

## LES DISTRIBUTIONS RADIALES<sup>(1)</sup>

L'emploi des distributions radiales se répand de plus en plus sur les locomotives ; — nos lecteurs connaissent déjà les types de Walschaert (2), Joy (3), Morton (4), et Bryce Douglas (5). — Nous avons pensé qu'il serait utile de donner la traduction d'un remarquable mémoire qui a été publié par l'*Engineering* (6) et qui présente une analyse complète de ces distributions en les ramenant toutes au diagramme de Zeuner, aujourd'hui connu de tous les mécaniciens (7).

On peut définir les mécanismes des distributions radiales en disant que *le mouvement du tiroir y est commandé par un point quelconque d'une bielle dont une extrémité décrit une courbe fermée tandis que l'autre extrémité se déplace suivant une ligne droite ou une courbe ouverte.*

Ces mécanismes se subdivisent en deux classes, suivant qu'ils sont *simples* ou *composés* ; c'est-à-dire, selon que leur courbe fermée est un cercle décrit autour d'un point fixe ou une courbe décrite par un point d'une seconde bielle dont le mouvement est, lui-même, simple ou dérivé d'une troisième bielle.

Les mécanismes de Hackworth, Marshall, Klug et Angstrom, appartiennent à la première classe, ceux de Brown et de Joy à la seconde.

(1) A consulter sur les distributions radiales :

- « *The Engineer* » 23 Février, 30 Mars, 17 Avril, 29 Juin 1883 et 5 Juin 1885, mémoire de R. H. GRAHAM.
- « *On Radial Valve Gears* » (Brown, Marschall, Joy) ; 31 Juillet 1880 (*Howe Wilson*).
- « *Engineering* » 15 Janvier 1886. « *On some modern Valve Gears* » par OTTO GRUNGER (Brown, Hackworth, Joy, Strong).
- « *Génie Civil* » 26 Décembre 1885 et 10 Juillet 1886. Distributions de S. Pichault et Ch Bourdon.
- Brevets anglais Hill (n° 13347, année 1884) ; Bryce Douglas (6506 et 8132, de 1885) ; Kirk (4135, de 1882, et *Engineering*, 30 Janvier 1882, p. 111) ; Sisson (3634, de 1885) ; Strong (14383, de 1884) ; Swan (1722, et 6254, de 1885),
- KLUG (*Revue industrielle*, 25 Octobre 1882).
- MORTON « *The Engineer* », 11 Mai 1883, p. 388.
- N. P. BURG. *Link motion and expansion Gears*, Distributions de MILLING, HAWTHORN et HACKWORTH.
- MARCEL DEPRez. Bulletin de la Société des anciens Élèves des écoles d'Arts et Métiers, Janvier 1879, note de M. Pascal.
- « Institution of Mechanical Engineers » Août 1880. « *On a new reversing and expansion valve gear* » by D. Joy (Joy, Hackworth, Hawthorn, Brown, Marshall, Reynolds).
- A. MADAMET. « *Considérations géométriques sur les distributions Marshall, Joy.* » 1 brochure. Bernard. Paris, 188.

(2) *Revue générale*, N<sup>os</sup> de Décembre 1878, p. 370 et d'Avril 1881, p. 280.

(3) *id.* N<sup>os</sup> d'Octobre 1880, p. 376 et d'Août 1883, p. 95.

(4) *id.* N<sup>o</sup> de Juillet 1886, p. 33.

(5) *id.* N<sup>o</sup> de Janvier 1887, p. 32.

(6) *On Radial Valve Gears*, N<sup>os</sup> du 17 Septembre et 8 Octobre 1886.

(7) Nous ne pouvons que renvoyer ceux de nos lecteurs désireux de se rappeler ces diagrammes aux ouvrages suivants :

ZEUNER. — *Traité des distributions par tiroirs* (traduction Debize et Mérijot, Dunod, 1869).

COUCHE. — *Voie et Matériel roulant*. Vol. 3.

MÉCANISMES  
SIMPLES.  
Hackworth (1).

La distribution de Hackworth est la plus ancienne et la plus simple des distributions radiales (2). Elle est représentée schématiquement par la Fig. 81 et sous sa forme d'application par la Fig. 82.

Sur la Fig. 81 on a représenté par :

Fig. 81. — Hackworth (Schéma).

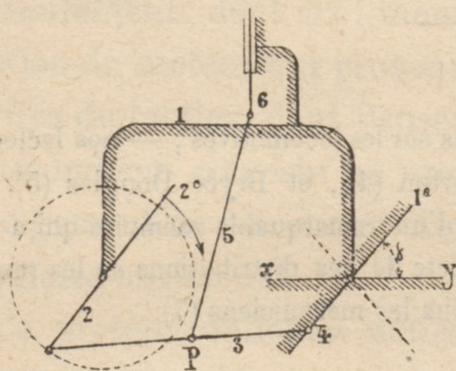
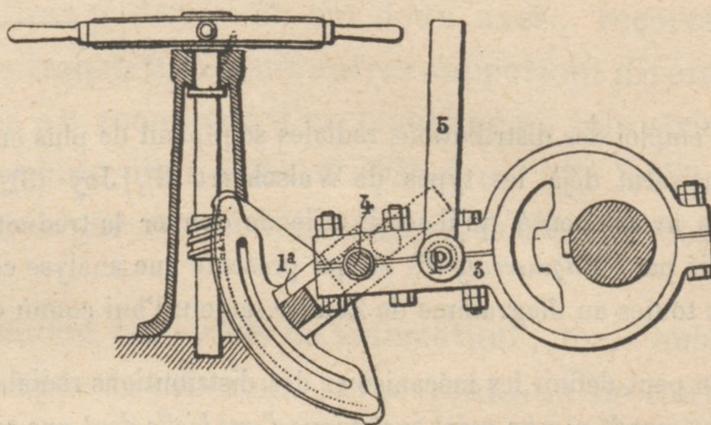


Fig. 82. — Hackworth (Application).



2°. La manivelle.

2. L'excentrique, en avance de 180° sur la manivelle avec laquelle il forme cinématiquement une seule pièce.

6. le tiroir et sa tige.

5. la bielle du tiroir.

3. la bielle, dont le point  $p$  commande la bielle 5 du tiroir.

L'une des extrémités de la bielle 3 décrit un cercle, l'autre une droite, dont l'inclinaison est déterminée par celle de la pièce 1<sup>a</sup> sur la ligne des centres  $xy$ , de manière à changer la marche du moteur en passant de sa position indiquée en traits pleins à sa position pointillée.

Le mouvement est toujours positif, puisque, dans les deux chaînes à quatre membres :

$$1 - 2 - 3 - 5 - 6 \text{ et } 1 - 4 - 3 - 5 - 6;$$

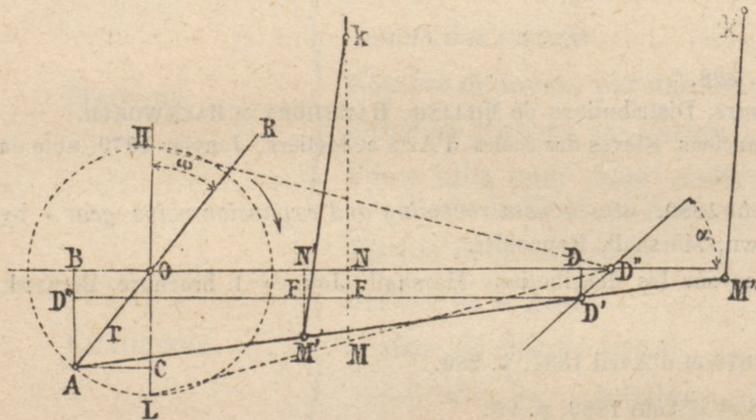
deux des membres

$$2 - 3$$

et

$$4 - 3$$

Fig. 83. — Hackworth (Schéma).



reçoivent des mouvements définis de la chaîne à quatre liens 1 — 2 — 3 — 4, dont ils font partie, le membre 1 restant fixe (3).

