

*Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la
Recherche Scientifique*

Université M'Hamed BOUGARA de Boumerdès

Faculté des Sciences de l'Ingénieur

Département de Génie Mécanique

Polycopié de cours

***Eléments de
machines***

Fait par

Dr. BENDERRADJI Razik

2017/2018

Sommaire

Chapitre I : Généralité	1
<i>I.1. Introduction</i>	1
<i>I.2 Notions sur les coefficients de sécurité</i>	2
<i>I.2.1 Définitions</i>	2
<i>I.3 Phénomène de concentration de contrainte :</i>	3
Chapitre II : Les assemblages	7
<i>II.1 Introduction</i>	7
<i>II.2. Définition</i>	8
<i>II.3 Moyens d'assemblage démontables</i>	8
<i>II.3.1 Par éléments filètes</i>	8
<i>II.3.1.1 Rôle</i>	10
<i>II.3.1.2 Caractéristiques techniques (filetage ISO)</i>	10
<i>II.3.1.2.1 Norme</i>	10
<i>II.3.1.2.2 Calcul non optimisé</i>	11
<i>II.3.1.2.3 Estimation de l'effort axial</i>	12
<i>II.3.1.2.4 Calcul non optimisé avec une charge statique</i>	12
<i>II.3.1.2.4.1 Choix du diamètre et du nombre de vis</i>	12
<i>II.3.1.2.5 Validation du montage en pression admissible</i>	14
<i>II.3.2 différents types des vis</i>	15
<i>II.3.2.1 Vis d'assemblages</i>	15
<i>II.3.2.1 Vis de pression</i>	17
<i>II.3.2 Les goupilles</i>	19
<i>II.3.2.1 Goupilles cylindriques et coniques</i>	19
<i>II.3.2.2 Goupilles transversales</i>	19
<i>II.3.2.3 Goupilles de centrage</i>	20
<i>II.3.3 Clavettes</i>	21
<i>II.3.3.1 Clavettes à faces parallèles</i>	21
<i>II.3.3.2 Clavettes disques</i>	22
<i>II.3.3.3 Clavette coulissante</i>	22
<i>II.3.4 Arbres et moyeux cannelés</i>	23
<i>II.3.4.1 Cannelures à flancs parallèles</i>	23
Chapitre III : Emmanchement et frettage	25
<i>III.1 Calcul des emmanchements cylindriques</i>	25
<i>III.1.1 Relations Générales</i>	26
<i>III.2 Pression de contact et contraintes</i>	27
<i>III.2.1 Pression spécifique</i>	27
<i>III.2.2 Contrainte dans l'arbre</i>	27
<i>III.2.3 Contrainte dans le manchon</i>	27

<i>III.3 Contrainte admissible</i>	28
<i>III.3.1 Valeur du serrage réel Δd</i>	28
<i>III.3.2 Efforts transmissibles</i>	28
<i>III.3.3 Transmission de l'effort dans le sens axial</i>	29
<i>III.3.4 Transmission d'un couple de torsion</i>	29
<i>III.4 Montage par échauffement ou refroidissement</i>	29
	29
Chapitre IV : Les Roulements	33
<i>IV.1 Architecture des roulements</i>	33
<i>IV.1.2 Eléments composant un roulement</i>	34
<i>IV.1.2.1 Les bagues</i>	34
<i>IV.1.2.2 Les éléments roulants</i>	34
<i>IV.1.2.3 L'étanchéité</i>	35
<i>IV.1.2.4 La cage</i>	35
<i>IV.2 Les différents types de roulements</i>	36
<i>IV.3 Désignation des roulements</i>	37
<i>IV.3.1 Interchangeabilité</i>	37
<i>IV.3.1.1 Code de désignation des roulements à billes (formé de 4 chiffres)</i>	38
<i>IV.3.1.2 Code de désignation des roulements à rouleaux et butées (formé de 5 ou 7 caractères)</i>	38
<i>IV.4 Choix d'un roulement</i>	
<i>IV.4.1 Vitesse limite</i>	
<i>IV.4.2 Efforts sur le roulement</i>	40
<i>IV.5 Détermination – vérification d'un roulement.</i>	41
<i>IV.5.1 Quelques constatations</i>	41
<i>IV.5.1.1 Sur la nature du chargement des roulements</i>	41
<i>IV.5.1.2 Sur le mode de destruction des roulements.</i>	42
<i>IV.6 Fatigue des roulements et durée de vie</i>	42
<i>V.7 Durée de vie dans le cas général</i>	44
<i>V.7.1 Détériorations cumulatives – Loi de FISHER</i>	45
<i>V.7.1.1 Fonction charge constante par morceaux</i>	45
<i>V.7.1.2 Généralisation</i>	45
<i>V.7.1.3 Chargement des roulements à contacts obliques</i>	46
	46
<i>V.7.1.4 Cas d'un montage à centres de pression rapprochés ou "en X"</i>	47
	47
<i>V.7.1.5 Déséquilibre axial transitoire</i>	47
<i>V.7.1.6 Equilibre axial</i>	47
<i>V.7.1.8 Valeur des charges axiales induites</i>	48
<i>V.8 Conclusion: détermination et vérification des roulements et butées</i>	48
	48
<i>V.8.1 Détermination</i>	48

V.8.1.1 Charge radiale pure	48
V.8.1.2 Charge axiale pure.	48
V.8.2 Vérification.	48
V.8.2.1 Outils nécessaires	49
V.8.2.2 Pondération des charges.	49

Chapitre V : Transmissions et transformation des mouvements 50

V.1 Introduction	50
V.2 Transmission par poulies et courroies	51
V.2.1 But	
V.2.2 Fonction	51
V.2.3 Principales Caractéristiques	51
V.2.4 Principaux Types De Courroies	52
V.2.5 Rapport De Transmission	53
V.2.6 Différents types de montage	53
V.2.6.1 Arbres à axes parallèles	
V.2.6.2 Arbres à axes quelconques	54
V.2.6.3 Courroie synchrone	54
V.3 Transmissions par pignons et chaînes	54
V.3.1 Fonction	55
V.3.2 Principales caractéristiques	55
V.3.3 Différents types de chaînes	55
V.3.3.1 Chaînes à rouleaux	56
V.3.3.2 Chaînes à blocs	56
V.3.3.3 Chaînes à maillons coudés	56
V.3.3.4 Chaînes à mailles jointives	57
V.4 Rapport De Transmission	58
V.5 Transformation du mouvement	58
V.5.1 Définitions	
V.5.2 Transformation par Bielle-Manivelle	59
V.5.3 Transformation par Came et Galet	62
V.5.4 Transformation par la vis et l'écrou	62
V.5.4 Transformation par Pignon et Crémaillère	62

Chapitre V : Les engrenages 66

VI.1 Généralités	66
VI.1.1 Définition	66
VI.1.2 Bref historique	66
VI.1.3 Profil de la denture	66
VI.1.4 Principe de l'engrènement	67
VI.2 Engrenages cylindriques à denture droite	68
VI.2.1 Dimensions normalisées	68
VI.2.2 Rapport des vitesses	69
VI.2.3 Efforts sur les dentures – Couple transmis	70
VI.2.4 Inconvénient de ce type d'engrenage	70

VI.2.5 Matériaux utilisés	70
VI.2.6 Cotation d'une roue dentée	70
VI.2.7 Systèmes d'engrenages cylindriques à denture droite	71
VI.2.8 Dispositions constructives	71
VI.3 Engrenages cylindriques à denture hélicoïdale	72
VI.3.1 Avantage – Inconvénient	72
VI.3.2 Dimensions	72
VI.3.3 Efforts	73
VI.3.4 Compensation de l'effort axial dans les réducteurs à engrenages hélicoïdaux	74
VI.3.5 Exercice d'application	74
VI.4 Engrenages coniques	74
VI.4.1 Principe	75
VI.4.2 Dimensions normalisées	75
VI.4.3 Efforts sur la denture	76
VI.4.4 Autres types d'engrenages coniques	76
VI.4.5 Disposition constructive	76
VI.5 Engrenages à roue et vis sans fin	77
VI.5.1 Principe	77
VI.5.2 Avantages – Inconvénients	77
VI.5.3 Efforts	77
VI.5.4 Suppression de l'effort axial sur la vis	77
VI.5.5 Différents types de systèmes roue-vis sans fin	77
VI. 5-6 Dispositions constructives	78
VI.6 Schématisation des engrenages	79
VI.7 Lubrification des engrenages	79
Chapitre VII : Accouplements d'arbres	84
VII.1 Généralités	84
VII.2 Joints d'accouplements rigides	85
VII.3 Joints d'accouplements élastiques	86
VII.4 Joints d'accouplements positifs	87
VII.5 Joints d'accouplements homocinétiques	87
Chapitre VIII : Les embrayages	89
VIII.1 Situation, fonction	89
VIII.2 Classification	89
VIII.3 Réalisations	92
Chapitre IX : Les freins	96
IX.1 Situation, fonction	96
IX.2 Classification	96
IX.3 Réalisations	98

Introduction Générale

Envisager de rendre compte de l'ensemble des réalités de la construction mécanique du XXI^e, c'est considérer d'emblée le caractère industriel d'une activité incluant les technologies les plus diverses, de l'électricité à l'informatique, et recouvrant les besoins de la construction de véhicules terrestres, aériens, spatiaux, ainsi que les machines permettant de construire ces machines. Cependant, la construction mécanique reste au cœur de l'industrie, tant d'un point de vue historique (jusqu'aux années 1950, la conception de produits industriels est essentiellement perçue au travers de la « mécanique ») que d'un point de vue structurel (si diverses soient les technologies, la conception d'un produit industriel restera toujours tributaire de considérations liées à la résistance mécanique).

Cette polycopie est un outil destiné aux professionnels (en activité ou en formation). Il permettra à chacun de mener à bien les projets de construction mécanique ; car pour choisir et assembler les différents composants, le technicien ou futur technicien sera aidé par l'analyse des fonctions remplies par ces composants, les bases des calculs à entreprendre, les conditions d'emplois, voire pour certains les indications de prix contenues. Il se situe dans le cadre d'une pédagogie active par laquelle l'apprenant devient de plus en plus autonome, recherchant lui-même les informations et les connaissances dont il a besoin pour résoudre les problèmes qui se posent et mener à bien les réalisations qui lui sont demandées.

Le polycopié est structuré en neuf chapitres.

Dans le premier chapitre, nous présenterons tout d'abord des généralités sur le domaine de la construction mécanique, quelques notions de base de calcul RDM.

Le second chapitre présente les assemblages mécaniques dans la construction. Le troisième chapitre est consacré à l'emmanchement et frettage. Le quatrième chapitre présente les roulements, principe de calcul de la durée de vie des roulements, types de montage ainsi que la méthode de désignation. Dans le cinquième chapitre on traite le problème de transmission et transformation du mouvement, les différentes méthodes, et les rapports de transmission. Le sixième chapitre est consacré pour traiter en détail les engrenages, c'est un complément de la chapitre précédent. Les trois derniers chapitres constituent une présentation des Accouplements d'arbres, des embrayages, et le dernier sur les freins.

Chapitre

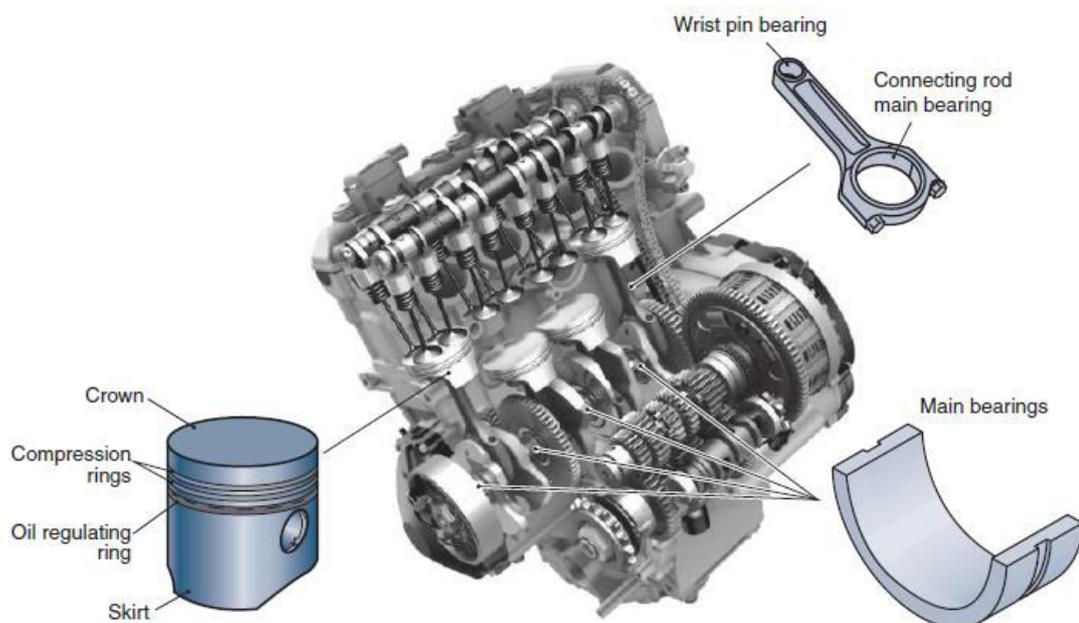
I

Généralité

I.1. Introduction

En génie mécanique, le terme facteur de sécurité désigne le rapport entre la résistance des matériaux et les contraintes induites dans les pièces. Il exprime donc le rapport entre la capacité de charge d'une pièce et les charges qu'elle supporte réellement. On représente généralement par le symbole :

$$FS = \frac{\text{Résistance du matériau}}{\text{Contrainte induites}}$$



I.2 Notions sur les coefficients de sécurité

Pour qu'une structure (machine, véhicule, avion, bateau, immeuble...) puisse supporter en toute sécurité les charges qui normalement la sollicitent, il suffit qu'elle puisse résister à des charges plus élevées. La capacité à supporter ces charges constitue la résistance de la structure. Le coefficient de sécurité s est :

$$s = \frac{\text{charges admissibles par la structure}}{\text{charge habituellement exercées}} = \frac{\text{résistance réelle de la structure}}{\text{résistance strictement nécessaire}}$$

Le choix de la valeur de S dépend de la connaissance (ou non) des phénomènes agissant sur la structure : surcharges éventuelles, chocs, type et degré de précision des charges (statiques, dynamiques, répétées...), phénomènes de fatigue ; concentrations de contraintes, connaissance et variations des propriétés du matériau, qualité de la fabrication, effets de l'environnement, mode de rupture (progressive ou brutale), conséquences d'une rupture sur l'environnement (dégâts matériels, humains..).

