

Chapitre 6.

Transmission

*Université Mohamed Seddik Ben Yahia -
Jijel-*



Dr. DERAÏ SAMIR

Table des matières



Introduction	4
I - Transmission de puissance par poulie et courroie :	5
1. Les courroies :	5
2. Composition des courroies :	6
3. Classification des courroies :	6
3.1. <i>Courroies plates</i> :	7
3.2. <i>Courroies trapézoïdales</i> :	7
3.3. <i>Courroies synchrones</i> :	8
3.4. <i>Courroies rondes</i> :	8
4. Avantages et inconvénients :	9
II - Transmission de puissance par pignon et chaîne :	10
1. Les chaînes:	10
2. Classification de chaînes	10
2.1. <i>Les chaînes à rouleaux</i>	10
2.2. <i>Les chaînes silencieuses</i>	11
3. Conditions de fonctionnement des chaînes :	12
4. Avantages et inconvénients des chaînes :	12
III - Transmission de puissance par roues de friction :	13
1. Principe de fonctionnement :	13
2. Matériaux des roues de friction :	13
3. Avantages et inconvénients :	14
3.1. <i>Avantages</i> :	14
3.2. <i>Inconvénients</i> :	14
IV - Transmission de puissance par engrenages :	15
1. Géométrie des engrenages :	15
2. Classification des engrenages :	16
2.1. <i>Roues cylindriques à dentures droites</i> :	17
2.2. <i>Roues cylindriques à dentures hélicoïdales</i> :	18

2.3. Roues coniques :	19
2.4. Roue et vis sans fin :	20
V - Calcul et dimensionnement :	23
1. Choix des matériaux :	23
2. Étude cinématique :	23
3. Etude dynamique :	23
3.1. Denture droite :	24
3.2. Denture hélicoïdale :	25
4. Rendement :	26

Introduction



La transmission de puissance entre un arbre moteur et un organe récepteur se fait soit par :

1. *Prolongement* : à l'aide d'un accouplement rigide ou élastique, embrayage.
2. *Sans prolongement* : à l'aide d'une:
 - *Liaison articulée*: Joint de cardan, joint homocinétique, joint d'Oldham.
 - *Liaison par lien flexible ou souple entre arbres éloignés*: Poulies et courroies, roues et chaînes.
 - *Liaison rigide entre arbres rapprochés*: Roues de friction et engrenages.
 - *Liaison avec modification de la vitesse ou du sens de rotation*: Inverseurs, boîtes de vitesses, réducteurs de vitesses, variateurs de vitesses.

Transmission de puissance par poulie et courroie :



Les courroies :	5
Composition des courroies :	6
Classification des courroies :	6
Avantages et inconvénients :	9

Les courroies sont des éléments flexibles qui permettent de transmettre la puissance lorsque l'arbre moteur et l'arbre entraîné sont éloignés l'un de l'autre. L'utilisation de ces éléments constitue une solution constructive plus simple et plus économique. D'autre part, l'élasticité de ces éléments permet d'absorber les chocs et les vibrations, ce qui contribue à rendre la transmission silencieuse et à augmenter leur durée de vie. Leur durée de vie étant limitée, il est nécessaire donc de prévoir un plan d'entretien périodique pour surveiller l'usure, le vieillissement, la perte d'élasticité, et prévoir les remplacements aux premiers signes de dégradation.

1. Les courroies :

Les courroies permettent la transmission du mouvement circulaire continu entre deux arbres moteur et récepteur éloignés l'un de l'autre dont les axes peuvent occuper diverses positions relatives (Figure 1); axes parallèles (a), montage le plus courant, avec brin croisé (b), pour l'inversion du sens de rotation. Axes perpendiculaires orthogonaux (c) ou axes inclinés d'un angle quelconque dans deux plans parallèles (d).

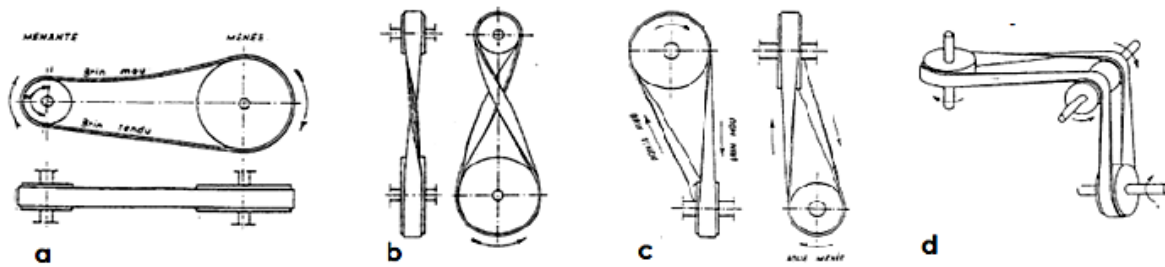


Figure 1: Transmission par courroies.

2. Composition des courroies :

Autrefois, Les courroies sont fabriquées en cuir ou en caoutchouc. Aujourd'hui, elles sont généralement formée d'une structure fibreuse (nature diverse, corde, tissage, kevlar...), noyée dans un corps élastomère obtenu par un coulage en moule. Cette composition synthétique (Figure 2) assure aux courroies les qualités suivantes :

- bonne résistance aux agents extérieurs (hydrocarbure, graisse...),
- grande flexibilité et aptitude à travailler sur deux faces (galet tendeur), - faible masse volumique (effet centrifuge diminué),
- bonne résistance à la température et à la rupture.

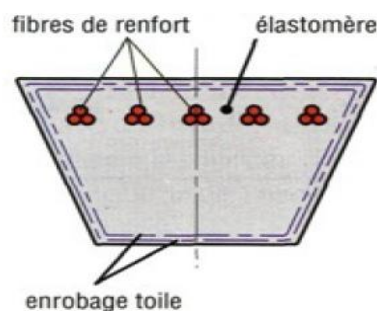


Figure 2: Section en coupe d'une courroie trapézoïdale.

Pour former une courroie, les deux extrémités des liens peuvent être agrafées, collées, cousues (pour courroie en textile ou cuir).

3. Classification des courroies :

D'une manière générale, il existe deux catégories de courroies: les courroies plates et les courroies trapézoïdales. Mais selon la transmission, on trouve d'autres catégories qui ont la même forme de section mais avec des spécifications de géométrie.

3.1. Courroies plates :

Ce type de courroies permet la transmission des vitesses circonférentielles très importantes, Jusqu'à 80 m/s. Elles sont utilisées pour des axes parallèles ou non, ce qui permet de concevoir des systèmes limiteur de couple.

Le glissement inévitable, due à la géométrie de ces courroies (Figure 3), limite considérablement les couples transmissibles. En effet, leur emploi nécessite souvent l'utilisation d'un galet tendeur ou d'un système de tension par un réglage de l'entraxe.

