

engrenages épicycloïdaux ; cet inconvénient, qui augmente avec le pas, peut devenir fort grave à cause des arc-boutements qui peuvent se produire.

2° Lors même que l'on donne à la tangente TT' le minimum d'inclinaison sur la ligne des centres, la hauteur des dents, dans le sens du rayon, est plus grande, pour un même pas, que dans les engrenages épicycloïdaux, ce qui diminue leur solidité d'autant plus que la courbure des développantes est toujours plus accentuée que celle des épicycloïdes.

En définitive, on devra employer les engrenages à développantes de préférence à tout autre, toutes les fois que l'effort à transmettre ne sera pas très considérable et qu'on voudra obtenir une grande régularité dans le mouvement, comme dans les horloges et dans tous les instruments de précision, par la raison que les pressions mutuelles des dents en contact sont constantes. Un autre avantage qui doit faire préférer cet engrenage, c'est que la distance des centres peut varier sans que la régularité du mouvement soit altérée, car il résulte des propriétés de la développante que la normale commune aux courbes, menée au point de contact, reste toujours tangente aux cercles conjugués et passe constamment par le point de tangence des cercles primitifs.

357. Tracé pratique des engrenages. — Les arcs de courbe, soit d'épicycloïde, soit de développante, qui forment le profil des dents dans les roues d'engrenage, ont toujours une longueur assez faible pour qu'il n'y ait pas d'inconvénient, dans la construction, à remplacer la portion de courbe théorique par un ou plusieurs arcs d'une autre courbe plus simple à tracer et se confondant sensiblement avec le profil exact. La circonférence étant la courbe la plus facile à décrire, il est tout naturel qu'on ait cherché à l'utiliser.

Lorsqu'on n'a pas besoin d'une grande exactitude, on peut remplacer le profil de la dent par un seul arc de cercle dont le rayon et le centre sont convenablement déterminés ; mais si l'on veut une plus grande approximation, on arrive à un degré d'exactitude qui suffit aux exigences de la pratique, en remplaçant le profil des dents par deux arcs de cercle dont l'un forme la face et l'autre le flanc. Nous allons donner le tracé de ces engrenages au moyen de la méthode indiquée par

Euler et introduite par Robert Willis dans les ateliers anglais ; cette méthode repose sur les théorèmes relatifs à la théorie des engrenages, due également à ce savant.

358. Tracé des dents par deux arcs de cercle. — Pour cette construction, on s'impose la condition que le point d'action exact du profil de la dent menante sur la dent menée ait lieu un peu avant et un peu après la ligne des centres et à égale

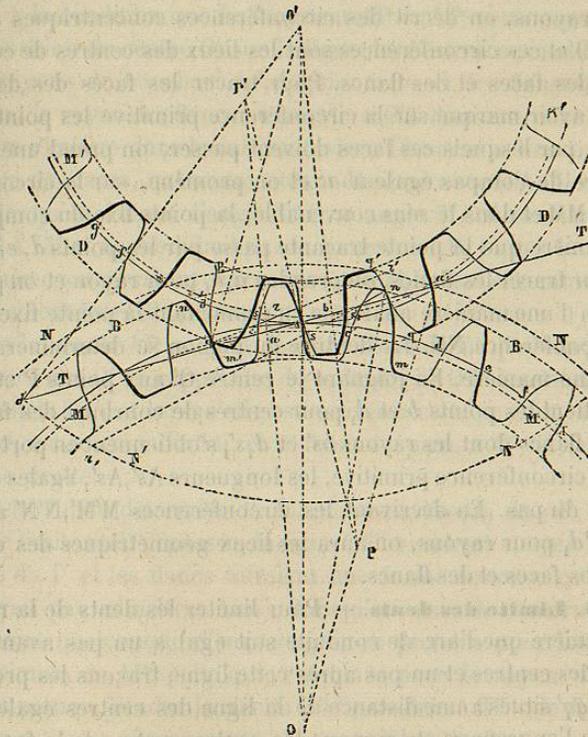


Fig. 239.

distance de cette ligne ; nous prendrons cette distance égale à la moitié du pas.