Le choix définitif du coefficient de sécurité est généralement effectué par un groupe de spécialistes. Ce groupe établit, si nécessaire, une codification, une législation ou une normalisation destinée à l'usage des utilisateurs.

Un coefficient de sécurité trop faible augmente exagérément les risques de rupture. Un coefficient de sécurité trop élevé peut aussi avoir des effets néfastes (augmentation du poids, du prix de revient...). S varie le plus souvent entre 1 et 10.

I.2.1 Définitions

Pour un grand nombre de structure, la sécurité est obtenue si, sous charge, les déformations du matériau restent élastiques (non plastiques). Ceci est réalisé lorsque les contraintes en n'importe quel point de la structure restent inférieures à la limite élastique R_e (ou $R_e = 0.2$) du matériau. S est alors défini par :

$$s = \frac{R_e}{R_p} = \frac{\text{limite élastique du matériau}}{\text{contrainte tolérée dans la structure (résistance pratique)}}$$

Pour des matériaux fragiles (béton, . . .), pour le bois et d'autres, il est souvent préférable d'utiliser la résistance à la rupture R_r du matériau plutôt que la limite élastique R_e difficile ou impossible à obtenir.

S est alors défini par $s = \frac{R_r}{R_p} = \frac{\text{limite à la rupture du matériau}}{\text{contrainte tolérée dans la structure}}$

La valeur de s est plus grande dans ce cas.

Une autre méthode, également souvent utilisée, consiste à appliquer un coefficient de sécurité aux charges plutôt qu'aux contraintes. s devient un facteur de charge et est défini par :

$$s = \frac{F_{adm}}{F_{usu}} = \frac{\text{charge maximale admissible par la structure}}{\text{charge habituelle en service normale}}$$

Dans certaines industries (aviation...), on parle plutôt de marge de sécurité rn que de coefficient de sécurité s, rn est défini par :

$$m = \text{marge de sécurité} = s - 1$$

Tableaux I.1 : Valeurs indicatives de S

S	Charges exercées sur la structure	Contraintes dans la structure	Comportement du matériau	Observations
$1 < s < 2$	Régulières et connues	connues	Testé et connu	Fonctionnement constant sans à-coups
$2 < s < 3$	Régulières et assez bien connues	Assez bien connues	Testé et connu moyennement	Fonctionnement usuel avec légers chocs et surcharges modérées
$3 < s < 4$	Moyennemnt connues	Moyennement connues	Non testé	
	Mal connues ou incertaines	Mal connues ou incertaines	connu	

Les valeurs indiquées devront être corrigées en hausse si les matériaux sont fragiles, en cas de chocs, de fonctionnement incertain ou s'il y a menace sur l'environnement ou sur la sécurité des personnes et des biens.

I.3 Phénomène de concentration de contrainte :

Si le solide présente des variations brusques de section, dans une zone proche de ces variations, la répartition des contraintes n'est plus uniforme. Il ya concentration de contrainte. La contrainte maximale est :

$$\sigma_{max} = K_t \cdot \sigma_0 \text{ Avec } \sigma_0 = \frac{N}{S} = \frac{F}{S}$$

K_t , est appelé le coefficient de concentration de contrainte. K_t , dépend de la forme de la section et du type de la variation. La figure si dessous représente la répartition de contraintes autour d'un trou, les contraintes max situent au niveau du trou (zone faible).

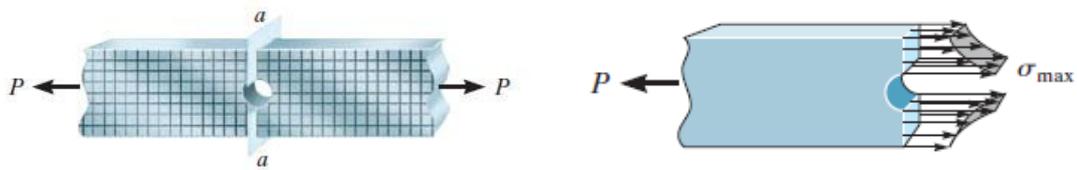
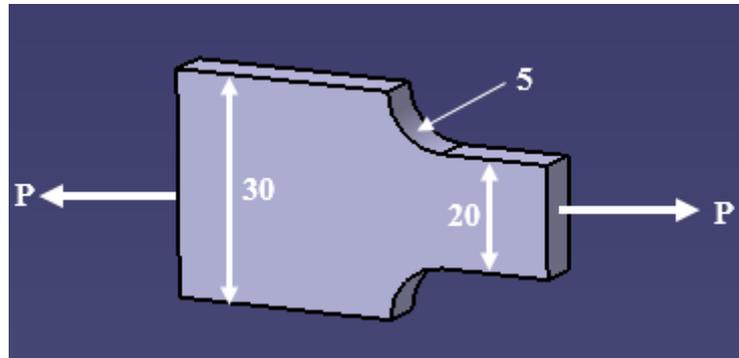


Figure I.1 : Répartitions de contraintes autour d'un trou

Exemple 01 :

Déterminez σ_{max} près de l'épaulement, pour la pièce proposée, $P = 36 \text{ kN}$.
 Epaisseur de la plaque, $e = 4 \text{ mm}$

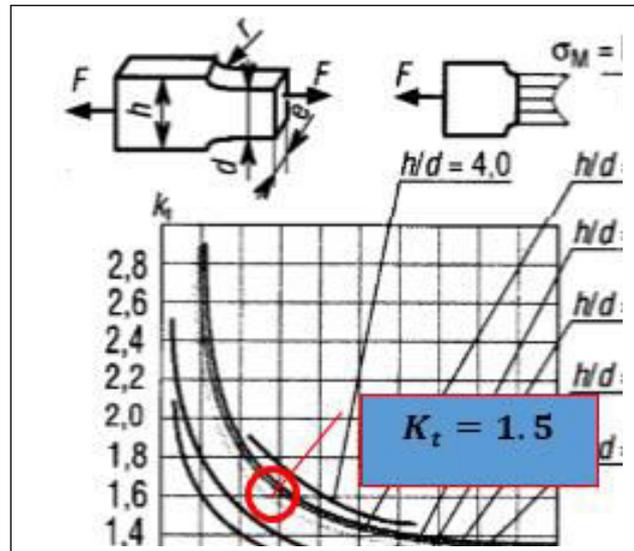


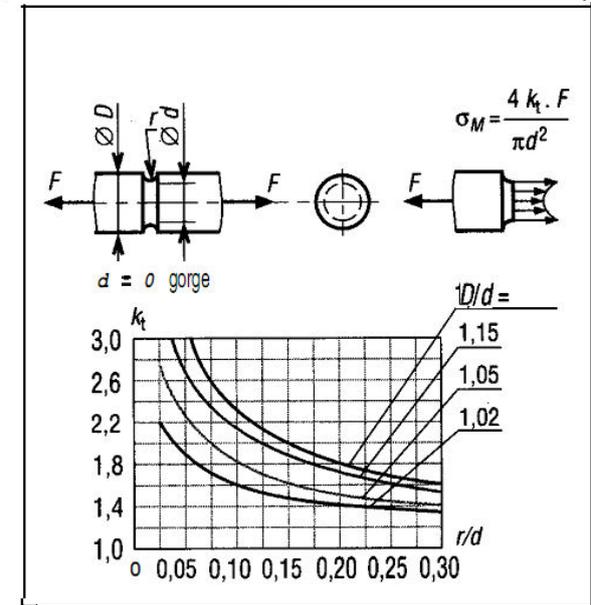
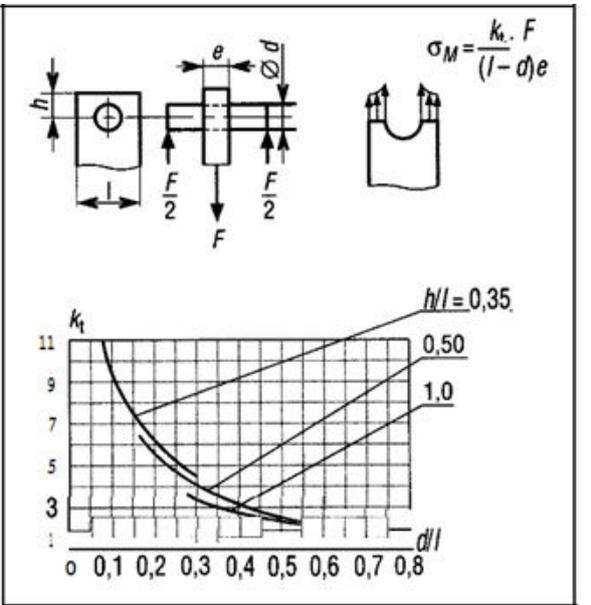
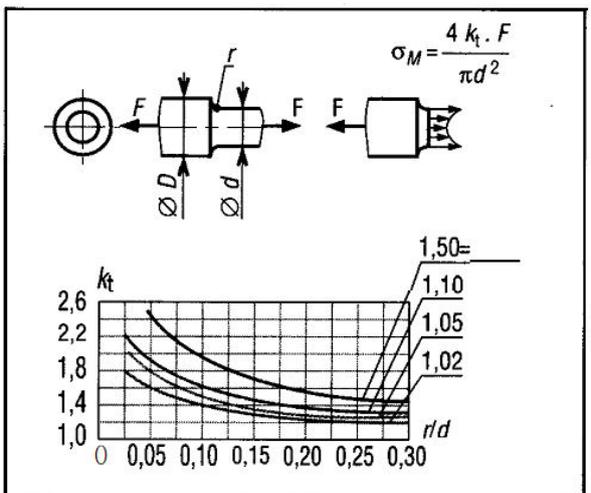
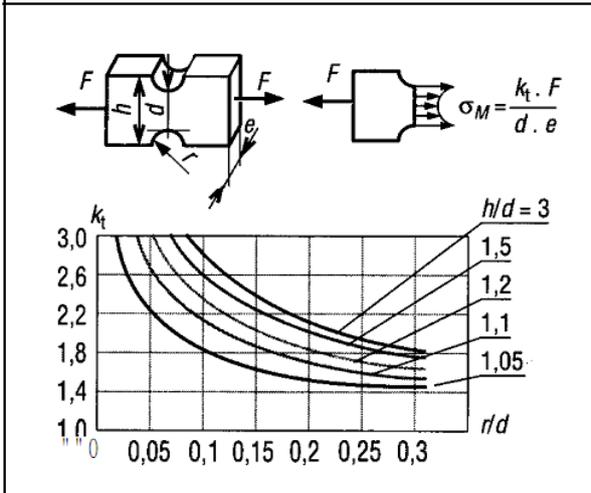
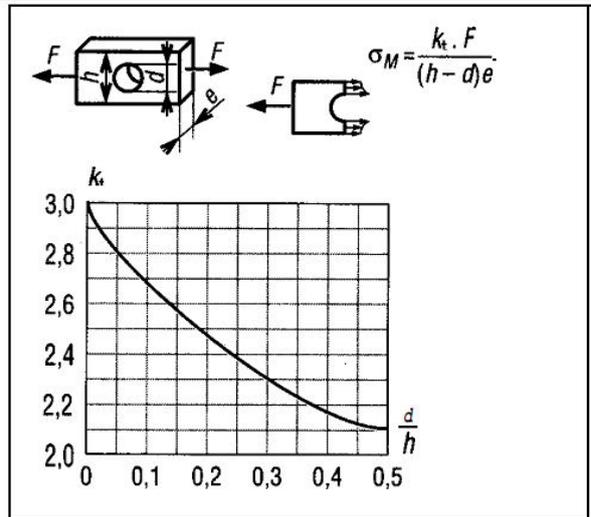
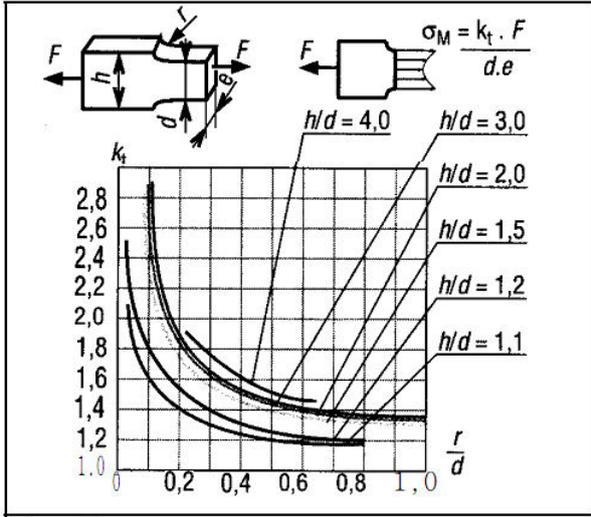
Déterminons la valeur de K_t avec le graphe indiqué.