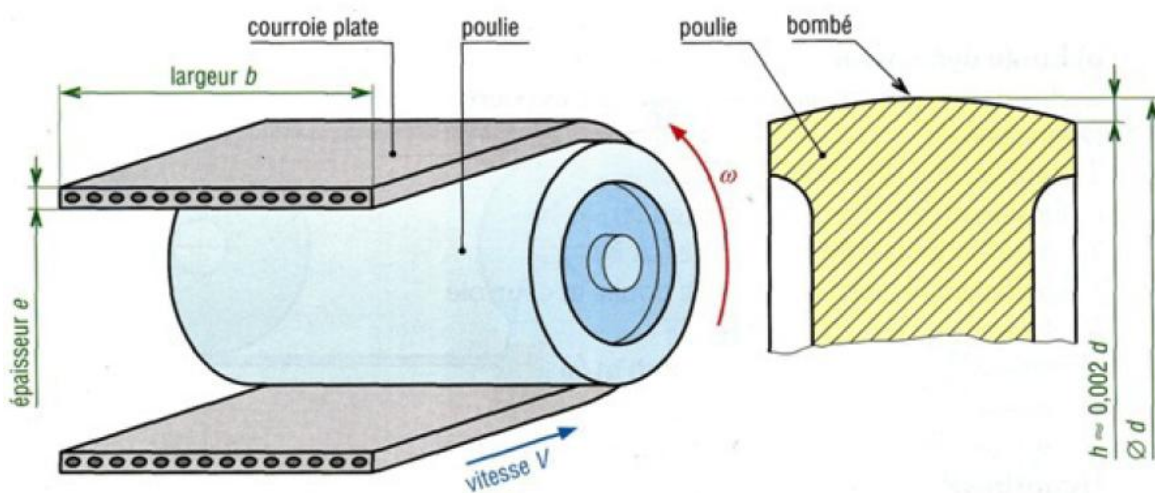


Figure 3: Transmission par courroie plate.

3.2. Courroies trapézoïdales :

La forme trapézoïdale permet une meilleure adhérence de la courroie sur la poulie. Ainsi ce type de courroie permet des couples transmissibles plus importants ou des entraxes plus petits (arc d'enroulement plus petit).

Le glissement reste inévitable. Il faut, donc, un bon alignement des poulies pour éviter le décrochage. Un système de réglage de l'entraxe est nécessaire pour le montage et le démontage de la courroie ainsi que pour la tension de la courroie.

Ces variantes permettent des propriétés particulières (Figure 4): crantés pour un meilleur rendement, multi-bandes pour des couples plus importants, double angle pour des poulies de chaque côté de la courroie, striées pour des vitesses plus importantes.

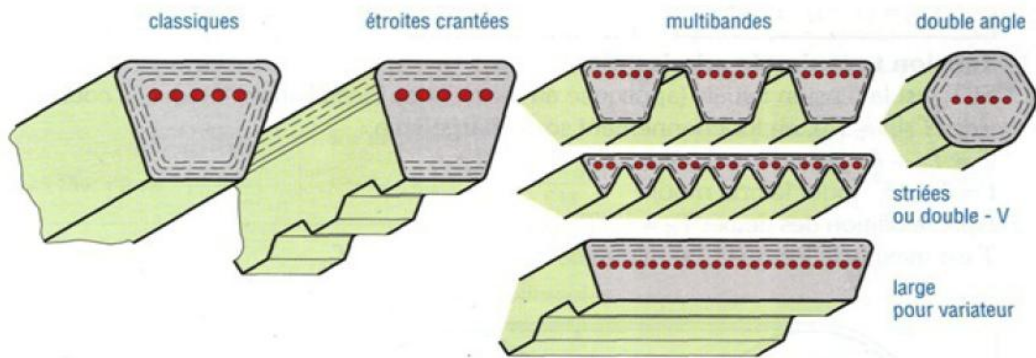


Figure 4: Différents types des courroies trapézoïdales.

3.3. Courroies synchrones :

Les crans de la courroie et de la poulie interdisent tout glissement ce qui permet la synchronisation du mouvement (Figure 5). Ces courroies peuvent, dans des conditions constructives bien définies, remplacer les chaînes. Mais par rapport aux chaînes, leur utilisation produit une transmission silencieuse et ne nécessite pas de lubrification. En contrepartie, l'utilisation de ce type nécessite que l'une des deux poulies doive comporter un flasque. Voir les deux si les axes sont verticaux.

Un système de réglage de l'entraxe reste indispensable pour le montage et le démontage de la courroie ainsi que pour la tension.

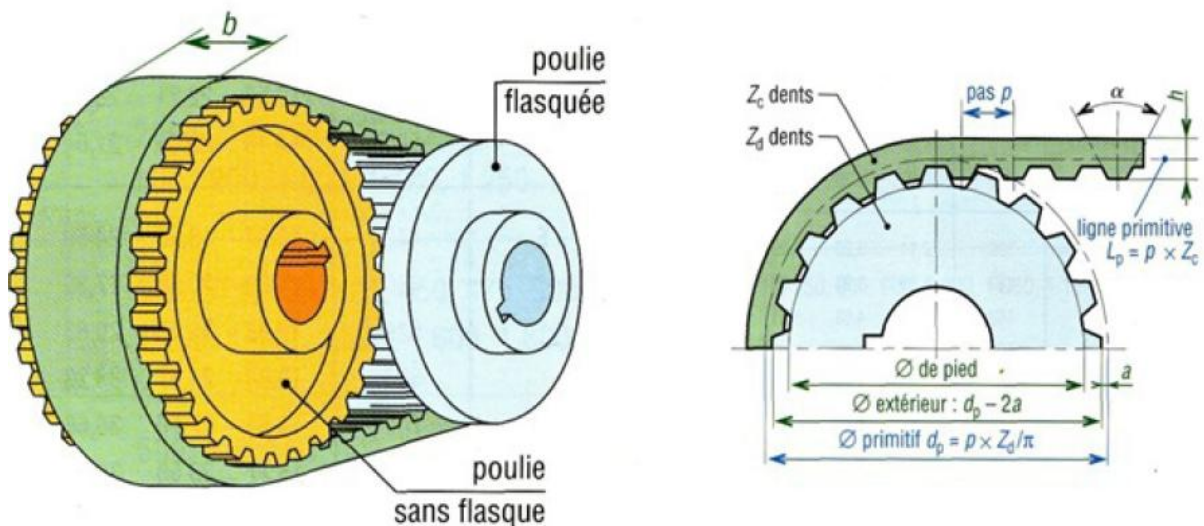


Figure 5: Transmission par courroie crantée.

3.4. Courroies rondes :

Elles permettent l'utilisation de plusieurs faces différentes pour entraîner les poulies. Souvent utilisées pour de petits mécanismes. (Baladeur, vidéo, autoradio, moteur,...).