Soient O et O' (*fig. 239*) les circonférences primitives de la roue et du pignon ; par leur point de contact A , menons la droite TT' qui peut être quelconque, mais qui, d'après Willis, doit faire un angle de 75° avec la ligne des centres pour que les dents aient une forme convenable. Menons, par le point A , la perpendiculaire PP' à la droite TT' et prenons sur cette

ligne des longueurs quelconques AP, AP' , mais égales entre elles. Joignons le centre O aux points P et P' ; les lignes OP, OP' rencontrent la droite TT' aux points a, a_1 qui sont les centres des arcs de cercles formant les faces et les flancs des dents de la roue O . Pour obtenir leur rayon, prenons sur la circonférence primitive O , des longueurs Ac, Ac_1 égales à la moitié du pas; ac est le rayon des faces et a_1c_1 celui des flancs; avec Oa et Oa_1 pour rayons, on décrit des circonférences concentriques à la roue O et ces circonférences sont les lieux des centres de courbure des faces et des flancs. Pour tracer les faces des dents, après avoir marqué sur la circonférence primitive les points d, e, f, \dots par lesquels ces faces doivent passer, on prend une ouverture de compas égale à ac et on promène, sur la circonférence MM et dans le sens convenable, la pointe fixe du compas, de manière que la pointe traçante passe par les points d, e, f, \dots

Pour tracer les flancs, on prendra a_1c_1 pour rayon et on procédera d'une manière analogue en promenant la pointe fixe sur la circonférence NN . La denture du pignon se déterminera de la même manière. En joignant le centre O' aux points P et P' , on obtient les points b et d_1 pour centres de courbure des faces et des flancs dont les rayons bs' et $d_1s'_1$ s'obtiennent en portant, sur la circonférence primitive, les longueurs As', As'_1 égales à la moitié du pas. En décrivant les circonférences $M'M', N'N'$ avec $O'b, O'd_1$ pour rayons, on aura les lieux géométriques des centres des faces et des flancs.

359. Limite des dents. — Pour limiter les dents de la roue de manière que l'arc de conduite soit égal à un pas avant la ligne des centres et un pas après cette ligne, traçons les profils mn et qq' situés à une distance de la ligne des centres égale au pas de l'engrenage et joignons les centres s et r_1 de la face de la roue et du flanc du pignon. La droite sr_1 est la normale commune aux courbes et n leur point de contact. La conduite devant cesser à partir de cette position, on limitera les faces en décrivant la circonférence BB du point O comme centre avec On pour rayon.

On limitera pareillement les faces des dents du pignon en déterminant le point de contact p' des courbes $p'p'_1, m'n'$ situées un pas avant la ligne des centres, et en décrivant la circonférence DD du point O' comme centre avec $O'p'$ pour rayon.

Les flancs se limiteront comme dans tous les autres tracés d'engrenage.

360. Remarque importante. — Dans le tracé pratique de Willis, la denture de l'une quelconque des roues est complètement indépendante de l'autre. En effet, les dents de la roue O ne changeraient pas de forme lors même que cette roue engrènerait avec un autre pignon dont le rayon serait différent de $O'A$, à la condition que la longueur $AP = AP'$ reste constante. La position du centre O' sur la ligne des centres ne modifie que les rayons de courbure $bs', d_1s'_1$ des faces et des flancs du pignon; le rayon des flancs augmente si $O'A$ diminue, et ce même rayon diminue dans le cas contraire; l'inverse a lieu pour le rayon des faces, qui augmente ou diminue avec $O'A$. Il résulte de là qu'en faisant l'angle $TAO = \text{angle } T'AO'$ constamment égal à 75° et ne modifiant pas la longueur AP , toutes les roues de même pas pourront engrèner convenablement ensemble quels que soient leurs diamètres.

La longueur AP ne peut pas être absolument quelconque. A mesure que O' se rapproche de A , la droite $O'P'$ tend à devenir parallèle TT' , et lorsqu'elle est arrivée à cette position, le centre d_1 est rejeté à l'infini, et le flanc du pignon O' devient une ligne droite.