Calcul les rapports :

$$\begin{cases} \frac{h}{d} = \frac{30}{20} = 1.5 \\ \frac{r}{d} = \frac{5}{20} = 0.25 \\ K_t = 1.5 \end{cases}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{max} &= K_t \cdot \frac{F}{d \times e} \\ \sigma_{max} &= 1.5 \times \frac{36000}{20 \times 4} \\ \sigma_{max} &= 675 \text{ MPa} \end{aligned}$$

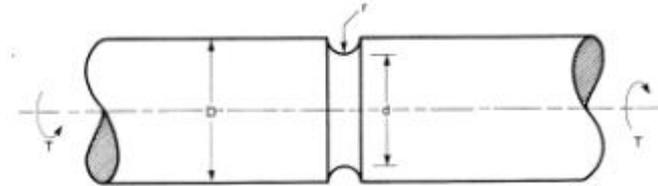




Exemple 02 :

L'arbre de la figure 2, possède une rainure dans sa partie centrale. Il est soumis à un couple de torsion T de 120N.M, et les dimensions géométriques dans le voisinage de ce chargement de section sont $r= 3$ mm, $d= 20$ mm et $D= 25$ mm

1. Trouvez l'endroit et la valeur de la contrainte maximale.



Solution :

Le facteur théorique de concentration de contrainte en torsion K_{ts} est obtenu de la figure (2)

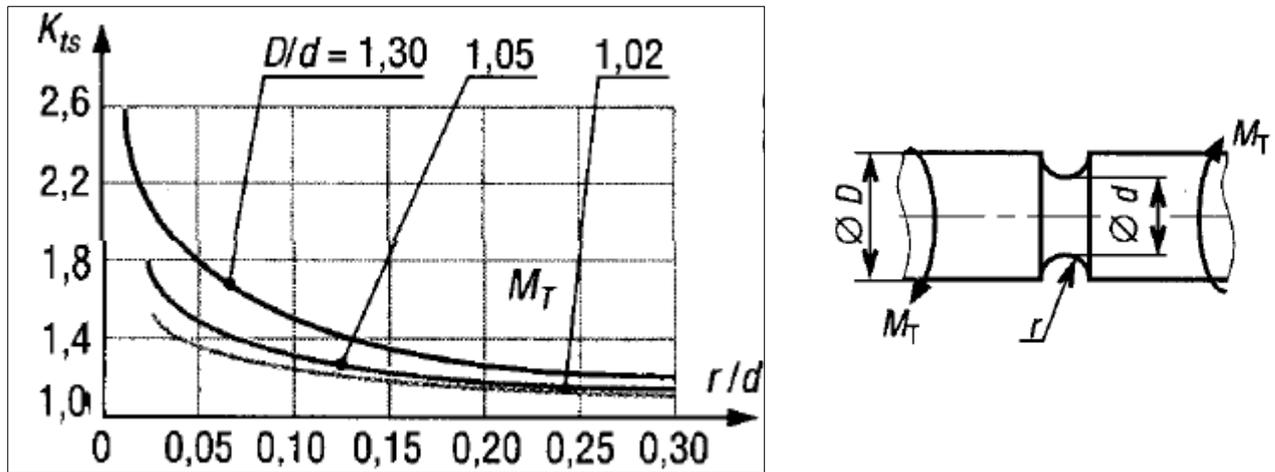


Figure I.2 : facteur théorique de concentration de contrainte en torsion K_{ts}

$$\frac{r}{d} = \frac{3}{20} = 0.15$$

$$\frac{D}{d} = \frac{25}{20} = 1.25$$

Donc : $K_{ts} \cong 1.35$

La contrainte maximale en torsion τ est obtenue par la formule suivante :

$$\tau = K_{ts} \cdot \tau_0 = K_{ts} \left(\frac{T_c}{J} \right) = K_{ts} \left(\frac{16 T}{\pi d^3} \right)$$

$$\tau = 1.35 \left(\frac{16 \times 120}{\pi \times 0.02^3} \right)$$

$$\tau = 103 \text{ MPa}$$

Chapitre

II

Les assemblages

II.1 Introduction

Les assemblages démontables doivent pouvoir se séparer sans destruction, Ils sont à emboîtement comme les systèmes à baïonnette, à crochets, avec des parties saillantes et creuses prévues directement dans les pièces. Les dispositifs à emboîtement n'assurent généralement pas un montage sans jeu, il est nécessaire d'intercaler des éléments élastiques ou des sécurités afin d'éviter le desserrage. Les éléments de liaison, comme les coins, les goupilles, les clavettes, les vis, etc., réalisent des assemblages bloqués en tous sens. Ils sont fabriqués en grande série et peuvent se combiner entre eux sans difficulté. Le choix du mode d'assemblage est fréquemment dicté par le type de machine, la fréquence du montage et du démontage, l'outillage à disposition et les possibilités de fabrication, une certaine tradition, le prix de revient. Il faut toujours utiliser les éléments normalisés simples, limiter le nombre de type différent, rendre l'accès facile, simplifier les opérations de fabrication et d'entretien par l'emploi d'un outillage normal et restreint sans compromettre la sécurité de l'ensemble.

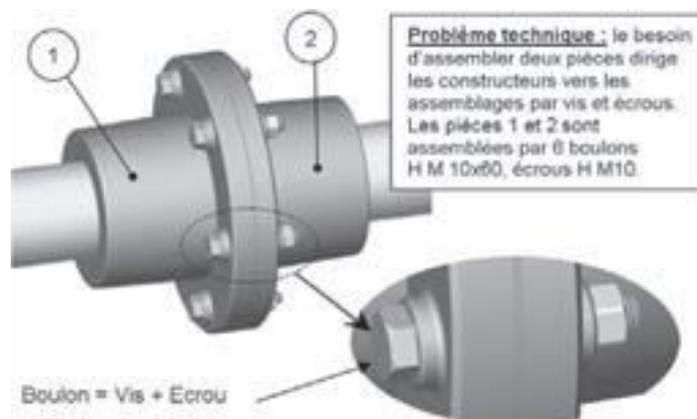


Figure II.1 : exemple d'assemblage de deux pièces.

II.2. Définition

Une solution constructive d'assemblage a pour fonction de lier des pièces les unes aux autres, en utilisant différents moyens d'assemblage : Par organes filetés, par collage, par soudages ...

Chaque moyen d'assemblage peut être défini par cinq critères :

1. ASSEMBLAGE COMPLET OU PARTIEL :

- Assemblage COMPLET : Aucun mouvement possible entre les pièces assemblées.
- Assemblage PARTIEL : Mouvement(s) possible(s) entre les pièces assemblées.

2. ASSEMBLAGE DEMONTABLE OU NON DEMONTABLE (PERMANENT) :

- Assemblage DEMONTABLE : Il est possible de supprimer la liaison sans détériorer les pièces ou les éléments liés.
- Assemblage NON DEMONTABLE (PERMANENT) : Impossible de supprimer la liaison sans provoquer la détérioration des pièces ou des éléments liés.

3. ASSEMBLAGE ELASTIQUE OU RIGIDE :

- Assemblage ELASTIQUE : Un déplacement d'une pièce provoque la déformation d'un élément élastique (ressort, caoutchouc).
- Assemblage RIGIDE : L'assemblage n'est élastique dans aucune direction de déplacement.

4. ASSEMBLAGE PAR OBSTACLE OU PAR ADHERENCE :

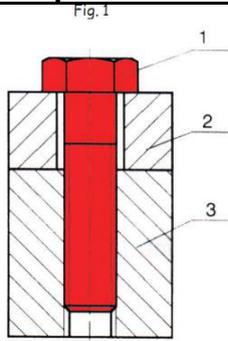
- Assemblage PAR OBSTACLE : Un élément fait obstacle au mouvement entre deux pièces.
- Assemblage PAR ADHERENCE : L'assemblage est obtenu par le phénomène d'adhérence dû au frottement entre les pièces.

5. ASSEMBLAGE DIRECT OU INDIRECT :

- Assemblage DIRECT : La forme des pièces liées sont directement en contact. Il n'y a pas d'élément intermédiaire.
- Assemblage INDIRECT : L'assemblage nécessite un ou des éléments intermédiaires

II.3 Moyens d'assemblage démontables**II.3.1 Par éléments filètes**

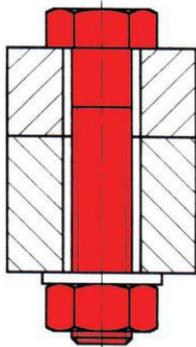
L'assemblage est considéré obtenu par adhérence indirecte. L'intérêt est de créer une liaison complète démontable. Avec les éléments vissés, on assure un maintien en position des pièces (pas une mise en position), pour garder un contact entre deux surfaces. La liaison doit être une liaison par adhérence, pas une liaison par obstacle.



(fig. 1) : Vis d'assemblage

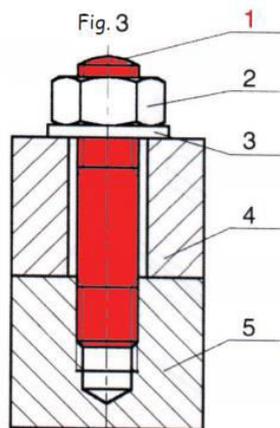
La pièce (3) seule possède un trou taraudé recevant la partie filetée de la vis.
Les autres pièces possèdent un trou lisse.

Fig. 2



(fig. 2) : Boulon :

Les pièces à assembler possèdent un trou lisse.
Le trou taraudé se trouve dans l'écrou.
(BOULON = VIS + ECROU)

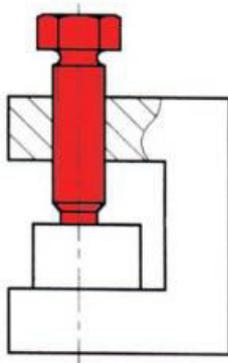


(fig. 3) : Goujon

Il est composé d'une tige, filetée à ses 2 extrémités séparées par une partie lisse.

Le goujon (1) est implanté dans la pièce (5) possédant un trou taraudé.
L'effort de serrage axial nécessaire au maintien en Position (MAP) est réalisé par l'écrou (2).

Fig. 4



(fig. 4) : Vis de pression

L'effort de serrage nécessaire au maintien en position est exercé par l'extrémité de la vis.

II.3.1.1 Rôle

L'intérêt est de créer une liaison complète démontable. Avec les éléments vissés, on assure un maintien en position des pièces (pas une mise en position), pour garder un contact entre deux surfaces. La liaison doit être une liaison par adhérence, pas une liaison par obstacle.

II.3.1.2 Caractéristiques techniques (filetage ISO)

II.3.1.2.1 Norme

Les normes relatives aux éléments filetés sont publiées sous la référence **E25**. Elles définissent les caractéristiques de la géométrie et de la résistance des éléments. Les normes définissent :

- Les couples dimensions / pas
- La section résistante A_s
- Les caractéristiques mécaniques des matériaux : R_e , R_m , HB.

Classe de qualité (NFE 25-100)

La classe de qualité définit la résistance des éléments vissés, elle est définie par deux chiffres :

- le premier chiffre correspond à $R_m/100$
- le deuxième à $10R_e/R_m$.

