

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PALERMO  
FACOLTÀ DI INGEGNERIA  
CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA CIVILE

**CORSO DI TECNICA DEI TRASPORTI**  
**(Prof. L. La Franca)**

**APPUNTI DI**  
***MECCANICA DELLA LOCOMOZIONE***

*(a cura dell'Ing. Simona Sabatini e dell'Ing. Giuseppe Marino)*

*Revisione degli Ingg. Calogero Caccamo, Antonino Pizzolo e Gianfranco Amato*

**A.A. 2006/2007**

# INDICE

|        |  |    |
|--------|--|----|
| 1.     | INTRODUZIONE AL CORSO .....                                    | 4  |
| 2.     | PRESTAZIONI DEI VEICOLI .....                                  | 9  |
| 2.1.   | Fattore di utilizzazione dell'energia.....                     | 11 |
| 3.     | RUOTA AUTOMOBILISTICA .....                                    | 13 |
| 3.1.   | Il pneumatico.....   | 13 |
| 3.2.   | Tipologia dei pneumatici .....                                 | 14 |
| 3.3.   | La copertura .....   | 14 |
| 3.4.   | Parametri caratteristici .....                                 | 16 |
| 4.     | IL RODIGGIO DEI ROTABILI FERROVIARI.....                       | 19 |
| 4.1.   | Le ruote .....   | 19 |
| 4.2.   | La sala o asse.....  | 19 |
| 4.3.   | Schemi di rodiggio .....                                       | 21 |
| 5.     | LA SOVRASTRUTTURA FERROVIARIA .....                            | 23 |
| 5.1.   | La rotaia .....  | 23 |
| 5.2.   | Le traverse.....   | 24 |
| 5.3.   | Gli attacchi .....   | 24 |
| 5.4.   | La giunzione delle rotaie.....                                 | 25 |
| 5.5.   | La massiciata .....  | 26 |
| 5.6.   | Il rapporto tra rodiggio e binario.....                        | 27 |
| 6.     | IL FENOMENO DELL'ADERENZA.....                                 | 29 |
| 6.1.   | Aderenza trasversale .....                                     | 33 |
| 6.2.   | Sterzata di un veicolo a guida non vincolata .....             | 35 |
| 7.     | LE RESISTENZE AL MOTO .....                                    | 38 |
| 7.1.   | Resistenze ordinarie .....                                     | 39 |
| 7.1.1. | Resistenza di rotolamento o di attrito volvente.....           | 39 |
| 7.1.2. | Resistenza d'attrito ai perni.....                             | 41 |
| 7.1.3. | Resistenza aerodinamica (o del mezzo).....                     | 44 |
| 7.1.4. | Determinazione sperimentale della resistenza aerodinamica..... | 48 |
| 7.1.5. | Formule globali .....  | 51 |
| 7.2.   | Resistenze accidentali .....                                   | 52 |
| 7.2.1. | Resistenza di livelletta .....                                 | 52 |
| 7.2.2. | Resistenza d'inerzia .....                                     | 54 |
| 7.2.3. | Resistenze in curva.....                                       | 57 |

|         |  |    |
|---------|--|----|
| 7.2.4.  | Esempio.....   | 59 |
| 8.      | UTILIZZAZIONE DELLA POTENZA A BORDO .....  | 60 |
| 8.1.    | Motori termici Diesel - Otto.....  | 60 |
| 8.2.    | Determinazione sperimentale della curva di potenza e di coppia al banco prova .....    | 61 |
| 8.3.    | Motore ideale .....  | 65 |
| 8.4.    | Utilizzazione di un motore reale mediante un cambio di velocità di tipo meccanico..... | 68 |
| 9.      | I VEICOLI NEI FLUIDI.....  | 72 |
| 9.1.    | Galleggiamento, Equilibrio e Stabilità dei Natanti .....                               | 72 |
| 9.2.    | Le Resistenze Navali.....  | 72 |
| 9.3.    | Bordo libero (BL).....   | 74 |
| 9.4.    | Propulsione ad Elica .....   | 74 |
| 9.5.    | Propulsione a getto.....   | 78 |
| 9.5.1.  | Autoreattore .....   | 79 |
| 9.5.2.  | Razzo.....   | 80 |
| 9.6.    | Sostentamento Aeronautico .....  | 81 |
| 10.     | DINAMICA DEL VEICOLO .....   | 83 |
| 10.1.   | Stabilità in Curva in Assenza di Sopralzo.....   | 84 |
| 10.2.   | Ribaltamento .....   | 84 |
| 10.3.   | Slittamento o Sbandamento .....  | 85 |
| 10.4.   | Stabilità in Curva in Presenza di Sopralzo.....  | 85 |
| 10.5.   | Il fenomeno di Guida della Sala Ferroviaria - Cinematica del bicono.....               | 86 |
| 10.6.   | La frenatura .....   | 87 |
| 10.6.1. | Spazio di frenatura.....   | 87 |
| 10.6.2. | Spazio di Arresto .....  | 91 |
| 10.7.   | Tipi di freni e requisiti .....  | 92 |
| 10.7.1. | Freni a disco .....  | 94 |
| 10.7.2. | Freni a tamburo.....   | 96 |
| 10.7.3. | Distribuzione del peso di un autoveicolo sugli assi durante la frenatura .....         | 96 |

## 1. INTRODUZIONE AL CORSO

I trasporti, come definiti negli anni '70 dal prof. Ilio Adorasio, sono “l'ingegneria della produzione astratta”, e si manifestano a partire dalla domanda di mobilità di merci e persone, in relazione alle più svariate esigenze di carattere economico, sociale e personale, oltreché per le interdipendenze politiche, strutturali e produttive tra le aree geografiche, e ancora in relazione ai modi e ai modelli di vita associata ai diversi livelli territoriali. A questa domanda corrisponde un'offerta che si concretizza nella molteplicità dei modi di trasporto, la cui organizzazione infrastrutturale e operativa definisce un sistema complesso costituito dalle infrastrutture, dai mezzi che la utilizzano e dalle tecnologie produttive dei servizi.

Può essere possibile sintetizzare la definizione dello spazio culturale e professionale dell'ingegneria dei trasporti nello studio della domanda, dell'offerta e del mercato dei trasporti; studio volto al progetto ed al governo del relativo sistema nella accezione più ampia dei termini. Occorre sottolineare però che il sistema globale dei trasporti, costituito dalla rete di infrastrutture necessaria all'utilizzazione dei mezzi e al loro esercizio (uso organizzato delle infrastrutture e flussi di veicoli che impegnano maglie e nodi della rete), costituisce un fattore che, se da un lato permette l'espletarsi delle attività economiche e sociali ad ogni livello territoriale, dall'altro impone alla collettività oneri legati all'uso ed all'occupazione del territorio, all'impatto sul sistema ambientale ed agli oneri finanziari ed organizzativi che attengono alla collettività stessa.

Le caratteristiche di accessibilità che un sistema di trasporto può fornire contribuiscono a determinare in varia misura la qualità ed il valore dell'uso del territorio e quindi delle strutture di servizio o produttive in esso insediate. Dal punto di vista della funzione abitativa un territorio ben “attrezzato trasportisticamente” rende meno pesanti le distanze (fisiche e temporali) tra i luoghi centrali delle attività e le residenze periferiche e permette quindi di attenuare le differenze di valore di posizione delle aree. I trasporti, inoltre, influenzano l'ampiezza ed il peso del bacino di utenza di tutte le attività (produttive e/o di servizio) e quindi l'assetto economico e funzionale delle stesse. Se l'economia attuale realizza valori locali e globali del PIL sempre in crescita, ciò è dovuto sia a nuovi valori della produttività sia ai trasporti, la cui tecnica ed organizzazione ha goduto dei progressi della nostra civiltà, condizionando positivamente i pesi che influenzano i valori quantitativi ricadenti sui concetti dell'economia di scala dei prodotti e/o dei servizi forniti.

Recenti ricerche dimostrano inequivocabilmente l'assunto di cui sopra, evidenziando come la curva dei consumi dell'energia spesa per i trasporti, segue lo stesso andamento di quella del PIL addirittura con uno sfalsamento anticipato di un anno.

La materia Tecnica dei Trasporti si occupa della trattazione degli elementi teorico-pratici che servono a definire gli aspetti fondamentali del fenomeno dei trasporti. Specifico riferimento va fatto quindi alle caratteristiche dei mezzi di trasporto che producono il servizio reso con la loro operatività secondo i diversi modi, classificati in terrestri, marittimi ed aerei. Le prestazioni che essi forniscono (carico utile, velocità, consumi) permettono, per singola tipologia, di determinare il costo di produzione del servizio stesso.

Lo studio della domanda discende, come già detto, dall'analisi delle motivazioni che stanno a base degli spostamenti di persone e merci. Nel caso dell'analisi degli spostamenti delle persone, dovrà indagarsi in relazione non solo ai fattori economici, ma anche a necessità ed opportunità derivanti dalle attività svolte dagli individui e dai gruppi, dai livelli territoriali interessati dagli spostamenti e, più in generale, dalle condizioni di evoluzione sociale ed economica delle diverse collettività. Nel secondo caso invece (trasporto delle merci), la domanda di trasporto discende dalla distribuzione delle attività produttive e delle aree di consumo dei beni da trasportare.

Per esempio, la domanda di trasporto delle merci può definirsi una domanda derivata dalla allocazione dei centri di produzione e di consumo ed, in definitiva, dalla domanda dei beni disponibili. La mobilità delle merci e delle persone si esplica, tuttavia, in relazione al costo del trasferimento, effettuandosi o meno il viaggio relativo solo se tale costo (sopportato dalle persone e delle merci) provoca un'utilità compatibile con il costo stesso del trasferimento. Trasportare significa spostare nello spazio cose o persone e condizione affinché avvenga uno spostamento è che il vantaggio superi o venga percepito superiore al costo del trasporto.

Al trasporto sono, quindi, legati concetti tecnici ed economici. Quelli tecnici si correlano ai mezzi ed ai percorsi utilizzati, mentre quelli economici ai vantaggi ed ai costi che lo spostamento comporta. Per determinare la convenienza di uno spostamento si è soliti riferirsi al costo **generalizzato** del trasporto, che può definirsi come la somma dei valori delle diverse voci di costo sopportate dagli utenti nell'effettuare uno spostamento. Osservando il fenomeno del trasporto dal punto di vista dei suoi costi, si evidenzia una tendenza generale, frutto della tecnologia e della razionalizzazione della mobilità, di diminuzione delle spese per unità trasportata (cose o persone) che ha determinato nuovi e sempre più ampi bacini di utenza dei servizi o dei consumi di beni e, quindi, a positivi livellamenti dei prezzi di mercato, frutto di confronti più ampi e su nuovi orizzonti a cui l'offerta può rivolgersi (globalizzazione). Abbassandosi il costo generalizzato del trasporto saranno sempre maggiori i casi in cui i vantaggi di uno spostamento supereranno i costi e quindi maggiori i casi in cui il trasporto si realizza.

Gli elementi che compongono il costo generalizzato sono in generale grandezze fra loro disomogenee come: tempo, esborsi monetari, confort, stress, rischio incidentale, ecc., e solamente alcune sono facilmente ed univocamente determinabili. Per valutare correttamente il costo generalizzato del trasporto bisognerà quindi conoscere tutte le sue componenti e ridurle ad un'unica grandezza (ad es. monetaria) omogeneizzandole attraverso l'applicazione di opportuni coefficienti. Una possibile rappresentazione del costo generalizzato del trasporto è:

$$C = \sum a \cdot t + \sum V + \sum D + \sum S + \sum E$$

Dove:

- a*: sono in valori monetari attribuiti ai tempi in cui si fraziona il viaggio (Value Of Time = €t);
- t*: sono i diversi tempi delle frazioni di viaggio (attesa, tempo trascorso a bordo, ecc.);
- V*: sono i diversi esborsi monetari visibili (carburante, biglietto, parcheggio, ecc.);
- D*: sono i diversi esborsi monetari differiti (ammortamento, assicurazione, ecc.);
- S*: sono i costi (positivi o negativi) attribuiti alla sicurezza, al confort, allo svago, ecc.;
- E*: sono i costi esterni del trasporto (positivi o negativi) che gravano sulla collettività (effetto serra, inquinamento, impatto ambientale, consumo energetico, incidentalità, ecc.).

Si noti che il tempo di viaggio totale è tutto il tempo sottratto ad altre attività a causa del viaggio e non solo quello trascorso eventualmente a bordo di un veicolo; così, un viaggio con un mezzo pubblico, comprende almeno: il tempo per recarsi alla fermata, quello di attesa, quello del percorso e quello per accedere alla destinazione finale. Inoltre l'incertezza della conoscenza preventiva dell'esatto tempo di viaggio è da considerare come uno svantaggio che influenza *t* e quindi *C* stesso.

Per il pianificatore il valore del costo generalizzato del trasporto è difficile da determinare, in quanto, sia i tempi di viaggio che i relativi costi possono assumere un peso diverso da soggetto a soggetto; in genere si assume come valore del tempo quello medio della paga oraria dell'utente. Inoltre gli elementi di costo possono dipendere anche in base alle finalità dell'analisi.

L'utente, a sua volta, molto spesso non è consapevole delle singole voci di costo ed anche nel caso in cui lo fosse, avrebbe difficoltà a valutarle; quindi per lui il costo del trasporto risulta spesso una grandezza diversa dal costo **reale** e diviene un costo **percepito**. Solo riferendoci al presupposto che l'utente sia mediamente razionale possiamo affermare che la scelta del trasporto sia effettuata correttamente in modo che il costo reale sia inferiore alla sua utilità. Le sue scelte avverranno quindi confrontando il costo percepito del trasporto con l'utilità del viaggio.

Il pianificatore può intervenire attuando opportuni provvedimenti sui costi visibili ed eventualmente esaltare o deprimere gli altri fattori che influenzano il costo percepito al fine di indirizzare la scelta modale degli utenti.

Per esemplificare il comportamento dell'utente possiamo affermare che un uomo d'affari, per un viaggio da Palermo a Milano, sceglierà molto probabilmente il trasporto aereo, mentre uno studente effettuerà presumibilmente il viaggio in treno in quanto i due utenti attribuiscono un diverso valore al tempo ed ambedue vogliono minimizzare il costo del viaggio che, in prima analisi, viene da loro valutato come somma del biglietto pagato e del valore del tempo impiegato.

In un'analisi più approfondita non si può escludere che l'utente scelga una certa modalità anche perché quest'ultima gli permette di godere di alcune utilità soggettive (assieme ad altre percepite e non dichiarate) da introdurre nella valutazione del costo percepito del trasporto; utilità comunque difficilmente monetizzabili come la possibilità di intrattenere relazioni con altre persone, di svagarsi, di godere dei luoghi attraversati, di evitare la paura di volare, di godere del piacere di condurre un mezzo, ecc. Pertanto nella scelta della modalità di trasporto vi è certamente da considerare la categoria dell'utente (lavoratore, studente, casalinga, pensionato, ecc.), l'età ed il motivo per il quale effettua lo spostamento (lavoro, studio, affari, turismo, ecc.). Nella maggior parte delle applicazioni pratiche il costo generalizzato del trasporto è però ritenuto una grandezza deterministica, uguale alla media pesata dei valori calcolati.

Dal punto di vista di chi fornisce il trasporto (azienda) il calcolo del costo del trasporto offerto all'utente è invece determinato dalla conoscenza del costo totale aziendale che, sommato all'utile dell'impresa, permette di determinare l'incasso necessario per il pareggio.

Le valutazioni sono allora complesse in quanto i costi aziendali vanno valutati separando quelli fissi (indipendenti dal volume dell'offerta di trasporto ma in parte dipendenti dalla dimensione aziendale e dalla sua organizzazione) e quelli variabili che sono principalmente funzione del volume dell'offerta. In questo campo, che appartiene alla analisi aziendale, sono da valutare svariati elementi che vanno dal costo dell'energia a quello per il personale e contengono altri elementi complessi tra i quali i concetti di esternalità positive dovute a volte anche a contributi finanziari di cui l'azienda può godere, o negative come quelle per spese da affrontare per abbattere l'inquinamento causato dai mezzi.

Riassumendo, quindi, i contenuti del corso di **Tecnica dei Trasporti** rientrano all'interno del settore scientifico-disciplinare ICAR/05 TRASPORTI, e sono finalizzati alla comprensione dei fenomeni della mobilità di persone e merci; alla conoscenza delle prestazioni di componenti ed impianti dei sistemi di trasporto; alla configurazione del miglior sistema sotto gli aspetti tecnologici,

funzionali, economici, finanziari, territoriali, ambientali e della sicurezza, con riferimento anche alla logistica, alla gestione ed all'esercizio dei sistemi. Riguardano quindi i metodi e le tecniche per la simulazione:

- della domanda di mobilità,
- dell'offerta di trasporto,
- dell'interazione domanda/offerta,
- degli impatti economici, territoriali, ambientali e dell'incidentalità;
- la pianificazione tattica e strategica dei trasporti;
- le tecnologie peculiari dei diversi modi di trasporto, della loro regolazione e del loro controllo;
- la progettazione funzionale delle componenti, degli impianti e dei sistemi di trasporto complessi;
- la gestione e l'esercizio dei servizi di trasporto.

Gli argomenti oggetto del corso sono, conseguentemente a quanto detto, i seguenti:

a) Studio dell'architettura e delle caratteristiche meccaniche dei veicoli terrestri, marittimi ed aerei, in modo da consentire la valutazione delle prestazioni e dei costi derivanti dall'utilizzazione dei veicoli stessi;

b) Analisi delle leggi che reggono la domanda di trasporto di passeggeri e merci, in funzione anche dell'organizzazione produttiva dei servizi di trasporto;

c) Studio dell'equilibrio tra domanda ed offerta.

Le nozioni così acquisite costituiscono indispensabile premessa alle attività di progettazione, organizzazione e gestione dei sistemi di trasporto che costituiscono i settori professionali propri sia degli ingegneri dei trasporti che di altri indirizzi di laurea, come quello dell'ingegneria gestionale, elettrica, meccanica ed aeronautica.



## 2. PRESTAZIONI DEI VEICOLI

Per ogni sistema di trasporto possono esistere condizioni ottimali di velocità e di potenza, che lo rendono più o meno adatto a svolgere il servizio richiesto, in un certo ambiente, ad una certa distanza, con una certa velocità.

L'atto del trasporto si articola in due componenti:

- una essenzialmente tecnica (lo *sforzo di trazione*);
- una prevalentemente economica (la *velocità*).

La grandezza meccanica che tiene conto di entrambi i parametri del trasporto è la *potenza*.

Lo "*sforzo di trazione*" dipende, in linea generale, dal veicolo, dal suo carico e dalle modalità del trasporto. La "*velocità*", invece, dipende da una scelta economica fra l'opportunità di viaggiare più rapidamente per ridurre il tempo di trasporto e la necessità di contenere i costi che, in genere, crescono quando si chiedono prestazioni più elevate al sistema di trasporto.

Pertanto, risulta particolarmente interessante la classificazione di Gabrielli Von-Karman sulle prestazioni ottimali dei sistemi di trasporto.

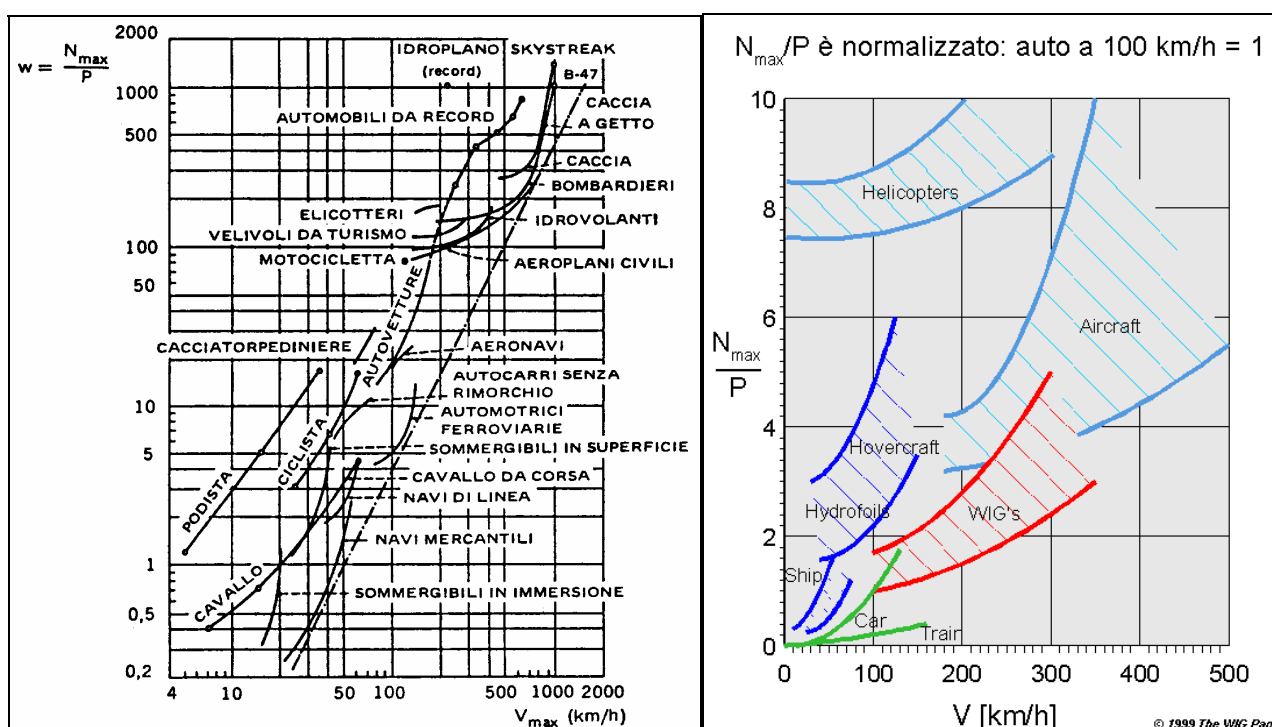


Figura 1 - Potenza specifica ( $w = N_{max}/P$ ) in funzione della velocità massima ( $V_{max}$ ) per diversi sistemi di trasporto. (1° Diagramma di Gabrielli - Von Karman).

Nel primo diagramma di Gabrielli Von-Karman (Figura 1) in ascissa viene riportata la velocità massima  $V_{max}$  ed in ordinata la potenza specifica  $w = N_{max}/P$  (potenza massima sviluppata

per unità di peso del veicolo). Nel secondo diagramma (Figura 2) in ascissa viene riportata la velocità massima ed in ordinata la forza di trazione specifica  $r = w/V_{max} = T/P$ , che dipende dalla potenza totale installata e tiene conto di tutti i rendimenti, delle resistenze al moto, delle perdite nella trasmissione e nel propulsore, delle perdite di potenza per i servizi ausiliari installati a bordo del veicolo.

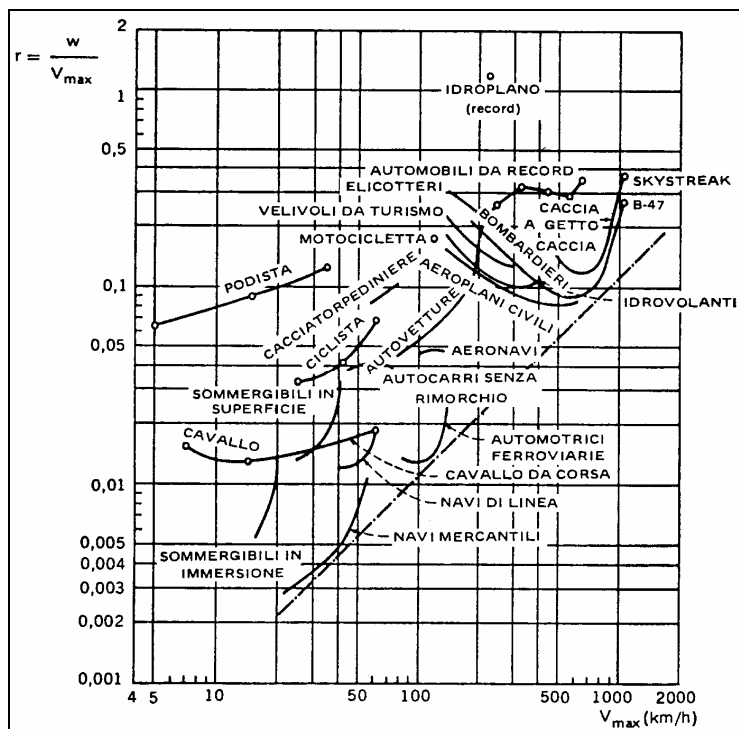


Figura 2 - Forza di trazione specifica ( $r = w/V_{max} = T/P$ ) in funzione della velocità massima ( $V_{max}$ ) per diversi sistemi di trasporto. (2° Diagramma di Gabrielli - Von Karman)

Nei due diagrammi, disegnati per comodità in coordinate logaritmiche, sono stati individuati i punti appartenenti ai singoli sistemi di trasporto; i vari punti di uno stesso sistema sono stati collegati da una linea che individua, per quel dato sistema, la “zona di funzionamento”. In tal modo è possibile stimare, per ogni sistema di trasporto indicato, il campo delle velocità massime di funzionamento e le relative prestazioni specifiche di potenza e di sforzo di trazione.

Esaminando il primo diagramma si nota che i sistemi di trasporto sono contenuti in una fascia abbastanza ben delineata, al di sopra della retta limite che configura un rapporto limite ideale, caratteristico di ogni sistema, tra velocità massima e potenza specifica. Tale rapporto rappresenta la migliore utilizzazione possibile (compatibilmente con le caratteristiche del sistema) della potenza unitaria installata, nei confronti delle prestazioni di velocità massima ottenibile.

Dall’osservazione dei due diagrammi si deduce che: i mezzi marini presentano sia la minore potenza specifica, sia il minore sforzo di trazione specifico, come indica la linea delle navi mercantili, e quindi si può affermare che i natanti a bassa velocità sono i mezzi di trasporto più

economici in termini di consumi; per le medie velocità (circa  $100 \text{ km/h}$ ) si verifica una situazione di maggiore economia dei sistemi terrestri su ferro rispetto a quelli su gomma. Analoga situazione si verifica alle alte velocità ( $> 600 \text{ km/h}$ ) per i grandi aerei a lunga percorrenza, civili e militari (aerei di linea e bombardieri) rispetto a quelli relativamente più piccoli (aerei da turismo, caccia, ecc).

I miglioramenti di comportamento dei sistemi possono ottenersi sia elevando i rendimenti dell'apparato propulsivo, sia riducendo la tara del veicolo per aumentare, a parità di peso totale  $P$ , il carico utile (o carico pagante). Ciò può ottenersi con l'impiego di materiali più leggeri nella costruzione del veicolo e del motore, con il perfezionamento dei motori esistenti e l'introduzione di motori a più elevate prestazioni, con la riduzione delle resistenze esterne (al rotolamento ed aerodinamiche) o adottando forme di sustentazione che comportino minori resistenze.

Occorre infine osservare che i diagrammi di Gabrielli Von-Karman rispecchiano la situazione degli anni '60. Per molti sistemi, quali, ad esempio, autocarri, treni ad alta velocità, aerei supersonici, sono nel frattempo intervenuti sensibili miglioramenti nelle prestazioni, con conseguente estensione, nei diagrammi, della zona di funzionamento (per esempio, la velocità degli attuali autocarri arriva a  $120-130 \text{ km/h}$  e la potenza specifica a  $14 - 15 \text{ CV/t}$ ).

I progressi tecnologici nei sistemi di trasporto che comportano un miglioramento delle prestazioni a parità di potenza specifica installata o a parità di sforzo di trazione specifico vengono evidenziati, nei due diagrammi, con una rotazione in senso orario della retta limite.

## 2.1. Fattore di utilizzazione dell'energia

Risulta interessante un esame comparativo dei vari veicoli per passeggeri e merci mediante il fattore di utilizzazione dell'energia. Tale fattore è definito, a meno di una costante numerica, dal rapporto tra la capacità netta di trasporto (definita come prodotto del carico pagante per la distanza percorsa) e l'energia equivalente, espressa in unità meccaniche, a quella consumata dal veicolo per la data missione (vedere Tabella 1 e Tabella 2):

$$f = \frac{10^6 \cdot (Q_{pa} \cdot D)}{E_m}$$

dove:

- $Q_{pa}$  = peso del carico pagante;
- $D$  = distanza percorsa ( $\text{km}$ );
- $E_m$  = energia in unità meccaniche equivalente a quella consumata dal veicolo per la data missione ( $\text{kg} \cdot \text{m}$ ).

Tabella 1 - Valori indicativi del fattore di utilizzazione dell'energia per alcuni tipi di veicoli.

| <b>VEICOLI</b> | <b>TRASPORTO PASSEGGERI</b> | <i>f</i> | <b>TRASPORTO MERCI</b>                          | <i>f</i>  |
|----------------|-----------------------------|----------|---|-----------|
| Terrestri      | Treni passeggeri            | 5        | Treni merci<br>(leggeri veloci e lenti pesanti) | 12-54     |
|                | Treni letto                 | 0,4      |   | Autotreni |
|                | Auto da turismo             | 0,9      |   |           |
|                | Autobus                     | 3,3      |   |           |
| Marini         | Battello fluviale a ruote   | 3,2      | Navi porta-containers                           | 20        |
|                | Transatlantico di lusso     | 0,1      | Superpetroliera                                 | 120       |
|                |                             |          | Chiatta con rimorchio                           | 30        |
| Aerei          | Aeroplani subsonici         | 0,6-1,2  | Elicotteri                                      | 0,33-0,55 |
|                | Aeroplani supersonici       | 0,35     | Aeroplani cargo                                 | 1-1,5     |

Tabella 2 - Valori indicativi del fattore di utilizzazione dell'energia per locomotori con motori viventi.

| <b>VEICOLI ANIMATI</b>            | <i>f</i> |
|-----------------------------------|----------|
| Pedone                            | 5        |
| Ciclista                          | 7-8      |
| Canotto con due rematori          | 1,7      |
| Cavallo a passo celere con traino | 8        |

Il trasporto passeggeri viene distinto dal trasporto merci: per quello passeggeri il valore più alto del fattore appartiene ai treni normali, ai battelli di trasporto pubblico e agli autobus. Un grado più basso spetta alle automobili, quindi nella graduatoria seguono i veicoli subsonici, mentre gli elicotteri ed i veicoli subsonici da trasporto hanno valori ancora più bassi. Ultimi nella graduatoria si pongono i transatlantici di lusso ed i treni letto. Per quanto riguarda il trasporto delle merci, le superpetroliere, i treni merci e le chiatte per la navigazione fluviale raggiungono i massimi valori del fattore di utilizzazione dell'energia; seguono, quindi, le navi portacontainers ed, infine, i velivoli cargo.

### 3. RUOTA AUTOMOBILISTICA

E' l'organo di sostentazione, propulsione e guida caratteristico di tutti i vettori stradali per mezzo del quale avviene la rotazione e quindi il movimento.

Nelle autovetture la *ruota* è costituita solitamente da un cerchione che può essere in lamiera stampata o in lega (più leggero), portante esternamente un cerchio di montaggio metallico a canale, entro il quale viene applicato il pneumatico (Figura 3).

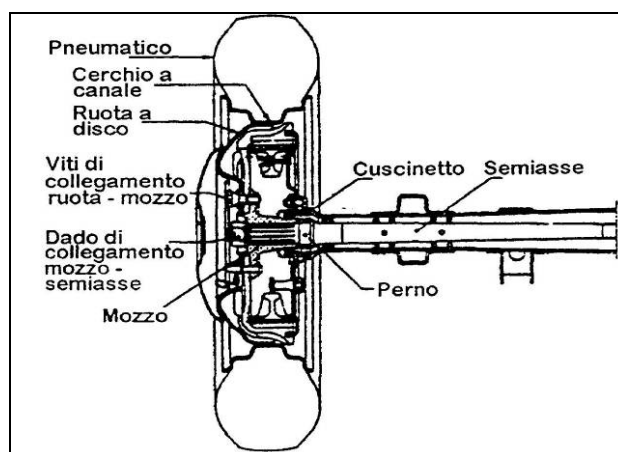


Figura 3 - La ruota automobilistica

Il disco porta, nella parte interna, una serie di fori, entro i quali si infilano i bulloni portati dal mozzo.

#### 3.1. Il pneumatico

È un involucro inestensibile e deformabile, costituito da gomma vulcanizzata (trattamento a caldo della resina dell'albero di "caucciù" con zolfo) il quale fu introdotto da Good Year. Per impedire l'azione dei raggi ultravioletti e per migliorare le proprietà meccaniche e prestazionali del prodotto finale si aggiunge rispettivamente "nerofumo" (da qui deriva il caratteristico colore) e la silice.