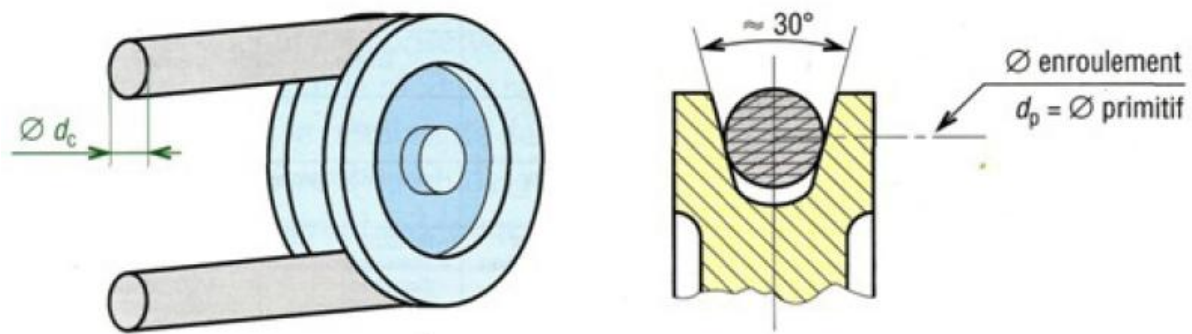


Figure 6: Transmission par courroies ronde.

4. Avantages et inconvénients :

L'utilisation des transmissions par poulie et courroie permet aux constructeurs de bénéficier des avantages suivants:

- De manipuler plusieurs arbres récepteurs à l'aide d'un seul arbre moteur,
- D'avoir un montage économique et une maintenance aisée,
- D'amortir les vibrations et les chocs de transmission ce qui augmente la durée de vie des organes moteur et récepteur,
- D'assurer un fonctionnement silencieux.

Malgré que lors de l'utilisation de ces éléments, les constructeurs doivent prendre en compte les points suivants:

- Quelque soit la composition de la matière utilisée pour la fabrication des courroies, le patinage est inévitable. Cette caractéristique affecte considérablement le rendement de la transmission,
- Les courroies sont soumises à des dilatations et des déformations plastiques ce qui demande un contrôle et un réglage continu,
- Les courroies ont une durée de vie plus limitée que la plupart des organes mécanique, il faut donc surveiller l'usure et prévoir un plan d'entretien périodique pour palier au vieillissement de la courroie.

Transmission de puissance par pignon et chaîne :



Les chaînes:	10
Classification de chaînes	10
Conditions de fonctionnement des chaînes :	12
Avantages et inconvénients des chaînes :	12

Le système pignon chaîne permet de transmettre un mouvement de rotation sans glissement à une distance pouvant aller jusqu'à plusieurs mètres. Contrairement aux courroies, une tension initiale n'est pas nécessaire pour obtenir la traction, ce qui diminue l'effort. Encore une fois, le but recherché par l'utilisation de ce système est de réduire les pertes énergétiques introduites par les frottements au niveau des organes de transmission.

1. Les chaînes :

Puisqu'elles sont composées de maillons articulés d'aciers, les chaînes peuvent être soumises à des conditions d'utilisation plus difficiles que celles appliquées aux courroies. Les chaînes sont des éléments de construction normalisés. Les fabricants spécialisés à la production de ces éléments publient des catalogues et autres documents destinés à guider le concepteur qui doit choisir judicieusement les divers paramètres géométriques d'une transmission par chaîne.

2. Classification de chaînes :

On trouve, en construction mécanique, que les types de chaînes de transmission les plus utilisés sont les chaînes à rouleaux et les chaînes silencieuses.

2.1. Les chaînes à rouleaux :

Appelées également chaînes de précision, ces chaînes sont les plus répandues dans l'industrie. Elles sont constituées de maillons extérieurs et des maillons intérieurs (Figure 7).

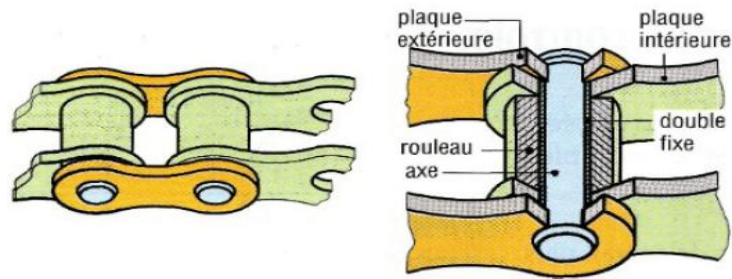


Figure 7: Composition d'une chaîne à rouleaux.

Les maillons extérieurs sont formés de deux plaques extérieures reliées entre elles par deux axes. Tandis que les maillons intérieurs sont formés de deux plaques intérieures reliées entre elles par deux douilles fixes. Pour faciliter l'engrènement des chaînes sur les pignons, on place deux rouleaux sur les douilles, avec un ajustement libre mais précis. Ces rouleaux permettent de réduire et d'uniformiser l'usure des dents des pignons. Les chaînes à rouleaux peuvent être constituées d'un maillage simple, double, triple ou quadruple, et même supérieur (Figure 8).

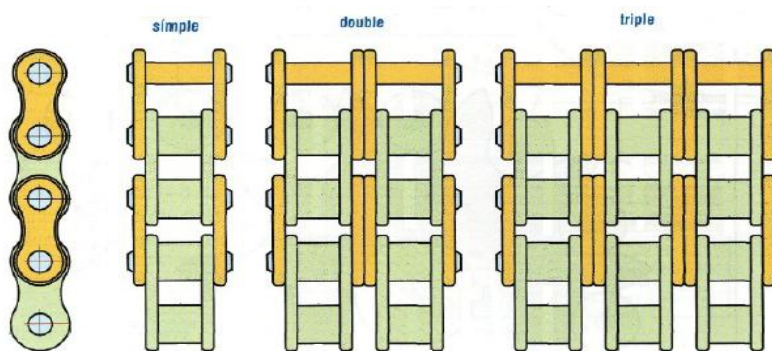


Figure 8: Maillage des chaînes.

2.1. Les chaînes silencieuses :

Appelées aussi chaînes à dents renversées, ces chaînes sont constituées de plaques en forme de double dent articulées sur des douilles longues formant des coussinets destinés à recevoir les axes en acier.

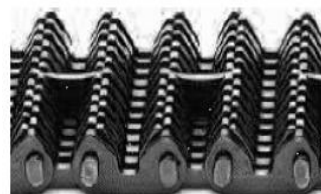


Figure 9: Chaîne silencieuse.

Ces chaînes sont caractérisées par:

- Un engrènement plus doux et plus silencieux;

- Des chocs plus faibles, dans le cas des vitesses élevées;
- Un rendement plus élevé.

Elles sont souvent utilisées pour la distribution de mouvement dans les moteurs à combustion interne.

3. Conditions de fonctionnement des chaînes :

Pour réaliser une transmission par chaîne fiable et sécuritaire et dont le rendement soit optimal, le constructeur doit satisfaire quelques conditions géométriques et physiques. Telle que:

- Les arbres entrainant et entraîné doivent être parallèles;
- le pignon doit être doté, de préférence, d'un nombre impair de dents afin d'éviter le contact répété des mêmes maillons avec les mêmes dents;
- Pour le nombre des dents de la roue, il est recommandé de se limiter à 114 dents afin de réduire l'allongement excessif des maillons;
- l'angle d'enroulement doit être au moins 120° ;
- L'entraxe doit être limité entre 30 et 50 maillons. Mais on peut accepter, dans des cas spécifiques, une valeur maximale qui arrive à 80 maillons.