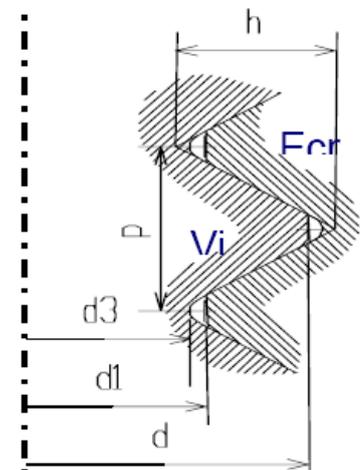
Exemple : Vis de classe 6-8 :

$$R_m = 600 \text{ Mpa et } R_e = 8 \times 600 / 10 = 480 \text{ Mpa}$$

Remarque : la classe de qualité est inscrite sur chaque vis digne de ce nom

Géométrie :

- d : diamètre nominal
- d_3 : diamètre à fond de filet
- d_2 : diamètre moyen de la vis : $d_2 = (d + d_3) / 2$
- A_s : section résistante : C'est un modèle simple qui permet d'assimiler la vis à une tige de section pleine.



$$A_s = (\pi \cdot d_{eq}^2) / 4, \quad \text{avec} \quad d_{eq} = (d_2 + d_3) / 2$$

Tableaux II.1 : Valeurs standards de section résistante A_s .

Diamètre nominal en [mm]	Filetage pas gros		Filetage pas fin	
	pas	A_s [mm ²]	pas	A_s [mm ²]
5	0.8	14.2	/	
6	1	20.1	/	
7	1	28.9	/	
8	1.25	36.6	1	39.2
10	1.5	58	1.25	61.2
12	1.75	84.3	1.25	91.2
14	2	115	1.5	125
16	2	157	1.5	167
18	2.5	192	1.5	216
20	2.5	245	1.52	272
22	2.5	303	2	333
24	3	353	2	384
27	3	459	2	496
30	3.5	561	2	621
33	3.5	694	2	761
36	4	817	3	865
39	4	976	3	1028

II.3.1.2.2 Calcul non optimisé

Critères de calcul :

- limiter la plastification du premier filet.
- calcul à la torsion/traction de la vis.
- calcul à la pression admissible sous la tête.

Tableaux II.2 : Données de calcul non optimisé.

Données	Caractéristiques calculée
Effort axial que le montage doit encaisser : F_{ext}	Nombre de vis : n
Couple à transmettre par l'assemblage : C_{ext}	Diamètre des vis : d
Type d'effort (statique ou dynamique)	Couple de serrage
Environnement	Matériau
Possibilité de faire un taraudage	Classe de qualité

Ce calcul est simplifié et compte tenu d'une série d'incertitudes. 30 % de la charge sur le premier filet si l'on ne prend pas un écrou élastique,

- Concentration de contrainte à fond de filet,
- Incertitude du couple de serrage,
- Coefficient de frottement mal maîtrisé entre la vis et la rondelle.

Une solution de calcul simplificatrice a été mise en place : *considérer la vis comme étant un cylindre de section A_s .*

$$A_s = (\pi \cdot d_{eq}^2) / 4, \quad \text{avec} \quad d_{eq}^2 = (d_2 + d_3) / 2$$

II.3.1.2.3 Estimation de l'effort axial

L'effort exercé par l'ensemble des vis doit empêcher le décollement ou le glissement des pièces. Dans le cas où le montage doit compenser un effort axial et un couple l'effort global que devront exercer sur les vis est :

$$F_{tot} = F_{ext} + C_{ext} / (r \cdot \tan \phi)$$

Avec

r : rayon d'implantation des vis.

tan ϕ : coefficient de frottement entre les pièces assemblées.

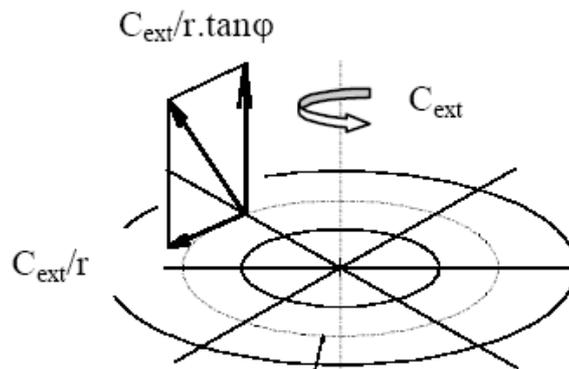


Figure II.2 : schématisation de l'effort exercé sur la vis.

II.3.1.2.4 Calcul non optimisé avec une charge statique

II.3.1.2.4.1 Choix du diamètre et du nombre de vis

❖ **Hypothèse :**

- On suppose une répartition identique sur chacune des vis.
- On vérifie la relation $\sigma_{eq} < 0.85 \sigma_e$.

❖ Choix des vis

On choisit les vis en fonction du tableau ci-dessous

Tableaux II.3 : choix des vis

Type de matériel	Classe de précision	Précision
Clés à choc, clés à main	D	± 20 à ± 50 %
Visseuses simples Clés dynamométriques à déclenchement simple	C	± 10 à ± 20 %
dynamométrique à déclenchement automatique	B	± 5 à ± 10 %
Clés dynamométrique électronique	A	< ± 5 %

tan $\phi = 0.1$: vis phosphatée ou zinguée bonne lubrification.

tan $\phi = 0.15$: vis noire ou zinguée, lubrification sommaire (état de livraison).

tan $\phi = 0.2$: vis revêtue ou non, montage à sec.

Tableaux II.4 : caractéristiques des vis classe 8-8.

Classe 8-8										
D Nominal (mm)	Précision de serrage	Tan μ moyen = 0,10			Tan μ moyen = 0,15			Tan μ moyen = 0,20		
		Cs (N.m)	Fomin (N)	Fomax (N)	Cs (N.m)	Fomin (N)	Fomax (N)	Cs (N.m)	Fomin (N)	Fomax (N)
3	A	0,95	2079	2298	1,21	1877	2075	1,41	1688	1866
	B	0,91	1880	2298	1,16	1697	2075	1,35	1526	1866
	C	0,83	1532	2298	1,06	1383	2075	1,23	1244	1866
	D	0,67	766	2298	0,85	691	2075	0,99	622	1866
4	A	2,20	3605	3985	2,78	3251	3594	3,22	2922	3230
	B	2,10	3260	3985	2,66	2940	3594	3,08	2642	3230
	C	1,92	2656	3985	2,44	2396	3594	2,82	2153	3230
	D	1,54	1328	3985	1,95	1198	3594	2,25	1076	3230
5	A	4,34	5893	6514	5,5	5325	5886	6,4	4788	5293
	B	4,14	5329	6514	5,2	4815	5886	6,1	4330	5293
	C	3,80	4342	6514	4,83	3924	5886	5,6	3528	5293
	D	3,04	2171	6514	3,87	1692	5886	4,48	1764	5293
6	A	7,5	8319	9195	9,5	7511	8302	11,1	6753	7464
	B	7,2	7523	9195	9,1	6792	8302	10,6	6106	7464
	C	6,6	6130	9195	8,3	5534	8302	9,7	4976	7464
	D	5,2	3065	9195	6,7	2767	8302	7,7	2488	7464
8	A	18,2	15257	16863	23	13790	15242	27	12404	13710
	B	17,4	13797	16863	22	12470	15242	25	11217	13710
	C	15,9	11242	16863	20	10161	15242	23	9140	13710
	D	12,7	5621	16863	16,3	5080	15242	18,9	4570	13710
10	A	36	24282	26838	46	21963	24275	53	19762	21843
	B	34	21958	26838	44	19861	24275	51	17871	21843
	C	31	17892	26838	40	16183	24275	46	14562	21843
	D	25	8946	26838	32	8091	24275	37	7291	21843
12	A	62	35393	39119	79	32029	35401	92	28825	31860
	B	59	32006	39119	76	28964	35401	88	26067	31860
	C	54	26079	39119	69	23600	35401	81	21240	31860
	D	43	13039	39119	55	11800	35401	64	10620	31860
16	A	99	48592	53707	127	43987	48618	148	39595	43763
	B	94	43942	53707	121	39778	48618	141	35806	43763
	C	86	35804	53707	111	32412	48618	129	29175	43763

	D	69	17902	53707	89	16206	48618	103	14587	43763
16	A	153	66778	73808	198	60578	66955	232	54585	60331
	B	146	60388	73808	489	54781	66955	221	49361	60331
	C	134	49205	73808	173	44636	66955	203	40220	60331
	D	107	24602	73808	138	22318	66955	162	20110	60331
18	A	213	81249	89802	274	73584	81330	319	66251	73225
	B	203	73474	89802	261	66542	81330	305	59911	73225
	C	186	59868	89802	239	54220	81330	279	48816	73225
	D	149	29934	89802	191	27110	81330	223	24408	73225
20	A	300	104342	115326	388	94653	104617	454	85289	94267
	B	286	94357	115326	370	85595	104617	431	77127	94267
	C	262	76884	115326	339	69744	104617	397	62844	94267
	D	210	38442	115326	271	34872	104617	318	31422	94267
22	A	409	130306	144023	533	118370	130830	626	106734	117970
	B	391	117837	144023	509	107042	130830	598	96520	117970
	C	358	96015	144023	466	87220	130830	548	78646	117970
	D	286	48007	144023	373	43610	130830	438	39323	117970
24	A	516	150252	166069	667	136301	150649	781	122816	135745
	B	492	135874	166069	637	123258	150649	746	111064	135745
	C	451	110712	166069	584	100432	150649	684	90496	135745
	D	361	55356	166069	467	50216	150649	547	45248	135745
27	A	759	197635	218439	989	179587	198491	1162	161960	179009
	B	724	178722	218439	944	162401	198491	1109	146461	179009
	C	664	145626	218439	864	132327	198491	1016	119339	179009
	D	531	72813	218439	692	66163	198491	813	59669	179009
30	A	1031	240287	265581	1341	218195	241163	1573	196710	217417
	B	984	217293	265581	1280	197315	241163	1501	177886	217417
	C	902	177054	265581	1173	160775	241163	1376	144944	217417
	D	722	88527	265581	938	80387	241163	1101	72472	217417
33	A	1395	299334	330843	1822	272169	300819	2143	245536	271382
	B	1331	270689	330843	1739	246214	300819	2046	222039	271382
	C	1220	220562	330843	1594	200546	300819	1875	180921	271382
	D	976	110281	330843	1275	100273	300819	1500	90460	271382
36	A	1794	351351	388336	2339	319266	352873	2747	287929	318238
	B	1713	317729	388336	2232	288714	352873	2623	260376	318238
	C	1570	258890	388336	2046	235248	352873	2404	212158	318238
	D	1256	129445	388336	1637	117624	352873	1923	106079	318238
39	A	2321	422063	466491	3038	383928	424342	3578	346438	328906
	B	2216	381674	466491	2900	347188	424342	3415	313286	328906
	C	2031	310994	466491	2658	282894	424342	3131	255270	328906
	D	1625	155497	466491	2127	141447	424342	2504	127635	328906

❖ **Eléments de calcul**

La vis est soumise à de la torsion et de la traction : On calcule la contrainte équivalente (critère de Von Mises) : $\sigma_{eq} = (\sigma^2 + 3\tau^2)^{1/2}$, Avec : $\sigma = F_{tot} / (n.A_s)$ (n nombre de vis)

$$\text{Et : } \tau = 16C' / (\pi.d_{eq}^3) \text{ (C' le couple de torsion dans la vis).}$$

On vérifie la vis avec la relation : $\sigma_{eq} < 0.85\sigma_e$

❖ **Couple de serrage**

Le couple de torsion C' plus le couple de frottement de l'écrou (ou la tête de vis) sur la rondelle

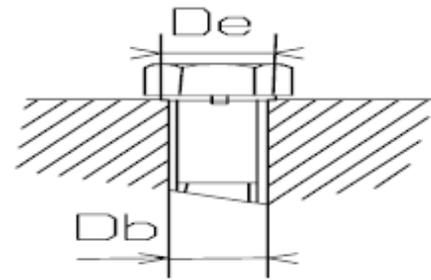
$$C_{ft} \text{ donne le couple de serrage } C_s : \quad C_s = C_{ft} + C'$$

II.3.1.2.5 Validation du montage en pression admissible

Il faut que la pression sous la tête de la vis soit inférieure à la pression admissible des deux matériaux.

$P = F_{tot} / (n \cdot A_m)$ avec $A_m = \pi/4 \cdot (D_e^2 - D_b^2)$

- D_e : diamètre extérieur d'appui sous tête ou sous écrou ou sous rondelle
- D_b : diamètre du perçage
- n : nombre de vis



II.3.2 différents types des vis

Il y a deux types des

- ❖ Vis d'assemblage
- ❖ Vis de pression

II.3.2.1 Vis d'assemblages

Le serrage le plus énergétique est obtenu par les têtes hexagonales (H) puis par les têtes à 6 pans creux (CHC) qui présentent l'avantage de pouvoir être logées ou noyées dans un lamage.

