATICA

La progressiva evoluzione degli impianti a vapore, dotati di caldaie sempre più perfezionate, se, da un lato, ha ridotto notevolmente il lavoro manuale dei fochisti con l'impiego dei combustibili liquidi e polverizzati, dall'altro, ne ha aggravato le responsabilità, costringendoli ad un più assiduo controllo delle pressioni di esercizio, della costanza dell'alimentazione e del grado di combustione, elementi tutti connessi fra loro e legati al carico, in genere variabile, cui il generatore è sottoposto.

Sorge perciò la necessità di ricorrere a sistemi di regolazione automatica dei generatori di vapore, lasciando all'operatore le mansioni di sorveglianza delle varie apparecchiature e dell'eventuale intervento in casi di estrema necessità; tali sistemi, generalmente complessi, debbono essere atti ad intervenire ogni volta che venga a variare la quantità di vapore richiesta al generatore, regolando opportunamente:

- 1) la quantità di acqua di alimento immessa nel collettore;
- 2) la portata di nafta inviata ai polverizzatori;
- 3) la portata dell'aria comburente;
- 4) il tiraggio al camino.

Trattandosi quasi sempre di manovre a distanza, gli organi di regolazione sono comandati tramite collegamenti fluidodinamici (oleodinamici, pneumatici ecc.) che agiscono su stantuffi mobili, oppure mediante collegamenti elettrici atti ad avviare nei due sensi piccoli motori, il cui moto di rotazione, debitamente ridotto, sposta l'organo di regolazione dalla sua posizione di equilibrio.

Vediamo, a titolo di esempio, come si possa mantenere costante la pressione di un fluido entro una tubazione ricorrendo alla regolazione con collegamento oleodinamico (fig. 363): a valle della valvola di regolazione (V) si innesta, in un punto (P) della condotta, un tubicino (t) che convoglia una parte del fluido al regolatore pilota (G) munito di una membrana elastica collegata ad un'asticciola; se, per effetto di un aumento del carico, la pressione del fluido diminuisce, la membrana (m) tende ad innalzarsi trascinandolo l'asta, consentendo così alla molla sottostante di spostare verso l'alto l'ugello mobile (u). Quest'ultimo, a seconda della posizione assunta, può inviare l'olio del servocomando ad uno o all'altro dei due tubicini (t' e t'') che collegano il regolatore pilota con il cilindro C; nel caso ora descritto, l'ugello si innalza ed invia olio nella camera supe-

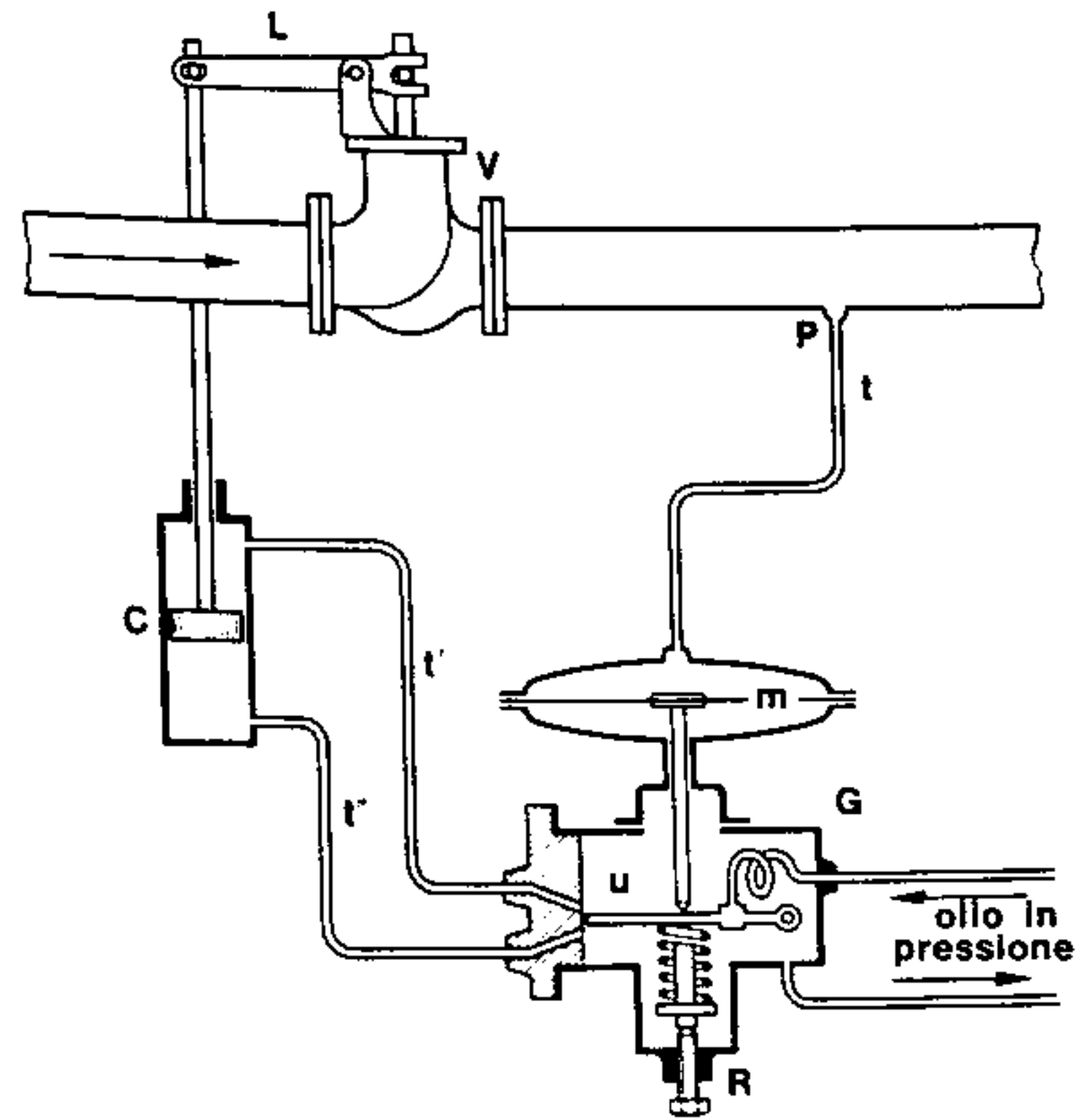


Fig. 363. Principio di funzionamento di un regolatore di pressione a comando oleodinamico

riore del cilindro, spingendo verso il basso lo stantuffo, il cui movimento viene trasmesso dalla leva (L) all'asta della valvola, aumentandone l'apertura. Il fluido effluisce perciò con maggior facilità e la pressione a valle della valvola aumenta riportando il sistema nella primitiva posizione di equilibrio.

Il sistema a collegamento elettrico non differisce concettualmente da quello oleodinamico; la membrana (fig. 364) inflettendosi verso l'alto, sposta l'asticciola che porta due contatti elettrici (c) i quali si comportano sostanzialmente come un interruttore: ad uno spostamento dei contatti verso l'alto corrisponde l'inserzione del motore (M) con senso di rotazione tale da aprire ulteriormente il passaggio

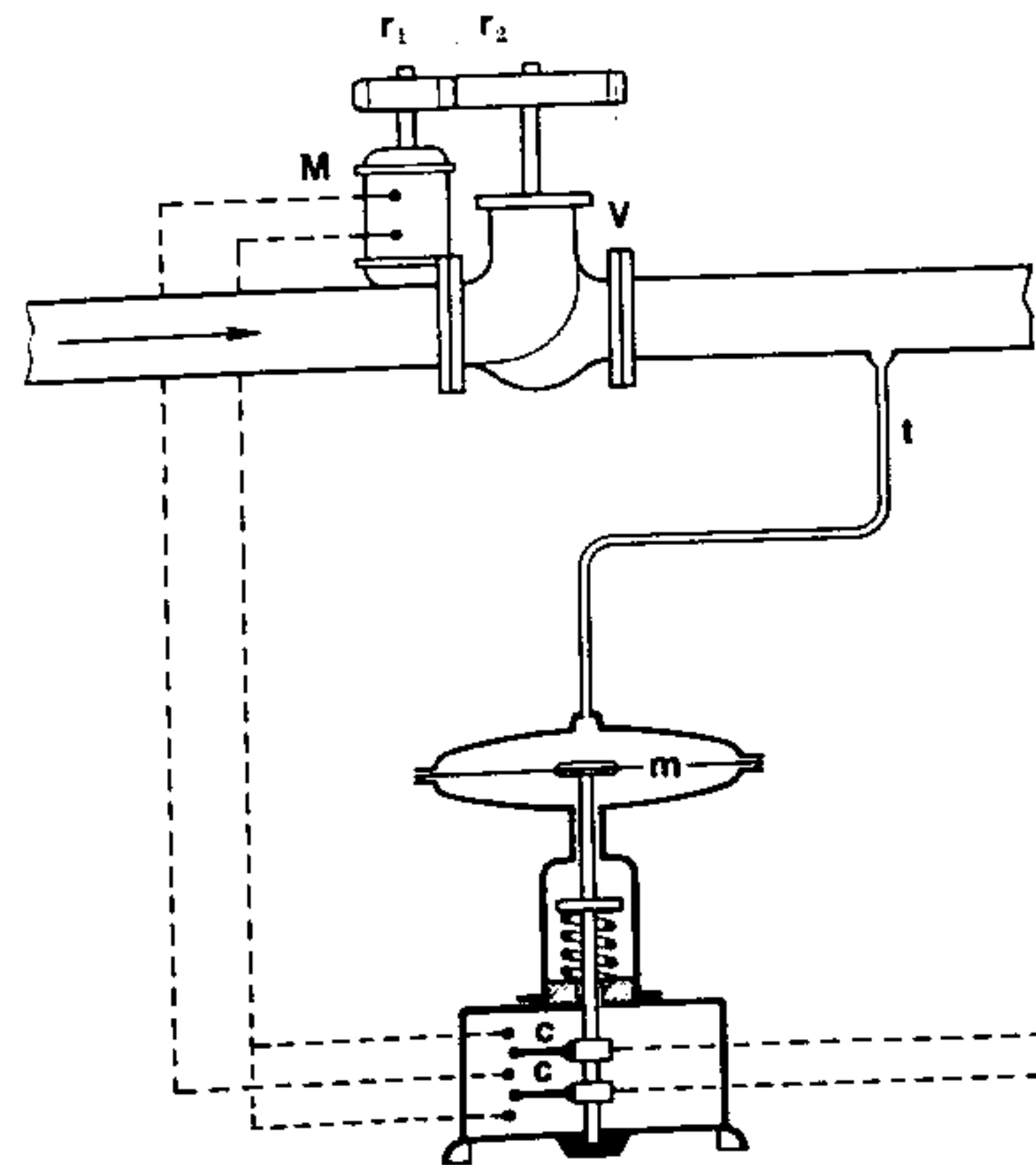


Fig. 364. Principio di funzionamento di un regolatore di pressione a comando elettrico

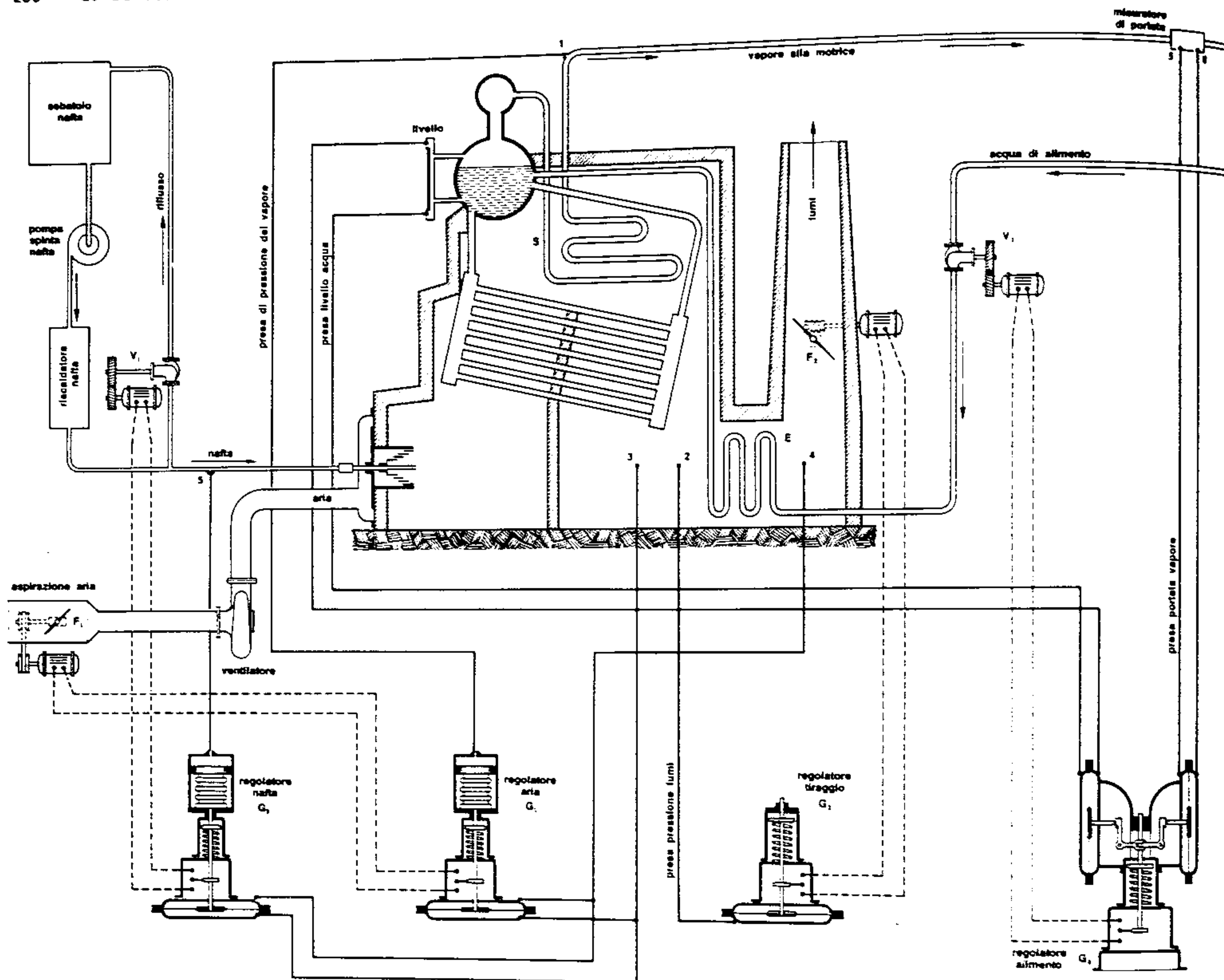


Fig. 365. Schema di regolazione automatica di un generatore

entro la valvola (V), mentre ad uno spostamento verso il basso corrisponde l'inserzione del motore con senso di rotazione opposto. Le due ruote dentate (r_1 ed r_2) debitamente rapportate, trasmettono la rotazione del motore all'asta della valvola.

Per completare queste brevi note sulla condotta dei generatori di vapore abbiamo illustrato in fig. 365 uno schema di regolazione automatica con collegamenti elettrici; esso comprende:

a) Regolazione dell'aria e del tiraggio

Supponiamo che la caldaia funzioni a regime normale e che, per un improvviso aumento del carico (maggiore richiesta di fluido), la pressione del vapore nella condotta di mandata tenda a diminuire; dal punto 1) di presa, tale decremento di pressione si ripercuote sul manometro a soffiato del regolatore pilota (G_1) che interviene aprendo maggior-

mente la farfalla (F_1) posta sull'aspirazione dell'aria comburente.

Aumenta perciò la portata di aria convogliata dal ventilatore, ed aumenta di conseguenza la pressione entro la camera di combustione e nei condotti del fumo; tale aumento viene rilevato dalla presa 2) e trasmesso al regolatore G_2 , che interviene a sua volta aprendo maggiormente la farfalla posta nel camino (F_2) fino a ripristinare il voluto valore della pressione dei fumi, evitando la possibilità di pericolosi ritorni di fiamma.

b) Regolazione del combustibile

L'aumento dell'aria comburente non produrrebbe alcun effetto utile se non fosse accompagnato da un proporzionale incremento della quantità di combustibile inviato ai pulverizzatori; a ciò provvede il regolatore pilota G_3 stimolato dall'aumento di portata subito dai fumi, aumento che viene rilevato mediante le due prese differenziali (punti 3 e 4) i cui estremi sboccano nelle camera del regolatore che contiene la membrana elastica. Il regolatore

agisce sulla valvola (V_1) che limita il riflusso dell'eccesso di combustibile nel serbatoio di aspirazione; la valvola (V_1) chiudendosi parzialmente, riduce il riflusso ed aumenta la pressione di spinta ai bruciatori.

Si noti che le due prese differenziali (3 e 4) influenzano anche l'azione del regolatore G_1 , sensibilizzando l'apparecchio in modo che l'aumento dell'aria risulti sempre proporzionale a quello del combustibile; solo così sarà possibile ottenere una buona combustione senza spiacevoli fumate nere né inutile eccesso d'aria.

c) Regolazione dell'acqua di alimento

Può sembrare, a prima vista, che la regolazione della portata dell'acqua di alimento debba essere semplicemente asservita al livello del liquido nel collettore, e di conseguenza, che il relativo regolatore pilota (G_1) debba essere sensibilizzato solo dalle variazioni subite dal livello stesso; in realtà una tale conclusione pecca di semplicismo e potrebbe essere applicata solo alle vecchie caldaie a grandi corpi, mentre nei moderni generatori, ad alta vaporizzazione specifica, condurrebbe a risultati esattamente opposti a quelli desiderati.

Per rendersi conto di tale apparente incongruenza, basta pensare che un improvviso incremento del carico produce una riduzione della pressione nelle tubazioni e nel collettore, con conseguente formazione di bolle di vapore in tutta la massa d'acqua ivi contenuta, **tale fenomeno** (detto « **autoevaporazione** ») **fa sì che il volume dell'acqua appaia**

maggiore di quanto non sia realmente, provocando così un incremento del livello. Ne segue che, se l'azione del regolatore fosse asservita al livello del liquido in caldaia, il meccanismo interverrebbe riducendo ulteriormente la portata della pompa d'alimento, con risultati esattamente opposti a quelli necessari.

Il regolatore pilota G_1 è provvisto perciò di due membrane elastiche, una comandata dalle due prese differenziali collegate ad un misuratore di portata (sul tipo di un comune venturimetro) ed una sensibilizzata dal livello del liquido entro il collettore; l'incremento di portata, conseguente ad un improvviso aumento del carico, viene rilevato dalle prese differenziali (5 e 6) e trasmesso al regolatore, che interviene aprendo maggiormente la valvola (V_2) inserita sulla condotta di alimentazione; successivamente, l'apparecchio risente l'azione correttiva del livello e stabilizza la portata di acqua al valore necessario.

Queste brevi note hanno evidentemente carattere indicativo; esistono sistemi di regolazione molto più complessi e dotati di ogni possibile accorgimento necessario ad evitare la benché minima irregolarità nel funzionamento del generatore. È bene precisare tuttavia che la regolazione automatica non può escludere completamente l'intervento dell'uomo, sempre necessario nei casi di forti variazioni di carico, tali da comportare l'esclusione di uno o più bruciatori; per questo motivo, e per sopperire ad eventuali avarie o scompensi del sistema automatico, ogni generatore è provvisto di un complesso di valvole e tubazioni accessorie, sufficienti a consentire la manovra manuale.

Sistema Internazionale di Unità di misura

Normative internazionali

Nel 1971 il Consiglio delle Comunità Europee emanò una direttiva in cui imponeva a tutti gli stati membri di adottare il Sistema Internazionale e di abolire unità di misura di altri sistemi entro il 31 dicembre 1977. Dovevano scomparire unità di misura abituali come « kgf », « CV », « mmHg », « kcal » ed altre.

Tale direttiva era senz'altro opportuna, considerando che in URSS il Sistema Internazionale è stato ufficialmente adottato dal 1963 e che anche negli USA è stato stabilito di adottare il Sistema Internazionale; ma gli stati membri hanno tardato ad applicarla, al punto che è stata necessaria una nuova direttiva CEE del dicembre 1979, che imponeva il ravvicinamento delle legislazioni degli stati membri relative alle unità di misura.

In Italia, solo il 12 agosto 1982, con D.P.R. n. 802 venivano emanate le disposizioni che indicavano come legali le unità di misura SI.

Fino al 31 dicembre 1985 il decreto considera legali anche alcune unità di misura di altri sistemi; autorizza inoltre fino al 31 dicembre 1989 l'impiego di indicazioni plurime, ossia l'impiego di unità di misura legali accompagnate da unità di misura diverse. Prescrive che tutti gli strumenti di misura debbano impiegare unità di misura legali a partire dal 1° gennaio 1986.

L'impiego di unità diverse da quelle legali è autorizzato solo nei settori della navigazione marittima ed aerea e del traffico ferroviario, qualora tali unità siano contemplate da convenzioni od accordi internazionali che vincolano l'Italia o la CEE.

Si elencano di seguito le grandezze fondamentali del Sistema Internazionale ed alcune grandezze derivate, e si riportano in tabella 29 le principali unità legali SI che interessano il campo della meccanica e delle macchine.

Sistema Internazionale di Unità

Il Sistema Internazionale assume come grandezze fondamentali la lunghezza, il tempo, la massa, la temperatura termodinamica, la corrente elettrica, l'intensità luminosa e la quantità di sostanza.

Definisce inoltre come unità supplementari per l'angolo piano il **radiante** (simbolo rad) e per l'angolo solido lo **steradiano** (simbolo sr).

Di tali grandezze solo le prime quattro riguardano il campo delle macchine e solo di queste ci occuperemo, rinviando l'approfondimento delle altre a diverse discipline.

A tali grandezze il Sistema Internazionale assegna le seguenti unità di misura:

- alla lunghezza, il **metro** (simbolo m);
- al tempo, il **secondo** (simbolo s);
- alla massa, il **kilogrammo** (simbolo kg);
- alla temperatura, il **kelvin** (simbolo K).

Il **metro** fu storicamente definito come la quarantamilionesima parte del meridiano terrestre.

Questo campione non era evidentemente accessibile e soprattutto non era costante, per i continui cambiamenti di forma della superficie terrestre.

Nel 1889 la 1ª conferenza generale dei pesi e delle misure definì il metro come la distanza, alla temperatura di 0°C, tra due incisioni praticate su una sbarra campione di una lega di platino iridio conservata a Sevres, presso Parigi.

In seguito, per ottenere maggiore precisione e riproducibilità, si ritenne di far riferimento alla lunghezza d'onda delle radiazioni emesse da parte di atomi eccitati; nel 1960 è stato definito il metro campione uguale a 1.650.763,73 volte la lunghezza d'onda, nel vuoto, della radiazione emessa dall'isotopo 86 del « cripton » alla temperatura di - 210°C.

Il **secondo** fu storicamente definito come la 86.000ª parte del giorno solare medio.

Tale definizione si dimostrò poi imprecisa a causa del moto non regolare ed uniforme della terra.

Nel 1960 il secondo venne ridefinito come la frazione $1/31\,556\,925,9747$ dell'anno tropico 1960.

Infine, come per il metro, ci si rivolse a fenomeni atomici, vista la proprietà di certi atomi in particolari condizioni di emettere radiazioni di frequenza costante.

Nel 1967 è stato definito il secondo come l'intervallo di tempo che contiene 9192631770 periodi della radiazione corrispondente alla transizione tra due livelli dell'isotopo 133 del « cesio ».

Il **kilogrammo** è definito come la massa del prototipo internazionale in platino-iridio conservato nel padiglione di Breteuil a Sevres.

Storicamente esso nacque come massa di 1 dm³ di acqua distillata a 0 °C; in realtà poi il kilogrammo campione conservato a Sevres è risultato pari alla massa di 1,000028 dm³ di acqua distillata a 4 °C.

Il **kelvin** è infine definito come la frazione $1/273,16$ della temperatura termodinamica del punto triplo dell'acqua misurata con un termometro a ciclo di Carnot.

La temperatura termodinamica del punto triplo dell'acqua, caratterizzata dalla coesistenza in equilibrio delle tre fasi (solido, liquido e vapore), si ottiene in celle di vetro sigillate contenenti acqua di grande purezza.

Unità legale SI per la misura della temperatura è anche il grado Celsius (°C); la temperatura Celsius « t » è definita dalla differenza $t = T - T_0$ tra la temperatura termodinamica « T » e « T₀ », essendo T₀ = 273,15 kelvin.

Un intervallo o una differenza di temperatura possono essere indifferentemente espressi in kelvin (K) o in gradi Celsius (°C).

La forza nel Sistema Internazionale è una grandezza derivata, la sua unità di misura è il **newton** (N) e la sua definizione, in base alla seconda legge della dinamica è:

un **newton** è la forza che applicata ad un corpo avente la massa unitaria di un kilogrammo gli imprime l'accelerazione di 1 m/s².

Le dimensioni del newton sono pertanto:

$$\text{kg m s}^{-2}$$

Similmente sono grandezze derivate il lavoro, la pressione e la potenza.

L'unità di misura del lavoro è il **joule** (J), definito come il lavoro compiuto dalla forza di 1 N quando il suo punto di applicazione si sposta di 1 m nella direzione della forza.

Le dimensioni del joule sono quindi:

$$\text{N m} = \text{kg m}^2 \text{s}^{-2}$$

L'unità di misura della pressione è il **pascal** (Pa) definito come la pressione esercitata dalla forza di 1 N applicata perpendicolarmente ad una superficie di area 1 m².

Le dimensioni del pascal sono:

$$\text{N m}^{-2} = \text{kg m}^{-1} \text{s}^{-2}$$

L'unità di misura della potenza è il **watt** (W), definito come la potenza che sviluppa un lavoro di 1 J nel tempo di 1 s.

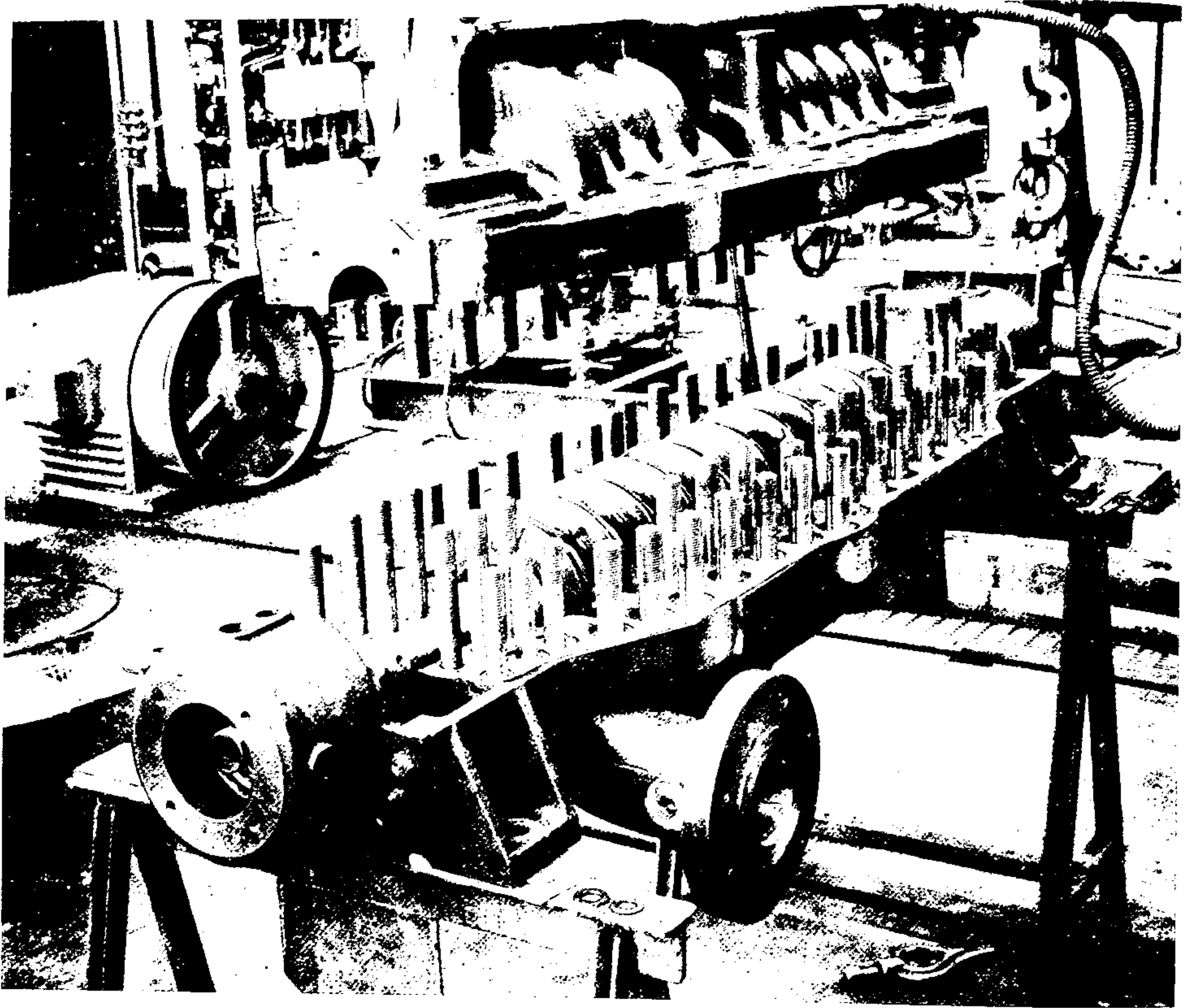
Le dimensioni del watt sono:

$$\text{J s}^{-1} = \text{kg m}^2 \text{s}^{-3}$$

Tabella 29 UNITÀ LEGALI DEL SISTEMA INTERNAZIONALE DI UNITÀ DI MISURA

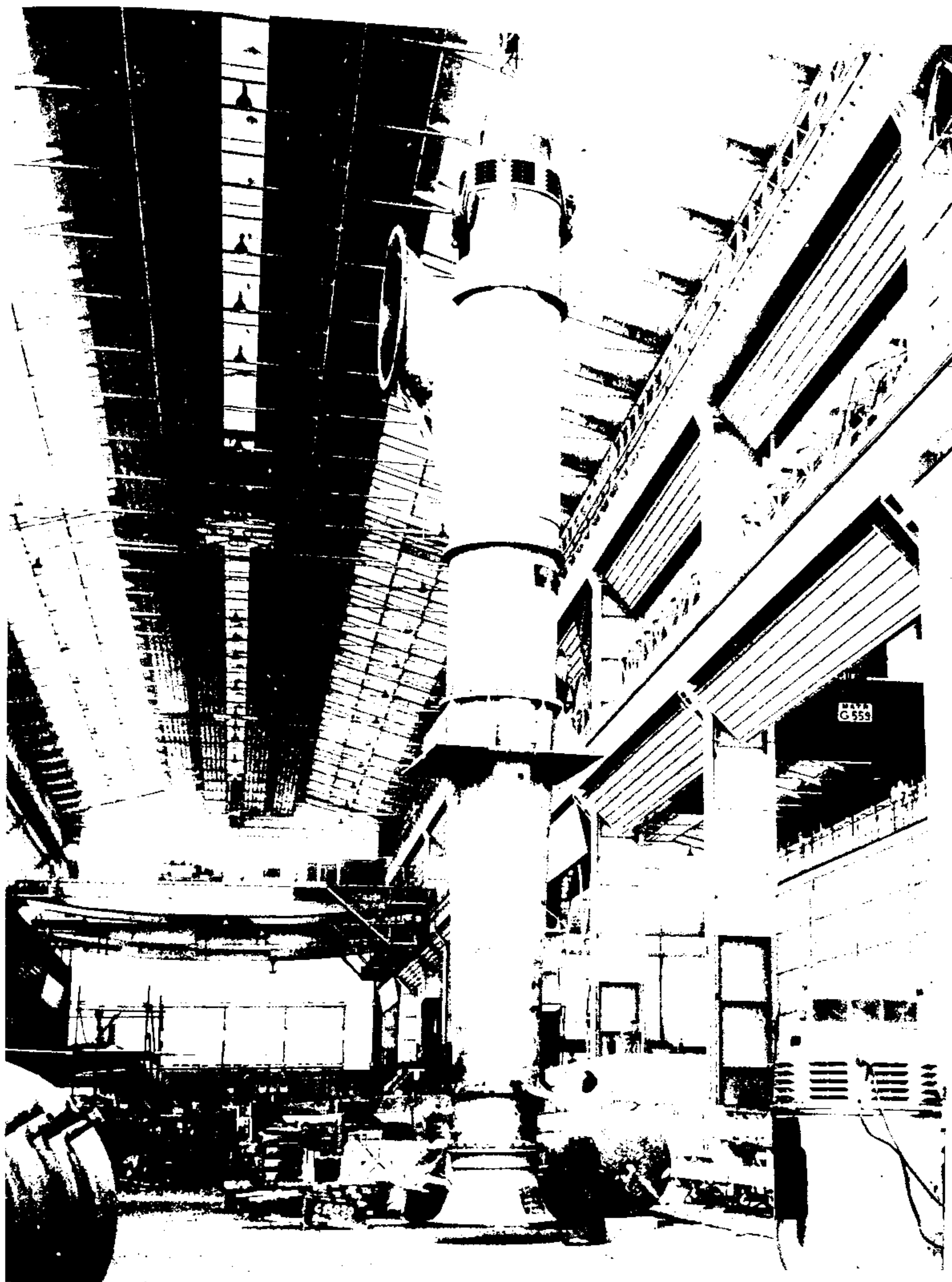
Grandezza	Unità legale SI	Unità non SI ammesse	Alcune tra le principali unità non SI non ammesse
Angolo piano	radiante (rad)	angolo giro 1 angolo giro = 2π rad grado sessagesimale ($^\circ$) $1^\circ = \pi/180$ rad minuto di angolo ($'$) $1' = 1^\circ/60$ secondo di angolo ($''$) $1'' = 1'/60$ grado centesimale (gon) $1 \text{ gon} = \pi/200$ rad	
Lunghezza	metro (m)	parsec (pc) $1 \text{ pc} = 30857 \cdot 10^{12}$ m	miglio marino $1 \text{ miglio} = 1852$ m
Area	m^2	ettaro (ha) $1 \text{ ha} = 10^4 \text{ m}^2$ ara (a) $1 \text{ a} = 10^2 \text{ m}^2$	
Volume	m^3	litro (l) $1 \text{ l} = 1 \text{ dm}^3$	
Tempo	secondo (s)	giorno (d) $1 \text{ d} = 24 \text{ h}$ ora (h) $1 \text{ h} = 60 \text{ min}$ minuto (min) $1 \text{ min} = 60 \text{ s}$	
Velocità angolare	rad/s	giro al minuto (giro/min) $1 \text{ giro/min} = 2\pi/60$ rad/s	
Velocità	m/s	kilometro all'ora (km/h) $1 \text{ km/h} = 1/3,6$ m/s	nodo $1 \text{ nodo} = 1,852/3,6$ m/s
Accelerazione angolare	rad/s ²		
Accelerazione	m/s^2		
Frequenza	hertz (Hz)		
Massa	kilogrammo (kg)	tonnellata (t) $1 \text{ t} = 10^3$ kg	
Massa volumica (densità)	kg/m^3		
Portata in massa	kg/s		
Portata in volume	m^3/s	l/s $1 \text{ l/s} = 1 \text{ dm}^3/\text{s}$	
Forza Peso (forza peso)	newton (N)		kilogrammo-forza (kgf) $1 \text{ kgf} = 9,8066$ N
Pressione Tensione	pascal (Pa)	bar $1 \text{ bar} = 10^5$ Pa mbar $1 \text{ mbar} = 10^2$ Pa	atmosfera metrica (atm) $1 \text{ atm} = 101325$ Pa atmosfera tecnica (at) $1 \text{ at} = 98066,5$ Pa millimetro di acqua (mmH_2O) $1 \text{ mmH}_2\text{O} = 9,80665$ Pa millimetro di mercurio (mmHg) ⁽¹⁾ $1 \text{ mmHg} = 1 \text{ torr} = 133,322$ Pa
Momento di una forza	N m		kgf m $1 \text{ kgf m} = 9,8066$ N m
Viscosità dinamica	Pa s ; N s/m^2 ; kg/m s		poise (P) ⁽¹⁾ $1 \text{ P} = 10^{-1}$ Pa s
Viscosità cinematica	m^2/s		stokes (St) ⁽¹⁾ $1 \text{ St} = 10^{-4}$ m^2/s
Lavoro Energia	joule (J)	elettronvolt (eV) $1 \text{ eV} = 1,60219 \cdot 10^{-19}$ J	kgf m $1 \text{ kgf m} = 9,8066$ J
Potenza	watt (W)		kgf m/s $1 \text{ kgf m/s} = 9,8066$ W CV $1 \text{ CV} = 735,499$ W
Temperatura Intervallo di temperatura	kelvin (K) grado Celsius ($^\circ\text{C}$)		
Quantità di calore	joule (J)		grande caloria (kcal) $1 \text{ kcal} = 4186,8$ J

1. Unità transitoriamente tollerate fino al 31-12-1985.

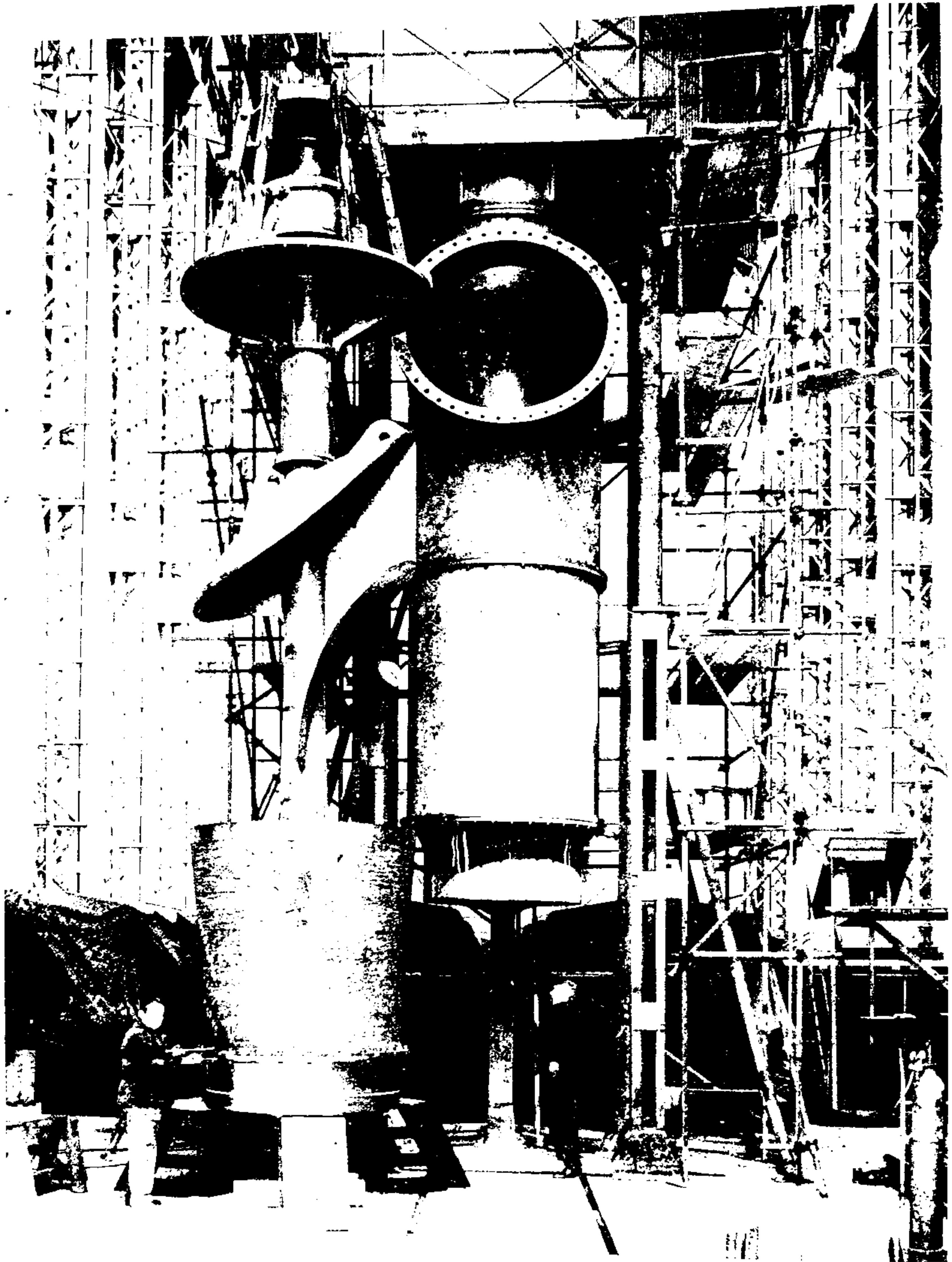


Tav. 1

Pompa centrifuga multistadio, in officina per le operazioni di rifinitura e di montaggio (*Nuovo Pignone S.p.A. - Firenze*): l'albero su cui sono calettate 11 giranti, è stato adagiato nella semicassa inferiore per il controllo dei giochi fra parti fisse e mobili; in seguito la pompa verrà richiusa con la semicassa superiore (in alto nella foto) unita a quella inferiore mediante i numerosi prigionieri avvitati nel bordo flangiato.

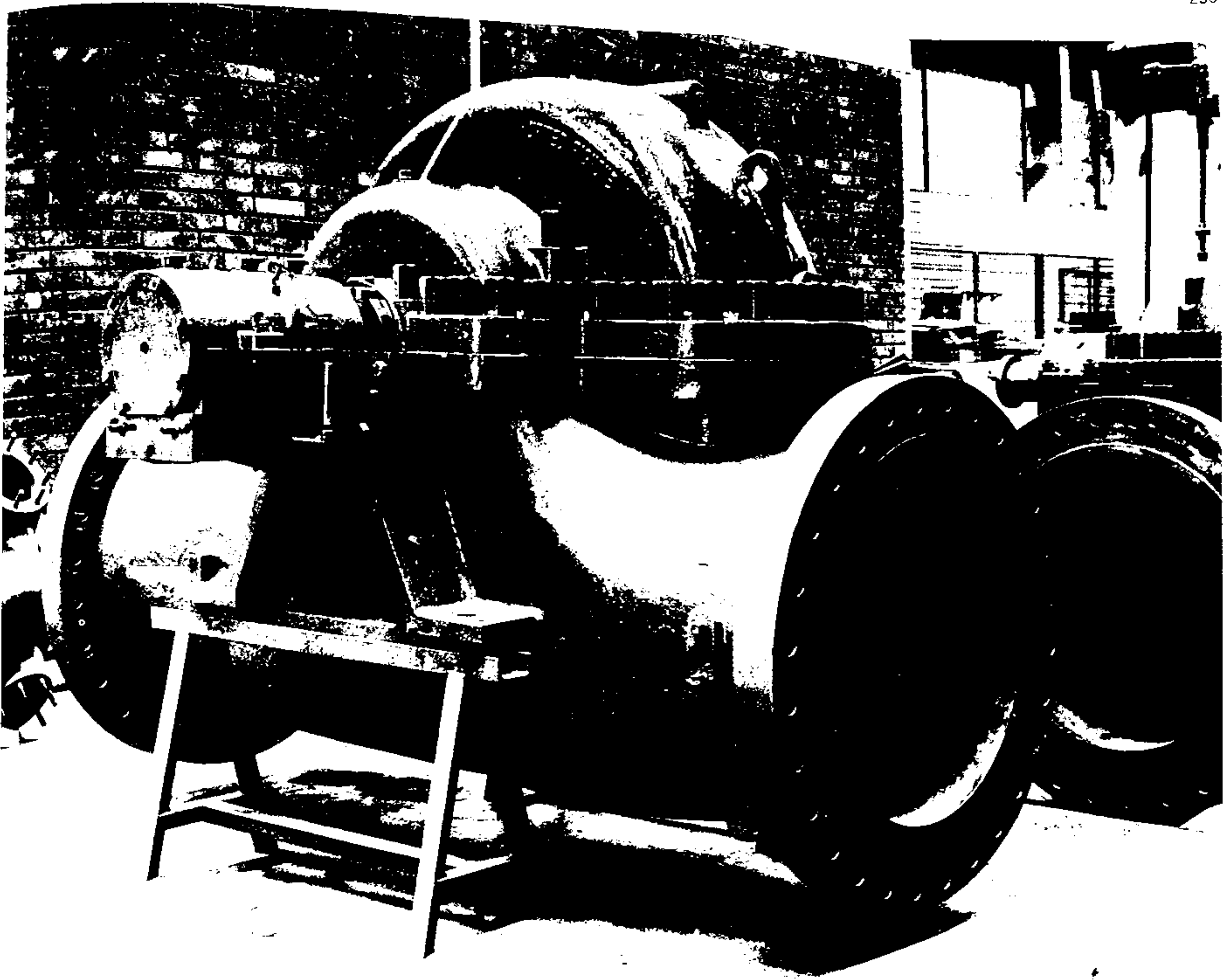


Tav. 2
Pompa assiale verticale multistadio completa di motore elettrico di azionamento, vista nel suo complesso. Si notino le dimensioni veramente notevoli della macchina (Franco Tosi S.p.A. - Legnano).