Cette limite détermine la longueur maximum de AP , car si cette limite était dépassée, la ligne $O'P'$ viendrait couper TT' du côté de T' et les flancs auraient une forme concave qu'on ne saurait pas admettre. Ainsi, lorsqu'on aura à construire un système quelconque d'engrenages, on prendra pour longueur maximum de AP' celle qui, combinée avec le rayon du plus petit pignon, rendra la droite $O'P'$ parallèle à TT' ; le flanc du plus petit des pignons sera alors une ligne droite.

La méthode que nous avons employée pour limiter les dents a l'avantage de faire voir que cet engrenage ne transmet pas rigoureusement le mouvement avec rapport constant de vitesses angulaires, puisque les normales communes aux courbes ne passent pas par le point de contact A des cercles primitifs. Il n'y a que lorsque les profils en contact se trouvent aux points c et c_1 ou s' et s'_1 que cette condition existe; avant, les normales passent au-dessus du point A , et, après, elles passent au-dessous de ce même point.

A notre avis, le meilleur tracé pratique est celui qui consiste à tracer rigoureusement les courbes de profil et à chercher ensuite, par tâtonnements, le rayon et le centre des arcs de cercle qui se confondent sensiblement avec la portion utile de ces profils.

361. Roues à alluchons. — Dans certains cas particuliers comme, par exemple, si une roue d'un grand diamètre doit communiquer un mouvement rapide de rotation à un petit pignon, il y a avantage à substituer, aux dents en fonte de la roue, des dents en bois, si toutefois l'épaisseur de cette dent n'est pas inférieure à 12 millimètres.

Les figures 240 et 241 représentent les coupes transversale et longitudinale de la jante d'une roue dite à *alluchons*. Cette

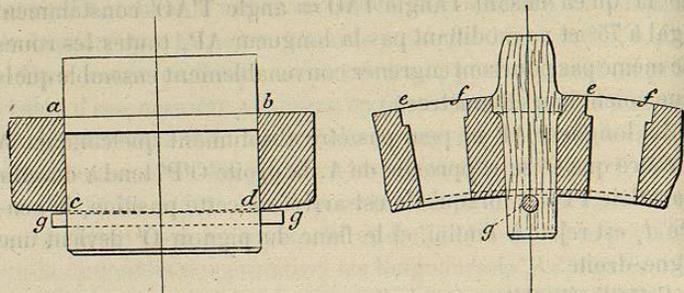


Fig. 240.

Fig. 241.

jante porte des évidements rectangulaires *a, b, c, d*, également distants, et terminés extérieurement par une partie un peu plus large *ef*. Les dents en bois viennent s'emmancher à force dans ces cavités; l'épaulement *ef* limite leur enfoncement, et une goupille *gg* assure leur fixité. Le profil des dents est ensuite obtenu soit à la main, soit mécaniquement au moyen d'une machine à tailler les engrenages.

Par cette disposition, la transmission a lieu sans bruit, et les dents usées ou cassées se remplacent facilement, ce qui est beaucoup moins dispendieux que de faire une nouvelle roue.

Le bois employé pour les dents est du sorbier ou du charme; puis pour durcir et préserver ce bois des détériorations, on enduit les dents d'un mélange pâteux composé d'huile d'olive, de saindoux et de mine de plomb.

362. Engrenages intérieurs. — On appelle *engrenages inté-*

rieurs les engrenages dont le cercle primitif du pignon est tangent intérieurement au cercle primitif de la roue. Dans ce cas, le point de contact des circonférences primitives se trouve sur le prolongement de la ligne des centres, et les deux arbres tournent dans le même sens.

Théoriquement, tous les tracés que nous avons donnés pour les engrenages sont applicables aux engrenages intérieurs; mais, en pratique, on rencontre des difficultés qui les rendent inacceptables.

Dans les engrenages intérieurs, la jante de la grande roue est extérieure à sa circonférence primitive et elle a la forme d'une couronne placée en porte-à-faux à l'extrémité de son arbre.

