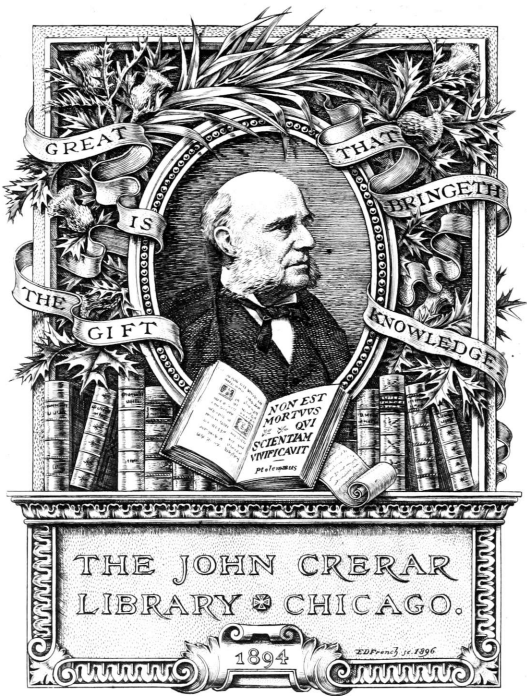


Mécanique Pratique

H. LEBLANC

LES
MÉCANISMES

GARNIER Frères
♦♦♦ PARIS



THE JOHN CRRERAR
LIBRARY CHICAGO.

1894

220 Press 3, jr. 1896

TRAITÉ

DE

Cinématique Appliquée

MÉCANIQUE PRATIQUE

LES

MÉCANISMES

TRAITÉ ÉLÉMENTAIRE

DE CINÉMATIQUE APPLIQUÉE

PAR

H. LEBLANC

INGÉNIEUR-MÉCANICIEN



PARIS

GARNIER FRÈRES, ÉDITEURS

6, RUE DES SAINTS-PÈRES, 6

AVANT-PROPOS

En soumettant cet ouvrage au lecteur, nous n'avons pas pour but de lui présenter un traité savant que seuls les mathématiciens puissent ouvrir.

Nous avons observé que le public est fréquemment intéressé par un mouvement mécanique, de même que par un livre de cinématique, mais le lecteur ferme ce livre aussitôt ouvert ; il a aperçu des formules paraissant compliquées qui accompagnent des figures d'aspect trop scientifique. Cette remarque nous a conduit à enfermer ici plus de descriptions que de considérations mathématiques.

Nous avons cherché à donner à ce livre un sens pratique et de la clarté, aux dépens de la théorie pure et d'une rigoureuse méthode. Nous avons tâché de réunir, après les quelques notions élémentaires de théorie qu'il est indispensable de savoir, un certain nombre d'exemples, les plus répandus ou les plus modernes, montrant le parti que l'on peut tirer des principes de la cinématique dans les différentes branches de la construction mécanique. Nous n'avons pas multiplié ces exemples, voulant rester dans un cadre restreint, mais nous avons choisi parmi les meilleures applications celles qu'il est le plus facile de rencontrer.

Nous avons, en France, des tendances à rester les « classiques » de la mécanique et nous ne savons que nous étonner des conceptions hardies des Américains et de leurs applications un peu en dehors de la « routine ». Nous donnons quelques mécanismes pris sur des machines américaines et nous pensons ainsi montrer l'intérêt que comporte l'étude de ces productions mécaniques.

En procédant par « appropriation », c'est-à-dire en recherchant parmi des exemples celui qui paraît le mieux s'appliquer et en le transformant convenablement selon la question à résoudre, on obtient souvent des résultats très appréciables.

Si, en feuilletant notre livre, le lecteur s'intéresse, si le mécanicien y trouve un système à sa convenance ou si une application lui fait entrevoir une conception heureuse, notre but sera atteint.

Enfin, nous présentons sans prétentions notre ouvrage au lecteur, et nous espérons par cela même qu'il sera bien accueilli.

Paris, le 1^{er} octobre 1903

H. LEBLANC.

PREMIÈRE PARTIE

ÉLÉMENTS DE CINÉMATIQUE PURE

§ 1. DÉFINITIONS.

On appelle *mouvement* l'état d'un corps qui, d'une façon continue, cesse d'occuper la même place dans l'espace.

Le *repos* est l'état d'un corps qui occupe, d'une façon continue, la même place dans l'espace.

Ces définitions ne sont pas rigoureusement exactes au point de vue des lois naturelles ; en effet, l'objet le plus inerte se déplace avec la terre, il est donc en mouvement.

En mécanique, on peut examiner le cas d'un corps se déplaçant d'une certaine manière sans s'occuper des autres mouvements qui le peuvent animer.

Dans un automobile, on peut étudier le mouvement du piston du moteur en laissant le mouvement de l'automobile, le mouvement de la terre autour de son axe, le mouvement de la terre autour du soleil.

En conséquence, l'état de mouvement ou de

repos d'un corps ne peut être établi que par sa position à deux instants consécutifs par rapport à des points nommés *repères*.

On qualifie le mouvement et le repos d'*absolus* quand on considère des repères fixes, de *relatifs* quand ces repères sont supposés eux-mêmes en mouvement. Prenons un piéton se mouvant sur le pont d'un bateau en marche; si l'on choisit des repères sur le bateau même, en faisant abstraction de son propre déplacement, le mouvement et le repos seront absolus, ils seront relatifs si l'on tient compte du déplacement du bateau.

Le *temps* ne peut être défini, il nous tombe sous les sens par la succession des impressions que produisent sur nous les phénomènes consécutifs qui composent l'existence.

L'unité de mesure du temps est habituellement la seconde.

Tout corps en mouvement se déplace suivant une ligne qu'on nomme *trajectoire*.

Le corps lui-même est appelé *mobile*.

Les parties de la trajectoire parcourues par le mobile sont les *espaces*.

L'unité servant à mesurer les espaces est, habituellement, le mètre.

L'origine des espaces est le point de la trajectoire à partir duquel on commence à les mesurer.

L'origine des temps est l'instant à partir duquel on commence à les mesurer ainsi que les espaces correspondants.

Le mouvement d'un point est complètement déterminé quand on connaît sa trajectoire et la

position qu'il occupe sur cette trajectoire à un instant quelconque.

L'origine des temps et l'origine des espaces peuvent coïncider.

Les origines ne coïncident pas quand un certain espace a déjà été parcouru au moment de l'origine des temps.

Le mouvement est appelé *direct* quand le mobile s'éloigne de l'origine des espaces pendant que le temps s'accroît.

Le mouvement est appelé *rétrograde* quand le mobile se rapproche de l'origine des espaces pendant que le temps s'accroît.

L'ensemble d'un mouvement direct suivi d'un mouvement rétrograde constitue le *mouvement alternatif*.

§ 2. DÉFINITION ET BUT DE LA CINÉMATIQUE.

Les lois qui régissent les mouvements, en liant entre eux les espaces et les temps, peuvent se représenter géométriquement ou algébriquement, c'est le but de la Cinématique.

Très souvent, les organes composant une machine ont des mouvements tellement complexes que ces représentations sont impossibles à réaliser.

En pratique on abandonne ces travaux plutôt abstraits et l'on se contente d'obtenir des résultats approximatifs suffisants.

On a étudié certains mouvements dont on a fixé

les lois et tracé les courbes, bien définies et de construction facile.

Ces mouvements servent de types et l'on opère par comparaison.

Les mouvements types sont :

Le mouvement uniforme ;

Le mouvement uniformément accéléré ;

Le mouvement uniformément retardé.

Représentation géométrique. — Elle permet de trouver graphiquement, à un instant donné : 1° la position du mobile sur sa trajectoire, au moyen de la *ligne des espaces* ; 2° sa vitesse, au moyen de la *ligne des vitesses*.

Représentation algébrique. — Elle permet d'arriver par le calcul aux mêmes résultats.

§ 3. MOUVEMENT UNIFORME.

Le mouvement est *uniforme* quand le rapport des espaces parcourus aux temps employés à les parcourir est constant.

Ce rapport entre un espace quelconque et le temps correspondant donne, pour le mouvement uniforme, l'expression de la *vitesse*.

Si un corps animé d'un mouvement uniforme a parcouru 12 mètres en 10 secondes, sa vitesse est de $\frac{12}{10} = 1^m,20$.

La vitesse est donc l'espace parcouru pendant

l'unité de temps. Dans le mouvement uniforme les espaces parcourus pendant des temps égaux sont égaux.

Représentation algébrique

Si nous appelons v la vitesse

t le temps

e l'espace parcouru

les formules traduisant le mouvement uniforme sont :

$$e = vt$$

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

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

quand l'origine des espaces et celle des temps coïncident.

Si ces origines ne coïncident pas, appelons le chemin initial parcouru par le mobile avant l'origine des temps e_i .

Les formules deviennent :

$$e = e_i + vt$$

$$v = \frac{e - e_i}{t}$$

$$t = \frac{e - e_i}{v}$$

$$e_i = e - vt$$

Représentation géométrique

Pour le mouvement uniforme, la ligne des vitesses et la ligne des espaces sont des droites.

Exercice :

Supposons que nous ayons à tracer la ligne des

vitesse d'un mouvement uniforme dont $v = 2$.

Menons OT qui sera l'axe des temps puis élevons la perpendiculaire OE qui sera l'axe des espaces. (fig. 1).

Prenons maintenant : 1° une longueur quelconque t_u qui sera l'unité de temps et portons plusieurs fois cette unité sur OT.

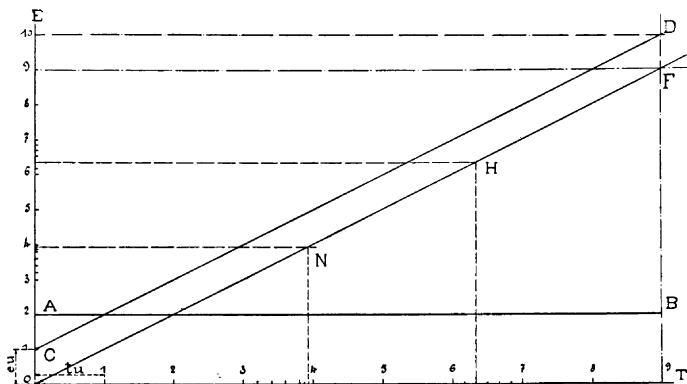


Fig. 1.

2° une longueur quelconque e_u qui sera l'unité d'espace et portons plusieurs fois cette unité sur OE.

Sur la ligne des espaces, OE, prenons OA égal à deux unités, du point A menons AB parallèle à OT. La droite AB est la ligne des vitesses.

Supposons maintenant que nous ayons à tracer la ligne des espaces d'un mouvement uniforme dont $v = 1$.

1^{er} cas : les origines des temps et des espaces coïncident.

Prenons la formule : $e = vt$.

$$\text{si } v = 1 \quad e = t$$

Si $t = 0$ on a $e = 0$; donc l'origine O est le premier point de la droite (fig. 1).

Prenons maintenant $t = 9, e = 9$, donc le point F dont les coordonnées sont respectivement égales à 9 unités de temps et 9 unités de vitesse est un second point de la droite cherchée qui se trouve ainsi déterminée.

2^e cas : les origines ne coïncident pas :

Supposons qu'un espace initial e_0 égal à une unité ait déjà été parcouru avant l'origine des temps, nous avons :

$e = e_0 + v t$ ou $e = e_0 + t$, puisque $v = 1$, e_0 étant égal à 1, nous avons :

$$e = 1 + t$$

l'hypothèse $t = 0$ donne $e = 1$, la droite commence donc au point C ;

l'hypothèse $t = 9$ donne $e = 1 + 9 = 10$.

Le point D dont les coordonnées sont respectivement égales à 9 unités de temps et 10 unités d'espace sera donc un second point de la droite cherchée qui se trouve ainsi déterminée.

Pour fixer les idées, prenons un mobile faisant 10 kilomètres à l'heure, supposons l'unité de temps t_u égale à l'heure, l'unité d'espace e_u égale à 10 kilomètres.

Nous voulons savoir l'espace parcouru au bout de 3 heures 56 minutes.

56 minutes sont les $\frac{14}{15}$ de l'heure, portons sur

OT à partir de la division 3, les $\frac{14}{15}$ de l'unité de temps t_u , de ce point élevons une perpendiculaire

à OT qui rencontre la droite des espaces OF en N. De ce point menons une parallèle à OT.

Cette parallèle indique sur OE 3 divisions plus $\frac{14}{15}$ de division ou 3 fois 10 kilomètres plus les $\frac{14}{15}$ de 10 kilomètres.

C'est-à-dire $30 + 9,444 = 39$ kilomètres 944 mètres.

Nous voulons savoir maintenant le temps mis à parcourir 63 k. 333 mètres.

60 kilomètres correspondent à 6 divisions sur OE.

3 kilomètres 333 correspondent à $\frac{1}{3}$ de division, portons donc ce tiers après la division n° 6 et menons la parallèle à OT qui coupe la ligne des espaces OF au point H. De ce point, abaissons sur OT une perpendiculaire, et lisons le temps obtenu : 6 divisions qui représentent 6 heures et $\frac{1}{3}$ de division qui représente 20 minutes.

Donc les 63 k. 333 seront parcourus en 6 h. 20'.

Nous donnons ces exemples pour faire toucher du doigt le parti que l'on peut tirer des représentations géométriques et la corrélation des lignes représentatives entre elles.

§ 4. MOUVEMENT VARIÉ.

Le mouvement est *varié* quand le rapport des temps aux espaces parcourus n'est pas constant; sa ligne des espaces est une courbe. Il est composé d'une suite de mouvements uniformes de durée infiniment petite. Quand les rapports des

temps aux espaces ne diffèrent que peu entre eux on prend comme *mouvement moyen* le mouvement uniforme qui, dans le même temps, produit le même espace. Un cycliste fait 144 kilomètres en 6 heures, il est certain que son mouvement n'est pas uniforme. On dit que sa *vitesse moyenne* est $\frac{144}{6} = 24$ kilomètres à l'heure.

Le mouvement varié est dit *accélééré* quand sa vitesse augmente pendant que le temps augmente aussi.

Le mouvement varié est dit *périodique* quand les espaces parcourus pendant des temps égaux sont égaux sans que, dans l'intervalle de ces temps, le mouvement soit uniforme.

Dans le mouvement varié, la vitesse change à chaque instant, c'est le rapport de l'espace infiniment petit parcouru par le mobile sur la trajectoire au temps infiniment petit mis à le parcourir.

On ramène la recherche de cette vitesse à la construction d'une tangente.

Soit AB la courbe des espaces d'un mouvement varié (fig. 2).

En un point D de cette courbe nous avons

$$v = \text{tang } \alpha = \frac{KD}{KH}$$

Exprimons KD en unités d'espace et KH en unités de temps, ce qu'il est indispensable de ne pas oublier, nous avons :

$$v = \text{tang } \alpha = \frac{KD}{KH} = \frac{6}{5,66} = 1,06$$

KD donnant 6 divisions sur l'axe des espaces et KH donnant 5 divisions $\frac{2}{3}$ ou 5,66 sur l'axe des temps.

Quand la tangente NH sort du cadre sans couper la ligne OT on construit le triangle DFN

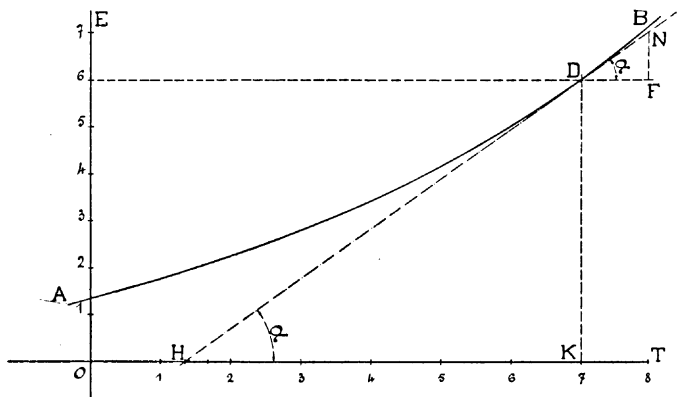


Fig. 2.

en faisant FD égale à l'unité de temps comme

$$v = \text{tang } \alpha = \frac{FN}{FD}$$

il n'y a qu'à mesurer FN à l'échelle des espaces pour connaître la vitesse cherchée.

Pour déterminer la tangente on procède à l'œil ; on peut aussi employer le procédé suivant. Soit AB la courbe des espaces connue, il s'agit de mener la tangente à cette courbe au point D. (fig. 3).

Prolongeons chacune des ordonnées d'une

quantité égale à elle-même et traçons $a b$, reproduction de la courbe AB.

Traçons $a' b'$, seconde reproduction de AB passant par les milieux de chacune des ordonnées primitives.

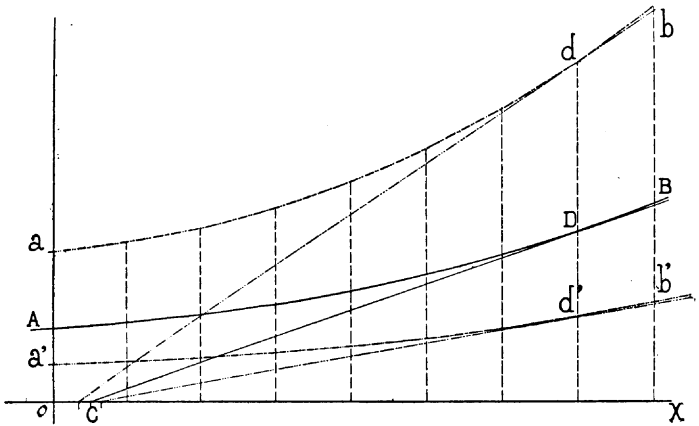


Fig. 3.

Pour que l'œil ne soit pas influencé, cachons la ligne OX par une feuille de papier blanc et des points d et d' menons des tangentes, à l'œil, à $a b$ et $a' b'$. Si ces tangentes coupent OX au même point il ne reste plus qu'à joindre ce point à D pour avoir la tangente à AB. Dans le cas contraire on joint le milieu de la distance de leurs intersections à ce point D, la droite CD est la tangente demandée.

Si nous connaissons la courbe des espaces, nous pouvons en déduire la courbe des vitesses. (fig. 4).

Soit OT la ligne des temps, à chaque point de

rencontre des ordonnées 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, avec la courbe des espaces, menons la tangente à cette courbe jusqu'à l'ordonnée suivante, puis projetons le point d'intersection sur cette ordonnée.

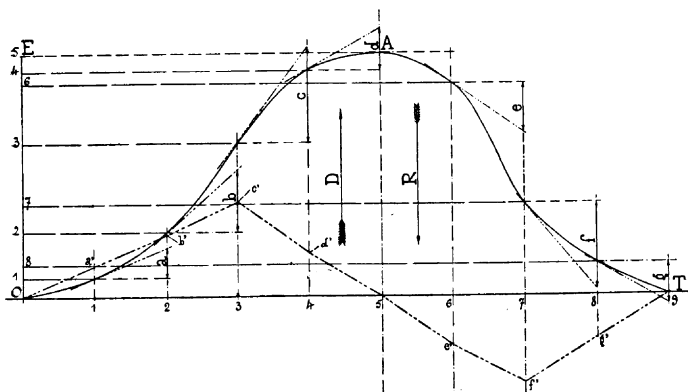


Fig. 4.

Portons 1 $a' = a$; 2 $b' = b$; 3 $c' = c$; 4 $d' = d$;
6 $e' = e$; 8 $g' = g$

Les points O, a' , b' , c' , d' , 5, e' , f' , g' , 9 déterminent la ligne des vitesses.

On peut observer que, tant que les ordonnées sont croissantes, c'est-à-dire pendant le temps O5, la vitesse est positive, elle part de zéro et revient à zéro.

De 5 à 9, les ordonnées sont décroissantes et la vitesse est négative, partant encore de zéro pour revenir à zéro.

Le mouvement est *direct* autant que son sens est positif, c'est-à-dire tant que les ordonnées croissent.

Le mouvement est *rétrograde* autant que son sens est négatif, c'est-à-dire tant que les ordonnées décroissent.

Pour avoir la position du mobile sur sa trajectoire à un instant quelconque, faisons cette trajectoire OE égale à la plus grande ordonnée 5, A.

L'espace O1, pris sur OE sera le chemin parcouru au bout du temps O1 pris sur OT; O2, pris sur OE sera l'espace correspondant à O2 pris sur OT, etc... Le temps O5 correspondra à OE, le temps O6 correspondra à $OE + E6$, le temps O8 à $OE + E8$.

En observant la figure 4, on voit que le mouvement direct est accéléré quand la bosse de la courbe est tournée vers la ligne des temps, le mouvement direct est retardé quand le creux de la courbe est tourné vers la ligne des temps.

Dans le mouvement rétrograde, le phénomène contraire se produit.

On peut encore déduire de l'examen de cette figure que la vitesse est *maxima* aux points d'inflexion de la courbe des espaces.

Occupons-nous maintenant du problème contraire :

Etant donnée la courbe des vitesses, en déduire la courbe des espaces (fig. 5) ; l'origine des temps et l'origine des espaces coïncident.

Soit OT l'axe des temps, AFT la courbe des vitesses.

Menons les ordonnées 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9.

Calculons la surface de la figure O A F T. Supposons que le chiffre obtenu exprime une longueur TE que nous portons sur l'ordonnée 9 (axe

des espaces). Le point E est un point de la courbe des espaces.

Faisons maintenant la surface de la fig. $OA h 8$. Supposons encore que le chiffre obtenu exprime une longueur Th' , que nous portons sur l'axe des espaces à la même échelle que précédemment. Du point h' menons une parallèle à

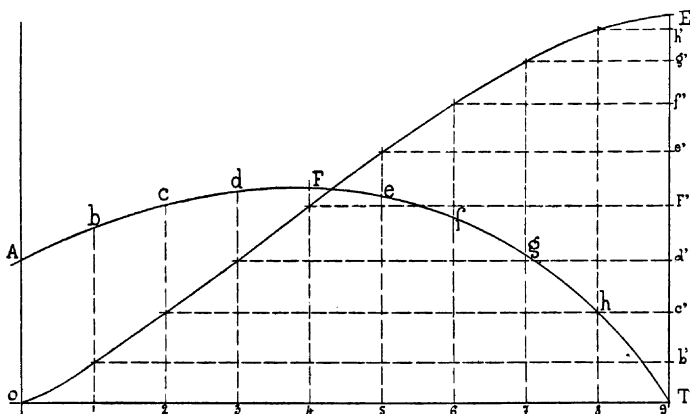


Fig. 5.

OT . Le point d'intersection de cette parallèle et de l'ordonnée 8, est un deuxième point de la courbe des espaces.

Continuons par la surface de la figure $OAg7$. Supposons toujours que le chiffre obtenu exprime une longueur Tg' , que nous portons à l'échelle sur l'axe des espaces. Du point g' menons une parallèle à OT . Le point d'intersection de cette parallèle et de l'ordonnée 7, est un troisième point de la courbe des espaces.

En procédant ainsi pour chacune des figures

limitées par les ordonnées restantes : 6, 5, 4, 3, 2, 1, on trouve sur l'axe des espaces les points : f' , e' , F' , d' , c' , b' , naissances des parallèles qui fourniront par leur intersection avec les ordonnées respectives correspondantes, les autres points de la courbe des espaces.

Quand l'origine des temps et l'origine des espaces ne coïncident pas, on augmente toutes les longueurs portées sur l'axe des espaces d'une quantité égale à l'espace initial.

Pour trouver la surface de chaque figure, si l'on ne veut pas employer la formule de Th. Simpson le procédé le plus pratique est de reporter le tracé de la figure à une échelle plus grande sur du papier quadrillé au millimètre. Il est alors facile de trouver la surface avec une approximation très sensible, en millimètres carrés.

Nous avons dit que le mouvement varié était périodique quand les espaces parcourus pendant des temps égaux étaient égaux sans que dans l'intervalle de ces temps le mouvement soit uniforme.

On nomme cet intervalle *période* et le chemin parcouru pendant cette période *chemin périodique*.

Soit OT l'axe des temps et OE l'axe des espaces (fig. 6).

La période $Oa = ab = bc = cd$, correspond au chemin parcouru $Oa' = a'b' = b'c' = c'd'$.

On voit que l'espace parcouru au bout de 2, 3, 4 unités de temps est égal à 2 fois, 3 fois, 4 fois l'espace parcouru pendant la première unité de temps.

Donc, si le mouvement était absolument uniforme, la ligne des espaces serait la droite OM , représentant le mouvement moyen.

Généralement, les mouvements observés dans les machines sont des mouvements périodiques qu'on réduit pour l'étude à leur mouvement moyen. C'est le cas de tous les mouvements des pistons. Plus le nombre de coups de piston est

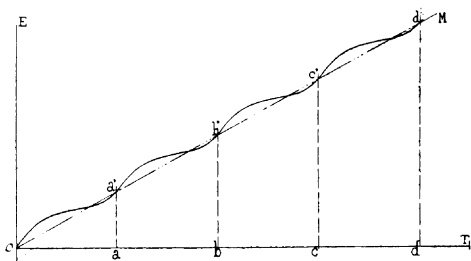


Fig. 6.

grand pour une unité de temps donnée, plus la période est petite et plus le mouvement se rapproche du mouvement moyen. Le mouvement du piston d'un moteur à pétrole est donc, à ce point de vue, mathématiquement plus uniforme que le mouvement du piston d'une machine à vapeur à petite vitesse, le premier dans une minute battant deux mille périodes, le second n'en battant que cent vingt, par exemple.

§ 5. MOUVEMENT UNIFORMÉMENT VARIÉ. MOUVEMENT UNIFORMÉMENT ACCÉLÉRÉ.

Le mouvement est *uniformément varié* quand

la variation de la vitesse est proportionnelle à la variation du temps.

Le mouvement est *uniformément accéléré* quand les accroissements positifs de la vitesse sont proportionnels aux accroissements positifs du temps. On voit que le rapport d'un accroissement de la vitesse à un accroissement du temps est constant. Ce rapport prend le nom d'*accélération*. C'est donc l'accroissement de la vitesse pendant l'unité de temps.

Après un temps quelconque, l'accroissement de vitesse est le produit de l'accélération par ce temps.

Pendant des temps égaux, les accroissements de la vitesse sont égaux.

Formules algébriques représentant le mouvement uniformément accéléré.

SANS VITESSE INITIALE		AVEC VITESSE INITIALE	
L'origine des espaces et l'origine des temps coïncident.	L'origine des espaces et l'origine des temps ne coïncident pas.	L'origine des espaces et l'origine des temps coïncident.	L'origine des espaces et l'origine des temps ne coïncident pas.
$v = v_1 t$	$v = v_1 t$	$v = v_i + v_1 t$	$v = v_i + v_1 t$
$e = \frac{1}{2} v_1 t^2$	$e = e_i + \frac{1}{2} v_1 t^2$	$e = v_i t + \frac{1}{2} v_1 t^2$	$e = e_i + v_i t + \frac{1}{2} v_1 t^2$
Expression de la vitesse en fonction de l'espace ($v=f(e)$) :			
$v = 2 v_1 e$	$v^2 = 2 v_1 (e - e_i)$	$v^2 = v_i^2 + 2 v_1 e$	$v^2 = v_i^2 + 2 v_1 (e - e_i)$

Dans ce tableau, on a fait :

v_1 l'accélération ;

v_i la vitesse initiale ;

- t la somme des accroissements du temps;
 v la vitesse totale après le temps t ;
 e l'espace;
 e_i l'espace initial.

Représentation géométrique des lois du mouvement uniformément accéléré.

Les lois $v = v_1 t$

$$v = v_i + v_1 t$$

sont exprimées par des lignes droites, dont $t = 0$ donne un point et $t =$ valeur maxima donne un autre point.

Les autres lois sont exprimées par des paraboles.

Soit à construire la ligne de l'accélération, la ligne des vitesses et la ligne des espaces dans un mouvement uniformément accéléré dont les constantes seraient :

$$v_1 = 2,22 \text{ et } e_i = 0 \text{ (fig. 7)}$$

Supposons que $v_i = 0$, c'est-à-dire qu'il n'y a pas de vitesse initiale, le mouvement partant du repos.

Il faut construire :

1° $v_1 = 2,22$;

2° $v = v_1 t = 2,22 t$;

3° $e = \frac{1}{2} v_1 t^2$ ou $1,1 t^2$.

1° Soit OT l'axe des temps, OV l'axe des vitesses. Portons sur OV une longueur $Oa = 2,22$ à l'échelle des vitesses, menons ab parallèle à OT, cette droite représente la loi $v_1 = 2,22$.

2° Faisons $t = 0$, le point O sera un point de la droite des vitesses. Maintenant faisons $t = 9$, la formule nous donne :

$$v = 2,22 \times 9 = 19,98.$$

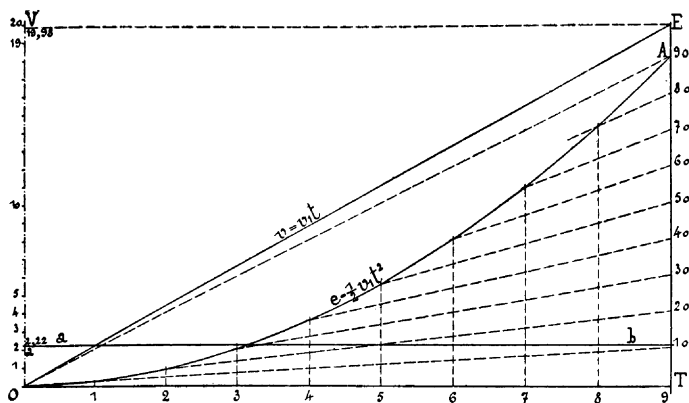


Fig. 7.

Sur OV prenons 19,98, à l'échelle des vitesses, par cette division menons une parallèle à OT qui coupe l'ordonnée 9 en E. Ce point appartient encore à la ligne des vitesses.

Donc la droite OE représente la loi $v = v_1 t$.

3° La courbe des espaces est une parabole ayant OV pour axe et le point O pour sommet, Nous aurons un point de cette parabole sur l'ordonnée TE au moyen de la formule :

$$e = \frac{1}{2} v_1 t^2 \text{ ou}$$

$$e = \frac{1}{2} 19,98 \times 81 = 90$$

soit TA que nous portons sur TE, à l'échelle des espaces.

Il ne nous reste plus qu'à construire la parabole par un moyen géométrique.

Les lignes OT et TA étant divisées en un même nombre de parties, menons ensuite la droite 0.10. Son point d'intersection avec l'ordonnée 1 est un point de la parabole. Menons ensuite la droite 0.20. Son point d'intersection avec l'ordonnée 2 est un autre point de la parabole. Procédons ainsi pour chaque division de TA, et notre courbe sera établie.

Supposons maintenant que nous voulions tracer les lignes représentatives d'un mouvement uniformément accéléré, possédant une vitesse initiale $v_i = 6$ et une accélération $v_1 = 2$ (fig. 8.)

Il faut construire :

$$1^\circ v_1 = 2;$$

$$2^\circ v = v_i + v_1 t = 6 + 2 t;$$

$$3^\circ e = v_i t + \frac{1}{2} v_1 t^2 = 6t + t^2.$$

Soit OT l'axe des temps et OV l'axe des vitesses, gradués selon leur unité respective.

1° Sur OV, à la deuxième division, menons une parallèle à OT, la ligne AB sera l'expression de la loi $v_1 = 2$.

2° Prenons la formule $v = v_i + v_1 t$, faisons $t = 0$, nous avons : $v = 6 + 2 \times 0 = 6$.

Donc le point c, correspondant sur OV à la division 6, est un point de la droite des vitesses. Faisons maintenant $t = 12$, nous avons

$$v = 6 + 2 \text{ fois } 12 = 30.$$

De la division 30, sur OV, menons une parallèle à OT. Cette parallèle coupe l'ordonnée menée par la division 12, sur OT, correspondante au temps, au point D. Ce point est un autre point de la droite des vitesses. Nous n'avons plus qu'à joindre CD et nous aurons cette droite.

3° Pour construire la parabole des espaces, il nous faut d'abord déterminer l'axe de cette parabole et son sommet.

Pour cela prolongeons OT vers la gauche d'une quantité $\frac{v_i}{v_1} = 3$ unités à l'échelle des temps, la perpendiculaire à OT élevée par ce point 3 sera l'axe de la parabole. Portons maintenant sur cet axe à partir de ce point 3, sous OT, une longueur $\frac{v_i^2}{2v_1} = \frac{36}{4} = 9$ unités à l'échelle des espaces.

Le point S obtenu sera le sommet de la parabole.

Prenons maintenant la formule

$$e = v_i t + \frac{1}{2} v_1 t^2,$$

nous avons en faisant $t = 12$:

$$e = 6 \times 12 + \frac{1}{2} 2 \times 144 = 72 + 144 = 216$$

Sur l'ordonnée TE élevée à la division 12, sur OT, et correspondante au temps, portons TF = 216 à l'échelle des espaces. Le point F sera un point de la parabole, il ne reste plus qu'à la construire géométriquement par la même méthode que précédemment (fig. 7.)

En pratique, les erreurs proviennent souvent de ce que l'on a oublié de porter les longueurs sur l'axe des vitesses ou sur l'axe des espaces à leur échelle respective. On évite ces erreurs en faisant l'échelle des espaces beaucoup plus réduite, de façon que la longueur des unités d'espace soit le dixième de la longueur des unités de vitesse, ce qui permet aussi de ne pas sortir le dessin du cadre.

§ 6. MOUVEMENT UNIFORMÉMENT VARIÉ. — MOUVEMENT UNIFORMÉMENT RETARDÉ.

Le mouvement est uniformément retardé quand les accroissements négatifs de la vitesse sont proportionnels aux accroissements positifs du temps.

Comme un accroissement négatif est une diminution de la vitesse, ce mouvement ne peut se présenter que sur un mobile ayant une vitesse initiale.

L'accélération devient la diminution de vitesse par unité de temps.

Les pertes de vitesses sont égales pendant des temps égaux.

Lois du mouvement uniformément retardé.

t' désignant le temps au bout duquel le mouvement cessera forcément puisque la vitesse, diminuant sans cesse, deviendra égale à zéro et e' exprimant l'espace qui reste à parcourir pendant le temps t' , le tableau ci-contre résume les *lois algébriques*.

L'origine des temps et l'origine des espaces coïncident.	L'origine des temps et l'origine des espaces ne coïncident pas.
$v = v_i - v_1 t$	$v = v_i - v_1 t$
$e = v_i t - \frac{1}{2} v_1 t^2$	$e = e_i + v_i t - \frac{1}{2} v_1 t^2$
Expression de la vitesse fonction de l'espace ($v=f(e)$) :	
$v^2 = v_i^2 - 2v_1 e$	$v^2 = v_i^2 - 2v_1 (e - e_i)$
Expression du temps correspondant au repos :	
$t' = \frac{v_i}{v_1}$	$t' = \frac{v_i}{v_1}$
Expression de l'espace correspondant au repos :	
$e' = \frac{v_i^2}{2v_1}$	$e' = e_i + \frac{v_i^2}{2v_1}$

Représentation géométrique du mouvement uniformément retardé.

La loi $v = v_i - v_1 t$ est représentée par une droite dont on détermine deux points en donnant respectivement à t la valeur zéro et sa valeur maxima.

Les autres lois sont représentées par des paraboles.

Exemple: Construisons les lignes représentatives des lois d'un mouvement uniformément retardé dans lequel $v_i = 20$ et $v_1 = 2$.

Soit OT l'axe des temps et OE l'axe gradué à l'échelle des vitesses (fig. 9).

Si l'on fait : $t = v_i : v_1$: on a $t = 20$. Le point marquant la vingtième unité sur OE sera un point de la ligne des vitesses.

Si l'on fait $v = 0$, on a

$$0 = v_i - v_1 t \text{ d'où}$$

$$t = \frac{v_i}{v_1} = \frac{20}{2} = 10$$

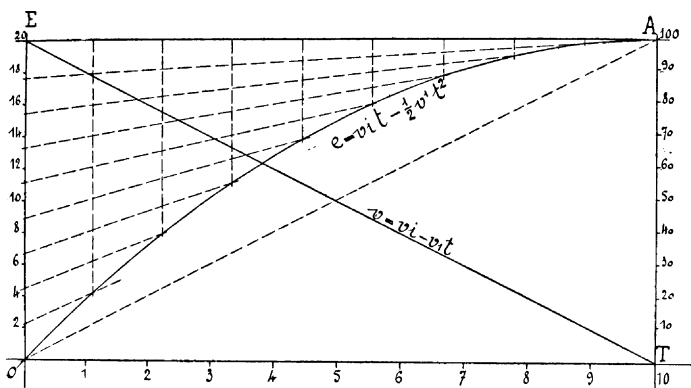


Fig. 9.

Donc le point marquant la dixième division sur la ligne des temps sera un second point de la *droite des vitesses* qui se trouve ainsi déterminée.

La courbe des espaces est la parabole qui a pour axe la perpendiculaire AT élevée sur OT au point d'abscisse $t = \frac{v_i}{v_1} = 10$ et pour sommet le point

A limitant la longueur $e = \frac{v_i^2}{2v_1} = 100$, prise à

l'échelle des espaces. Comme la parabole passe par l'origine O, elle est donc complètement déterminée et nous n'avons plus qu'à la construire comme nous l'avons fait précédemment (fig. 7).

§ 7. CHUTE DES CORPS.

Un corps abandonné à lui-même s'anime d'un mouvement de haut en bas qui est le type, abstraction faite de la résistance de l'air, du mouvement uniformément accéléré.

Dans ce cas, l'accélération prend le nom de *gravité*. Pour nos climats, elle est égale à 9,81. Si nous désignons :

par g la gravité
 par h l'espace parcouru
 par t le temps
 par v la vitesse

les lois de la chute des corps sont représentées par les formules suivantes :

$$\begin{aligned}v &= gt \\h &= \frac{1}{2} gt^2 \\v^2 &= 2gh\end{aligned}$$

Pour les corps qui ont une vitesse initiale que nous désignerons par v_i , les lois sont représentées par les formules :

$$\begin{aligned}v &= v_i + gt \\h &= v_i t + \frac{1}{2} gt^2 \\v^2 &= v_i^2 + 2gh\end{aligned}$$

Supposons un plomb lâché du haut d'un édifice; s'il met 3 secondes pour toucher le sol, quelle est la hauteur de l'édifice ?

Prenons la formule : $h = \frac{1}{2} gt^2$ nous avons :

$$h = \frac{1}{2} \times 9,81 \times 3^2 = 4,905 \times 9 = 44^m,145$$

Supposons maintenant que ce plomb tombe d'une hauteur de 300 mètres, 1° quelle est la vitesse acquise? 2° en combien de temps s'est effectuée la chute ?

1° prenons la formule : $v^2 = 2gh$ nous avons :

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

$$v = \sqrt{2 \times 9.8 \times 300} = 76^m \text{ environ}$$

2° prenons la formule : $h = \frac{1}{2}gt^2$ nous avons :

$$t^2 = \frac{2h}{g} \text{ ou}$$

$$t = \sqrt{\frac{2h}{g}}$$

$$t = \sqrt{\frac{600}{9.81}} = 7''{,}8 \text{ environ.}$$

§ 8. MOUVEMENT UNIFORMÉMENT ACCÉLÉRÉ SUIVI D'UNIFORMÉMENT RETARDÉ

Quand on lance de bas en haut un corps lourd, comme il ne cesse pas de subir l'effet de la pesanteur, il reçoit une accélération g , négative; il s'en suit que son mouvement est uniformément retardé.

Les formules en sont les suivantes :

$$v = v_i - gt$$

$$h = v_i t - \frac{1}{2}gt^2$$

$$v^2 = v_i^2 - 2gh$$

Remarques : 1° Dans le cas d'accélération égales, l'espace parcouru dans le mouvement uniformément retardé pour arriver au repos est égal à l'espace parcouru pendant le même temps dans le mouvement uniformément accéléré partant du repos ;

2° La vitesse initiale du mouvement uniformément retardé est égale à la vitesse finale du mouvement uniformément accéléré ;

3° Dans les deux cas, l'espace parcouru est égal à la moitié de celui parcouru d'un mouvement uniforme avec une vitesse égale à la vitesse initiale du mouvement uniformément retardé ou à la vitesse finale du mouvement uniformément accéléré partant du repos.

Ces données élémentaires sont utiles pour l'établissement pratique des cames, employées très souvent dans des mécanismes de tous genres.

Le cas le plus fréquent se présente ainsi :

Etant donné l'espace parcouru $O E$ et le temps mis à le parcourir $O T$ (figure 10), construire la courbe des espaces pour un mouvement uniformément accéléré partant du repos immédiatement suivi d'un mouvement uniformément retardé arrivant au repos.

Menons $T C$ perpendiculaire à $O T$ et $E C$ parallèle à la même ligne.

Puis menons $A B$ et $G F$ qui divisent le rectangle $O E C T$ en 4 parties égales.

Le point D , intersection de $A B$ et de $G F$ est le point d'inflexion de la courbe où l'uniformément accéléré se change en uniformément retardé.

Construisons la parabole du mouvement uni-

formément accéléré ayant $O A$ pour axe, O pour sommet et passant par le point D .

Puis construisons la parabole du mouvement uniformément retardé ayant $C B$ pour axe, C pour sommet et passant par le point D .

La ligne $O D C$ est la courbe des espaces cherchée.

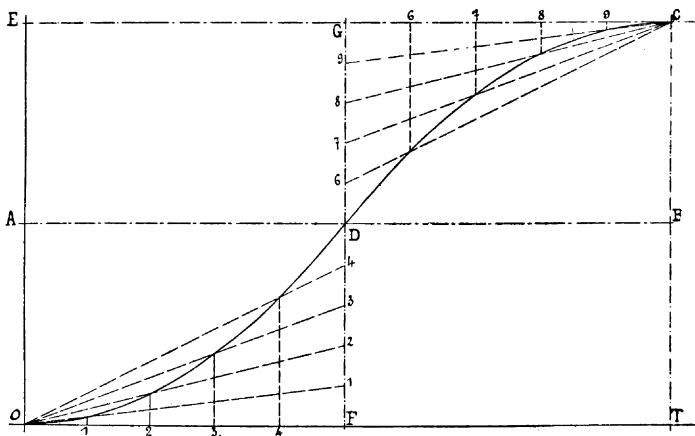


Fig. 10.

L'espace parcouru pendant les deux mouvements est bien le même.

La vitesse finale de l'accélééré est bien la même que la vitesse initiale du retardé.

§ 9. EXEMPLE DE REPRÉSENTATION GRAPHIQUE DES MOUVEMENTS

Les compagnies de chemins de fer font usage d'une épure appelée *graphique des trains* re-

présentant par des lignes droites les mouvements moyens de mouvements variés.

Ce graphique donne les heures de départ, les heures d'arrivée, la durée des arrêts, les garages, les croisements, etc...

A partir de O , sur la ligne des temps, on porte une longueur qui représente l'heure laquelle longueur on subdivise en minutes. (Fig. 11).

A partir de O , sur la ligne des espaces, on porte $O a$ représentant la distance de la première station, $O b$ la distance de la deuxième, $O c$ la distance de la troisième, etc.

Des points a, b, c, d, e, f , on mène des parallèles à la ligne des temps.

Par chacune des divisions des temps, on élève une perpendiculaire.

Supposons qu'à minuit, origine des temps, le train 1 parte de O avec une vitesse connue.

La distance $O a$ divisée par la vitesse donne le temps $a t$ au bout duquel le train arrive à la station a . Le mouvement moyen est représenté par la droite $O t$.

On porte ensuite t, t_1 égal à l'arrêt à la station.

Le même calcul que précédemment donne t_1, t_2 égal au temps pour arriver à la station b , on porte encore le temps de l'arrêt et on continue jusqu'à l'arrivée.

La même opération aura lieu pour le train 2 partant de O à minuit cinquante.

Supposons maintenant qu'un rapide 3 parte de f à minuit quarante-deux. Il passe sans s'y arrêter à la station e , s'arrête à la station d , laisse arriver

en grandeur et en direction par la tangente Mv .

On dit que $v = Mv$.

Afin d'étudier le mouvement d'un point dans l'espace, on rapporte ce mouvement à un système d'axes ou de plans coordonnés, ce qui permet, connaissant les projections des positions successives du point, de déterminer ces positions successives et par suite le mouvement du point.

On appelle *projection du mouvement d'un*

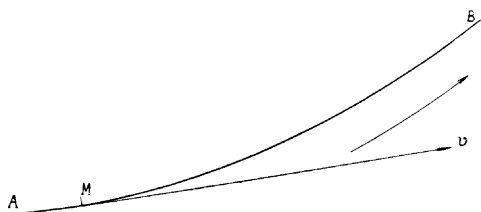


Fig. 12.

point sur un axe ou sur un plan le mouvement d'un point fictif qui à chaque instant est la projection du point considéré, sur l'axe ou le plan.

La *projection de la vitesse* est la projection de la droite qui représente cette vitesse en grandeur et direction.

La vitesse d'un mouvement projeté, sur une droite ou sur un plan, à un instant donné, est la projection de la vitesse du mouvement à cet instant.

Soit (fig. 13) AB la trajectoire ; M la position du mobile à un instant quelconque ; Mv la vitesse, en grandeur et en direction.

Soit ab la projection de AB ; mv' la projection

de Mv et x la vitesse du mouvement projeté.
on a : $x = mv'$.

C'est-à-dire que mv' représente la vitesse x à la même échelle que Mv représente la vitesse v .

Si l'on connaît l'inclinaison de la droite Mv et des projetantes Mm sur le plan, on peut

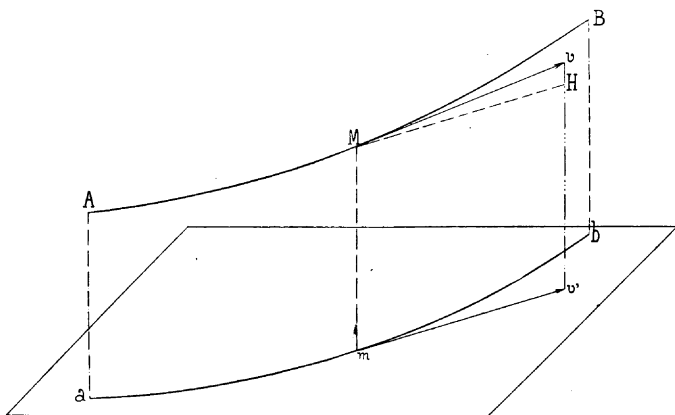


Fig. 13.

connaître la valeur de x . En effet : menons MH parallèle à mv' ; nous avons :

$$x = v \frac{\sin (180 - (H + M))}{\sin H}$$

Si la projection est orthogonale, l'angle H est droit et nous avons :

$$x = v \sin (90 - M)$$

$$x = v \cos M.$$

Dans le cas où le mouvement est projeté sur un axe, les mêmes formules sont applicables.

L'exemple le plus frappant est celui d'un mo-

bile parcourant d'un mouvement uniforme une circonférence donnée, nous allons étudier la projection de ce mouvement sur un diamètre de la circonférence,

Soient (fig. 14) O la circonférence trajectoire et AB le diamètre sur lequel nous devons projeter le mouvement du point.

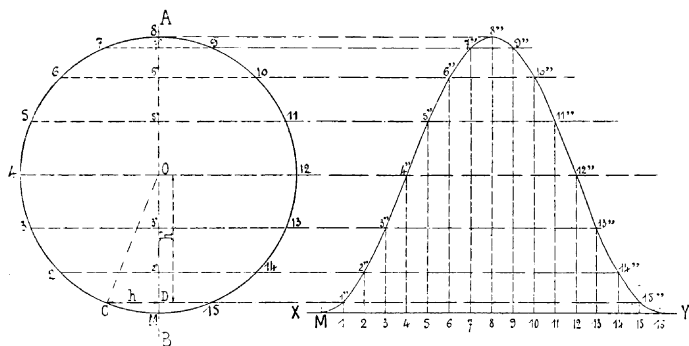


Fig. 14.

Supposons que les origines coïncident; à l'instant initial, le mobile se trouve au point M, commun à l'axe et à la trajectoire.

Courbe des espaces. —Après un temps t le point M a parcouru MC ($\frac{1}{16}$ de la circonférence, par exemple) dont la projection MD est l'espace correspondant.

Pour construire la courbe des espaces, divisons la circonférence en 16 parties égales, puis sur la ligne xy , portons 16 fois une longueur arbitraire à partir de M', point des origines.

Faisons l'ordonnée 1, sur xy égale à MD, l'ordonnée 2 égale à M 2', l'ordonnée 3 égale à M 3' etc...

Les points M, 1'', 2'', 3'', etc., appartiendront à la courbe cherchée, qui est une sinusoïde.

Un simple examen de la figure nous montre que le mouvement projeté se décompose comme suit :

1^{er} 1/4 de tour $\left\{ \begin{array}{l} \text{Espace direct M 4'' égal au} \\ \text{rayon M O, parcouru d'un mou-} \\ \text{vement accéléré.} \end{array} \right.$

2^{me} 1/4 de tour $\left\{ \begin{array}{l} \text{Espace direct 4'' 8'' égal au ra-} \\ \text{yon O,8. parcouru d'un mouve-} \\ \text{ment retardé.} \end{array} \right.$

3^{me} 1/4 de tour $\left\{ \begin{array}{l} \text{Espace rétrograde 8'' 12'' égal} \\ \text{au rayon O,8 parcouru d'un} \\ \text{mouvement accéléré.} \end{array} \right.$

4^{me} 1/4 de tour $\left\{ \begin{array}{l} \text{Espace rétrograde 12'' 16 égal} \\ \text{au rayon OM parcouru d'un} \\ \text{mouvement retardé.} \end{array} \right.$

On voit que le mouvement rectiligne alternatif résultant de la projection sur un diamètre d'un mouvement uniforme circulaire continu se rapproche beaucoup du type uniformément accéléré suivi de uniformément retardé.

Courbe des vitesses. — Soit V la vitesse constante du mobile sur la circonférence, v la vitesse variable du mouvement projeté, h la droite projetante et R le rayon de la circonférence.

En un instant quelconque, l'expression de la vitesse du mouvement projeté est :

$$v = \frac{Vh}{R}$$

Pour construire la courbe, il suffirait donc de porter comme ordonnées, sur la fig. 14 et à la même échelle que les espaces, les valeurs successives de $\frac{Vh}{R}$, faciles à calculer.

On simplifie l'opération en remarquant que $\frac{V}{R}$ étant une constante, on peut prendre comme ordonnées les valeurs de h , à condition de les porter à une échelle dont l'unité soit égale à l'unité de l'échelle des espaces multipliée par $\frac{R}{V}$.

L'expression de l'accélération se traduit par la formule $v_1 = \frac{V^2 h'}{R^2}$.

On peut prendre comme ordonnées les valeurs de h' , à condition de les porter à une échelle dont l'unité soit égale à l'unité de l'échelle des espaces multipliée par $\frac{R^2}{V^2}$.

§ 11. MOUVEMENTS SIMPLES D'UN SOLIDE INVARIABLE.

On appelle *système ou solide invariable*, toute figure, tout corps qui ne se déforme pas malgré le mouvement qui anime son ensemble.

Lorsque, dans un système invariable, le mou-

vement de trois points est déterminé, le mouvement d'un autre point quelconque du système est également déterminé.

Les trois points dont les mouvements sont déterminés sont les *repères*.

Le triangle ayant ces trois points pour sommets se nomme *triangle des repères*. Quel que soit le mouvement d'un système, on peut toujours le décomposer en trois types simples qui sont :

1° *La translation* ; 2° *la rotation* ; 3° *l'hélicoïdal*.

Le mouvement est une *translation* quand les côtés du triangle des repères occupent constamment une position parallèle à celle de l'instant initial (fig. 15.)

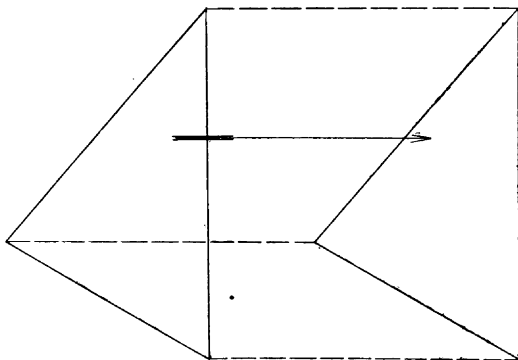


Fig. 15.

Le mouvement est une *rotation* lorsque deux repères sont immobiles (fig. 16). La droite qui joint ces deux repères est l'*axe* de la rotation. Chaque point du système tourne autour de l'axe.

Soient ABC les trois repères, les points A et B

sont immobiles, la ligne XY passant par ces points est l'axe des rotation. Le point C tourne autour de cet axe sur une trajectoire qui est une circonférence.

On appelle *méridien* tout plan passant par l'axe.

Le mouvement *hélicoïdal* n'est pas un mouvement simple à proprement parler : il résulte d'une rotation uniforme et d'une translation parallèle à l'axe de rotation.

Le mouvement est dit *hélicoïdal* parce que tous

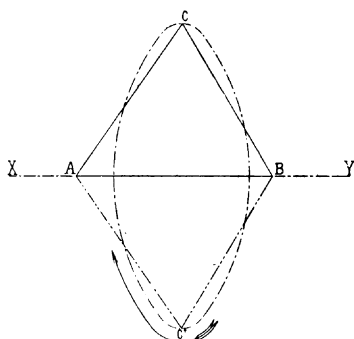


Fig. 16.

les points du système parcourent des hélices concentriques.

Translation. — Toute droite du système reste parallèle à elle-même.

Les chemins parcourus par chaque point du système sont parallèles et égaux. Les vitesses de ces points sont donc égales et parallèles en direction.

Les trajectoires des divers points sont égales et parallèles.

En somme, dans une translation, quand le mouvement d'un point est déterminé, le mouvement de n'importe quel autre point est déterminé.

Rotation. — Tous les points du système décri-

vent des circonférences dont le plan est perpendiculaire à l'axe et dont le centre est sur l'axe.

Tous les points tournent simultanément de la même quantité angulaire.

Les chemins parcourus par les divers points sont proportionnels aux distances de ces points à l'axe de rotation, c'est-à-dire aux rayons.

Les vitesses des divers points sont dirigées perpendiculairement aux plans méridiens qui passent par ces points et sont proportionnelles aux rayons.

Vitesse angulaire. — On appelle vitesse angulaire d'un système la vitesse de l'un des points de ce système qui se trouvent situés à l'unité de distance de l'axe de rotation.

De là on déduit que :

1° La vitesse d'un point situé à l'extrémité d'un rayon R partant de l'axe de rotation est égale au produit de la vitesse angulaire par ce rayon R;

2° La vitesse angulaire d'un système est égale à la vitesse d'un point quelconque divisée par la distance de ce point à l'axe de rotation.

Dans un mouvement uniforme, la vitesse angulaire est constante, elle est donc fonction du nombre de tours exécutés pendant un certain temps.

En pratique, on exprime la vitesse angulaire en fonction du nombre de tours par minute.

$$\text{Vitesse angulaire} = \frac{2 \pi n}{60} \text{ ou } \frac{\pi n}{30}.$$

Exemple. — Une poulie tourne d'un mouvement uniforme, son rayon est 1^m20, elle fait 45

tours par minute, quelle est sa vitesse angulaire et sa vitesse à la circonférence ?

$$\text{Vitesse angulaire} = \frac{\pi n}{30} \text{ ou } \frac{3.14 \times 45}{30} = 4,71.$$

Vitesse à la circonférence :

$$R \times 4,71 = 1,2 \times 4,71 = 5^m65.$$

Dans un ensemble de systèmes, les vitesses angulaires sont proportionnelles au nombre de tours que ces systèmes effectuent dans le même temps.

§ 12. COMPOSITION ET DÉCOMPOSITION DES MOUVEMENTS.

On appelle *mouvements simultanés* d'un point : son *mouvement relatif* (se rapportant à des repères mobiles) et le *mouvement des repères* qui entraîne aussi le point.

Les mouvements simultanés se nomment *composants* et se transforment en un seul qui est le mouvement *absolu*, ou *résultant*.

Les mouvements simultanés d'un mobile ne se modifient pas entre eux et le résultat est identique à celui produit par la succession de chacun de ces mouvements.

Prenons pour exemple un outil de tour à chariot. Pendant une translation du chariot sur le banc, on peut obtenir une translation en sens perpendiculaire à la première, du porte-outil. Le déplacement fini après les deux mouvements eût été le même si la translation du chariot se fût

effectuée d'abord et ensuite celle du porte-outil, la trajectoire seule eût changé.

La résultante des vitesses de deux mouvements simultanés d'un même point est à chaque instant, en grandeur et en direction, la diagonale du parallélogramme construit sur les droites qui représentent les deux vitesses composantes (fig. 17).

Soit le point P, animé à l'instant considéré, sur une trajectoire P X, d'une vitesse représentée par la longueur PA, et sur la trajectoire PY, d'une vitesse représentée par la longueur PB; de A menons une parallèle à PB et de B une

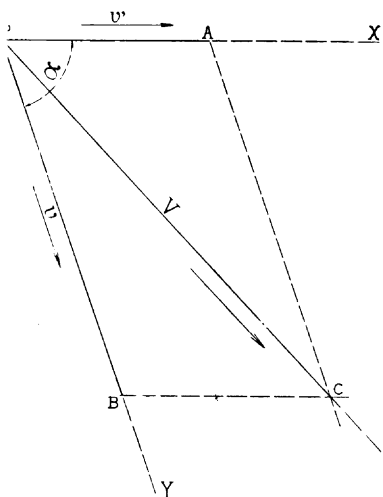


Fig. 17.

parallèle à PA. Ces deux droites se coupent au point C, la diagonale PC représentera, en grandeur et en direction, la résultante des vitesses des deux mouvements simultanés.

Tous les problèmes se rapportant à la composition de deux vitesses seront donc résolus graphiquement, en construisant d'après les données à une échelle connue, le parallélogramme des

vitesses, et en mesurant le résultat à l'échelle employée.

La relation algébrique est donnée par la formule.

$$V^2 = v^2 + v'^2 + 2vv' \cos \alpha$$

Dans le cas où les vitesses sont représentées par deux droites perpendiculaires, la résultante est l'hypothénuse du triangle rectangle ayant ces deux droites pour côtés.

§ 13. COMPOSITION ET DÉCOMPOSITION DE VITESSES NON SITUÉES SUR LE MÊME PLAN.

La résultante de trois vitesses simultanées est, en grandeur et en direction, la diagonale du parallépipède construit sur les trois composantes (fig. 18).

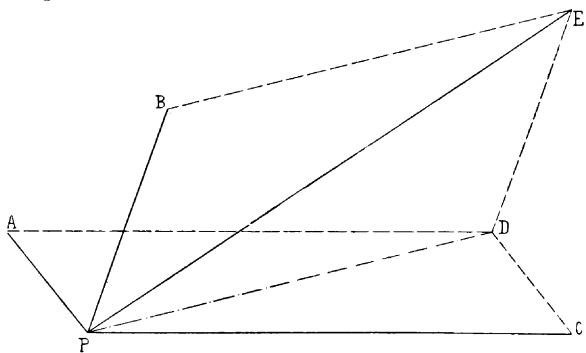


Fig. 18.

rallépipède construit sur les trois composantes (fig. 18).

Soient P le mobile, PA, PB, PC les droites exprimant les vitesses.

Faisons AB' parallèle et égale à PB , $B'C'$ parallèle et égale à PC , $C'D'$ parallèle et égale à PD et $D'E'$ parallèle et égale à PE .

La droite PE' , est la résultante demandée en grandeur et en direction, on voit que c'est la diagonale du dernier parallélogramme.

Le polygone $PAB'C'D'E'$ est appelé polygone des vitesses.

Quand les composantes ne sont pas situées dans un même plan, on les met en projections et les deux projections du polygone des vitesses servent à déterminer la résultante.

§ 14. MOUVEMENT RELATIF.

La vitesse relative d'un point par rapport à un autre est, en grandeur et en direction, la résultante de la vitesse absolue du premier et de la vitesse absolue du second considérée en sens opposé.

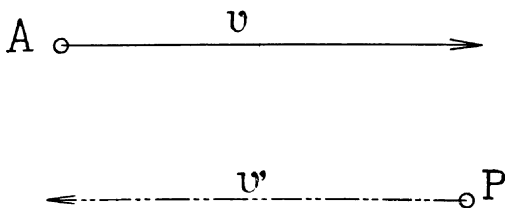


Fig. 20.

Ce mouvement relatif n'est qu'apparent; supposons (fig. 20) un observateur A placé dans un express animé d'une vitesse v . Il fixe un point im-

mobile, un poteau par exemple, P. Le point P sera animé, pour le voyageur, d'une vitesse relative v' égale et de sens opposé à la vitesse du train.

Ainsi s'explique le mouvement apparent des astres par rapport à l'observateur animé du mouvement réel.

Si notre voyageur A, ayant une vitesse v , observe un cycliste B (fig. 21) animé d'une vi-

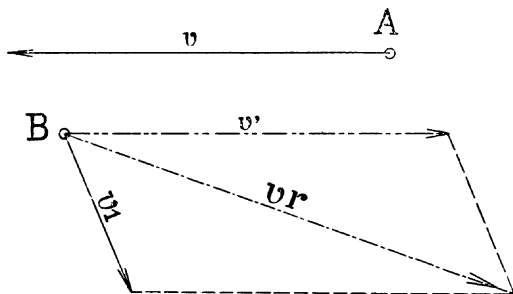


Fig. 21.

tesse v_1 . La vitesse relative du cycliste sera la diagonale du parallélogramme construit sur la vitesse v' , égale et de sens opposé à v , et sur v_1 .

Supposons un homme immobile sous la pluie tombant verticalement, son parapluie aura une direction également verticale, mais s'il marche, il devra incliner son parapluie en avant suivant une oblique qui sera la diagonale du parallélogramme construit sur la vitesse de la pluie et la sienne propre portée en sens contraire.

En observant les étoiles on peut remarquer un phénomène de même nature. Chaque étoile envoie des rayons lumineux dont la vitesse est envi-

ron 298.500 kilomètres à la seconde, si la terre était immobile dans l'espace. la lunette de l'observateur braquée sur une étoile aurait la direction des rayons lumineux ; mais l'astronome est emporté dans le mouvement de la terre autour du soleil avec une vitesse de 30 kilom. environ par seconde, sur une trajectoire elliptique qui se ferme en une année. La direction de la lunette est donc la résultante de la vitesse de la lumière et d'une vitesse égale et contraire à celle que la terre possède sur son orbite. La direction vraie de l'étoile fait donc un angle léger avec sa direction apparente, dans le sens du mouvement de la terre. C'est pourquoi les étoiles semblent décrire dans l'espace d'une année une petite courbe fermée. Ce mouvement apparent des étoiles constitue le phénomène connu sous le nom d'*aberration de la lumière*.

§ 15. TANGENTES AUX COURBES. MÉTHODE DE ROBERVAL.

Un des plus importants problèmes de la géométrie est celui des tangentes aux courbes.

La cinématique a fourni à Roberval (1602-1637) une méthode pour mener les tangentes aux courbes, basée sur la composition des vitesses. Cette méthode est applicable chaque fois que la courbe peut être considérée comme engendrée par le mouvement d'un point et que ce mouvement est résultant de deux autres ayant entre eux des relations connues et déterminées. La vitesse du point engendrant la courbe est à chaque instant dirigée suivant la tangente à cette courbe. Si on décom-

pose, à un instant donné, le mouvement du point en deux mouvements simultanés, dont l'un est relatif par rapport à un système animé d'un mouvement d'entraînement, la vitesse absolue du point, en cet instant, sera la résultante de la vitesse relative et de la vitesse d'entraînement et aura la direction que suit effectivement le mobile dans l'espace, cette résultante sera la tangente cherchée. Il n'y a donc qu'à trouver les vitesses des deux mouvements simultanés et à construire la tangente à la courbe par la règle du parallélogramme des vitesses.

Premier exemple: — Tangente à l'ellipse. Soient F et F' les foyers, P un point de la courbe. (fig. 22).

L'élément P de l'ellipse peut être considéré comme engendré par le point P animé des deux mouvements simultanés suivants :

1° Rotation autour du foyer F , dans le sens de la flèche f , avec une vitesse dirigée suivant la droite PX , perpendiculaire au rayon PF .

2° Translation sur PF .

Supposons maintenant que cette translation soit uniforme et que sa vitesse soit PA . Dans le parallélogramme des vitesses, le sommet opposé à P sera donc sur la ligne AX' parallèle à PX .

Considérons maintenant l'élément P de l'ellipse comme engendré par le point P animé de deux autres mouvements simultanés :

1° Rotation autour du foyer F' , dans le sens de la flèche f' , avec une vitesse dirigée suivant la droite PY , perpendiculaire au rayon PF' .

2° Translation sur PF' prolongée.

Faisons cette translation uniforme, sa vitesse

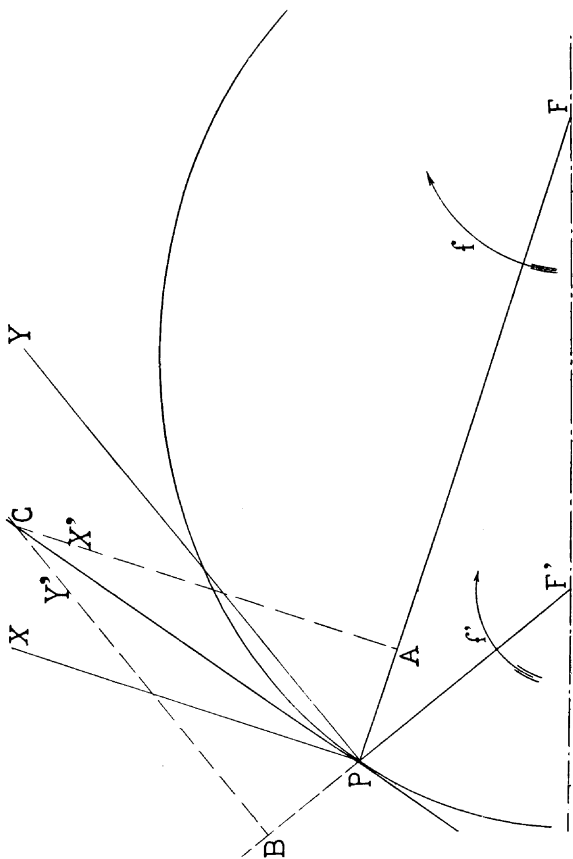


Fig. 22.

PB est forcément égale à PA puisque, la somme des rayons vecteurs étant constante, si le rayon

PF diminue d'une quantité PA dans l'unité de temps, le rayon PF' doit, dans le même temps, augmenter d'une même quantité. Il s'ensuit que le sommet opposé à P dans le second parallélogramme se trouve sur la droite BY' parallèle à PY.

Le second point de la tangente se trouvant sur AX' et BY' ne peut être qu'à leur intersection C, et PC est la tangente demandée.

On voit que cette tangente est également inclinée sur les deux rayons vecteurs, puisque l'on a : $PA = PB$.

Les rotations des rayons vecteurs peuvent être considérées comme uniformes et de vitesse égales, puisque l'on a : $AC = BC$.

Deuxième exemple — Mener la tangente à la spirale d'Archimède.

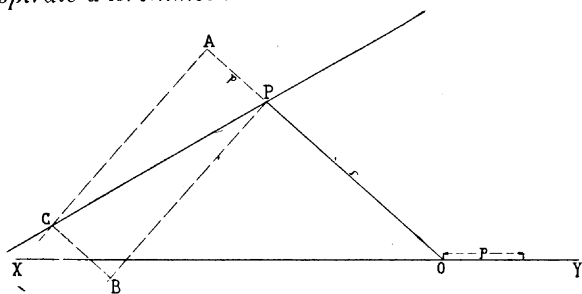


Fig. 23.

Soient : XY la directrice, O le pôle, p le paramètre, P le point de la courbe, PO égal au rayon même de ce point. (fig. 23)

La courbe peut être considérée comme engen-

drée par le point P animé de deux mouvements uniformes simultanés :

1° Rotation autour du pôle O.

2° Translation sur le rayon r.

Donc en faisant PB, vitesse de la rotation, égale au rayon, et PA, vitesse de la translation, égale au paramètre, la diagonale PC du parallélogramme de ces deux vitesses sera la résultante des deux mouvements simultanés et la tangente cherchée.

§ 16. MOUVEMENT ÉLÉMENTAIRE D'UNE FIGURE PLANE DANS SON PLAN. THÉORÈME DE CHASLES.

Quand une figure plane indéformable se meut sur son plan il y a, à chaque instant, dans le plan de cette figure, un point dont la vitesse est nulle et autour duquel la figure tourne pendant un temps élémentaire. Ce point est le *centre instantané de rotation*.

Soit une règle indéformable AB, (fig. 24), se se déplaçant d'une quantité infiniment petite dans le plan de la figure pour occuper la position A'B'. Joignons AA' et BB', et sur le milieu de chacune de ces droites, élevons une perpendiculaire.

Généralement, ces deux perpendiculaires se couperont en un point O. Les distances OA et OA' seront égales, de même pour OB et OB'. Les triangles OAB et OA'B' sont égaux.

En faisant tourner OAB autour de O, il occupera, après un temps élémentaire de rotation, la posi-

tion $OA'B'$. Le mouvement instantané de la droite AB est donc une rotation autour du point O , déterminé comme il vient d'être dit.

Si un point C est lié d'une façon invariable aux points A et B et forme avec eux le triangle indéformable ABC , après le déplacement élémentaire,

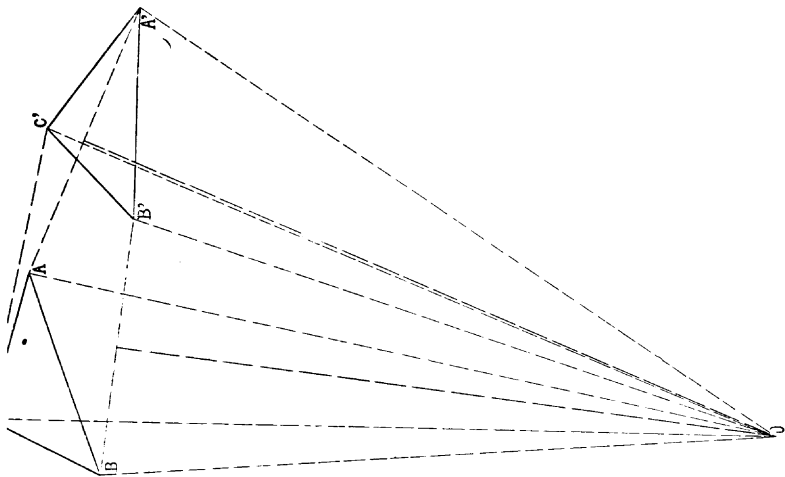


Fig. 24.

il sera venu en C' de façon que le triangle $A'B'C'$ soit égal au triangle ABC . Il est facile de voir que OC égale OC' et que par conséquent le déplacement de C en C' est une rotation autour du point O . Il en sera de même pour chacun des points du plan invariablement liés aux repères A et B . On peut donc dire :

Théorème I. — Le mouvement instantané le plus général d'une figure plane sur son plan est une rotation autour d'un point de ce plan.

Ce point est le centre instantané de rotation.

Quand le déplacement AA' est égal et parallèle au déplacement BB' , le centre instantané de rotation est rejeté à l'infini et la rotation élémentaire devient une translation.

Théorème II. — Si une figure plane se déplace d'une façon quelconque dans son plan, on peut toujours l'amener de la position initiale à la position finale par une rotation autour d'un point de ce plan.

Conséquences. 1° Les normales élevées à un même instant aux trajectoires des différents points passent toutes par le centre instantané de rotation.

2° Les arcs décrits pendant le temps élémentaire par les différents points de la figure sont proportionnels à la distance de ces points au centre instantané de rotation.

Le théorème de Chasles permet de déterminer, connaissant la vitesse en grandeur et en direction d'un point d'une figure, les vitesses de tous les points de cette figure. Si l'on connaît la trajectoire de deux points de la figure, on peut trouver le centre instantané et la normale à la trajectoire à un instant quelconque.

Exemple I. Supposons un triangle ABC indéformable et se mouvant dans son plan de telle sorte que le sommet A se déplace sur la ligne DE et le sommet B sur la ligne DF . Le troisième sommet C décrit une courbe à laquelle il faut mener une tangente, au point C . (fig. 25).

Du point A , menons la normale à DE .

Du point B, menons la normale à DF.

Elles se coupent au point O qui est le centre instantané de rotation. Joignons le point O au point C, la perpendiculaire à OC sera la tangente demandée.

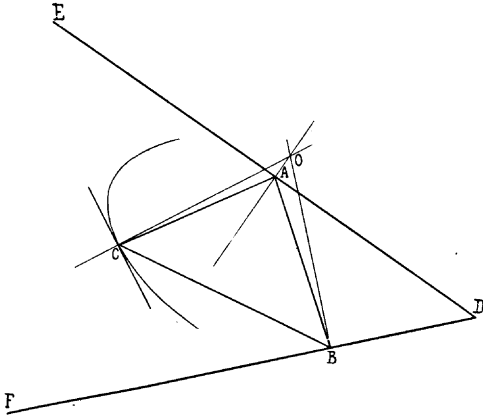


Fig. 25.

Les vitesses des points A, B, C sont proportionnelles aux longueurs OA, OB, OC.

Exemple II. Le théorème de Chasles est surtout utilisé pour établir la relation entre la vitesse du piston et la vitesse de la manivelle dans les machines à vapeur. L'organe indéformable relie le piston à la manivelle : c'est la bielle.

Supposons une machine verticale ayant pour manivelle AB, et pour bielle BC. (fig. 26). La manivelle a un mouvement de rotation uniforme autour du centre A. Le piston et la crosse ont un mouvement rectiligne alternatif varié qui fait

parcourir au point C l'espace DD' d'un mouvement direct et l'espace $D'D$ d'un mouvement rétrograde. La course DD' est égale à deux fois

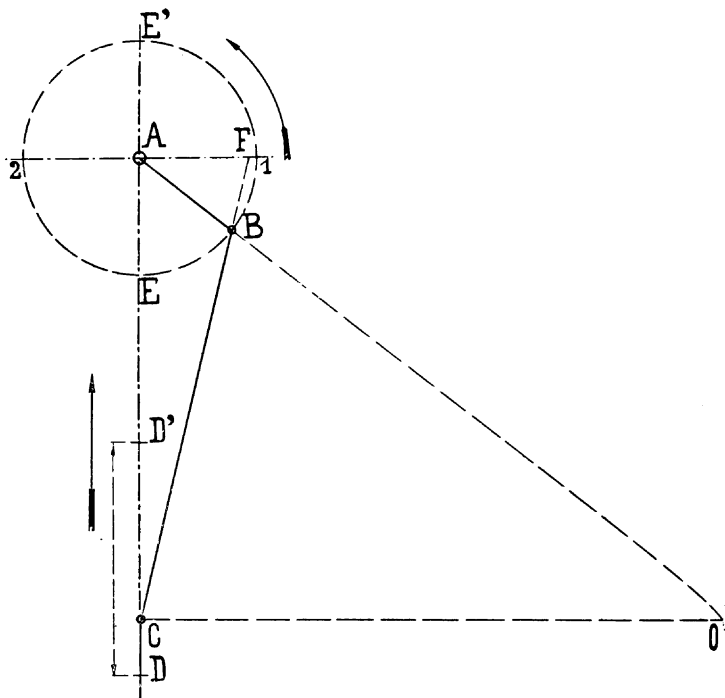


Fig. 26.

la longueur de la manivelle soit au diamètre EE' de la circonférence décrite par le bouton B de la manivelle.

Prenons le système dans la position ABC et supposons qu'il se déplace d'une quantité infiniment petite. Le point B décrivant une circonfé-

rence, le centre instantané se trouvera sur le rayon AB ou sur son prolongement, le rayon étant toujours normal à l'arc élémentaire. Le point C étant animé d'un mouvement rectiligne, le centre instantané se trouvera donc sur la perpendiculaire élevée au point C sur la direction de ce mouvement. Le point O, intersection des deux normales, sera le centre instantané. Les vitesses des points B et C seront entre elles dans le rapport des droites OB et OC. La vitesse du piston à un instant donné est donc égale au produit de la vitesse de la manivelle par le rapport $\frac{OC}{OB}$.

Mais quand le manneton occupera les positions 1 et 2 le centre instantané O sera rejeté à l'infini et le rapport $\frac{OC}{OB}$ sera plus difficile à déterminer à mesure que le manneton se rapprochera de ces positions 1 et 2.

Du centre A élevons une perpendiculaire à la direction du mouvement du piston, puis prolongeons la bielle jusqu'à la perpendiculaire qu'elle rencontre en F. Les triangles ABF et BCO sont semblables et l'on a :

$$\frac{OC}{OB} = \frac{AF}{AB}$$

Si v' est la vitesse angulaire de la manivelle et v la vitesse du piston, on a :

$$v = v' AF$$

La vitesse du piston sera nulle quand AF sera égale à zéro, c'est-à-dire quand la bielle occupera la position DE ou D'E'. La vitesse du piston

sera maxima quand B passera en 1 et 2, c'est-à-dire quand AF sera maximum.

Les variations de la vitesse seront indiquées par une courbe construite en prenant comme abscisses les arcs parcourus par le manneton et comme ordonnées les vitesses du point C, c'est-à-dire les différentes valeurs de : v' ou AF.

§ 17. MOUVEMENT CONTINU D'UNE FIGURE PLANE DANS SON PLAN. MOUVEMENT ÉPICYCLOIDAL PLAN

Tout mouvement d'une figure plane sur son plan peut être reproduit par le roulement d'une courbe de la figure sur une courbe fixe située dans son même plan.

Soit une figure ayant avec son plan les points communs O, A, B, C, D etc, formant un contour polygonal F. (fig. 27).

Supposons les points O, A, B, C, D, centres instantanés de rotations successives correspondantes aux angles 1, 2, 3, 4, 5 ayant pour sommets ces points O, A, B, C, D.