Il pneumatico ha la forma di un solido di rotazione (anello toroidale), ed ha la funzione di sopportare staticamente e dinamicamente un determinato carico, trasmettere al terreno tutte le forze longitudinali e trasversali necessarie al moto, assicurare la direzionalità al veicolo permettendone la sterzata e l'inserimento su una traiettoria voluta dal guidatore, trasmettere sia la potenza motrice che la forza frenante per mezzo dell'aderenza con la superficie stradale, migliorare il comfort dei passeggeri contribuendo alla sospensione del veicolo.

### 3.2. Tipologia dei pneumatici

Il pneumatico oggi più usato negli autoveicoli è senza camera d'aria (*Tubeless*, vedi Figura 4), composto da copertura e valvola. La copertura presenta nella parete interna un rivestimento in gomma speciale ancora più impermeabile (il liner).



Figura 4

### 3.3. La copertura

Consiste in un robusto involucro di forma toroidale aperto interiormente. Ha la funzione di resistere alla pressione interna dell'aria e di trasmettere al piano di posa il peso e le eventuali forze tangenziali.

La copertura (Figura 5) è costituita dal:

- *battistrada*: è costituito da una miscela in gomma la cui superficie è solcata da un “disegno” idoneo a garantire una buona aderenza al suolo sia nelle condizioni di asciutto che di bagnato, nonché buone caratteristiche di silenziosità di marcia. Il disegno è formato da una particolare disposizione dei pieni (tasselli) e dei vuoti (incavi, lamelle, ecc.); questi ultimi accolgono l'acqua assicurando un contatto “asciutto” tra gomma e suolo;
- *sottofondo*: è lo strato più interno della fascia battistrada a contatto con la cintura oppure ove questa manchi, con l'ultima tela di carcassa;
- *spalla*: è la zona estrema del battistrada compreso lo spigolo e l'inizio del fianco;
- *fianco*: è la zona compresa tra la spalla ed il cordolo di centratura. E' costituito da uno strato di gomma più o meno sottile, destinato a proteggere le tele di carcassa contro urti laterali, come ad esempio gli spigoli dei marciapiedi;
- *tallone*: elemento di accoppiamento fra copertura e cerchio; in esso trovano alloggio due cerchietti formati da anelli di fune metallica che hanno la duplice funzione di calettare il pneumatico sul cerchio metallico, in modo da impedire una rotazione relativa fra tallone e cerchio;

- *carcassa*: costituisce la struttura resistente ed è composta da uno o più strati di tele gommate poste sotto il battistrada (o sotto la cintura per le strutture radiali). Ogni singola tela è formata da una serie di cordicelle tra loro parallele di materiale molto resistente e allo stesso tempo flessibile, immerse nella mescola vulcanizzata.

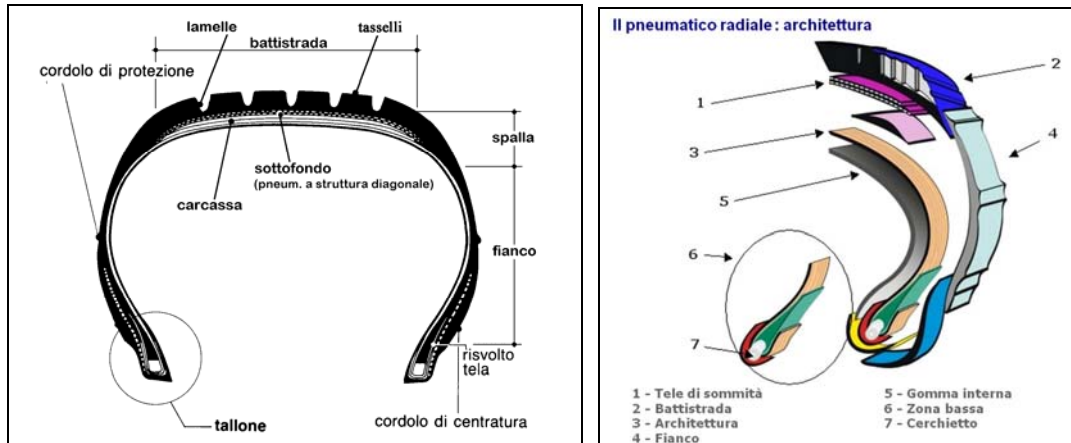


Figura 5 - Vista in sezione di un pneumatico

Ogni tela della *carcassa* si stende da un tallone all'altro, risvoltandosi attorno ai cerchietti e scaricando su di essi le tensioni generate dalla pressione di gonfiaggio.

La disposizione delle tele che costituiscono la carcassa dà la denominazione alla struttura del pneumatico. Oggi la struttura più utilizzata è quella *radiale*, ove la carcassa è composta da una o più tele con cordicelle disposte in senso radiale. La carcassa radiale pura e semplice è resa più stabile, per impedire movimenti parassiti, da una struttura anulare di rinforzo generalmente chiamata *cintura* (Figura 6).



Figura 6 – Pneumatico convenzionale (a sinistra) e radiale (a destra)

I pneumatici a struttura radiale presentando una migliore aderenza, una più efficace stabilità ed una maggiore efficienza in frenata, si configurano come pneumatici più sicuri rispetto ai tipi a struttura convenzionale; inoltre consentono una maggiore economia di esercizio (maggiore durata nonché risparmio di carburante) e un maggior livello di confort (più assorbimento delle asperità).

### 3.4. Parametri caratteristici

Essi sono riportati sul fianco della copertura e contengono informazioni relative alle:

- **caratteristiche dimensionali**, quali *larghezza nominale di sezione* o corda e *diametro nominale di calettamento*. Si definisce *serie* il rapporto tra l'altezza  $H$  e la larghezza di sezione  $S$  moltiplicato per 100. Tra le serie ricordiamo:
- **caratteristiche di costruzione**: indicano con  $R$  i pneumatici a costruzione radiale;
- **caratteristiche di servizio**: indicano la *capacità di carico* del pneumatico con un indice di carico massimo sopportabile dal pneumatico e la *velocità base* del pneumatico con un codice di velocità. I codici impressi sui fianchi dei pneumatici e le relative velocità di omologazione (velocità massima raggiungibile in  $km/h$ ) sono quelli riportati appresso:

Tabella 3

|                           |       |       |
|---------------------------|-------|-------|
| L=120                     | M=130 | N=140 |
| P=150                     | Q=160 | R=170 |
| S=180                     | T=190 | U=200 |
| H=210                     | V=240 | W=270 |
| VR=oltre 210 ZR=oltre 240 |       |       |



Figura 7 – Caratteristiche dimensionali

Le caratteristiche fondamentali di un pneumatico, scritte usualmente con marcature di codici impressi a caldo nella parte laterale dello stesso (Figura 7), sono:

- Dimensioni fisiche
- Caratteristiche prestazionali
- Caratteristiche costruttive

L'ordine in cui tali caratteristiche vengono indicate è il seguente: T l / h<sub>l</sub> S<sub>t</sub> d c<sub>M</sub> v<sub>M</sub> S<sub>ca</sub>

D e N sono indicate a parte, mentre S<sub>ca</sub> non è sempre indicato.

Con tali denominazioni, si vuole indicare in particolare:

- T: Tipologia dello pneumatico (P=passenger, ovvero sia per automobile)
- l: Larghezza massima dello pneumatico, in condizioni di pressione e carico definite dalle norme (espressa in millimetri)
- h<sub>l</sub>: Rapporto fra altezza e larghezza della sezione (da cui, tramite il primo, si può ricavare



l'altezza). Più tale numero è basso, più la tenuta è migliore ma il comfort minore. Lo pneumatico si definisce *ribassato* quando tale rapporto è inferiore a 60, *super-ribassato* quando è inferiore a 45.

- S<sub>t</sub>: Struttura riguardante la disposizione delle tele (indicata con una lettera, può essere radiale (R) o diagonale (D))
- d: Diametro del cerchione (in pollici)
- c<sub>M</sub>: Massimo carico ammissibile sulla ruota (Kg); è un indice di cui, come esempio, seguono alcuni valori:
  - 60= 250 Kg
  - 76= 400 Kg
  - 84= 500 Kg
  - 98= 750 Kg
  - 108= 1000 Kg
  - 118= 1320 Kg
  - 126= 1700 Kg
- v<sub>M</sub>: Velocità massima ammissibile espressa tramite una lettera, più precisamente:
  - Lettere da J-U : Velocità da 100 Km/h a 200 Km/h (con aumenti di 10 Km/h ogni lettera (la lettera 'O' non viene utilizzata))
  - H: 210 Km/h
  - V: 240 Km/h
  - W: 270 Km/h
  - Y: 300 Km/h
  - VR: oltre 210 Km/h (non specificata la massima)
  - ZR: oltre 240 Km/h (non specificata la massima)
- S<sub>ca</sub>: Attitudine all'uso senza camera d'aria
- D: espresso come xxyy, dove xx è la settimana e yy l'anno di costruzione.
- N: Nome dello pneumatico, nella forma di un marchio depositato.

Un esempio di una reale iscrizione potrebbe essere **P195/55R16 85H**, interpretabile come:

- P indica che trattasi di un pneumatico per autovettura ("P" di *passenger*).
- 195: la larghezza è di 195 mm.
- 55: rapporto dell'altezza con la larghezza del 55% - di conseguenza l'altezza è 107 mm.
- R: trattasi di pneumatico radiale.
- 16: per cerchioni da 16 pollici.

- 85: il peso massimo ammesso, in questo caso di 515 kg.
- H: per velocità massima di 210 km/h (130 mph).



Figura 8

## 4. IL RODIGGIO DEI ROTABILI FERROVIARI

Le parti principali di un veicolo ferroviario sono:

- gli *organi di trazione e di repulsione*;
- la *cassa*;
- il *telaio*;
- la *sospensione*;
- il *rodiggio*.

Il *rodiggio* è il complesso delle sale montate (assi e ruote) del veicolo ferroviario.

### 4.1. Le ruote

La *ruota* è l'organo del veicolo che ha la funzione di trasmettere il carico rotolando sulla rotaia, la parte più esterna si chiama cerchione, ed ha un profilo esterno tronco-conico, dotato di un risalto (bordino) che svolge funzione di guida rispetto al binario.

La parte compresa tra il foro di calettamento ed il cerchione si chiama centro della ruota e può essere a "razze" o a "disco" (Figura 9).

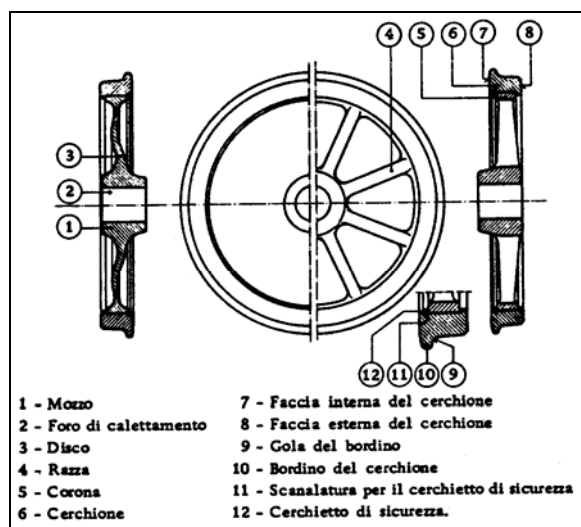


Figura 9

### 4.2. La sala o asse

La *sala* è l'organo che collega, trasversalmente al rotabile, le due ruote ed ha la funzione di trasmettere ad esse i carichi agenti sul rotabile. Il collegamento si ottiene mediante l'inserimento forzato della portata di calettamento, nel foro della ruota.

La *sala* ha sezione circolare variabile, piena o anche cava, e presenta alle due estremità i fuselli che, accoppiandosi con le boccole, sopportano i carichi del rotabile.

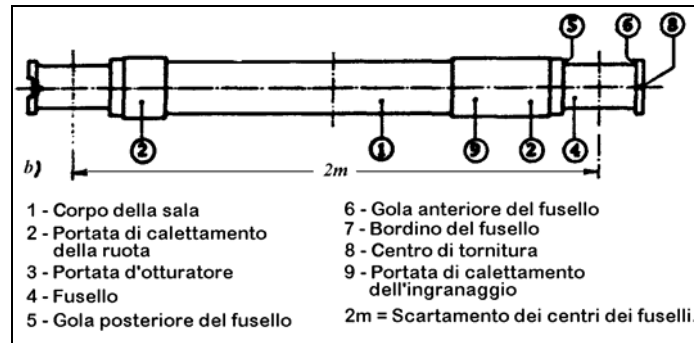


Figura 10

L'insieme della *sala* e delle due ruote calettate su di essa costituisce la *sala montata* (Figura 10). Dal punto di vista funzionale le *sale montate* si distinguono in:

- *motrici*, montate su locomotive o automotrici, collegate con i motori e destinate a ricevere lo sforzo motore;
- *portanti*, destinate soltanto a funzioni di sostegno e guida del rotabile.

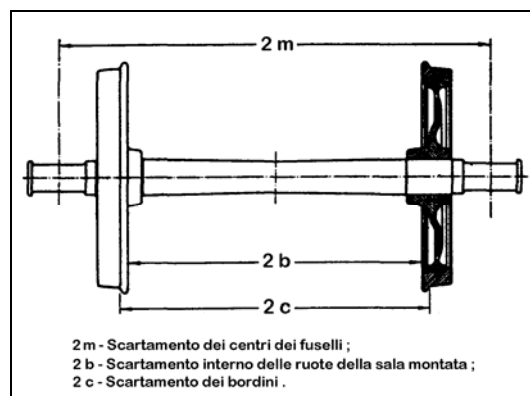


Figura 11

I carichi agenti sul veicolo si scaricano sulla *sala montata* attraverso le boccole, scatole a chiusura ermetica, che possono essere:

- - ad *attrito radente*, nelle quali i carichi si trasmettono attraverso un cuscinetto rivestito di metallo antifrizione (Figura 12);
- - ad *attrito volvente*, oggi più usate, dotate di cuscinetti a rulli cilindrici, conici o a botte.

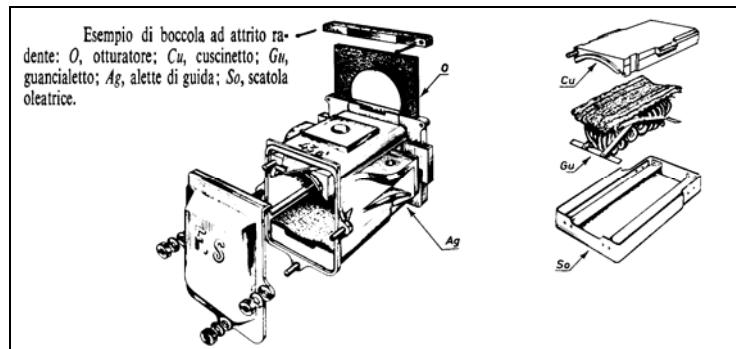


Figura 12

Quelle ad attrito radente, in relazione al modo in cui avviene la lubrificazione, si possono inoltre distinguere in:

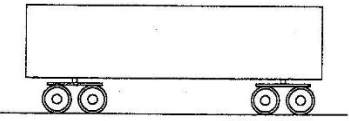
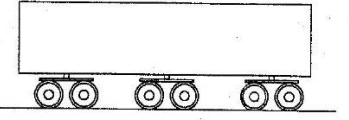
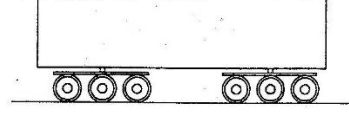
- boccole a lubrificazione per capillarità, in cui il lubrificante giunge al fusello per capillarità, attraverso fibre tessili (Figura 12);
- boccole a lubrificazione meccanica o forzata, in cui il lubrificante viene sollevato meccanicamente da un dispositivo fissato sulla testata del fusello.

L'attrito tende a far riscaldare le boccole e ciò può provocare gravi inconvenienti; il loro monitoraggio può essere affidato sia a ispezioni dirette che a particolari dispositivi a infrarossi, montati a terra, che in caso di anomalia possono bloccare il treno.

### 4.3.Schemi di rodiggio

Il *rodiggio* è suddiviso in carrelli a più assi sui quali poggia la cassa, per identificare il numero di assi ed il loro accoppiamento nei carrelli viene utilizzato un codice composto di lettere e numeri. Le lettere maiuscole indicano il tipo di carrello: *B* sta per carrello a due assi, *C* per quello a tre assi mentre il pedice zero indica la presenza del motore in corrispondenza di ciascun asse del carrello. Invece, le lettere senza pedice si riferiscono a gruppi di assi motori tra loro meccanicamente accoppiati mediante bielle o ingranaggi. Inoltre i numeri arabi da 1 a 3 indicano il numero di assi portanti di un carrello. Di seguito (Tabella 4) sono riportati alcuni schemi di *rodiggio*.

Tabella 4 - Schemi di rodiggio

|   |  |
|---|--|
|  | <p><i>Locomotiva o elettromotrice:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• B B: due carrelli a due assi, ogni carrello è collegato ad un motore.</li> <li>• B<sub>0</sub> B<sub>0</sub>: due carrelli a due assi, ogni asse è collegato ad un motore.</li> <li>• 2 B<sub>0</sub>: due carrelli a due assi, uno portante e l'altro con gli assi collegati ognuno ad un motore.</li> </ul> <p><i>Carrozza:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• 2-2: due carrelli ognuno a due assi portanti</li> </ul> |
|  | <p><i>Locomotiva o elettromotrice:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• B B B: tre carrelli a due assi, ogni carrello è collegato ad un motore.</li> <li>• B<sub>0</sub> B<sub>0</sub> B<sub>0</sub>: tre carrelli a due assi, ogni asse è collegato ad un motore</li> </ul> <p><i>Carrozza:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• 2-2-2: tre carrelli ognuno a due assi portanti</li> </ul>  |
|  | <p><i>Locomotiva o elettromotrice:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• C C : due carrelli a tre assi, ogni carrello è collegato ad un motore.</li> <li>• C<sub>0</sub> C<sub>0</sub>: due carrelli a tre assi, ogni asse è collegato ad un motore</li> </ul>  |

Il numero di assi dipende dal peso totale, le carrozze hanno peso per asse dell'ordine di 10 ton/asse, i carri merci e le locomotive raggiungono valori di 20 ton/asse.

Di seguito (Tabella 5 e Tabella 6) sono riportate le principali caratteristiche di alcuni tipi di carrozze (trasporto passeggeri), carri merci e locomotive.

Tabella 5 - Carrozze e Carri merci

|                                 | <b>Carrozze</b> | <b>Carri merci</b> |
|---------------------------------|-----------------|--------------------|
| Numero assi                     | 4               | 2 oppure 4         |
| Lunghezza totale [m]            | 17,8 ÷ 26,4     | 10,58 ÷ 19,9       |
| Larghezza cassa [m]             | 2,85 ÷ 2,9      | 2,68 ÷ 3,03        |
| Passo carrelli* [m]             | 2,15 ÷ 2,50     | 1,80               |
| Peso a pieno carico [tonn]      | 31 ÷ 42         | 36 ÷ 80            |
| Peso per asse (max) [tonn/asse] | 7,8 ÷ 10,5      | 18 ÷ 20            |

\* Si definisce passo la distanza tra le sale estreme di un carrello.

Tabella 6 - Locomotive

|                                 | <b>Elettrica</b> | <b>Diesel-elettrica</b> |
|---------------------------------|------------------|-------------------------|
| Numero assi                     | 4 ÷ 6            | 4                       |
| Lunghezza totale [m]            | 16,8 ÷ 18,3      | 14,1                    |
| Peso [tonn]                     | 82 ÷ 120         | 76                      |
| Peso per asse (max) [tonn/asse] | 20 ÷ 20,5        | 19                      |
| Numero motori                   | 4 ÷ 6            | 2                       |
| Velocità massima [Km/h]         | 150 ÷ 200        | 130                     |
| Sforzo di trazione massimo [kN] | 215 ÷ 240        | 216                     |

## 5. LA SOVRASTRUTTURA FERROVIARIA

La *sede ferroviaria* è costituita da:

- il corpo stradale;
- la sovrastruttura ferroviaria, che a sua volta è composta da:
  - o *rotaie*;
  - o *materiale minuto metallico di fissaggio*;
  - o *traverse*;
  - o *massicciata*.

Rotaie, materiale minuto di fissaggio e traverse formano l'*armamento ferroviario*. La classificazione dell'armamento viene fatta in base al peso per metro lineare delle rotaie, gli armamenti adottati dalle FS per i binari di corsa e di circolazione sono:

- il tipo *50 UNI* con rotaie da *49,86 kg/m*;
- il tipo *60 UNI* con rotaie da *60,34 kg/m*.

### 5.1. La rotaia

È un profilato di acciaio con funzione di sostegno e guida dei rotabili ferroviari. La sezione di *rotaia* generalmente usata è quella tipo *Vignole* (Figura 13);

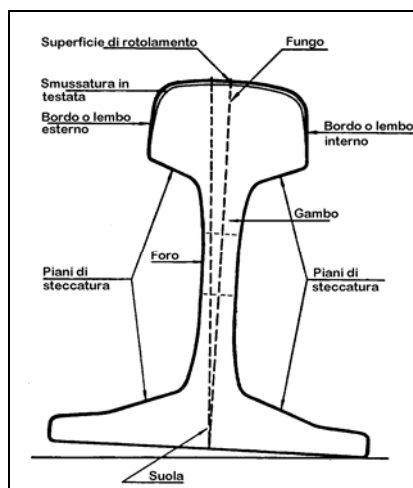


Figura 13

Questa è caratterizzata da:

- un *fungo*, parte superiore su cui insistono le ruote dei rotabili;
- una *suola*, parte inferiore con larghezza e forma che garantiscono appoggio e ancoraggio alle traverse;
- un *gambo*, parte centrale interposta tra fungo e suola per aumentare il modulo di resistenza.

I *piani di steccatura* servono da riscontro alle stecche di giunzione tra rotaie consecutive. La parte superiore del fungo costituisce la superficie di rotolamento (tavola di rotolamento).

## 5.2. Le traverse

Hanno il compito di:

- collegare trasversalmente le due file di rotaie, mantenendo costante lo scartamento;
- distribuire sulla massicciata le sollecitazioni trasmesse dalle rotaie.

Possono essere:

- in legno (rovere, larice, ecc.), di forma parallelepipedica, con dimensioni di  $260 \times 24 \times 16$  cm, caratterizzate dalla elevata elasticità e dal peso limitato ( $80 \div 100$  kg). Per aumentarne la resistenza agli agenti atmosferici ed ai parassiti, e quindi la durata, dopo 6-8 mesi di stagionatura, vengono trattate in autoclave con olio di catrame (creosoto), insolubile in acqua. La durata media di una traversa viene in genere valutata in 20 anni, ma può raggiungere i 40 anni se trattata con materiale impregnante;
- in cemento armato precompresso (Figura 14), lunghe 230 cm per  $V \leq 200$  km/h o 260 cm per  $V > 200$  km/h, a sezione trapezoidale variabile, più fragili e più pesanti (circa 220 kg) ma più stabili e di maggiore durata rispetto alle traverse in legno.

La distanza tra due traverse consecutive (*modulo*) varia generalmente tra 60 e 75 cm.

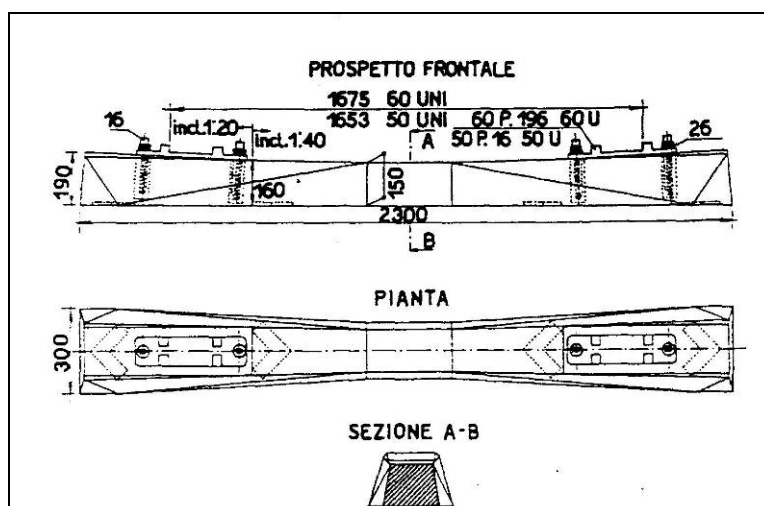


Figura 14 – Traversa in cemento armato vibrato precompresso, tipo FS

## 5.3. Gli attacchi

Le rotaie possono essere posate direttamente sulle traverse su una superficie opportunamente lavorata (*posa diretta*, Figura 15), oppure con l'interposizione di una apposita piastra (*posa indiretta*, Figura 16); in ambedue i casi la superficie di appoggio della rotaia è inclinata di  $1/20$  verso l'interno del binario.



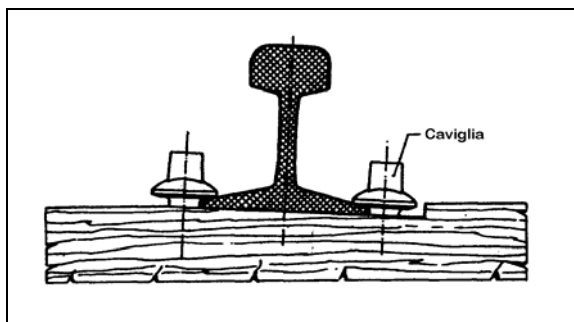


Figura 15 – Posa diretta

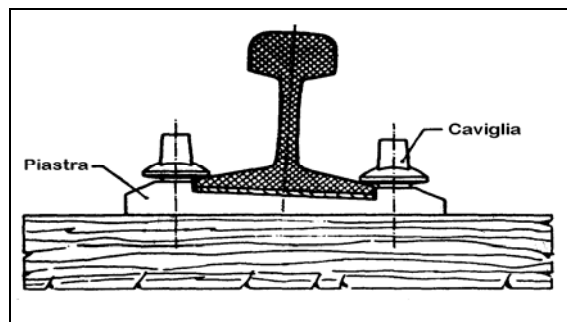


Figura 16 - Posa indiretta, attacco diretto

Nel caso di *posa diretta*, l'attacco è sempre *diretto*, in pratica la rotaia è collegata direttamente alla traversa tramite *caviglie*, viti per legno a testa quadrata o rettangolare, o tramite *arpioni elastici*, con i quali si realizza un *attacco elastico*.

Nel caso di *posa indiretta*, l'attacco può essere *diretto*, quando le caviglie collegano rotaia piastra e traversa (Figura 16), o *indiretto* (Figura 17), ed in tal caso la rotaia è fissata alla piastra per mezzo di bulloni, chiamati *chiavarde* di ancoraggio, e apposite *piastrine*, mentre la piastra è fissata alla traversa per mezzo di ulteriori caviglie (quest'ultime non sono rappresentate in figura).

Nel caso di traverse in legno, l'attacco indiretto ha la funzione di opporsi allo scorrimento longitudinale delle rotaie ed è sempre adottato in presenza di lunga rotaia saldata.

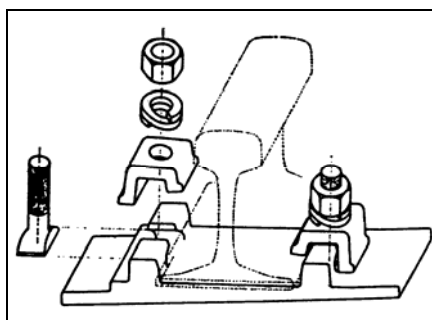


Figura 17 – Posa indiretta, attacco indiretto

#### 5.4. La giunzione delle rotaie

Le rotaie sono normalmente prodotte in verghe da 12, 18, 24 o 36 m. Il loro collegamento in opera avviene tramite *giunti* o *saldature*.

I *giunti* hanno la funzione di garantire la robustezza del binario, consentendo, almeno in parte, la dilatazione termica delle rotaie. Se la dilatazione termica non fosse consentita, infatti, la rotaia potrebbe subire, per ingenti sforzi di compressione, disassamenti, sollevamenti, ecc. La giunzione viene realizzata con due ganasce in ferro, a 4 o 6 fori, collegate tra loro e alle rotaie tramite *chiavarde*.



Figura 18 - Giunto ferroviario

Le saldature garantiscono la continuità elettrica e meccanica del binario e possono essere:

- *alluminotermiche*, eseguite in opera con materiale di apporto. Esse permettono la realizzazione della *lunga rotaia saldata*, con la quale la dilatazione termica delle rotaie è totalmente impedita;
- *elettriche*, eseguite in stabilimento o in cantiere.



Figura 19 - Saldatura delle rotaie

## 5.5. La massicciata

La *massicciata* (o ballast) è interposta tra piattaforma stradale e l'armamento al fine di:

- distribuire sul corpo stradale i carichi trasmessi dalle traverse;
- impedire lo scorrimento delle traverse;
- garantire lo smaltimento delle acque meteoriche.

Essa è costituita da pietrisco a spigoli vivi, di pezzatura compresa tra  $30$  e  $60$  mm, con coefficiente di attrito interno superiore a  $45^\circ$ . La sua forma, che in rettilineo è quella di un trapezio isoscele con i lati inclinati di  $3/4$ , e le sue dimensioni variano in relazione allo spessore minimo da garantire sotto le traverse, variabile con i carichi previsti (in genere  $25$  o  $35$  cm.), alla

sopraelevazione in curva e all'interasse tra i binari, nel caso di linee a doppio binario (Figura 20).

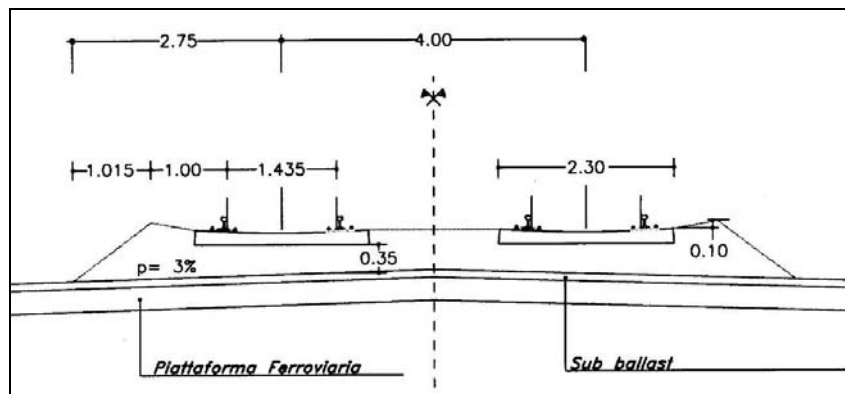


Figura 20

### 5.6. Il rapporto tra rodiggio e binario

Ai fini dello studio del moto dei veicoli ferroviari sul binario è necessario definire le seguenti grandezze (Figura 21):

- lo **scartamento del binario**, pari alla distanza tra i fianchi interni delle rotaie, misurata 14 mm sotto la superficie di rotolamento,  $2s$ ;
- lo **scartamento fra i bordini**, pari alla distanza tra i fianchi esterni dei bordini, misurata 10 mm sotto il cerchio di rotolamento,  $2c$ ;
- il **gioco fra bordini e rotaie**, pari alla differenza tra i due scartamenti suddetti, e che, in condizioni standard, vale circa 10 mm,  $2s-2c$ ;
- lo **scartamento interno delle ruote**, pari alla distanza tra le facce interne dei bordini, misurata 10 mm sotto il cerchio di rotolamento,  $2b$ ;
- lo **spessore del bordino**, pari alla semidifferenza tra scartamento fra i bordini e scartamento interno delle ruote,  $\frac{(2c - 2b)}{2}$ ;
- il **diametro di rotolamento**, pari al diametro della ruota, misurato a 70 mm dalle facce interne dei bordini,  $D$ ;
- lo **spessore del cerchione**, misurato in corrispondenza al cerchio di rotolamento,  $f$ .