Lorsque la manivelle se trouve en H ou en L, — (Fig. 83) — l'extrémité D'' de la bielle motrice 3 (Fig. 81) coïncide avec l'axe de rotation de la pièce 1<sub>a</sub>, de sorte que la longueur

$$MN = \text{recouvrement} + \text{avance linéaire}$$

(1) « N. P. Burgh » « Link motion », p. 175. Brevets anglais 2448 de 1859 et 87 de 1882.

(2) A l'exception toutefois de celle de Solms, qui date de 1843 (*Bulletin de la Société des Ingénieurs civils, Chroniques* d'Août et d'Octobre 1887).

(3) En d'autres termes, l'appareil de Hackworth constitue « une chaîne cinématique fermée dont un membre est maintenu fixe », ou, suivant la définition de Reuleaux (*Cinématique*), p. 50 *un mécanisme*. Dans toutes les figures, le membre fixe est indiqué par des hachures.

est constante aux deux extrémités du cylindre, en marche arrière comme en marche avant, et pour tous les degrés de détente.

Lorsque la manivelle R a décrit l'angle  $\omega$ , l'excentricité, en avance de  $180^\circ$ , est venu en AO, D'' en D', et M en M' — Traçons les perpendiculaires D'D, M'N', AB, AC; la course du tiroir correspondant à l'angle  $\omega$  sera donnée par la longueur M'N', en négligeant l'obliquité de la bielle du tiroir Mk.

Désignons :

L D'' par  $l$   
 M D'' par  $l'$   
 l'angle D' D'' D par  $a$   
 M' N' par  $\xi$   
 et A O par  $r$

on a : 
$$\xi = M'F' + N'F' = \frac{l'}{l} AD''' + D'D, \quad [1]$$

d'où, en remarquant que

$$\begin{aligned} D D'' &= AC = r \sin. \omega \text{ approximativement.} \\ D' D &= r \sin. \omega \operatorname{tg}. a \\ A D''' &= r \cos. \omega - r \sin. \omega \operatorname{tg}. a, \end{aligned}$$

et en substituant ces valeurs dans l'équation (1)

$$\begin{aligned} \xi &= \frac{l'}{l} r \cos. \omega - \frac{l'}{l} r \sin. \omega \operatorname{tg}. a + r \sin. \omega \operatorname{tg}. a \\ &= \frac{l'r}{l} \cos. \omega + r \operatorname{tg}. a \left(1 - \frac{l'}{l}\right) \sin. \omega, \\ &= A \cos. \omega + B \sin. \omega \end{aligned}$$

en posant :

$$\begin{aligned} A &= \frac{l'r}{l} \\ B &= r \operatorname{tg}. a \left(1 - \frac{l'}{l}\right). \end{aligned}$$

On reconnaît l'équation bien connue d'un diagramme de Zeuner, dont les coordonnées du centre du cercle du tiroir sont

$$y = \frac{l'.r}{2l} = \frac{A}{2} \quad \text{et} \quad x = \frac{1}{2} r. \operatorname{tg}. a \left(1 - \frac{l'}{l}\right) = \frac{B}{2}$$

Le rayon du cercle du tiroir passant par l'origine des coordonnées fait avec l'axe des  $y$  un angle  $\theta$  donné par l'équation

$$\operatorname{tg}. \theta = \frac{\frac{1}{2} r. \operatorname{tg}. a \left(1 - \frac{l'}{l}\right)}{\frac{l'.r}{2l}} = \frac{\operatorname{tg}. a - \frac{l'}{l} \operatorname{tg}. a}{\frac{l'}{l}} = \operatorname{tg}. a \left(\frac{l}{l'} - 1\right).$$

Le dénominateur,  $\frac{l'.r}{2l}$ , indépendant de l'angle  $a$ , reste invariable pour tous les degrés de détente.

Si donc on porte sur l'axe des  $y$  (Fig. 81) les ordonnées

$$OA = OB = \frac{l' \cdot r}{2l},$$

les parallèles menées à l'axe des  $x$  par les points A et B seront les lieux des centres des cercles de distribution.

Le centre du cercle correspondant à l'inclinaison  $a$  de la coulisse  $D'D''$  sera donnée par l'intersection C de l'horizontale AC avec la droite OD, inclinée sur l'axe des  $y$  d'un angle  $DOA = \theta$ , tel que :  $\text{tg. } DOA = \text{tg. } \theta = \left( \frac{l}{l'} - 1 \right) \text{tg. } a$ .

Le rayon vecteur OV correspond, en position, au rayon d'excentricité  $r$ , la manivelle R le suivant à  $180^\circ$ .

Les principales dimensions du mécanisme choisi comme exemple sont :  $r = 133 \text{ m/m}$ ,  $l = 1^{\text{m}}676$  ;  $l' = 762 \text{ m/m}$  ;  $Mh$  (Fig. 83) =  $1^{\text{m}}830$ .

Les cercles du tiroir correspondant, pour ce mécanisme, à des inclinaisons de

$$\text{tg. } a = 0^{\text{m}}75.$$

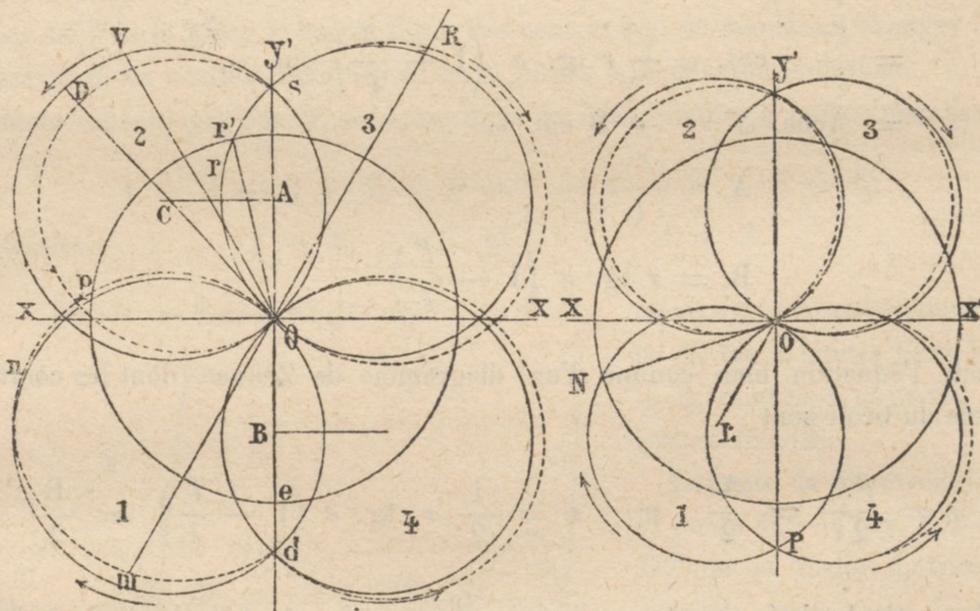
$$\text{tg. } a = 0,4.$$

sont tracés respectivement en traits pleins sur les Fig. 84 et 85.

Fig. 84 et 85. — Hackworth. — Diagrammes.