Après la première rotation, le sommet A est venu en A'; après la seconde, le sommet B est venu en B'; après la troisième, le sommet C est venu en C'; après la quatrième le sommet D est venu en D' et après la cinquième le point E est venu en E'.

Nous aurons donc construit un deuxième contour polygonal F', fixe dans le plan et sur lequel sera venu s'appliquer en roulant le premier contour F.

Si les rotations 1, 2, 3, 4, 5 deviennent élémentaires, ainsi que les distances OA, AB, BC, CD, DE , des sommets entre eux, les deux contours polygonaux deviennent deux courbes telles que la première F' , fixe, est le lieu des points centres

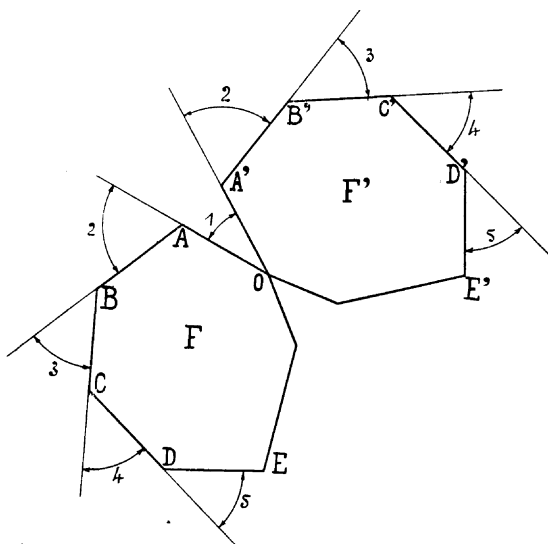


Fig. 27.

instantanés du mouvement réel et la seconde F , roulante, le lieu des points de la figure qui viennent coïncider avec ces centres instantanés.

Le mouvement réel est donc reproduit par le roulement de la seconde courbe F sur la première F' .

La trajectoire d'un point quelconque de la figure est une épicycloïde.

Le mouvement continu d'une figure plane

dans son plan est un *mouvement épicycloïdal plan* : c'est un *roulement sans glissement*.

Si la courbe F roulait dans la courbe F' , chacun de ses points décrirait une hypocycloïde, le mouvement serait hypocycloïdal.

La courbe mobile se nomme *roulette*.

La courbe fixe se nomme *base* ou *enveloppe*.

§ 18. MOUVEMENT D'UN SOLIDE PARALLÈLEMENT A UN PLAN FIXE

On a vu (§ 11) qu'un système solide est complètement déterminé, au point de vue cinématique, quand on connaît trois de ses points non situés en ligne droite. Par suite on peut substituer le triangle des repères à tout système solide.

Si ce triangle occupe une position quelconque par rapport au plan, son mouvement est déterminé par le mouvement de sa projection sur ce plan et la distance d'un de ses sommets à celui-ci. Or, le mouvement élémentaire de cette projection est une rotation autour d'un centre instantané que le théorème de Chasles nous permet de déterminer.

Donc, ce que nous venons de voir pour le mouvement d'une figure plane dans son plan, peut s'appliquer au mouvement d'un solide dont une section plane, renfermant le triangle des repères, est constamment parallèle à un plan fixe.

Le mouvement élémentaire du solide est une rotation instantanée autour d'un axe perpendiculaire au plan. On appelle cet axe, *axe instantané*

La courbe lieu des centres de rotation du mouvement épicycloïdal plan devient la base d'un cylindre droit ayant les axes instantanés comme génératrices.

On peut se créer l'image du mouvement en se figurant un cylindre pris dans le solide, roulant sur un second cylindre pris dans l'espace, ces deux cylindres ayant à chaque instant une génératrice commune, et l'on voit que :

Lorsqu'un système invariable se déplace parallèlement à un plan, on peut toujours l'amener d'une de ses positions à une autre successive par une rotation simple ; par une translation simple si les déplacements des repères sont égaux et parallèles.

Généralement, tout mouvement continu d'un solide parallèlement à un plan fixe est un mouvement cylindrique, qui peut être reproduit par le roulement d'une surface cylindrique déterminée sur une autre surface cylindrique déterminée.

Application. — Supposons un polygone. A 1, 2, 3, 4, 5, etc. se mouvant dans son plan de manière que ses côtés A, 1 ; 1, 2, etc., viennent successivement se confondre avec une droite XY, contenue dans ce plan. fig. 28).

Les sommets : A, 1, 2, 3, 4, 5, etc., serviront chacun à leur tour de centre de rotation instantané.

Supposons que ce polygone ait un nombre infini de côtés, il deviendra une circonférence et la rotation s'opérera autour de chacun des points de contact de cette circonférence et de la droite.

Chaque point au lieu de décrire une épicycloïde décrira a cycloïde ABC.

Quand le point mobile se trouvera en P, on trouvera le centre du cercle O' en traçant du point P avec OA comme rayon, un arc qui coupe le lieu des centres O en O' ; de ce point en décrivant une circonférence ayant OA comme rayon, nous aurons la position du cercle mobile quand le point de contact A sera venu en P. A ce moment, le point D sera le centre instan-

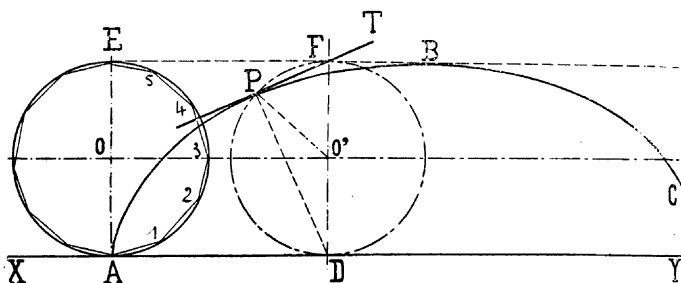


Fig. 28.

tané de rotation, DP sera la normale et TP la tangente à la cycloïde. L'angle TPD étant droit la tangente passera par le point F, extrémité du diamètre passant par le centre instantané de rotation.

Pour transporter horizontalement des fardeaux, on les place sur des rouleaux de même diamètre ; on a alors l'exemple d'un solide se déplaçant parallèlement à un plan fixe. Chaque point des rouleaux décrit une cycloïde et le centre instantané de rotation se trouve au point de contact du rouleau avec le sol. (fig. 29).

On peut, de plus, observer ceci : à chaque instant, la vitesse du fardeau est proportionnelle au diamètre du rouleau. Celle de son axe est proportionnelle à son rayon ; le fardeau a donc une vitesse double de celle de l'axe du rouleau. On trouve une application de ce système dans les bandes à galets sur lesquelles roulent les marbres des machines à imprimer. Les marbres vont deux fois plus vite que les bandes. Dans les

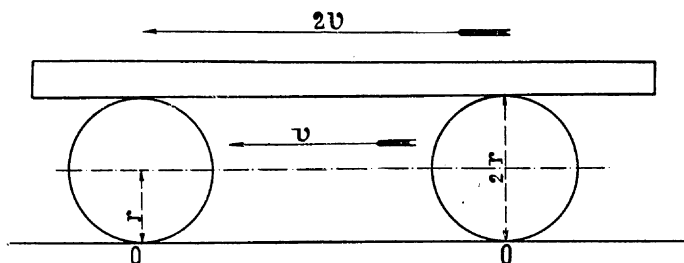


Fig. 29.

plaques tournantes, la couronne de galets va deux fois moins vite que la plaque qui roule dessus.

Le même phénomène se produit dans les tourelles d'armement des forts, dont le corps repose aussi sur une couronne de galets coniques.

Les épicycloïdes les plus connues, à cause de leur sens pratique, sont celles engendrées par le roulement d'une circonférence sur une autre circonférence. Les hypocycloïdes les plus employées sont celles qu'engendre un point d'une circonférence roulant à l'intérieur d'une circonférence de rayon double. Elles se trouvent être un diamètre de la circonférence fixe et fournissent un moyen de transformer un mouvement circulaire continu en

rectiligne alternatif. C'est sur cette propriété que Lahire a basé son engrenage intérieur. Les hypocycloïdes engendrées sous un autre rapport sont des ellipses.

Remarque : En revenant sur ce que nous avons dit dans la première partie de ce paragraphe et dans les deux précédents, par des raisonnements analogues, nous pouvons démontrer que les mêmes principes subsistent lorsque la figure plane et son plan sont remplacés par une surface sphérique et la surface de la sphère à laquelle elle appartient, les droites étant remplacées par des arcs de grand cercle d'où l'on peut dire :

Le mouvement élémentaire d'une figure sphérique sur sa sphère est une rotation instantanée autour d'un centre qui se trouve à l'intersection des arcs de grand cercle menés normalement aux trajectoires que décrivent deux points de la figure.

Le mouvement continu d'une figure sphérique sur la sphère peut être reproduit par le roulement d'une courbe déterminée fixée à la figure sur une courbe déterminée et fixée sur la surface sphérique.

§ 19. PIVOTEMENT

Le *pivotement* est le mouvement d'un solide dont un seul point reste fixe ; ce point est le *centre de pivotement*.

Tous les points du système se déplacent sur une surface sphérique ayant pour centre le centre de pivotement et pour rayon leur distance à ce centre.

Tout pivotement est une rotation instantanée autour d'un axe qui passe par un centre de pivotement.

Tout pivotement continu peut être reproduit par le roulement d'un cône sur un autre cône fixe ayant même sommet au centre de pivotement. Prenons, par exemple, le cône F roulant

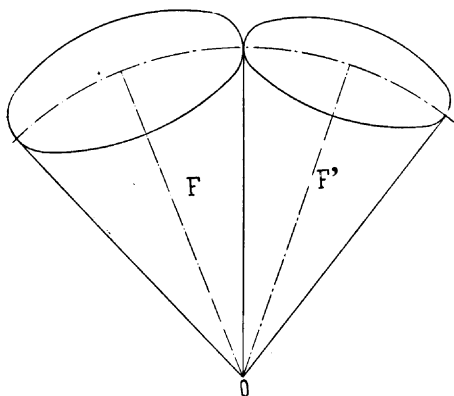


Fig. 30.

sur le cône F', tous les deux ayant leur sommet en O, chaque point du cône F, décrira une épicycloïde sphérique, c'est pourquoi on a donné à ce mouvement le nom de roulement conique ou *épicycloïdal sphérique*.

§ 20. MOUVEMENT ÉLÉMENTAIRE LE PLUS GÉNÉRAL D'UN CORPS SOLIDE.

Le mouvement élémentaire le plus général d'un corps solide dans l'espace se compose d'une

rotation autour d'un axe instantané et d'une translation parallèle à cet axe.

Comme exemple, citons la vis qui avance dans son écrou, sa direction n'est pas une ligne droite, elle change à tout instant et son axe dans l'espace est une courbe plus ou moins régulière.

Le mouvement élémentaire d'un solide dans l'espace étant donc un mouvement hélicoïdal autour d'un axe instantané, ce mouvement permet toujours au solide de passer de sa position initiale à sa position finale.

Le mouvement continu d'un solide dans l'espace est une succession de mouvement hélicoïdaux dans lesquels l'axe instantané de la rotation et la vitesse de la translation varient à chaque instant.

§ 21. COMPOSITION ET DÉCOMPOSITION DES ROTATIONS.

Deux rotations de même sens ont pour résultante une rotation égale à leur somme; l'axe de la résultante est situé dans le plan des axes des composantes et parallèlement à eux et divise leur distance en segments additifs inversement proportionnels aux composantes.

Deux rotations de sens opposés ont pour résultante une rotation égale à leur différence; l'axe de la résultante est situé dans le plan des axes des composantes et parallèlement à eux et divise leur distance en segments soustractifs inversement proportionnels aux composantes.

Deux rotations égales et de sens opposés for-

ment un *couple*. On appelle *bras de levier du couple* la distance des axes des deux rotations et *moment du couple* le produit du bras de levier par la vitesse angulaire commune aux deux rotations.

Un couple de rotation revient à une translation perpendiculaire au plan des axes et ayant une vitesse égale au moment du couple.

§ 22. PROPRIÉTÉS DES COURBES ENVELOPPES.

Revenons aux courbes de roulement reproduisant le mouvement des corps.

Une courbe mobile quelconque ne peut passer

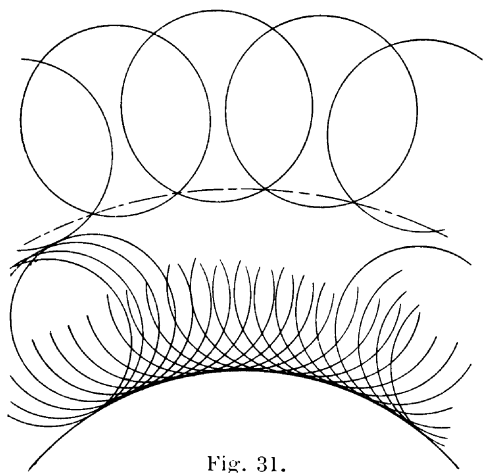


Fig. 31.

d'une position à une autre qu'en occupant successivement un nombre infini de positions intermédiaires, très rapprochées les unes des autres et qui se coupent. (fig. 31).

On appelle *enveloppe d'une courbe mobile*, le lieu des intersections successives de cette courbe qui prend le nom d'*enveloppée mobile*. Quand les positions sont infiniment voisines, les points d'intersection se touchent et forment l'*enveloppe*.

L'enveloppe est tangente à chaque enveloppée en un point où les deux courbes ont même tangente et même normale.

Théorème fondamental : La normale commune à l'enveloppe et à l'enveloppée passe constamment par le centre instantané de rotation.

Donc, pour que deux courbes (dents d'engrenages par exemple) transmettent le mouvement comme s'il était transmis par le roulement des deux cercles primitifs, il faut que la normale commune au point de contact de ces deux courbes passe à chaque instant par le point de contact des deux cercles primitifs.

Sur ce théorème est basée la manière de tracer les dents d'engrenages à épicycloïdes, il avait donc une importance très grande avant la généralisation, en pratique, du tracé par développantes de cercles.

Les courbes enveloppes trouvent aussi leur application dans le tracé des cames déplaçant un galet. Comme nous le verrons au chapitre VI de la seconde partie.

On remplace la plupart du temps la courbe enveloppe par des arcs de cercles approchants, permettant une exécution plus commode.

DEUXIÈME PARTIE

ÉLÉMENTS DE CINÉMATIQUE APPLIQUÉE.

CHAPITRE I

§ 1. DÉFINITIONS.

Il est très difficile de définir d'une façon absolue ce qu'on entend par *machine*. Reuleaux à rassemblement jusqu'à dix-sept définitions, d'auteurs différents, et pas une selon lui n'est rigoureusement satisfaisante.

Si l'on considère comme *machines*: un phonographe, une raboteuse, une charrue, une mitrailleuse, un pont-roulant, une montre, une pompe, etc... il est facile de se rendre compte qu'englober tous ces *engins* disparates dans une même définition est très *difficile*.

Mais généralement, quand on regarde une machine, avant de se demander quel est l'effort nécessaire pour produire le mouvement, on cherche à découvrir d'abord comment ce mouvement se transmet, se transforme et se distribue. On étudie donc cette machine au point de vue du mouvement, indépendamment des forces qui le créent. Alors, *en cinématique la machine est l'ensemble d'organes avec lequel on peut changer la vitesse et la direction d'un mouvement donné. En*

mécanique la machine est l'ensemble d'organes avec lequel on peut changer l'intensité d'une force et sa direction. Il est très important de bien remarquer ces deux façons d'étudier les machines et de les bien distinguer.

Il n'est pas rare de voir un mécanisme, remarquable au point de vue cinématique, être absolument défectueux sous le rapport mécanique, c'est-à-dire au point de vue de l'utilisation des forces.

Dans une machine, il faut donc mener de front l'étude cinématique et l'étude mécanique, abandonner tel dispositif ou tel autre suivant l'effort à vaincre ; il est nécessaire que la « cinématique appliquée » soit complétée par la « mécanique appliquée ».

On appelle *récepteur* l'organe recevant directement l'action de la puissance motrice.

On appelle *outil* le dernier organe de la machine, celui qui est en contact avec la matière à transformer.

On appelle *machines outils* les machines spécialement destinées au travail des métaux, du bois ou matières similaires.

Les machines sont *automatiques* quand un certain nombre de mouvements ou « opérations » s'exécutent sans l'aide du « conducteur », par l'emploi de dispositifs étudiés pour cela : les machines à décolleter à magasins sont automatiques.

On appelle *transmissions* et *mécanismes* l'ensemble des organes interposés entre le moteur et l'outil et communiquant à ce dernier le mouvement nécessaire et convenable.

Les transmissions comprennent plutôt les arbres, poulies, courroies et gros engrenages partant du moteur et distribuant le mouvement d'une façon générale.

Les *mécanismes* désignent les ensembles d'organes composant la machine elle-même; ce sont des assemblages de leviers, cames, engrenages, etc., appropriés aux opérations à effectuer par les outils qu'ils font mouvoir.

On appelle *renvoi* une petite transmission s'interposant entre la transmission générale et la machine et ayant pour but de transformer la vitesse de la transmission générale, en l'augmentant ou la diminuant suivant les cas, avant de la communiquer à la machine. Le renvoi sert aussi à isoler la machine de la transmission générale, afin de pouvoir débrayer sans arrêter les machines voisines.

§ 2. CLASSIFICATION DES MÉCANISMES.

Vers 1806, Hachette, Lanz et Bettancourt, professeurs à l'École polytechnique, établirent sur une idée due à Monge la première classification, basée sur la forme des trajectoires parcourues par un point des organes.

Deux classes de trajectoires étaient considérées :

1^o Trajectoires rectilignes ;

2^o Trajectoires circulaires.

De là, deux classes de mouvements :

1^o Mouvements rectilignes ;

2^o Mouvements circulaires.

Chacune de ces deux classes se décomposait en deux genres selon que le mouvement était continu ou qu'il changeait de sens périodiquement; donc, en somme, quatre mouvements simples :

- 1° Rectiligne continu ;
- 2° Rectiligne alternatif ;
- 3° Circulaire continu ;
- 4° Circulaire alternatif.

Ces quatre mouvements en se combinant deux à deux donnaient lieu à dix espèces renfermant chacune un certain nombre de machines.

Voici le tableau des dix espèces :

TRANSFORMATION DU MOUVEMENT			
Rectiligne:	en :	Circulaire :	en :
continu.....	<ul style="list-style-type: none"> Rectiligne continu, Rectiligne alternatif. Circulaire continu. Circulaire alternatif. 	continu...	<ul style="list-style-type: none"> Circulaire continu. Circulaire alternatif.
alternatif...	<ul style="list-style-type: none"> Rectiligne alternatif, Circulaire continu. Circulaire alternatif. 	alternatif..	Circulaire alternatif.

En ajoutant les mouvements curvilignes (suivant une courbe quelconque) on portait à vingt et un le nombre des mécanismes fondamentaux.

On a abandonné cette classification ressemblant à une nomenclature, pour plusieurs raisons parmi lesquelles :

1° La distinction entre le mouvement rectiligne et le mouvement circulaire repose sur une logique

un peu faible, puisque c'est avec les mêmes systèmes que l'un et l'autre sont produits.

2^o La distinction à établir entre le mouvement continu et le mouvement alternatif est aussi dénuée de logique : le mouvement d'un élévateur qui monte et redescend est un mouvement continu, tandis que, dans une machine verticale, le mouvement du piston qui monte et descend est un mouvement alternatif.

3^o Parmi les 21 mécanismes fondamentaux, il en est qui ne fournissent pas d'applications.

En 1841, Robert Willis, de Cambridge, fit connaître une seconde classification généralement adoptée aujourd'hui et ainsi comprise :

Les mécanismes sont d'abord divisés en deux grandes classes :

1^{re} classe { Mouvements qui, théoriquement, peuvent continuer indéfiniment dans le même sens : engrenages, poulies, etc.

2^e classe { Mouvements dont l'étendue est limitée, c'est-à-dire tels que le sens de la vitesse, dans une pièce au moins, change périodiquement : Pistons, plateaux de raboteuses, etc.

Chacune de ces classes se divise en deux genres :

1^{er} genre : le rapport des vitesses est constant.

2^e genre : le rapport des vitesses est variable.

Enfin, dans chaque genre, on distingue trois groupes :

1^{er} groupe : organes en contact immédiat (engrenages).

2^e groupe : organes liés par un intermédiaire rigide (bielles).

3^e groupe : organes liés par un intermédiaire souple (courroies).

1 ^{re} CLASSE Mouvements pouvant théorique- ment continuer indéfiniment dans le même sens.	$\left\{ \begin{array}{l} \text{1er genre} \\ \text{Rapport des} \\ \text{vitesses constant} \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} \text{1er groupe : contact immédiat.} \\ \text{2e groupe : lien rigide.} \\ \text{3e groupe : lien souple.} \end{array} \right.$
		$\left\{ \begin{array}{l} \text{2e genre} \\ \text{Rapport des} \\ \text{vitesses variable.} \end{array} \right.$
2 ^e CLASSE Mouvements dont l'étendue est limitée, tels que le sens de la vitesse dans une pièce change périodiquement.	$\left\{ \begin{array}{l} \text{Genre unique} \\ \text{Rapport des} \\ \text{vitesses constant} \\ \text{ou variable.} \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} \text{1er groupe : contact immédiat.} \\ \text{2e groupe : lien rigide.} \\ \text{3e groupe : lien souple.} \end{array} \right.$

Le tableau ci-dessus résume cette classification.

Dans une étude méthodique et complète, il faudrait procéder en suivant la marche de ce tableau, mais dans notre traité élémentaire, nous sacrifierons l'ordre naturel à la clarté, le lecteur trouvera facilement à quelle classe, genre et groupe, appartient le mécanisme dont il sera question.

En dehors des neuf groupes de mécanismes du tableau, il existe une quantité d'appareils accessoires spéciaux classés à part.

Tels sont : Les guides du mouvement.

Les embrayages.

Les freins.

Les régulateurs.

Les indicateurs, etc.

L'étude de ces appareils se rapporte plutôt à la technologie qu'à la cinématique.

Nous parlerons néanmoins des embrayages et des freins.

CHAPITRE II

TRANSMISSION D'UN MOUVEMENT PAR FRICTION.

Le mouvement à transmettre est généralement un mouvement circulaire continu.

On peut transmettre le mouvement circulaire continu d'un solide à un autre solide, de forme appropriée, en les pressant l'un contre l'autre; le solide possédant le mouvement le communique à l'autre, c'est l'entraînement par *friction*, basé sur *l'adhérence*.

§ 1^{er}. ARBRES PARALLÈLES

Appareil d'appel ou d'entraînement. Soient (fig. 32) deux cylindres A et B, ayant une génératrice commune. Le cylindre inférieur B est animé d'un mouvement circulaire continu dans le sens de la flèche. Il tourne dans une douille solidaire du bâti. Le cylindre supérieur A tourne dans un coussinet, libre verticalement dans sa cage et il est pressé contre le cylindre B par

un ressort réglable au moyen d'une vis à volant prise dans le chapeau du bâti.

Le rouleau B communique son mouvement au rouleau A et leur vitesse circonférentielle est la même.

Leurs vitesses angulaires, par conséquent leurs nombres de tours, sont inversement proportionnels à leurs diamètres.

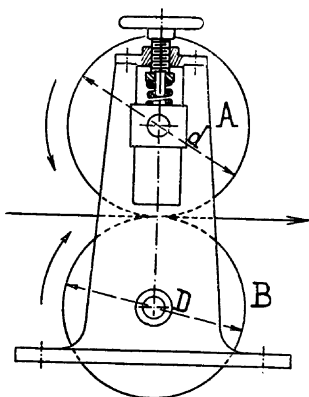


Fig. 32.

Appelons D le diamètre du grand cylindre.

d le diamètre du petit cylindre.

N le nombre de tours du grand cylindre par minute.

n le nombre de tours du petit cylindre par minute.

Nous avons :

$$\frac{D}{d} = \frac{n}{N} \text{ ou}$$

$$DN = dn \text{ ou}$$

$$n = \frac{DN}{d} \text{ ou } n = N \left(\frac{D}{d} \right)$$

C'est-à-dire que : *étant donné les deux diamètres et le nombre de tours du cylindre entraîneur, pour avoir le nombre de tours du cylindre conduit il faut diviser le diamètre du premier par le diamètre du second et multiplier le résultat par le nombre de tours du premier.*

C'est généralement sous cette forme que se présente le problème, et ce que nous venons d'énoncer s'applique à toutes les frictions.

On se sert de l'appareil de la fig. 32 pour appeler, dans les machines à façonner le papier ou le carton, la nappe enroulée en bobine en avant de la machine et l'amener aux appareils opérateurs. On donne le même diamètre aux deux cylindres.

Dans certaines machines à faire les boîtes « cartonnages » en continu, un appareil est placé avant les opérations, c'est l'appareil d'entraînement, et un autre après les opérations, c'est l'appareil d'appel ; celui-ci tire la bande continue de sous les emporte-pièces, les surfaces à contours découpés tombent et les déchets, se tenant encore, passent dans l'appareil d'appel et sont rejetés par ce fait.

La vitesse du cylindre entraîné n'est pas rigoureusement proportionnelle à celle du cylindre entraîneur, il y a toujours de petits glissements variables avec la pression et le poli des cylindres. Pour avoir une vitesse exacte, on entraîne le cylindre commandé par une paire d'engrenages calés sur les extrémités des axes et ayant mêmes diamètres que les cylindres qui les portent. Les cylindres, dans ce cas, ne sont plus à proprement parler des cylindres de friction mais des *presseurs*.

Lisses. — Un exemple très fréquent des cylindres de friction est fourni par les « lisses, » « calandres » et « laminoirs » employés en papeterie pour écraser le grain du papier et donner à celui-ci un aspect fin et brillant.

Le papier passe entre de gros cylindres (fig. 33)

en fonte dure, alternant avec d'autres en papier comprimé, le cylindre inférieur seul est commandé. Celui du haut reçoit une pression de plusieurs milliers de kilogrammes sur chacun de ses deux tourillons au moyen d'un dispositif semblable à celui de la fig. 32 mais de dimensions appropriées à l'effort à faire. Dans la figure 33, le

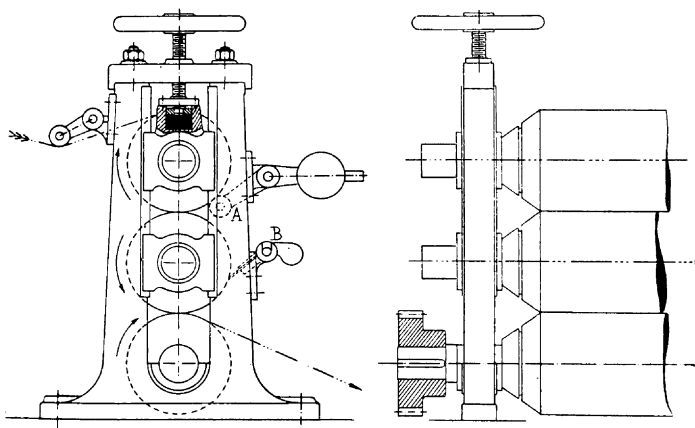


Fig. 33.

ressort est remplacé par un tampon épais en caoutchouc servant d'intermédiaire souple entre la vis donnant la pression et le tourillon.

En passant entre les cylindres, le papier est laminé, frotté, satiné par les glissements de ceux-ci les uns sur les autres; en sortant du dernier il est attiré par un « appareil d'entraînement » qui le conduit à la coupeuse.

L'appareil A est un rouleau presseur à contre- poids, destiné à aider à l'embarquement du pa-

pier entre les deux cylindres supérieurs; il en existe à chaque entrée de papier entre deux presses.

L'appareil B est une raclette en couteau, ou « docteur », qui appuie sa lame sur les cylindres et décolle les parcelles attenantes; il en existe un sur chaque cylindre.

Certaines calandres ont jusqu'à quatorze rouleaux dont plusieurs sont chauffés.

Ces machines à friction servent aussi à l'apprêt des étoffes, à leur satinage, à leur moirage, etc.

Revenons à la fig. 32, on peut observer que le rouleau B imprime au rouleau A une vitesse dont la direction est de sens opposé à la sienne propre, mais que tous les deux entraînent le papier dans la même direction.

Friction intérieure. Pour que les mouvements des deux rouleaux soient de même sens, il faudrait que l'un des cylindres se trouvât à l'intérieur de l'autre, celui-ci creux par conséquent

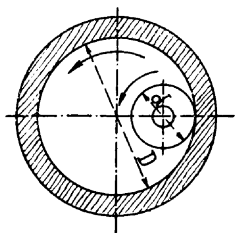


Fig. 31.

et de diamètre plus grand (fig. 34). Il faut que le cylindre creux soit guidé par l'extérieur. Les vitesses angulaires sont inversement proportionnelles aux diamètres respec-

tifs, comme dans le cas précédent. Nous croyons très rares les applications de ce système.

Engrenage à coin de Minotto. — Un système de friction très répandu est celui des roues à coins de Minotto.

L'une des roues porte une gorge à sa jante et l'autre est un plateau à section en coin qui s'engage dans la gorge de la première.

Pour obliger la section en coin du plateau à pénétrer avec serrage dans la gorge de la poulie correspondante, l'axe du plateau doit pouvoir se rapprocher de l'autre et ce dernier doit être maintenu pressé contre la roue à gorge; on emploie à cet effet des ressorts tirant sur les axes comme l'indique schématiquement la figure 35.

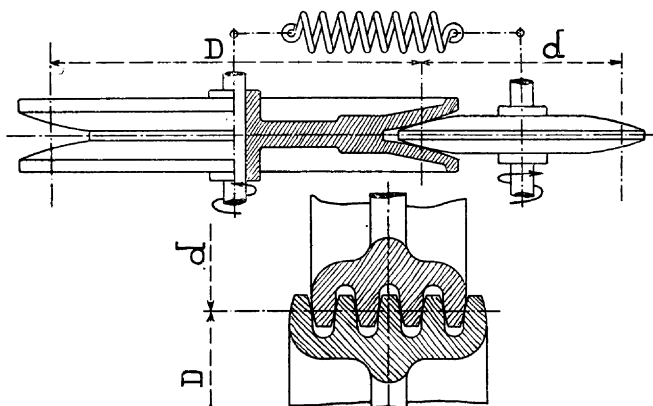


Fig. 35.

Si les faces latérales du coin et de la gorge étaient en contact sur toute leur largeur, les points de contact se trouvant à des distances différentes des axes ne tourneraient pas à des vitesses correspondantes sur le plateau et sur la roue. Un

seul point du plateau entraînerait un seul point de la roue et, sur tous les autres, il y aurait un glissement préjudiciable. Pour éviter cet inconvénient, on fait les faces du coin et de la gorge bombées de façon qu'il n'y ait qu'un seul point en contact sur chacune des deux faces; pour augmenter l'adhérence, on multiplie les gorges comme l'indique le second dessin de la figure 35.

Les diamètres primitifs servant de base aux calculs des vitesses (comme pour les cylindres de la fig. 32) sont ceux dont les circonférences passent par les contacts.

Généralement, c'est le plateau à coin qui a le plus petit diamètre et qui commande la roue à gorge.

Cette dernière se fait en fonte et le plateau soit en fonte, en bois dur, gaïac, etc... soit en cuir vert, papier ou coton comprimé et aggloméré par une matière résineuse.

Ces mécanismes font partie du premier groupe du premier genre de la première classe.

Applications. — Le plateau étant généralement le plus petit et le commandeur, ces dispositifs sont donc le plus souvent des *réducteurs de vitesse*.

C'est ainsi que les emploie la maison Decauville aîné, pour réduire la vitesse de ses petits moteurs électriques. fig. 36 .

Ce réducteur de vitesse se compose d'un socle en fonte d'une seule pièce avec deux paliers. Dans ces paliers tourne l'arbre du réducteur, sur lequel se trouve réservée d'un côté une longueur disponible avec cannelure pour le clavetage de la

poulie ou de l'engrenage de commande. L'autre extrémité de l'arbre porte une roue à gorge du genre de celle de la fig. 35, clavetée sur une portée conique.

L'arbre du moteur porte le petit plateau s'engageant dans la roue du réducteur.

Le moteur est articulé sur deux tourillons fixés au bâti. La pression du plateau sur la roue est obtenue par un ressort réglable fixé d'une part

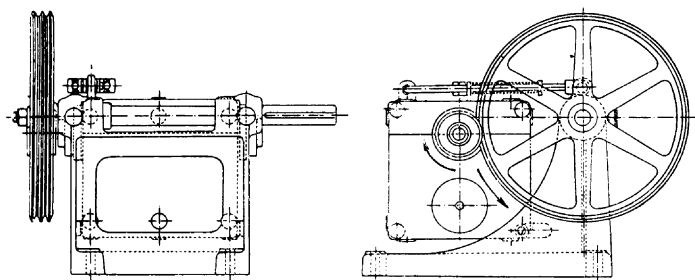


Fig. 36.

au bâti, d'autre part au moteur. On voit facilement les avantages retirés de l'application de ce dispositif: fonctionnement silencieux, liaison sans brutalité entre le moteur et la machine actionnée.

La pression nécessaire pour assurer un bon rendement n'est pas sensiblement supérieure à la tension à donner à la « courroie sur poulies » travaillant dans des conditions analogues.

Ce dispositif s'emploie pour des moteurs de 1/10 de cheval tournant à 1900 tours avec vitesse réduite à 380 tours, et pour des moteurs jusqu'à

16 chevaux tournant à 1.000 tours avec vitesse réduite à 210 tours.

Le même système s'emploie en mettant le plateau à l'intérieur de la roue (fig. 37). La réduction

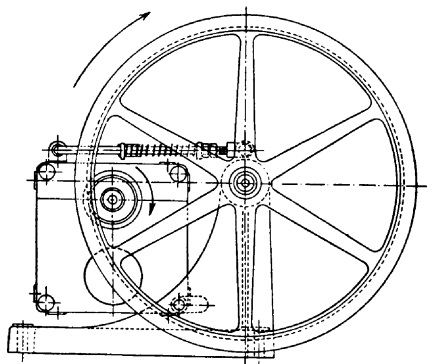


Fig. 37.

de vitesse est un peu plus grande : on descend à 275 tours pour le premier exemple et à 150 tours pour le second.

La pression s'exerce dans le sens opposé

à celui de la fig. 36.

La direction du mouvement du réducteur est aussi inversée.

Enfin, en combinant les deux systèmes ci-dessus, roue interne et roue externe on peut obtenir les deux réductions différentes en engageant au moyen du levier L (fig. 38) le plateau dans l'une ou l'autre roue.

C'est ainsi que pour le moteur de $\frac{1}{10}$ de cheval tournant à 1900 tours on obtient 380 tours ou 275 tours. Pour le moteur de 16 chevaux tournant à 1.000 tours, on obtient 210 tours ou 150 tours.

Les deux vitesses sont de sens opposés.

On peut remarquer que ces appareils peuvent fonctionner dans toutes les positions.

L'application de ces réducteurs s'étend à la commande directe ou non de machines - outils, machines à imprimer, scies alternatives, treuils, etc...

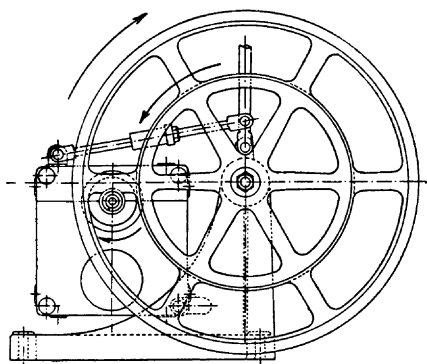


Fig. 38.

Dans tous les exemples précédents, le rapport de la vitesse est constant.

Disques de Sellers. — Dans certaines machines automatiques à grand débit, les décolleteuses par exemple, on se sert de plateaux de friction pour communiquer le mouvement circulaire continu d'un arbre A à un autre arbre parallèle B (fig. 39.)

Mais le second arbre commande le régime de diverses opérations qui s'effectuent à des vitesses différentes, il lui faut donc une vitesse très variable, communiquée cependant par le premier, tournant à une vitesse uniforme.

Soit l'arbre A sur lequel est calée la poulie de commande; un plateau lenticulaire en fonte est solidaire de cet arbre.

Sur l'arbre B, qui doit être à vitesse variable, et

dans le même plan que le premier est calé un plateau semblable.

Pressés contre les plateaux des arbres A et B par des ressorts réglables au moyen d'écrous, sont deux autres plateaux lenticulaires C, D, montés fous sur un axe. Cet axe est fixé dans la tête à fourche d'un levier, qui peut déplacer plus ou

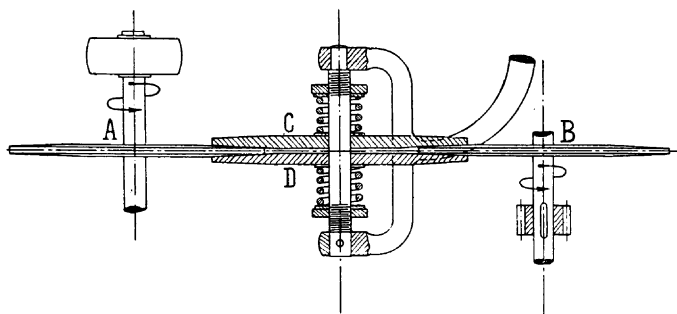


Fig. 39.

moins les 2 plateaux C et D sur les plateaux A et B dans la direction de l'un ou de l'autre.

On fait donc varier la distance des contacts aux centres et par suite les nombres de tours des plateaux fous d'abord, puis du plateau B commandé par ceux-ci, sans que la vitesse du plateau A ait varié. Les différentes positions des plateaux mobiles correspondent aux différentes vitesses des différentes opérations. C'est une came qui actionne le levier, l'amène dans chacune de ses positions successives et l'y maintient pendant la durée de l'opération correspondante. Le sens de rotation des deux arbres est le même.

Plateaux à doubles galets. — Un dispositif ayant le même but est celui de la figure 40. On

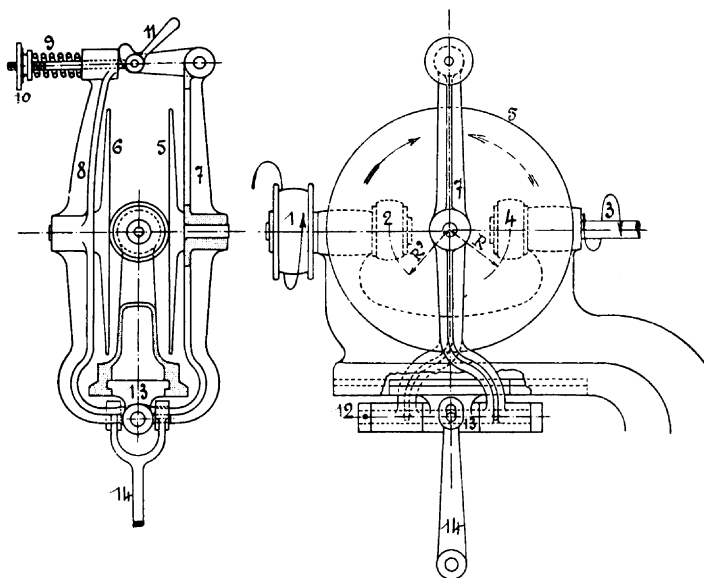


Fig. 40.

l'emploie dans des machines du même genre quand les deux arbres, au lieu d'être parallèles, sont dans le prolongement l'un de l'autre.

La poulie 1 reçoit la commande et transmet le mouvement au galet 2. L'arbre commandé 3 porte un galet 4 de même diamètre que le galet 2. Deux plateaux 5 et 6, montés fous dans des supports 7 et 8, sont pressés contre les galets par le ressort 9. La pression est réglable au moyen de l'écrou 10 ; elle peut être enlevée complètement par la came à poignée 11, on arrête ainsi le

mouvement. Les deux supports 7 et 8 sont articulés sur un même axe 12 solidaire du chariot 13, mobile parallèlement aux axes des arbres dans la glissière venue avec le bâti. Un levier à fourche 14 fait mouvoir dans l'un ou l'autre sens le chariot guide des porte-plateaux 5 et 6 qui, à leur tour, entraînent le galet 4. et par conséquent l'arbre 3.

Quand le centre des plateaux est à égale distance de leurs points de contacts avec les galets 2 et 4, le galet 4 tourne à la vitesse du galet 2. Mais si, au moyen du levier 14, on fait glisser le chariot 13 entraînant les plateaux de façon que leur centre se rapproche du galet 2, la vitesse de l'arbre 3 s'accroît dans le rapport. $\frac{R}{R'}$ La vitesse de l'arbre 3 diminuera dans le même rapport quand les plateaux s'avanceront vers le galet 4.

Le dispositif de Sellers et celui de la fig. 40 peuvent s'employer comme changement de vitesse dans les retours rapides des machines où une fraction seulement des espaces parcourus par l'outil est utilisée. Nous n'avons jamais vu de machine française portant une application de ces mécanismes ; les Américains, au contraire, les emploient fréquemment.

§ 2. ARBRES PERPENDICULAIRES.

On peut employer une friction quand les arbres sont perpendiculaires entre eux.

Prenons (fig 41), un arbre horizontal 1, en-

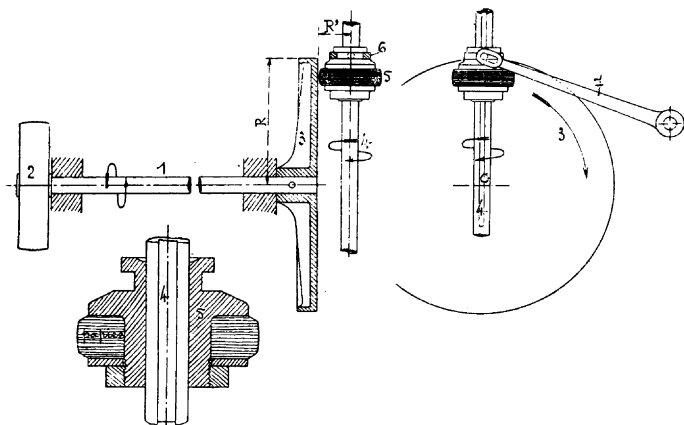


Fig. 41.

traîné par un organe recevant le mouvement, soit la poulie 2. En bout de cet arbre, on cale un plateau en fonte 3. L'arbre vertical 4 porte un galet claveté 5 qui s'applique fortement sur le plateau. Le galet est entraîné par le plateau et il entraîne, à son tour, l'arbre vertical.

Pour augmenter l'adhérence, on fait le galet en cuir vert ou en papier résineux, comprimé à la presse hydraulique, et monté comme l'indique la figure.

Ce dispositif a un inconvénient : quand le galet

est en contact avec le plateau sur toute sa largeur, le point de contact le plus rapproché du centre du plateau tourne à une vitesse moins grande que le point le plus éloigné du centre. Or, ces deux points appartiennent au même solide invariable; il y a donc composition d'une vitesse moyenne: celle du point situé au milieu de la génératrice du galet, et tous les autres points subissent des glissements préjudiciables au bon fonctionnement.

Mouvement progressif. — Néanmoins, ce dispositif trouve des applications sérieuses en ce sens qu'il permet un démarrage progressif très recommandable pour arriver à de grandes vitesses ou à mouvoir de grosses masses sans brutalité ni chocs au départ. En effet, supposons l'arbre 4 cannelé sur toute sa partie correspondante au diamètre du plateau: au moyen du levier à fourche 7 et du collier 6, on peut amener le galet, en le déplaçant sur l'arbre vertical, très près du centre O du plateau. Si on embraye à ce moment la poulie 2, la vitesse de l'arbre 4 sera très petite. D'autre part, l'excès de l'inertie de la masse à mouvoir sur l'effort transmis se traduit par un glissement du galet sur le plateau. il n'y a donc pas de chocs et, graduellement, l'arbre vertical se met en marche. On accentue sa vitesse en éloignant, au moyen du levier 7, le galet du centre du plateau.

A n'importe quel moment, la vitesse de l'arbre 4 est égale à la vitesse de l'arbre 1 multipliée par le rapport $\frac{R}{R'}$.

Ce mouvement progressif se place souvent sur les machines employées en blanchisserie.

Presses à friction. — Une large application de ce dispositif est également faite dans les presses à friction servant à fabriquer les têtes de rivets, les petites pièces de forge, ou encore les tuiles mécaniques, etc.

Ces presses ont toujours (figure 42), un arbre

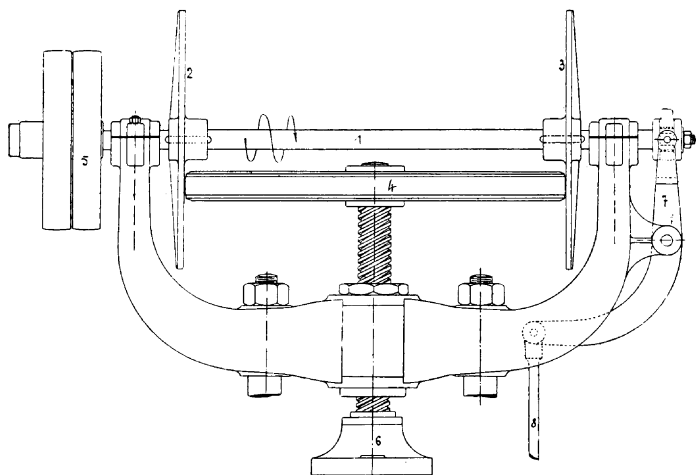


Fig. 42.

horizontal 1, recevant le mouvement des poulies 5 et sur lequel sont calés les deux plateaux de friction 2 et 3.

Le galet 4 est d'un très grand diamètre : c'est une poulie-volant à jante épaisse garnie d'un cuir, et calée sur une vis verticale à plusieurs filets; cette vis porte à sa partie inférieure, après

son passage dans un écrou fixe, un plateau 6 portant l'outil, et guidé sur les colonnes supportant tout le mécanisme.

La distance entre les plateaux est un peu supérieure au diamètre du volant, l'arbre 1 est libre dans ses coussinets de façon qu'avec un collier et le levier à fourche 7, manœuvré par la bielle 8, on puisse presser l'un ou l'autre des plateaux sur le volant.

Nous remarquons que, l'arbre 1 tournant toujours dans le même sens, selon que le contact se fait sur le plateau 2 ou le plateau 3, la rotation s'effectue à droite ou à gauche.

Au moment où la figure représente l'appareil, la bielle 8 va remonter, le levier 7 va décoller le plateau 3 de sur le volant 4 et appliquer sur ce dernier le plateau 2. Celui-ci entraînera le volant 4 qui, en tournant et grâce à la vis prise dans son écrou, effectuera un mouvement de descente. Ce mouvement sera lent d'abord, le contact se trouvant près du centre du plateau, puis s'accroîtra de plus en plus à mesure que le contact descendra vers la circonférence. La vitesse sera à son maximum en bas de la descente, c'est-à-dire au moment du travail. Ce travail effectué, la bielle 8 s'abaissera, le levier 7 décollera le plateau 2 du volant et y appliquera le plateau 3.

Celui-ci entraînera le volant 4 dans un second mouvement de sens contraire au premier, c'est-à-dire avec une vitesse décroissante jusqu'à la position indiquée par le croquis. L'opération recommencera autant de fois qu'il y aura de pièces à fabriquer, tuiles ou rivets.

Le plateau 2 abandonnera le volant 4 un peu avant l'instant du choc et l'effort absorbera donc simplement l'inertie de la masse descendante.

Cônes de friction. — Pour remédier à l'inconvénient que nous signalions au commencement de ce paragraphe, savoir : que dans un galet cylindrique, tous les points de la génératrice ne sont pas entraînés à la même vitesse, on fait le galet et le plateau suivant deux cônes ayant mêmesommet et une génératrice commune (fig. 43).

En effet, les triangles semblables ayant O pour sommet commun permettent d'écrire,

$$\frac{D}{D'} = \frac{d}{d'} \text{ ou } \frac{D}{d} = \frac{D'}{d'}$$

Le rapport entre les diamètres correspondants au même point de contact sur les deux cônes est constant, donc tous les points de la génératrice du plateau entraînent le galet sans glissement.

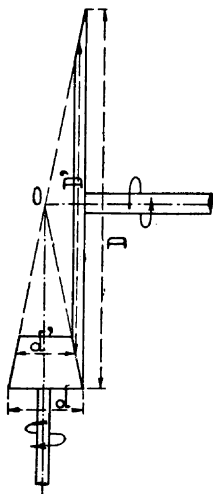


Fig. 43.

Applications. — L'application la plus large donnée aux cônes de friction se trouve dans les machines dites « essoreuses ». Ces machines sont employées en blanchisserie pour rejeter l'eau du linge lavé, dans la fabrication des sucres, des beurres, etc... pour séparer les liquides de différentes densités.

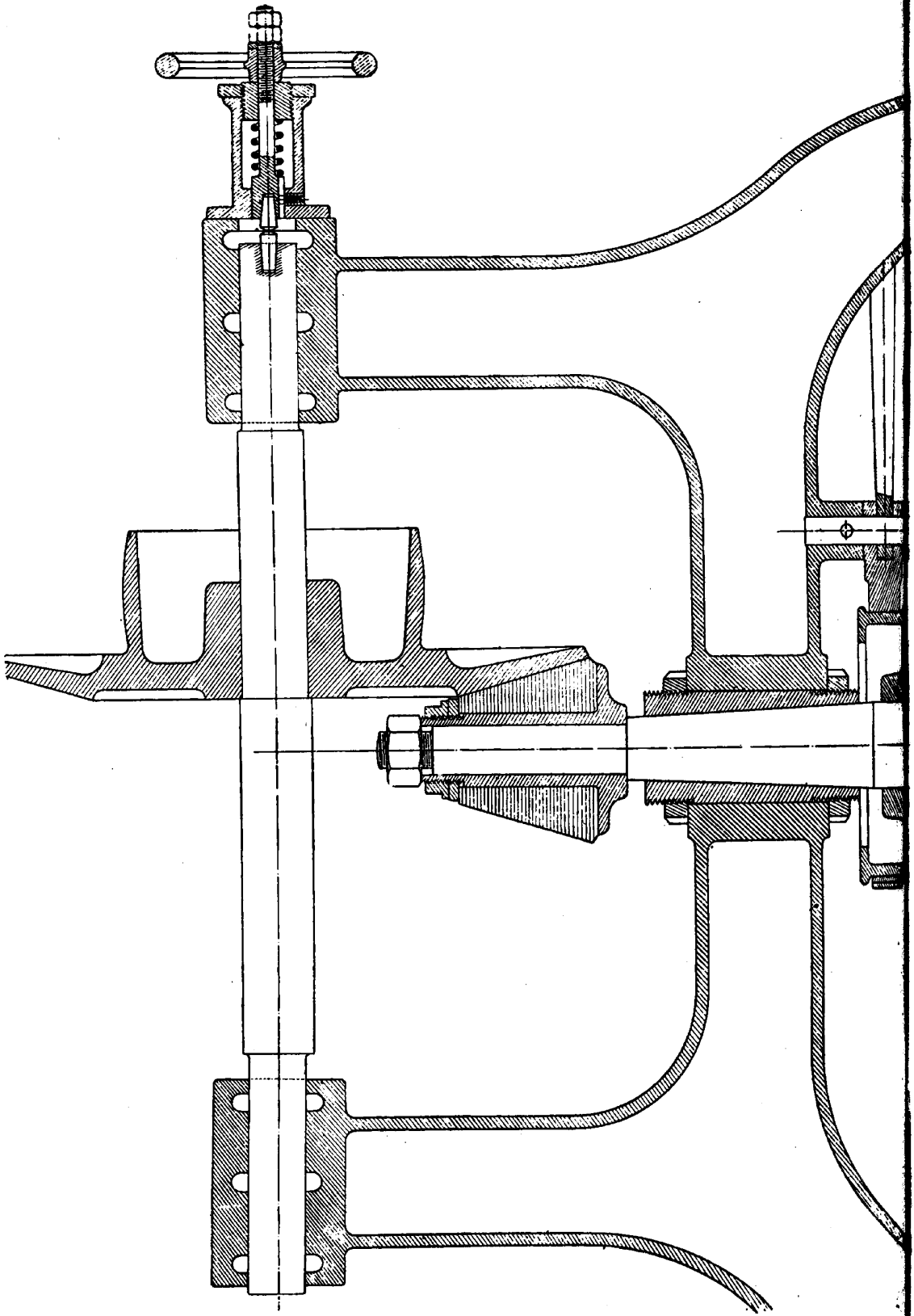


Fig. 44.

Elles se composent d'un panier, monté sur un arbre vertical et tournant à une très grande vitesse (jusqu'à 2000 mètres par minute à la circonférence) à l'intérieur d'une cuve. On actionne cet arbre vertical par une friction conique (fig: 44).

Un grand cône portant une poulie est calé sur un arbre horizontal monté dans deux paliers tenus au-dessus de la cuve par une arcade. L'arbre du panier, vertical, porte le galet en papier résineux comprimé.

La pression du plateau sur le galet est donnée

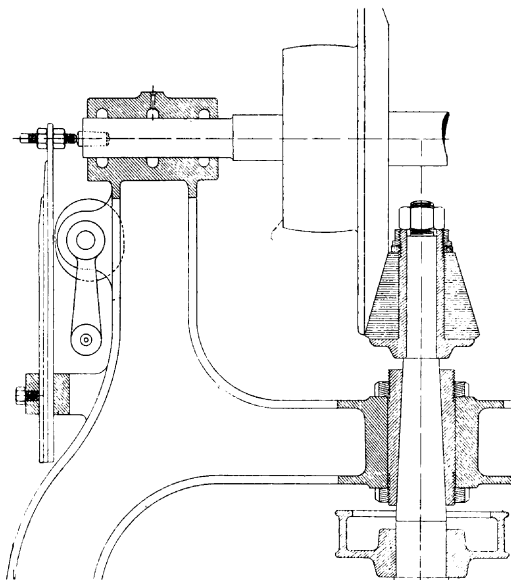


Fig. 45.

par un ressort réglable au moyen d'un système d'écrou et de vis à volant, qui permet d'augmenter

cette pression peu à peu, au démarrage, et d'arriver graduellement à la grande vitesse nécessaire. On peut aussi enlever cette pression totalement et supprimer ainsi le mouvement de l'arbre vertical.

La figure 45 représente un autre mode de pression, plus simple, mais moins progressif, obtenu avec un ressort à lames, à tension réglable par la vis à carré à double écrou. On enlève la pression au moyen d'une came excentrée montée sur une manivelle et fixée sur son axe pris dans deux oreilles venues avec l'arcade.

Les cônes de frictions peuvent aussi se trouver en dessous, le mode de pression seul change.

Dans ces exemples d'essoreuses, la friction sert de multiplicateur de vitesse.

Réducteur de vitesse. — On peut commander le plateau par le galet de friction et obtenir ainsi dans de bonnes conditions un réducteur de vitesse. La figure 46 montre un moteur électrique du commerce de 1/2 cheval tournant à 1800 tours et communiquant, au moyen de cônes de friction, une vitesse de 240 tours à l'arbre vertical.

Cet arbre vertical 8 repose dans un bâti 9 sur une douille à billes 12. Il porte calé à sa partie inférieure un plateau conique 7, suspendu par conséquent.

Le moteur 1, portant le galet de friction 6, est fixé sur un socle à bascule 2, oscillant autour de l'axe 3 et guidé dans une glissière 4' du socle 4.

Un support 5 empêche le galet de se trouver en porte-à-faux.

La pression réglable du galet sur le plateau est donnée par le ressort 10 et la vis à volant 11. On peut embrayer progressivement ou enlever totalement la pression.

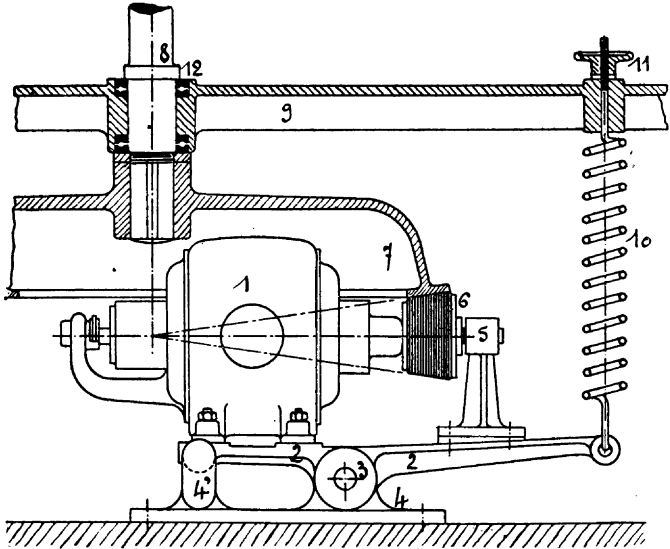


Fig. 46.

Ce système est surtout recommandable pour les petits efforts, et dans les cas où une marche silencieuse est nécessaire. Son encombrement est relativement restreint.

Nous avons fait usage de ce montage *en turbine* idans un appareil de précision où il a donné de bons résultats.

CHAPITRE III

§ 1^{er} EMBRAYAGES.

On appelle *embrayage* un dispositif reliant un organe en mouvement à un autre organe de façon que ce dernier puisse être isolé à volonté, c'est-à-dire être entraîné ou laissé immobile suivant les besoins.

Les avantages inhérents aux entraînements par friction ont fait rechercher un mode de connexion basé sur le même principe, pouvant agir progressivement et sans choc.

La figure 47 nous montre le dispositif général

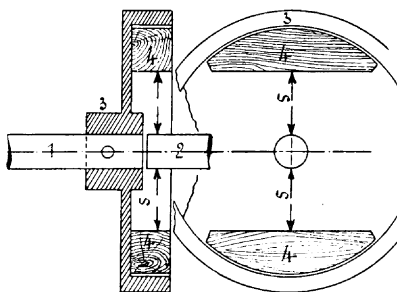


Fig. 47.

auquel reviennent tous les embrayages à friction.

L'arbre 1 étant l'arbre moteur, on fixe à son extrémité une couronne 3 en forme de cuvette.

L'arbre à conduire est solidaire de plusieurs sabots en bois ou fonte garnie de cuir 4, formant un disque situé à l'intérieur de la cuvette, et d'un dia-

mètre légèrement inférieur. Un mécanisme quelconque, représenté par les flèches 5, solidaire des sabots et de l'arbre 4, peut appliquer fortement ces sabots contre la surface périphérique interne de la cuvette.

L'arbre 2 est alors entraîné à la vitesse de l'arbre 1, l'adhérence des sabots empêchant tout glissement.

Le même mécanisme peut décoller les sabots de la couronne, l'arbre 1 garde son mouvement, mais ne le transmet plus à l'arbre 2 qui s'arrête.

Les sabots sont souvent remplacés par une bande métallique garnie de cuir. Dans tous les cas, l'entraînement se fait progressivement, sans heurt, jusqu'au blocage suffisant pour la rotation du second organe à la vitesse du premier.

Embrayage Piat. — L'embrayage Piat (fig. 48)

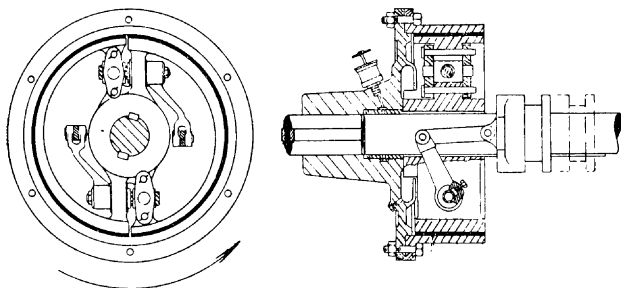


Fig. 48.

est une application du principe ci-dessus. On peut le considérer comme le type du genre, qui comprend de nombreux systèmes. Ce mécanisme

se compose d'un manchon, solidaire de l'arbre à conduire, en fonte spéciale à segments flexibles reliés au moyeu et garnis de cuir; un jeu de leviers, poussés par des vis à filets carrés, écarte ou rapproche ces segments en augmentant ou diminuant leur rayon de courbure. Leur surface extérieure pressée fortement contre la paroi d'une cuvette calée sur l'arbre moteur, détermine entre les deux pièces une adhérence qui assure l'entraînement.

Si l'embrayage est employé pour réunir deux arbres, la cuvette et le manchon à segments sont calés respectivement à leurs extrémités (comme dans la fig. 48). Dans le cas d'une poulie ou d'un engrenage à rendre solidaire ou indépendant d'un arbre donné, cette poulie ou cet engrenage porte la cuvette et se monte fou sur l'arbre en question. Le manchon à segments flexibles est alors solidaire de cet arbre.

Cet embrayage est réversible, c'est-à-dire que le mouvement peut venir soit du manchon à segments soit de la cuvette, pourvu que la rotation se produise dans le sens favorable au serrage des segments flexibles.

Le mouvement de manœuvre peut être obtenu avec un levier à fourche conduisant un manchon à gorge relié aux manivelles de poussée par deux bielles.

Embrayage de Dion et Bouton. — La maison de Dion et Bouton a appliqué dans son changement de vitesses un embrayage à friction (basé aussi sur le principe de la fig. 47) d'une façon très heureuse

Nous donnons la description de cet appareil au chapitre IV, paragraphe 4, fig. 79.

Embrayages à cônes de friction. — Les surfaces en contact devant fournir l'adhérence affectent, la plupart du temps, la forme conique.

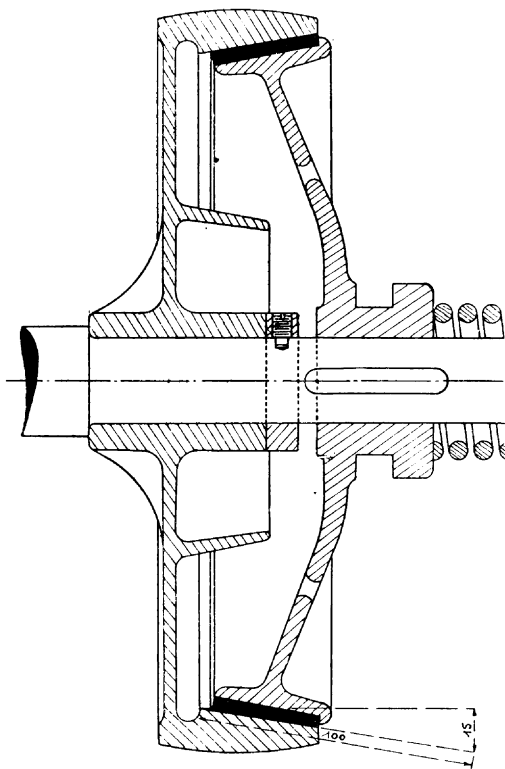


Fig. 49.

Un simple déplacement sur l'arbre fait coïncider le manchon dans la cuvette et le blocage s'ob-

tient d'une façon très rapide et très énergique.

L'usage de ces cônes de friction se répand de plus en plus, toutes les machines américaines en contiennent des applications : harnais des tours à fileter automatiques, machines pour les transformations diverses des papiers et cartons, machines à chaussures, voitures automobiles, etc.

Généralement, un ressort maintient les cônes collés pendant la marche.

La figure 49 représente un arbre portant une poulie tournant folle entre un épaulement et une bague fixée. L'intérieur de la jante de cette poulie est conique. Sa toile porte une nervure circulaire pour empêcher les projections d'huile sur les cuirs.

Un manchon à surface périphérique conique, garnie de cuir et s'adaptant exactement dans le cône de la poulie, glisse sur l'arbre qu'il peut entraîner par une clavette.

Un levier à fourche permet d'appliquer ce manchon dans la poulie ou de le décoller de celle-ci. Dans le premier cas, l'arbre tourne à la vitesse de la poulie, dans le second cas, cette dernière tourne folle sans entraîner l'arbre.

Un ressort peut maintenir le manchon dans l'une des deux positions. La figure représente le ressort maintenant le cône toujours bloqué, c'est-à-dire l'appareil toujours embrayé, mais le contraire peut avoir lieu.

Pour économiser la place et renfermer le ressort dans une boîte, ce qui vaut toujours mieux, on adopte la disposition de la figure 50. On rapporte, sous la jante, un cône de sens opposé. Le

manchon glisse toujours sur une clavette, et il est maintenu collé par trois ressorts reposant sur une

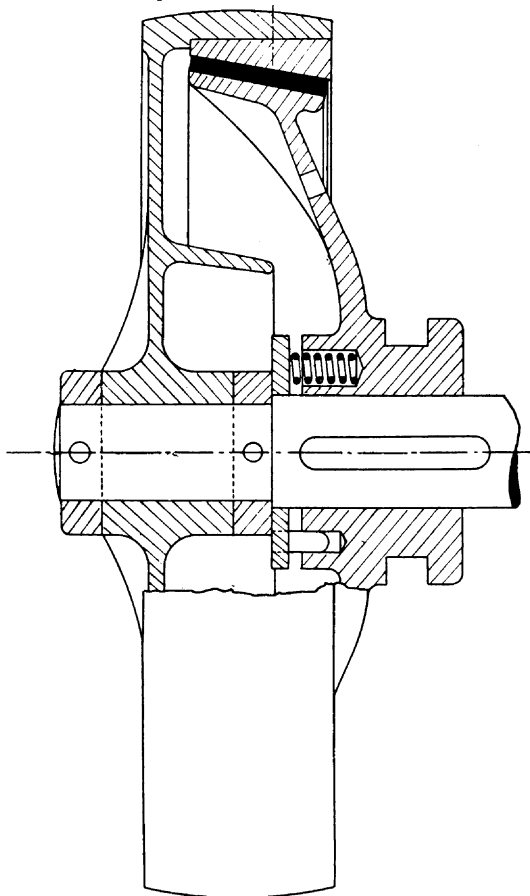


Fig. 50.

rondelle entraînée dans le mouvement du manchon par trois goujons, comme le montre la figure.

En adoptant le même dispositif, mais en conservant les cônes dans le sens de la figure 49, l'appareil serait maintenu débrayé.

En rendant solidaire d'une détente le manchon à ressort, on a un embrayage automatique arrêtant

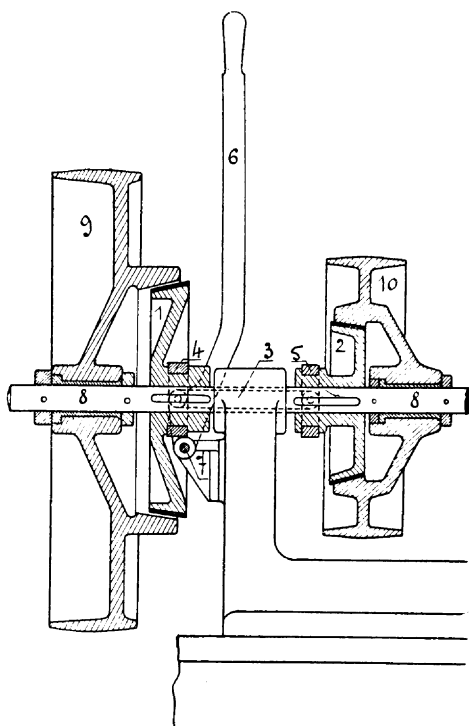


Fig. 51.

et remettant en marche une machine dans des conditions données.

Nous donnerons plus loin, chapitre VII, para-

graphe 4, fig. 195, un schéma d'installation de cet appareil, qui rend de grands services dans les machines spéciales.

Avec des cônes de friction bien établis, on peut entraîner de très fortes résistances.

Embrayage pour changement de vitesse. (fig. 51). — En liant deux manchons 1, 2, par une bielle 3, fixée aux colliers 4, 5, de ces manchons et en commandant cette bielle par un levier 6 articulé sur un point fixe 7 solidaire du bâti, on a un changement de vitesse. L'arbre 8 peut être entraîné soit à la vitesse de l'organe (poulie ou engrenage) 9, soit à la vitesse de l'organe 10. Ces organes peuvent tourner l'un dans un sens, l'autre dans l'autre et l'arbre pourra commander une vis de raboteuse, ce sera un *retour rapide*. Le levier 6 sera actionné à la main ou automatiquement suivant le travail à exécuter.

Embrayage à blocage sur manchon. — La figure 52 représente un appareil identique comme applications à celui précédemment décrit. La friction sur la jante est remplacée par un serrage des colliers B sur un manchon L calé sur l'arbre. On déplace le collier F au moyen de l'arbre intérieur; par l'intermédiaire des biellettes E et du levier à écrou D, on rapproche ou on éloigne les têtes de vis C, donnant ainsi un blocage des colliers B, progressif et énergique. Ce blocage intéresse, selon qu'on déplace le collier F dans un sens ou dans l'autre, la grande ou la petite poulie, et connexe l'arbre avec celle-ci ou celle-là.

Remarques : Il existe une foule d'embrayages divers; presque tous se rapprochent d'un des types que nous venons de voir.

Dans tous les cas, il faut éviter soigneusement

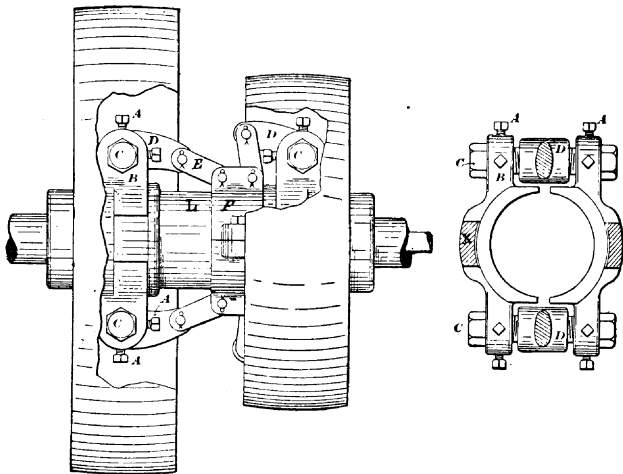


Fig. 52.

les projections d'huile ou de graisse sur les cuirs, ce qui amènerait des glissements, et il faut changer ces cuirs aussitôt que, par accident, ils sont devenus gras.

Les nervures coniques représentées sur les toiles des poulies dans les fig. 49 et 50 sont destinées à empêcher l'huile d'arriver aux cuirs.

L'organe tournant fou est le plus souvent monté sur une douille en bronze qu'il faut remplacer dès qu'elle a pris un certain jeu, ce jeu nuisant à la bonne application du cuir contre le cône

La pente à donner à la génératrice du cône est

d'environ quinze millimètres pour cent millimètres.

L'emploi des embrayages à friction évite les déplacements continuels des courroies et leur déformation par les fourchettes, c'est un avantage à ajouter à celui de leur rapidité de fonction, en dehors de la progression de l'effort au départ.

§ 2. — FREINS.

On appelle *frein* un dispositif destiné à modérer une vitesse ou à produire l'arrêt progressif d'un organe en mouvement.

On se sert généralement d'une friction produisant un frottement que l'on peut augmenter progressivement jusqu'à l'immobilité de l'organe freiné.

Les freins s'installent généralement sur une pièce animée d'un mouvement circulaire continu, une roue, un tambour, une couronne, une poulie, etc., le plus possible en un endroit où la vitesse est très grande.

Frein à sabots. — Le plus connu, est le frein à sabots (fig. 53), basé sur le principe inverse de celui de la fig. 47. Supposons une roue 3 animée d'un mouvement circulaire continu, et des sabots 4 solidaires d'un organe absolument fixe 2. Si par un mécanisme 5, on applique fortement les sabots 4 contre la couronne 3, celle-ci tend à entraîner l'organe 2. Celui-ci étant absolument fixe, il s'ensuit un frottement qui modère la vitesse de la roue 3 jusqu'à l'immobilité.

Généralement, les sabots sont à l'extérieur.

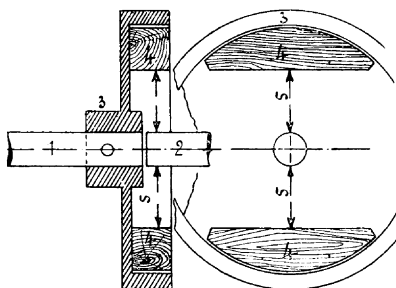


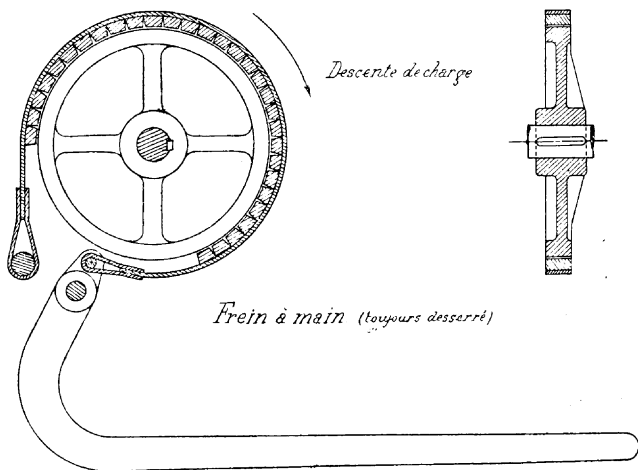
Fig. 53.

On a un exemple de ce frein sur toutes les voitures et sur les wagons en service sur les chemins de fer.

Les mécanismes sont plus ou moins compliqués et au-

tomatiques, mais le principe reste le même.

Frein à bande. — Le frein le plus usité après le frein à sabot est le frein à bande, fig. 54. Il se



Frein à main (toujours desserré)

Fig. 54

compose d'un tambour, avec ou sans joues, calé sur l'arbre placé sous l'action du frein. Une courroie de la largeur du tambour entoure celui-ci. Cette courroie est garnie de cales de bois destinées à frotter sur le tambour. Elle est attachée d'un bout à un point fixe et de l'autre à un levier articulé comme l'indique la figure. Le poids du levier tient la courroie toujours détendue, c'est-à-dire le *frein desserré*.

Supposons cet appareil installé sur une grue et commandant la descente. Pour arrêter cette descente, il faudra soulever le levier, la courroie appliquera ses cales sur le tambour, et on modèrera la descente jusqu'à l'arrêt. C'est le frein à bande et à main, il a l'inconvénient d'être dépendant du sens de marche.

Frein automoteur. — Dans le cas précédent, le frein à l'état libre étant desserré, une inattention, un abandon du levier, laisse descendre la charge à une vitesse croissante et dangereuse. On fait un frein, pour parer aux accidents que pourraient occasionner l'inattention, qui cette fois est *toujours serré* (fig. 55).

On le monte sur une roue à rochet dont les cliquets sont toujours en prise. Pour la montée ce frein n'agit pas, les cliquets n'entraînant pas le tambour.

Pour la descente on soulève le contre-poids au moyen du levier de commande.

On évite ainsi les accidents occasionnés par l'abandon du levier dans le frein précédent.

Manivelle Dubois. — Dans les crics ordinaires, la crémaillère supportant le fardeau est commandée par un train d'engrenages entraîné par une manivelle.

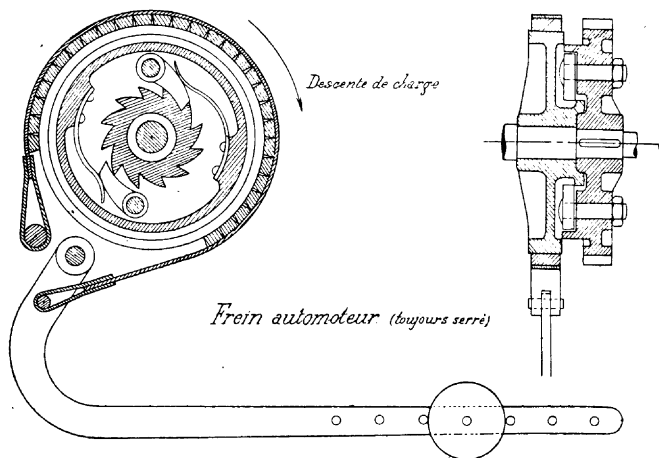


Fig. 55.

Lorsqu'il s'agit de descendre la charge, il faut soulever le cliquet de retenue et avoir bien soin de ne pas lâcher cette manivelle. Souvent, cependant, elle échappe à l'ouvrier, se met à tourner avec rapidité, et il s'ensuit de terribles accidents.

M. Dubois, ingénieur à la Compagnie des chemins de fer de l'Ouest, a créé une manivelle-frein de sécurité qu'il est utile de faire connaître. Cet appareil est établi par la Société alsacienne de constructions mécaniques.

Sur l'arbre de la manivelle (fig. 56) est fixée une douille, filetée à une de ses extrémités et portant à l'autre une surface de frottement. La

roue à rochet se monte sur cette douille, librement.

La tête de la manivelle formant écrou peut ser-

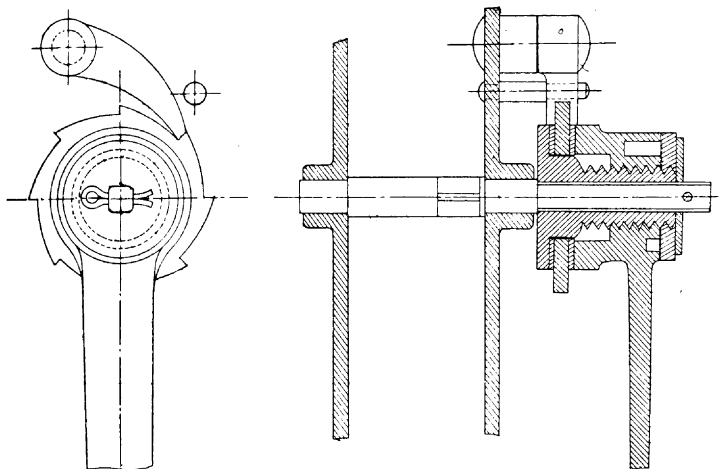


Fig. 56.

rer la roue à rochet contre la joue de la douille; des rondelles de cuir sont interposées. Une rondelle d'acier montée à l'extrémité de l'arbre tient le tout en place en laissant les quelques dixièmes de jeu nécessaires. Pour monter le fardeau, tout se passe comme dans un treuil ordinaire, la roue à rochet étant bloquée sur la douille par la manivelle dès le début.

Pour descendre, il faut tourner légèrement la manivelle en arrière pour débloquer la roue à rochet en conservant un frottement suffisant contre la joue de la douille, solidaire de la charge.