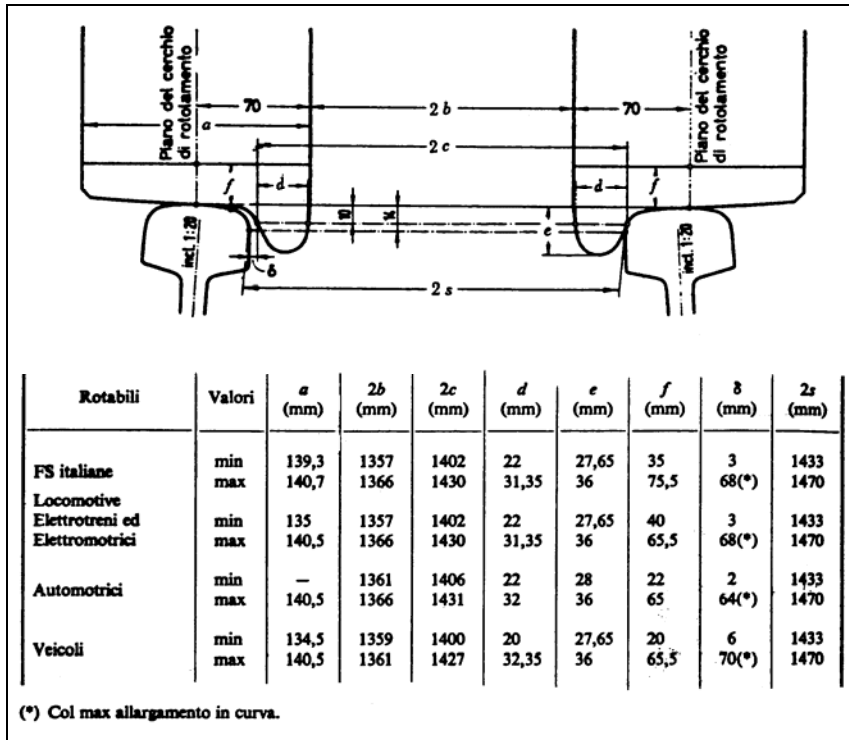


Figura 21

## 6. IL FENOMENO DELL'ADERENZA

La maggior parte dei veicoli terrestri utilizzano ai fini del moto l'aderenza, sfruttando il fenomeno connesso al rapporto ruota motrice - via di sostegno. Solo in casi particolari, per esempio i veicoli che adottano il fenomeno misto dell'aderenza e dell'impuntamento (cingolati), o per quelli che adottano la sustentazione magnetica o su cuscino d'aria, non viene sfruttato tale fenomeno.

Di seguito, si prenderà in considerazione il caso della propulsione per mezzo di ruote motrici che, tra l'altro, è il più importante, riguardando praticamente tutti i veicoli stradali e ferroviari.

Detto  $L$  il peso totale del veicolo, o del convoglio nel caso di un trattore e parte rimorchiata, si può assumere  $L = P_a + P_p$ , con  $P_a$  peso gravante sulle ruote motrici (Peso Aderente) e  $P_p$  peso gravante sulle ruote portanti (Peso Portante).

Le ruote motrici sono collegate, attraverso la trasmissione, all'apparato motore sicché si può dire che, in tali veicoli, è collocato un apparato motopropulsore costituito dal motore, dalla trasmissione del moto alle ruote e dalle ruote motrici stesse.

La coppia motrice del motore viene trasmessa alla ruota che prende appunto il nome di "ruota motrice" (Figura 22), e tale coppia equivale a una forza applicata alla periferia della ruota di entità  $T$ , che verifica la relazione  $M = T \cdot D/2$ , essendo  $D/2$  il raggio della ruota.

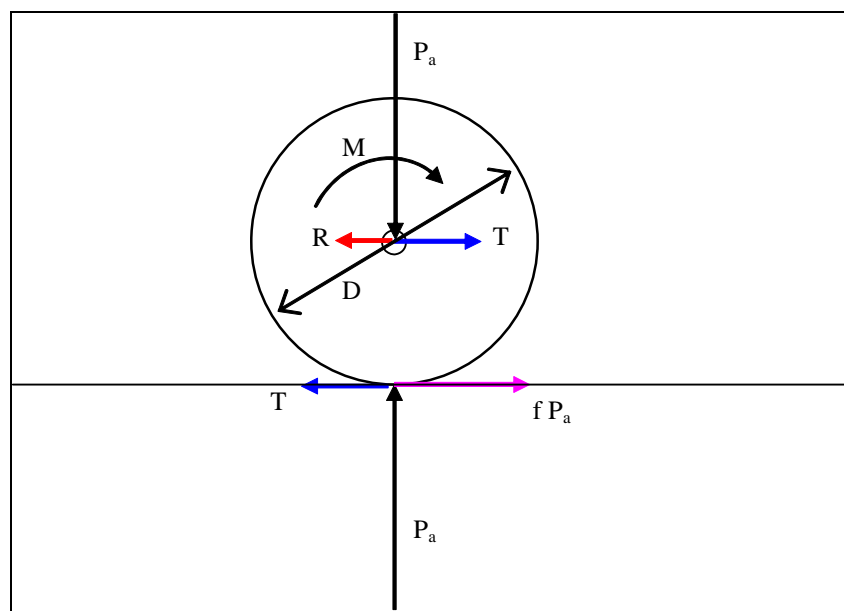


Figura 22 – Ruota Motrice

Si definisce "potere aderente" il valore massimo della forza  $T$  applicabile all'area di contatto ruota-sostegno senza che si rompa il legame di rotolamento puro (senza slittamenti) tra ruota motrice e supporto. Tale valore, che s'indicherà con  $T_{max}$ , è proporzionale, secondo un coefficiente

$f_{ad}$  che prende il nome di “*coefficiente di aderenza*”, al peso  $P_a$  che grava sulla ruota motrice. E’ chiaro quindi che, per valori di  $T$  maggiori di  $T_{max} = f_{ad} \cdot P_a$ , si rompe il legame di aderenza e la ruota slitta, di conseguenza il coefficiente  $f$  varia assumendo i valori di:

$$f = \begin{cases} f_{ad} & \text{se non c'è slittamento} \\ f_{att} & \text{se c'è slittamento} \end{cases} \quad \text{con} \quad f_{ad} \geq f_{att}$$

Ogni veicolo, o convoglio, sia per avanzare ad una certa velocità  $V$  di regime, sia nella fase di avviamento o di frenatura, deve vincere le forze che si oppongono all’avanzamento (attriti, resistenze del mezzo, componenti del peso e così via) la cui sommatoria  $R$  indicherà la resistenza totale all’avanzamento.

Con le notazioni dette possono verificarsi i seguenti casi:

1. Se  $T \leq f_{ad} \cdot P_a$  la ruota non slitta, e se:

- a)  $T = R$  **avanza di moto uniforme**       $T - R = m \cdot a = 0 \rightarrow a = 0$  oppure resta ferma se non è in moto;
- b)  $T > R$  **avanza accelerando**       $T - R = m \cdot a > 0 \rightarrow a > 0$ ;
- c)  $T < R$  **avanza decelerando**       $T - R = m \cdot a < 0 \rightarrow a < 0$  oppure resta ferma se non è in moto.

2. Se  $T > f_{ad} \cdot P_a$  la ruota slitta, quindi il coefficiente di aderenza  $f_{ad}$  viene sostituito da  $f_{att}$  ( $f_{att} \leq f_{ad}$ ) e  $T$  assume un valore limite:

$$T_l = f_{att} \cdot P_a \leq f_{ad} \cdot P_a.$$

Per il moto vale quanto detto sostituendo  $T_l$  a  $T$  con trazione possibile ed aderenza inferiori in quanto  $T_l \leq T$ .

Possibili soluzioni:

- si aumenta  $f_{att}$
  - si aumenta  $P_a$
- } per fare aumentare  $T_l$
- si diminuisce  $M$  per far diminuire  $T$

I coefficienti  $f_{ad}$  e  $f_{att}$ , in campo stradale, si ricavano sperimentalmente e dipendono da diversi fattori:

- condizioni e caratteristiche della superficie stradale;
- caratteristiche della ruota (elasticità e deformabilità);
- disegno del battistrada e pressione di gonfiaggio;
- velocità di avanzamento del veicolo;

Di seguito (Tabella 7) sono riportati dei valori indicativi del coefficiente di aderenza per ruote gommate in relazione al tipo e/o allo stato della pavimentazione.

Tabella 7 - Coefficiente di aderenza per ruote gommate

| Superficie                      | Coefficiente di aderenza $f_{ad}$ |
|---------------------------------|-----------------------------------|
| Asfalto e calcestruzzo asciutti | $0,8 \div 0,9$                    |
| Asfalto bagnato                 | $0,5 \div 0,7$                    |
| Ghiaia                          | 0,6                               |
| Neve                            | 0,2                               |
| Ghiaccio                        | $0,05 \div 0,1$                   |

Nel caso dei veicoli stradali, il rapporto ruota-suolo si presenta con caratteristiche diverse rispetto al caso ferroviario, sia per la deformabilità del pneumatico, che per la varietà nella natura e nelle condizioni della superficie stradale e del pneumatico stesso (Figura 23).

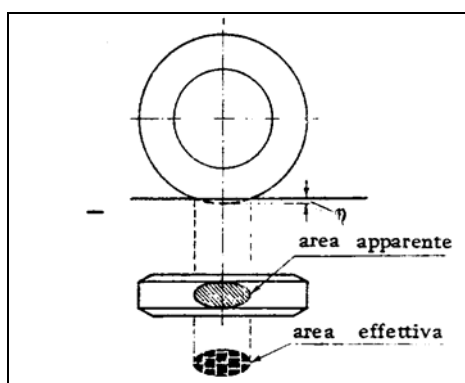


Figura 23

La forma dell'area di impronta dipende dal tipo di pneumatico e dalla pressione di gonfiaggio (Figura 24); il caso *a* di figura, *impronta piccola*, dalla tipica forma ellittica, si ha per pneumatici ad alta pressione; l'area di impronta del tipo *b* è caratteristica per gonfiaggi a bassa o media pressione, mentre a bassissima pressione o per pneumatici in cui la pressione è stata artificialmente abbassata, l'area di impronta ha la forma *c* di Figura 24, *impronta grande*.

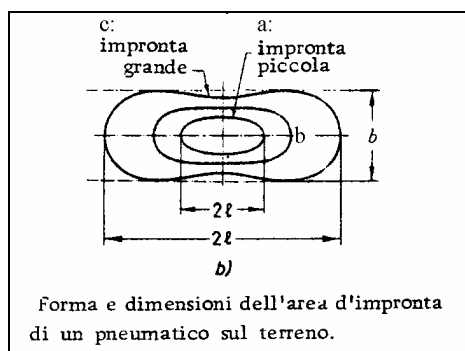


Figura 24

Nel caso ferroviario in cui le ruote con cerchione di acciaio rotolano su rotaia anch'essa di acciaio, emerge la dipendenza del coefficiente  $f_{ad}$  dalla velocità; a tal riguardo, è riportato l'andamento del coefficiente  $f_{ad}$  in funzione della velocità (Figura 25). L'andamento del coefficiente di aderenza nel caso ferroviario è formalizzabile secondo la formula di **Muller**:

$$f_{ad} = \frac{f_{ad}^*}{1 + 0,01 \cdot V}$$

dove  $f_{ad}^*$  è il coefficiente di aderenza in corrispondenza a  $V = 0$ .

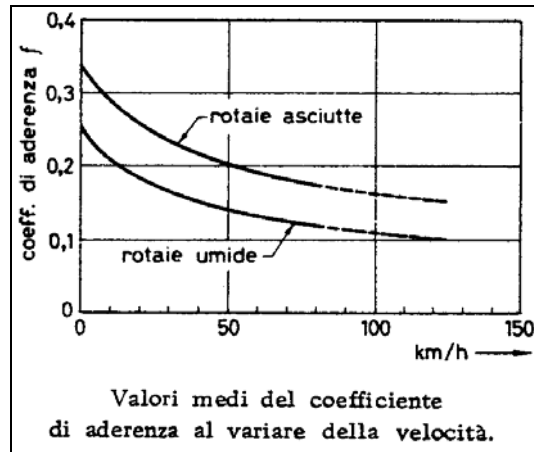


Figura 25

Restando nel campo ferroviario, è da notare che le aree di impronta sono di dimensioni abbastanza ridotte e di forma tondeggianti (Figura 26), anche in presenza di carichi elevati. In particolare, dalla figura si rileva come, al variare del peso, vari anche l'area di contatto, che risulterà compresa all'incirca tra  $200$  e  $300 \text{ mm}^2$  per pesi da  $5$  a  $10$  tonnellate.

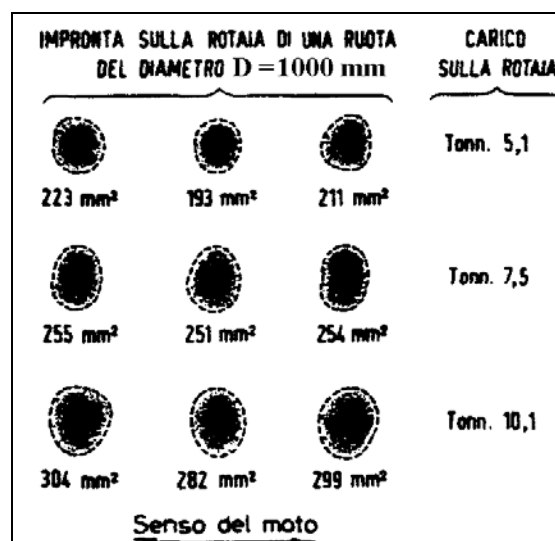


Figura 26



Nella porzione di area di impronta sono applicate tensioni normali e tangenziali, per cui si ha, nel contatto ruota-rotaia, un fenomeno di micro-aggrappamento o pseudo-ingranaggio.

Un altro elemento che interviene a modificare le condizioni di aderenza è lo stato delle superfici a contatto; queste non sono quasi mai pulite: vi può essere polvere, olio, umidità, ed ancora una leggera pellicola di ossido di ferro. A quest'ultimo inconveniente si ovvia in diversi modi: mediante lavaggio con vapore nel punto di contatto e mediante un getto di sabbia ad aria compressa (Figura 27).

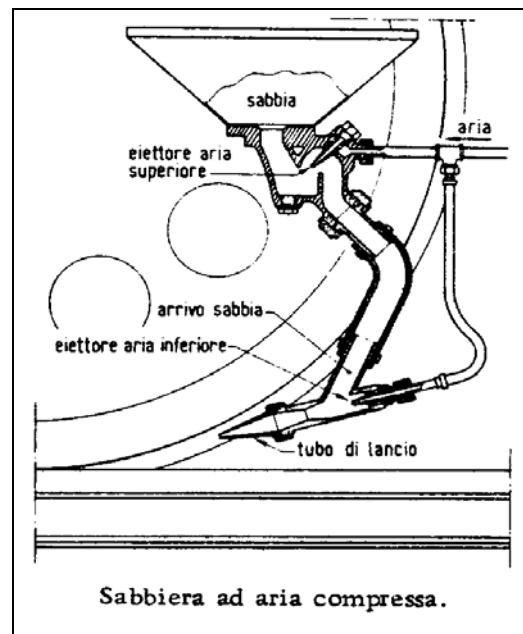


Figura 27

Più modernamente si provvede alla eliminazione della pellicola o con un passaggio di forti correnti o con un arco al plasma (insieme di particelle rarefatte); questa operazione non è legata al passaggio del treno, ma viene seguita periodicamente.

Un altro elemento di cui si tiene conto, per assegnare gli opportuni valori al coefficiente  $f_{ad}$ , è dato dalle variazioni periodiche del momento motore trasmesso alle ruote motrici, dipendenti dal ciclo che si svolge nei cilindri delle motrici a vapore o dei motori termici. E' da considerare, allora, che occorrerà assumere per  $f_{ad}$  un valore tale che il prodotto  $f_{ad} \cdot P_a$  sia sempre maggiore del valore

$$T_{\max} = \frac{M_{\max}}{d/2},$$

essendo  $M_{\max}$  il più grande valore che assume la coppia in un giro della ruota motrice.

## 6.1. Aderenza trasversale

Mentre nel campo ferroviario la direzione del moto delle ruote del veicolo è vincolata dal rapporto geometrico e costruttivo (presenza del bordino nei cerchioni) tra sala montata e binario,

per cui, anche in presenza di forze normali alla direzione del moto stesso, la sala montata è obbligata alla direzione di marcia, nel caso stradale la reazione alle forze trasversali nel rapporto pneumatico - strada è assicurata dalla sola aderenza trasversale tra pneumatico e suolo.

Le forze trasversali  $F_y$  (normali alla direzione del moto) sono presenti per effetto della forza centrifuga durante il moto in curva, della componente del peso del veicolo in presenza di pendenza trasversale della strada, della componente delle azioni aerodinamiche dovute al vento.

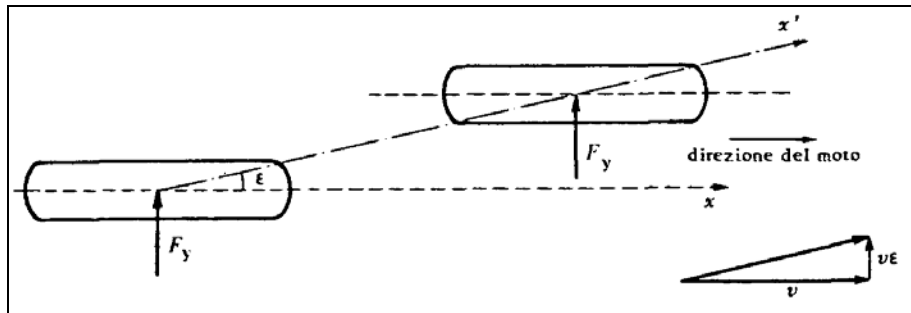


Figura 28

Indicando con  $F_y$  la risultante delle forze trasversali, per avere solo deriva e non slittamento dovrà essere  $F_y \leq f_y P$ , ove  $f_y$  è il coefficiente di *aderenza trasversale*. In corrispondenza della presenza della forza  $F_y$ , il comportamento della ruota del veicolo è tale che il suo baricentro percorre una traiettoria inclinata di un angolo  $\varepsilon$  rispetto alla direzione del moto, restando l'asse longitudinale della ruota parallelo alla direzione  $x$  del moto (Figura 28). Questo fenomeno prende il nome di “*deriva del pneumatico*”.

La schematizzazione del fenomeno ora illustrato è riferita alla ruota isolata e l'angolo  $\varepsilon$  è funzione della forza  $F_y$  trasversale, della pressione di gonfiaggio  $p_0$ , del peso  $P$  che grava sulla ruota e del valore dello sforzo di trazione  $T$  nella direzione  $x$ , se presente; per cui può scriversi la relazione:

$$\varepsilon = \varepsilon(F_y, p_0, P, T_x)$$

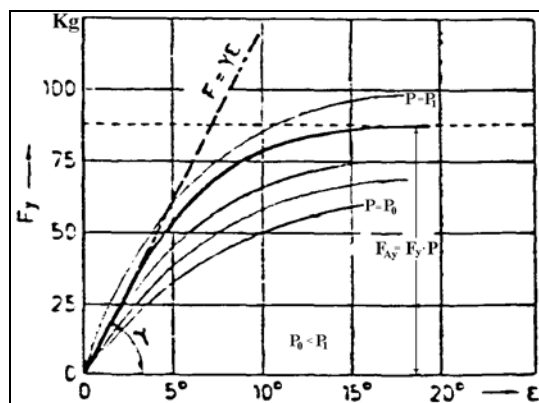


Figura 29

Se per ruota trainata è fissato  $p_0$ , l'andamento di  $\varepsilon$  in funzione di  $F_y$  al variare di  $P$  è dato dalle curve sopra riportate (Figura 29). La  $\varepsilon$  cresce proporzionalmente ad  $F_y$  sino ad un certo valore corrispondente alle condizioni limiti di aderenza, superato il quale aumenta rapidamente anche per piccoli incrementi di  $F_y$ . L'angolo  $\gamma$  definito dalla tangente alle curve  $\varepsilon = \varepsilon(F_y)$  nell'origine degli assi prende il nome di "rigidità laterale alla deriva di un pneumatico", mentre la tangente dell'angolo  $\gamma$  si definisce "rigidità del pneumatico". La dipendenza di  $\varepsilon$  da  $p_0$  è difficilmente quantificabile, però si può affermare che al diminuire di  $p_0$ ,  $\varepsilon$  aumenta rapidamente, infatti un pneumatico sgonfio deriva (sbanda) prima. La dipendenza di  $\varepsilon$  dal carico  $P$  è tale che al crescere di  $P$  fino ad un certo valore,  $\varepsilon$  diminuisce; superato tale valore, il fenomeno si inverte.

## 6.2. Sterzata di un veicolo a guida non vincolata

Il moto dei veicoli a guida non vincolata è caratterizzata dall'orientazione delle ruote sterzanti le quali, attraverso le forze di aderenza trasversale, impongono al veicolo di seguire una determinata traiettoria. Per avere puro rotolamento (sterzata ideale), gli assi di tutte le ruote, per qualunque valore dell'angolo di sterzata, dovrebbero confluire nel punto  $O$  (centro di istantanea rotazione) che si trova sul prolungamento dell'asse posteriore (Figura 30); questo è sempre verificato per i veicoli bicicli e tricicli (aerei a terra). Per i veicoli a più assi, come gli autotreni, si possono utilizzare ruote flottanti, ossia che possono ruotare intorno ad un asse verticale al piano del moto.

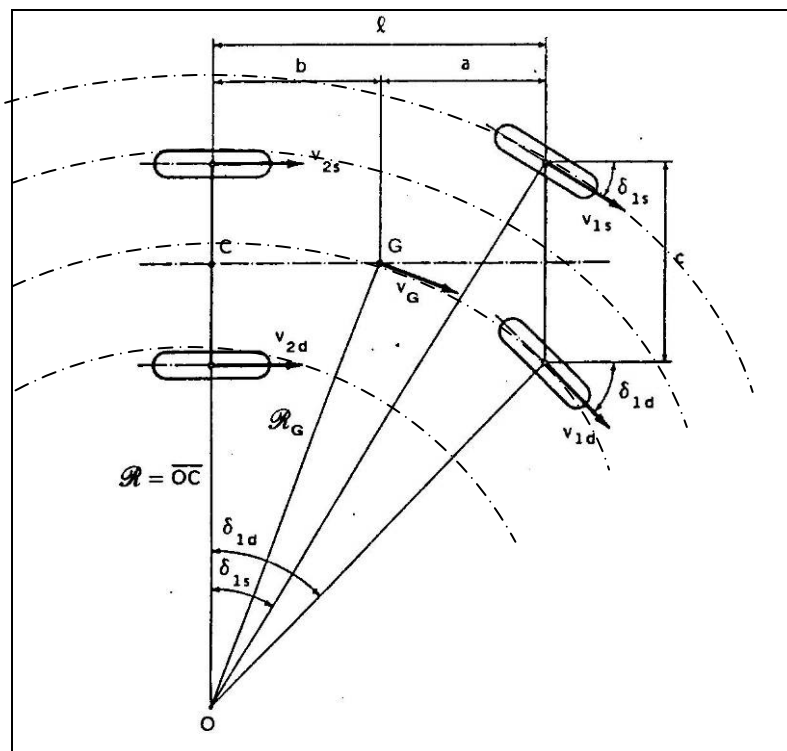


Figura 30

Per ottenere una sterzata corretta sarebbe necessario sterzare di più la ruota anteriore interna; questa necessità viene rispettata con buona approssimazione collegando le ruote anteriori tra loro mediante il cosiddetto *quadrilatero di Ackermann* (Figura 31), il cui punto di incontro del prolungamento dei due lati CD ed EF, cade circa al centro dell'assale posteriore (Figura 32).

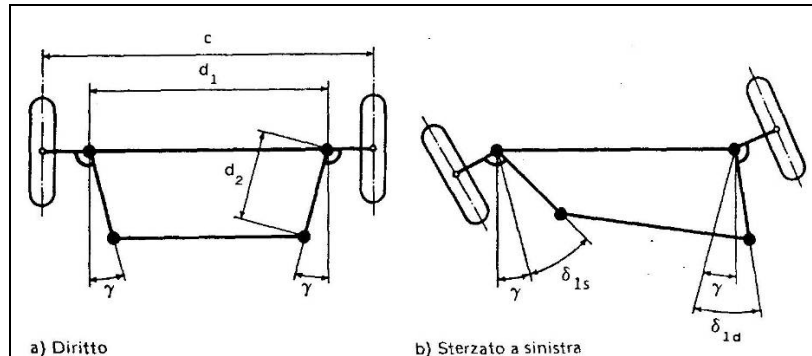


Figura 31

In realtà le caratteristiche di tenuta di strada dei pneumatici consentono leggere variazioni rispetto ad una rigida applicazione del meccanismo di *Ackermann* e si utilizzano così meccanismi più semplici che producono un'ottima approssimazione della situazione ideale. Inoltre, la presenza della forza centrifuga trasversale provoca la deriva, che determina sia una variazione della traiettoria seguita (*sterzata dinamica*), sia una modifica dell'assetto del veicolo, entrambi fenomeni tollerabili se contenuti entro certi limiti.

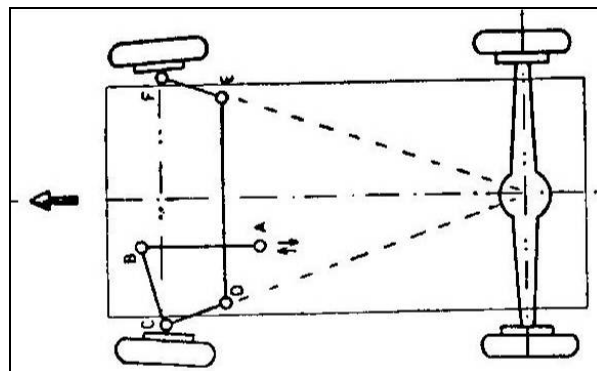


Figura 32

Si indichino ora con  $\varepsilon_1$  e  $\varepsilon_2$  i valori degli angoli di deriva delle ruote dell'asse anteriore e posteriore di un veicolo. Questi valori sono raramente uguali (veicolo neutro) in conseguenza della posizione del baricentro o del posizionamento del carico. Per le autovetture, si ha  $\varepsilon_1 > \varepsilon_2$  per baricentro avanzato e viceversa per baricentro arretrato rispetto alla posizione neutra. In conseguenza di questa differenza, il comportamento del veicolo in curva sarà diverso rispetto al caso eccezionale di veicolo neutro ( $\varepsilon_1 = \varepsilon_2$ ) per il quale la traiettoria del baricentro del veicolo

percorre la curva a raggio  $R$  relativa all'angolo di sterzata scelto dal conducente.

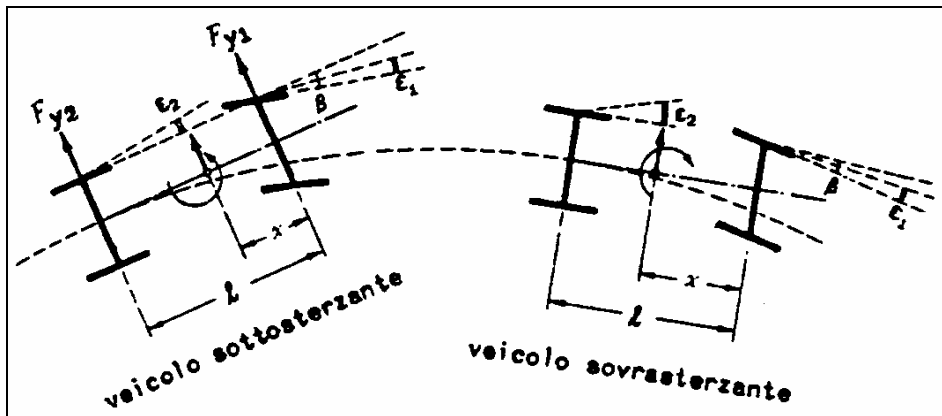


Figura 33

In realtà per veicoli in cui il valore  $\varepsilon_1$  è maggiore del valore  $\varepsilon_2$  si ha un comportamento sottosterzante per cui il veicolo tende a percorrere una curva di raggio  $R' > R$  ; viceversa, in caso contrario ( $\varepsilon_1 < \varepsilon_2$ ) il baricentro del veicolo percorrerà una curva di raggio  $R' < R$  e tale comportamento si definirà sovrasterzante (Figura 33).

## 7. LE RESISTENZE AL MOTO

Un veicolo incontra nel suo movimento delle resistenze, si ricordi, infatti, che l'equazione del moto  $R \leq T \leq f \cdot P_a$ , con  $R$  somma di tutte le resistenze al moto, impone da una parte la verifica dell'aderenza e dall'altra l'equilibrio tra sforzo di trazione e forze resistenti.

Il rapporto tra la resistenza  $R$  [kg] ed il peso  $P$  [tonn] prende il nome di *resistenza specifica*:

$$r = \frac{R}{P} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{tonn}} \right]$$

Le resistenze al moto vengono distinte in:

- *resistenze ordinarie*
- *resistenze accidentali*.

Le *resistenze ordinarie* sono quelle che si oppongono sempre all'avanzamento del veicolo nel suo moto uniforme ( $v=cost$ ) in rettilineo ed in piano.

Le *resistenze accidentali* sono quelle che si aggiungono algebricamente alle *resistenze ordinarie* durante le fasi di accelerazione o decelerazione del veicolo, per la presenza di una pendenza (livelletta) della via, durante il moto in curva del veicolo.

Nella determinazione della resistenza totale, la *resistenza ordinaria* ha lo stesso segno delle resistenze in curva, mentre la resistenza d'inerzia e la resistenza di livelletta possono assumere segno opposto, in particolare la prima è negativa durante la fase di frenatura mentre la seconda è negativa quando il veicolo percorre una discesa. Potrà scriversi allora:

$$R_{tot} = R_o \pm R_i + R_c \pm R_a$$

ove,  $R_o$  sono le *resistenze ordinarie*, che comprendono tutte le resistenze dovute agli attriti e la resistenza del mezzo (aerodinamica),  $R_i$  è la resistenza dovuta alla pendenza della via,  $R_c$  è la resistenza in curva ed  $R_a$  è la resistenza d'inerzia. Note le resistenze al moto, la potenza necessaria al moto (in CV) ed erogata alle ruote motrici è data da ( $3,6 \times 75 = 270$ ):

$$N_r = \frac{R \cdot V}{270} \quad [CV] \quad \text{con } V \text{ in } \left[ \frac{\text{km}}{\text{h}} \right] \text{ e } R \text{ in } [kg]$$

La potenza erogata dal motore sarà ovviamente maggiore, ed è legata alla potenza erogata alle ruote motrici attraverso i rendimenti degli organi della trasmissione motore-ruote ( $\eta_t$  rendimento della trasmissione):

$$N_m = \frac{N_r}{\eta_t}$$

## 7.1. Resistenze ordinarie

Le *resistenze ordinarie* sono sempre presenti in ogni fase del moto e sono:

- la *resistenza di rotolamento*;
- la *resistenza d'attrito ai perni*;
- la *resistenza aerodinamica*;
- le *resistenze dovute a moti anormali* (irregolarità della strada).

### 7.1.1. Resistenza di rotolamento o di attrito volvente

Una schematizzazione qualitativa della *resistenza di attrito volvente o di rotolamento* è rappresentata di seguito (Figura 34), dove si evidenzia come la distribuzione delle pressioni sulla superficie stradale, ovviamente simmetrica a ruota ferma, in moto si deforma in modo che la risultante  $P$  delle reazioni del terreno si sposti di una quantità  $\delta$  nella direzione del moto.

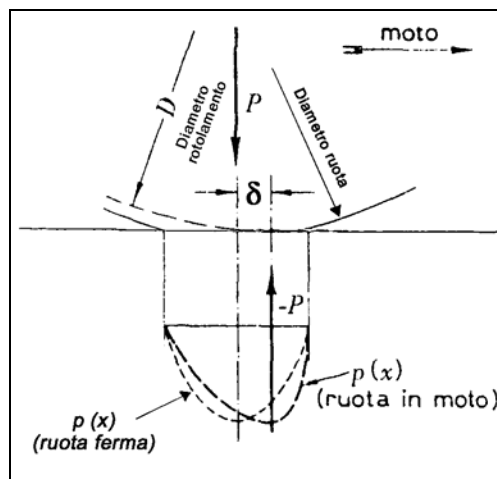


Figura 34

Ciò è dovuto alla *isteresi elastica* del materiale che costituisce la ruota (avendo supposto nella schematizzazione il terreno perfettamente rigido ed indeformabile), cioè al fatto che l'energia che ha deformato la ruota nella parte compressa (che da curva è costretta a diventare piana) non viene restituita tempestivamente nella fase di ripristino della forma curva. Questo fenomeno è più sentito per materiali meno elastici, ad esempio nel caso stradale rispetto a quello ferroviario in quanto la gomma, sebbene più deformabile dell'acciaio, è meno "elastica" dell'acciaio stesso.