Les engrenages intérieurs à lanterne, de même que les engrenages extérieurs du même genre, ne peuvent pas être réciproques. Si la roue conduit le pignon, on donne à celui-ci la forme d'une lanterne, et on prend pour profils des faces et des flancs des dents de la roue, des courbes parallèles à l'hypocycloïde et à l'épicycloïde engendrées par un point de la circonférence primitive du pignon, roulant intérieurement et extérieurement à la circonférence primitive de la roue.

On peut aussi disposer les fuseaux sur la circonférence primitive de la roue et armer de dents le pignon; dans ce cas, c'est le pignon qui conduit.

L'engrenage intérieur à flancs n'est pas réalisable; on verrait facilement, en faisant l'épure, qu'on ne peut pas armer, à la fois, de faces et de flancs les deux roues conjuguées, et l'engrenage n'est pas réciproque; les flancs droits pour la roue sont même complètement inadmissibles. Quand on veut employer ce tracé, on donne des faces hypocycloïdales à la roue, des flancs droits au pignon, et c'est la roue qui conduit.

Le tracé des engrenages à développantes donne aux dents de la roue des profils concaves; cet inconvénient ne peut s'atténuer qu'en faisant un grand nombre de dents, et le contact n'a lieu qu'à une petite distance avant et après la ligne des centres.

363. Engrenage intérieur à profils mixtes. — Le tracé qu'il convient le mieux d'employer, pour les engrenages intérieurs, est le suivant: Soient *CC* et *C'C'* (*fig. 242*) les circonférences primitives de la roue et du pignon, et *A* leur point de

contact. Traçons deux cercles roulants, l'un $c'c'$ quelconque et l'autre cc ayant pour diamètre le rayon $O'A$ du pignon. Le cercle cc roulant à l'intérieur de la circonférence CC engendre l'hypocycloïde AM , profil des faces de la roue; ce même cercle, roulant à l'intérieur du cercle $C'C'$, décrit une hypocycloïde qui se confond avec le diamètre OA du pignon, et par suite les flancs de celui-ci sont droits. Le cercle $c'c'$ roulant sur la circonférence $C'C'$, engendre l'épicycloïde AM' , profil des faces du pignon; ce même cercle, roulant sur la circonférence CC , décrit l'épicycloïde AM_1 , profil des flancs de la roue.

Tous les profils étant ainsi déterminés, on achèvera le tracé

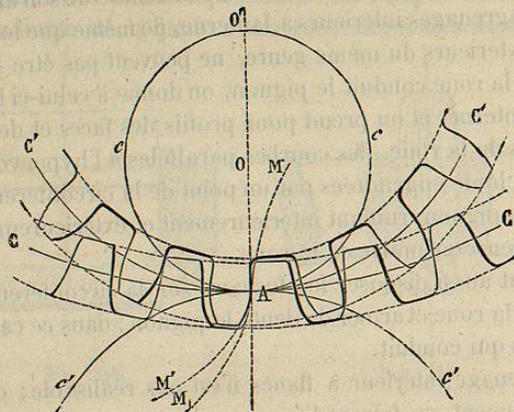


Fig. 242.

et on limitera les dents comme il a été dit pour les engrenages à flancs, en remarquant que le contact a toujours lieu sur les cercles roulants.

Le cercle roulant $c'c'$ peut être quelconque, mais afin que les dents du pignon ne soient pas trop longues et trop pointues, il convient de le prendre assez grand; généralement on lui donne un diamètre égal à celui du pignon.

364. Mouche de Lahire. — Lorsque le diamètre du pignon est égal à la moitié du diamètre de la roue, c'est-à-dire à son rayon, l'hypocycloïde décrite par un point quelconque de la circonférence primitive du pignon se réduit au diamètre du cercle roulant. Si donc, la roue étant fixe et le pignon mobile autour d'un axe passant par le centre de cette roue, on articule sur la

jante du pignon la tête d'une bielle en un point situé sur sa circonférence primitive, on obtiendra un mouvement rectiligne alternatif de cette bielle, et sa course sera égale à un diamètre de la roue pour une révolution entière du pignon. Il résulte de là que, pour un parcours complet de la roue par le pignon, on obtiendra une double course ascendante et descendante de la bielle.