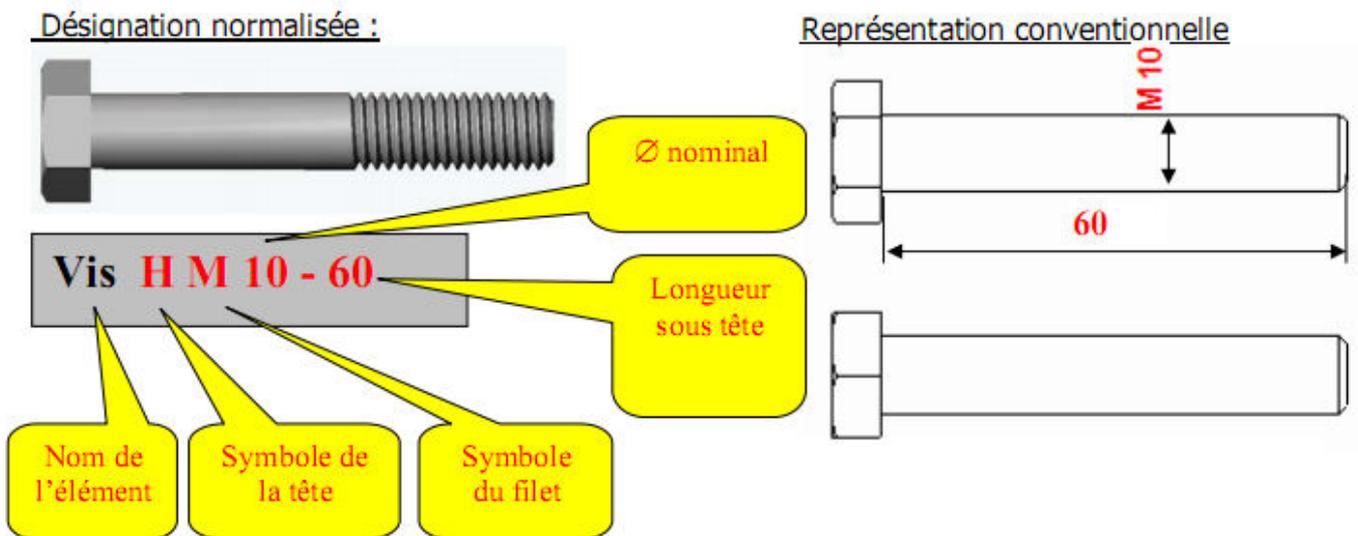
Symboles et fonctions des ≠ têtes de vis :

H	CHC	CS	CLS
Serrage énergétique		Utilisée pour des assemblages à faibles sollicitations mécaniques	
FS	FBS	FHC	RLS
Peu utilisées en mécanique, permettent des centrages éventuels			Tête poelier fendue

Symboles et fonctions des ≠ empreintes :

				
H	HC	S	Z	X
La tête et l'empreinte sont identiques. Bonne transmission du couple de serrage	Capacité de serrage légèrement inférieure que H. Mode d'entraînement de faible encombrement	Utilisées dans les petites dimensions. Serrage par tournevis	Utilisé pour des assemblages à faibles sollicitations mécaniques	Amélioration du couple de serrage / aux têtes HC

Désignation normalisée des vis d'assemblage.



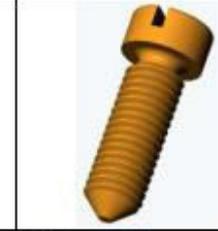
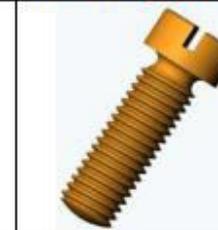
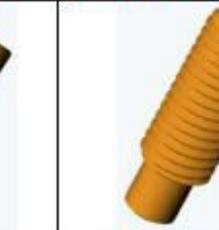
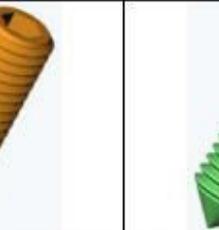
Exemple (vis de classe 8.8) :

Désignation : Vis à tête cylindrique à hexagone creux de Ø nominal 10 mm, au pas métrique, longueur sous tête 50 mm, de classe de qualité 8.8.

Désignation normalisée : Vis CH C, M10-50 – 8.8

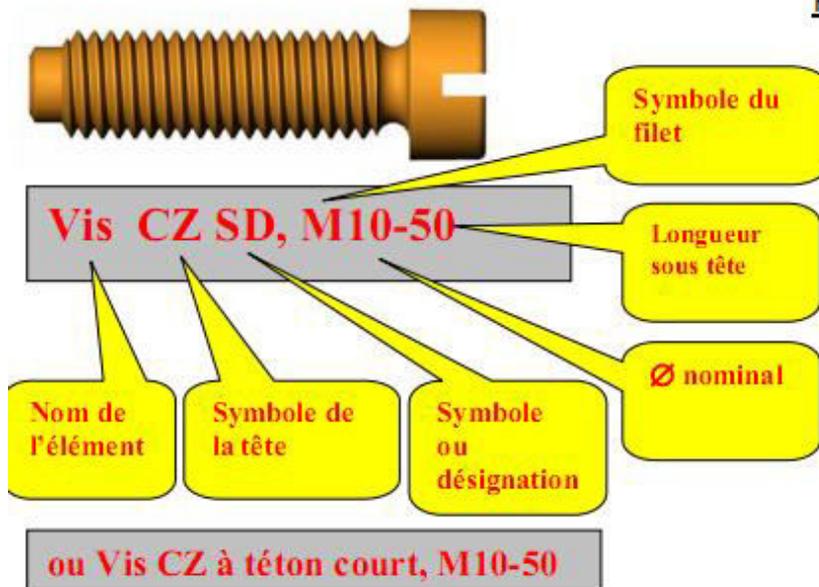
II.3.2.1 Vis de pression

Symboles et fonctions des ≠ têtes et extrémité des vis de pression :

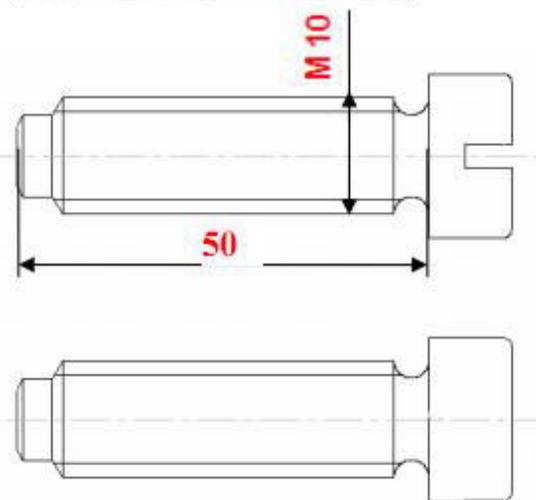
				
Tête : HZ Extrémité : téton court TC	Tête : HZ Extrémité : téton long TL	Tête : CZ Extrémité : tronconique TR	Tête : Qm Extrémité : plate PL	Tête : CZ Extrémité : pointue
				
Tête : QZ Extrémité : cuvette CU	Tête : Qm Extrémité : cuvette CU	Tête : CZ Extrémité : bombé BB	Tête : sans tête HC Extrémité : téton long TL	Tête : sans tête fendue Extrémité : pointue

Désignation normalisée des vis d'assemblage.

Désignation normalisée :



Représentation conventionnelle

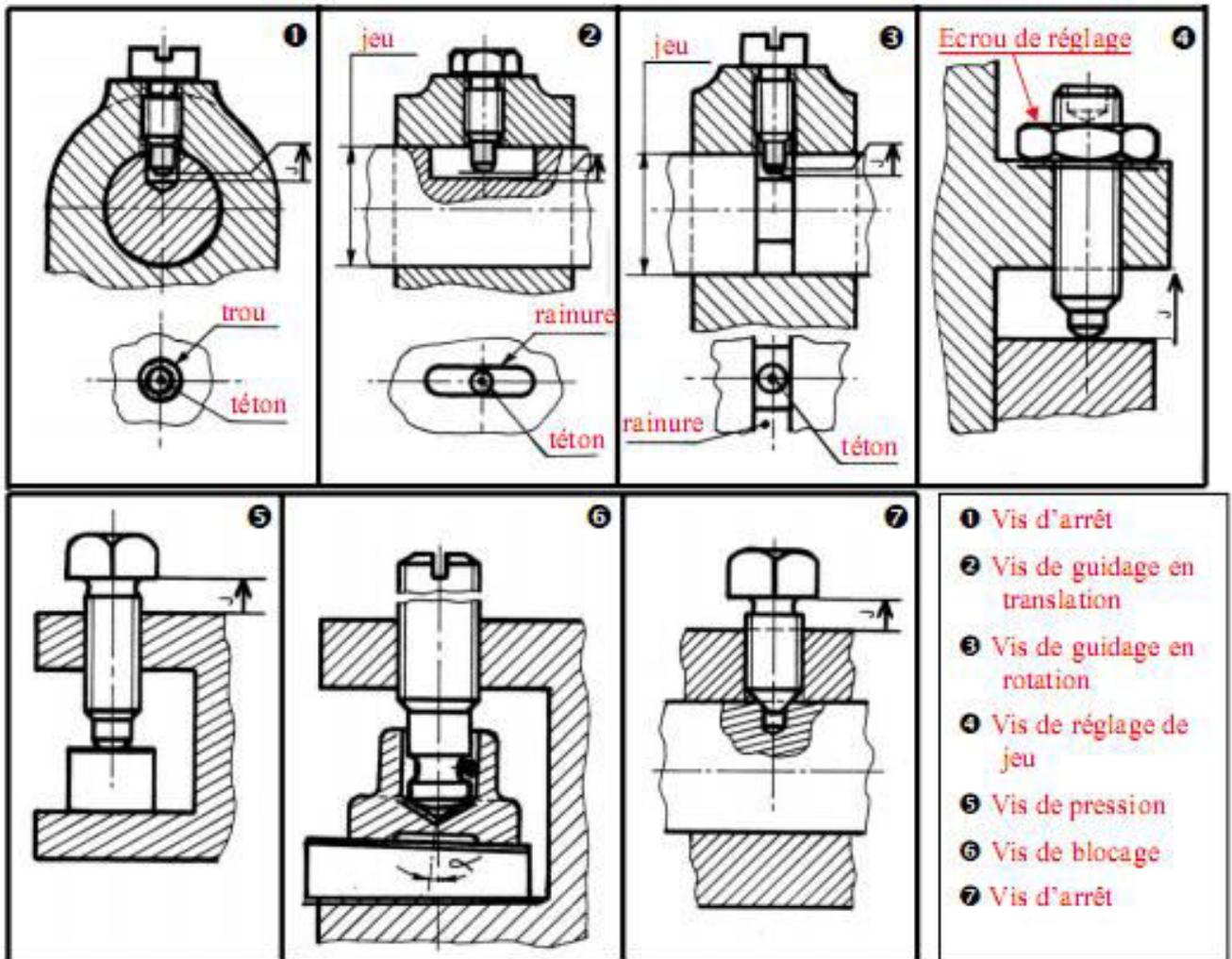


Exemple (vis de pression classe 45 H) :

Désignation : Vis de pression sans tête à hexagone creux, à bout plat, de \varnothing nominal 10 mm, au pas métrique, longueur totale 50 mm.

Désignation normalisée : Vis sans tête à bout plat HC, M10-50 – 45 H

Utilisation des vis de pression



II.3.2 Les goupilles

Une goupille est un organe de liaison, implantée dans deux trous appartenant à deux pièces différentes, ce qui a pour effet de les lier et de les positionner l'une par rapport à l'autre.

II.3.2.1 Goupilles cylindriques et coniques

Les goupilles cylindriques et coniques sont utilisées comme éléments de centrage, de fixation de bagues ou de moyeux sur des arbres peu sollicités, de sécurité contre les surcharges accidentelles, de verrouillage d'éléments d'assemblage,... etc. La conicité des goupilles coniques est normalisée à 2%. Ces éléments exigent un usinage précis (ajustement serré précis, donc coûteux). L'utilisation de goupilles cylindriques creuses dites goupilles élastiques ou de goupilles cannelées simplifie fortement les opérations d'usinage et de montage. Les tolérances de perçage sont assez larges pour ces types de goupilles de telle sorte qu'il ne faut pas prévoir des alésages à tolérance serrée.

Dans les calculs il faut tenir compte des efforts réels à transmettre, comme charge statique, alternée, des chocs, des vibrations, des conditions de montage. Le coefficient de sécurité sera d'autant plus grand que les efforts appliqués seront mal connus.