Si avrà un momento resistente pari a  $M_r = P \cdot \delta$ ; dall'equilibrio dei momenti e dal fatto che, nel moto a regime, trascurando tutte le altre resistenze, lo sforzo di trazione uguaglia la sola resistenza di rotolamento, si avrà:

$$P \cdot \delta = T \cdot \frac{D}{2} = R_{rot} \cdot \frac{D}{2}$$

$$R_{rot} = \frac{2 \cdot P \cdot \delta}{D} \quad \text{ovvero}$$

$$r_{rot} = \frac{2 \cdot \delta}{D}$$

Nel caso stradale esistono formule semiempiriche che tengono conto delle velocità di avanzamento e della pressione di gonfiaggio  $p$  dei pneumatici, come ad esempio la formula di **Andreau**:

$$r_{rot}(p, V) = \frac{I}{p^{0.64}} \left( 20 + \frac{V^{3.7}}{1,29 \cdot 10^6 \cdot p^{1.44}} \right) \left[ \frac{\text{kg}}{\text{tonn}} \right]$$

Questa formula mostra che la variazione di  $r_{rot}$  con  $V$  è più sentita alle alte velocità e che essa aumenta al diminuire di  $p$  (Figura 35).

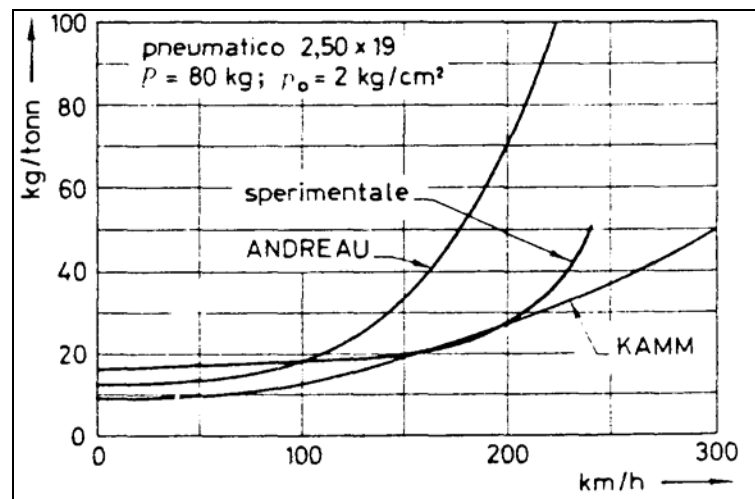


Figura 35

**Kamm** dà la seguente formula:

$$r_{rot}(P, p, V) = 5,1 + \frac{5,5 + 18 \cdot P}{p} + \frac{(8,5 + 6 \cdot P) \cdot (V/100)^2}{p}$$

Il **De Gregorio** per gli attuali tipi di autovetture europee consiglia (per velocità elevate  $V \geq 150$  km/h):

$$r_{rot} = 15 + k(V - 50)^3 \quad ; \quad k = 0,00003$$

In realtà, la resistenza di rotolamento nel caso stradale è imputabile a numerosi fenomeni tra i quali attriti localizzati lungo l'area d'impronta ed attriti che si destano durante la rotazione del pneumatico all'interno tra i filetti fluidi dell'aria in pressione. Nel campo ferroviario le aree di



impronta sono piccolissime e le deformazioni sono limitate dalla natura delle superfici a contatto (acciaio su acciaio) per cui la resistenza di rotolamento è quasi indipendente dalla velocità (vedi Tabella 8).

Tabella 8 - Resistenza di rotolamento specifica in funzione di varie configurazioni di moto

| <i>Coppia organo/sede</i>             | <i>r</i><br>(N/kN) | <i>V</i><br>(km/h) |
|---------------------------------------|--------------------|--------------------|
| <b>Ruota pneumatica su strada:</b>    |                    |                    |
| - in cemento                          | 10 + 15            | < 150              |
| - in asfalto                          | 12 + 18            |                    |
| - in macadam                          | 20 + 25            | < 100              |
| <b>Ruota pneumatica fuori strada:</b> |                    |                    |
| - su terreno naturale                 | 80 + 100           | < 60               |
| - su sabbia                           | 150 + 200          |                    |
| <b>Ruota in ferro su rotaia:</b>      |                    |                    |
|                                       | 1 + 2              | < 100              |
|                                       | 1,5 + 2,5          | 100 + 150          |
| Cingolo su strada                     | 30 + 50            | < 40               |

### 7.1.2. Resistenza d'attrito ai perni

La *resistenza di attrito ai perni* si manifesta per effetto dell'attrito tra perno e cuscinetto, il cuscinetto costituisce accoppiamento toroidale con un corpo cilindrico detto "perno" ed ha la funzione di consentire la rotazione relativa dei due elementi col minimo attrito e con la massima resistenza all'usura. Il tipo più semplice di cuscinetto è costituito da un foro di diametro leggermente superiore a quello del perno ad esso accoppiato in modo da rendere agevole il moto rotatorio relativo.

La *resistenza di attrito ai perni* assume forma e rilevanza diversa a seconda che si tratti di cuscinetti di strisciamento o di rotolamento.

Il primo caso è specifico della trazione ferroviaria, nella quale il peso  $P$  del veicolo si ripartisce sulle ruote attraverso le boccole costituite da una staffa su cui poggia il telaio e che grava sul perno (o fusello) attraverso l'intermediazione di un cuscinetto, contenuto nella boccia, costituito da metallo antifrizione (lega di stagno e antimONIO a cui può essere aggiunto del rame). L'attrito tra il metallo del cuscinetto ed il perno d'acciaio è molto elevato, e condurrebbe rapidamente alla fusione del metallo di frizione se non venisse lubrificato. Per tale motivo la boccia ferroviaria consente, attraverso opportuni sistemi, di sostituire all'attrito secco, l'attrito mediato di un fluido che si interpone durante il moto tra perno e cuscinetto. Tale fluido è un olio

minerale di opportune caratteristiche e la valutazione del coefficiente di attrito viene fatta attraverso la teoria idrodinamica della lubrificazione. Di seguito (Figura 36) è schematizzato un cuscinetto con l'angolo  $\beta$  di abbracciamento minore di  $180^\circ$ .

Il coefficiente di lubrificazione (o di attrito idrodinamico) è dato da:

$$j = \frac{\mu \cdot n}{p} \text{ (adimensionale)}$$

dove:

$\mu \left[ \frac{N \cdot sec}{m^2} \right]$  è la viscosità dinamica (funzione della temperatura);

$n \left[ \frac{giri}{min} \right]$  è il numero di giri (velocità di rotazione);

$p \left[ \frac{kg}{cm^2} \right]$  è la pressione specifica tra perno e cuscinetto.

Il coefficiente di attrito  $f_{att}$  è funzione di  $j$ :

$$f_{att} = k \sqrt{j};$$

con  $k = 0,000456$ .

Tale relazione è valida a partire da un certo valore  $j$  in corrispondenza del quale, ha inizio la lubrificazione idrodinamica (Figura 37 e Tabella 9).

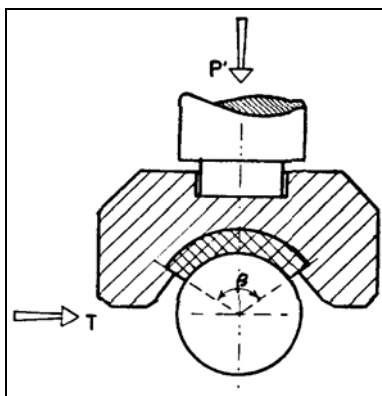


Figura 36

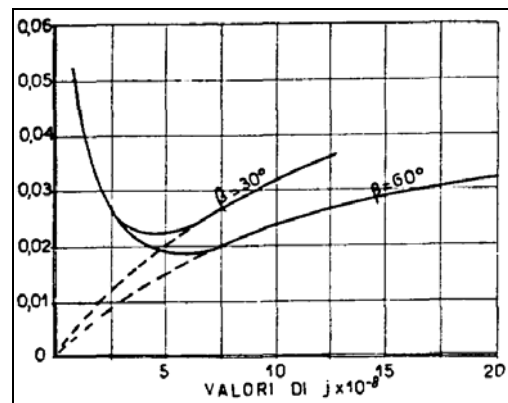


Figura 37

Tabella 9 - Coefficiente di attrito al variare del numero di giri

| Numero di giri al 1' | Velocità                  |                | f     | Temperatura    |                       |
|----------------------|---------------------------|----------------|-------|----------------|-----------------------|
|                      | periferica del fuso m/sec | di marcia km/h |       | del cuscinetto | ambiente della boccia |
| 0,545                | 0,192                     | 6              | 0,039 | 15°            | 15°                   |
| 1,77                 | 0,637                     | 20             | 0,027 | 25°            | 16°                   |
| 3,54                 | 1,275                     | 40             | 0,022 | 40°            | 26°                   |
| 6,20                 | 2,226                     | 70             | 0,018 | 58°            | 39°                   |
| 8,00                 | 2,870                     | 90             | 0,016 | 62°            | 44°                   |
| 9,80                 | 3,510                     | 110            | 0,014 | 68°            | 48°                   |
| 11,50                | 4,140                     | 130            | 0,013 | 72°            | 52°                   |

Per calcolare la forza tangenziale di attrito alla periferia del perno occorre considerare  $F = f_{att} \cdot P'$  con  $P'$  peso agente sul cuscinetto:  $P' = P - Q$ , dove  $P$  è il peso del veicolo e  $Q$  è il peso delle ruote e quanto ad esse collegato (assali, freni).

Il momento resistente vale  $M_r = f_{att} \cdot P' \cdot \frac{d}{2}$ ; dove  $d$  è il diametro convenzionale del cuscinetto (medio tra i diametri del cuscinetto e del perno).

Indicando con  $D$  il diametro della ruota, la resistenza d'attrito (riportata alla periferia della ruota stessa) è data da (Figura 38):

$$R_{attr} = \frac{M_r}{D/2} = \frac{f_{att} \cdot P' \cdot d/2}{D/2} = f_{att} \cdot P' \cdot \frac{d}{D}$$

Esprimendo  $P'$  in [tonn], si ha:

$$R_{attr} = 1000 \cdot f_{att} \cdot P' \cdot \frac{d}{D} \quad [kg]$$

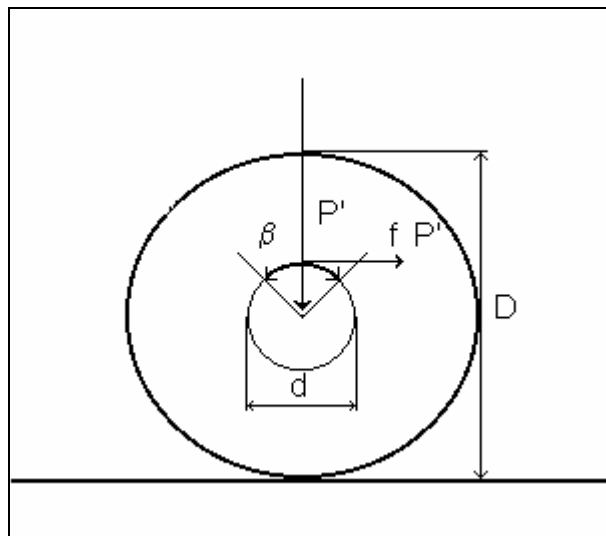


Figura 38

Nel campo automobilistico ed in qualche caso di applicazione per locomotori elettrici, vengono adottati cuscinetti di rotolamento nelle varie articolazioni costruttive, a sfera, a rulli cilindrici, conici ecc. (Figura 39).



Figura 39

I cuscinetti di rotolamento constano generalmente di un anello interno e di un anello esterno di acciaio, provvisti di corsie opportune, entro le quali rotola un certo numero di sfere o rulli, trattenuti in posizione da una gabbia distanziatrice di bronzo o di lamierino di acciaio. L'anello interno viene forzato leggermente sul perno e l'anello esterno viene forzato in una sede opportuna, a forma di cavità cilindrica. Nel funzionamento le sfere o i rulli rotolano senza strisciare nelle loro corsie, consentendo il moto rotatorio del perno rispetto alla sua sede e trasmettendo il carico.

In questo caso il valore del coefficiente di attrito è pressoché costante con la velocità ed i suoi valori relativi sono sempre più bassi di quelli dei cuscinetti di strisciamento.

Di seguito (Figura 40) sono indicati i valori di resistenza specifica in  $kg/tonn$  nel caso ferroviario per cuscinetti a strisciamento e cuscinetti a rotolamento.

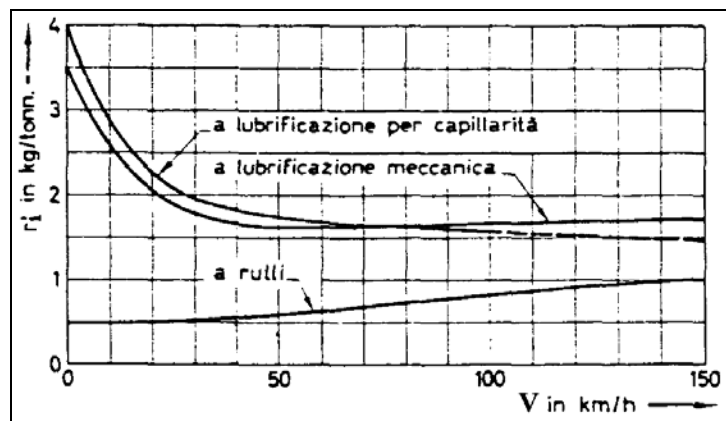


Figura 40

### 7.1.3. Resistenza aerodinamica (o del mezzo)

La *resistenza aerodinamica* è la più importante per i veicoli terrestri a grande velocità, ed è l'unica resistenza per gli aeromobili in volo rettilineo ed uniforme.

Si abbia una lastra piana indefinita investita da una corrente d'aria di velocità  $V$  (Figura 41).

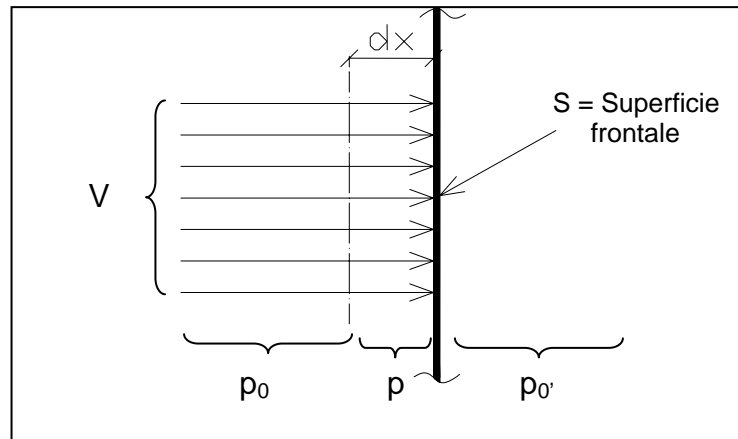


Figura 41

In un elemento d'aria di spessore  $dx$ , adiacente alla lastra, si ha una variazione di pressione tale che  $p_0$  diviene  $p$ . Il lavoro elementare  $dL$  dovuto alla forza  $F$  per lo spostamento  $dx$  vale:  $dL = F \cdot dx$ , e poichè  $F = p \cdot S$ , dove  $S$  è la superficie, si ha:  $dL = F \cdot dx = p \cdot S \cdot dx$ .

Tale lavoro corrisponde allo spegnimento dell'energia cinetica del fluido contro la lastra:

$$dL = \frac{1}{2} \cdot dm \cdot V^2.$$

Per cui avremo:

$$dL = p \cdot S \cdot dx = \frac{1}{2} \cdot dm \cdot V^2 \quad (*)$$

Visto che la massa elementare  $dm$  è uguale al volume elementare  $S \cdot dx$  per la densità  $\rho$  del fluido, si ha che  $dm = S \cdot dx \cdot \rho$ , di conseguenza la (\*) diventa  $dL = p \cdot S \cdot dx = \frac{1}{2} \cdot (S \cdot dx \cdot \rho) \cdot V^2$ .

Dunque, la resistenza sarà:

$$R = \frac{dL}{dx} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S \cdot V^2$$

Se la lastra non è indefinita si introduce un coefficiente di correzione (o meglio di forma)  $C_{rf}$ , pertanto si avrà:

$$R_f = \frac{1}{2} \cdot C_{rf} \cdot \rho \cdot S \cdot V^2$$

avendo indicato con:

- $C_{rf}$  il coefficiente di resistenza aerodinamica di forma, in conseguenza della distribuzione delle pressioni a monte e a valle della lastra piana. Di seguito (Figura 42) è mostrato l'andamento delle pressioni aerodinamiche (graduate nelle ascisse) sulla faccia esposta al vento e delle depressioni sulla faccia posteriore nel caso di una lastra piana

sottile (a sinistra di forma circolare e a destra di forma rettangolare);

-  $S$  l'area della sezione maestra ossia la sezione di area massima normale alla direzione del moto del veicolo, in via indicativa  $S$  vale:

- $6,5 \div 9 \text{ m}^2$  per veicoli ferroviari su linee a scartamento ordinario;
- $4 \div 6 \text{ m}^2$  per un autobus;
- $1,5 \div 2,2 \text{ m}^2$  per un'autovettura.

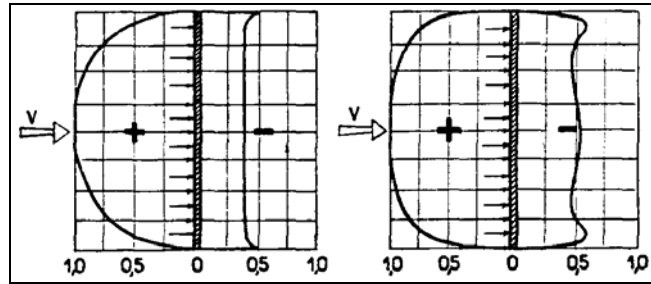


Figura 42

Supponendo:  $\frac{1}{2} \rho \cdot C_{rf} = \text{costante}$ , ad es. nei veicoli terrestri, si perviene alla formula di

**Eiffel:**

$$R_f = K S V^2$$

Questa formula, applicata tradizionalmente per la valutazione delle forze dovute al vento sulle costruzioni, può essere utilizzata (Tabella 10) per veicoli che si spostano a velocità inferiori ai  $100 \text{ km/h}$  e comunque per basse velocità, in quanto tiene conto soltanto della forma del solido che si muove a velocità  $V$  (o simmetricamente investito da una corrente d'aria a velocità  $V$ ) e dell'andamento conseguente delle pressioni e depressioni relative alla forma stessa (Figura 43).

Tabella 10

| T i p o  | Valori del coefficiente K (veicoli di superficie) |        |
|--|---|--------|
|  | Per velocità espressa in                          |        |
|  | m/s   | km/h   |
| Lastra rettangolare molto allungata                                      | 0,10  | 0,0077 |
| Lastra circolare   | 0,07  | 0,0054 |
| Sfera  | 0,018   | 0,0014 |
| Solido cilindrico, asse trasversale al moto                              | 0,065   | 0,0050 |
| Semisfera convessa   | 0,02  | 0,0015 |
| Semisfera concava  | 0,08  | 0,0062 |
| Solido fusiforme di grande penetrazione                                  | 0,0035  | 0,0027 |
| Locomotiva a vapore (valore indicativo)                                  | 0,06  | 0,0046 |
| Autoveicoli di cattiva profilatura, autocarri                            | 0,05  | 0,0039 |
| Automobili ordinarie di tipo moderno, autobus, autotrici, valori massimi | 0,04  | 0,003  |
| Idem, idem, valori minimi  | 0,02  | 0,0015 |

N.B. — Dai valori in m/sec si passa a quelli in km/h dividendo per 3,6.  
Non confondere con i valori di  $C_r$  di cui si dirà più avanti.

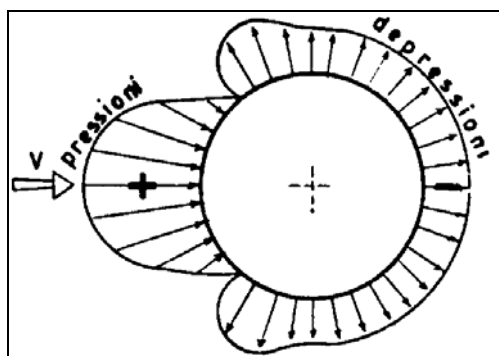


Figura 43

La *resistenza aerodinamica di forma*, quindi, è dovuta all'imperfetto richiudersi dei filetti a poppa cioè alla formazione della scia che impedisce il recupero totale di pressione; tanto più ampia è la "scia" tanto maggiore sarà tale resistenza.

Inoltre un corpo e quindi un veicolo in moto relativo rispetto all'aria ed avente una certa dimensione nella direzione del moto, produce una alterazione del campo aerodinamico intorno ad esso, per il fatto che i filetti fluidi adiacenti alla superficie longitudinale del veicolo hanno la stessa velocità del veicolo, mentre quelli più lontani hanno velocità nulla in quanto indisturbati; il fenomeno è uguale nel caso in cui sia il veicolo fermo e l'aria si muova a velocità  $V$ .

Per effetto del gradiente di velocità tra i filetti fluidi che costituiscono il campo aerodinamico intorno al veicolo, si desta una resistenza di attrito che costituisce, nella sua risultante, la *resistenza aerodinamica di attrito*. Essa può scriversi nella forma:

$$R_{ar} = \frac{l}{2} \cdot C_{ra} \cdot \rho \cdot S' \cdot V^2 ;$$

ove  $S'$  è la superficie laterale del veicolo.

Dunque il valore di  $C_{ra}$ , coefficiente di resistenza aerodinamica d'attrito, dipende dalla configurazione del campo aerodinamico intorno al veicolo, potendosi verificare i due casi estremi di moto laminare o di moto turbolento. Precisamente si ha *moto laminare* quando le linee di corrente non si intersecano durante il moto, ciascun elemento di fluido viaggia lungo una traiettoria regolare e ben definita, ne consegue che il vettore velocità in ogni punto ed a ogni istante non può avere componenti che non siano lungo la traiettoria del moto, in questo tipo di moto la velocità del fluido è bassa. Di contro si ha *moto turbolento* quando le linee di corrente percorrono delle traiettorie che si intersecano durante il moto, i vari elementi di fluido non si muovono ordinatamente, il flusso è più "caotico e turbolento", il vettore velocità in ogni punto ed a ogni istante presenta componenti anche ortogonali alla direzione del moto, in questo tipo di moto la velocità del fluido risulta più elevata. La resistenza aerodinamica totale sarà data dalla formula.

$$R_{aer} = R_f + R_{ar} = \frac{1}{2} \cdot \left( C_{rf} + C_{ra} \frac{S'}{S} \right) \rho \cdot S \cdot V^2 = \frac{1}{2} C_r \rho S V^2$$

I coefficienti  $C_{rf}$  e  $C_{ra}$  sono inoltre funzione del rapporto  $L/S$  che prende il nome di *allungamento* (\*) (Figura 44); come si vede, al crescere dell'allungamento i coefficienti  $C_{ra}$  e  $C_{rf}$  sono rispettivamente crescente e decrescente.

Nel diagramma di seguito (Figura 44) è riportato l'andamento del coefficiente globale  $C_r$ , considerato che:

$$C_r = C_{rf} + \frac{S'}{S} C_{ra}$$

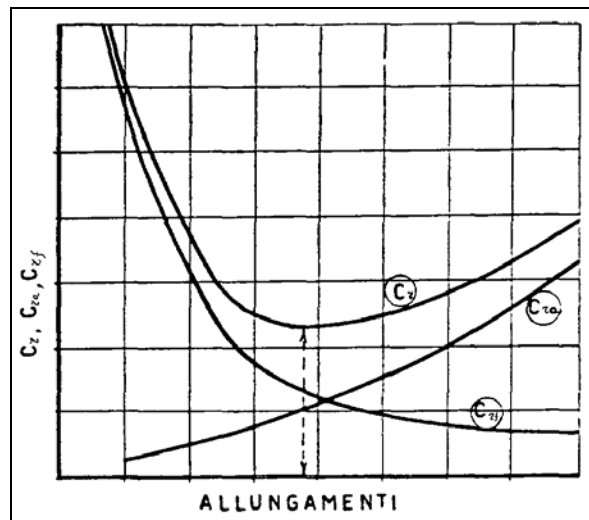


Figura 44

Nella tabella seguente (Tabella 11) vengono riportati alcuni valori di  $C_r$ .

Tabella 11 - Valori del coefficiente  $C_r$

|                            |           |
|----------------------------|-----------|
| Autovetture                | 0,2 ÷ 0,3 |
| Autocarri                  | 0,5 ÷ 0,7 |
| Barra trasversale al vento | 1,1       |

#### 7.1.4. Determinazione sperimentale della resistenza aerodinamica

Il coefficiente  $C_r$ , che permette di determinare la resistenza aerodinamica di un veicolo, può essere determinato per via sperimentale misurando, con opportune bilance, la forza aerodinamica agente sul veicolo investito da una corrente d'aria a velocità  $V$ .

Della forza  $F$  verranno individuate sia la componente nella direzione "x" del moto, cui

\* Si definisce *allungamento* il rapporto tra la lunghezza massima, nella direzione della velocità, e lo spessore massimo (nel caso dei veicoli terrestri, l'altezza).



corrisponde la resistenza aerodinamica  $R_{aer}$ , sia la componente verticale “y”, che per i veicoli terrestri può contribuire ad alleggerire il veicolo e quindi il peso sulle ruote se diretta verso l’alto, o a sovraccaricare le ruote se diretta verso il basso.

La realizzazione della sperimentazione per la determinazione della forza  $F$  è fatta per mezzo dei “tunnel aerodinamici”, che schematicamente comprendono:

- un’elica mossa da un opportuno motore;
- un condotto convergente-divergente all’interno del quale, in corrispondenza della sezione di area minima, viene ricavata la “camera di prova” dove viene posizionato il veicolo.

Il circuito aerodinamico, che può essere chiuso o aperto (Figura 45), è dotato di opportune sagome o palettature raddrizzatrici dei filetti fluidi, in modo da determinare nella camera di prova un flusso di aria a velocità  $V$ , costituito da filetti fluidi il più possibile paralleli.

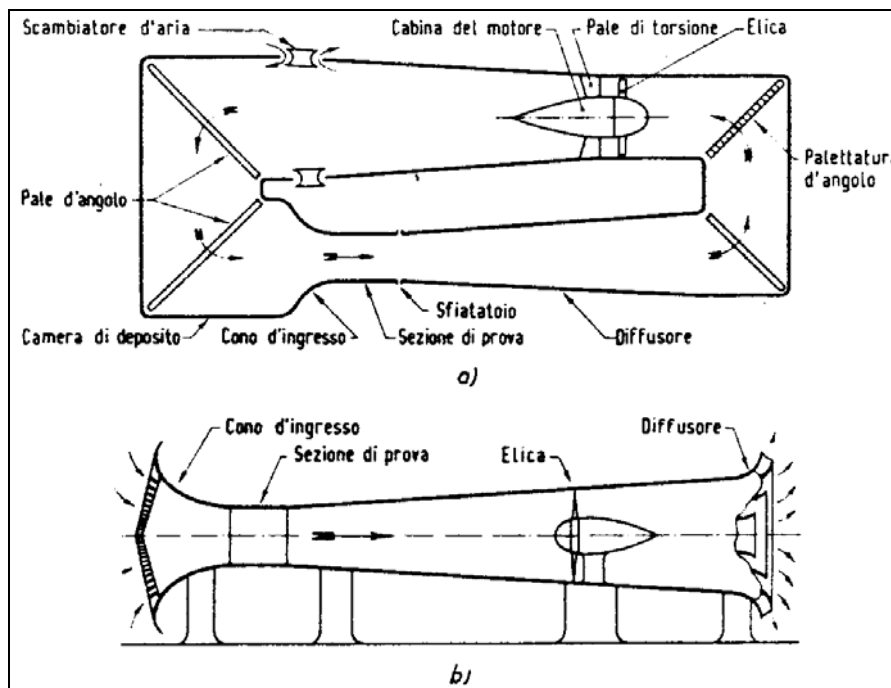


Figura 45

Per l'utilizzazione dei tunnel aerodinamici, che comportano ingenti potenze installate e notevoli problemi di gestione oltre che costruttivi, si è preferito operare su modelli a scala ridotta riproducenti le sagome dei veicoli oggetto delle prove stesse; infatti, oltre che agli elevatissimi costi per le prove sui veicoli reali, nella fase progettuale è importante operare ripetutamente, intervenendo con modifiche sulle sagome dei veicoli in prova prima di giungere alle scelte finali.

La condizione di similitudine fra i valori di  $Cr$  determinati sul modello in scala e quelli del veicolo reale, è legata all'uguaglianza dei numeri di *Reynolds* nelle condizioni di prova e nelle condizioni di esercizio reale del veicolo. Il *numero di Reynolds* è un parametro adimensionale, la

cui espressione è:

$$R_e = \frac{\rho \cdot V \cdot l}{\mu}$$

dove  $\rho$  è la densità del fluido in cui il veicolo è immerso,  $V$  la velocità del fluido,  $l$  una dimensione lineare caratteristica del sistema in studio, come per esempio la lunghezza del veicolo,  $\mu$  la viscosità dinamica del fluido.

Dovrà essere quindi:

$$\frac{\rho_1 \cdot V_1 \cdot l_1}{\mu_1} = \frac{\rho_2 \cdot V_2 \cdot l_2}{\mu_2}$$

I valori di  $\mu$  possono variarsi utilizzando gallerie chiuse in cui l'aria viene compressa, le prove vengono eseguite con aria a pressione maggiore di quella atmosferica.

Le complicazioni nella costruzione e gestione dei tunnel in pressione a circuito chiuso, ha fatto ampiamente preferire i *tunnel aperti* nei quali risulta  $\mu_1 = \mu_2$ .

E' da notare che se il rapporto  $l_1/l_2$  (rapporto di scala del modello) è molto basso ( $1/10 \div 1/25$ ), le velocità  $V_1$  e  $V_2$ , dovendo mantenere lo stesso rapporto saranno molto diverse e l'aria nel tunnel di prova dovrebbe raggiungere velocità per le quali intervengono fenomeni di compressibilità che modificano profondamente i valori dei coefficienti  $C_r$ . Le variazioni del  $C_r$  del modello rispetto a quello reale, che in generale risulta minore del primo, costituiscono il fenomeno che viene detto *effetto scala*.

Un'ulteriore difficoltà per le prove su modelli di veicoli terrestri è data dalla presenza del terreno (Figura 46), la distribuzione di velocità dell'aria nel caso reale è rappresentata in Figura 46-a, mentre una simulazione del terreno mediante un piano fisso determina un diagramma delle velocità al modello come in Figura 46-b.

Per ovviare a questo inconveniente si possono utilizzare i due accorgimenti di cui alla Figura 46-c/d; nel primo caso il terreno viene simulato da un nastro mobile a velocità  $V$ , realizzandosi così un diagramma delle velocità simmetrico rispetto al caso reale, nel secondo si utilizza un modello doppio simmetrico, per ogni metà del quale viene ancora realizzata la simmetria del campo aerodinamico rispetto al veicolo reale.

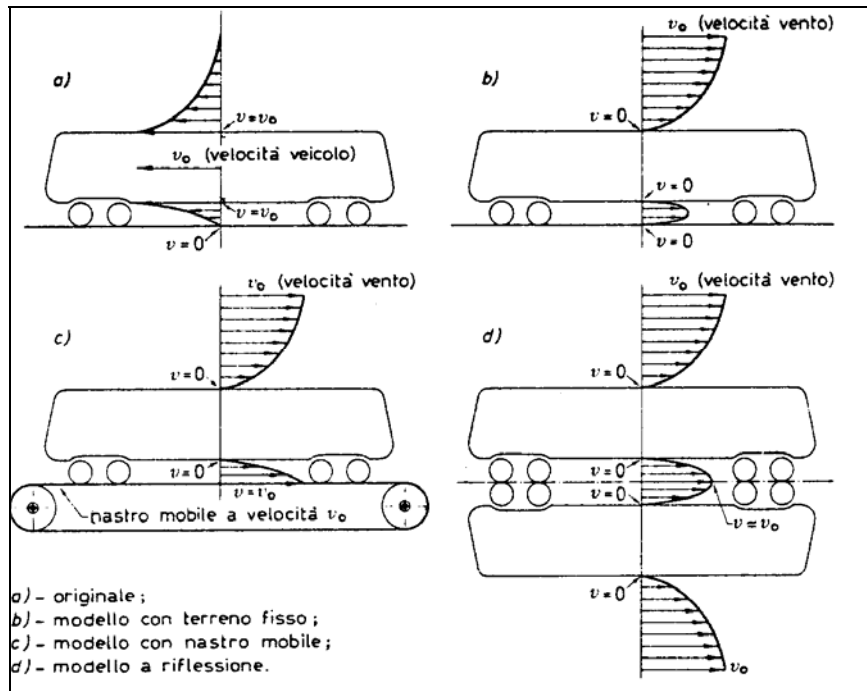


Figura 46

### 7.1.5. Formule globali

La determinazione pratica delle resistenze ordinarie dei veicoli, viene effettuata, per le calcolazioni di prima approssimazione, per mezzo di formule globali di carattere semiempirico.