4. Avantages et inconvénients des chaînes :

Le fait qu'une chaîne soit constituée de maillons articulés qui s'engrènent sur des roues dentées leur confère les avantages suivant:

- Un rapport de vitesse précis, grâce à l'absence de glissement;
- Un rendement plus élevé lorsque la chaîne est bien choisie;
- Une durée de vie assez longue;
- La possibilité d'entraîner plusieurs arbres du même arbre d'entraînement;
- La possibilité de fonctionner dans des conditions plus difficiles que celles appliquées aux courroies (température plus élevée, charges plus importantes, chocs plus sévères, etc.).

Par contre, les chaînes présentent les inconvénients suivants:

- Un niveau sonore plus élevé que celui des courroies;
- Absence d'amortissement des chocs;
- Nécessité d'une lubrification appropriée pendant toute la durée d'utilisation;
- Une masse linéique plus élevée.

Transmission de puissance par roues de friction :



Principe de fonctionnement :	13
Matériaux des roues de friction :	13
Avantages et inconvénients :	14

Comme dans le cas de transmission de puissance par courroie ou chaîne, le but de la transmission du mouvement entre deux arbres parallèles ou concourants par de friction est de modifier la vitesse et le couple de l'arbre récepteur. La transmission par roue de friction se fait par adhérence.

1. Principe de fonctionnement :

La Figure 10 montre le un système de levage d'une charge pesant un poids P à l'aide d'un système de transmission par roue de friction. La roue réceptrice est entourée par une garniture en Ferodo.

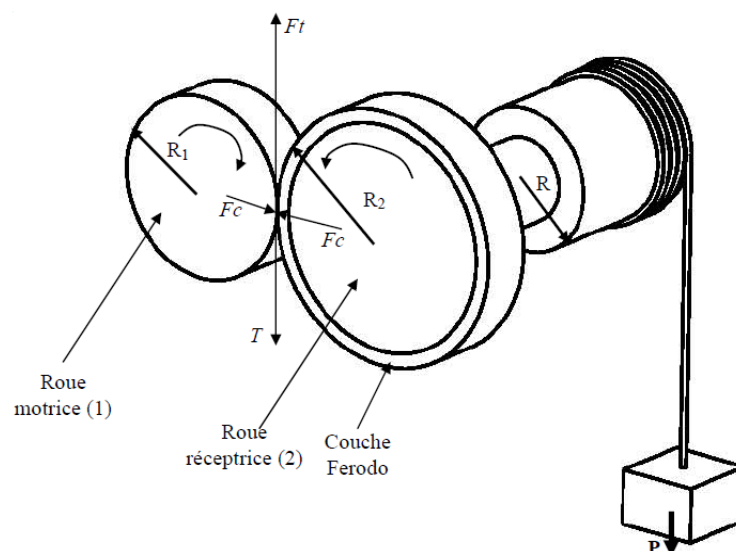


Figure 10 : Principe de fonctionnement des roues de friction (système de levage)

2. Matériaux des roues de friction :

Les matériaux des roues de friction doivent avoir un coefficient de frottement élevé, être résistants à l'écrasement, être résistants à l'usure due au glissement entre les roues; on adopte fréquemment la fonte pour la roue; pour le galet, on utilise une garniture de bois, de cuir, de fibre ou de Ferodo sur un moyeu métallique (Figure 10).

3. Avantages et inconvénients :

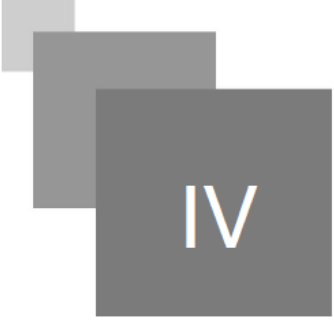
3.1. Avantages :

Entraînement est doux, silencieux, progressif, d'où embrayage facile en marche, sans chocs; nous avons une transmission réversible et possible dans les deux sens de rotation, le glissement entre les roues est provoqué en cas d'arrêt brusque, ou de variation brusque du couple résistant, d'où limitation du couple transmis et sécurité d'emploi; possibilité d'entraînement à grande vitesse, jusqu'à 50 m/s. l'emploi des roues de friction est plus sécurisé car l'entraînement se fait par adhérence.

3.2. Inconvénients :

Le rapport des vitesses ne sont pas rigoureux car il existe toujours un glissement et il est variable suivant la charge, Il est donc impossible d'employer des roues de friction si le rapport des vitesses doit être rigoureusement respecté; il y a une nécessité d'appliquer une force radiale, d'où fatigue et usure des paliers; usure des roues par suite du glissement entre les surfaces; la transmission est possible seulement entre arbres rapprochés.

Transmission de puissance par engrenages :



IV

Géométrie des engrenages :

15

Classification des engrenages :

16

Un système à engrenage peut transmettre l'énergie mécanique entre deux arbres sans éléments supplémentaires et par obstacles (contact direct). L'arbre moteur et l'arbre récepteur peuvent être parallèles, sécants ou orthogonaux. Un engrenage est constitué d'un pignon et d'une roue dentée (le terme pignon est réservé pour la roue munie du plus petit nombre de dents). On parle aussi de pignon lorsque celui-ci est taillé directement sur l'arbre et non pas rapporté.

1. Géométrie des engrenages :

La courbe à développante de cercle est le profil tracé par l'extrémité d'un segment de droite roulant sur un cercle de base (Figure 11). C'est la géométrie décrivant les dentures des engrenages. Concrètement, une développante de cercle s'obtient en enroulant un fil autour d'un cylindre de diamètre donné (cercle de base). Si un crayon est attaché à l'extrémité du fil, et si ce dernier est ensuite tendu vers l'extérieur, la pointe du crayon décrira une courbe à développante.

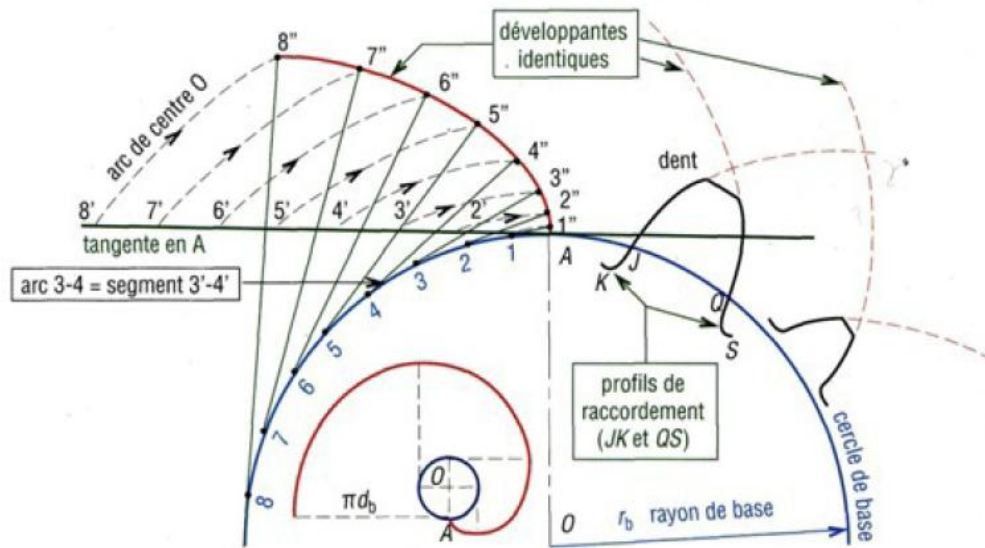


Figure 11: Forme géométrique des dentures.