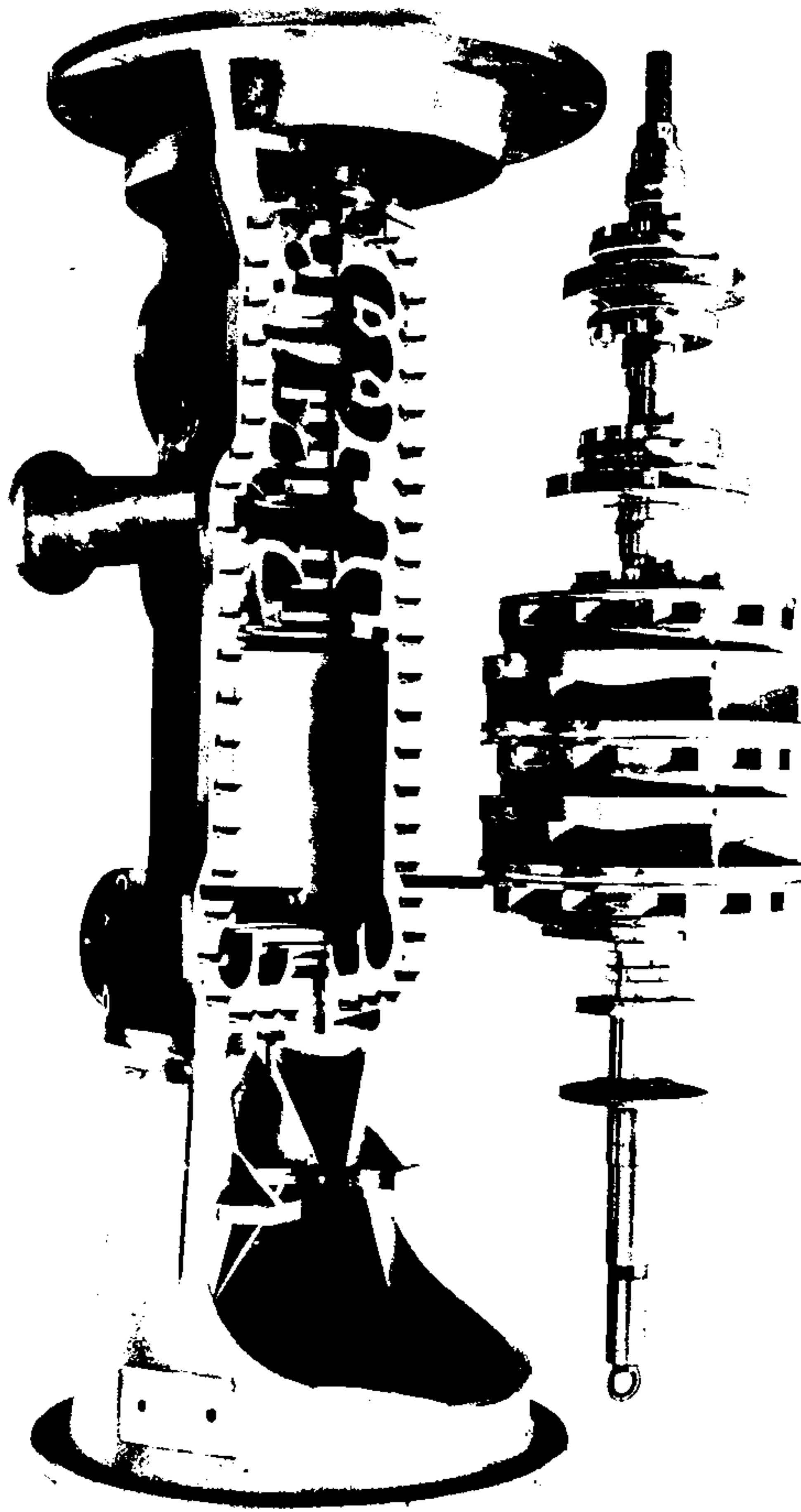


Tav. 3

Un'altra pompa assiale per alte portate non ancora assiemata; a destra l'involucro ed a sinistra l'albero completo di coperchio e di flangia per l'attacco al motore elettrico di azionamento (*Termomeccanica Italiana S.p.A. - La Spezia*).

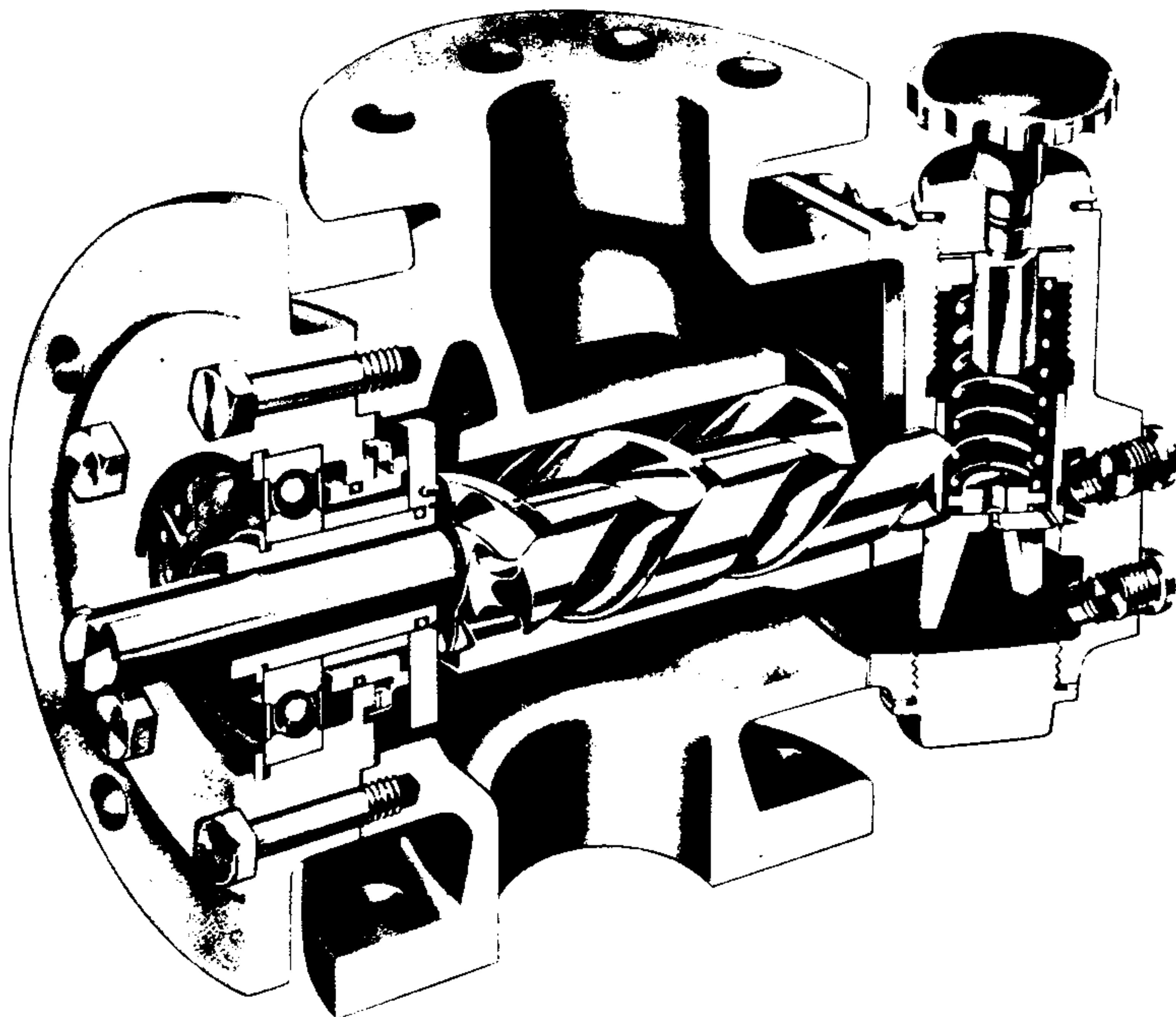


Tav. 4
Pompe centrifughe a doppia aspirazione pronte per la prova di collaudo che dovrà confermare le caratteristiche funzionali richieste dal cliente (Nuovo Pignone S.p.A. - Firenze).

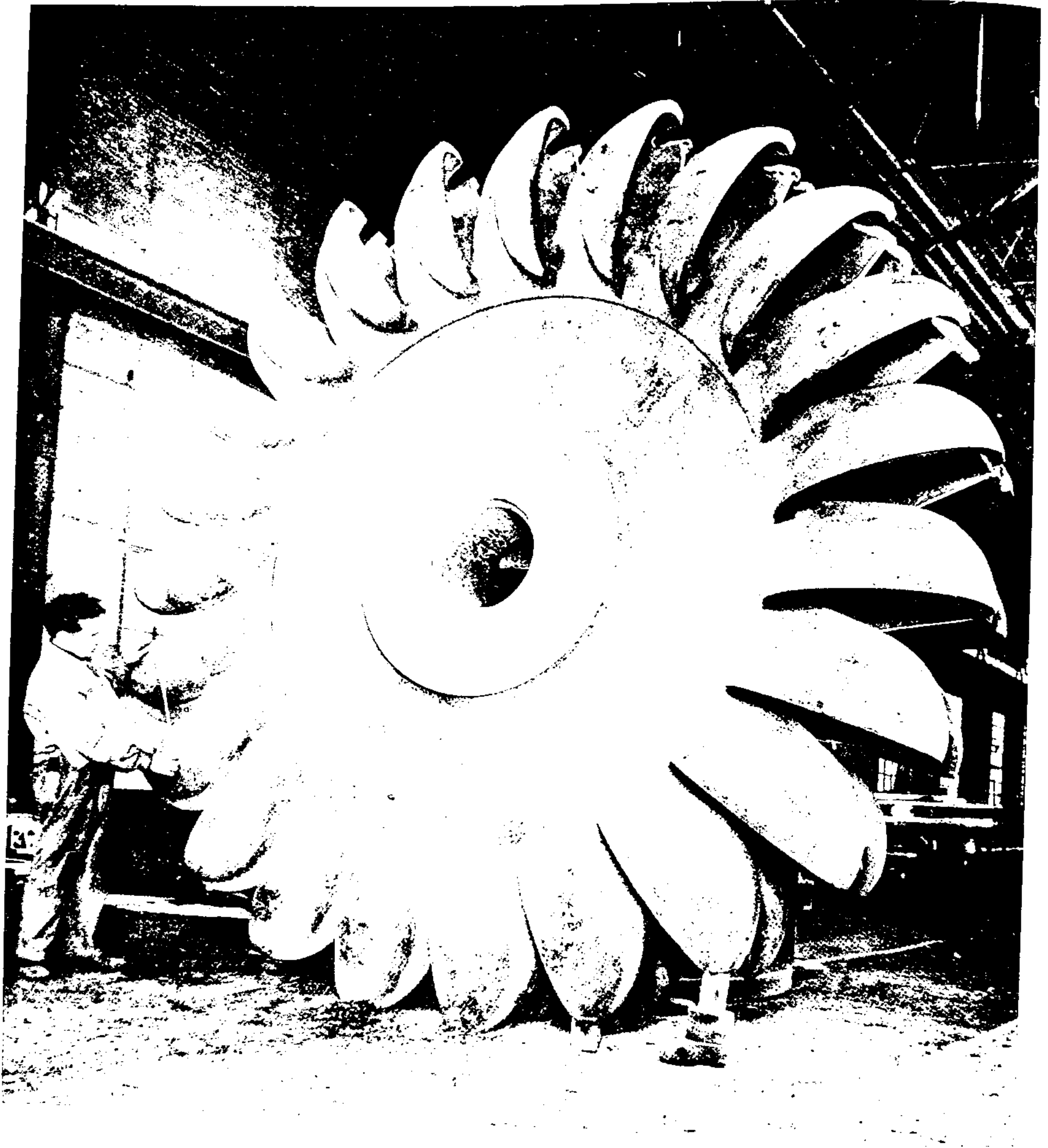


Tav. 5

Pompa centrifuga ad asse verticale per l'estrazione del condensato, con ricircolazione parziale o totale del fluido (*Termomeccanica Italiana S.p.A. - La Spezia*). Si tratta in effetti di due pompe coassiali funzionanti in serie, con aspirazione (in basso) a doppio imbocco, spillamento intermedio e rientro del fluido nel secondo corpo pompa (a tre giranti) per conseguire un maggior incremento di pressione. La bocca di mandata è in alto, seguita da una flangia per l'attacco della motrice.



Tav. 6
Pompa «IMO» a tre viti orizzontali (*Termomeccanica Italiana S.p.A. - La Spezia*) con bocca di aspirazione in basso e volantino, a comando manuale, per la regolazione della portata. Questo tipo di pompa si presta per convogliare fluidi densi od oleosi con pressioni di mandata fino a 10 at., e portate oscillanti fra 385 e 7000 l/min.



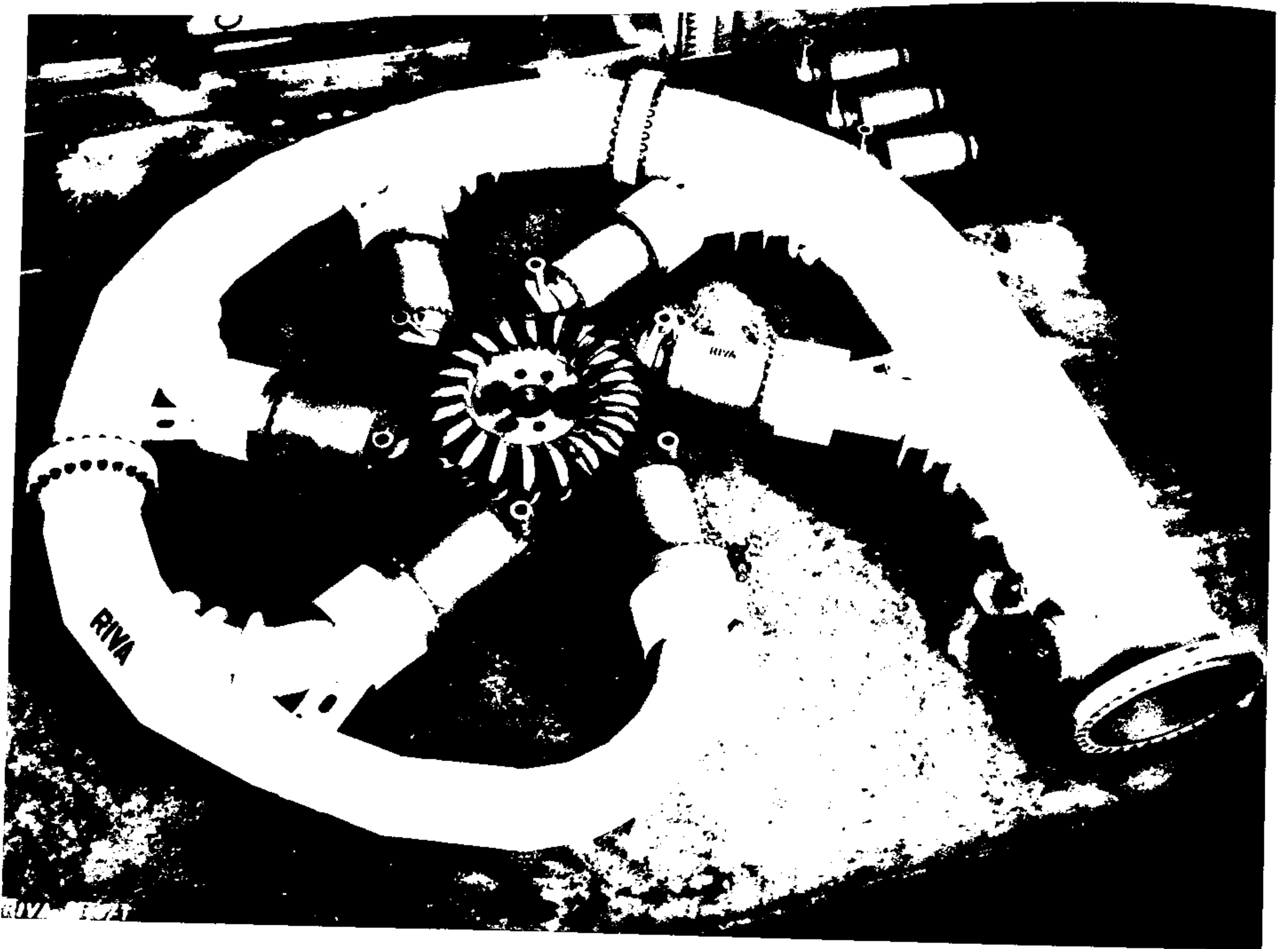
Tav. 7

Girante di una turbina Pelton (Terni S.p.A. - Terni) fusa in un unico pezzo completa di palettatura. Si noti la forma a doppio cucchiaio delle singole pale e l'intaglio praticato all'estremità di esse affinché la pala entrante non tagli il getto liquido prima che questo abbia esaurito la sua azione di spinta sulla pala precedente.

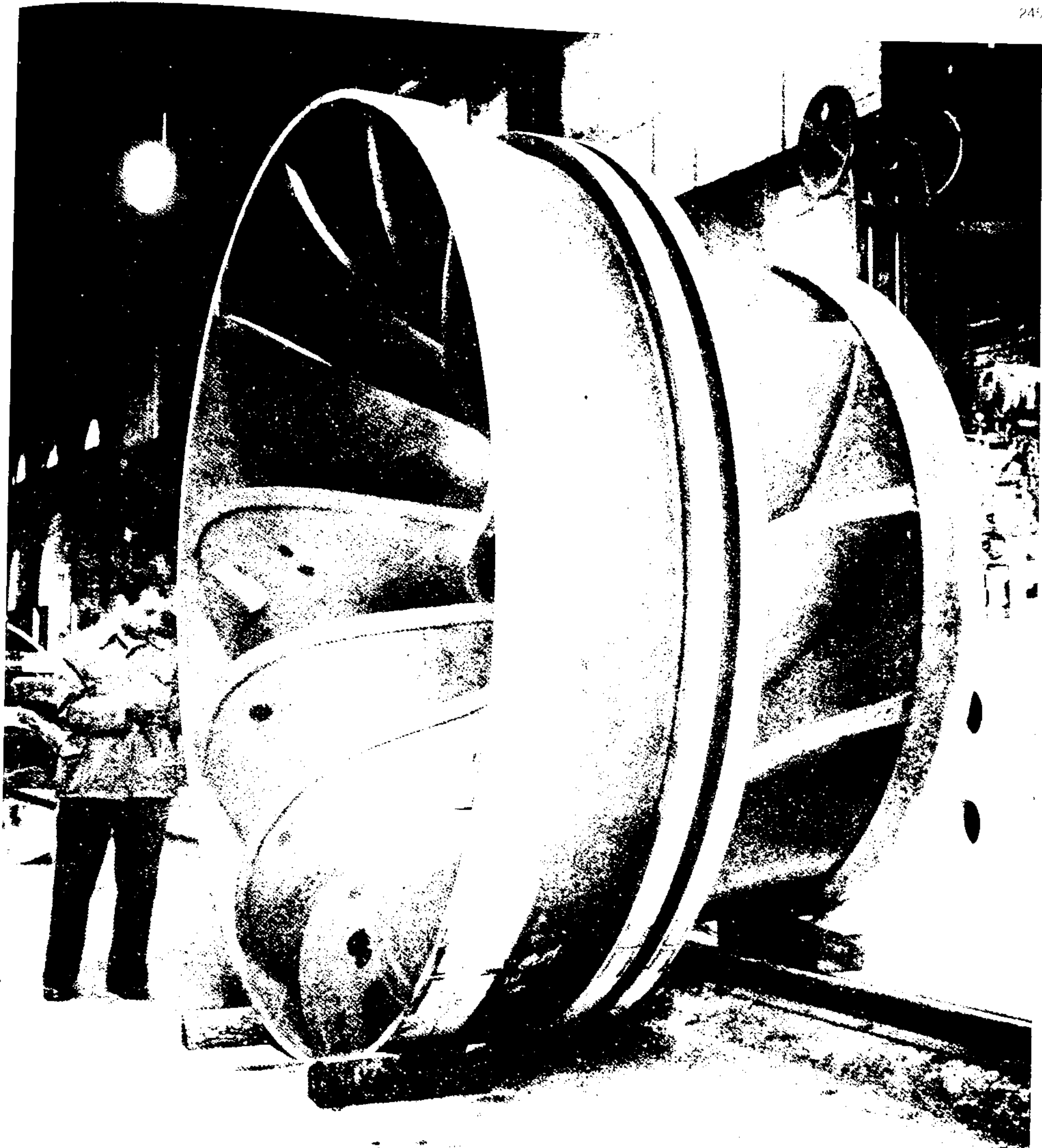


Tav. 8

Un'altra girante per turbina Pelton nella quale risultano più evidenti le pale a doppio cucchiaio con la loro caratteristica conformazione. La ruota, in acciaio inox, è destinata ad una motrice atta ad erogare una potenza di 122.000 kW (Riva-Calzoni S.p.A. - Milano).



Tav. 9
Vista dall'alto (prima del montaggio) di una ruota Pelton con 6 distributori collegati ad un unico collettore a forma di anello che circonda la girante (Riva-Calzoni S.p.A. - Milano).

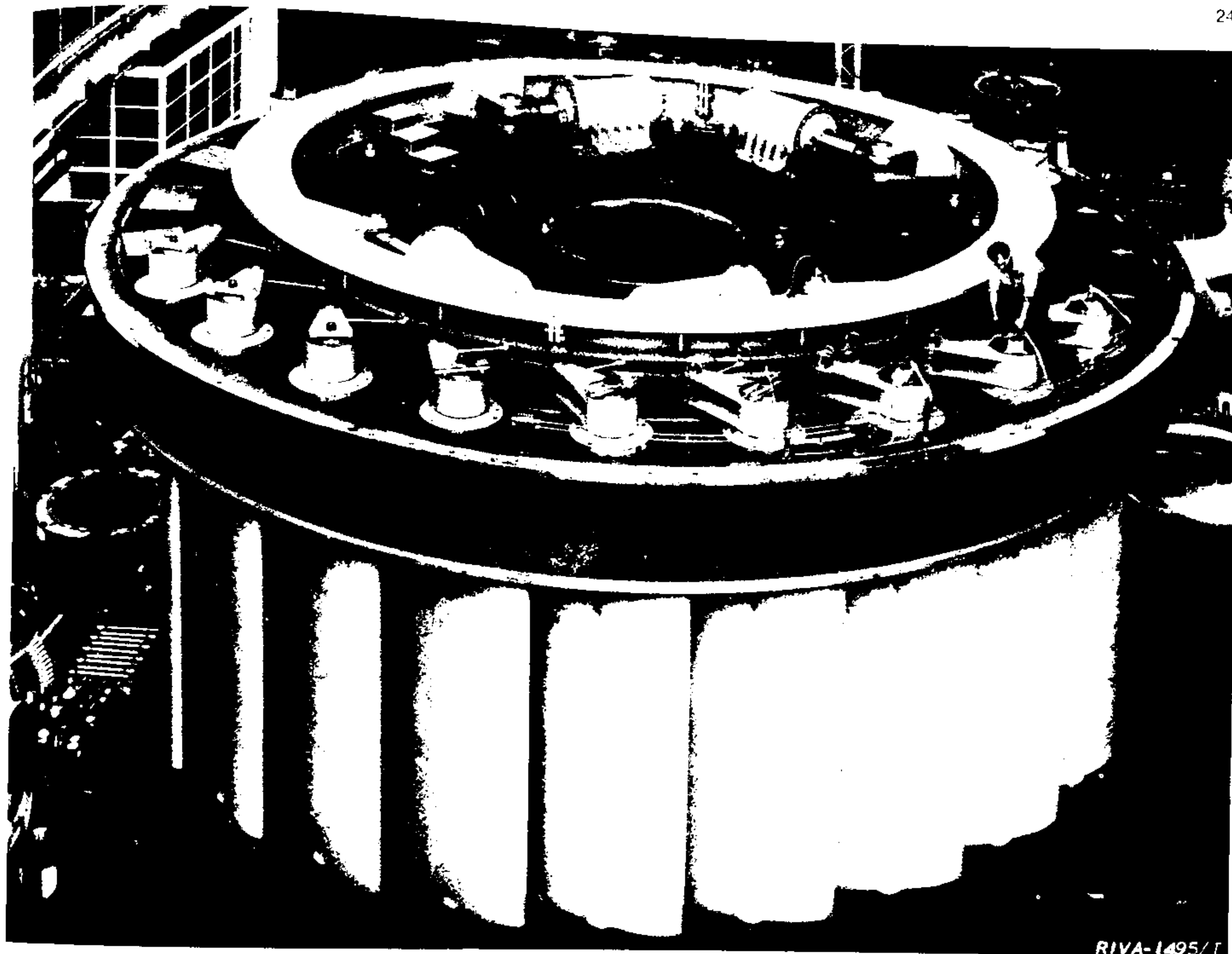


Tav. 10
Girante di turbina Francis (*Terni S.p.A. - Terni*) per basse cadute come si può facilmente dedurre dalla minor dimensione del diametro di entrata rispetto a quello di uscita. Nella foto, la bocca di scarico è rivolta verso l'operatore.



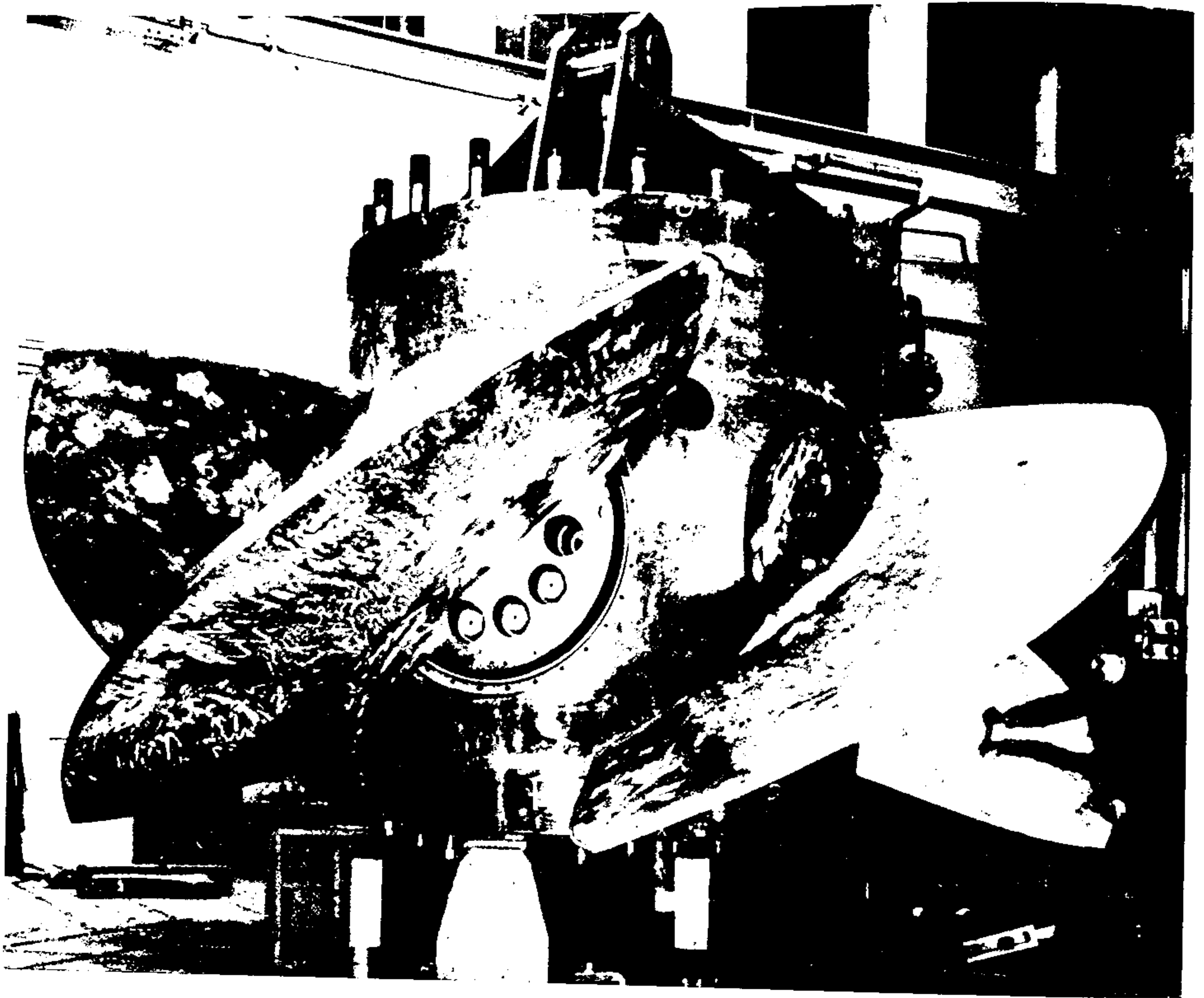
Tav. 11

Un'altra girante per turbina tipo Francis adatta per utilizzare cadute relativamente basse; la girante ha un diametro di 4,20 m ed un peso di 34 tonnellate. Sono chiaramente visibili i condotti a sezione variabile ricavati entro la palettatura mobile (Riva-Calzoni S.p.A. - Milano).



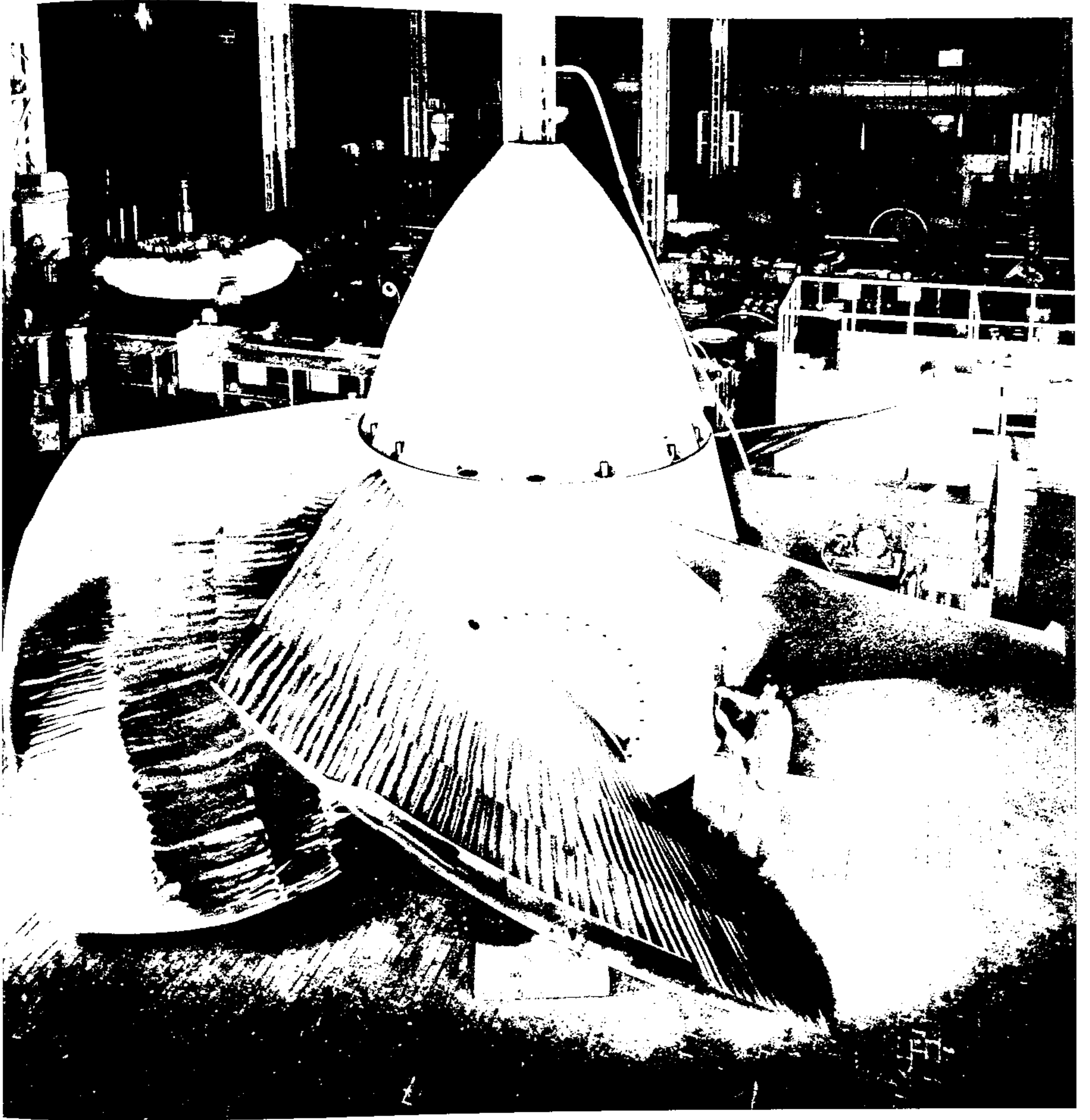
Tav. 12

Un colossale distributore per turbina Francis in fase di montaggio; dal raffronto con l'operatore sono facilmente rilevabili le dimensioni delle pale che, nel loro insieme, generano i condotti attraverso i quali il fluido perviene alla girante. Si vede molto chiaramente anche il sistema di regolazione (del tipo ad anello esterno) azionato mediante i due cilindri idraulici che appaiono nella parte alta della foto (*Riva-Calzoni S.p.A. - Milano*).



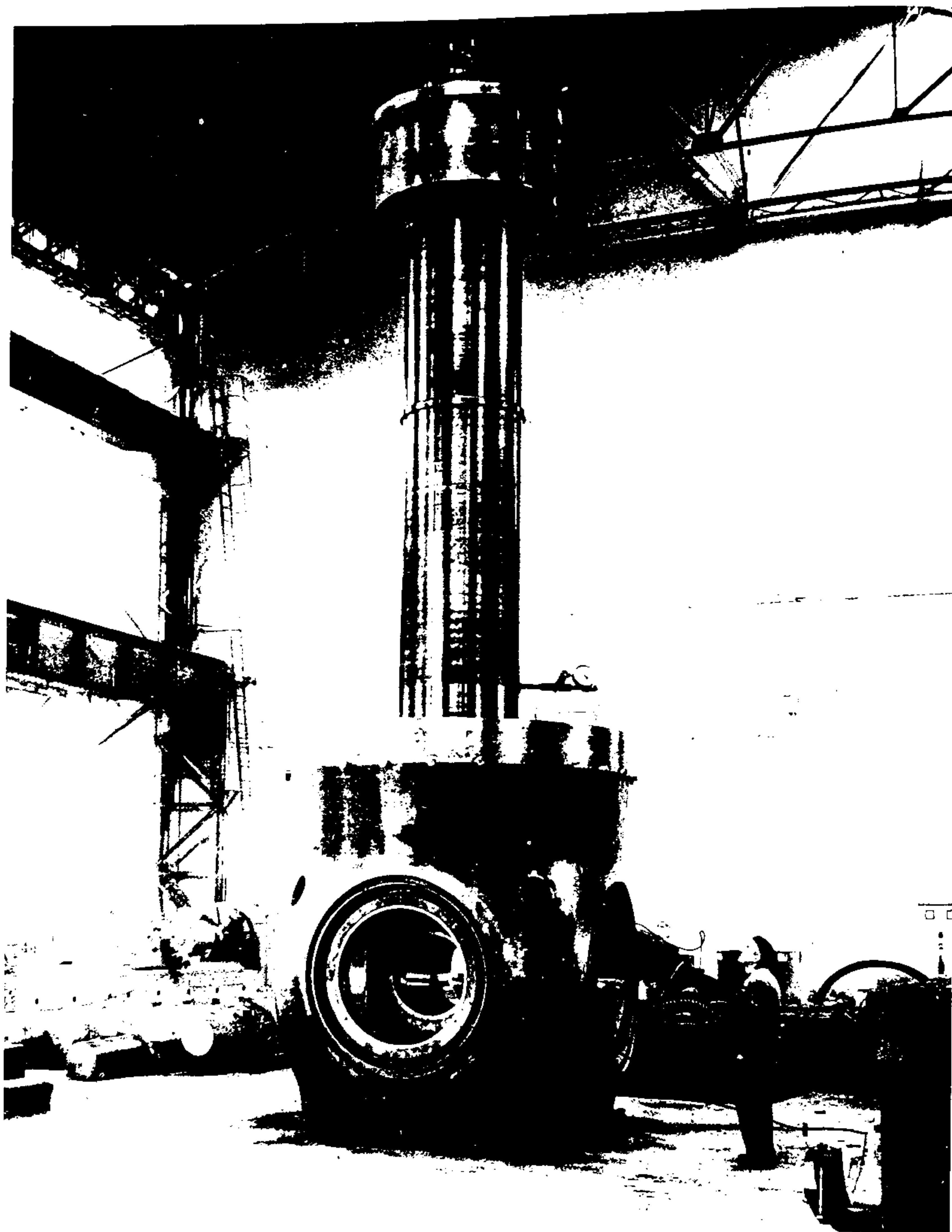
Tav. 13

Una girante per turbina Kaplan, adatta per utilizzare salti molto modesti. Ogni pala è collegata al mozzo con uno snodo (visibile nella foto) che permette di variarne l'angolazione per conseguire il massimo rendimento idraulico in ogni condizione di funzionamento (Terni S.p.A. - Terni).



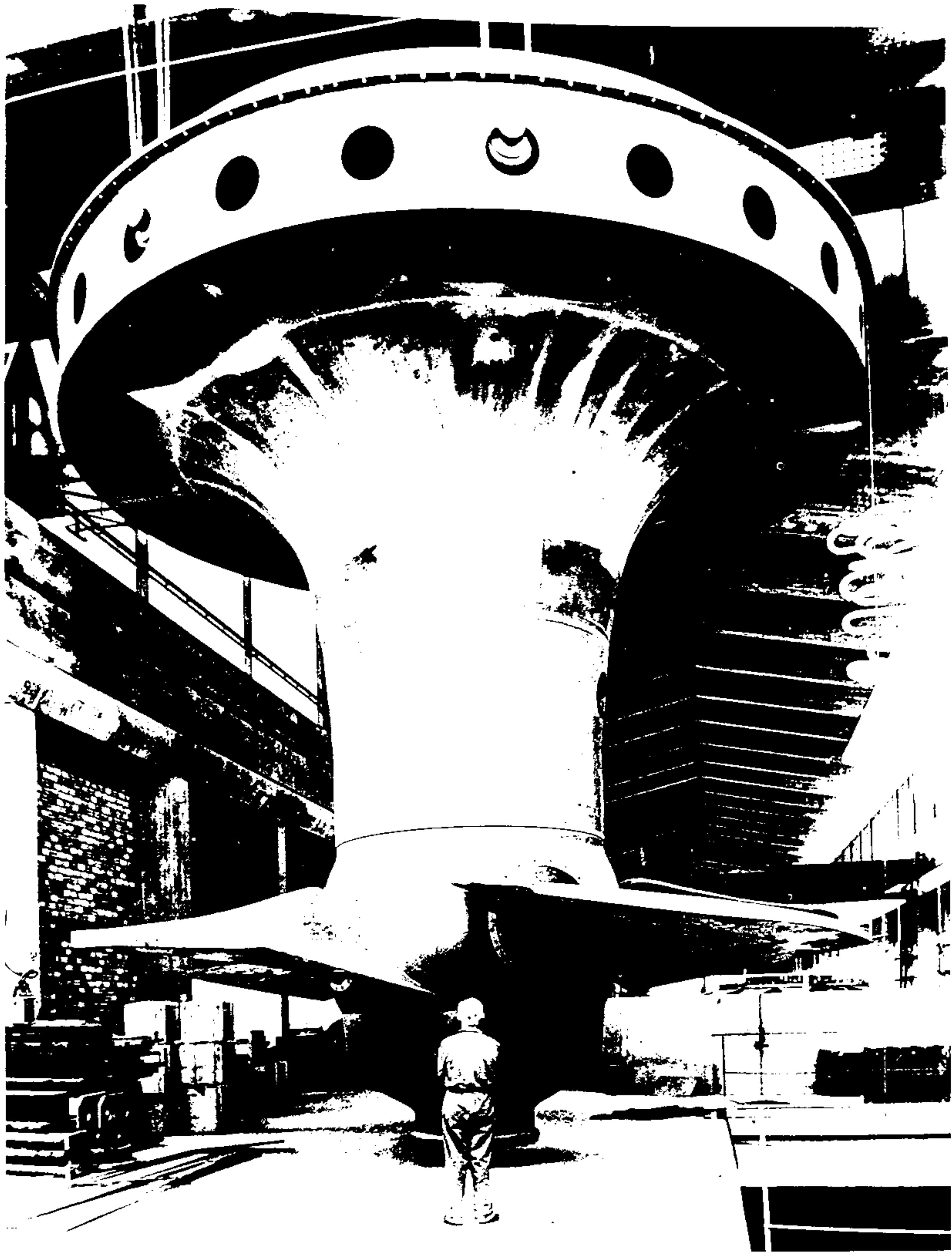
Tav. 14

Girante per turbina Kaplan completa di ogiva superiore, in fase di rifinitura; diametro esterno della palettarura 8,40 m (Riva-Calzoni S.p.A. - Milano).



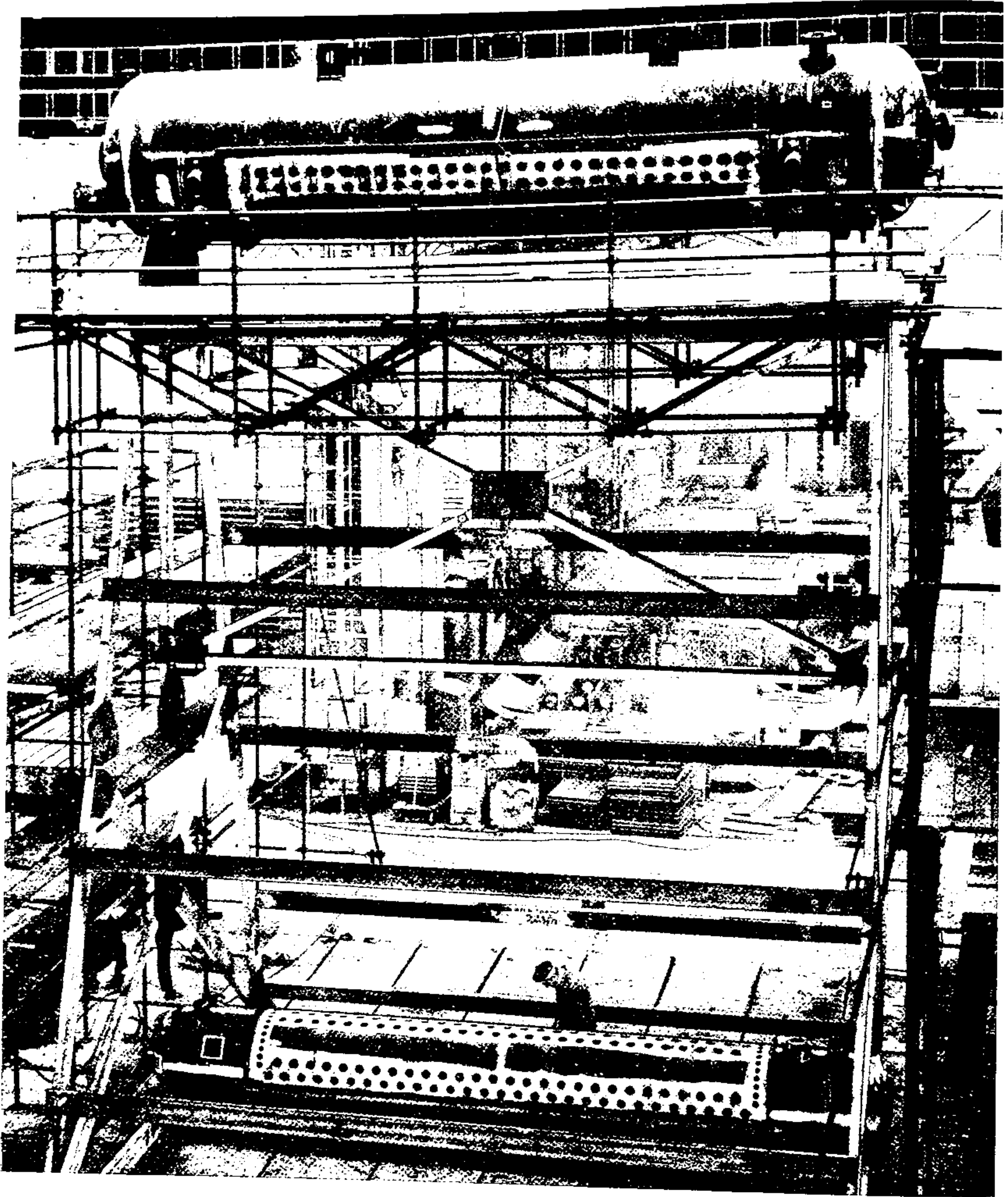
Tav. 15

Complesso per turbina Kaplan costituito dall'albero e dal mozzo al quale verranno in seguito applicate le pale la cui angolazione è suscettibile di regolazione continua (Terni S.p.A. - Terni).