Cet appareil réalisé par With, sur des principes exposés par Lahire, n'est pas d'une application pratique dans l'industrie.

365. Cas particulier. — Supposons que dans le plateau A

(fig. 243) constituant la roue, on ait pratiqué un certain nombre de rainures équidistantes, six par exemple, dont les axes sont dirigés suivant des diamètres, et que le pignon mobile autour de son centre O soit formé par trois branches égales à son rayon, et divisant la circonférence en trois secteurs égaux. Ces branches étant terminées par des galets mobiles dans les rainures de

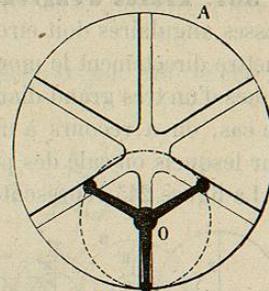


Fig. 243.

la roue, on obtiendra le mouvement de rotation de cette roue en faisant tourner l'axe du pignon, et les deux mouvements seront de même sens avec un rapport de vitesse angulaire égal à un demi. L'axe de chaque galet décrit une hypocycloïde correspondante à l'axe de chaque rainure et la transmission du mouvement s'opère sans bruit et sans choc.

366. Roues parasites. — Les engrenages intérieurs sont fort peu employés, car il est toujours facile d'obtenir des rotations de même sens au moyen d'engrenages extérieurs. En effet, soient O et O'' (fig. 244) la projection de deux axes qui doivent tourner dans le même sens. Montons sur ces axes

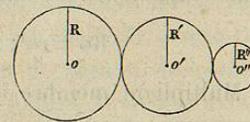


Fig. 244.

deux roues d'engrenage ordinaires, de manière que leurs dents ne se touchent pas et dont les rayons R et R'' soient dans le rapport inverse des vitesses angulaires données; puis disposons une troisième roue quelconque O' engrenant avec les deux autres. Si l'on fait tourner la roue O de gauche à droite par exemple, la

roue O' tournera de droite à gauche et forcera le pignon O'' à tourner dans le même sens que la première roue.

Dans ce système, le rapport des vitesses angulaires des roues O et O'' est le même que si ces roues engrenaient directement ; en effet, pendant le mouvement, les vitesses linéaires des circonférences primitives sont égales, et si l'on appelle $\omega, \omega', \omega''$ les vitesses angulaires des trois roues, on aura :

$$R\omega = R'\omega' = R''\omega'' \text{ d'où } \frac{\omega}{\omega''} = \frac{R''}{R}$$

367. Trains d'engrenages. — Lorsque le rapport des vitesses angulaires doit être très grand, on ne peut plus transmettre directement le mouvement, car il faudrait employer des roues d'un très grand diamètre et des pignons trop petits ; dans ce cas, on a recours à un ou plusieurs arbres intermédiaires sur lesquels on cale des pignons et des roues.

La figure 245 représente un train avec deux arbres intermédiaires. La roue A engrène avec le pignon b et fait tourner la roue B ; celle-ci engrène avec le pignon c et fait tourner la roue C qui communique enfin le mouvement au pignon d .

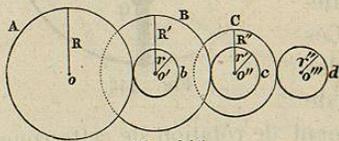


Fig. 245.