Les dents sont uniformément réparties sur le périmètre de la roue. Cela donne :

$$\pi d = Zp$$

Où d est le diamètre de la roue, Z est le nombre de dents et p est le pas. On aura pour une roue donnée :

$$\frac{d}{Z} = \frac{p}{\pi} = m$$

Ce rapport caractérise l'aptitude à l'engrènement des diverses roues entre-elles. Il est appelé module m .

Pour qu'un accouplement d'un pignon et roue peut se faire il faut que les profils soient conjugués donc que les dents aient le même module. En effet, la condition géométrique d'engrènement se traduit par le fait que les pas du pignon et celui de la roue soient égaux.

$$\frac{d_1}{Z_1} = \frac{d_2}{Z_2}$$

La valeur de module est déterminée à partir d'une étude de résistance de matériaux, puis il est choisi dans une liste de valeurs normalisées. Ensuite, toutes les paramètres géométriques d'un pignon ou roue seront déterminés à partir de la valeur du module.

4.2. Classification des engrenages :

Chaque type d'engrenage est caractérisé par une géométrie différente. Voici les géométries des types d'engrenages les plus utilisés en construction mécanique:

2.1. Roues cylindriques à dentures droites :

Ce type d'engrenages, présenté dans la figure 12, est le plus souvent utilisé en industrie.

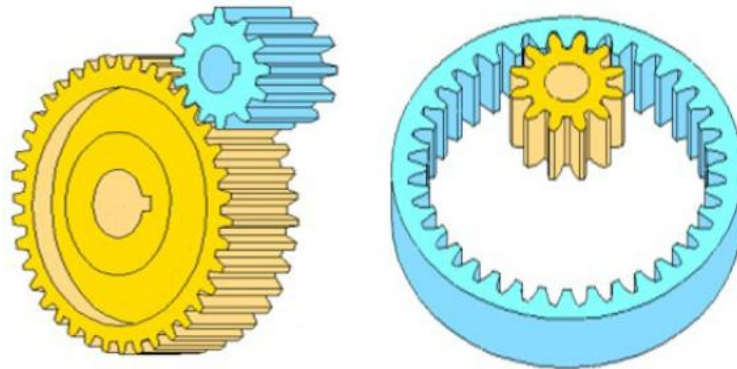
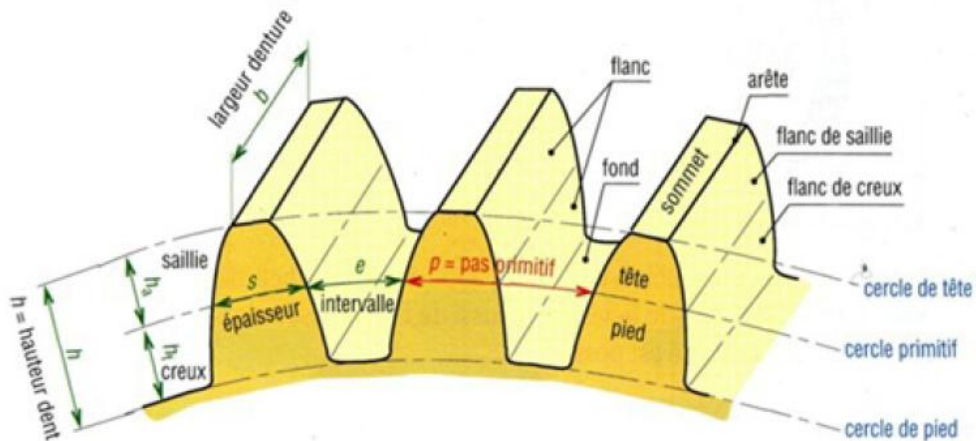


Figure 12: Engrenages à dentures droites; externes à gauche, internes à droite.



Désignation	Symbole	Formule
Module	m	Par un calcul de RDM
Nombre de dents	Z	Par un rapport de vitesse
Diamètre primitif	d	$d = m \cdot Z$
Diamètre de tête	d_a	$d_a = d + 2m$
Diamètre de pied	d_f	$d_f = d - 2,5m$
Saillie	h_a	$h_a = m$
Creux	h_f	$d_f = 1,25m$
Hauteur de dent	h	$h = 2,25m$
Pas	p	$p = \pi \cdot m$
Largeur de denture	b	$b = Km \ (5 \leq K \leq 16)$
Entraxe	a	$a = (d_1 + d_2)/2$

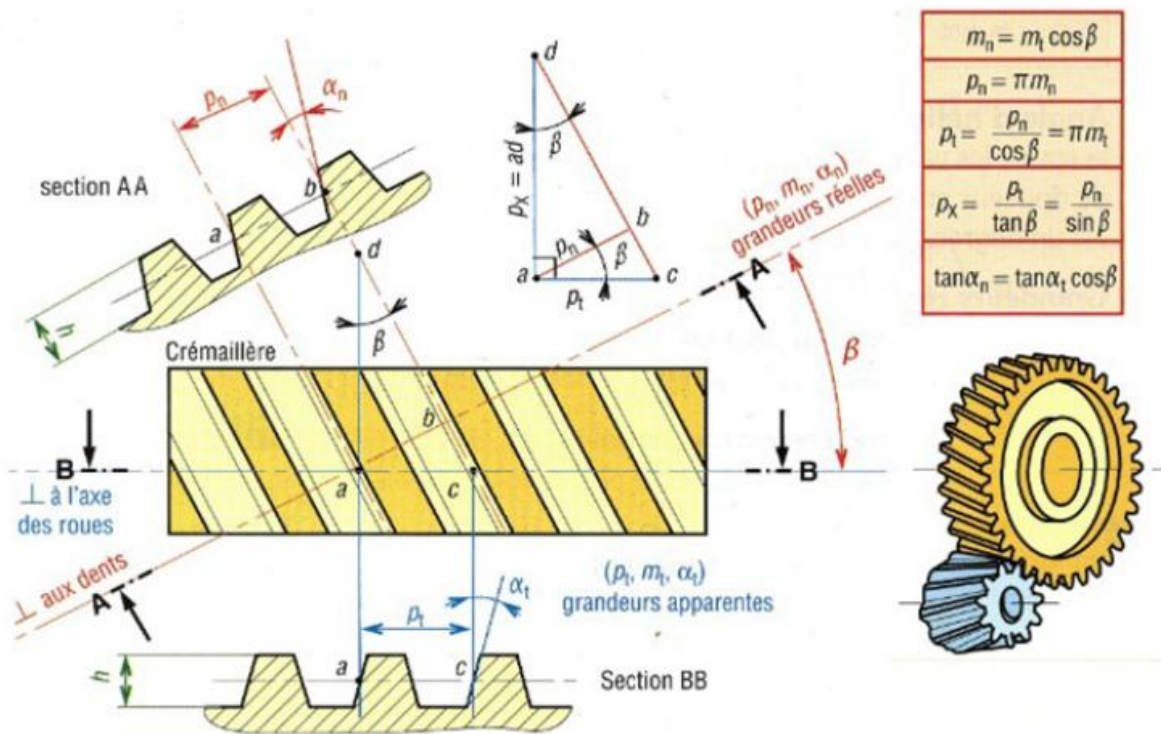
Figure 13: Caractéristique des dentures droites externes.