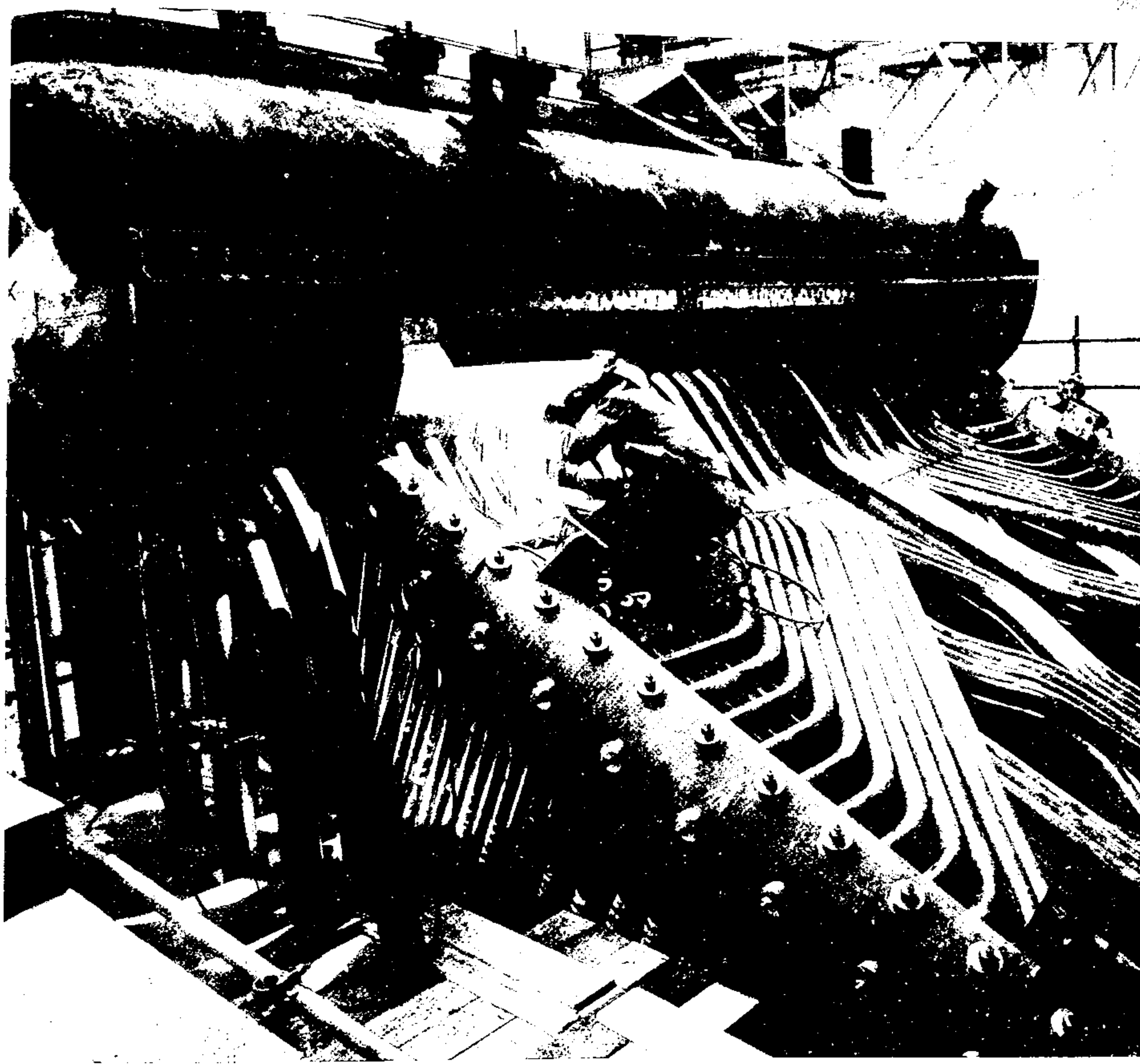
Tav. 16

Un'altra girante per turbina Kaplan completa di coperchio superiore: la macchina in questione è atta ad erogare una potenza di 12510 kW (Franco Tosi S.p.A. - Legnano).

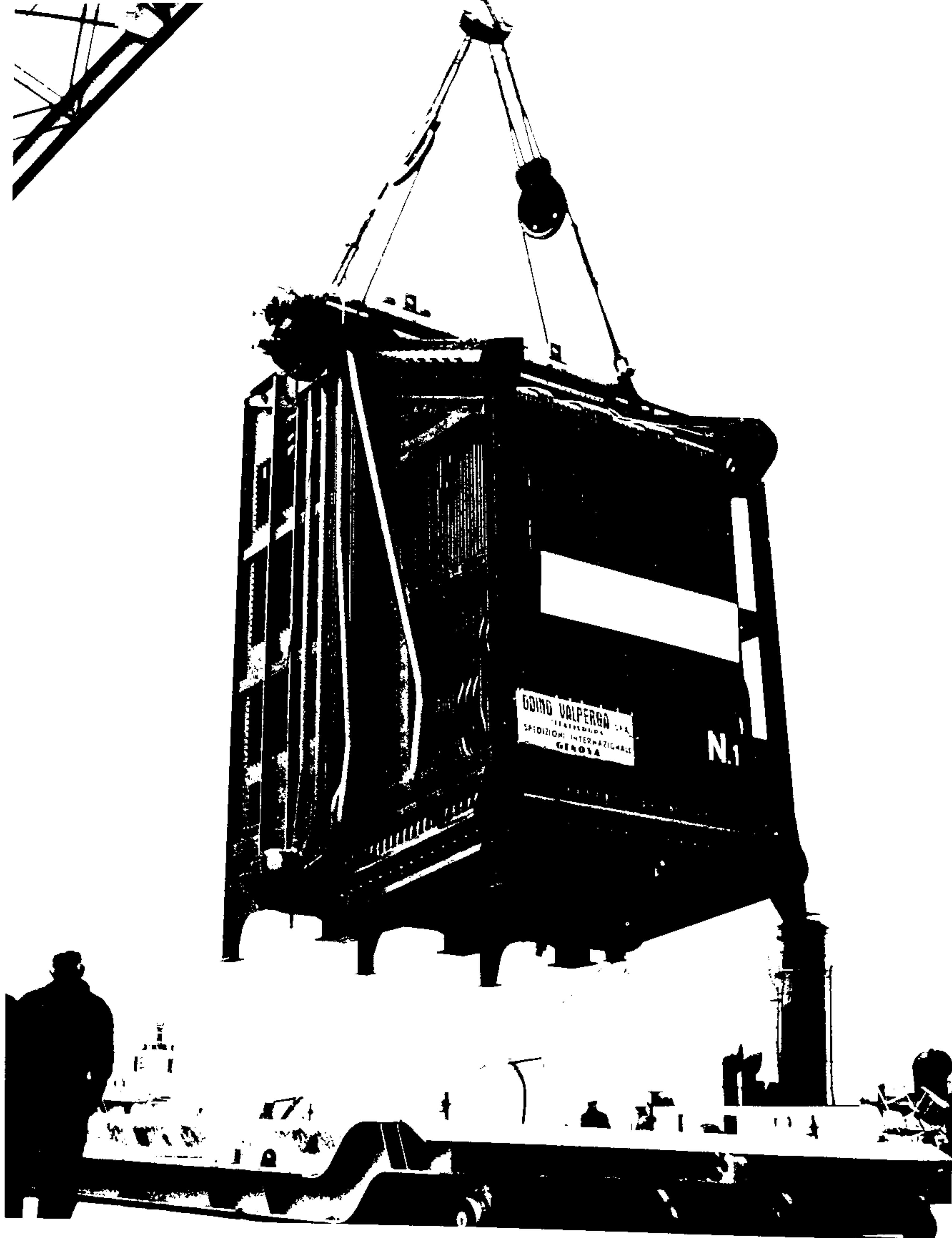


Tav. 17

Operazioni di montaggio in officina di una caldaia a tubi sub-verticali tipo Foster-Wheeler (Ansaldo Meccanico-Nucleare S.p.A. - Genova) atta alla produzione di 100.000 kg/h di vapore. Si notano i numerosi fori praticati nel collettore d'acqua (in basso) e nel collettore del vapore (in alto) ai quali verranno fissati gli estremi dei vari tubi bollitori. Si procederà poi all'installazione del surriscaldatore, dell'economizzatore e dell'eventuale preriscaldatore dell'aria comburente.

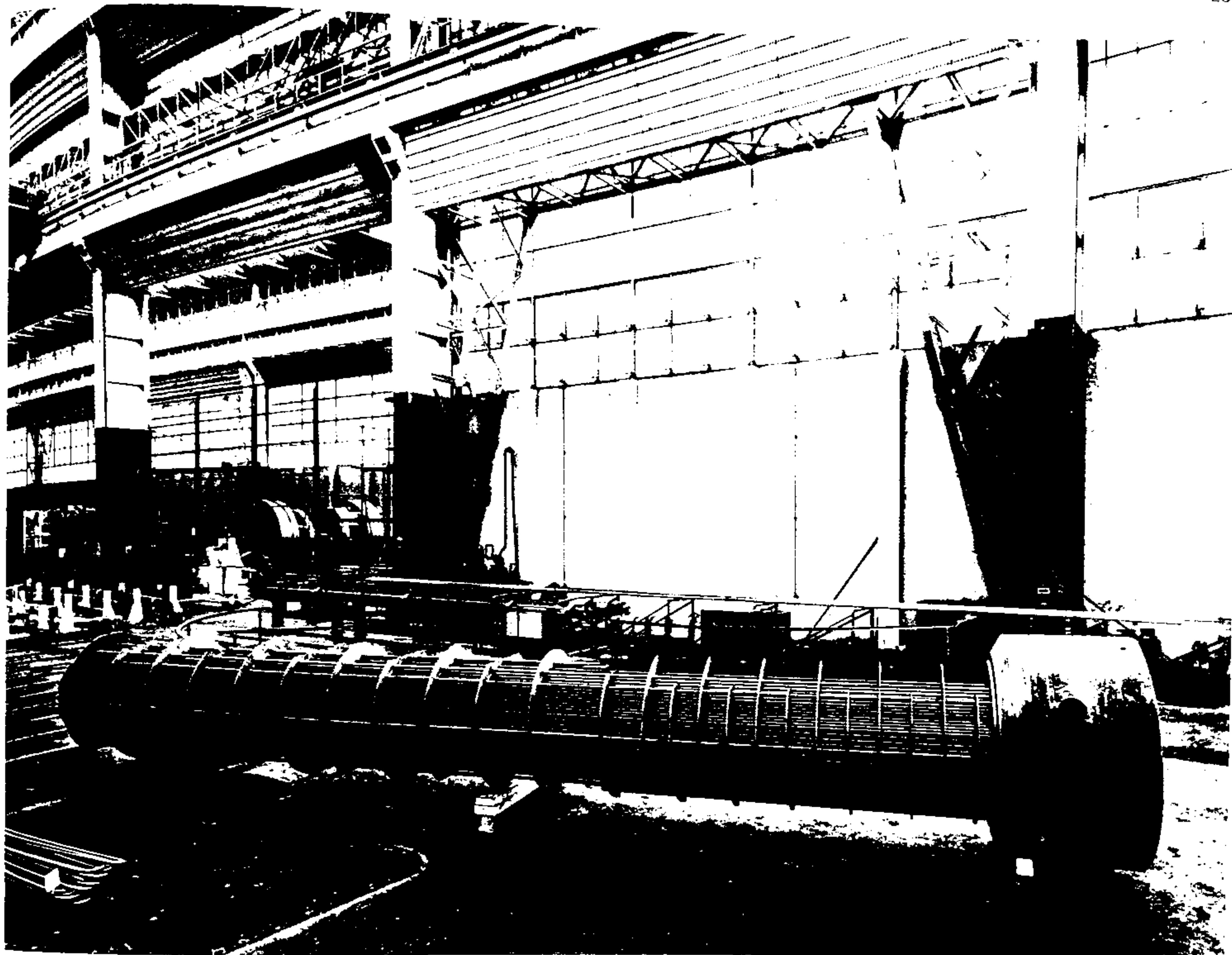


Tav. 18
Continuano le operazioni di montaggio della caldaia Foster-Wheeler (Ansaldo M.N. S.p.A. - Genova). La foto rappresenta in parte il collettore superiore (vapore) presso il quale vengono completate le operazioni di saldatura; si notino i grandi tubi di caduta posti sul fronte della caldaia, necessari per conseguire una efficace circolazione del fluido.



Tav. 19

Operazioni di imbarco di una caldaia marina tipo Foster-Wheeler adatta per la propulsione navale (Ansaldo M.N. S.p.A. - Genova).



Tav. 20
Fascio tubiero di un preriscaldatore dell'acqua di alimento di A.P. per un gruppo di turboalternatori della potenza di 320 MW; si tratta di uno scambiatore di calore con tubi piegati di piccolo diametro, fornito di una serie di diaframmi intermedi (ben visibili nella foto) che obbligano il vapore a seguire un percorso sinuoso prima di avviarsi allo scarico (Franco Tosi S.p.A. - Legnano).

enova).

Esercizi relativi all'idraulica generale

ESERCIZIO N. 1

Un corpo è immerso nel mare alla profondità di 7 m; se il valore della pressione atmosferica è di 748 mm di Hg, si calcoli la pressione assoluta agente sul corpo.

Ritenendo che la densità dell'acqua di mare sia:

$$\rho \cong 1025 \text{ kg/m}^3$$

la pressione idrostatica (p_i) agente sul corpo vale (nel SI:)

$$p_i = \rho gh = 1025 \cdot 9,81 \cdot 7 = 70387 \text{ N/m}^2 = 70387 \text{ Pa}$$

e ad essa dovremo aggiungere quella atmosferica (p_a) per ottenere la pressione assoluta « p »:

$$p = p_i + p_a$$

Poiché ad una colonna di mercurio alta 760 mm corrisponde una colonna d'acqua di 10,33 m possiamo scrivere, indicando con « p_a » la pressione atmosferica espressa in m di c.a.

$$760 : 10,33 = 748 : p_a$$

e da questa:

$$p_a = 10,33 \frac{748}{760} \cong 10,16 \text{ m di c.a.}$$

Essendo infine:

$$10,16 \text{ m di c.a.} = 10,16 \cdot 9810 = 99670 \text{ Pa}$$

si ottiene:

$$p = 70387 + 99670 = 170056 \text{ Pa} \cong 1,7 \text{ bar}$$

Nel sistema tecnico:

$$P = 1,734 \text{ kgf/cm}^2$$

ESERCIZIO N. 1 a)

Un corpo immerso in acqua di mare sopporta una pressione assoluta di 2,5 kgf/cm²; se la pressione atmosferica è pari a 770 mm Hg, si calcoli la profondità (h) alla quale si trova il corpo in questione.

(Soluzione: $h \cong 14,2 \text{ m}$)

ESERCIZIO N. 1 b)

Sul fondo di un tubo di vetro del diametro di 10 cm, viene posta una moneta sulla quale si versano 2 l di mercurio e successivamente 10 l di acqua. Calcolare la pressione assoluta che agisce sulla moneta, suppo-

nendo pari a 1 bar quella atmosferica.

(Soluzione: $p \cong 1,465 \text{ bar}$)

ESERCIZIO N. 2

Una condotta, il cui estremo è ripiegato in alto a forma di « L » (fig. 1) contiene dell'olio minerale ($\gamma = 900 \text{ kgf/m}^3$) sottoposto alla pressione assoluta di 2 kgf/cm²; si calcoli l'altezza (h) che il liquido raggiunge nel ramo verticale nell'ipotesi che la pressione atmosferica sia di 760 mm Hg.

Se il ramo verticale è aperto in alto, dovremo prendere in considerazione la pressione effettiva agente sul liquido, detraendo il valore della pressione atmosferica da quella assoluta che è data nel testo. Poiché è:

$$760 \text{ mm Hg} = 10,33 \text{ m di c.a.} = 1,033 \text{ kgf/cm}^2$$

risulta:

$$p_e = 2 - 1,033 = 0,967 \text{ kgf/cm}^2 = 9670 \text{ kgf/m}^2$$

ed il liquido salirà nel tubo verticale fino ad un'altezza « h » tale da soddisfare la relazione:

$$p_e = \gamma h$$

Con i dati numerici del testo:

$$h = \frac{p_e}{\gamma} = \frac{9670}{900} \cong 10,74 \text{ m}$$

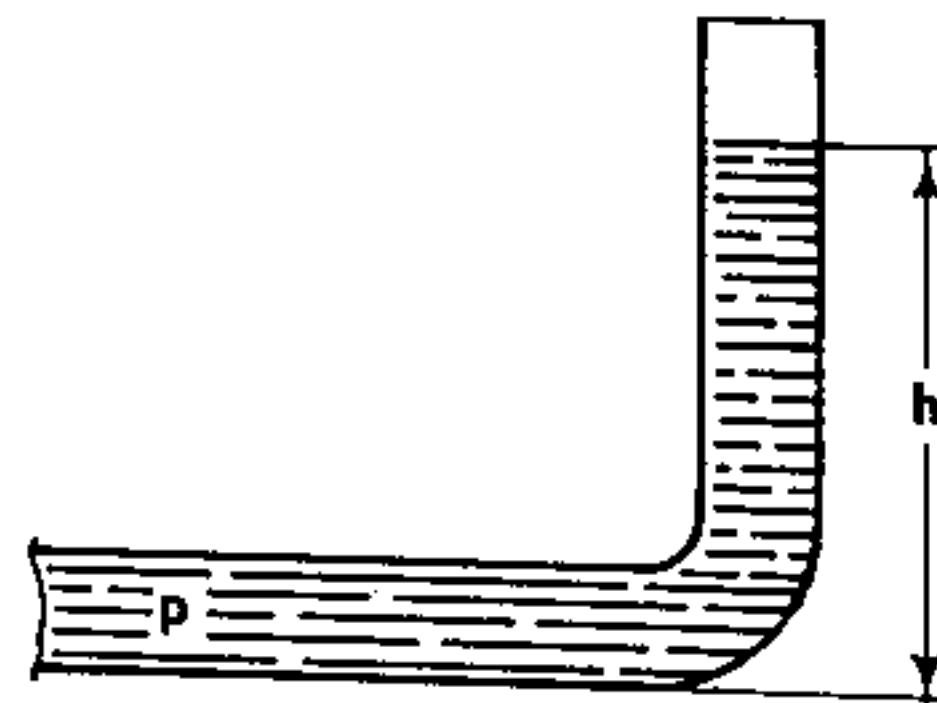


Fig. 1

ESERCIZIO N. 2 a)

Nella condotta dell'esercizio precedente scorre un liquido di natura imprecisata sottoposto alla pressione assoluta di 2 bar; se ne calcoli la densità sapendo che nel ramo verticale del tubo il liquido risale fino ad un'altezza di 14 m.

(Soluzione: $\rho = 1230 \text{ kg/m}^3 = 1,23 \text{ kg/dm}^3$)

ESERCIZIO N. 2 b)

Un tubo ripiegato ad «U» contiene nei due rami verticali rispettivamente acqua distillata ed olio minerale ($\rho_o = 0,92 \text{ kg/dm}^3$). Poiché i due liquidi non sono miscibili e l'acqua riempie il proprio ramo per 23 cm di altezza, qual'è l'altezza raggiunta dall'olio nell'altro ramo?

(Soluzione: $h \cong 25 \text{ cm}$)

ESERCIZIO N. 3

Una cassa, di forma parallelepipedica (lunghezza 2 m, larghezza 1 m, altezza 0,60 m) è immersa in acqua dolce alla profondità di 16 m.

Calcolare la spinta idrostatica sulle pareti di essa.

Se la profondità di 16 m è calcolata a partire dal fondo della cassa, sul coperchio di questa grava la pressione idrostatica dovuta ad una colonna liquida alta 15,40 m; essa vale perciò:

$$p_1 = \gamma h = 1000 \cdot 15,40 = 15400 \text{ kgf/m}^2 = 1,54 \text{ kgf/cm}^2$$

costante su tutta la superficie.

La relativa spinta ha il valore:

$$S_1 = 1,54 \cdot 200 \cdot 100 = 30800 \text{ kgf}$$

Sulle pareti laterali, la pressione varia, con legge lineare dal valore minimo:

$$p_{\min} = 1000 \cdot 15,40 = 15400 \text{ kgf/m}^2$$

al valore massimo:

$$p_{\max} = 1000 \cdot 16 = 16000 \text{ kgf/m}^2$$

il suo valore medio (p_m) è pertanto:

$$p_m = \frac{15400 + 16000}{2} = 15700 \text{ kgf/m}^2 = 1,57 \text{ kgf/cm}^2$$

Ne conseguono i seguenti valori delle spinte:

$$S_2 = 1,57 \cdot 200 \cdot 60 \cong 18840 \text{ kgf} \cong 185 \text{ kN}$$

$$S_3 = 1,57 \cdot 100 \cdot 60 \cong 9420 \text{ kgf} \cong 92,4 \text{ kN}$$

ESERCIZIO N. 3 a)

Sul fondo di un recipiente cubico avente lo spigolo di 2,2 m e contenente acqua dolce, si misura una spinta idrostatica di 78,5 kN. Calcolare l'altezza (h) raggiunta dall'acqua nel recipiente e il suo volume (V_a).

(Soluzione: $h \cong 1,65 \text{ m}$; $V_a \cong 8 \text{ m}^3$)

ESERCIZIO N. 3 b)

Un piccolo bacino per irrigazione è chiuso da una paratoia mobile larga 0,75 m ed alta 2,30 m posta ad 1 m dal fondo del bacino. Sapendo che la paratoia sopporta una spinta idraulica di 14,7 kN, si determini la profondità (h) del bacino e l'altezza (c) della parte emergente.

(Soluzione: $h \cong 3 \text{ m}$; $c = 30 \text{ cm}$)

ESERCIZIO N. 4

Calcolare la spinta idrostatica esercitata sulla parete inclinata del recipiente di fig. 2 che contiene nafta leggera ($\rho = 760 \text{ kg/m}^3$). La dimensione trasversale della parete è 2 m. Si determini anche la posizione del centro di spinta.

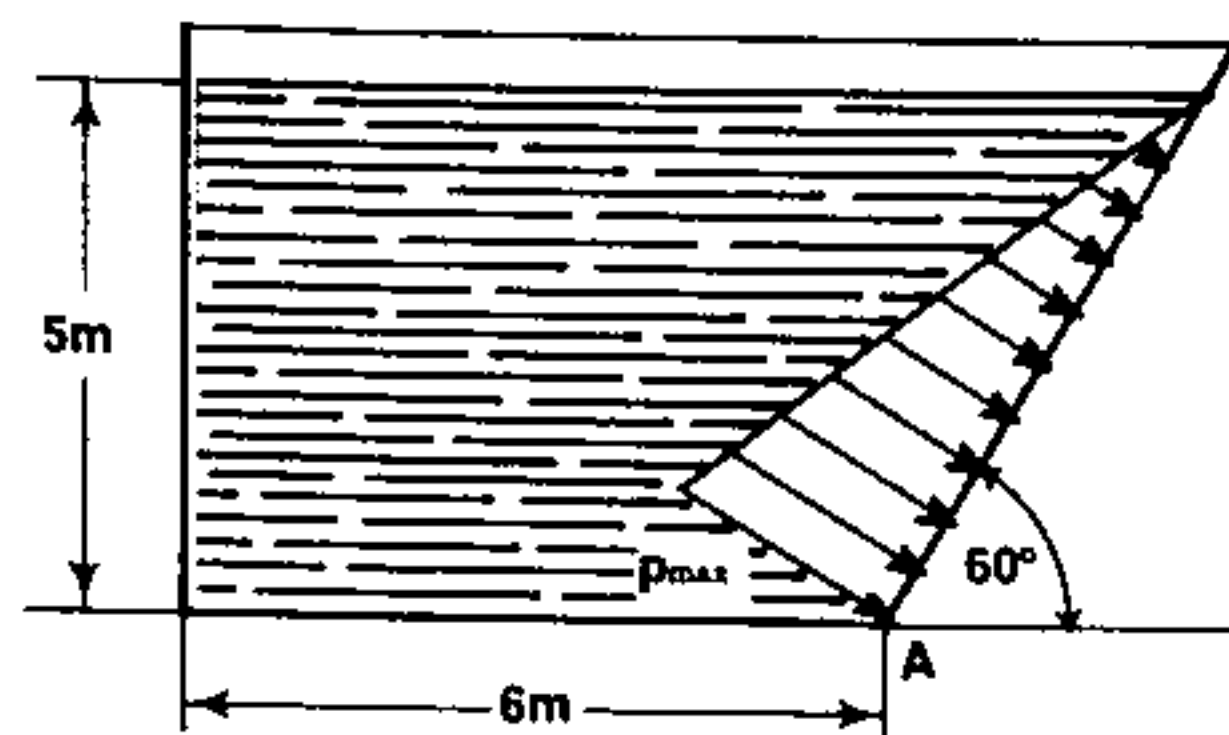


Fig. 2

Poiché la parete è affiorante, la pressione idrostatica agente su di essa varia dal valore nullo, in corrispondenza del pelo libero, al valore massimo:

$$p_{\max} = \rho g h = 760 \cdot 9,81 \cdot 5 \cong 37.300 \text{ Pa}$$

in corrispondenza del fondo del recipiente.

La pressione media è pertanto:

$$p_m = \frac{p_{\max}}{2} = \frac{37300}{2} = 18650 \text{ Pa}$$

L'area della parete è data dal prodotto della dimensione trasversale (2 m) per la dimensione AB, calcolabile con:

$$AB = \frac{5}{\sin 60^\circ} = \frac{5}{0,866} = 5,78 \text{ m}$$

La spinta ha perciò l'intensità:

$$S = 18650 \cdot 2 \cdot 5,78 \cong 215600 \text{ N} (21977 \text{ kgf})$$

Poiché la pressione varia con legge lineare (ed il relativo diagramma è un triangolo) il centro di spinta si troverà ad 1/3 della dimensione AB a partire dal fondo.

ESERCIZIO N. 4 a)

Calcolare la spinta esercitata sulla faccia inclinata di un prisma triangolare retto appoggiato sul fondo di un recipiente che contiene acqua marina per un'altezza di 6,50 m; il prisma ha la base lunga 1,73 m larga 1 m e l'angolo di 30°.

(Soluzione: $S \cong 12300 \text{ kgf} \cong 120 \text{ kN}$)

ESERCIZIO N. 4 b)

Con riferimento all'esercizio precedente, si calcoli il valore della spinta sulla faccia verticale del prisma.

(Soluzione: $S \cong 6150 \text{ kgf} \cong 60 \text{ kN}$)

ESERCIZIO N. 5

Un serbatoio di forma cilindrica, ad asse verticale, del diametro di 2 m, contiene 10 000 kg di acqua; se sul fondo del recipiente è deposto un cubo avente lo spigolo di 1 m, determinare l'intensità delle forze che agiscono sulle sue facce.

Il volume occupato da liquido è:

$$V = \frac{m}{\rho} = \frac{10000}{1000} = 10 \text{ m}^3$$

e calcolata l'area della sezione retta del cilindro:

$$A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 2^2}{4} = 3,14 \text{ m}^2$$

si determina l'altezza (h) del liquido nel recipiente.

$$h = \frac{V}{A}$$

tenendo conto che il volume «V» comprende sia il liquido, sia il cubo disposto sul fondo.

Con i dati numerici del testo:

$$h = \frac{10 + 1}{3,14} \cong 3,5 \text{ m}$$

Il problema è così ricondotto al caso dell'esercizio n. 3; sulla faccia superiore del cubo grava una colonna liquida alta:

$$h_1 = 3,5 - 1 = 2,5 \text{ m}$$

ne consegue una pressione (costante):

$$p_1 = \gamma h_1 = \rho g h_1 = 1000 \cdot 9,81 \cdot 2,5 \cong 24\,500 \text{ Pa}$$

ed una spinta:

$$S_1 = 24\,500 \cdot 1 \cdot 1 = 24\,500 \text{ N}$$

Sulle facce laterali la pressione media è:

$$p_m = 1000 \cdot 9,81 \cdot 3 \cong 29\,400 \text{ Pa}$$

e le relative spinte risultano:

$$S_2 = S_3 = 29\,400 \cdot 1 \cdot 1 = 29\,400 \text{ N}$$

ESERCIZIO N. 5 a)

Problema inverso al precedente; il cubo (spigolo 1 m) posto sul fondo del recipiente citato nell'esercizio n. 5, sopporta una spinta di 39,24 kN sulle pareti laterali. Si determini la massa (G) di acqua contenuta nel recipiente.

(Soluzione: $G \cong 13\,100 \text{ kg}$)

ESERCIZIO N. 6

Un pontone galleggiante di forma parallelepipedica pesa 25 tonnellate ed ha le seguenti dimensioni: lunghezza (a) 10 m, larghezza (b) 6 m, altezza (h) 1,40 m. Determinare la profondità della parte immersa (pescaggio) ed il carico massimo che esso può sopportare a condizione che il bordo emerga di 30 cm.

a) Se il pontone galleggia, per il principio di Archimede il liquido sottostante esercita una spinta verso l'alto eguale al peso del pontone stesso:

$$S = P = 25 \text{ tonn} = 25\,000 \text{ kgf}$$

Ciò significa che la sua parte immersa sposta una massa d'acqua (di forma parallelepipedica) il cui peso complessivo è di 25 tonn. Se indichiamo con V il volume dell'acqua spostata, è:

$$S = V\gamma$$

e da questa:

$$V = \frac{S}{\gamma} = \frac{25\,000}{1000} = 25 \text{ m}^3$$

Il volume adesso calcolato, può essere espresso in funzione delle dimensioni della parte immersa

$$V = a b c$$

in cui «c» rappresenta l'immersione del natante. Si ricava:

$$c = \frac{V}{ab} = \frac{25}{10 \cdot 6} \cong 0,416 \text{ m} = 41,6 \text{ cm}$$

b) il natante potrà essere caricato fino a che l'immersione non superi 1,10 m; dovremo perciò porre:

$$c = 1,10 \text{ m}$$

calcolare il volume del liquido spostato

$$V = 10 \cdot 6 \cdot 1,10 = 66 \text{ m}^3$$

e la relativa spinta:

$$S_1 = \gamma V = 1000 \cdot 66 = 66\,000 \text{ kgf}$$

La spinta del liquido eguaglia la somma del peso (P) del natante e di quello (P_1) del carico:

$$S = P + P_1$$

Si può perciò ricavare « P_1 »:

$$P_1 = S - P = 66\,000 - 25\,000 = 41\,000 \text{ kgf} = 41 \text{ tonn}$$

ESERCIZIO N. 6 a)

Il pontone dell'esercizio precedente ($10 \times 6 \times 1,40 \text{ m}$) trasporta un carico (P) incognito discendendo un fiume e immettendosi infine nel mare fino a giungere a destinazione. Sapendo che nel passaggio dall'acqua dolce ($\gamma_a = 1000 \text{ kgf/m}^3$) all'acqua marina ($\gamma_m = 1025 \text{ kgf/m}^3$) l'immersione diminuisce di 3 cm, si calcoli il carico trasportato dal pontone, ricordando che il suo peso a vuoto è sempre di 25 tonnellate. Si calcoli anche l'immersione (c) del natante alla partenza.

(Soluzione: $c \cong 123 \text{ cm}$; $P \cong 48\,750 \text{ kgf}$)

ESERCIZIO N. 7

Quanto pesa « apparentemente » 1 kgf di ghisa ($\gamma_g = 7,8 \text{ kgf/dm}^3$) immerso nell'acqua dolce?

Il peso « apparente » del blocchetto (la cui forma non incide sullo svolgimento del problema) non è altro che la risultante del peso «P» (diretto verso il basso) e della spinta idraulica «S» conseguente alla legge di Archimede. Potremo scrivere perciò:

$$P_{app} = P - S$$

ed essendo:

$$P = \gamma_g V \quad S = \gamma_a V$$

in cui « γ_g » e « γ_a » rappresentano i pesi specifici del metallo e dell'acqua, e con «V» indichiamo il volume del blocco identico — per la legge di Archimede — a quello del liquido spostato. Sostituendo:

$$P_{app} = \gamma_g V - \gamma_a V = V(\gamma_g - \gamma_a)$$

Ricavato perciò il volume del blocchetto:

$$V = \frac{P}{\gamma_g} = \frac{1}{\gamma_g} = \frac{1}{7,8} \cong 0,128 \text{ dm}^3$$

si ottiene:

$$P_{app} = 0,128(7,8 - 1) = 0,870 \text{ kgf}$$

per cui il pezzo di ghisa immerso nell'acqua perde apparentemente:

$$\Delta P = P - P_{app} = 1 - 0,87 = 0,13 \text{ kgf}$$

ESERCIZIO N. 7 a)

Un oggetto prezioso fuso in lega d'oro e d'argento pesa 0,7 kgf.

Se, immergendolo nell'acqua, esso perde « apparentemente » 0,05 kgf si calcoli il peso di oro (P_{au}) e quello dell'argento (P_{ag}) presenti nella lega. Si assuma $\gamma_{au} = 19,5 \text{ kgf/dm}^3$ e $\gamma_{ag} = 10,5 \text{ kgf/dm}^3$

(Soluzione: $P_{au} \cong 0,38 \text{ kgf}$; $P_{ag} \cong 0,32 \text{ kgf}$)

ESERCIZIO N. 7 b)

Un oggetto di lega di alluminio ($\gamma_{al} = 3 \text{ kgf/dm}^3$), immerso nell'acqua dolce, pesa « apparentemente » 0,8 kgf; calcolarne il volume.

(Soluzione: $V \cong 0,4 \text{ dm}^3$)

ESERCIZIO N. 8

Stabilire se un blocco di piombo ($\gamma_p = 11,3 \text{ kgf/dm}^3$) del peso di 1 kgf, può galleggiare quando viene ridotto ad una lamina dello spessore costante di 1 mm ed opportunamente ripiegato in modo da formare una scatola cubica aperta in alto.

Indichiamo con « L » lo spigolo del cubo (incognito), con « A » l'area di ogni faccia e con « s » lo spessore di essa; sarà:

$$A = L^2$$

La scatola ha cinque facce eguali, ciascuna delle quali ha un volume:

$$V_1 = As$$

ed un peso:

$$P_1 = As\gamma_p$$

La somma dei pesi delle cinque facce equivale al peso totale del piombo disponibile, cioè ad 1 kgf. Ne segue:

$$5As\gamma_p = 1$$

e quindi:

$$A = \frac{1}{5s\gamma_p} = \frac{1}{5 \cdot 0,001 \cdot 11300} = 0,01777 \text{ m}^2 = 177 \text{ cm}^2$$

Lo spigolo del cubo vale allora:

$$L = \sqrt{A} = \sqrt{177} \cong 13,3 \text{ cm}$$

Per stabilire se la scatola di piombo galleggia, occorre calcolare la spinta esercitata da una eguale massa liquida e confrontare se:

$$S \geq P_1$$

Volume della massa d'acqua:

$$V_a = L^3 = 13,3^3 \cong 2350 \text{ cm}^3 = 2,35 \text{ dm}^3$$

Peso della massa d'acqua spostata ($\gamma_a = 1 \text{ kgf/dm}^3$)

$$P_a = S = 2,351 = 2,35 \text{ kgf}$$

Si deduce quindi che:

$$S > P_1$$

e la scatola galleggia.

ESERCIZIO N. 8 a)

Calcolare le dimensioni di un cubo di legno ($\rho_l = 600 \text{ kg/m}^3$) sapendo che esso, galleggiando sull'acqua dolce, si immerge di 60 cm.

(Soluzione: $L = 1 \text{ m}$)

ESERCIZIO N. 8 b)

Calcolare la densità di un blocchetto di materiale leggero sapendo che esso galleggia sull'acqua emergendo per 1/4 dalla sua dimensione minore.

(Soluzione: $\rho = 0,75 \text{ kg/dm}^3$)

ESERCIZIO N. 9

In una tubazione del diametro di 10 cm, scorre dell'acqua in moto permanente alla velocità di 2 m/s; si calcoli la velocità del liquido in una sezione della condotta, ove il diametro di questa aumenta del 20%:

Calcoliamo la sezione della condotta:

$$A \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 10^2}{4} \cong 78,5 \text{ cm}^2 = 0,00785 \text{ m}^2$$

e la portata volumetrica del fluido nella sezione:

$$Q = A_1 v_1 = 0,00785 \cdot 2 \cong 0,0157 \text{ m}^3/\text{s}$$

Per la legge di continuità tale portata dovrà rimanere costante lungo tutta la condotta; in particolare, nella sezione in cui il diametro diviene:

$$d_2 = d_1 + 0,2d_1 = 10 + 0,2 \cdot 10 = 12 \text{ cm}$$

e la relativa area:

$$A^2 = \frac{\pi d_2^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 12^2}{4} \cong 113 \text{ cm}^2 = 0,0113 \text{ m}^2$$

deve essere soddisfatta la relazione:

$$Q = A_2 v_2$$

La velocità assume pertanto il valore:

$$v_2 = \frac{Q}{A_2} = \frac{0,0157}{0,0113} \cong 1,38 \text{ m/s}$$

ESERCIZIO N. 9 a)

La velocità media di un fluido che percorre una tubazione di sezione costante, è di 2,48 m/s; se il diametro della tubazione è di 12 cm e la densità del fluido è di 0,9 kg/dm³, si calcoli il valore della portata volumetrica (Q) in l/s, e di quella di massa (G) in kg/h.

(Soluzione: $Q \cong 28 \text{ l/s}$; $G \cong 90700 \text{ kg/h}$.)

ESERCIZIO N. 9 b)

Calcolare il diametro (d) di una tubazione che convoglia 40 kg/s di acqua marina ($\rho = 1025 \text{ kg/m}^3$) alla velocità (media) di 1,8 m/s.

(Soluzione: $d \cong 16,45 \text{ cm}$)

ESERCIZIO N. 10

Una tubazione di sezione costante è disposta con l'asse inclinato di 30° sull'orizzontale, e convoglia (verso l'alto) dell'olio lubrificante ($\gamma = 800 \text{ kgf/m}^3$) sotto l'azione di una pompa. Se in una sezione della condotta, la pressione effettiva del liquido è di 6 kgf/cm² si determini il valore della pressione in una sezione

distante 100 m dalla prima, trascurando l'influenza delle resistenze passive. (Fig. 3).

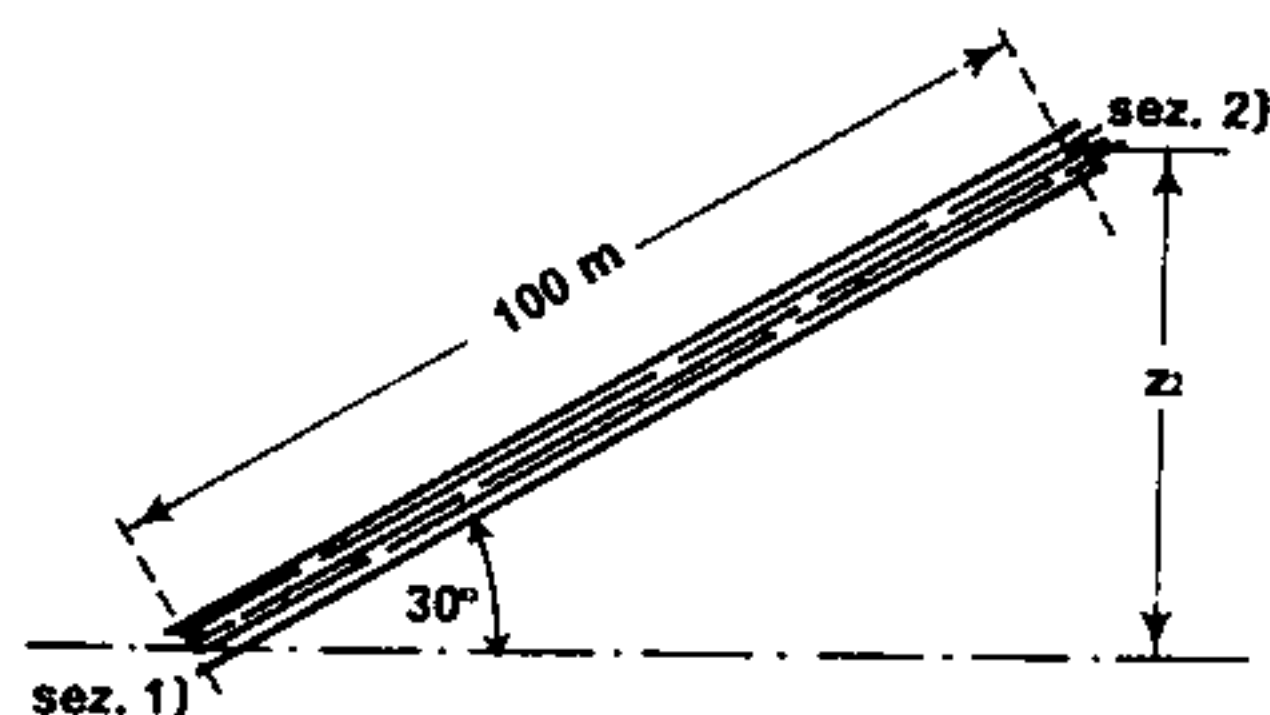


Fig. 3

Applichiamo il teorema di Bernoulli alle due sezioni 1) e 2), distanti fra loro 100 m, assumendo il piano di riferimento orizzontale e passante per il baricentro della sezione 1). Ne segue, con le notazioni della fig. 3):

$$z_1 = 0 \quad z_2 = 100 \sin 30^\circ = 100 \cdot 0,5 = 50 \text{ m}$$

essendo, per la costanza del diametro:

$$v_1 = v_2$$

il teorema di Bernoulli diviene:

$$\frac{p_1}{\gamma} = \frac{p_2}{\gamma} + z_2$$

da questa relazione si ricava:

$$\frac{p_2}{\gamma} = \frac{p_1}{\gamma} - z_2$$

Con i dati numerici del testo:

$$\frac{p_2}{\gamma} = \frac{60\,000}{800} - 50 = 25 \text{ m}$$

si calcola la pressione nella sezione 2):

$$p_2 = 25 \gamma = 25 \cdot 800 = 20\,000 \text{ kgf/m}^2 = 2 \text{ kgf/cm}^2$$

ESERCIZIO N. 10 a)

Una condotta a sezione costante inclinata del 10% sull'orizzontale convoglia acqua dolce sotto la spinta di una pompa. Se la pressione effettiva del fluido entro la condotta, misurata a 500 m a valle della macchina, è di 2 bar, si determini il valore della pressione (p_1) conferita dalla pompa stessa. Si trascurino le eventuali perdite per resistenze continue ed accidentali.

(Soluzione: $p_1 \cong 7$ bar)

ESERCIZIO N. 10 b)

Una condotta a sezione costante inclinata di un angolo « α » sull'orizzontale, convoglia nafta combustibile ($\gamma = 0,92 \text{ kgf/dm}^3$) per effetto di una pompa atta a conferire una pressione iniziale effettiva di 10 at. Sapendo che 1 km a valle, la pressione del fluido è diminuita del 60%, si determini l'inclinazione della condotta esprimendola in funzione della pendenza (p).

(Soluzione: $p = 6,52\%$)

ESERCIZIO N. 11

Per raccordare una condotta orizzontale che presenta un au-

mento di diametro (da $d_1 = 10 \text{ cm}$ e $d_2 = 12 \text{ cm}$) si interpone un tronchetto conico della lunghezza di 2 m. La condotta convoglia dell'acqua la cui velocità, nel tratto di minor diametro, è di 6 m/s; inoltre, un manometro disposto all'inizio del tronco di cono (nella sezione di diametro d_1) misura una pressione effettiva di 3 bar. Determinare il valore della pressione allo sbocco del tronchetto.

Calcoliamo l'area della sezione 1) all'inizio del raccordo:

$$A_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 10^2}{4} \cong 78,5 \text{ cm}^2 = 0,00785 \text{ m}^2$$

e quella della sezione 2) alla fine del raccordo conico:

$$A_2 = \frac{\pi d_2^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 12^2}{4} \cong 113 \text{ cm}^2 = 0,0113 \text{ m}^2$$

La portata effluente nella condotta vale pertanto:

$$Q = A_1 v_1 = 0,00785 \cdot 6 \cong 0,0471 \text{ m}^3/\text{s}$$

e da essa possiamo ricavare la velocità nella sezione 2):

$$v_2 = \frac{Q}{A_2} = \frac{0,0471}{0,0113} \cong 4,16 \text{ m/s}$$

Applicando il teorema di Bernoulli fra le sezioni 1) e 2):

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g}$$

si ricava:

$$\frac{p_2}{\gamma} = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2g}$$

Con i dati numerici ($3 \text{ bar} = 300\,000 \text{ Pa} = 300\,000 \text{ N/m}^2$)

$$\frac{p_2}{\gamma} = \frac{300\,000}{1000 \cdot 9,81} + \frac{(6^2 - 4,16^2)}{2 \cdot 9,81} \cong 31,5 \text{ m}$$

si calcola la pressione « p_2 »:

$$p_2 = 31,5 \gamma = 31,5 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cong 309\,000 \text{ Pa} (3,15 \text{ kgf/cm}^2)$$

ESERCIZIO N. 11 a)

Per l'irrigazione di un giardino, il proprietario ricorre ad una pompa collegata, tramite un tubo di gomma del diametro di 4 cm, ad una lancia conica con foro di efflusso di 2 cm. Se la pompa eroga 4 l/s di acqua con una pressione effettiva di 1,8 bar, si calcoli la velocità di efflusso del fluido dal bocchello (V_2) e la pressione nella sezione di sbocco (p_2). Si trascurino le perdite per resistenze passive.