Nel caso ferroviario l'espressione più comune è del tipo binomia:

$$r_{ord} = a + b \cdot V^2 \left[ \frac{Kg}{tonn} \right];$$

dove:

- $a=2.5$
- $b=0.00025$  per vetture passeggeri a carrelli;
- $b=0.00033$  per vetture passeggeri a due assi
- $b=0.0004$  per carri merci carichi
- $b=0.001$  per carri merci scarichi.

Per i locomotori elettrici si adottano le formule:

$$r = \frac{24}{\sqrt{L}} + 0.01 \cdot V + 0.0035 \cdot \frac{S \cdot V^2}{L} \quad (\text{Armstrong})$$

$$r = 2.5 + 0.0003 \cdot V^2 \quad (\text{formula Svizzera})$$

$$r = 3.5 + 0.005 \cdot \frac{S \cdot V^2}{L} \quad (\text{De Gregorio})$$

mentre per locomotori diesel-elettrici:

$$r = 3.5 + 0.6 \cdot \frac{S}{L} \cdot \left( \frac{V+12}{10} \right)^2 \quad (\text{Strahl})$$

dove  $L$  è il peso espresso in tonnellate;

Nel caso degli *autocarri* e per bassa velocità ( $V < 50 \text{ km/h}$ ) possono utilizzarsi:

$$r = 15 + 0.1v^2 \quad (v \text{ in } m/sec)$$

$$r = 15 + \frac{0.0077 \cdot V^2}{P} \quad (V \text{ in } km/h)$$

Per gli *autoveicoli*, una espressione comunemente adottata è:

$$R = r_{rot} \cdot P + \frac{1}{2} \cdot C_r \cdot \rho \cdot S \cdot V^2$$

con  $r_{rot}$  compreso tra 10 e 15 *kg/tonn*; il valore di  $C_r$  viene fornito dalle case costruttrici.

Per gli autoveicoli ad alta velocità (maggiore di 150 *km/h*), la resistenza di rotolamento può essere ricavata dalla:

$$r_{rot} = 15 + 0,00003 \cdot (V - 50)^3 \quad (\text{De Gregorio}).$$

## 7.2. Resistenze accidentali

### 7.2.1. Resistenza di livelletta

Si consideri un veicolo che si muove lungo una pendenza (Figura 47), il suo peso  $P$  applicato al baricentro, si può scomporre in una componente  $P \cdot \cos \alpha$  ed in una  $P \cdot \sin \alpha$ , rispettivamente normale e parallela al piano di rotolamento: quest'ultima componente ha verso opposto a quello del moto e rappresenta la *resistenza di livelletta*.

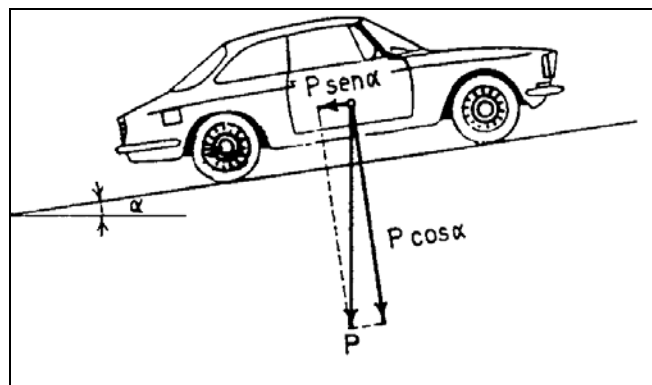


Figura 47

Indicando le resistenze  $R$  in [kg] ed il peso del veicolo  $P$  in [tonn] la *resistenza di livelletta* vale:

$$R_i = 1000 \cdot P \cdot \sin \alpha \quad [kg]$$

Poiché in genere  $\alpha$  è piccolo, si può confondere il seno con la tangente dell'angolo, per cui, essendo  $i = tg \alpha$ , si ha:

$$R_i = 1000 P \cdot i$$

La resistenza specifica vale allora:

$$r_i = 1000 \cdot i$$

Quindi esprimendo la pendenza in ‰, il numero che indica la pendenza eguaglia quello che indica la resistenza specifica di livelletta:

$$r_i = i \left[ \frac{kg}{tonn} \right], \quad i = (\text{‰})$$

Ricordiamo che  $i$  (pendenza) è il rapporto numerico tra le misure dell'innalzamento (verticale) e l'avanzamento (orizzontale) del mezzo, e che la *resistenza di livelletta* è opposta allo sforzo di trazione in salita, mentre è concorde in discesa. Nel caso ferroviario, a causa dell'aderenza limitata, non si superano valori di pendenze dell'ordine del 30 - 35 ‰. Nel caso stradale le pendenze raggiungibili sono più elevate, e vi sono casi per cui non è possibile confondere  $sen \alpha$  con  $tg \alpha$ ; di conseguenza la resistenza di livelletta sarà:

$$r_i = 1000 \cdot sen \alpha$$

Per i casi di pendenza limitata l'approssimazione è sempre valida, per cui si ha:

$$r_i = 10 \cdot i \quad (i \%)$$

avendo espresso, come è d'uso comune nel caso stradale, le pendenze in "per cento".

In sintesi, considerando soltanto le resistenze di rotolamento e di livelletta, si può scrivere, nel caso stradale,  $R_{tot} = \text{Resistenze di rotolamento} + \text{Resistenze addizionali}$ , e per pendenze sino a  $i = 10\%$  si ha:

$$R_{tot} = r_{rot} \cdot P + 10 \cdot P \cdot i$$

per pendenze superiori al 10% si ha:

$$R_{tot} = r_{rot} \cdot P \cdot \cos \alpha + 1000 \cdot P \cdot sen \alpha$$

Si può calcolare la *pendenza massima superabile al limite di aderenza* partendo dall'equazione del moto:

$$P \cdot \cos \alpha \cdot f_{ad} = R_{ord} + P \cdot sen \alpha$$

in questo calcolo al limite, trascurando le resistenze ordinarie, considerando il peso tutto aderente sarà:

$$\cos \alpha \cdot f_{ad} \geq sen \alpha \quad f_{ad} \geq \frac{sen \alpha}{\cos \alpha} = tg \alpha$$

esprimendo il coefficiente di aderenza in funzione della pendenza sarà:

$$f_{ad} \geq i\%_{oo} = \frac{i\%}{10}.$$

$$T = R = r_{ord} \cdot P \cdot \cos \alpha + r_i \cdot P \leq f_{ad} \cdot P_a$$

Potendo trascurare le  $r_{ord}$  per basse velocità, avremo:

$$r_i \cdot P \leq f_{ad} \cdot P_a$$

Se  $P_a = P$  (peso tutto aderente):

$$i_{max} = f_{ad}$$

Nel caso in cui il peso non sia tutto aderente, chiamando con L il peso aderente e con Q il peso che grava sulle ruote portanti, si ha:

$$r_{ord} \cdot (L + Q) \cdot \cos \alpha + i_{max} \cdot (L + Q) = f_{ad} \cdot L \text{ al limite di aderenza.}$$

Posto  $m = \frac{Q}{L}$ , la relazione precedente diviene:

$$i_{max} = \frac{f_{ad} - r_{ord} \cdot (1 + m) \cdot \cos \alpha}{1 + m} = \frac{f_{ad}}{1 + m} - r_{ord} \cdot \cos \alpha \cong \frac{f_{ad}}{1 + m}$$

(nell'ipotesi di trascurare  $r_{ord}$  per basse velocità), con:

$m = 3 \div 12$  nel caso ferroviario;

$m = 0,7 \div 1$  nel caso automobilistico.

### 7.2.2. Resistenza d'inerzia

Ogni variazione di velocità (accelerazione) induce una *resistenza dovuta all'inerzia* che vale:

$$R_a = 1000 \cdot \frac{P}{g} \cdot \frac{dv}{dt} \text{ [kg] con } P \text{ in [tonn]}$$

con:

- $g$  = accelerazione di gravità;
- $P$  = peso totale del veicolo;
- $a = \frac{dv}{dt}$  accelerazione del veicolo;

La resistenza specifica risulterà:

$$r_a = \frac{1000}{g} \cdot \frac{dv}{dt} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{tonn}} \right]$$

Tale resistenza si riferisce alla traslazione del veicolo e non tiene conto della presenza di organi rotanti (almeno le ruote) la cui massa oltre che traslare deve accelerare angolarmente.

Chiamando con  $P'$  e  $Q$  rispettivamente il peso del veicolo meno il peso delle ruote e il peso delle ruote, il peso totale del veicolo sarà  $P = P' + Q$ , la *resistenza di inerzia* solo traslatoria di tutto il veicolo si può scrivere:

$$R_a = 1000 \cdot \frac{(P' + Q)}{g} \cdot \frac{dv}{dt} \text{ [kg]}$$

Le ruote hanno peso  $Q$  e momento di inerzia polare  $j = \frac{Q}{g} \cdot \rho_i^2$ , la coppia resistente relativa ad una variazione angolare  $a'$  della velocità, sarà:

$$C = j \cdot a' = 1000 \cdot \frac{Q}{g} \cdot \rho_i^2 \cdot \frac{a}{r}$$

- $C$  = coppia d'inerzia;
- $a' = \frac{a}{r}$  accelerazione angolare;
- $\rho$  = giratore d'inerzia delle ruote rispetto al loro asse di rotazione;
- $r$  = raggio delle ruote.

La forza periferica, corrispondente alla coppia  $C$ , ossia la resistenza sarà data da:

$$R_{a, \text{MASSE ROTANTI}} = \frac{C}{r} = 1000 \cdot \frac{Q}{g} \cdot a \cdot \frac{\rho_i^2}{r^2}$$

La resistenza totale dovuta all'inerzia del veicolo vale allora:

$$R_{a, \text{tot}} = 1000 \cdot \frac{a}{g} \cdot (P' + Q) + 1000 \cdot \frac{Q}{g} \cdot a \cdot \frac{\rho_i^2}{r^2}$$

da cui

$$R_{a, \text{tot}} = 1000 \cdot \frac{a}{g} \cdot P \cdot \left( 1 + \frac{Q}{P} \cdot \frac{\rho_i^2}{r^2} \right)$$

- $a'$  = accelerazione angolare delle ruote;
- $a$  = accelerazione del veicolo nella direzione del moto.

e ponendo  $k_a = \left( 1 + \frac{Q}{P} \cdot \frac{\rho_i^2}{r^2} \right)$ , si ha:

$$R_a = 1000 \cdot \frac{a}{g} \cdot P \cdot k_a \text{ [kg]}$$

Il termine  $k_a$  prende il nome di coefficiente d'inerzia e il prodotto  $P \cdot k_a$  rappresenta la massa equivalente del veicolo ovvero il peso d'inerzia (peso fittizio che bisogna considerare nel calcolo della  $R_a$  per tenere conto delle masse rotanti connesse alle ruote); il valore di  $k_a$  è diverso a seconda che il veicolo sia carico o scarico.

La resistenza d'inerzia è molto gravosa, infatti per  $a = 1 \frac{m}{sec^2}$  si ha  $r_a = 107 \frac{kg}{tonn}$ .

Consideriamo ora il caso di un veicolo che, oltre alle ruote, abbia altri organi rotanti collegati ad esse, quali ingranaggi, alberi di trasmissione, rotori, volani ecc. Le coppie resistenti saranno diverse, essendo diversi i valori delle velocità angolari delle varie masse rotanti. Indichiamo con  $J_f$  il momento di inerzia di una massa fittizia riportata alla ruota di raggio  $r$  in modo tale che sia:

$$\frac{1}{2} J_2 \omega_2^2 = \frac{1}{2} J_f \omega_1^2$$

cioè che l'energia cinetica della massa collegata alla ruota (pignone, ruota 2 di Figura 46 a) sia uguale all'energia cinetica di una massa fittizia riportata alla ruota di raggio  $r$  e velocità angolare  $\omega_1$  (Figura 46 b). In altre parole il sistema b è cinematicamente equivalente al sistema a (Fig. 46).

Dalla precedente si ricava:

$$J_f = J_2 \cdot \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 = J_2 \cdot m^2$$

essendo  $\frac{1}{m}$  il rapporto di trasmissione, uguale a  $\frac{\omega_1}{\omega_2}$ .

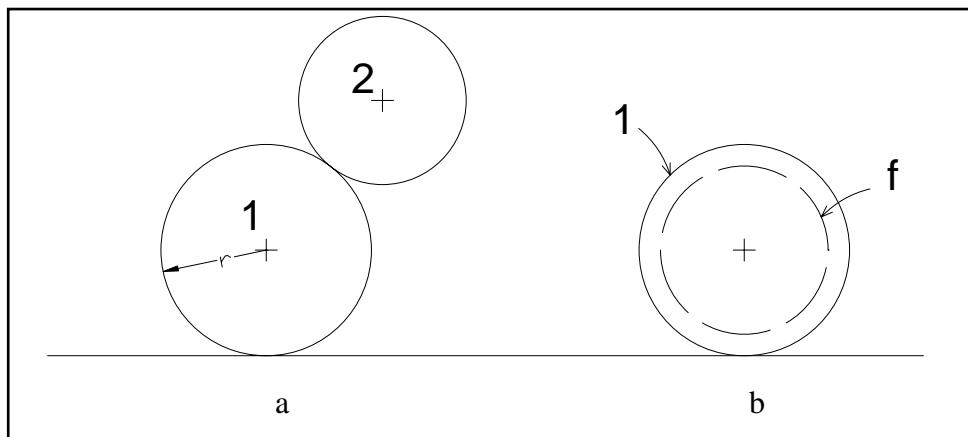


Figura 48

In generale si potrà scrivere:

$$R_a = \frac{1000}{g} \cdot P \cdot a + (J_1 + J_2 m_2^2 + \dots + J_n m_n^2) \cdot \frac{1}{r^2} \cdot a$$

Nel caso di un convoglio, i cui pezzi, singolarmente presi, hanno coefficienti d'inerzia rotatoria  $k_{a1}, k_{a2}, \dots$  e peso  $P_1, P_2, \dots$ , il coefficiente d'inerzia totale sarà:

$$k_{am} = \frac{\sum k_{ai} \cdot P_i}{\sum P_i} \quad \text{coefficiente d'inerzia totale}$$



Per locomotori elettrici  $k_a$  può assumere valori da 1,10 a 1,30.

Nel caso automobilistico, il  $k_a$ , variabile a seconda del rapporto inserito, vale 1,1÷1,4.

*Accelerazione massima conseguibile:*

Lo sforzo di trazione massimo che può essere applicato ad un veicolo terrestre è:

$$T_{max} = f_{ad} P_a$$

Tale sforzo deve vincere le resistenze al moto:

$$R_{tot} = P \cdot \left( i + r_{ord} + r_{curva} + \frac{1000}{g} \cdot k_a \cdot a \right)$$

Deve essere verificata l'equazione del moto:

$$T_{max} = R_{tot}$$

In pianura e trascurando  $r_c$  si ha:

$$R_{tot} = P \cdot r_{ord} + 1000 \cdot \frac{P}{g} \cdot a \cdot k_a = f_{ad} \cdot P_a$$

$$f_{ad} \frac{P_a}{P} = r_{ord} + \frac{1000}{g} \cdot k_a \cdot a$$

cioè:

$$a = \frac{g}{1000 \cdot k_a} \cdot \left( f_{ad} \cdot \frac{P_a}{P} - r_{ord} \right)$$

### 7.2.3. Resistenze in curva

Nella marcia in curva di un veicolo si destano specifiche resistenze all'avanzamento dovute all'inerzia del veicolo alla rotazione intorno all'asse baricentrico ortogonale al piano x-y su cui avviene l'avanzamento e agli attriti supplementari che si destano tra ruote e piano di rotolamento.

La prima di queste resistenze è presente per ogni tipo di veicolo, e dipende dalla velocità angolare con cui esso compie una curva; mentre la seconda è propria dei veicoli terrestri e dipende dal tipo di legame fra ruota-guida ed è indipendente dalla velocità.

Il moto su di una curva a raggio  $R$  e di lunghezza  $s$ , si può scomporre, istante per istante, in una rotazione intorno all'asse baricentrico "z" e in una traslazione nella direzione del moto (tangente alla curva a raggio  $R$ ). L'energia necessaria per disporre il veicolo in rotazione con velocità angolare  $\omega$  sarà ovviamente:

$$\frac{I}{2} \cdot J_z \cdot \omega^2 = \frac{I}{2} \cdot J_z \cdot \left( \frac{V}{R} \right)^2$$

dove  $J_z$  è il momento di inerzia ossia di massa del veicolo rispetto all'asse verticale z;  $R$  è il

raggio della curva e  $V$  la velocità del baricentro del veicolo.

A tale energia, corrisponde un lavoro dato da:

$$R_{c1} \cdot s \quad (s = \text{spazio percorso in curva});$$

per cui:

$$R_{c1} = \frac{J_z}{2 \cdot s} \cdot \left(\frac{V}{R}\right)^2$$

Nel caso automobilistico e in quello ferroviario tale resistenza è trascurabile, mentre può essere rilevante nel moto di aeromobili e navi, in quanto si tratta di veicoli in moto a grandi velocità o di veicoli ad elevato momento di inerzia.

Nel campo ferroviario prendiamo in esame il moto in curva di una sala montata; indicando con  $V'$  e  $V''$  la velocità della ruota esterna ed interna della sala stessa e con  $V$  la velocità del baricentro, che percorre la curva di raggio  $R$  e supponendo che all'entrata in curva la sala sia centrata ovvero le ruote poggiano su cerchi di rotolamento di uguale diametro, si avrà:

$$V' : \left(R + \frac{c}{2}\right) = V : R \quad \text{per ruota esterna};$$

$$V'' : \left(R - \frac{c}{2}\right) = V : R \quad \text{per ruota interna};$$

con  $c$  distanza tra i punti di contatto ruota-rotaia (scartamento).

Da cui si ricava:

$$V' = V \cdot \frac{R + c/2}{R}$$

$$V'' = V \cdot \frac{R - c/2}{R}$$

Esiste, pertanto, una velocità relativa  $V' - V''$  tra la ruota esterna e quella interna cui corrisponde uno scorrimento longitudinale. Indicando con  $f_{att}$  il coefficiente di attrito tra ruota e rotaia e con  $P$  il peso sul punto di contatto con la rotaia, la potenza perduta a causa di questo scorrimento vale:

$$f_{att} \cdot P \cdot (V' - V'') = f_{att} \cdot P \cdot V \cdot \frac{c}{R}$$

Dividendo per  $V$ , si ottiene la *resistenza in curva* dovuta alla solidarietà tra le ruote della sala montata:

$$R_{c2} = f \cdot P \cdot \frac{c}{R}$$

#### 7.2.4. Esempio

Dati:

$$P_{Loc} = 120t \quad \text{peso locomotore}$$

$$P_{tot.carr} = 400t \quad \text{peso totale carrozze } (P_{carr} = 40t \quad n_{carr} = 10)$$

$$P_{tot.conv} = 520t \quad \text{peso totale convoglio}$$

$$R = 200m \quad \text{raggio della curva}$$

$$f_{att} = 0,2 \quad \text{coefficiente di attrito tra ruota e rotaia}$$

La resistenza in curva risulta pari a:

$$R_{c,2} = f_{att} \cdot P_{tot.conv} \cdot \frac{c}{R} = 0,2 \cdot 520.000 \cdot \frac{1,435}{200} = 746,2 \text{ Kg}$$

La relativa potenza assorbita risulta pari a:

$$N_{ass} = \frac{R \cdot V}{270} = \frac{746,2 \cdot 120}{270} = 331,64 \text{ CV}$$

**N.B.:** Quanto sopra vale per “ruote cilindriche”; l’effetto differenziale del bicono (vedi Figura 49) riduce tale “perdita” anche a valori trascurabili.

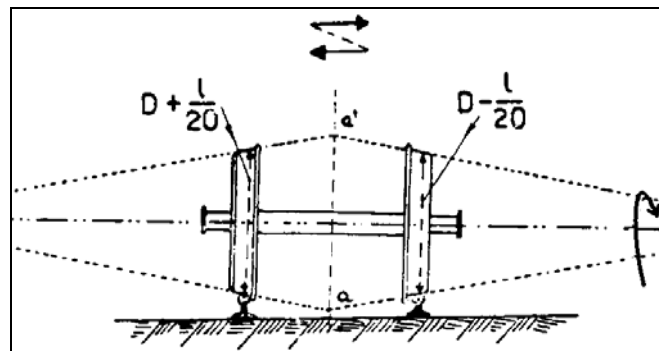


Figura 49

## 8. UTILIZZAZIONE DELLA POTENZA A BORDO

### 8.1. Motori termici Diesel - Otto

I motori alternativi per la trazione si dividono in due grandi categorie in funzione del ciclo termico seguito: motori a ciclo *Otto* (scoppio) e motori a ciclo *Diesel* (iniezione), la principale differenziazione è dovuta al fatto che nei primi la fase di combustione della miscela aria-benzina avviene a volume costante, mentre negli altri la fase di combustione del gasolio avviene a pressione costante.

Nei motori a *scoppio* il combustibile è miscelato all'aria in un apparato esterno al cilindro (carburatore), oppure in una fase precedente alla combustione (iniezione in aspirazione), successivamente l'accensione della miscela avviene per mezzo di una scintilla fatta scoccare da un apposito apparato elettrico (candela).

Nei motori *diesel* il combustibile è iniettato nella camera di combustione immediatamente prima della combustione stessa e l'accensione avviene per l'elevata temperatura dell'aria comburente per effetto della precedente compressione, oppure per la presenza di un punto di ignizione permanente nella camera stessa (candeletta incandescente).

I motori alternativi si differenziano, inoltre, per il tipo di regolazione effettuata.

Nei motori a *scoppio* la regolazione avviene per variazione della quantità di miscela aria – benzina che viene introdotta all'interno della camera di combustione, definita regolazione per quantità; maggiore è la quantità di miscela benzina-aria che si utilizza, maggiore è la potenza che si riesce ad ottenere dal motore.

Nei motori *diesel* la regolazione avviene per variazione della quantità di gasolio iniettato all'interno della camera di combustione, definita regolazione per qualità; al variare della quantità di gasolio che si inietta, a parità di aria presente all'interno della camera di combustione, varia la composizione percentuale della miscela gasolio – aria (miscela più ricca, miscela meno ricca).

Di seguito (Figura 50) è rappresentato il ciclo teorico *Otto* nel diagramma pressione – volume del fluido all'interno della camera di combustione:

- il fluido operante inizia il ciclo dal punto *1*, a pressione e temperatura atmosferica;
- da *1 a 2* si ha la fase di compressione adiabatica;
- da *2 a 3* si ha la fase di combustione a volume costante;
- da *3 a 4* si ha l'espansione adiabatica, ossia senza scambio di calore con l'esterno (sola fase attiva del ciclo che produce lavoro utile);
- nel punto *4* terminano le trasformazioni con lo scarico nell'atmosfera.

Il ciclo *Otto* è di tipo aperto, infatti da 4 a 1 si ha la sostituzione dei prodotti della combustione con un nuovo fluido, che inizia il ciclo successivo.

Il volume del fluido che ha già operato, punto 4, ed il volume del fluido nuovo, punto 1, sono uguali (essi hanno però temperatura e pressione diversa), quindi la linea da 4 a 1 può assimilarsi ad una trasformazione a volume costante, che chiude il ciclo.

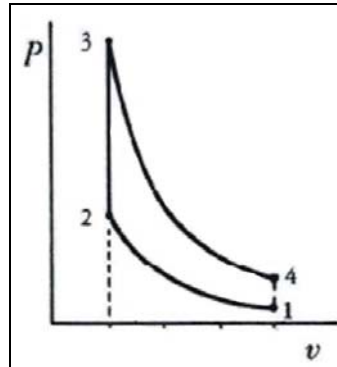


Figura 50

Di seguito (Figura 51) è rappresentato, in modo analogo, il ciclo teorico *Diesel*, che differisce sostanzialmente dal ciclo *Otto* per il fatto che la trasformazione da 2 a 3 avviene a pressione costante; per il resto valgono le medesime considerazioni effettuate per il ciclo *Otto*.

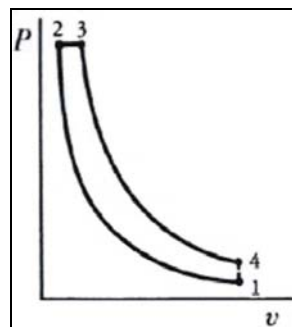


Figura 51

## 8.2. Determinazione sperimentale della curva di potenza e di coppia al banco prova

Per prestazioni meccaniche di un autoveicolo si intendono i valori della trazione, della velocità e dell'accelerazione conseguiti durante il moto. Le *performance* di un autoveicolo, di dato peso e dimensioni, dipendono dalle caratteristiche del motore (*potenza* e *coppia*) e della trasmissione (rapporti al ponte e al cambio).

Le caratteristiche del motore dipendono esclusivamente dalle specifiche costruttive e dalle condizioni di funzionamento del motore stesso. In un motore a combustione interna la *potenza* e la *coppia* dipendono dal numero di giri dell'albero motore. Le curve  $N = N(n)$  e  $C = C(n)$  assumono un andamento del genere (Figura 52):

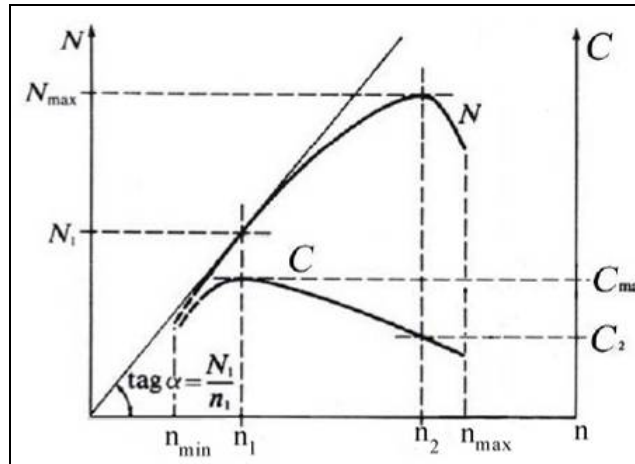


Figura 52

Come si vede la *potenza* aumenta fino a raggiungere un massimo in corrispondenza al numero di giri  $n_2$  (regime di potenza massima); la *coppia* invece raggiunge il massimo in corrispondenza al numero di giri  $n_1$  (regime di coppia massima).

Le curve di *potenza* e di *coppia* (dette *curve caratteristiche*) possono essere rilevate sperimentalmente al banco mediante un freno dinamometrico.

Al banco viene rilevata, per punti, la *coppia* in funzione del numero di giri dell'albero motore mentre, il corrispondente valore della *potenza* si può calcolare mediante la formula:

$$N = \frac{C \cdot n}{716,2} [CV] \text{ con } C [kg \cdot m], \text{ e } n \left[ \frac{\text{giri}}{\text{min}} \right]$$

Di seguito è rappresentato il freno Prony (Figura 53).

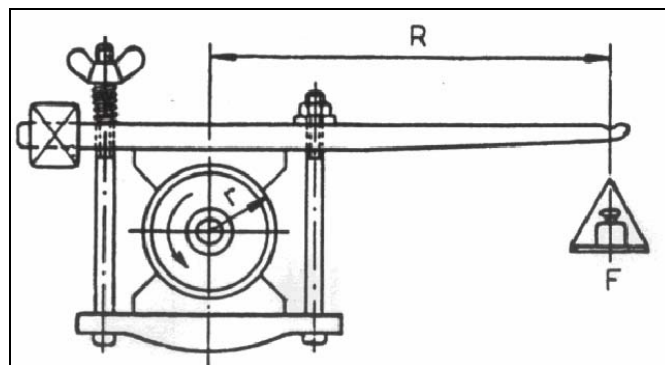


Figura 53

Le modalità della prova al banco prevedono di calettare sull'albero motore una puleggia di raggio  $r$ , questa è ammorsata da due ceppi esterni collegati rigidamente a due staffe basculanti serrate mediante bulloni; i ceppi hanno la funzione di frenare la rotazione della puleggia, i bulloni servono per regolare l'ammorsamento dei ceppi sulla puleggia.

Su una staffa, a distanza  $R$ , sono posti dei carichi  $F$  che generano un momento frenante pari a

$C = F \cdot R$ , il quale si oppone al momento fornito dal motore.

Supponendo di voler determinare le curve caratteristiche a piena ammissione, si provvede a mettere il sistema in rotazione, si stringono i bulloni e si obbliga il motore a ruotare ad un dato numero di giri  $n$ . Aggiungendo o diminuendo i carichi  $F$ , si determina il valore della coppia resistente, uguale alla coppia motrice, che è capace di mantenere il sistema al numero di giri  $n$  e si riportano i valori così determinati su un grafico  $C - n$ .

Ripetendo l'esperimento al variare della coppia frenante e quindi del numero di giri (sempre a piena ammissione) si determinano altri punti; interpolando i vari punti così ottenuti si ottiene l'andamento della *coppia* e successivamente, attraverso la relazione sopra esposta, della *potenza*.

Analizziamo alcuni aspetti peculiari della curva di potenza (vedi Figura 52):

- 1) numero di giri minimo,  $n_{min}$ , e massimo,  $n_{max}$ ;
- 2) andamento crescente – decrescente della potenza;
- 3) corrispondenza tra il numero di giri di coppia massima e retta uscente dall'origine e tangente alla curva di potenza.

1) L'andamento delle curve di *potenza e coppia* è limitato da due valori limite di numero di giri  $n_{min}$  e  $n_{max}$ . Il numero di giri minimo è individuato dal fatto che per basse velocità di rotazione l'eventuale *potenza* erogata non è sufficiente a vincere la potenza assorbita dagli attriti interni ai meccanismi del motore ed alle fasi resistenti del ciclo termodinamico ( $n_{min}$  può essere abbassato, ove necessario, applicando un volano). Il numero di giri massimo è conseguente del fatto che per alte velocità di rotazione gli elementi rotanti, o dotati di moto alternato, del motore subiscono sollecitazioni così elevate che porterebbero a danneggiamenti o rotture (motore in fuori giri).

2) L'andamento della curva di *potenza* inizialmente crescente, diventa decrescente raggiunto un massimo; questo avviene a causa della comprimibilità dell'aria ed alle resistenze che questa incontra nel condotto di aspirazione. Infatti, ad alte velocità, l'aria presente nel condotto non riesce ad entrare completamente all'interno del cilindro, determinando una caduta nella *potenza* erogata dal motore.

3) La retta uscente dall'origine è tangente alla curva di *potenza* in corrispondenza di un determinato numero di giri ove si realizzano le condizioni di *coppia massima*, infatti essendo per tutti i punti della curva  $C = 716,2 N/n$ , il massimo di  $C$  si ha per il massimo del rapporto  $N/n$  (coefficiente angolare delle rette uscenti dall'origine), che è anche la tangente alla curva delle potenze.

Le *curve caratteristiche* sono rilevate con il dispositivo di alimentazione a piena ammissione (“a tutto gas”), al diminuire dell'ammissione le curve saranno più basse, perché diminuisce la

quantità di combustibile introdotto in camera di combustione (regolazione del motore) e di conseguenza il valore di *potenza* che il motore fornisce.

Man mano che si riduce l'ammissione, le curve si modificano abbassandosi, inoltre il valore di *potenza* massima tende a spostarsi verso un regime di giri inferiore. Di seguito (Figura 54) è mostrato l'andamento della curva di *potenza* di un motore a combustione interna in funzione dei vari gradi di ammissione:

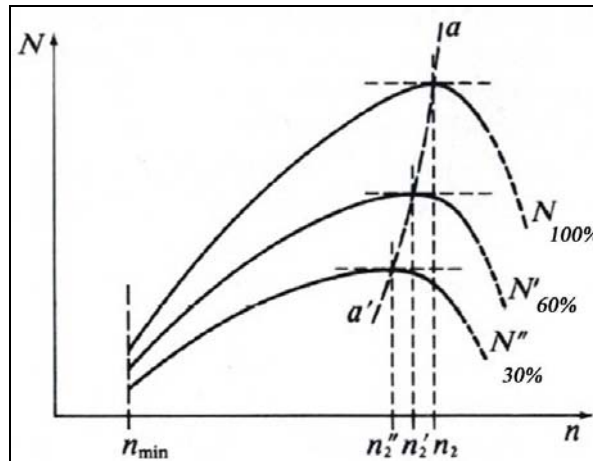


Figura 54

La curva  $N = N(n)$  è quella relativa alla massima ammissione (100%), la curva  $N' = N'(n)$  ad ammissione ridotta (60%), ed  $N'' = N''(n)$  ad ammissione ancora inferiore (30%).