Fig. 84.

Fig. 85.



Les courses du tiroir calculées d'après ces diagrammes y sont reportées en traits pointillés.

Lorsque la manivelle est au point mort supérieur, l'excentricité se trouve dans la position  $Od$ . La course du tiroir, ou la distance dont il s'est éloigné de sa position moyenne, est égale à  $dO$ ; l'avance linéaire est représentée par  $de$ ,  $e$  étant l'intersection de l'excentricité  $dO$  avec le cercle de recouvrement. A mesure que la manivelle tourne vers la droite ou vers la gauche, la course du tiroir est donnée par la corde correspondante du cercle pointillé :  $Om$ , par exemple, quand la manivelle arrive en  $OR$  en tournant à droite. En  $p$ , la course est égale au recouvrement; la détente géométrique commence. La course s'annule, c'est-à-dire le tiroir revient à sa position moyenne, quand le rayon vecteur est nul ou tangent aux cercles; puis, la manivelle continuant à tourner dans le

même sens, à droite par exemple, le tiroir décrit, de l'autre côté de sa position moyenne, les courses  $Or'$ ... En  $r'$ , la course égale de nouveau le recouvrement extérieur ; l'admission anticipée s'ouvre et se prolonge pendant que le rayon d'excentricité décrit l'angle  $sOr'$ .

Afin de bien préciser le sens de la rotation de la manivelle, nous supposerons toujours l'observateur placé de façon que l'extrémité de la bielle de distribution (3 dans les Fig. 81, 85 et 87, et 7 Fig. 93) qui décrit une droite ou une courbe ouverte soit à sa droite, tandis que l'extrémité qui décrit une courbe fermée est à sa gauche, le tiroir lui-même se trouvant toujours au-dessus de cette bielle ; et nous dirons que la machine tourne à droite quand sa manivelle tourne comme les aiguilles d'une montre par rapport à l'observateur ainsi placé.

On voit d'après les Fig. 84 et 85 que les cercles de la marche réelle du tiroir se rapprochent plus des cercles théoriques du diagramme pour la marche à droite que pour la marche à gauche, à valeurs égales de l'angle  $a$ .

Soient à déterminer les valeurs de  $a$  correspondant à différents degrés de détente et les positions corrélatives du levier de changement de marche : menons (Fig. 85) ON tel que :

$$\frac{\text{Sin vers NOP}}{2} = \text{degré de détente,}$$

c'est-à-dire dans la position du rayon d'excentricité correspondant au commencement de la détente, et coupant en N le cercle de recouvrement. Si l'on désigne par L le centre de la circonférence passant par les trois points N, O et P, — le point P étant défini par l'équation  $OP = \text{recouvrement} + \text{avance linéaire} = \text{constante}$ ,

il vient :

$$\text{tg. LOY} = \left( \frac{l}{l'} - 1 \right) \text{tg. } a$$

d'où :

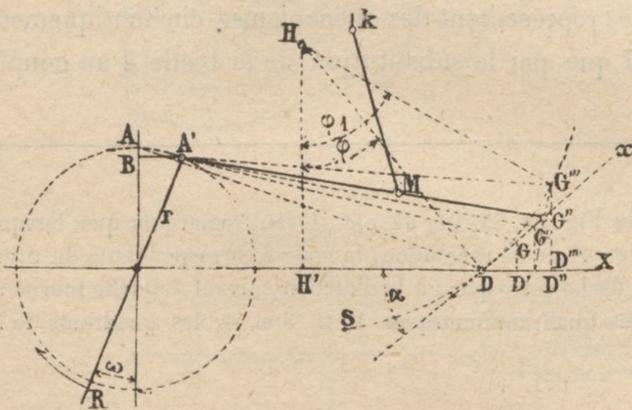
$$\text{tg. } a = \frac{l' \text{ tg. LOY}}{l - l'}$$

Les diagrammes de détente présentent dans ce cas trois sources d'erreurs faciles à reconnaître sur la Figure 86.

Pour une rotation  $\omega$  de la manivelle R, la bielle de distribution s'est déplacée théoriquement — c'est-à-dire d'après la formule  $\xi = A \cos. \omega + B \sin. \omega$  — de AD en A'G, G étant l'intersection de  $Dx'$  avec l'ordonnée tirée du point D', déterminé par l'équation :

$$DD' = A'B' = 2 \sin \omega.$$

Fig. 86. — Hackworth



Or, la position réelle A'G'' de la bielle de distribution s'écarte de la position théorique A'G parce que :

1° Dans le cas où la coulisse  $Dx$  est horizontale, en marche neutre, D ne s'arrête pas en D', pour une rotation  $\omega$  de la manivelle, mais va jusqu'en D'', à cause de l'obliquité de la bielle.

2° Si la coulisse fait un angle  $a$  avec sa position  $DX'$ , l'extrémité de la bielle A'D'' ne se déplace pas perpendiculairement à G', mais sur un arc D''G''.

La troisième cause d'erreurs est introduite par l'obliquité de la bielle Mk.

Ces erreurs se neutralisent en partie. Appelons, afin d'en déterminer l'étendue, erreurs positives (+) celles qui rendent le parcours du tiroir théorique plus petit que le parcours réel et erreurs négatives (—) celles qui rendent le parcours théorique plus grand que le parcours réel. En partant du point mort supérieur de la manivelle motrice correspondant au point mort inférieur de l'excentricité, chacune des trois erreurs assurera successivement, dans les divers quadrants 1, 2, 3, 4 occupés par la manivelle, les signes indiqués au tableau ci-dessous :

		MARCHE A DROITE.	MARCHE A GAUCHE.
Manivelle au 1 <sup>er</sup> quadrant	.....	— — +	+ + +
» 2 <sup>e</sup> »	.....	— + +	+ — +
» 3 <sup>e</sup> »	.....	+ + —	— — —
» 4 <sup>e</sup> »	.....	+ — —	— + —

On voit, d'après ce tableau, que les causes d'erreurs ou actions perturbatrices se neutralisent plus complètement en marche à droite, de sorte que le diagramme est plus exact pour cette marche, comme nous l'avons déjà fait remarquer à l'examen des Figures 84 et 85 (1).

En marche à gauche, il se produit dans les ouvertures du tiroir et les degrés de détente des différences qui pourraient devenir considérables avec une distribution mal établie. Dans une machine horizontale, ces perturbations seraient plutôt avantageuses, parce que l'ouverture plus rapide du tiroir se produirait du côté du cylindre où le mouvement du piston lui-même est le plus rapide à cause de l'obliquité de la bielle. Dans les machines verticales étudiées pour tourner à gauche, il faudrait ajouter au mécanisme de distribution un balancier qui en renverserait l'action, augmenterait l'admission et retarderait la détente pendant la course ascendante.

On peut, si on le veut, supprimer l'excentrique  $r$  (Fig. 83) et relier les bielles  $LD' = AD''$  à la manivelle. On devra prendre alors le mouvement en un point  $M''$  au-delà du point  $D'$ . Le diagramme ne change pas, mais l'angle  $\omega$ , décrit par la manivelle, sera égal à celui que décrit le rayon vecteur  $VO$  (Fig. 84 — 2) au lieu d'être en retard de  $180^\circ$ .

On considère parfois le couple d'emboîtement 1<sup>a</sup> || 4 (Fig. 81) (2) ou la coulisse, comme susceptibles d'une usure excessive. C'est cette considération qui conduisit à l'invention du second type simple de distribution radiale, dite distribution de Marshall, représentée schématiquement par la Fig. 87 et en application par les Figures 88, 89 et 90.