Désignation	Symbole	Formule
Module	m	Par un calcul de RDM
Nombre de dents	Z	Par un rapport de vitesse
Diamètre primitif	d	$d = m \cdot Z$
Diamètre de tête	d_a	$d_a = d + 2 \cdot m$
Diamètre de pied	d_f	$d_f = d - 2,5 \cdot m$
Saillie	h_a	$h_a = m$
Creux	h_f	$h_f = 1,25m$
Hauteur de dent	h	$h = 2,25m$
Pas	p	$p = \pi \cdot m$
Largeur de denture	b	$b = K \cdot m \quad (5 \leq K \leq 16)$
Entraxe	a	$a = (d_2 - d_1) / 2$

Figure 14: Caractéristique des dentures droites internes.

2.2. Roues cylindriques à dentures hélicoïdales :

Les engrenages à denture hélicoïdale permettent un fonctionnement plus silencieux que celui des engrenages à denture droite; ils présentent également un meilleur rendement. Ils sont notamment utilisés dans les boîtes de vitesses d'automobiles, les réducteurs et les multiplicateurs de vitesses. Remarquons que l'étude faite au début sur le profil en développante de cercle pour un engrenage à denture droite, se réalise de la même manière pour un engrenage à denture hélicoïdale. Il suffit de prendre un plan Q faisant un angle β avec la génératrice D de contact des cylindres primitifs. Quel que soit le diamètre, les roues dentées à denture hélicoïdale de même module et de même angle d'hélice engrènent entre elles, à condition que les hélices soient de sens contraire. Ces engrenages sont caractérisés par les éléments géométriques détaillés dans la figure 15.



Désignation	Symbole	Formule
Module réel	m_n	Par un calcul de RDM
Nombre de dents	Z	Par un rapport de vitesse
Angle d'hélice	β	Entre 20° et 30°
Module apparent	m_t	$m_t = m_n / \cos \beta$
Pas apparent	p_t	$p_t = p_n / \cos \beta$
Pas réel	p_n	$p_n = \pi \cdot m_n$
Diamètre primitif	d	$d = m_t \cdot Z$
Diamètre de tête	d_a	$d_a = d + 2 \cdot m_n$
Diamètre de pied	d_f	$d_f = d - 2,5 \cdot m_n$
Saillie	h_a	$h_a = m_n$
Creux	h_f	$h_f = 1,25 m_n$
Hauteur de denture	h	$h = 2,25 m_n$
Largeur de denture	b	$b \geq \pi \cdot m_n / \sin \beta$
Entraxe	a	$a = (d_2 + d_1) / 2$

Figure 15: Caractéristique des dentures hélicoïdales.

Les dentures hélicoïdales provoquent une poussée axiale, d'où la nécessité de l'emploi de butées. La poussée axiale est proportionnelle à l'angle d'hélice β . On peut donc réduire la poussée axiale en diminuant l'angle d'hélice, mais on peut également la supprimer, en utilisant des roues jumelées dont les dentures sont inclinées en sens opposé ou encore par l'utilisation d'une denture en chevrons (Figure 16 à droite).

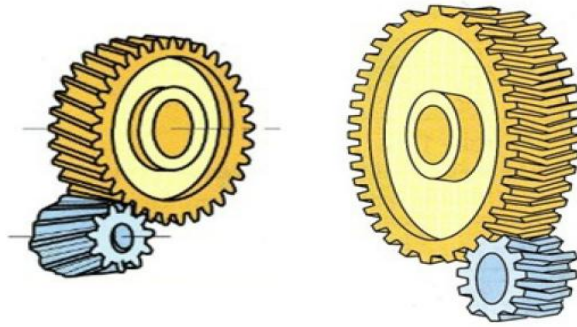


Figure 16: Engrenages à denture hélicoïdales.

2.3. Roues coniques :

Les engrenages coniques sont des engrenages à axes concourants. Ils permettent de transmettre le mouvement entre deux arbres concourants, avec un rapport de vitesse rigoureux. Les conditions d'engrènement imposent que les deux roues doivent avoir même module et que les sommets des deux cônes soient confondus. Ce dernier impératif oblige le concepteur à un centrage très précis des deux roues pour assurer un fonctionnement correct. Il faut donc prévoir au montage un réglage axial des deux roues. On peut utiliser par exemple des boîtiers et des cales de réglage.

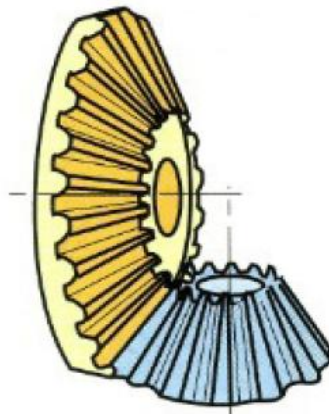
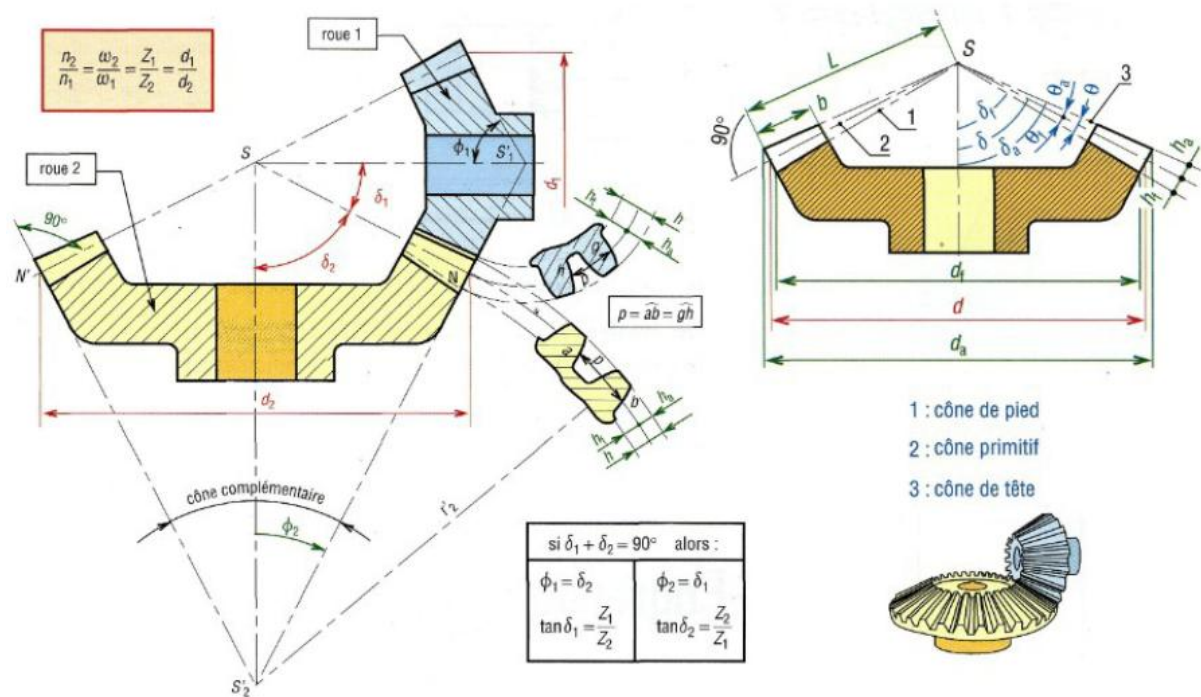


Figure 17: Engrenages coniques.