L'andamento delle curve di *coppia* cambierà di conseguenza, infatti, risulteranno spostate verso il basso al diminuire dell'ammissione ( $C$  al 100% di ammissione,  $C'$  al 60%,  $C''$  al 30%), e il valore massimo di *coppia* si sposterà verso un regime di giri superiore in conseguenza di quanto spiegato al punto 3) (Figura 55).

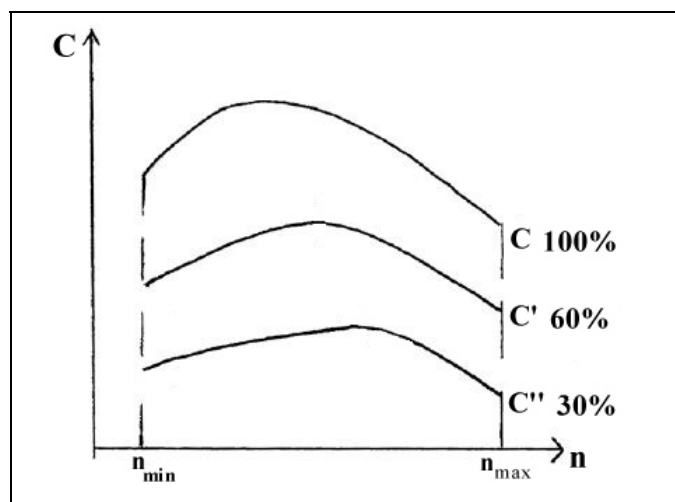


Figura 55



### 8.3. Motore ideale

Si definisce apparato *motore ideale* quello che eroga sempre la medesima potenza (potenza massima) al variare del numero di giri. La caratteristica di potenza di un *motore ideale* è costituita da una retta orizzontale (Figura 56):

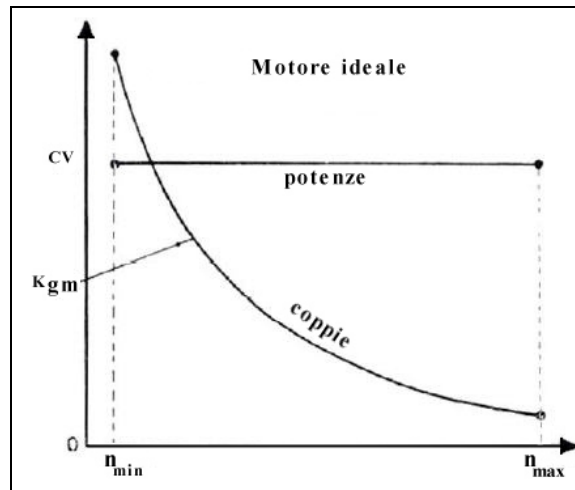


Figura 56

La potenza di una macchina è data, a meno di costanti numeriche, dal prodotto tra la coppia motrice e la velocità di rotazione dell'albero motore, e come già detto vale:

$$N = \frac{C \cdot n}{716,2} \text{ con } N [CV], C [kg \cdot m] \text{ ed } n \left[ \frac{\text{giri}}{\text{min}} \right].$$

Poiché la curva di potenza di un *motore ideale* è una retta orizzontale, la curva caratteristica della coppia, in base alle considerazioni precedentemente espresse, sarà data da un'iperbole equilatera, che ha come asintoti l'asse delle ascisse e l'asse delle ordinate, di equazione  $C = 716,2 \cdot \frac{N}{n}$ . Dall'analisi delle curve caratteristiche tipiche dei motori a combustione interna utilizzati per l'autotrazione, si nota che queste si discostano notevolmente dalle curve proprie del *motore ideale*.

Di seguito (Figura 57) sono riportate le curve caratteristiche di un veicolo in moto, considerando i valori di sforzo di trazione in funzione della velocità del veicolo, nella ipotesi di mantenere fisso il rapporto di trasmissione del mezzo. L'andamento della funzione  $T = T(v)$  è analogo a quello della curva caratteristica di coppia, infatti  $T = \frac{C \cdot m}{r} \cdot \eta_t [kg]$  con  $m$  rapporto di trasmissione motore ruote,  $\eta_t$  rendimento della trasmissione, ed  $r$  raggio delle ruote del veicolo; analogamente la velocità del veicolo è funzione del numero di giri dell'albero motore, infatti risulta

$$V = 3,6 \cdot \frac{\pi \cdot r \cdot n}{30} \cdot \frac{1}{m} \left[ \frac{km}{h} \right]$$

Un motore con caratteristica simile a quella del *motore ideale* risulta, per quanto detto, molto stabile ai fini della trazione; infatti riportando nel diagramma  $T - V$  le curve relative alle resistenze ordinarie al moto, di equazione  $R = a + b V^2$ , si ha che tali curve intersecano la curva di trazione in corrispondenza di diversi punti di equilibrio. Se per una qualsiasi causa, si ha un aumento delle resistenze al moto (es. resistenza di livelletta), la curva delle resistenze varia traslando verso l'alto, ed il nuovo punto di equilibrio sarà caratterizzato da un valore di velocità inferiore e di coppia motrice maggiore (Figura 57). Il motore quindi reagisce all'aumento delle resistenze al moto diminuendo la velocità ed aumentando la coppia fornita, analogamente si ha che per una data curva delle resistenze, una diminuzione della velocità determina un prevalere dello sforzo di trazione rispetto le resistenze al moto, ed una conseguente accelerazione positiva proporzionale a  $T - R$ . Il veicolo tende a riassumere la velocità di equilibrio definita dall'uguaglianza  $T - R$ ; questa capacità di adattamento del motore alle condizioni esterne si definisce appunto stabilità del motore al moto.

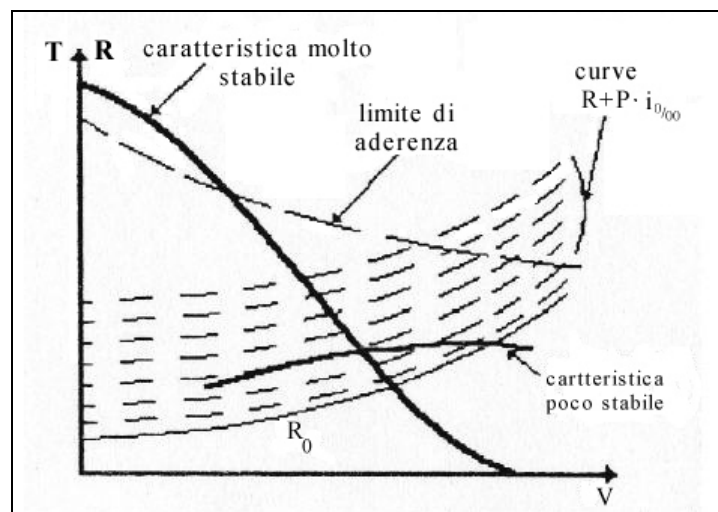


Figura 57

Il motore a combustione interna non presenta una caratteristica di trazione stabile; nel caso di *motore ideale* resta sempre individuata, all'aumentare delle resistenze, la velocità di equilibrio, mentre per il motore reale il campo delle resistenze per cui si realizzano regimi di equilibrio risulta limitato. Ne consegue che per il motore reale la stabilità è garantita entro un limitato "range" di resistenze, da questa limitazione nasce l'esigenza di utilizzare un dispositivo che consenta di variare il comportamento del motore in relazione alle diverse condizioni incontrate durante il moto del veicolo (il cambio di velocità).

Un parametro utilizzato per definire il comportamento di un motore reale rispetto ad un

*motore ideale* è l'elasticità del motore, si definisce elasticità di un motore in un punto il rapporto  $E = \frac{dn}{dN}$ . Per un *motore ideale* il valore di elasticità è costante in ogni punto e risulta infinito, essendo  $N = cost$ , nel caso reale il valore di elasticità è variabile per ogni regime di funzionamento del motore.

Per i confronti è più indicato riferirsi ad un determinato tratto, tra due regimi  $n_1$  e  $n_2$ , e considerare un valore di elasticità media:

$$\left[ \frac{\Delta n}{\Delta N} \right]_{n_1}^{n_2} \cong \frac{n_2 - n_1}{N_2 - N_1} = \frac{n_2 - n_1}{C_2 \cdot n_2 - C_1 \cdot n_1}$$

Il massimo indice di elasticità di un motore si ha in corrispondenza al punto in cui la caratteristica di potenza ha la tangente orizzontale (punto A in Figura 58).

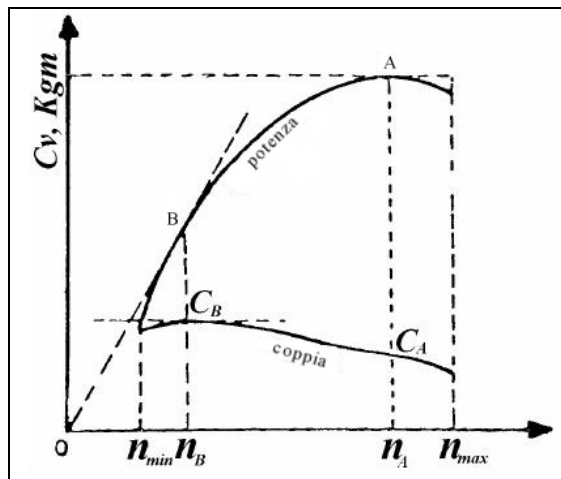


Figura 58

Convenzionalmente si definisce *rigido* un motore che fornisce una coppia costante al variare del numero di giri, la potenza erogata dal motore varierà linearmente, di conseguenza l'indice di elasticità di tale motore sarà piuttosto basso (Figura 59).

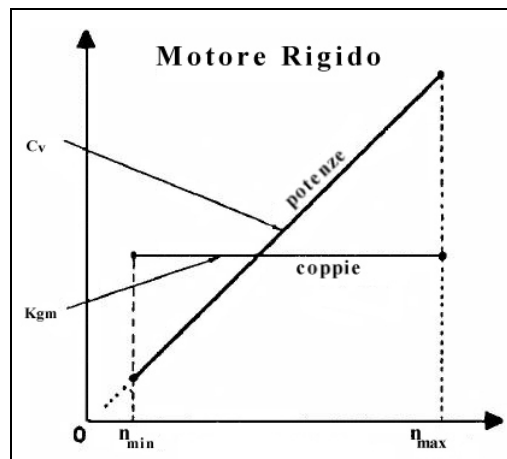


Figura 59

Nella figura seguente è rappresentato un confronto tra le curve caratteristiche di due motori aventi differenti indici di elasticità (Figura 60):

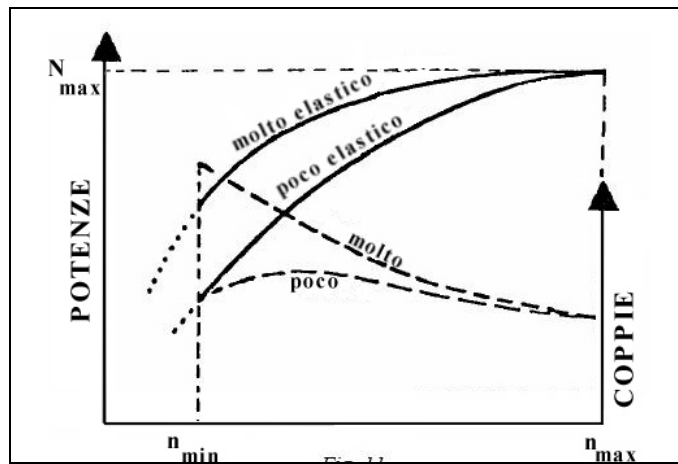


Figura 60

Quanto più la caratteristica della coppia è discendente, tanto più il motore è stabile, perché è in grado di rispondere a sensibili variazioni di carico esterno con piccole variazioni di giri, inoltre cresce l'indice di elasticità del motore, determinando la necessità di un cambio con meno rapporti.

La tendenza attuale della progettazione motoristica ha portato alla produzione di motori con prestazioni sempre più esasperate, per data cilindrata. Si sono quindi "impennate" le curve di potenza, con diminuzione dell'elasticità dei motori; tutto questo determina la necessità di applicare cambi di velocità con un numero di rapporti elevato.

#### 8.4. Utilizzazione di un motore reale mediante un cambio di velocità di tipo meccanico

I motori termici a combustione interna presentano delle caratteristiche tali da non permettere l'utilizzo diretto della coppia e della potenza fornita dall'albero motore alle ruote, per alcuni motivi fondamentali:

- 1) il motore non è in grado di avviarsi sotto carico;
- 2) l'utilizzazione diretta della coppia, considerato il suo valore e l'esigua escursione entro l'intervallo di esercizio del motore ( $n_{min} - n_{max}$ ), può risultare inadeguata in relazione al carico esterno dovuto alle resistenze incontrate durante il moto.

1) *Avviamento sotto carico*: i motori a combustione interna sono incapaci di avviarsi sotto carico, è necessario un apparato che permetta l'avvio del motore, previo distacco completo tra albero motore e ruote motrici, tale apparato (*frizione*) deve inoltre consentire di inserire gradatamente il carico esterno quando il motore ha raggiunto un numero di giri minimo.

- 2) *Esigua escursione della coppia* entro l'intervallo  $n_{min}$  e  $n_{max}$ : il rapporto tra la coppia

massima fornita dal motore e il valore di coppia fornita in corrispondenza del numero di giri massimo,  $\left(\frac{C_{\max}}{C_{n_2}}\right)$ , comunemente raggiunge valori di 1,3 - 1,4, mentre le resistenze al moto (e quindi lo sforzo di trazione  $T$  necessario, oppure la coppia  $C$  alle ruote), passando da un moto in piano ad un moto in salita con una pendenza del 18 %, possono aumentare anche di 10 volte.

Dalle considerazioni sopra esposte si comprende la necessità di dotare il veicolo con un dispositivo in grado di trasmettere alle ruote la coppia erogata dal motore, opportunamente modificata, in relazione alle diverse condizioni di moto (trasmissione).

Le *trasmissioni* utilizzate nella trazione endotermica sono di tipo meccanico, idraulico ed elettrico; uno schema classico di *trasmissione* comprende (Figura 61):

- un giunto a *frizione*, che rende indipendente il motore dalle ruote e permette, una volta avviato il motore a vuoto, di inserire gradualmente il carico esterno;
- una serie di *rapporti* variabili, a gradino o con continuità, rapporti del *cambio*  $r_c$ , per adeguare la coppia motrice alle variazioni di carico esterno;
- un *rapporto fisso*  $r_p$ , che riducendo i giri del motore ne aumenti in proporzione la coppia (*rapporto al ponte*).

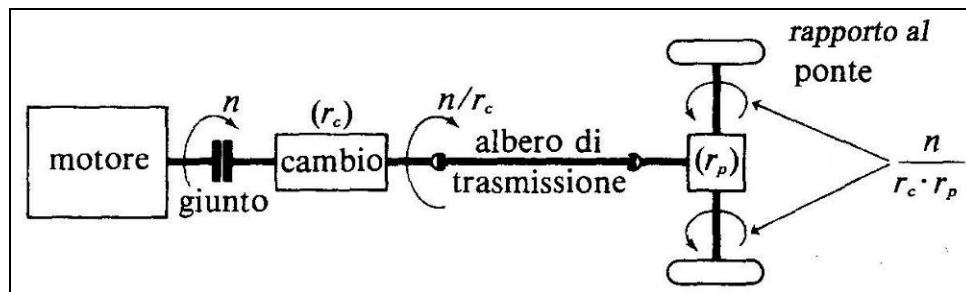


Figura 61

Lo schema di funzionamento del cambio meccanico è il seguente: quando il *giunto* è innestato l'albero motore ruota ad  $n$  rotazioni al minuto e la velocità di rotazione delle ruote motrici in rettilineo è  $\frac{n}{m}$ , con  $m$  (rapporto totale di trasmissione) dato dal prodotto  $r_c \cdot r_p$  (rapporto di riduzione al cambio moltiplicato per il rapporto di riduzione al ponte).

La *riduzione al ponte* è un *rapporto fisso* (1/4 o 1/8), la riduzione al *cambio* varia con la *marcia* inserita; nel *rapporto* più veloce può essere uguale ad 1 (*cambio* in presa diretta) o minore di 1 (*cambio* con moltiplicatore o con overdrive).

Col *giunto* innestato, mentre le ruote motrici compiono  $\frac{n}{m}$  giri, il motore trasmette alle ruote

la potenza motrice  $N_{ruote} = \eta \cdot N$ , e la coppia motrice  $C_{ruote} = \eta \cdot C \cdot m$ , dove  $\eta$  è il rendimento totale della trasmissione.

L'utilizzo di una *trasmissione meccanica* consente di trasferire alle ruote valori modificati di coppia ed numero di giri (quindi  $V$ ), la curva della trazione in funzione della velocità del veicolo,  $T = T(V)$ , ha un andamento del genere (Figura 62):

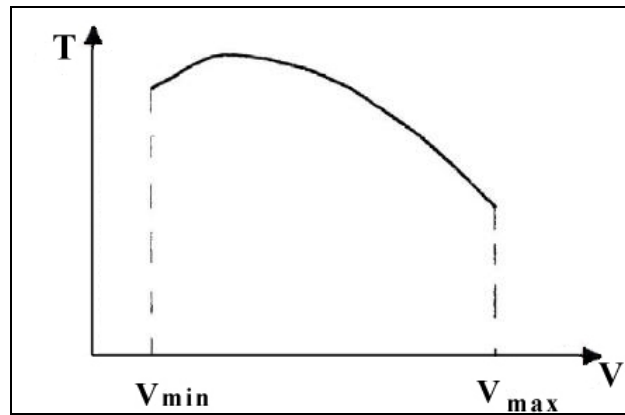


Figura 62

Con l'introduzione di diversi rapporti del *cambio* di velocità, lo sforzo di trazione (o coppia) alle ruote assume il seguente andamento (Figura 63):

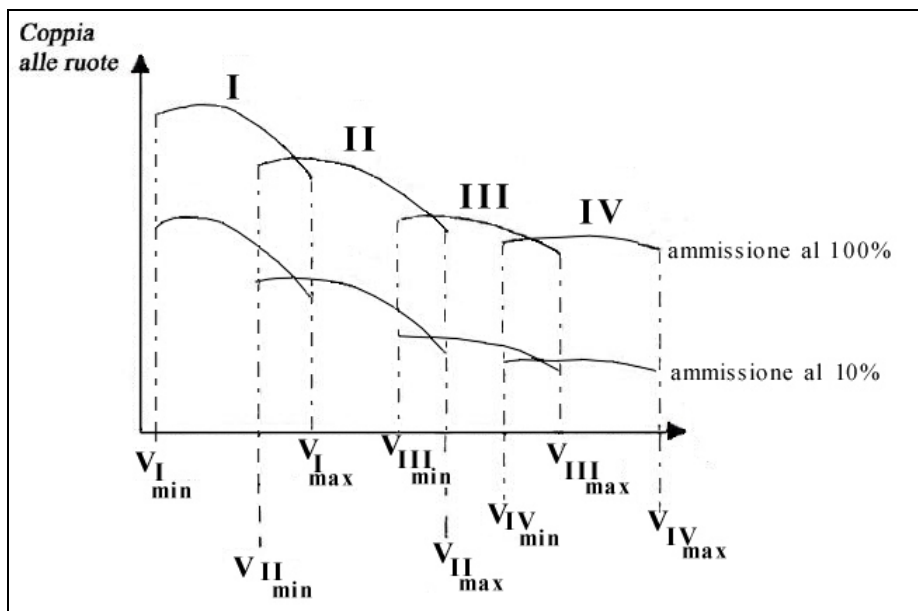


Figura 63

In tale diagramma sono riportate le curve di coppia alle ruote, a piena ammissione (100%), ed ad ammissione minima (10%), in funzione della velocità del veicolo ( $V$ ) e della marcia inserita, ( $I - II - III - IV$ ); per ciascuna marcia inserita si hanno dei valori minimi e massimi di velocità che il

veicolo può raggiungere,  $(V_{I \min} - V_{I \max}), \dots, (V_{IV \min} - V_{IV \max})$ .

Un cambio correttamente progettato dovrebbe consentire di raggiungere una data velocità di avanzamento in corrispondenza a diversi rapporti di trasmissione; in questo caso le curve relative alle diverse marce dovrebbero conpenetrarsi.

La possibilità di raggiungere un valore di velocità in più marce, è strettamente correlata all'ammissione del motore (posizione dell'acceleratore): se il veicolo viaggia ad una velocità,  $V^*$ , compresa tra la velocità minima in seconda marcia,  $V_{II \min}$ , e la massima in prima marcia,  $V_{I \max}$ , l'utente per vincere le resistenze al moto ed avanzare a velocità costante, può adoperare il cambio innestando la prima o la seconda marcia (Figura 64).

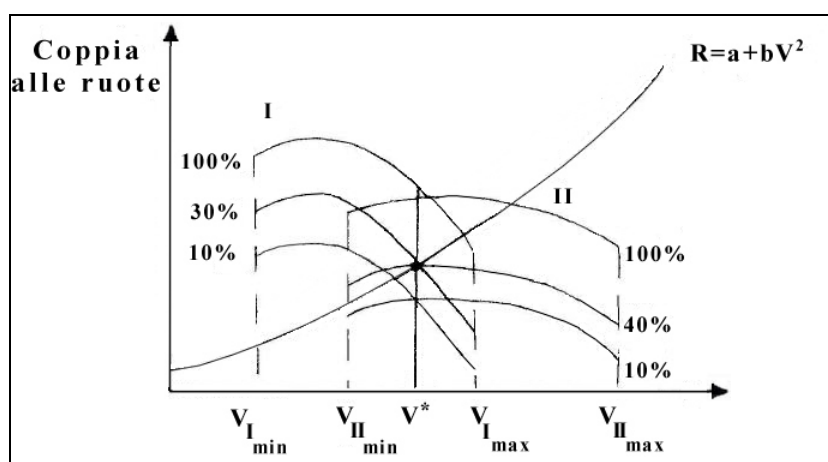


Figura 64

A velocità costante, tenendo conto che utilizzando marce più alte il rapporto di trasmissione totale diminuisce e con esso il numero di giri del motore, ne consegue che, per avere la stessa potenza, dovrà aumentare la coppia erogata; in seconda marcia l'ammissione dovrà quindi essere superiore a quella di prima marcia.

Ad un determinato regime, la potenza trasmessa dal motore alle ruote resta costante, a meno di perdite per attriti; in questa condizione la coppia ed il numero di giri (quindi la velocità delle ruote) possono essere variati solo attraverso il cambio meccanico. A meno dei rendimenti, per data potenza erogata ( $N = cost$ ) risulta  $N = C_1 \cdot \omega_1 = C_2 \cdot \omega_2 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} \cdot C_1 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} \cdot C_2$ , ne consegue che se cresce  $n$  diminuisce  $C$  (o analogamente  $V$  e  $T$ ) e viceversa.

## 9. I VEICOLI NEI FLUIDI

### 9.1. Galleggiamento, Equilibrio e Stabilità dei Natanti

I natanti galleggiano grazie al noto Principio di Archimede, in base al quale ogni corpo immerso riceve una spinta, dal basso verso l'alto, uguale al peso di liquido spostato. La verifica delle condizioni di galleggiamento e stabilità precede ovviamente la verifica delle condizioni di avanzamento poiché, per un natante, prima di verificare le resistenze che incontrerà nel suo moto occorre garantirne il galleggiamento e la stabilità.

La stabilità di un natante qualsiasi parzialmente immerso nell'acqua dipende dalla posizione reciproca tra il *centro di carena*  $C$  (baricentro del volume sommerso, punto di applicazione della spinta di Archimede) e il *baricentro*  $G$ . Se il baricentro  $G$  si trovasse sempre sotto il centro di carena  $C$ , la condizione di stabilità sarebbe immediatamente verificata. Consideriamo uno scafo che subisce un'inclinazione variando la forma del volume immerso, il centro di carena  $C$  si porterà quindi in una nuova posizione  $C'$  creando così un momento riequilibrante pari a  $D \cdot b$  (Figura 65).

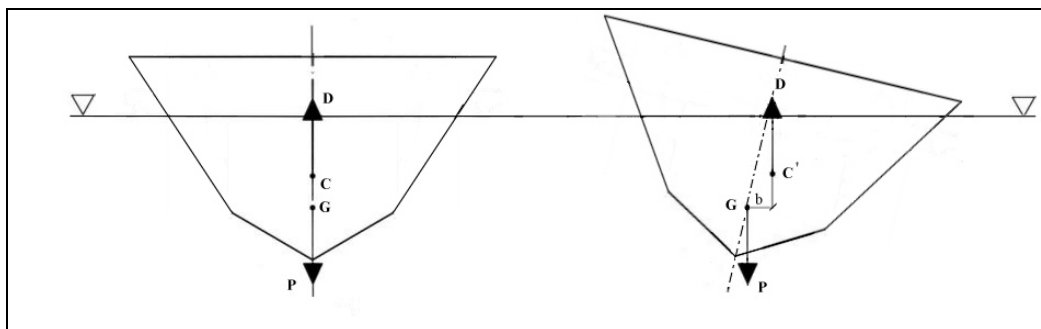


Figura 65

Le navi hanno di regola il baricentro alto a causa delle sovrastrutture dello scafo e della sistemazione del carico, di conseguenza il *centro di carena* si troverà al di sotto del *baricentro* del natante (condizione di apparente instabilità), in questi casi la stabilità dipenderà dalla posizione reciproca di *baricentro* e *metacentro* (intersezione dell'asse del natante con la verticale passante per  $C'$ ). Abbiamo escluso da questa trattazione forze "esterne", quali vento, onde, forza centrifuga, ecc..

### 9.2. Le Resistenze Navali

La *resistenza totale al moto*  $R$  per un natante è data dalla somma della resistenza di attrito e di altre resistenze:

$$R = R_A + \sum R_i$$



La resistenza di attrito  $R_A$  è la componente più importante della resistenza totale al rimorchio (60÷90% di  $R$ ):

$$R_A = C \cdot S_C \cdot V^{1,825} \rho \quad \text{formula di Froude}$$

dove saranno:

- $C \cong 0.04$  (funzione della levigatezza superficie e della forma del natante)
- $S_C$  è la superficie della carena espressa in  $m^2$
- $V$  è la velocità espressa in nodi (un nodo corrisponde a  $1,85 \text{ km/h}$ )
- $\rho$  densità dell'acqua in cui il natante si muove

Gli addendi della  $\Sigma R_i$  sono riportati nella seguente tabella (Tabella 12):

*Tabella 12*

| $R_i$   | % $R_i$    |
|---|------------|
| Resistenza d'onda $R_o = f \cdot (V^4)$           | 10÷60% $R$ |
| Resistenza delle appendici di carena $R_{app}$    | 8÷20% $R$  |
| Resistenza dei vortici $R_v$                      | 6% $R_A$   |
| Resistenza aerodinamica $R_{aer} = f \cdot (V^2)$ | 2% $R$     |

La potenza all'asse dell'elica deve essere allora ( $v$  velocità in  $m/sec$  e  $V$  velocità in *nodi*):

$$N = \frac{R_p \cdot v}{75 \cdot \eta_{pr}} = 0,00686 \cdot R_p \cdot \frac{V}{\eta_{pr}} \quad [CV];$$

dato che un *nodo* =  $0,514 \text{ m/sec}$ ; con  $\eta_{pr}$  si è indicato il coefficiente totale di propulsione, che comprende il rendimento dell'elica ed altre perdite, con  $R_p = (1,1 \div 1,3) R$  detta *Resistenza di Propulsione*.

Una formula semplice per il calcolo della potenza all'asse è quella consigliata dall'**Ammiragliato**, e che può applicarsi a navi da carico di  $5.000 \div 10.000 \text{ tonn}$ :

$$N = D^{2/3} \cdot \frac{V^3}{320} \quad [CV]$$

dove:  $D$  è il dislocamento (ovvero peso del volume d'acqua spostato) espresso in *tonnellate* e  $V$  è la velocità in *nodi*.

Si dice *Stazza Netta* di una nave il volume chiuso espresso in centinaia di piedi cubici dedicato al carico pagante (1 tonnellata di stazza >  $2.83 \text{ m}^3$ ). La *Stazza Lorda* comprende gli altri volumi della nave.

In campo nautico l'unità di misura delle distanze è il *Miglio Marino*, definito come la lunghezza dell'arco, sulla superficie terrestre, sotteso da un angolo di un primo di grado riferito al centro della terra. Il valore dell'ampiezza dell'angolo è rilevabile mediante strumenti di osservazione degli astri (sestante) con l'ausilio delle tavole delle effemeridi (posizione degli astri in relazione alle ore e ai luoghi di osservazione). La velocità dei natanti è espressa in *Nodi* e rappresenta il numero di Miglia Marine percorse in un'ora.

### 9.3. Bordo libero (BL)

Per ragioni di sicurezza la nave non deve mai superare la posizione della linea di galleggiamento. Il *BL* esprime la misura della distanza verticale di tale linea di galleggiamento limite rispetto alla quota del ponte continuo più elevato (piano di calpestio al di sotto del quale tutti gli altri ponti possono essere chiusi con paratie, oblò, ecc.), in condizione di massimo carico. A causa di diversi valori di densità dell'acqua marina, variano le condizioni di galleggiamento con lo stesso carico; è necessario segnalare opportunamente il *BL* mediante criteri stabiliti in campo internazionale. Ciò si ottiene per mezzo della *marca di bordo libero* (Figura 66) costituita da un cerchio che circonda la marca centrale, corrispondente alla navigazione nei mesi estivi in acque marine, detto *anello di Plimsoll*, e da una scala graduata su cui sono riportate, mediante opportune tratte, le posizioni delle linee di galleggiamento limite in varie condizioni di mare, secondo le indicazioni dei simboli. Il *BL* viene segnalato sulla fiancata di tutte le navi.

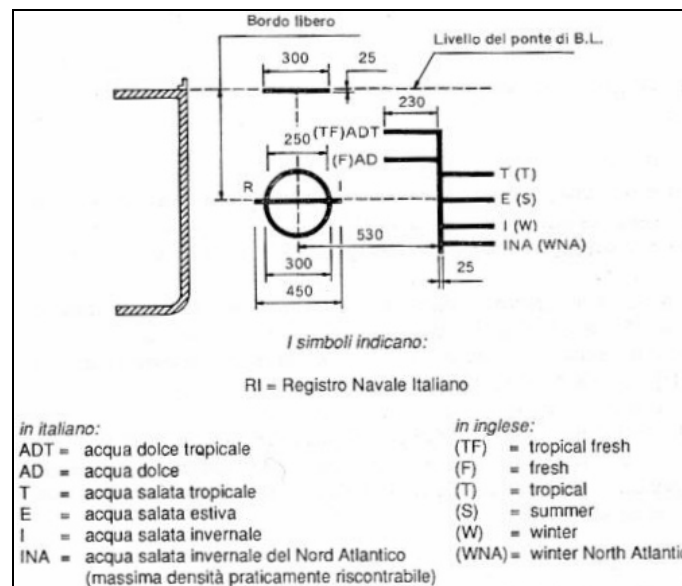


Figura 66

### 9.4. Propulsione ad Elica

Il principio della trazione per mezzo dell'*elica* è unico, sia che si tratti di propulsione navale,

sia che si tratti di propulsione aerea. Le forme dell'organo del moto e le sue caratteristiche d'impiego non sono però identiche, principalmente perché i due fluidi hanno diverse densità, inoltre perchè:

- l'*elica dei velivoli* è, quasi sempre, traente ed è posta anteriormente all'ala, così che la scia investe una parte della superficie dell'aeroplano;
- l'*elica navale* è sempre spingente e generalmente a *pale fisse*.

Le caratteristiche di densità e di pressione dell'aria cambiano con la quota e a causa di questo fenomeno le *pale* nelle *eliche* utilizzate per la propulsione aerea possono assumere una diversa inclinazione (*passo variabile*), che permette di adeguarne il comportamento in relazione alle condizioni ambientali incontrate.

Le *eliche* sono generalmente *tripale*; tuttavia ne esistono *bipale*, *quadripale* ed a *cinque pale*; talvolta sullo stesso albero possono essere montate due *eliche contro rotanti*.

Il motore, direttamente o tramite riduttore, fa girare l'asse su cui è calettato il mozzo dell'*elica*, quest'ultima, col suo moto, provoca un'accelerazione del fluido elaborato. Può ritenersi che la massa di fluido interessata nella rotazione dell'*elica* sia racchiusa in un tubo di flusso la cui sezione va decrescendo all'avvicinarsi all'*elica* stessa (Figura 67, caso navale).