(Soluzione: $V_2 \cong 1,27 \text{ m/s}$; $p_2 \cong 1,04 \text{ bar}$)

ESERCIZIO N. 12

Calcolare la portata di un canale avente una pendenza costante del 4% con sponde verticali in cemento liscio; la profondità (h) dell'acqua è di 1 m e la larghezza (b) del canale di 8 m.

La sezione liquida ha forma rettangolare e pertanto la sua area è:

$$A = bh = 8 \cdot 1 = 8 \text{ m}^2$$

ed il suo perimetro bagnato:

$$P = b + 2h = 8 + 2 \cdot 1 = 10 \text{ m}$$

Il raggio medio della sezione vale:

$$R = \frac{A}{P} = \frac{8}{10} = 0,8 \text{ m}$$

Calcoliamo adesso il valore del coefficiente (K_0) con la formula di Bazin:

$$K_0 = \frac{87}{1 + \frac{c}{\sqrt{R}}}$$

in cui potremo porre (tabella n. 6):

$$c = 0,06$$

ottenendo:

$$K_0 = \frac{87}{1 + \frac{0,06}{\sqrt{0,8}}} \cong 81,5$$

La velocità media dell'acqua in una sezione generica si calcola con la relazione (56):

$$v = K_0 \sqrt{Ri} = 81,5 \sqrt{0,8 \cdot 0,004} = 81,5 \cdot 0,0566 \cong 4,62 \text{ m/s}$$

e ne consegue una portata:

$$Q = Av = 8 \cdot 4,62 = 36,96 \text{ m}^3/\text{s} \cong 37 \text{ m}^3/\text{s}$$

ESERCIZIO N. 12 a)

Si vuole limitare la velocità dell'acqua in un canale (costruttivamente identico a quello dell'esercizio precedente) a 2 m/s. Determinare la pendenza (l) necessaria.

Soluzione: $l \cong 0,75\%$

ESERCIZIO N. 12 b)

Un canale con le sponde in terra battuta presenta una sezione del tipo rappresentato in fig. 4; si calcoli la pendenza (l) che esso deve avere affinché la velocità dell'acqua si mantenga intorno ad 1 m/s.

Il coefficiente «c» si ritenga pari a 1,30.

(Soluzione: $l \cong 0,76\%$)

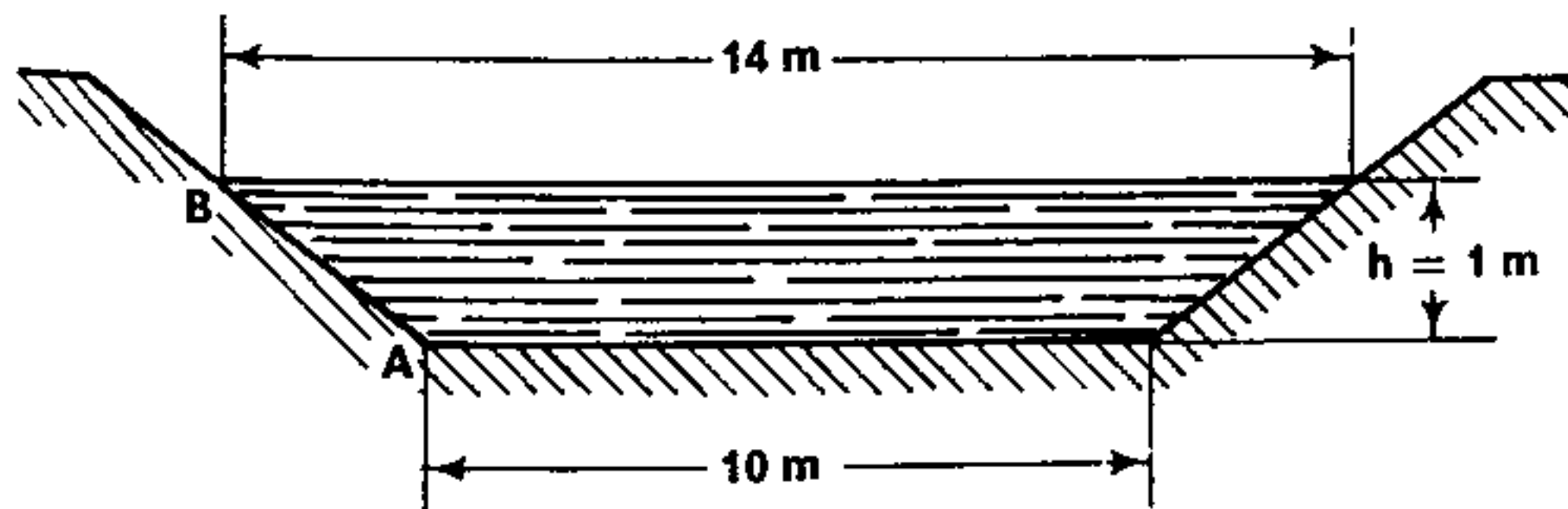


Fig. 4

ESERCIZIO N. 13

Calcolare l'aumento del livello dell'acqua nel canale dell'esercizio N. 12 nell'ipotesi che raddoppi il valore della portata.

Notiamo subito che è impossibile seguire il procedimento inverso dell'esercizio citato, poiché ad un aumento di portata conseguono contemporaneamente aumenti sia di velocità che di sezione liquida.

Procederemo quindi in un modo diverso supponendo — il che non è rigorosamente esatto — di poter trascurare la variazione del coefficiente « K_0 » funzione di « A » e di « P »; la portata calcolata nell'esercizio n. 12 si può esprimere con:

$$Q = AK_0 \sqrt{Ri}$$

e la nuova portata (Q_1) con una relazione analoga:

$$Q_1 = A_1 K_0 \sqrt{R_1 i}$$

in cui sono cambiati i valori di « A » e di « R ». Supponendo costanti sia « i » che « K_0 », e ricordando che:

$$Q_1 = 2Q$$

scriveremo:

$$A_1 K_0 \sqrt{R_1 i} = 2AK_0 \sqrt{Ri}$$

Elevando al quadrato:

$$A_1^2 K_0^2 R_1 i = 4A^2 K_0^2 R i$$

semplificando:

$$A_1^2 R_1 = 4A^2 R$$

e sostituendo l'espressione di R :

$$A_1^2 \frac{A_1}{P_1} = 4A^2 \frac{A}{P}$$

si perviene alla relazione:

$$\frac{A_1^3}{P_1} = \frac{4A^3}{P}$$

in cui « P_1 » e « P » rappresentano i rispettivi perimetri bagnati della sezione. Tenendo conto che il canale ha sezione rettangolare ed indicando con « h » ed « h_1 » le profondità dell'acqua prima e dopo l'aumento di portata, si ha:

$$A_1 = bh_1 \quad A = bh$$

ed anche

$$P_1 = b + 2h_1 \quad P = b + 2h$$

per cui sostituendo nella (*) si ottiene:

$$\frac{(bh_1)^3}{b + 2h_1} = \frac{4(bh)^3}{b + 2h}$$

relazione cubica in cui l'unica incognita è costituita dalla nuova profondità « h_1 ». Semplificando ed isolando l'incognita:

$$h_1^3 (b + 2h) = 4h^3 (b + 2h_1) \\ h_1^3 (b + 2h) = 4bh^3 + 8h_1 h^3$$

e dividendo ambo i membri per il termine $(b + 2h)$:

$$h_1^3 - h_1 \left(\frac{8h^3}{b + 2h} \right) - \frac{4bh^3}{b + 2h} = 0$$

si perviene infine ad una equazione di terzo grado del tipo:

$$x^3 + px + q = 0$$

la cui formula risolutiva:

$$x = \sqrt[3]{-q/2 + \sqrt{q^2/4 + p^3/27}} + \sqrt[3]{-q/2 - \sqrt{q^2/4 + p^3/27}}$$

ci consente di calcolare (omettendo i calcoli per semplicità) la nuova profondità « h_1 »:

$$h_1 \cong 1,633 \text{ m}$$

Ne consegue che, raddoppiando la portata, il livello liquido è aumentato di:

$$\Delta h = h_1 - h = 1,633 - 1 = 0,633 \text{ m}$$

ESERCIZIO N. 13 a)

Un canale di sezione trapezia con sponde in terra battuta inclinate di 45° ha la larghezza di 10 m (misurata sul fondo) e la profondità di 1 m, con una pendenza dell'1%.

Calcolare la portata di tale canale. Calcolare inoltre il nuovo valore della velocità assunta dal fluido quando il fondo del canale viene scavato per 45 cm mantenendo la stessa inclinazione delle sponde e l'abbassamento (Δh) del pelo libero. Assumere $c = 1,30$.

(Soluzione: $Q \cong 11,31 \text{ m}^3/\text{s}$; $V_1 \cong 1,10 \text{ m/s}$; $\Delta h \cong 33 \text{ cm}$)

ESERCIZIO N. 14

Calcolare le perdite di carico continue che si manifestano in una condotta lunga 20 m, del diametro di 10 cm quando in essa scorre dell'acqua alla velocità di 3 m/s.

Calcoliamo l'area della sezione retta della condotta:

$$A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 10^2}{4} \cong 78,5 \text{ cm}^2 = 0,00785 \text{ m}^2$$

e la portata del fluido che l'attraversa:

$$Q = Av = 0,00785 \cdot 3 \cong 0,02355 \text{ m}^3/\text{s}$$

Nella formula di Darcy:

$$Y = \beta \frac{Q^2}{d^5} L$$

poniamo il valore di « β » dedotto dalla relazione:

$$\beta = 0,00164 + \frac{0,000042}{d}$$

esprimendo il diametro in metri ($d = 0,1 \text{ m}$).
Ne segue:

$$\beta = 0,00164 + 0,00042 = 0,00206$$

le perdite di carico valgono pertanto:

$$Y = 0,00206 \frac{0,02355^2}{0,1^5} 20 = \\ = 2,06 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{5,54 \cdot 10^{-4}}{1 \cdot 10^{-5}} 2 \cdot 10 \cong 2,28 \text{ m di c.a.}$$

e la perdita per ogni metro di tubazione (Y_u) è:

$$Y_u = \frac{Y}{L} = \frac{2,28}{20} = 0,1141 \text{ m di c.a.}$$

ESERCIZIO N. 14 a)

Un ramo di tubazione di un acquedotto che convoglia $0,5 \text{ m}^3/\text{s}$ di acqua, presenta perdite di carico accidentali per un totale di 2,4 m c.a. Sapendo che la velocità del fluido nella tubazione non supera i 4 m/s, si determini la perdita di carico complessiva ($Y + \Sigma y$) fra due sezioni distanti 500 m, assumendo $\beta = 0,002$.

(Soluzione: $Y + \Sigma y = 26,8 \text{ m c.a.}$)

ESERCIZIO N. 14 b)

Si intende limitare a 10 m/km la perdita di energia per resistenze continue lungo una tubazione che deve convogliare $0,12 \text{ m}^3/\text{s}$ di acqua. Quale diametro deve avere la condotta e qual'è il

valore della velocità che assume il fluido?
Assumere il coefficiente $\beta = 0,003$.

(Soluzione: $d \cong 33,6 \text{ cm}$; $v \cong 1,355 \text{ m/s}$)

ESERCIZIO N. 15

Con riferimento all'esercizio n. 14 si calcoli il valore della pressione alla fine della condotta supponendo che un manometro, posto all'inizio di essa, rilevi 4 kgf/cm^2 .

Essendo la condotta orizzontale, e a sezione costante, si verifica:

$$z_1 = z_2 \quad v_1 = v_2$$

per cui, l'equazione di Bernoulli si riduce a:

$$\frac{p_1}{\gamma} = \frac{p_2}{\gamma} + Y$$

se consideriamo trascurabili le perdite di carico accidentali (Σy). Ricaviamo:

$$\frac{p_2}{\gamma} = \frac{p_1}{\gamma} - Y$$

e con i dati numerici del testo:

$$\frac{p_2}{\gamma} = \frac{40\,000}{1000} - 3,39 = 40 - 3,39 = 36,61 \text{ m di c.a.}$$

La pressione finale ha quindi il valore:

$$p_2 = 36,61 \gamma = 36,61 \cdot 1000 = 36\,610 \text{ kgf/m}^2 = 3,661 \text{ kgf/cm}^2$$

con una perdita, sul tratto percorso, di:

$$\Delta p = p_1 - p_2 = 4 - 3,661 = 0,339 \text{ kgf/cm}^2$$

ESERCIZIO N. 15 a)

In una tubazione orizzontale avente il diametro di 20 cm fluisce nafta combustibile alla velocità di 2,4 m/s; due manometri installati sulla tubazione, distanti fra loro 1200 m, misurano le seguenti pressioni effettive del fluido:

$$p_1 = 981 \text{ kPa} \quad p_2 = 294 \text{ kPa}$$

Si valuti la perdita di carico dovuta alle resistenze accidentali (Σy) presenti nel tratto considerato. Assumere il coefficiente $\beta = 0,003$.

(Soluzione: $\Sigma y = 6 \text{ m c.l.}$)

ESERCIZIO N. 15 b)

Una condotta avente diametro $d = 16 \text{ cm}$, inclinata con pendenza del 10%, convoglia acqua dolce alla velocità di 6 m/s sotto l'azione di una pompa; un manometro installato a valle della pompa misura una pressione effettiva di 25,5 bar. Assumendo come di consueto il coefficiente $\beta = 0,002$, si determini il valore della pressione (p_2) in un punto della condotta situato 800 m più avanti. Si trascurino le perdite di carico accidentali (Σy). La condotta è discendente.

(Soluzione: $p_2 \cong 11,5 \text{ bar}$)

ESERCIZIO N. 16

La tubazione citata nell'esercizio n. 10, ha un diametro di 12 cm

e convoglia una portata di 40 l/s di olio ($\gamma = 800 \text{ kgf/m}^3$). Si calcoli il valore della pressione nella sezione finale (dopo 100 m) tenendo conto delle perdite di carico continue.

Calcoliamo il coefficiente « β » con la relazione dell'esercizio n. 14:

$$\beta = 0,00164 + \frac{0,000042}{0,12} \cong 0,00199$$

e, convertita la portata in m^3/sec :

$$40 \text{ l/s} = 0,04 \text{ m}^3/\text{s}$$

appliciamo la formula di Darcy:

$$Y = \beta \frac{Q^2}{d^5} L = 0,00199 \frac{0,04^2}{0,12^5} 100 \cong 12,85 \text{ m di c.l.}$$

Dal teorema di Bernoulli, applicato fra le due sezioni, tenendo conto che $v_1 = v_2$, si ottiene:

$$\frac{p_1}{\gamma} = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + Y$$

Il valore di « z_2 » era stato determinato nell'esercizio n. 10; ne segue:

$$\frac{p_2}{\gamma} = \frac{p_1}{\gamma} - z_2 - Y$$

con i dati numerici:

$$\frac{p_2}{\gamma} = \frac{60\,000}{800} - 50 - 12,85 = 12,15 \text{ m.c.l.}$$

la pressione finale ha il valore:

$$p_2 = 12,15\gamma = 12,15 \cdot 800 \cong 9720 \text{ kgf/m}^2 = 0,972 \text{ kgf/cm}^2$$

ESERCIZIO N. 16 a)

Si pompa dell'acqua entro una tubazione avente $d = 8 \text{ cm}$ inclinata del 10% rispetto all'orizzontale inviando una portata di 72000 kg/h; se la pompa è atta a conferire una pressione di mandata di 588 kPa, si calcoli fino a quale distanza (misurata lungo la tubazione) potrà giungere l'acqua, trascurando le perdite di carico accidentali. La condotta è discendente.

(Soluzione: $L \cong 190 \text{ m}$)

ESERCIZIO N. 16 b)

Nell'impianto dell'esercizio precedente si rende necessario inviare l'acqua fino a 500 m di distanza; a tale scopo viene installata una seconda pompa in un punto situato 150 m più a valle della prima. Determinare la pressione minima (p) che tale pompa dovrà conferire al liquido affinché esso raggiunga la quota voluta.

(Soluzione: $p \cong 9,6 \text{ bar}$)

ESERCIZIO N. 17

Un recipiente cilindrico ($d = 40 \text{ cm}$) contiene della nafta avente un peso specifico $\gamma = 0,84 \text{ kgf/dm}^3$. Applicando alla base del recipiente un manometro a mercurio, si rileva un dislivello $h = 8 \text{ cm}$. Si determini il volume del liquido contenuto nel cilindro.

Il manometro inserito alla base del recipiente, secondo lo schema di fig. 5 permette di rilevare la pressione gravante sul fondo dovuta al peso della nafta contenuta nel recipiente. Indicando perciò con « γ_m » il peso specifico del mercurio ($\gamma_m = 13,59$

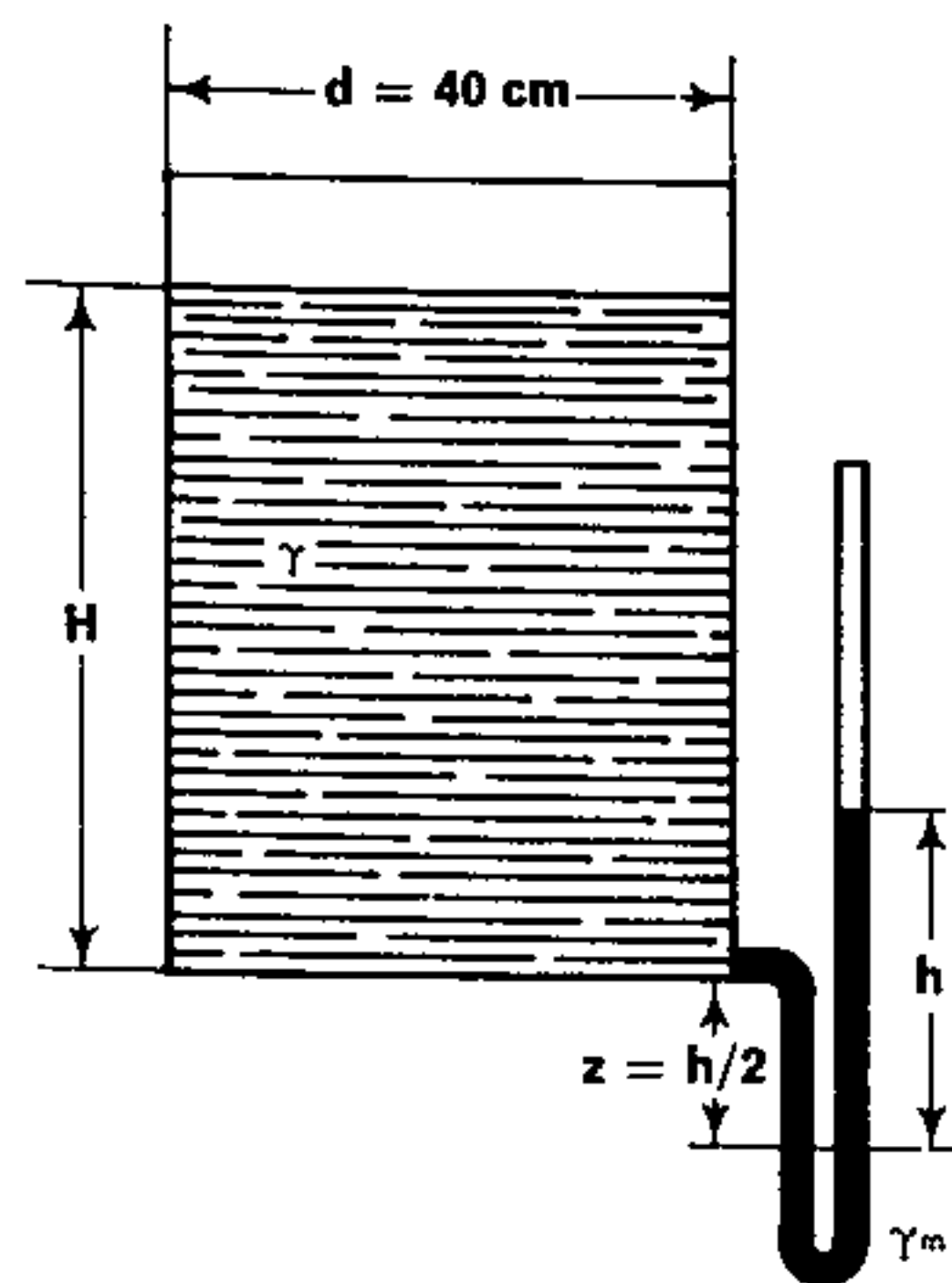


Fig. 5

kgf/dm^3), con « γ » quello della nafta e con « H » l'altezza del liquido entro il recipiente, possiamo scrivere:

$$(H + z)\gamma = h\gamma_m$$

e da questa:

$$H + z = h \frac{\gamma_m}{\gamma}$$

Se in assenza di nafta, il livello del mercurio nei due rami si trova a pari con il fondo del recipiente, è:

$$z = \frac{h}{2}$$

e pertanto:

$$H = h \frac{\gamma_m}{\gamma} - \frac{h}{2}$$

Con i dati numerici del testo;

$$H = 0,8 \frac{13,59}{0,84} - \frac{0,8}{2} \cong 12,95 - 0,4 \cong 12,55 \text{ dm}$$

Calcolata l'altezza del liquido, e valutata la sezione retta del recipiente:

$$A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 4^2}{4} = 12,56 \text{ dm}^2$$

si calcola il volume del liquido contenuto:

$$V = AH = 12,56 \cdot 12,55 \cong 157,6 \text{ dm}^3$$

ESERCIZIO N. 17 a)

In un punto di una condotta che convoglia dell'acqua in pressione viene inserito un manometro a mercurio, che permette di rilevare un dislivello di 16 cm. Quanto vale la pressione effettiva cui il liquido è soggetto? Assumere $\gamma_m = 13,6 \text{ kgf/dm}^3$.

(Soluzione: $p \cong 2180 \text{ kgf/m}^2$)

ESERCIZIO N. 18

Inserendo su una tubazione in cui scorre dell'acqua un tubo di

Pitot ed un tubo piezometrico, si rilevano le seguenti misurazioni:

$$h_1 = 40 \text{ cm} \quad h_2 = 60 \text{ cm}$$

Si calcoli la pressione effettiva agente sul liquido e la velocità di esso nella condotta.

La misura eseguita con il tubo di Pitot, tiene conto sia dell'altezza piezometrica che di quella cinetica:

$$h_2 = \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g}$$

mentre la quota rilevata con il tubo piezometrico è dovuta solo alla pressione agente sul fluido:

$$h_1 = \frac{p}{\gamma}$$

Ne segue che la pressione vale:

$$p = \gamma h = 1000 \cdot 0,4 = 400 \text{ kgf/m}^2 = 0,04 \text{ kgf/cm}^2$$

e la velocità dell'acqua si deduce dalla differenza:

$$h_2 - h_1 = \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} - \frac{p}{\gamma} = \frac{v^2}{2g}$$

per cui:

$$v = \sqrt{2g(h_2 - h_1)}$$

Con i dati numerici del testo:

$$v = \sqrt{2 \cdot 9,81(0,6 - 0,4)} = \sqrt{19,62 \cdot 0,2} \cong 1,985 \text{ m/s}$$

ESERCIZIO N. 18 a)

In una condotta avente diametro $d = 10 \text{ cm}$, entro la quale fluisce olio minerale ($\gamma = 0,86 \text{ kgf/dm}^3$) sotto una pressione di $0,1 \text{ kgf/cm}^2$, si inserisce un tubo di Pitot completo di piezometro; sullo strumento si legge la differenza fra le due colonne di liquido $\Delta h = 40 \text{ cm}$.

Qual'è la portata della condotta (Q) e a che altezza (h_2) risale il liquido nel tubo di Pitot?

(Soluzione: $Q \cong 22 \text{ l/s}$; $h_2 = 1,56 \text{ m}$)

ESERCIZIO N. 19

Un venturimetro a mercurio inserito su una tubazione, in cui scorre dell'acqua, rileva $H = 200 \text{ mm}$ di Hg. Conoscendo i due diametri dello strumento ($d_1 = 18 \text{ cm}$, $d_2 = 12 \text{ cm}$) si determini la portata del fluido che percorre la condotta.

Applichiamo la relazione (76) del par. 22:

$$Q = A_1 K \sqrt{H}$$

in cui la costante dello strumento (K) è espressa da:

$$K = \sqrt{\frac{2g}{m^2 - 1} \frac{\gamma' - \gamma}{\gamma}}$$

e dipende dai pesi specifici " γ' " e " γ " (rispettivamente del mercurio e dell'acqua effluente nella condotta) e dal rapporto di strozzamento:

$$m = \frac{A_1}{A_2}$$

fra le aree delle due sezioni del venturimetro.

Nel caso attuale:

$$m = \frac{\pi r_1^2}{\pi r_2^2} = \frac{r_1^2}{r_2^2} = \frac{9^2}{6^2} = \frac{81}{36} = 2,25$$

Possiamo perciò calcolare la costante " K ":

$$K = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81}{2,25^2 - 1} \cdot \frac{13,59 - 1}{1}} = \sqrt{4,85 \cdot 12,59} \cong 7,8 \text{ m}^{1/2} \text{s}^{-1}$$

e la velocità del fluido nella sezione d'imbocco:

$$v_1 = K \sqrt{H} = 7,8 \sqrt{0,2} \cong 3,5 \text{ m/s}$$

Calcolata infine la sezione maggiore dell'apparecchio:

$$A_1 = \pi r_1^2 \cong 3,14 \cdot 0,09^2 \cong 0,0254 \text{ m}^2$$

si perviene al valore della portata:

$$Q = A_1 v_1 \cong 0,0254 \cdot 3,5 \cong 0,089 \text{ m}^3/\text{s} = 89 \text{ l}^3/\text{s}$$

ESERCIZIO N. 19 a)

Il venturimetro dell'esercizio precedente viene tarato facendo defluire in esso dell'acqua inviata da una pompa in ragione di 50 l/s , e rilevando l'altezza della colonna di mercurio $H = 70 \text{ mm}$. Si proceda alla taratura dell'apparecchio, calcolando il valore reale della costante " K " e la maggiorazione ($\varepsilon\%$) della portata valutata — rispetto a quella reale — nell'esercizio precedente.

(Soluzione: $K \cong 7,43 \text{ m}^{1/2} \text{s}^{-1}$; $\varepsilon\% \cong 5\%$)

ESERCIZIO N. 20

Inserendo su una tubazione del diametro di 20 cm , un boccaglio con foro di 10 cm , si rileva una colonnina di mercurio alta 10 cm . Calcolare la portata effluente.

Il problema è analogo al precedente poiché non esiste una sostanziale differenza di principio fra un venturimetro e un boccaglio; dovremo comunque inserire nella formula un coefficiente correttivo " μ " per tener conto delle maggiori perdite per urti e deviazioni brusche della vena.

$$Q = \mu A_1 K \sqrt{H}$$

Calcolo della costante (K):

$$K = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81}{4^2 - 1} \cdot \frac{13,59 - 1}{1}} = \sqrt{1,31 \cdot 12,59} \cong 4,06 \text{ m}^{1/2} \text{s}^{-1}$$

Calcolo della sezione (A_1):

$$A_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,2^2}{4} \cong 0,0314 \text{ m}^2$$

Dalla tabella n. 11, si rileva che per un rapporto:

$$\frac{d_2}{d_1} = \frac{10}{20} = 0,5$$

il coefficiente " μ " vale $1,081$, per cui:

$$Q = 1,081 \cdot 0,0314 \cdot 4,06 \sqrt{0,1} \cong 0,043 \text{ m}^3/\text{s} = 43 \text{ l/s}$$

ESERCIZIO N. 20 a)

Nella tubazione dell'esercizio precedente si inserisce un comune diaframma anziché un boccaglio. Quale valore di " H " si rileva con tale strumento?

(Soluzione: $H \cong 23,6$ cm)**ESERCIZIO N. 20 b)**

Per il collaudo delle pompe prodotte da un'industria del settore si allestisce una sala prove installando le pompe su banchi provvisori e misurandone le portate con venturimetri o boccagli. Per piccole pompe si ricorre ad un boccaglio con foro da 6 cm che viene inserito sulla tubazione il cui diametro è di 15 cm; si tara dapprima l'apparecchio impiegando una pompa la cui portata è di 60 l/s e rilevando una lettura di 9 cm di mercurio. Successivamente si collauda una nuova pompa rilevando $H = 16$ cm; stabilire la portata di tale pompa.

(Soluzione: $Q \cong 80$ l/s)**ESERCIZIO N. 21**

Calcolare la portata di acqua effluente da una bocca circolare ($d = 30$ cm) praticata in parete sottile, sotto un battente di 1,85 m.

Se supponiamo che la contrazione della vena avvenga in tutte le direzioni (bocca distaccata sia dal fondo del recipiente sia dalle pareti), la portata si può calcolare con la relazione:

$$Q = \mu A \sqrt{2gh}$$

in cui figura l'altezza di carico «h» desumibile dal valore del battente (b):

$$h = b + \frac{d}{2} = 1,85 + 0,15 = 2 \text{ m}$$

Dalla tabella n. 12 del par. 25 rileviamo che per una bocca circolare del diametro dato, sotto un carico idraulico di 2 m, si può assumere un coefficiente di efflusso:

$$\mu \cong 0,596$$

Calcolata perciò l'area della bocca:

$$A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,3^2}{4} \cong 0,0707 \text{ m}^2$$

si ottiene infine:

$$Q = 0,596 \cdot 0,0707 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 2} \cong 0,263 \text{ m}^3/\text{s}$$

ESERCIZIO N. 21 a)

Una luce circolare (in parete sottile) versa 2 m³/s di acqua sotto un carico idraulico di 6 m. Calcolare il diametro (d) della luce.

(Soluzione: $d \cong 63$ cm)**ESERCIZIO N. 21 b)**

Un bacino idroelettrico riversa l'eccesso di acqua dovuto alle precipitazioni abbondanti, in un sottostante canale, attraverso 4 bocche circolari a battente del diametro d 40 cm. Se nell'intervallo di 40 minuti vengono smaltite 7200 tonnellate di acqua, si determini l'altezza di carico (h) ed il battente (b) sotto cui sono poste le bocche. Assumere il coefficiente $\mu = 0,6$.

(Soluzione: $h \cong 4,95$ m; $b \cong 4,75$ m)**ESERCIZIO N. 22**

Un canale di sezione rettangolare largo 6 m e profondo 0,80 m ha una pendenza dello 0,2%, ed è corredato da uno stramazzo Bazin.

Si calcoli l'altezza della traversa dello stramazzo.

La portata dello stramazzo è la stessa che defluisce lungo il canale; potremo quindi ricavarne il valore dalla consueta relazione:

$$Q = AK_0 \sqrt{RI}$$

calcolata l'area (A) della sezione liquida:

$$A = 6 \cdot 0,80 = 4,80 \text{ m}^2$$

ed il perimetro bagnato (P):

$$P = 6 + 2 \cdot 0,80 = 7,6 \text{ m}$$

si ottiene il raggio medio della sezione (R):

$$R = \frac{A}{P} = \frac{4,80}{7,60} \cong 0,633 \text{ m}$$

Per il calcolo della costante «K₀» con la formula di Bazin, possiamo assumere, in mancanza di dati più precisi, $c = 0,46$ (vedi tabella n. 6):

$$K_0 = \frac{87}{1 + \frac{0,46}{\sqrt{0,633}}} = \frac{87}{1,58} \cong 55$$

ottenendo infine la portata convogliata dal canale:

$$Q = 4,80 \cdot 55 \sqrt{0,633 \cdot 0,0002} \cong 2,97 \text{ m}^3/\text{s}$$

Poiché la stessa portata tracima dallo stramazzo, potremo scrivere anche:

$$Q = \mu_0 L h \sqrt{2hg}$$

nella quale, l'incognita è rappresentata dall'altezza di carico (h) sulla soglia.

Quadrando:

$$Q^2 = \mu_0^2 L^2 h^2 2gh = \mu_0^2 L^2 h^3 2g$$

e ricavando «h»:

$$h = \sqrt[3]{\frac{Q^2}{2g\mu_0^2 L^2}}$$

Con i dati numerici del testo, ed assumendo $\mu_0 = 0,4$:

$$h = \sqrt[3]{\frac{2,97^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,4^2 \cdot 6^2}} \cong 0,428 \text{ m}$$

L'altezza (h₁) della traversa dovrà essere perciò:

$$h_1 = 1,20 - h = 1,20 - 0,428 \cong 0,772 \text{ m}$$

ESERCIZIO N. 22 a)

Un canale con pareti verticali in muratura largo 10 m profondo 0,80 m è corredato da uno stramazzo Bazin, attraverso il quale l'acqua tracima sotto un carico idraulico $h = 20$ cm. Assumendo i seguenti coefficienti:

$$c = 0,85 \quad \mu_0 = 0,4$$

si calcoli la pendenza (I) del canale.

(Soluzione: $I \cong 0,308 \cdot 10^{-4}$)**ESERCIZIO N. 22 b)**

In un canale di sezione rettangolare largo 8 m in cui defluiscono

4 m³/s di acqua alla velocità di 0,5 m/s viene costruito un muretto verticale, alto 1,60 m, normale alla corrente fluida. Determinare la pendenza (I) del canale ed il livello (h) assunto dall'acqua in seguito alla costruzione del muro. Assumere $\mu_0 = 0,4$ e $c = 0,85$.

(Soluzione: $I \cong 1,56 \cdot 10^{-4}$; $h_1 \cong 2,03$ m)

ESERCIZIO N. 23

Un bacino idroelettrico alimentato da un torrente, scarica l'eccesso di acqua che ad esso perviene, attraverso quattro bocche circolari (in parete sottile) aventi diametro di 0,60 m e poste sotto un battente di 2,70 m. Lo scarico avviene in un canale sottostante, la cui sezione liquida può ritenersi rettangolare (sponde verticali) larga 8 m e profonda 0,40 m. Nell'ipotesi di conseguire il regime permanente, si calcoli:

- la portata del torrente alimentatore;
- la pendenza del canale di scarico.

a) Se il regime è permanente, la portata effluente dalle quattro bocche, eguaglia sia quella del torrente, sia quella del canale di scarico. Calcoliamo innanzitutto il carico sulla luce:

$$h = b + \frac{d}{2} = 2,70 + \frac{0,60}{2} = 3 \text{ m}$$

poi l'area della bocca di efflusso:

$$A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,6^2}{4} \cong 0,2822 \text{ m}^2$$

ed infine la portata effluente da ciascuna luce:

$$Q = \pi A \sqrt{2gh}$$

assumendo il coefficiente $\mu = 0,592$; risulta:

$$Q = 0,592 \cdot 0,2822 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 3} \cong 1,28 \text{ m}^3/\text{s}$$

La portata complessiva delle luci è pertanto:

$$Q_t = 4Q = 4 \cdot 1,28 \cong 5,12 \text{ m}^3/\text{s}$$

e tale dovrà essere la portata del torrente per conseguire il regime permanente.

b) Anche il canale di scarico deve smaltire la stessa portata (Q_t); calcolato innanzitutto il perimetro bagnato (P):

$$P = 8 + 2 \cdot 0,40 = 8,80 \text{ m}$$

l'area della sezione liquida (A_1):

$$A_1 = 8 \cdot 0,40 = 3,20 \text{ m}^2$$

il raggio medio (R):

$$R = \frac{A_1}{P} = \frac{3,20}{8,80} \cong 0,364$$

si procede alla valutazione del coefficiente « K_0 »:

$$K_0 = \frac{87}{1 + \frac{0,46}{\sqrt{0,364}}} = \frac{87}{1,762} \cong 48,3$$

La velocità media dell'acqua scorrente nel canale è:

$$v = \frac{Q_t}{A_1} = \frac{5,12}{3,20} \cong 1,6 \text{ m/s}$$

per cui, dalla formula di Chezy:

$$v = K_0 \sqrt{RI}$$

quadrando, si ottiene:

$$I = \frac{v^2}{K_0^2 R}$$

Con i dati numerici del testo, si calcola infine il valore della pendenza necessaria:

$$I = \frac{1,6^2}{48,3^2 \cdot 0,364} \cong 0,00301$$

cioè poco più del 3‰.

ESERCIZIO 23 a)

Un bacino idroelettrico riversa l'eccesso di acqua in un sottostante canale di scarico attraverso 6 bocche circolari (in parete sottile) del diametro di 40 cm, poste sotto un battente « b »; il canale (di sezione rettangolare), largo 10 m è corredato da uno stramazzo sfioratore alto 1 m, attraverso il quale il liquido ricade nel corso d'acqua principale.

Nota l'altezza di carico sulla soglia dello stramazzo ($h = 40$ cm) si determini il valore del battente (b).

(Soluzione: $b \cong 4,88$ m)

ESERCIZIO N. 23 b)

Con riferimento all'esercizio precedente si calcoli la pendenza (I) del canale di scarico e la velocità dell'acqua che in esso defluisce. Assumere $c = 0,46$.

(Soluzione: $I \cong 0,256 \cdot 10^{-4}$; $v \cong 0,32$ m/s)

Esercizi relativi alle macchine idrauliche

ESERCIZIO N. 1

Calcolare la prevalenza manometrica necessaria ad una pompa che deve sollevare dell'acqua (superando un dislivello geodetico di 10 m) aspirandola da un serbatoio a pelo libero ed immettendola in un collettore in cui regna la pressione assoluta di 6 kgf/cm². Si trascurino, nell'attuale calcolo, le resistenze continue ed accidentali lungo le tubazioni di collegamento aventi diametro costante per tutta la loro lunghezza.

L'espressione generale della prevalenza manometrica è:

$$H_m = H_g + \frac{p_B - p_A}{\gamma} + \Sigma y + Y$$

in cui « p_B » e « p_A » rappresentano le pressioni assolute (in kgf/m²) agenti rispettivamente entro il serbatoio di mandata e in quello di aspirazione. Nel caso attuale:

$$\begin{aligned} p_A &= 1,033 \text{ kgf/cm}^2 = 10\,330 \text{ kgf/m}^2 \\ p_B &= 6 \text{ kgf/cm}^2 = 60\,000 \text{ kgf/m}^2 \end{aligned}$$

per cui trascurando il termine « $\Sigma y + Y$ »:

$$H_m = 10 + \frac{60\,000 - 10\,330}{1000} = 10 + 49,67 \cong 59,67 \text{ m c.a.}$$

La pompa dovrà perciò comunicare all'acqua energia sufficiente a superare un dislivello fittizio di 59,67 m, in luogo di quello reale che è di soli 10 m.

ESERCIZIO N. 1 a)

Risolvere l'esercizio precedente tenendo conto delle perdite di carico dovute alle resistenze passive entro le tubazioni, il cui sviluppo complessivo è di 16 m. La pompa è atta a erogare 30 l/s di acqua e la velocità del fluido nelle tubazioni non deve superare i 2 m/s. Assumere $\Sigma y = 0,63 \text{ m c.a.}$

(Soluzione: $H_m \cong 61 \text{ m c.a.}$)

ESERCIZIO N. 1 b)

La pompa dell'esercizio n. 1 viene impiegata per sollevare acqua fino ad un recipiente in pressione posto ad un'altezza di 40 m rispetto a quello di aspirazione che è sempre a pelo libero. Qual'è il valore massimo ammissibile della pressione entro il serbatoio di mandata se si suppone che le resistenze accidentali comportino una perdita di 1,25 m c.a.?

(Soluzione: $p_B \cong 2,833 \text{ kgf/cm}^2$)

ESERCIZIO N. 1 c)

La pompa dell'esercizio n. 1 viene impiegata per pompare olio minerale ($\gamma = 0,84 \text{ kgf/dm}^3$) anziché acqua. Ferme restando le altre caratteristiche dell'impianto, ($p_A = 1,033 \text{ kgf/cm}^2$, $p_B = 6 \text{ kgf/cm}^2$, $H_g = 10 \text{ m}$) si calcoli il nuovo valore della prevalenza ritenendo trascurabili le perdite di carico continue ed accidentali.

(Soluzione: $H_m \cong 69 \text{ m}$)

ESERCIZIO N. 2

La pompa dell'esercizio n. 1 ha un'altezza di aspirazione di 5 m; la relativa tubazione è diritta e presenta una perdita di carico accidentale di 0,78 m a causa del filtro e della valvola di non ritorno.

Calcolare il valore della pressione (p_1) che indicherà un manometro installato all'ingresso della pompa.

La pressione di aspirazione (p_1) è legata al valore di quella agente sul liquido contenuto nel relativo serbatoio dalla relazione (89) del par. 31:

$$\frac{p_1}{\gamma} + H_a + \Sigma y_a = \frac{p_A}{\gamma}$$

Nel nostro caso, la pressione « p_A » coincide con quella atmosferica (10 330 kgf/m²) ed inoltre:

$$H_a = 5 \text{ m}$$

mentre nel termine « Σy_a » dobbiamo comprendere sia le perdite accidentali (0,78 m) sia quelle continue lungo i 5 m di tubazione che collegano il filtro alla pompa. Dall'esercizio precedente si ricava:

$$\Sigma y_a = 0,78 + 0,7 \frac{5}{16} = 0,78 + 0,22 = 1 \text{ m}$$

poiché su 16 m di tubazione si perdevano 0,7 m di c.a. per perdite continue. Ne segue:

$$\frac{p_1}{\gamma} = \frac{10\,330}{1000} - 5 - 1 = 4,33 \text{ m di c.a.}$$

ed infine una pressione assoluta:

$$p_1 = 4,33 \cdot 1000 = 4330 \text{ kgf/m}^2 = 0,433 \text{ kgf/cm}^2$$

nell'ipotesi, beninteso di una aspirazione perfetta.

ESERCIZIO N. 2 a)

Un vacuometro installato sulla bocca di aspirazione di una pompa che elabora acqua dolce misura un « vuoto » del 70%: Ritenendo che le perdite di carico continue ed accidentali ammontino complessivamente a 0,73 m c.a. e che il serbatoio di aspirazione sia aperto all'atmosfera, si determini l'altezza di aspirazione teorica (H_a).

(Soluzione: $H_a \cong 7$ m)

ESERCIZIO N. 2 b)

Qual'è la massima altezza di aspirazione teorica che una pompa può realizzare in condizioni ideali aspirando olio ($\rho = 840$ kg/m³) da un serbatoio entro il quale regna una pressione effettiva di 19,6 kPa?

(Soluzione: $H_a \cong 14,7$ m)

ESERCIZIO N. 3

Una pompa che eroga una potenza di 6 kW Invia dell'olio ($\rho = 820$ kg/m³) all'altezza di 10 m; il serbatoio di aspirazione e quello di mandata sono ambedue in comunicazione con l'ambiente esterno e le tubazioni comportano una dissipazione di 4 m di c.l. per perdite di carico continue e accidentali. Calcolare la quantità di olio travasato in due ore di funzionamento.

Nella formula della prevalenza manometrica:

$$H_m = H_g + \frac{p_B - p_A}{\gamma} + \Sigma y$$

potremo porre:

$$p_B = p_A$$

essendo ambedue i serbatoi a pelo libero; rimane perciò:

$$H_m = H_g + \Sigma y = 10 + 4 = 14 \text{ m di c.l.}$$

che ci consente di calcolare la portata della pompa, deducendola dalla formula della potenza:

$$N_u(W) = \rho g Q H_m$$

Si ottiene:

$$Q = \frac{N_u}{\rho g H_m} = \frac{6000}{820 \cdot 9,81 \cdot 14} \cong 0,0533 \text{ m}^3/\text{s} = 53,3 \text{ l/s}$$

in due ore di funzionamento, la pompa travasa da un serbatoio all'altro, un volume di olio:

$$V = 2 \cdot 3600 \cdot 0,0533 \cong 384 \text{ m}^3$$

e di conseguenza, una massa:

$$m = \rho V = 820 \cdot 384 \cong 314 500 \text{ kg}$$

ESERCIZIO N. 3 a)

Una pompa il cui rendimento complessivo è del 75%, assorbe una potenza di 7,36 kW erogando 20 l/s di acqua marina ($\rho = 1025$ kg/m³). Si calcoli la prevalenza manometrica (H_m) della pompa ed il dislivello geodetico (h_g) che il liquido può superare se la differenza di pressione fra il serbatoio di mandata e quello di aspirazione è di 9810 Pa e si possono trascurare le perdite di carico nelle tubazioni.

(Soluzione: $H_m \cong 27,4$ m; $H_g \cong 17,64$ m)

ESERCIZIO N. 3 b)

Valutare la pressione effettiva esistente in un recipiente chiuso, sapendo che una pompa vi immette 30 kg/s di acqua dolce aspirando da un serbatoio a pelo libero posto 20 m più in basso ed assorbendo una potenza di 17 kW. Il rendimento della pompa è stimato intorno al 70%.