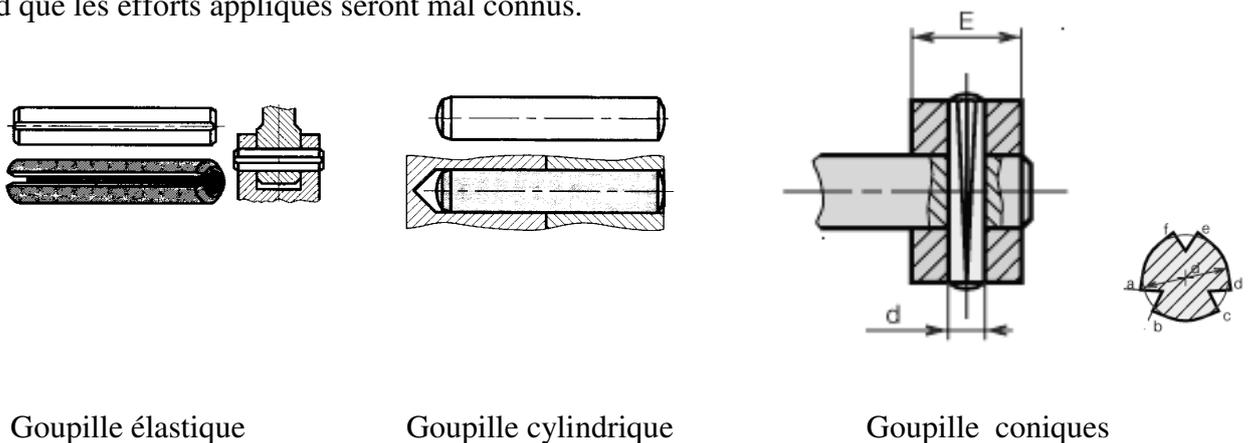


Figure II.3 : Goupilles cylindriques et coniques.

Tableaux II.5 : Pression spécifique et contraintes admissibles.

Pression spécifique et contraintes admissibles pour les goupilles pleines en A60				
Nature des pièces à assembler	A 37	A 50	A 70	Ft 20
Pression spécifique p en daN/mm ²	9	12	16	6
Contrainte σ en daN/mm ²	7,5	10,5	15	4
Contrainte τ en daN/mm ²	4,5	7	9	3

Ces valeurs seront diminuées de 50% en charge alternée.

Admettre 50% des valeurs indiquées pour les goupilles cannelées ou encochées.

II.3.2.2 Goupilles transversales

La goupille transversale s'utilise aux extrémités des arbres lors du montage de petits éléments comme des leviers. Elle est soumise à un couple ou à un moment de torsion M_t . La pression spécifique entre la goupille et l'arbre est admise répartie linéairement ; entre la goupille et le moyeu, la pression est supposée constante.

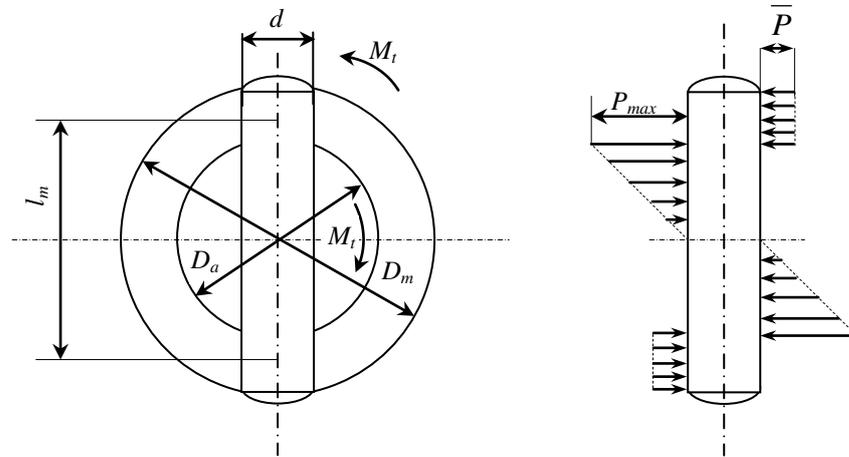


Figure II.4 : Goupilles transversales.

Proportions à adopter : $d/D_a \approx 0,2$ à $0,4$ et $D_m/D_a \approx 1,5$ à 2 .

Les Pressions spécifiques maximales valent :

Entre la goupille et le moyeu :
$$\bar{P} = \frac{2M_t}{l_m(D_m - D_a)d}$$

Entre la goupille et le l'arbre :
$$P_{max} = \frac{6M_t}{d \cdot D_a^2}$$

Le tracé des diagrammes des T et M_f montre que la section la plus sollicitée se trouve au niveau du diamètre de l'arbre D_a . Si l'assemblage est soumis à une force axiale, le contrôle des pressions et des contraintes se fait en admettant la pression spécifique uniforme entre la goupille, l'arbre et le moyeu.

II.3.2.3 Goupilles de centrage

Elles sont cylindriques (tolérance h 8), sont chassées dans l'une des pièces et coulissantes dans l'autre. Les goupilles coniques sont utilisées pour les centrages de précision (comme dans les machines-outils), mais de préférence dans les autre cas utiliser les goupilles extensibles. Tous ces éléments sont

contrôlés à la pression spécifique moyenne \bar{P} et au cisaillement par :
$$\tau_c = k \cdot \frac{T}{A}$$

$k = 1,5$ section pleine } Afin de tenir compte de la répartition
 $k = 2$ section annulaire } réelle des contraintes

T : effort tranchant.

A : aire de la section = $\pi d^2/4$.

II.3.3 Clavettes

Les clavettes sont intercalées entre des surfaces planes ou plus facilement entre les moyeux et les arbres ; elles transmettent les efforts soit par emboîtement, soit par frottement. Leur section est carrée, rectangulaire ou prismatique.

II.3.3.1 Clavettes à faces parallèles

La section de ces clavettes est constante, carrée dans les petites dimensions, rectangulaire à partir de 8 mm de largeur. Le moyeu peut coulisser axialement sur l'arbre ; le serrage radial est nul donc le centrage est amélioré. Le couple de torsion est transmis par les faces latérales de la clavette.

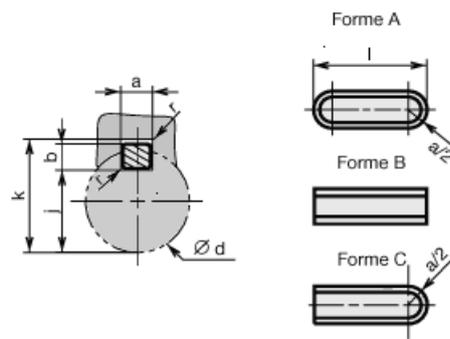


Figure II.5 : Clavettes à faces parallèles.

Tableaux II.6 : Caractéristiques des clavettes parallèles.

D	a	b	j	k	d	a	b	j	k
de 6 à 8 inclus	2	2	d - 1,2	d + 1	58 à 65	18	11	d - 7	d + 4,4
8 à 10	3	3	d - 1,4	d + 1,4	65 à 75	20	12	d - 7,5	d + 4,9
10 à 12	4	4	d - 2,5	d + 1,8	75 à 85	22	14	d - 9	d + 5,4
12 à 17	5	5	d - 3	d + 2,3	85 à 95	25	14	d - 9	d + 5,4
17 à 22	6	6	d - 3,5	d + 2,8	95 à 110	28	16	d - 10	d + 6,4
22 à 30	8	7	d - 4	d + 3,3	110 à 130	32	18	d - 11	d + 7,4
30 à 38	10	8	d - 5	d + 3,3	130 à 150	36	20	d - 12	d + 8,4
38 à 44	12	8	d - 5	d + 3,3	150 à 170	40	22	d - 13	d + 9,4
44 à 50	14	9	d - 5,5	d + 3,8	170 à 200	45	25	d - 15	d + 10,4
50 à 58	16	10	d - 6	d + 4,3	200 à 230	50	28	d - 17	d + 11,4

Pression spécifique entre clavette et arbre :
$$P_1 = \frac{2M_t}{i.l_u.h_1.d_1}$$

Pression spécifique entre clavette et moyeu :
$$P_2 = \frac{2M_t}{i.l_u.h_2.d}$$

Contrainte de cisaillement dans la clavette : généralement négligeable.

Contrainte de torsion dans l'arbre :
$$\tau_t = \frac{M_t}{W_t}$$
 avec $W_t = \pi.d_1^3 / 16$

Tableaux II.7 : Pression spécifique admissibles sur clavettes en A 60.

Déplacement sous charge : clavette en A 60	$P_{adm} \leq 0,05 \text{ à } 1 \text{ daN/mm}^2$
Déplacement à vide et charge après	$P_{adm} \leq 3 \text{ à } 6 \text{ daN/mm}^2$
A 60 sur font grise ; en assemblage fixe	$P_{adm} \leq 6 \text{ daN/mm}^2$
A 60 sur acier en assemblage fixe	$P_{adm} \leq 9 \text{ daN/mm}^2$

II.3.3.2 Clavettes disques

Les clavettes disques (semi-circulaire) sont utilisées seulement aux extrémités des arbres ; les efforts transmissibles sont faibles car l'arbre est fortement entaillé par la rainure. La rainure de l'arbre est usinée par une fraise disque et la clavette est fabriquée en tôle d'acier jusqu'à $b=5 \text{ mm}$; en A 50 ou A 60 pour $b=6 \text{ à } 12 \text{ mm}$.

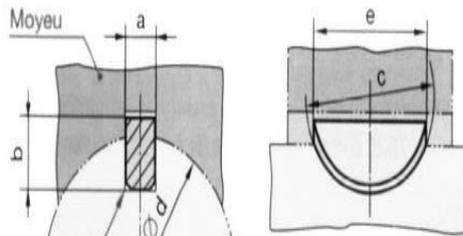


Figure II.6 : Clavettes disques.

II.3.3.3 Clavette coulissante

La clavette coulissante trouve emploi dans les boîtes d'avance ou les boîtes de commande d'organes secondaires des machines-outils. Elle est logée dans un arbre creux et actionnée de l'extérieur par un levier. La commande, l'entraînement des roues dentées et le passage d'une vitesse à l'autre sont facilités par des bagues intermédiaires. Pour changer de rapport d'engrenage, le levier de commande et sa tige sortent la clavette de la rainure de la roue grâce à la pente ; la clavette passe dans l'alésage intérieur de la bague, puis s'introduit dans la rainure de la roue l'action sous l'action du ressort à lame.

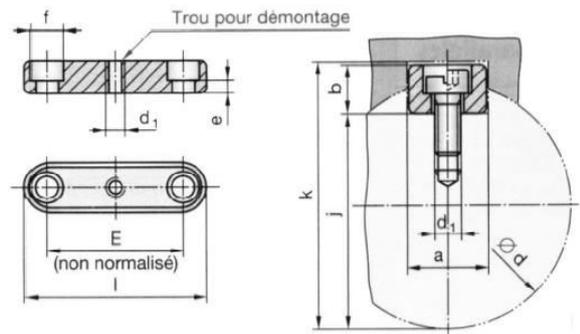


Figure II.7 : Clavettes coulissante.

II.3.4 Arbres et moyeux cannelés

Lorsque les couples de torsion à transmettre sont élevés, l'assemblage par clavette unique ou double devient insuffisant. Les clavettes sont remplacées par des arbres et moyeux profilés.

II.3.4.1 Cannelures à flancs parallèles

Les cannelures sont taillées dans l'arbre, leur nombre est pair. Ce type d'assemblage est utilisé dans les machines outils, dans les réducteurs à engrenages et les automobiles

La norme NF E 22,131 prévoit 3 séries ;(voir guide).

- Série légère pour faible couple de torsion comme par exemple sur les arbres creux
- Série moyenne pour couple élevé sans déplacement axial du moyeu ou avec déplacement à vide
- Série lourde pour couple élevé pendant le déplacement axial du moyeu.

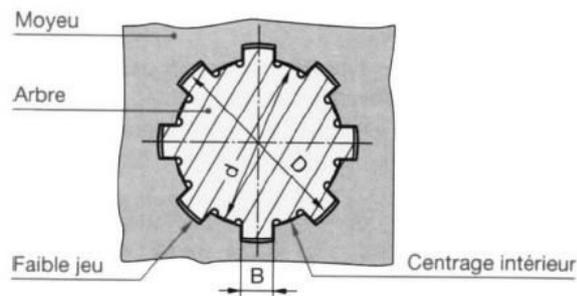


Figure II.8 : Cannelures à flancs parallèles.

Les arbres sont taillés sur plateau diviseur, tandis que les moyeux sont fabriqués généralement par brochage.

Pression spécifique :

Pour tenir compte des erreurs d'usinage et des déformations sous charge, on admet que seulement les 75% de la surface portent et transmettent le couple.

La surface portante est : $A = \frac{3}{4} \cdot z \cdot h_1 \cdot l_u$

Pression spécifique : $\bar{P} = \frac{2M_t}{d_m \cdot A}$

z : Nombre de cannelures selon normes,

h_1 : Hauteur portante réelle,

l_u : Longueur portant entre l'arbre et le moyeu ($l_u \approx 1,5$ à $2,5 d_1$)

$d_m = 1/2(d_1 + d_2)$

Tableaux II.7 : Pressions admissibles pour des aciers améliorés 90 à 110 daN/mm².