*Marshall* (3). On voit, en comparant les Fig. 81 et 87, qu'elles représentent des mécanismes cinématiquement semblables; la Fig. 81 ne différant de la Fig. 87 que par la substitution de la bielle 4 au couple

(1) Pour éviter toute fausse interprétation des diagrammes Fig. 84, 85, 91, 92, etc., il faut remarquer que, lorsque la manivelle se trouve dans l'un des quadrants, 1<sup>er</sup>, 2<sup>e</sup>, 3<sup>e</sup> ou 4<sup>e</sup> de sa révolution, la course correspondante du tiroir est donnée par le rayon vecteur du cercle du tiroir dont la flèche correspond à la direction suivant laquelle tourne la manivelle, et qui se trouve, selon les cas, dans l'un des quadrants marqués 1, 2, 3 et 4, les quadrants de la manivelle étant comptés à partir du point mort supérieur.

(2) Voir: Reuleaux. Cinématique, p. 47, 99 et 270.

(3) *Engineering*, 23 Juin 1882, p. 622; 4 Novembre 1881, p. 260.

d'emboîtement 4, qui peut être d'ailleurs considéré comme l'une des extrémités d'une bielle oscillante de rayon infini.

Fig. 87. — Marshall. (Schéma).

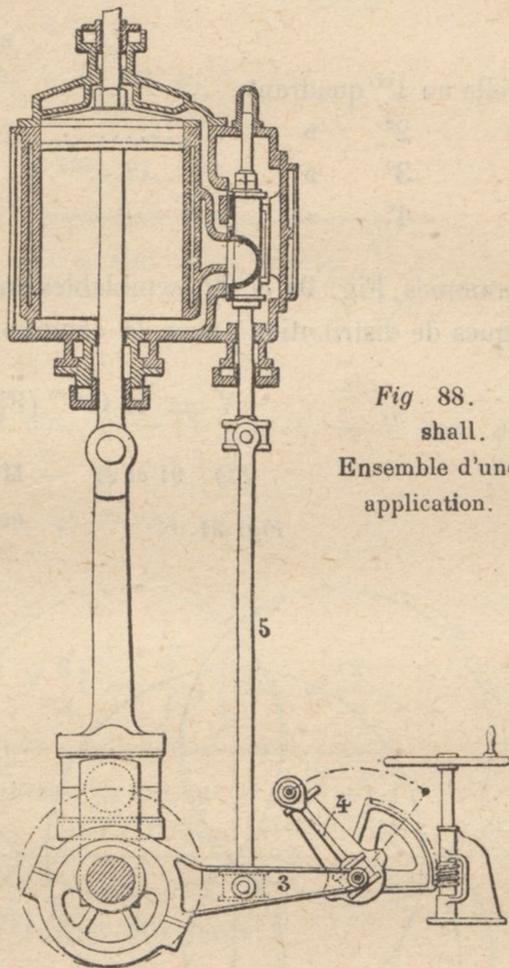
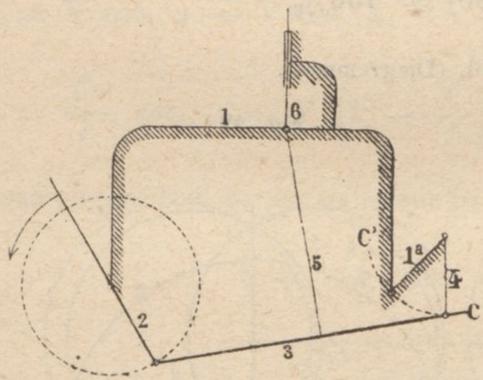
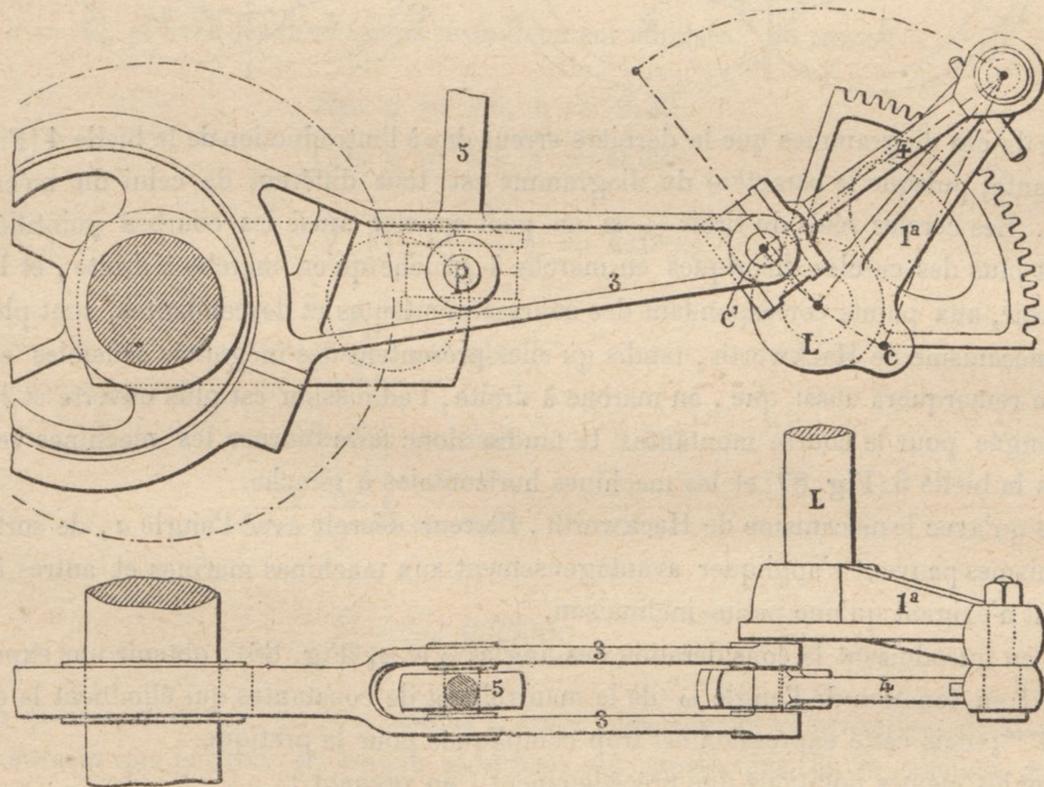


Fig. 88.  
shall.  
Ensemble d'une  
application.

Fig. 89 et 90. — Marshall. (Détail).