(Soluzione: $p_B \cong 2$ bar effettivi)

ESERCIZIO N. 4

Calcolare la potenza utile di una pompa di circolazione che deve travasare 120 000 kg di nafta da un serbatoio ad un altro posti ambedue allo stesso livello. Il travaso deve essere completato in 3 ore mantenendo la velocità del liquido nelle tubazioni (lunghe complessivamente 20 m) entro i 3 m/s.

Se l'operazione deve essere completata in 3 ore, la portata oraria (G) della pompa è:

$$G = \frac{120 000}{3} = 40 000 \text{ kg/h}$$

e la portata volumetrica in m³/s:

$$Q = \frac{G}{3600\rho} = \frac{40 000}{3600 \cdot 900} \cong 0,01234 \text{ m}^3/\text{s}$$

avendo ritenuto che la densità del liquido si aggiri intorno ai 900 kg/m³.

Per il calcolo della prevalenza, essendo $H_g = 0$ e potendo supporre, in mancanza di dati più precisi, che sia:

$$p_B = p_A$$

otterremo:

$$H_m = \Sigma y$$

Ricaveremo perciò la sezione della condotta:

$$A = \frac{Q}{v} = \frac{0,01234}{3} = 0,00411 \text{ m}^2$$

ed il relativo diametro:

$$d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00411}{3,14}} \cong 0,0722 \text{ m} = 7,2 \text{ cm}$$

che arrotonderemo a $d = 8$ cm.

Calcoliamo adesso il valore del coefficiente « β »:

$$\beta = 0,00164 + \frac{0,000042}{0,08} \cong 0,00216$$

e le perdite di carico continue con la formula di Darcy:

$$Y = 0,00216 \cdot \frac{0,01234^2}{0,08^5} \cdot 20 \cong 2,01 \text{ m c.l.}$$

che addizionate a quelle accidentali, non meglio specificate, costituiscono la prevalenza necessaria alla pompa.

Per tener conto delle perdite accidentali, potremo porre perciò:

$$Y + \Sigma y = H_m \cong 4 \text{ m di c.l.}$$

per cui la potenza utile della pompa vale:

$$N_u = \gamma Q H_m = \rho g Q H_m = 900 \cdot 9,81 \cdot 0,01234 \cdot 4 \cong 436 \text{ W}$$

ESERCIZIO N. 4 a)

Calcolare la potenza assorbita da una pompa atta a convogliare

0,4 m³/s di acqua dolce alla distanza di 1,2 km lungo una tubazione inclinata del 2% sull'orizzontale. Si ritengono eguali le pressioni nei due serbatoi (aspirazione e mandata) e si limiti la velocità dell'acqua nella condotta a 4 m/s. Fissare opportunamente i dati mancanti nel testo.

(Soluzione: $N_s \cong 522 \text{ kW} \cong 710 \text{ CV}$)

ESERCIZIO N. 4 b)

La pompa dell'esercizio precedente dispone solamente di 500 CV. Fermi restando gli altri dati del problema, a quale distanza (L) è possibile inviare il liquido?

(Soluzione: $L \cong 865 \text{ m}$)

ESERCIZIO N. 4 c)

Una pompa che elabora 40 l/s di acqua sollevandola ad un livello di 25 m, è azionata da un motore elettrico che assorbe una potenza di 20 kW. Le tubazioni lunghe complessivamente 30 m, comportano una perdita di carico unitaria $\gamma_u = 0,2 \text{ m/m}$ di lunghezza.

Ritenendo nulla la differenza di pressione fra i due serbatoi e pari a 0,88 il rendimento del motore elettrico, si calcoli il rendimento della pompa.

(Soluzione: $\eta \cong 0,69$)

ESERCIZIO N. 5

Sulla mandata di una pompa per acqua dolce si installa un manometro che segna una pressione di 7 kgf/cm²; in modo analogo, viene piazzato sull'aspirazione un vacuometro il cui indice segnala 700 mm di Hg.

Calcolare la prevalenza della pompa, tenendo presente che il dislivello fra i punti di attacco dei due manometri è $h = 48 \text{ cm}$.

Se la graduazione del vacuometro è disposta in senso crescente (da 0 a 760 mm di Hg), il valore indicato rappresenta una depressione, che convertita in kgf/cm², vale:

$$p_1 = -10,33 \frac{700}{760} = -9,52 \text{ m di c.a.} = -0,952 \text{ kgf/cm}^2$$

tale depressione deve esser detratta da quella indicata dal manometro posto sulla macchina, secondo la relazione (88) del testo, onde ottenere la differenza di pressione (Δp) conferita dalla pompa al liquido elaborato:

$$\Delta p = p_2 - p_1 = 7 - (-0,952) = 7,952 \text{ kgf/cm}^2$$

Convertito infine « Δp » in kgf/m²:

$$7,952 \text{ kgf/cm}^2 = 79\,520 \text{ kgf/m}^2$$

si ottiene la prevalenza manometrica:

$$H_m = \frac{\Delta p}{\gamma} = \frac{79\,520}{1000} = 79,52 \text{ m di c.a.}$$

alla quale dovremo aggiungere il dislivello (h) esistente fra i punti di attacco dei manometri:

$$H'_m = \frac{\Delta p}{\gamma} + h = 79,52 + 0,48 = 80 \text{ m}$$

ESERCIZIO N. 5 a)

La pompa dell'esercizio precedente viene impiegata per pompaggio del gasolio la cui densità si ritiene pari a 0,75 kg/dm³. Fermi restando i valori segnalati dai due manometri, si calcoli la prevalenza che tale pompa può fornire.

(Soluzione: $H'_m \cong 106 \text{ m}$)

ESERCIZIO N. 5 b)

Calcolare la potenza utile (N_u) della pompa citata nell'esercizio n. 5 sapendo che essa è in condizione di erogare 18 l/s di acqua. Calcolarne anche il rendimento (η) sapendo che il motore che l'aziona sviluppa una potenza di 20 kW.

(Soluzione: $N_u \cong 14,1 \text{ kW}$; $\eta \cong 0,705$)

ESERCIZIO N. 5 c)

Calcolare la potenza utile della pompa citata nell'esercizio n. 5 a) nell'ipotesi che la portata da essa erogata sia sempre di 18 l/s.

(Soluzione: $N_u = 14,1 \text{ kW}$)

ESERCIZIO N. 6

Una pompa a stantuffo a semplice effetto che assorbe una potenza di 1,5 kW al regime di 60 giri/min, invia 1800 kg/h di nafta ($\rho = 900 \text{ kg/m}^3$) ai bruciatori di una caldaia dove il combustibile deve pervenire alla pressione effettiva di 20 bar. La tubazione ha un diametro di 4 cm, ed una lunghezza complessiva di 20 m, dovendo superare un dislivello totale di 13 m, aspirando da un serbatoio aperto all'atmosfera. Supponendo una perdita di carico accidentale $\Sigma y = 1,4 \text{ m}$ ed un rendimento volumetrico $\eta_v = 0,92$, dimensionare il cilindro della pompa.

a) Convertita la portata in m³/s:

$$Q = \frac{1800}{3600 \cdot 900} \cong 5,55 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

e fissato il rapporto corsa diametro:

$$m = \frac{s}{d_1} = 1,6$$

dalla formula (113) del rendimento volumetrico:

$$Q = \eta_v \frac{\pi d_1^2}{4} s \frac{n}{60}$$

si ottiene la relazione:

$$Q = \eta_v \frac{\pi}{4} 1,6 d_1^3 \frac{n}{60}$$

che consente di ricavare il diametro « d_1 » del cilindro:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{4 Q 60}{1,6 \eta_v n \pi}}$$

Con i dati numerici del testo:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 5,55 \cdot 10^{-4} \cdot 60}{1,6 \cdot 0,92 \cdot 60}} \cong 0,0784 \text{ m} = 7,84 \text{ cm}$$

che arrotonderemo ragionevolmente a 8 cm.

b) La corsa « s » dello stantuffo vale pertanto:

$$s = 1,6 \cdot d_1 = 1,6 \cdot 7,84 = 12,5 \text{ cm}$$

c) Indicando con « δ » lo spessore della parete del cilindro, con « r_1 » il raggio di questo, con « p » la pressione interna e con « k_0 » il carico di sicurezza del materiale impiegato, si può fare uso della relazione:

$$\delta = \frac{pr_1}{k_0}$$

in cui:

$$p = \gamma H$$

essendo «H» la prevalenza fornita dalla pompa. Calcolato perciò il coefficiente « β »:

$$\beta = 0,00164 + \frac{0,000042}{0,04} = 0,00269 \cong 0,0027$$

e le perdite di carico continue:

$$Y = \beta \frac{Q^2}{d^5} L = 0,0027 \frac{0,000555^2}{0,04^5} 20 \cong 0,162 \text{ m c.l.}$$

è possibile determinare il valore di «H»:

$$H = H_g + \frac{p_B - p_A}{\gamma} + Y + \Sigma y$$

Essendo:

$$\frac{p_B - p_A}{\gamma} = \frac{2\,000\,000}{900 \cdot 9,81} \cong 226,5 \text{ m c.l.}$$

risulta evidente che l'incidenza delle perdite di carico è trascurabile di fronte alle pressioni in gioco; otteniamo infine:

$$H = 13 + 226,5 + 0,162 + 1,40 = 241,062 \text{ m c.l.}$$

che potremo arrotondare al valore:

$$H \cong 241 \text{ m c.l.}$$

Possiamo valutare adesso la pressione (p) agente nell'interno del cilindro:

$$p = \rho g H = 900 \cdot 9,81 \cdot 241 = 2\,127\,790 \text{ Pa}$$

che convertiremo in daN/mm² se con tale unità di misura è espresso il carico di sicurezza del materiale.

$$2\,127\,790 \text{ Pa} = 0,213 \text{ daN/mm}^2$$

Adottando come materiale la ghisa, dovremo fissare un valore di « k_0 » relativamente basso a causa degli eventuali difetti di fusione:

$$k_0 = 2 \text{ daN/mm}^2$$

ne segue:

$$\delta = \frac{0,213 \cdot 40}{2} \cong 4,26 \text{ mm}$$

che arrotonderemo a 4,5 mm.

ESERCIZIO N. 6 a)

Una caldaia è alimentata mediante un cavallino a vapore che compie 180 corse/min in modo che in un'ora vengano immessi nel collettore 72 000 kg/h di acqua. La pressione di ammissione è di 40 at, il dislivello geodetico si aggira sui 10 m, e si può ritenere che le perdite di carico assorbano circa 5 m c.a. Calcolare la potenza utile del cavallino e le dimensioni del cilindri assumendo il rapporto $s/d = 1,4$ ed un rendimento volumetrico dell'88%.

(Soluzione: $N_u \cong 111 \text{ CV}$; $d \cong 19 \text{ cm}$; $s \cong 26,6 \text{ cm}$)

ESERCIZIO N. 6 b)

Calcolare la pressione di mandata impressa al fluido dal cavalli-

no citato nell'esercizio precedente e lo spessore (δ) da assegnare ai cilindri nell'ipotesi che il carico di sicurezza del materiale impiegato per la loro costruzione sia $K_0 = 6,5 \text{ kgf/mm}^2$.

(Soluzione: $p \cong 41,5 \text{ kgf/cm}^2$; $\delta = 6 \text{ mm}$)

ESERCIZIO N. 7

Con riferimento all'esercizio n. 6, si calcoli il rendimento totale (η) ed il rendimento meccanico (η_m) della pompa, supponendo che il rendimento idraulico (η_i) abbia il valore di 0,9.

a) Conoscendo la potenza assorbita, ed avendo calcolato nell'esercizio precedente la prevalenza:

$$H \cong 237 \text{ m}$$

possiamo applicare la formula della potenza utile:

$$N_{u(\text{CV})} = \frac{\gamma Q H}{75}$$

tenendo conto che il prodotto « γQ » rappresenta la portata in peso nell'unità di tempo espressa in kgf/s nel nostro caso avremo:

$$\gamma Q = \frac{1800}{3600} = 0,5 \text{ kgf/s}$$

per cui:

$$N_u = \frac{0,5 \cdot 237}{75} \cong 1,58 \text{ CV}$$

ed il rendimento totale della pompa vale:

$$\eta = \frac{N_u}{N_a} = \frac{1,58}{2} \cong 0,79$$

c) Ricordando la relazione (111) del testo:

$$\eta = \eta_i \eta_v \eta_m$$

si può ricavare da essa il rendimento meccanico:

$$\eta_m = \frac{\eta}{\eta_i \eta_v} = \frac{0,79}{0,9 \cdot 0,92} \cong 0,954$$

ESERCIZIO N. 7 a)

Calcolare il rendimento volumetrico di una pompa a stantuffo monocilindrica, doppio effetto, atta ad erogare 45 l/s di acqua al regime di 360 corse/min; il cilindro ha il diametro di 20 cm e la corsa di 26 cm.

(Soluzione: $\eta_v \cong 0,92$)

ESERCIZIO N. 7 b)

Determinare il rendimento idraulico di una pompa alternativa D.E. che assorbe una potenza di 13,7 kW, elaborando 20 kg/s di acqua alla quale viene conferita una prevalenza di 50 m. La pompa ha un rendimento volumetrico dell'88% e dissipa in attriti meccanici il 5% della potenza assorbita.

(Soluzione: $\eta_i \cong 0,854$)

ESERCIZIO N. 8

Con riferimento all'esercizio n. 6, si calcolino il numero ed il diametro delle valvole poste nella cassa di mandata.

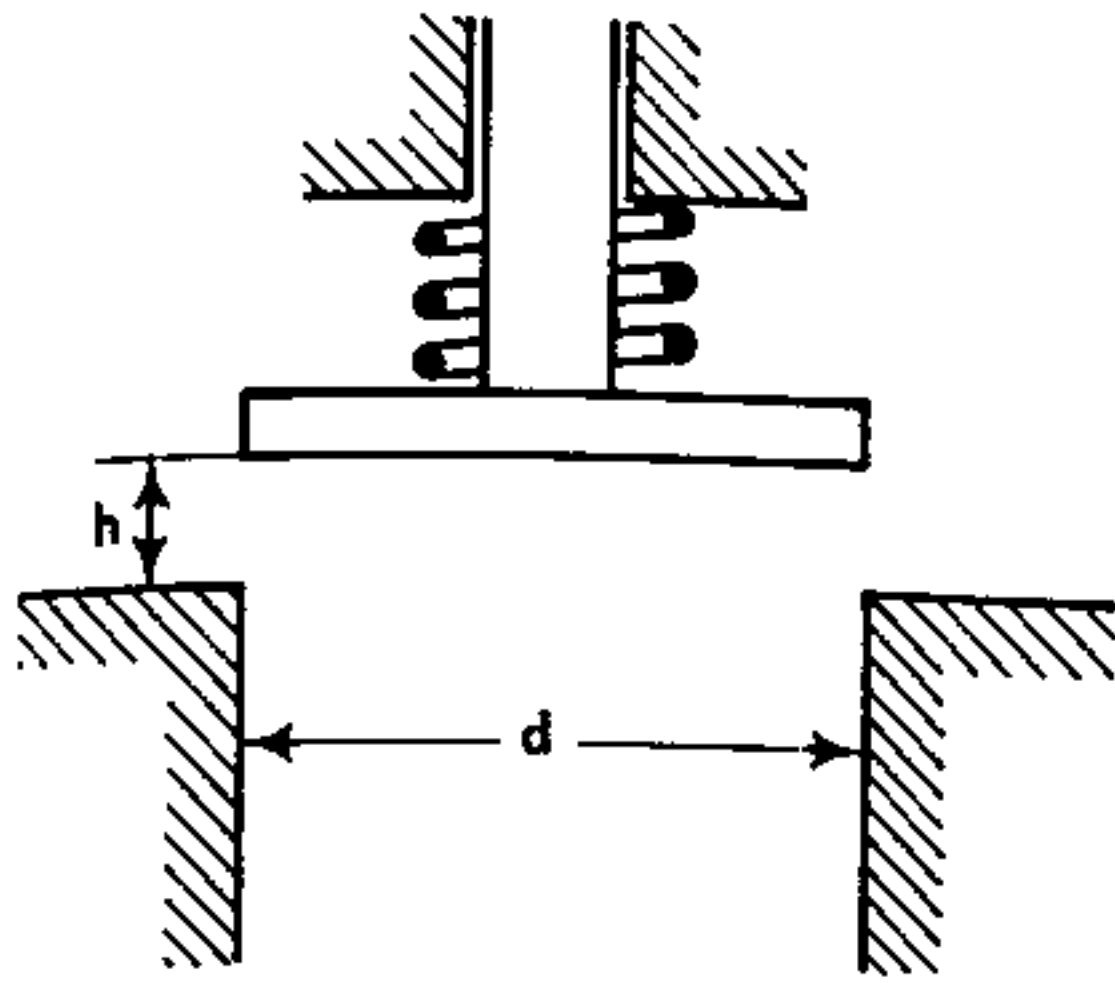


Fig. 7

Riferiamoci, per semplicità di calcolo, a valvole con sede piana (fig. 7) e ricordiamo che esse devono essere dimensionate in modo da consentire il passaggio di una quantità di liquido pari a quattro volte la portata effettiva della pompa. Indicando perciò con «a» l'area di passaggio con «v» la velocità del fluido che l'attraversa e con «n» il numero delle valvole, deve essere:

$$4Q = nav$$

condizione che deve essere soddisfatta (fig. 7) sia entro il condotto di arrivo:

$$4Q = n \frac{\pi d^2}{4} v \quad (*)$$

sia attraverso la sezione cilindrica di efflusso che si forma quando la valvola viene sollevata della quantità «h»:

$$4Q = n\pi dhv \quad (**)$$

tenendo conto che la velocità «v» non deve superare i 2 ÷ 3 m/s. Eguagliando i secondi membri delle due relazioni soprascritte:

$$n \frac{\pi d^2}{4} v = n\pi dhv$$

e semplificando, si ottiene:

$$h = \frac{d}{4}$$

cioè, il passaggio del fluido è assicurato quando l'alzata (h) della valvola è pari ad un quarto del diametro di essa. Ponendo perciò nella (*):

$$d = 4h$$

si ottiene:

$$4Q = n\pi \frac{16h^2}{4} v = 4n\pi h^2 v$$

Se adottiamo n = 2 valvole ed imponiamo la condizione che sia:

$$v = 2 \text{ m/s}$$

l'eguaglianza soprascritta diviene:

$$4Q = 4 \cdot 2 \cdot \pi \cdot h^2 \cdot 2$$

ovvero:

$$Q = 4\pi h^2$$

e da essa si ricava:

$$h = \sqrt{\frac{Q}{4\pi}} = \sqrt{\frac{5,55 \cdot 10^{-4}}{4 \cdot 3,14}} \cong 0,0094 \text{ m} = 0,94 \text{ cm}$$

Possiamo adesso risalire al diametro (d) delle valvole:

$$d = 4h = 4 \cdot 0,94 \cong 3,76 \text{ cm}$$

ESERCIZIO N. 8 a)

Risolvere l'esercizio precedente ricorrendo a valvole con seggio conico il cui angolo può ritenersi pari a 45°.

(Soluzione: n = 2; d = 3,76 cm; h = 1,33 cm)

ESERCIZIO N. 8 b)

La cassa di mandata di una pompa monocilindrica a doppio effetto contiene 4 valvole a sede piana del diametro di 5 cm. Nell'ipotesi che la pompa compia 300 corse/min e che sia stata rispettata la condizione di progetto relativa alla portata erogata, si stabiliscano le dimensioni del cilindro, assumendo s/d = 1,2 $\eta_v = 0,9$ e ritenendo che la velocità di attraversamento del fluido entro le valvole valga mediamente v = 2 m/s.

(Soluzione: d \cong 12,3 cm; s \cong 14,75 cm)

ESERCIZIO N. 9

Una pompa a stantuffo a doppio effetto di 2 litri di cilindrata compie 90 giri/min ed ha la corsa eguale al diametro dello stantuffo. Supponendo che il rendimento volumetrico valga $\eta_v = 0,90$, si determini la portata della pompa e la velocità media dello stantuffo.

a) La cilindrata (C) della pompa è data da:

$$C = \frac{\pi d^2}{4} s$$

per cui la relazione:

$$\eta_v = \frac{Q}{\frac{\pi d^2}{4} \frac{2n}{60}}$$

diviene più semplicemente:

$$\eta_v = \frac{Q}{C \frac{n}{30}}$$

e da questa segue:

$$Q = \eta_v C \frac{n}{30}$$

che, con i dati numerici del testo, ci consente di calcolare:

$$Q = 0,90 \cdot 0,002 \frac{90}{30} \cong 0,0054 \text{ m}^3/\text{s} = 5,4 \text{ l/s}$$

b) La velocità media (V_m) dello stantuffo si può calcolare con la relazione:

$$V = \frac{2sn}{60}$$

ricavando preventivamente il valore della corsa «s» della cilindrata nota «C»; essendo inoltre:

$$s = d$$

si ottiene:

$$C = \frac{\pi s^2}{4}$$

ed infine:

$$s = \sqrt[3]{\frac{4C}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,002}{3,14}} \cong 0,1365 \text{ m} = 13,65 \text{ cm}$$

Si può calcolare adesso:

$$V_m = \frac{2 \cdot 0,1365 \cdot 90}{60} \cong 0,41 \text{ m/s}$$

ESERCIZIO N. 9 a)

La pompa dell'esercizio precedente spinge dell'acqua fino all'altezza di 50 m, immettendola in un recipiente in cui regna la pressione effettiva di 10 bar. Sapendo che il rendimento idraulico della macchina è $\eta_i = 0,86$ e che gli attriti comportano una perdita di energia dell'8%, si calcoli la potenza assorbita dalla pompa.

(Soluzione: $N_a \cong 12,3 \text{ kW}$)

ESERCIZIO N. 9 b)

Una pompa alternativa con due cilindri a doppio effetto, compie 240 corse/min pompando olio minerale ($\rho = 820 \text{ kg/m}^3$) con una prevalenza manometrica di 225 m. I cilindri hanno il diametro di 10 cm e gli stantuffi (del tipo tuffante) compiono una corsa pari a 4 volte il loro diametro. Calcolare la potenza utile della pompa, ritenendo $\eta_v = 0,92$.

(Soluzione: $N_u \cong 51 \text{ kW}$)

ESERCIZIO N. 10

Una pompa centrifuga che assorbe 300 kW viene collaudata con acqua dolce inserendo un venturimetro sulla tubazione di mandata ed installando un vacuometro ed un manometro rispettivamente prima e dopo la pompa stessa. Tenendo conto dei seguenti dati:

Vuoto all'aspirazione	$p_1 = 368 \text{ mm di Hg}$
Pressione di mandata	$p_2 = 4,5 \text{ kgf/cm}^2$
dislivello differenziale	$h = 20 \text{ cm di Hg}$
diametri del venturimetro	$d_1 = 30 \text{ cm}, d_2 = 24,5 \text{ cm}$

si calcoli la portata e la prevalenza fornite dalla macchina

a) Calcoliamo innanzitutto il rapporto di strozzamento del venturimetro:

$$m = \frac{A_1}{A_2} = \frac{\pi r_1^2}{\pi r_2^2} = \frac{r_1^2}{r_2^2} = \frac{15^2}{12,25^2} = \frac{225}{150} = 1,5$$

poi la costante «K»:

$$K = \sqrt{\frac{2g}{m^2 - 1} \cdot \frac{\gamma' - \gamma}{\gamma}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81}{2,25 - 1} \cdot \frac{13,59 - 1}{1}} \cong 14,05$$

e la sezione retta della condotta:

$$A = \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,3^2}{4} \cong 0,0707 \text{ m}^2$$

La portata della pompa vale perciò:

$$Q = A_1 K \sqrt{h} = 0,0707 \cdot 14,05 \sqrt{0,2} \cong 0,445 \text{ m}^3/\text{s}$$

b) Calcoliamo adesso la prevalenza manometrica:

$$H_m = \frac{\Delta p}{\gamma} = \frac{p_2 - p_1}{\gamma}$$

essendo:

$$p_1 = -10,33 \frac{368}{760} = -5 \text{ m di c.a.} = -5000 \text{ kgf/m}^2$$

Ne segue:

$$H_m = \frac{45000 - (-5000)}{1000} = 50 \text{ m di c.a.}$$

ESERCIZIO N. 10 a)

Con riferimento all'esercizio precedente, si calcoli la potenza utile fornita dalla pompa (N_u) ed il suo rendimento (η).

(Soluzione: $N_u \cong 218 \text{ kW}$; $\eta \cong 0,726$)

ESERCIZIO N. 10 b)

Una pompa centrifuga viene collaudata con acqua nello stabilimento di produzione, accoppiandola direttamente ad un motore elettrico con 3 coppie di poli (frequenza 50 Hz) ed installando un bocaglio (la cui costante vale $K = 6,67$) sulla tubazione di mandata il cui diametro è di 16 cm. Il manometro sulla mandata rileva una pressione di 10 at e il vacuometro sull'aspirazione misura una depressione di 300 mm Hg. Fissando opportunamente i dati mancanti si calcoli la potenza utile della pompa ed il numero di giri caratteristico.

(Soluzione: $N_u \cong 74 \text{ CV}$; $n_c \cong 25,8$)

ESERCIZIO N. 11

Tracciare la curva caratteristica (Q-H) della pompa citata nell'esercizio n. 10. Tenendo presente che, variando l'apertura delle valvole di mandata, sono stati rilevati i seguenti punti di funzionamento:

- 1) $h_1 = 0$ $p'_2 = 5,2 \text{ kgf/cm}^2$
- 2) $h_2 = 5,1 \text{ cm}$ $p''_2 = 4,9 \text{ kgf/cm}^2$
- 3) $h_2 = 36 \text{ cm}$ $p'''_2 = 3,6 \text{ kgf/cm}^2$

Rimangono ovviamente inalterati gli altri dati del problema.

Calcoliamo le caratteristiche di funzionamento (Q ed H) in corrispondenza dei punti assegnati, tenendo conto che è rimasto immutato il valore della costante «K» del venturimetro.

a) punto 1):

$$Q_1 = 0 \text{ (valvola di mandata chiusa)}$$

$$H_{1m} = \frac{52000 - (-5000)}{1000} \cong 57 \text{ m}$$

b) punto 2):

$$Q_2 = A_1 K \sqrt{h_2} = 0,0707 \cdot 14,05 \sqrt{0,051} \cong 0,224 \text{ m}^3/\text{s} = 224 \text{ l/s}$$

$$H_{2m} = \frac{49000 - (-5000)}{1000} \cong 54 \text{ m}$$

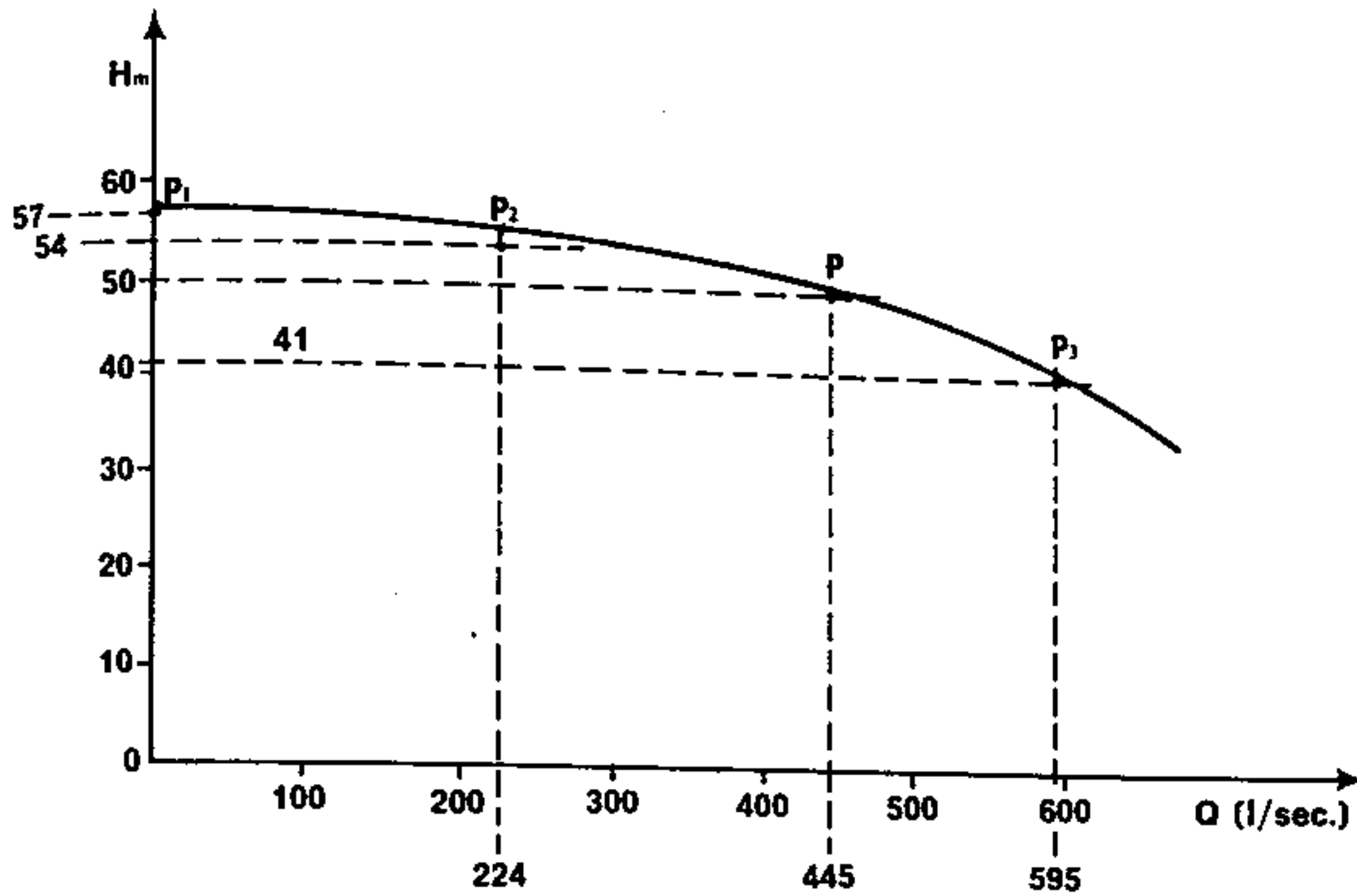


Fig. 8

c) punto 3)

$$Q_3 = A_1 K \sqrt{h_3} = 0,0707 \cdot 14,05 \sqrt{0,36} \cong 0,595 \text{ m}^3/\text{s} = 595 \text{ l/s}$$

$$H_{3m} = \frac{36\,000 - (-5\,000)}{1000} \cong 41 \text{ m}$$

Assunto perciò un sistema di assi cartesiani, riportiamo sulle ascisse i valori delle portate e sulle ordinate i rispettivi valori delle prevalenze.

Le caratteristiche calcolate permettono di tracciare i seguenti punti:

- (P₁) di ascissa 0 e di ordinata 57
- (P₂) di ascissa 224 e di ordinata 54
- (P₃) di ascissa 595 e di ordinata 41

ed inoltre il punto (P) le cui caratteristiche sono state calcolate nell'esercizio precedente.

La curva caratteristica assume perciò l'aspetto della fig. 8.

ESERCIZIO N. 11 a)

La pompa dell'esercizio precedente (della quale è ormai nota la curva caratteristica) viene impiegata per pompare gasolio leggero ($\rho = 0,75 \text{ kg/dm}^3$) in un impianto in cui è necessario supera-

re un dislivello geodetico di 18 m e vincere una differenza di pressione di 220 kPa con circa 2 m di perdite di carico. Si determini la portata fornita dalla pompa in tali condizioni.

(Soluzione $Q \cong 0,445 \text{ m}^3/\text{s}$)

ESERCIZIO N. 11 b)

La pompa dell'esercizio n. 11, deve erogare nelle reali condizioni di funzionamento una portata di 300 l/s di acqua vincendo una differenza di pressione (fra il serbatoio di mandata e quello di aspirazione) di 3 bar. Si determini il massimo dislivello che il liquido potrà superare.

(Soluzione: $H_g \cong 23 \text{ m}$)

ESERCIZIO N. 12

Durante il collaudo illustrato negli esercizi 10 e 11, si è rilevata anche la potenza sviluppata dal motore in corrispondenza alle varie condizioni di funzionamento, ottenendo:

- $N_1 = 24 \text{ kW}$
- $N_2 = 240 \text{ kW}$
- $N_3 = 340 \text{ kW}$

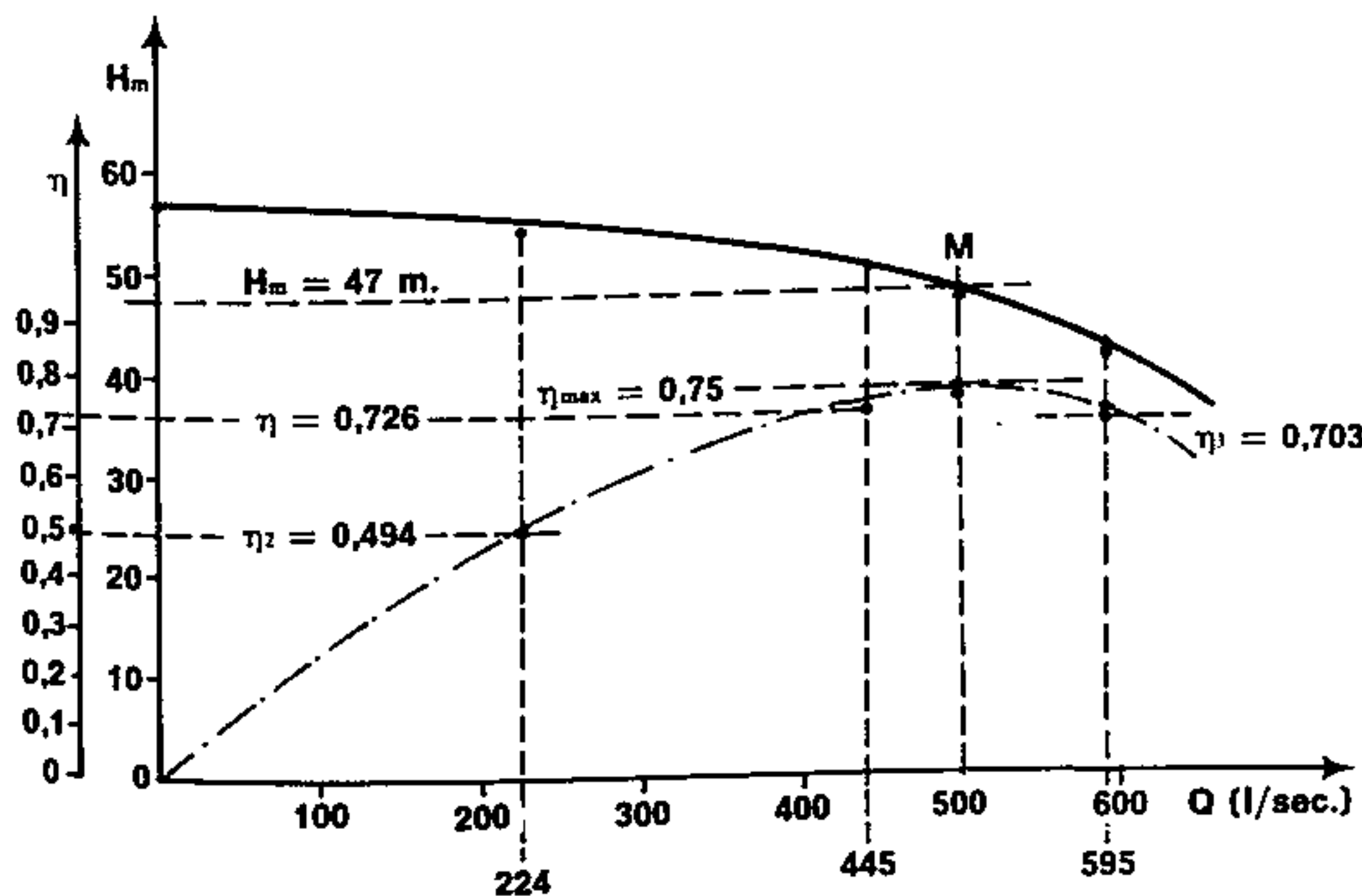


Fig. 9

In base a questi dati si determini il punto di funzionamento cui corrisponde il rendimento massimo.

La potenza erogata dal motore, può considerarsi coincidente con quella assorbita dalla pompa (N_a), mentre la potenza utile di essa si può calcolare disponendo dei valori di «Q» ed «H», trovati nei precedenti esercizi. Possiamo perciò calcolare:

a) punto 1)

$$N_{u1} = \gamma Q_1 H_{1m} = 0$$

b) punto 2)

$$N_{u2} = \gamma Q_2 H_{2m} = 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,224 \cdot 54 \cong 118\,600 \text{ W} = 118,6 \text{ kW}$$

c) punto 3)

$$N_{u3} = \gamma Q_3 H_{3m} = 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,595 \cdot 41 \cong 239\,000 \text{ W} = 239 \text{ kW}$$

I singoli rendimenti risultano pertanto:

$$\eta_1 = \frac{0}{24} = 0$$

$$\eta_2 = \frac{118,6}{240} \cong 0,494$$

$$\eta_3 = \frac{239}{340} \cong 0,703$$

per cui, tenendo conto anche del rendimento determinato nell'esercizio n. 10 si può tracciare la curva (Q, η) riportata in fig. 9. Da questa si ricava che il punto di funzionamento cui corrisponde il massimo rendimento, ha le coordinate:

$$Q = 500 \text{ l/s} \quad H_m = 47 \text{ m}$$

ESERCIZIO N. 12 a)

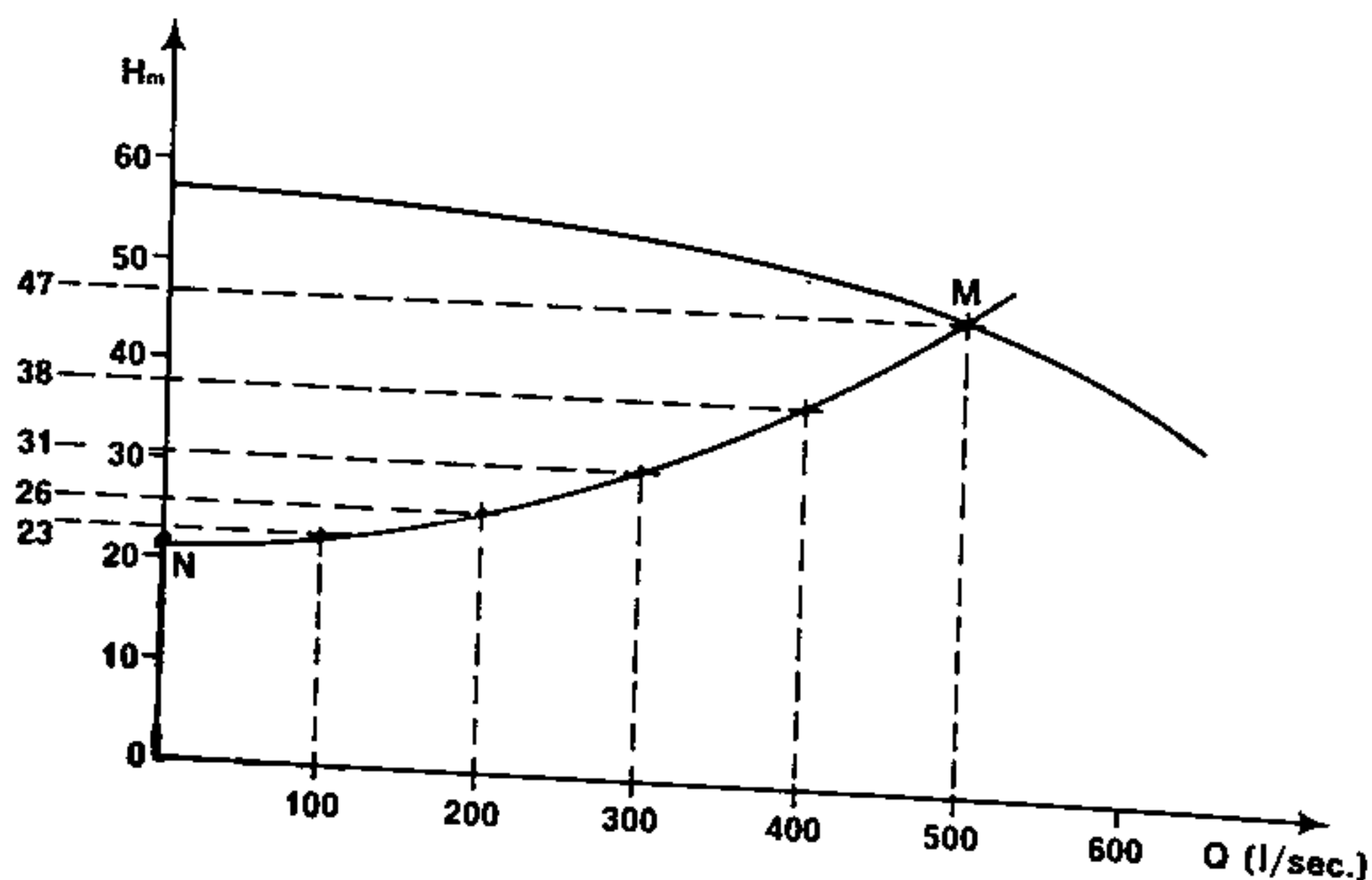
Calcolare la potenza assorbita dalla pompa dell'esercizio n. 11 a) rilevandone il rendimento dalla curva caratteristica.

(Soluzione $N_a \cong 226 \text{ kW}$)

ESERCIZIO N. 12 b)

La pompa centrifuga citata nell'esercizio n. 12 funziona con un rendimento del 65%. Si determini la portata erogata, la prevalenza fornita e la potenza assorbita dalla macchina.

(Soluzione: $Q \cong 350 \text{ l/s}$; $H \cong 53 \text{ m}$; $N_a \cong 280 \text{ kW}$)



ESERCIZIO N. 13

Tracciare la caratteristica della tubazione riferita alla pompa dell'esercizio N. 12 il cui punto di funzionamento è rappresentato da M. Nell'effettuare il calcolo si supponga che la prevalenza geodetica della pompa sia $H_g = 22 \text{ m}$.

La curva caratteristica della tubazione è una parabola poiché dipende dall'entità delle perdite di carico, funzione, a loro volta, della portata Q; la curva incontra l'asse verticale in un punto di ordinata:

$$H = H_g$$

e, per soddisfare le condizioni di massimo rendimento, deve intercettare la curva caratteristica della pompa nel punto di funzionamento M, cui corrispondono le prestazioni:

$$Q = 500 \text{ l/s} \quad H = 47 \text{ m}$$

Ciò premesso, scritta l'equazione generica di una parabola:

$$H = aQ^2 + b$$

in cui «a» e «b» sono due coefficienti numerici, tale equazione dovrà essere soddisfatta sia nel punto M, in cui:

$$Q = 500 \quad H = 47$$

sia nel punto N, dove:

$$Q = 0 \quad H = H_g = 22$$

in base a tali condizioni, potremo determinare i valori delle due costanti «a» e «b»; nel punto N, deve essere:

$$22 = a \cdot 0^2 + b$$

e da questa si ricava:

$$b = 22$$

L'equazione della parabola riferita al punto M è invece:

$$47 = a \cdot 500^2 + b$$

e ponendo in essa il valore di «b» già calcolato:

$$47 = a \cdot 500^2 + 22$$

si ottiene:

$$a \cong \frac{1}{10\,000} \cong 1 \cdot 10^{-4}$$

Ne segue che l'equazione della parabola cercata, è:

$$H = 1 \cdot 10^{-4} Q + 22$$

Fig. 10

Il tracciamento della curva avviene, come di consueto, per punti, assumendo un valore di « Q » e ricavando il conseguente valore di « H ».

Si ottiene:

per	Q = 0 l/s	H = 22 m
per	Q = 100 l/s	H = 23 m
per	Q = 200 l/s	H = 26 m
per	Q = 300 l/s	H = 31 m
per	Q = 400 l/s	H = 38 m
per	Q = 500 l/s	H = 47 m

e la parabola assume l'aspetto di fig. 10.

ESERCIZIO N. 14

La pompa dell'esercizio n. 12, funziona nelle condizioni di massimo rendimento, quando, per una improvvisa variazione della frequenza di rete, il suo regime di rotazione aumenta del 10%. Si determini il nuovo punto di funzionamento, e si stabilisca se il motore elettrico che la aziona, è in condizione di sopportare, senza pregiudizio, il conseguente sovraccarico.