Les caractéristiques de ce type d'engrenage sont présentées dans la figure 18. Cette même figure récapitule les relations principales pour ce type d'engrenages.



Désignation	Symbole	Formule
Module	m	Par un calcul de RDM
Nombre de dents	Z	Par un rapport de vitesse
Angle primitif	δ	$\tan \delta_1 = Z_1 / Z_2$
Diamètre primitif	d	$d_1 = m \cdot Z_1$ et $d_2 = m \cdot Z_2$
Largeur de denture	b	$b = K \cdot m$ ($5 \leq K \leq 16$)
Diamètre de tête	d_a	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m \cdot \cos \delta_1$
Diamètre de pied	d_f	$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m \cdot \cos \delta_1$
Saillie	h_a	$h_a = m$
Creux	h_f	$h_f = 1,25 \cdot m$
Hauteur de dent	h	$h = 2,25 \cdot m$
Angle de Saillie	θ_a	$\theta_a = m / L$
Angle de Creux	θ_f	$\theta_a = 1,25 \cdot m / L$
Angle de tête	δ_a	$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_a$
Angle de pied	δ_f	$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_f$

Figure 18: Caractéristique des engrenages coniques.

4. Roue et vis sans fin :

C'est un engrenage hélicoïdal dont les axes sont orthogonaux et non concourants. La transmission par ce type d'engrenage donne une solution simple pour les grands rapports de réduction, avec un fonctionnement peu bruyant. La poussée de la vis est forte surtout si la démultiplication est grande. On utilise alors une butée à billes ou à rouleaux ou encore des roulements à contact oblique pour réaliser la liaison pivot avec le support.

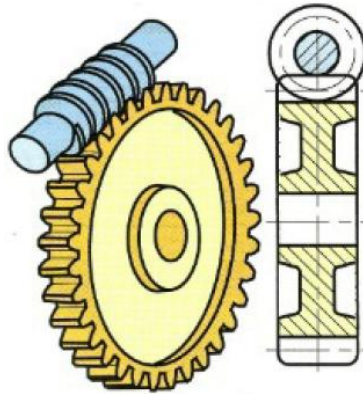
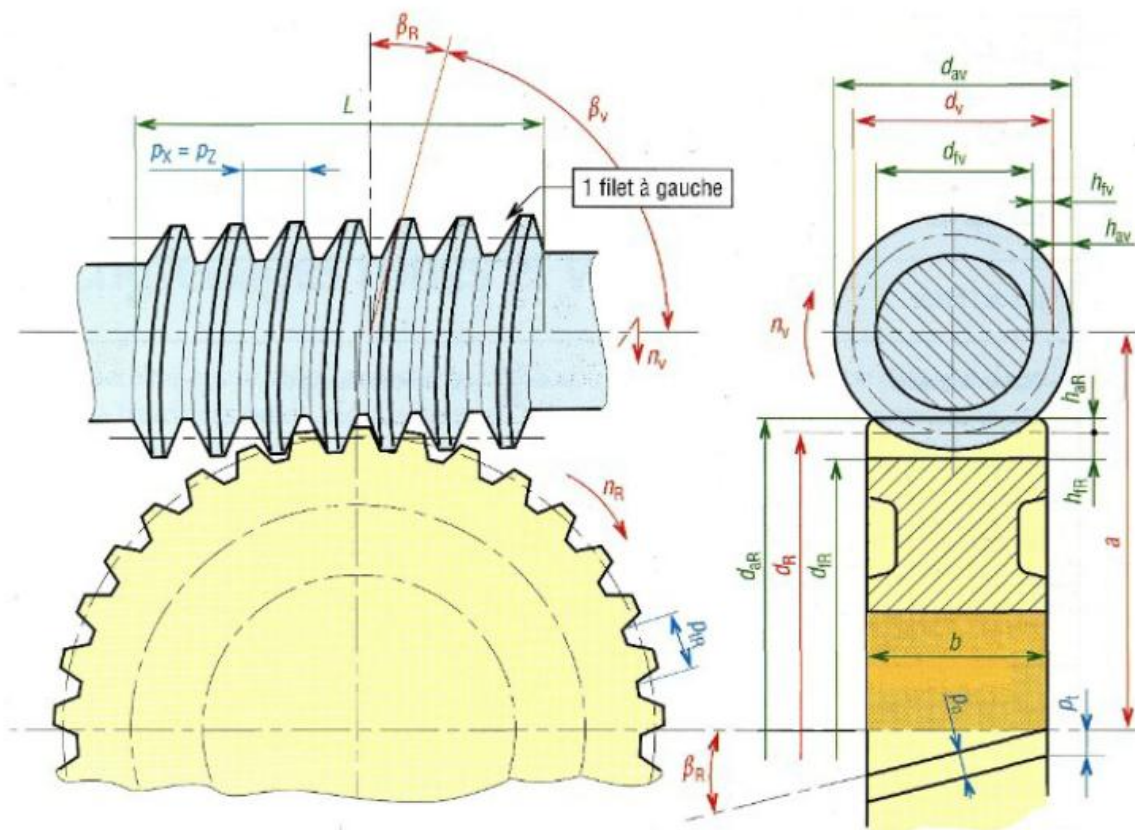


Figure 19: Engrenage avec vis sans fin.

Lorsque l'inclinaison des filets est faible (vis à un filet), la transmission est irréversible, ce qui est souvent utile, car le réducteur s'oppose à toute rotation commandée par la machine réceptrice (exemple : appareils de levage). Dans ce cas, le rendement est faible et de plus le couple de démarrage est beaucoup plus fort que le couple à vitesse de régime. Le rendement est meilleur avec les fortes inclinaisons, à condition que les métaux en présence soient bien choisis et l'exécution des dentures très précises, avec des états de surface très soignés. Le frottement est important et donne un rendement médiocre, mais suffisant dans le cas de faibles puissances.

Pour la vis, de nouvelles caractéristiques doivent être définies. La figure 20 présente les caractéristiques d'une vis sans fin.