Le rapport des vitesses angulaires de la première roue et du dernier pignon est égal au rapport du produit des rayons des pignons et du produit des rayons des roues ; r, r', r'' étant les rayons des pignons et $\omega, \omega', \omega'', \omega'''$ les vitesses angulaires des axes O, O', O'', O''' , on aura, en considérant successivement chaque couple de roues conjuguées :

$$R\omega = r\omega'; R'\omega' = r'\omega''; R''\omega'' = r''\omega'''$$

Multipliant membre à membre et supprimant les facteurs communs, on aura :

$$RR'R''\omega = rr'r''\omega''' \text{ d'où } \frac{\omega}{\omega'''} = \frac{rr'r''}{RR'R''}$$

368. Cas particulier des engrenages plans. — Supposons que, dans un engrenage extérieur ou intérieur, le rayon de la roue augmente de plus en plus jusqu'à devenir infini ; à la limite,

sa circonférence deviendra une ligne tangente à la circonférence primitive du pignon. La roue se trouve alors remplacée par une barre droite portant la denture sur la face tournée vers le pignon ; cette barre porte le nom de *crémaillère*, et elle doit être guidée de manière à ne pouvoir prendre qu'un mouvement de translation suivant sa direction propre.

Cet engrenage sert à transformer un mouvement circulaire continu ou alternatif en un mouvement rectiligne continu ou alternatif et réciproquement ; il n'est qu'un cas particulier des autres engrenages et par suite tous leurs tracés lui sont applicables. Nous ne parlerons que de deux tracés qui offrent quelques particularités.

369. Crémaillère à flancs. — Soient O (fig. 246) le cercle

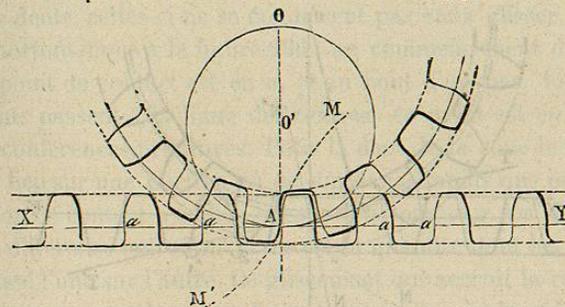


Fig. 246.

primitif du pignon et XY la ligne primitive de la crémaillère. Le rayon OA qui passe au point de contact prend, par extension, le nom de *ligne des centres*. Traçons un cercle roulant O' ayant pour diamètre le rayon du pignon ; ce cercle roulant sur la ligne XY engendre une cycloïde AM , profil des faces de la crémaillère ; le même cercle, roulant à l'intérieur du cercle O , décrit un diamètre OA , profil des flancs du pignon. Le cercle roulant qui doit engendrer les faces du pignon se trouve avoir un rayon infini ; sa circonférence se confond avec la ligne XY et l'épicycloïde se transforme en une développante AM' , décrite par le point A de la droite XY s'enroulant sur la circonférence primitive du pignon ; le profil des faces du pignon est donc une développante. Quant aux flancs de la crémaillère, on les obtient en raccordant avec les courbes des faces, des droites perpendiculaires à sa ligne primitive.

Les dents se limitent comme dans les autres engrenages, en remarquant que, à gauche de la ligne des centres, le flanc du pignon conduit la face de la crémaillère, et le contact a lieu sur le cercle roulant, tandis que de l'autre côté de la ligne des centres, c'est la face du pignon qui conduit le flanc de la crémaillère, et le contact a constamment lieu sur la ligne XY.

Dans ce tracé, les flancs de la crémaillère ne servent qu'à donner passage aux dents du pignon. En effet, pendant la rotation du pignon autour de son centre O, la droite XY lui est toujours tangente; elle est donc constamment normale à toutes les faces du pignon et, comme il est dit plus haut, le contact de ces faces avec les flancs de la crémaillère se fait sur la ligne XY, c'est-à-dire aux points *a*, sans jamais descendre plus bas.

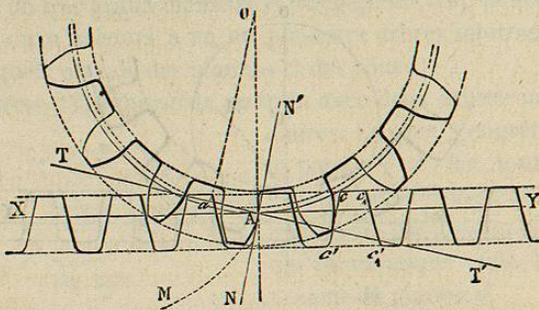


Fig. 247.