Nelle condizioni di massimo rendimento, rilevate dalla fig. 9 dell'esercizio n. 12, la pompa offre le seguenti prestazioni:

$$Q = 500 \text{ l/s} \quad H_m = 47 \text{ m c.a.}$$

per cui la sua potenza utile è:

$$N_u = \gamma Q H_m = 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,5 \cdot 47 \cong 230\,000 \text{ W} = 230 \text{ kW}$$

Da questa, e dal valore del rendimento massimo dedotto dalla curva di fig. ($\eta_{max} \cong 0,75$) possiamo ricavare la potenza assorbita, che coincide con quella erogata dal motore:

$$N_a = \frac{N_u}{\eta_{max}} = \frac{230}{0,75} \cong 307 \text{ kW}$$

indicando con « n » il regime di rotazione normale, e con « n' » il nuovo regime conseguente all'aumento della frequenza, è:

$$n' = 1,1 n$$

ed anche:

$$\frac{n'}{n} = \frac{1,1 n}{n} = 1,1$$

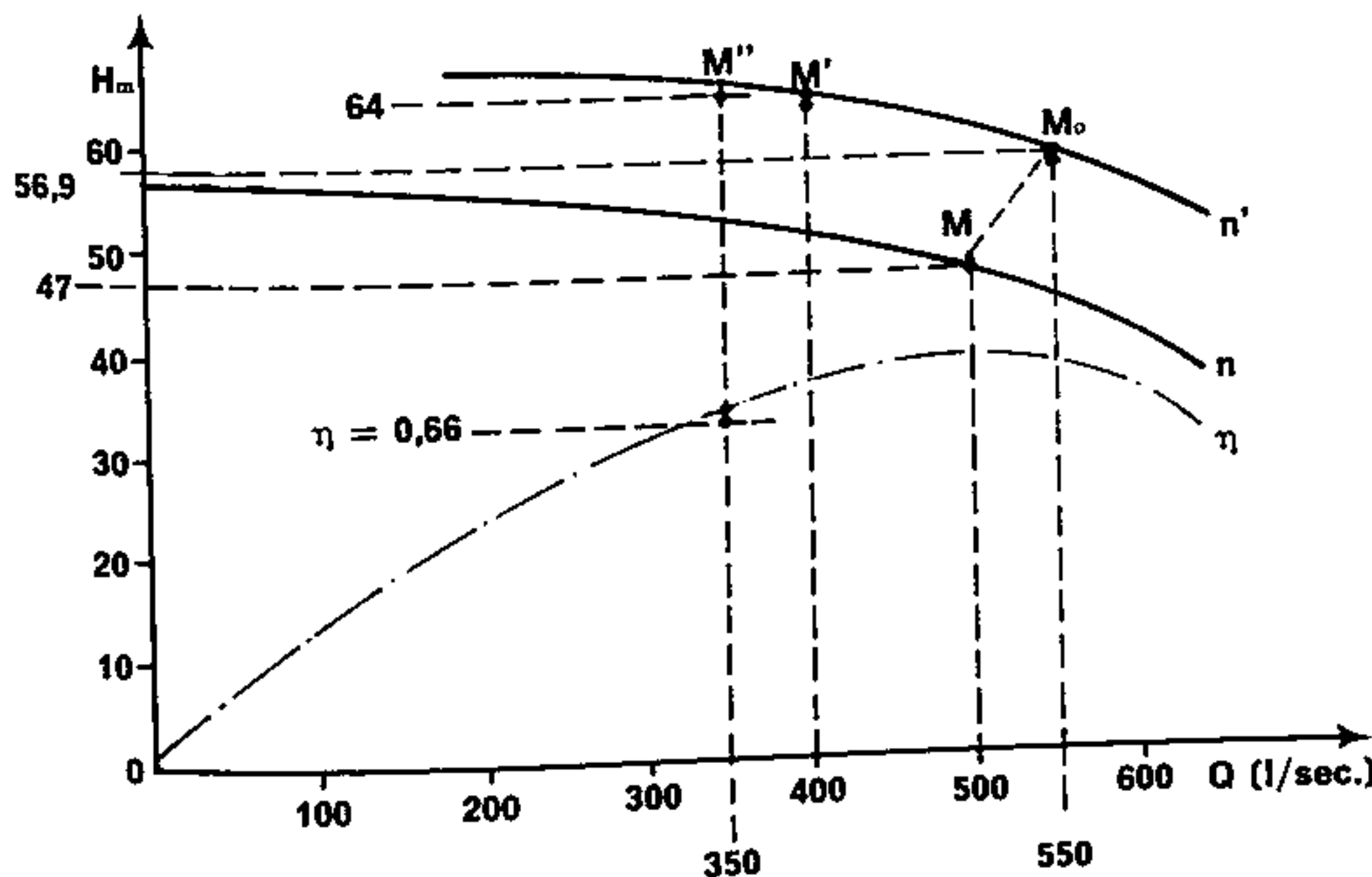


Fig. 11

Per la legge di affinità, il nuovo valore (Q') della portata risulta:

$$Q' = Q \cdot 1,1 = 500 \cdot 1,1 = 550 \text{ l/s}$$

la nuova prevalenza diviene:

$$H'_m = H_m \cdot 1,1^2 = 47 \cdot 1,21 \cong 56,9 \text{ m c.a.}$$

ed infine la nuova potenza utile della pompa:

$$N'_u = N_u \cdot 1,1^3 = 230 \cdot 1,331 \cong 307 \text{ kW}$$

Supponendo — il che non è rigorosamente esatto — che il rendimento della pompa non vari, il motore dovrà erogare una potenza:

$$N' = \frac{N'_u}{\eta_{max}} = \frac{307}{0,75} \cong 408 \text{ kW}$$

il che non è compatibile con l'integrità della motrice, in special modo se il periodo di funzionamento anomalo è piuttosto lungo. Il sovraccarico (s) del motore è infatti:

$$s = \frac{408 - 307}{307} = \frac{101}{307} = 0,33$$

cioè il 33% come, del resto, era facile prevedere.

ESERCIZIO N. 14 a)

Con riferimento all'esercizio precedente, determinare un nuovo punto di funzionamento della pompa, in modo che il sovraccarico del motore non superi il 10% della potenza normalmente erogata. Tracciare inoltre la nuova curva caratteristica e calcolare la perdita percentuale (ε) di rendimento conseguente alla variazione del punto di funzionamento.

(Soluzione: vedi fig. 11; nel punto M'': Q'' = 350 l/s; H''m = 64 m η'' = 0,66; ε% = - 12%)

ESERCIZIO N. 15

Un oleodotto ad asse orizzontale lungo complessivamente 25 km, deve convogliare 180 000 kg all'ora di nafta grezza (ρ = 920 kg/m³) con velocità non superiore ad 1 m/s. Lungo l'oleodotto sono disposte ad intervalli regolari, delle stazioni di pompaggio ove sono installate delle pompe centrifughe, tutte eguali, le cui curve caratteristiche sono riportate in fig. 12. Tenendo presente che le pompe devono funzionare nelle condizioni di massimo

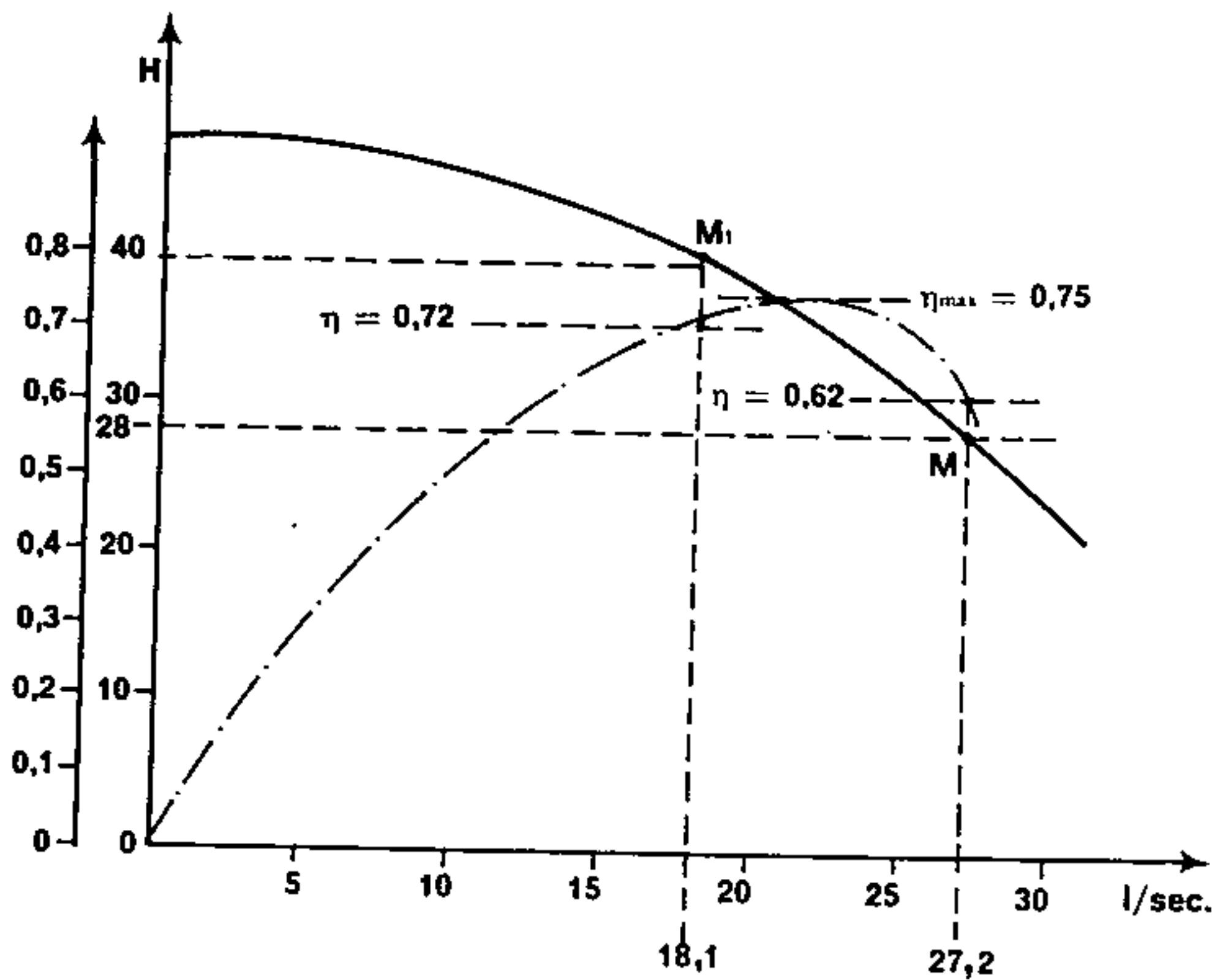


Fig. 12

rendimento e che ciascuna di esse comporta una perdita di carico $\sum y_i = 0,8$ m dovuta alle valvole di intercettazione, si stabilisca:

- 1) il numero delle stazioni di pompaggio;
- 2) il numero di pompe di ciascuna stazione.

Dai dati riportati nel testo, non risulta che si debba superare alcun dislivello ($H_g = 0$) né vincere differenze di pressione ($p_A = p_B$); ne segue che la prevalenza fornita dalle pompe, dovrà essere tale da assorbire le perdite di carico continue ed accidentali:

$$H_m = Y + \sum y$$

tenendo conto che quelle accidentali (il cui valore è dato) dipendono dal numero (n) di stazioni installate. Sarà perciò:

$$H_m = Y + n \sum y_i$$

ciò premesso calcoliamo la portata volumetrica della condotta:

$$Q = \frac{G}{3600 \rho} = \frac{180000}{3600 \cdot 920} \cong 0,0544 \text{ m}^3/\text{s}$$

e da un esame della curva caratteristica rileviamo che non è conveniente installare in ogni stazione due sole pompe (con portata $Q' = 0,0272 \text{ m}^3/\text{s}$) poiché il loro punto di funzionamento (M) non offre il massimo rendimento. Installando invece tre pompe per ogni stazione, ognuna di esse dovrà fornire una portata:

$$Q_i = \frac{Q}{3} = \frac{0,0544}{3} \cong 0,0181 \text{ m}^3/\text{s}$$

ed il punto di funzionamento si sposta allora sulla curva caratteristica nel punto M_1 cui corrisponde un maggior rendimento ed una maggiore prevalenza, il che ci permette di diminuire il numero delle stazioni.

In queste ipotesi, avremo per ciascuna pompa:

$$Q_i = 0,0181 \text{ m}^3/\text{s} \quad H_i = 40 \text{ m}$$

e pertanto, calcolata la prevalenza totale necessaria, basterà dividerla per la prevalenza di ciascuna pompa per ottenere il numero di stazioni necessario.

La sezione della condotta, vale:

$$A = \frac{Q}{V} = \frac{0,0544}{1} \cong 0,0544 \text{ m}^2$$

ed il suo diametro:

$$d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0544}{3,14}} \cong 0,264 \text{ m}$$

che arrotonderemo a 26 cm, con un lieve aumento della velocità. Calcolato il coefficiente « β » della formula di Darcy:

$$\beta = 0,00164 + \frac{0,000042}{0,26} = 0,0018$$

e le perdite di carico continue:

$$Y = \beta \frac{Q^2}{d^5} L = 0,0018 \frac{0,0544^2}{0,26^5} 25000 \cong 112 \text{ m di c.a.}$$

la prevalenza totale risulta:

$$H_m = Y + n \sum y_i = n H_i$$

se con « n » indichiamo il numero delle stazioni, in cui ogni pompa fornisce una prevalenza « H_i » e comporta una perdita di carico « $\sum y_i$ ».

Si ottiene:

$$n H_i = Y + n \sum y_i$$

e da questa:

$$n = \frac{Y}{H_i - \sum y_i}$$

Con i dati numerici già stabiliti, si trova:

$$n = \frac{112}{40 - 0,8} = \frac{112}{39,2} \cong 2,86$$

valore che, evidentemente, dovrà essere arrotondato a tre. Occorre perciò installare tre stazioni di pompaggio, ciascuna equipaggiata con tre pompe eguali.

Ogni pompa è caratterizzata dalle seguenti prestazioni:

$$Q_i = 0,0181 \text{ m}^3/\text{s} \quad H_i = 40 \text{ m c.a.}$$

con un rendimento del 72%; per cui la potenza complessivamente assorbita è:

$$N_a = 9 \cdot 9,07 \cong 81,7 \text{ kW}$$

ESERCIZIO N. 15 a)

Valutare la convenienza economica dell'installazione determinata nell'esercizio precedente, rispetto alla soluzione che prevede due sole pompe per ogni stazione di pompaggio. Calcolare le prestazioni delle pompe in quest'ultima ipotesi e determinare la potenza complessivamente assorbita dall'impianto.

Soluzione: con due pompe per stazione (vedi fig. 12):

$$Q_i \cong 0,0272 \text{ m}^3/\text{s} \quad H_i \cong 28 \text{ m} \quad \eta' \cong 0,62$$

necessitano 5 stazioni per un totale di 10 pompe. Potenza complessivamente assorbita: $N'_a \cong 110,7 \text{ kW}$.

ESERCIZIO N. 16

Una pompa centrifuga monostadio, ha una girante del diametro (esterno) di 40 cm e ruota a 3000 giri/min con una velocità relativa di efflusso di 80 m/s. Supponendo che gli angoli caratteristici di uscita valgano rispettivamente $\alpha_2 = 65^\circ$ e $\beta_2 = 15^\circ$, si calcoli la prevalenza (H) fornita dalla pompa.

L'equazione di Eulero (128):

$$\frac{H}{\eta_i} = \frac{1}{g} (c_2 u_2 \cos \alpha_2 - c_1 u_1 \cos \alpha_1)$$

nell'ipotesi che il fluido penetri nella girante secondo la direzione radiale, diviene:

$$\frac{H}{\eta_i} = \frac{1}{g} c_2 u_2 \cos \alpha_2 \quad (*)$$

per cui è possibile calcolare il valore di «H» una volta noti i valori di « c_2 », « u_2 » ed « η_i ». Per quanto concerne quest'ultimo, non esiste una possibilità di calcolo, per cui è necessario fissarne un probabile valore deducendolo da precedenti esperienze consimili o da opportune tabelle; riterremo perciò:

$$\eta_i = 0,82$$

La velocità periferica (u_2) si ricava facilmente dalla nota formula cinematica:

$$u_2 = \frac{2\pi r n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,2 \cdot 3000}{60} \cong 62,8 \text{ m/s}$$

mentre per il calcolo della velocità assoluta di efflusso (c_2) bisogna ricorrere al teorema di Carnot applicato al triangolo delle velocità di uscita:

$$c_2^2 = v_2^2 + u_2^2 - 2v_2 u_2 \cos 15^\circ$$

che, con i dati numerici noti, diviene:

$$c_2^2 = 80^2 + 62,8^2 - 2 \cdot 80 \cdot 62,8 \cdot 0,966 = 650 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

e pertanto:

$$c_2 = \sqrt{650} \cong 25,5 \text{ m/s}$$

Ciò premesso, dalla (*) si ricava:

$$H = \frac{0,82 \cdot 25,5 \cdot 62,8 \cdot 0,422}{9,81} \cong 56,5 \text{ m}$$

ESERCIZIO N. 16 a)

Calcolare la velocità di efflusso del fluido uscente da una pompa centrifuga, la cui girante compie 2800 giri/min ed ha il diametro di 36 cm. La prevalenza fornita dalla pompa è di 40 m con un rendimento idraulico di 0,84, e l'angolo α_2 può ritenersi intorno al 70° .

(Soluzione: $c_2 \cong 25,9 \text{ m/s}$)

ESERCIZIO N. 16 b)

Una pompa centrifuga monostadio che fornisce una prevalenza di 24 m al regime di 3600 giri/min ha la girante con diametro esterno di 38 cm. Ritenendo che la velocità assoluta di efflusso sia di 13 m/s e stimando $\alpha_2 = 72^\circ$, si calcoli il rendimento idraulico della pompa.

(Soluzione: $\eta_i \cong 0,818$)

ESERCIZIO N. 17

Eeguire il dimensionamento di massima di una pompa centrifuga atta a fornire le seguenti prestazioni:

$$Q = 40 \text{ l/s} \quad H = 30 \text{ m}$$

elaborando acqua dolce al regime di 1500 giri/min.

Occorre innanzitutto calcolare la potenza utile della macchina; nel sistema tecnico:

$$N_u = \frac{\gamma Q H}{75} = \frac{1000 \cdot 0,04 \cdot 30}{75} \cong 16 \text{ CV}$$

per risalire, da essa, al numero di giri caratteristico il cui valore ci consente di individuare il tipo di pompa da adottare:

$$n_c = \frac{n}{H} \cdot \frac{\sqrt{N}}{\sqrt{H}} = \frac{1500}{30} \cdot \frac{\sqrt{16}}{\sqrt{40}} \cong 80$$

La pompa è del tipo centrifugo lento monostadio con girante molto schiacciata come è facile rilevare dalla fig. 109 del testo. Ciò premesso, valutiamo la portata teorica che la pompa dovrebbe fornire:

$$Q_t = \frac{Q}{\eta_v}$$

assumendo un plausibile valore del rendimento volumetrico; dagli esempi riportati nel testo supponiamo $\eta_v = 0,92$ e calcoliamo perciò:

$$Q_t = \frac{40}{0,92} \cong 43,5 \text{ l/s}$$

procedendo successivamente alla determinazione delle principali caratteristiche costruttive della pompa:

a) **Calcolo del diametro di imbocco (D_1)**
 Dall'equazione della portata:

$$Q_t = \mu \frac{\pi D_1^2}{4} c_0$$

fissando:

« c_0 » (velocità di arrivo) 3 m/s;
 « μ » (coefficiente di riduzione della sezione) 0,8

ne segue:

$$D_1 = \sqrt{\frac{4Q_t}{\mu \pi c_0}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0435}{0,8 \cdot 3,14 \cdot 3}} \cong 0,152 \text{ m}$$

che arrotonderemo a 16 cm.

b) **Numero delle pale (i)**

Dalla relazione empirica:

$$i = 18 + 20 \sqrt[3]{D_1}$$

si ottiene:

$$l = 18 \sqrt[3]{0,16} \cong 9 \text{ pale}$$

c) Diametro di ingresso (D_0)

Trattandosi di una pompa di tipo centrifugo, si può ritenere:

$$D_0 \cong D_1 = 16 \text{ cm}$$

d) Calcolo della velocità di ingresso (c_1)

Ritenendo che sia:

$$c_1 = \frac{c_0}{\mu'}$$

e fissando $\mu' = 0,83$, si ottiene:

$$c_1 = \frac{3}{0,83} \cong 3,6 \text{ m/s}$$

e) Calcolo della velocità periferica (u_1) al diametro interno.
Dalla nota formula cinematica:

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}$$

si ottiene con i dati numerici del testo:

$$u_1 = \frac{3,14 \cdot 0,16 \cdot 1500}{60} \cong 12,56 \text{ m/s}$$

f) Determinazione del triangolo delle velocità all'ingresso.

Poiché tale triangolo è rettangolo (essendo « c_1 » radiale), è facile calcolare la velocità relativa di ingresso:

$$v_1 = \sqrt{u_1^2 + c_1^2} = \sqrt{12,56^2 + 3,6^2} \cong 13,1 \text{ m/s}$$

e l'angolo « β_1 » la cui tangente vale:

$$\text{tg } \beta_1 = \frac{c_1}{u_1} = \frac{3,6}{12,56} \cong 0,286$$

ricavando infine dalle tavole trigonometriche:

$$\beta_1 \cong 16^\circ$$

g) Altezza delle pale nella sezione di ingresso (b_1)

Per soddisfare l'equazione della portata:

$$Q_t = \mu' \pi D_1 b_1 c_1$$

fissato $\mu' = 0,84$, l'altezza della palettatura (b_1) deve essere:

$$b_1 = \frac{Q_t}{\mu' \pi D_1 c_1} = \frac{0,0435}{0,84 \cdot 3,14 \cdot 0,16 \cdot 3,6} \cong 0,0286 \text{ m}$$

che potremo ragionevolmente arrotondare a 3 cm.

h) Diametro esterno della girante (D_2)

Dato il tipo di pompa prescelto, il diametro esterno e quello interno sono legati fra loro dalla relazione:

$$\frac{D_1}{D_2} = m$$

in cui il rapporto « m » vale mediamente $0,4 \div 0,5$; si ottiene perciò:

$$D_2 = \frac{D_1}{m} = \frac{16}{0,5} = 32 \text{ cm}$$

i) Velocità periferica di uscita (u_2)
Noto il diametro (D_2) ed il numero di giri/min compiuti dalla girante:

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,32 \cdot 1500}{60} \cong 25 \text{ m/s}$$

velocità piuttosto bassa come avevamo previsto in base al valore del numero di giri caratteristico.

l) Velocità assoluta di uscita (c_2)

Dalla formula di Eulero scritta in forma ridotta:

$$\frac{H}{\eta_i} = \frac{1}{g} c_2 u_2 \cos \alpha_2$$

si ricava:

$$c_2 = \frac{gH}{\eta_i u_2 \cos \alpha_2}$$

fissando opportunamente un valore plausibile del rendimento idraulico ($\eta_i = 0,81$) e l'angolo di uscita « α_2 »; ritenendo che sia:

$$\alpha_2 = 30$$

si ottiene:

$$c_2 = \frac{9,8 \cdot 30}{0,81 \cdot 25 \cdot 0,866} \cong 16,7 \text{ m/s}$$

valore relativamente alto in relazione alla prevalenza piuttosto limitata.

m) Altezza della palettatura all'uscita (b)

Occorre determinare dapprima la velocità meridiana:

$$c_m = c_2 \sin \alpha_2 = 16,7 \cdot 0,5 \cong 8,37 \text{ m/s}$$

per poter soddisfare l'equazione della portata:

$$Q_t = \pi D_2 b c_m$$

dalla quale si ricava:

$$b = \frac{Q_t}{\pi D_2 c_m} = \frac{0,0435}{3,14 \cdot 0,32 \cdot 8,37} \cong 0,0052 \text{ m}$$

pari cioè a 0,52 cm. Con tale grandezza il dimensionamento della girante può ritenersi concluso.

ESERCIZIO N. 17 a)

Una pompa centrifuga deve fornire le seguenti prestazioni

$$Q = 60 \text{ l/s} \quad H = 40 \text{ m c.l.}$$

elaborando olio minerale ($\rho = 0,84 \text{ kg/dm}^3$) al regime di 3000 giri/min. Assumendo opportunamente i dati mancanti nel testo, determinare:

- Il numero di giri caratteristico (n_c);
- Il tipo di pompa;
- Il diametro di imbocco (D_1);
- Il diametro di ingresso (D_0);

(Soluzione: $n_c \cong 154$; pompa centrifuga monoruota; $D_1 = 17 \text{ cm}$; $D_0 = 17 \text{ cm}$).

↳ N. 17 b)

Con riferimento all'esercizio precedente, si determini il triangolo delle velocità all'ingresso della pompa.

(Soluzione: $c_1 \cong 3,8$ m/s; $u_1 \cong 26,7$ m/s; $v_1 \cong 27$ m/s; $\beta_1 = 8^\circ$)

ESERCIZIO N. 17 c)

Con riferimento agli esercizi n. 17 a) e 17 b), si calcoli l'altezza della palettatura in corrispondenza dei diametri di ingresso e di uscita della girante, assumendo con il dovuto criterio i dati mancanti nel testo.

(Soluzione: $b_1 = 4$ cm; $\alpha_2 = 45^\circ$ (fissato); $c_2 \cong 12,85$ m/s; $c_m = 9,06$ m/s; $b = 0,67$ cm)

ESERCIZIO N. 18

Una pompa ad eccentrico deve inviare 8 l/s di nafta combustibile ($\rho = 0,9$ kg/dm³) con una prevalenza di 6 m ruotando a 600 giri/min. Eseguire il dimensionamento di massima della pompa e calcolarne la potenza utile.

a) La portata effettiva erogata dalla pompa si esprime con la relazione (151):

$$Q = \eta_v \pi (r_2^2 - r_1^2) L \frac{n}{60}$$

che allo stato attuale non consente la soluzione del problema in quanto in essa figurano tre incognite; scriveremo perciò:

$$Q = \eta_v \pi r_1^2 \left(\frac{r_2^2}{r_1^2} - 1 \right) L \frac{n}{60}$$

e fisseremo:

$$\frac{r_2}{r_1} = m = 1,2$$

ottenendo:

$$Q = \eta_v \pi r_1^2 (m^2 - 1) L \frac{n}{60}$$

Stabilito inoltre un plausibile valore del rendimento volumetrico:

$$\eta_v = 0,8$$

e fissato, in prima approssimazione, un valore della lunghezza «L»:

$$L = 8 \text{ cm}$$

si ricava:

$$r_1 = \sqrt{\frac{60Q}{\eta_v \pi (m^2 - 1) L n}}$$

e con i dati numerici:

$$r_1 = \sqrt{\frac{60 \cdot 8}{0,8 \cdot 3,14 (1,44 - 1) 0,8 \cdot 600}} \cong \sqrt{0,905} \cong \cong 0,95 \text{ dm} = 9,5 \text{ cm}$$

È facile adesso ricavare:

$$r_2 = m r_1 = 1,2 \cdot 9,5 \cong 11,4 \text{ cm}$$

e la pompa risulta ben proporzionata.

b) La sua potenza utile è:

$$N_u = 900 \cdot 9,81 \cdot 0,006 \cdot 6 \cong 318 \text{ W}$$

ESERCIZIO N. 18 a)

In una pompa a lamelle, la cassa ha il diametro di 16 cm ed è lunga 12 cm mentre il diametro del rotore è di 14 cm. Ritenendo che essa ruoti a 900 giri/min e che il rendimento volumetrico si aggiri sul 75%, si calcoli la portata effettivamente erogata (Q).

(Soluzione: $Q \cong 6,36$ l/s)

ESERCIZIO N. 18 b)

Una pompa ad ingranaggi funziona al regime di 1500 giri/min ed è composta da due ruote dentate eguali aventi diametro primitivo 8 cm, modulo 6 mm con una larghezza di 4 cm. Calcolare la portata erogata dalla pompa ritenendo $\eta_v = 0,82$.

(Soluzione: $Q \cong 2,66$ l/s)

ESERCIZIO N. 19

Una ruota a cassette solleva 0,5 m³/s di acqua superando un dislivello di 4 m; la ruota ha il diametro di 5 m ed è munita di 16 cassette, ciascuna delle quali può contenere 40 litri di liquido. Si calcoli il numero di giri/min compiuti dalla ruota e la potenza richiesta per il suo azionamento.

a) Dalla formula (153) della portata fornita:

$$Q = \eta_v z q \frac{n}{60}$$

è facile ricavare il valore di «n»:

$$n = \frac{60Q}{\eta_v z q}$$

una volta fissato il rendimento volumetrico della macchina; tenendo conto che le cassette versano buona parte dell'acqua raccolta, è ragionevole fissare:

$$\eta_v = 0,75$$

per cui:

$$n = \frac{60 \cdot 500}{0,75 \cdot 16 \cdot 40} \cong 62,5 \text{ giri/min}$$

b) Ritenendo che il rendimento globale della macchina valga mediamente 0,6, la potenza assorbita vale:

$$N_a = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 0,5 \cdot 4}{0,6} \cong 32700 \text{ W} (\cong 44,5 \text{ CV})$$

ESERCIZIO N. 19 a)

Una noria a secchi ad asse verticale è composta da una catena con 20 recipienti che si avvolge parzialmente su un tamburo la cui velocità angolare è di 6 rad/s; ritenendo che ogni recipiente abbia la capacità di 30 l ed offra un coefficiente di riempimento pari a 0,6, si calcoli la portata fornita dalla macchina.

(Soluzione: $Q \cong 344$ l/s)

ESERCIZIO N. 19 b)

La noria dell'esercizio precedente è adesso del tipo a dischi; il diametro dei dischi è di 22 cm e quello del tamburo motore è di 1 m.

Calcolare la portata assumendo $\eta_v = 0,7$.

(Soluzione: $Q \cong 80$ l/s)

ESERCIZIO N. 20

Si vuole installare un impianto idroelettrico ad acqua fluente, utilizzando quella di un fiume avente una pendenza media del 4%. Si calcoli la lunghezza da assegnare al canale derivatore (la cui pendenza è dell'1%) in modo da poter utilizzare un salto geodetico di 100 m.

Supponendo che il fiume ed il canale derivatore scorrano paralleli (fig. 13) fra i due letti si crea, dopo un certo tratto, un dislivello tanto maggiore quanto più lungo è il canale.

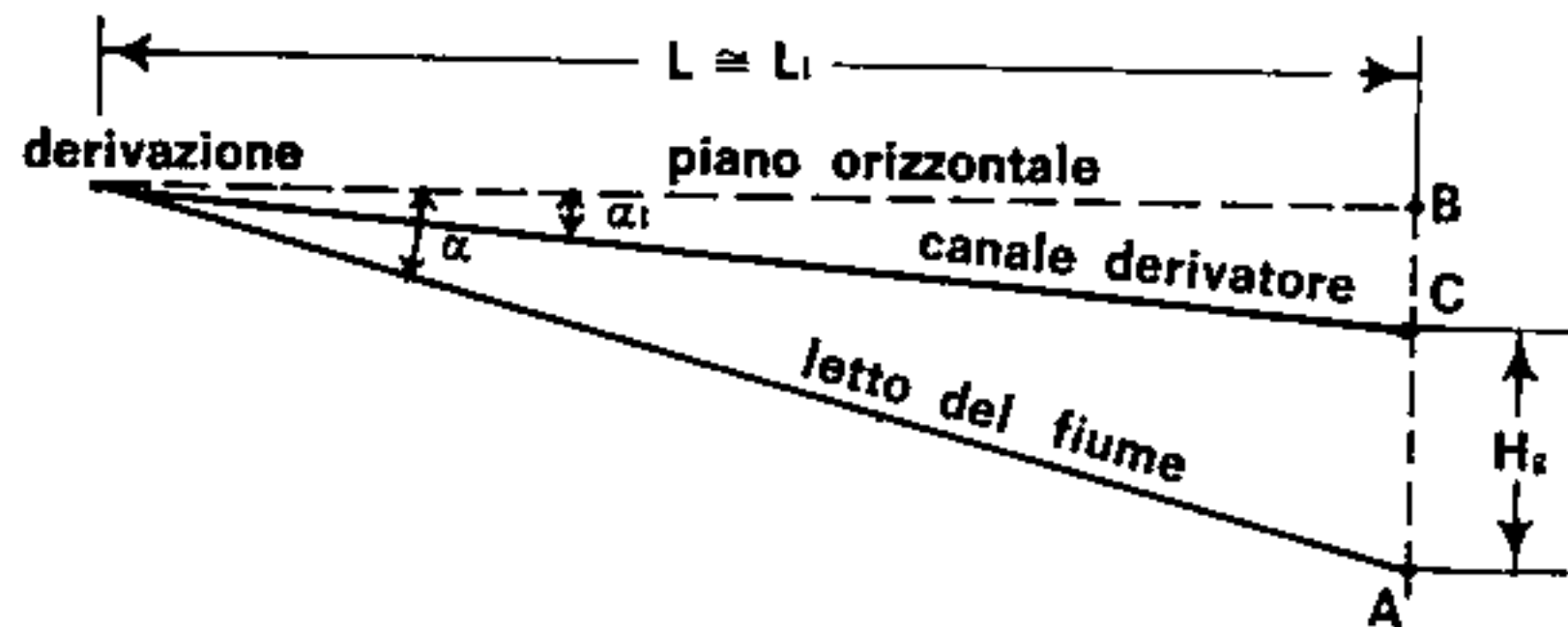


Fig. 13

Indicando perciò con «L» la lunghezza del fiume dal punto di derivazione fino alla centrale, con «L₁» la corrispondente lunghezza del canale, con «l» ed «l₁» le rispettive pendenze, potremo scrivere:

$$H_g = AB - BC$$

ed essendo:

$$\begin{aligned} AB &= \operatorname{tg} \alpha L = lL \\ BC &= \operatorname{tg} \alpha_1 L_1 = l_1 L_1 \end{aligned}$$

ne segue:

$$H_g = lL - l_1 L_1$$

Potendo infine ritenere — con buona approssimazione — che sia:

$$L_1 = L$$

si ottiene:

$$H_g = L(l - l_1)$$

e da questa:

$$L = \frac{H_g}{l - l_1} = \frac{100}{0,04 - 0,001} \cong 2560 \text{ m}$$

cioè poco più di 2,5 km.

ESERCIZIO N. 21

Nell'impianto dell'esercizio n. 20, vengono installate cinque turbine capaci di erogare una potenza utile complessiva di 6000 CV.

Se le macchine hanno un rendimento $\eta = 0,8$ e sono alimentate con due condotte forzate, inclinate di 30° sulla verticale, si calcoli il salto netto utilizzabile.

Il salto netto «H» è la differenza fra il dislivello geodetico «H_g» precedentemente determinato e le perdite di carico entro le condotte forzate, funzione della portata e del diametro delle condotte stesse; è chiaro pertanto che dovremo procedere per tentativi non conoscendo il valore della portata e non essendo in grado di ricavarlo dai dati del problema. Supponiamo che sia $Y = 7 \text{ m}$, per cui:

$$H = H_g - Y = 100 - 7 = 93 \text{ m}$$

Se la potenza utile complessiva è di 6000 CV, ogni turbina deve erogare:

$$N_{ei} = \frac{6000}{5} = 1200 \text{ CV}$$

e perciò la potenza disponibile per ogni turbina è:

$$N_{ti} = \frac{N_{ei}}{\eta} = \frac{1200}{0,8} = 1500 \text{ CV}$$

Da questa possiamo ricavare la portata di una turbina:

$$Q_i = \frac{75 N_{ti}}{\gamma H} = \frac{75 \cdot 1500}{1000 \cdot 93} \cong 1,21 \text{ m}^3/\text{s}$$

la portata totale «Q»:

$$Q = 5Q_i = 5 \cdot 1,21 \cong 6,05 \text{ m}^3/\text{s}$$

e la portata di ogni condotta forzata:

$$Q' = \frac{Q}{2} = \frac{6,05}{2} = 3,025 \text{ m}^3/\text{s}$$

Se limitiamo la velocità dell'acqua nelle condotte al valore $v = 6 \text{ m/s}$, la sezione della condotta è:

$$A = \frac{Q}{v} = \frac{3,025}{6} \cong 0,5 \text{ m}^2$$

e da questa si risale al diametro:

$$d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,5}{3,14}} \cong 0,796 \text{ m}$$

che arrotonderemo a $d = 0,8 \text{ m}$.

Possiamo adesso controllare se l'ipotesi avanzata all'inizio ($Y = 7 \text{ m}$) è attendibile; valutato il coefficiente « β » = 0,0018 e calcolata la lunghezza (L) delle condotte:

$$L = \frac{H_g}{\cos 30^\circ} = \frac{100}{0,866} \cong 115,5 \text{ m}$$

le perdite di carico continue valgono:

$$Y = \beta \frac{Q^2}{d^5} L = 0,0018 \frac{3,05^2}{0,8^5} 115,5 \cong 7,95 \text{ m}$$

valore abbastanza attendibile ma suscettibile tuttavia di ulteriore approssimazione qualora si intendano eseguire calcoli molto precisi.

Si può perciò ritenere che il salto netto valga:

$$H = 100 - 8 = 92 \text{ m}$$

ESERCIZIO N. 21 a)

Con riferimento all'esercizio precedente, calcolare il rendimento delle condotte (η_c) e quello globale dell'impianto (η_g).

(Soluzione: $\eta_c \cong 0,92$; $\eta_g \cong 0,736$)

ESERCIZIO N. 22

Calcolare il rendimento totale di una turbina idraulica che eroga 1200 kW utilizzando un dislivello geodetico di 200 m ed una portata di 0,8 m³/s. La condotta (di diametro $d = 50 \text{ cm}$) è lunga complessivamente 260 m, e le perdite di carico accidentali si aggirano sul valore $\Sigma y \cong 2,9 \text{ m}$.

Calcolato il valore del coefficiente « β »:

$$\beta = 0,00164 + \frac{0,000042}{0,5} \cong 0,0017$$

e le perdite di carico continue:

$$Y = 0,0017 \frac{0,8^2}{0,5^5} 260 \cong 9 \text{ m}$$

si valuta il salto netto (H):

$$H = H_g - Y - \Sigma y = 200 - 9 - 2,9 = 188,1 \text{ m}$$

ed infine la potenza disponibile per la turbina:

$$N_t = \gamma Q H = 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,8 \cdot 188,1 \cong 1476000 \text{ W} = 1476 \text{ kW}$$

il rendimento della macchina risulta pertanto:

$$\eta = \frac{N_e}{N_t} = \frac{1200}{1476} \cong 0,81$$

ESERCIZIO N. 22 a)

Calcolare il rendimento globale dell'impianto (η_g) illustrato nell'esercizio precedente, e risalire da tale dato al rendimento della turbina già calcolato in precedenza (η).

(Soluzione: $\eta_g \cong 0,753$; $\eta \cong 0,81$)

ESERCIZIO N. 22 b)

Un impianto idroelettrico sfrutta un dislivello geodetico di 260 m sviluppando una potenza complessiva di 2000 kW con un rendimento globale del 74%, alimentando la turbina con un'unica condotta forzata lunga 300 m ed avente il diametro di 0,5 m. Calcolare il rendimento della condotta (η_c) e quello della motrice (η).

(Soluzione: $\eta_c \cong 0,917$; $\eta \cong 0,807$)

ESERCIZIO N. 23

Una turbina Pelton avente un diametro medio di 1 m, alimentata da un solo distributore il cui getto ha un diametro di 6 cm, ruota al regime di 600 giri/min soddisfacendo alle condizioni di massimo rendimento imposte dal due aforismi idraulici. Ritenendo che il rendimento della macchina sia $\eta = 0,82$, si calcoli la potenza erogata.

Si tratta di determinare la potenza utile, la cui espressione:

$$N_e = \gamma Q H \eta$$

richiede il calcolo preventivo della portata «Q» e del salto netto «H». Calcoliamo perciò la velocità periferica con la nota formula della cinematica:

$$u = \frac{\pi D n}{60} = \frac{3,14 \cdot 1 \cdot 600}{60} \cong 31,4 \text{ m/s}$$

e da questa risaliamo alla velocità di efflusso (c_1) dal bocchello tenendo conto che, per soddisfare gli aforismi idraulici, deve essere:

$$u = (0,46 \div 0,48) c_1$$

per cui, assunto il valore minimo del coefficiente:

$$c_1 = \frac{u}{0,46} = \frac{31,4}{0,46} \cong 68,3 \text{ m/s}$$

essendo « c_1 » funzione del salto netto «H»:

$$c_1 = \varphi \sqrt{2gH}$$

si deduce:

$$H = \frac{c_1^2}{2g\varphi^2} = \frac{68,3^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,96^2} \cong 258 \text{ m}$$

Per il calcolo della portata «Q», è possibile usare la relazione:

$$Q = A c_1$$

in cui «A» rappresenta l'area della sezione contratta dal getto, in cui è noto il diametro; ne segue:

$$A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,06^2}{4} \cong 0,00283 \text{ m}^2$$

e pertanto:

$$Q = 0,00283 \cdot 68,3 \cong 0,193 \text{ m}^3/\text{s}$$

per cui la potenza erogata dalla motrice, vale:

$$N_e = 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,193 \cdot 258 \cdot 0,82 \cong 400000 \text{ W} = 400 \text{ kW} \\ (\cong 545 \text{ CV})$$

ESERCIZIO N. 23 a)

Mediante il calcolo del numero di giri caratteristico, si verifichi se un solo distributore è adatto ad alimentare la turbina dell'esercizio n. 23, e si calcoli il valore della coppia motrice da essa prodotta.

(Soluzione: $n_c \cong 13,55$; 1 getto; $M \cong 6380 \text{ N m}$)

ESERCIZIO 23 b)

Una turbina idraulica utilizza un dislivello geodetico di 400 m ed una portata di 0,3 m³/s al regime di 1500 giri/min. Calcolare la potenza utile della macchina (N_e) il numero di giri caratteristico (n_c) e stabilire il tipo di turbina. Ritenere che il rendimento della condotta sia del 92% e quello globale dell'impianto si aggiri sul 76%:

(Soluzione: $N_e \cong 895 \text{ kW}$ (1216 CV); $n_c \cong 32,3$; Pelton a 2 ÷ 3 getti)

ESERCIZIO N. 24

Eseguire il dimensionamento di massima di una turbina Pelton che utilizza un dislivello geodetico di 500 m sviluppando una potenza continua di 3800 kW al regime di 750 giri/min. Assumere con il dovuto criterio i dati mancanti nel testo.

È bene procedere innanzitutto al calcolo del numero di giri caratteristico onde stabilire approssimativamente il numero di getti che dovranno alimentare la turbina; per effettuare tale calcolo occorre però determinare il salto netto (H), il che comporta la valutazione delle perdite di carico lungo la condotta, perdite che dipendono dalla portata, tutt'ora incognita. Il problema pertanto è indeterminato e può essere risolto per tentativi in due modi diversi:

- 1) Fissare un ragionevole valore delle perdite di carico (Y), ricavare il salto netto (H) e procedere fino a valutare la portata effluente; da questa si potrà risalire alle perdite effettive e controllare se esse corrispondono a quelle prefissate.
- 2) Ricorrere alla relazione approssimata (180) il che comporta l'ipotesi che il rendimento globale valga 0,75; dalla (180) si risale alla portata (Q) e da questa alle perdite di carico reali che ci consentono di verificare l'esattezza della previsione.