En procédant par petits coups, on est donc

maître de la descente, qu'on peut retarder ou arrêter à son gré.

Frein différentiel. — En disposant le frein à bande comme le montre la figure 57, on obtient un frein automatique.

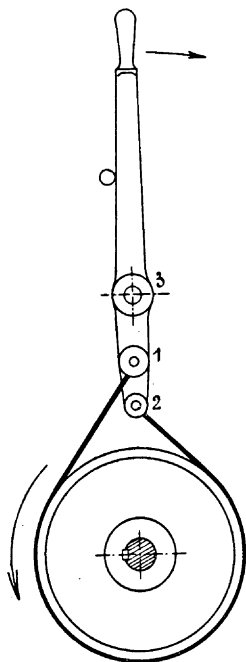


Fig. 57.

Dans la position de la figure, le frein est desserré, mais un léger mouvement dans le sens de la flèche applique la bande contre le tambour.

En effet, l'espace parcouru par l'axe 1 est moins grand que l'espace parcouru par l'axe 2 dans leur rotation autour de l'axe fixe 3, la bande s'est donc resserrée autour du tambour. Mais celui-ci entraîne la bande et accentue le mouvement du levier dans le sens de la flèche. Le frein se serre donc automatiquement de plus en plus jusqu'à l'arrêt. Ce système est très usité.

Comme le frein à bande, il est dépendant du sens de marche.

Freins à corde. — En enroulant une corde autour d'un tambour, en accrochant une de ses extrémi-

tés à un point fixe et en tirant sur l'autre, on a un frein très énergique. C'est celui appliqué à tous les treuils rudimentaires des puisatiers.

Frein Lemoine. — La figure 58 représente un

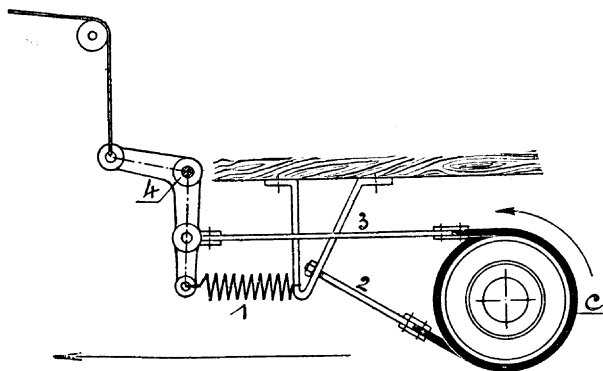


Fig. 58.

frein à corde du genre de ceux installés sur les omnibus. La flèche indique la direction de la voiture. Le ressort 1 tient le frein desserré. Les tringles 2 et 3 sont des tiges rigides.

La corde *c*, garnie de sabots en bois, s'enroule d'un tour et demi environ sur le tambour solidaire de la roue du véhicule, et dans le sens de la flèche qui est celui de la marche.

La tringle 2 fixe une extrémité de la corde à une ferrure attachée au caisson de la voiture. La tringle 3 rejoint un levier articulé sur un point fixe 4. Un système de cordons va jusqu'au cocher. Pour arrêter la voiture, celui-ci, par un mouvement du corps, tire sur le cordon très légè-

rement dans le sens de la marche. Le levier tourne autour du point 4, tire sur la tringle 3, la corde s'applique sur le tambour, d'autant plus fortement que ce tambour cherche à entraîner cette corde, attachée à la ferrure. Quand le cocher abandonne le cordon, le ressort rappelle le levier et la tringle 3 qui desserre le frein en dé-tendant la corde.

Ce frein automoteur très commode a l'inconvénient de ne pouvoir être utilisé que dans la marche en avant.

Frein à collier articulé. — Dans certains mécanismes, on a souvent besoin de modérer la vitesse d'un organe par un freinage continuél sans que le frein serve à produire l'arrêt.

Ce cas se présente dans les appareils qui travaillent sur des papiers en bobines, machines à imprimer, à découper, à gaufrer, à rebobiner, etc.

Un frein, du genre de celui représenté par la

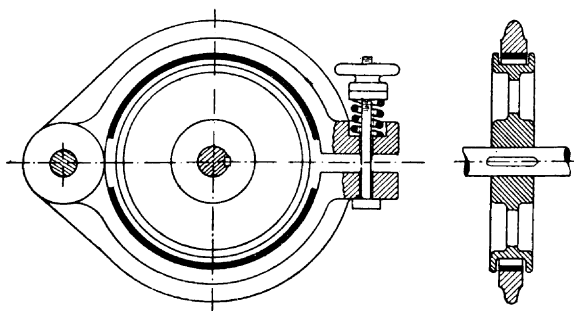


Fig. 59.

figure 59, est toujours monté sur l'axe de la bobine de façon qu'on puisse tendre le papier entre

celle-ci et l'appel (fig. 33) et présenter une nappe bien régulière aux appareils opérateurs.

Ce frein se compose d'une poulie à gorge calée sur l'arbre à freiner et de deux demis-colliers articulés sur un axe fixe. Les demis-colliers sont garnis d'un cuir.

Le serrage sur la poulie est obtenu par une vis comprimant un ressort et réglant la pression.

Ce frein a l'avantage de ne pas tirer sur l'arbre et de pouvoir servir dans les deux sens de marche. C'est un *modérateur*, à effort continu, plutôt qu'un frein proprement dit.

Frein à friction sur l'organe de commande. — Dans les machines dont nous venons de parler et plus spécialement pour les bobineuses, on em-

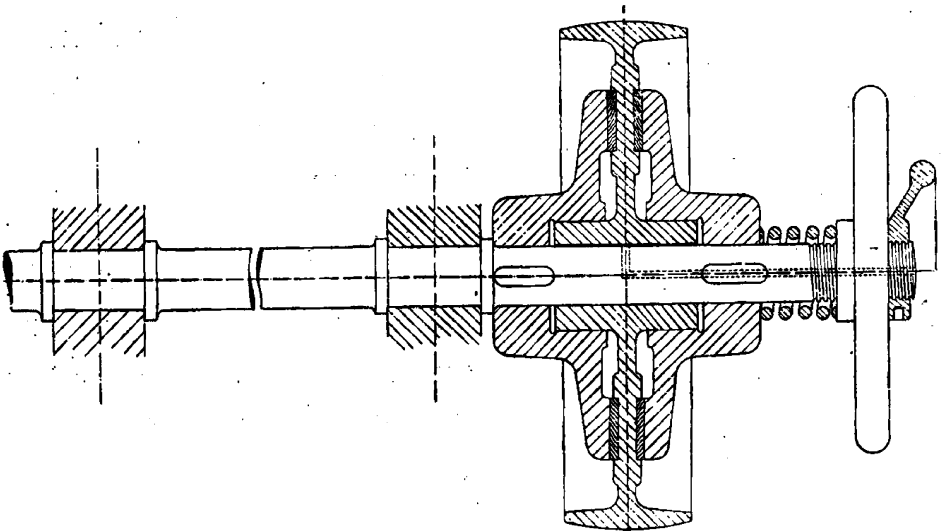


Fig. 60.

ploie aussi le dispositif de la figure 60. Deux plateaux à surfaces de frottement circulaires sont montés libres sur des clavettes fixées sur l'arbre.

Entre ces deux plateaux se trouve, folle sur le même arbre, la poulie recevant la commande. Elle est garnie de deux disques de cuir, en face des plateaux.

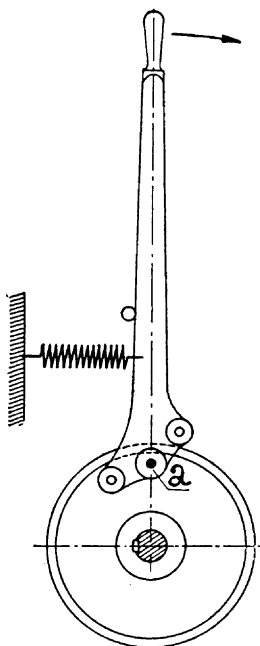


Fig. 61.

L'entraînement se fait par ces cuirs. La pression se règle par le volant, bloqué ensuite par un contre-écrou, pendant l'arrêt de la machine. Ce frein, comme le *collier articulé* est un *modérateur* à effort continu plutôt qu'un appareil d'arrêt, il a les mêmes avantages.

Frein à galet. — Un autre frein ayant les mêmes avantages, mais plutôt employé pour produire l'arrêt, est le frein à galet, fig. 61.

Sur l'arbre à freiner est calée une cuvette en acier coulé. La couronne, bien centrée, de cette cuvette tourne entre deux galets dont les axes sont montés sur un levier articulé sur un point fixe *a*. Dans la position de marche, un ressort maintient le levier contre un butoir et la couronne passe librement entre les galets. Pour freiner on tire le levier dans le sens de la flèche, les galets viennent

s'appliquer sur les circonférences intérieure et extérieure de la cuvette, il s'ensuit un frottement sur les galets et leurs axes, dépendant de l'effort exercé sur la poignée, qui modère la vitesse ou arrête le mouvement à volonté. En abandonnant la poignée, le levier revient sur son butoir et le frein n'agit plus.

Frein de sécurité automatique. — La figure 62 représente un frein de sécurité construit par MM. Rondet, Schor et C^{ie}, le plus simple et comme le type du genre. Il est basé sur le principe de la figure 53. La figure 63 donne le schéma du dispositif sur un treuil applique à deux vitesses.

Ce frein se compose essentiellement de deux sabots en bois ou métal 1 et 2, ayant la forme de deux demi-croissants et dont les surfaces extérieures peuvent se mettre en contact avec la périphérie intérieure d'une cuvette 3; le pourtour extérieur de cette cuvette porte un ruban de frein 9 (fig. 63). Ce tambour 3 tourne librement sur l'arbre 4 dont il s'agit d'empêcher ou de modérer le retour en arrière.

Sur cet arbre 4 se trouve calé, de manière à tourner avec lui, un manchon 5 portant deux dents ou cames 6 et 7, situées dans l'épaisseur du tambour 3 et dans les vides laissés par les sabots 1 et 2 entre eux.

Il est maintenant facile de comprendre que, lorsque l'arbre 4 tourne dans le sens de la flèche 10 (figures 62 et 63), les dents 6 et 7 entraînent dans leur mouvement de rotation les sabots

1 et 2 sans les écarter l'un de l'autre, et par suite sans leur donner aucune action sur le tambour 3. En effet, ce dernier étant maintenu par le ruban de frein 9 ne peut tourner.

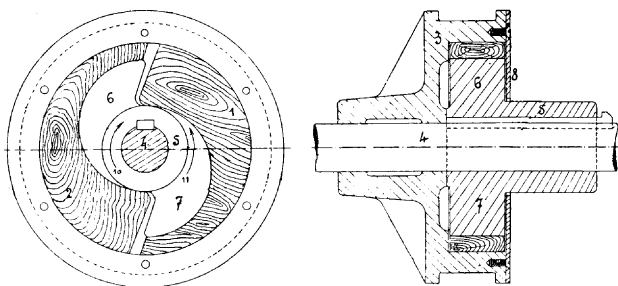


Fig. 62.

Admettons maintenant que, pour une cause quelconque, le mouvement moteur qui actionne l'arbre 4 dans le sens de la flèche 10 vienne à

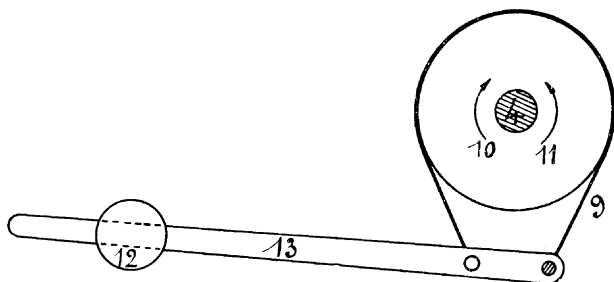


Fig. 63.

s'arrêter et que, aussitôt après, cet arbre se mette à tourner en sens inverse, c'est-à-dire dans le sens de la flèche 11.

Dans ce cas, les cames 6 et 7 viendront immé-

diatement, par leurs parties courbes, agir sur les sabots 1 et 2 pour les écarter et les faire appliquer fortement contre le tambour 3. Celui-ci étant placé sous l'influence du frein restera bloqué et, du fait du serrage des deux sabots 1 et 2, préviendra tout retour en arrière de l'arbre 4.

Pour faire descendre lentement une charge, il suffit de modérer l'action du ruban de frein 9, qui empêche d'une façon permanente le tambour 3 de tourner, comme il a été expliqué plus haut.

En soulevant légèrement le contrepoids 12 du levier 13, les sabots 1 et 2 restant toujours bloqués et sous l'influence du ruban 9, la charge arrive à la hauteur voulue et à la vitesse désirée.

Remarque. — Sur les surfaces frottantes des freins devant provoquer l'arrêt, il faut éviter l'huile.

Dans les *modérateurs* au contraire, des cuirs un peu gras sont nécessaires.

CHAPITRE IV

ENGRENAGES

§ 1. GÉNÉRALITÉS.

Principe des engrenages. — Nous avons dit que tous les entraînements par friction étaient sujets à des glissements quand l'effort à transmettre dépasse le frottement dû à l'adhérence. Depuis très longtemps, on a eu l'idée d'armer les surfaces en contact de saillies appelées *dents* de façon qu'une dent de la roue qui commande pousse une dent de la roue commandée.

Ces roues prennent alors le nom d'*engrenages* on appelle *pignon* la plus petite des deux roues.

L'engrenage est *réciproque* ou *réversible* quand l'une ou l'autre des deux roues peut indifféremment être la menante ou la menée. Les circonférences des cylindres de friction portent le nom de *circonférences primitives*. Les diamètres de ces circonférences sont les *diamètres primitifs*.

Comme chaque circonférence doit être garnie de dents, il faut laisser un *creux* entre deux dents consécutives où viendra se placer la dent de l'autre roue.

L'arc qui représente la largeur d'une dent plus la largeur d'un creux sur la circonférence primitive se nomme le *pas* de l'engrenage.

Il est indispensable, pour une transmission nor-

male, que le pas soit le même sur les deux circonférences primitives.

Quand deux roues qui se commandent ont leurs dents en même matière, elles ont des dents de même largeur, des creux de même largeur, par conséquent même pas. Supposons maintenant les dents d'une roue en fonte et les dents de l'autre roue en bois, les creux entre deux dents de fonte seront plus grands que les creux entre deux dents de bois, mais comme les dents de bois seront plus larges que les dents de fonte pour égaliser les résistances, le pas restera le même pour les deux roues.

Pour que les dents d'une roue retombent toujours dans les creux de l'autre, il faut que les circonférences contiennent un nombre entier de pas. On voit donc que le pas dépend du développement de la circonférence, et réciproquement.

Le nombre de pas, ou le *nombre de dents* est donc, pour chaque roue, proportionnel à son *diamètre primitif*. Le *profil* d'une dent sera une section faite dans la dent par un plan perpendiculaire à l'axe.

Le profil d'une dent doit être tel qu'il soit toujours tangent au profil de la dent en contact. En effet, si ces profils étaient sécants, l'un des deux tendant à pénétrer dans l'autre, la première dent userait la seconde, s'userait elle-même et les profils seraient ramenés par ce fait à la condition de tangence dont nous venons de parler.

Les dents portent le même profil des deux côtés de façon à pouvoir tourner dans un sens ou dans l'autre.

Comme dans les frictions : Les *vitesse*s angulaires et les *nombre*s de tours des deux roues sont inversement proportionnels à leurs *diamètre*s primitifs par conséquent à leurs *nombre*s de dents. Les *diamètre*s sont directement proportionnels aux *nombre*s de dents, les vitesses aux circonférences sont égales pour toutes les roues engrenant ensemble.

Exemple I. — Une roue de 60 dents engrène avec une roue de 20 dents. La première fait 20 tours pendant que la seconde en fait 60. La première fait donc trois fois moins de tours que la seconde et sa vitesse angulaire est trois fois plus petite. Le diamètre de la plus grande sera trois fois celui de la petite.

Une dent prise sur une roue parcourt, dans le même temps, le même espace qu'une autre dent prise sur l'autre roue.

Exemple II. — Une roue de 96 dents fait 120 tours, combien faut-il donner de dents à une roue devant faire 80 tours ?

En raisonnant, nous pouvons dire :

S'il me fallait 120 tours à la nouvelle roue, je lui donnerais 96 dents ;
 s'il me fallait un tour, je lui donnerais 120 fois plus de dents ou : 96×120 ;
 puisqu'il me faut 80 tours, je lui donnerais 80 fois moins de dents ou : $\frac{96 \times 120}{80}$

c'est-à-dire : 288 dents.

En effet : les nombres de dents de ces deux roues sont bien inversement proportionnels aux nombres de tours, comme il a été dit plus haut.

C'est de cette façon que le problème se présente généralement.

En d'autres termes, on voit qu'il faut multiplier le nombre de dents de la roue connue par son nombre de tours et diviser le résultat par le nombre de tours de la roue inconnue pour avoir le nombre de dents de cette dernière.

Exemple III. — Une roue de 90 dents fait 66 tours, on la fait conduire une roue de 18 dents, combien cette dernière fera-t-elle de tours?

En raisonnant, nous pouvons dire :

Une roue de 90 dents tournerait à 66 tours
 une roue de 1 dent tournerait à 66×90 tours
 et une roue de 18 dents tournera à $\frac{66 \times 90}{18} = 330$ tours.

Les nombres de tours sont encore inversement proportionnels aux nombres de dents. En d'autres termes, on voit qu'il faut multiplier le nombre de tours de la roue connue par son nombre de dents et diviser le résultat par le nombre de dents de la roue inconnue pour avoir le nombre de tours de cette dernière.

Ces calculs peuvent servir de types pour toutes les roues dentées.

§ 2. — AXES PARALLÈLES. — ENGRENAGES CYLINDRIQUES. — DU PROFIL DES DENTS.

Dénomination des différentes parties des engrenages cylindriques.

Prenons comme exemple des engrenages du commerce :

Une roue à quatre bras à nervures avec moyeu

symétrique et un pignon évidé avec moyeu dissymétrique de la maison Piat (fig. 64).

La flèche indique le sens du mouvement.

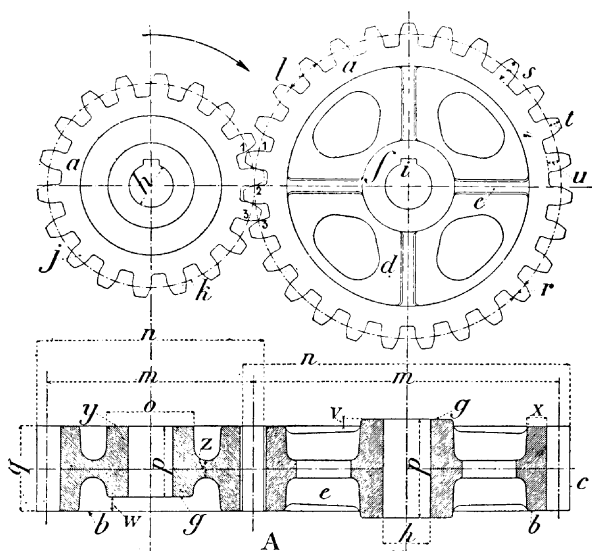


Fig. 64.

- A* : distance des centres.
- a* : couronne.
- b* : faces de la couronne.
- c* : extérieur de la couronne.
- d* : bras.
- e* : nervure.
- f* : moyeu.
- g* : faces du moyeu.
- h* : diamètre de l'alésage.
- i* : rainure.
- j* : dent.

- k : creux entre les dents.
 l : pas.
 m : diamètre primitif ou au contact.
 n : diamètre extérieur.
 o : diamètre du moyeu.
 p : longueur du moyeu.
 q : longueur des dents.
 r : épaisseur des dents.
 s : hauteur des dents.
 t : face de la dent.
 u : flanc de la dent.
 V : saillie du moyeu sur la couronne.
 W : saillie de la couronne sur le moyeu.
 X : épaisseur de la couronne.
 y : face du moyeu à fleur de la couronne.
 Z : épaisseur de la toile.
 arcs 1. 2. arcs d'approche.
 arcs 2. 3. arcs de retraite.
 arcs totaux 1. 3. arcs de conduite.

Tracés des profils des dents. — Nous avons dit précédemment : pour que deux engrenages se conduisent dans de bonnes conditions, c'est-à-dire pour que leurs circonférences primitives roulent exactement l'une sur l'autre, il faut que les profils des dents en contact soient tangents à chaque instant. Il faut aussi, à chaque instant, que la normale commune aux profils passe par le point de contact des circonférences primitives.

L'un des profils est l'enveloppe des positions successives qu'occupe l'autre profil quand la circonférence primitive du second roule sur la circonférence primitive du premier supposée fixe.

En général, deux cas se présentent dans les études d'engrenages.

1. — *Une roue existe* avec un profil donné, modifié par l'usure, il faut la faire servir telle que et créer un profil convenable pour la roue à construire. Les considérations ci-dessus nous disent que le profil à créer sera l'enveloppe des positions successives du profil existant quand la circonférence primitive de ce dernier roulera sur la circonférence primitive du profil à créer supposée fixe.

Tracé Poncelet. — Voici comment on obtient ce profil : soit la roue A existante dont on a relevé le profil (fig. 65). On trace la circonférence primitive B de la roue à construire, tangente à la circonférence primitive de la roue A. On reporte le point o, intersection du profil connu avec sa circonférence primitive, sur la circonférence B, puis à partir des points o, sur les deux circonférences, et de chaque côté, on porte un certain nombre de petites divisions égales, 1. 2. 3. 4. 5. 9. 10. 11. . 17. Alors, du point 1 sur la circonférence primitive de la roue A, on trace l'arc 1, tangent au profil connu. Sans changer l'ouverture de son compas, du point 1 sur la circonférence B, on trace un même arc 1. On opère ainsi pour chacun des points 2. 3. 4. 5. 6. 7. 8. servant de centres aux arcs de même chiffre, toujours tangents au profil de la roue, et qu'on reporte toujours sur la circonférence B de la roue à faire. On procède de même pour l'autre partie du profil A, avec les points 9. 10. 11. 17.

On limite le profil trouvé par une circonférence

extérieure et une autre intérieure à la circonférence primitive B en tenant compte du jeu et en

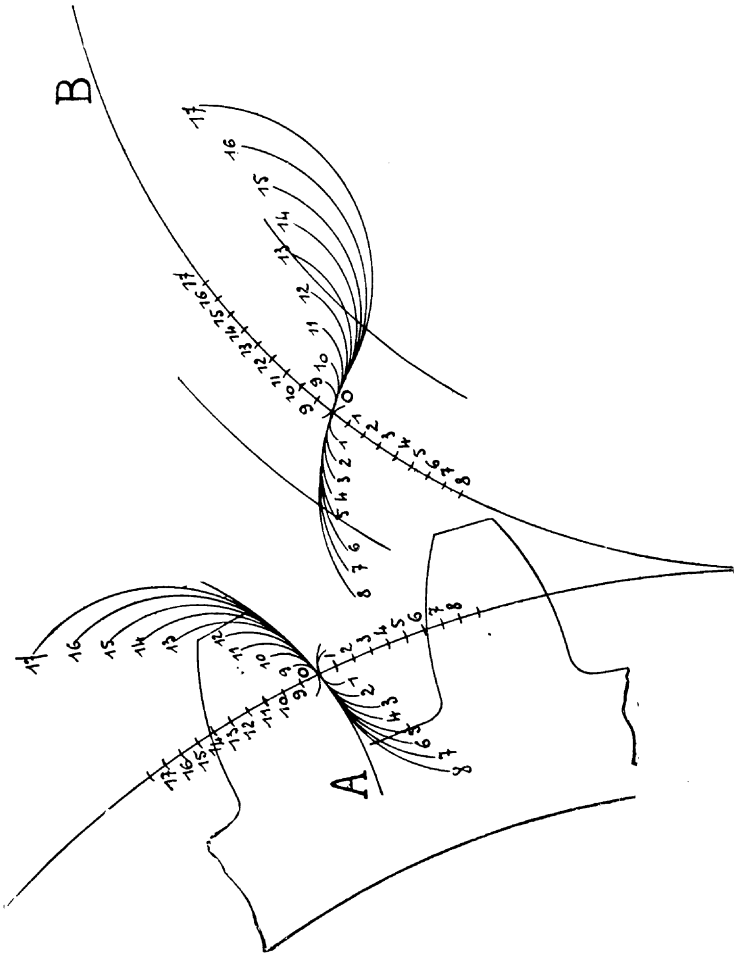


Fig. 65

donnant une hauteur de dent égale à celle de la roue A. Il ne reste plus qu'à faire un gabarit précis qui servira à tracer la roue B. Ce tracé est dû à Poncelet.

Dans la pratique, on fait souvent rouler la roue existante autour d'un plateau de mastic pris entre deux plateaux de bois, avec une distance d'axe en axe égale à la somme des deux rayons primitifs. Les dents de la roue existante s'impriment dans le mastic, façonnent celui-ci et forment des dents ayant le profil exact cherché.

Le plateau de mastic peut, dans certains cas, servir de modèle pour la fonte de la roue à construire.

II. — La plupart du temps, *on crée les roues en même temps*. Il faut donc déterminer les profils répondant aux deux conditions dont nous avons parlé au commencement de ce paragraphe.

Plusieurs sortes de tracés sont employés, les plus connus sont :

1° *Le tracé des profils en forme d'épicycloïdes*, que la pratique avait adopté pendant longtemps. Ce tracé donnait des dents qui, en engrenant, tendaient à écarter les arbres sur lesquels les roues étaient montées ce qui fatiguait beaucoup les paliers. De plus, une roue engrenant avec une deuxième ne pouvait engrener avec une troisième que si le cas avait été prévu en traçant les profils. On ne pouvait donc que créer des « séries » et ne pas en sortir dans les applications.

2° *Le tracé Poncelet*, qui donne des dents gracieuses de forme et très solides. C'est celui de

la fig. 65. On le fait encore à *flancs rectilignes* en menant des points o une tangente à une cir-

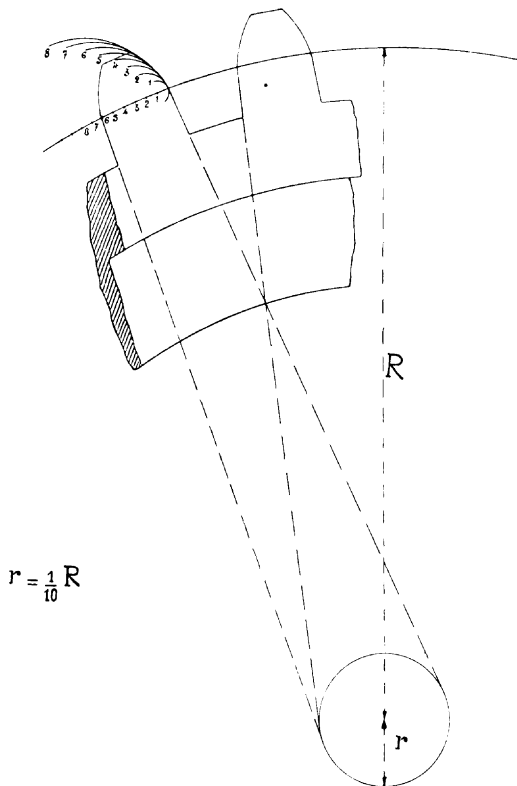


Fig. 66.

conférence égale au $\frac{1}{10}$ des circonférences primitives (fig. 66). Ce tracé est resté très employé pour des dents solides. Elles sont en effet très fortes à la racine.

Pour limiter les dents, on peut leur donner une hauteur égale à une fois et demi le demi-pas. On porte les $\frac{7}{10}$ du demi-pas au dessus de la circonférence primitive et les $\frac{8}{10}$ au dessous. Le jeu au fond des dents est donc égal au $\frac{1}{10}$ du demi-pas.

On fait la largeur de la dent égale au demi-pas moins un demi dixième de millimètre pour le jeu. On augmente ce jeu pour les engrenages devant tourner brut, ce qui n'est recommandable dans aucun cas.

3° *Les tracés Willis* par un arc de cercle ou par deux arcs de cercles.

Le premier tracé à une grande analogie avec le tracé par développantes de cercles, dont nous allons parler tout à l'heure. Le second tracé se rapproche du tracé par épicycloïdes dont nous avons parlé plus haut.

4° *Tracés par développantes de cercles.*

La courbe connue sous le nom de développante de cercle remplit les conditions nécessaires aux profils des dents pour la transmission du mouvement.

Nous croyons devoir, tout d'abord, rappeler la façon de tracer cette courbe.

Soit, fig. 67, la circonférence O, à développer, on divise cette circonférence en un certain nombre de parties égales. Par les points de division, on mène les tangentes II. III. IV. V. VI. etc. On porte sur chacune d'elles, à partir de son point de contact avec la circonférence, une longueur

égale à l'arc compris entre ce point de contact et l'origine 1. On obtient ainsi sur les tangentes les point 2. 3. 4. 5. 6. Pour tracer la courbe on décrira du point II l'arc 1. 2. du point III l'arc 2. 3. du point IV l'arc 3. 4. etc.

Voyons maintenant le tracé de l'engrenage (fig. 68). Soient O A et O' A les rayons des circonférences primitives, pour fixer les idées, nous allons supposer que

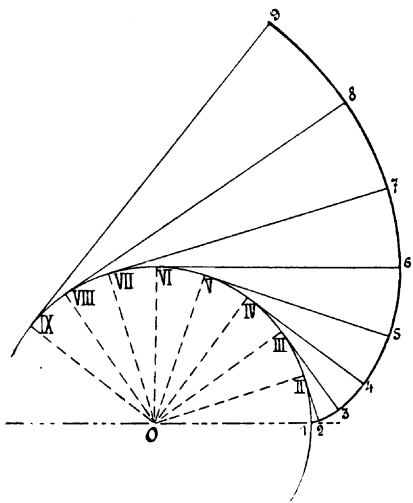


Fig. 67.

la roue O entraîne le pignon O' dans le sens de la flèche.

Sur la circonférence primitive O', portons l'arc A. 1. égal à l'arc de retraite ou: un pas environ. Traçons le rayon 1, O' et du point A menons la ligne XY, perpendiculaire à ce rayon. Cette ligne coupe le rayon au point 2.

Du centre O, traçons la droite O, 3, parallèle à O' 2 et des centre O, O' avec les rayons O, 3, O', 2 traçons les circonférences ayant la ligne XY tangente commune.

Au point 2 on trace : 1° la développante 2, B, qui donnera le profil de la roue. 2° la développante 2, C, qui donnera le profil du pignon. La circonférence ayant O, 2, pour rayon sera la limite extérieure de la dent pour la roue.

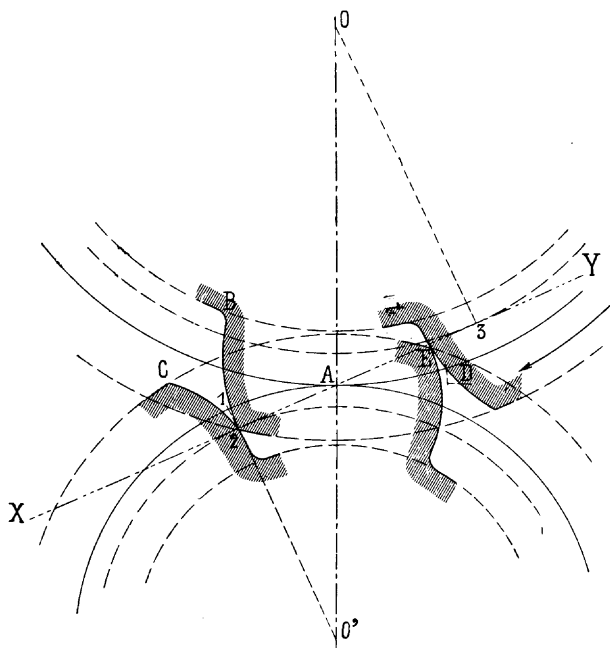


Fig. 68.

Sur la circonférence primitive O, A, portons un arc AD égal à l'arc d'approche : un pas environ. Reproduisons le profil 2, B, de la roue en le faisant passer par le point D. ce profil coupe la ligne XY au point E ; la circonférence de rayon

O'E sera la limite extérieure de la dent pour le pignon. On laissera le jeu nécessaire au fond des dents, ce jeu peut être presque nul.

On incline généralement la ligne de poussée XY de 75° sur la ligne des centres.

L'inconvénient que l'on trouve à ce tracé est de donner des dents un peu longues et pointues par rapport aux dents en épicycloïdes. Un autre inconvénient se signale dans le cas où les roues sont de très petits diamètres et le pas assez grand, le profil prend alors une forme triangulaire qui peut amener l'arc-boutement dans la conduite pendant l'approche, c'est-à-dire avant la ligne des centres.

Il ne faut jamais donner moins de 12 dents à l'une de ces roues.

Les avantages de ce tracé sont, par contre, très importants.

1° Les dents à développantes de cercles fatiguent très peu les arbres et les paliers.

2° Toutes les roues ayant le même pas engrèment entre elles, quel que soit le nombre de dents. Elles se conduisent dans de bonnes conditions malgré une légère variation dans la distance des centres.

Toutes les machines automatiques à tailler les engrenages, dont l'usage se répand de plus en plus, donnent mécaniquement aux dents des profils à développantes. Des maisons spéciales et importantes se sont outillées avec ces machines et taillent les engrenages pour tous les constructeurs, à des prix très peu élevés comparativement aux anciens.

§ 3. NOTATION DIAMÉTRALE.

Les études d'engrenages sont encore simplifiées par l'usage d'une notation nouvelle, employée par les Américains. Elle consiste à rapporter le pas au diamètre au lieu de le rapporter à la circonférence primitive.

Le pas est appelé *pas diamétral* ou *module*.

Le pas diamétral est égal au diamètre primitif de la roue divisé par le nombre de dents.

Supposons une roue de 240 millim. de diamètre et de 60 dents, son pas diamétral sera

$$240 : 60 = 4$$

Il y aura, sur la roue, une dent par 4 millim. de longueur de diamètre.

Le pas circonférentiel est égal au pas diamétral multiplié par π , c'est-à-dire 3,1416. Ainsi, dans notre roue du module 4, le pas circonférentiel serait de $4 \times 3.1416 = 12.57$.

Le diamètre primitif est égal au pas diamétral multiplié par le nombre de dents.

Une roue du module, 3,3 4 et de 29 dents aura un diamètre primitif de: $3.75 \times 29 = 108,75$ millim.

Dans ces engrenages, on fait le creux égal en largeur à l'épaisseur de la dent. Ils tournent donc sans jeu.

La saillie de la dent au-dessus du diamètre primitif est toujours égale au module.

La hauteur totale de la dent est égale au double du module augmenté du dixième du demi-pas. Cette dernière fraction donne le jeu diamétral.

Tableau des dimensions se rapportant aux modules courants :

MODULE ou pas diamètre.	PAS circonférenciel.	SAILLIE (en m/m).	HAUTEUR de la dent (en m/m).	MODULE ou pas diamètre.	PAS circonférenciel.	SAILLIE (en m/m).	HAUTEUR de la dent. (en m/m).
1	3,14	1	2,16	4,1 2	14,14	4,50	9,71
1,1 4	3,93	1,25	2,70	4,3, 4	14,92	4,75	10,24
1,1 2	4,71	1,50	3,23	5	15,71	5	10,78
1,3 4	5,50	1,75	3,77	5,1/4	16,49	5,25	11,33
2	6,28	2	4,31	5,1/2	17,28	5,50	11,86
2,1/4	7,07	2,25	4,85	6	18,86	6	12,94
2,1/2	7,86	2,50	5,40	6,1 2	20,41	6,50	14,02
2,3/4	8,63	2,75	5,93	7	22	7	15,1
3	9,42	3	6,47	8	23,14	8	17,26
3,1/4	10,20	3,25	7	9	28,27	9	19,41
3,1/2	11	3,50	7,55	10	31,42	10	21,57
3,3/4	11,77	3,75	8,09	11	34,56	11	23,72
4	12,57	4	8,63	12	37,70	12	25,88
4,1/4	13,35	4,25	9,17	20	62,83	20	43,14

(Le tracé général adopté est celui par développantes avec ligne de poussée à 75°)

Cette méthode tend de plus en plus à se généraliser. D'abord elle uniformise les roues et il est plus facile de trouver des rechanges. Maintenant, les dessins d'engrenages ne sont plus ces épures minutieuses aux profils déformés ensuite par le calque, le bleu, le gabarit, et l'exécution.

Les plans ne portent plus que les cotes nécessaires pour tourner la roue, et l'indication du module ou du nombre de dents. On a très vite pris l'habitude de se servir de cette notation commode, et utile à cause du temps gagné.

§ 4. — APPLICATIONS DES ENGRENAGES DROITS

1° *Roue et Pignon, multiplicateur de vitesse* (fig. 69). — Quand la roue commande le pignon, il y a multiplication de vitesse sur l'arbre entraîné par ce dernier.

Les nombres de tours sont inversement proportionnels aux nombres de dents, comme nous l'avons dit au commencement de ce chapitre.

2° *Pignon et Roue, réducteur de vitesse* (fig. 70). — Quand le pignon commande la roue, il y a réduction de vitesse sur l'arbre entraîné par cette dernière. Les nombres de tours sont

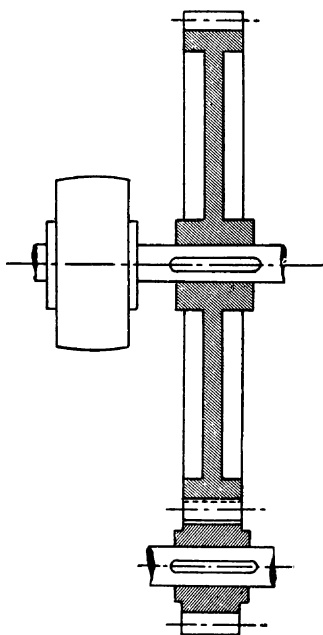


Fig. 69.

toujours inversement proportionnels aux nombres de dents.

3° *Equipages* (fig. 71). — Lorsqu'on veut une très grande multiplication ou une très grande réduction, le dispositif pignon et roue ne peut être employé, il y aurait une roue trop petite et l'autre trop grande.

On se sert alors d'axes intermédiaires, chaque axe portant deux roues ; une roue menée et une roue menante, solidaires l'une de l'autre.

L'ensemble de la roue menante et de sa roue menée engrenant avec elle forme un *système*.

La combinaison de ces systèmes forme ce qu'on appelle un *équipement* ou *train*.

La *raison* du train est le rapport de la vitesse angulaire, ou du nombre de tours de la dernière roue menée à la vitesse angulaire ou au nombre de tours de la première roue menante.

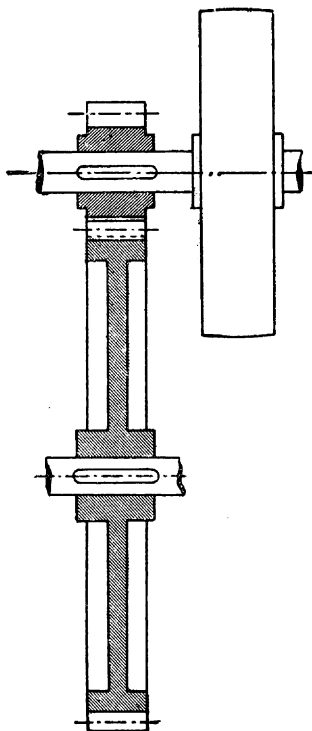


Fig. 70.

Cette raison est égale au produit des nombres de dents des roues menantes divisé par le produit des nombres de dents des roues menées.

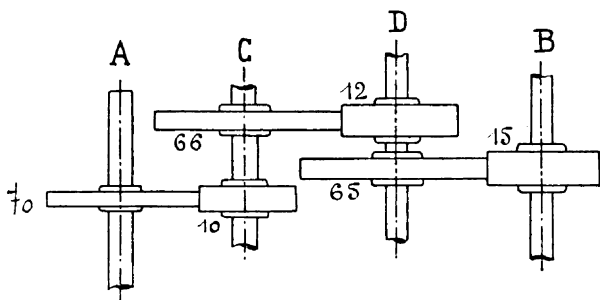


Fig. 71.

Exemple I. — Soit un arbre A tournant à 6 tours, on veut que l'arbre B, parallèle, tourne à 255 tours.

Pour résoudre la question, prenons la raison : $\frac{255}{6}$ et décomposons ses deux termes en facteurs, nous aurons :

$$\frac{255}{6} = \frac{7 \times 11 \times 13}{1 \times 2 \times 3} = \frac{70 \times 66 \times 65}{10 \times 12 \times 15} = \frac{255}{6}$$

donc :

La première roue menante ayant 70 dents, nous créerons un axe intermédiaire C entraîné par la première roue menée de 10 dents et entraînant la deuxième menante de 66 dents. Cette dernière conduira une deuxième menée de 12 dents calée sur un second axe intermédiaire D qui entraî-

nera la troisième menante de 55 dents. Celle-ci engrènera avec la dernière menée de 15 dents, calée sur l'arbre qui doit faire 6 tours.

Exemple II. — Généralement, le problème se présente sous la forme réciproque de l'exemple ci-dessus. C'est-à-dire :

Soit un arbre B faisant 255 tours, il s'agit de faire tourner à 6 tours l'arbre A.

La raison devient : $\frac{6}{255}$, décomposons les deux termes en facteurs, nous avons :

$$\frac{6}{255} = \frac{3 \times 2 \times 1}{13 \times 11 \times 7} = \frac{65 \times 66 \times 70}{15 \times 12 \times 10} = \frac{6}{255}$$

Le raisonnement est le même que précédemment, mais inversé : la raison étant inverse. Les roues menantes deviennent les roues menées et réciproquement.

Dans tous les cas, il faut observer que le rapport entre les deux roues d'un même système doit se rapprocher autant que possible de l'unité et ne pas être inférieur à $\frac{1}{10}$: il ne faut pas non plus qu'aucune roue ait moins de 10 dents.

Nous verrons au chapitre des vis une application précieuse des équipages de roues dentées. En effet, dans les tours à fileter, pour obtenir un pas voulu sur la vis en fabrication, on fait avancer l'outil pendant que la pièce tourne. On règle cet avancement par rapport à la vitesse de la

pièce au moyen de « systèmes » composant un « train de roues » convenable.

4° *Multiplicateurs ou réducteurs montés sans axes intermédiaires.*

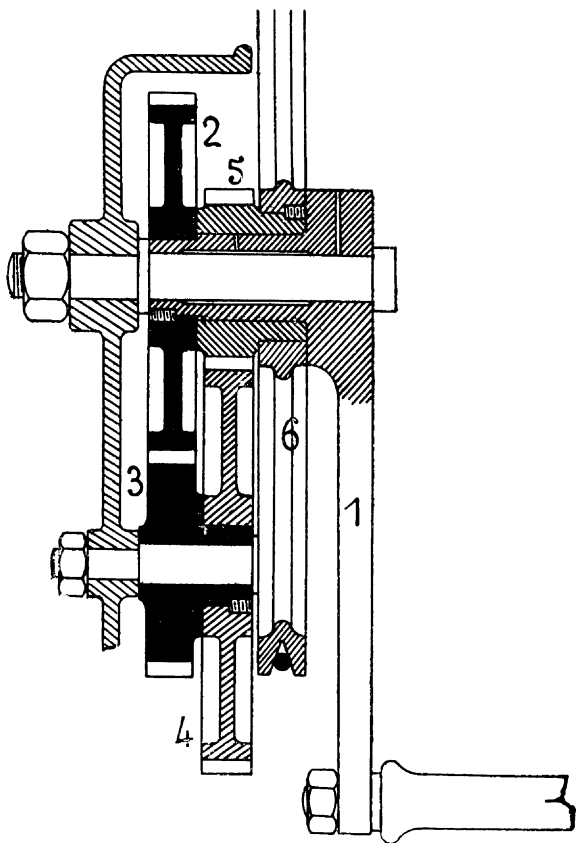


Fig. 72.

On peut avoir besoin de passer d'une vitesse très petite à une autre très grande, ou réciproquement, sans que l'espace libre permette d'employer l'encombrement d'axes intermédiaires.

On reporte les axes intermédiaires sur les axes principaux en emboitant les moyeux des roues les uns dans les autres.

La figure 72 nous montre un multiplicateur de vitesse employé dans les « essoreuses à bras » des teinturiers. Le manœuvre faisant faire 60 tours à la manivelle 1, cette dernière entraîne à cette vitesse la première roue menante 2, calée sur la douille prolongée de la manivelle. La première menante 2 ayant un nombre de dents double de celui de la roue 3, première menée, celle-ci fait 120 tours, entraînant à cette vitesse la seconde menante 4, calée sur le moyeu de 3 prolongé.

La roue 4 de 55 dents entraîne la seconde menée 5 de 22 dents, folle sur la douille de la manivelle 1.

La vitesse de la roue 5 sera donc de $\frac{120 \times 55}{22}$

ou 300 tours. Le volant à gorge 6, calé sur le moyeu prolongé de la roue 5 est donc entraîné à cette vitesse.

Grossissement des moyeux. — Nous attirons l'attention sur les services que peut rendre le grossissement du moyeu d'un organe pour permettre de le monter sur le moyeu d'un autre organe ayant un mouvement indépendant du sien. Le mécanisme de la figure 72 n'est qu'un faible exemple du parti que l'on peut tirer du

grossissement des moyeux. Souvent, c'est le seul moyen de loger plusieurs organes dans un espace restreint. Dans les machines outils américaines, les exemples de ce montage sont très fréquents.

5° *Changements de vitesses*. — Les changements de vitesses sont des mécanismes qui, étant donné deux arbres dont le premier est animé d'un mouvement à vitesse constante, permettent de faire varier la vitesse du second dans des conditions prévues.

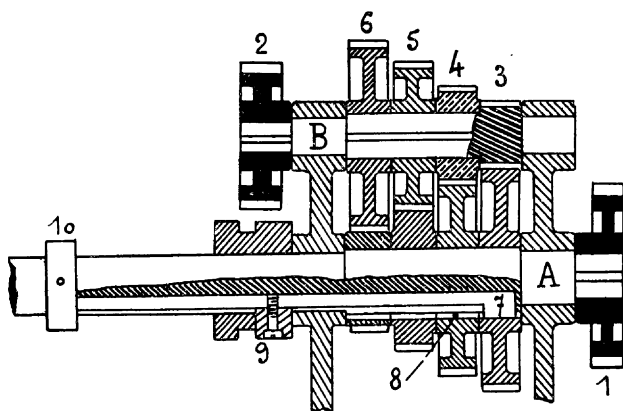


Fig. 73.

Dans certains tours à fileter américains, on dispose d'un changement de vitesses pour l'entraînement du chariot pendant les divers filetages que comporte le tour.

La figure 73 montre un mécanisme de ce genre dit à clavette mobile. L'arbre A reçoit la commande par la roue 1 et transmet le mouvement

à l'arbre B par l'un des systèmes 3, 4, 5, 6, de raisons différentes.

Pour embrayer l'un des systèmes : au moyen du collier 9, actionné par un levier à fourche, on amène la clavette mobile 7, dans la rainure de la roue que l'on veut rendre solidaire de l'arbre A. Les autres roues calées sur cet arbre tournent folles entraînées par leurs roues correspondantes, toutes calées sur l'arbre B. Cet arbre B peut donc changer 4 fois de vitesse et transmettre dans tous les cas son mouvement aux organes du tour par la roue 2, clavetée à son extrémité. Afin de faciliter la prise des roues montées sur l'arbre A par la clavette mobile, chacune de ces roues peut porter plusieurs canelures à l'intérieur de son moyeu.

6° *Changement de marche. Intermédiaires.* —

Soit la roue A, fig 74, tournant dans le sens de la flèche 1. Elle entraîne la roue B dans le sens de la flèche 2. Si la roue A a 38 dents et la roue B 26, pour 1 tour de la première,

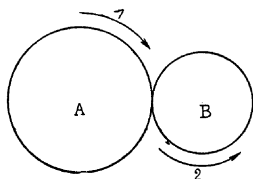


Fig. 74.

la roue B aura fait $\frac{38}{26}$ de tours.

Supposons maintenant la roue A. (fig : 75), trop éloignée de la roue B pour qu'elles puissent engrener. Il faudra mettre un intermédiaire C en contact avec les deux roues. Cet intermédiaire sera entraîné par A dans le sens de la flèche 2 et

il entraînera la roue B dans le sens de la flèche 3.

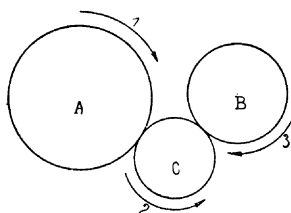


Fig. 75.

Le sens de rotation de la roue B sera donc changé.

Quand une dent de la roue A aura fait passer une dent de la roue C par leur point de contact, une dent de la roue C aura fait

passer une dent de la roue B par leur point de contact. Donc les 38 dents de la roue A constituant un tour de cette roue auront fait tourner la roue B de $\frac{38}{26}$ de tour.

L'intermédiaire quel que soit son nombre de dents n'aura pas modifié la vitesse de la roue B.

Pour redresser le sens de rotation de la roue B,

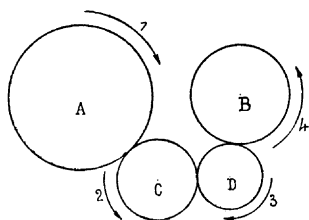


Fig. 76.

il faudra mettre un second intermédiaire, D, (fig. 76), qui tournera dans le sens de la flèche 3 et entraînera la roue B dans le sens de la flèche 4, identique à celui de la flèche 2 (fig. 74).

En somme : On ap-

pelle « Intermédiaire » une roue simplement destinée à transmettre le mouvement d'une roue à une autre quand la distance d'axe en axe de ces dernières est plus grande que la somme de leurs rayons, ou à changer le sens de rotation de la roue menée.

Principes. — Les intermédiaires, quels que soient leur nombre et leur nombre de dents, ne changent pas la vitesse de la roue qu'ils conduisent.

Un intermédiaire ou un nombre impair quelconque d'intermédiaires change le sens de rotation de la roue conduite.

Deux intermédiaires ou un nombre pair quelconque d'intermédiaires ne change pas le sens de rotation de la roue conduite.

7° *Changements de vitesses avec marche arrière.*

Dans les automobiles, la vitesse de régime du moteur est constante. Il faut cependant, suivant les cas de la route, augmenter, diminuer ou annuler la vitesse de la voiture, il faut aussi pouvoir démarrer en arrière. On place, pour arriver à ce but, entre le moteur à vitesse constante et les roues motrices de la voiture, le mécanisme de changement de vitesses et de marche arrière, complété par un débrayage à friction.

Ces changements de vitesses peuvent se diviser en plusieurs types généraux; nous nous contenterons d'en donner trois, desquels tous les autres se rapprochent.

a. — Changement de vitesse à embrayage à griffe.

La figure 77 représente un changement de vitesses à quatre systèmes. L'arbre A reçoit la commande du moteur. L'arbre B transmet le mouvement au différentiel des roues motrices.

Sur l'arbre A, toutes les roues sont clavetées. Sur l'arbre B, toutes les roues sont folles, mais

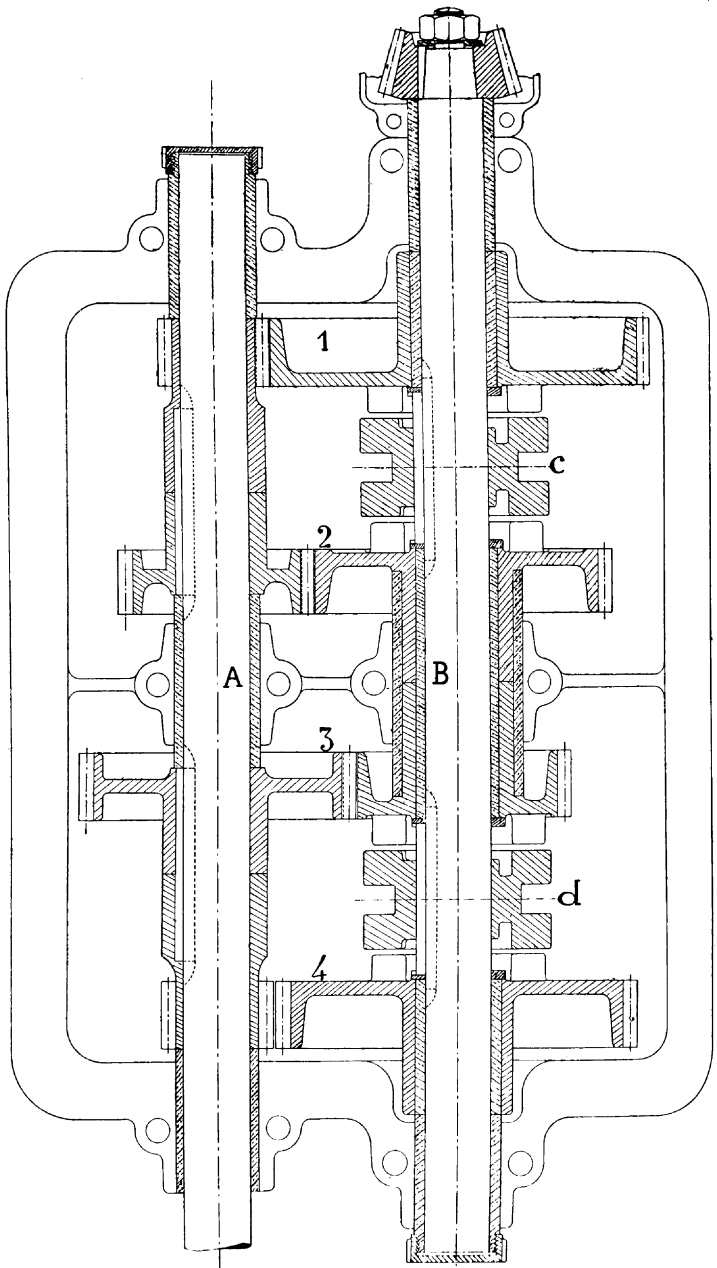


Fig. 77.

elles portent des griffes correspondant aux encoches des manchons d'embrayage *c*, *d*. Ces manchons sont solidaires de l'arbre B par une clavette sur laquelle ils glissent. Comme il est représenté sur la figure, le mécanisme est débrayé, toutes les roues tournent folles sur l'arbre B. Supposons alors qu'on mette le manchon *c* ou *d* en prise avec l'une des roues voisines.

On intéresse l'arbre B par le manchon et sa clavette au mouvement du système dont fait partie la roue griffée par ce manchon. La raison variant pour chaque système, la vitesse de l'arbre B sera dépendante de celui embrayé.

Le système 1 fournira la petite vitesse.

Le système 2 fournira la moyenne vitesse.

Le système 3 fournira la grande vitesse.

Le système 4 fournira la marche arrière au moyen d'un intermédiaire situé derrière les deux roues de la figure et engrenant avec elles de façon à changer le sens de rotation de l'arbre B.

L'avantage de ce mécanisme réside en ceci que toujours les dents des roues sont en prise.

Son inconvénient est que l'effort se donne tout d'un coup, à chaque embrayage. De plus, les roues tournant continuellement sur leurs douilles, il s'ensuit une certaine usure de celles-ci. On atténue cet inconvénient en leur donnant une grande portée comme dans la figure. Néanmoins la simplicité de cet appareil est recommandable. Nous l'avons vu appliqué sur des voitures américaines.

b. — Changement de vitesses par train baladeur.

Dans ce mécanisme, toutes les roues d'attaque montées sur l'arbre lié au moteur font partie d'un même bloc. Ce bloc peut glisser sur un arbre carré ou sur une clavette et il vient présenter l'une ou l'autre de ses roues à la roue correspondante calée sur l'arbre lié au différentiel. L'espacement des roues entre elles, sur chaque arbre, est tel que quand un système quelconque est en prise, les autres ne le sont pas.

C'est le bloc comprenant toutes les roues menantes qu'on appelle *train baladeur*.

La figure 78 représente le mécanisme de changement de vitesses par train baladeur appliqué sur les voitures Ader par la Société Industrielle des téléphones.

L'arbre A reçoit la commande du moteur. Il porte le train baladeur B composé de deux roues *a*, *b* et d'un manchon à griffe *c*.

L'arbre intermédiaire C tourne fou dans ses coussinets. Il porte une roue *g*, formant avec *d* le système de petite vitesse et une roue *f*, formant avec *b* le système de moyenne vitesse. Il porte encore une roue K, continuellement en prise avec un intermédiaire *h*, qui avec la roue *a* forme le système de marche arrière, et une roue *e* qui transmet dans les trois cas que nous venons de voir le mouvement à la roue *d*, folle sur A, et solidaire du pignon 4 attaquant le différentiel.

La grande vitesse est fournie par le manchon *c* venant griffer les bras de la roue *d*. Le pignon 4 est alors entraîné à la vitesse de régime de l'arbre A. La petite et la moyenne vitesse ont pour ex-

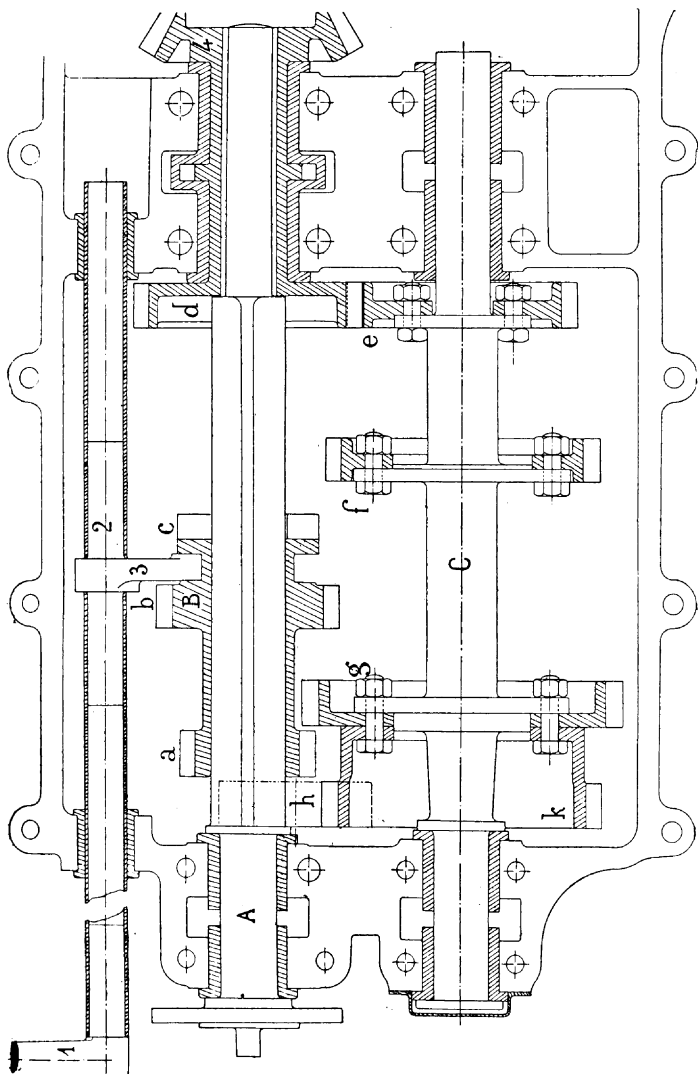


Fig. 78.

pression sur l'arbre C: $\frac{a}{g}$ et $\frac{b}{f}$ par rapport au nombre de tours de l'arbre A.

Pendant la grande vitesse, le moteur attaque donc directement le différentiel. L'arbre *c* tourne fou.

Le levier 1, l'arbre 2 et la fourchette 3 servent à promener le baladeur de façon à embrayer le système choisi.

La grande vitesse étant la plus employée sur les longs parcours, l'attaque directe augmente le rendement de 12 à 15 0/0 et diminue sensiblement les chances de bris des dents. Les chauffeurs apprécient beaucoup ces deux avantages.

D'autre part, le train baladeur constitue un organe simple et robuste, de manœuvre facile, de construction économique. Ces qualités le font très souvent adopter, malgré l'inconvénient du choc sur les dents au moment de la prise. On atténue d'ailleurs cet inconvénient en faisant des dents résistantes que l'on amincit à leurs deux extrémités. Cela élargit l'entrée des creux, facilite la prise, et les angles émoussés ne peuvent plus « faire outil ».

c. — Changement de vitesse par embrayage à friction.

Depuis longtemps on cherche à intéresser les frictions aux changements de vitesses, leurs avantages de démarrage progressif et sans choc étant, en automobilisme, d'une application précieuse.

La maison De Dion et Bouton a créé un méca-

nisme très ingénieux de changement de vitesse à frictions que nous allons décrire.

La figure 79 représente le schéma de l'appareil. La manette d'embrayage commande, en passant par un certain nombre de renvois, le déplacement longitudinal d'une crémaillère A, coulissant à l'intérieur d'un arbre R. Il s'agit de solidariser cet arbre avec l'une ou l'autre des boîtes K, K', montées folles sur lui. Un ergot E empêche la crémaillère de tourner dans l'arbre R en ordre de marche.

Les pignons VV' commandés par la crémaillère, portent de part et d'autre des vis à pas contraires, inversées comme le montre la figure.

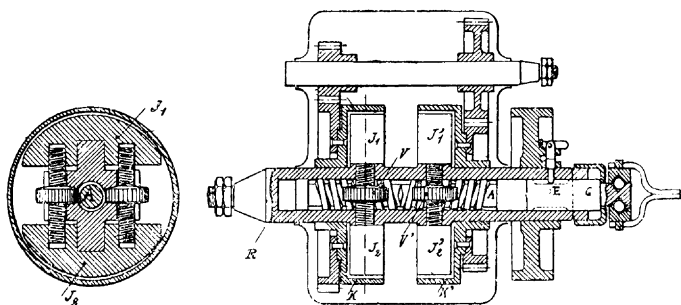


Fig. 79.

En sorte que, si l'on fait écarter les segments J' par exemple, en poussant sur la crémaillère, le même mouvement rapproche les segments J et augmente le jeu qu'ils ont avec la boîte.

On comprend alors qu'en poussant sur la crémaillère, on bloque les segments J sur la calotte K, embrayant ainsi le premier système. En tirant

sur la crémaillère, on débloque les segments J de sur la calotte K et on bloque les segments J' sur la calotte K', débrayant ainsi le premier système et embrayant le second.

Comme on le voit, ce mécanisme est l'application du principe exposé au chapitre III, § 1, embrayages, (fig. 47).

La crémaillère A est taillée en hélice, alors en faisant tourner cette crémaillère dans un sens déterminé, à droite par exemple, on produit par cette rotation le même mouvement sur les pignons V' qu'en poussant sur la crémaillère et sur les pignons V le même mouvement que si l'on tirait dessus. On diminue ainsi le jeu qui s'est produit entre les segments et les boîtes. La crémaillère sert donc encore à rattraper le jeu dû à l'usure des segments J et J'.

Dans le cas où l'usure est inégale, on règle d'abord la différence des diamètres des segments en tirant à soi la crémaillère de façon à mettre les pignons V et V' sur le même filet. Alors, si on tourne d'un demi-tour ou d'un tour à droite la crémaillère, on resserre l'embrayage sur la boîte K et on desserre l'autre. En tournant à gauche, l'inverse se produit, il faut donc tourner à droite ou à gauche suivant que l'un ou l'autre embrayage est le plus usé.

On ramène après ce réglage le tout en position, comme la figure, et il ne reste qu'à régler le jeu comme si les segments étaient usés également.

La figure 80 montre le dispositif d'ensemble.

L'arbre A est lié au moteur, l'arbre B au différentiel. Sur l'arbre A, portant de longues cla-

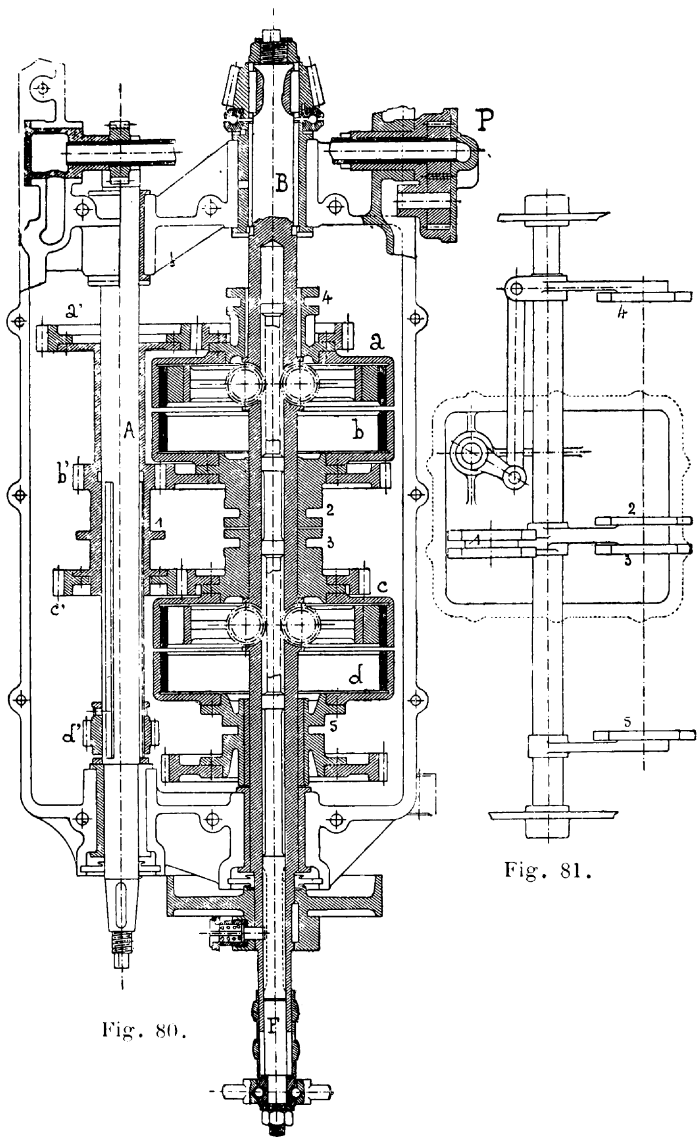


Fig. 80.

Fig. 81.

vettes, se meut un train baladeur comportant 4 pignons a' , b' , c' , d' . Chacun de ces pignons fait partie d'un système dont l'autre roue solidaire d'une boîte d'embrayage, tourne folle sur l'arbre B.

Un ensemble de cinq fourchettes (fig. 81) convenablement disposées et toutes fixées sur une tringle unique manœuvrée par un seul levier permet de déplacer en même temps les quatre boîtes et le baladeur, les engrenages toujours en prise par conséquent. Sur l'arbre B, sont calées deux paires de segments extensibles selon le principe de la figure 79.

En déplaçant les deux trains du côté du différentiel, nous amenons les boîtes b et d sur les segments; en tirant alors la crémaillère F, nous embrayons l'une et débrayons l'autre. Les boîtes c et a restent folles sur l'arbre B.

En déplaçant les deux trains du côté du moteur, nous amenons les

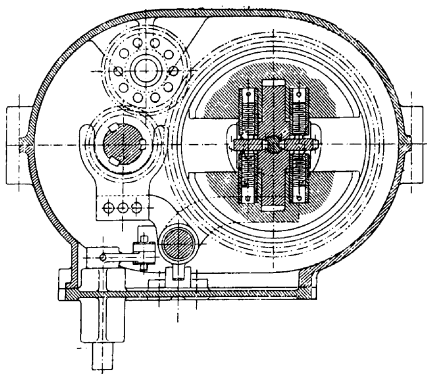


Fig. 82.

boîtes a , c sur les segments en laissant folles les boîtes b , d . On pourra disposer soit de la boîte a , soit de la boîte c , avec la crémaillère.

On ne peut donc embrayer qu'un système à la fois.

Le système *b. b'* donne la petite vitesse.

Le système *c. c'* donne la moyenne vitesse.

Le système *a. a'* donne la grande vitesse.

Le système *d. d'* donne la marche arrière au moyen d'un intermédiaire de double largeur reliant les deux roues.

La figure 82 montre la position de cet intermédiaire.

Elle montre aussi le dispositif d'extension des segments, c'est une coupe par l'axe du segment *a*, la boîte étant enlevée.

Elle montre enfin, vu en bout, l'appareil de manœuvre de la figure 81.

8° *Pompes à engrenages* — La figure 80 renferme une autre application des engrenages droits : c'est la pompe à huile *P*. Cette pompe est composée d'une boîte pouvant contenir sans jeu deux engrenages droits. L'huile arrive sur les engrenages du côté des arcs de retraite, est entraînée par les creux entre les dents, chassée de ces creux par l'engrènement, puis refoulée dans l'ouverture ménagée en face de cet engrènement, côté des arcs d'approche.

C'est l'image des pompes à engrenages, qui peuvent servir pour tous les liquides et sont d'un débit suffisant, sans poids ni encombrement.

9° *Amélioration aux engrenages droits. Engrenage à calage élastique.* — Dans les changements de vitesses, et en général dans tous les

appareils où un démarrage retardé n'est pas un inconvénient, on peut employer les engrenages à calage élastique.

La figure 83 représente une roue dentée ainsi montée. Un plateau à couronne est calé sur l'arbre. L'engrenage se monte sur la douille du plateau. Il emboîte celui-ci de façon à laisser un logement circulaire où on enferme un ressort

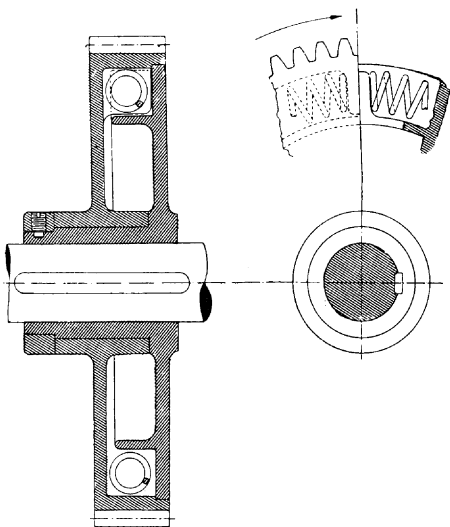


Fig. 83.

convenable. Ce dernier vient s'appuyer d'un bout sur un taquet dépendant de la roue dentée, de l'autre sur un taquet dépendant du plateau à couronne. Une rondelle, vissée sur la douille du plateau, maintient le tout en place.

On comprend que l'arbre se mettant à tourner

dans le sens de la flèche, si une résistance arrête l'engrenage, le ressort est comprimé jusqu'à concurrence de l'effort à vaincre, et progressivement, sans chocs. Si cette roue en conduit une autre, une variation brusque de vitesse de la première sera très peu sensible sur la seconde au point de vue du choc amorti par le ressort formant lien élastique.

Nous avons vu ce système appliqué avec succès dans les machines américaines destinées à fileter les vis à bois, à production intensive, de Thomas James Sloan.

§ 5. ROUE ET PIGNON INTERIEUR.

Quand deux roues doivent tourner dans le même sens et qu'on ne veut ou ne peut pas employer un intermédiaire on fait usage de l'engrenage intérieur. Le pignon tournant à l'intérieur de la roue, on conçoit que cette dernière ne peut avoir de bras. Elle se compose d'une couronne fixée contre un plateau à moyeu calé sur l'arbre. Il en résulte que la roue et le pignon sont en porte à faux sur leur arbre respectif, d'où des vibrations nuisibles. Pour les éviter, il faut des guides spéciaux à la couronne.

Pour tous les calculs de vitesses, ce que nous avons dit pour les engrenages extérieurs reste applicable aux engrenages intérieurs.

Le tracé généralement adopté pour les pignons et les roues dans le cas qui nous occupe est le *Tracé Willis* par deux arcs de cercles. Il

est du reste applicable à tous les engrenages en général. La figure 84 nous montre ce tracé. Les circonférences limitant les bouts des dents et les creux ont été menées, comme nous l'avons

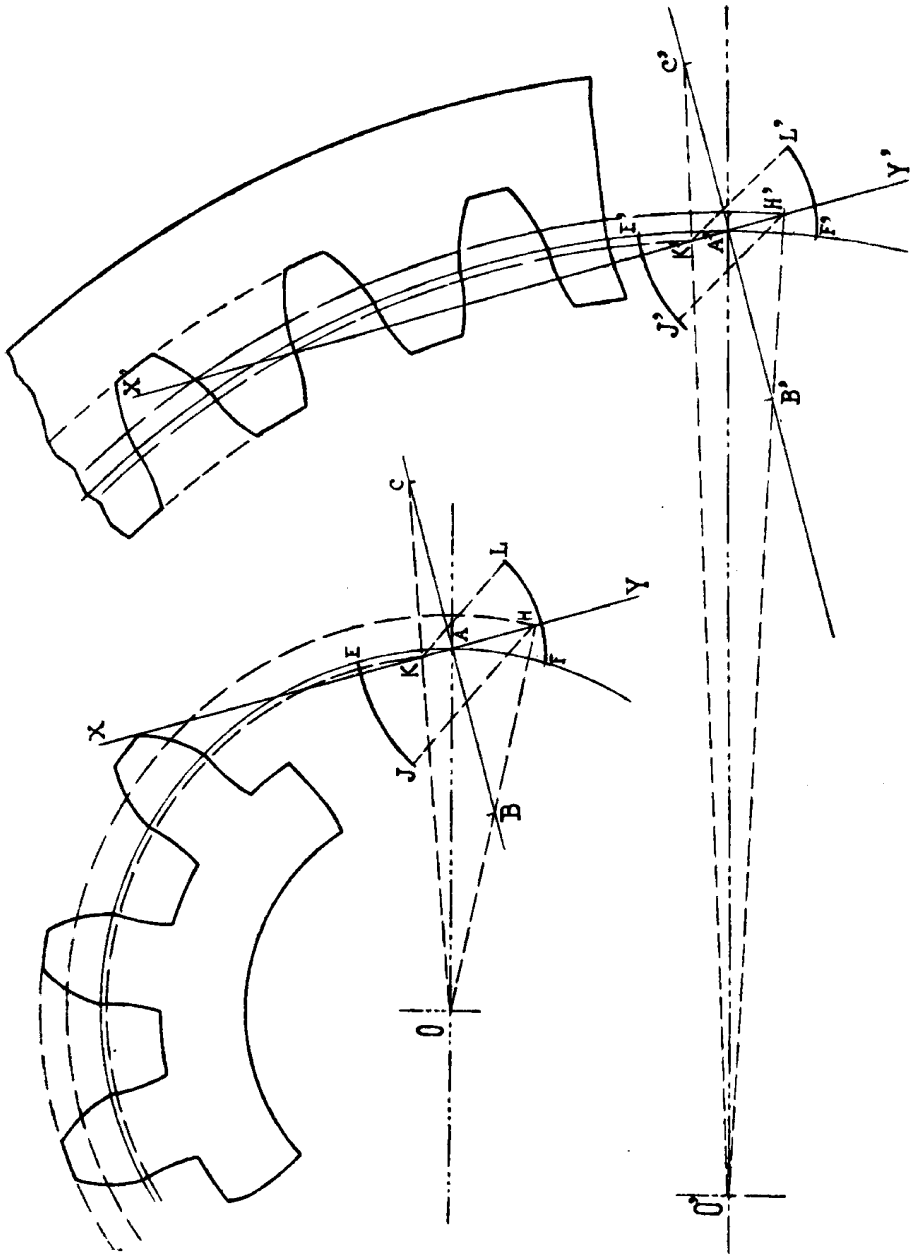


Fig. 84.

indiqué au paragraphe 2 de ce chapitre, en por-

tant les $\frac{7}{10}$ du demi-pas au-dessus de la circonférence primitive et les $\frac{8}{10}$ au-dessous.

Soient OA le rayon primitif du pignon. Au point A, menons la normale XY, inclinée à 75° sur OA. Par le point A faisons passer une perpendiculaire à XY. Sur cette perpendiculaire, portons deux longueurs arbitraires, égales entre elles $AB = AC$. Puis portons sur la circonférence primitive : arc $AE = \text{arc } AF = \frac{1}{2}$ pas.

Joignons maintenant le centre O au point B et prolongeons la droite jusqu'en H son point de rencontre avec XY. Joignons encore le centre O au point C par une droite qui coupe XY au point K.

L'arc EJ, ayant EH pour rayon et H comme centre formera les flancs des dents.

L'arc FL, ayant KF pour rayon et K comme centre formera les faces des dents.

Les longueurs arbitraires AB et AC sont déterminées comme il suit.

On suppose que le pignon ait son plus petit nombre de dents, c'est-à-dire 12; on calcule son rayon primitif dans ce cas, soit r . On fait :

$$AB = AC = r \sin. 75^\circ \text{ ou } AB = AC = 0,966 r.$$

La circonférence de rayon OH est le lieu des centres des arcs des flancs.

La circonférence de rayon OK est le lieu des centres des arcs des faces.

Le tracé de la roue à denture intérieure s'obtient exactement de la même façon.

Le mécanisme est réversible, mais il est surtout employé comme réducteur.

Applications. — 1°. — On se sert souvent de ce dispositif dans les engins de défense des forteresses, pour amener en direction soit l'affût, soit la tourelle entière.

2°. — La figure 85 représente un pointage en hauteur dans lequel le mouvement d'oscillation de l'obusier est obtenu par un dispositif : secteur et

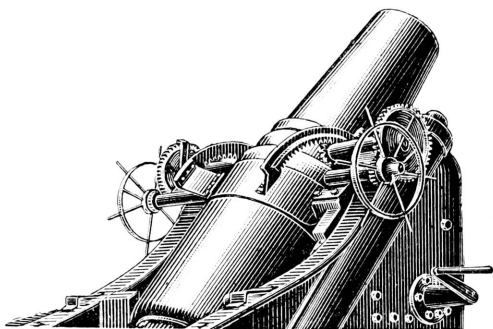


Fig. 85.

pignon intérieur. Un système d'engrenages droits dont le pignon est solidaire de la manivelle réduit d'abord la vitesse, réduite encore dans de grandes proportions par le pignon et le secteur à denture intérieure. Cet obusier de 12 pouces est construit par la « Builders Iron Foundry » à Providence, R. I.