Il en résulte que les dents de la crémaillère s'usent promptement vers ces points *a* d'action unique et les profils se déforment; en outre, une crémaillère taillée pour un pignon déterminé ne peut pas engrener avec un autre pignon de diamètre différent, quoique ayant même pas.

370. Crémaillère à flancs courbes. — On évite ce double inconvénient en adoptant des flancs courbes. Les cercles générateurs sont quelconques; les faces et les flancs de la crémaillère sont des cycloïdes, et les faces et les flancs du pignon sont des épicycloïdes et des hypocycloïdes; mais ces dernières ne sont plus des lignes droites. Par ce tracé, on retombe dans le cas des engrenages épicycloïdaux.

371. Crémaillère à dents obliques. — Le tracé des engrenages à développantes donne à la crémaillère une forme particulière représentée par la figure 247. Menons la droite TT'

passant par le point de contact A des lignes primitives du pignon et de la crémaillère. L'un des cercles conjugués se décrira avec *Oa* pour rayon et sa développante sera AM; l'autre aura son centre à l'infini et sa développante sera une ligne droite NN' perpendiculaire à la tangente commune TT'. La courbe AM sera le profil des dents du pignon et la droite NN' celui des dents de la crémaillère. Le contact devant toujours avoir lieu sur la normale commune TT' aux deux développantes, on limitera les dents comme on l'a fait pour les engrenages à développantes. Les dents de la crémaillère ont la forme d'un trapèze $cc_1c'_1$.

372. Glissement dans les engrenages. — Dans tous les engrenages et quelle que soit la courbe employée pour le profil des dents, celles-ci ne se conduisent pas sans glisser. En effet, reportons-nous à la figure 236; au commencement de la prise le point de contact est en *n*, et au bout d'un pas, lorsque les dents passent à la ligne des centres, ce point est en A sur les circonférences primitives. Pour la dent de la roue le contact a eu lieu sur une portion *an* de son flanc, tandis que pour le pignon ce contact a eu lieu sur toute la longueur *Am'* de sa face. La différence entre *Am'* et *an* est la quantité dont les dents ont glissé l'une sur l'autre. Ce glissement qui accroît la résistance, augmente avec le pas et l'arc de conduite; on le réduira donc en augmentant le nombre des dents autant que le permettra l'épaisseur qu'elles doivent avoir pour résister à l'effort à transmettre et en les faisant le plus courtes possible.

373. Arc-boutement. — On appelle *arc-boutement* l'effet qui se produit lorsque, dans un engrenage mal exécuté, le contact commence à une trop grande distance avant la ligne des centres. Revenons encore à la figure 236 et soient *O'* la roue menante et *n'* le point de contact des flancs de la roue *O'* et de la face de la roue *O*; joignons *O'n'* et *On'*; la somme des droites *O'n'* et *On'* est évidemment plus grande que la ligne des centres *OO'*, et cette somme diminue graduellement pour devenir égale à *OO'*. Par conséquent, jusqu'à leur passage à la ligne des centres, les dents en contact agissent en se poussant et tendent à pénétrer l'une dans l'autre: c'est ce qui constitue l'arc-boutement. Il peut y avoir arrêt dans le mouvement ou rupture des dents. Après la ligne des centres, la somme $O'n + On'$ allant

toujours en croissant, les dents tendent au contraire à se dégager et cet inconvénient n'existe plus.

L'arc-boutement serait évité en supprimant le contact avant la ligne des centres, comme dans l'engrenage à lanterne, mais alors l'engrenage ne serait pas réciproque. Dans la construction actuelle, on fait généralement conduire d'une quantité égale au pas avant et après la ligne des centres, en donnant peu d'épaisseur aux dents et en augmentant leur largeur; l'engrenage étant bien exécuté, les dangers de l'arc-boutement sont peu à craindre.