Ajustement glissant sous charge	$P_{adm} \leq 0,5$ à 3 daN/mm ²
Ajustement glissant sans charge	$P_{adm} \leq 2$ à 9 daN/mm ²
Ajustement bloqué dur	$P_{adm} \leq 3$ à 18 daN/mm ²

Contrainte de torsion : elle sera contrôlée dans le noyau de l'arbre

Contrainte de cisaillement : chaque cannelure est soumise à une tangentielle qui produit du cisaillement dans la section d'encastrement.

II.3.2 Les goupilles

Une goupille est un organe de liaison, implantée dans deux trous appartenant à deux pièces différentes, ce qui a pour effet de les lier et de les positionner l'une par rapport à l'autre.

II.3.2.1 Goupilles cylindriques et coniques

Les goupilles cylindriques et coniques sont utilisées comme éléments de centrage, de fixation de bagues ou de moyeux sur des arbres peu sollicités, de sécurité contre les surcharges accidentelles, de verrouillage d'éléments d'assemblage,... etc. La conicité des goupilles coniques est normalisée à 2%. Ces éléments exigent un usinage précis (ajustement serré précis, donc coûteux). L'utilisation de goupilles cylindriques creuses dites goupilles élastiques ou de goupilles cannelées simplifie fortement les opérations d'usinage et de montage. Les tolérances de perçage sont assez larges pour ces types de goupilles de telle sorte qu'il ne faut pas prévoir des alésages à tolérance serrée.

Dans les calculs il faut tenir compte des efforts réels à transmettre, comme charge statique, alternée, des chocs, des vibrations, des conditions de montage. Le coefficient de sécurité sera d'autant plus grand que les efforts appliqués seront mal connus.

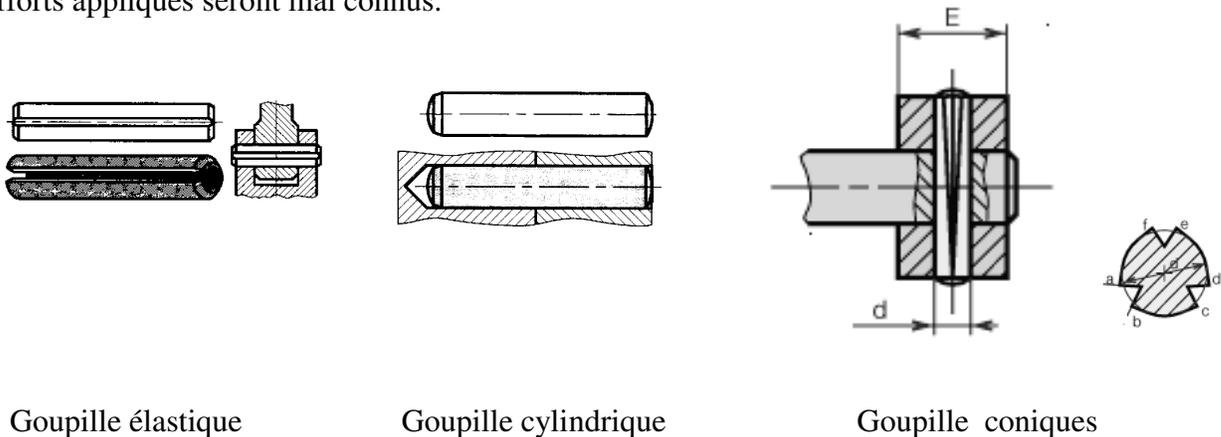


Figure II.3 : Goupilles cylindriques et coniques.

Tableaux II.5 : Pression spécifique et contraintes admissibles.

Pression spécifique et contraintes admissibles pour les goupilles pleines en A60				
Nature des pièces à assembler	A 37	A 50	A 70	Ft 20
Pression spécifique p en daN/mm ²	9	12	16	6
Contrainte σ en daN/mm ²	7,5	10,5	15	4
Contrainte τ en daN/mm ²	4,5	7	9	3

Ces valeurs seront diminuées de 50% en charge alternée.

Admettre 50% des valeurs indiquées pour les goupilles cannelées ou encochées.

II.3.2.2 Goupilles transversales

La goupille transversale s'utilise aux extrémités des arbres lors du montage de petits éléments comme des leviers. Elle est soumise à un couple ou à un moment de torsion M_t . La pression spécifique entre la goupille et l'arbre est admise répartie linéairement ; entre la goupille et le moyeu, la pression est supposée constante.

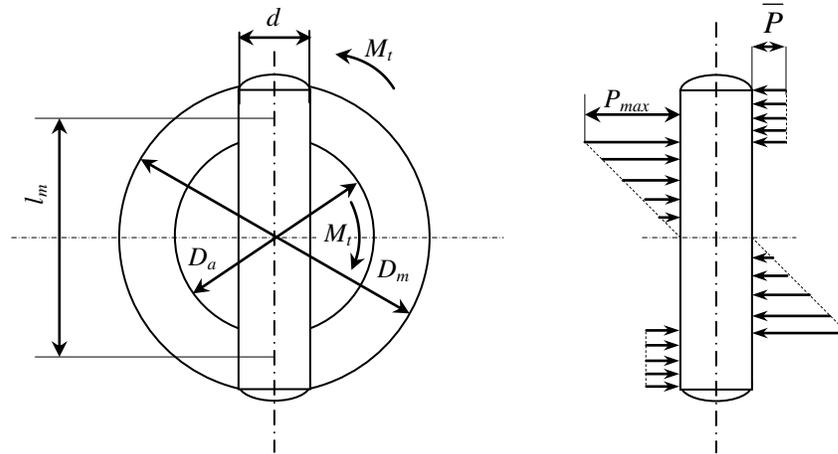


Figure II.4 : Goupilles transversales.

Proportions à adopter : $d/D_a \approx 0,2$ à $0,4$ et $D_m/D_a \approx 1,5$ à 2 .

Les Pressions spécifiques maximales valent :

Entre la goupille et le moyeu :
$$\bar{P} = \frac{2M_t}{l_m(D_m - D_a)d}$$

Entre la goupille et le l'arbre :
$$P_{\max} = \frac{6M_t}{d.D_a^2}$$

Le tracé des diagrammes des T et M_f montre que la section la plus sollicitée se trouve au niveau du diamètre de l'arbre D_a . Si l'assemblage est soumis à une force axiale, le contrôle des pressions et des contraintes se fait en admettant la pression spécifique uniforme entre la goupille, l'arbre et le moyeu.

II.3.2.3 Goupilles de centrage

Elles sont cylindriques (tolérance h 8), sont chassées dans l'une des pièces et coulissantes dans l'autre. Les goupilles coniques sont utilisées pour les centrages de précision (comme dans les machines-outils), mais

de préférence dans les autre cas utiliser les goupilles extensibles. Tous ces éléments sont contrôlés à la

pression spécifique moyenne \bar{P} et au cisaillement par : $\tau_c = k \cdot \frac{T}{A}$

$k = 1,5$ section pleine } Afin de tenir compte de la répartition
 $k = 2$ section annulaire } réelle des contraintes

T : effort tranchant.

A : aire de la section = $\pi d^2/4$.

II.3.3 Clavettes

Les clavettes sont intercalées entre des surfaces planes ou plus facilement entre les moyeux et les arbres ; elles transmettent les efforts soit par emboîtement, soit par frottement. Leur section est carrée, rectangulaire ou prismatique.

II.3.3.1 Clavettes à faces parallèles

La section de ces clavettes est constante, carrée dans les petites dimensions, rectangulaire à partir de 8 mm de largeur. Le moyeu peut coulisser axialement sur l'arbre ; le serrage radial est nul donc le centrage est amélioré. Le couple de torsion est transmis par les faces latérales de la clavette.

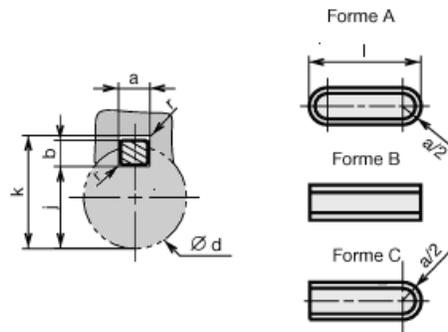


Figure II.5 : Clavettes à faces parallèles.

Tableaux II.6 : Caractéristiques des clavettes parallèles.

D	a	b	j	k	d	a	b	j	k
de 6 à 8 inclus	2	2	d - 1,2	d + 1	58 à 65	18	11	d - 7	d + 4,4
8 à 10	3	3	d - 1,4	d + 1,4	65 à 75	20	12	d - 7,5	d + 4,9
10 à 12	4	4	d - 2,5	d + 1,8	75 à 85	22	14	d - 9	d + 5,4
12 à 17	5	5	d - 3	d + 2,3	85 à 95	25	14	d - 9	d + 5,4
17 à 22	6	6	d - 3,5	d + 2,8	95 à 110	28	16	d - 10	d + 6,4
22 à 30	8	7	d - 4	d + 3,3	110 à 130	32	18	d - 11	d + 7,4
30 à 38	10	8	d - 5	d + 3,3	130 à 150	36	20	d - 12	d + 8,4
38 à 44	12	8	d - 5	d + 3,3	150 à 170	40	22	d - 13	d + 9,4
44 à 50	14	9	d - 5,5	d + 3,8	170 à 200	45	25	d - 15	d + 10,4
50 à 58	16	10	d - 6	d + 4,3	200 à 230	50	28	d - 17	d + 11,4

Pression spécifique entre clavette et arbre : $P_1 = \frac{2M_t}{i.l_u.h_1.d_1}$

Pression spécifique entre clavette et moyeu : $P_2 = \frac{2M_t}{i.l_u.h_2.d}$

Contrainte de cisaillement dans la clavette : généralement négligeable.

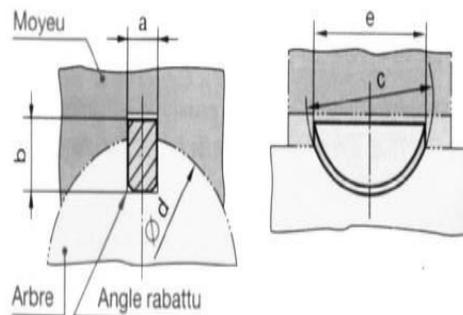
Contrainte de torsion dans l'arbre : $\tau_t = \frac{M_t}{W_t}$ avec $W_t = \pi.d_1^3 / 16$

Tableaux II.7 : Pression spécifique admissibles sur clavettes en A 60.

Déplacement sous charge : clavette en A 60	$P_{adm} \leq 0,05 \text{ à } 1 \text{ daN /mm}^2$
Déplacement à vide et charge après	$P_{adm} \leq 3 \text{ à } 6 \text{ daN /mm}^2$
A 60 sur font grise ; en assemblage fixe	$P_{adm} \leq 6 \text{ daN /mm}^2$
A 60 sur acier en assemblage fixe	$P_{adm} \leq 9 \text{ daN /mm}^2$

II.3.3.2 Clavettes disques

Les clavettes disques (semi-circulaire) sont utilisées seulement aux extrémités des arbres ; les efforts transmissibles sont faibles car l'arbre est fortement entaillé par la rainure. La rainure de l'arbre est usinée par une fraise disque et la clavette est fabriquée en tôle d'acier jusqu'à $b=5 \text{ mm}$; en A 50 ou A 60 pour $b=6 \text{ à } 12 \text{ mm}$.



es.

II.3.3.3 Clavette coulissante

La clavette coulissante trouve emploi dans les boîtes d'avance ou les boîtes de commande d'organes secondaires des machines-outils. Elle est logée dans un arbre creux et actionnée de l'extérieur par un levier. La commande, l'entraînement des roues dentées et le passage d'une vitesse à l'autre sont facilités par des bagues intermédiaires. Pour changer de rapport d'engrenage, le levier de commande et sa tige

sortent la clavette de la rainure de la roue grâce à la pente ; la clavette passe dans l'alésage intérieur de la bague, puis s'introduit dans la rainure de la roue l'action sous l'action du ressort à lame.

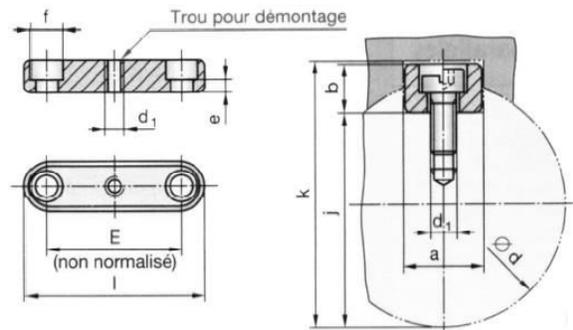


Figure II.7 : Clavettes coulissantes.