Dans le cas de la figure 85, l'engrenage intérieur est employé comme réducteur de vitesse.

3°. — La maison Riéter et Koller, de Constance (Bade), obtient un multiplicateur de vitesse dans

ses manèges à pivots, en faisant commander le pignon par la roue, (fig. 86).

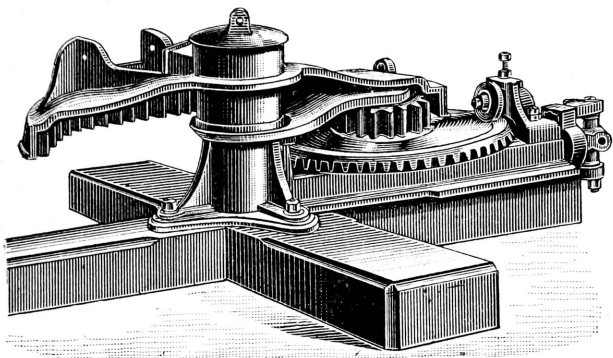


Fig. 86.

En combinant ce multiplicateur avec un autre à pignons coniques, le rapport de vitesse obtenu est de 1 à 18,5.

§ 6. PIGNON ET CRÉMAILLÈRE

Supposons que la roue à denture intérieure ait son centre rejeté à l'infini, la circonférence primitive devient une ligne droite, que l'on appelle ligne primitive et la roue ainsi transformée se nomme *crémaillère* (fig. 87).

Le tracé de la crémaillère sera donc exactement celui de la roue à denture intérieure. Mais les lignes joignant les points B et C au centre deviendront parallèles à la ligne des centres AZ

sur laquelle est élevée la perpendiculaire qui représente la ligne primitive. La perpendiculaire éle-

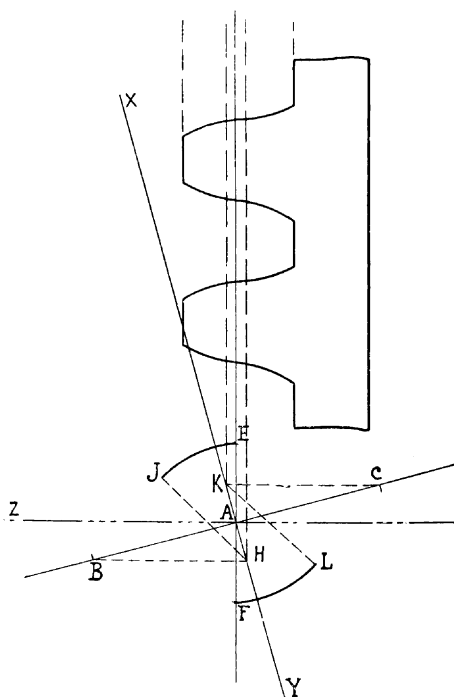


Fig. 87.

vée du point K sur AZ sera le lieu des centres des arcs des flancs. La perpendiculaire élevée du point H sera le lieu des centres des arcs des faces. La normale XY est aussi inclinée à 75° sur AZ.

Applications. — Le dispositif pignon et crémaillère est utilisé pour transformer le circulaire

continu en rectiligne continu quand le mouvement rectiligne s'effectue dans une direction perpendiculaire à l'axe de rotation.

1° Nous citerons comme exemple l'aménagement du retour rapide du chariot dans les tours. La crémaillère est fixée au banc, le pignon est solidaire du tablier du chariot : en actionnant le pignon, la crémaillère ne pouvant être entraînée, c'est le

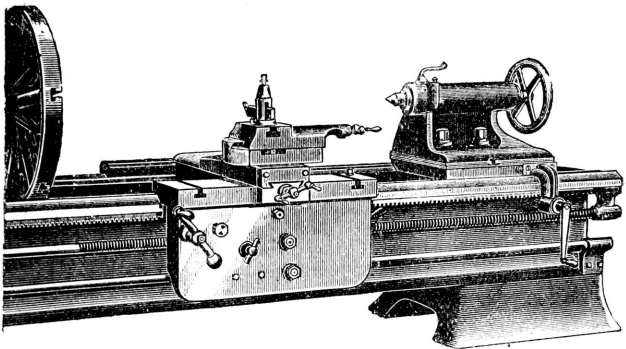


Fig. 88.

chariot qui se déplace. On fait mouvoir de la même façon la contrepointe. (fig. 88).

Le mécanisme peut agir dans les deux sens.

2° Dans quelques raboteuses, le pignon tourne sur un axe fixe, la crémaillère est fixée au plateau qui peut alors être entraîné.

3° On utilise les crémaillères dans certains tramways pour gravir des rampes rapides. La crémaillère est fixe et un pignon solidaire de la voiture entraîne celle-ci. Il sert aussi de frein de

bloquage. Une voiture montante est équilibrée généralement par une voiture descendante.

4° Nous avons indiqué, au paragraphe 4 de ce chapitre, fig. 80, une application de la crémaillère à un mécanisme de changement de vitesses pour automobiles.

5° Nous verrons au chapitre suivant qu'une crémaillère, manœuvrée par une vis intérieure, constitue un système irréversible employé comme direction d'automobile. (fig. 131).

6° On obtient un mouvement de descente oblique du couteau dans les coupeuses de papeterie nommées massicots, par un dispositif de secteur commandant une crémaillère, (fig. 89).

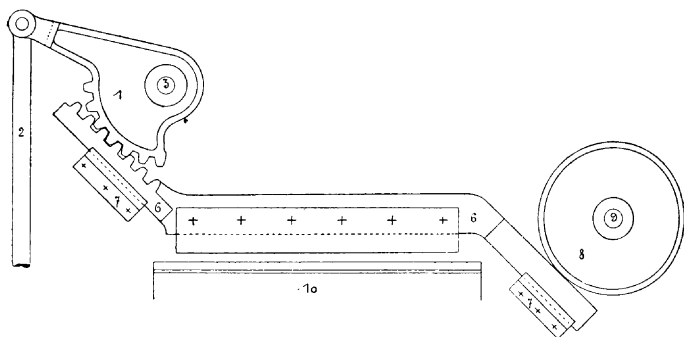


Fig. 89.

Le secteur 1 oscille au moyen de la bielle 2 autour d'un axe fixe 3. Il entraîne la crémaillère solidaire du porte-lame 6 qui glisse dans deux coulisses 7, solidement fixées au bâti et ayant même inclinaison. L'extrémité du portelame opposée à la crémaillère est maintenue dans sa

coulisse par un galet 8, tournant fou sur un axe fixe 9.

Le mouvement de bas en haut de la bielle provoque la descente oblique du couteau. Il vient alors trancher l'épaisseur de feuilles de papier disposées sur la table 10, et maintenues fortement serrées sur cette table par un contre-couteau à vis et balancier que nous n'avons pas fait figurer au croquis.

La bielle, dans son mouvement ascendant remonte le couteau pour une nouvelle coupe.

§ 7. AXES CONCOURANTS. — ENGRENAGES CONIQUES

De même que nous l'avons vu pour les cylindres on peut armer de dents des cônes de friction, ces cônes prennent alors le nom d'*engrenages coniques* ou *roues d'angles*.

Supposons que les axes de deux engrenages droits se rejoignent à l'infini. Supposons encore que le point de rencontre de ces axes se rapproche d'une façon sensible, les cylindres primitifs deviendront des cônes primitifs.

Dès lors, tous les principes théoriques qui ont servi à déterminer les profils plans sont applicables aux « profils sphériques » de l'engrenage conique.

Nous disons « profils sphériques » parceque, le profil de l'engrenage cylindrique étant une section faite dans la dent par un plan perpendiculaire aux axes, le profil de l'engrenage conique sera une section faite dans la dent par une surface

sphérique ayant son centre au point de rencontre de ces axes.

Il faudrait donc remplacer les lignes droites des tracés Poncelet ou Willis, par des arcs de grands cercles de la sphère, la développante plane par la développante sphérique. En effet, les profils sphériques ainsi obtenus sont alors les directrices et le point de rencontre des axes, centre de la sphère, est le sommet des surfaces coniques qui forment les surfaces agissantes des dents.

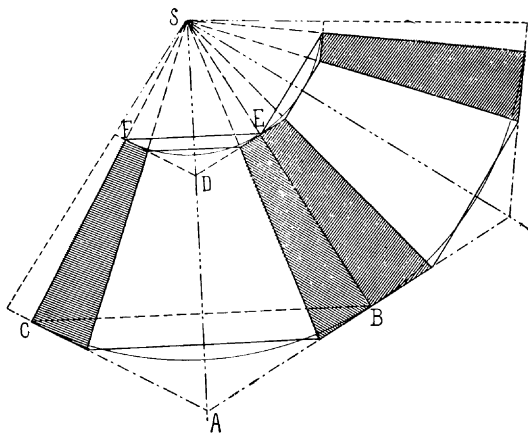


Fig. 90.

Telle est, en peu de mots, la théorie de l'engrenage conique. La pratique s'en accommode mal; la détermination des profils sur deux surfaces sphériques se rapporte à une épure très compliquée de géométrie descriptive à laquelle on renonce.

Tredgolt a substitué aux bases sphériques des cônes primitifs qu'on appelle les cônes de tête, (fig. 90).

Le cône DEF est le cône de tête intérieur.

Le cône ABC est le cône de tête extérieur.

Les cônes de tête comprennent, autour des cônes primitifs, un volume capable de la face des dents comme le montre la figure.

Il résulte de cette substitution que la denture d'un engrenage conique se rapporte à l'un des tracés de l'engrenage cylindrique. On développe les cônes de tête, et on construit sur les circonférences de base de ces développements, considérées comme circonférences primitives, les profils d'un engrenage cylindrique. On conçoit qu'en appliquant les profils obtenus sur les cônes primitifs, on obtient les profils déterminant, avec le sommet de ces cônes, les surfaces coniques formant les parties agissantes des dents.

La figure 91 nous montre les différentes parties d'un engrenage conique.

Nous avons choisi comme exemple un type d'engrenages du commerce, de la maison Piat, à Paris.

La roue est à denture droite à 4 bras et le pignon est plein.

α : angle des axes des arbres.

a : couronne.

b : cône de tête extérieur.

c : cône de tête intérieur.

d extérieur de la couronne

e : bras.

f : nervure.

g : moyeu.

h : faces du moyeu.

i : alésage.

j : canelure pour la clavette.

k : dent.

l : creux entre les dents.

m : pas extérieur.

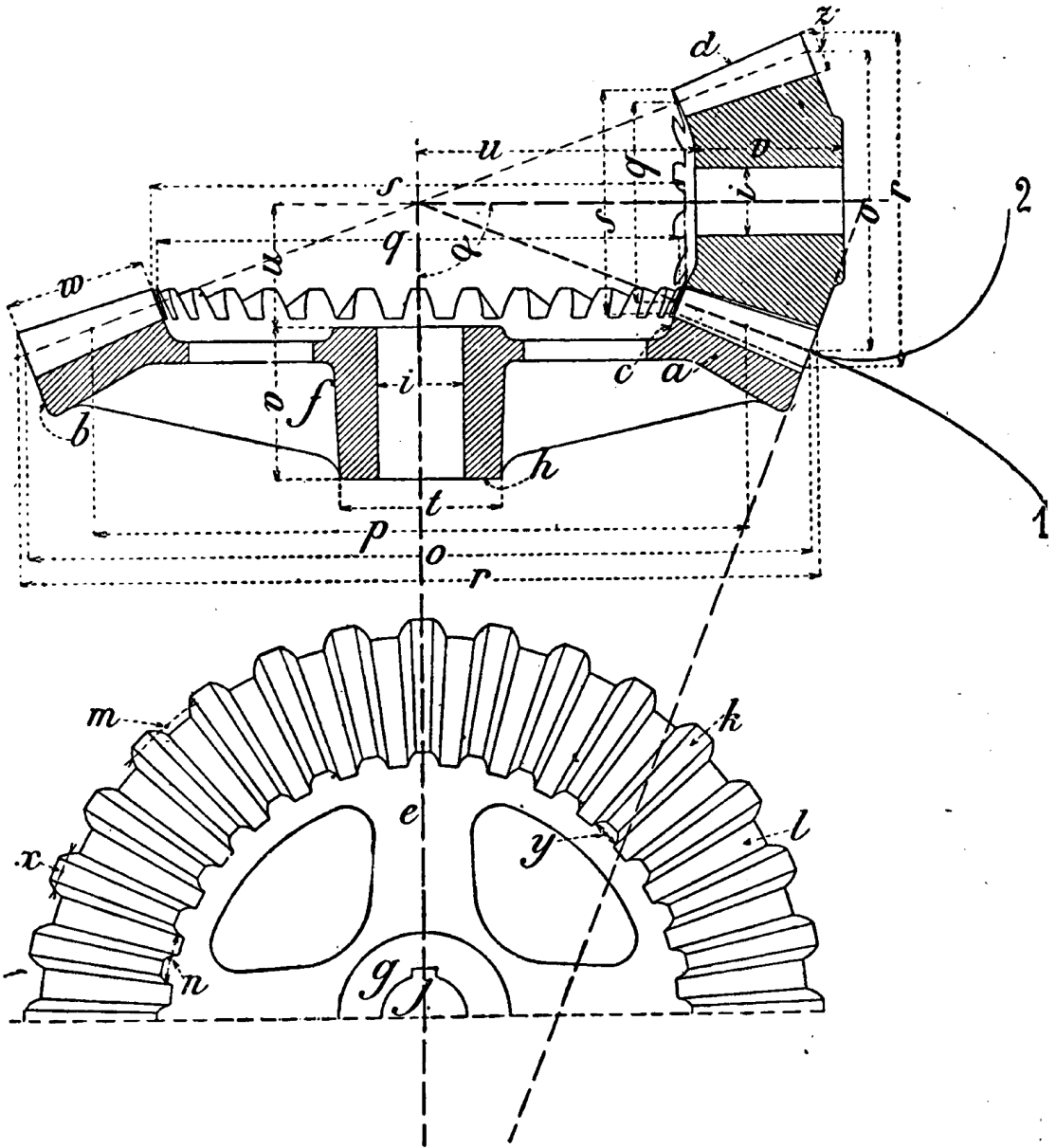


Fig. 91.

n : pas intérieur.

o : diamètre primitif extérieur.

p : diamètre primitif moyen.

- q : diamètre primitif intérieur.
 r : diamètre extérieur.
 s : diamètre intérieur.
 t : diamètre du moyeu.
 u : distance de la face du moyeu à l'axe.
 v : longueur du moyeu.
 w : longueur des dents.
 x : épaisseur des dents à l'extérieur.
 y : épaisseur des dents à l'intérieur.
 z : hauteur des dents à l'extérieur.

Circonférence 1. — Circonférence de base de la roue sur laquelle on tracera les profils en la considérant comme circonférence primitive.

Circonférence 2. — Circonférence de base du pignon sur laquelle on tracera les profils en la considérant comme circonférence primitive.

Remarque. — Les calculs généraux relatifs aux engrenages coniques sont les mêmes que pour les engrenages droits, mais une roue ne peut engrener théoriquement qu'avec un seul pignon, car il n'y a qu'un seul système de deux cônes de bases données ayant même somme et une génératrice commune.

Applications des engrenages coniques. — Les applications des engrenages coniques sont très répandues. C'est le dispositif généralement employé quand les axes sont concourants. Ils peuvent être, comme les engrenages cylindriques, des multiplicateurs de vitesse; la figure 86 nous en montre un exemple. La roue conique solidaire du pignon droit conduit un pignon conique calé sur l'arbre de transmission. La figure 78 au con-

traire nous en montre un où ils sont réducteurs. Le pignon 4 entraîne la roue du différentiel avec réduction de vitesse.

Débrayage et changement de marche. — La figure 92 représente un changement de marche

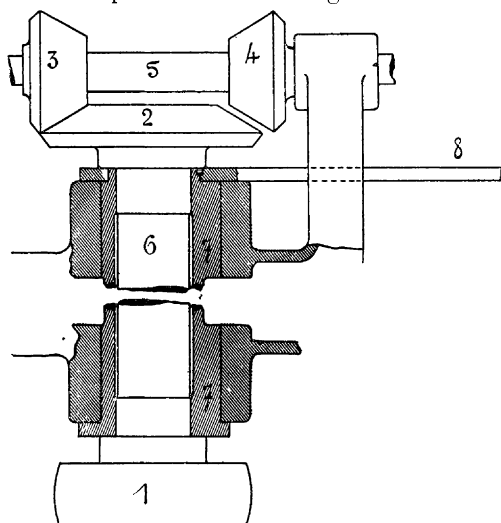


Fig. 92.

par roues d'angle. Sur l'arbre 6, recevant le mouvement par l'organe 1 est calée la roue 2. L'arbre 6 est monté dans une douille excentrée 7 que l'on peut faire tourner au moyen d'un levier 8. Deux pignons 3 et 4 sont calés sur l'arbre à conduire 5. La distance entre ces deux pignons est telle que la roue 2 peut tourner entre eux sans être en prise ni avec l'un ni avec l'autre. L'arbre 5 est donc débrayé quand le levier 8 occupe la position per-

pendiculaire à celle qu'indique la figure. Si on le ramène dans cette position, la douille déplace l'arbre 6 et la roue 2 vient engrener le pignon 3 entraînant l'arbre 5 dans un sens de marche. Si on amène le levier 8 dans la position diamétralement opposée à celle de la figure, la douille excentrée déplace l'arbre 6 et la roue 2 abandonnant le pignon 3 vient engrener le pignon 4. L'arbre 5 est entraîné dans le sens opposé. Le levier 8 peut être fixé dans chacune de ses trois positions pendant la marche. L'organe 1 reçoit généralement la commande par un lien souple de façon que les petits déplacements de l'arbre 6 n'aient pas d'influence sur la transmission du mouvement.

Le levier 8 peut être remplacé par un secteur denté actionné par un pignon monté sur un volant.

Remarquons en passant l'emploi de la douille excentrée, applicable dans beaucoup de cas.

Changement de vitesse. Retour rapide. — Etant donné un arbre à conduire, en combinant deux systèmes de pignons coniques dont les raisons soient dans le rapport de 1 à 4 par exemple, et en embrayant automatiquement l'un ou l'autre système, on obtiendra un changement de vitesse. Si l'un des systèmes entraîne l'arbre dans un sens opposé au second, le changement de vitesse devient un retour rapide. La période étant de cinq cinquièmes, le travail occupera les $\frac{4}{5}$ de cette période et le retour $\frac{1}{5}$ seulement. Ce dispositif, facile à imaginer sans figure, rencontre une application courante dans les raboteuses.

Régulateur pour moteurs hydrauliques. — Le vannage des turbines à basses chutes exige toujours un grand effort pour la manœuvre. La maison Laurent frères et Collot, à Dijon, a créé un « régulateur » actionnant ce vannage par la turbine elle-même.

L'appareil est une application du principe du changement de marche dont nous venons de parler, allié avec les embrayages à cônes de friction et l'entraînement par serrage sur les moyeux dont nous avons parlé au chapitre des embrayages.

La figure 93 nous montre un croquis de ce mécanisme ingénieux.

L'arbre 1 commande le vannage et porte une roue conique 2, engrenant avec deux pignons 3, 4, fous sur un arbre vertical 12 qui reçoit la commande de la turbine. En arrière de chaque pignon se trouve une rondelle 5 calée sur l'arbre vertical et un manchon 6, 7, fou sur cet arbre.

Chaque manchon est relié au pignon correspondant par un ressort en spirale. Sur l'arbre vertical 12, coulisent deux cônes de friction 8, 9, entraînés dans le mouvement de cet arbre et reliés par une tige verticale 10, à un balancier horizontal actionné par le pendule centrifuge. Le pendule est animé nécessairement par la transmission commandée par la turbine.

Supposons qu'un accroissement de vitesse se produise. Le pendule monte, entraînant le balancier horizontal et la tige 10. Le cône 8 se lève, embraye le manchon 7 et tend le ressort qui s'enroule autour de la bague 5 et entraîne le pignon 4. Celui-ci entraîne à son tour la roue 2 et l'arbre 1

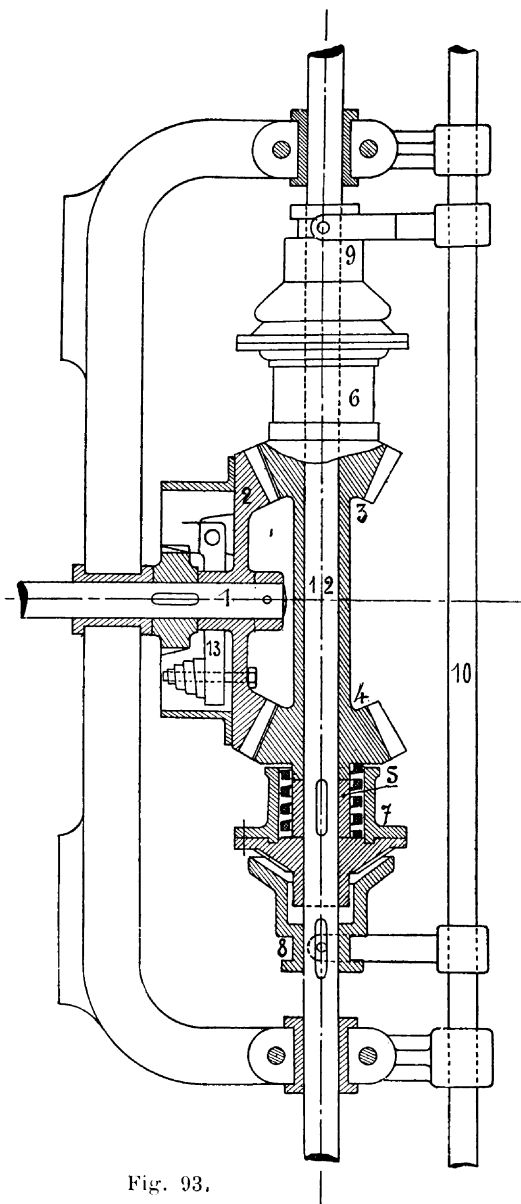


Fig. 93.

qui commande dans ce sens la fermeture de la vanne.

Pendant ce mouvement, le ressort du manchon 6 s'est au contraire détendu, il est venu s'appliquer à l'intérieur de sa boîte, solidaire du manchon, et laisse tourner fou le pignon 3 en sens inverse du pignon 4.

Si la vitesse diminue sur la transmission, l'effet réciproque se produit, le pendule s'abaisse, c'est le pignon 3 qui entraîne la roue 2 et l'arbre 1 dans un sens de rotation opposé au premier et provoquant l'ouverture de la vanne.

Pour éviter les accidents au vannage, l'engrenage 2 est fou sur l'arbre 1, il est relié à celui-ci par un cliquet maintenu au moyen du ressort 13 dans un rochet calé sur le dit arbre. Si un obstacle quelconque s'oppose au mouvement du vannage, le ressort 13 s'écrase et dégage le cliquet, isolant ainsi la roue 2 de l'arbre 1.

Le régulateur proprement dit ou tachymètre n'a qu'un effort très faible à produire, par conséquent sa sensibilité n'est pas influencée. Il n'a en effet qu'à tendre ou détendre le ressort en spirale, ce qui n'exige qu'un effort bien inférieur à celui nécessaire pour l'entraînement avec simplement les cônes de friction.

Arbres marchant sous un angle quelconque. — Les exemples que nous venons de citer se rapportent tous à des engrenages coniques marchant à 90°, c'est-à-dire dont les axes sont perpendiculaires.

1° Les engrenages coniques peuvent aussi mar-

cher sous un angle quelconque. Cela permet de pouvoir toujours transmettre le mouvement d'un arbre 1 (fig. 94) à un autre arbre 2 situé dans un plan quelconque par rapport au premier avec un intermédiaire 3. L'équipage se compose alors de deux systèmes coniques dont les raisons convenablement calculées peuvent produire soit une

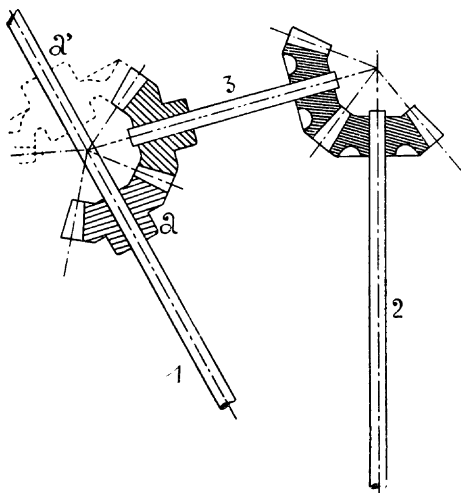


Fig. 94.

multiplication, soit une réduction de vitesse sur l'arbre 2. Le sens de rotation de l'arbre 2 est opposé au sens de rotation de l'arbre 1. Pour redresser ce sens, il suffirait de caler un pignon convenable (a') remplaçant le pignon (a) sur l'arbre 1.

2° On arrive au même résultat en remplaçant l'un des équipages coniques par un équipage de roues droites.

La figure 95 est un exemple de ce dispositif :

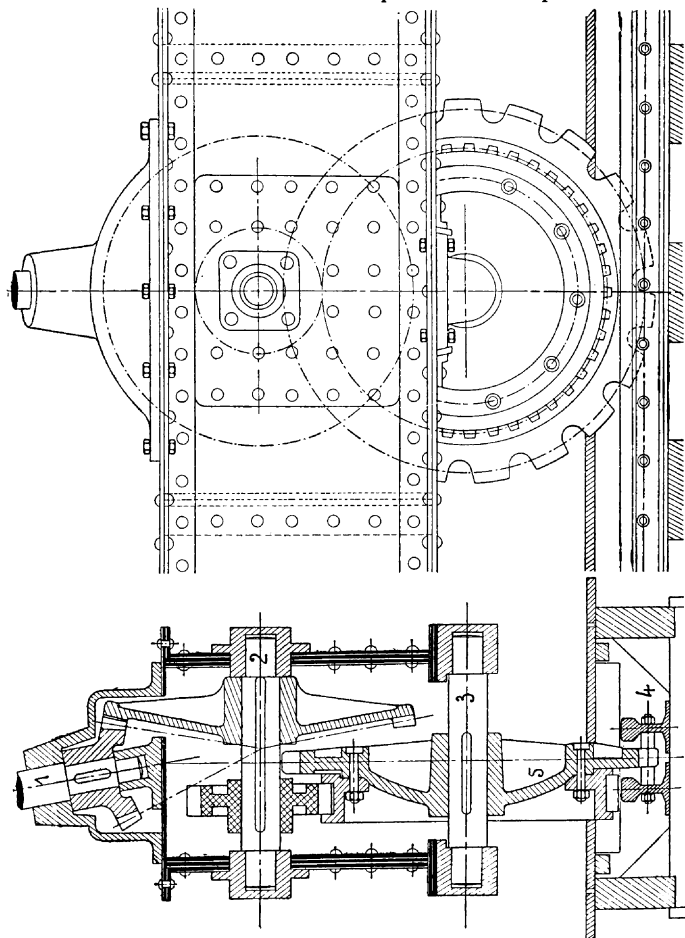


Fig. 95.

c'est le mouvement de translation de la grue

« Titan » qui desservait, à l'Exposition de 1900, la galerie des machines, et qui avait été construite par la maison Le Blanc de Paris. Dans ce pont roulant, la translation était obtenue à l'aide d'un moteur à courant continu de 20 chevaux placé à 5 mètres de hauteur environ et dont l'axe était perpendiculaire à celui de la voie de roulement.

Le mouvement de l'arbre moteur était transmis par un système conique à l'arbre incliné 1. Un second système conique entraînait l'arbre 2, parallèle au roulement, en réduisant la vitesse. Un système de roues droites la réduisait encore, en entraînant le plateau à encoches 5. Ce plateau prenant appui sur les entretoises des rails, disposées en crémaillère, obligeait le pont à se déplacer en roulant sur ces rails.

Pour éviter les gauchissements du pylône, l'appareil était double et l'entraînement se faisait sur les deux voies.

Ce mouvement est encore un exemple de l'emploi d'une crémaillère fixe le long de laquelle se déplace l'organe solidaire du pignon, dont nous avons parlé au § 6 de ce chapitre.

Engrenages à dents de bois. — Dans les transmissions soignées, et quand les engrenages atteignent une certaine grosseur, l'une des roues est formée d'une couronne en fonte, dans laquelle sont enchâssées des dents en bois dites *alluchons*. Les ouvertures dans la couronne sont rectangulaires et les dents, emmanchées en forçant dans ces ouvertures sont généralement goupillées par en dessous. Les dents se font en gaïac, en poirier,

ou plus généralement en sorbier ou en cormier; on se sert aussi d'un bois des pays chauds nommé kébracho.

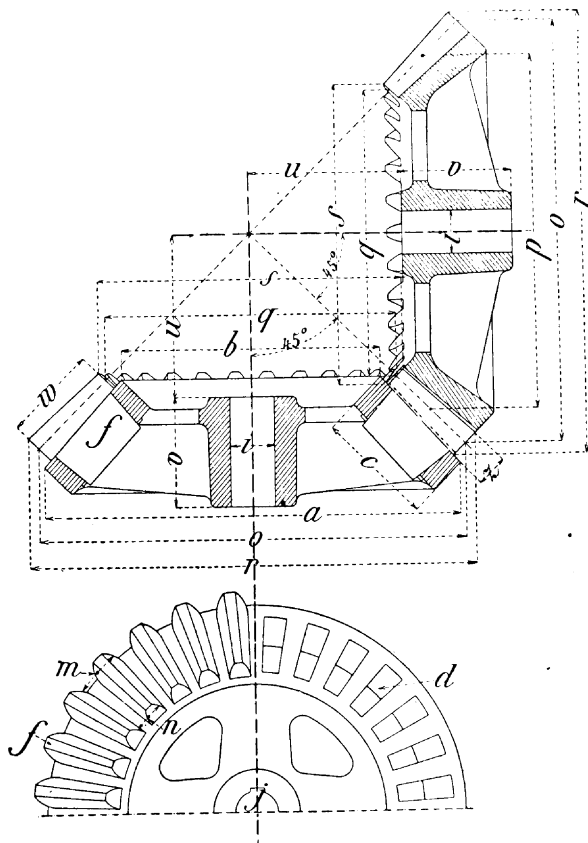


Fig. 96.

La figure 96 nous montre un croquis de roues coniques, dont l'une est à alluchons, types du

commerce, de la maison Piat, à dents taillées.

m : pas extérieur. —

n : pas intérieur. —

o : diamètre primitif extérieur. —

p : diamètre primitif moyen. —

q : diamètre primitif intérieur. —

w : longueur des dents. —

i : alésage. —

j : canelure. —

u : distance de la face du moyeu à l'axe. —

v : longueur du moyeu. —

z : hauteur des dents. —

r : diamètre extérieur. —

s : diamètre intérieur. —

a : diamètre extérieur de la couronne. —

b : diamètre intérieur de la couronne. —

c : largeur de la couronne. —

d : alvéole. —

f : dent de bois ou alluchon. —

Taille des engrenages coniques en général. —

Des machines spéciales taillent les pignons coniques et donnent aux dents des profils à développantes. Il suffit, avec les cotes de tour bien établies, de donner le diamètre primitif du cône de tête extérieur, le nombre de dents, et l'angle primitif de l'engrenage. Les machines à tailler les pignons coniques les plus connues sont les machines Brown et Sharpe, Los Rice, Fellows, Gleason, Monneret, Ernault.

La notation diamétrale est généralement suivie.

L'emploi des pignons coniques à denture brute donne un rendement absolument défectueux.

§ 8. ENGRENAGES HÉLICOÏDAUX

Hooke en 1666, et White en 1806, ont eu l'idée d'assembler, en les juxtaposant, plusieurs disques taillés de petite largeur, les dents d'un disque étant toujours un peu en retraite sur les dents du disque précédent. De cette façon, ils réduisaient les frottements en diminuant le pas effectif. En effet, une jante composée de trois couronnes dentées avait un pas effectif réduit au tiers. L'effet produit était le même que par des dents trois fois plus minces sur un engrenage droit. La saillie des dents pouvait être diminuée et leur glissement réduit. La conduite était plus continue, plus douce.

En multipliant le nombre des disques à l'infini, les points « axes des dents » formaient une ligne droite enroulée sur la surface cylindrique de la jante.

Cette ligne devenait une hélice d'où le nom d'engrenages hélicoïdaux. On appelle la ligne « d'axe des dents » hélice directrice.

Principe. — Pour que deux roues se commandent, fig. 97, il faut que les hélices directrices

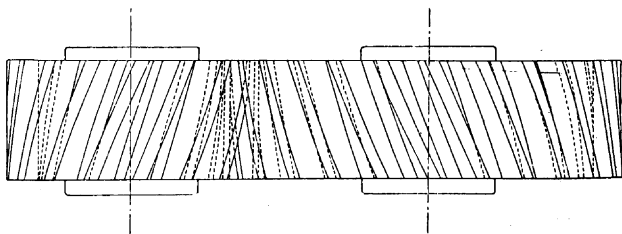


Fig. 97.

aient même inclinaison sur les génératrices de la jante et il faut que, sur une roue, cette inclinaison soit en sens inverse de celle sur l'autre roue.

On fait l'engrenage moins large à la jante, la dent conservant sa longueur nécessaire.

Ces engrenages sont d'une grande précision ; en horlogerie astronomique et dans toutes les machines pour travaux délicats, ils sont très employés.

Leur application convient surtout pour les grandes vitesses.

Les roues droites à denture hélicoïdale marchant à axes parallèles trouvent une application très profitable dans les harnais de tours, où ils apportent un fonctionnement parfait.

Axes perpendiculaires. — Quand deux engrenages hélicoïdaux n'ont pas leurs axes parallèles, la somme des deux angles d'inclinaisons doit être égale à l'angle que font les axes.

En mettant sur les deux roues les inclinaisons dans le même sens et en faisant la somme des deux angles d'inclinaisons égale à 90° , on peut lier deux arbres perpendiculaires.

Si l'une des deux roues doit constamment conduire l'autre, on lui donnera un plus grand angle d'hélice qu'à la roue conduite.

Pour les engrenages hélicoïdaux, on appelle « angle d'hélice » ou inclinaison de l'hélice l'angle que fait celle-ci avec la génératrice du cylindre primitif.

La figure 98 représente un système de roues à axes perpendiculaires, dont la denture est inclinée à droite. La flèche *f*, sur la roue, correspond au

sens de rotation produit par le pignon tournant dans le sens de la flèche f sur ce pignon. Les flèches f' correspondent de la même façon.

La figure 99 représente un système de roues à axes perpendiculaires, dont la denture est inclinée à gauche. La flèche f , sur la roue, correspond au

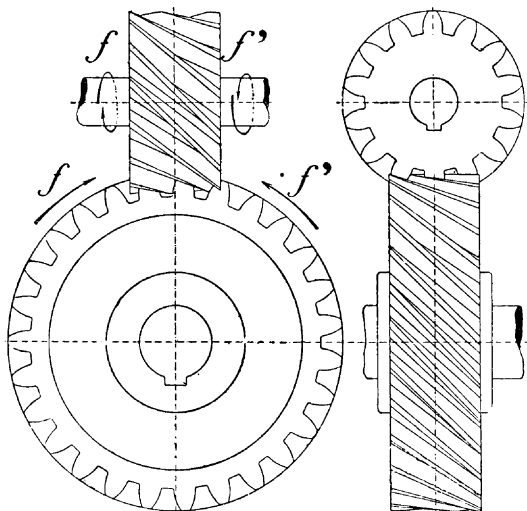


Fig. 98.

sens de rotation produit par le pignon tournant dans le sens de la flèche f sur ce pignon. Les flèches f' correspondent de la même façon.

Toujours, un système de roues hélicoïdales devra être graissé abondamment après un montage rigoureusement mathématique.

L'inconvénient de cet engrenage est d'exercer une poussée longitudinale sur les arbres. On

équilibre ces poussées en faisant conduire par le

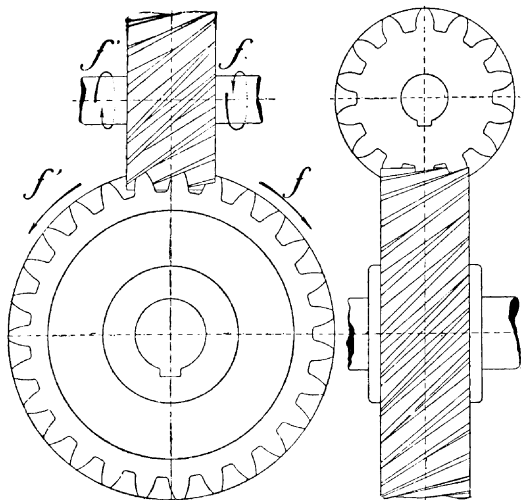


Fig. 99.

même arbre deux roues hélicoïdales ayant une inclinaison en sens inverse, ou, quand cela n'est pas possible, en mettant des butées en bout des arbres.

Engrenages à chevrons. — M. A. Piat a eu l'idée d'assembler, en les juxtaposant, deux sections de jantes à dentures hélicoïdales ayant même pas et même inclinaison mais en sens inverse.

De ce fait, l'inconvénient de la poussée est supprimé. On appelle cette denture à deux hélices concourantes *dentures à chevrons*.

La figure 100 nous montre deux roues à chevrons pouvant marcher à axes parallèles.

On construit aussi à chevrons les crémaillères et les engrenages coniques.

On trouve des applications nombreuses des engrenages à chevrons dans les moulins à cylin-

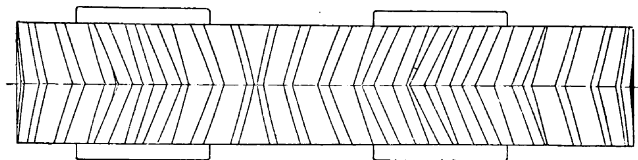


Fig. 100.

dres, les laminoirs, les pompes à grand débit, les machines d'extraction, les tramways électriques, etc., partout, en un mot où l'on est en présence de gros efforts.

Pas des engrenages hélicoïdaux. — Notation diamétrale. — Les définitions et les dimensions restent les mêmes pour les engrenages hélicoïdaux que pour les engrenages droits. Seulement, le module obtenu en divisant le diamètre primitif par le nombre de dent, est appelé *module apparent*.

Le « module réel » est égal « au module apparent multiplié par le cosinus de l'angle d'inclinaison de l'hélice. C'est ce « module réel », mesuré perpendiculairement au filet, qui se rapporte au module normal de la roue à denture droite.

Le pas mesuré sur la section circulaire de la jante se nomme « pas apparent ». Il est égal au module apparent multiplié par π .

Le pas mesuré sur la section perpendiculaire à l'hélice se nomme « pas réel », il est égal au module réel multiplié par π .

Tous les engrenages hélicoïdaux d'un même module réel engrènent entre eux, pourvu que leurs axes soient sous l'angle convenable.

Les modules apparents des engrenages hélicoïdaux, d'un même module réel, diffèrent suivant l'inclinaison de l'hélice.

Le diamètre primitif s'obtient en multipliant le module apparent par le nombre de dents. — La saillie des dents et leur profondeur se calculent sur le module réel, comme nous l'avons indiqué pour les engrenages droits.

EXEMPLE I. — Soit à déterminer les dimensions d'une roue hélicoïdale de 36 dents, module réel 6, angle de l'hélice 20° .

Le cosinus de 20° étant 0,9397, le module apparent est $6 \times 0,9397 = 5,6382$. Le diamètre primitif sera : $5,638 \times 36 = 202,975$. Le diamètre extérieur sera : $202,975 + (2 \times 6) = 214,975$.

Dans les roues marchant à axes parallèles, les modules réels et l'inclinaison des hélices étant les mêmes pour les deux roues, les modules apparents seront les mêmes.

EXEMPLE II. — Soient 2 engrenages hélicoïdaux de 20 et 60 dents, module réel 4. Inclinaison de l'hélice = 18° . Leur module apparent est 4,205. Leurs diamètres primitifs sont donc 84,11 et 252,33. La distance des deux axes sera de 336,44.

EXEMPLE III. — Soient deux engrenages hélicoïdaux de 15 et 24 dents reliant deux axes dont la distance est de 48 m'm. Nous voulons déterminer le module apparent puis l'inclinaison de l'hélice. Divisant l'axe en axe par la demi-somme des nombres de dents, nous aurons

$$\frac{84 \times 2}{39} = 4.307$$

qui sera le module apparent des engrenages. Prenons une inclinaison d'hélice donnant avec ce module apparent, un module normal réel, 4 par exemple. Le cosinus de l'angle d'inclinaison sera

$$\frac{4}{4,307} = 0,9287. \text{ Ce qui, sur la table trigono-}$$

métrique, se rapporte à un angle de 21°45'.

Dans le cas d'engrenages hélicoïdaux à axes concourants, les modules réels sont encore les mêmes, mais les modules apparents dépendent des inclinaisons et les diamètres primitifs des engrenages ne sont donc pas proportionnels à leurs nombres de dents.

Les engrenages hélicoïdaux sont taillés à la machine aussi facilement que les engrenages droits, c'est pourquoi leurs applications deviennent de plus en plus nombreuses.

§ 9. — ROUES ET VIS SANS FIN

Examinons le cas de deux engrenages hélicoïdaux marchant à axes perpendiculaires et

ayant un rapport de vitesses angulaires très petit. Le pignon aura un diamètre primitif réduit. Donnons une inclinaison très faible à l'hélice, il se trouvera que les dents, au lieu d'être des portions d'hélices parallèles, ne formeront plus qu'un filet en hélice unique. Ce sera la « *vis sans fin* » (fig. 101).

Le tracé de la vis sera celui du profil de la crémaillère animé d'un mouvement hélicoïdal, c'est-à-dire tournant autour d'un axe et se déplaçant en même temps le long de cet axe.

La vis sera à un, deux, trois filets selon que son pas comprendra un, deux ou trois filets, et autant de creux.

Dans une vis à un filet, le pas de la roue est égal au pas de la vis, mais dans une vis à deux ou trois filets, le pas de la roue est seulement la moitié ou le tiers de celui de la vis.

Le nombre de tours de la roue est au nombre de tours de la vis comme le nombre de filets de la vis est au nombre de dents de la roue. C'est-à-dire que pour une roue de 120 dents et une vis à 3 filets, 40 tours de vis donneront un tour de roue, et pour une roue de 180 dents actionnée

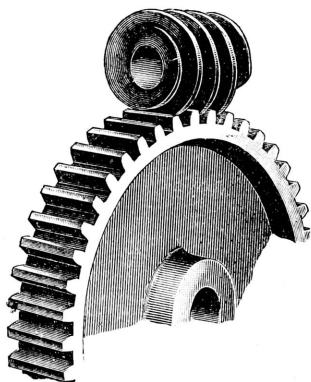


Fig. 101.

par une vis à 1 filet, il faudra 180 tours de vis pour faire un tour de roue.

Vis tangente. — La figure 102 représente une vis sans fin modifiée de telle façon que la denture de la roue, au lieu d'être limitée par un cylindre ayant même axe que le cylindre primitif, prend la forme d'un tore et épouse la vis d'une façon plus étendue. On l'emploie dans les cas de grands efforts. C'est la vis tangente, ses applications sont les mêmes que celles de la vis sans fin ordinaire.

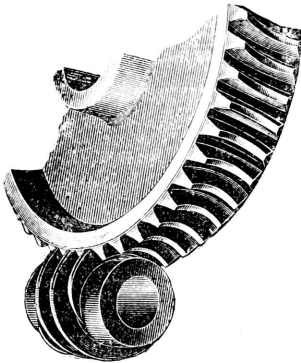


Fig. 102.

Applications. — 1° *Le dispositif est irréversible.* Le dispositif roue et vis sans fin trouve de nombreuses applications dans les cas où l'engrenage ne doit pas être réciproque. Dans les appareils comme les vannages, les grues, les crics, il ne faut pas que la résistance puisse amener le mouvement inverse quand la puissance cesse ou diminue.

On arrive à ce résultat en employant une vis à filet unique. D'après les expériences de M. Morin, le rayon du cylindre primitif de la roue ne doit pas être inférieur aux $\frac{8}{5}$ de l'épaisseur de la dent pour qu'il ne puisse y avoir réciprocité.

Directions des automobiles. — Certaines directions, dans les voitures automobiles, ont été créées en vue des parcours en ligne droite, de façon que les roues directrices ne puissent pas influencer le volant de manœuvre.

La commande par vis sans fin a été appliquée à ce cas par la maison Malicet et Blin, la figure 103 représente cet ap-

pareil. L'arbre 1 est celui du volant de direction, il actionne par une vis sans fin le secteur 2 relié aux leviers de commande des manivelles des roues directrices. Mais le mécanisme n'étant pas réversible, les roues directrices restent dans la position voulue par

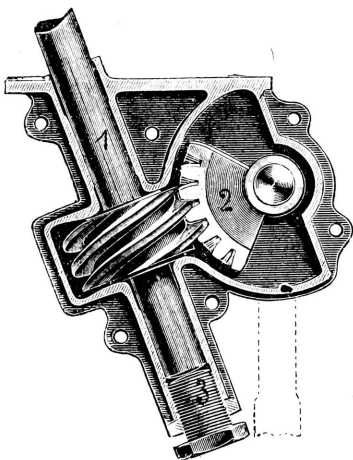


Fig. 103.

le conducteur jusqu'à ce que celui-ci leur en imprime une autre, toujours au moyen du volant. La vis 3 sert de butée ; elle est nécessitée par la poussée longitudinale sur l'arbre, inhérente à ce genre de transmission, comme dans les engrenages hélicoïdaux.

2° *Réducteurs de vitesse.* — Quand on a besoin

d'une grande réduction de vitesse, le dispositif roue et vis sans fin est indiqué, mais le rendement mécanique est toujours faible, malgré un montage rigoureusement exact et un graissage très abondant.

La maison Decauville aîné à Petit-Bourg emploie ce dispositif pour certains de ses moteurs depuis 1/4 de cheval jusqu'à 6 chevaux. L'appareil est représenté fig. 104.

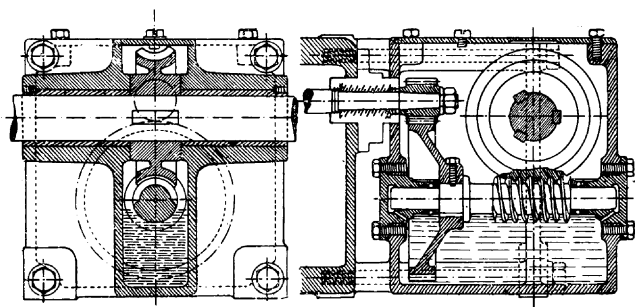


Fig. 104.

Un système de roues droites réduit déjà la vitesse et communique le mouvement à une vis sans fin en acier, engrenant avec une roue en fonte de grand diamètre. La vitesse réduite ainsi obtenue atteint en moyenne un centième ou un cinquantième de celle des moteurs, suivant que la vis est à un ou deux filets. L'ensemble est enfermé dans une boîte en fonte en deux pièces ; la partie inférieure comprend une console recevant le moteur fixé au moyen de quatre vis arrêtées par des rondelles fendues.

La vis tourne dans des paliers à bagues munis

de butées à billes nécessitées par la poussée longitudinale. Pour obtenir l'indépendance de l'arbre de l'induit et de la vis, ceux-ci sont reliés par un manchon élastique; de plus, la jante de ce manchon est disposée pour recevoir l'action d'un frein. L'arbre du réducteur tourne dans des parties en fonte lubrifiées par des compresseurs à graisse. La roue droite et la vis tournent constamment dans un bain d'huile, toutes les précautions sont donc bien prises.

Le rendement de ce réducteur est d'environ 50 %; mais il est créé en vue des marches intermittentes, on peut se baser dès lors sur les puissances des moteurs fonctionnant en surcharge de deux fois leur puissance normale environ.

Ce réducteur se prête facilement à la commande, directe ou non, de tambours d'enroulement d'assez grands diamètres, pour treuils de grues, de ponts roulants, plans inclinés, monte-charges, etc...

§ 10. ENGRENAGES ELLIPTIQUES

Dans tous les engrenages dont nous nous sommes occupés, chaque système est soumis à une vitesse constante. On a quelquefois besoin de vitesses variables sur l'arbre conduit. Si on ne veut pas employer les plateaux de Sellers, on peut faire usage d'un système d'engrenages elliptiques faisant varier la vitesse angulaire de l'arbre conduit dans des limites données.

Il faut d'abord que les ellipses primitives soient égales.

Soient, (fig. 105), OO' la distance des centres de deux ellipses égales, $OC = O'C$, leurs demis grands axes.

F et F' sont les foyers de l'ellipse O .

F^1 et F^2 sont les foyers de l'ellipse O' .

Les ellipses sont tangentes en C .

L'ellipse O tourne autour de son foyer F .

L'ellipse O' tourne autour de son foyer F^1 .

La distance FF^1 des axes de rotation est égale à OO' c'est-à-dire au grand axe de chaque ellipse.

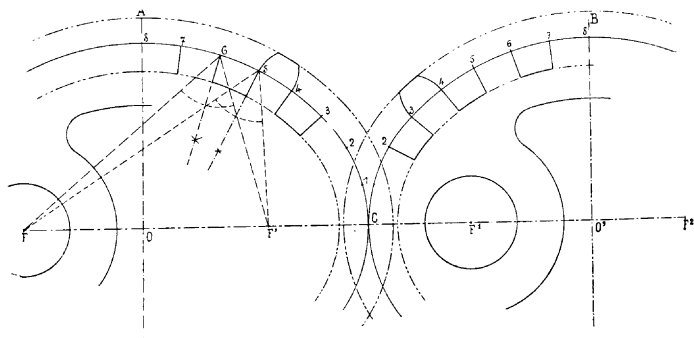


Fig. 105.

Rapport des vitesses angulaires. — A chaque instant, les vitesses angulaires sont inversement proportionnelles aux rayons vecteurs qui viennent se placer en ligne droite sur la ligne des centres.

Appelons : a le demi grand axe ;

c la demi distance focale.

Le maximum du rapport des vitesses angulaires est donné par la formule : $\frac{a + c}{a - c}$

Le minimum de ce rapport est donné par la formule : $\frac{a - c}{a + c}$

Etant donné un rapport de vitesses angulaires variable entre des limites déterminées, quel est le rapport des axes ?

Faisons le rapport maximum connu $\frac{a + c}{a - c} = r$

Le rapport maximum sera par suite :

$$\frac{a - c}{a + c} = \frac{1}{r}$$

Le rapport R des demis-axes des ellipses sera donné par la formule :

$$R = \sqrt{1 - \frac{(r - 1)^2}{(r + 1)^2}} = \frac{2\sqrt{r}}{r + 1}$$

Pour $r = 4$ on a : $R = \frac{4}{5}$

Pour $r = 9$ on a : $R = \frac{3}{5}$ etc.

Le mouvement n'est convenablement assuré que quand les ellipses sont peu excentrées. Le rapport R ne doit pas descendre au-dessous de $\frac{3}{4}$ ce qui donne $r = 2,2$ environ.

Les ellipses étant égales, un tour de l'une provoque un tour de l'autre.

Tracé des engrenages elliptiques. — Il est évident que l'on ne peut transmettre la rotation de l'une des ellipses à l'autre par simple contact de friction : il faut armer les courbes de dents.

Pour tracer la denture, on choisit un pas convenable, donnant un certain nombre de dents. On divise la courbe en un nombre double de par-

ties égales, à cause des creux. Mais l'ellipse n'est pas une courbe régulièrement uniforme, les profils changent donc d'une dent à l'autre ; seulement l'ellipse est divisée par ses axes en 4 parties qui peuvent se superposer. Il suffira donc de déterminer la denture pour un quart de la roue quand le nombre de dents sera multiple de 4.

Soient, fig. 105, les deux ellipses primitives égales O et O' ; F et F' les foyers de O et F_1 et F_2 , les foyers de O' .

Portons les divisions : 1. 2. 3. 4. 5. 6. 7. 8, correspondant au $1/4$ de la courbe et indiquant 32 dents sur le développement total. Puis limitons les dents de O en portant au-dessus de l'ellipse primitive les $\frac{7}{10}$ de leur épaisseur et les $\frac{8}{10}$ en dessous, sur la ligne des centres. Par les points ainsi obtenus, on fera passer deux ellipses parallèles à O . Pour déterminer les flancs, joignons chacun des points de division de l'ellipse primitive aux deux foyers, la bissectrice de l'angle ainsi obtenu sera le flanc demandé ; la figure l'indique pour les divisions 5 et 6. Pour obtenir le profil des faces, nous n'aurons plus qu'à nous servir du tracé Poncelet, comme nous l'avons indiqué au paragraphe 1 de ce chapitre (fig. 65 et 66) les quatre dents de la portion à tracer sur l'ellipse O seront déterminées l'une après l'autre.

Pour l'ellipse O' , les limites des dents et les flancs seront déterminés de la même manière. Le tracé Poncelet (fig. 65) nous donnera la face conduite sur la dent de l'ellipse O' par la face conductrice de la dent de l'ellipse O .

Courbes déduites de l'ellipse. — Les engrenages ci-dessus ne donnent qu'une période par tour, mais on peut transformer les ellipses roullantes en d'autres courbes à plusieurs saillies.

Soit à construire une courbe à deux saillies. Commençons par tracer une ellipse dont le grand axe BA soit égal à la distance des centres CD, avec une excentricité très faible.

Par l'un des foyers F élevons une perpendicu-

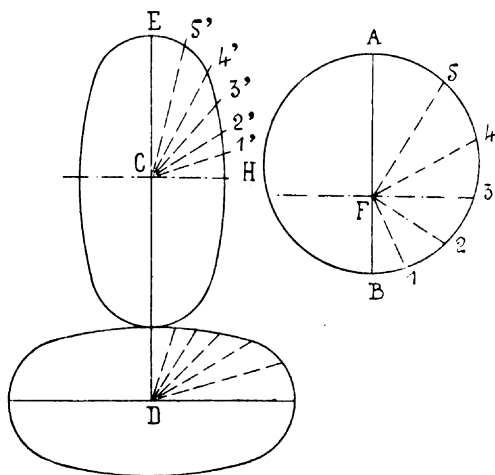


Fig. 106.

laire au grand axe et divisons la demi-ellipse en un certain nombre d'angles égaux, soit 6, et menons les rayons vecteurs FB. F1. F2. F3. F4. F5. FA.

Par le point C extrémité de la ligne des centres, élevons une perpendiculaire à cette ligne et divi-

sons l'angle droit ECH en six angles égaux puis sur les lignes de division portons $CH = FB$ $CI' = FIC2' = F2$ $CE = FA$, et faisons passer une courbe par tous ces points. Reportons la pour les trois autres angles droits et nous aurons une courbe à deux saillies capable d'en mener une autre égale ayant le point D comme centre en observant de mettre sur la ligne des centres le rayon correspondant à FB. Ces courbes en roulant feront naître deux maxima et deux minima, c'est-à-dire deux périodes.

Elles tourneront, étant égales, tour pour tour comme les ellipses.

Le tracé des dents s'effectue de la même manière que dans le cas précédent.

Courbe elliptique et cercle excentré. — On peut remplacer l'une des deux courbes elliptiques par un cercle excentré (fig. 107).

L'ellipse peu excentrée de la fig. 106 devient alors le cercle excentré lui-même et sert à la construction de la courbe elliptique.

Dès lors on voit que le développement de la courbe elliptique primitive est égal à deux fois le développement de la circonférence primitive de la roue excentrée, et un tour de cette dernière correspond à un demi tour de la roue elliptique, il y a toujours deux périodes.

Pour obtenir le profil des dents de la roue excentrée, on emploie encore la méthode Poncelet de la fig. 66.

Enfin la même méthode (fig. 65) nous permettra de déterminer le profil de chacune des dents

de la portion AD, représentant le 1/4 de la courbe elliptique correspondant à la 1/2 circonférence ABC. Les limites des dents sur la courbe seront déterminées comme nous l'avons fait dans le cas précédent (fig. 105).

Le rayon d'excentricité se rapproche généralement du 1/3 du rayon du pignon.

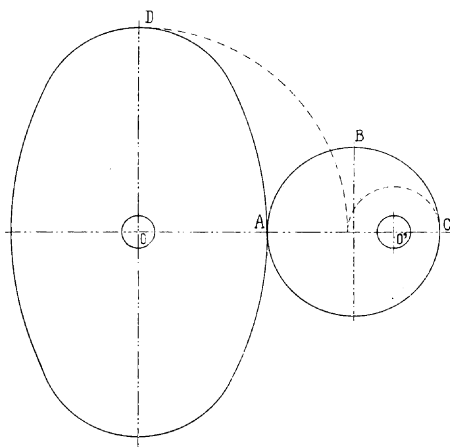


Fig. 107.

Applications. — L'application des engrenages elliptiques se trouve dans les machines où il faut un temps perdu pour permettre le passage d'un organe, et un temps d'accélération pour rattraper ce temps perdu.

D'autres fois, étant donné le temps, t , d'un tour, il faut à un moment, m , de ce temps, une vitesse plus grande que la vitesse uniforme nécessaire à parcourir le même espace dans le même temps.

Il faut alors créer un mouvement périodique : accéléré au moment m , et retardé par la suite de façon qu'au bout de la période t l'espace parcouru soit le même que si le mouvement était uniforme.

Ce cas se présente dans certaines coupeuses de papeterie qui doivent donner un nombre déterminé de coupes par minutes. Le temps entre deux coupes correspond à la période. Au moment de la coupe, on donne une grande vitesse au couteau pour diminuer l'effort et le faux équerre de la coupe, on ralentit ensuite, puis on finit la période par le même mouvement accéléré correspondant à la coupe suivante.

Le mouvement varié obtenu par les engrenages elliptiques se rapproche sensiblement du type ; uniformément accéléré suivi d'uniformément retardé.

En combinant un système d'engrenages droits et un système de roue elliptique avec pignon

droit excentré, la maison Piat construit des mouvements de « retours rapides ».

Le figure 108 nous montre un de ces dispositifs.

Le travail s'effectue pendant le mouvement uniforme transmis par le pignon droit au secteur

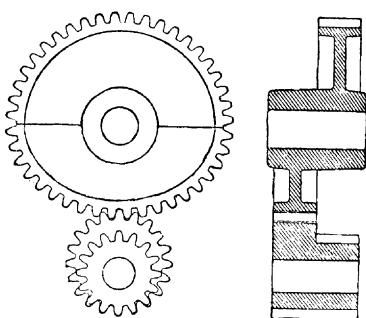


Fig. 108.

droit. Un tour du pignon correspond à $\frac{16}{44}$ de tour du secteur, le rapport des vitesses angulaires est donc $\frac{8}{22}$. En effet, le pignon a 16 dents et le secteur 22.

Le retour s'effectue pendant le mouvement varié transmis par le pignon excentré au secteur elliptique. Nous avons vu précédemment que dans ce dispositif, le rapport des vitesses angulaires est de $\frac{1}{2}$ ou $\frac{11}{22}$ après chaque période du mouvement varié.

Comme dans les deux cas les espaces parcourus sont égaux, les temps étant inversement proportionnels aux vitesses, le travail prendra les $\frac{11}{19}$ de la période et le retour les $\frac{8}{19}$ seulement.

En général, ces engrenages, assez longs à tracer et à tailler, sont très peu employés. Les plateaux de friction genre Sellers leur sont préférables dans tous les cas où les vitesses peuvent supporter les irrégularités dues aux glissements des galets sur ces plateaux.

D'autre part, la différence de vitesse entre les deux parties de la période, l'aller et le retour, ne peut pas être très grande.

Ces deux inconvénients font judicieusement réserver leur utilité pour des cas très spéciaux, notamment la commande du marbre dans les machines à imprimer la taille-douce de luxe inventées par l'ingénieur Leymarie, de Paris.

§ 11. ENGRENAGES ÉPICYCLOIDAUX ET HYPOCYCLOIDAUX

I

ENGRENAGES ÉPICYCLOIDAUX

On appelle *train épicycloïdal* un dispositif de roues dentées, dont la première est montée sur un axe fixe, et dont les autres ont leurs axes entraînés par un levier ou un châssis tournant autour de cet axe fixe de la première.

Chaque point des roues montées sur le levier décrit donc une épicycloïde.

Le train épicycloïdal modifie dans de grandes proportions la raison du train ordinaire qui existe entre les roues extrêmes, lorsque le levier est immobile.

En effet, (fig. 110) si en même temps que la première roue A tourne, on imprime au levier B portant le train un mouvement de rotation autour de l'axe

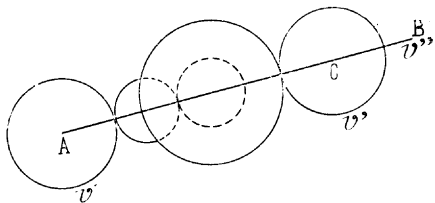


Fig. 109.

A, le mouvement effectif des roues du train est un mouvement composé, résultant de leur engrènement avec la roue A et du mouvement du levier AB.

Soit ω la vitesse angulaire de la première roue A et ω' la vitesse angulaire d'une autre roue C du train ayant son centre sur le levier AB.

Soit ω'' la vitesse angulaire du levier AB autour de l'axe A.

La vitesse angulaire de la roue A par rapport au levier sera : $\omega - \omega''$.

La vitesse angulaire de la roue C par rapport au levier sera $\omega' - \omega''$. Donc, le rapport des vitesses angulaires simultanées des roues C et A, par rapport à un même système AC, est égal à $\frac{\omega' - \omega''}{\omega - \omega''}$. Ce rapport est égal à la raison R de l'équipage de roues dentées formé par la roue A et les intermédiaires jusques et y compris la roue C. On a donc :

$$R = \frac{\omega' - \omega''}{\omega - \omega''}.$$

Cette formule, due à Willis, est générale, mais il faut attribuer aux vitesses angulaires ω , ω' , ω'' et à la raison R, les signes qu'elles comportent, et ne pas oublier que les vitesses ω , ω' , ω'' sont des quantités algébriques.

Applications. — 1^o *Mouche ou roue planétaire de Watt.* — On assure que Watt, lors de la construction de ses premières machines à vapeur, ne pouvait se servir du dispositif bielle et manivelle, déjà breveté. Il imagina alors sa « roue planétaire » ou « mouche ». (fig. 110).

Sur la bielle AB était fixée une roue C qui faisait corps avec elle. Elle engrenait avec une seconde roue D calée sur l'arbre à conduire. Une

manivelle OA, folle sur l'arbre et de longueur égale à la somme des rayons des roues obligeait la roue C à garder l'engrènement avec la roue D.

Ainsi, le circulaire alternatif du balancier était transformé en circulaire continu sur l'arbre de couche. Le volant faisait franchir les points morts.

Les deux roues étant égales, le rapport des vitesses angulaires, représenté par $1 + \frac{R'}{R}$ devient

égal à 2, c'est-à-dire qu'un tour complet du levier AO faisait faire deux tours à l'arbre.

En donnant à R et R' des valeurs différentes et convenables, on peut obtenir n'importe quel rapport plus grand que 1.

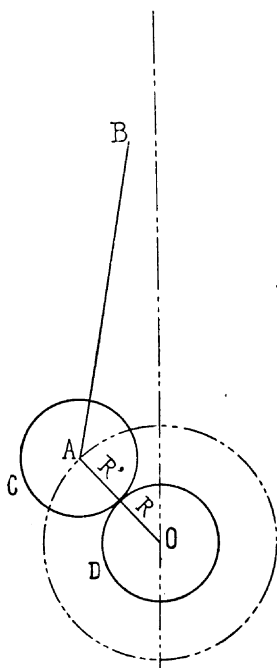


Fig. 110.

2° *Paradoxe de Ferguson*. — Etant données trois roues montées sur le même axe, on peut les commander par une quatrième roue, de façon que

la première ne tourne pas, que la seconde tourne dans un sens et la troisième en sens inverse.

Ce mécanisme sert à démontrer les propriétés des trains épicycloïdaux ; il est représenté figure 111.

Une roue A est clavetée sur un axe fixe O. Sur

un levier L, tournant librement autour de l'axe O, est montée folle sur un axe une roue B, engrenant avec trois autres roues C, D, E, concentriques et à moyeux emboîtés. La roue C est folle sur le moyeu de D, qui elle-même est folle sur le moyeu

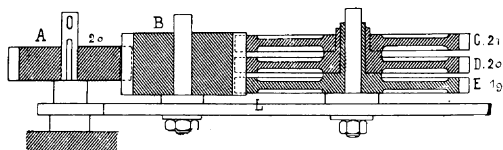


Fig. 111.

de E, qui elle-même est folle sur l'axe fixé au levier.

Le levier L est animé d'un mouvement de rotation autour de son axe O. La roue B est donc entraînée dans un mouvement épicycloïdal et le transmet aux roues C, D, E.

La roue A étant fixe, la formule :

$$R = \frac{v' - v''}{v - v''} \text{ devient } R = \frac{v' - v''}{-v''}$$

puisque $v = 0$., donc

$$v' - v'' = -v'' R \text{ et } v' = v'' (1 - R)$$

Faisons la roue A de 20 dents, la roue C de 21 dents, la roue D de 20 dents, la roue E de 19 dents. Les diamètres primitifs différant très peu, les roues peuvent être concentriques, pratiquement :

$$\text{Dans le système AC on a : } R = \frac{20}{21}$$

$$\text{AD on a : } R = \frac{20}{20}$$

$$\text{AE on a : } R = \frac{20}{19}$$

En mettant ces valeurs dans la formule, on a pour C ;

$$v' = v'' \left(1 - \frac{20}{21}\right) = \frac{v''}{21}$$

La roue C tourne dans le même sens que le levier et pour 1 tour de celui-ci fait $\frac{1}{21}$ de tour.

Pour la roue D, on a :

$$v' = v'' \left(1 - \frac{20}{20}\right) = \text{zéro.}$$

C'est-à-dire que la roue D ne tourne pas.

Enfin pour la roue E on a :

$$v' = v'' \left(1 - \frac{20}{19}\right) = v'' \left(-\frac{1}{19}\right) = -\frac{v''}{19}$$

Ce qui signifie que la roue E tournera dans le sens opposé à celui du levier, et que pour un tour de celui-ci elle fera $\frac{1}{19}$ de tour.

On voit le parti à tirer de ces montages planétaires pour arriver à des rapports difficiles à obtenir avec des engrenages ordinaires.

3° *Réducteurs*. — La plus grande application des trains épicycloïdaux est faite dans le cas de réduction de vitesse. Soit, comme exemple, le compteur de tours à deux aiguilles marquant les unités et les centaines, figure 112.

Sur l'arbre C, entraîné par le train épicycloïdal

est montée une aiguille 1, marquant les centaines. Sur la douille B, tournant folle sur C et entraînée directement par la roue A, qui reçoit le mouvement, est montée une aiguille 2, marquant les unités.

Cela revient à dire qu'il faut que 100 tours de A ne provoquent qu'un tour de D.

Le train épicycloïdal est composé : d'une roue H, fixée sur le bâti, en prise avec une seconde roue F, calée sur un arbre K tournant librement dans un bossage de la roue-levier A.

L'arbre K entraîne une troisième roue E en prise avec la quatrième D calée sur l'arbre C entraînant l'aiguille des centaines.

Détermination des modules : Reprenons la formule de Willis : $R = \frac{\nu' - \nu''}{\nu - \nu''}$, comme $\nu = 0$ elle devient :

$$R = \frac{\nu' - \nu''}{-\nu''} \text{ d'où l'on tire :}$$

$$\nu' - \nu'' = -\nu'' R$$

$$\text{ou } \nu' = \nu'' - \nu'' R \text{ ou } R = \nu'' (1 - R)$$

$$\text{ou } \frac{\nu'}{\nu''} = 1 - R \text{ ou } \frac{1}{100} = 1 - R$$

Or R, la raison du train n'est autre chose que le rapport des nombre de dents, $R = \frac{H \times E}{F \times D}$

$$\text{On peut donc écrire : } \frac{1}{100} = 1 - \frac{H \times E}{F \times D}.$$

Il ne nous reste plus qu'à identifier les deux membres, pour cela faisons :

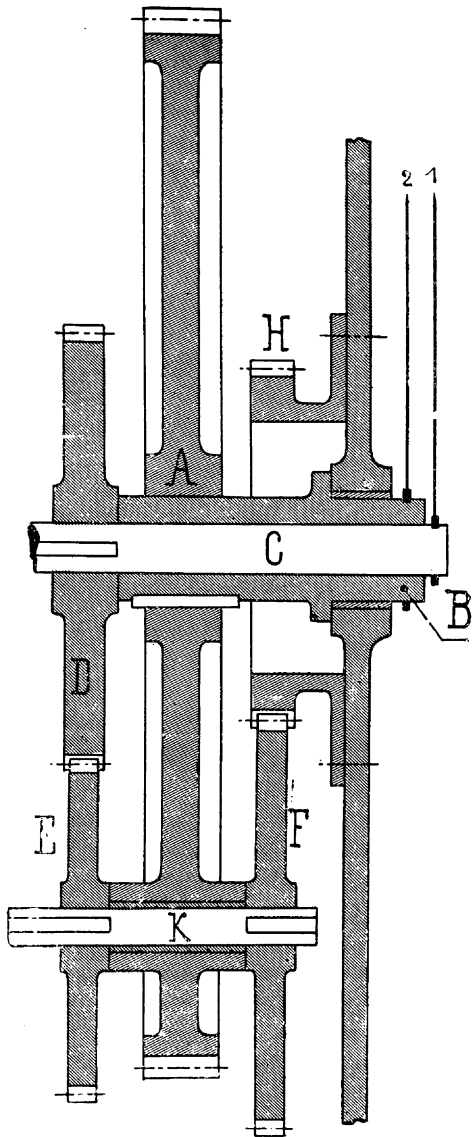


Fig. 112.

$\frac{1}{100} = 1 - \frac{99}{100} = 1 - \frac{9 \times 11}{4 \times 25}$ et, en multipliant les deux termes par les mêmes nombres :

$$1 - \frac{3 \times 4 \times 11 \times 3}{4 \times 6 \times 25 \times 2} = 1 - \frac{36 \times 33}{24 \times 50} = 1 - \frac{F \times D}{H \times E}$$

On peut donc adopter : H = 36 dents ;

E = 33 dents ;

F = 24 dents ;

D = 50 dents.

On déduira les rayons et les pas de ces roues de leur nombre de dents et de la distance des centres.

Nous donnons cet exemple parce qu'il est très clair et d'une application facile, en montant les roues de la même façon que dans la figure 113, ce dispositif est employé dans nombre de machines-outils, principalement dans les tours à décolleter. On le rencontre dans les machines à faire les vis *Herbert*.

4° *Dispositif genre Fergusson*. — On peut créer un rapport dont le numérateur soit égal à l'unité et le dénominateur au nombre de dents d'une roue donnée.

Soit (fig. 113) une roue A fixée au bâti, L est un plateau porte-train, il tourne autour de OO', B est un pignon monté fou sur un axe fixé au plateau porte-train. Ce pignon engrène avec la roue A et une autre roue C, calée sur l'axe OO' et dernière du train. La roue C est la roue que l'on s'est donnée. La roue A porte une dent de moins.

En reprenant la formule de l'alinéa précédent, comme $R = \frac{A}{C} = \frac{C-1}{C} = 1 - \frac{1}{C}$ on arrive à poser.

$$\frac{v'}{v''} = 1 - 1 + \frac{1}{C} = \frac{1}{C}$$

Ce qui signifie que si C a 91 dents, 91 tours de la roue L feront faire 1 tour à l'arbre OO'. Si C a 73 dents, 73 tours de la roue L feront faire un tour à l'arbre OO'.

5° *Changements de vitesses.* — Si, tout à coup on laisse libre le bâti portant la roue fixe A, les pignons B ne servent plus que de clavettes, et l'arbre OO' est entraîné à la vitesse L. Cela fait donc une vitesse très différente de la précédente obtenue sans embrayage compliqué ou déplacements d'engrenages.

En juxtaposant deux trains sur le même arbre, on peut donc obtenir 4 vitesses très bien échelonnées pour la conduite d'une voiture automobile, par exemple.

Il suffit de monter un frein à bande sur la partie cylindrique extérieure du bâti pour avoir un embrayage progressif où le maximum de vitesse correspond à la tension du frein nécessaire pour provoquer l'arrêt complet.

Il existe, croyons-nous, plusieurs systèmes de changements de vitesses basés sur ce principe. Ils ont l'avantage, alliés au frein, d'être à démarrage progressif et d'un bon rendement. Les roues sont toujours en prise, et ils sont peu encombrants.

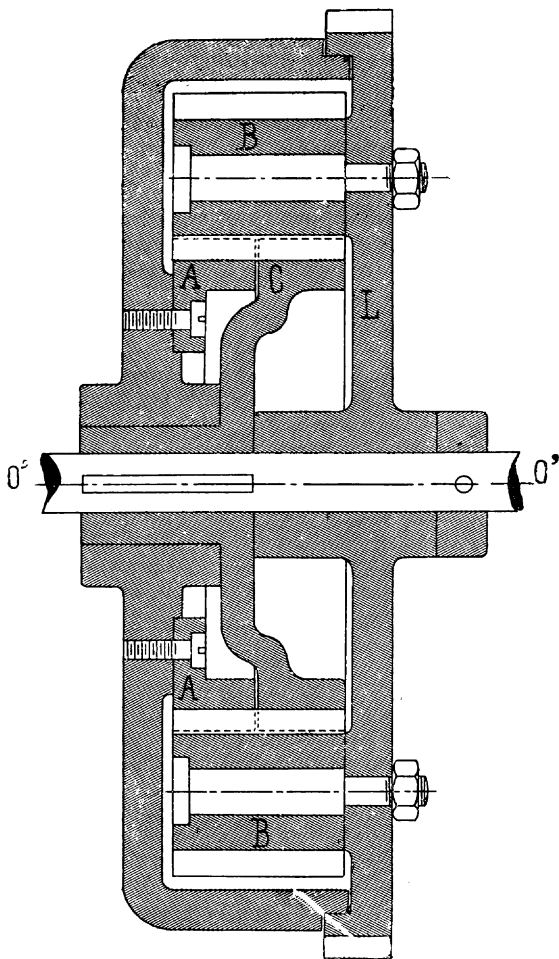


Fig. 113.

6° *Train épicycloïdal Humpage*. — On peut composer un train épicycloïdal avec des engrenages coniques comme avec des engrenages droits. — M. Humpage, ingénieur anglais, a créé un dispositif (fig. 114), qui est un réducteur ou, en le rendant réciproque, un multiplicateur de vitesse très bien compris. La figure est une demi coupe transversale de l'appareil, le montrant enfermé

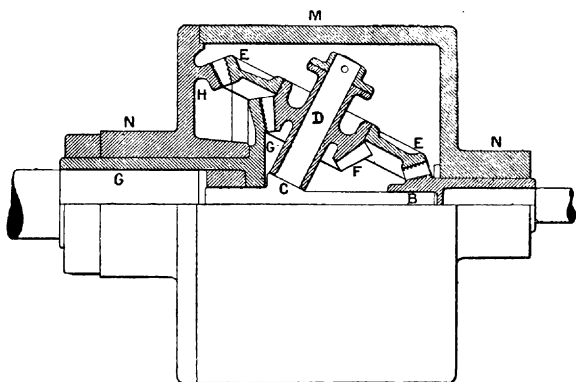


Fig. 114.

dans un carter formant bain d'huile. B est un pignon conique claveté sur l'arbre moteur. Un manchonnage C porte deux bras D, placés dans un même plan passant par l'axe de l'arbre moteur. Ce manchonnage tourne fou et chacun de ses bras porte deux roues dentées EF fixées ensemble et ne formant qu'une seule pièce. La dernière roue du train, G est clavetée sur l'arbre à vitesse réduite G et engrène avec la roue F.

La roue H est une roue fixe, venue de fonderie avec le fond du carter M, c'est elle dont la vitesse

angulaire est égale à zéro quand l'appareil fonctionne.

Le carter tourne fou sur les deux arbres. Il est monté sur des coussinets s'adaptant sur les douilles N, N. On l'empêche de tourner avec un frein à collier à réglage par vis à volant et ressort.

Suivons maintenant la marche de l'appareil ; la roue B s'engrène avec E qui à son tour s'engrène avec H et F avec G. La roue B entraîne la roue E qui à cause de H, fixe, prend un mouvement épicycloïdal dans lequel elle entraîne la roue F qui engrène avec G, calée sur l'arbre à vitesse réduite.

L'inventeur donne la formule suivante permettant de trouver le rapport des vitesses.

$$R = \frac{EG (H + B)}{B (EG - FH)}$$

Ce rapport peut varier dans une très large mesure sans changer sensiblement les roues et l'encombrement total : exemple les trois expériences ci-dessous ; ou les lettres désignent les roues et leurs nombres de dents.

B = 12	B = 10	B = 13
E = 40	E = 38	E = 41
F = 16	F = 20	F = 14
G = 34	G = 32	G = 35
H = 46	H = 48	H = 45
} R = 10,55	} R = 27,55	} R = 7,95
Total 148 dents	Total 148 dents	Total 148 dents

Dans le cas où le mouvement est produit par

un moteur électrique à courant alternatif, qui ne peut pas se mettre en mouvement sous une charge; on laisse au démarrage tourner le carter dans ses coussinets. On applique ensuite la résistance graduellement quand le moteur est en pleine vitesse. On arrive aussi par un réglage du collier de frein à donner à celui-ci un serrage qui permet au carter de tourner quand la puissance dépasse la résistance. Une vitesse fixée n'est donc jamais dépassée.

Le rendement de ce dispositif a atteint une moyenne de 90 0/0 pour des conduites de forces de 3 chevaux environ à 825 tours par minute.

PRINCIPE A. — Si on réunit par un train épicycloïdal deux arbres ayant même axe et animés chacun d'un mouvement différent, la différence des vitesses provoque un mouvement du porte-train, mais les deux arbres conservent leurs vitesses respectives et leur indépendance.

Le mouvement épicycloïdal des pignons satellites est dépendant de la différence des vitesses.

PRINCIPE B. — Si l'un des arbres possède un mouvement constant, en accélérant la vitesse du levier porte-train, on accélère la vitesse du second arbre.