374. Coinçage. — On appelle *coinçage* l'effet qui se produit lorsque, dans un engrenage, les arbres conducteur et conduit ne sont pas exactement parallèles, ou que les plans des roues ne sont pas perpendiculaires aux axes des arbres; dans ces deux cas, le contact n'a plus lieu suivant une génératrice, et du côté où les plans des roues forment un angle aigu, la surface limitant extérieurement la dent vient s'appliquer fortement contre la surface limitant intérieurement le creux correspondant; il en résulte un frottement considérable qui peut même arrêter le mouvement. Pour éviter le coinçage, il suffit d'opérer convenablement le montage des arbres et des roues.

375. Axes concourants. — Cônes de friction. — Lorsque les axes se rencontrent sous un certain angle, si l'effort à transmettre n'est pas considérable, on peut opérer la transmission par simple adhérence. Soient O et O' (fig. 248) les axes qui se rencontrent au point S ; menons, dans l'angle OSO' , une droite quelconque SA ; cette droite, entraînée par la rotation de l'axe O , engendre un cône droit SAB à base circulaire, et la même droite, en tournant autour de l'axe O' , engendre le cône SAB' . Ces deux cônes se touchent suivant la génératrice SA , et s'ils sont suffisamment pressés l'un contre l'autre, le cône moteur fera tourner le cône conduit sans qu'il y ait le moindre glissement. Appelons ω et ω' les vitesses angulaires des axes O et O' , R et R'

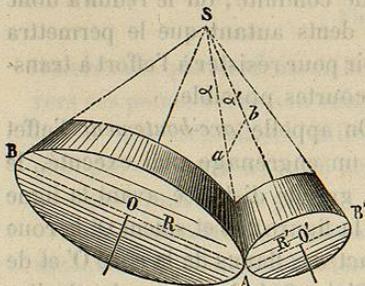


Fig. 248.

les rayons des circonférences de base des cônes respectifs; la vitesse linéaire au point A sera ωR sur la circonférence O , et $\omega' R'$ sur la circonférence O' . Le glissement étant supposé nul, ces deux vitesses linéaires sont égales, et l'on a :

$$\omega R = \omega' R' \text{ d'où } \frac{\omega}{\omega'} = \frac{R'}{R} \quad (1)$$

ce qui montre que les vitesses angulaires des axes sont en raison inverse des rayons des sections droites des cônes, faites par un même point de la génératrice de contact, ou, en d'autres termes, que le mouvement est transmis avec rapport constant de vitesses angulaires.

Les triangles SOA , $SO'A$ sont rectangles et donnent :

$$R = SA \sin \alpha \text{ et } R' = SA \sin \alpha'$$

$$\text{d'où : } \frac{R}{R'} = \frac{SA \sin \alpha}{SA \sin \alpha'} = \frac{\sin \alpha}{\sin \alpha'}$$

Remplaçant dans la relation (1) il vient :

$$\frac{\omega}{\omega'} = \frac{\sin \alpha'}{\sin \alpha}$$

Cette relation permet de trouver la direction de la droite SA lorsqu'on connaît le rapport des vitesses angulaires. En effet, par un point quelconque b de l'axe O' menons ba parallèle à l'axe O ; dans le triangle Sab , les côtés étant proportionnels aux sinus des angles opposés, on a :

$$\frac{ab}{\sin \alpha'} = \frac{Sb}{\sin \alpha} \text{ d'où } \frac{ab}{Sb} = \frac{\sin \alpha'}{\sin \alpha} = \frac{\omega}{\omega'}$$

Donc, si l'on prend sur l'axe O' une longueur Sb représentant la vitesse angulaire ω' et si par le point b on mène à l'axe O une parallèle ba représentant la vitesse ω , la droite SaA sera la génératrice de contact des deux cônes qui se conduiront dans le rapport donné de vitesses angulaires.

Dans la pratique, on n'emploie jamais les cônes entiers, et l'on se contente de deux troncs de cône de faible hauteur.

376. Engrenages coniques. — Les cônes de friction sont très peu employés, car il arrive rarement que la simple adhérence suffise pour transmettre et assurer le mouvement. On les