On pourra se servir du même diagramme en prenant pour  $a$  l'angle de la tangente à la courbe

$G'''S$  (Fig. 86) avec l'axe des X au point D. Cette hypothèse introduit une troisième erreur qui, ajoutée à celles du tableau précédent, donne, comme ci-dessous :

	EN MARCHÉ A DROITE.	EN MARCHÉ A GAUCHE.
Manivelle au 1 <sup>er</sup> quadrant .....	— — + —	+ + + —
» 2 <sup>e</sup> » .....	— + + —	+ — + —
» 3 <sup>e</sup> » .....	+ + — +	— — — +
» 4 <sup>e</sup> » .....	+ — — +	— + — +

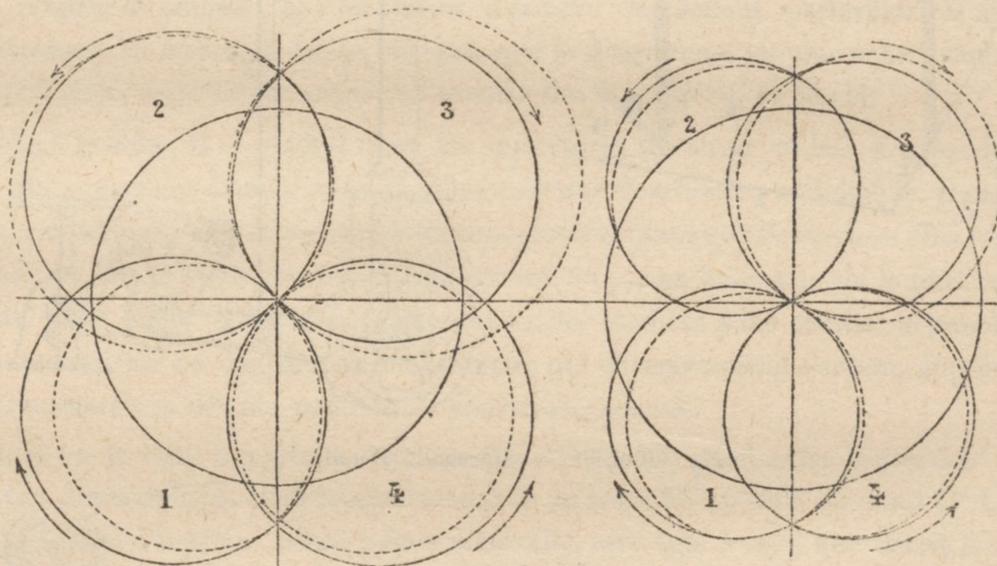
Les diagrammes, Fig. 91 et 92, semblables aux diagrammes 84 et 85, correspondent aux mêmes caractéristiques de distribution, avec la condition complémentaire :

$$V = H G''' \text{ (Fig. 86)} = 750^m/m$$

Fig. 91 et 92. — Marshall. (Diagrammes).

Fig. 91.

Fig. 92.



Il résulte de ces diagrammes que la dernière erreur due à l'introduction de la bielle 4 (Fig. 87) est très-importante, puisque le caractère du diagramme est tout différent de celui du mécanisme de Hackworth. Les cercles réels du tiroir — si on peut appeler ainsi les courbes pointillées — se rapprochent plus des cercles théoriques en marche à gauche qu'en marche à droite, et les ouvertures du tiroir, aux points correspondant des courses montantes et descendantes, sont plus égales qu'avec le mécanisme de Hackworth, tandis qu'elles présentent des inégalités sensibles en marche à droite. On remarquera aussi que, en marche à droite, l'admission est plus ouverte et la détente moins prolongée pour la course montante. Il faudra donc faire tourner les machines verticales à droite, sans la bielle 5 (Fig. 87) et les machines horizontales à gauche.

De même qu'avec le mécanisme de Hackworth, l'erreur décroît avec l'angle  $\alpha$ , de sorte que ces deux mécanismes peuvent s'appliquer avantageusement aux machines marines et autres à grandes détentes, qui n'exigent qu'une petite inclinaison.

On peut, en introduisant la considération des angles  $\varphi$  et  $\varphi_1$  (Fig. 86), obtenir une expression de la valeur de  $\xi$  en fonction de l'angle  $\omega$  de la manivelle et de constantes qui éliminent la quatrième erreur  $G''G'''$ ; mais cette expression est trop compliquée pour la pratique.

Employant les mêmes notations que précédemment, en prenant :

$$V = H G'''$$

et en tirant la perpendiculaire  $G''D''''$ , on a approximativement :

$$r \sin. \omega = BA' = DD'''' = V \sin. \varphi_1 - V \sin. \varphi$$

d'où :

$$\sin. \varphi_1 = \frac{r}{V} \sin. \omega + \sin. \varphi,$$

$$\cos. \varphi_1 = \sqrt{1 - \sin^2 \varphi_1} =$$

et

$$= \sqrt{1 - \left( \frac{r^2}{V^2} \sin^2 \omega + \frac{2r}{V} \sin. \omega \sin. \varphi + \sin^2 \varphi \right)} \quad [a]$$

Or, on a aussi :

$$\xi = V \cos. \varphi - V \cos. \varphi_1 + \frac{l'}{l} [r \cos. \omega - (V \cos. \varphi - V \cos. \varphi_1)]$$

$$= \frac{l'r}{l} \cos. \omega + V \left( 1 - \frac{l'}{l} \right) (\cos. \varphi - \cos. \varphi_1)$$

d'où, en remplaçant  $\cos. \varphi_1$  par sa valeur [a]

$$\xi = \frac{l'r}{l} \cos. \omega + V \left( 1 - \frac{l'}{l} \right) \left[ \cos. \varphi - \sqrt{1 - \left( \frac{r^2}{V^2} \sin^2 \omega + \frac{2r}{V} \sin. \omega \sin. \varphi + \sin^2 \varphi \right)} \right]$$

en fonction de  $\omega$  et de constantes.

D'après la similitude des triangles  $HH'D$  et  $DD'G$  (Fig. 86), on a :

$$\varphi = a$$

Pour  $\text{tg. } a = 4.$ , et avec les dimensions primitivement admises, on trouve :

$$\text{Sin. } \varphi = \text{sin. } a = 0,37$$

$$\text{Cos. } \varphi = \text{cos. } a = 0,928$$

$$V. \left( 1 - \frac{l'}{l} \right) = 410^{\text{m/m}}$$

$$\frac{l'2r}{l} = 61^{\text{m/m}}$$

$$\text{Sin}^2 \varphi = \text{sin}^2 a = 0,137$$

$$\frac{2r \sin. \varphi}{V} = 3,05$$

$$\frac{r^2}{V^2} = 0,0306.$$

Le tableau ci-dessous donne, pour la marche à droite, les valeurs comparatives de  $\xi$ , positives ou négatives suivant que le tiroir se trouve au-dessus ou au-dessous de sa position moyenne, pour différentes valeurs de l'angle  $\omega$ , décrit par le rayon  $r$  de l'excentrique à partir de son point mort supérieur.

VALEURS DE $\xi$			
$\omega_1$ (en degrés).	Réelles d'après le diagramme.	D'après les formules.	D'après les cercles de Zeuner.
0.....	+ 61 m/m	+ 61 m/m	+ 61 m/m
30.....	+ 69	+ 68	+ 68
60.....	+ 64	+ 62	+ 57
90.....	+ 36	+ 36	+ 30
120.....	0	+ 02	0
150.....	- 35	- 35	- 38
180.....	- 61	- 61	- 61
210.....	- 66	- 65	- 68
240.....	- 50	- 49	- 57
270.....	- 21	- 23	- 30
300.....	+ 7,6	+ 10	+ 23
330.....	+ 39	+ 40	+ 38
360.....	+ 61	+ 61	+ 61

On voit que les résultats des formules se rapprochent beaucoup de la réalité, et que ceux des cercles de distribution varient un peu, comme nous l'avons dit précédemment, parce que les erreurs sont plus grandes en marche à droite avec la distribution de Marshall.

Angstrom (1). Le mécanisme d'Angstrom est tout récent, — il est représenté schématiquement par la Fig. 93,

Fig. 93. — Angstrom.