7° *Différentiels des automobiles.* — Sur le principe A est basé le « différentiel » des automobiles. En cours de route, les deux roues motrices de la voiture n'ont pas toujours la même vitesse. Dans un virage, par exemple, la roue qui

décrit la courbe intérieure doit tourner moins vite que celle qui décrit la courbe extérieure. On rend les deux roues solidaires de deux arbres ayant même axe et on entraîne ces arbres indépendants par un train épicycloïdal.

a. — La figure 115 représente un de ces appareils. Les arbres indépendants 1 et 2 sont solidaires de chacun une roue de la voiture. A leur extrémité sont calés 2 pignons coniques égaux. Un man-

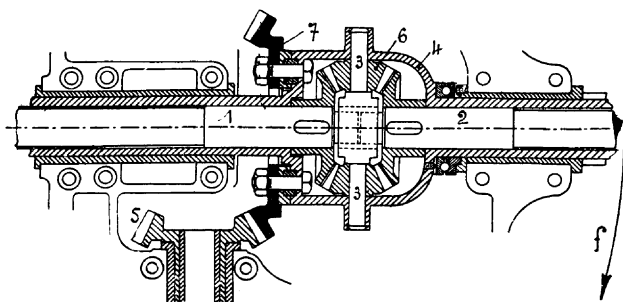


Fig. 115.

chon à deux bras, 3, tourne fou sur les bouts prolongés des arbres 1, 2. Ce manchon, portant fous sur ses bras les satellites 6, est entraîné par la boîte 4 solidaire du pignon 7 commandé lui-même par le pignon 5. Le levier du train épicycloïdal est donc composé du manchon 3 et de la boîte 4. Cette boîte 4 se termine par deux douilles très longues servant de guides aux deux arbres 1, 2, de façon qu'ils restent en ligne droite.

Voyons maintenant ce qui arrive. Quand les roues de la voiture parcourent le même espace

dans le même temps, leurs vitesses angulaires sont égales entre elles et égales à la vitesse angulaire du carter porte-train. Les satellites n'ont qu'un mouvement de rotation autour de l'axe 1, 2, ils ne servent que de lien rigide entre la boîte 4 et les pignons 1, 2. Mais prenons un virage à droite. L'axe 1, 2 se déplace autour d'un centre plus rapproché de la roue 1 que de la roue 2, dans le sens de la flèche f . Les vitesses des arbres 1 et 2 deviennent différentes, les satellites s'animent alors d'un mouvement épicycloïdal dépendant de cette différence des vitesses. Nous pouvons savoir quelle est la vitesse angulaire du carter par rapport aux vitesses angulaires des roues de la voiture ; en effet, reprenons la formule de Willis :

$$R = \frac{v' - v''}{v - v''}$$

Les deux pignons coniques calés sur les arbres étant égaux et tournant en sens opposé quand le carter est immobile, la raison : $R = -1$.

On a donc :

$$-1 = \frac{v' - v''}{v - v''}, \text{ d'où l'on tire :}$$

$$v'' - v = v' - v''$$

ou $v'' + v'' = v' + v$

et $2 v'' = v' + v$

Donc $v'' = \frac{v' + v}{2}$

Ce qui revient à dire que, dans un virage, a vitesse angulaire du différentiel doit être égale à

la demi-somme des vitesses angulaires des roues de la voiture.

Or, c'est là ce que nous voulions faire ressortir,

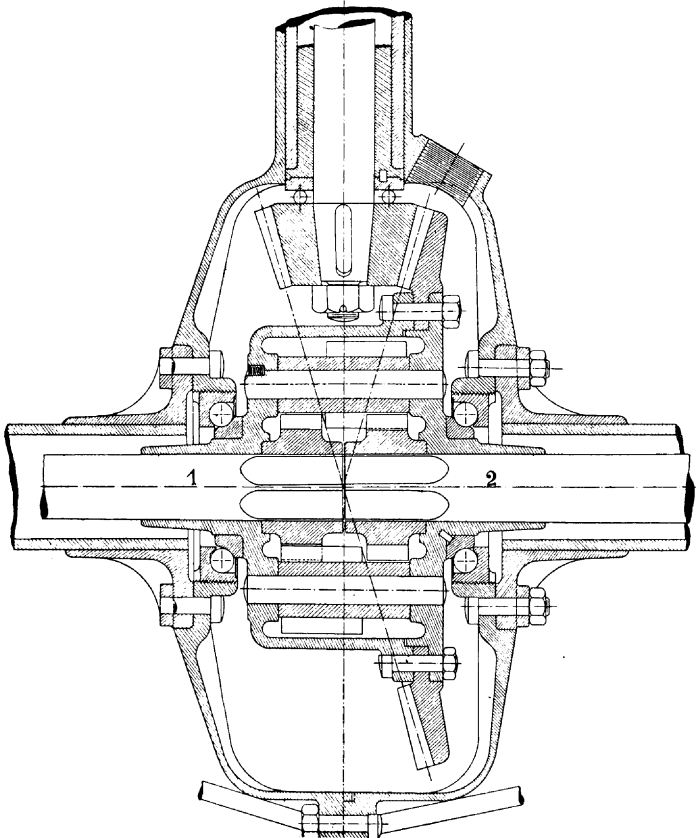


Fig. 116.

si le carter reste lié au moteur pendant le virage, il ne peut se mettre à sa vitesse différentielle ; il

garde celle du moteur, il s'ensuit un patinage des deux roues sur le sol excessivement dangereux. Donc : *Dans un virage, il est indispensable de rendre le différentiel indépendant du moteur pour que le train satellite puisse adopter sa vitesse différentielle, fonction des vitesses des roues.* — De nombreux accidents résultent de la négligence de la remarque ci-dessus.

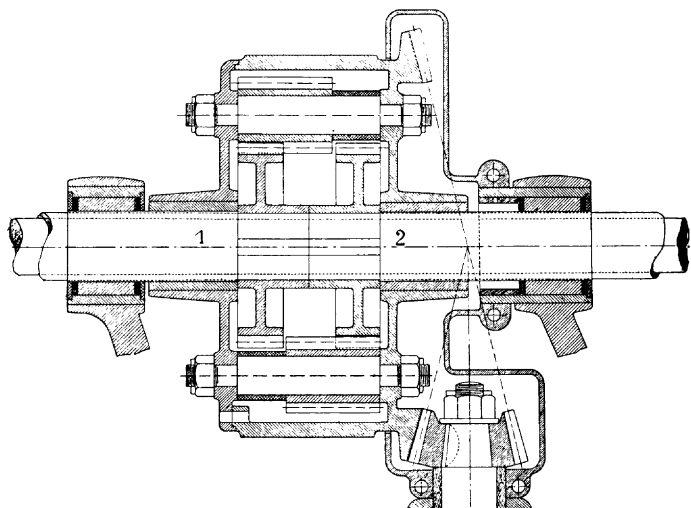


Fig. 117.

b.— Ces mécanismes peuvent se monter avec des roues droites, la figure 116 nous montre un dispositif ainsi compris. Les arbres 1, 2, portent des roues droites clavetées à leurs extrémités. Ces roues engrenent avec quatre satellites fous sur leurs axes, parallèles aux axes 1, 2. Deux des satellites, ceux diamétralement opposés, engrè-

ment avec l'arbre 1 et les deux autres avec l'arbre 2. Le tout est enfermé dans une boîte à bain d'huile et les roulements sont à billes.

c. — La figure 117, nous montre un second exemple où la boîte-train épicycloïdal est disposée pour recevoir le frein, les roulements sont à rouleaux et les arbres solidaires des roues sont creux avec un arbre intérieur très rigide destiné à les maintenir en ligne droite.

Il faut que ces mécanismes soient toujours montés d'une façon parfaite et abondamment graissés pour obtenir un bon rendement.

8° *Appareil de Houldsworth*. — Le principe B, trouve une application dans les filatures, c'est sur l'appareil « Houldsworth », employé au bobinage de la mèche, (fil rudimentaire), avant son passage aux Mull-Jenny.

En sortant d'une dernière paire de laminoirs étireurs, la mèche passe sur une ailette qui tourne très rapidement, puis elle va sur une bobine. L'enroulement trop rapide amènerait la cassure du fil si la bobine était fixe, on lui donne un mouvement de même sens que celui de l'ailette, et la différence des vitesses produit l'enroulement. Il faut que cette différence soit constante, c'est ce qui oblige à accélérer la vitesse de la bobine à mesure qu'elle grossit.

L'accélération est produite par l'appareil de Houldsworth, composé de deux roues d'angles égales, réunies par un train épicycloïdal, et calées sur deux arbres dans le prolongement l'un de l'autre.

L'axe de l'une des roues est à vitesse constante, l'autre axe est celui de la bobine, on accélère le mouvement du porte train et par suite celui de la bobine.

II

ENGRENAGES HYPOCYCLOÏDAUX

On appelle train hypocycloïdal un dispositif composé d'un pignon roulant à l'intérieur d'une couronne fixe, chaque point du pignon décrit une hypocycloïde.

1° *Engrenage de Lahire.* On emploie quelquefois le système hypocycloïdal du à Lahire pour transformer un circulaire continu en rectiligne alternatif. Il se compose, (figure 118), d'une couronne de rayon primitif AB, à denture intérieure, fixée au bâti. Un pignon de diamètre AB engrène avec la couronne et se meut dans son plan.

Le pignon a cette propriété particulière qu'un point B, pris sur sa circonférence, a pour trajectoire le diamètre correspondant B.C. de la couronne. Pour un tour complet du pignon la trajectoire est parcourue une fois de B en C et une fois de C en B.

En attachant une bielle sur un point de la circonférence du pignon, et en montant celui-ci sur un axe mobile qui l'oblige à rouler sur la couronne, on transforme le circulaire continu de l'axe du pignon en rectiligne alternatif de la tête de bielle.

La nature du mouvement rectiligne est la projection sur un diamètre, du mouvement uniforme d'un point pris sur la circonférence de la couronne. Il se rapproche beaucoup du type uniformément accéléré suivi de uniformément retardé. V étant la vitesse de ce point, R le rayon de la

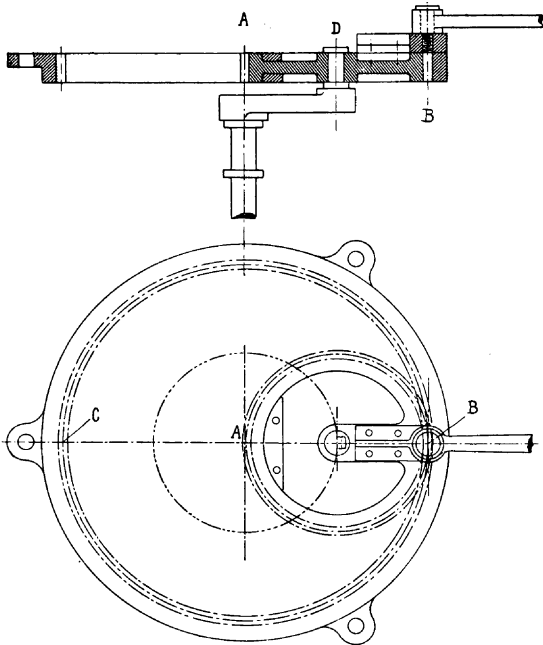


Fig. 118.

couronne et h la projetante du point sur le diamètre trajectoire, la vitesse, v , de l'attache de la bielle a pour expression $v = \frac{Vh}{R}$.

Il faut observer que V est le double de la vitesse de l'axe D .

L'engrenage de Lahire est notamment employé dans les machines à imprimer modernes de MM. Lambert et C^{ie}, de Paris.

Certains constructeurs critiquent l'emploi de ce dispositif, exigeant un porte à faux de l'axe du pignon assez considérable. Nous croyons qu'avec un montage solide et exact au point de vue de la perpendicularité des axes sur le plan de roulement, avec des dents bien tracées et se conjuguant bien, un pas petit et une dent longue, il constitue un bon organe de transformation de mouvement.

2° *Trains différentiels de Moore.* — Cet engrenage est la commande par un pignon hypocycloïdal d'une roue mobile par une roue fixe ayant même axe et une dent en moins, comme dans l'engrenage de Fergusson.

C'est un réducteur de vitesse très puissant employé dans quelques machines outils américaines, notamment dans la machine à vis Brown et Sellembach.

La figure 119 est un croquis schématique du montage d'un train Moore. Une roue A est calée sur un axe E , portant un tourillon excentré sur lequel tourne fou un pignon D engrenant avec deux roues B et C . La roue B est fixée au bâti, la roue C a le même diamètre primitif que B , mais elle a une dent de plus. Elle entraîne une douille F sur laquelle est montée la roue à vitesse réduite.

Le pas P' de la roue est donc légèrement inférieur au pas P de la roue B , puisque celle-ci a une dent de moins. Le pas du pignon est moyen

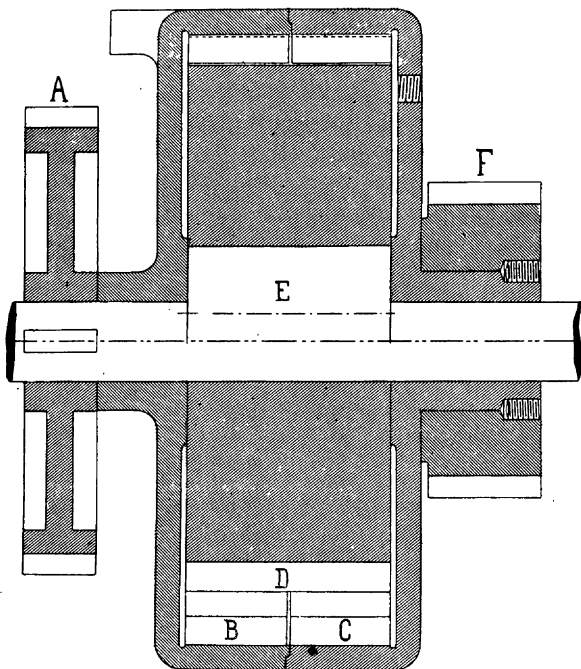


Fig. 119.

arithmétique de celui des deux roues, il est égal à $\frac{P + P'}{2}$ de façon à se rapprocher le plus possible du pas naturel.

Pour un roulement du pignon égal à son pas, la roue C tourne d'un arc égal à $P - P'$.

Si n est le nombre de dents du pignon D, un tour de la roue A provoquera une rotation de la roue C égale à $n (P - P')$, dans le sens opposé à celui de la roue A.

Ce système est utilisé dans les palans Moore, où les deux roues B et C sont libres mais sollicitées en sens contraire par la charge. L'arc d'avance se divise en deux et une moitié appartient à chaque roue, en sens inverse.

Cet engrenage, assez peu employé, pourrait avoir de plus nombreuses applications, c'est pourquoi nous en parlons dans ce traité élémentaire.

§ 12. ENGRENAGES A DENTS MOBILES.

Nous avons vu qu'aux cylindres de frictions correspondaient les engrenages droits, aux cônes de friction les roues d'angles. On recherche depuis longtemps l'engrenage correspondant aux plateaux de frictions genre Sellers. La difficulté réside en ce qu'on ne peut avoir un pas continu. Plusieurs inventeurs ont créé des engrenages à dents mobiles, tournant ainsi cette difficulté. Nous allons décrire celui qui nous a paru le plus intéressant.

Changement de vitesse Foccart. — Les croquis 120 à 124 se rapportent à cet appareil :

La figure 120 est une coupe longitudinale du mécanisme suivant la ligne A. A. de la figure 121.

La figure 121 en est une vue de face, suivant

les flèches B, B de la figure 120, le plateau étant supposé enlevé. La figure 122 en est un plan.

La figure 123 est une vue de face du plateau à rainures.

La figure 124 est un détail, à plus grande échelle, montrant le fonctionnement des dents mobiles et des organes connexes.

Ce mécanisme de changement de vitesse progressif comprend deux or-

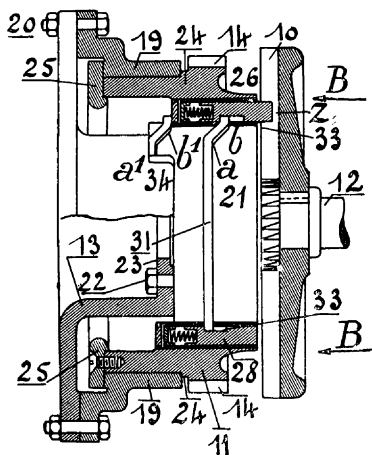


Fig. 120.

ganes principaux : un plateau 10, à rainures radiales, et une couronne 11, à dents mobiles, capables de s'enclancher dans les rainures du plateau. Le plateau 10 est claveté sur l'arbre 12. La couronne 11 est

montée dans un support mobile 13, de manière à pouvoir se déplacer devant le plateau fixe 10. En déplaçant la couronne par rapport au plateau, les dents mobiles de cette couronne peuvent s'engager dans les rainures radiales de ce plateau, en des points plus ou moins rapprochés de la périphérie ou du centre de ce dernier, suivant que l'on excentre plus ou moins la première par rapport au second.

Supposons, pour fixer les idées, que le plateau 10 soit moteur et la couronne 11 réceptrice.

L'arbre 12 du plateau reçoit le mouvement soit directement, soit indirectement du moteur. Il le transmet, par le plateau 10, à la couronne 11, qui tournera, comme nous le dirons plus loin, à une

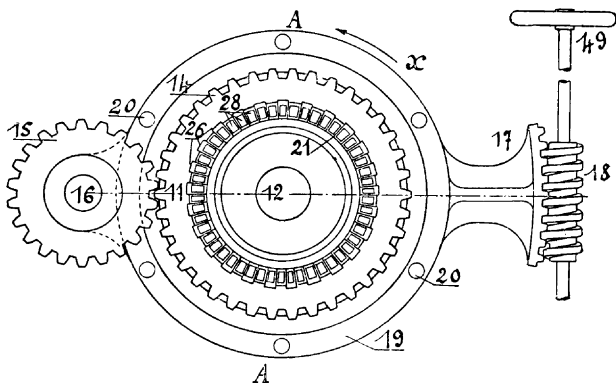


Fig. 121.

vitesse plus ou moins grande, suivant sa position. La couronne est supposée engrener par une seconde denture, périphérique, 14, avec un pignon 15 calé sur l'arbre 16, qu'il s'agit d'actionner.

La couronne 11 est montée, comme nous l'avons dit, dans un support mobile 13, qui lui sert de coussinet dans lequel elle peut librement tourner.

Ce support 13 est monté sur l'arbre 16, portant le pignon récepteur 15, de manière à pouvoir osciller autour de son axe. A l'extrémité opposée

le support affecte la forme d'un secteur denté 17. La denture 17 engrène avec une vis sans fin 18, que le conducteur peut manœuvrer au moyen d'un volant 49, par exemple.

En faisant tourner la vis sans fin dans un sens ou dans l'autre, le support 13 oscillera autour de l'axe 16, dans un sens correspondant, entraînant avec lui la couronne 11, qui se déplacera ainsi en face du plateau, et prendra une position concentrique ou plus ou moins excentrée, par rapport à ce dernier, à la volonté de l'opérateur.

Dans certains cas, on pourrait obtenir l'oscillation du support 13 autour de son axe 16, automatiquement, comme dans les plateaux de Sellers. Les engrenages 14 et 15, connexion la couronne 11 et l'arbre 16, peuvent être remplacés par une courroie, un câble, une chaîne passant sur des poulies, des roues, etc : le support 13 conserve toujours son axe d'oscillation en 16, c'est-à-dire sur l'axe récepteur.

La couronne, ou l'anneau 11 peut tourner librement dans le support oscillant 13 qui lui sert de coussinet, d'abord, par une bague extérieure 19 (fig. 120), fixée au support, au moyen de boulons 20, ensuite par une douille ou un manchon interne 21, boulonné en 22, à une bride 23 du support.

La couronne 11 est empêchée de glisser axialement dans son support au moyen d'un épaulement circulaire 24 (fig. 120) et d'une bague rapportée 25, formant collet de manière que la bague extérieure 19, pénétrant dans la rainure circulaire formée par ces épaulements ou collets guide la

couronne 11 et ne la laisse ni avancer, ni reculer, mais seulement tourner.

La face circulaire interne de la couronne 11 (fig. 121 et 122), est garnie, sur tout le tour, d'une série de pièces prismatiques juxtaposées 26, constituant des porte-dents. Dans la face interne de la couronne 11, sont pratiquées, aux intervalles convenables, des encoches 27; et les porte-dents 26 sont alternativement plus hauts et moins hauts, et de dimensions telles, qu'un porte-

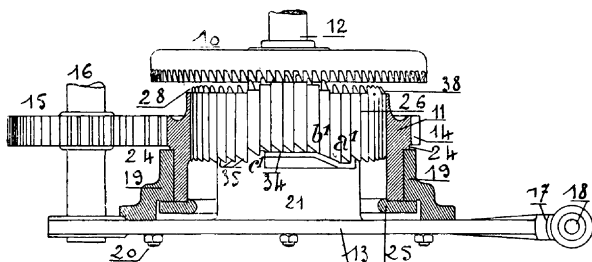


Fig. 122.

dent sur deux s'enclanche dans une encoche correspondante 27, assurant ainsi l'entraînement de tous les porte-dents avec l'anneau 11, tandis que la couronne formée par l'ensemble des porte-dents présente une surface interne, cylindrique, lisse, en contact avec la surface périphérique externe du manchon 21, solidaire du support 13. Ce manchon sert ainsi de coussinet interne à la couronne 11 et aux porte-dents qu'il guide et maintient en place.

Chaque porte-dent 26 est creux et contient une

dent mobile 28. Le porte-dent constitue une sorte de cylindre dans lequel la dent peut jouer à la manière d'un piston. Entre le fond 29 du porte-dent et la dent 28 est intercalé un ressort 30 qui tend à constamment faire sortir la dent du porte-dent.

Les porte-dents, en raison de la construction expliquée plus haut, sont obligés de tourner tous ensemble avec la couronne 11, lorsque celle-ci tourne dans son support. Simultanément, ils peuvent, tous et chacun, avancer et reculer, axialement, de façon que, suivant leur position, les dents correspondantes soient ou non enclanchées dans les rainures radiales du plateau 10.

Il importe, ainsi qu'on le verra plus loin, que les dents de la couronne 11 n'engrènent avec les rainures radiales du plateau 10 que sur une faible fraction de la circonférence seulement, c'est-à-dire, dans l'exemple du dessin, sur une longueur de quatre ou cinq dents voisines, au plus. Il importe, en outre, que cet engrènement ait lieu sur un arc de position fixe par rapport au support 13. En d'autres termes, il faut que chaque dent, à chaque révolution, reste rentrée, c'est-à-dire dégagée du plateau, et que chaque dent successive ne sorte qu'au moment où elle approche du point fixe aux environs duquel doit s'opérer l'engrènement, pour immédiatement rentrer lorsqu'elle a dépassé la portion d'arc favorable. Il faut enfin que ce mouvement de sortie et de rentrée se fasse automatiquement.

A cet effet, le manchon 21 (fig. 120 et 124) est muni sur sa face externe périphérique, d'une languette circulaire 31, formant came, pénétrant

dans une rainure correspondante 32 des porte-dents 26 et dans une rainure 33 des dents 28. De cette manière, les porte-dents, guidés par la came fixe 31, sortiront et rentreront, dans leur mouvement révolvant autour du manchon 21, suivant le profil de cette came.

Ainsi, en suivant un porte-dent dans une révolution autour du manchon (fig. 120 et 124), il restera d'abord complètement rentré; il ne sortira que quand il atteindra la rampe ab , restera complètement sorti pendant l'espace bc de la came et rentrera de nouveau pendant l'espace cd , pour rester rentré à partir de d jusqu'à ce qu'il revienne en a . Chaque porte-dent suivant exécutera le même mouvement; et il n'y aura de sorti complètement que ceux qui se trouvent le long de la partie bc de la came (fig. 124), c'est-à-dire cinq au dessin.

Il n'y aura donc jamais que cinq dents voisines à la fois au plus qui pourront engrener avec les rainures du plateau, et cela toujours en un point fixe de la circonférence.

Une seconde came 34, parallèle à la première, mais qui n'est utile que dans la portion $a^1 b^1$ (fig. 124) parallèle à la rampe ab , et la portion $c^1 d^1$, parallèle à cd , est destinée à faciliter l'entrée et la sortie des porte-dents et éviter l'usure trop rapide.

En supposant que la couronne 11 et les porte-dents tournent dans le sens de la flèche X, autour du manchon 21, le fond des porte-dents est taillé en sifflet, en 35, suivant l'angle de la rampe $a^1 b^1$ de la came 34. Lorsqu'un porte-dent arrive en a^1 ,

il vient appuyer par toute la surface 35, sur la rampe $a^1 b^1$, qui fait ainsi avancer le porte-dent et, par suite, la dent, laquelle vient s'engrener avec le plateau. Lorsqu'un porte-dent, avec sa dent, arrive en c , la paroi postérieure de la rainure 33, taillée en sifflet, en 36, suivant l'angle de la rampe cd , vient appuyer, par toute la surface 36, contre la rampe cd , ce qui fait rentrer la dent et, par suite, aussi le porte-dent en la déclanchant d'avec le plateau 10.

La disposition radiale des rainures 37 (fig. 123), du plateau 10 implique que le pas des dents 28 et

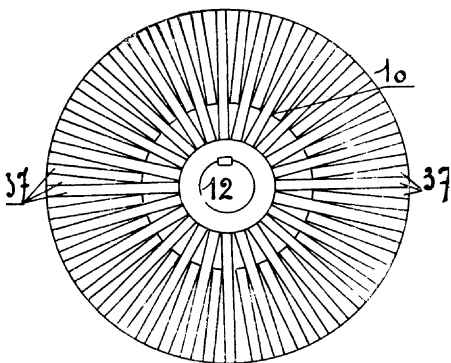


Fig. 123.

celui des rainures 37, ne peuvent pas être les mêmes partout, et que, par conséquent, les dents ne peuvent pas engrener exactement avec les rainures d'un bout à l'autre de leur longueur, même lorsque leurs porte-dents sont complètement sortis, comme de b en c (fig. 124). C'est pour cette

seule raison que la pièce 28 n'est pas absolument solidaire de la pièce 26. En laissant jouer la dent 28 dans le porte-dent 26, avec interposition du ressort 30, la dent pourra élastiquement avancer ou reculer de manière à s'accommoder à la position relative des rainures du plateau 10. On évite ainsi le bris des pièces, et il est possible d'avoir toujours plusieurs dents enclanchées dans les rainures du plateau, quelle que soit la position plus ou moins excentrée de la couronne 11, par rapport au plateau 10.

Pour avoir la plus grande surface de contact possible entre les dents et les rainures, les deux sont taillées en biseau, ainsi que le montrent les figures 122 et 124 en 38.

Après ce qui précède, le fonctionnement général du mécanisme est facile à comprendre ;

Supposons que le plateau moteur 10 tourne dans le sens de la flèche Y, (fig. 124) et que la couronne 11, occupe la position indiquée au dessin. Elle tournera dans son support 13, à la vitesse linéaire égale à celle du point Z (fig. 120) du plateau, où s'opère l'enclanchement des dents 28 avec les rainures 37. Tant que l'on ne fera pas osciller le support 13, cette vitesse restera la même, les dents 28 venant toujours sortir au même point fixe Z de l'espace, malgré la rotation des pièces 10 et 11, parce que le manchon 21 qui produit la sortie des dents reste fixe. Si maintenant on fait osciller le support 13 autour de son axe, de manière à excentrer plus, ou à excentrer moins la couronne 11 par rapport au plateau 10, le point d'enclanchement Z s'éloignera ou se

rapprochera progressivement du centre du plateau 10, et augmentera ou diminuera progressivement, insensiblement, sa vitesse linéaire, de

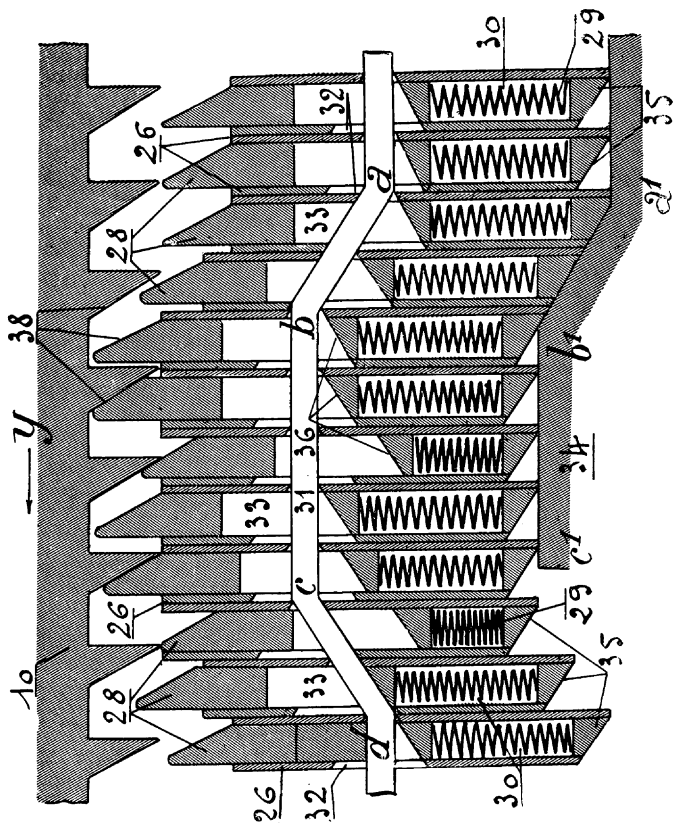


Fig. 124.

sorte que la couronne tournera aussi progressivement à une vitesse angulaire croissante ou

décroissante. Dès que le mouvement du support 13 cessera, la vitesse de la couronne restera fixe.

On pourra donc, en promenant la couronne en face du plateau, passer insensiblement d'une vitesse à une autre, du maximum au minimum, et inversement, ainsi que s'arrêter à toute vitesse intermédiaire à volonté. Le plateau 10 et la couronne 11 peuvent indifféremment être l'organe commandeur ou commandé.

CHAPITRE V

VIS. — FILETAGE

§ 1. — DÉFINITIONS. — FILETAGE

On appelle vis un organe cylindrique portant à sa partie périphérique une rainure hélicoïdale laissant un plein de même courbe appelé filet.

Le filet est généralement à section triangulaire, fig. 125; pour les vis de fixation ou les vis de trans-



Fig. 125.



Fig. 126.



Fig. 127.



Fig. 128.

formation de mouvement de petits diamètres.

La vis à filet carré, fig. 126, est employée plutôt pour donner des pressions ou transformer un mouvement sous un certain effort. Quand les vis de fixation deviennent trop grosses, dans les boulons de scellement des fortes machines par exemple, on emploie encore le filet carré.

La vis à filet trapézoïdal, fig. 127, est une vis à filet carré dont on a abattu un angle. On s'en sert dans les cas où la vis donne une pression longitudinale ou reçoit une poussée de même sens.

Les exemples les plus répandus se trouvent l'un dans les presses à copier, l'autre dans les fermetures des culasses de canons.

La vis à filet rond, fig. 128, est employée dans les constructions de la Marine ou de la Guerre, fixation des tôles de platelages à l'intérieur des blindages, bouchons des obus, etc., en général dans la mécanique soignée.

La pièce dont le filet occupe la même position dans l'espace que la rainure de la vis se nomme l'écrou. L'écrou peut donc embrasser la vis et se mouvoir sur elle.

Les vis peuvent être à plusieurs rainures, c'est-à-dire à plusieurs filets, l'écrou est alors à plusieurs filets, avec des hélices de même pas (1).

Filetage. — L'action de creuser la rainure dans le cylindre qui doit former la vis se nomme *filetage*.

On conçoit qu'il faut donner à l'outil la forme de la rainure, et l'animer d'un mouvement hélicoïdal correspondant à celle-ci.

Or, le mouvement hélicoïdal est, nous l'avons vu, le résultat d'une translation se composant avec une rotation.

Si nous montons notre cylindre à travailler sur un tour, le mouvement de rotation sera obtenu par le plateau. Si pendant cette rotation du plateau entraînant la pièce, on donne au chariot porte-outil une translation convenable, nous pour-

(1) La vis est à droite quand, pour la faire pénétrer dans son écrou, il faut lui donner une rotation dans le sens des aiguilles d'une montre.

La vis est à gauche dans le cas contraire.

rons composer le mouvement hélicoïdal dont nous avons besoin.

Il faut donc lier la rotation à la poupée et ensuite la translation au chariot par un train à déterminer.

Les tours où l'on exécute les filetages se nomment *tours parallèles* ou *tours à fileter*.

Nous allons voir la façon de régler les équipages de conduite, avec les roues qui accompagnent le tour.

Équipages des tours à fileter. — Dans les tours à fileter, ou tours parallèles, le chariot porte-outil est conduit par une *vis-mère* située sous le banc. La vitesse nécessaire à cette vis mère pour conduire l'outil à la vitesse concordante au pas de la pièce en fabrication lui est donnée par un train de roues dentées qui se montent sur un support spécial nommé *tête de cheval*. La disposition de ce support permet de se servir de un, deux ou trois systèmes de roues, et d'employer un intermédiaire donnant une vis à droite ou une vis à gauche.

Chaque tour à fileter comporte une série de roues ayant même pas et des nombres de dents différents afin de permettre la plus grande quantité possible de montages.

Pour fixer les idées, supposons-nous devant un tour à fileter. La vis mère est au pas de 10 m/m.

Nous disposons des roues inscrites au tableau ci-après.

NOMBRE de DENTS	NOMBRE de ROUES	NOMBRE de DENTS	NOMBRE de ROUES	NOMBRE de DENTS	NOMBRE de ROUES
18	2	35	1	59	1
20	2	36	1	60	2
21	1	40	1	65	2
22	1	41	1	70	1
24	2	42	1	75	1
27	1	45	2	80	1
29	1	47	1	83	1
30	2	50	2	100	2
32	1	51	1	120	2
33	1	55	1	130	1
34	1	57	1	180	1

Trois cas peuvent se présenter.

1° Dans la série, on a deux roues qui sont dans le rapport des pas.

Exemple : La vis à faire doit avoir un pas de 6 m/m.

Nous pouvons poser :

$$\frac{6}{10} = \frac{24}{40}$$

C'est donc par le système simple :

$$\frac{24 \text{ dents}}{40 \text{ dents}}$$

que nous obtiendrons le pas cherché. Nous calerons la roue de 24 dents sur l'axe de la poupée et la roue de 40 dents sur l'axe de la vis, nous réunirons les deux roues par un ou deux parasites suivant que la vis de 6 m m doit être à droite ou à gauche.

2° Dans la série, on n'a pas de roues dans le rapport des pas, mais les deux termes de ce rapport des pas sont décomposables en facteurs.

Exemple : La vis à faire doit avoir un pas de 12 m/m 1/2.

Nous pouvons poser :

$$\frac{12,5}{10} = \frac{25}{20} = \frac{5 \times 5}{5 \times 4} = \frac{20 \times 30}{20 \times 24} = \frac{12,5}{10}$$

Si la roue de 25 dents avait existé, nous aurions résolu le problème de la même façon que dans l'exemple I. Mais elle n'existe pas, sans changer le rapport, on décompose ses termes et on arrive au résultat avec deux systèmes.

Le premier système comprendra la première roue de 20 dents, calée sur l'axe de la poupée, conduisant la seconde roue de 20 dents, montée sur la tête de cheval.

Le deuxième système comprendra la roue de 30 dents, montée sur la tête de cheval et solidaire de la seconde roue de 20 dents, et la roue de 24 dents, calée sur l'axe de la vis mère et conduite par la roue de 30 dents.

3° Dans la série, on n'a pas de roues dans le rapport des pas, et le pas à obtenir forme un nombre premier.

Exemple : La vis à faire doit avoir un pas de 3 m/m 7.

Nous pouvons poser :

$$\frac{3,7}{10} = \frac{37}{100} \quad (1)$$

seulement 37 est un nombre premier. Si la roue de 37 dents existait, nous tomberions dans le premier cas, mais elle n'est pas dans la série. Pour un travail d'une grande précision, le meilleur serait de se procurer cette roue, généralement on se contente de l'approximation obtenue de la façon suivante :

Prenons la roue de 40 dents, le pas approximatif obtenu sera de 4 m/m, d'où une erreur de 0 m/m 3.

Pour atténuer cette erreur multiplions-la par le plus petit rapport qu'on puisse obtenir avec deux roues de la série, ce plus petit rapport est

$$\frac{18}{180} \text{ ou } \frac{1}{10}$$

Posons donc :

$$\frac{37}{100} = \frac{1}{10} \times \frac{x \text{ une roue à déterminer}}{y \text{ une roue à déterminer}} \quad (2)$$

D'où l'on tire :

$$\frac{x}{y} = \frac{37 \times 10}{100} \text{ ou } \frac{37 \times 2}{20} \text{ ou } \frac{74}{20} \quad (3)$$

Si la roue de 74 dents existait, nous arriverions exactement au résultat demandé, mais elle n'existe pas, il faut faire entrer une erreur dans le rapport $\frac{x}{y}$, erreur qui se trouvera divisée par dix, puisque $\frac{x}{y}$ est le $\frac{1}{10}$ du rapport des pas

Remplaçons la roue de 74 dents par celle de 75.

$$\frac{x}{y} \text{ égale alors } \frac{75}{20} \quad (3)$$

On a par approximation :

$$\frac{37}{100} = \frac{1}{10} \times \frac{75}{20} = \frac{75}{10 \times 20} \quad (2)$$

Et l'expression : (1) devient l'approximation :

$$\frac{1 \times 75}{10 \times 20} = \frac{18 \times 75}{180 \times 20} = 3 \text{ m/m } 75$$

Premier système 18 dents, commandant 20 dents.

Deuxième système : 180 dents, commandant 75 dents.

L'erreur commise est donc d'environ 0,05 de millimètre. Les tours à fileter comportent généralement une très grande roue multiple d'une très petite pour ces cas spéciaux.

Remarque. — Dans l'industrie, l'usage se répand de plus en plus des tours portant, dans une boîte montée sur la poupée, plusieurs équipages correspondants à des pas prévus.

Ces équipages sont montés en changement de vitesses et l'ouvrier n'a qu'à embrayer au moyen d'un levier le train de roues donnant le filetage qu'il veut obtenir.

Ces tours sont absolument recommandables dans les cas où on peut les employer aux spécialités en série. L'économie de temps résultant de ce dispositif est notamment considérable dans le cas de pièces fabriquées portant plusieurs filetages de pas différents.

§ 2. — APPLICATIONS.

1° *Écrou fixe.* — Etant donné un écrou fixe et une vis tournant dans cet écrou, tout mouvement de rotation imprimé à la vis lui communique un second mouvement de translation, parallèle à son axe. Cette translation est égale, pour une révolution, au pas de l'hélice du filet. Selon le sens de la rotation, la translation s'effectue dans une direction ou dans l'autre.

Nous avons eu un exemple de ce dispositif dans

les presses à friction dont nous avons parlé au chapitre II. La figure 129 représente une de ces presses, construite par M. Despaignes, de Bruxelles, qui sert à forger et estamer des pièces diverses de formes variant selon les outils. Le mouvement rectiligne alternatif de la matrice s'opère au moyen d'une vis à plusieurs filets carrés qui, prenant une rotation de sens opposé sur l'un ou l'autre des plateaux de friction, monte ou descend dans son écrou, fixé dans le bâti.

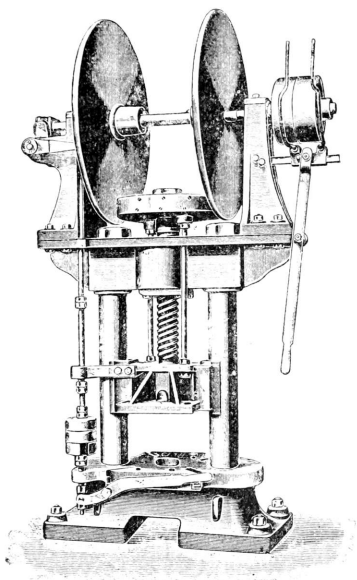


Fig. 129.

2° *Écrou mobile*. — Si la vis est tenue dans des supports et que l'écrou soit libre, mais ne puisse tourner avec la vis, une rotation de cette dernière déplace l'écrou et lui communique une translation dans l'une ou l'autre direction suivant que cette rotation s'effectue dans un sens ou dans l'autre. Le déplacement est toujours égal, pour une révolution, au pas de l'hélice.. Tel est le dis-

positif de la figure 130, représentant schémati-

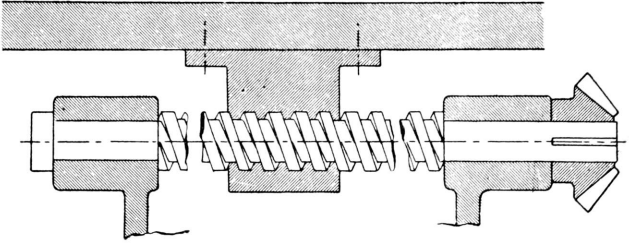


Fig. 130.

quement l'entraînement des plateaux des raboteuses. La vis est ordinairement à trois filets et l'é-crou n'embrasse qu'une demi-circonférence de la vis.

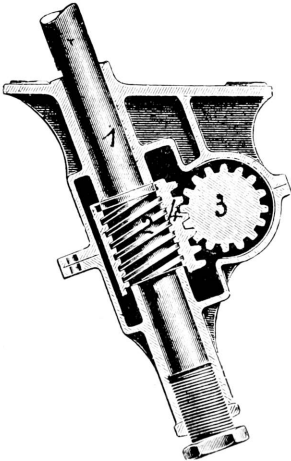


Fig. 131.

Le même principe est appliqué pour obtenir la translation du chariot sur les tours à charioter et à fileter.

3° *Direction irréversible pour automobile.* Sauf dans le cas d'un pas très allongé, on ne peut pas déterminer une rotation de la vis par une translation de l'é-crou de la fig. 130. Le mécanisme est donc irréversible. La maison

Malicet et Blin a appliqué cet avantage à une

direction d'automobile représentée fig. 131.

L'arbre 1 du volant de direction porte une vis 2 qui fait mouvoir un écrou 4. Cet écrou porte une crémaillère actionnant le pignon 3, relié aux manivelles des roues directrices. La crémaillère ne peut être influencée par le pignon parce que l'écrou ne peut pas faire tourner la vis.

4° *Vis télescopiques.* — En logeant une vis à l'intérieur d'une autre qui elle-même se loge dans un écrou, on obtient un organe extensible avec peu d'encombrement.

Certains vérins sont montés de cette façon, (fig. 132). En tournant à la broche la

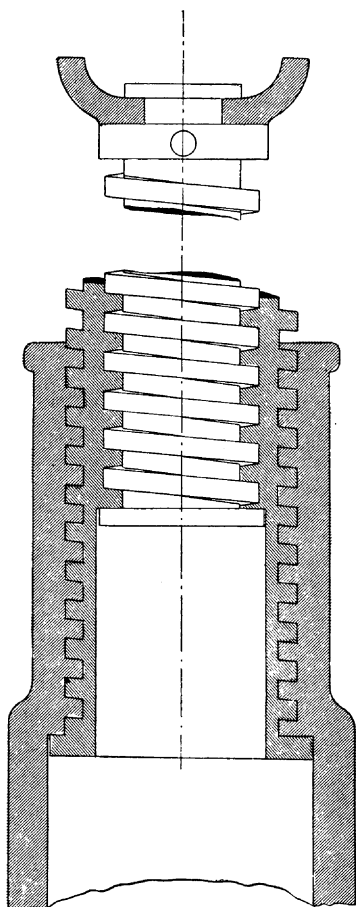


Fig. 132.

tête du vérin, on fait d'abord sortir la vis 1 qui, à bout de course, entraîne la vis 2. Ce principe est applicable dans beaucoup de cas.

5^o *Vis différentielles de Prony.* — On peut avoir besoin, dans certains réglages, de faire mouvoir un organe d'une quantité infiniment petite. Le dispositif de Prony (fig. 133) est alors applicable.

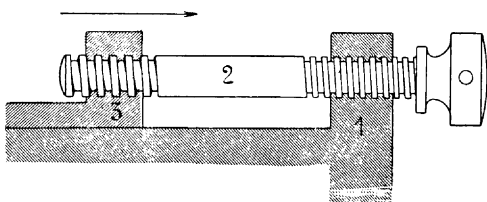


Fig. 133.

On fait l'organe à mouvoir solidaire d'un écrou 3, engagé sur une vis 2 portant un second filet engagé dans un écrou fixe 1. Le pas de l'écrou 3 est plus grand que le pas de l'écrou 1, et de même sens.

Un tour à droite de la vis 2 fait avancer l'écrou 3 dans le sens de la flèche d'une quantité égale à la différence des deux pas.

En effet, la vis 2 avance d'une quantité égale au pas 1 et elle attire l'écrou d'une quantité égale au pas 3.

On voit qu'on peut obtenir cette différence très petite en faisant les pas presque égaux.

Si le pas le plus grand est sur l'écrou 1, le sens du mouvement est changé et pour un tour à droite de la vis, l'écrou 3 se déplace d'une quantité

égale à la différence des pas, mais dans le sens opposé à la flèche.

Cette vis rend de grands services dans les réglages de certains appareils, en mécanique de précision.

6° *Vis à pas proportionnels.* — Etant données plusieurs longueurs mesurées sur un même axe et égales entre elles, on emploie pour augmenter ou diminuer mécaniquement ces longueurs d'une même quantité un dispositif ingénieux dérivé de

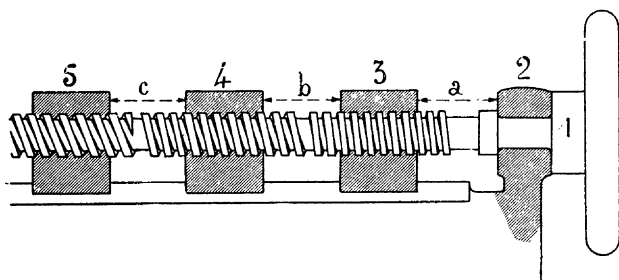


Fig. 134.

la vis différentielle de Prony. La fig. 134 nous en montre un croquis schématique.

Une vis 1 à filets variés est prise dans un support 2 et manœuvre, par exemple, trois écrous de même sens. L'écrou 4 a un pas égal à deux fois celui de l'écrou 3 et l'écrou 5 un pas égal à trois fois celui de l'écrou 3. On fait plutôt, ce qui revient au même, les filets égaux, mais la vis et l'écrou 3 sont à un filet, la vis et l'écrou 4 à deux filets et la vis et l'écrou 5 sont à trois filets.

On voit donc que les pas sont proportionnels

arithmétiques et que la raison de cette proportion est le pas du premier écrou.

Réglons d'abord l'appareil de façon que les distances a , b , c soient rigoureusement égales.

Si nous faisons alors faire un tour à la vis 1 :

L'écrou 3 se déplacera dans son guide d'une quantité égale à 1 pas ;

L'écrou 4, d'une quantité égale à 2 pas ;

L'écrou 5, d'une quantité égale à 3 pas ;

La distance a deviendra égale à : $a + 1$ pas ;

La distance b deviendra égale à :

$$b + 2 \text{ pas} - 1 \text{ pas} = b + 1 \text{ pas} ;$$

La distance c deviendra égale à :

$$c + 3 \text{ pas} - 2 \text{ pas} = c + 1 \text{ pas}.$$

On voit que l'égalité des distances a été conservée.

Ce mécanisme est employé dans des coupeuses circulaires pour le travail du papier : on obtient ainsi des bandes mathématiquement de même largeur. La fabrication des cartes à jouer, par exemple, exige cette exactitude.

7° *Vis à pas contraires.* — Deux organes liés par une vis à pas contraire se rapprochent ou s'éloignent suivant qu'on fait tourner cette vis dans un sens ou dans l'autre.

Cette propriété est utilisée notamment dans l'embrayage adapté au changement de vitesse de Dion et Bouton dont nous avons parlé.

La crémaillère C entraîne la roue A solidaire d'une vis à pas contraires 1, 2, qui écarte ou rapproche les segments (fig. 135).

Le même phénomène se produit en même temps

par la vis 3.4. entraînée par la roue B. Mais pour un mouvement unique de la crémaillère, la roue

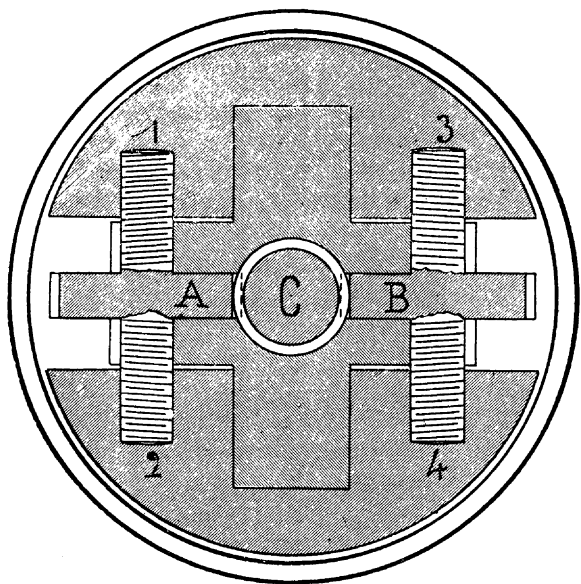


Fig. 135.

B tourne en sens inverse de la roue A, il faut donc inverser le filet pour que le mouvement en 3 soit de même direction qu'en 1 et en 4 de même direction qu'en 2.

8° *Vis parallèles.* — On se sert souvent de deux vis parallèles pour faire mouvoir un organe porté à ses deux extrémités par les écrous de ces vis.

Quand les deux vis tournent dans le même sens, il faut que leur pas soit de même sens. Quand

l'une tourne dans un sens et l'autre dans celui opposé, il faut que les deux vis aient leurs pas en sens contraires. C'est le cas du tendeur représenté par la fig. 136.

Cet appareil sert à donner une tension à des cordons, à des feutres, à des toiles, il est utilisé dans les machines à fabriquer le papier ou à le transformer. La toile chevauche le rouleau 10, tenu dans les coussinets écrous 8, 9, actionnés par les vis parallèles 6, 7.

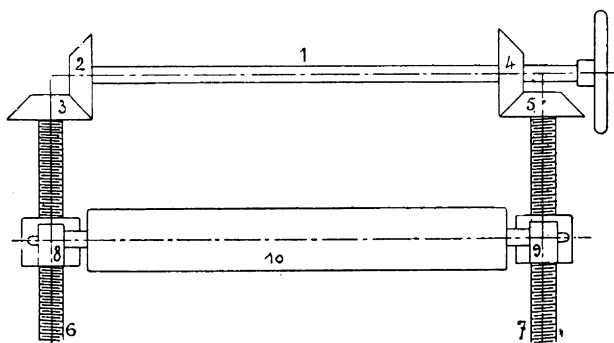


Fig. 136.

Ces vis sont entraînées par deux pignons coniques 3 et 5, égaux et engrenés avec deux autres pignons égaux 2 et 4 calés sur le même arbre 1. On fait tourner cet arbre au moyen d'un volant à main. Pour la symétrie et pour diminuer l'encombrement, on cale souvent les pignons 2 et 4 sur l'arbre 1 comme l'indique la figure.

Il faut alors faire le pas de la vis 6 dans le sens opposé à celui du pas de la vis 7 pour que les

mouvements des écrous 8 et 9 aient la même direction.

Ce système, qui se rencontre fréquemment, est encore appliqué au mouvement vertical des chariots porte-outils dans certaines raboteuses.

9^o *Vis à deux filets croisés.* — Tous les systèmes dont nous venons de parler transforment le circulaire continu en rectiligne continu.

On peut transformer le circulaire continu en rectiligne alternatif au moyen d'une vis 1, à deux filets croisés (fig. 137). L'écrou 3 n'est alors entraîné

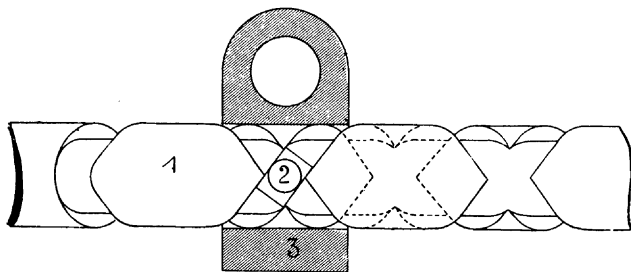


Fig. 137.

sur la vis que par un fragment de filet 2, monté à pivot dans cet écrou. Les rainures sont alors plus larges que profondes, de façon à permettre un fragment de filet 2 d'une certaine solidité. Ces rainures sont réunies à leurs extrémités par une courbe en creux également et un peu large qui oblige le fragment de filet 2 à pénétrer dans une rainure à sa sortie de l'autre. Pour un mouvement circulaire continu de la vis, l'écrou prend donc un mouvement rectiligne alternatif avec un léger temps d'arrêt aux deux fins de courses.

L'érou peut être fixe, la rotation de la vis produit alors une translation de cette même vis. Ce dispositif se rencontre dans quelques machines à imprimer pour donner aux tables à encrer le mouvement rectiligne alternatif parallèle à leurs axes qu'on appelle la « balade ».

10° *Vis de fermeture.* — Un bouchon fileté constitue un organe de fermeture résistant et hermétique. Ce mode d'obturation était donc tout indiqué pour les culasses des canons.

Mais il faut un certain temps pour visser complètement un bouchon fileté. On a réalisé une vis s'engageant à fond en deux mouvements ou *deux temps*. La figure 138 nous montre un schéma

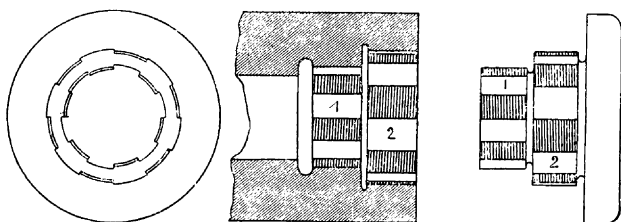


Fig. 138.

d'obturation rapide par vis. Le bouchon comporte deux cylindres de diamètres différents, faisant partie du même bloc et filetés au même pas. Ces deux cylindres correspondent à deux alésages de mêmes diamètres et filetés au même pas dans la pièce à obturer.

Les filets sont enlevés par douzièmes de deux en deux divisions. Les parties filetées 1 se trouvent en face des creux 2.

Le premier mouvement de fermeture consiste à engager les parties filetées du bouchon dans les fraises des filetages des alésages, et à pousser à fond.

Le deuxième temps consiste à faire tourner le bouchon d'un douzième de tour. Les filets du bouchon quittent les fraises et s'engagent, sur toute la longueur des génératrices, dans les filetages.

L'ouverture est ainsi très solidement et hermétiquement fermée.

Dans certains canons, le bloc est monté à charnière et les parties filetées sont coniques, de façon à pouvoir pénétrer dans la culasse par un quart de tour sur l'axe de cette charnière.

11° *Vis d'Archimède*. — La vis d'Archimède,

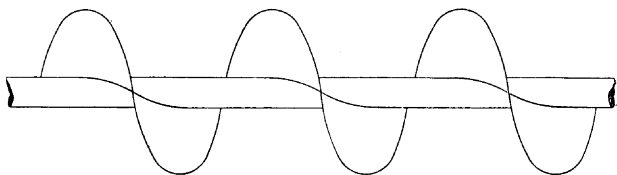


Fig. 139.

(fig. 139), se compose d'un arbre sur lequel on a fixé une tôle en hélice.

On fait tourner cette vis dans une auge demi-cylindrique, et les matières déposées à une extrémité sont entraînées par la vis.

Il faut que ces matières soient pulvérulentes ou de texture à fibres courtes.

Ces vis ont de 100 à 600 m/m de diamètre. Dans

les briqueteries on les emploie au transport de la poussière d'argile et de ciment. Elles servent, dans d'autres cas, au transport des graines, dans les minoteries par exemple.

On utilise quelquefois de petites vis d'Archimède à *pas progressif*, de petits diamètres, pour distribuer la matière première à des machines de précision qui doivent lui faire subir une opération, telles certaines balances automatiques pour la poudre de chasse, le café, le tabac, etc.

Remarque. — Pour le filetage des vis d'Archimède à pas progressif, l'avancement du chariot est obtenu au moyen d'une came qui lui imprime un mouvement de translation accéléré suivant la loi convenable.

Les pas progressifs des cannelures dans les canons des fusils rayés sont obtenus de cette façon.

CHAPITRE VI

CAMES — EXCENTRIQUES — COINS.

§ 1. — DESCRIPTIONS.

On appelle came un organe rigide agissant par contact direct et par une suite de rotations instantanées ayant même centre, mais dont les rayons croissent ou diminuent suivant une loi donnée. L'organe qui reçoit le mouvement venant s'appuyer constamment sur la came, il participe au mouvement que prend son point de contact sous l'influence des variations des rayons vecteurs. En appliquant une loi à ces variations, on la retrouve sur l'organe conduit.

Remarque importante. — Il faut toujours employer des cames du plus grand diamètre possible, afin d'augmenter la précision du mouvement.

En effet, en partant d'un grand mouvement pour arriver à un petit, l'erreur diminue en raison directe des espaces parcourus. Cette remarque est d'une grande importance au point de vue de la construction des cames qui, pratiquement, sont des pièces d'exécution assez difficile.

1° *Came agissant sur une tige.* — Le type de la came est un disque à rayons variables, calé sur un

arbre et agissant sur une tige à coulisse. Son poids ou un ressort la maintient sur la came avec qui elle est en contact par l'intermédiaire d'un galet. La coulisse peut être formée (fig. 140) par le

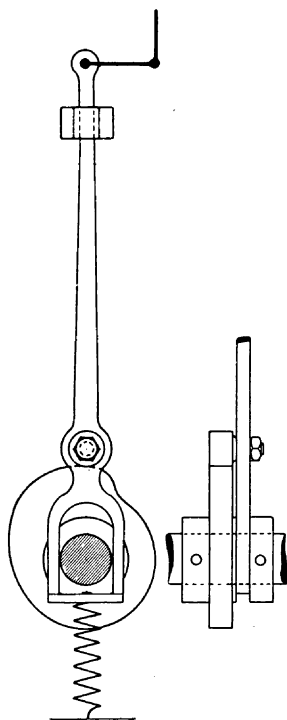


Fig. 140.

moyeu un peu saillant de la came et une rondelle fixée sur l'arbre. La tige, à fourche, est à cheval sur l'arbre et guidée entre la face du moyeu de la came et la rondelle. Un ressort assure le contact permanent du galet sur cette came.

On comprend que le galet suivra les inflexions de la came en entraînant la tige. Les accroissements des espaces parcourus par celle-ci seront égaux aux accroissements des rayons vecteurs de la came.

L'avantage de ce système réside en ce qu'il transforme directement le circulaire continu en rectiligne alternatif,

mais il a un grand inconvénient qui le fait abandonner généralement. En effet, la came agit sur le galet dans une direction oblique, ce qui tend à

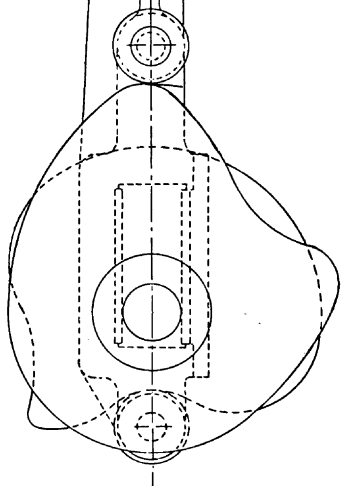
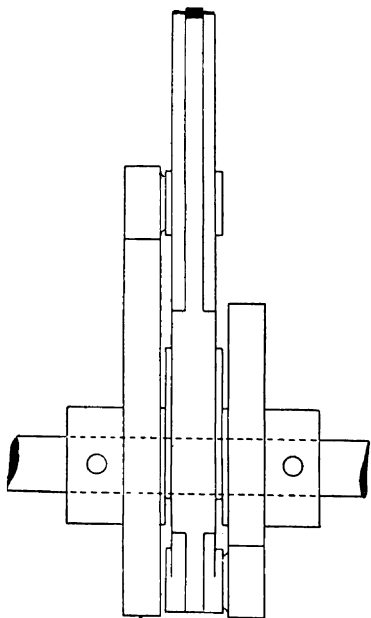
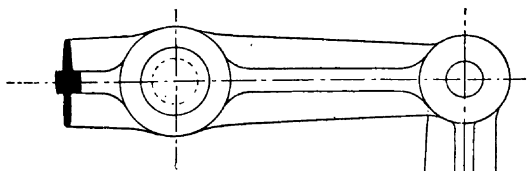


Fig. 141.

faire dévier la tige. Il s'ensuit des frottements dans les guides, des usures, préjudiciables à la précision et au bon fonctionnement. L'obligation de tirer sur la tige avec un ressort n'est pas non plus recommandable.

2° *Came à double plateau*. — On arrive à supprimer le ressort, dans les gros efforts, par l'emploi de la came à double plateau (fig. 141).

Les deux plateaux sont calés sur le même arbre. Entre leurs moyeux est guidée la tige, portant deux galets, de distance invariable, correspondant à chacun un plateau.

L'un des disques est tracé d'après la loi du mouvement à obtenir. Le profil de l'autre disque se conjugue avec celui du premier de telle façon que la somme des rayons vecteurs soit constante et égale à la distance entre les deux galets. On comprend aisément que quand l'un des plateaux cesse d'agir sur son galet l'autre plateau commence d'agir sur le sien. Chaque disque correspondant à un sens de marche différent de la tige, le système agira donc sur celle-ci dans les deux sens.

3° *Came agissant sur un levier*. — On supprime l'inconvénient de l'effort oblique sur la tige en montant le galet à l'extrémité d'un levier convenablement disposé. (fig. 142.)

Ce dispositif est le plus généralement employé, mais le circulaire continu est alors changé en circulaire alternatif, qu'il faut de nouveau transformer si l'on veut un rectiligne alternatif. Le se-

cond bras du levier sert à cette transformation. L'emploi de ce dispositif permet de réduire directement l'espace parcouru et d'augmenter ainsi la précision du rectiligne alternatif. Il faut encore un ressort de rappel.

4° *Came à double plateau agissant sur un levier.*

-- On peut supprimer le ressort de rappel par l'emploi de la came à double plateau, comme dans le cas d'une tige à coulisse.

C'est ce dispositif qui est représenté fig. 142.

Les profils des disques sont encore conjugués, la somme des rayons vecteurs est constante, mais on ne la fait plus égale à la distance entre les deux galets. Ces derniers, conduits par chacun un plateau, sont montés sur des axes solidaires de deux leviers calés sur le même arbre oscillant 3. Les points « centres des galets » 1 et 2 déterminent, avec le point « centre d'oscillation » 3, un triangle indéformable. On comprend que lorsque l'un des plateaux cesse d'agir sur son galet, l'autre com-

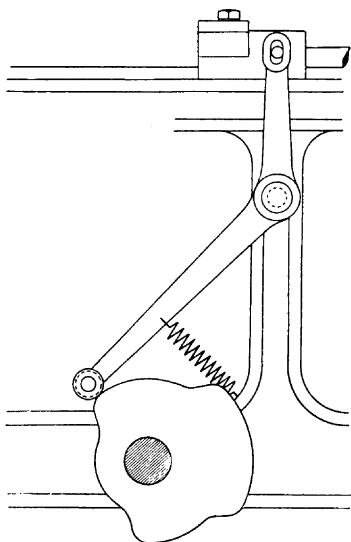


Fig. 142.

mence d'agir sur le sien, les leviers sont donc sollicités chacun dans un sens au moment opportun, et donnent un mouvement rectiligne alternatif aux organes attachés aux tiges 4 et 5.

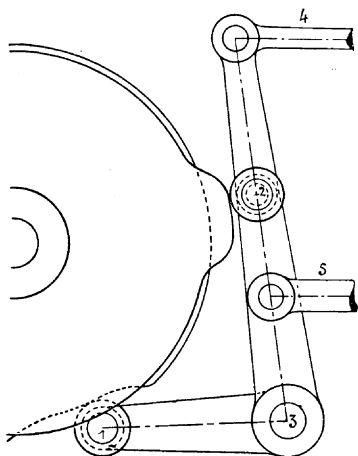


Fig. 143.

5° *Came à rainure*. — La came à rainure peut conduire soit une tige à coulisse soit un levier à galet sans l'em-

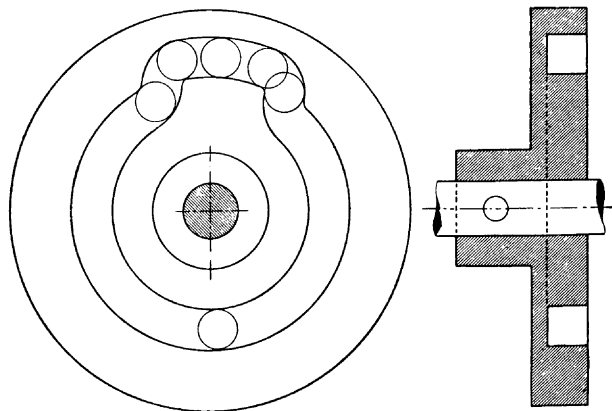


Fig. 144.

ploi d'un ressort de rappel. Elle se compose, comme le montre la figure 144, d'un plateau d'une certaine épaisseur dans lequel on creuse le chemin que doit parcourir le galet. Il s'ensuit un profil extérieur et un profil intérieur qui servent le premier dans un sens et le second dans l'autre.

La came intérieure agit quand le galet s'éloigne du centre du plateau, la came extérieure quand il s'en rapproche. Cette came facile à exécuter à la fraise est très précise, ce qui fait qu'elle est fort usitée.

§ 2. — TRACÉ DES CAMES.

Toutes les cames dont nous venons de parler se rapportent à un tracé que nous allons voir par la suite.

1° *Tracé d'une came donnant un mouvement uniforme.* — Supposons qu'au moyen de la came du n° 1, (fig. 140), nous voulions imprimer à la tige un mouvement uniforme. Nous avons comme données :

- 1° La course à produire ;
- 2° Le rayon du galet entraînant la tige ;
- 3° Le plus petit rayon de la came, déterminé par le diamètre du moyeu qu'on n'entaille ordinairement pas.

Sur l'axe : A B de la tige à conduire, (fig. 145) à partir du centre O, de la came, portons le plus petit rayon OC. Traçons ensuite un cercle de rayon DC passant par ce point et représentant le galet à la fin de sa course descendante.

Du point O, traçons la circonférence passant

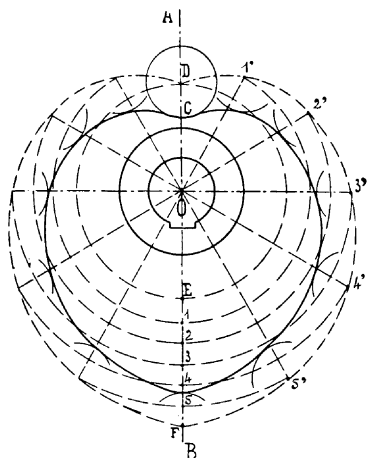


Fig. 145.

par le centre D du galet, elle sera la « base » du tracé. Divisons cette circonférence, à partir de D, en un certain nombre pair de parties égales et menons les rayons correspondants. A partir du point E, diamétralement opposé à D, portons EF représentant la course à produire. Divisons cette

longueur en autant de parties égales qu'il y en a sur la demi circonférence de base. Sur chacun des rayons portons alors une longueur égale à la distance du centre O au point de division correspondant de EF. Soit $O1'$, $O2'$, $O3'$, $O4'$, $O5'$, OF .

Les points $1'$, $2'$, $3'$, $4'$, $5'$ appartiennent à une spirale d'Archimède constituant la *came théorique* qui devrait agir sur un galet réduit à son axe.

L'autre moitié de la came est symétrique. Avec un rayon égal à celui du galet, décrivons une suite de circonférences ayant toutes leur centre sur le profil théorique. L'enveloppe de ces circonférences est la *came pratique*, c'est-à-dire celle

qui donnera au galet le même mouvement que si le profil théorique agissait sur son axe.

Ce tracé donne une came qui peut tourner entre deux galets fixés sur la tige. *Le mouvement communiqué à la tige est uniforme.*

Ce tracé présente un grave inconvénient. En effet, aux fins de courses, la vitesse constante de la tige passe de sa valeur positive à sa valeur négative sans transition. Il s'ensuit des chocs importants, dus à l'inertie, qui sont préjudiciables au bon fonctionnement.

2^o *Tracé d'une came donnant un mouvement uniformément accéléré suivi d'un mouvement uniformément retardé.* — Pour corriger l'inconvénient que nous venons de signaler, c'est-à-dire pour adoucir les fins de course, on sacrifie l'uniformité du mouvement. On diminue la vitesse à ces fins de course, et on l'augmente dans l'intervalle pour rattraper le temps perdu.

On uniformise ces variations et on arrive au type « uniformément accéléré » suivi de « uniformément retardé ».

Ceci s'applique à toutes les comes, dont le tracé ne diffère ensuite qu'à cause de la disposition des organes. Nous allons voir la façon de procéder pour ce tracé, adopté d'une façon presque générale. Prenons le cas de la figure 142, n^o 3 du paragraphe 1.

Soit une came (fig. 146) ayant le point C comme centre, et devant agir sur le levier de longueur LE ayant son centre en L. Nous connaissons la position du galet, de rayon ED, en haut de sa

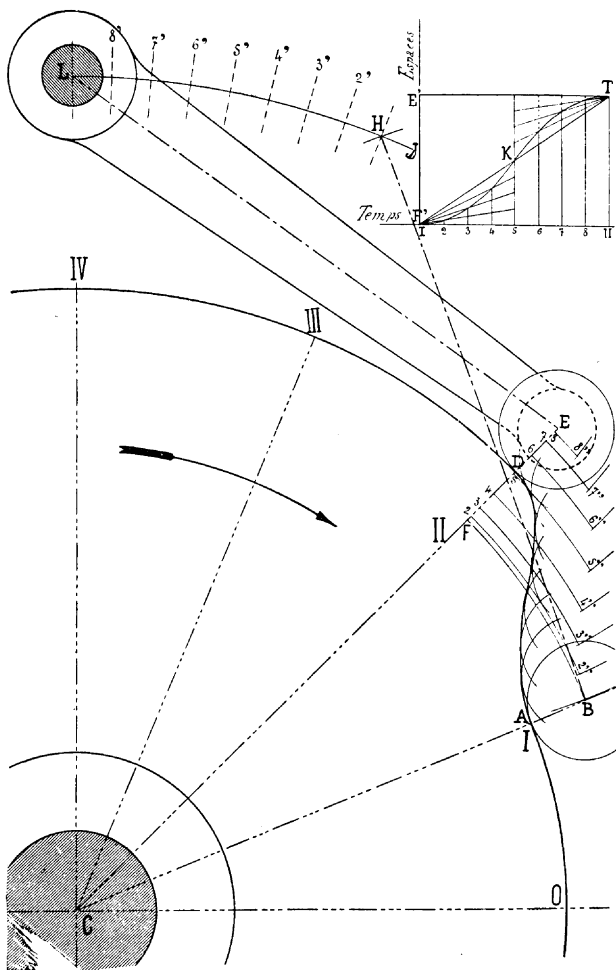


Fig. 116.

course et l'amplitude EF de cette dernière. Nous voulons encore que CO soit le rayon de l'origine des temps, que pendant un seizième de tour la came n'agisse pas et qu'elle provoque la montée du galet pendant le deuxième seizième de tour.

Menons d'abord la circonférence de rayon CD , tangente au galet dans sa position haute, c'est sur cette circonférence que roulera le galet pendant tout le temps qu'il doit garder cette position. Le rayon II limite le second seizième, et indique la fin de la course. Portons maintenant sur ce rayon II , à partir du centre du galet, l'amplitude de la course, EF .

Le rayon I limite le premier seizième et indique le commencement de la course. Reportons la distance $CF = CB$ sur le rayon I . Le point B sera le centre du galet dans sa position la plus basse. C'est sur la circonférence de rayon CA tangente au galet que roulera celui-ci pendant tout le temps qu'il doit garder cette position.

Il ne nous reste plus qu'à déterminer la courbe donnant un mouvement uniformément accéléré suivi d'un uniformément retardé au galet pendant son passage de sa position B à sa position E .

Dans un coin de l'épure, menons une ligne horizontale qui sera l'axe des temps, portons sur cette droite une longueur arbitraire représentant le temps de la course I, II . Du point I élevons une perpendiculaire, axe des espaces et portons sur cette droite : $F'E' = FE$, l'espace à parcourir. Du point E' menons une parallèle à la ligne des temps, et du point II , fin de la course, élevons une parallèle à la ligne des espaces. Traçons alors les deux

branches de paraboles représentant : F'K le mouvement uniformément accéléré et KT le mouvement uniformément retardé, composant la loi adoptée.

Il faut maintenant reporter cette courbe F' K T sur la came, pour cela, faisons, F 2, sur FE, égale à l'ordonnée 2 de notre loi, F3 égale à l'ordonnée 3..... et F 8 à l'ordonnée 8. Les points 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, sur l'axe des temps marquent 8 divisions égales du temps I, II de la course.

Des points 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, sur le rayon II, menons en prenant C comme centre, des arcs de cercles parallèles à l'arc F B. Ces arcs correspondent aux abscisses de notre loi où devront se trouver les centres du galet, dans les huit positions successives que nous cherchons.

Remarque. — Si notre came actionnait une tige (n° 1 du paragraphe I) en divisant l'arc FB en huit parties égales, les rayons passant par chacun des points obtenus correspondraient aux ordonnées de la loi. Les points d'intersection de ces arcs avec les rayons nous donneraient les 8 positions cherchées du centre du galet dans son passage de B en E.

Mais il nous faut compter avec le levier.

Supposons alors que la came tournant d'un mouvement uniforme soit au contraire immobile et que l'axe L du levier tourne autour d'elle, il se déplacera suivant une circonférence ayant CL pour rayon. Traçons un arc LJ de cette circonférence dans le sens de marche de la came, indiqué par la flèche.

Du point B comme centre, avec un rayon EL égal à la longueur du levier, décrivons un arc de cercle qui coupe le chemin LJ de l'axe du levier au point H. Ce point H sera la position de l'axe du levier quand son galet sera dans la position B. Le mouvement d'oscillation du levier aura donc lieu pendant l'espace LH parcouru par son axe L. Divisons LH en autant de parties égales que la longueur arbitraire représentant le temps de la course dans notre loi. Nous obtenons ainsi les points 2', 3', 4', 5', 6', 7', 8'. Du point 2' comme centre avec un rayon égal à LE, longueur du levier, décrivons un arc de cercle qui coupera l'arc 2 au point 2''. Avec le même rayon, faisons la même opération de chacun des points 3', 4', etc. Nous obtenons les points 3'', 4'', qui appartiendront à la courbe théorique de la came. La courbe pratique sera l'enveloppe des circonférences représentant le galet dans les positions successives 2'', 3'' etc... de son centre sur la courbe théorique.

3° *Tracé d'une came à rainure.* (n° 5 du paragraphe 1). — Dans le cas d'une came à rainure, la courbe intérieure est fournie par le même procédé et la courbe extérieure est l'enveloppe extérieure des circonférences représentant le galet dans ses mêmes positions successives.

4° *Etablissement des lois de mouvement.* — Nous avons vu que nous avons eu besoin d'établir une courbe des espaces pour la reporter ensuite sur la came.

Souvent, une came provoque sur le levier un

mouvement compliqué, avec phases de repos et oscillations nombreuses de ce levier.

De même, dans certaines machines, on rencontre plusieurs cames faisant mouvoir des organes différents, mais dont les mouvements sont liés entre eux par une loi bien définie et très complexe. Il faut alors tracer, avant tout, une loi générale du mouvement.

On adopte une division, ordinairement 20 parties ou 36 parties, pour les plateaux et la ligne arbitraire représentant le temps total d'un tour de l'arbre unique portant toutes les cames.

On fait coïncider l'origine des temps sur toutes les cames, et l'on opère pour chaque mouvement de chaque came comme nous l'avons fait précédemment. Tous les temps sont des abscisses, tous les espaces sont des ordonnées.

On voit aisément le parti que l'on peut tirer de cette épure générale, au point de vue de l'étude d'établissement du mouvement des différents organes, des repères de calage des cames et enfin des corrections d'erreurs.

Pour donner un exemple d'une de ces lois générales, il nous faudrait décrire une machine entière, ce que nous ne pouvons faire ici. Mais nous insistons encore sur ce qu'il est indispensable de tracer la loi générale des mouvements dans toute étude de machine comprenant des cames.

Cas d'une vitesse donnée. — D'autre part, il arrive souvent que la vitesse d'un organe mu par une came est définie par son égalité avec une vitesse donnée.

Le cas se présente dans toutes les machines travaillant le papier, ou une autre matière, en continu. On trace, dans la loi de mouvement, l'oblique indiquant la vitesse du papier et toutes les lignes des espaces parallèles à cette oblique indiqueront des vitesses égales à celle qu'elle représente.

5° *Courbes conjuguées.* — Nous avons vu dans les cames à doubles plateaux du n° 2 et du n° 4 du paragraphe 1 de ce chapitre, que les courbes du deuxième plateau se conjuguent avec les courbes établies du premier. Nous allons voir la façon d'y arriver dans les deux cas, de la tige et du levier.

a. — Courbes conjuguées dans le cas de 2 galets diamétralement opposés commandant une tige. — C'est le cas de la came n° 2, paragraphe I, fig. 141.

Soit une came à deux plateaux (fig. 147), ayant le point O pour centre. La courbe X A B Y est la came théorique établie du plateau I. La distance fixe des galets est égale à B C. Nous allons déterminer la courbe conjuguée théorique sur le plateau II.