Per la risoluzione del problema attuale ricorremo al secondo

metodo in quanto il primo è stato già illustrato nell'esercizio n. 21. Dalla relazione approssimata:

$$N_{e(CV)} \cong 10QH_g$$

dopo aver convertito in CV la potenza erogata:

$$N_e = 3800 \cdot 1,36 \cong 5170 \text{ CV}$$

si ricava la portata effluente:

$$Q = \frac{N_e}{10H_g} = \frac{5170}{10 \cdot 500} \cong 1,03 \text{ m}^3/\text{s}$$

e da questa si risale alle perdite di carico dopo aver stabilito un conveniente diametro della condotta forzata; limitando, a tale scopo, la velocità dell'acqua entro la condotta:

$$v \leq 5 \text{ m/s}$$

dall'equazione della portata si ricava:

$$A = \frac{Q}{v} = \frac{1,03}{5} \cong 0,206 \text{ m}^2$$

e ne segue un diametro:

$$D_c = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,206}{3,14}} \cong 0,513 \text{ m}$$

che potremo arrotondare a 0,5 m per semplificare i successivi calcoli. Con tale diametro, e ritenendo che la condotta sia lunga circa 600 m, si perviene alla perdita di carico:

$$Y = \beta \frac{Q^2}{D_c^5} L = 0,002 \frac{1,03^2}{0,5^5} 600 \cong 40,7 \text{ m}$$

la cui entità ci consente di calcolare il rendimento della condotta:

$$\eta_c = \frac{H}{H_g} = \frac{H_g - Y - \sum y}{H_g}$$

Ritenendo che sia $\sum y \cong 1,3 \text{ m}$, ne segue:

$$\eta_c = \frac{500 - 40,7 - 1,3}{500} = \frac{458}{500} \cong 0,916$$

ed essendo:

$$\eta_g = \eta_c \eta$$

fissando opportunamente $\eta = 0,82$:

$$\eta_g = 0,916 \cdot 0,82 = 0,752$$

si ottiene un valore del rendimento globale perfettamente compatibile con quello prefissato. Ciò consente di confermare l'esattezza della portata calcolata, del salto netto e del diametro assegnato alla condotta. Possiamo perciò calcolare il numero di giri caratteristico:

$$n_c = \frac{n}{H} \cdot \frac{\sqrt{N}}{\sqrt[4]{H}} = \frac{750}{458} \cdot \frac{\sqrt{5170}}{\sqrt[4]{458}} \cong 25,3$$

e dedurre, in prima approssimazione, che la turbina sarà corredata da 2 o 3 ugelli. Ritenendo di installare 3 ugelli, la portata che attraversa ciascuno di essi vale:

$$Q_0 = \frac{Q}{3} = \frac{1,03}{3} \cong 0,344 \text{ m}^3/\text{s}$$

ed il proporzionamento della macchina viene impostato su tale valore.

a) **Velocità di efflusso dal distributore (c_1)**

Fissato il coefficiente riduttore:

$$\varphi = 0,96$$

si ottiene:

$$c_1 = \varphi \sqrt{2gH} = 0,96 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 458} \cong 91 \text{ m/s}$$

b) **Area della sezione del getto (a_c):**

$$a_c = \frac{Q_0}{c_1} = \frac{0,344}{91} \cong 0,00378 \text{ m}^2$$

c) **Diametro del getto (d):**

$$d = \sqrt{\frac{4a_c}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00378}{3,14}} \cong 0,0694 \text{ m}$$

che possiamo arrotondare a 7 cm (0,07 m).

d) **Velocità periferica della turbina (u):**

$$u = 0,46 \sqrt{2 \cdot 9,8 \cdot 458} \cong 43,6 \text{ m/s}$$

e) **Diametro medio della turbina (D_m):**

$$D_m = \frac{60u}{\pi n} = \frac{60 \cdot 43,6}{3,14 \cdot 750} \cong 1,11 \text{ m}$$

A questo punto possiamo controllare se la motrice risulta ben proporzionata; ricavato il valore del rapporto:

$$m = \frac{D_m}{d} = \frac{1,11}{0,07} \cong 15,9$$

si deduce che il procedimento seguito per il calcolo ha dato buoni risultati, in quanto è noto che il rapporto «m» deve soddisfare le limitazioni:

$$12 < m < 18$$

Possiamo perciò procedere al dimensionamento della pala con le formule empiriche (208):

$$\text{larghezza della pala} \quad a = 3d = 3 \cdot 0,07 \cong 0,21 \text{ m}$$

$$\text{lunghezza della pala} \quad b = 2,6d = 2,6 \cdot 0,07 \cong 0,182 \text{ m}$$

$$\text{profondità della pala} \quad c = 1,1d = 1,1 \cdot 0,07 \cong 0,077 \text{ m}$$

ESERCIZIO N. 25

Si deve installare una turbina idraulica atta ad azionare un alternatore con 8 coppie di poli, per la produzione di corrente elettrica con frequenza di 50 Hz. La coppia richiesta è di 4500 kgfm ed il salto netto è di 320 m. Si determini il tipo di turbina da installare e le sue caratteristiche principali.

Il numero di giri/min dell'alternatore (e quindi della turbina) si ricava dalla relazione:

$$n = \frac{60f}{p} = \frac{60 \cdot 50}{8} \cong 375 \text{ giri/min}$$

e da questa si risale alla potenza necessaria dalla:

$$M_{(\text{kgfm})} = 716,2 \frac{N_{(\text{CV})}}{n}$$

Ricavando N, si ottiene:

$$N = \frac{Mn}{716,2} = \frac{4500 \cdot 375}{716,2} \cong 2360 \text{ CV}$$

Le caratteristiche calcolate ci consentono di determinare il

valore del numero di giri caratteristico:

$$n_c = \frac{n}{H} \cdot \frac{\sqrt{N}}{\sqrt[4]{H}} = \frac{375}{320} \cdot \frac{\sqrt{2360}}{\sqrt[4]{320}} \cong 13,4$$

dal quale si deduce (vedere tabella n. 13) che la turbina sarà del tipo Pelton con distributore unico.

Trattandosi di una Pelton, potremo ritenere che, in condizioni di funzionamento ideali, il suo rendimento sia $\eta = 0,82$, per cui si può determinare la potenza teorica disponibile:

$$N_t = \frac{N}{\eta} = \frac{2360}{0,82} \cong 2880 \text{ CV}$$

e da essa risalire alla portata:

$$Q = \frac{75N}{\gamma H} = \frac{75 \cdot 2880}{1000 \cdot 320} \cong 0,675 \text{ m}^3/\text{s}$$

ESERCIZIO N. 25 a)

Calcolare il diametro dell'ugello (d) ed il diametro medio (D_m) della turbina Pelton citata nell'esercizio precedente e controllare il proporzionamento della macchina. Assumere opportunamente i dati mancanti e supporre comunque soddisfatte le condizioni di massimo rendimento.

(Soluzione: $d \cong 10,6 \text{ cm}$; $D_m \cong 1,85 \text{ m}$; $m \cong 17,4$)

ESERCIZIO N. 25 b)

La turbina dell'esercizio n. 25 deve sviluppare 3600 CV anziché 2880 come si afferma nell'esercizio citato; supponendo invariati gli altri elementi di calcolo (salto e numero di giri al minuto) si determini il numero di ugelli necessario, il loro diametro, il diametro medio della macchina ed il valore del rapporto « m ».

(Soluzione: $i = 2$ getti; $d \cong 8,4 \text{ cm}$; $D \cong 1,85 \text{ m}$; $m \cong 22$)

ESERCIZIO N. 26

Determinare il tipo e le principali caratteristiche di funzionamento di una turbina che deve erogare una potenza di 1600 CV al regime di 375 giri/min utilizzando un salto netto di 36 m.

L'eseguità del salto ci fa pensare immediatamente ad una turbina a reazione, ma per una maggior precisione di calcolo, è meglio valutare l'entità del numero di giri caratteristico:

$$n_c = \frac{n}{H} \cdot \frac{\sqrt{N}}{\sqrt[4]{H}} = \frac{375}{36} \cdot \frac{\sqrt{1600}}{\sqrt[4]{36}} \cong 170$$

Dalla tabella n. 13 si rileva che ad un tale valore di « n_c » corrisponde una turbina a reazione del tipo Francis veloce avente un grado di reazione variabile fra 0,5 e 0,6.

Ponendo:

$$G = 0,5 \quad \eta_i = 0,92$$

dalla formula (198) si ricava il valore della velocità di efflusso dal distributore:

$$c_1 = \sqrt{2g\eta_i H(1-G)} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 0,92 \cdot 36(1-0,5)} \cong 18 \text{ m/s}$$

e poi la velocità periferica di massimo rendimento:

$$u = \frac{g\eta_i H}{c_1 \cos \alpha_1} = \frac{9,81 \cdot 0,92 \cdot 36}{18 \cdot 0,9} \cong 20 \text{ m/s}$$

avendo prefissato $\alpha_1 = 25^\circ$ e di conseguenza:

$$\cos \alpha_1 \cong 0,9$$

Si può risalire infine al diametro di ingresso (D) (1):

$$D = \frac{60u}{\pi n} = \frac{60 \cdot 20}{3,14 \cdot 375} \cong 1,02 \text{ m}$$

rimandando gli ulteriori calcoli agli esercizi seguenti.

ESERCIZIO N. 26 a)

Determinare il grado di reazione (G) di una turbina idraulica che utilizza un salto netto di 50 m al regime di 300 giri/min. Il diametro di ingresso della girante è di 1,6 m ed il rendimento idraulico si aggira sul 90%. Assumere l'angolo di ingresso $\alpha_1 = 30^\circ$.

(Soluzione: $G \cong 0,53$)

ESERCIZIO N. 26 b)

Una turbina idraulica con grado di reazione pari a 0,5 è provvista di una girante del diametro di 1,30 m e ruota a 360 giri/min. Assumendo opportunamente i dati mancanti, si calcoli il salto netto (H) utilizzato dalla motrice.

(Soluzione: $H \cong 54,5 \text{ m}$)

ESERCIZIO N. 27

Eeguire il dimensionamento di massima di una turbina a reazione atta ad azionare, tramite collegamento diretto, un alternatore con 6 coppie di poli (frequenza 50 Hz) che deve erogare una potenza elettrica di 3700 kW. Ritenere che il salto netto disponibile sia di 81 m, ed assumere con opportuno criterio i dati mancanti nel testo.

Rileviamo subito come la conoscenza del salto netto (H) semplifichi notevolmente la soluzione del problema, evitando i numerosi tentativi necessari per accertare l'entità delle perdite di carico entro le condotte di adduzione alla motrice (cfr. esercizio n. 24).

Possiamo perciò calcolare immediatamente il numero di giri caratteristico, dopo aver rilevato che il numero di giri/min compiuti dalla motrice è uguale a quello dell'alternatore; dai dati del testo si ricava:

$$n = \frac{60f}{p} = \frac{60 \cdot 50}{6} = 500 \text{ giri/min}$$

e dopo aver effettuato la consueta conversione:

$$N_e = 3700 \cdot 1,36 \cong 5030 \text{ CV}$$

si ottiene il valore di « n_c »:

$$n_c = \frac{n}{H} \cdot \frac{\sqrt{N}}{\sqrt[4]{H}} = \frac{500}{81} \cdot \frac{\sqrt{5030}}{\sqrt[4]{81}} \cong 146$$

che comporta una scelta ben precisa; dalla fig. 221 del testo si rileva infatti che la girante sarà di tipo centripeto con ingresso quasi radiale e scarico assiale; i diametri di ingresso e di uscita saranno poco diversi fra loro, ed il grado di reazione dovrà aggirarsi intorno al valore 0,5.

Ciò premesso, calcoliamo la velocità di efflusso del liquido dal distributore, dopo aver fissato $\eta_i = 0,88$:

$$c_1 = \sqrt{2\eta_i g H(1-G)} = \sqrt{2 \cdot 9,8 \cdot 0,88 \cdot 81(1-0,5)} \cong 26,4 \text{ m/s}$$

e la velocità periferica (u_1) cui corrisponde il massimo rendimento della macchina:

1. Tale dimensione viene, più propriamente, definita « diametro nominale ».

$$u_1 = \frac{g\eta_i H}{c_1 \cos \alpha_1}$$

per la quale occorre stabilire preventivamente un ragionevole valore dell'angolo di ingresso « α_1 »; stimando:

$$\alpha_1 \cong 30^\circ$$

risulta:

$$u_1 = \frac{9,8 \cdot 0,88 \cdot 81}{26,4 \cdot 0,866} \cong 30,5 \text{ m/s}$$

e di conseguenza:

$$D = \frac{60u_1}{\pi n} = \frac{60 \cdot 30,5}{3,14 \cdot 500} \cong 1,167 \text{ m} = 116,7 \text{ cm}$$

È possibile adesso passare al calcolo delle principali dimensioni del distributore; il suo diametro interno (D_0) vale:

$$D_0 = D + 2\sigma = 1,167 + 2 \cdot 0,003 \cong 1,173 \text{ m}$$

avendo previsto un gioco (σ) di circa 3 mm fra la girante ed il distributore stesso. Per quanto concerne il numero delle pale, dalla tabella n. 14, si rileva che per una turbina di questo tipo ($n_c = 146$) con un diametro di poco più di 1 m, si può assumere:

— numero delle pale del distributore $z_0 = 18$

— numero delle pale della girante $z = 20$

per cui, detta « b_0 » l'altezza delle pale ed « a_0 » la larghezza (normale all'asse) di ciascun condotto, per soddisfare l'equazione di continuità entro i singoli passaggi del distributore, deve essere:

$$\frac{Q}{z_0} = \mu a_0 b_0 c_1 \quad (*)$$

ricavando il valore di « Q » dalla formula della potenza:

$$Q = \frac{75 \cdot 5030}{1000 \cdot 0,8 \cdot 81} \cong 5,85 \text{ m}^3/\text{s}$$

e quello di « a_0 » dalla distanza fra pala e pala, (p_0) secondo la

formula:

$$a_0 = p_0 \sin \alpha_1 - s_0$$

in cui « s_0 » rappresenta lo spessore di una singola pala. Ritenendo che sia $s_0 = 10 \text{ mm}$ e valutato:

$$p_0 = \frac{\pi D_0}{z_0} = \frac{3,14 \cdot 1,173}{18} \cong 0,204 \text{ m} = 204 \text{ mm}$$

si calcola:

$$a_0 = 204 \cdot 0,5 - 10 = 92 \text{ mm} = 0,092 \text{ m}$$

e dalla (*) si ricava:

$$b_0 = \frac{Q}{\mu a_0 z_0 c_1}$$

ponendo in quest'ultima $\mu = 0,95$ si ottiene:

$$b_0 = \frac{5,85}{0,95 \cdot 0,092 \cdot 18 \cdot 26,4} = \frac{5,85}{41,5} \cong 0,14 \text{ m} = 14 \text{ cm}$$

Stabilita infine la dimensione radiale (l) del distributore:

$$l = 0,3D = 0,3 \cdot 1,167 \cong 0,35 \text{ m}$$

quest'ultimo è sufficientemente dimensionato, almeno nelle sue linee generali.

Per quanto concerne la girante, assunto il valore dell'altezza delle pale (b) eguale a quello del distributore:

$$b \cong b_0 = 14 \text{ cm}$$

le rimanenti dimensioni si ricavano dal diametro nominale (D) mediante i coefficienti di proporzionalità illustrati nella tabella n. 15:

$$\begin{aligned} D_1 &= 0,93 \cdot 1,167 \cong 1,085 \text{ m} \\ D_2 &= 0,92 \cdot 1,167 \cong 1,073 \text{ m} \\ D_3 &= 0,55 \cdot 1,167 \cong 0,642 \text{ m} \\ D_4 &= 0,93 \cdot 1,167 \cong 1,085 \text{ m} \end{aligned}$$

riferendosi, per la loro effettiva interpretazione, alla fig. 226 del testo.

Esercizi relativi ai generatori di vapore

ESERCIZIO N. 1

Calcolare il calore specifico medio di una sostanza, sapendo che 5 kg di essa, sono stati riscaldati da 50 °C a 80 °C mediante somministrazione di 40 kcal.

La soluzione del problema è immediata; ricordando che il calore somministrato alla sostanza si esprime con la relazione:

$$Q = mC(t_2 - t_1)$$

si ricava:

$$C = \frac{Q}{m(t_2 - t_1)}$$

e con i dati numerici:

$$C = \frac{40}{5(80 - 50)} \cong 0,266 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$$

Osservazione. Si noti che nella formula del calore scambiato le temperature sono state espresse in gradi centigradi anziché in gradi assoluti come è regola generale in tutti i calcoli di termologia e termodinamica; la sostituzione però è perfettamente lecita in tutte le formule nelle quali figurano differenze di temperature, in quanto il risultato numerico non subisce variazioni. **Sarebbe errore grave operare la stessa sostituzione laddove figurino rapporti o prodotti di temperature.**

ESERCIZIO N. 1 a)

Calcolare l'aumento di temperatura (Δt) subito da 4 l di nafta in seguito alla somministrazione di 85 kcal. Assumere la densità del liquido $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$ ed il calore specifico pari a 0,45 kcal/kg °C.

(Soluzione: $\Delta t \cong 52,5 \text{ }^\circ\text{C}$)

ESERCIZIO N. 2

Calcolare il contenuto termico del vapore d'acqua surriscaldato alla temperatura di 200 °C ed alla pressione effettiva di 7 ata.

Il contenuto termico del vapore (l_s) è la quantità di calore somministrata al fluido per riscaldarlo preventivamente da 0 °C fino alla temperatura di ebollizione, per vaporizzarlo ed infine per surriscaldarlo fino alla temperatura voluta; in forma analitica:

$$l_s = q + r + q_s$$

Determinata innanzitutto la pressione assoluta:

$$p_a = p_c + p_{atm} = 7 + 1 = 8 \text{ ata}$$

si ricava dalla tabella n. 18 il valore della temperatura di ebollizione dell'acqua a tale pressione:

$$t_e \cong 169,6 \text{ }^\circ\text{C}$$

e si valuta il calore di riscaldamento:

$$q \cong t_e = 169,6 \text{ kcal/kg}$$

Per il calcolo del calore latente di vaporizzazione si ricorre alla formula empirica del Regnault:

$$r = 606,5 - 0,695 \cdot 169,6 \cong 488,5 \text{ kcal/kg}$$

mentre il calore di surriscaldamento si esprime con una relazione del tipo:

$$q_s = C_{pm}(t_s - t_e)$$

ricavando il valore del calore specifico dalla tabella n. 20 in funzione dell'intervallo di temperatura; valutato pertanto:

$$C_{pm} \cong 0,561 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$$

si calcola:

$$q_s = 0,561(200 - 169,6) \cong 17,05 \text{ kcal/kg}$$

Risulta in definitiva:

$$l_s = 169,6 + 488,5 + 17,05 \cong 675,15 \text{ kcal/kg}$$

ESERCIZIO N. 2 a)

Calcolare la quantità di calore (Q) necessaria per ottenere 10 kg di vapore surriscaldato alla temperatura di 240 °C operando alla pressione costante di 10 ata e tenendo conto che all'inizio della trasformazione l'acqua si trova già alla temperatura di ebollizione.

(Soluzione: $Q \cong 5160 \text{ kcal} = 21600 \text{ kJ}$)

ESERCIZIO N. 2 b)

Si dispone di 2 kg di acqua alla temperatura di 100 °C che debbono essere parzialmente vaporizzati alle pressione costante di 3 ata; ritenendo che il titolo finale debba essere di 70%; si determini la quantità di calore (Q) necessaria per operare la trasformazione.

(Soluzione: $Q \cong 786 \text{ kcal} = 3290 \text{ kJ}$)

ESERCIZIO N. 3

Si abbia un kg di vapor d'acqua saturo umido sottoposto alla pressione di 5 ata; noto il suo contenuto termico ($l_v = 500$

kcal/kg) se ne calcoli il titolo (x).

Poiché il contenuto termico del vapore umido si esprime con la relazione:

$$l_v = q + rx$$

è facile ricavare da questa:

$$x = \frac{l_v - q}{r}$$

Con l'ausilio della consueta tabella si valuta la temperatura di ebollizione alla pressione di 5 ata ($t_e \cong 151,1$ °C) e da questa:

$$q \cong 151,1 \text{ kcal/kg}$$

inoltre:

$$r = 606,5 - 0,695 \cdot 151,1 \cong 501,5 \text{ kcal/kg}$$

per cui:

$$x = \frac{500 - 151,1}{501,5} \cong 0,696$$

ESERCIZIO N. 3 a)

Si raffreddano 2 kg di vapore saturo umido a titolo $x = 0,8$ mediante sottrazione di 200 kcal ed operando alla pressione costante di 4 ata. Calcolare il titolo assunto dal vapore in seguito al raffreddamento.

(Soluzione: $x_1 \cong 0,507$)

ESERCIZIO N. 3 b)

Calcolare la quantità di calore (Q) necessaria per condensare completamente e raffreddare successivamente fino a 30 °C, 6 kg di vapore saturo secco; la pressione di esercizio è di 5 ata.

(Soluzione: $Q \cong 3735 \text{ kcal} = 15635 \text{ kJ}$)

ESERCIZIO N. 4

Una caldaia cilindrica a grande volume d'acqua produce vapore alla pressione di 8 ata; in tali condizioni l'acqua presente nel collettore bolle alla temperatura costante di 170 °C. Nella camera di combustione, posta nell'interno del collettore, si sviluppano i fumi la cui temperatura può ritenersi intorno ai 1200 °C.

Si calcoli la temperatura interna (t'_1) ed esterna (t'_2) della lamiera che costituisce la camera di combustione.

Per risolvere il problema proposto, ricordiamo le tre espressioni del calore trasmesso:

— dai fumi alla parete esterna:

$$Q = A\theta h'(t_1 - t'_1) \quad (235)$$

— dalla parete esterna a quella interna:

$$Q = A\theta \frac{c}{s} (t'_1 - t'_2) \quad (236)$$

— dalla parete interna all'acqua:

$$Q = A\theta h''(t'_2 - t_2) \quad (237)$$

ed infine quella che esprime il calore trasmesso direttamente dai fumi all'acqua:

$$Q = A\theta K(t_1 - t_2) \quad (239)$$

Eguagliando la (235) e la (239):

$$A\theta h'(t_1 - t'_1) = A\theta K(t_1 - t_2)$$

e semplificando, si ottiene:

$$t_1 - t'_1 = \frac{K(t_1 - t_2)}{h'} \quad (*)$$

ed è facile ricavare il valore della temperatura t'_1 una volta stabiliti i valori dei coefficienti h' e K . Dalle tabelline riportate nel testo assumendo:

$$\begin{aligned} h' &= 30 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C} \\ h'' &= 5000 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C} \\ c &= 50 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C} \end{aligned}$$

e ritenendo che lo spessore della lamiera di separazione si aggiri intorno a 8 mm (0,008 m), si calcola:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{30} + \frac{0,008}{50} + \frac{1}{5000} \cong 0,03366$$

e quindi:

$$K = \frac{1}{0,03366} \cong 29,7 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

Dalla (*) si ottiene perciò:

$$t_1 - t'_1 = \frac{29,7(1200 - 170)}{30} \cong 1020 \text{ }^\circ\text{C}$$

e di conseguenza:

$$t'_1 = t_1 - 1020 = 1200 - 1020 = 180 \text{ }^\circ\text{C}$$

di poco superiore (10 °C) a quella dell'acqua.

In maniera del tutto analoga, eguagliando la (237) con la (239), si ottiene:

$$t'_2 - t_2 = \frac{K(t_1 - t_2)}{h''} = \frac{29,7(1200 - 170)}{5000} \cong 6,1 \text{ }^\circ\text{C}$$

e pertanto:

$$t'^s_2 = t_2 + 6,1 = 170 + 6,1 \cong 176,1 \text{ }^\circ\text{C}$$

ESERCIZIO N. 4 a)

Nella caldaia dell'esercizio precedente, i fumi trasmettono ogni ora 840 000 kcal all'acqua contenuta nel collettore. Usufruento degli elementi calcolati nell'esercizio n. 4, si determini la superficie della camera di combustione a contatto con il liquido.

(Soluzione: $S \cong 27,4 \text{ m}^2$)

ESERCIZIO N. 4 b)

Una caldaia cilindrica è corredata da due tubi-focolari lisci del diametro di 80 cm e lunghi 6 m, entro i quali si sviluppano prodotti di combustione alla temperatura di 1000 °C. Se la caldaia produce vapore alla temperatura di 150 °C, si calcoli la quantità di calore scambiata in 1 ora fra fumi ed acqua.

(Soluzione: $Q \cong 762 000 \text{ kcal/h}$)

ESERCIZIO N. 5

Una caldaia utilizza 800 kg/h di olio combustibile preventivamente riscaldato dalla temperatura ambiente ($t_1 = 20$ °C) fino a 90 °C per aumentarne la fluidità e la facilità di accensione; il preriscaldamento avviene in uno scambiatore a controcorrente

utilizzando vapore saturo umido a titolo $x = 0,9$ alla pressione di 3 ata, che cede il calore posseduto uscendo dall'apparecchio completamente condensato. Assumendo il calore specifico dell'olio combustibile pari a $0,46 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$, si determini la quantità oraria di vapore da immettere nello scambiatore.

Supponendo trascurabili le dispersioni di calore all'esterno, la quantità di calore ceduta dal vapore (Q_v) risulta eguale a quella assorbita dall'olio combustibile (Q_a), per cui dall'eguaglianza;

$$Q_v = Q_a$$

è facile risalire alla portata di vapore necessaria. Se con « G_v » indichiamo tale portata incognita, è:

$$Q_v = G_v r x$$

e se con « G_c » indichiamo la portata di olio combustibile (evidentemente pari al consumo orario della caldaia) è anche:

$$Q_a = G_c C (t_2 - t_1)$$

ed eguagliando:

$$G_v r x = G_c C (t_2 - t_1)$$

si ottiene:

$$G_v = \frac{G_c C (t_2 - t_1)}{r x}$$

Rilevata pertanto dalle tabelle la temperatura di ebollizione alla pressione di 3 ata ($t_e \cong 132,9^\circ\text{C}$), si calcola:

$$r = 606,5 - 0,695 \cdot 132,9 \cong 514 \text{ kcal/kg}$$

ed infine:

$$G_v = \frac{800 \cdot 0,46 (90 - 20)}{514 \cdot 0,9} \cong 54,2 \text{ kg/h}$$

ESERCIZIO N. 5 a)

Problema simile al precedente; è incognita la temperatura finale dell'olio combustibile (t_2) mentre è noto che la portata oraria di vapore (a titolo $x = 0,8$ e alla pressione di 4 ata) è di 60 kg/h. Fermi restando gli altri dati del problema precedente, si calcoli la temperatura assunta dall'olio combustibile all'uscita dello scambiatore.

(Soluzione: $t_2 \cong 86^\circ\text{C}$)

ESERCIZIO N. 5 b)

Calcolare la superficie complessiva dei tubi che compongono lo scambiatore citato nell'esercizio precedente. Assumere un coefficiente di trasmissione totale $K = 50 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$.

(Soluzione: $S \cong 5,4 \text{ m}^2$)

ESERCIZIO N. 6

Calcolare il potere calorifico superiore ed inferiore di un combustibile avente la seguente composizione chimica:

Carbonio	(C)	=	76%
Idrogeno	(H)	=	11%
Zolfo	(S)	=	2%
Ossigeno	(O)	=	4%
Umidità	(U)	=	4%
Ceneri e residui	(R)	=	3%
Totale			100%

Per il calcolo del potere calorifico superiore ci si avvale della formula (246) del par. 95:

$$P_{cs} = 8100 C + 34500 \left(H - \frac{O}{8} \right) + 2500 S$$

in cui la quantità dei singoli componenti devono essere espresse con il valore decimale corrispondente alla rispettiva percentuale; si ottiene:

$$P_{cs} = 8100 \cdot 0,76 + 34500 \left(0,11 - \frac{0,04}{8} \right) + 2500 \cdot 0,02 = \cong 9828 \text{ kcal/kg}$$

Da questo si deduce il potere calorifico inferiore:

$$P_{ci} = P_{cs} - 600(U + 9H)$$

con i dati numerici del testo:

$$P_{ci} = 9828 - 600(0,04 + 9 \cdot 0,11) = 9828 - 618 \cong 9210 \text{ kcal/kg}$$

Il potere calorifico inferiore può essere anche calcolato direttamente con la formula (248):

$$P_{ci} = 8100 C + 29000 \left(H - \frac{O}{8} \right) + 2500 S - 600 U$$

ottenendo:

$$P_{ci} = 8100 \cdot 0,76 + 29000 \left(0,11 - \frac{0,04}{8} \right) + 2500 \cdot 0,02 - 600 \cdot 0,04 = \cong 9227 \text{ kcal/kg}$$

ESERCIZIO N. 6 a)

Calcolare il potere calorifico superiore ed inferiore di un litantrace contenente carbonio (81%) idrogeno (6%) ossigeno (10%) e residui vari, con il 4% di umidità.

(Soluzione: $P_{cs} \cong 8590 \text{ kcal/kg}$; $P_{ci} \cong 8240 \text{ kcal/kg}$)

ESERCIZIO N. 6 b)

Un carbone di buona qualità ha un potere calorifico superiore di 8500 kcal/kg e contiene il 6% di umidità. Ritenendo che l'idrogeno sia presente nel combustibile con una percentuale del 4%, si calcoli il potere calorifico inferiore.

(Soluzione: $P_{ci} \cong 8250 \text{ kcal/kg}$)

ESERCIZIO N. 7

Una caldaia brucia 800 kg/h del combustibile citato nell'esercizio n. 6; si calcoli la portata (in m^3/s) del ventilatore adibito al tiraggio forzato.

Per ogni kg di combustibile è necessaria una quantità di aria teorica (251):

$$A_t = \frac{100}{23} \left(\frac{8}{3} C + 8H + S - O \right)$$

che, con i dati numerici, risulta:

$$A_t = \frac{100}{23} \left(\frac{8}{3} \cdot 0,76 + 8 \cdot 0,11 + 0,02 - 0,04 \right) \cong 12,56 \text{ kg/kg}$$

Dal valore del potere calorifico precedentemente determinato, si può dedurre (vedi tabella n. 26) che il combustibile in esame sia un olio di catrame piuttosto denso, tale da richiedere un eccesso d'aria (tabella n. 27):

$$e = 0,35 \div 0,50$$

Assumendo perciò il valore massimo previsto di « e », si calcola:

$$A_p = A_t(1 + e) = 12,56(1 + 0,5) \cong 18,85 \text{ kg/kg}$$

e se in un'ora si bruciano « G_c » kg di combustibile, il ventilatore deve elaborare nello stesso tempo una portata di aria (A'):

$$A' = G_c A_p = 800 \cdot 18,85 \cong 15080 \text{ kg/h}$$

e in un secondo:

$$A = \frac{A'}{3600} = \frac{15080}{3600} \cong 4,18 \text{ kg/s}$$

La portata in massa ora calcolata deve essere convertita in portata volumetrica (A_v) espressa in m^3/s ; ritenendo che la densità dell'aria in condizioni ambiente sia pari a $1,23 \text{ kg}/\text{m}^3$:

$$A_v = \frac{A}{\rho} = \frac{4,18}{1,23} \cong 3,41 \text{ m}^3/\text{s}$$

ESERCIZIO N. 7 a)

Calcolare l'aria teorica (A_t) e quella pratica (A_p) necessaria per bruciare 200 kg/h del combustibile citato nell'esercizio n. 6 a), ritenendo che esso abbia pezzatura media.

(Soluzione: $A_t \cong 2210 \text{ kg/h}$; $A_p \cong 3980 \text{ kg/h}$)

ESERCIZIO N. 7 b)

Calcolare la massa dei fumi (M_f) prodotti dalla combustione di 1 kg del combustibile citato nell'esercizio n. 6 a)

(Soluzione: $P_f \cong 20,9 \text{ kg/kg}$)

ESERCIZIO N. 8

La camera di combustione di una caldaia industriale è alimentata con carbone avente la seguente composizione chimica:

Carbonio	(C)	= 78%
Idrogeno	(H)	= 5%
Ossigeno	(O)	= 8%
Scorie e residui	(R)	= 5%
Umidità	(U)	= 4%

e funziona a tiraggio naturale.

Ritenendo ammissibile una perdita del 15% delle calorie disponibili, si calcoli la temperatura di combustione (t_c).

Calcoliamo innanzitutto il potere calorifico inferiore del combustibile:

$$P_{ci} = 8100 \cdot 0,78 + 29000 \left(0,05 - \frac{0,08}{8} \right) - 600 \cdot 0,04 \cong 7450 \text{ kcal/kg}$$

poi l'aria teorica necessaria per la combustione di 1 kg:

$$A_t = \frac{100}{23} \left(\frac{8}{3} \cdot 0,78 + 8 \cdot 0,05 - 0,08 \right) \cong 10,4 \text{ kg/kg}$$

ed infine l'aria pratica (A_p) supponendo necessario un forte eccesso, trattandosi di combustibile solido; fissato perciò:

$$e = 0,8$$

risulta:

$$A_p = A_t(1 + e) = 10,4(1 + 0,8) \cong 18,8 \text{ kg/kg}$$

Possiamo valutare adesso la massa dei fumi prodotti dalla combustione di 1 kg di carbone:

$$M_f = A_p + 1 = 18,8 + 1 \cong 19,8 \text{ kg/kg}$$

necessario per risolvere la relazione (253):

$$Q = M_f C_{fm} (t_c - t_0)$$

dalla quale ricaviamo:

$$t_c - t_0 = \frac{Q}{M_f C_{fm}}$$

ritenendo che sia:

$$Q = P_{ci} - 0,15P_{ci} = 7450 - 0,15 \cdot 7450 \cong 6330 \text{ kcal/kg}$$

Otteniamo:

$$t_c - t_0 = \frac{6330}{19,8 \cdot 0,25} \cong 1280^\circ\text{C}$$

ed infine, assunto un plausibile valore della temperatura ambiente ($t_0 = 30^\circ\text{C}$)

$$t_c = 1280 + 30 = 1310^\circ\text{C}$$

Il risultato ottenuto è forse un po' ottimistico in quanto il complesso delle perdite che si manifestano nella combustione del carbone provoca quasi sempre una riduzione delle calorie sviluppate, ben superiore al 15% previsto nel testo; dal punto di vista teorico tuttavia il risultato può ritenersi accettabile.

ESERCIZIO N. 8 a)

Nella caldaia dell'esercizio precedente si sostituisce il tiraggio naturale con quello forzato preriscaldando l'aria comburente fino a 150°C . Fermi restando gli altri dati del problema, si calcoli il nuovo valore assunto dalla temperatura di combustione.

(Soluzione: $t_c \cong 1430^\circ\text{C}$)

ESERCIZIO N. 8 b)

La caldaia dell'esercizio n. 8 viene alimentata con combustibile liquido anziché con carbone. Mantenendo inalterati gli altri dati del problema (anche se tale ipotesi può risultare assurda) si valuti la temperatura di combustione il cui valore è influenzato dall'eccesso d'aria (e).

(Soluzione: $t_c \cong 1650^\circ\text{C}$)

ESERCIZIO N. 9

Una caldaia industriale, funzionante a tiraggio naturale, è corredata da un camino alto 22 m; assumendo la temperatura dell'aria intorno a 15°C si calcoli quella dei fumi all'uscita del camino nell'ipotesi che la depressione prodotta dal tiraggio sia di 12 mm di c.a.

La depressione del focolare è legata all'altezza del camino (H) ed alle densità dell'aria e dei fumi, dalla relazione:

$$\Delta p = H(\rho_a - \rho_f)g$$

dalla quale possiamo ricavare:

$$\rho_a - \rho_f = \frac{\Delta p}{Hg}$$

e, se misuriamo « H » in m:

$$\rho_a - \rho_f = \frac{118}{22 \cdot 9,81} \cong 0,545$$

poiché 12 mm di c.a. corrispondono a 118 Pa.

Ricordando il valore di « ρ_a » rilevato nell'esercizio n. 7:

$$\rho_a \cong 1,23 \text{ kg/m}^3$$

si ottiene il valore della densità dei fumi alla temperatura (t_u) con cui lasciano il camino:

$$\rho_f = \rho_a - 0,545 = 1,225 - 0,545 \cong 0,68$$

Dalle tabelle riportate sui manuali si ricava la densità dei fumi a 0°C:

$$\rho_{f0} = 1,34 \text{ kg/m}^3$$

e ricordando che:

$$\rho_f = \rho_{f0} \frac{273}{T}$$

si ottiene:

$$T = \frac{\rho_{f0}}{\rho_f} 273 = \frac{1,34}{0,68} 273 \cong 538 \text{ K}$$

ovvero:

$$t_a = 538 - 273 = 265^\circ\text{C}$$

ESERCIZIO N. 9 a)

Una caldaia funzionante a tiraggio naturale è corredata da un camino alto 18 m; se i prodotti della combustione vengono espulsi alla temperatura di 300°C, si calcoli il valore della depressione prodotta dal tiraggio.

(Soluzione: $\Delta p \cong 10,7 \text{ mm c.a.}$)

ESERCIZIO N. 9 b)

Una caldaia funziona a tiraggio naturale fruendo di una depressione di 18 mm c.a. e scaricando i fumi all'atmosfera alla temperatura di 350°C. Calcolare l'altezza che deve avere il camino affinché sia realizzata la depressione voluta.

(Soluzione: $H \cong 28 \text{ m}$)

ESERCIZIO N. 10

Confrontare la potenzialità di due diversi generatori di vapore aventi le seguenti caratteristiche principali:

	Generatore 1)	Generatore 2)
Produzione di vapore (G_v)	15 000 kg/h	17 000 kg/h
Tipo di vapore	surriscaldato	surriscaldato
Temp. di surriscaldamento (t_s)	250°C	350°C
Temp. dell'acqua di alimento (t_a)	30°C	150°C
Temp. di ebollizione (t_e)	190,7°C	225°C
Pressione di esercizio (p_2)	12 ata	25 ata

Tenere inoltre presente che il secondo generatore è provvisto di un economizzatore che eleva di 75°C la temperatura dell'acqua prima che questa venga immessa nel collettore.

Date le caratteristiche molto diverse del vapore prodotto dai due generatori, è necessario fare ricorso al calcolo del « vapore normale » espresso dalla formula (265) del par. 100:

$$G'_v = \frac{G_v (I_v - I_a)}{640}$$

in cui:

« I_a » rappresenta il contenuto termico dell'acqua di alimento, pressoché coincidente con un numero di calorie eguale alla temperatura dell'acqua stessa.

« I_v » rappresenta il contenuto termico del vapore prodotto, che può essere espresso con una relazione del tipo:

$$I_v = q + r + C_{pm} (t_s - t_e)$$

ciò premesso, passiamo alla valutazione del vapore normale relativo al primo generatore:

— calore latente di vaporizzazione:

$$r_1 = 606,5 - 0,695 \cdot 190,7 \cong 474 \text{ kcal/kg}$$

— calore di riscaldamento:

$$q_1 \cong t_e \cong 190,7 \text{ kcal/kg}$$

— calore di surriscaldamento:

$$q_{s1} = C_{pm} (t_s - t_e) = 0,6(250 - 190) \cong 36 \text{ kcal/kg}$$

— contenuto termico del vapore prodotto:

$$I_{v1} = 190,7 + 474 + 36 \cong 700 \text{ kcal/kg}$$

— contenuto termico dell'acqua di alimento:

$$I_{a1} \cong t_a \cong 30 \text{ kcal/kg}$$

Ne segue pertanto:

$$G'_{v1} = \frac{15\,000(700 - 30)}{640} \cong 15\,700 \text{ kg/h}$$

in modo del tutto analogo possiamo calcolare per il secondo generatore:

$$r_2 = 606,5 - 0,695 \cdot 225 \cong 450 \text{ kcal/kg}$$

di conseguenza:

$$I_{v2} = 225 + 450 + 0,65(350 - 225) \cong 756 \text{ kcal/kg}$$

Tenendo presente che, per la presenza dell'economizzatore, la temperatura di ingresso dell'acqua entro il generatore vale:

$$t'_a = t_a - 75 = 150 - 75 = 75^\circ\text{C}$$

ne segue:

$$I_{a2} \cong t'_a \cong 75 \text{ kcal/kg}$$

e la produzione espressa in vapore normale risulta:

$$G'_{v2} = \frac{17\,000(756 - 75)}{640} \cong 18\,100 \text{ kg/h}$$

ESERCIZIO N. 10 a)

Un generatore è atto a produrre 10 000 kg/h di vapore normale; se esso viene alimentato con acqua a 100°C producendo vapore surriscaldato alla pressione di 20 ata e alla temperatura di 350°C, qual'è la sua potenzialità effettiva?

(Soluzione: $G_v \cong 9680 \text{ kg/h}$)

ESERCIZIO N. 10 b)

Il generatore dell'esercizio precedente ha una potenzialità effettiva di 9200 kg/h; fermi restando gli altri dati del problema, si calcoli la temperatura dell'acqua di alimento.

(Soluzione: $t_a \cong 66^\circ\text{C}$)

ESERCIZIO N. 11

Calcolare il rendimento dei due generatori citati nell'esercizio n.

10, tenendo conto dei diversi valori assunti dalle temperature dei fumi al camino in relazione alla presenza dell'economizzatore.

- a) Il primo generatore è sprovvisto di economizzatore per cui la temperatura dei fumi uscenti dal camino è condizionata da quella di ebollizione dell'acqua cui i fumi debbono cedere parte del calore posseduto. Poiché alla pressione di 12 ata, l'acqua bolle a 190,7°C, i fumi debbono conservare una temperatura superiore a tale valore per essere in condizione di realizzare la trasmissione del calore; stimando con sufficiente approssimazione:

$$t_u = 250^\circ\text{C}$$

è possibile valutare il rendimento del generatore con la relazione (264):

$$\eta_g = \frac{(1-n)[\varepsilon P_{ci} - M_f C_{fm}(t_u - t_0)]}{P_{ci}}$$

nella quale, in assenza di dati più precisi, potremo porre alcuni valori attendibili:

— massa dei fumi	M_f	$\cong 18 \text{ kg/kg}$
— coefficiente di dispersione	n	$\cong 0,04$
— rendimento del focolare	ε	$\cong 0,96$
— potere calorifico	P_{ci}	$\cong 8000 \text{ kcal/kg}$
— temperatura ambiente	t_0	$\cong 30^\circ\text{C}$

che non incidono sul risultato del problema in quanto identici per ambedue i generatori; risulta:

$$\eta_{g1} = \frac{(1-0,04)[0,96 \cdot 8000 - 18 \cdot 0,25(250 - 30)]}{8000} \cong 0,803$$

- b) Il secondo generatore è provvisto di un economizzatore atto a recuperare parte delle calorie contenute nei fumi che si avviano al camino, abbassandone ulteriormente la temperatura. Poiché entro l'economizzatore l'acqua viene preriscaldata da 75°C a 150°C è ragionevole supporre che, con la disposizione in controcorrente, la temperatura dei fumi al camino potrà scendere a 150°C e forse meno; assumendo perciò:

$$t_u \cong 150^\circ\text{C}$$

ed avvalendosi degli stessi elementi previsti per il primo generatore, ne segue:

$$\eta_{g2} = \frac{(1-0,04)[0,96 \cdot 8000 - 18 \cdot 0,25(150 - 30)]}{8000} \cong 0,855$$

con un aumento percentuale, rispetto al primo:

$$p\% = \frac{0,855 - 0,803}{0,803} 100 \cong 6,47\%$$

ESERCIZIO N. 11 a)

Calcolare i consumi orari (G_c) di combustibile ed i consumi specifici (C_s) dei due generatori citati nell'esercizio n. 10, tenendo conto degli elementi calcolati nell'esercizio precedente.

(Soluzione: $G_{c1} \cong 1562 \text{ kg/h}$; $G_{c2} \cong 1690 \text{ kg/h}$;

$C_{s1} \cong 0,104 \text{ kg/kg}$; $C_{s2} \cong 0,0995 \text{ kg/kg}$)

ESERCIZIO N. 11 b)

Calcolare la perdita al camino per calore sensibile rilevabile nella caldaia dell'esercizio n. 8, sapendo che i fumi vengono espulsi alla temperatura di 200°C e la temperatura ambiente vale mediamente $t_0 = 36^\circ\text{C}$.

(Soluzione: $Q_p \cong 812 \text{ kcal/kg}$)

ESERCIZIO N. 12

Un generatore funzionante alla pressione di 25 ata, produce 60 000 kg/h di vapore surriscaldato alla temperatura di 350°C bruciando combustibile liquido avente $P_{ci} = 9200 \text{ kcal/kg}$; il generatore ha un rendimento dell'82% ed è provvisto di un economizzatore in cui l'acqua di alimento entra a temperatura $t_a = 120^\circ\text{C}$ e ne esce a $t_c = 150^\circ\text{C}$. Calcolare:

- a) il consumo orario di combustibile;
b) la perdita per calore sensibile;
c) la temperatura dei fumi al camino

- a) Valutiamo innanzitutto il calore latente di vaporizzazione; poiché alla pressione di 26 ata corrisponde una temperatura di ebollizione di 225°C, è:

$$r = 606,5 - 0,695 \cdot 225 \cong 450 \text{ kcal/kg}$$

e di conseguenza:

$$l_v = 225 + 450 + 0,65(330 - 225) \cong 743 \text{ kcal/kg}$$

mentre possiamo ritenere, come di consueto:

$$l_a \cong 120 \text{ kcal/kg}$$

in quanto l'acqua di alimento viene immessa nell'economizzatore alla temperatura di 120°C, per essere preriscaldata fino a 150°C.

Ciò premesso, dalla relazione:

$$\eta_g = \frac{G_v(l_v - l_a)}{G_c P_{ci}}$$

ricaviamo il consumo orario di combustibile:

$$G_c = \frac{G_v(l_v - l_a)}{\eta_g P_{ci}} = \frac{60\,000(743 - 120)}{0,82 \cdot 9200} \cong 4960 \text{ kg/h}$$

- b) la perdita per calore sensibile (riferita ad 1 kg di combustibile bruciato) è data da:

$$Q_p = M_f C_{fm}(t_u - t_0)$$

ed incide notevolmente sul rendimento del generatore, la cui espressione è:

$$\eta_g = \frac{(1-n)[\varepsilon P_{ci} - M_f C_{fm}(t_u - t_0)]}{P_{ci}}$$

della quale, noto il valore del rendimento, ricaviamo:

$$M_f C_{fm}(t_u - t_0) = \varepsilon P_{ci} - \frac{\eta_g P_{ci}}{1-n} = P_{ci} \left(\varepsilon - \frac{\eta_g}{1-n} \right)$$

in mancanza di dati più precisi supponiamo che il rendimento del focolare (ε) si aggiri intorno al 96%, e che venga disperso il 3% del calore prodotto ($n = 0,03$); in tali ipotesi risulta:

$$Q_p = 9200 \left(0,96 - \frac{0,82}{1-0,03} \right) \cong 1058 \text{ kcal/kg}$$

e in un'ora di funzionamento:

$$Q'_p = G_c Q_p = 4960 \cdot 1058 \cong 5\,240\,000 \text{ kcal/h}$$

valore indubbiamente elevato.