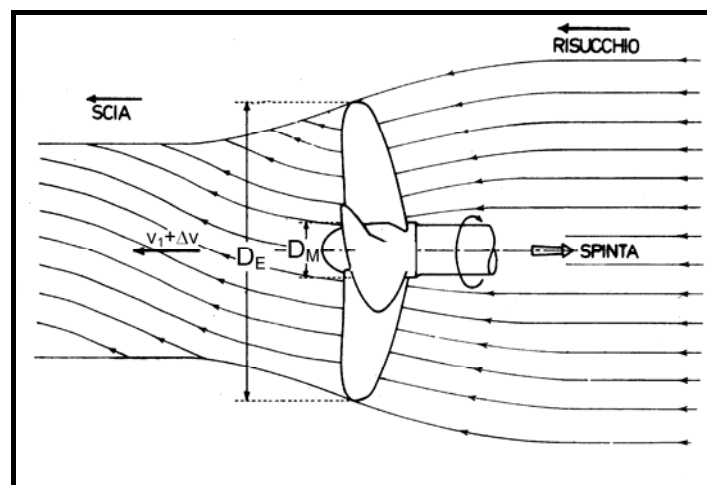


Figura 67

L'incremento di velocità subito dalle particelle è di tipo vettoriale; il principale aumento si ha nel senso assiale ed è proprio questo che genera la propulsione. Un ulteriore incremento della velocità si verifica in senso tangenziale, determinando un andamento elicoidale dei filetti nella scia, mentre un incremento radiale rispetto all'*elica*, secondo la direzione delle *pale*, è pressoché trascurabile. All'aumento della quantità di moto del fluido, in seguito all'accelerazione della corrente, corrisponde una spinta sull'asse dell'*elica*, quindi del mezzo su cui è montata.

Il principio che regola il movimento del mezzo è dettato dalla terza legge di Newton, o

Principio di Azione e Reazione: la *spinta* che l'*elica* esercita sul fluido è uguale e contraria a quella che il fluido circostante esercita su di essa. Per comprendere il principio di funzionamento dell'*elica* ci si può riferire alla prima legge di Newton:  $F = m \cdot a = \frac{P}{g} \cdot \frac{dV}{dt}$ ; considerando un intervallo di

tempo finito  $\Delta t$  l'espressione si modifica nella seguente  $F = \frac{P}{g \cdot \Delta t} \cdot \Delta V$ .

Introducendo la *portata ponderale di fluido*  $G = \frac{P}{\Delta t}$  espressa in  $\left[ \frac{kg}{sec} \right]$ , che rappresenta il

peso di fluido,  $P$ , che attraversa nell'unità di tempo,  $\Delta t$ , una sezione, si avrà:  $F = \frac{G}{g} \cdot (V_2 - V_1)$ ,

con  $g$  accelerazione di gravità. La relazione così ottenuta consente di valutare la *spinta* che si ottiene per effetto di una variazione (aumento) di velocità di una certa quantità di fluido in un certo intervallo di tempo. Di seguito (Figura 68) è rappresentato lo schema di una pala di un'*elica* vista in sezione in rotazione entro un fluido, ove:

- $V_1$  e  $V_2$  sono le velocità assolute del fluido in corrispondenza del bordo di attacco e di uscita delle pale dell'*elica*;
- $u_1 = u_2$  è la velocità di rotazione delle pale ( $u = \omega \cdot r$ ) con  $r$  pari al raggio della sezione considerata;
- $w_1 = w_2$  è la velocità relativa del fluido rispetto alla pala rispettivamente al bordo di attacco e di uscita. La velocità  $w$  si suppone costante lungo il profilo dell'*elica* a meno delle perdite di natura fluidodinamica.

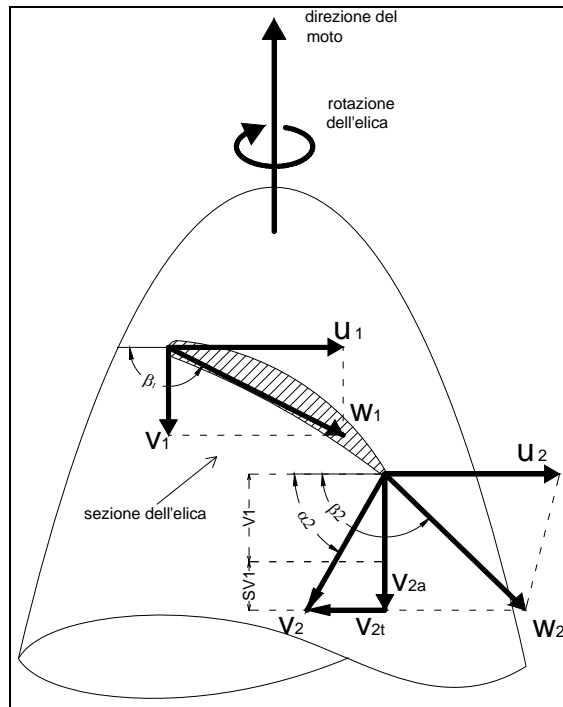


Figura 68

Per ottenere un valore di *spinta* elevato, è necessario, per data portata, conseguire la massima variazione di velocità del fluido,  $\Delta V$ , e, poiché la relazione  $\vec{F} = \frac{G}{g} \cdot (\vec{V}_2 - \vec{V}_1)$  è di tipo vettoriale, ne consegue che al bordo d'uscita della *pala* dell'*elica* solo la componente di velocità  $V_{2a}$  contribuisce a generare *spinta*, mentre  $V_{2t}$  determina la parte di energia dissipata.

Analizzando il fenomeno da un punto di vista energetico si ha che la potenza spesa per accelerare il fluido, o lavoro svolto dall'*elica* nell'unità di tempo, è pari alla variazione di energia cinetica della massa di fluido elaborata in un secondo:

$$\frac{G}{2g} \cdot (V_{2a}^2 - V_1^2) \left[ \frac{kg \cdot m}{sec} \right]$$

Il lavoro utile al moto del veicolo nell'unità di tempo, ovvero la potenza sfruttata nello spostamento, è invece pari a:

$$F \cdot V_1 = \frac{G}{g} \cdot (V_{2a} - V_1) \cdot V_1 \left[ \frac{kg \cdot m}{sec} \right]$$

Si definisce rendimento propulsivo proprio il rapporto fra potenza utile al moto e potenza spesa per accelerare il fluido:

$$\eta_p = \frac{2V_1(V_{2a} - V_1)}{(V_{2a}^2 - V_1^2)} = \frac{2V_1(V_{2a} - V_1)}{(V_{2a} - V_1)(V_{2a} + V_1)} = \frac{2V_1}{V_{2a} + V_1}$$

risulterebbe quindi  $\eta_p = 1$ , cioè rendimento del 100%, quando  $V_{2a} = V_1$ , ma in tale ipotesi la

spinta è zero  $\left( F = \frac{G}{g} \cdot \Delta V \right)$ .

Viceversa il rendimento propulsivo sarebbe nullo quando  $V_1 = 0$ , ossia quando l'*elica* colpisce il fluido ma non trasla rispetto ad esso; in tal caso si genera una spinta statica, cioè uno sforzo di trazione a veicolo fermo, dato da:

$$F = \frac{G}{g} V_{2a} = \frac{G}{g} \Delta V \quad [kg]$$

Se la *pala* è a *passo uniforme*, si presenta come una superficie *svergolata*; generalmente accade che le *pale* non siano a passo uniforme, ma presentino un passo diverso procedendo dal mozzo alla periferia.

In un profilo si distinguono: il *bordo di entrata* (o di attacco) *A*, il *bordo di uscita* *B*, la *corda* *c*, l'*asse di portanza nulla* *p* o *asse di trazione nulla* (Figura 69). Si distingue poi il *ventre* del *profilo* ed il *dorso*, ambedue le facce sono attive, prendendo parte al procedimento che genera la *spinta*.

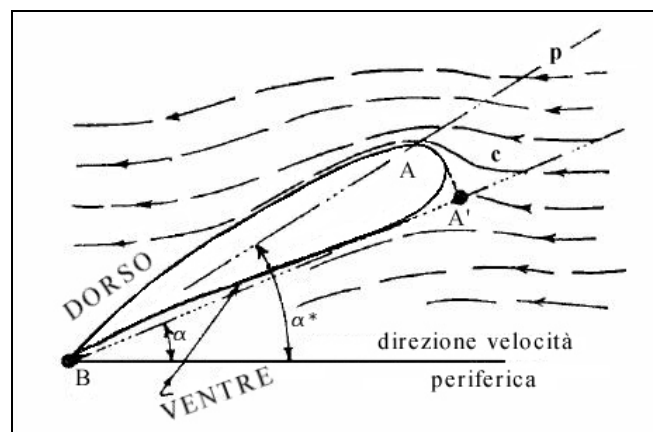


Figura 69

## 9.5. Propulsione a getto

Il reattore è un dispositivo che riesce ad imprimere un'accelerazione al fluido in ingresso che fornirà l'energia motrice e nel contempo fungerà da comburente per la reazione chimica che avviene all'interno della camera di combustione:

- Il motore a getto funziona soltanto all'interno dell'atmosfera;
- L'energia chimico-fisica della coppia carburante-combustibile si trasforma in energia termica, poi in energia di pressione ed infine in energia cinetica dalla quale deriva la spinta;
- Lo scarico dei gas combusti ( $N$  e  $CO_2$ ) viene detto getto, dal quale il nome della tipologia di motore;
- L'aria è captata da una presa aerodinamica e convogliata verso un compressore;

- La pressione a valle del compressore è molto più alta di quella a valle in modo da impedire che il fluido combusto risalga il motore e fuoriesca dalla sezione d'imbocco; in tal modo si convoglia tutto il flusso verso la sezione d'uscita e si riesce a realizzare la spinta;
- Del fluido ad alta pressione si sfrutta anche lo spontaneo riscaldamento in modo da aumentare il rendimento della successiva combustione;
- La combustione viene inizialmente innescata tramite degli *starter* elettrici, successivamente si autoalimenta;
- Il combustibile utilizzato è il Kerosene;
- All'interno della turbina i gas perdono parte della propria energia in modo da alimentare il compressore che è calettato sullo stesso albero della turbina;
- Nel condotto di eiezione il fluido si espande e sfruttando la trasformazione calore-energia cinetica si crea la spinta;

La spinta è generata da una variazione della quantità di moto del fluido ambiente:

$$F = \frac{d(mV)}{dt} = \frac{dm}{dt}V + m \frac{dV}{dt}$$

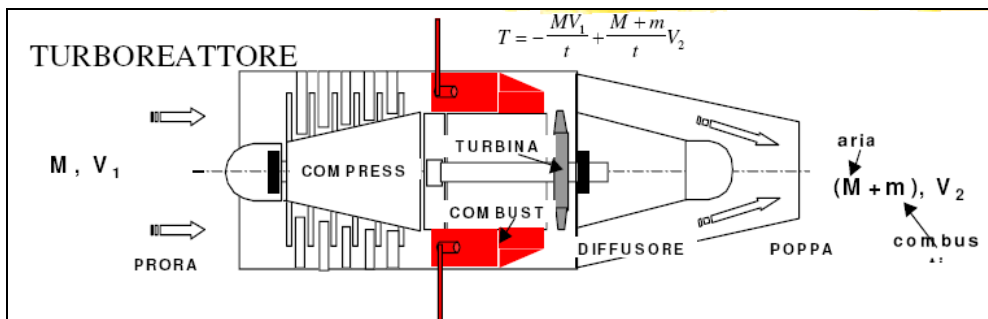


Figura 70 - Schema di funzionamento di un turboreattore

Il turboreattore o turbogetto, a parità di potenza di un motore alternativo:

- È più leggero (circa 1/3)
- Consente migliori prestazioni a quote e velocità più elevate
- Le vibrazioni e la lubrificazione sono fortemente ridotte
- Raggiunge condizioni di operatività dopo pochi secondi dall'accensione

Il turboelica ha un funzionamento simile a quello del turbogetto, ma sfrutta l'energia "spillata" in turbina per azionare anche un'elica posta a monte del compressore

### 9.5.1. Autoreattore

L'autoreattore o statoreattore è un tubo sagomato opportunamente in cui l'aria

- Entra per azione aerodinamica
- Subisce una leggera compressione per effetto aerodinamico (e non meccanico come avviene nel passaggio attraverso il compressore all'interno del turbojet)
- Viene incendiata mediante vaporizzazione del combustibile
- Subisce un riscaldamento, un aumento di pressione e nella sezione terminale un'espansione che provoca la successiva accelerazione del fluido

Per l'autoreattore non è possibile ottenere spinta a punto fisso (a velocità nulla), per tale motivo vengono comunemente lanciati da altri aeromobili o spinti nella fase iniziale da altro tipo di propulsione. Il rendimento propulsivo è accettabile soltanto a velocità molto elevate.

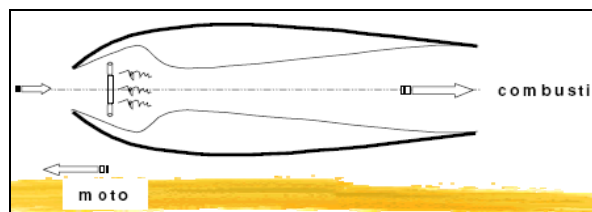


Figura 71 - Schema di funzionamento di un autoreattore

### 9.5.2. Razzo

Il comburente deve essere trasportato a bordo (ossigeno liquido), per questo motivo tale motore prende il nome di Endoreattore o Endogetto. La maggior parte dei razzi attuali sono razzi chimici. Un razzo a motore chimico può usare propellente solido, liquido, o una combinazione dei due. La reazione chimica inizia tra il combustibile e l'ossido nella camera di combustione. I gas caldi generati, vengono accelerati da uno o più ugelli posti nell'estremità inferiore del razzo. L'accelerazione di questi gas produce una forza che consente l'accelerazione del razzo.

Questo tipo di propulsione è particolarmente utile quando le velocità in gioco sono molto alte (Mach 25 circa) e quando ci si trova in un ambiente privo di comburente (nello spazio, altissime quote di volo).

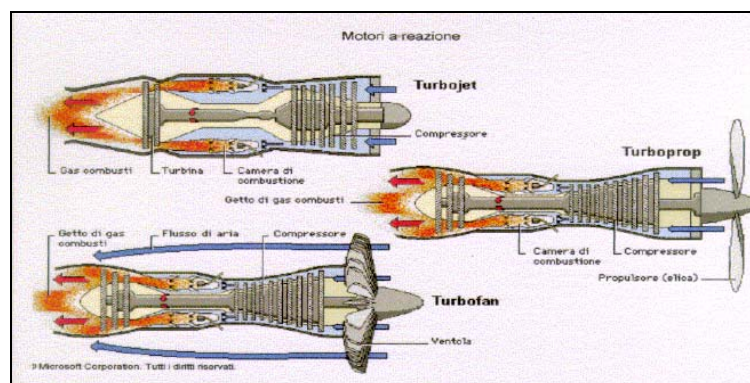


Figura 72 - Schemi di funzionamento dei più comuni motori a getto



Tabella 13 - Classificazione dei motori a getto

| Tipo                 | Descrizione   | Vantaggi  | Svantaggi   |
|----------------------|---|---|---|
| <b>Motoreattore</b>  | Motore a getto con compressore trascinato da un motore a pistoni  | Semplicità di progetto.   | Bassa potenza, grande peso.   |
| <b>Turbogetto</b>    | Termine generico che descrive un semplice motore a reazione.  | Semplicità di progetto.   | Assenza di significativi miglioramenti di efficienza e potenza.   |
| <b>Turboventola</b>  | La potenza generata dai gas di scarico viene utilizzata per muovere una ventola anteriore.  | Più silenzioso grazie ad un flusso più voluminoso e una minor velocità totale dei gas di scarico. Più efficiente in un'ampia gamma di velocità subsoniche, e meno soggetto a FOD e danni da ghiaccio. | Maggior complessità (più alberi) e diametro del motore maggiore, data la necessità di contenere le pale.  |
| <b>Statoreattore</b> | L'aria in ingresso viene compressa dalla velocità dell'aria in arrivo e dalla forma del condotto (divergente).  | Poche parti in movimento, sfruttabile da Mach 0,8 a Mach 5+, efficiente ad alta velocità (> Mach 2,0), è il più leggero di tutti i jet (rapporto spinta/peso fino a 30 a velocità ottimale).          | Deve avere un'alta velocità iniziale per funzionare, inefficiente a basse velocità a causa dello scarso rapporto di compressione, progettazione complessa per il prelievo di potenza per i dispositivi accessori. |
| <b>Turboelica</b>    | La turbina viene utilizzata anche per muovere un organo propulsore (tipicamente un'elica).  | Alta efficienza nel campo del basso subsonico, alti valori di potenza per unità di peso.  | Limitata velocità massima (negli aeroplani), elevata rumorosità, complessità della trasmissione all'organo di propulsione, causa una consistente imbardata (negli aeroplani) in caso di avaria al motore.         |
| <b>Propfan</b>       | Il turbogetto muove un propulsore che, a differenza del turbofan, non è "intubato".   | Maggiore efficienza nei consumi, in alcune configurazioni può essere meno rumoroso del turbofan e permettere velocità maggiori; si diffuse verso la metà degli anni '80.                              | Il suo sviluppo è rimasto limitato a causa della complessità della progettazione e, in alcuni casi, per problemi di rumorosità.   |
| <b>Pulsoreattore</b> | L'aria entra in un condotto divergente, la parte frontale della camera di combustione viene chiusa, viene iniettato il carburante, avviene l'aria viene incendiata e i gas vengono espulsi dal lato posteriore. | Disegno molto semplice, viene usato di solito nei modelli.  | Rumoroso e inefficiente (bassa compressione), funziona meglio in piccola scala.   |

## 9.6.Sostentamento Aeronautico

Il sostentamento aeronautico è garantito da una forza ortogonale alla direzione del moto, detta *Portanza*, che nasce grazie alla differenza di pressione che si genera tra dorso e ventre del profilo alare. Questa differenza dipende dall'angolo che il profilo stesso forma con la corrente d'aria indisturbata, detto *angolo di incidenza geometrica*. Al crescere dell'*incidenza*, in generale, corrisponde un aumento della pressione nel *ventre (sovrapressione)* ed una diminuzione sul dorso del profilo (*depressione*). A causa di questa differenza di pressione che si realizza tra l'*intradosso*

(ventre) e l'*estradosso* (dorso) del *profilo alare* si genera una forza di intensità proporzionale alla pressione dinamica  $\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2$ .

Analizzando il fenomeno da un punto di vista energetico, si ha che la quantità  $z + \frac{p}{\gamma} + \frac{V^2}{2 \cdot g}$  (Equazione di Bernoulli) si mantiene costante (supposto  $z = cost$ ), e poiché sul *dorso* si ha un aumento della velocità  $V$ , a questo corrisponde una diminuzione di pressione  $P$ . Lo stesso fenomeno si presenta sul *ventre* ove una diminuzione della velocità  $V$  determina un aumento di pressione  $p$ .

Va rilevato che le variazioni di pressione, correlate alle variazioni di velocità, sono di elevata entità, in quanto la velocità, compare nell'equazione di Bernoulli con il termine quadratico; grazie a questo fenomeno sulle superfici alari si raggiungono valori di pressione (positive e negative) di decine ed anche centinaia di  $kn/m^2$ . Le componenti della forza aerodinamica  $F$  lungo le direzioni orizzontale e verticale costituiscono rispettivamente la forza di resistenza all'avanzamento  $R$  e la *portanza*  $P$  (Figura 73):

$$R = C_r \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot S \quad \text{e} \quad P = C_p \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot S$$

con:

$$\rho = \text{densità del fluido} = \frac{\gamma}{g} \left[ \frac{kg \cdot sec^2}{m^4} \right] \quad \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 = \text{pressione dinamica} \left[ \frac{kg}{m^2} \right]$$

$C_r$  = coefficiente di resistenza  $C_p$  = coefficiente di portanza  $S$  = superficie alare  $[m^2]$

Va rilevato che delle due componenti,  $P$  ed  $R$ , in cui si può scomporre la forza aerodinamica  $F$ , i valori di *portanza* sono sempre superiore a quelli di *resistenza aerodinamica*, in linea di massima il rapporto tra le due forze assume un valore compreso tra quattro e sei,  $\frac{P}{R} = 4 \div 6$  (nella

Figura 73 non sono rispettate le proporzioni per evidenziare il vettore *resistenza*).

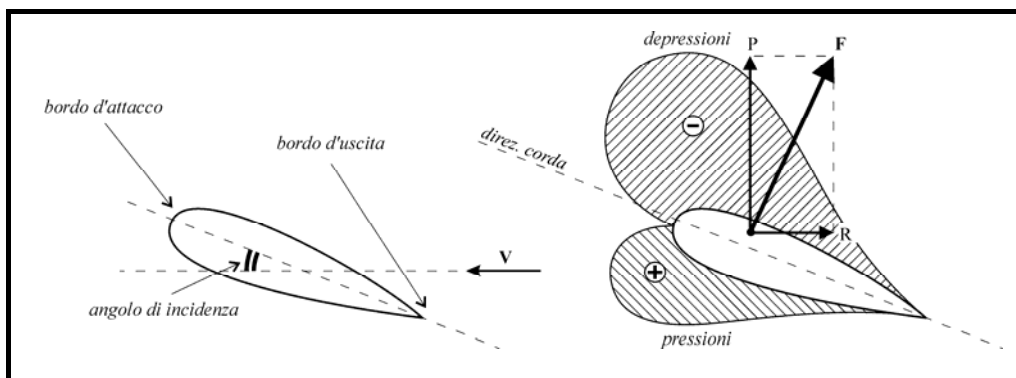


Figura 73

## 10. DINAMICA DEL VEICOLO

La *dinamica del veicolo* studia le azioni (sistema di forze esterne) che agiscono sul veicolo in corrispondenza delle diverse fasi del moto, della interazione veicolo-via e delle azioni esterne quali ad esempio le forze aerodinamiche dovute al vento.

Un esempio dello studio del comportamento del veicolo nel caso stradale è stato svolto a proposito della deriva del pneumatico e quindi del comportamento del veicolo in presenza di forze con componente ortogonale alla direzione di marcia.

Si è infatti considerato (Figura 74) sia il caso della risultante dell'azione del vento ortogonalmente alla direzione di marcia ( $F_y$ '), sia il caso del moto in curva dei veicoli in cui la  $F_y$  è rappresentata dalla forza centrifuga.

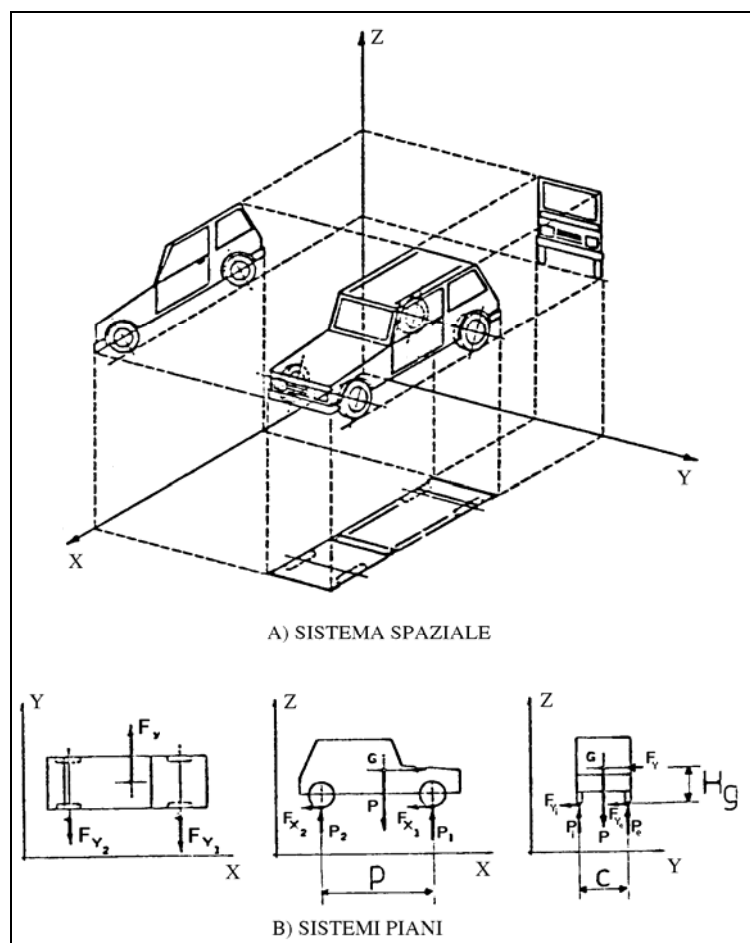


Figura 74

In prima approssimazione verrà studiato l'equilibrio di dette forze considerando il veicolo stesso come un corpo rigido; in realtà tra ruote e telaio è sempre interposto un sistema elastico ammortizzato che consente spostamenti relativi tra la parte sospesa e la parte non sospesa del

veicolo. Trascureremo inoltre la componente trasversale del vento (direzione  $Y$ ) ed imponendo l'equilibrio delle forze agenti:

### 10.1. Stabilità in Curva in Assenza di Sopralzo

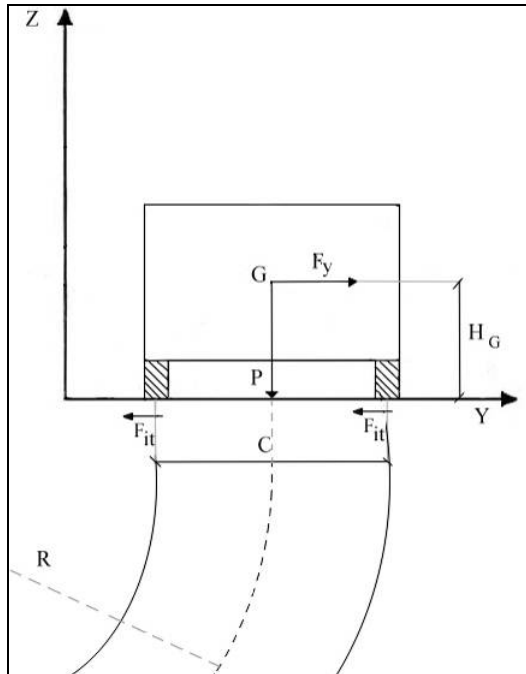


Figura 75

$P$  = Peso del Veicolo;  $F_y$  = Forza Centrifuga

$F_{it}$  = Forza di Aderenza della singola ruota

$C$  = Carreggiata del Veicolo o Scartamento del Binario

$R$  = Raggio descritto dal Baricentro del Veicolo

$H_G$  = Altezza del Baricentro del Veicolo dalla sede viaria

$V$  = Velocità del Veicolo

### 10.2. Ribaltamento

$$F_y \cdot H_G = P \cdot \frac{c}{2}$$

$$\frac{P}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot H_G = \frac{P}{2} \cdot c$$

$$V_R = \sqrt{\frac{g \cdot R \cdot c}{2 \cdot H_G}} \text{ [velocità limite di ribaltamento]}$$

### 10.3. Slittamento o Sbandamento

$$\sum F_{it} \cong P \cdot f_t$$

$$P \cdot f_t = \frac{P}{g} \cdot \frac{V^2}{R}$$

$$V = \sqrt{(g \cdot R \cdot f_t)} \text{ [velocità limite di slittamento]}$$

Confrontando i valori  $f_t$  e  $\frac{c}{2 \cdot H_g}$ , se  $f_t > \frac{c}{2 \cdot H_g}$ , il veicolo sbanda prima di ribaltarsi. Per

evitare il ribaltamento si abbassa il baricentro  $H_G$  e/o si allarga la carreggiata  $C$ .

### 10.4. Stabilità in Curva in Presenza di Sopralzo

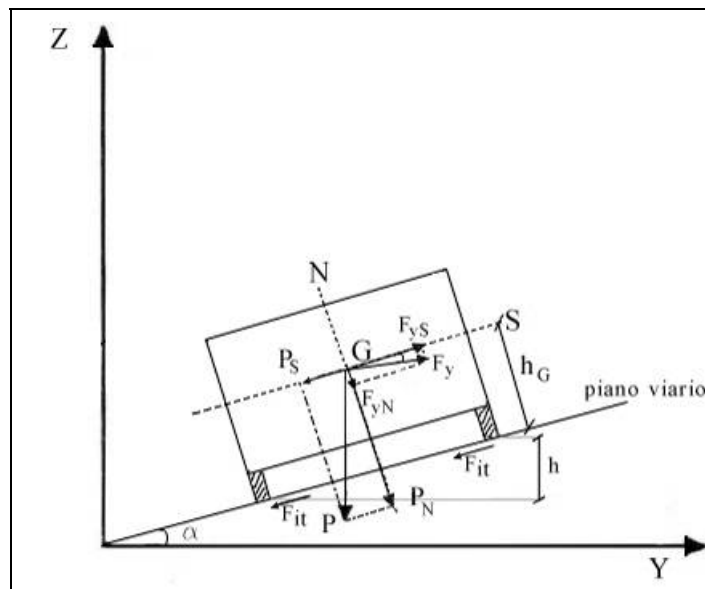


Figura 76

Per “Diminuire “ gli effetti dell’accelerazione centrifuga si può realizzare un “sopralzo” del lato esterno della curva. Questo accorgimento viene utilizzato nel caso stradale, ma soprattutto nel caso ferroviario. Per le Ferrovie Italiane,  $h_{\max} = 160\text{mm}$ , lo scartamento è pari a  $S = 1435\text{mm}$ ,

$$\alpha \cong 6^\circ$$

Si considerano le componenti della forza peso ( $P$ ) e della Forza Centrifuga ( $F_y$ ) lungo la direzione della traccia del piano viario ( $S$ ) e della sua ortogonale ( $N$ ).

$$\vec{P} = \vec{P}_S + \vec{P}_N ; \vec{F}_y = \vec{F}_{yS} + \vec{F}_{yN}$$

$$P_N = P \cdot \cos \alpha ; P_S = P \cdot \sin \alpha$$

$$F_{yN} = F_y \sin \alpha ; F_{yS} = F_y \cos \alpha$$

Per  $\alpha$  molto piccolo,  $\cos \alpha \cong 1$ , è lecita l'approssimazione  $F_{yS} \cong F_y$ .

L'effetto dell'accelerazione centrifuga è una forza in direzione  $y$ :

$$F_y = \frac{P}{g} \cdot \frac{V^2}{R}$$

Per la presenza del sopralzo, il veicolo sarà soggetto ad una  $\vec{F}_y$  (Forza Centrifuga Efficace), in direzione  $S$ , pari a:

$$\vec{F}_y = \vec{F}_{yS} - P_S \cong F_y - P_S = \frac{P}{g} \cdot \frac{V^2}{R} - P \frac{h}{S} = \frac{P}{g} \left( \frac{V^2}{R} - g \frac{h}{S} \right)$$

$$\frac{V^2}{R} = \text{Accelerazione Teorica}$$

$$g \frac{h}{S} = \text{Accelerazione Compensata}$$

In questo modo diminuisce quindi il pericolo del ribaltamento. Per opportuni valori di  $V$ ,  $R$ ,  $h$ ,  $S$ , il termine entro parentesi può annullarsi.

### 10.5. Il fenomeno di Guida della Sala Ferroviaria - Cinematica del bicono

Il moto di una sala montata, a causa della conicità delle superfici che rotolano, non avviene in maniera uniforme e regolare; si può pensare che le due ruote di una *sala ferroviaria* (ruote rigidamente connesse tra loro a mezzo di un asse, che gira con esse) siano ottenute dal taglio di un *bicono* simmetrico rispetto all'asse di due aste di guida (rotaie) e con vertici esterni ad esse. Il solido (*bicono*) subisce nel suo moto di rotazione un movimento secondario, a destra ed a sinistra, oscillatorio sinusoidale; il *bicono* avanza quindi serpeggiando (Figura 77).

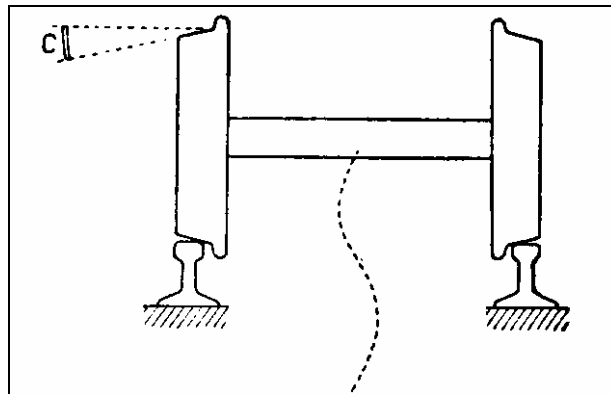


Figura 77

Se la larghezza dei cerchioni è maggiore dell'ampiezza del moto oscillatorio secondario, la

*sala* si autocentra naturalmente sul binario: ciò costituisce il fenomeno di guida delle ruote ferroviarie. Il movimento autocentrante, è tanto più attivo quanto maggiore è l'inclinazione dei cerchioni; esso si annulla se i cerchioni sono cilindrici. Le ferrovie italiane adottano l'inclinazione di 1/20. Se la *sala montata*, per un effetto dinamico qualsiasi, subisce una deviazione, essa tende a portarsi in posizione centrata con un moto sinusoidale del baricentro.