Pour cela, divisons l'arc comprenant la courbe A B en un certain nombre de parties égales, soit 8. Menons les diamètres correspondants, ces diamètres coupent la courbe connue aux points 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7. Portons alors, A D = B C, distance des centres des galets, puis 1, 1', puis 2, 2' 7, 7', longueurs toujours égales à B C. Les points D 1', 2', 3', 4', 5', 6', 7', détermineront la courbe théorique X' C D Y', sur le plateau II. La circon-

férence ayant OD pour rayon sur le plateau II correspondra à la circonférence ayant OA pour rayon sur le plateau I.

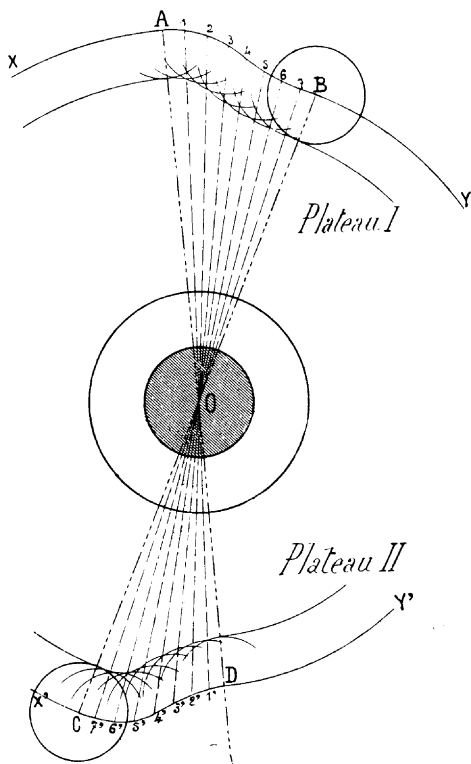


Fig. 147.

La circonférence ayant OC pour rayon sur le plateau II correspondra à la circonférence ayant OB pour rayon sur le plateau I.

On procédera de même pour chacune des inflexions de la came théorique du plateau I.

Les cames pratiques seront toujours les enveloppes des positions successives des galets sur les cames théoriques.

b. — Courbes conjuguées dans le cas de 2 galets montés en triangle indéformable avec un point d'oscillation. — C'est le cas de la came n° 4 du paragraphe I, fig. 143.

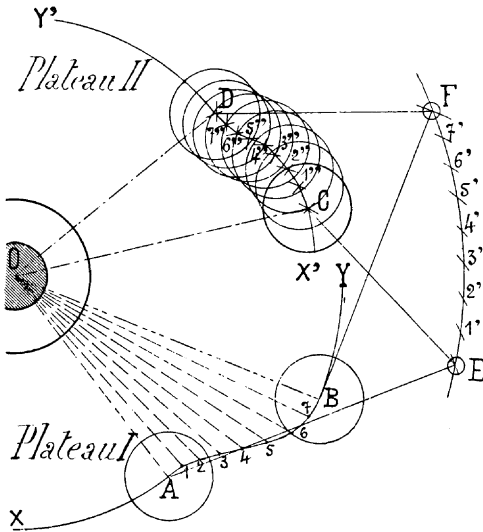


Fig. 148.

Soit une came à deux plateaux (fig. 148), ayant le point O pour centre.

La courbe X A B Y est la came théorique établie du plateau I. Le galet A du plateau I, le galet C du plateau II et le point d'articulation E des le-

viers $A E$ et $C E$, solidaires l'un de l'autre, composent un triangle indéformable $A C E$, que nous allons supposer tournant autour des plateaux, son sommet E se déplaçant sur une circonférence de rayon $O E$.

Divisons l'arc comprenant la courbe $A B$ en 8 parties égales, des points de division 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 pris sur cette courbe avec un rayon égal à $A E$, déterminons les points $1', 2', 3', 4', 5', 6', 7', F$, correspondant aux positions du point E sur son chemin autour des plateaux, pendant son passage de E en F , fin de la course.

Ensuite des points $A, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, B$, avec un rayon égal à $A C$ et des points $E, 1', 2', 3', 4', 5', 6', 7', F$, avec un rayon égal à $E C$, décrivons des arcs de cercles qui se couperont en $C, 1'', 2'', 3'', 4'', 5'', 6'', 7'', D$. Ces points détermineront le profil conjugué théorique cherché sur le plateau II. La circonférence ayant $O D$ pour rayon sur le plateau II correspondra à la circonférence ayant $O B$ pour rayon sur le plateau I. La circonférence ayant $O C$ pour rayon sur le plateau II correspondra à la circonférence ayant $O A$ pour rayon sur le plateau I.

On aura ainsi la came conjuguée $Y' D C X'$ sur le plateau II. On procédera de même pour chacune des inflexions de la came théorique du plateau I.

Les cames pratiques seront toujours les enveloppes des positions successives des galets sur les cames théoriques.

§ 3. — GROUPEMENT DES CAMES DANS UNE MACHINE

Après ce que nous venons de voir, on peut se rendre compte aisément que le calage des cames est une opération assez délicate quand il y en a un certain nombre dans une même machine.

On cherche alors à les grouper sur un seul arbre.

L'origine des espaces correspond à un repère déterminé, le réglage est plus facile, et l'on se rend mieux compte, aux expériences, des erreurs commises. C'est une première simplification.

Les Américains ne montent pas directement les disques à profils tracés sur l'arbre des cames. Ils montent sur cet arbre un certain nombre de tambours ou de plateaux aménagés de telle façon qu'on puisse faire glisser dessus les portions de disques agissantes, et les fixer après réglage, d'une manière démontable. La mise en place ne s'opère donc plus par le clavetage, ce qui était très difficile, mais bien par les profils eux-mêmes, qui sont facilement déplaçables.

La figure 149 nous montre la partie inférieure d'une machine automatique avec l'arbre des cames. Cet arbre porte trois tambours A, B, C sur la jante desquels viendront se fixer des bandes de fer plat qui formeront les profils agissants. On pourra déplacer les bandes et les rectifier aisément aux essais de la première machine. D'autre part, sur les machines commerciales, on les remplacera à chaque changement de fabrication n'exigeant pas les mêmes lois de mouvement.

Les tambours A, B portent encore des disques à rainures circulaires 1, 2, 3, 6 où viendront se fixer d'une façon démontable et réglable, les profils agissants de différentes cames.

De plus l'arbre commande encore, à sa vitesse, par un système de pignons coniques égaux, un

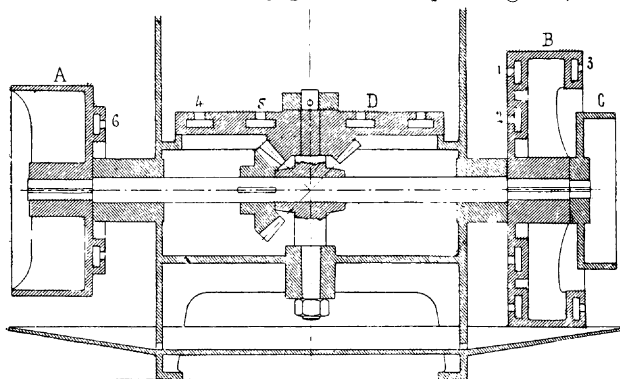


Fig. 149.

plateau horizontal D muni de deux rainures circulaires 4, 5, où viendront se fixer de même façon d'autres profils.

On conçoit facilement tous les avantages que l'on peut retirer de cette disposition au point de vue de la pratique.

On a donné à ces cames le nom typique de *proteiformes*. La fig. 176, page 325 nous en montre un exemple.

§ 4. — CAMES ET GALETS A AXES CONJUGUÉS

Dans tous les cas que nous avons examinés jusqu'ici, l'axe du galet était parallèle à l'axe de

la came. Il peut en être autrement ainsi que nous allons le voir.

1° *Came dont l'axe est perpendiculaire à celui du galet.* — C'est le cas du dispositif de la figure 150, qu'on rencontre fréquemment.

Un simple examen de la figure nous montre la

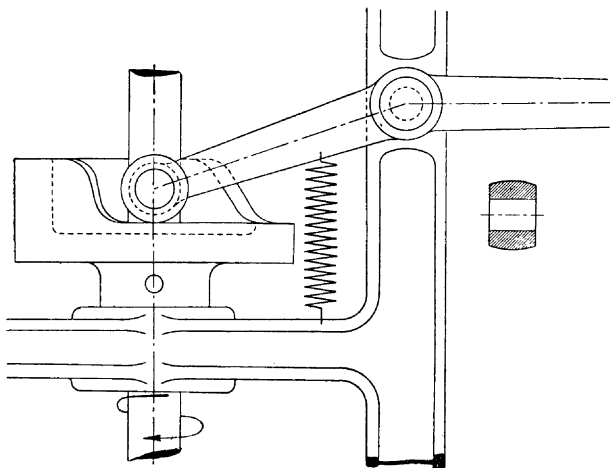


Fig. 150.

disposition des organes. La loi étant tracée sur une ligne des temps égale au développement extérieur de la came, il suffit d'enrouler le profil obtenu sur la came pour la tailler. Il faut que le galet n'ait qu'un point de contact avec le chemin circulaire de la came, car les différents points de ce chemin situés sur un même diamètre ne tournent pas à la même vitesse. On fait le galet en forme de « tonneau ». Cette came exige l'emploi

d'un ressort de rappel. On peut supprimer ce ressort en doublant le profil, comme dans la came creuse du n° 5, paragraphe 1 de ce chapitre, (fig. 144).

2° *Came dont l'axe est concourant avec celui du galet.* — Quand les axes sont concourants, dans deux plans quelconques, il faut que le galet soit

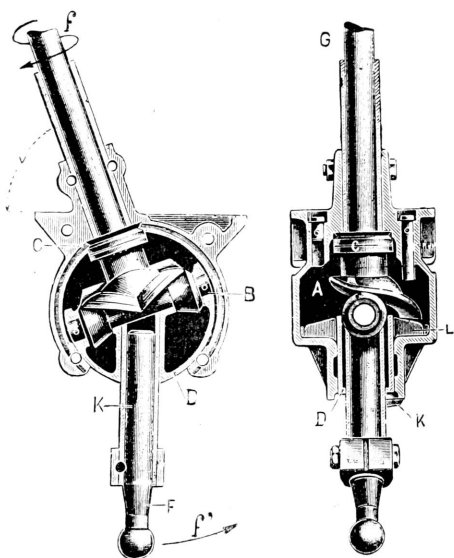


Fig. 151.

conique et que la came soit une suite de génératrices de cônes ayant leur sommet commun avec le cône du galet. Dans l'usage courant, on évite l'emploi de cette came, nous ne donnerons donc pas son tracé.

Nous allons décrire en revanche une très ingénieuse application de la came conique qui a été faite par M. Denis dans une direction pour automobiles, construite par la maison Malicet et Blin.

Les deux vues de la figure 151 nous montrent ce mécanisme.

Une came conique symétrique A, solidaire de l'arbre du volant de direction G, oblige les deux galets coniques B à s'abaisser ou à s'élever suivant une rotation ayant pour centre le point situé au milieu de leur axe commun. Ces galets entraînent la boîte manivelle D.

Un mouvement du volant dans le sens de la flèche f provoque donc un mouvement du doigt F dans le sens de la flèche f' . Le mouvement contraire du volant provoque le mouvement contraire du doigt.

Un ressort C applique constamment la came sur les galets et rattrape le jeu.

Voici maintenant ce qu'a de particulier ce dispositif. Dans la position normale indiquée par la figure, c'est-à-dire pendant un parcours en ligne droite, la came A maintient calés en place, les galets B de telle façon que le mécanisme est irréversible.

Dans les virages, la came imprime aux galets telle inclinaison convenable, mais alors ces derniers cherchent à la ramener dans sa position normale. Il y a donc tendance naturelle au redressement après chaque virage puisque le mécanisme est réversible pendant ceux-ci.

Ce système a par conséquent les propriétés des deux modes de directions ordinairement en pré-

sence : directions réversibles pour les courbes et virages; directions irréversibles pour les parcours en ligne droite.

L'angle V est de 70° . K est le repère de position moyenne servant au montage.

§ 5. — GALETS AGISSANT SUR DES COULISSES

Dans les dispositifs de cames dont nous nous sommes occupé jusqu'ici, la came commandait toujours le galet et, sauf dans le cas de la came Denis, le mécanisme était irréversible. On peut cependant fixer une came sur une tige et, par l'action d'un galet, changer le circulaire continu en rectiligne alternatif.

1° Mouvement de la tige se rapprochant de l'uniformément accéléré suivi de l'uniformément retardé. — Une tige T , glissant dans des guides 4 , (fig. 152), porte une coulisse 3 dans laquelle roule un galet fixé sur un plateau ou une manivelle et tournant autour du point O .

Le galet peut être remplacé par un axe et une douille comme le montre la figure.

Après une demi-rotation du plateau ou de la manivelle, le point 2 sera venu au point $2'$ en faisant glisser la douille dans la coulisse qui sera ramenée en place par la seconde demi-rotation.

Le circulaire continu uniforme de l'axe O sera donc transformé en rectiligne alternatif de la tige. Voyons maintenant la nature du mouvement.

L'examen de la figure nous montre qu'à un instant quelconque, l'espace parcouru par la tige

sera la projection sur le diamètre 2, 2' de l'espace parcouru par l'axe du galet sur la circonférence qui est sa trajectoire. La courbe des espaces est donc facile à construire. C'est d'ailleurs une *courbe sinusoïde* dont la loi se rapproche beaucoup de celle du mouvement uniformément accéléré suivi de l'uniformément retardé.

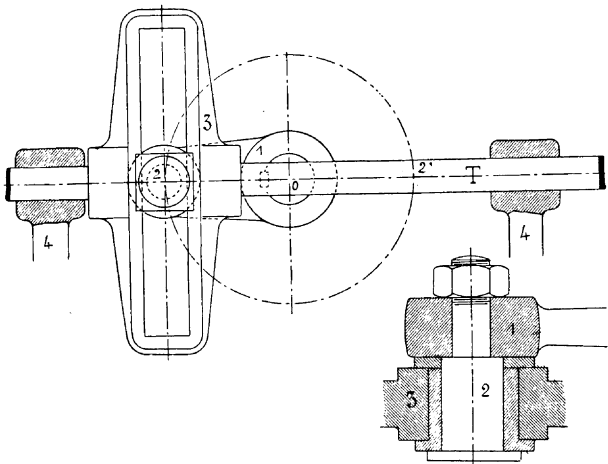


Fig. 152.

Ce mécanisme est souvent usité pour de petits efforts.

Débrayages américains « Builders ». — La figure 153 montre une application du mécanisme ci-dessus à un débrayage à une seule corde.

La corde C s'enroule sur une poulie à gorge A, laquelle, folle sur son axe, a son mouvement limité à un demi-tour par deux buttoirs. Elle est

ramenée, après chacun de ces demi-tours, à sa position première par un ressort en spirale. Dans

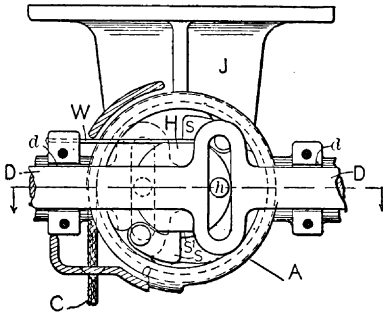


Fig. 153.

l'intérieur de cette poulie se logent deux cliquets S, qui viennent à tour de rôle tomber dans le cran S' d'un disque H fou sur le même axe que celui de la poulie A.

Ce disque

porte un goujon *h* qui actionne dans son mouvement de rotation la coulisse solidaire de la tige D comme dans le mécanisme précédent.

Une traction sur la corde fait donc décrire une demi-circonférence au goujon et occasionne le déplacement de la tige D nécessaire au débrayage. La corde étant alors abandonnée, le ressort ramène la poulie A en place sans que le disque H soit entraîné. Une seconde traction sur la corde fait alors décrire une autre demi-circonférence au goujon et occasionne le déplacement en sens contraire de la tige D nécessaire à l'embrayage.

Le ressort à lame W a pour but d'assurer la position du disque H sous les vibrations.

On peut aussi remarquer que le goujon *h* tombant toujours aux points morts du plateau, un tirage des courroies sur la tige D ne peut pas faire fonctionner accidentellement l'appareil.

2^o *Mouvement uniforme de la tige.* — Si l'on suppose toujours le plateau portant le galet animé d'un mouvement uniforme, on peut obtenir sur la tige ce même mouvement en donnant à la coulisse un tracé en boucle, (fig. 154). Divisons le rayon AO de la circonférence décrite par le galet en un certain nombre de parties égales, soit 8.

Divisons ensuite le quart AB de cette circonférence en un même nombre de parties égales.

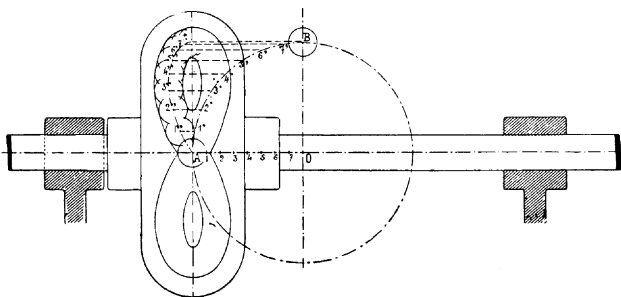


Fig. 154.

Des points de divisions obtenus sur cet arc menons $1', 1''$ parallèle à AO et égal à $A1$. De même, faisons $2', 2''$ parallèle à AO et égale à $A2$ et ainsi jusqu'à la fin. Les points $1'', 2'', 3'',$ etc., appartiendront à la courbe théorique de la rainure donnant le mouvement uniforme.

On reportera cette courbe sur les trois autres quarts de la coulisse et on tracera les profils de la rainure qui seront les enveloppes des positions successives du galet sur la courbe en boucle.

3° *Mouvement rectiligne alternatif de la tige avec arrêt aux fins de courses*, — Pour obtenir un arrêt aux fins de courses, on modifie le dispositif précédent de la façon suivante :

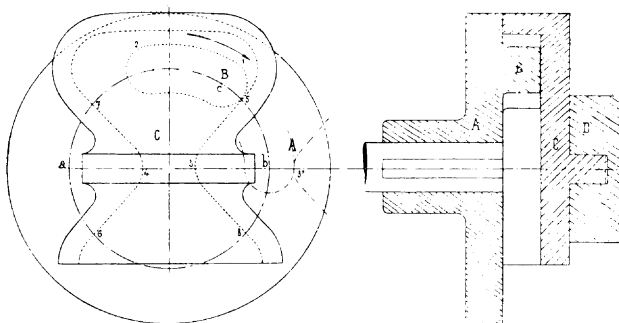


Fig. 155.

Le plateau A (fig. 155), porte, au lieu d'un galet, une came circulaire venue de fonte B, cette came représente une succession de galets ayant leur centre sur la circonférence de diamètre ab , la course à produire. Le point c est le centre du premier galet supposé.

La coulisse C glisse dans un guide D.

Supposons le plateau A tournant dans le sens de la flèche. La came B, agissant sur la rampe 5, 3, de la coulisse, amène celle-ci dans la position indiquée en trait mixte sur la figure. Le centre c est alors au point b , c'est la fin de course à droite. Le point 1 de la came B est en contact avec le point 3 de la coulisse, mais tous les points de la came B de 1 à 2, ayant même rayon vecteur, laisseront le point 3 dans la même position 3'. Ce temps d'arrêt sera donc égal au passage de l'arc 1, 2.

Puis le point 2 échappe le point 3, mais le point 5 sur la came B vient prendre contact avec le point 6 de la coulisse, le mouvement rétrograde commence jusqu'à l'arrivée du centre c au point a . Ici, le même phénomène d'arrêt, durant le même temps, se produit comme à la première fin de course, et ainsi de suite.

La loi des espaces de la coulisse est facile à construire, l'ordonnée est à chaque instant la projection sur ab de l'espace parcouru par le centre c sur la circonférence $a, 7, c, b, 8, 6$.

Il faudra donner aux courbes la forme convenable. La courbe montante exprimant le mouvement direct sera raccordée à la courbe descendante exprimant le rétrograde par une droite parallèle à l'axe des temps qui exprimera l'arrêt aux fins de courses.

Les rampes 4, 7 et 3, 8 serviraient dans le cas d'un mouvement de sens opposé à celui de la flèche.

Ce dispositif est très employé dans les débrayages à changement de marche par courroie. Les arrêts correspondent aux stationnements sur les poulies tournant en sens inverse. On rencontre ce système sur beaucoup de machines américaines.

4° *Mouvement rectiligne alternatif de la tige avec un temps perdu à une fin de course suivant une loi donnée.* — Ce cas se présente dans les machines à coudre. L'aiguille, après avoir accompli sa course descendante, remonte d'une petite quantité, puis redescend de la même quantité avant de commencer sa course montante. Dans certaines

machines, le petit mouvement correspond au dégagement de l'aiguille pour permettre à la griffe l'avancement de la matière et au perçage du trou suivant, où viendra de nouveau s'engager l'aiguille. Dans les machines pour étoffes, le petit mouvement est simplement un temps perdu pendant le passage du fil de l'aiguille sur la navette; sans ce temps perdu, la tige, remontant aussitôt, tirerait sur ce fil qui ne prendrait pas l'autre.

La coulisse B (fig. 156), est composée de deux branches inclinées également sur l'axe de la tige T. Le plateau A entraîne le galet D sur une circonférence ayant O D pour rayon.

Supposons que nous voulions le temps perdu à la fin de course égal au $\frac{1}{6}$ du temps total d'un tour. Prenons le galet dans sa position supérieure et à partir du point 1, divisons sa circonférence trajectoire en 12 parties égales. Menons la tangente n X au point 6 et la tangente n Y au point 8.

Faisons D X' parallèle à n X et D Y' parallèle à n Y.

La ligne brisée X', D, Y' sera le lieu des centres du galet dans le mouvement cherché. Les courbes intérieure et extérieure de la coulisse seront les enveloppes des positions successives du galet sur la tige X' Y'.

Les espaces parcourus par la tige seront les projections sur l'axe de la tige, par des projectantes parallèles à n X pour le mouvement descendant et à n Y pour le mouvement ascendant, des espaces parcourus par le centre du galet.

On voit qu'après $\frac{5}{12}$ de tour la course descendante sera égale à la projection de l'arc 1, 2, 3, 4,

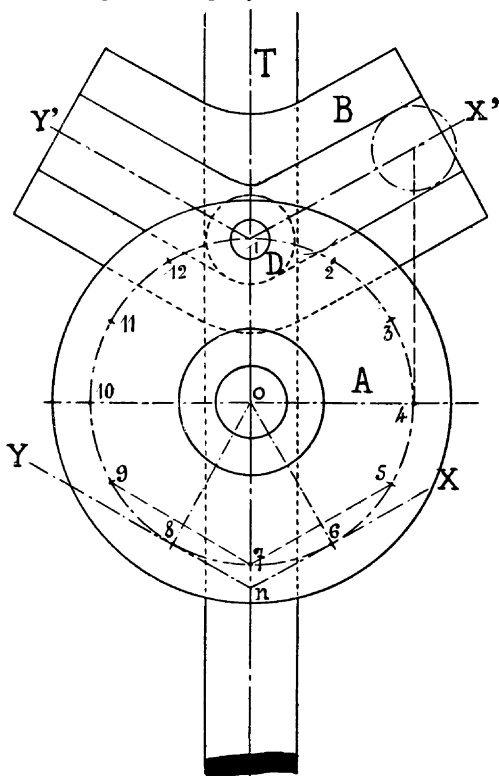


Fig. 156.

5, 6, c'est-à-dire au diamètre 1, 7, plus l'espace 7, n.

Après $\frac{6}{12}$, la projection n'est plus égale qu'au diamètre 1, 7, il y a donc eu un mouvement ascendant égal à l'espace 7, n.

Après $\frac{7}{12}$, la projection est encore égale au diamètre 1,7, plus l'espace 7, n, il y a donc eu un mouvement descendant égal à l'espace 7, n.

Après ceci, la course montante commence.

La longueur de l'espace parcouru dépend donc de la grandeur de l'arc 6, 8, par conséquent de l'inclinaison des branches de la coulisse. Les petits mouvements de montée et de descente de la fin de course sont égaux.

Théoriquement, ce dispositif est mauvais en ce sens que la vitesse change brusquement de signe aux fins de course, d'où il s'ensuit des chocs d'autant plus violents que cette vitesse est plus grande.

§ 6. — CROIX DE MALTE

Les rainures, au lieu d'être solidaires d'une tige guidée dans une glissière, peuvent être creusées dans un plateau monté sur un axe de rotation parallèle à l'axe du plateau porte galet. Plusieurs rainures peuvent être creusées dans un même plateau. Leur disposition convenable fait que le galet les conduit les unes après les autres, faisant décrire une portion de tour au plateau qui les porte. Chaque mouvement est suivi d'un arrêt durant jusqu'à la rencontre de la rainure suivante par le galet. Il s'ensuit un *engrenage intermittent* qui transforme le circulaire continu uniforme de l'arbre du plateau porte galet en un circulaire périodique. Chaque période est composée d'un temps de mouvement et d'un temps d'arrêt.

On entaille le plateau porte-rainures de façon à lui faire épouser la circonférence du plateau porte-galet. Ceci détermine une forme du premier plateau qui rappelle la *croix de Malte*, d'où le nom donné à ce dispositif.

1° *Croix de Malte simple*. — La figure 157 représente une croix de Malte à quatre rainures.

L'arbre A porte un plateau C muni d'un galet ayant son centre en E. Il tourne d'un mouvement supposé uniforme. L'arbre B porte un plateau dans lequel sont creusées 4 rainures de largeur égale au diamètre du galet et divisant le plateau en 4 parties égales.

Le rayon AE de la trajectoire du galet est égale aux rayons : B 1. B 2. B 3. B 4, limitant les rainures et déterminant les positions du centre E du galet aux attaques.

Supposons le plateau C tournant dans le sens de la flèche. Le galet E fera trois huitièmes de tour, puis s'engagera dans la rainure 1. Il entraînera alors le plateau D jusqu'à ce que le point 1 soit venu en 2, c'est-à-dire pendant un quart de tour. Ensuite, le galet se dégageant, le plateau D restera immobile pendant tout le temps mis par le point E à parcourir les trois quarts restant de sa trajectoire avant son entrée dans la rainure 4 qui sera venue prendre la place de la rainure 1.

Donc, pour un tour de l'arbre A, l'arbre B aura fait $1/4$ de tour avec un temps d'arrêt égal aux $3/4$ du temps d'un tour de cet arbre A.

Le plateau C porte, en regard du galet, un évi-

dement 5, 6, 7, correspondant au passage des

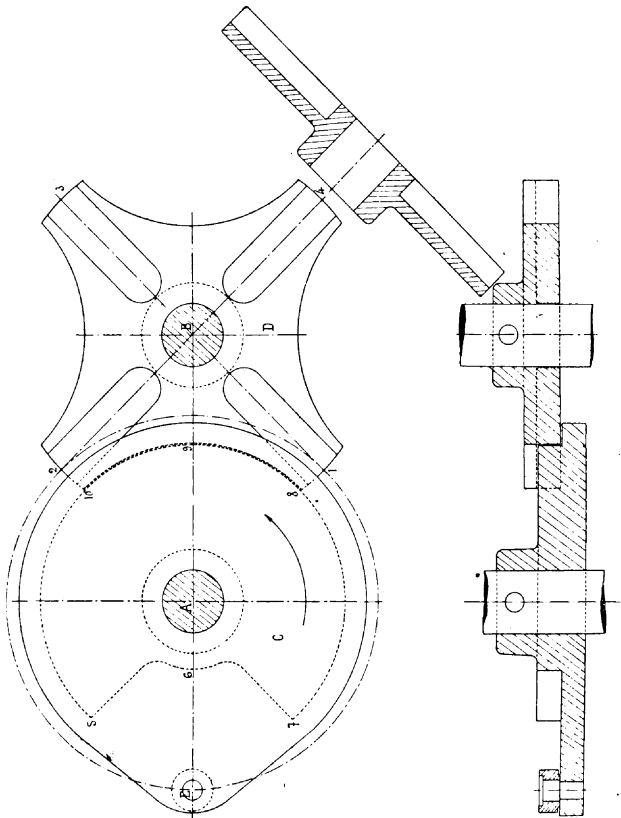


Fig. 157.

branches du plateau D quand le galet est dans les rainures.

Après chaque quart de tour, le plateau D est

maintenu en position par le contact de sa forme extérieure sur le plateau C, en 8, 9, 10.

La courbe représentative de la loi du mouvement entre deux repos est une sinusoïde qui indique son rapprochement du type uniformément accéléré suivi d'uniformément retardé.

En effet, à chaque instant, l'ordonnée de la courbe des espaces est la projetante du point 2 sur AB.

On fait l'étoile à cinq branches, six branches, huit branches pour obtenir $1/5$ ou $1/6$ ou $1/8$ de tour selon les cas.

Ce dispositif est très employé pour son exactitude. Le mécanisme de rotation partielle des tourelles des tours modernes à outils multiples est souvent basé sur l'emploi d'une croix de Maite ayant autant de rainures que la tourelle comporte d'outils.

2° *Demi-tour*. — On combine parfois l'étoile de la figure ci-dessus avec deux plateaux porte-galet dont l'un attaque une rainure juste au moment où l'autre a fini de se dégager. On obtient deux quarts de tour consécutifs, ce qui constitue un *demi-tour*, suivi d'un arrêt égal à la moitié de d'un tour

Il faut alors faire l'évidement 5, 6, 7, deux fois plus grand de façon à laisser passer deux branches. La courbe des espaces entre les repos, est la même que précédemment, répétée deux fois.

3° *Tiers de tour*. — On combine aussi une étoile à six branches avec deux plateaux porte-

galets dont l'un attaque une rainure juste au moment où l'autre a fini de se dégager.

On obtient deux sixièmes de tour consécutifs, ce qui constitue un *tiers de tour*, suivi d'un arrêt égal aux deux tiers du temps d'un tour.

L'évidement en regard du galet doit encore être suffisant pour le passage de deux branches.

La courbe des espaces entre les repos, est encore doublée.

4^e *Fraction de tour ayant un numérateur autre que l'unité.* — On peut avoir besoin de faire exécuter par l'arbre portant l'étoile une fraction quelconque de tour pour un tour de l'arbre portant le galet. On met alors autant de rainures sur l'étoile qu'il y a d'unités au dénominateur de la fraction et autant de galets sur le plateau qu'il y a d'unités au numérateur. Les rainures et les galets divisent respectivement l'étoile et le plateau en un certain nombre de parties égales. Il faut, bien entendu, que la circonférence lieu des centres des galets passe par les points limitant deux rainures consécutives. On fait généralement l'arc situé entre ces points sur cette circonférence égal à la moitié de l'arc compris entre les centres de deux galets consécutifs.

Soit à obtenir $5/4$ de tour sur l'étoile. En suivant les considérations ci-dessus, nous arriverons au dispositif de la figure 158.

L'étoile aura quatre rainures et le plateau cinq galets. L'arc 1, 2 sera le $1/10$ de la circonférence lieu de centres des galets. On voit que chaque galet, dans un mouvement uniforme du plateau

et dans un temps correspondant au $\frac{1}{10}$ du temps total d'un tour, fera faire $\frac{1}{4}$ de tour à l'étoile.

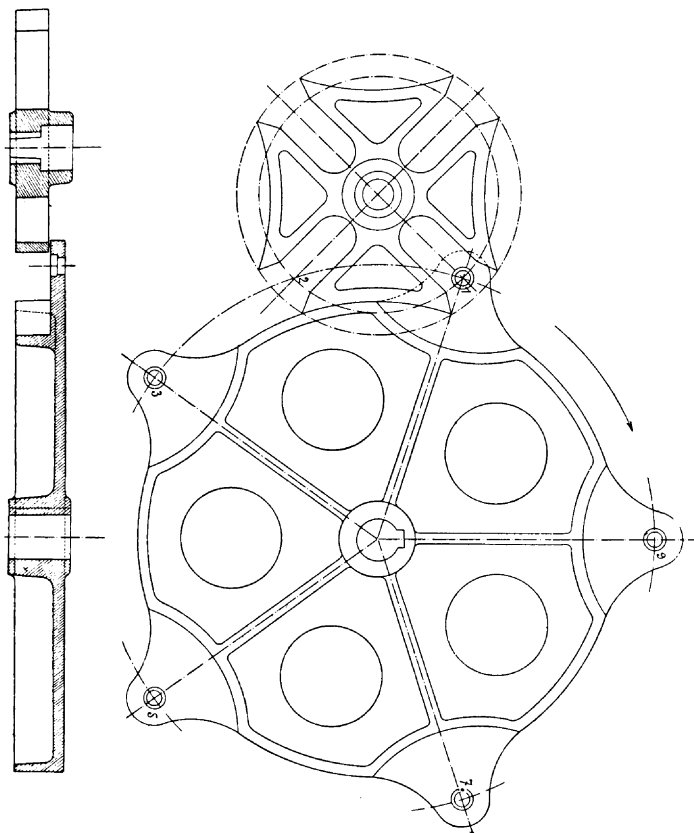


Fig. 158.

Les cinq galets donneront donc $\frac{5}{4}$ de tour. Entre

chaque mouvement, un arrêt égal au $1/10$ du temps total d'un tour se produira. C'est le temps nécessaire au galet 3 pour que son centre atteigne la position 2, quand le galet 1, vient de se dégager. Les évidements doivent être soigneusement déterminés ainsi que l'axe en axe des arbres.

La courbe des espaces, entre les deux repos, est la même que celle du N° 1 de ce même paragraphe.

Les *croix de Malle* sont des organes qu'il faut établir avec un grand soin et graisser abondamment pour obtenir un résultat satisfaisant.

§ 7. — CAMES A CHUTES.

Dans certaines machines, on se sert d'une came pour soulever à une hauteur donnée une tige que cette came laisse retomber, soit par son propre poids, soit par l'action d'un ressort. Ce mouvement alternatif s'effectue généralement dans des périodes successives égales.

On trouve une application de ce mécanisme dans les petites coupeuses en travers des machines à travailler le papier en bandes pour la confection des tickets de toute nature, par exemple. Une came commande la chute du couteau. La figure 159 est un schéma de cette came.

Pour établir ce dispositif, on se donne :

H : la hauteur de chute,

N : le nombre de tours de la came par minute,

n : le nombre de dents que porte la came.

On admet encore que le temps de la montée plus celui de la chute est un peu inférieur, les 5/6 en général, du temps du passage de deux dents successives au même point. Ceci pour être sûr que le galet ne viendra pas dans sa chute

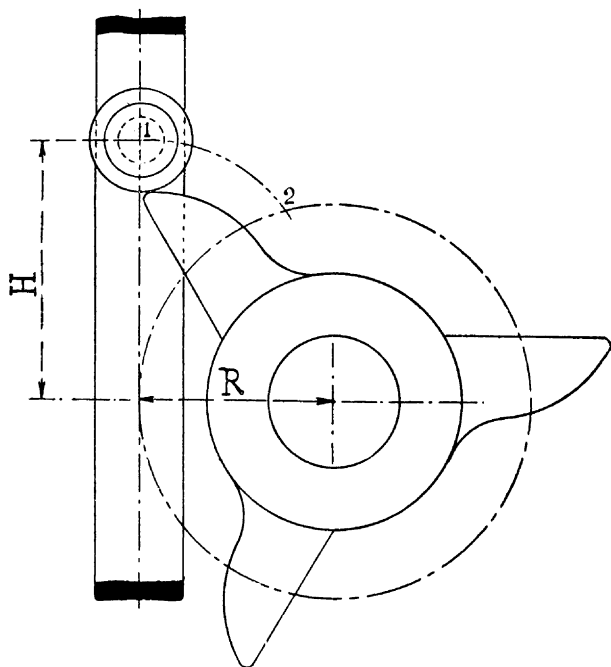


Fig. 159.

cogner contre la dent qui arrive. Le rayon R est alors donné par la formule :

$$R = \frac{30 H}{\pi N \left(\frac{5 \times 60}{6 \times N n} - \sqrt{\frac{2 \Pi}{g}} \right)}$$

Cette formule est déduite des données ci-dessus et de la loi de la chute des corps.

Rappelons à ce propos que g est une constante égale à 9,81.

Pour tracer la dent, la hauteur de chute et le diamètre du galet nous donnent la circonférence d'échanfreinement. Faisons ensuite la courbe 1, 2, développante de la circonférence de rayon R . Le profil de la dent sera donné par l'enveloppe des positions successives du galet sur cette développante. De cette façon, la poussée se produit toujours dans la direction de l'axe de la tige et celle-ci ne frotte pas sur ses guides.

§. 8. — EXCENTRIQUES.

On appelle excentrique une came dont la circonférence est formée d'un ou plusieurs arcs de cercles et qui agit sur les côtés d'un cadre solidaire de la tige à conduire.

1° *Excentriques triangulaires.* — On s'est beaucoup servi autrefois d'excentriques triangulaires actionnant des cadres rectangulaires, ces dispositifs semblent aujourd'hui abandonnés.

Ils changeaient le circulaire continu de leur arbre en rectiligne alternatif du cadre avec phases de repos aux fins de courses, mais des jeux se produisaient vite et leur emploi ne vaut pas celui des cames que nous avons étudiées.

2° *Excentriques circulaires.* — Quand le circu-

laire continu de l'excentrique doit être changé en rectiligne alternatif, sans phases de repos, on emploie le dispositif de la figure 160.

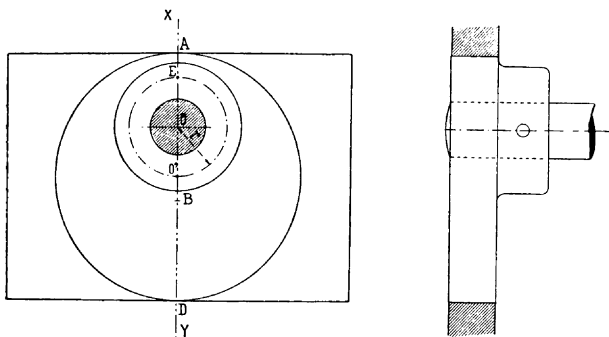


Fig. 160.

Sur la tige $X Y$ est fixé un cadre rectangulaire. Soit l'axe O animé du circulaire continu uniforme. Nous connaissons la course à produire, nous allons tracer l'excentrique.

A partir du point O , centre de rotation pris sur $X Y$, portons $O A$ égal au rayon du moyeu plus un peu de matière, puis $O B = O A$, puis $B D$ égal à la course donnée. $A B$ sera le diamètre du disque ayant son centre en O' . Ce centre décrira une circonférence ayant O pour centre $O O'$ pour rayon et dont le diamètre $O'E$ sera égal à la course.

Loi du mouvement. — Le mouvement de la tige est la projection sur $O'E$ des espaces parcourus par le centre O' du disque, sur sa circonférence trajectoire. Nous avons vu dans la pre-

mière partie de ce traité que, dans ce cas, les courbes représentatives des espaces et des vitesses étaient des sinusôides qui indiquent un mouvement se rapprochant beaucoup du type uniformément accéléré suivi d'uniformément retardé.

Le rayon r est appelé rayon d'excentricité.

Le cadre aura pour hauteur AD et pour largeur le double de OD plus un peu de jeu.

L'inconvénient de ce dispositif est qu'il provoque un frottement considérable.

Remarque. — Nous avons vu, fig. 92, page 174, le cas d'un excentrique circulaire composé d'une douille libre dans ses coussinets et sur l'arbre et servant à déplacer l'axe de celui-ci sur la circonférence d'excentricité.

La fig. 175, page 323 nous montre deux autres applications de ce même principe, dans lesquelles ce dispositif sert à obtenir une pression. On retrouve souvent cet emploi de l'excentrique en petite mécanique.

§ 9. — PLANS INCLINÉS. — COINS.

1° *Plans inclinés fixes* (fig. 161). — On peut utiliser le mouvement rectiligne alternatif d'un organe B entraînant un axe O , pour produire sur cet axe un circulaire alternatif ayant une loi donnée. On dispose, (fig. 161), au moment voulu du mouvement rectiligne, une came fixe A sur laquelle roule un galet D monté sur un levier L , solidaire de l'arbre O . Un ressort, qui ne figure pas au croquis, maintient le galet D contre la came. On

appelle généralement ces cames fixes des *plans inclinés*. Supposons l'organe B ayant une course rectiligne de longueur égale à 1, 3. A fin de course à droite, le galet D occupe la position : 2. A fin de course à gauche, il aura descendu sur la came et occupera la position 1. Reportons cette position 1 en 3, en faisant 1, 3 parallèle à la direction du mouvement et $O, 3 = O, 2$, rayon du levier. Nous voyons que l'arbre O aura subi une rotation ayant pour mesure l'arc 2, 3. Quand la ligne 1, 2, trajectoire du galet est droite, le

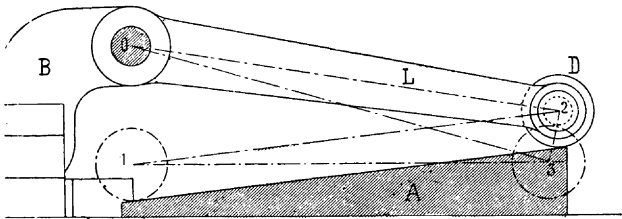


Fig. 161.

mouvement de rotation est identique comme loi au mouvement de l'organe B. On peut faire varier cette loi en donnant à la ligne 1, 2, la courbe appropriée au mouvement convenable.

Quand le galet quitte la came, il faut, pour éviter les chocs, qu'il soit toujours en contact avec un plan horizontal que l'on raccorde à la courbe 1, 2, alors on compose celle-ci des deux branches de paraboles indiquant l'uniformément accéléré suivi de l'uniformément retardé.

Les plans inclinés servent généralement à produire des petits mouvements précis ; on leur donne

pour cela une certaine longueur et peu d'inclinaison.

2° *Plans inclinés mobiles*. — On peut employer quelquefois un plan incliné fixé sur une tige glissant dans un guide. Ce dispositif est représenté fig. 162. Un galet, fixé sur une tige guidée horizontale vient passer sous le plan incliné, soulevant celui-ci d'une quantité a égale, pour une course donnée c , à la différence de niveau des deux points de contact aux fins de courses.

Ce dispositif est mauvais car le galet tend aux fins de course à donner une direction oblique à la tige, ce qui provoque des frottements de celle-ci dans ses guides. On ne peut s'en servir que pour de faibles efforts, avec un sérieux guidage des

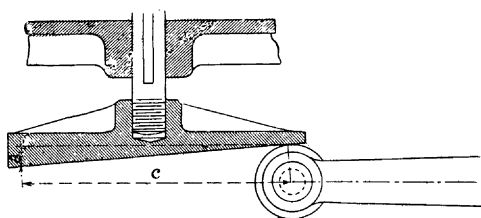


Fig. 162.

tiges. C'est un exemple de rectiligne alternatif transformé en rectiligne alternatif de direction perpendiculaire.

3° *Coins*. — On appelle *coins* un dispositif composé de deux organes à surfaces obliques glissant l'une sur l'autre.

Supposons (fig. 163) un coin 2 pouvant prendre

un mouvement rectiligne alternatif au moyen de la bielle 1. Ce coin glisse sous un autre 4, pris dans un cadre 8, guidant son mouvement. Le bloc 6, à mouvoir, est solidaire du coin 4. Le coin 2 glisse sur une base 11 entre des guides 10.

On comprend que le coin 2 manœuvrant dans le sens de la flèche f , le coin 4 prendra un mouve-

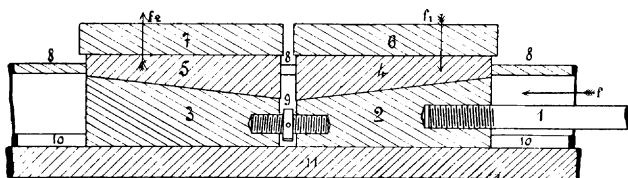


Fig. 163.

ment vertical dans le sens de la flèche f^1 . Le contraire aura lieu pour un mouvement du coin 2 dans l'autre sens.

Loi du mouvement. — L'espace parcouru par le coin 4 sera égal à la course du coin 2, mesurée sur la base 10, multipliée par la tangente de l'angle d'inclinaison du plan oblique sur cette base. Le mouvement aura la même loi que celui de la tige 1.

Si on attelle au coin 2, un coin 3 d'inclinaison contraire, qui agira sur un coin 5, guidé dans le cadre 8 et sur lequel sera fixé un autre bloc 7, la direction du mouvement de ce nouveau coin sera en sens contraire de la première.

Pour un mouvement du coin 3 dans le sens de la flèche f , le coin 5 prendra un mouvement vertical dans le sens de la flèche f^2 .

Une vis 9, à pas de même sens, sert à régler la hauteur des deux blocs 6, 7, dans leur position moyenne. En tournant cette vis, on fait agir les coins 2 et 3 dans le même sens ce qui provoque un mouvement de sens opposé sur les blocs 6 et 7.

Un système de vis facile à s'imaginer peut régler l'un des deux blocs sans toucher à l'autre.

Tout le système peut être entraîné dans un mouvement général indépendant de celui des coins.

Un dispositif de cette nature est employé dans certaines machines à imprimer. La base II est le marbre, les coins 4 et 5 sont les platines qui s'effacent chacune à leur tour à leur passage sous le cylindre quand elles ne doivent pas imprimer. Les blocs 6, 7 sont les formes.

Dans tous les cas, il faut une inclinaison très faible du plan oblique du coin sur la base et un graissage abondant, les surfaces de frottement étant très grandes.

CHAPITRE VII

ARTICULATIONS. — LEVIERS ET BIELLES

Dans ce chapitre, nous comprendrons tous les dispositifs transformant un mouvement en un autre au moyen d'un intermédiaire rigide, et qui ne rentrent pas dans les catégories que nous avons déjà étudiées précédemment. Tous se rapportent à une disposition de *Leviers*, c'est-à-dire de tiges rigides, de longueurs déterminées, et articulées entre elles convenablement.

§ 1. — BIELLES ET MANIVELLES.

Le dispositif de tiges rigides articulées le plus répandu est celui connu sous le nom de *Bielle et manivelle*. On l'emploie pour transformer le circulaire continu en circulaire ou en rectiligne alternatif, ou réciproquement.

La figure 164 nous montre un axe O, entraînant un levier OF dans sa rotation. Ce levier, au moyen d'une tige rigide FC, communique à un autre levier CP, articulée sur l'axe P, un mouvement circulaire alternatif ayant CP pour rayon et l'angle α comme amplitude.

Le levier OF s'appelle la *Manivelle*.

La tige rigide FC s'appelle la *Bielle*.

La tige rigide CP s'appelle le *Balancier*.

L'utilisation de ce mécanisme étant très fréquente, nous allons l'étudier sommairement.

1° *Transformation du circulaire continu en circulaire alternatif.*

a. — Proposons-nous de transformer le circulaire continu de l'axe O en circulaire alternatif d'un autre axe P, parallèle au premier, fig. 164. —

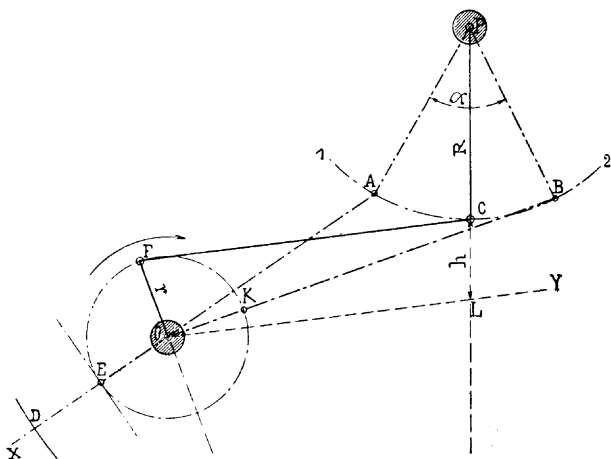


Fig. 164.

NOUS connaissons l'amplitude α de la course du balancier, et la longueur R de celui-ci et nous voulons déterminer la manivelle et la bielle.

Avec R traçons d'abord, du point P comme centre, l'arc 1, 2 passant par les points A, B, fins de courses du balancier.

Puis traçons AX passant par O et sur cette ligne portons une longueur $AD = BO$. La distance EO,

égale à $\frac{DO}{2}$ déterminera la longueur de la manivelle à caler sur l'axe O. La distance EA déterminera la longueur de la bielle FC.

On voit que la manivelle en tournant dans le sens de la flèche par exemple, passera à partir de sa position initiale EO correspondant à la position initiale AP du balancier par une suite de positions successives dont l'une d'elle, FO, quelconque, correspondra à la position CP du balancier, et que la tête de ce dernier ira de 1 vers 2 jusqu'à ce que la manivelle vienne occuper la position OK, correspondant à la position BP du balancier. A partir de cet instant, la manivelle continuant son mouvement, le balancier reviendra de 2 vers 1 jusqu'à ce que celle-là ait repris sa position initiale OE correspondant à la position initiale AP de celui ci. Une révolution complète de l'axe O aura donc produit un circulaire alternatif de l'axe P.

Courbe des espaces parcourus par la tête du balancier. — Cette courbe sera de construction facile. Ayant comme toujours représenté le temps d'un tour par une longueur arbitraire, on divisera cette longueur et la circonférence de rayon OE en un même nombre de parties égales se rapportant aux temps. Les ordonnées seront les espaces parcourus par le point A sur l'arc ACB en prenant le point E comme origine des temps et le point A comme origine des espaces. Pour déterminer les espaces sur ACB, on tracera la position de la bielle FC, pour chacun des points de divisions de la circonférence OE.

La courbe obtenue indique un mouvement accéléré suivi de retardé pour la course directe et pour la course rétrograde, mais ce mouvement s'éloigne beaucoup du type uniformément accéléré suivi d'uniformément retardé. De plus, les temps des deux courses ne sont pas égaux, et en effet, les points E et K correspondants, sur la trajectoire de la tête de bielle, aux fins de courses A et B ne sont pas diamétralement opposés.

Courbe des vitesses de la tête du balancier. — Prenons le dispositif dans sa position OFCP, appelons V la vitesse uniforme du bouton de la manivelle et v la vitesse de la tête du balancier à l'instant considéré. Menons OY parallèle à la position de la bielle FC, prolongeons la position PC du balancier jusqu'à la rencontre en L de OY, ce qui nous donne la longueur h , variable avec chaque position du mécanisme. L'expression de la vitesse se traduit par la formule :

$$v = \frac{V h}{r}$$

Cette formule est obtenue en considérant la position du centre instantané de rotation de la bielle FC, à l'intersection, S, des prolongements de la manivelle et du balancier, ce qui donne les triangles semblables FSC et OSL qui permettent de transformer la formule de Chasles donnant.

$$v = \frac{V \times SC}{SF} \text{ en } v = \frac{V \times h}{r}$$

Courbe des vitesses. — La courbe des vitesses

sera construite en prenant les valeurs de la variable h comme ordonnées, qu'on obtiendra pour chaque position comme nous l'avons vu pour celle OFCP.

Points-Morts. En examinant la figure, on voit que dans la position OEAP et dans la position OKBP, la valeur de h est égale à zéro. La vitesse du balancier est donc nulle en ces instants, correspondants aux fins de courses. Les points A et B sont les « points-morts ».

Vitesses égales. — Quand $h = r$, ce qui arrive dans quatre positions, la vitesse de la tête du balancier est égale à la vitesse du bouton de manivelle. Il est facile de voir sur la courbe quelles ordonnées sont égales à r ; en portant r sur l'axe des vitesses et à leur échelle au-dessus et au-dessous de l'origine et en menant deux parallèles à l'axe des temps, on verra les 4 points où la courbe est coupée.

Maximums de vitesse. — La position sur l'axe des temps des deux ordonnées les plus longues correspond à la vitesse maxima de la tête du balancier. Il est à remarquer que ces positions ne correspondent pas aux moments où la manivelle est à 90° sur la bielle mais aux moments où le sinus de l'angle OFC est maximum et le sinus de l'angle LCF est minimum.

b. — Le problème peut se présenter sous une autre forme : Supposons un dispositif dont nous

avons tous les éléments et dont nous connaissons une position OFCP: (fig. 165). Nous voulons déterminer l'amplitude du mouvement du balancier.

Pour ceci, prolongeons dans les deux sens la ligne OF, direction de la manivelle, puis portons FB et FA = FC la bielle. Alors avec PC comme rayon, menons l'arc XY trajectoire du point C. Du point O comme centre et avec OA et OB comme rayons, décrivons les arcs qui coupent la

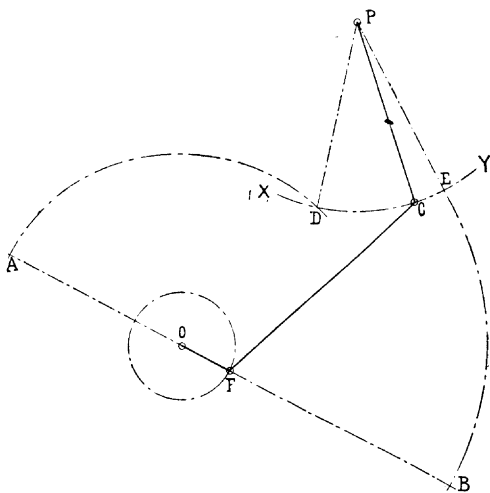


Fig. 165.

trajectoire XY respectivement aux points D et E. Ces points seront les fins de courses et la rotation de l'axe P sera mesurée par l'arc DCE.

c. — Supposons maintenant que nous connaissions PC le balancier, (fig. 166), ses positions aux fins de courses PD et PE, la longueur CF de la

bielle et une ligne XY sur laquelle nous voulons trouver le centre de rotation de la manivelle ; la longueur de cette manivelle est aussi à déterminer.

Pour ceci : avec un rayon égal à CF la bielle, du point D décrivons l'arc H et du point E l'arc K .

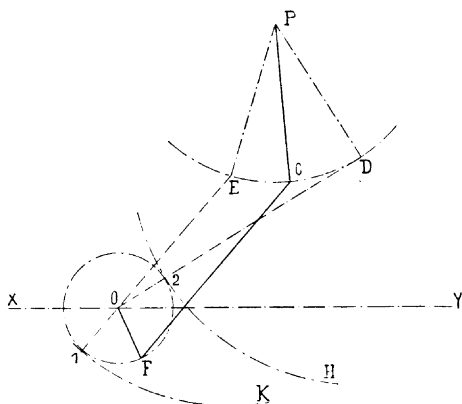


Fig. 166.

Il ne reste plus qu'à chercher sur la ligne XY un centre de circonférence tangente à ces deux arcs. La ligne EO prolongée confirmera le point de tangence 1 et la ligne DO le point de tangence 2.

2^e Transformation du circulaire continu en rectiligne alternatif. — La bielle peut conduire, en place du balancier, une tige guidée dans une glissière (fig. 167). Le cas est le même que dans les précédents alinéas, on suppose simplement que l'axe d'articulation du balancier est rejeté à l'infini. La longueur de la manivelle est égale à la demi-course.

Le dispositif peut transformer le rectiligne alternatif de la tige en circulaire continu de l'axe de la manivelle, mais il faut alors qu'un volant, calé

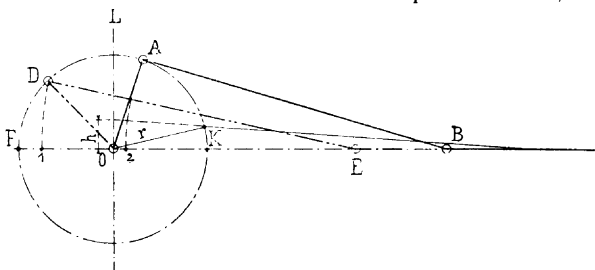


Fig. 167.

sur l'axe de rotation, fasse par l'inertie franchir les points morts.

Courbe des espaces. — Cette courbe sera construite en portant comme ordonnées les espaces parcourus par un repère pris sur la tige et comptés à partir d'une fin de course, pour chaque position du dispositif tracée graphiquement.

Les courses directe et rétrograde sont parcourues d'un mouvement accéléré suivi de retardé.

Influence des obliquités de bielles sur la loi des vitesses. — Les espaces rectilignes parcourus sont les projections, sur le diamètre FK, situé sur la direction de la tige, des espaces circulaires parcourus par le point A sur sa trajectoire. L'espace rectiligne parcouru F 2. correspond à la position OAB. L'espace F 1 correspond à la position ODE. Mais il faut remarquer que les projetantes ne sont pas des perpendiculaires au diamètre FK. Elles sont des arcs de cercles

ayant la bielle comme rayon et comme centre le point d'articulation de cette bielle avec la tige guidée. Donc, plus les bielles sont courtes, plus les arcs sont fermés, plus les projetantes s'éloignent du type uniformément accéléré suivi d'uniformément retardé. Une bielle de longueur égale à l'infini donnerait ce dernier mouvement. Par conséquent, plus les bielles sont longues, plus le dispositif est normal. En pratique on ne fait jamais descendre la longueur de la bielle en dessous de 5 ou 6 fois la longueur de la manivelle.

Courbe des vitesses. — L'expression de la vitesse rectiligne sera :

$$v = \frac{V h}{r}$$

V étant la vitesse du bouton de manivelle, r le rayon de cette dernière et h la variable, mesurée sur OL par le prolongement de la bielle.

Cette variable servira d'ordonnée pour chacune des positions du système dans le temps d'un tour.

Points-morts. — La variable h est encore nulle aux fins de courses, il y a donc encore deux points-morts.

Vitesses égales. — Quand $h = r$, ce qui arrive dans quatre positions, la vitesse de la tige est égale à la vitesse du bouton de manivelle. Il est facile de se rendre compte, sur la courbe des vitesses, quelles ordonnées sont égales à r en portant cette longueur, à l'échelle des vitesses et

sur leur axe, en dessus et en dessous de l'origine et en menant deux parallèles à l'axe des temps.

Deux de ces points sont les extrémités du diamètre perpendiculaire à la direction de la tige.

Maximums de vitesse. — Le maximum de vitesse se produit dans chaque course quand la bielle et la manivelle occupent des positions perpendiculaires.

Manivelle à longueur variable. — On fait quelquefois usage de manivelles pouvant changer de longueur. Le dispositif se compose alors d'un plateau portant une rainure guide placée sur un rayon et dans laquelle se loge une vis à filet carré. Le bouton de manivelle est monté sur un écrou bien guidé se déplaçant sur la vis. On éloigne ou rapproche le bouton de manivelle du centre du plateau en faisant tourner la vis dans un sens ou dans l'autre.

Il est à remarquer que la bielle gardant sa même longueur, la loi des vitesses n'est pas constante, sa courbe change pour chaque obliquité.

Ceci pour faire ressortir que, dans le cas d'une course incomplète de la tige, les espaces parcourus ne sont pas proportionnels aux rayons de la manivelle.

Ce mécanisme se rencontre notamment dans quelques étaux limeurs où il règle la course de l'outil.

3° *Arbres coudés.* — Les arbres coudés, appelé aussi vilebrequins, sont des variétés de manivelles.

Ce que nous venons de voir pour ces dernières proprement dites peut donc leur être appliqué.

Les espaces parcourus et les vitesses sont soumis aux mêmes lois.

4° *Excentrique circulaire à collier.* — Dans le cas de petites courses à produire sur la tige, on

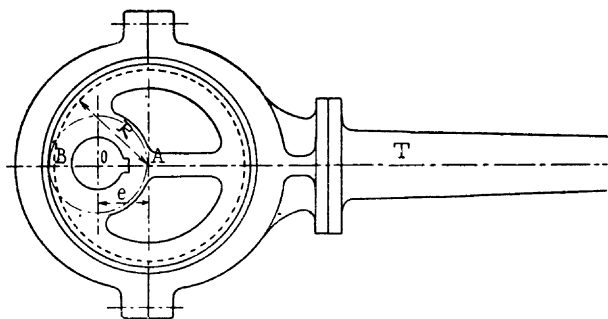


Fig. 168.

emploie fréquemment le dispositif de la figure 168. La commande des tiroirs dans les machines à vapeur est l'exemple le plus répandu. On le retrouve aussi pour la commande des pistons dans les pompes.

Tracé pour une course donnée. — Soit O le centre de rotation de l'excentrique devant actionner la « barre » T .

A partir du point O , portons, sur l'axe de direction de la tige, une longueur e égale à la demi-course à produire. Ce sera le *rayon d'excentricité*.

Du point A ainsi obtenu, avec un rayon $R = AB$, laissant en B la matière suffisante autour de l'œil,

décrivons la circonférence qui représentera l'excentrique, claveté sur l'arbre. Cet excentrique aura des joues et tournera dans un « collier » en deux pièces fixé à la barre T.

Lois du mouvement de la tige. — Les lois sont absolument identiques à celles du dispositif *bielle et manivelle* qui aurait les mêmes éléments et dont la longueur de manivelle serait égale au rayon d'excentricité.

Avantage. — Généralement, la longueur de bielle étant très grande par rapport au rayon d'excentricité, il s'ensuit que le mouvement se rapproche assez du type uniformément accéléré, suivi d'uniformément retardé.

Inconvénients. — Il est évident que la grande surface de contact entre le collier et l'excentrique provoque un frottement désavantageux. On atténue cet inconvénient par un graissage abondant ; on fait, d'autre part, le collier en bronze.

Le mécanisme est irréversible, c'est-à-dire que le rectiligne alternatif de la tige ne peut pas provoquer le circulaire continu du disque, comme dans le dispositif *bielle, manivelle et volant*.

5° *Liaison des deux manivelles par une bielle a.* — Les deux manivelles sont égales, fig. 169.

Quand deux manivelles égales sont réunies par une bielle articulée à leurs extrémités, chaque manivelle peut faire un tour complet, mais il faut

que la longueur de la bielle soit égale à la distance des centres.

On couple ainsi les roues de locomotive, l'adhé-

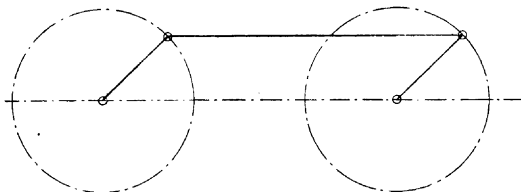


Fig. 169.

rence de toutes les roues couplées est alors utilisée.

b. — Quand les deux manivelles sont inégales, et que leur somme est plus petite que la distance de leurs centres de rotation, la rotation complète de la plus petite seulement peut s'effectuer, et encore faut-il que la bielle ait une longueur comprise entre des limites déterminées par la longueur des manivelles et la distance de leurs axes de rotation (fig. 170).

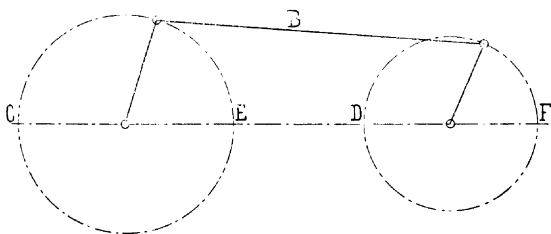


Fig. 170.

Il faut que la bielle soit plus courte que la distance des centres plus la différence des rayons

et plus longue que la distance des centres, moins la différence des rayons.

C'est-à-dire que B (fig. 170). doit être plus courte que CD et plus longue que EF.

c. — Quand les deux manivelles sont inégales et

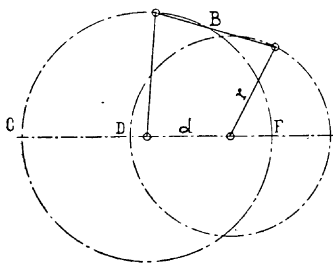


Fig. 171.

que le centre de rotation de l'une est à l'intérieur du cercle décrit par l'autre (fig. 171), la rotation complète des deux manivelles peut s'effectuer, mais il faut que la distance des centres soit moins grande que la plus

petite des manivelles et que la bielle B soit plus grande que CD et plus petite que DF.

Vitesse des manivelles. — Quand deux manivelles sont liées par une bielle, leurs vitesses angulaires sont inversement proportionnelles aux distances de leurs centres respectifs au point d'intersection de la direction de la bielle et de la ligne des centres.

§ 2. ARTICULATIONS

1° Leviers articulés. — Deux bras de manivelles, calés sur le même axe ou ne formant qu'une seule pièce constituent un *levier articulé*, fréquemment appliqué en mécanique pour transformer le circu

laire alternatif en circulaire alternatif quand les mouvements ont peu d'amplitude.

On conçoit, en effet, que le levier A, (fig. 172), décrivant l'arc 1.1' fait décrire au levier B l'arc 2.2', de même amplitude.

Espaces parcourus. — D'après la définition même de la rotation, l'organe AB étant un solide invariable, et O le centre de rotation, les espaces parcourus par les points 1 et 2 seront proportionnels à leur distance au point O.

Rectiligne alternatif en rectiligne alternatif. — L'emploi le plus fréquent du levier articulé se rencontre dans le cas de transformation d'un petit mouvement rectiligne alternatif d'une tige en rectiligne alternatif d'une autre tige. C'est le cas représenté par la figure 172.

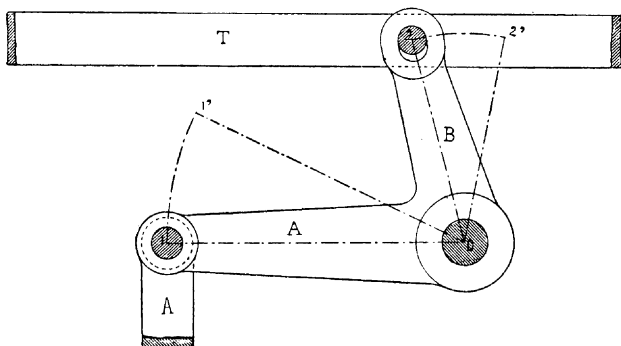


Fig. 172.

La manivelle A, par exemple, conduite par une bielle de même lettre, fait décrire au point 1

l'arc $1.1'$. Comme nous l'avons vu ci-dessus, le point 2 décrit l'arc $2.2'$. Si on fixe sur une tige guidée T, un doigt ayant son axe au point 2 et que ce doigt soit entraîné par une coulisse formée par la tête du levier B, le doigt, pour un mouvement $1.1'$ de A passe de 2 en $2'$, suivant la direction imprimée à la tige par ses guides. La longueur de la coulisse dans la tête du levier B dépendra de cette direction, de la distance du point 2 au point O et de l'amplitude de la course. Il est toujours facile de déterminer cette longueur par le tracé en cherchant les positions extrêmes du doigt sur le rayon O.2.

Quand le levier B fait un angle quelconque avec le levier A, le dispositif est un *levier coudé articulé*. Quand les leviers sont dans le prolongement l'un de l'autre, le dispositif est un *levier droit articulé*.

Applications. — Les applications des leviers articulés sont excessivement nombreuses; combinés ou non avec des ressorts, on les rencontre dans tous les mécanismes *automatiques*.

Dans les machines, les cames sont généralement reliées aux organes qui doivent utiliser leurs lois de mouvements par des leviers convenablement articulés.

Nous allons donner des exemples.

a. — La figure 173 représente la presse à forger et à estamper de M. Despaignes, constructeur à Bruxelles, et nous montre plusieurs applications des articulations.

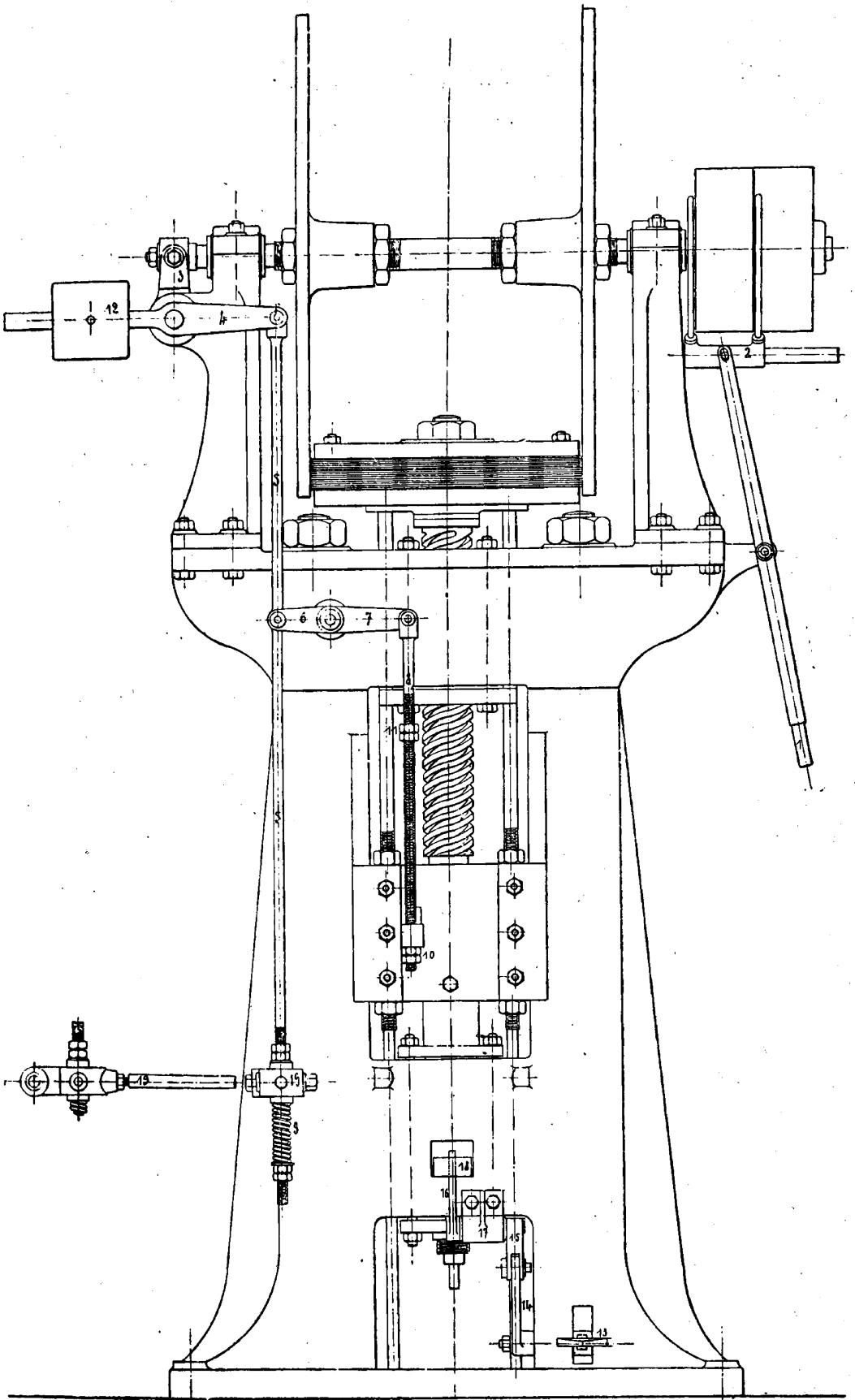


Fig. 173.

Débrayage. — Un premier exemple de levier articulé se trouve dans le débrayage. En agissant sur la poignée 1, on obtient le déplacement rectiligne sur son guide de la pièce 2 portant les fourchettes de débrayage.

Règlage automatique. — Un réglage automatique de la violence du choc est encore obtenu au moyen de leviers articulés. En effet, le plateau de friction commandant la descente peut être décollé de la poulie par un jeu de leviers coudés articulés, à contrepoids, 3. 4. actionné par la tige 5 qui elle même est entraînée par un levier droit articulé 6. 7. solidaire de la tige de réglage 8. Cette tige est filetée, et coulisse librement dans un taquet fixé au porte-poinçon. Le taquet, dans sa descente, entraîne par les écrous 10, au moment déterminé, la tige 8, qui fait osciller le levier 7. 6. Celui-ci par l'intermédiaire de la tige 5 fait osciller le levier 3. 4. qui retire le contact du plateau de friction commandant la descente. Il s'ensuit que, ce contact étant déterminé comme durée, l'inertie du balancier et par conséquent la violence du choc se trouvent réglés.

Les écrous 11 déterminent, par le même moyen, la durée du contact pour la montée.

Un levier articulé à poignée 19 permet la manœuvre à la main.

Le ressort à tension réglable 9 et le contrepoids sur coulisse 12 assurent un montage très élastique de tout le dispositif.

Leviers à pédales. — L'extraction de la pièce

forgée se fait au moyen d'un levier à pédale 13 solidaire d'un autre 14. Ce dernier actionne un couple de leviers 15 et 16 calés sur le même arbre tenu par le support 17.

Le dernier levier, 16, du jeu, agit sur le bloc éjecteur 18 qui décolle la pièce comprimée dans la matrice et la rejette.

Ces leviers automatiques et cette éjection par pédale permettent une production moyenne de 5.000 pièces par jour.

b. — La fig. 174 représente le marteau-pilon à planche système « Bliss-stiles » qui a remplacé dans l'industrie moderne les vieux « moutons » et même dans certains cas les presses à friction.

On trouve dans ce marteau une application de plusieurs mécanismes dont nous avons parlé déjà, et qui sont rendus automatiques à volonté par un jeu de leviers ingénieusement combinés.

Le relevage du marteau s'opère par la friction des galets 11 et 12 sur une planche 13 (fig. 175). Le galet 12 et la poulie 14 sont solidaires et montés sur une douille excentrée commandée par le levier 6, manœuvré par la tige 4. (C'est un nouvel exemple du parti que l'on peut tirer du grossissement des tourillons et de leur excentricité).

On comprend que le levier 6 éloigne ou rapproche les galets de friction 11 et 12. Ceux-ci tournent en sens contraire et quand la planche est serrée entre ces galets, le frottement fait qu'elle remonte le marteau. Quand les galets s'écartent, celui-ci retombe. Une traction sur la tige 4 provoque le serrage de la planche et la montée du

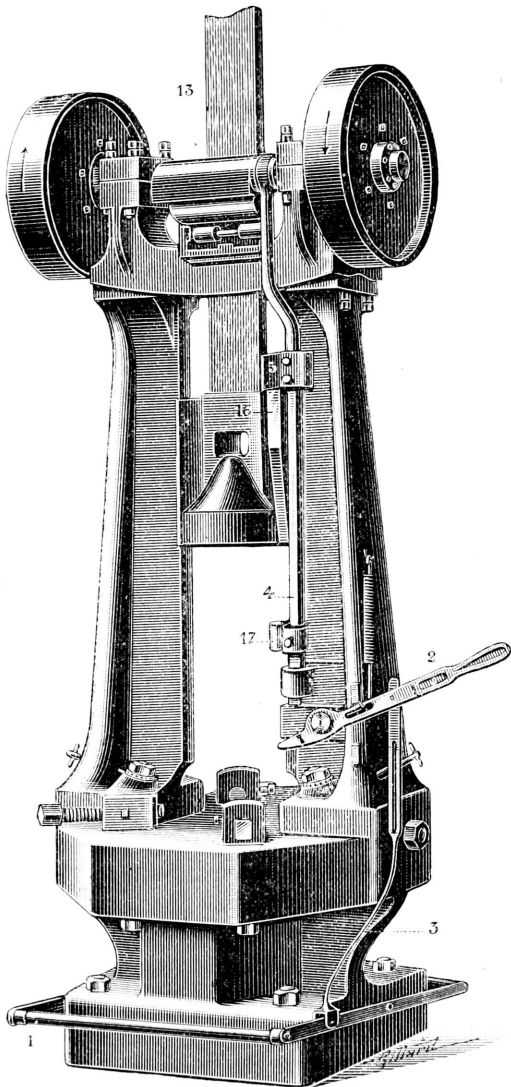


Fig. 171.

marteau. Cette tige 4 peut-être manœuvrée à la main par le levier 2, ou par la pédale 1, liée à celui-ci par une bielle démontable 3.

D'autre part, un levier 9 est actionné par la tige 15 attachée à la branche inverse de la pédale.

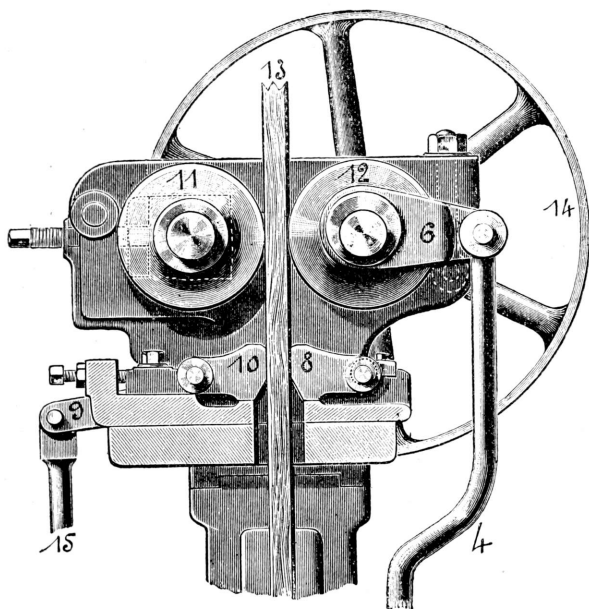


Fig. 175.

derrière le bâti. Une traction sur la tige 15 provoque, par un système d'axe excentré, le rapprochement des taquets 8 et 10 qui bloquent la planche et arrêtent la chute du marteau.

Enfin, on peut régler la hauteur de chute en déplaçant les taquets 5 et 17 sur la tige 4. Dans

la marche automatique, ils sont manœuvrés par le talon 16 du marteau.

Ainsi, par le jeu des leviers et de la pédale, on peut :

1° Varier la chute du marteau suivant la valeur du coup nécessaire, en déplaçant les taquets sur la tige 4.

2° Arrêter instantanément le marteau dans sa chute en lâchant la pédale.

3° Faire descendre le marteau tout doucement, en appuyant légèrement sur la pédale, ce qui facilite le montage des outils.

4° Donner des coups de valeurs variables en faisant suivre au marteau le mouvement du levier à main.

5° Faire marcher la machine à coups continus en tenant le pied sur la pédale.