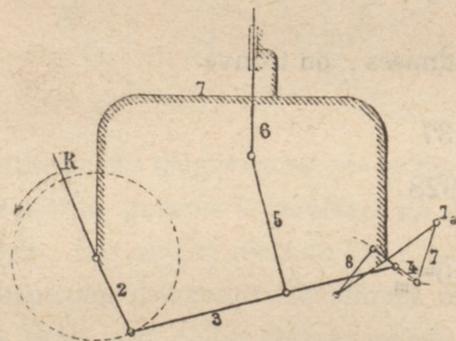
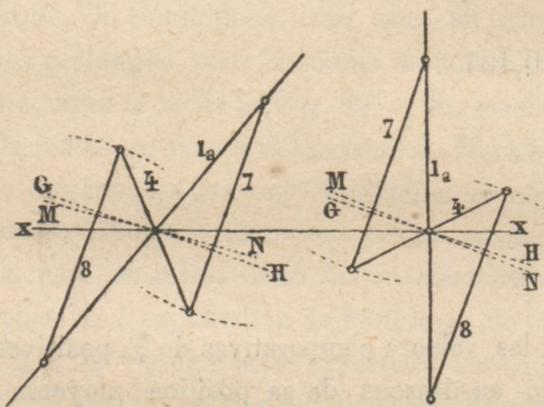


Fig. 94

Fig. 95.



et ne diffère du mécanisme de Hackworth que par la substitution, au couple d'emboîtement  $1^a \parallel 4$  (Fig. 81) de la chaîne à quatre membres, 4-7-1a-8, formant parallélogramme.

Entre certaines limites, ce mouvement de parallélogramme est exact, de sorte que ce mécanisme est absolument équivalent à celui de Hackworth; mais, si les bielles 7 et 8 sont trop courtes ou la bielle 2 trop longue, la trajectoire réelle MN du second point de la bielle 3 s'écarte de la droite GH (Fig. 94 et 95), introduisant ainsi une quatrième cause d'erreur dans la théorie du mécanisme. Il est aussi évident que la chaîne 4-7-1a-8 peut prendre deux dispositions, que nous désignerons par les numéros des figures 94 et 95 — et pour lesquelles la quatrième erreur prend des signes opposés, comme l'indiquent les tableaux ci-après.

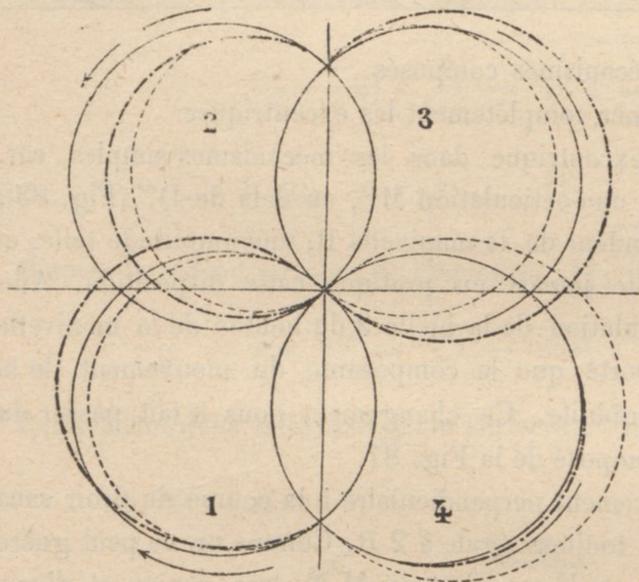
(1) « American Society of Mechanical Engineers », Novembre 1883.

		DISPOSITION 94	DISPOSITION 95.
Marche à droite :	1 <sup>er</sup> quadrant.....	— — + +	— — + —
»	2 <sup>e</sup> » .....	— + + +	— + + —
»	3 <sup>e</sup> » .....	+ + — +	+ + — —
»	4 <sup>e</sup> » .....	+ — + +	+ — — —
Marche à gauche :	1 <sup>er</sup> quadrant .....	+ + + —	+ + + +
»	2 <sup>e</sup> » .....	+ — + —	+ — + +
»	3 <sup>e</sup> » .....	— — — —	— — — +
»	4 <sup>e</sup> » .....	— + — —	— + — +

Il n'y a toujours que peu de choix à faire entre ces deux tableaux, qui ne donnent que le sens et non la grandeur des erreurs, de sorte que l'on ne peut pas en déduire exactement le caractère des diagrammes correspondants.

La Fig. 96, où l'on a tracé en traits brisés et pointillés les ellipses du tiroir se rapportant respec-

Fig. 96. — Angstrom (Diagrammes).



tivement aux dispositions 94 et 95, montre que la première disposition donne des résultats bien préférables, et que la marche à droite est meilleure parcequ'elle donne des détentés et des admissions plus régulières (1).

La comparaison de la Fig. 96 avec les Fig. 84, 85 et 91, 92 démontre que le mécanisme d'Angstrom est supérieur cinématiquement à celui de Marshall, mais inférieur à celui de Hackworth, tandis qu'il est comme construction, supérieur au mécanisme de Marshall, moins rigide puisqu'il renferme plus d'articulations, et à celui de Hackworth, dont il supprime le couple d'emboîtement 1<sup>a</sup> || 4 sujet à une usure rapide.

Nous signalerons, en terminant la description de cette classe de mécanismes, un défaut qui leur est commun : pour que le mouvement du tiroir soit bien symétrique, il faut donner une grande longueur à la bielle 3, qui supporte obliquement tout l'effort du tiroir, considérable aux grandes vitesses, avec des vibrations prononcées et en danger de rupture.

L'une des formes les moins complexes de mécanismes composés est celle qui a été étudiée par M. Charles Brown, de Winterthür, pour une petite machine de gare : ce mécanisme est représenté schématiquement par la Fig. 97 et en application par la Fig. 98, (Voir page 226).

Le piston XII est relié par la bielle XI au balancier 4, qui fait tourner la manivelle 2 par la bielle 3, dont le point N commande la bielle 5, articulée en Q à la bielle 6 du tiroir X. Nous retrouvons, comme dans le mécanisme d'Angstrom, la chaîne a quatre membres 1<sup>a</sup>-7-8-9, en forme de parallélogramme. Le point M de la bielle 5 décrit la courbe ouverte ou fermée de ce mou-

(1) Il ne faut pas oublier que cette discussion s'applique seulement aux cas où les limites du mouvement du parallélogramme sont dépassées ; sinon, il suffit de se reporter à la discussion du mécanisme de Hackworth.

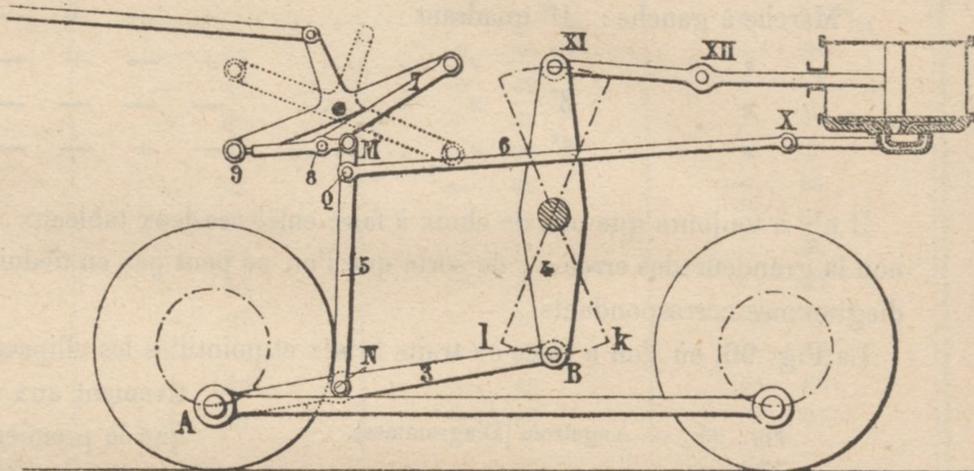
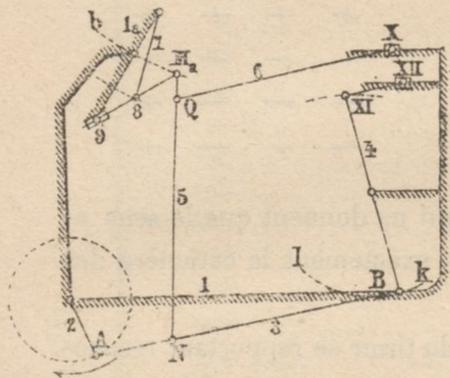
(2) *Engineering*, 1<sup>er</sup> Octobre 1880, p. 271.