## 10.6. La frenatura

Un veicolo terrestre, stradale o ferroviario, sia esso a regime ( $V=costante$ ) o meno, deve potere arrestarsi o decelerare sino alla velocità di avanzamento desiderata nel minore tempo possibile e coprendo il minore spazio. Nel caso ferroviario, alla volontà del conducente (tranne i casi di pericolo rilevabili), le condizioni di marcia sono imposte dai sistemi di regolazione del traffico ferroviario che prevedono tempi prestabiliti per ogni singola tratta compresa tra due fermate successive.

### 10.6.1. Spazio di frenatura

Si definisce *distanza di visibilità per l'arresto* lo spazio minimo necessario perché un conducente possa arrestare il veicolo in condizione di sicurezza davanti ad un ostacolo imprevisto.

La norma stabilisce la distanza di visuale libera come: “la lunghezza del tratto di strada che il conducente riesce a vedere davanti a sé senza considerare l'influenza del traffico, delle condizioni atmosferiche e di illuminazione della strada”, l'esistenza di opportune visuali libere costituisce primaria condizione di sicurezza nella circolazione.

La *distanza di visibilità per l'arresto* si ottiene dalla seguente relazione:

$$D_A = D_1 + D_2 = \frac{V_0}{3,6} \cdot \tau - \frac{1}{(3,6)^2} \int_{V_0}^{V_1} \frac{V}{g \cdot \left[ f_{ad}(V) \pm \frac{i}{100} \right] + \frac{R_{aer}(V)}{m} + r_o(V)} \cdot dV \quad [m]$$

dove:

- $D_1$  = spazio percorso, in metri, nel tempo  $\tau$  ;
- $D_2$  = spazio di frenatura, [m];
- $V_0$  = velocità del veicolo all'inizio della frenatura, [km/h];
- $V_1$  = velocità finale del veicolo, in caso di arresto  $V_1 = 0$  [km/h];
- $i$  = pendenza longitudinale del tracciato, [%];
- $\tau$  = tempo complessivo di reazione (percezione, riflessione, reazione e attuazione), [sec];
- $g$  = accelerazione di gravità, [m/sec<sup>2</sup>];
- $R_{aer}$  = resistenza aerodinamica, [N];

- $m$  = peso del veicolo, [kg];
- $f_{ad}$  = coefficiente di aderenza massimo impegnabile per la frenatura, adimensionale;
- $r_0$  = resistenza unitaria al rotolamento, [N/kg], questo valore si considera trascurabile;

La resistenza aerodinamica  $R_{aer}$ , come già visto, si valuta con la seguente espressione:

$$R_{aer} = \frac{I}{2 \cdot (3,6)^2} \cdot \rho \cdot C_r \cdot S \cdot V^2 \text{ espressa in [N]}$$

dove:

- $C_r$  = coefficiente aerodinamico, adimensionale;
- $S$  = area della superficie resistente del veicolo che tiene conto della sezione maestra e della superficie laterale, [m];
- $\rho$  = massa volumica dell'aria in condizioni standard, [kg/m<sup>3</sup>];

Per  $f_{ad}$  possono adottarsi le due serie di valori di seguito riportate (Tabella 14), una relativa alle autostrade e l'altra valida per tutti gli altri tipi di strade; tali valori sono compatibili anche con superficie stradale leggermente bagnata (spessore del velo idrico di 0,5 mm).

Tabella 14 - Valori del coefficiente di aderenza

| VELOCITA'<br>km/h     | 25   | 40   | 60   | 80   | 100  | 120  | 140  |
|-----------------------|------|------|------|------|------|------|------|
| $f_i$<br>Autostrade   | -    | -    | -    | 0.44 | 0.40 | 0.36 | 0.34 |
| $f_i$<br>Altre strade | 0.45 | 0.43 | 0.35 | 0.30 | 0.25 | 0.21 | -    |

Di seguito (Figura 78) è riportato l'andamento del coefficiente di aderenza longitudinale  $f_{ad}$  al variare della velocità del veicolo e al tipo di strada.



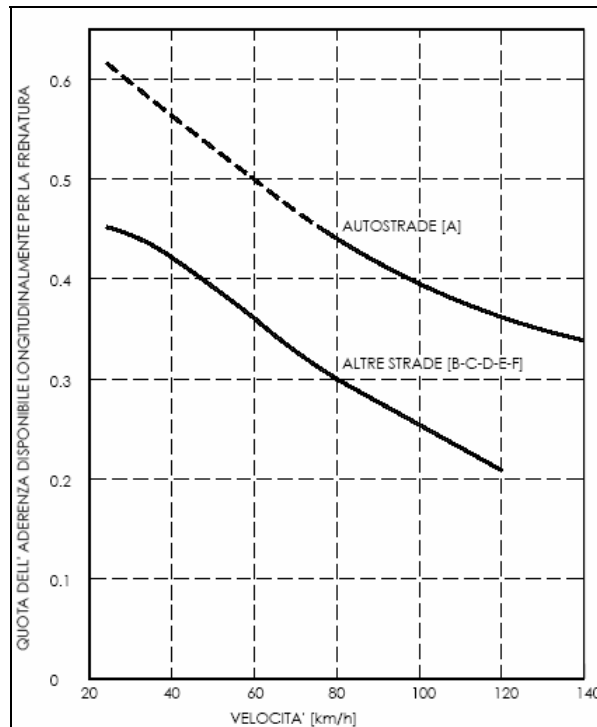


Figura 78

Per il tempo complessivo di reazione si assumono valori linearmente decrescenti con la velocità da 2,6 sec per 20 km/h, a 1,4 sec per 140 km/h, e si considera valida la seguente espressione:

$$\tau = (2,8 - 0,01 V) \text{ espresso in } [sec], \text{ con } V = \left[ \frac{km}{h} \right]$$

In situazioni particolari quali incroci, intersezioni complesse, innesti o deviazioni successive il tempo di reazione va maggiorato di *un secondo* nel caso di strada extraurbana e fino a 3 secondi in ambito urbano.

Per definizione il calcolo dello spazio di frenatura e del relativo tempo si riferisce ai valori conseguibili nelle diverse condizioni di marcia a partire da una determinata velocità iniziale  $v_0$ .

A partire dall'equazione del moto, che nella sua formulazione generale è:

$$T = R = (r_{ord} \pm i + r_c + \frac{1000}{g} \cdot K_a \cdot a) \cdot P$$

( $r_c$  = resistenza in curva) siamo in grado di ricavare il valore dello spazio di frenatura tenendo presente che in ambito ferroviario possiamo, in qualsiasi condizione, porre nullo il valore di T, poiché in tale fase del moto le ruote risultano non collegate al motore, mentre nella trazione automobilistica, risulta realizzata solo a seguito dell'intervento del guidatore il quale dovrà azionare la frizione interrompendo quindi la trasmissione del moto alle ruote.

L'equazione del moto fornisce allora:

$$r_{ord} \pm i + r_c + \frac{1000}{g} \cdot K_a \cdot a = 0$$

Si osservi subito che in queste condizioni, il valore di decelerazione conseguibile, tranne che per pendenze positive molto elevate, è molto piccola e può essere nulla per una livelletta in discesa pari a:  $-i = r_{ord} + r_c$ . Il veicolo non solo non si arresterà, ma addirittura incrementerà la propria velocità per una livelletta in discesa maggiore della somma  $r_{ord} + r_c$ . Emerge, allora, la necessità di incrementare le resistenze al moto di una quantità  $\phi$  (kg/tonn) opportunamente dosabile e tale che possa scriversi:

$$r_{ord} \pm i + r_c + \phi + \frac{1000}{g} \cdot K_a \cdot a = 0$$

con  $a$  pari ad  $a_{max}$  conseguibile.

Ricordando che è necessario, durante la fase di frenatura, che le ruote non si blocchino in seguito al superamento del limite di aderenza, dovrà risultare che  $\phi \cdot P$  risulti minore o uguale al prodotto  $f_{ad} P$ , indicando con  $f_{ad}$  il coefficiente di aderenza ruota - suolo.

Con riferimento alla figura 1 si indichi con  $F_f$  la forza addizionale di attrito generata dallo strisciamento di un ceppo premuto contro la superficie della ruota con una forza  $F$ ; sarà:

$$F_f = F \cdot f ;$$

ove  $f$  è il coefficiente di attrito tra ceppo e ruota.

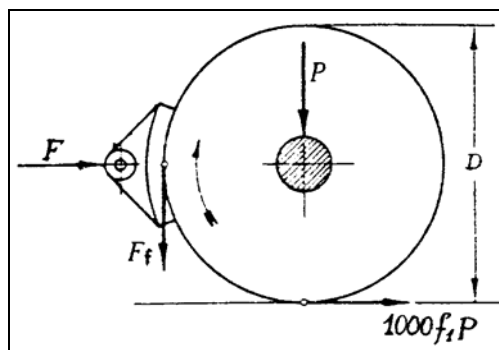


Figura 79

L'aderenza è verificata se:

$$f \cdot F = 1000 \cdot f_{ad} \cdot P ;$$

da cui:  $\frac{F}{P} = \frac{f_{ad}}{f} \cdot 1000$  con  $F$  espresso in [kg], e  $P$  in [tonn];

il rapporto  $\chi = F/P$  prende il nome di “percentuale di frenatura”.

Lo schema di Figura 79, riferibile al caso ferroviario, rende chiaro come, a seguito del bloccaggio della ruota e della conseguente perdita di aderenza, verrebbe a sostituirsi, al valore del coefficiente di aderenza, il valore del coefficiente di attrito del cerchione sulla rotaia, che risulta di gran lunga minore di  $f_{ad}$  stesso.

Un metodo alternativo per la determinazione dello spazio di frenatura può derivarsi dalla considerazione che l'energia dissipata durante la fase di frenatura è uguale alla energia cinetica posseduta dal veicolo.

Possiamo quindi scrivere:

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{1000}{3,6^2 \cdot g} \cdot K_a \cdot P \cdot V_0^2 = (r_{ord} \pm i + r_c + \phi) \cdot P \cdot s_0 ;$$

con  $\phi = 1000 \cdot \eta \cdot f_{ad}$  e  $V$  espresso in  $[km/h]$ .

Posto:

$$A' = \frac{1000 \cdot K_a}{3,6^2 \cdot g} ;$$

$$c' = r_m \pm i + r_c + 1000 \cdot \eta \cdot f_{ad}$$

si ha:

$$s_0 = \frac{A'}{2c'} \cdot V_0^2$$

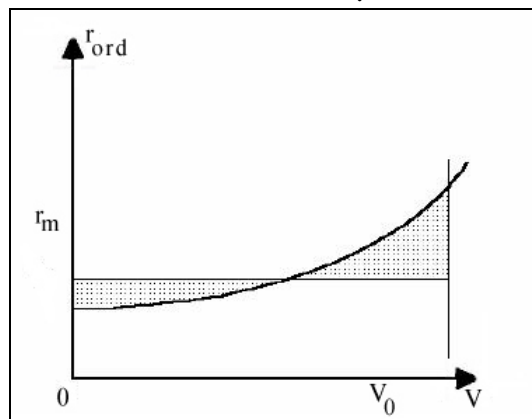


Figura 80

Essendo  $r_{ord} = a + bV^2$  (caso ferroviario), si assume per  $r_{ord}$  il valore  $r_m$  ottenuto come ordinata media della curva  $r_{ord}(V)$  tra le velocità  $V_0$  e 0 (Figura 80).

### 10.6.2. Spazio di Arresto

Lo spazio di frenatura, così come è stato calcolato, è da considerarsi esatto *nella ipotesi che il valore della resistenza specifica addizionale di frenatura  $\phi$  venga applicata istantaneamente a partire dalla velocità  $V_0$  del veicolo.*

In realtà, con riferimento alla Figura 81, emerge chiaramente, anche in uno schema estremamente semplificato, che intercorrerà un certo tempo per l'accostamento del ceppo al cerchione o della ganaschia al tamburo nonché per il successivo raggiungimento della pressione massima, tra le guarnizioni frenanti ed il cerchione o tamburo, conseguente alla applicazione della forza frenante  $F$ . Solo a partire da questo istante si realizzerà la forza tangenziale  $f \cdot F$  e quindi la  $\phi$  introdotta nella formula dello spazio di frenatura.

In aggiunta al tempo di frenatura appena citato bisogna considerare il tempo necessario al conducente per tradurre la decisione di frenare nell'effettivo azionamento del meccanismo di frenatura; tutto ciò si traduce nell'aumento dello spazio percorso a velocità  $V_0$ .

$$S_a = S_0 + S_m + S_p.$$

con:  $s_0$  spazio di frenatura,  $s_m$  spazio conseguente al perditempo meccanico e  $s_p$  spazio conseguente al tempo di reazione del conducente.

### 10.7. Tipi di freni e requisiti

Gli *organi frenanti* sono composti in generale di un elemento mobile rispetto al telaio del veicolo (tamburo o disco) calettato alla ruota (al cerchione o all'asse rotante) e di un elemento fisso con il telaio stesso (per esempio il *ceppo frenante*) su cui viene applicata una forza  $H$ .

Riportiamo di seguito (Figura 81) due esempi di *freno*:

a) *freno ferroviario a ceppo su cerchione*

b) *freno a tamburo*

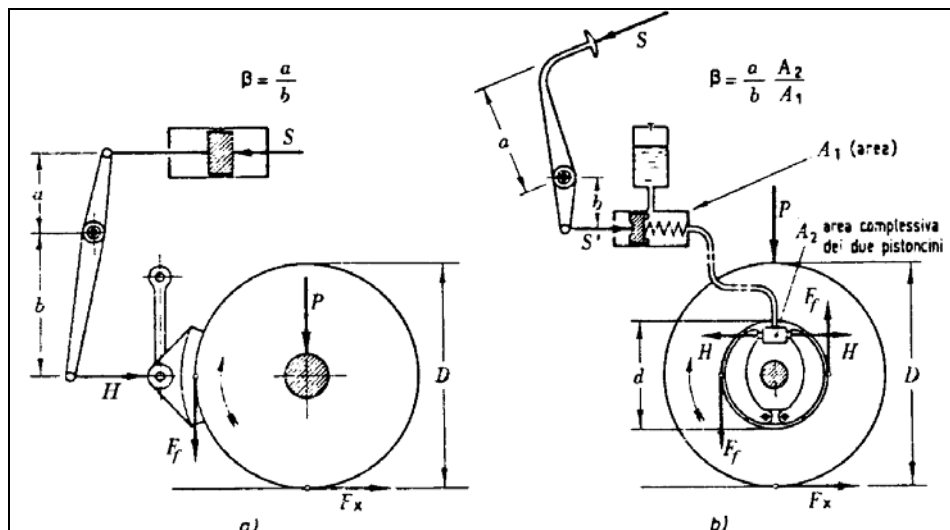


Figura 81

Di seguito (Figura 82) sono rappresentate diverse forme costruttive di *ceppi* ferroviari:

- il tipo semplice, rappresentato da una sola suola, presenta l'inconveniente di dilatarsi

durante la frenatura e quindi di trasmettere la forza radiale soltanto nella parte centrale.

- il tipo composto, rappresentato da due o più suole in ghisa, presenta dei vantaggi rispetto al modello appena descritto, infatti avremo la presenza di suole capaci di adattarsi, indipendentemente l'una dall'altra, alla superficie del cerchione. Questo sistema permette da un lato di mantenere limitate e ben distribuite le pressioni specifiche durante la frenatura, e dall'altro garantisce una semplice operazione di sostituzione delle suole usurate. Per i veicoli veloci si usano *ceppi* a 4 suole. I ceppi possono essere premuti sulla sola superficie di rotolamento o abbracciarne anche il bordino.

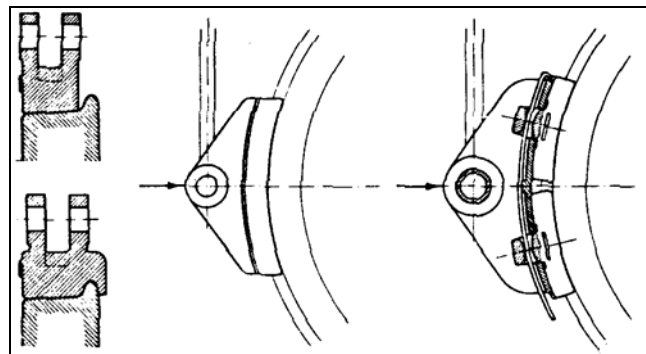


Figura 82

Dal punto di vista costruttivo la forza frenante  $F$  agisce su ogni singola ruota in modo simmetrico attraverso ceppi collegati tramite una timoneria come riportato di seguito (Figura 83).

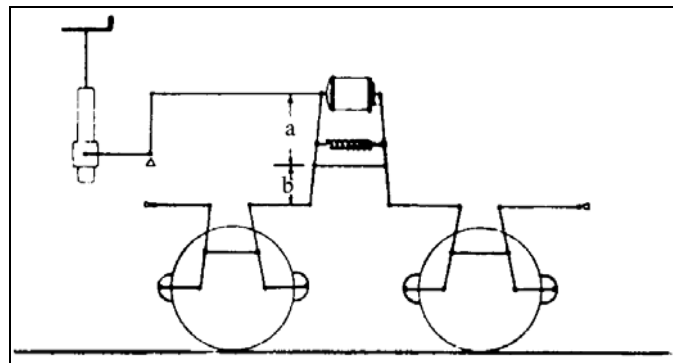


Figura 83

I requisiti che deve avere un *freno* sono i seguenti:

- *rapidità*: arresto del veicolo nel minor tempo possibile compatibilmente con il comfort e la sicurezza;
- *moderabilità*: decelerazione regolabile da parte del guidatore sia nella frenatura che nella sfrenatura;
- *inesauribilità*: efficienza del freno anche a seguito di un uso ripetuto nel tempo;

- *dolcezza e progressività*: piccole variazioni della decelerazione nel tempo;
- in particolare per i convogli formati da più pezzi:
- *continuità*: azione frenante su tutti gli assi che compongono il convoglio;
- *automaticità*: frenatura automatica dei carri che dovessero eventualmente staccarsi dal convoglio.

I *freni* possono essere *diretti* o *indiretti*; nel primo caso si fa ricorso alla forza del guidatore; nel secondo è interposto tra guidatore ed *organo frenante* un meccanismo di produzione e distribuzione della forza.

### 10.7.1. Freni a disco

I *freni a disco* (Figura 84), che hanno trovato una prima applicazione nei carrelli d'atterraggio degli aeromobili, successivamente installati nei veicoli stradali ed oggi anche nei veicoli ferroviari in servizio su linee ad alta velocità, sono caratterizzati da una struttura nella quale l'elemento mobile è costituito da un *disco* solidale con la ruota in acciaio, l'elemento fisso è dato da una *pinza* che abbraccia una porzione periferica del *disco*. La *pinza* porta all'interno due *piastre* che vengono poste a contatto con le due facce del disco e premute contro tali pareti laterali da due sistemi idraulici cilindro-pistone.

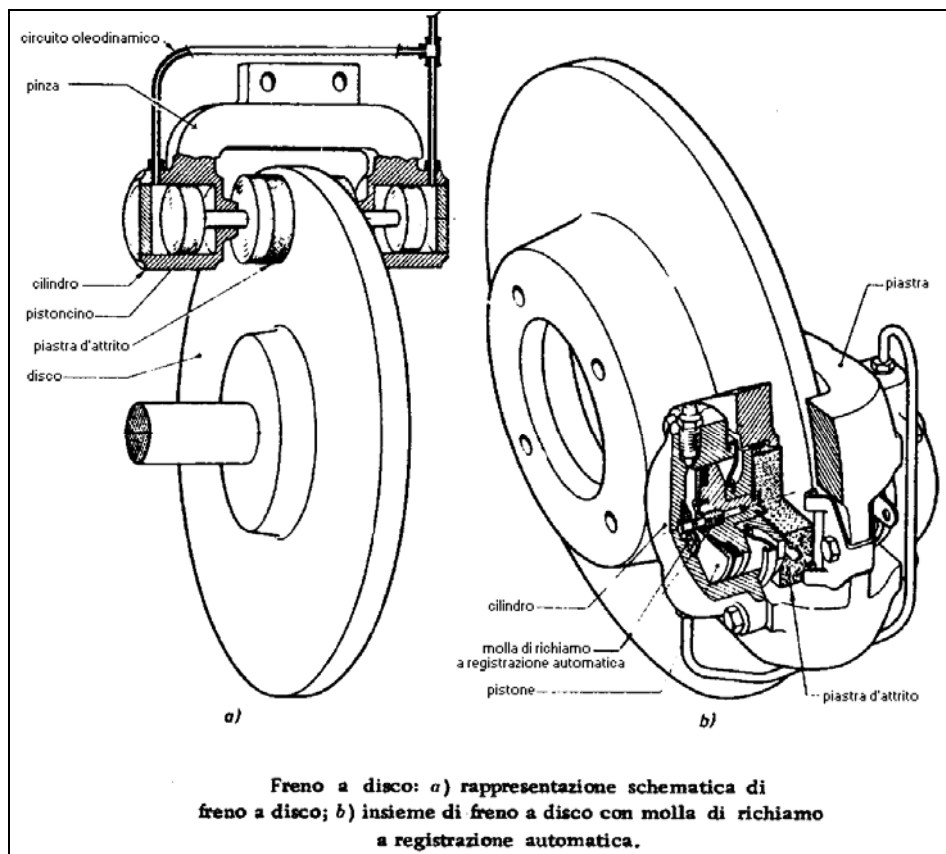


Figura 84

Di seguito (Figura 85) è mostrato il particolare di uno dei due dischi calettati sull'asse di un carrello ferroviario.

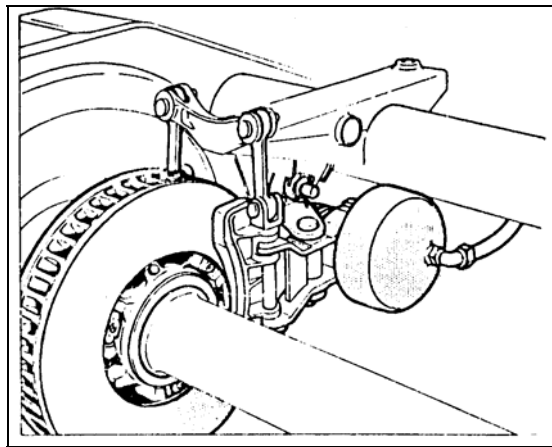


Figura 85

I dispositivi di richiamo per freni a disco possono essere del tipo (Figura 86):

- con anello di gomma;
- con spira interna e molla a lamina.

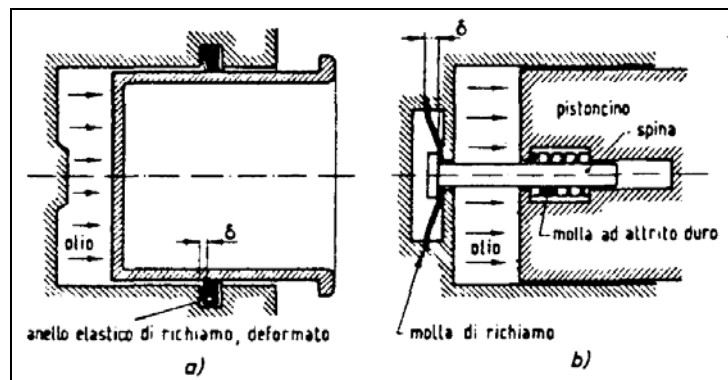


Figura 86

Di seguito (Figura 87) è invece riportato l'andamento del coefficiente di attrito  $f_{att}$  al variare della temperatura dei freni a disco.

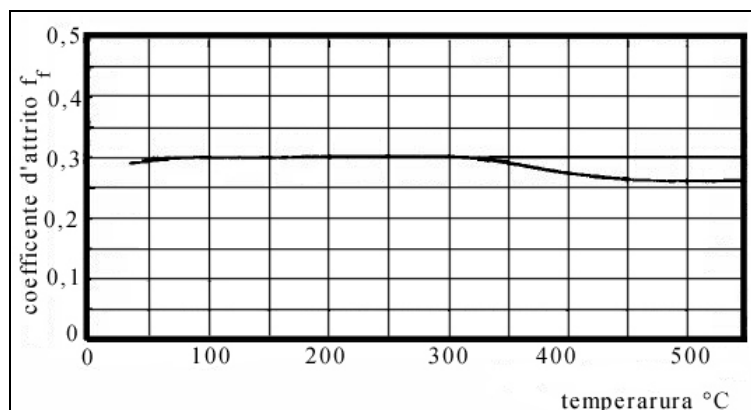


Figura 87

### 10.7.2. Freni a tamburo

Nei *freni a tamburo*, l'elemento mobile è un *tamburo* metallico, facente corpo in genere con il centro-ruota, sulla superficie interna del quale agisce l'elemento fisso, costituito da due o tre *ganasce* ad arco di cerchio, imperniate per un'estremità ad una piastra solidale con l'assale delle ruote o con il telaio.

La forza  $H$  viene applicata all'altra estremità di ognuna delle *ganasce*, in direzione tangenziale, per mezzo di un sistema cilindro-pistone in caso di trasmissione idraulica oppure con un eccentrico in caso di timoneria meccanica. Una molla di richiamo collega le estremità delle due *ganasce*. La superficie di attrito del *tamburo* è metallica, liscia; quella delle *ganasce* è di materiale tipo "feròdo" (materiale speciale a base di amianto). Il *freno a tamburo* può essere costruito seguendo diversi schemi (Figura 88).

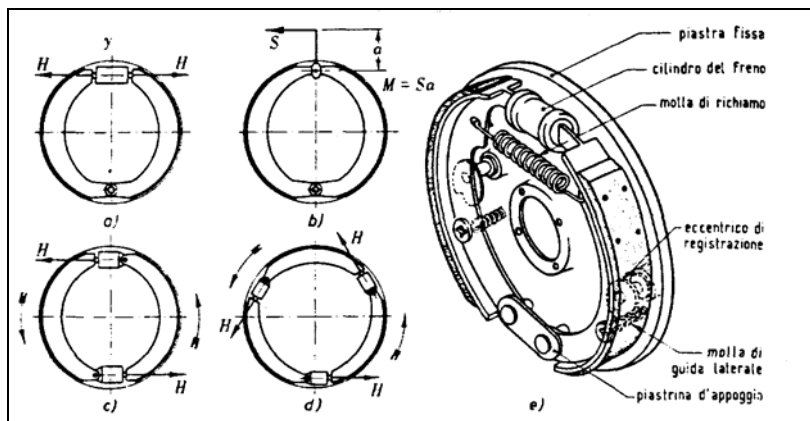


Figura 88

### 10.7.3. Distribuzione del peso di un autoveicolo sugli assi durante la frenatura

Si consideri la fase di frenatura di un autoveicolo (Figura 89) in cui si immagina il peso  $P$  e la resistenza di inerzia  $I$  corrispondente ad una decelerazione di frenatura  $a$ , applicati nel baricentro  $G$  del veicolo, sia inoltre  $l$  il passo del veicolo.

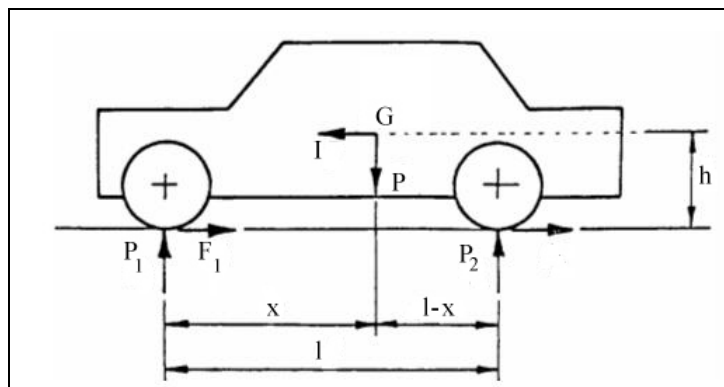


Figura 89



Da considerazioni relative all'*equilibrio statico* (veicolo fermo) discendono le seguenti relazioni:

$$P_{0,1} = P \cdot \frac{l-x}{l}$$

$$P_{0,2} = P \cdot \frac{x}{l}$$

A seguito di una decelerazione  $a$  effettuata in corrispondenza di una livelletta  $i$  (in Figura 89 pari a zero), agiscono sul baricentro la resistenza di inerzia  $\frac{P}{g} \cdot a$  (positiva se diretta nel senso del moto) e la componente del peso parallela alla direzione di marcia, pari a  $\pm P \cdot i$ ; si ha allora:

$$I = \frac{P}{g} \cdot a - P \cdot i$$

Tale forza  $I$  è uguale e contraria alla forza frenante totale  $F = F_1 + F_2$ .

La forza  $I$ , applicata sul baricentro  $G$ , provoca, rispetto ad un punto qualsiasi del terreno, un momento  $I \cdot h$  a cui farà equilibrio, rispetto alla ripartizione che definiva i pesi sugli assi  $P_{0,1}$  e  $P_{0,2}$  a veicolo fermo, un passaggio di carico  $\Delta P$  dall'asse posteriore (asse 2) all'asse anteriore (asse 1), tale che:

$$\Delta P \cdot l = I \cdot h.$$

I carichi sugli assi saranno quindi:

$$P_1 = P_{0,1} + \Delta P = P \cdot \left( \frac{l-x}{l} + \frac{I}{P} \cdot \frac{h}{l} \right);$$

$$P_2 = P_{0,2} - \Delta P = P \cdot \left( \frac{x}{l} - \frac{I}{P} \cdot \frac{h}{l} \right).$$

I valori dinamici sono quindi diversi da quelli statici e variabili in funzione di  $I$  (decelerazione e pendenza) oltre che in funzione del valore e della posizione del carico.

Per alcuni veicoli, ove i valori di  $h$  sono grandi ed i valori di  $l$  piccoli (biciclette, motocicli), i valori di  $P_1$  e  $P_2$  possono raggiungere il valore zero od invertire il segno per cui si possono avere fenomeni di ribaltamento in avanti, in caso di decelerazione, od impennate in caso di forti accelerazioni.

Nel passato il costruttore si limitava a scegliere la ripartizione della forza frenante tra asse anteriore e posteriore (dimensione dei rispettivi apparati frenanti) in modo che sull'asse anteriore fosse applicata una maggiore forza frenante secondo un valore percentuale determinato.

Per costruire l'impianto frenante in modo che siano sempre e contemporaneamente verificate le condizioni:

$$\frac{F_1}{F} = \frac{P_1}{P} \quad \text{e} \quad \frac{F_2}{F} = \frac{P_2}{P} ;$$

che darebbero la massima decelerazione ottenibile, sarebbe necessario variare il rapporto di ripartizione mediante un sistema automatico asservito ai parametri dinamici e di carico.

Questo si realizza in parte con i *limitatori di frenata* ed ancor meglio con i *regolatori di frenata*; tali apparati impediscono (in maniera fissa o variabile) che l'azione frenante superi un certo limite sull'asse anteriore per evitare il bloccaggio delle ruote.

Ancora più sofisticati sono i sistemi antibloccaggio (*ABS*) che confrontando la velocità periferica delle ruote e quella di avanzamento del veicolo, ed intervenendo sull'apparato frenante impediscono, anche in condizione di minima aderenza, il bloccaggio delle ruote.

Si ricorda comunque che il valore massimo della decelerazione viene così ricavato:

$$\begin{aligned} F \pm P \cdot i &= ma \\ P \cdot f \pm P \cdot i &= \frac{P}{g} a \\ a &= (f \pm i) \cdot g \end{aligned}$$

dove  $f$  è il coefficiente di attrito o aderenza tra ruote e terreno a seconda del fatto che il veicolo slitti o aderisca al suolo.

Quindi il valore massimo della decelerazione conseguibile è una frazione dell'accelerazione di gravità, pari a  $g = 9,81 \frac{m}{sec^2}$  e strettamente dipendente dalle condizioni della superficie nonché dall'inclinazione della stessa. Questo è vero solo se i valori del peso  $P$  considerati per ambo i membri dell'equazione sono uguali; se in frenata facciamo variare in maniera "fittizia" il peso del veicolo, dotandolo di appendici aerodinamiche, il valore di  $P$  a primo membro non sarà più lo stesso e la decelerazione ottenibile sarà quindi maggiore di  $g$ .