6° Donner un seul coup en lâchant la pédale aussitôt que le coup est donné : le marteau s'arrête alors au plus haut point de sa course, prêt à retomber quand l'ouvrier aura déposé sa pièce

c. — Leviers de Cames. — La figure 176 représente une machine à décolleter automatique outillée pour visserie de « Pratt et Whitney Cie » de Hartford. Elle comporte plusieurs applications de leviers commandés par des cames de toutes formes, situées sur un arbre unique à vitesse variable. Chaque came correspond à une opération sur la pièce en fabrication. Chaque organe est déplacé au moment voulu par le levier commandé par la came. Ainsi la came 1 actionne par le levier 2 le

débrayage et le changement de marche ; la came 3 actionne par le levier 4 le chariot du porte-outil à tronçonner. Nous donnons cet exemple pour montrer la ressource qu'offrent les leviers pour

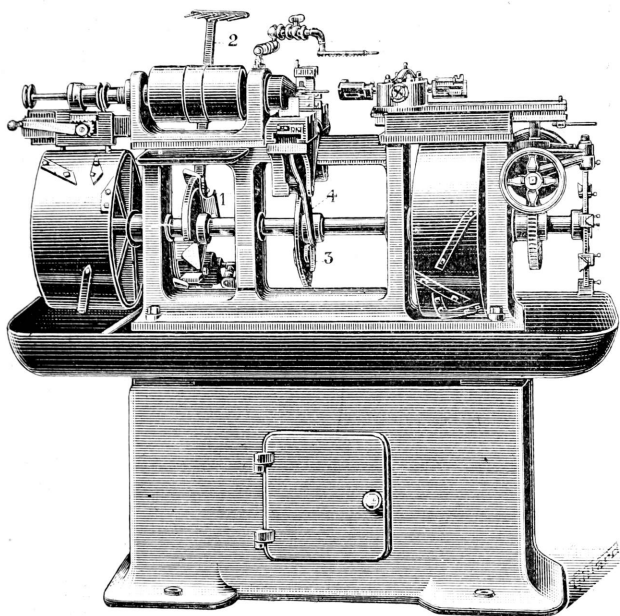


Fig. 176.

lier deux organes occupant dans l'espace des positions respectivement quelconques.

Remarque. — La figure 176 nous montre une application des cames protéiformes dont nous avons parlé au chapitre IV, § 3, page 275.

2^o *Genouillères.* — On se sert souvent, pour ob-

tenir une pression devant donner un serrage, d'un dispositif de deux leviers articulés ensemble par une de leurs extrémités et par l'autre aux deux organes qu'il s'agit d'écarter pour produire cette pression.

Ce mécanisme est appelé *genouillère*. Son effet est beaucoup plus sûr que le serrage par came et galet et plus vif que le serrage par coin.

Prenons comme exemple du parti à tirer de ce

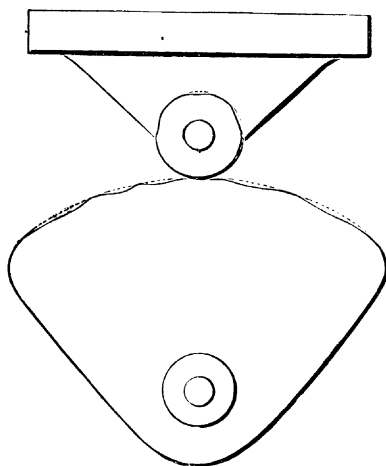


Fig. 177.

mécanisme, son application aux machines à emboutir les tôles. Pour emboutir une tôle, il faut en serrer fortement les bords, afin d'éviter les plis qu'on observe fréquemment à la partie supérieure des pièces traitées et qu'il y a tout avantage à éviter.

Dans certaines presses, ce serrage sur les bords de la tôle s'exerce par le dispositif de la figure 177. Mais le champ du galet et celui de la came, subissant des frottements importants, il s'ensuit des usures qui, dans les opérations sur tôles minces, provoquent des desserrages amenant les plis dont nous

parlions plus haut. Le même desserrage peut aussi causer la rupture de la pièce en cours.

On obtient un serrage énergique et régulier par l'emploi des genouillères (fig. 178), mécanisme où l'usure ne peut plus provoquer les inconvénients ci-dessus.

Les bras supérieurs des leviers brisés, oscillant sur de larges tourillons, sont fixés sur le bâti principal de la machine. Les bras inférieurs s'appuient sur le coulisseau de serrage de la tôle ou serre-flan.

La disposition de commande de ces leviers est telle que, pendant la première moitié de la descente du poinçon, ils tendent à se redresser,

position qu'ils conservent pendant la seconde moitié de la descente. Quand les leviers se sont mis en ligne, c'est-à-dire que leurs trois centres d'oscillation sont sur la même droite verticale, le coulisseau de serrage ne peut plus prendre aucun mouvement. Cette stabilité complète dure pendant tout le temps de l'emboutissage.

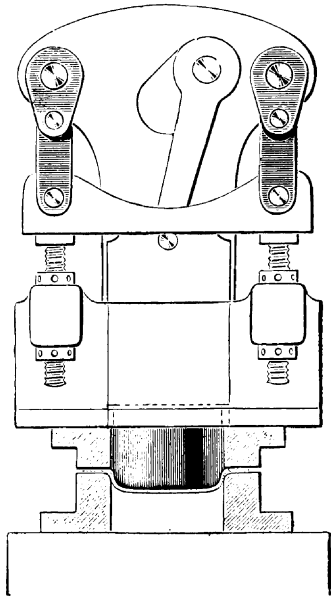


Fig. 178.

L'effort dû à la pression appliquée sur la tôle se transmet par les genouillères au bâti de la presse et rend l'arbre principal indépendant de cette pression. S'il se produit, d'autre part, un gauchissement de l'arbre au commencement de l'emboutissage, cela ne peut influencer l'uniformité de la pression du serre-tôle.

C'est sur les presses de E. W. Bliss C^o, constructeurs à New-York, que nous avons vu appliqué ce dispositif de genouillères.

3^o *Liaison de leviers ayant des directions quelconques.* — Les leviers occupant des directions quelconques peuvent être liés par des articulations à rotules (fig. 179). Ces leviers se terminent par

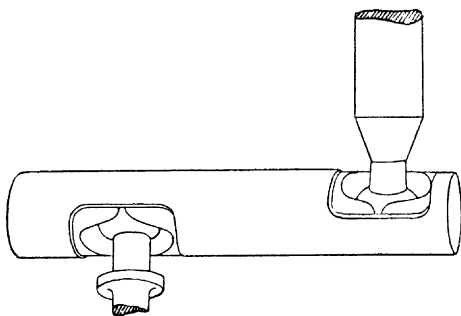


Fig. 179.

des sphères venant s'emboîter dans des concavités également sphériques. Ces emboîtures sont composées de deux segments réglables, dont l'un peut même avoir une pression à ressort (fig. 180). Chaque levier peut s'incliner dans toutes les directions

sous un angle convenable. On peut donc lier par une bielle à deux emboîtures deux leviers occupant des positions quelconques, l'un par rapport à l'autre, et terminés par des sphères.

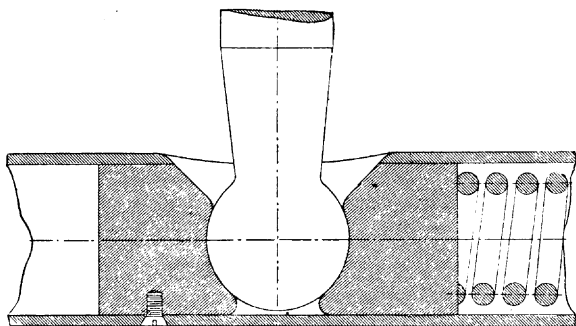


Fig. 180.

On emploie les liaisons à rotules dans les commandes des directions d'automobiles.

Direction des automobiles. — Les leviers articulés trouvent une large application dans le mécanisme de direction des automobiles. Nous empruntons à la notice de MM. Malicet et Blin les renseignements qui vont suivre sur l'installation d'une direction.

Quadrilatère. — On appelle quadrilatère de direction l'ensemble des deux manivelles commandant les axes des roues et la bielle réunissant ces deux manivelles.

Avant de déterminer le quadrilatère, on dispose très exactement les roues directrices pour la ligne

droite. Il faut se servir d'une règle bien rectifiée pour effectuer cette opération. On donne généralement un pincement à l'avant de quelques millimètres, comme l'indique la figure 181. Il faut que l'obliquité m , ainsi donnée à chaque roue, soit rigoureusement la même, à droite et à gauche.

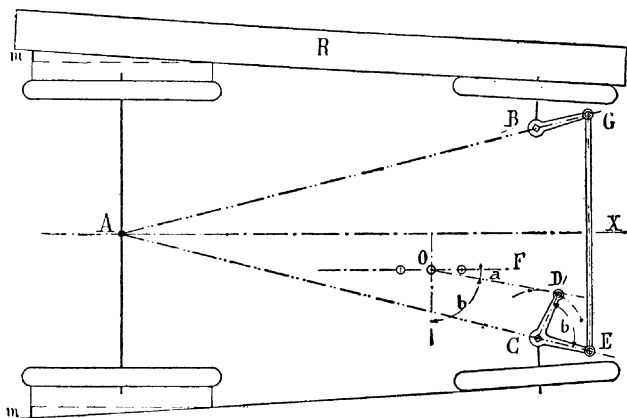


Fig. 181.

L'épure Janteaud, qu'on utilise ordinairement, indique que les manivelles E et G doivent être dans le prolongement des lignes AB et AC, joignant le milieu A de l'essieu arrière aux centres des fusées verticales B et C. L'inclinaison de ces manivelles sera donc ainsi déterminée au moyen de la règle R, en ayant soin de ne pas modifier la position des roues directrices obtenue précédemment. La barre d'attelage GE est alors trouvée en longueur, on assemble cette barre aux manivelles et le quadrilatère est constitué.

Transmission de la direction. — Le mouvement de direction étant définitivement placé sur la voiture, il y a lieu de déterminer avec soin la manivelle CD en position, la bielle OD en longueur, et la longueur de manivelle portant le doigt à caler sur la direction.

Pour égaliser les efforts à faire dans les deux sens sur le volant de direction, il convient, pour un angle égal fait par le doigt en avant et en arrière de la position moyenne, que l'angle fait par la roue de droite lorsqu'on braque à droite soit égal à l'angle fait par la roue de gauche lorsqu'on braque à gauche.

Ces conditions indispensables sont assez exactement remplies lorsque l'angle b , que fait la manivelle de commande D avec la manivelle d'attelage E est égal à 90° , moins l'angle a que fait ou peut faire la bielle OD avec OF parallèle à l'axe de la voiture.

Si la tête D était située entre l'axe AX et la ligne OF, l'angle a devrait être ajouté à 90° pour donner l'angle b (fig. 182). Si D est situé sur OF, l'angle b est de 90° .

On voit donc, par l'opposition des deux figures 181 et 182, que cet angle b dépend uniquement de la position qu'occupe le doigt de direction à sa position moyenne sur la voiture et que cet angle ne doit pas être pris arbitrairement.

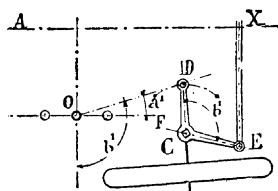


Fig. 182.

Il faut donc d'abord déterminer cet angle b , c'est-à-dire la position du point D, comme nous l'indiquons précédemment, par un tracé, et après avoir relevé très exactement les positions respectives des points O, C, E, par rapport aux axes de la voiture, ainsi que le rayon de la manivelle CD.

Etant donnés, d'une part, l'angle total de braquage, droite et gauche, que comporte la voiture et le rayon de manivelle CD, et d'autre part, l'angle total que fait le doigt de la direction choisie, on détermine par proportion le rayon d'action du doigt.

1^{er} *Exemple.* — Pour un angle total de braquage de la voiture de 60° et un angle total du doigt de 60° également, le rayon d'action du doigt est égal au rayon CD.

2^e *Exemple.* — Pour un angle de braquage de 50° et un angle du doigt de 60°, le rayon du doigt est égal à $\frac{CD \times 50}{60}$.

Il reste à déterminer exactement la longueur de la bielle de commande CD, ce qui demande quelques précautions. L'opération se fait sur la voiture elle-même.

Retrouvant et vérifiant à nouveau la position des roues directrices, le doigt est alors mis exactement au milieu de son déplacement total.

On prend minutieusement la distance des centres O et D et on fait une jauge de même longueur. On démonte le doigt et la manivelle CD et, séparément de la voiture, on constitue la bielle avec

tous ses éléments, les têtes sphériques sont emboîtées dans leurs logements et le tout est réglé de façon que les centres des sphères soient à la distance de la jauge. La transmission peut être ensuite entièrement montée et constituée.

Si l'on a bien opéré, on doit, par un angle du volant égal dans chaque sens, déterminer à droite un angle de la roue de droite pratiquement égal à celui que fait la roue de gauche lorsqu'on braque à gauche.

Nous appellerons tout particulièrement l'attention sur l'importance qu'il y a d'assurer la liberté d'articulation des manivelles dans leurs rotules.

Aux fins de courses, la sphère force quelquefois sur la bielle ou les rotules, on rencontre alors un excès de résistance.

Pour éviter l'inégalité d'inclinaison de CD, par rapport à OD aux fins de courses, il faut donner à la manivelle CD une forme telle que l'axe prolongé de l'extrémité tournée passe à une distance du centre C égale au $\frac{1}{4}$ du rayon CD, comme le montre la fig. 183.

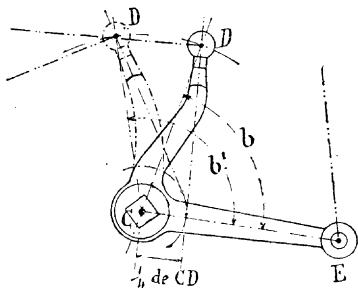


Fig. 183.

4° *Coulisses de renversement.* — Une des applications les plus répandues des leviers articulés se

trouve dans les coulisses de renversement. Dans les machines à vapeur, afin d'obtenir la rotation en sens inverse de la marche normale, on a recours à ces dispositifs. Il faut, pour renverser le sens de marche, changer la position de calage de l'excentrique et varier ainsi les positions relatives du tiroir et du piston.

Coulisses de Stephenson. — Le mécanisme le plus ancien et le plus usité est la coulisse de Stephenson (fig. 184).

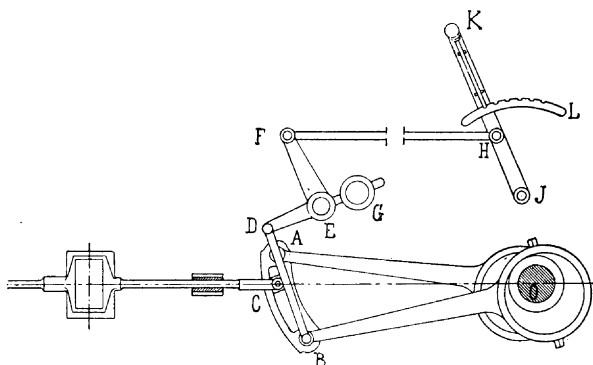


Fig. 184.

Sur l'essieu moteur O, sont calés deux excentriques liés ensemble et dont les centres forment avec celui de l'essieu un angle inférieur à 180° . Les barres de ces excentriques viennent s'articuler en A et B aux extrémités d'une pièce AB qui est la coulisse.

Dans sa rainure, se meut un coulisseau C articulé à l'extrémité de la tige du tiroir. L'un des

excentriques correspond à la marche en avant, l'autre à la marche en arrière. La coulisse est suspendue par une bielle BD à un levier coudé DEF oscillant autour du point fixe E. Un contrepoids G équilibre les barres d'excentriques, la coulisse et la bielle BD. Une tige FH, dite « barre de relevage » commande le levier coudé par le levier à main JK, oscillant autour d'un point fixe J. Un taquet à ressort maintient le levier dans la position de marche avant, arrière, ou d'arrêt.

La position haute de la coulisse correspond à un sens de marche, la position basse à l'autre et

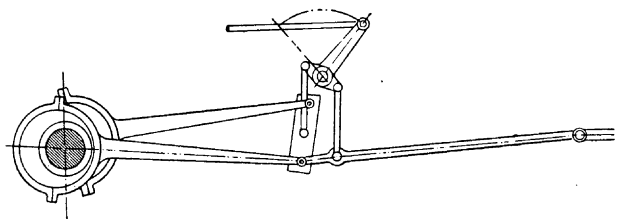


Fig. 185.

la position moyenne à l'arrêt. Le centre devant servir à tracer la coulisse se trouve à la position moyenne du point d'intersection des bielles fictives équivalentes aux excentriques.

Il est facile de se rendre compte que l'excentrique supérieur donnant la marche avant, si à un moment donné on élève la coulisse, c'est l'excentrique inférieur qui commande dès lors l'admission qui se fait inversement. Le piston marche donc à *contre-vapeur* tant que dure l'inertie, puis la marche arrière se produit.

Coulisses d'Allan. — Plusieurs modifications ont été apportées par différents inventeurs à la coulisse Stéphenon. Nous citerons celle d'Allan qui repose aussi sur un système de leviers articulés, fig. 185. La coulisse est droite et la suspension est telle qu'en relevant la bielle de commande de la tige du tiroir, on abaisse la coulisse.

Les mécaniciens appellent l'action de faire relever la coulisse pour provoquer la marche arrière : renverser la vapeur.

5° *Parallélogrammes articulés.* — On appelle parallélogramme un système de leviers articulés qui assure la direction à une tige animée d'un mouvement rectiligne alternatif. C'est un guide de mouvement rectiligne préférable aux patins et glissières en ce sens que les frottements dans ce dispositif sont de peu d'importance, mais il a des inconvénients.

Toutes les anciennes machines à vapeur utilisaient la propriété de guidage du parallélogramme, on ne l'emploie presque plus aujourd'hui, à cause de son encombrement et de la tendance au ferraillement de ses organes.

Les plus connus étaient ceux de Watt, d'Ollivier Evans, de Klérity, de Bourdon, le trapèze articulé de Hart et enfin le losange articulé de Peaucellier.

Losange de Peaucellier. — Cet appareil se compose, fig. 186, de six tiges rigides articulées. Quatre d'entre elles sont de même longueur et sont montées en losange ABCD articulé. Les

deux autres tiges sont égales et articulées chacune à un sommet du losange et entre elles à leur autre extrémité, sur un axe fixe : O.

Le point O est le *point d'appui*, qui reste tou-

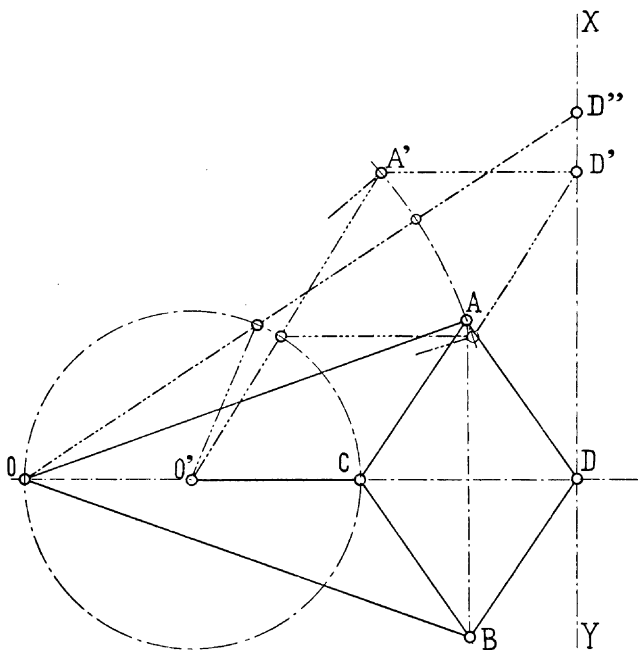


Fig. 186.

jours en ligne droite avec les deux pôles D, C.

Le point C parcourant une trajectoire quelconque, le point D parcourt la ligne inverse.

Donc en obligeant le point C à se mouvoir sur une circonférence passant par le point O, le point D décrira la ligne inverse à la circonférence, c'est-à-dire une droite.

Sur le point fixe O' , milieu de OC , on articule une septième tige dont l'autre extrémité vient conduire le point C sur la circonférence ayant $O'B$ pour rayon. Le point D se déplacera sur la droite XY , perpendiculaire à OD .

La position limite du sommet A sur sa trajectoire sera déterminée par le moment où $O'C$ et CA seront en ligne droite, et le côté AD parallèle à la ligne OD .

La position limite du point D sur XY sera déterminée par le moment où toutes les tiges seront en ligne droite, sauf évidemment la barre $O'C$. En pratique il ne faut jamais atteindre cette limite, on appelle ce fait de tenir la distance $D'D$ plus longue que la demi-course de la tige à guider, *donner de l'élasticité* au losange.

6° *Dispositifs extensibles*. — En articulant des leviers deux à deux en leur milieu et à leurs extrémités comme le montre la figure 187, on obtient un dispositif extensible composé d'une succession de losanges articulés. Le mouvement des poignées se rapprochant ou s'éloignant se transforme en rectiligne alternatif de la tige T .

Appelons : l la longueur du côté du losange, n le nombre de ces losanges et α l'angle que fait la poignée avec la direction de la tige T , lieu des articulations médianes.

Pour chaque position des poignées, la distance AB est donnée par la formule :

$$AB = 2 n l \cos \alpha$$

La vitesse du point B augmente et diminue

en même temps que la valeur de l'angle α .

Ce mécanisme est connu sous le nom de « ciseaux de Nuremberg ».

Plusieurs inventeurs ont cherché à l'utiliser en dehors de ses applications habituelles : jouets ou chandeliers de pianos.

Couronnes extensibles.

Ce dispositif a notamment servi de point de départ à nombre d'expériences de « poulies extensibles ». Nous allons citer les deux plus intéressants des appareils issus de ces recherches.

1^o. — M. Roger de Montais a cintré, suivant un cylindre, un système de ciseaux en réunissant le

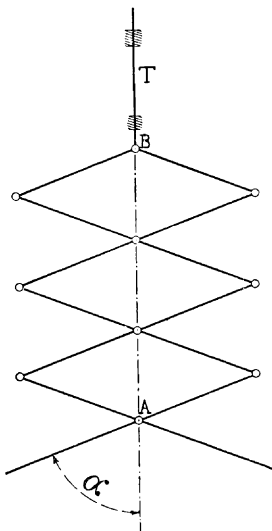


Fig. 187.

dernier losange au premier. Il ferme ainsi la couronne, qui, pour un rapprochement des sommets des losanges, augmente de diamètre suivant la loi représentée par la formule précédente. Chaque articulation médiane supporte une fraction du limbe de la poulie.

2^o. — M. Delagneux a construit une couronne extensible, dérivée aussi des « ciseaux de Nuremberg » dont le principe nouveau présente un certain intérêt cinématique. La théorie de cet appareil ne peut figurer dans ce traité élémentaire,

cependant : on peut considérer un système de « ciseaux » rectiligne comme étant un fragment de couronne dont le centre des circonférences lieux des articulations est situé à l'infini.

Rapprochons ce centre et soient (fig. 188) A, B, C, D, les sommets de losanges articulés dans le plan de la figure, et dont la continuité ferme la couronne. Ces sommets se trouvent, non plus sur des droites parallèles, mais sur des circonférences concentriques, et ceux correspondants : A et B

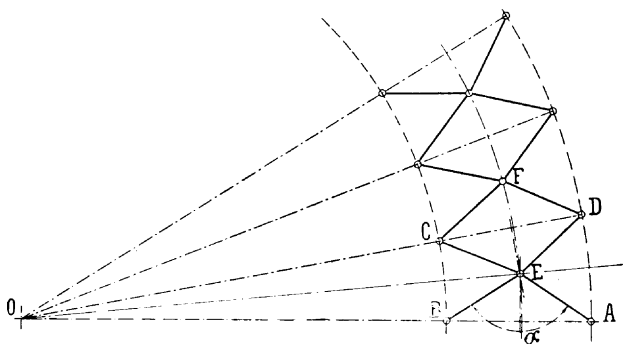


Fig. 188.

ou D et C sont sur le même rayon. La circonférence divisant les diagonales concourantes CD, BA, en deux parties égales est le lieu des articulations médianes. D'autre part, chacune de ces articulations est située sur la bissectrice de l'angle formé par deux rayons consécutifs.

Il s'ensuit que les trois axes d'un même levier rigide, DEB par exemple, ne sont pas en ligne droite et que les côtés extérieurs des losanges, FD, DE, EA sont plus grands que les côtés inté-

rieurs FC, CE, EB. Il faut en effet que pendant les variations de l'angle α , les arcs EF, BC et AD restent constamment proportionnels à leurs rayons respectifs, puisque les différentes sommes de tous ces arcs forment des circonférences nécessairement proportionnelles à leurs rayons.

On donne aux leviers une forme appropriée. La figure 189 représente un fragment de couronne

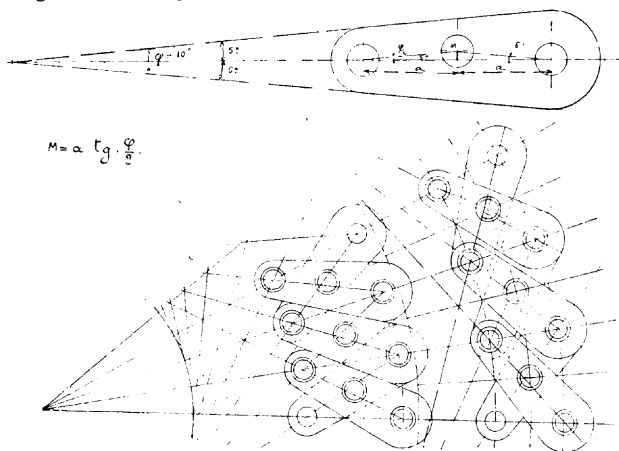


Fig. 189.

extensible que nous avons vu appliquée à un couple de poulies dont les diamètres étaient ainsi respectivement variables dans la proportion de un à trois. La juxtaposition de plusieurs de ces couronnes donnait une jante rigide.

On reproche actuellement à tous ces genres d'appareils la multiplicité des pièces qui les composent et la tendance au ferraillement provenant de ce fait. Mais si leur passage dans la pratique

ne s'est pas encore effectué d'une façon définitive, l'avenir, probablement, aura raison de certaines appréhensions.

§ 3. — ENCLIQUETAGES.

On appelle *encliquetages* des dispositifs destinés à communiquer le mouvement d'un organe à un autre au moyen d'un intermédiaire rigide lié à l'un d'eux seulement et ne permettant le mouvement du second que dans un sens déterminé.

Il s'ensuit que, pour un mouvement alternatif de l'organe moteur, l'organe conduit est entraîné pendant la course directe et abandonné pendant la course rétrograde; son mouvement est donc discontinu.

Nous allons examiner brièvement les cas les plus généraux.

1° *Rectiligne alternatif en circulaire discontinu de même sens.* — Soit le cylindre 2, fig. 190, à entraîner dans le sens de la flèche dans mouvement circulaire coupé de phases de repos, au moyen d'une tige guidée 1, animée d'un rectiligne alternatif.

Sur l'axe 6 du cylindre 2, calons une roue 3, dite *roue à rochet*. Les profils des dents de cette roue sont des longueurs égales de rayons également espacés et jointes par des droites également inclinées sur ces rayons. Sur le même axe 6, montons librement un levier double 4 dont une branche à coulisse peut être actionnée par la tige 1.

L'autre branche porte un bloc 10, articulé, nommé *cliquet* dont le bec correspond à une face des

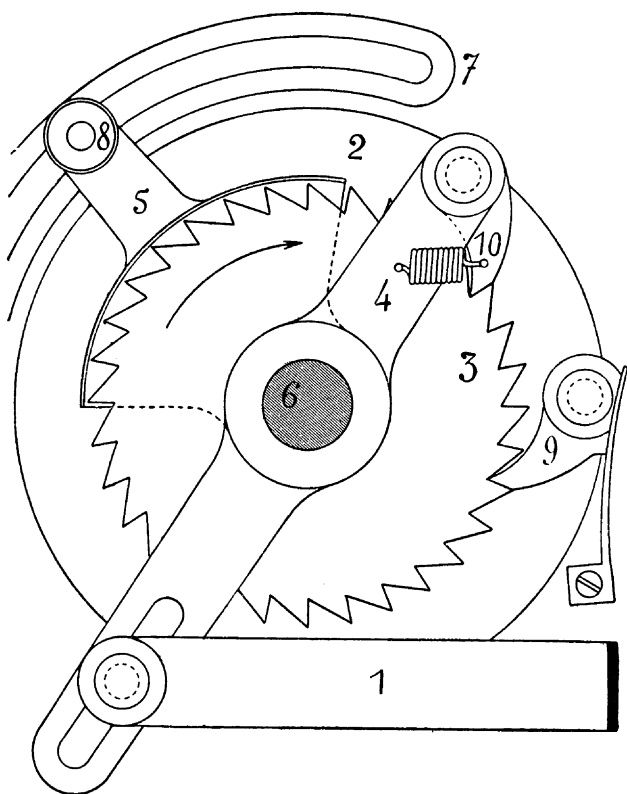


Fig. 190.

dents du rochet. Le cliquet est maintenu sur les dents par un ressort attaché au levier 4.

Nous savons que le mouvement rectiligne alternatif de la tige provoque un circulaire alterna-

tif du levier 4, qui entraîne le rochet 3 et le cylindre 2 dans le sens de la flèche.

Dans la course rétrograde de la tige, le cliquet glisse sur les dents et ne provoque aucun mou-

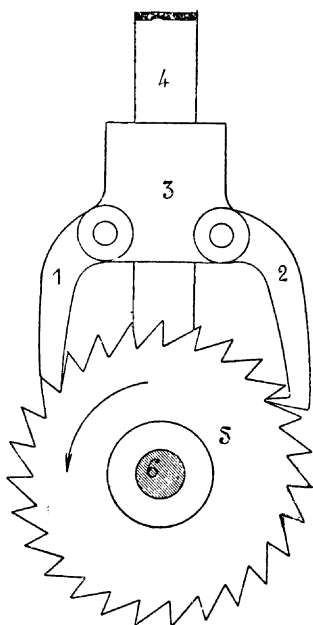


Fig. 191.

vement du rochet.

Pour plus de sûreté, on place sur celui-ci un second cliquet dit *de retenue* 9.

Le réglage de l'amplitude de la rotation peut être obtenu par une variation de la course sur la tige ou sur le levier 4. Si cette course est de longueur constante, on interpose un *cache-dents*, 5, entre le rochet et le cliquet : c'est un fragment de couronne en tôle mince, articulé autour de l'axe 6 et qui vient couvrir un certain nombre de dents sur

la course du cliquet 10. Un bras du cache-dent manœuvre sur un secteur 7 fixé au bâti. Une vis à écrou moleté bloque le bras sur le secteur dans la position de réglage.

Ce dispositif est souvent employé dans les machines à imprimer pour la commande de l'encrier.

Le temps de la course directe maxima correspond au temps de contact du rouleau preneur et de l'encrier. En diminuant cette course, on diminue l'effet utile du contact et par conséquent la prise d'encre.

2° *Rectiligne alternatif en circulaire périodique de sens constant.* — Soit un rochet 5 (fig. 191), calé sur un axe 6. Un coulisseau 3 portant deux cliquets inversés, 1 et 2, glisse sur un guide 4.

Dans la descente du coulisseau, le cliquet 1, entraîne le rochet 5 dans le sens de la flèche. Le cliquet 2 l'entraîne dans le même sens pendant la montée. Il n'y a donc qu'un léger arrêt aux fins de courses. Mais il est à remarquer que pendant la descente il passe sous le cliquet 2 un nombre double de dents que sous le cliquet 1 pendant la montée. L'amplitude de la rotation produite par le cliquet 2 est donc le double de l'amplitude de la rotation produite par le cliquet 1. Ce dispositif est connu sous le nom de *cliquet de Lagarousse*.

3° *Cliquet muet.* — Le passage du cliquet sur les dents pendant la course rétrograde produit un bruit désagréable que, dans certaines machines, il faut éviter.

On a alors recours au dispositif de la fig. 192.

Le rochet 5 comporte des creux dont les deux faces sont des droites légèrement inclinées. Le cliquet 4 est monté sur un levier 2 articulé sur l'axe du rochet et portant deux butoirs 6 et 7 entre lesquels oscille le levier de commande 1. Ce levier articulé également sur l'axe O est lié au

cliquet par une bielle 3. Le circulaire du levier 1 dans le sens de la flèche entraîne le rochet 5. Mais pendant son mouvement en sens opposé, la bielle 3 remonte le cliquet 4 et le tient hors des dents.

L'entraînement du levier 2 se fait par les butoirs-

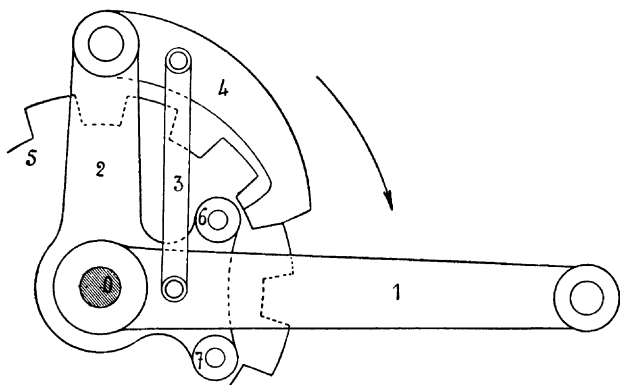


Fig. 192.

Cet encliquetage peut être monté double, comme le précédent, et recevoir les mêmes applications.

4° *Circulaire continu en circulaire continu de même sens.* — Soit un arbre 1 (fig. 193), devant entraîner un arbre 7 dans sa rotation, mais dans le sens de la flèche seulement.

L'arbre 1 porte à son extrémité un manchon claveté 2 sur lequel sont articulées autour d'axes 5, quatre cames 3, comme le montre la figure. L'extrémité de ces cames est appliquée contre la face cylindrique interne d'un tambour 6 solidaire de l'arbre 7, par des ressorts 4.

Quand l'arbre 1 tourne dans le sens opposé à la flèche, les cames glissent à frottement doux sur la face interne du tambour 6 sans l'entraîner. Dans le mouvement contraire, les cames se coincent entre cette face et leur axe et entraînent le tambour lié ainsi par un organe rigide au manchon 2.

C'est *l'accouplement de Dobo*, utilisé pour

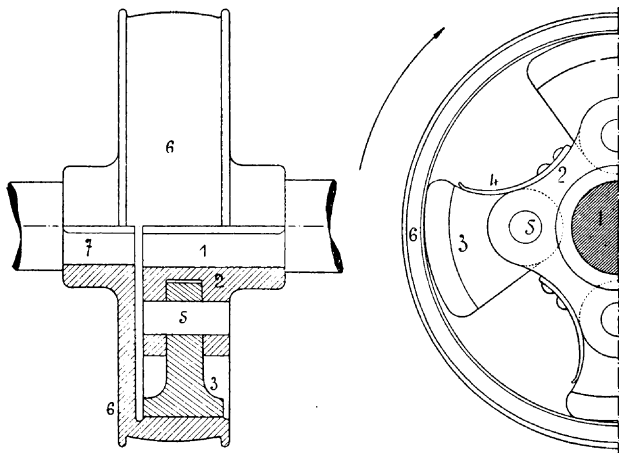


Fig. 193.

la liaison de deux arbres à vitesses différentes entraînés par des moteurs distincts.

La face extérieure du manchon sert généralement de poulie. Ce mécanisme peut être employé pour de très gros efforts.

5° *Roues libres*. — Pour de petits efforts, par exemple pour la liaison de l'axe du pédalier au pignon de la chaîne dans les cycles dits à roue

libre, on emploie l'encliquetage de la fig. 194. Le manchon lié aux pédales, porte quatre ou six fraises au fond desquelles on loge une bille en

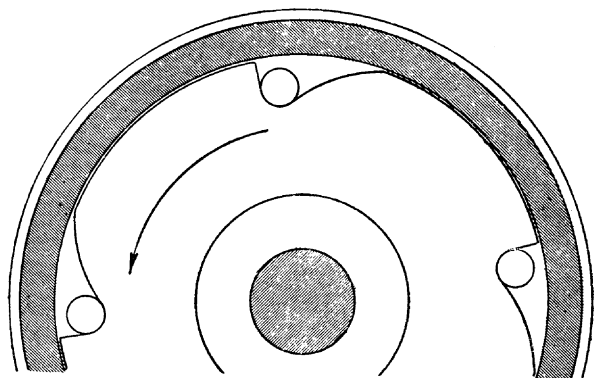


Fig. 194.

acier dur ou un rouleau. En tournant dans le sens opposé à la flèche, il entraîne les billes qui restent au fond de leurs cellules, appliquées contre la face droite. Le résultat est le même quand la roue entraînant le manchon, les pédales restent immobiles. Dans les deux cas, la connexion n'a pas lieu.

Si le manchon tourne dans le sens de la flèche, les billes ou les rouleaux viennent alors se coincer entre les rampes des fraises et la couronne, liée au pignon, qui est alors entraînée.

On peut remplacer les billes par un bloc en forme de croissant (fig. 195), emboîté dans des alvéoles creusées dans la couronne. Cette dernière est entraînée quand le rochet tourne dans le sens de la flèche. Quand il tourne en sens contraire, les

dents conduisent la face concave des croissants, obligent ceux-ci à rentrer dans leurs alvéoles et la connexion n'a pas lieu. Il faut que l'épaisseur du croissant soit moins grande que la profondeur de son logement et que la longueur de celui-ci soit plus petite que la longueur du croissant. Il faut encore que les dents aient un espacement calculé de façon à éviter les coincements.

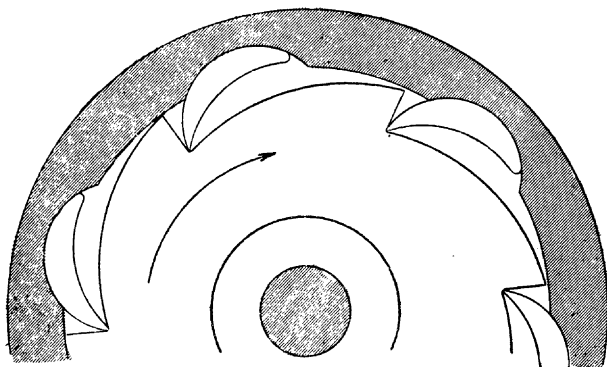


Fig. 195.

Ces derniers encliquetages fonctionnent sans bruit, ils ont un inconvénient, c'est qu'au bout d'un certain temps, l'usure inégale des organes fait qu'une seule bille ou un seul croissant agit sur la couronne, il s'ensuit des efforts sur un seul point, ce qui amène des ruptures.

§ 4. DÉTENTES.

On appelle détentes des mécanismes destinés à produire l'arrêt ou le mouvement d'un ensemble

d'organes, suivant : ou une loi déterminée ou la volonté du conducteur.

La détente se compose en principe d'un levier constamment sollicité d'occuper une position déterminée donnant soit l'arrêt soit le mouvement, mais maintenu par un butoir qui s'efface au moment voulu.

La figure 196 nous montre la combinaison d'une détente et d'un débrayage à friction. Le croquis est schématique à une échelle de fantaisie.

La commande est reçue par le cône 18, fou sur l'arbre A. Celui-ci peut être entraîné par le cône 13, manœuvré par un manchon à collier et un levier double à fourchette 14, articulé sur un point fixe 11.

La détente se compose d'un levier double 1 articulé sur un point fixe 5 et dont le bec vient buter contre le talon d'un second levier double 3, articulé sur un point fixe 4.

Le ressort 12 produit la pression nécessaire à l'embrayage. Le ressort en traction 9, plus dur, attaché au point fixe 10 tend à débrayer. Il peut être remplacé par un ressort en compression 16, logé dans une boîte fixe 17 et agissant sur un piston 15 lié au levier à fourchette. Ce dernier est, d'autre part, rendu solidaire de la détente par la biellette articulée 2. Le levier à talon 3 est maintenu contre un butoir 7, fixant sa position, par un ressort très souple 8.

Le jeu latéral entre le galet du collier et la coulisse 14 permet l'action du ressort 12 sur le cône 13 dans la position d'embrayage qui est celle représentée par le croquis.

On voit que le ressort 9 ou 16 tend constam-

ment à débrayer le manchon 13, son action se traduit par une pression du bec du levier 1 sur le talon du levier 3.

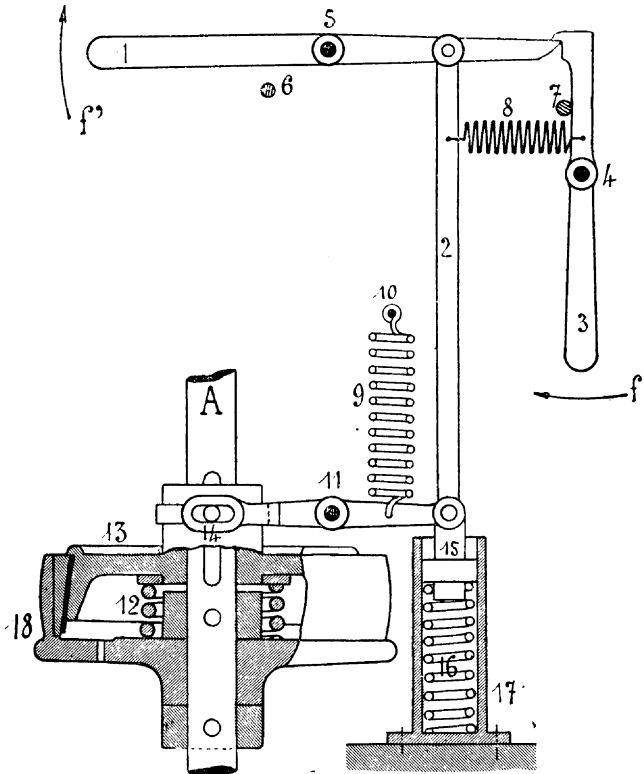


Fig. 196.

Débrayage. — Exerçons une pression dans le sens de la flèche f sur la poignée du levier 3. Celui-ci quitte son butoir, son talon oscille autour du point 4, laisse échapper le bec du levier 1 qui

cesse d'annuler l'action des ressorts 9 ou 16, il s'ensuit une oscillation du levier 14, autour du point 11, qui produit le débrayage. La course du levier 1 est limitée par son arrêt sur le butoir 6. Ce mouvement est instantané.

Le levier 3 abandonné reprend sa position contre le butoir 7 par l'effet du ressort 8.

Embrayage. — Pour embrayer, il suffira de tirer sur la poignée du levier 1 dans le sens de la flèche f' de façon à vaincre l'action du ressort 9 ou 16. Le dos du bec du levier 1 formant came déplace le talon arrondi du levier 3 qui vient de nouveau former taquet de retenue, comme précédemment.

Fonctionnement automatique. — Si la pression sur les poignées dans le sens des flèches s'opère par des doigts commandés par la machine, et suivant des intervalles de temps déterminés, le fonctionnement devient automatique, tout se passant comme nous venons de le voir.

Les détentes trouvent de nombreuses applications dans toutes les machines automatiques ; notamment pour produire l'arrêt instantané quand un organe a mal fonctionné, ou pour actionner périodiquement un outil devant produire un travail déterminé et d'une certaine durée. Souvent, la détente est liée à une croix de Malte.

Les détentes peuvent avoir une grande sensibilité sans que leur effet soit moins sûr, le levier 3 est alors remplacé par un ressort à lame de même position portant le talon.

§ 5. LIAISONS PAR JOINTS.

On appelle joint un organe rigide, articulé sur deux arbres non parallèles et qui transmet la rotation de l'un à l'autre.

1° *Liaison de deux arbres parallèles situés dans deux plans rapprochés. Joint de Oldham.* — Dans une transmission longue ou soumise à des causes de déformation, on réunit deux arbres par le joint du hollandais Oldham (fig. 197).

On comprend que l'écart entre les axes occa-

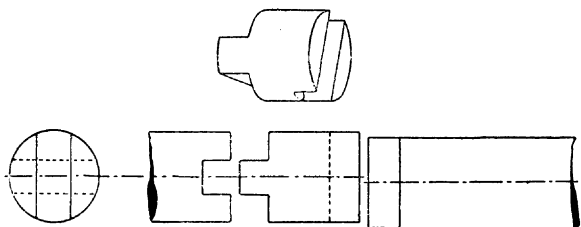


Fig. 197.

sionne un glissement de la pièce du milieu, assemblant ces arbres par des tenons libres dans des mortaises.

Les vitesses angulaires des deux arbres sont égales.

Ce joint est appliqué dans la construction des automobiles. L'arbre moteur est sectionné et les deux tronçons sont réunis par un système d'Oldham, ce qui permet des petites différences de parallélisme avec l'axe des roues motrices.

Ce dispositif créant des frottements importants, il faut l'enfermer dans une boîte à bain d'huile.

2° *Liaison de deux arbres concourants. Joint de Cardan.* — Deux arbres faisant entre eux un angle égal ou supérieur à 135° peuvent être liés par un organe rigide dit joint universel. Cet appareil connu aussi sous le nom de joint de Cardan ou de Hooke est précieux pour lier entre eux des arbres de longues transmissions. Il permet de pousser moins loin la perfection du montage au point de vue de l'alignement. Les tassements des maçonneries, les jeux des charpentes peuvent alors se produire sans inconvénients. On gagne ainsi une quantité de résistances nuisibles provenant des cas que nous venons de citer.

Le joint de cardan se compose, en principe, (fig. 198), d'un croisillon à deux branches rigides

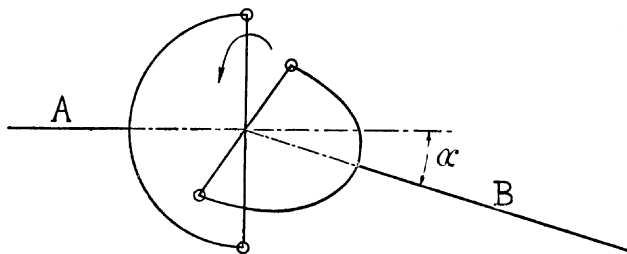


Fig. 198.

dont le point d'intersection se confond avec celui des deux arbres. Les quatre extrémités du croisillon se terminent par un tourillon à embase. Chaque branche est prise dans une fourche soli-

daire d'un arbre. Les deux fourches sont donc dans des plans perpendiculaires. Les embases des tourillons empêchent tout glissement du croisillon dans les fourches.

Souvent, dans les joints, le croisillon est remplacé par une sphère portant quatre fraises coniques où viennent se loger les extrémités de vis pointeaux prises dans les fourches solidaires des arbres.

Dans ce dispositif, le rapport des vitesses angulaires des deux arbres varie à chaque instant, mais un tour de l'arbre moteur A provoque un tour de l'arbre B.

L'arbre conduit est animé d'un mouvement périodique accéléré pendant le premier et le troisième quart de tour et retardé pendant le second et le quatrième, en partant de la position indiquée sur la figure. En quatre points les vitesses angulaires des deux arbres sont égales.

Enfin si nous appelons α l'angle que fait l'axe B avec le prolongement de l'axe A, v la vitesse angulaire de l'axe moteur et v' la vitesse de l'axe conduit :

Le maximum de cette dernière est exprimé par :

$$v' = v \frac{1}{\cos \alpha}, \text{ le minimum par : } v' = v \cos \alpha.$$

Applications. — 1° *Fraiseuses* — Le joint de Cardan est aussi employé pour commander deux arbres concourants faisant entre eux un angle inférieur à 135°. Dans ce cas, on se sert d'un arbre intermédiaire et de deux joints. L'un des arbres peut être entraîné dans un mouvement autre que

sa rotation, on monte alors l'arbre intermédiaire en deux parties, l'une creuse et à rainure coulissant sur l'autre qui porte une clavette longue.

Ce dispositif se rencontre souvent dans les fraiseuses.

2° *Automobiles.* — Une application récente du cardan se place dans les automobiles : un arbre intermédiaire, portant un joint à chaque extrémité, réunit l'arbre du changement de vitesse au différentiel ou l'arbre du moteur au changement de vitesse, suivant la disposition des organes.

La fig. 199 montre le cardan pour automobiles construit par la maison Malicet et Blin.

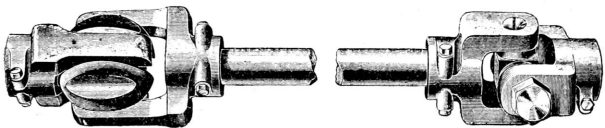


Fig. 199.

3° *Perceuses.* — Dans les machines à percer à broches multiples, les porte-forets sont réunis à leur arbre respectif de commande par des tiges obliques montées à cardans. La fig. 200 représente une de ces machines construite par la maison Pratt et Whitney de Hartford. La position des broches, par le fait du cardan, est réglable. Elles peuvent être disposées en cercle, en carré ou tout autre forme nécessaire.

On les emploie toutes à la fois ou en nombre quelconque.

La maison Dandoy-Maillard construit, sur ce principe, des machines à percer horizontales spé-

cialement destinées aux brides de tuyaux. Tous les

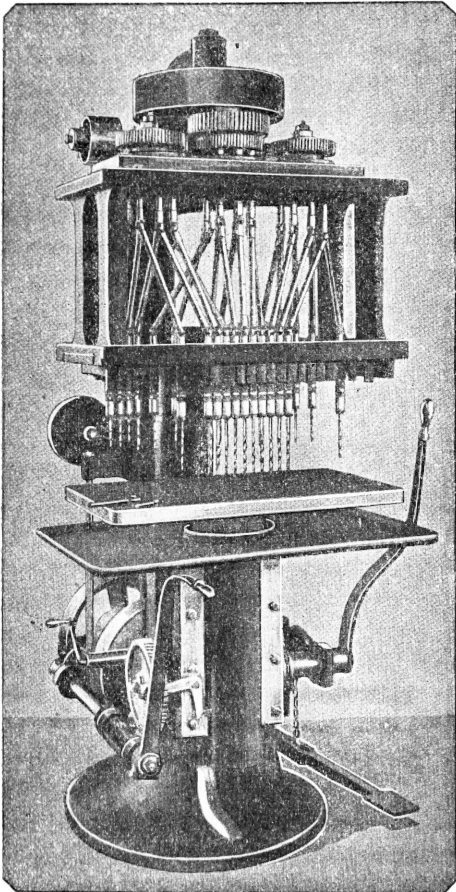


Fig. 200.

trous sont percés à la fois sur chaque bride.
Pour l'emploi des perceuses multiples, on se

sert de gabarits portant des *cheminées* guidant les forets. Ces cheminées sont d'une certaine longueur, en acier dur, bien calibrées au diamètre du foret, et bien en place sur le gabarit.

CHAPITRE VIII

TRANSMISSION DU MOUVEMENT PAR LIENS SOUPLES

§ 1. — POULIES — MOUFLES — PALANS

1° *Poulie simple.* — La poulie est une machine simple employée à faire mouvoir verticalement, ou à conduire sur un plan, un fardeau devant se rapprocher du point d'attache de cette poulie. Ce dispositif est très connu. On sait comment il est composé : d'une *roue à gorge*, montée sur un axe pris dans une *chape* solidaire d'un *crochet* servant à la fixer.

Une corde, constituant le lien souple, passe dans la gorge de la poulie et s'accroche par une extrémité au fardeau à mouvoir, par l'autre à la puissance devant produire le mouvement.

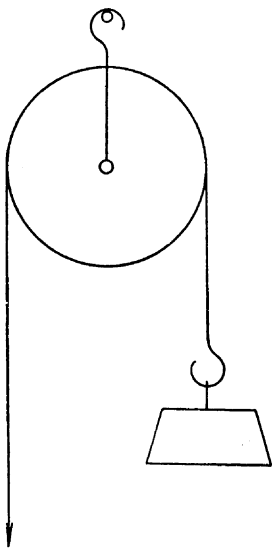


Fig. 201.

La poulie fixe, (fig, 201), est fixée à un point immobile. L'espace parcouru par le fardeau est

égal à l'espace parcouru par la puissance.

La poulie mobile, (fig. 202), supporte le fardeau

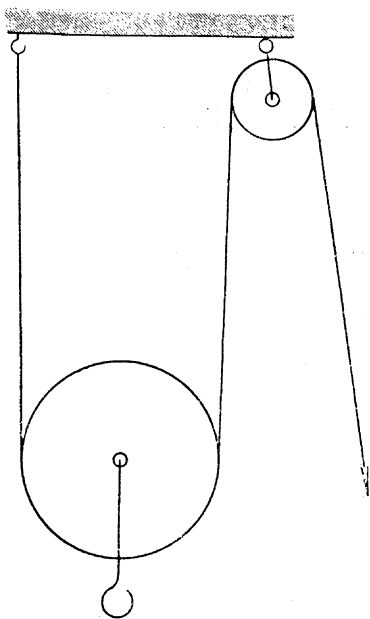


Fig. 202.

et se meut sur la corde dont une extrémité est attachée à un point fixe et l'autre à la puissance, après son passage sur une seconde roue à gorge tournant sur un axe également fixe.

Quand les brins sont parallèles comme dans le cas de la figure 202, l'espace parcouru par le fardeau est

égal à la moitié de l'espace parcouru par la puissance.

On peut combiner entre eux deux systèmes identiques de la façon indiquée par la figure 203. L'espace parcouru par le fardeau dans ce cas est le quart de celui parcouru par la puissance. De la même façon, avec trois points fixes et trois poulies mobiles, l'espace parcouru par le fardeau est le huitième de l'espace parcouru par la puissance.

Quand les brins, au lieu d'être parallèles sont concourants, fig. 204, le rapport des vitesses du

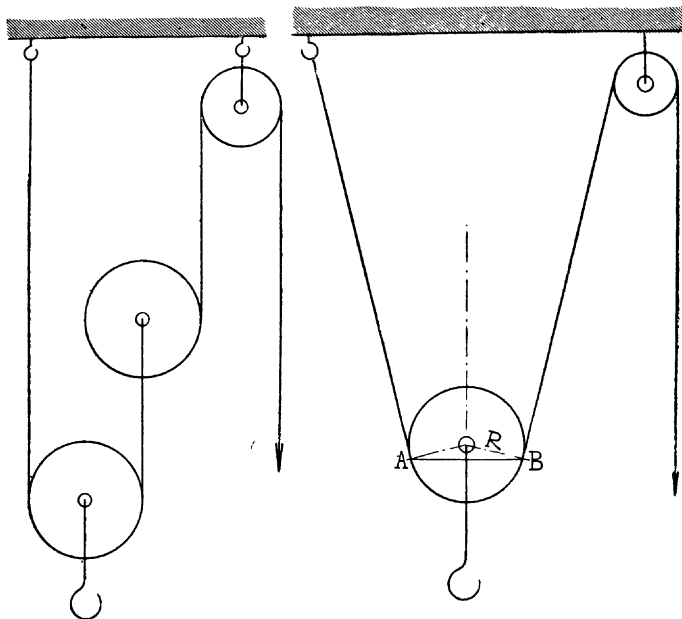


Fig. 203.

Fig. 204.

deau à la puissance varie à chaque instant, il a pour expression, à l'instant considéré, si V est la vitesse de la puissance et v la vitesse du fardeau :

$$\frac{v}{V} = \frac{R}{AB}$$

R étant le rayon de la poulie mobile et AB la distance des points extrêmes d'enroulement.

2° *Moufles — Palans.* — Un dispositif composé de plusieurs poulies montées sur le même

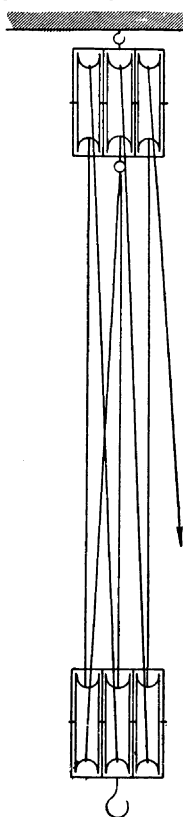


Fig. 205.

axe et dans une chape unique constitue une *moufle*. Deux moufles portant le même nombre de poulies et réunies par une corde s'enroulant successivement sur celles-ci forment ce qu'on appelle un *palan* (fig. 205). La moufle supérieure est accrochée au point fixe, la moufle inférieure se meut sur la corde et porte le fardeau. Une extrémité de la corde est attachée à la chape supérieure et l'autre à la puissance.

Les brins passant sur les poulies sont les *courants*.

Le brin libre qui aboutit à la puissance est le *garant*.

Un palan dont chaque moufle porte 2, 3, 4 poulies est *équipé*, à 4, 6 ou 8 brins.

Dans ce dispositif, l'espace parcouru par le fardeau est égal à l'espace parcouru

par la puissance divisé par le nombre de brins.

Les poulies étant égales entre elles, comme leurs vitesses angulaires sont différentes, il faut

que chacune d'elles soit folle sur l'axe commun.

3° *Palan de White*. — Dans le palan de White, (fig. 206), les poulies de chaque moufle sont fondues d'une seule pièce. Il faut donc, leurs vitesses angulaires étant égales, que leurs diamètres soient proportionnels aux vitesses respectives de leurs brins correspondants. On évite ainsi les glissements préjudiciables. On atteint ce résultat en faisant les rayons des poulies de la moufle supérieure proportionnels aux nombres 1, 2 et 3; et les rayons des poulies de la moufle inférieure proportionnels aux nombres 1, 3 et 5.

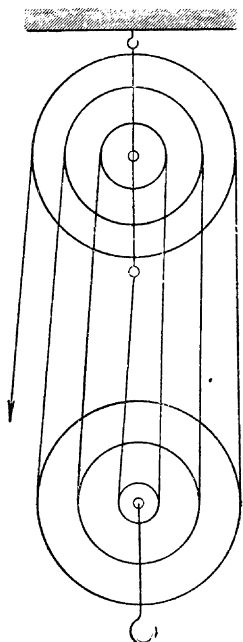


Fig. 206.

4° *Palan différentiel*. — Une moufle constituée par deux poulies venues d'une seule pièce et de diamètres un peu différents, soient R et r est accrochée à un point fixe. La corde est remplacée par une chaîne sans fin dont les vides s'adaptent sur des saillies venues dans les gorges, ceci afin d'éviter les glissements. Cette chaîne supporte la poulie inférieure à laquelle est attachée le fardeau (fig. 207). Le passage de la chaîne

est indiqué par les points 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 1.

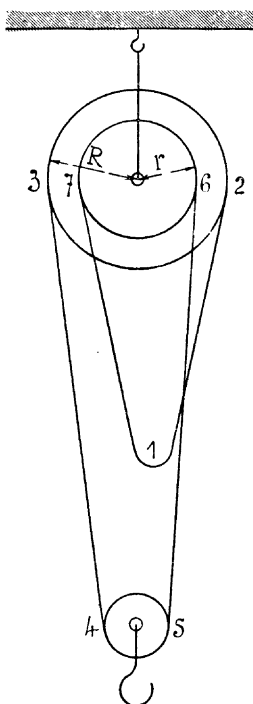


Fig. 207.

Si l'on tire sur le brin 1, 2, la chaîne s'enroule sur la grande poulie et se déroule de sur la petite; le fardeau s'élève donc d'une quantité égale à la différence des deux arcs, et l'on a :

$$\frac{v}{V} = \frac{R-r}{2R}$$

Si, au contraire, on tire sur le brin 1, 7, la chaîne s'enroule sur la petite poulie et se déroule sur la grande; le fardeau s'abaisse.

L'expression du rapport des vitesses devient :

$$\frac{v}{V} = \frac{R-r}{2r}$$

Ce dispositif exige un très grand développement de corde, ce qui est un inconvénient.

§ 2. — POULIES ET COURROIES

Dans les cas de transmission d'un mouvement circulaire, quand les axes à lier sont trop éloignés

l'un de l'autre pour que l'emploi d'engrenages soit possible, on se sert du dispositif : *poulie et corde*. Une roue à gorge est fixée sur chaque arbre et une corde, tendue dans les gorges, sert de lien souple.

Souvent, la poulie prend une certaine largeur de jante, la corde est alors remplacée par une *courroie*, bande plate en cuir, coton tressé, caoutchouc, etc.

Ces dispositifs sont assez connus pour que nous n'insistions pas sur leur description. L'emploi le plus large en étant fait dans l'industrie, des maisons spéciales se sont fondées, ont créé des types, soit en fonte à bras courbes, en fer, en deux pièces, en bois, etc., et leur usage est tellement courant que ces organes sont devenus des objets commerciaux établis.

Les transmissions par poulies et courroies sont d'un bon rendement, de grande douceur, applicables aux petits efforts comme aux plus grands.

On appelle plus spécialement *poulies*, les organes dont la jante est bombée afin d'assurer la position fixe de la courroie. Quand les jantes sont larges et plates, l'organe prend le nom de *tambour*.

Calage. — Les poulies et tambours sont assujettis sur leurs arbres par des clavetages. Quand elles sont en deux pièces, on fait quelquefois serrage par le moyeu sans mettre de clavette.

Poulies en bois. — On emploie souvent des poulies en bois, moins chères que les poulies en

fonte, l'adhérence sur les premières est plus grande que sur les secondes, mais elles présentent des inconvénients, leur dislocation possible peut

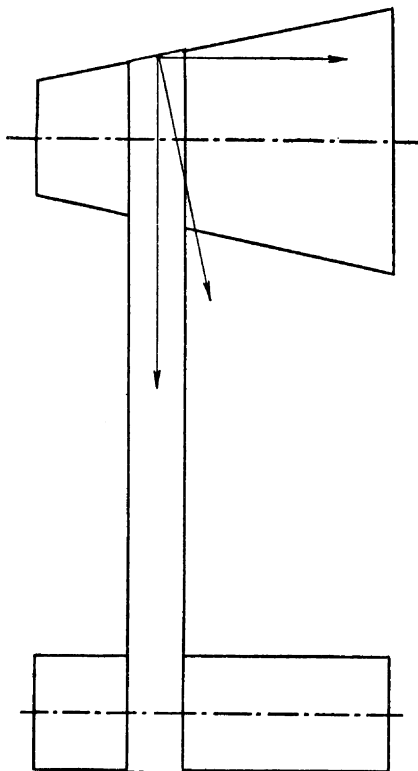


Fig. 208.

causer des accidents, de même que leur échauffement. Il faut éviter de les placer près des paliers d'où fuit la graisse qui, absorbée par le moyeu

de bois, provoque des glissements de celui-ci sur ses cales.

En somme, leur emploi est moins rationnel que celui des poulies en métal.

Bombé de la jante. — On s'est livré à des expériences sur une courroie liant une poulie cylindrique et une autre conique, fig. 208.

Dès qu'on met en mouvement, le tirage qui se produit sur la courroie agit normalement à la surface de cette poulie, cette pression se décompose suivant deux directions. L'une perpendiculaire, l'autre parallèle à l'axe. Cette dernière tend à entraîner la courroie vers le grand diamètre de la poulie conique, mais suivant une loi compliquée, dépendante de la nature de cette courroie, de sa largeur, de sa vitesse, de son élasticité.

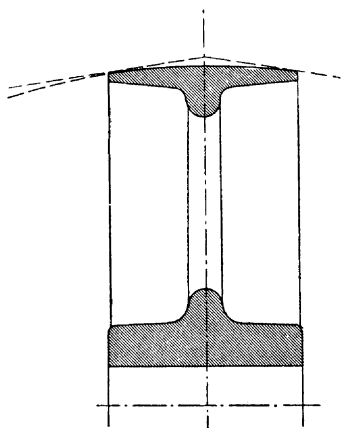


Fig. 209.

On a déduit de cette remarque la forme « en cônes se joignant par la base » à donner aux jantes des poulies (fig. 209) pour obliger la courroie à revenir continuellement sur l'arrête. En pratique, on a remplacé cette double surface conique

par une surface sphérique tangente aux deux premières et engendrée par un arc tournant autour de l'axe de la poulie.

La flèche de cet arc est généralement égale à $1/20$ de la largeur de la courroie. La largeur de la poulie est, d'autre part, un peu plus grande que celle de cette courroie.

1°. — *Vitesse des courroies, nombre de tours des poulies.*

La poulie qui est calée sur l'axe moteur est dite *motrice*, ou *menante*, celle calée sur l'axe conduit est dite *menée* ou *conduite*.

Le brin qui s'enroule sur la poulie motrice et tire sur la poulie conduite est le *brin conducteur*, l'autre est le *brin conduit*.

Supposons que le glissement de la courroie sur les poulies soit nul : dans le même temps, le brin conducteur s'enroule sur la poulie motrice de la même quantité qu'il se déroule de sur la poulie conduite. Les vitesses angulaires sont donc en raison inverse des rayons des poulies. Ceci est applicable à tous les cas. Or, nous savons que l'on peut substituer les nombres de tours aux vitesses angulaires. On peut donc dire : Les nombres de tours des poulies liées par la même courroie sont inversement proportionnels aux rayons de ces poulies.

Exemple I. — Si une poulie de 1 m. 800 de diamètre fait 120 tours, combien de tours fera

une poulie de 0 m. 600 commandée par la première ?

Nous savons qu'elle tournera plus vite puisqu'elle est plus petite, et le nombre de tours connu de la poulie correspondante multiplié par le rapport de son diamètre à celui de l'autre poulie nous donnera le nombre de tours de cette dernière :

$$\text{soit : } \frac{120 \times 1.800}{0.600} = 360 \text{ tours.}$$

De la même considération, on déduit d'après les nombres de tours et le diamètre d'une poulie, le diamètre de l'autre.

Exemple II. — Si une poulie de 0,560 de diamètre fait 80 tours, quel devra être le diamètre de la poulie faisant 70 tours ?

On sait que ce diamètre sera le plus grand, puisque la poulie tourne moins vite. Le rapport du nombre de tours de la poulie connue au nombre de tours de l'autre multiplié par le diamètre de la première nous donnera le diamètre de la seconde :

$$\text{soit : } \frac{0.560 \times 80}{70} = 0\text{m},640$$

En somme, en appelant R le rayon d'une poulie, N son nombre de tour, puis r le rayon d'une autre poulie et n son nombre de tours, tous les calculs se déduisent de la relation :

$$\frac{R}{r} = \frac{N}{n}$$

Glissement. — Le glissement provenant de la différence de tension des brins enlève au mouvement sur la poulie conduite de $1/2$ à $2\ 0/0$ de sa vitesse, selon la perfection du montage et la tension de la courroie. On réduit donc, en pratique, le diamètre de la poulie conduite de $1\ 2$ à $2\ 0/0$ sur le chiffre théorique afin de compenser ce glissement.

Longueur des courroies. — Il existe des formules assez compliquées pour calculer les longueurs des courroies droites et croisées connaissant leur écartement d'axe en axe et les diamètres des poulies. Nous ne nous en occuperons pas, les calculs pour leur utilisation sont plus longs à établir que l'emploi d'une méthode graphique beaucoup plus simple. Il suffit en effet de tracer le système à une échelle connue et d'évaluer les arcs d'enroulement au rapporteur. Connaissant les rayons, on trouve facilement leur développement respectif, les parties droites de la courroie sont ensuite mesurées au double décimètre et traduites au moyen de l'échelle.

Quand les poulies sont en place, le plus simple est de passer une ficelle faisant le chemin de la courroie future et de la mesurer.

2°. — Classement.

On peut établir un classement général des poulies en deux catégories. Savoir :

1° Celles dont les courroies sont stables sans guidage.

2° Celles dont la stabilité est assurée par des galets guides.

1° *Courroies stables.*
— La première catégorie comprend trois cas généraux :

a. — La courroie est « droite » (fig. 210), quand les arbres sont parallèles et qu'ils doivent tourner dans le même sens.

b. — La courroie est « croisée » (fig. 211) quand les arbres sont parallèles et qu'ils doivent tourner en sens contraire.

c. — La courroie est « torse » (fig. 212) quand elle lie deux arbres situés dans des plans parallèles mais dont les directions dans ces plans font entre elles un angle quelconque. Cette disposition ne se prête pas à la transmission du mouvement dans les deux sens.

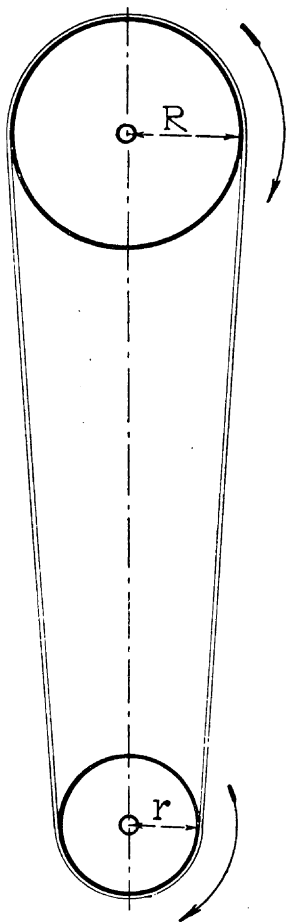


Fig. 210.

De plus, il est indispensable que la ligne d'in-

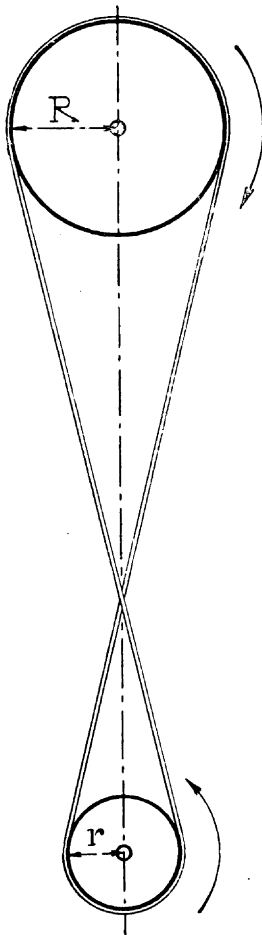


Fig. 211.

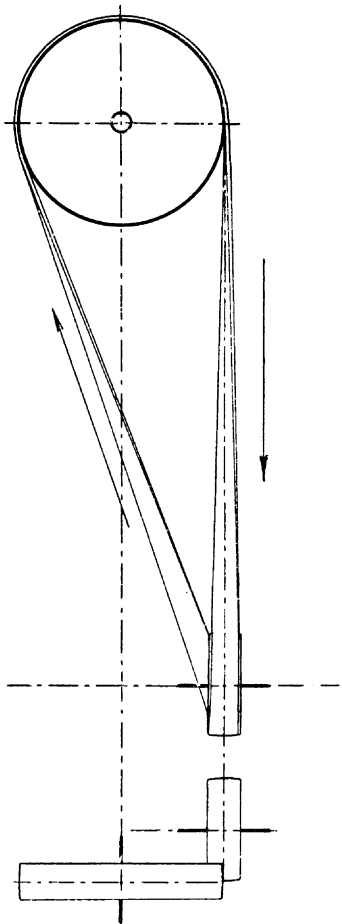


Fig. 212.

tersection des plans médians des poulies soit tan-

gente aux cercles compris dans ces plans aux points précis où la courroie quitte les poulies. Le mouvement dans le cas de la figure peut s'effectuer dans le sens indiqué par les flèches. Pour la marche en sens opposé, il suffit de placer la poulie inférieure dans une position symétrique par rapport à l'axe vertical du dessin.

On comprend en effet que la direction de la courroie pour l'enroulement tombe dans le plan moyen de chaque poulie.

Il faut aussi envisager l'écartement des arbres, qui ne doit pas être inférieur à la valeur de l'expression :

$$10\sqrt{D \times l}$$

D étant le diamètre de la poulie motrice et l la largeur de la courroie.

d. — Cas particulier. — La même poulie peut commander deux arbres parallèles, par l'emploi de deux courroies superposées, (fig. 213), mais seu-

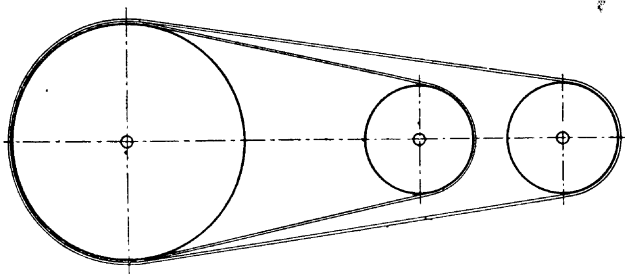


Fig. 213.

lement quand le diamètre de la poulie de commande est plus grand que celui des poulies con-

duites. Il faut de plus que l'arc d'enroulement de la courroie intérieure soit plus grand que l'arc d'enroulement de la courroie extérieure. La transmission s'effectue dans de bonnes conditions, mais il faut que la courroie intérieure ait ses deux extrémités réunies par un collage, afin de ne pas former de surépaisseur. Ce système a été appliqué, par les Américains, à de gros efforts avec succès ; il semble néanmoins qu'on ne doive l'employer que pour des cas de force majeure.

2° *Courroies guidées.* — L'excellence du dispositif poulies et courroies l'a fait rechercher pour des cas plus difficiles, c'est-à-dire quand les arbres sont concourants sous des angles quelconques. On fait alors usage de poulies galets intermédiaires, dites *galets de renvoi*. Ils sont montés fous, entre deux bagues calées, sur des axes articulés pouvant prendre l'orientation nécessaire à la stabilité de la courroie.

La condition absolue de fonctionnement est celle que nous avons indiquée pour les courroies torses. La ligne d'intersection des plans médians, pour chaque poulie guide, et celle dont elle reçoit le brin doit être tangente aux cercles compris dans ces plans aux points précis où la courroie quitte la première poulie et rencontre la seconde.

a. — *Axes concourants.* — La figure 214 représente un cas de liaison de deux arbres concourants situés dans un même plan.

On place sur les arbres deux poulies A et B, de telle façon que leurs plans médians soient tan-

gents aux circonférences des deux poulies guides parallèles C. Chacune de ces dernières a aussi son

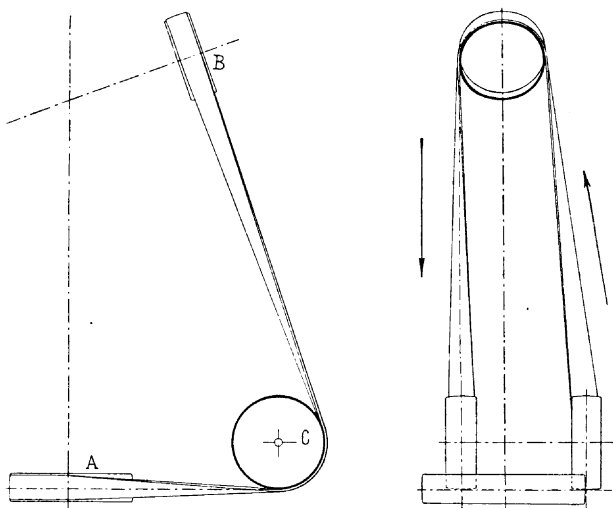


Fig. 214.

plan médian tangent à la poulie dont elle reçoit le brin. Dans le cas d'inégalité des poulies A et B, qui est celui de la figure, la transmission du mouvement ne peut s'effectuer que dans un sens, celui indiqué par les flèches. Pour la transmission dans l'autre sens, il faudrait donner au groupe des poulies-guides la position symétrique à celle qu'il occupe par rapport au plan des arbres.

Les arbres perpendiculaires entre eux, (fig. 215) rentrent dans le cas précédent.

b. — Axes parallèles. — Quand les axes sont parallèles et les poulies situées dans deux plans différents, (fig. 216), un seul galet de renvoi est né-

cessaire, les flèches indiquent le sens de marche correspondant. On voit que le diamètre du galet

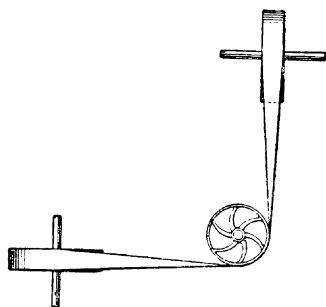


Fig. 215.

guide est égal à la distance des deux plans médians des poulies parallèles.

c. — *Liaison, par une seule courroie, de deux arbres à un troisième portant la poulie de commande.*

Dans les filatures, on emploie souvent la disposition de la figure 217 pour con-

duire deux poulies situées à des étages différents de celui où se trouve l'arbre de commande.

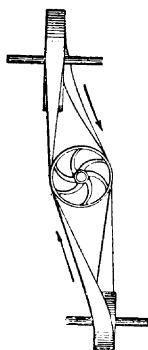


Fig. 216.

La courroie partant de la poulie motrice A passe sur le tambour B puis sur la poulie C, redescend sur la poulie D, remonte sur le tambour B pour revenir sur A.

d. — *Axes occupant des positions quelconques.* — Le cas général est celui où les axes occupent des positions quelconques, fig. 218. On recherche alors la position des galets pour qu'ils remplissent la condition de direction de la courroie. On les

monte sur des *pendants* à double articulation, se fixant à un mur, à un plancher, à une colonne, etc.

La figure 219 représente le renvoi universel construit par la maison Piat et fils. On voit que

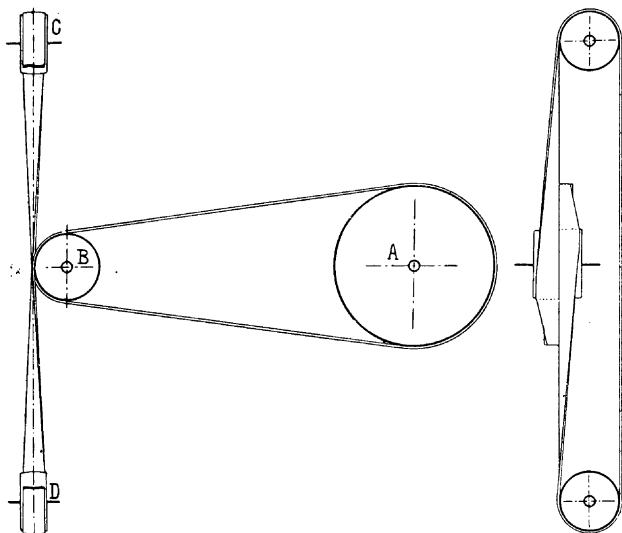


Fig. 217.

les poulies peuvent se placer sous une orientation quelconque.

3^o Remarques générales.

En dehors des considérations cinématiques, il est des données que la pratique et l'observation ont établies et desquelles il ne faut pas s'écarter dans l'emploi des transmissions par courroies. Nous allons les résumer brièvement.

Écartement des axes. -- Au point de vue géné-

ral, il faut tenir compte que la distance des arbres ne doit jamais descendre en dessous de deux fois le diamètre de la plus grande poulie pour les courroies droites et trois fois pour les courroies croisées.