Désignation	Symbole	Formule
Module réel	m_n	Par un calcul de RDM
Nombre de filets	Z	Déterminé par le rapport des vitesses
Angle d'hélice	β	Déterminé pour l'irréversibilité ($\gamma < 5^\circ$, $\beta + \gamma = 90^\circ$)
Module axial	m_x	$m_x = m_n / \cos \gamma$
Pas axial	p_x	$p_x = p_n / \cos \gamma$
Pas réel	p_n	$p_n = \pi \cdot m_n$
Pas de l'hélice	p_z	$p_z = p_x \cdot Z$
Diamètre primitif	d	$d = p_z / \pi \cdot \tan \gamma$
Diamètre extérieur	d_a	$d_a = d + 2m_n$
Diamètre intérieur	d_f	$d_f = d - 2,5m_n$
Longueur de la vis	L	$4 p_x < L < 6 p_x$

Figure 20: Caractéristique d'une vis sans fin.

Pour la roue, le profil conjugué de celui de la vis. L'engrènement d'une vis avec une roue n'est possible que si elles ont le même module axial et le même angle d'hélice. Les caractéristiques dimensionnelles de la roue sont identiques à celles d'une roue à denture hélicoïdale.

La roue est généralement cylindrique pour transmettre des efforts relativement faibles, mais pour transmettre des efforts importants, une roue creuse est préférable.

Calcul et dimensionnement :



V

Choix des matériaux :	23
Étude cinématique :	23
Etude dynamique :	23
Rendement :	25

1. Choix des matériaux :

Le choix des matériaux des engrenages dépend de la puissance à transmettre et des efforts développés au niveau des dents. Les engrenages doivent avoir une limite d'élasticité élevée, une grande dureté pour éviter l'usure et le jeu entre les dents et le bruit qui en résulte, une dureté élevée permet d'augmenter aussi la précision. Les engrenages doivent avoir aussi une grande résilience pour résister au choc. Le coefficient de frottement entre les deux roues doit être le plus faible possible et ceci pour réduire l'échauffement et améliorer le rendement. Les matériaux utilisés sont les fontes, aciers alliés ou non alliés, les alliages d'aluminium, les alliages de cuivre surtout le bronze car possède une bonne dureté et un faible coefficient de frottement avec l'acier, d'autres matériaux comme les fibres en téflon, Céloron, nylon... sont utilisés dans les appareils électriques en raison de leur faible coefficient de frottement et leur fonctionnement silencieux.

2. Etude cinématique :

Le rapport de transmission théorique entre deux roues dentées est :

$$R_{théor} = \frac{N_2}{N_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{C_1}{C_2}$$

N est la vitesse de rotation en tr/min, ω est la vitesse de rotation angulaire en rad/s, d_p est le diamètre primitif de la roue dentée en mm, Z est le nombre de dents de la roue dentée et C est le couple mécanique en N.mm. La connaissance de l'entraxe a entre les deux roues (Figure 3.4), le module m et les vitesses ω_1 et ω_2 , permettent de déterminer le nombre de dents des deux roues Z_1 et Z_2 .

3. Etude dynamique :

3.1. Denture droite :

Si on néglige le frottement entre les dents, l'action de contact de la dent menant sur la dent menée pour un engrenage droit à denture droite a pendant le mouvement une direction constante suivant la ligne d'action ou la droite d'engrènement. La force de contact F est transmise aux arbres menant et menée, la projection de F suivant la tangente à la circonférence primitive donne une force tangentielle F_t , la projection de F suivant la normale à la circonférence primitive donne une force radiale F_r (Figure 21). Les forces F_t et F_r sont déterminées par les relations suivantes :

$$Pe = C. \omega$$

$$C = F_t. \frac{dq}{2}$$

$$F_r = F_t. \operatorname{tg} \alpha$$

Pe est la puissance transmise, ω est la vitesse de rotation angulaire, dp est le diamètre primitif de la roue dentée, C est le couple mécanique, α est l'angle de pression.

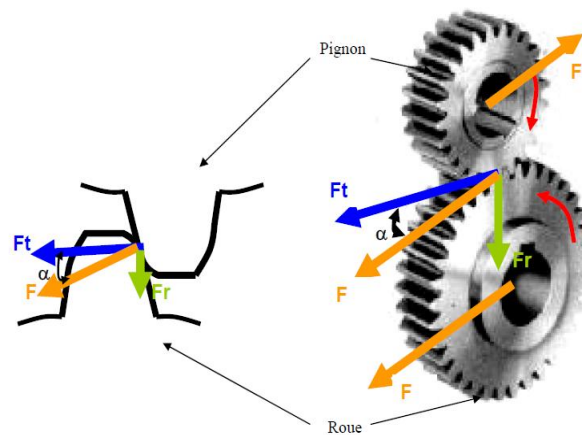


Figure 21 : Efforts générés au niveau d'une denture droite

F_t et F_r provoquent une sollicitation de flexion au niveau des arbres, F_t génère également un moment de torsion dans les arbres.

3.2. Denture hélicoïdale :

L'inconvénient des roues à denture droite est que nous avons une seule dent en contact et donc la force tangentielle est appliquée seulement sur une seule dent, pour remédier à ce problème, des roues à denture hélicoïdales ont été introduites. Dans ces dernières, nous avons toujours 2, 3 à 4 dents en contact, donc la force tangentielle F_t se divise par 2, 3 ou 4 ce qui

augmente la résistance des dents (Figure 22) et permettent de transmettre des efforts plus importants que les engrenages à denture droite. Les composantes de la force de contact F sont données dans ce qui suit : La force tangentielle F_t est calculée par la relation suivante :

$$F_t = \frac{2Pe}{\omega \cdot dq}$$

La force axiale F_a est donnée par :

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta$$

La force radiale F_r est donnée par :

$$F_r = F_t \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta}$$

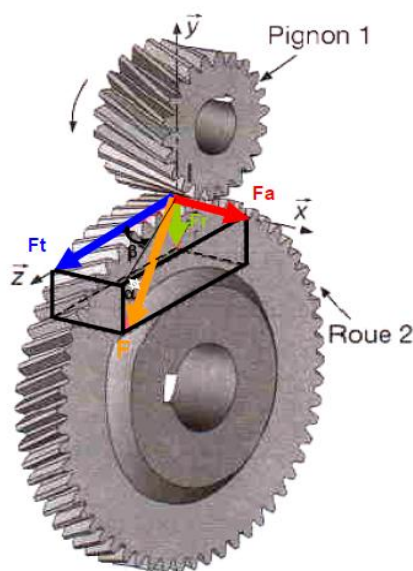


Figure 22 : Efforts générés au niveau d'une denture hélicoïdale

4.4 Rendement :

Le rendement de la transmission est donnée par :

$$\eta = \frac{P_{Réceptrice}}{P_{Motrice}} = \frac{C_2 \cdot \omega_2}{C_1 \cdot \omega_1} = \frac{C_2 \cdot r_1}{C_1 \cdot r_2}$$

Pour un engrenage parfait le rendement est égal à 1, mais réellement la puissance réceptrice n'est jamais égale à la puissance motrice à cause du frottement et un léger glissement entre les roues primitives.