MÉCANISMES  
COMPOSÉS  
Brown (2).

vement de parallélogramme, tandis que le point N parcourt une courbe fermée engendré par son articulation sur la bielle 3, dont l'une des extrémités, B, décrit l'arc  $kl$ , et l'autre, A, la circonférence 2, de manière à satisfaire à la définition des mécanismes composés.

Fig. 97. — Brown (Shéma).

Fig. 98. — Brown (Application).



THÉORIE  
GÉNÉRALE DES  
MÉCANISMES  
COMPOSÉS.

On peut exposer comme il suit la théorie des mécanismes composés.

L'objet des mécanismes composés est de supprimer complètement les excentriques.

On est pratiquement obligé de conserver un excentrique dans les mécanismes simples, car, bien qu'il puisse être théoriquement remplacé par une articulation  $M''$ , au delà de  $D''$  (Fig. 83), les mouvements prendraient, en raison de la grandeur de la manivelle R, une amplitude telle, et occasionneraient de telles erreurs que l'on n'adopte jamais en pratique cette disposition. Afin d'éviter ces grands mouvements, on déplace l'articulation de la bielle 3 du bouton de la manivelle en un point de la bielle motrice N (Fig. 97), de sorte que la composante du mouvement de la bielle 5 suivant la ligne AB est considérablement réduite. Ce changement nous a fait passer du mécanisme simple — Fig. 83 — au mécanisme composé de la Fig. 87.

Nous avons ainsi réduit la composante du mouvement perpendiculaire à la course du tiroir sans en modifier la composante parallèle à cette course, toujours égale à  $2R$ . Comme on ne peut guère éloigner le tiroir du cylindre, on serait conduit à employer une tige MN très courte et d'une obliquité excessive, dont il faut combattre les effets; ce sont les dispositions employées pour neutraliser les effets de cette obliquité qui différentient les mécanismes composés les uns des autres.

La disposition adoptée par M. Brown consiste en un balancier 4, (Fig. 97 et 98), reliant le piston XII à la bielle motrice 3, et qui permet de donner à la bielle 5 une longueur suffisante et une faible obliquité, dont les effets sont d'ailleurs neutralisés par le soulèvement de l'extrémité de la bielle 3 en  $l$  et en  $k$ .

On arrive au même résultat dans la distribution Joy en composant le mécanisme par l'addition d'une seconde bielle 6 (Fig. 99 et 100), dont l'obliquité est égale et opposée à celle de la bielle 7.

La Fig. 100 représente exactement les trajectoires de différents points de la distribution Joy et démontre la nécessité d'un mécanisme compensateur; car, si l'extrémité de la bielle 7 était directement articulée à la bielle 3 en P, ce point décrirait, pendant la course arrière du piston, la partie inférieure de son ellipse, qui coïncide à peu près avec un arc décrit du point M comme centre, de sorte que le coulisseau 8 se déplacerait très peu dans sa coulisse  $1_a$  et que le point Q ne recevrait pas d'autre mouvement qu'une oscillation autour de M. Au contraire, en obligeant l'extrémité de la bielle 7 à décrire la courbe ovale irrégulière du point N, pris sur la bielle 6, on rend la course du coulisseau 8 égale et symétrique de part et d'autres du point de suspension de la coulisse  $1_a$ .



est presque toujours imposée — On élimine  $\theta''$  entre les équations [1] et [2], et la substitution de la valeur de  $\theta'$  ainsi déterminée en [3] donne la valeur correspondante de  $r$ .

Il n'est pas nécessaire de chercher une formule pour déterminer la course du tiroir, puisqu'il est évident que la formule générale

$$\xi = A \cos. \omega + B \sin. \omega.$$

s'applique en y introduisant la quantité

$$\varphi = \frac{NB}{AB}.$$

On a ainsi, pour la distribution Brown

$$\begin{aligned} \xi &= \varphi \operatorname{tg.} a R \sin. \omega + \frac{l'}{l} (R \cos. \omega - \varphi \operatorname{tg.} a R \sin. \omega) \\ &= \varphi R \operatorname{tg.} a \left(1 - \frac{l'}{l}\right) \sin. \omega + \frac{l'}{l} R \cos. \omega, \end{aligned}$$

ce qui donne, pour les coefficients de la formule générale

$$\begin{aligned} \xi &= A \cos. \omega + B \sin. \omega \\ A &= \frac{l'}{l} R \\ B &= R \varphi \operatorname{tg.} a \left(1 - \frac{l'}{l}\right). \end{aligned}$$

Les coordonnées du centre du cercle du tiroir sont

$$x = \frac{A}{2} \quad y = \frac{B}{2}$$

puisque la machine est horizontale, et l'on a

$$\operatorname{tg.} \theta = \left(\frac{l'}{l} - 1\right) \varphi \operatorname{tg.} a.$$

$\theta$  étant l'angle du diamètre du cercle du tiroir passant par l'origine avec le rayon vecteur correspondant au point mort de la manivelle, position coïncidant avec l'axe des  $x$  pour une machine horizontale.

À première vue, on serait conduit à supposer, d'après les considérations précédemment exposées, que l'articulation Q devrait être placée au delà du point M, puisque le mouvement du mécanisme est directement emprunté à la manivelle 2, mais l'introduction du balancier 4 renverse le mouvement du piston comme à  $180^\circ$  en avance de la manivelle, de sorte que l'effet du mouvement relatif du piston et du tiroir reste le même que dans les cas précédents, où le piston était attelé directement à la manivelle motrice et le tiroir à un excentrique en avance de  $180^\circ$ ; l'articulation Q doit donc conserver son ancienne position en arrière du point M.

Les perturbations de ce mécanisme sont évidemment les mêmes que celles que nous avons discutées à propos de la distribution de Hackworth, puisqu'il n'y a pas de différence essentielle entre les mécanismes mêmes; mais la première perturbation est entièrement éliminée par les dispositifs



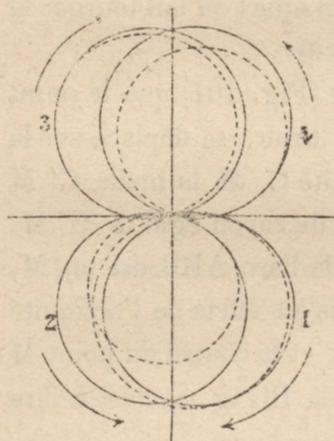
Prenons  $DD'' = CC' = MC' \sin. \delta$ . cherchons le point correspondant  $D'''$  de l'autre côté de  $XX'$ , et traçons l'arc  $P'RL'$  par  $D''RD'''$ . Il n'y aura plus de perturbations pour cette valeur particulière de  $a$  si la coulisse est décrite avec le même rayon que cet arc, mais seulement pour cette valeur de  $a$ . Afin de réduire au minimum la perturbation moyenne, il faut prendre, en calculant la distribution, la valeur de  $a$  moyenne entre celles qui correspondent aux détente maxima et minima, et compenser le mécanisme pour cette valeur moyenne de  $a$ ; on obtient ainsi une distribution correcte pour les degrés de détente les plus usuels, et à peu près correcte pour les autres.