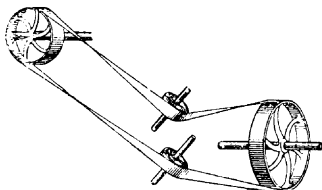


Fig. 218.

On l'augmente généralement autant qu'il est possible et d'autant plus que la

différence des diamètres est plus grande entre les deux poulies.

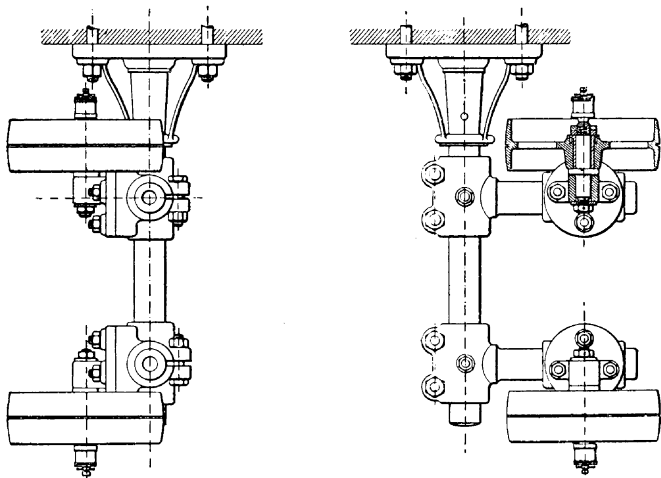


Fig. 219.

Dans tous les cas, l'écartement des axes ne doit pas être supérieur à une dizaine de mètres.

Différence des diamètres des poulies. — D'autre part, il ne faut pas que cette différence entre les diamètres soit trop accentuée. Le rapport maximum entre ces derniers est environ de 7.

Néanmoins, en éloignant les axes, en exécutant un montage parfait des arbres et des poulies, on peut, dans des cas de force majeure, faire monter ce rapport jusqu'à 8 et même 10, mais ces dispositions ne peuvent être données comme exemples.

Inclinaison des courroies. — Autant que possible, il faut éviter l'emploi de courroies fonctionnant dans des plans verticaux.

En effet, dans cette position, le moindre allongement influe sensiblement sur la tension de la courroie, enlevant de l'adhérence et par suite occasionnant des glissements.

Équilibrage des poulies. — Pour des vitesses ne dépassant pas 15 mètres à la circonférence, l'équilibrage parfait n'est pas indispensable, mais pour des vitesses supérieures, il devient une condition de bon fonctionnement. Plus la poulie est d'un grand diamètre, plus cet équilibrage est nécessaire. Il évite dans la transmission des vibrations, des secousses cadencées, qui amènent des desserrages d'écrous, des efforts sur les charpentes, des trépidations désagréables des planchers, etc.

Montage. — Il est important de bien vérifier au montage le parallélisme des arbres, de bien s'as-

surer aussi que les poulies tournent sans faux-ronde à la jante et dans des plans bien perpendiculaires.

Toutes ces considérations forment la base d'un bon montage. sans lequel les tirages inutiles, les déplacements divers, absorbent d'abord une notable partie de l'énergie, et créent ensuite des chances d'accidents.

Courroies. — Nous avons dit que les très grandes vitesses dont les courroies sont susceptibles les font apprécier pour la transmission des plus gros efforts.

Les courroies en cuir sont souples, d'un bon usage, d'une grande adhérence. Leur épaisseur est dépendante de l'épaisseur de la peau employée. On peut coudre ensemble deux épaisseurs et former une « courroie double ».

Courroies doubles. — L'emploi de la courroie double doit être réservé judicieusement, car il entraîne une déperdition de force très sensible, dans les poulies de petits diamètres surtout, à cause de leur résistance à l'enroulement.

Courroies en coton. — Les courroies en coton tressé sont indiquées pour de gros efforts, car leur largeur peut être très grande. Ces courroies ont l'inconvénient de changer de longueur suivant l'état d'humidité de l'atmosphère.

Courroies « homogènes ». — On emploie, aussi pour les gros efforts, depuis quelques années,

des courroies de largeur réduite, composées de bandelettes de cuir, sur champ, cousues ensemble et montées sur des fuseaux métalliques.

On arrive à donner à ces courroies une épaisseur de 25 m/m ce qui répond à des efforts considérables.

Courroies en caoutchouc. — Dans les endroits humides ou exposés à des changements hygrométriques, ou encore à des dégagements de gaz acides, la préférence doit être accordée aux courroies en caoutchouc.

On obtient la réunion des deux extrémités de ces courroies par un collage, fait sur une taille en long biseau, avec de la dissolution de caoutchouc. Ceci les fait employer dans les cas où il faut empêcher le passage de surépaisseurs sur les poulies. Il faut éviter leur contact avec l'huile qui les dissout. L'adhérence de ces courroies est très grande, ainsi que leur souplesse.

Entretien des courroies en cuir. — Les courroies, un peu moins larges que les poulies, sont placées sur celles-ci du côté chair, quand elles sont en cuir. On fait passer le brin menant à la partie inférieure des poulies. Une bonne installation donne lieu à un glissement qui ne dépasse pas 1 ou 2 pour cent.

Quand une courroie est lavée à l'eau chaude de temps à autre, brossée consciencieusement puis graissée au suif chaud pour n'être remontée qu'une fois sèche, sa marche est assurée pendant de longues années.

Suppression du glissement anormal. — Quand une courroie glisse, c'est une erreur de jeter de la résine sur sa face interne. L'adhérence que cela provoque ne dure pas, la courroie s'encrasse, le cuir se raidit et devient cassant.

Pour supprimer le patinage, il faut enduire de suif la face en contact de la courroie.

Cela augmente le glissement tout d'abord, mais le cuir gonfle ensuite, se raccourcit, et le tirage augmente.

La graisse de bœuf est celle que l'on doit employer pour cette opération.

Vitesse des courroies. — La vitesse normale des courroies, dans une bonne installation, doit être de 22 à 25 mètres à la seconde. Une vitesse de 15 à 18 mètres laisse encore la transmission dans de bonnes conditions, mais il faut autant que possible, ne pas descendre au-dessous de 12 mètres.

Nous répétons pour terminer qu'il faut employer surtout des courroies simples de largeur suffisante, surtout pour de petites poulies, la résistance à l'enroulement augmentant comme le carré des épaisseurs.

4° *Poulies folles. — Débrayages*

Quand on ne veut pas adopter le débrayage à friction pour provoquer l'arrêt d'un arbre, on peut employer le dispositif : Poulie fixe et poulie folle.

La *poulie folle* est celle qui n'entraîne pas dans sa rotation l'organe qui la porte.

Le débrayage peut être monté de trois façons différentes que nous allons voir.

a. — Les deux poulies, fixe et folle, sont de même diamètre et de même largeur, elles sont juxtaposées de telle façon que, leurs moyeux se touchant, les bords des jantes laissent entre eux un espace de 3 ou 4 m/m. Une fourchette actionnée par un levier pousse la courroie sur l'une ou l'autre poulie. C'est le débrayage primitif.

b. — On peut améliorer ce dispositif en faisant la poulie folle sensiblement plus petite en diamètre que la poulie fixe. On raccorde la jante ainsi obtenue par un cône terminé par un cylindre de même diamètre que la poulie fixe, (fig. 220). Le

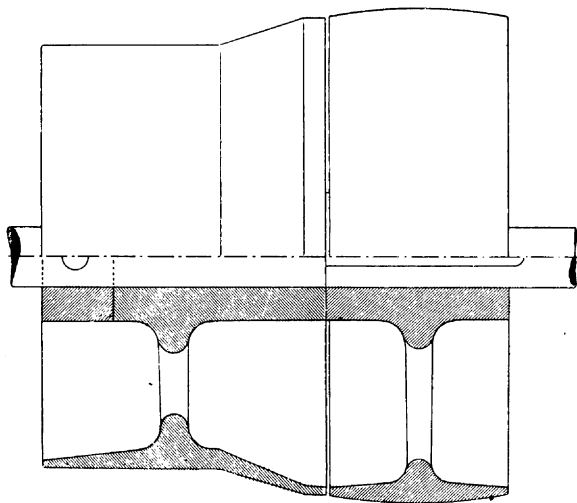


Fig. 220.

cône permet à la courroie de passer d'une posi-

tion à l'autre en graduant la tension. Dans la position débrayée, la courroie est absolument détendue, ce qui la soulage ainsi que les paliers.

c. — Dans les deux exemples ci-dessus, la poulie fixe est celle qui reçoit la commande et la poulie folle est entraînée continuellement, même pendant les périodes de débrayage.

Supposons que la poulie folle soit montée, toujours à côté de la poulie fixe, mais sur une douille solidaire d'un bâti et indépendante de l'arbre, lequel peut même passer à l'intérieur.

Les épaisseurs des jantes sont tournées coniques, l'une intérieurement, l'autre extérieurement de façon à s'emboîter.

Le mécanisme est à deux temps : le premier mouvement applique la partie conique de la poulie folle contre la partie conique de la poulie fixe. La première est alors, à cause de ces cônes, entraînée dans le mouvement de la seconde. Le second mouvement s'effectue alors, c'est le passage de la courroie sur la poulie fixe, facilité par la rotation des deux poulies à la même vitesse.

Ce dispositif est encore préférable au précédent ; la poulie folle ne tournant que pendant le temps de l'embrayage, elle reste immobile avant et après. De plus la poulie folle n'étant pas en contact avec l'arbre, un embrayage inopiné ne peut se produire. Les coussinets ne supportent plus le poids de la poulie folle et après les débrayages, ils sont encore soulagés de la tension de la courroie. Ces considérations font valoir l'application de ce mécanisme à des organes, poulies et courroies, de grandes dimensions. Dans tous les cas, le grais-

sage du moyeu de la poulie folle doit être assuré.

5° *Changements de marche.*

En disposant convenablement deux systèmes d'embrayages par poulies fixes et folles, et en donnant aux poulies fixes des rotations de sens inverse, on obtient un changement de marche. Un jeu de leviers peut le rendre automatique.

a. — La figure 221 représente l'application d'un de ces dispositifs à un treuil de monte-charges, construit par la maison Rondet, Schor et C^{ie} de Paris.

Cet appareil comprend essentiellement un arbre à vis sans fin portant cinq poulies égales, quatre sont folles et l'autre fixe, placée au milieu.

L'arbre actionne par une vis la roue correspondante calée sur l'arbre de la noix. Les bâtis sont établis de façon à supporter ces deux arbres perpendiculaires et à résister à la traction opérée sur la chaîne dont l'un des brins va aboutir à la cage et l'autre au contrepoids.

Une réglette de débrayage 6, parallèle à l'arbre des poulies, assure la marche dans les deux sens ou l'arrêt de l'appareil, au moyen de fourchettes déplaçant les courroies.

Le mécanisme de débrayage automatique comprend une tige carrée verticale 9, heurtée par la cage du monte-charges au moment de son arrivée à l'étage où elle doit s'arrêter.

Les courroies de commande sont disposées à un intervalle de poulie. La courroie D est droite, la courroie C est croisée.

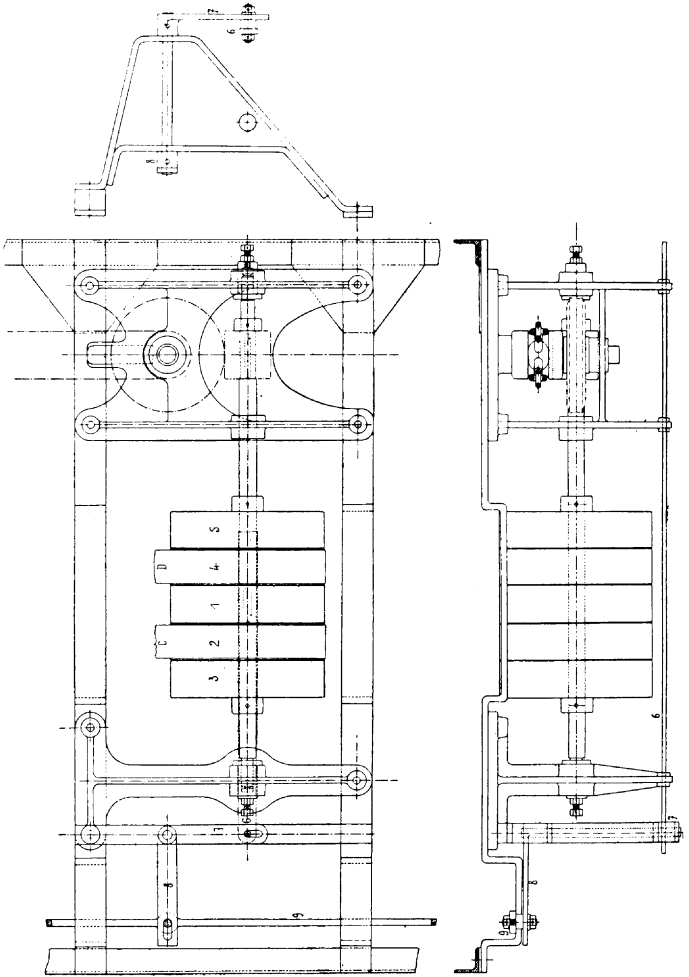


Fig. 221.

Supposons l'appareil débrayé (position de la figure). Les poulies 2 et 4, folles, tournent en sens contraire, sans provoquer l'entraînement de l'arbre qui les porte. Une traction de haut en bas sur la tringle 9 fait osciller le levier double 8, 7, autour de son axe et le bras vertical de ce levier déplace la réglette portant les fourchettes, dans la direction de la vis. La courroie croisée C vient alors se placer sur la poulie fixe 1 et l'arbre se trouve alors entraîné. La courroie droite D a simplement changé de poulie folle en venant se placer sur celle de droite 5.

Le mouvement ascendant se produit, puis la cage arrivée à l'étage heurte le taquet solidaire de la tige 9. Une traction de bas en haut s'ensuit sur cette tige, provoquant par le jeu des leviers le déplacement de la réglette et des courroies dans la direction opposée à la vis. Les courroies reprennent la position de débrayage de la figure et l'arrêt de la cage s'effectue.

Une traction de bas en haut sur la tige 9 déplace de nouveau la réglette croisée dans la direction opposée à la vis, la courroie C vient sur la poulie folle 3 et la courroie droite D vient sur la poulie fixe, entraînant l'arbre dans une rotation opposée à la première qui provoque la descente de la cage.

Un taquet inférieur fixé sur la tige 9 règle cette descente de la même façon que celui supérieur règle la montée.

On voit que pour aller d'un sens de marche à l'autre, on passe par la position de débrayage, ce qui évite les chocs des fins de courses.

Notons l'exemple d'une application, roue et vis

sans fin comportant les butées en bout des arbres (voir chapitre IV, page 193).

Notons aussi l'emploi d'un guide-chaîne obligeant celle-ci à venir se loger exactement dans les empreintes de la noix.

Disons, pour fixer les idées, que pour un treuil de 2.000 kilos, la vitesse du brin pendant le levage est de 100 m/m par seconde, les poulies ont un diamètre de 500 m/m, la vis est à un filet et la roue a 30 dents.

b. — Remarquons que dans le dispositif de la figure 221, les deux poulies folles 2 et 3 pourraient être réunies en une seule, ainsi que les poulies 4 et 5, la poulie fixe 1 restant identique. Le système se réduit donc à trois poulies. 1, 2, 3 (fig. 222), celle du milieu est fixe et les deux autres, de largeur double, sont folles. Ce mécanisme est souvent adopté par les Américains, notamment dans certaines machines de blanchisserie.

Sur l'arbre 12, devant tourner tantôt dans un sens tantôt dans l'autre, est calée la poulie fixe 1. Sur les poulies folles 2 et 3 viennent les courroies droites et croisées, comme précédemment. Les fourchettes sont montées sur une pièce 4 réglable sur un axe mobile 5 solidaire d'un trébuchet à contrepoids 6.

Le mouvement automatique est ainsi composé : Une vis sans fin 13 actionne une roue 14 portant un talon *t* agissant sur la came 9. Cette came est du genre de celle que nous avons étudiée au chapitre VI, paragraphe 5, fig. 155. Mais elle est

commandée par un circulaire alternatif, ce qui

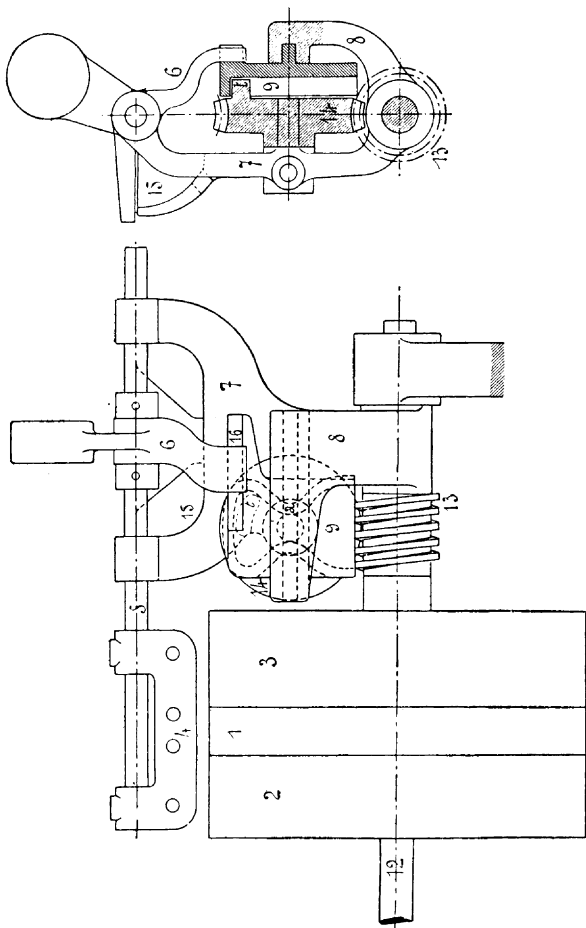


Fig. 222.

fait que les rampes supérieures seules servent.

Elle se déplace dans le guide fixe 8 et entraîne par le taquet 16 le trébuchet 6, pris entre deux bagues goupillées sur l'axe mobile 5, qui, par ce fait, prend part au mouvement rectiligne alternatif de la came 9.

Le stationnement des courroies sur la poulie fixe correspond au passage du talon t sur les bosses a de la came 9, comme nous l'avons vu figure 155.

Le débrayage total s'obtient en basculant le trébuchet 6 qui, se dégageant du taquet 16, vient engager son autre branche dans le cran formé par les ailes 15 solidaires du support fixe 7. Le contrepoids maintient le trébuchet indépendant de la came 9.

6° *Changement de vitesse.*

En gardant les mêmes dispositions de poulies que précédemment, mais en faisant conduire les poulies folles par des courroies de même sens et animées de vitesses différentes, on obtient un « changement de vitesse ». Le mouvement automatique n'est plus commandé par l'appareil : il est remplacé par une commande à la main, généralement, comme dans les automobiles.

7° *Retours rapides.*

En gardant exactement les mêmes dispositions d'organes que dans les figures 221 et 222, mais en faisant courir les courroies droite et croisée à des vitesses différentes, l'une des rotations s'ef-

fectue plus vite que l'autre. Si ces rotations sont transformées en translation alternative, on obtient le « retour rapide » applicable aux raboteuses. La tringle 9 de la fig. 221 devient horizontale, et la cage agissant automatiquement sur cette tringle est remplacée par le plateau de la machine.

8° Vitesses multiples. Cônes à étages.

En juxtaposant sur les arbres parallèles des groupes de poulies dont la somme des rayons pour chaque couple est constante, la vitesse de l'arbre conduit sera différente selon que la courroie sera sur l'un ou l'autre couple. Généralement, on fait venir d'une seule pièce toutes les poulies voisines qui forment un *cône à étages* (fig. 223).

Pour que la tension soit la même dans toutes les positions de la courroie, il faut que chaque couple soit calculé pour correspondre à la longueur de celle-ci.

Ces calculs se déduisent de formules assez compliquées qui ne sont pas utilisées dans les cas courants.

En pratique, on se contente d'employer deux cônes identiques dont le petit diamètre de l'un correspond au gros diamètre de l'autre.

Le calcul de ces deux diamètres s'effectue de la façon que nous avons dite au n° 1 de ce paragraphe, en se rapportant aux deux vitesses extrêmes que l'on veut obtenir.

On divise ensuite la différence de ces diamètres

par le nombre des vitesses intermédiaires augmenté d'une unité.

On obtient ainsi une constante qui, ajoutée au petit diamètre, donnera le second, au second le troisième et ainsi de suite.

Pour le petit diamètre, on ne descend généralement pas au-dessous de 10 centimètres.

Théoriquement, dans le dispositif ainsi compris, la longueur de la courroie n'est constante que quand elle est croisée.

Quand elle est droite, la tension diminue à mesure que les brins se rapprochent du parallélisme.

Pour obvier à cet inconvénient, dans ce dernier cas, on éloigne les axes autant que possible et on escompte l'élasticité de la courroie.

On applique les cônes à étage à la commande des machines-outils qui doivent marcher à des vitesses différentes suivant la nature du métal à travailler.

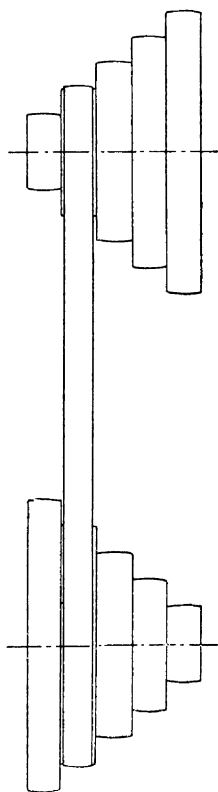


Fig. 223.

9° Vitesse progressive.

Cônes lisses. — Si on multiplie à l'infini le nom-

bre des étages intermédiaires, on arrive à des tambours coniques ou *cônes lisses*, (fig. 224),

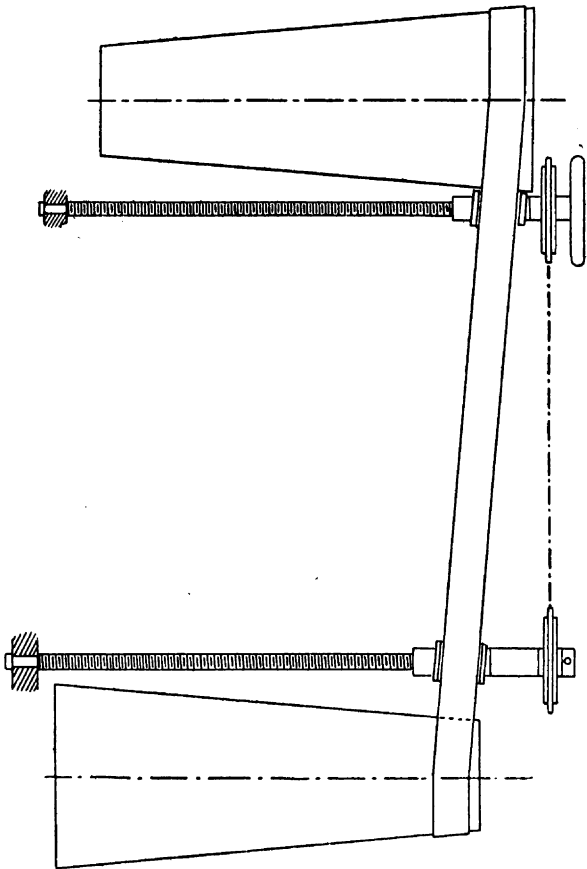


Fig. 224.

permettant d'obtenir une variation progressive de la vitesse.

Généralement, on guide les deux brins à leur entrée sur leur cône respectif par des organes se déplaçant parallèlement.

Mais nous avons vu, au commencement de ce chapitre (fig. 208), que dans le cas de jantes coniques, la courroie tend à se rapprocher du gros diamètre. Ceci est la source de plusieurs inconvénients qui font souvent abandonner ce genre d'organes.

En effet, la pratique a reconnu que la différence des diamètres sur le même cône ne devait pas être supérieure au $1/7$ environ de la largeur totale de la jante pour empêcher les glissements. Pour des cônes très longs, la différence entre les vitesses extrêmes est donc très petite.

De plus, la courroie n'est pas entraînée à la même vitesse sur toute sa largeur, il s'ensuit donc des glissements et des frottements préjudiciables.

Ensuite, le brin libre de la courroie prend, comme le montre la figure 224, une direction différente de celle qu'il avait pendant l'enroulement. Les courroies manquant de souplesse sont vite détériorées de ce fait.

Pour utiliser toute la largeur du cône, il faut rapprocher les petites extrémités d'une quantité égale à celle dont se « déjette » la courroie. Cette quantité est difficile à prévoir exactement ; il faut au montage, laisser de chaque côté d'un des cônes un espace libre qui permettra le réglage de son déplacement.

Enfin, comme dans les cônes à étages, en employant des courroies droites la tension de ces dernières diminue à mesure que les brins se rap-

prochent du parallélisme. Il vaut donc mieux employer des courroies croisées pour les transmissions de précision.

Néanmoins, dans certains cas, avec une appropriation bien étudiée et un montage soigné, les cônes lisses constituent des dispositifs très appréciés.

Dans les machines destinées à la fabrication des papiers et des cartons en continu, ils sont d'un usage courant. Ils permettent de régler les vitesses de chacun des organes de la machine en contact avec la feuille sans fin qui se fabrique, de

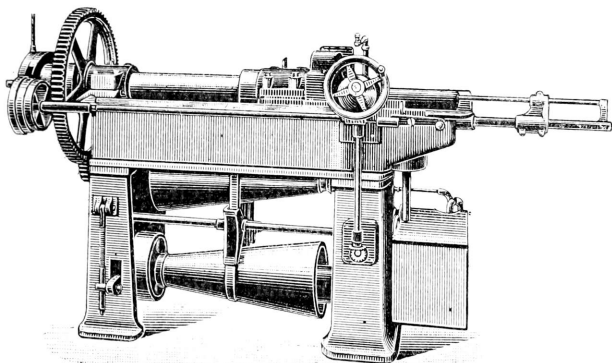


Fig. 225.

façon à conduire cette feuille sans la rompre ni la laisser flotter. De plus, ils permettent de donner exactement la vitesse de régime maximale rapportant aux fabrications successives, ce qui compense largement les pertes d'énergie afférentes à ce système.

Pour les petits efforts, leur emploi est souvent précieux. La fig. 225 représente une machine

automatique à tronçonner (Pratt et Whitney C°) où se trouve une ingénieuse application d'un couple de cônes lisses. Ces cônes accélèrent automatiquement la vitesse de la pièce à mesure que l'outil pénètre, ce qui donne une vitesse de coupe maxima et régulière. La quantité de métal enlevé reste constamment la même pour un tour de la pièce. On conçoit l'avantage d'une telle machine, qui tronçonne des barres rondes jusqu'à 115 m/m, dans une fabrication en série où les pièces passent ensuite au décolletage.

Poulies extensibles. — La variation du rapport de la vitesse de l'arbre conduit à celle constante de l'arbre moteur peut être obtenue à l'aide d'une seule paire de poulies à jantes extensibles. Ces mécanismes sont combinés de telle façon que le diamètre croît sur une poulie pendant qu'il décroît sur l'autre de la même quantité.

Nous avons décrit au chapitre VII, page 339, les jantes extensibles de MM. Roger de Montais et Delagneaux.

a. — La fig. 226 représente le dispositif inventé par M. Bon. Cette poulie est composée de deux plateaux B, rendus solidaires l'un de l'autre par des entretoises I et clavetés sur l'arbre A.

Dans ces plateaux sont creusées des rainures convergeant vers le centre, elles servent de guides aux chevalets E. A l'un de ces chevalets est fixée l'extrémité d'une lame d'acier J, enroulée, formant la jante. Les chevalets glissent dans les rainures sous l'action des leviers D. Ces leviers sont commandés par des manchons C à butées N.

Les manchons sont solidaires de crémaillères inversées F et G, manœuvrées l'une par l'autre au

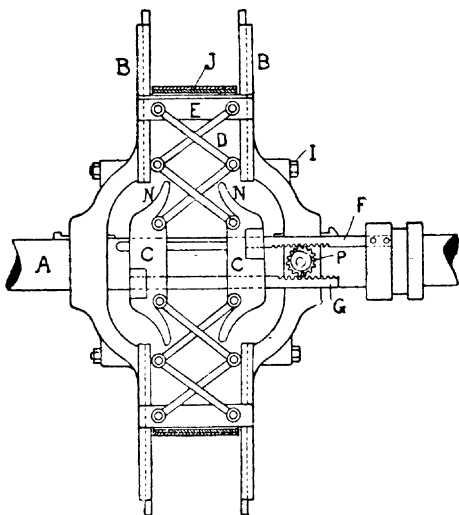


Fig. 226.

moyen du pignon intermédiaire P. Le déplacement de la crémaillère peut s'obtenir au moyen d'un manchon à gorge et d'un collier à fourche.

b. — A l'exposition de 1878, MM. Bataille et Bloom présentaient un système constitué par deux cônes entaillés de façon à pouvoir pénétrer l'un dans l'autre d'une quantité plus ou moins grande. La courroie, de section triangulaire, s'enroulait sur la circonférence d'intersection des deux cônes, circonférence dont le diamètre variait selon la position de pénétration des cônes.

M. Foullaron a repris cette idée, a rendu l'un des deux cônes fixe, l'autre mobile, et sa courroie

est une succession de lamelles triangulaires enfi-

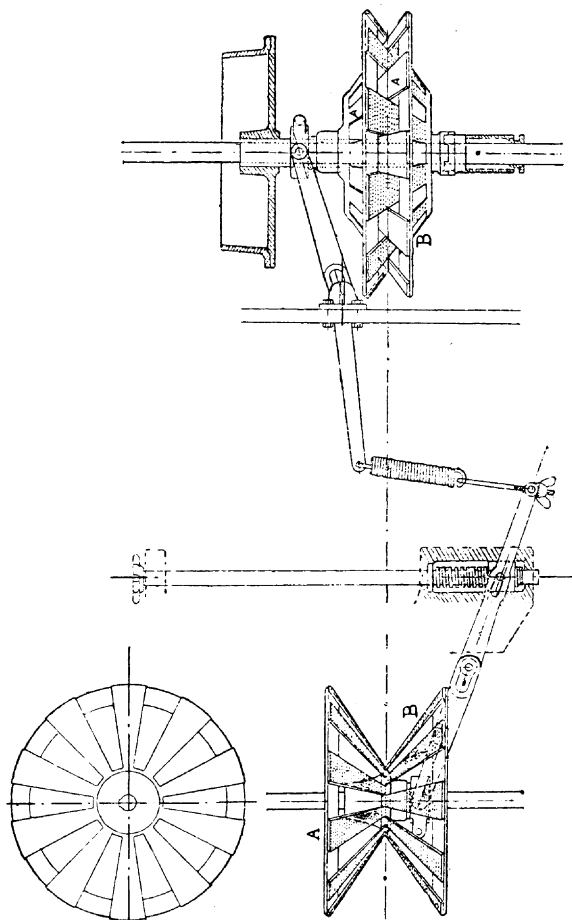


Fig. 227.

lées sur plusieurs cordes à boyau. Ce dispositif

nous est montré d'une façon schématique par la figure 227. Ce mécanisme est réversible, c'est-à-dire que la courroie tend à écarter les cônes, et produit ainsi un effort sur les leviers. Ceci explique la liaison souple par un ressort de leur extrémité libre. Les cônes A sont les cônes mobiles, les cônes B sont les cônes fixes.

Remarque. — Dans ces dispositifs de poulies extensibles, l'enroulement variant avec les diamètres, la tension d'une courroie droite diminue à mesure que les brins se rapprochent du parallélisme.

c. — Le tambour extensible de Chapelle est un des plus anciens du genre.

C'est l'appareil représenté par la figure 228. Il n'est guère adoptable comme poulie, son contour polygonal donnant lieu à des différences de tension trop sensibles. On l'emploie allié à une toile sans fin, comme le montre la figure, pour mesurer des débits de papier, dans certaines machines à imprimer.

La feuille est prise entre les arêtes du tambour et la toile sans fin, tendue par un rouleau à ressort. La vitesse angulaire du tambour étant constante, en augmentant ou en diminuant la longueur des diagonales du polygone, au moyen des vis conduisant les écrous, on augmente ou on diminue la longueur de feuille qui passe dans un tour. L'emploi du dispositif vis et écrou rend l'appareil irréversible ; néanmoins, pour les grandes vitesses et les débits précis, un cliquet de retenue sur l'une des vis est indispensable.

On sait en effet que, dans tous les mécanismes,

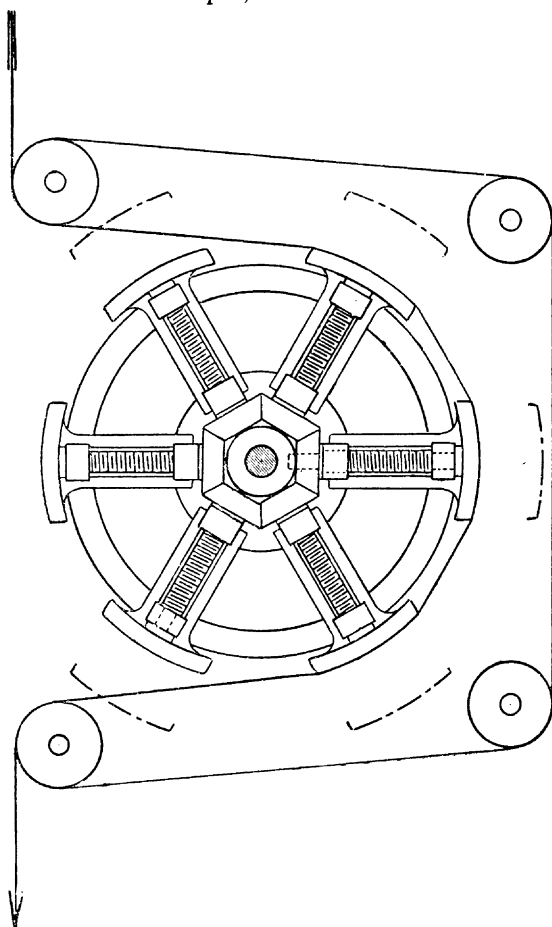


Fig. 228.

les trépidations continuelles amènent le desserrage des vis.

10° *Equipage de poulies.*

Pour passer d'une grande vitesse à une beaucoup plus petite (ou réciproquement), quand les axes sont trop éloignés l'un de l'autre pour employer des engrenages, on dispose un « équipage de poulies ».

Soit, fig. 229, une dynamo placée en A, devant

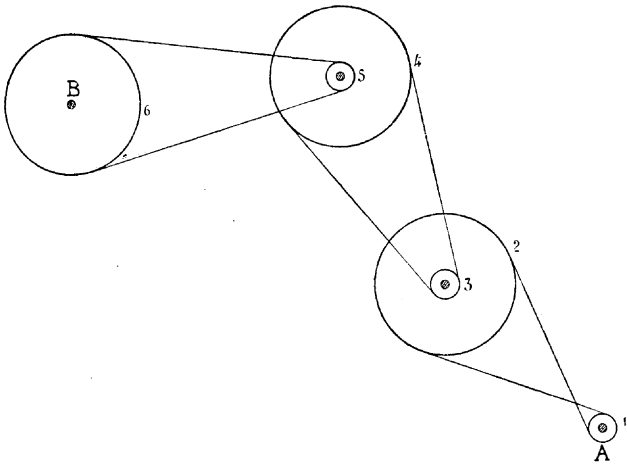


Fig. 229.

actionner un arbre B. La poulie calée sur l'axe de la dynamo fait 1,800 tours et son diamètre est de 140 millimètres. Il faut que l'arbre B fasse 18 tours, et nous pouvons employer deux arbres intermédiaires. Cette dernière considération nous montre qu'il y aura trois rapports, dont le produit égalera le rapport total $\frac{18}{1800}$ ou $\frac{1}{100}$. Il suf-

fira donc de décomposer le nombre 100 en trois facteurs inférieurs à 7, pour rester dans de bonnes conditions. Or $\frac{1}{100} = \frac{1}{5} \times \frac{1}{5} \times \frac{1}{4}$, nos trois rapports nécessaires.

Donc, partant du plus petit $\frac{1}{4}$, la poulie 2 à caler sur le premier axe intermédiaire aura un diamètre quatre fois plus grand que la poulie 1 de la dynamo, soit 560 millimètres.

Sur le même axe, on calera une seconde poulie, 3, de 150 millimètres, par exemple. Le second rapport $\frac{1}{5}$ nous montre que la poulie 4, sur le deuxième arbre intermédiaire, aura un diamètre de $150 \times 5 = 750$ m/m.

Calons sur ce deuxième axe intermédiaire une seconde poulie, à laquelle nous donnerons encore un diamètre de 150 m/m, le troisième rapport $1/5$ nous montre que la dernière poulie du train, celle calée sur l'arbre B, aura encore un diamètre de $150 \times 5 = 750$ millimètres. L'arbre A faisant 1.800 tours.

$$\text{L'arbre 3 fera } \frac{1.800}{4} = 450 \text{ tours.}$$

$$\text{L'arbre 5 fera } \frac{450}{5} = 90 \text{ tours.}$$

$$\text{L'arbre B fera } \frac{90}{5} = 18 \text{ tours.}$$

En fonction des diamètres, la poulie 1 ayant 140 et faisant 1.800 tours, l'arbre B fera :

$$1.800 \times \frac{140 \times 150 \times 150}{560 \times 750 \times 750} = 18 \text{ tours.}$$

Les poulies 1, 3 et 5 ont le diamètre minimum qu'on puisse leur attribuer. Il faudra autant que possible grossir ces diamètres, jusqu'à concurrence du trop grand encombrement des poulies 2, 4 et 6. Ces dernières devront, en effet, augmenter proportionnellement afin que le rapport correspondant à chaque couple soit constant.

11° *Courroies à friction.*

On se sert quelquefois de courroies sans fin comme intermédiaires souples de friction. Le rendement de ces dispositifs est très bon, il est fort employé par les Américains.

a. — Poulies droites. — Dans le cas de poulies droites, le mécanisme peut être monté comme l'indique la figure 230.

L'axe A doit être entraîné par la poulie 4. Le mouvement est transmis à la poulie 1 par la courroie 3. La poulie 2 est calée sur le même axe que celle 1. Cet axe est monté sur un couple de leviers 9 oscillants autour d'un axe fixe 8.

La tension de la courroie 3 et des contrepoids maintiennent les leviers 9 butés contre des taquets 10. Des taquets de sûreté sont placés au-dessus également.

Une courroie sans fin 5 s'enroule sur la poulie 4. L'axe A est monté dans une douille excentrée 6 manœuvrée par le levier 7.

Dans la position de la figure, l'appareil est débrayé; le levier 9 s'appuyant sur le taquet 10 empêche la poulie 2 de toucher la courroie 5. En

amenant le levier 7 contre le talon 11, la douille 6 remonte l'axe A et la poulie 4 soulève la poulie 2, le levier 9 abandonne le butoir 10. La tension de la courroie 3 et la pression des contrepois ser-

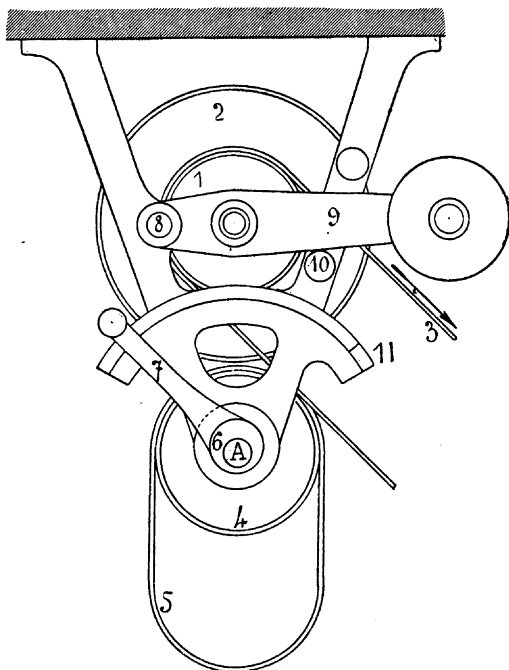


Fig. 230.

rent la courroie 5 entre les poulies 2 et 4 et cette dernière se trouve ainsi entraînée, en sens contraire de la poulie motrice.

b. — Cônes à étages. — Le même dispositif peut s'appliquer aux cônes à étages, on change la courroie de position pendant les arrêts, l'espace libre

entre les poulies 2 et 4 facilite ce déplacement.

c. — Cônes lisses. — Dans le cas de cônes lisses, la courroie souple sans fin est remplacée par une couronne en bois garnie de cuir, (fig. 231). La rigidité relative de cet intermédiaire est nécessaire parce qu'on doit le déplacer pour les changements de vitesses, par des guides parallèles aux génératrices en contact avec lui.

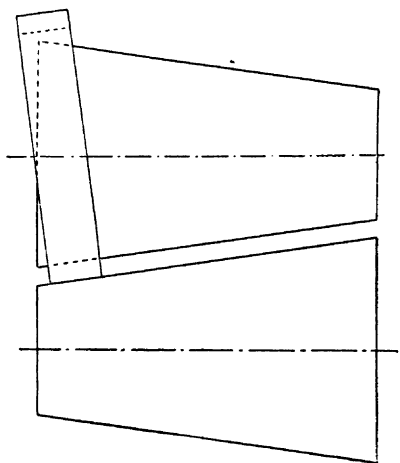


Fig. 231.

Ce dispositif est très employé en Amérique. Il est peu répandu en France.

Il permet d'accentuer un peu la pente des cônes. Les rotations sont de sens contraire.

d. — Quand les cônes sont éloignés, on monte les courroies sur des couronnes en bois dur de largeur un peu plus grande, fig. 232.

La surface externe de la couronne est cylindrique ou un peu bombée, la surface interne est conique avec une inclinaison égale à celle du cône lisse.

Le plus petit diamètre de la couronne est un

peu supérieur au grand diamètre du cône correspondant de façon à éviter tout coincement dans les positions de vitesses extrêmes.

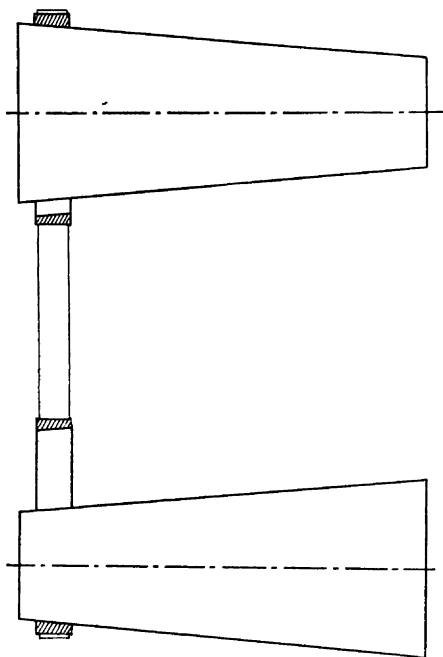


Fig. 232.

La courroie reste ainsi toujours dans une direction perpendiculaire aux axes; comme elle s'enroule sur deux circonférences de diamètres constants, sa longueur l'étant aussi, la tension est toujours la même. Les courroies peuvent être droites ou croisées, pour des rotations de même

sens ou de sens contraire, mais il lui faut toujours une grande tension.

Les guides parallèles opèrent sur les couronnes.

Dans les cas des appareils précédents, l'entraînement se fait comme dans les frictions ordinaires et sur une portion de génératrice correspondant à la largeur de la courroie. Ces mécanismes ont les qualités et les défauts inhérents aux frictions dont nous avons parlé au chapitre II.

12^e *Courroies d'accouplement élastique.*

On fait aussi usage de courroies accouplant deux plateaux calés à l'extrémité de deux arbres dans le prolongement l'un de l'autre. Ce dispositif remplace très avantageusement le « joint d'Oldham » dont nous avons parlé au cours du chapitre précédent.

La figure 233 représente « l'accouplement élastique » de Raffard. Un plateau calé à l'extrémité de l'arbre moteur porte six goujons vissés sur sa face. L'arbre conduit porte également un plateau muni de six goujons. Six courroies en cuir, ou mieux en caoutchouc, lient les goujons d'un plateau à ceux de l'autre. On interpose entre les axes et les courroies des bobines en fonte afin d'éviter les usures. Ce mécanisme permet une légère différence dans la concordance des axes. Il se prête très bien aux grandes vitesses.

La maison Bréguet l'emploie pour lier les turbines qu'elle construit aux dynamos commandées

par celles-ci. La surface externe du grand man-

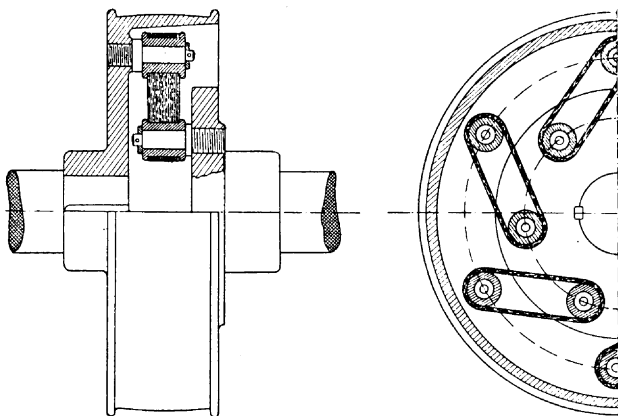


Fig. 233.

chon est tournée et sert de poulie de commande pour un autre organe.

§ 3. — TRANSMISSION PAR CORDES

Depuis longtemps on utilisait les cordes comme organes de transmission, mais les gorges des roues correspondantes avaient une forme en U ce qui les ramenait au type de transmission par courroie. La forme en V de ces gorges, qui augmente considérablement l'adhérence, fut appliquée pour la première fois dans une installation importante par Combe, de Belfort. Depuis quelques années ces transmissions se sont répandues, elles ont en effet des qualités très appréciables. Pour les grands efforts, la facilité de

monter plusieurs brins parallèles sur la même poulie les fait généralement adopter pour lier l'arbre du volant d'un moteur au premier arbre de commande. Dans certaines filatures où les machines motrices sont de quinze ou dix-huit cents chevaux, la première courroie serait d'une largeur exceptionnelle et coûterait très cher d'établissement, on remplace cette courroie par une série de câbles en chanvre installés parallèlement dans les gorges des deux poulies.

Une autre qualité tient au remplacement facile des brins rompus.

Le coincement du câble dans la gorge donnant une grande adhérence, la tension des brins peut être plus faible que dans les courroies.

D'autre part, les axes peuvent être plus éloignés entre eux, la distance pouvant aller pratiquement jusqu'à 25 mètres.

Les gorges en V ont généralement un angle de 40°; quelquefois, les faces de ces gorges sont incurvées légèrement de façon à augmenter le contact avec le câble.

Celui-ci doit être en chanvre de bonne qualité, à longues fibres et de fabrication soignée, de façon à être souple, élastique et résistant. Le chanvre de Manille est utilisé pour cette fabrication.

La vitesse des câbles en chanvre la plus recommandable est celle de 25 à 30 mètres.

L'épissure doit toujours être faite par un spécialiste et sur une grande longueur de façon à ne pas augmenter sensiblement le diamètre, cette longueur peut aller jusqu'à 3 mètres pour un câble de 50 millimètres. Le diamètre du câble ne

dépasse jamais cette mesure. Le diamètre de la plus petite poulie ne doit pas être inférieur à 40 fois celui du câble. Quand la transmission est horizontale, on place en bas le brin moteur de façon à augmenter l'arc d'enroulement.

Le glissement des câbles en chanvre ne dépasse pas 2 0/0 dans les installations bien faites.

Il faut aussi remarquer que ces transmissions doivent toujours être abritées soigneusement, les changements d'état hygrométrique les influençant comme tension et comme durée.

L'emploi des câbles croisés doit être aussi réduit que possible.

On dispose quelquefois un câble sans fin sur plusieurs poulies situées à des étages différents. Le mouvement est transmis au câble par une poulie motrice unique et il s'enroule successivement sur une portion de la circonférence de chacune des poulies conduites, placées aux extrémités des lignes d'arbres. C'est la « transmission cyclique » de Reuleaux. Ce dispositif est d'un excellent rendement mécanique, mais le câble se fatigue par ses enroulements successifs et parfois différents en diamètres. Ceci occasionne des ruptures d'autant plus préjudiciables que l'arrêt occasionné s'effectue sur toutes les lignes d'arbres.

Câbles en cuir — Les câbles en chanvre sont avantageusement remplacés par ceux en cuir, composés de lanières habilement toronnées et enduites d'une préparation les rendant inaltérables. Ils peuvent donc faire partie d'installations à l'air

libre. Ils sont souples et très solides. Leur épaisseur, difficile à réussir, doit être laissée aux spécialistes. Cette fabrication, connue depuis sept ou huit années seulement, est d'importation espagnole.

Calculs des vitesses. — Tout ce que nous avons dit pour les transmissions par courroies s'applique aux transmissions par câbles. Les diamètres sont inversement proportionnels aux nombres de tours. Les vitesses tangentielles sont égales sur toutes les poulies commandées par un même câble et leurs vitesses angulaires sont inversement proportionnelles à leurs diamètres.

§ 4. TRANSMISSIONS FUNICULAIRES

L'emploi des transmissions funiculaires ou par câbles métalliques semble remonter à 1850, époque où les frères Hirn en firent à Mulhouse les premières applications.

Ce genre d'intermédiaire souple se prête aux liaisons de deux arbres situés à de grandes distances, même dans les cas de très gros efforts, sans une déperdition trop sensible de l'énergie. Dans certaines installations, cette distance atteint jusqu'à plusieurs kilomètres.

Poulies. — Généralement, les deux poulies principales d'une transmission par câble ont leurs axes parallèles dans un même plan horizontal. C'est la « transmission téléodynamique horizontale ».

Quand le plan des axes est incliné par rapport à la surface du sol, la transmission est « oblique ».

Les transmissions verticales sont peu employées.

On donne ordinairement le même diamètre aux deux poulies.

Le principe de ces transmissions est le même que celui qui s'applique aux courroies, sauf que la tension des brins s'opère par leur propre poids.

La distance minimum pratique entre deux axes à lier par un câble métallique est de 25 mètres environ.

Ces poulies sont à gorge en forme de cône, et le fond de la gorge est garni de bois dur, de gutta-percha ou de cuir sur tranche.

C'est cette dernière garniture qui offre le plus d'adhérence et qu'il est le plus facile de remplacer. Les poulies se font en fonte et elles doivent être parfaitement équilibrées, leurs axes doivent se trouver dans un plan bien perpendiculaire à celui de la transmission. Il faut que les ajustages sur les axes soient rigoureux, pour empêcher les vacillations qui pourraient se produire sur la corde.

On doit éviter l'usage de poulies-guides, chacune d'elles ajoutant à l'usure du câble, et accaparant une part de l'énergie.

Câbles. — La corde ordinairement employée pour les transmissions téléodynamiques est composée de six torons de sept fils et d'une âme de chanvre augmentant la souplesse et évitant le frottement des torons entre eux.

On peut employer aussi la corde dite de guindage, composée de six torons de dix-neuf fils tor-
dus ensemble avec âme de chanvre.

Pour des distances d'axes supérieures à 80 mètres, on emploie avec avantage la corde d'acier, elle se détend moins que les autres et exige moins fréquemment le resserrage des épissures.

Vitesse normale des câbles. — La vitesse la plus favorable pour ce genre de transmission est d'environ 30 mètres par seconde. D'autre part, cette vitesse ne doit pas être dépassée, la résistance de la fonte des poulies ne le permettant pas.

Guidage et entretien. — Jusqu'à cent mètres de distance entre les axes, il n'est pas utile d'employer des galets intermédiaires. Au-dessus de cette mesure, on établit des relais, c'est-à-dire une nouvelle poulie motrice et un nouveau câble franchissant une nouvelle travée.

Autant que possible, il faut que le brin conducteur soit en bas, sa flèche plus faible laisse plus d'espace libre jusqu'au sol et son enroulement est un peu plus grand sur les poulies, ce qui est profitable à l'entraînement.

Les flèches à donner aux brins ont une grande influence sur le rendement, le tableau ci-contre donne quelques valeurs de cette flèche :

FLÈCHE DU BRIN CONDUCTEUR AU REPOS :

PORTÉES .	FLÈCHES .
mètres.	mètres.
30	1,90
40	2,05
50	2,20
65	2,40
80	2,65
100	2,95
125	3,55

pour les câbles ordinaires de 42 fils.

Pour conserver en bon état les câbles métalliques, on les enduit d'un mélange de goudron et d'huile.

Quelquefois, après une variation de température, un câble s'est allongé, ses brins oscillent d'une façon répétée, on dit qu'il fouette. Il s'échauffe alors de plus en plus et il faut arrêter ce phénomène. On y parvient en faisant couler un filet d'eau froide sur le câble, doucement et continuellement, jusqu'à l'abaissement de la température du câble à sa valeur normale, ce qu'on reconnaît à l'arrêt des oscillations.

Les tendeurs à rouleaux ou autres doivent être écartés dans une bonne installation.

Les changements de direction du câble avec renvois multiples sont dans le même cas, leurs

avantages ne compensent pas véritablement les pertes d'énergie et les usures qui en résultent. Cette considération peut s'appliquer à la « transmission cyclique » dont nous avons parlé au paragraphe des câbles en chanvre.

Le glissement d'un câble métallique bien disposé n'est pas supérieur à 1,5 0/0.

Transports aériens. — Une seconde application des câbles métalliques, peut-être plus importante que la première, s'adapte aux transports aériens. On fait franchir ainsi à des matériaux de toutes sortes des espaces très grands par-dessus des vallées, des rivières, des gorges, des marais. Les mines, les carrières se trouvent souvent situées aux flancs de montagnes escarpées où un chemin de fer ne peut être établi. Le câble aérien est alors indiqué pour l'exploitation de la mine ou de la carrière. Citons comme exemple l'installation faite dans le Maryland, du côté de Baltimore. Un câble de 64 millimètres de diamètre ayant une portée unique de 230 mètres joint deux montagnes en passant par-dessus la vallée.

Le chariot porteur va et vient sur ce câble principal et la corde qui le tire est placée sous celui-ci. Ce transporteur sert à l'exploitation d'une carrière située au flanc d'une des montagnes. Dans la vallée coule une large rivière et parallèlement à celle-ci, mais sur la rive opposée à celle de la carrière, passe une ligne de chemin de fer. Des blocs de granit pesant 14 tonnes sont enlevés de la carrière et transportés facilement par-dessus la rivière pour être déposés sur les wagons.

Pour le transport de matériaux quelconques ou

de marchandises prises à pied d'œuvre et déposées sur les trains ou les bateaux devant les amener, les câbles aériens sont d'une utilité pratique remarquable.

En Amérique, un matériel de transport aérien est appliqué dans les villes aux travaux de voirie, excavations pour la construction des égouts, pose et dépose des tuyaux sur une grande longueur, etc.

Les travaux y gagnent en vitesse et l'encombrement, déjà restreint, ne dure pas longtemps.

§ 5. TRANSMISSION PAR CHAINES

Les chaînes, formées de maillons, sont un intermédiaire flexible qu'on emploie très souvent pour lier deux rotations.

La meilleure chaîne de transmission est la chaîne Galle, employée dans les appareils de levages et qui constitue un perfectionnement notable de ces engins.

Le type élémentaire de la chaîne Galle est la chaîne de bicyclette que tout le monde connaît.

Pour des efforts plus grands, les fuseaux sont plus forts et les maillons sont composés de plusieurs lames juxtaposées en s'alternant pour joindre les fuseaux.

La chaîne s'enroule sur un pignon dont les dents s'engagent entre les fuseaux; elle forme, en somme, une *crémaillère articulée*. La distance d'axe en axe des fuseaux est le pas.

La vitesse de la chaîne se calcule en multipliant

le nombre de tours de la roue motrice par le nombre de dents de cette roue et ensuite par le pas de la chaîne.

Les nombres de tours des roues actionnées par une même chaîne sont inversement proportionnels à leurs nombres de dents.

Les chaînes conviennent aux transmissions dans lesquelles les axes sont très rapprochés, et quand il faut éviter tout glissement.

Les chaînes Galle sont les seules, avec leurs dérivées, c'est-à-dire celles dont les maillons affectent une forme étudiée pour une spécialité, qui sont vraiment applicables aux transmissions.

Les chaînes, au bout d'un temps assez court de marche, s'allongent d'une quantité notable. On les raccourcit alors de la longueur voulue et leur fonctionnement devient normal.

§ 6. FLEXIBLES

Les arbres flexibles ont été introduits en France vers 1866 par une maison américaine. Ils servent à lier un outil à un organe devant lui transmettre le mouvement situé dans une position quelconque.

Ces arbres sont ordinairement constitués par une succession de couches de fils d'acier enroulés les uns sur les autres, chaque couche étant formée de plusieurs fils juxtaposés et l'enroulement se faisant alternativement dans un sens et dans l'autre.

De cette disposition même naît leur inconvé-

nient. Un certain nombre de spires seules travaillent : celles enroulées dans le sens de la rotation, les autres, constituant déjà un poids mort à traîner, tendent à se desserrer et quand elles y réussissent, ce qui arrive souvent, elles s'arc-boutent sur la gaine provoquant l'arrêt du flexible et sa dislocation.

D'autre part, l'âme du flexible prise dans une gaine ne peut pas s'allonger ni se raccourcir pendant ou après un échauffement momentané. Les extrémités, soudées à l'étain, supportent l'effort et se brisent.

Dans le premier accident l'âme du flexible est perdue; dans le second, il faut la couper et la resouder dans son logement. Plusieurs de ces opérations rendent l'arbre trop court, il faut le remplacer.

Les flexibles de ce genre ne peuvent aussi tourner que dans un sens.

Ces défauts ont empêché ces appareils de se répandre comme leurs qualités l'auraient fait supposer. Cet outil peut, en effet, rendre de très grands services, puisqu'il permet d'effectuer mécaniquement un travail donné en un point quelconque d'une pièce, sans qu'il soit nécessaire de transporter cette pièce sur une machine-outil et de la déplacer plusieurs fois.

Dans l'établissement des charpentes métalliques, des poutrelles de ponts, des longerons et entretoises de locomotives, dans les travaux de grosse chaudronnerie, dans l'assemblage des tôles de platelages à l'intérieur des blindages pour les navires cuirassés, ils peuvent recevoir

une grande application au perçage des trous.

Quelques-uns de ces appareils ne présentent pas les inconvénients des flexibles à ressorts, la figure 234 nous montre celui inventé par M. Marotte, de Paris.

Ce flexible est une application appropriée très ingénieuse des joints universels.

Il est formé par une série d'éléments de forme cylindro-ovoïde A, terminés à chacune de leurs extrémités par des dents et réunis entre eux par des billes en acier dur cémentées et trempées B, sur lesquels ils sont sertis à froid. Ce sont ces éléments qui forment l'âme du flexible à la longueur voulue.

Les premiers éléments J, J, sont un peu différents, ils n'ont de dents qu'à une seule extrémité, l'autre est terminée, du côté de l'entraînement, par un tenon goupillé dans la mortaise de la partie extrême de l'arbre à bayonnette G et du côté du porte-outil par un trou carré dans lequel vient se goupiller la tige F du dispositif permettant l'allongement ou le raccourcissement.

Ce dispositif est formé par la tige F portant le premier élément et coulissant dans l'arbre D, solidaire du grain de butée C.

La rainure E limite la course de la clavette empêchant la tige F de sortir complètement de la douille.

Les frottements de l'arbre à bayonnette G, recevant le mouvement de rotation de la poulie P et de l'arbre du grain de butée C transmettant ce mouvement à l'outil, sont assurés par des coussinets en bronze H et H'. Le mouvement de la

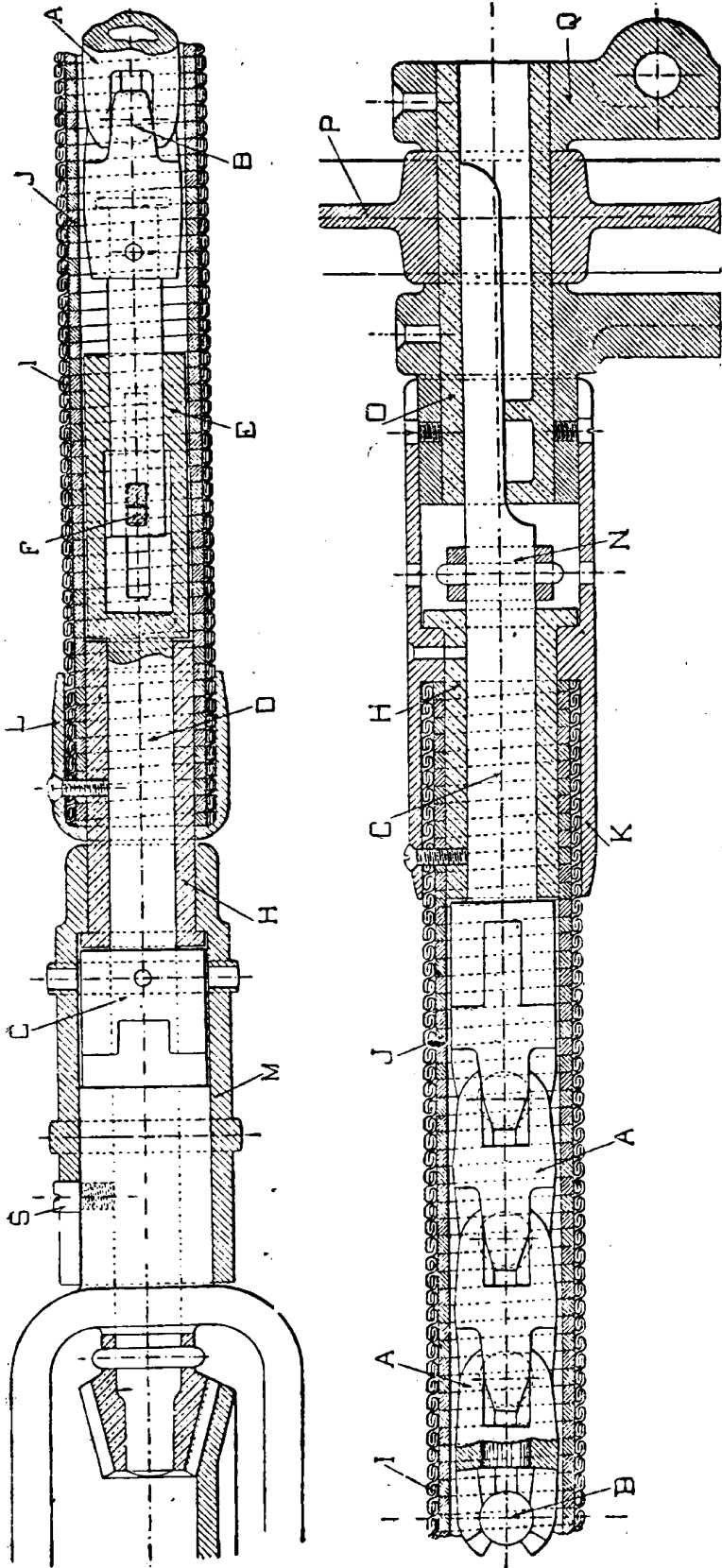


Fig. 234

bayonnette dans la poulie P est également assuré par une bague en bronze D.

L'âme ainsi constituée est enfermée dans une gaine métallique flexible et étanche I, armée d'un ressort J, en acier de 9×3 m/m dont les extrémités sont soudées à l'étain avec la gaine I. Les deux pièces K et L la relie à l'âme par des vis pénétrant dans les coussinets H H'.

Le grain de butée C du côté du porte-outil et la bague N goupillée sur l'arbre G empêchent l'âme de sortir de sa gaine; par conséquent, pour la graisser, on la retire en chassant ces deux goupilles et en desserrant les trois vis d'une des pièces L ou K et en tirant sur cette pièce.

Le manchon d'embrayage M s'emmanche d'un mouvement de bayonnette à droite ou à gauche sur la vis fixe S pour donner le mouvement au porte-outil.

Un crochet, fixé à la chape Q de la poulie d'entraînement P, sert, à l'aide d'une mouflette, à donner la tension au câble de transmission.

FIN

TABLE ANALYTIQUE DES MATIÈRES

PREMIÈRE PARTIE

Cinématique pure

	Pages
1. — Définitions	7
2. — Définition et but de la cinématique	9
3. — Mouvement uniforme.....	10
4. — Mouvement varié.....	14
5. — Mouvement uniformément varié. — Mouvement uniformément accéléré.....	22
6. — Mouvement uniformément varié. — Mouvement uniformément retardé.....	29
7. — Chute des corps.....	32
8. — Mouvement uniformément accéléré suivi d'uniformément retardé.....	33
9. — Exemple de représentation graphique des mouvements.....	35
10. — Mouvement d'un point dans l'espace ...	37
11. — Mouvements simples d'un solide invariable....	42
12. — Composition et décomposition des mouvements..	46
13. — Composition et décomposition de vitesses non situées sur le même plan	48
14. — Mouvement relatif.....	50
15. — Tangentes aux courbes, méthode de Roberval....	52
16. — Mouvement élémentaire d'une figure plane dans son plan. Théorème de Chasles.....	56
17. — Mouvement continu d'une figure plane dans son plan. Mouvement épicycloïdal plan.....	62
18. — Mouvement d'un solide parallèlement à un plan fixe.....	64
19. — Pivotement.....	68
20. — Mouvement élémentaire le plus général d'un corps solide.....	69
21. — Composition et décomposition des rotations.....	70
22. — Propriétés des courbes enveloppes.....	71

DEUXIÈME PARTIE

Cinématique appliquée

CHAPITRE I.

- § 1. — *Définitions.*
 § 2. — *Classification des mécanismes.*

CHAPITRE II.

Transmission d'un mouvement par friction.

- § 1. — *Arbres parallèles.*

	Pages
Appareil d'appel ou d'entraînement.....	80
Lisses.....	82
Friction intérieure.....	84
Engrenage à coin de Minotto.....	85
Réducteurs Decauville.....	86
Disques de Sellers.....	89
Plateaux à doubles galets.....	91

- § 2. — *Arbres perpendiculaires.*

Mouvement progressif.....	94
Presses à friction.....	95
Cônes de friction.....	97
Applications aux essoreuses.....	98
Réducteur de vitesse.....	101

CHAPITRE III.

Embrayages. — Freins

- § 1. — *Embrayages.*

Embrayage Piat.....	103
Embrayage de Dion et Bouton.....	105
Embrayages à cônes de friction.....	105
Embrayage pour changement de vitesse.....	109
Embrayage à blocage sur manchon.....	110

§ 2. — *Freins.*

	Pages
Frein à sabots.....	111
Frein à bande.....	112
Frein automoteur.....	113
Manivelle de sûreté Dubois.....	114
Frein différentiel.....	116
Frein à corde.....	117
Frein Lemoine (des omnibus).....	117
Frein à collier articulé (modérateur).....	118
Frein à friction sur l'organe de commande (modérateur).....	119
Frein à galet.....	120
Frein de sécurité automatique Rondet Schor..	121

CHAPITRE IV.

Engrenages.§ 1. — *Généralités.*

Principe des engrenages. — Définitions.....	124
Calcul des nombres de tours.....	126

§ 2. — *Axes parallèles. — Engrenages cylindriques. — Du profil des dents.*

Dénomination des différentes parties des engrenages cylindriques.....	127
Tracés des profils des dents.....	129
I. Une roue existe. — Tracé Poncelet..	130
II. On crée les roues ensemble.....	132
1° Tracé des profils en épicycloïdes.....	132
2° Tracé Poncelet.....	132
3° Tracés de Willis.....	134
4° Tracés par développantes de cercles.....	135

§ 3. — *Notation diamétrale.*§ 4. — *Applications des engrenages droits.*

1° Roue et pignon, multiplicateur de vitesse.	140
2° Pignon et roue, réducteur de vitesse.....	140
3° Equipages.....	141
4° Multiplicateurs ou réducteurs montés sans axes intermédiaires.....	144
Grossissement des moyeux.....	145

	Pages
5° Changements de vitesses.....	146
6° Changement de marche. — Intermédiaires.	147
7° Changements de vitesses avec marche ar- rière.....	149
<i>a.</i> — Changement de vitesse à embrayage à griffe.....	149
<i>b.</i> — Changement de vitesse par train ba- ladeur.....	152
<i>c.</i> — Changement de vitesse par embrayage à friction.....	154
8° Pompes à engrenages.....	159
9° Amélioration aux engrenages droits. — En- grenage à calage élastique.....	159
§ 5. — <i>Roue et pignon intérieur.</i>	
Applications.....	164
§ 6. — <i>Pignon et crémaillère.</i>	
Applications.....	166
§ 7. — <i>Axes concourants. — Engrenages coniques.</i>	
Désignation des différentes parties d'une roue conique.....	171
Applications des engrenages coniques.....	173
Débrayage et changement de marche.....	174
Changement de vitesse. Retour rapide.....	175
Régulateur pour moteurs hydrauliques.....	176
Arbres marchant sous un angle quelconque..	178
Engrenages à dents de bois.....	181
Taille des engrenages coniques en général....	183
§ 8. — <i>Engrenages hélicoïdaux.</i>	
Principe.....	184
Axes perpendiculaires.....	185
Engrenages à chevrons.....	187
Pas des engrenages hélicoïdaux. Notation diamétrale.....	188
§ 9. — <i>Roues et vis sans fin.</i>	
Vis tangente.....	192
Applications. — 1° Le dispositif est irréver- sible.....	192

	Pages
Directions des automobiles.....	193
2° Réducteurs de vitesse.....	193

§ 10. — *Engrenages elliptiques.*

Rapport des vitesses angulaires, calculs.....	196
Tracé des engrenages elliptiques.....	197
Courbes déduites de l'ellipse.....	199
Courbe elliptique et cercle excentré.....	200
Applications.....	202

§ 11. — *Engrenages épicycloïdaux et hypocycloïdaux.*

I. — Engrenages épicycloïdaux. Rapports des vitesses.....	204
Applications. — 1° Mouche ou roue planétaire de Watt.....	205
2° Paradoxe de Fergusson.....	206
3° Réducteurs.....	208
Détermination des modules.....	209
4° Dispositif genre Fergusson.....	211
5° Changements de vitesses.....	212
6° Train épicycloïdal Humpage.....	214
Principes généraux.....	216
7° Différentiel des automobiles.....	216
<i>a.</i> — A pignons coniques.....	217
<i>b.</i> — A pignons droits.....	220
<i>c.</i> — Second dispositif à pignons droits..	221
8° Appareil de Houldsworth.....	221
II. — Engrenages hypocycloïdaux.....	222
1° Engrenage de Lahire.....	222
2° Trains différentiels de Moore.....	224

§ 12. — *Engrenages à dents mobiles.*

Changement de vitesse Foccart.....	227
------------------------------------	-----

CHAPITRE V

Vis. — Filetage.

§ 1. — *Définitions. — Filetage.*

Filetage.....	238
---------------	-----

	Pages
Equipage des tours à fileter.....	239
Recherche des roues pour les filetages.....	240

§ 2. — Applications.

1° Ecrou fixe.....	244
2° Ecrou mobile.....	245
3° Direction irréversible pour automobile...	246
4° Vis télescopique.....	247
5° Vis différentielle de Prony.....	248
6° Vis à pas proportionnels.....	249
7° Vis à pas contraires.....	250
8° Vis parallèles.....	251
9° Vis à deux filets croisés.....	253
10° Vis d'obturation.....	254
11° Vis d'Archimède.....	255
12° Vis d'Archimède à pas progressif.....	256

CHAPITRE VI

Cames. — Excentriques. — Coins.

§ 1. — Descriptions. — Remarques.

1° Came agissant sur une tige.....	257
2° Came à double plateau.....	260
3° Came agissant sur un levier.....	260
4° Came à double plateau agissant sur un levier.....	261
5° Came à rainure.....	262

§ 2. — Tracé des cames.

1° Tracé d'une came donnant un mouvement uniforme.....	263
2° Tracé d'une came donnant un mouvement uniformément accéléré suivi d'un mouvement uniformément retardé, à l'axe d'un levier portant le galet.....	265
Remarque pour le cas où la came précédente agit sur une tige.....	268
3° Tracé d'une came à rainure.....	269
4° Etablissement des lois du mouvement.....	269
Cas d'une vitesse donnée.....	270
5° Courbes conjuguées sur deux plateaux.....	271

Pages

<i>a.</i> — Dans le cas de deux galets diamétralement opposés commandant une tige.	271
<i>b.</i> — Dans le cas de deux galets montés en triangle indéformable avec un point d'oscillation.....	273
§ 3. — <i>Groupement des cames dans une machine.</i>	
Cames proteïformes.....	276
§ 4. — <i>Cames et galets à axes concourants.</i>	
1° Came dont l'axe est perpendiculaire à celui du galet.....	277
2° Came dont l'axe est concourant avec celui du galet : Direction Denis pour automobiles.....	278
§ 5. — <i>Galets agissant sur des coulisses.</i>	
1° Mouvement de la tige se rapprochant de l'uniformément accéléré suivi de l'uniformément retardé.....	280
Débrayages américains monocordes.....	281
2° Mouvement uniforme de la tige.....	283
3° Mouvement rectiligne alternatif de la tige avec arrêt aux fins de courses.....	284
4° Mouvement rectiligne alternatif de la tige avec un temps perdu à une fin de course suivant une loi donnée.....	285
§ 6. — <i>Croix de Malte.</i>	
1° Croix de Malte simple.....	289
2° Demi-tour.....	291
3° Tiers de tour.....	291
4° Fraction de tour ayant un numérateur autre que l'unité.....	292
§ 7. — <i>Cames à chutes.</i>	
§ 8. — <i>Excentriques.</i>	
1° Excentrique triangulaire.....	296
2° Excentrique circulaire.....	297

§ 9. — *Plans inclinés. — Coins.*

	Pages
1° Plans inclinés fixes.....	298
2° Plans inclinés mobiles.....	300
3° Coins	300

CHAPITRE VII

Articulations. — Leviers et bielles.§ 1. — *Bielles et manivelles.*

1° Transformation du circulaire continu en circulaire alternatif; balancier.....	304
2° Transformation du circulaire continu en rectiligne alternatif; bielle.....	309
Influence des obliquités de bielles sur la loi des vitesses.....	310
Manivelle à longueur variable.....	312
3° Arbres coudés.....	312
4° Excentrique circulaire à collier.....	313
5° Liaison de deux manivelles par une bielle.	314
a. — Les deux manivelles sont égales....	314
b. — Les deux manivelles sont inégales,	
1 ^{er} cas.....	315
c. — Les deux manivelles sont inégales,	
2 ^o cas.....	316

§ 2. — *Articulations.*

1° Leviers articulés....	316
Rectiligne alternatif en rectiligne alternatif	317
Applications : Leviers automatiques....	318
Leviers à pédales.....	320
Leviers de cames.....	324
2° Genouillères.....	325
3° Liaison de leviers ayant des directions quelconques.....	328
Direction des automobiles. Quadrilatère.	329
4° Coulisses de renversement.....	333
Coulisse de Stephenson... ..	334
Coulisse d'Allan.....	336
5° Parallélogrammes articulés.....	336
Losange de Peaucellier.....	336
6° Dispositifs extensibles.....	338
Couronnes extensibles.....	339

§ 3. — *Encliquetages.*

	Pages
1° Rectiligne alternatif en circulaire discontinu de même sens.....	342
2° Rectiligne alternatif en circulaire périodique de sens constant.....	345
3° Cliquet muet.....	345
4° Circulaire continu en circulaire continu de même sens.....	346
5° Roues libres.....	347

§ 4. — *Détentes.*§ 5. — *Liaisons par joints.*

1° Liaison de deux arbres parallèles situés dans deux plans rapprochés. — Joint de Oldham.....	353
2° Liaison de deux arbres concourants. — Joint de Cardan.....	354

CHAPITRE VIII.

Transmission du mouvement par liens souples.§ 1. — *Poulies. — Moufles. — Palans.*

1° Poulie simple.....	359
2° Moufles. — Palans.....	362
3° Palan de White.....	363
4° Palan différentiel.....	363

§ 2. — *Poulies et courroies.*

1° Vitesse des courroies, nombres de tours de poulies.....	368
2° Classement.....	370

Courroies stables :

a. — Courroie droite.....	371
b. — Courroie croisée.....	371
c. — Courroie torse.....	371
d. — Courroies superposées.....	373

Courroies guidées :

a. — Axes concourants.....	374
b. — Axes parallèles.....	375

	Pages
c. — Liaison, par une seule courroie, de deux arbres à un troisième portant la poulie de commande.....	376
3° Remarques générales. — Ecartement des axes. — Différence des diamètres des poulies. — Inclinaison des courroies. — Equilibrage des poulies. — Montage. — Courroies. — Courroies en cuir. — Courroies doubles. — Courroies en coton. — Courroies homogènes. — Courroies en caoutchouc. — Entretien des courroies en cuir. — Glissement anormal. — Vitesse à donner aux courroies.....	380
4° Poulies folles. — Débrayages.....	382
5° Changements de marche.....	385
6° Changements de vitesses.....	390
7° Retours rapides.....	390
8° Vitesses multiples, cônes à étages.....	391
9° Vitesse progressive, cônes lisses. — Poulies extensibles.....	396
10° Equipage de poulies.....	401
11° Courroies à friction.....	403
a. — Poulies droites.....	403
b. — Cônes à étages.....	404
c. — Cônes lisses, 1 ^{er} cas.....	405
d. — Cônes lisses, 2 ^e cas.....	405
12° — Courroies d'accouplement élastique...	407

§ 3. — *Transmissions par cordes.*

§ 4. — *Transmissions funiculaires.*

§ 5. — *Transmissions par chaînes.*

§ 6. — *Flexibles.*

FIN

621.81 Q301 c.1

Mcanique pratique Les mcanismes Tr



087 204 368

UNIVERSITY OF CHICAGO