- c) È possibile adesso calcolare la temperatura dei fumi al camino; essendo:

$$Q = M_f C_{fm}(t_u - t_0)$$

se ne deduce:

$$t_u - t_0 = \frac{Q}{M_f C_{fm}} \quad (*)$$

nella quale figurano alcuni termini di difficile valutazione; non potendo infatti calcolare l'aria teorica (A_t) in quanto non è nota la composizione chimica del combustibile, possiamo solamente stabilirne un valore approssimato, deducendolo dalla tabella n. 26:

$$A_t \cong 14 \text{ kg/kg}$$

e prevedendo un eccesso d'aria del 35%:

$$M_f = 14(1 + 0,35) + 1 \cong 20 \text{ kg/kg}$$

dalla (*) si ricava:

$$t_u - t_0 = \frac{1058}{20 \cdot 0,25} \cong 212^\circ\text{C}$$

Ritenendo infine che la temperatura dell'aria ambiente si aggiri intorno a 30°C :

$$t_u = 212 + t_0 = 212 + 30 = 242^\circ\text{C}$$

ESERCIZIO N. 12 a)

Calcolare la perdita per calore sensibile e la temperatura dei fumi al camino in una caldaia che produce 12 000 kg/h di vapore saturo secco alla pressione di 12 ata consumando 820 kg/h di carbone avente un potere calorifico inferiore di 8800 kcal/kg. Assumere con il dovuto criterio i dati mancanti nel testo dell'esercizio, e ritenere che la temperatura dell'acqua di alimento sia di 45°C .

(Soluzione: $Q_p \cong 1140 \text{ kcal/kg}$; $t_u \cong 300^\circ\text{C}$)

ESERCIZIO N. 12 b)

Una caldaia industriale brucia ogni ora 2000 kg di combustibile solido avente un potere inferiore di 7500 kcal/kg; gli altri elementi caratteristici hanno i seguenti valori:

pressione di esercizio	30 ata
temperatura di surriscaldamento	380°C
temperatura di alimento	185°C
temperatura dei fumi al camino	200°C

Assumendo opportunamente i dati mancanti, si calcoli il rendimento del generatore (η_g), la sua potenzialità effettiva (G_v) quella espressa in vapore normale (G'_v) ed il consumo specifico (C_s) di combustibile.

(Soluzione: $\eta_g \cong 0,819$; $G_v \cong 20800 \text{ kg/h}$; $G'_v \cong 19150 \text{ kg/h}$; $C_s \cong 0,096 \text{ kg/kg}$)

ESERCIZIO N. 13

Una caldaia Cornovaglia a tre giri di fumo lunga 6 m, è costituita da un collettore cilindrico di 1,80 m di diametro, contenente un tubo-focolare di lamiera ondulata del diametro di 1 m. Assumendo opportunamente i dati mancanti nel testo, si determini:

- la superficie di riscaldamento;
- la capacità complessiva;
- la capacità specifica;
- la potenzialità di tale caldaia.

a) Per il calcolo della superficie di riscaldamento (S_r) possiamo ricorrere alla formula (269):

$$S = \frac{2}{3} \pi D L + \alpha \pi d L$$

nella quale il coefficiente numerico « α » tiene conto delle ondulazioni della lamiera costituente il focolare; assumendo mediamente $\alpha = 1,08$, si ottiene:

$$S_r = \frac{2}{3} 3,14 \cdot 1,80 \cdot 6 + 1,08 \cdot 3,14 \cdot 1 \cdot 6 \cong 42,9 \text{ m}^2$$

che potremo arrotondare a 43 m^2 , in relazione all'influenza del coefficiente « α » sul cui valore effettivo non esistono sufficienti garanzie.

b) Se riteniamo che il livello dell'acqua giunga ai 4/5 dell'altezza del collettore, il cui volume è:

$$V_c = \frac{\pi D^2}{4} L = \frac{3,14 \cdot 1,8^2}{4} 6 \cong 15,3 \text{ m}^3$$

la capacità della caldaia risulta:

$$C = \frac{4}{5} 15,3 - \frac{3,14 \cdot 1^2}{4} 6 \cong 7,55 \text{ m}^3 = 7550 \text{ l}$$

c) Delineate le due caratteristiche principali (superficie e capacità) si ottiene facilmente la capacità specifica:

$$V_s = \frac{C}{S_r} = \frac{7550}{43} \cong 175 \text{ l/m}^2$$

d) Dalla tabella n. 28, si rileva che il potere vaporizzante di una caldaia Cornovaglia si aggira intorno a $15 \div 25 \text{ kg/m}^2\text{h}$; vista la modesta capacità specifica è ragionevole assumere un valore abbastanza elevato ($24 \text{ kg/m}^2\text{h}$) per cui si ottiene:

$$G_v = S_r i = 43 \cdot 24 \cong 10,30 \text{ kg/h}$$

valore piuttosto basso rispetto a quanto riportato nella tabella citata.

ESERCIZIO N. 13 a)

Risolvere l'esercizio precedente considerando una caldaia a due tubi-focolari ($\varnothing = 80 \text{ cm}$) con collettore lungo 6,80 m del diametro di 2 m.

(Soluzione: $S_r \cong 59 \text{ m}^2$; $C \cong 10570 \text{ l}$; $V_s \cong 179 \text{ l/m}^2$; $G_v \cong 1770 \text{ kg/h}$)

ESERCIZIO N. 13 b)

Una caldaia Babcock e Wilcox che produce 20 000 kg/h di vapore è composta da un collettore cilindrico longitudinale lungo 6 m, del diametro di 1 m, e da 300 tubi suborizzontali ($\varnothing = 6 \text{ cm}$) lunghi 5,60 m suddivisi in 15 colonne ciascuna delle quali costituisce un piccolo collettore verticale. Calcolare la superficie di riscaldamento (S_r) della caldaia ed il suo indice di vaporizzazione (i).

(Soluzione: $S_r \cong 332 \text{ m}^2$; $i \cong 60,3 \text{ kg/m}^2\text{h}$)

ESERCIZIO N. 14

Con riferimento all'esercizio n. 12, si valuti il vantaggio che si consegue con l'installazione di un preriscaldatore (posto a valle dell'economizzatore) il cui compito è di preriscaldare l'aria comburente dal valore ambiente ($t_0 = 30^\circ\text{C}$) fino a $t_1 = 150^\circ\text{C}$.

L'utilità del preriscaldatore è duplice; in primo luogo aumenta la temperatura dell'aria comburente da « t_0 » a « t_1 » migliorando la combustione, ed in secondo luogo riduce la temperatura dei fumi al camino dal valore « t_u » al valore « t_{u1} » con minor dispersione di calore all'esterno. I fumi caldi, nell'attraversare il preriscaldatore, cedono una quantità di calore espressa da:

$$Q_f = M_f C_{fm} (t_u - t_{u1})$$

parte della quale sarà assorbita dall'aria comburente e parte andrà dispersa; indicando perciò con « n' » un coefficiente di dispersione, l'aria assorbe dai fumi il calore:

$$Q_a = (1 - n') Q_f$$

e tenendo conto che è:

$$Q_a = A_p C_{am} (t_1 - t_0)$$

si può scrivere:

$$A_p C_{am} (t_1 - t_0) = (1 - n') M_f C_{fm} (t_u - t_{u1})$$

e ricavare il valore di:

$$t_u - t_{u1} = \frac{A_p C_{am} (t_1 - t_0)}{(1 - n') M_f C_{fm}}$$

Ritenendo perciò che sia $n' = 0,02$, ed inserendo i dati già impiegati nei precedenti esercizi, si ottiene:

$$t_u - t_{u1} = \frac{19 \cdot 0,23 (150 - 30)}{(1 - 0,02) 20 \cdot 0,25} \cong 107^\circ\text{C}$$

I fumi usciranno perciò dal camino alla temperatura:

$$t_{u1} = t_u - 107 = 242 - 107 = 135^\circ\text{C}$$

valore appena sufficiente se il preriscaldatore è del tipo a controcorrente. È evidente che il rendimento del generatore risulterà maggiore del caso precedente, e precisamente:

$$\eta_g = \frac{(1 - 0,03) [0,96 \cdot 9200 - 20 \cdot 0,25 (135^\circ - 30^\circ)]}{9200} \cong 0,865$$

pur non avendo valutato gli effetti prodotti da una migliore combustione dovuta all'immissione dell'aria preriscaldata.

ESERCIZIO N. 14 a)

Una caldaia che brucia 800 kg/h di combustibile solido viene corredata di un preriscaldatore d'aria, installato a valle dell'economizzatore in modo da elevare la temperatura dell'aria comburente di 100°C ; se la temperatura dei fumi al camino è di 110°C si determini la temperatura dei fumi stessi a monte del preriscaldatore e la quantità di calore (Q_f) ceduta dai fumi nel passaggio attraverso l'apparecchio.

(Soluzione: $t_f \cong 200^\circ\text{C}$; $Q_f \cong 349\,600$ kcal/h)

ESERCIZIO N. 14 b)

Una caldaia Babcock e Wilcox, sprovvista di economizzatore è alimentata con acqua a 40°C e produce 12 000 kg/h di vapore alla pressione di 30 ata e a 350°C , bruciando combustibile liquido ($P_{ci} = 9000$ kcal/kg) ed espellendo i prodotti della combustione alla temperatura di 350°C .

In un secondo tempo viene installato un economizzatore che preriscalda l'acqua di alimento fino a 140°C .

Assumendo opportunamente i dati mancanti nel testo si calcoli la riduzione percentuale ($\varepsilon\%$) ottenuta sul consumo di combustibile.

(Soluzione: $G_c \cong 1232$ kg/h; $G_c' \cong 1080$ kg/h; $\varepsilon\% = -12,3\%$)

ESERCIZIO N. 15

Calcolare la superficie dell'economizzatore citato nell'esercizio n. 12.

La temperatura di ingresso e di uscita dell'acqua di alimento sono già note ($t_a = 120^\circ\text{C}$, $t_c = 150^\circ\text{C}$) mentre per quanto concer-

ne i fumi, si conosce solo la temperatura a valle dell'economizzatore ($t_u = 242^\circ\text{C}$); dovremo perciò ricercare prima il valore della temperatura dei fumi a monte dell'economizzatore (t_u'). Nell'attraversare l'apparecchio, i fumi cedono in un'ora una quantità di calore:

$$Q_f = G_c M_f C_{fm} (t_u' - t_u)$$

una parte del quale va dispersa, mentre il rimanente viene assorbito dall'acqua; indicando perciò con n'' un opportuno coefficiente di dispersione, l'acqua che in 1 ora attraversa l'economizzatore assorbe il calore:

$$Q_a = (1 - n'') Q_f$$

tenendo conto che « Q_a » si esprime con:

$$Q_a = G_v C_m (t_c - t_a)$$

poiché l'acqua di alimento equivale alla produzione oraria di vapore, potremo scrivere:

$$G_v C_m (t_c - t_a) = (1 - n'') G_c M_f C_{fm} (t_u' - t_u)$$

e ricavare:

$$t_u' - t_u = \frac{G_v C_m (t_c - t_a)}{(1 - n'') G_c M_f C_{fm}}$$

ottenendo:

$$t_u' - t_u = \frac{60\,000 \cdot 1 (150 - 120)}{(1 - 0,03) 4960 \cdot 20 \cdot 0,25} \cong 75^\circ\text{C}$$

Ne consegue che è:

$$t_u' = t_u + 75 = 242 + 75 \cong 317^\circ\text{C}$$

ed è possibile adesso valutare la temperatura media dei fumi:

$$t_{fm} = \frac{t_u' + t_u}{2} = \frac{317 + 242}{2} \cong 278,5^\circ\text{C}$$

Con la formula (281) del par. 107 ricaviamo la superficie dell'economizzatore

$$S_c = \frac{Q}{K (t_{fm} - t_{am})}$$

essendo:

$$Q = Q_a = 60\,000 \cdot 1 (150 - 120) \cong 1\,800\,000 \text{ kcal/h}$$

e valutando, in prima approssimazione:

$$K \cong 36 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

si ottiene in definitiva:

$$S_c = \frac{1\,800\,000}{36 (278,5 - 135)} \cong 326 \text{ m}^2$$

ESERCIZIO N. 15 a)

Calcolare la superficie di scambio del preriscaldatore d'aria citato nell'esercizio n. 14 a) assumendo la temperatura ambiente pari a 36°C ed il coefficiente di trasmissione totale $K = 15$ kcal/m²h[°]C.

(Soluzione: $S \cong 276 \text{ m}^2$)

ESERCIZIO N. 15 b)

Calcolare la superficie dell'economizzatore citato nell'esercizio n. 14 b) e la quantità di calore scambiata in 1 ora fra fumi ed

acqua di alimento, utilizzando gli elementi ricavati nell'esercizio suddetto.

(Soluzione: $S \cong 625 \text{ m}^2$; $Q \cong 1\,200\,000 \text{ kcal/h}$)

ESERCIZIO N. 16

Una caldaia Babcock e Wilcox produce 14 000 kg/h di vapore surriscaldato alla temperatura di 400°C con una pressione di esercizio di 40 ata bruciando 1200 kg/h di combustibile liquido. Calcolare la superficie del surriscaldatore ritenendo che i fumi a monte di esso abbiano una temperatura di 680°C, ed assumendo con il dovuto criterio gli altri elementi di calcolo mancanti nel testo.

Il vapore prelevato dal collettore è necessariamente saturo umido (a titolo « x ») data la contemporanea presenza dell'acqua in fase di ebollizione; esso perciò deve essere prima essiccato, assorbendo il calore:

$$G_v r (1 - x)$$

e successivamente surriscaldato fino alla temperatura prefissata; in quest'ultima fase esso deve assorbire una quantità di calore pari a:

$$G_v C_{pm} (t_s - t_c)$$

in definitiva il calore assorbito dal vapore vale:

$$Q = G_v [(1 - x)r + C_{pm}(t_s - t_c)]$$

facilmente calcolabile una volta stabilito il titolo (x) ed il valore del calore specifico (C_{pm}).

I fumi, da parte loro, nell'attraversare il fascio dei tubi surriscaldatori cedono il calore:

$$Q_f = G_c M_f C_{fm} (t_f' - t_f'')$$

se con t_f' e t_f'' si indicano le temperature a monte e a valle dell'apparecchio; ritenendo che una parte di tale calore vada necessariamente disperso, ne verrà trasmesso al vapore:

$$Q_u = (1 - n)Q_f$$

indicando con « n » un opportuno coefficiente numerico. Potremo scrivere in definitiva:

$$(1 - n)G_c M_f C_{fm} (t_f' - t_f'') = G_v [(1 - x)r + C_{pm}(t_s - t_c)] \quad (*)$$

e ricavare da questa il valore della temperatura dei fumi a valle del surriscaldatore, elemento necessario per il calcolo della superficie richiesta.

Ciò premesso, calcolato il calore latente di vaporizzazione:

$$r = 606,5 - 0,695 \cdot 249,2 \cong 432,5 \text{ kcal/kg}$$

fissati in prima approssimazione:

$$x \cong 0,97 \quad C_{pm} \cong 0,63 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$$

e ritenendo inoltre validi i valori di « M_f » e « C_{fm} » già adottati nei precedenti esercizi, risulta:

$$t_f' - t_f'' = \frac{14\,000 [(1 - 0,97)432,5 + 0,63(400 - 249,2)]}{(1 - 0,03)1200 \cdot 20 \cdot 0,25} \cong 260^\circ\text{C}$$

per cui:

$$t_f'' = t_f' - 260 = 680 - 260 = 420^\circ\text{C}$$

Calcolata perciò la temperatura media dei fumi:

$$t_{fm} = \frac{t_f' + t_f''}{2} = \frac{680 + 420}{2} = 550^\circ\text{C}$$

e quella media del vapore che percorre il surriscaldatore:

$$t_{vm} = \frac{t_c + t_s}{2} \cong \frac{249,2 + 400}{2} \cong 324,6^\circ\text{C}$$

si può applicare la formula:

$$S = \frac{Q}{K(t_{fm} - t_{vm})}$$

nella quale è:

$$Q = G_v [(1 - x)r + C_{pm}(t_s - t_c)]$$

ovvero:

$$Q = 14\,000 [(1 - 0,97)432,5 + 0,63(400 - 249,2)] \cong 1\,512\,000 \text{ kcal/h}$$

Per la valutazione del coefficiente di trasmissione totale (K) possiamo applicare la formula (280):

$$K = 0,015 \cdot 60^2 \cong 54 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

ritenendo che per una caldaia del tipo in esame, la capacità specifica si aggiri mediamente fra 40 e 70 l/m². Si ottiene in definitiva:

$$S = \frac{1\,512\,000}{54(550 - 324,6)} \cong 126 \text{ m}^2$$

ESERCIZIO N. 16 a)

Nella caldaia dell'esercizio n. 12 b) la temperatura dei fumi a valle del surriscaldatore è di 450°C; si calcoli la temperatura a monte del surriscaldatore stesso.

(Soluzione: $t_f'^{8A6} 677^\circ\text{C}$)

ESERCIZIO N. 16 b)

Calcolare la superficie del surriscaldatore citato nell'esercizio precedente assumendo il coefficiente di trasmissione pari a 42 kcal/m²h°C.

(Soluzione: $S \cong 204 \text{ m}^2$)

ESERCIZIO N. 16 c)

Calcolare la superficie del surriscaldatore di un generatore di vapore sulla scorta dei seguenti dati:

pressione di esercizio	20 ata
potere calorifico inferiore del combustibile	9800 kcal/kg
temperatura di surriscaldamento	350°C
potenzialità del generatore	12 000 kg/h
temperatura di ingresso dei fumi	800°C
temperatura dell'acqua di alimento	100°C
rendimento del generatore	0,82
coefficiente di dispersione del calore	0,04

Assumere opportunamente ogni altro dato mancante nel testo.

(Soluzione: $S \cong 206 \text{ m}^2$)

ESERCIZIO N. 17

Calcolare la potenza assorbita dalla pompa di alimento di una caldaia che produce 18 000 kg/h di vapore surriscaldato a 300°C alla pressione di esercizio (p_2) di 15 bar assoluti. Il dislivello da superare è di 10 m e si tenga presente che le perdite di carico ed accidentali ammontano a 4 m di c.a.

Per il calcolo della potenza occorre determinare prima la prevalenza manometrica e la portata volumetrica oppure quella di massa; ricordando che quest'ultima vale:

$$G = \rho Q$$

essendo « Q » la portata volumetrica.

Se in un'ora il generatore produce « G_v » kg di vapore esso deve essere alimentato con altrettanta acqua al fine di ottenere il regime permanente, caratteristica essenziale per la costanza della pressione in caldaia.

Ne segue che è:

$$\rho Q = \frac{G_v}{3600} \text{ in kg/s}$$

La pompa però, per disposizioni di legge, deve essere capace di fornire una portata doppia di quella necessaria; dovrà essere perciò:

$$\rho Q = 2 \frac{G_v}{3600} = \frac{2 \cdot 18000}{3600} = 10 \text{ kg/s}$$

Per il valore della prevalenza manometrica:

$$H_m = H_g + \frac{P_2 - P_A}{\gamma} + Y + \Sigma y$$

otteniamo:

$$H_m = 10 + \frac{1500000 - 101325}{1000 \cdot 9,81} + 4 \cong 156,57 \text{ m di c.a.}$$

supponendo che la pompa aspiri dal pozzo caldo che è in comunicazione con l'ambiente esterno.

La potenza utile prevista per la pompa è pertanto:

$$N_u = \gamma Q H_m = g \rho Q H_m = 9,81 \cdot 10 \cdot 156,57 \cong 15360 \text{ W} = 15,36 \text{ kW} (\cong 20,9 \text{ CV})$$

e ritenendo che il rendimento di essa valga mediamente $\eta = 0,75$, ne consegue una potenza assorbita:

$$N_a = \frac{N_u}{\eta} = \frac{15,36}{0,75} \cong 20,5 \text{ kW}$$

ESERCIZIO N. 17 a)

Una caldaia produce 8000 kg/h di vapore ed è alimentata da una pompa centrifuga che eroga una potenza di 18 CV. Se il dislivello geodetico è di 11 m e le perdite di carico assorbono complessivamente 3 m c.a., si valuti la pressione di esercizio della caldaia.

(Soluzione: $p \cong 29 \text{ kgf/cm}^2$)

ESERCIZIO N. 17 b)

La caldaia dell'esercizio n. 17 ha un rendimento dell'82% ed è alimentata con acqua a 129°C; calcolare la potenza utile fornita dalla pompa di spinta del combustibile ritenendo che il combustibile stesso ($P_{ci} = 900 \text{ kcal/kg}$) venga iniettato nei bruciatori alla pressione effettiva di 18 ata e considerando trascurabili sia il dislivello geodetico, sia le perdite di carico nelle tubazioni.

(Soluzione: $N_u \cong 715 \text{ W} \cong 0,97 \text{ CV}$)

ESERCIZIO N. 18

Eseguire il dimensionamento di massima di un generatore tipo Babcock e Wilcox atto a produrre 10000 kg/h di vapore surriscaldato alla temperatura di 360°C con una pressione di esercizio di 40 ata. Il generatore deve essere predisposto per bruciare combustibile liquido avente la seguente composizione media:

carbonio	86%
idrogeno	10%

ossigeno	3%
zolfo	1%

con un contenuto di umidità non superiore al 3%.

In base al tipo di generatore assegnato ed alle prestazioni che esso deve fornire dobbiamo dedurre che nell'installazione saranno compresi surriscaldatori, economizzatori e preriscaldatore d'aria; il rendimento complessivo di tale generatore si aggirerà mediamente intorno all'88%.

Ciò premesso calcoliamo dapprima il potere calorifico inferiore del combustibile:

$$P_{ci} = 8100 \cdot 0,86 + 290000 \left(0,1 - \frac{0,03}{8} \right) + 2500 \cdot 0,01 - 600 \cdot 0,03 \cong 9780 \text{ kcal/kg}$$

e l'aria teorica:

$$A_t = \frac{100}{23} \left(\frac{8}{3} \cdot 0,86 + 8 \cdot 0,1 - 0,03 + 0,01 \right) \cong 12,8 \text{ kg/kg}$$

per poter procedere alla valutazione della massa dei fumi (riferita ad 1 kg di combustibile), assumendo l'eccesso d'aria pari al 50%, valore massimo previsto per la nafta pesante:

$$M_f = 12,8(1 + 0,5) + 1 \cong 20,2 \text{ kg/kg}$$

che potremo arrotondare, in eccesso, a 20,5 kg/kg.

Procediamo adesso al calcolo delle varie temperature e delle superfici di scambio tenendo presenti i simboli e gli indici della fig. 353 del testo.

a) Temperatura dei fumi al camino (t_u)

Dalla formula:

$$\eta_g = \frac{(1 - n)[\epsilon P_{ci} - M_f C_{fm}(t_u - t_0)]}{P_{ci}}$$

fissato $\eta_g = 0,88$ ed assumendo:

$$\epsilon = 0,96 \quad n = 0,03 \quad C_{fm} = 0,25 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$$

si ricava:

$$t_u - t_0 = \frac{9780[(1 - 0,03)0,96 - 0,88]}{(1 - 0,03)20,5 \cdot 0,25} \cong 102^\circ\text{C}$$

per cui, ritenendo $t_0 = 30^\circ\text{C}$

$$t_u = 102 + 30 = 132^\circ\text{C}$$

Possiamo perciò pensare di installare un preriscaldatore in controcorrente atto ad elevare la temperatura dell'aria comburente fino a $80^\circ \div 100^\circ\text{C}$.

b) Temperatura di combustione (t_c)

Dalla formula:

$$t_c = t_{ac} + \frac{\epsilon_1 P_{ci}}{M_f C_{fm}}$$

ritenendo ammissibile una dispersione di calore del 10% ($\epsilon_1 = 0,9$) e fissando la temperatura dell'aria comburente $t_{ac} = 80^\circ\text{C}$, si ricava:

$$t_c = 80 + \frac{0,9 \cdot 9780}{20,5 \cdot 0,25} \cong 1800^\circ\text{C}$$

valore indubbiamente elevato, tale da richiedere una completa schermatura della camera di combustione realizzata con tubi percorsi internamente dall'acqua; in tale ipotesi parte del calore verrà asportato e la temperatura dei fumi (t_1) all'ingresso del primo fascio tubiero risulterà diminuita di $120 \div 150^\circ\text{C}$. Possiamo ritenere mediamente $t_1 = 1650^\circ\text{C}$.

c) Contenuto termico del vapore prodotto (I_v)

Alla pressione di 40 ata l'acqua bolle a circa 249°C, per cui:

$$r = 606,5 - 0,695 \cdot 249 \cong 433,5 \text{ kcal/kg}$$

ed anche:

$$I_v = 249 + 433,5 + 0,6(360 - 249) \cong 749 \text{ kcal/kg}$$

d) **Consumo orario di combustibile (G_c)**

Dalla formula:

$$\eta_g = \frac{G_v(I_v - I_a)}{G_c P_{ci}}$$

ritenendo che l'acqua di alimento venga immessa nel collettore a circa 200°C e preventivamente riscaldata nell'economizzatore da 150°C a 200°C, (il preriscaldamento iniziale viene effettuato all'esterno della caldaia sfruttando il vapore di scarico) possiamo assumere:

$$I_a \cong 150 \text{ kcal/kg}$$

ottenendo:

$$G_c = \frac{10\,000(749 - 150)}{0,88 \cdot 9780} \cong 695 \text{ kg/h}$$

e) **Contenuto termico del vapore prelevato dal collettore (I_x):**

$$I_x = q + rx$$

ove possiamo mediamente ritenere $x = 0,95$; risulta pertanto:

$$I_x = 249 + 433,5 \cdot 0,95 \cong 661 \text{ kcal/kg}$$

f) **Temperatura a valle del surriscaldatore (t_3):**

Fissato $t_2 = 800^\circ\text{C}$, dalla relazione:

$$(1 - n')G_c M_f C_{fm}(t_2 - t_3) = G_v(I_v - I_x)$$

ritenendo $n' = 0,04$, si ricava

$$t_2 - t_3 = \frac{10\,000(749 - 661)}{(1 - 0,04)695 \cdot 20,5 \cdot 0,25} \cong 257^\circ\text{C}$$

per cui:

$$t_3 = t_2 - 257 = 800 - 257 = 543^\circ\text{C}$$

g) **Superficie del surriscaldatore (S_r)**

Calcoliamo la temperatura media dei fumi:

$$t_{fm} = \frac{t_2 + t_3}{2} = \frac{800 + 543}{2} \cong 671,5^\circ\text{C}$$

e quella del vapore:

$$t_{vm} = \frac{t_s + t_e}{2} = \frac{360 + 249}{2} \cong 304,5^\circ\text{C}$$

la quantità di calore scambiata fra fumi e vapore:

$$Q = G_v(I_v - I_x) = 10\,000(749 - 661) \cong 880\,000 \text{ kcal/h}$$

ed assumiamo $K = 30 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$, si ottiene:

$$S_r = \frac{880\,000}{30(671,5 - 304,5)} \cong 80 \text{ m}^2$$

h) **Superficie del fascio bollitore anteriore (S_1)**

La temperatura dei fumi a monte e a valle del fascio sono già note ($t_1 = 1650^\circ\text{C}$, $t_2 = 800^\circ\text{C}$) per cui è immediato il calcolo della temperatura media:

$$t_{fm} = \frac{1650 + 800}{2} = 1225^\circ\text{C}$$

ed occorre valutare solo il calore scambiato; a tale scopo si suppone che nel fascio posteriore l'acqua vaporizzi fino ad un titolo relativamente basso ($x' = 0,2 \div 0,4$) e completi la vaporizzazione (almeno parzialmente, in quanto è assurdo pensare al vapore saturo secco) nel fascio anteriore.

Ne segue che in tale fascio tubiero il vapore deve acquisire:

$$Q_1 = G_v r(x - x')$$

e ritenendo:

$$x' = 0,2 \quad x = 0,94$$

si ottiene:

$$Q_1 = 10\,000 \cdot 433,5(0,94 - 0,2) \cong 3\,120\,000 \text{ kcal/kg}$$

Assumendo infine $K = 40 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ la superficie del fascio anteriore risulta:

$$S_1 = \frac{3\,120\,000}{40(1225 - 249)} \cong 80 \text{ m}^2$$

i) **Temperatura a valle del fascio bollitore posteriore (t_1)**

Dalla relazione che esprime l'eguaglianza fra il calore ceduto dai fumi e quello acquisito dall'acqua:

$$(1 - n'')G_c M_f C_{fm}(t_3 - t_4) = G_v r x'$$

fissato $n'' = 0,04$, si ricava:

$$t_3 - t_4 = \frac{10\,000 \cdot 433,5 \cdot 0,2}{(1 - 0,04)695 \cdot 20,5 \cdot 0,25} \cong 253^\circ\text{C}$$

e di conseguenza:

$$t_4 = t_3 - 253 = 543 - 253 = 290^\circ\text{C}$$

sufficienti a consentire la vaporizzazione del fluido che avviene a 249°C.

l) **Superficie del fascio bollitore posteriore (S_2)**

Calcoliamo la temperatura media dei fumi:

$$t_{fm} = \frac{543 + 290}{2} \cong 416,5^\circ\text{C}$$

mentre quella del vapore è evidentemente:

$$t_{vm} = t_e = 249^\circ\text{C}$$

Calcoliamo la quantità di calore scambiato:

$$Q_2 = 10\,000 \cdot 433,5 \cdot 0,2 \cong 867\,000 \text{ kcal/h}$$

e fissato il consueto valore di «K»:

$$S_2 = \frac{867\,000}{40(416,5 - 249)} \cong 129 \text{ m}^2$$

evidentemente maggiore di quella del primo fascio a causa delle temperature dei fumi largamente inferiori. È bene osservare tuttavia che le due superfici non sono indipendenti, dovendo essere realizzate mediante un unico fascio di tubi interrotto da un muretto centrale; un calcolo più preciso consente di valutare il numero dei tubi e l'esatta posizione del muretto in modo da soddisfare le condizioni di scambio del calore previste nel calcolo di prima approssimazione.

m) **Temperatura dei fumi a valle dell'economizzatore (t_5)**

Le temperature di ingresso e di uscita dell'acqua di alimento sono già state fissate all'inizio dell'esercizio ($t'_a = 150^\circ\text{C}$, $t''_a = 200^\circ\text{C}$) per cui è facile applicare il criterio di eguaglianza:

$$G_c M_f C_{fm}(t_4 - t_5) = G_v(t''_a - t'_a)$$

ricavando da questo:

$$t_4 - t_5 = \frac{10\,000(200 - 150)}{695 \cdot 20,5 \cdot 0,25} = 135^\circ\text{C}$$

ed infine:

$$t_5 = t_4 - 135 = 290 - 135 = 155^\circ\text{C}$$

appena sufficienti per il riscaldamento dell'acqua; l'economizzatore dovrà essere senz'altro del tipo a controcorrente a grande superficie di scambio.

n) **Superficie dell'economizzatore (S_e)**
Temperatura media dei fumi:

$$t_{fm} = \frac{290 + 155}{2} = 222,5^\circ\text{C}$$

Temperatura media dell'acqua:

$$t_{am} = \frac{200 + 150}{2} = 175^\circ\text{C}$$

Calcolo del calore scambiato:

$$Q_e = 10\,000(200 - 150) = 500\,000 \text{ kcal/h}$$

e fissato $K = 50 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$, si ricava:

$$S_e = \frac{500\,000}{50(222,5 - 175)} \cong 210 \text{ m}^2$$

o) **Superficie del preriscaldatore d'aria (S_a)**

Tutte le temperature sono ormai note in quanto i fumi entrano a 155°C ed escono a 132°C mentre l'aria si preriscalda dal valore ambiente (30°C) a quello prefissato per l'immissione nella camera di combustione (80°C); ne segue:

$$t_{fm} = \frac{155 + 132}{2} = 143,5^\circ\text{C}$$

$$t_{am} = \frac{30 + 80}{2} = 55^\circ\text{C}$$

e calcolato il calore scambiato:

$$Q_a = G_c A_p C_{am} (t_{ac} - t_o)$$

in cui possiamo porre:

$$C_{am} \cong 0,23 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$$

ne segue:

$$Q_a = 695 \cdot 19 \cdot 0,23(80 - 30) = 152\,000 \text{ kcal/h}$$

ed infine:

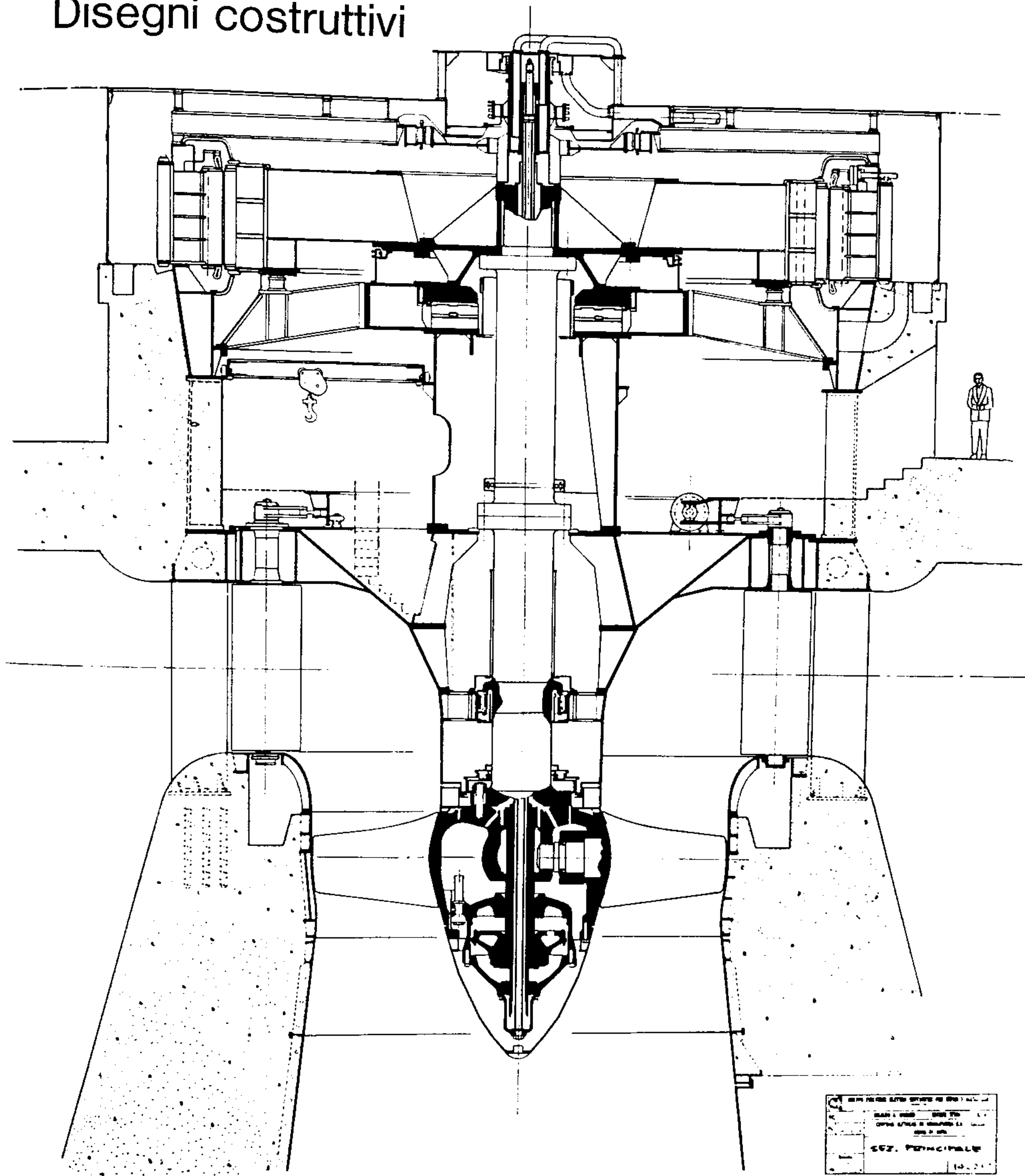
$$S_a = \frac{152\,000}{12(143,5 - 55)} \cong 143 \text{ m}^2$$

avendo ritenuto $K = 12 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ in relazione al fatto che ambedue i fluidi si trovano allo stato gassoso.

Osservazione. Nel calcolo non si è tenuto conto della superficie del collettore la cui parte inferiore investita dai fumi caldi partecipa alla trasmissione del calore; questa apparente incongruenza ha una duplice giustificazione:

- l'acqua penetra nel collettore a 200°C mentre abbiamo supposto che all'imbocco del fascio posteriore essa si trovi già alla temperatura di ebollizione (249°C); tale riscaldamento preventivo viene realizzato nel collettore;
- si è supposto che il vapore sviluppato nel fascio bollitore anteriore raggiunga il titolo 0,94; un'ulteriore vaporizzazione viene effettuata nelle colonne montanti anteriori e nel collettore stesso.

Disegni costruttivi



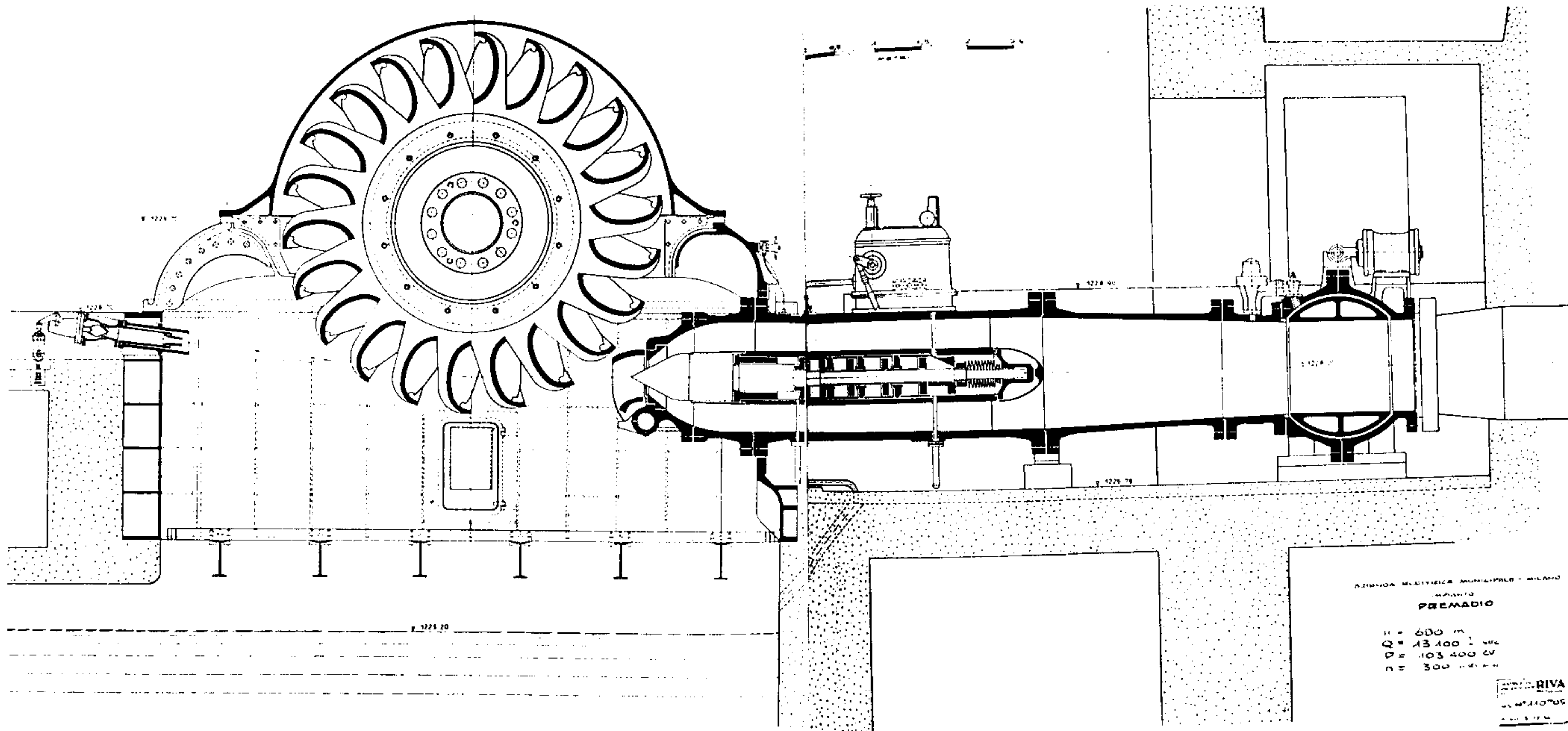
atto che
 superficie
 mi caldi
 e incon-
 mo sup-
 trovi già
 lamento
 pollitore
 zazione
 l collet-

0 1 2 3 4 5 6
 METRI

IMPIANTO
 JUPIA

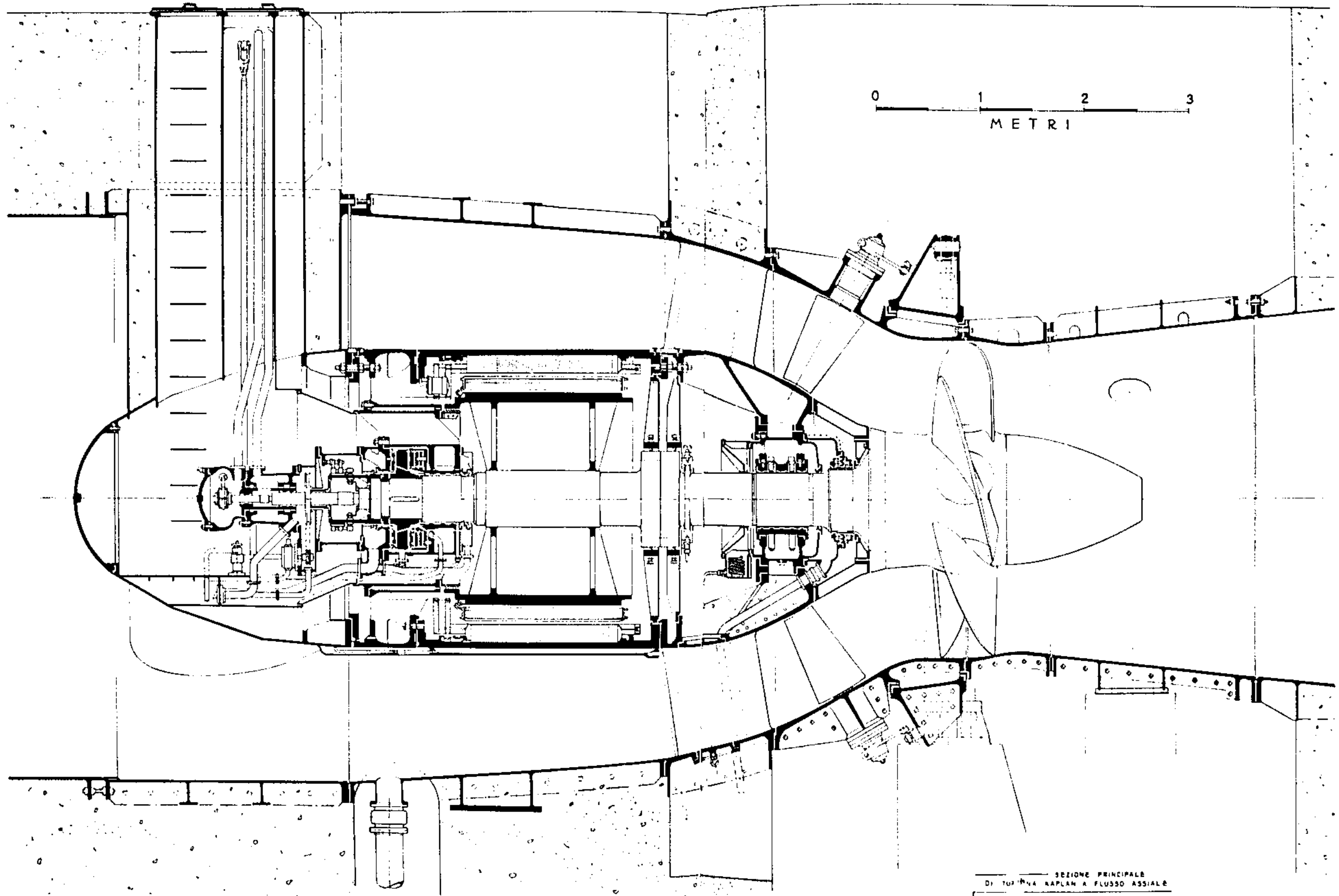
SEZ. PRINCIPALE

H = 24,4 m
 Q = 462 m³/sec
 P = 140 000 CV
 n = 70,3 giri/min



AZIENDA ENERGETICA MUNICIPALE - MILANO
 IMPIANTO
PREMADIO
 H = 600 m
 Q = 13.100 l/sec
 P = 103.400 CV
 n = 300 giri/min

RIVA
 1954



SEZIONE PRINCIPALE
DI TURBINA KAPLAN A FLUSSO ASSIALE
S.A. DE. IMPIANTO DI SAN FLORIANO

RIVA
124592

MINISTERO DEI TRASPORTI
IMPIANTO
MONASTERO

$H = 61,64 \text{ m}$
 $Q = 61700 \text{ l/sec}$
 $P = 45410 \text{ CV}$
 $n = 214 \text{ giri/min}$

ISTITUTO
MILLANENSE **IRIVA**
Disegno n. 129539