Dans les mécanismes de Brown tels qu'on les calcule ordinairement, cette perturbation est de signe opposé à celle du dernier tableau, qui devient, après correction, le suivant :

	MARCHE AVANT.		MARCHE ARRIÈRE.	
	A droite d'après la Fig. 97 ; à gauche par définition.		A gauche d'après la Fig. 97 ; à droite par définition.	
Manivelle au 1 <sup>er</sup> quadrant .....	—	+	+	+
» 2 <sup>e</sup> » .....	+	+	—	+
» 3 <sup>e</sup> » .....	+	—	—	—
» 4 <sup>e</sup> » .....	—	—	+	—

On voit, d'après ces tableaux, que la marche-avant est la meilleure, puisque les deux perturbations se neutralisent dans les premier et troisième quadrants, où se produisent l'admission et la détente. Après que le recouvrement du tiroir a fermé l'admission, le mouvement du tiroir importe peu, à moins qu'il n'admette une seconde fois ou ne trouble l'échappement.

Fig. 102.  
Brown (Diagramme).



La courbe du mouvement réel du tiroir, d'après un diagramme du mécanisme, est tracée à l'échelle sur la Fig. 102; elle confirme les conclusions déduites de la discussion des erreurs.

Il existe une autre perturbation, difficile à évaluer et peu importante, provenant de l'inexactitude du mécanisme compensateur puisque, en raison de l'obliquité de la bielle 3 (Fig. 97), la relation

$$r' \sin. \theta' = r'' \sin. \theta''$$

n'est exacte que pour une seule valeur de  $\omega$ . Cette perturbation paraît, autant que nous l'avons analysée, négative dans la distribution de Brown.

Nous avons admis pour le tracé des diagrammes une valeur de  $a$  plus grande que dans la pratique de manière à exagérer l'étendue des perturbations.

Joy (4).

La distribution Joy est la plus familière des distributions radiales : comme on le voit d'après les Figures 99 et 100, elle est encore plus complexe que les mécanismes précédemment discutés.

Le mouvement du tiroir est pris à l'articulation Q de la bielle 7, dont le mouvement est déterminé par ceux des points N sur la bielle 6 et du coulisseau 8 dans la coulisse 1a. L'une des extrémités S. de la bielle 6 décrit un arc de la bielle 5, et l'autre extrémité, P, l'ovale de la bielle

(1) « Revue générale des Chemins de fer », Octobre 1880, Août 1883 ; — *Institution of Mechanical Engineers*. Août 1880, p. 408 ; — « Génie Civil », 20 Mars 1886. Brevets anglais 14107 et 14294, de 1884 ; — « Portefeuille des machines », Mars 1886 ; — « American Machinist », 12 Janvier 1884. *Inst. of Civil Ingénieurs*. Londres, 13 Avril 1888. « Joy's Valve gear applied to Locomotives » par M. H. Carrick.

motrice 3. La chaîne à quatre membres 1-4-6-5 (Fig. 99) nous est déjà connue comme mécanisme compensateur.

Les formules qui donnent la valeur de la course  $\xi$  du tiroir ainsi que leur diagramme ne changent que par l'introduction du rapport

$$\varphi' = \frac{NS}{PS}$$

dans la valeur de l'abscisse  $a$  du centre du cercle du tiroir, à cause de l'adjonction de la bielle 6. En outre, la translation du point Q au-delà du point M change le signe de la parenthèse de l'ordonnée  $l'$ , de sorte que les coordonnées du centre du cercle du tiroir deviennent :

$$a = \varphi' \frac{l' R}{2l}$$

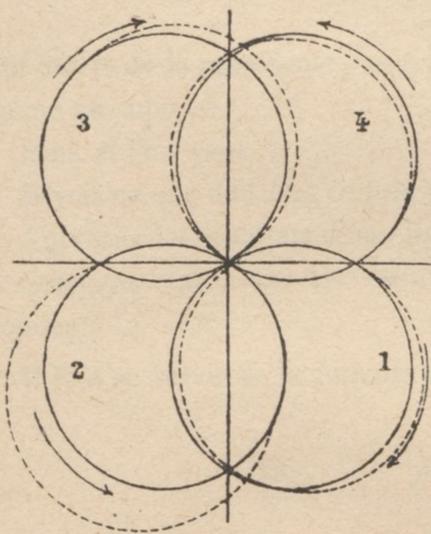
$$b = \frac{1}{2} R \varphi \operatorname{tg} a \left( 1 - \varphi' \frac{l'}{l} \right),$$

d'où, pour  $\operatorname{tg} \theta$ .

$$\operatorname{tg} \theta = \varphi \left( \frac{l}{l' \varphi'} + 1 \right) \operatorname{tg} a .$$

Le diagramme ordinaire de cette distribution — Fig. 103 — indique un mouvement du tiroir

Fig. 103. — Joy (Diagramme).



très exact et très symétrique en marche-avant, bien que s'écartant un peu du mouvement « théoriquement parfait » réclamé par l'inventeur. Les valeurs réelles de  $\xi$  ont été tracées d'après un diagramme à l'échelle d'une distribution Joy relevée sur une locomotive de Baldwin (1) dont les principales dimensions étaient les suivantes :

$$\begin{aligned} R &= 305 \text{ m/m} \\ \frac{l'}{l} &= 0,1295 \\ \varphi &= 0,34 \\ \varphi' &= 0,65 \\ \operatorname{tg} a &= 0,37 \end{aligned}$$

Comme il n'y a pas, dans cette distribution, de balancier entre le piston et sa bielle, on n'y rencontre que les troisième et seconde perturbations du mécanisme de Hackworth, avec les interversions susmentionnées du sens de la marche et des signes de la dernière colonne dues à la courbure de la trajectoire AB, (Fig. 101).

(1) *Railroad Gazette*, 12 Janvier 1882.

	MARCHE AVANT.		MARCHE ARRIÈRE.	
	A droite d'après la Fig. 99 ; à gauche par définition.		A gauche d'après la Fig. 99 ; à droite par définition.	
Manivelle au 1 <sup>er</sup> quadrant .....	+	—	—	—
» 2 <sup>o</sup> » .....	—	—	+	—
» 3 <sup>o</sup> » .....	—	+	+	+
» 4 <sup>o</sup> » .....	+	+	—	+

Ce tableau concorde avec le diagramme Fig. 103. Si la coulisse 1a était courbée comme nous l'avons indiqué en discutant la Figure 101, on obtiendrait un mouvement du tiroir beaucoup plus symétrique et correct.

Ceci termine, pour le moment, notre discussion des distributions radiales. Nous avons vu qu'elles ne constituent cinématiquement, sous toutes leurs formes, composées ou simples, qu'un seul et même mécanisme, bien que modifié en détails en vue de fins particulières. Leurs mouvements en apparence si compliqués s'éclairent tous par le diagramme de Zeuner. L'analyse des perturbations inhérentes à ces mécanismes a indiqué les meilleurs moyens de les éviter. Grâce au diagramme, on peut aborder l'étude des distributions radiales les plus compliquées aussi facilement que celles de la distribution la plus simple à excentrique invariable.

Les avantages généraux qui caractérisent les distributions radiales de toutes formes sont la légèreté, la compacité, le petit nombre des pièces mobiles et la constante de l'avance. Avec les mécanismes composés, on supprime en outre complètement les excentriques, avantage pratique très important dans bien des cas.