II.3.4 Arbres et moyeux cannelés

Lorsque les couples de torsion à transmettre sont élevés, l'assemblage par clavette unique ou double devient insuffisant. Les clavettes sont remplacées par des arbres et moyeux profilés.

II.3.4.1 Cannelures à flancs parallèles

Les cannelures sont taillées dans l'arbre, leur nombre est pair. Ce type d'assemblage est utilisé dans les machines outils, dans les réducteurs à engrenages et les automobiles

La norme NF E 22,131 prévoit 3 séries ;(voir guide).

- Série légère pour faible couple de torsion comme par exemple sur les arbres creux
- Série moyenne pour couple élevé sans déplacement axial du moyeu ou avec déplacement à vide
- Série lourde pour couple élevé pendant le déplacement axial du moyeu.

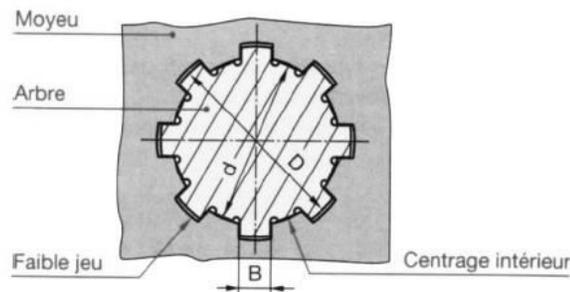


Figure II.8 : Cannelures à flancs parallèles.

Les arbres sont taillés sur plateau diviseur, tandis que les moyeux sont fabriqués généralement par brochage.

Pression spécifique :

Pour tenir compte des erreurs d'usinage et des déformations sous charge, on admet que seulement les 75% de la surface portent et transmettent le couple.

La surface portante est : $A = \frac{3}{4} \cdot z \cdot h_1 \cdot l_u$

Pression spécifique : $\bar{P} = \frac{2M_t}{d_m \cdot A}$

z : Nombre de cannelures selon normes,

h_1 : Hauteur portante réelle,

l_u : Longueur portant entre l'arbre et le moyeu ($l_u \approx 1,5$ à $2,5 d_1$)

$d_m = 1/2(d_1 + d_2)$

Tableaux II.7 : Pressions admissibles pour des aciers améliorés 90 à 110 daN/mm².

Ajustement glissant sous charge	$P_{adm} \leq 0,5$ à 3 daN/mm ²
Ajustement glissant sans charge	$P_{adm} \leq 2$ à 9 daN/mm ²
Ajustement bloqué dur	$P_{adm} \leq 3$ à 18 daN/mm ²

Contrainte de torsion : elle sera contrôlée dans le noyau de l'arbre

Contrainte de cisaillement : chaque cannelure est soumise à une tangentielle qui produit du cisaillement dans la section d'encastrement.

Chapitre

III

Emmanchement et frettage

L'emmanchement de deux pièces cylindriques, l'une intérieure, l'autre extérieure, permet de transmettre soit un effort axial, soit un couple de torsion, soit les deux en même temps grâce au frottement produit par la pression mutuelle exercée par les deux pièces, la pression provient du serrage créé par la différence des diamètres et de l'élasticité des matériaux utilisés. L'emmanchement peut se réaliser à froid en glissant une pièce sur l'autre ou par dilatation thermique.

III.1 Calcul des emmanchements cylindriques

Le calcul des emmanchements cylindriques constitués par un arbre plein ou creux et un manchon fait intervenir les hypothèses simplificatrices suivantes :

Hypothèses :

1. La loi de Hooke est applicable $\sigma = E\varepsilon$ (déformations linéaires) ;
2. Les deux pièces ont même longueur ;
3. Les deux pièces sont constituées par des cylindres pleins ou creux ;
4. Les deux pièces sont à la même température en service et ne sont pas soumises à l'effet centrifuge.

Dans les relations qui suivent, la pièce intérieure porte l'indice 1, le manchon l'indice 2. Les grandeurs intervenant dans les calculs sont :

d_{1i} : Diamètre intérieur de l'arbre ; il est nul lorsque l'arbre est plein.

d_{1e} : Diamètre extérieur de l'arbre.

d_{2i} : Diamètre intérieur du manchon.

d_{2e} : Diamètre extérieur du manchon.

E_1, E_2 : Modules d'élasticité des matériaux.

ν_1, ν_2 : Coefficients de Poisson des matériaux.

- **Avantage :**

1. Concentrations de contraintes limitées, pas de balourds, peu encombrant, peu de pièces
2. Liaison par adhérence.

- **Inconvénients :**

1. montage (démontage) délicat, usinage (très) précis.
2. Permet de transmettre effort et /ou couple

III.1.1 Relations Générales

Le serrage diamétral des deux pièces emmanchées vaut :

$$\Delta d = d_{1e} - d_{2i}$$

Le serrage se répartit en :

Un serrage Δd_1 de l'arbre, soit la diminution de son diamètre extérieur,

Un serrage Δd_2 qui provient de la dilation élastique du manchon.

On a : $\Delta d = \Delta d_1 + \Delta d_2$

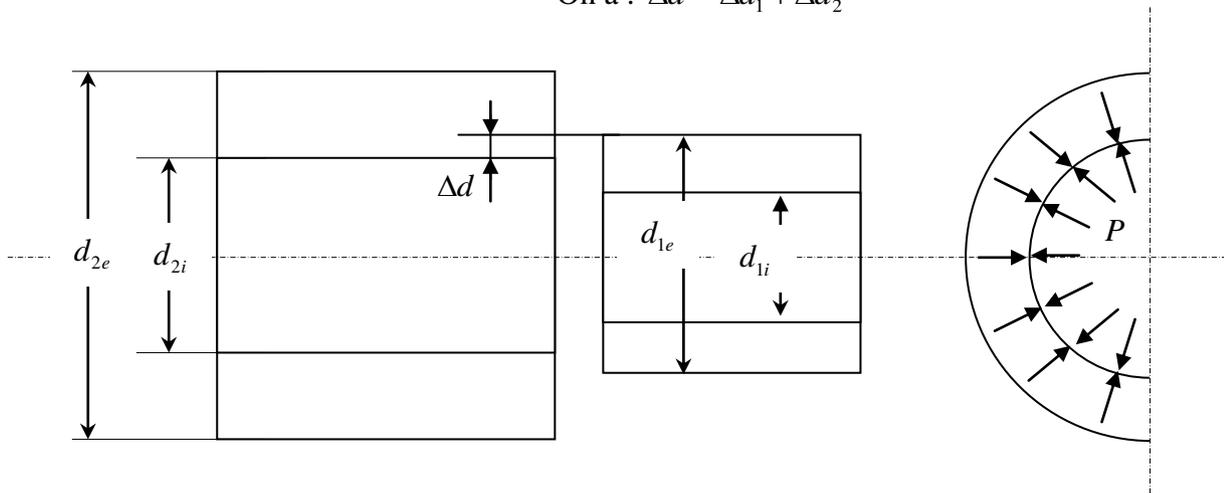


Figure III.1 : exemple d'assemblage de deux pièces par emmanchement .

Les relations de la résistance des matériaux, appliquées dans le cas de cylindres épais soumis à la pression intérieure ou à la pression extérieure, s'écrivent sous la forme simplifiée suivante :

Déformation de l'arbre : $\Delta d_1 = d_{1e} \cdot \frac{P}{E_1} \left(\frac{1 + K_1^2}{1 - K_1^2} - \nu_1 \right)$

$$\text{Déformation du manchon : } \Delta d_2 = d_{2i} \cdot \frac{P}{E_2} \left(\frac{1+K_2^2}{1-K_2^2} - \nu_2 \right)$$

$$\text{Avec : } K_1 = \frac{d_{1i}}{d_{1e}} \quad \text{et} \quad K_2 = \frac{d_{2i}}{d_{2e}}$$

Les diamètres d_{1e} et d_{2i} sont à peu près égaux de telle sorte que : $d_{1e} \approx d_{2i} \approx d_s$

On posant pour simplifier l'écriture :

$$C_1 = \frac{1}{E_1} \left(\frac{1+K_1^2}{1-K_1^2} - \nu_1 \right), \quad \text{et} \quad C_2 = \frac{1}{E_2} \left(\frac{1+K_2^2}{1-K_2^2} + \nu_2 \right)$$

La déformation totale devient : $\Delta d = P.d_s.(C_1 + C_2)$

La pression entre les deux cylindres P est directement opposée sur les deux surfaces cylindriques.

III.2 Pression de contact et contraintes

III.2.1 Pression spécifique

La pression dans l'emmanchement se trouve immédiatement par :

$$P = \frac{\Delta d}{(C_1 + C_2).d_s}$$

III.2.2 Contrainte dans l'arbre

L'arbre est soumis à l'action d'une pression extérieure P créant un état de contrainte biaxial dans le cylindre. Si l'arbre est creux, la contrainte tangentielle intérieure représente la contrainte maximale :

$$\sigma_{\text{idial}} = \sigma_t = -2P \cdot \frac{1}{1-K_1^2}$$

Qui peut s'écrire à une distance r quelconque du centre :

Si l'arbre est plein, c'est-à-dire $K_1 = 0$, la contrainte dans l'arbre est égale à la pression extérieure sur l'arbre $\sigma_t = -P$

III.2.3 Contrainte dans le manchon

Le manchon est soumis intérieurement à l'action de la pression P créant un état de contrainte biaxial, contrainte tangentielle σ_t et contrainte radiale σ_r . La contrainte maximale est située à l'intérieur du cylindre. La contrainte de comparaison vaut :

$$\sigma_{2i} = \frac{P}{1-K_2^2} \sqrt{3+K_2^4}$$

III.3 Contrainte admissible

La contrainte de comparaison dans les deux pièces devra rester inférieure à la contrainte limite découlement σ_f ou éventuellement $\sigma_{0,2}$ des matériaux.

III.3.1 Valeur du serrage réel Δd

Le serrage, représenté par la différence $\Delta d = d_{1e} - d_{2i}$, est défini pour des cylindres parfaits, c'est-à-dire sans rugosité, le serrage réel des pièces est inférieur au serrage calculé à partir des dimensions mesurées sur les pièces. La perte de serrage représente environ $1,5 Ra$ (Ra : rugosité moyenne arithmétique) par surface. En exprimant par Ra_1 et Ra_2

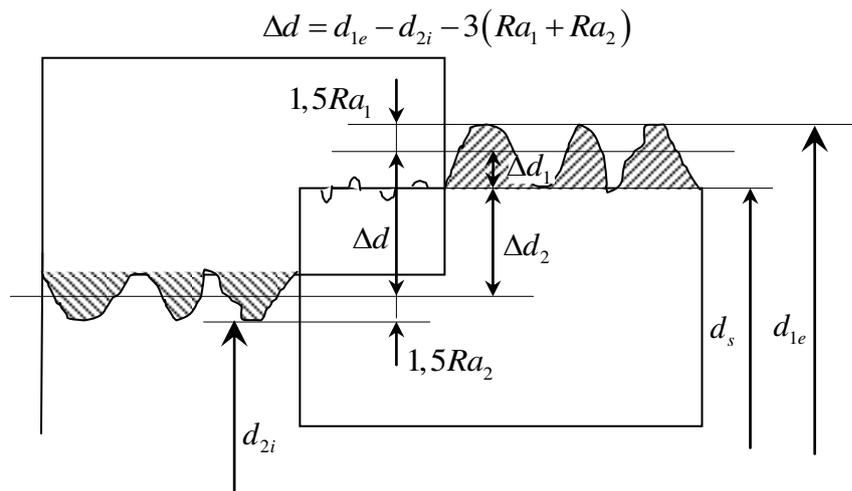


Figure III.2 : Valeur du serrage réel.

Le serrage se détermine à partir de l'ajustement adopté ; il varie entre les écarts supérieurs et inférieurs des deux diamètres tolérés. Le serrage maximal sert au contrôle des contraintes, le serrage minimal sert au contrôle de la transmission de l'effort.

III.3.2 Efforts transmissibles

Les efforts transmissibles par l'emmanchement dépendent de la pression exercée P , de l'étendue de la surface de contact, du coefficient de frottement de calcul et du coefficient de sécurité adopté.

Tableaux III.1 : Coefficients de frottement dans les emmanchements sur arbre en A 50.

Matière du manchon	Ac 50		Ft 20	Cu Zn 40Pb 3	Al Mg 3
Surfaces	huilées	sèches		sèches	sèches
Coefficient de frottement de calcul μ	0,05 à 0,2	0,08 à 0,2	0,07 à 0,14	0,04 à 0,08	0,02 à 0,1

Le coefficient de sécurité au glissement ($v_{gl} = 1,4$ à 2 généralement)

III.3.3 Transmission de l'effort dans le sens axial

L'effort axial F_a transmissible dans l'emmanchement s'obtient par :

$$F_a = P \frac{\mu \cdot A}{v_{gl}}, \quad \text{Avec } A = \pi d_s l \text{ qui représente l'aire de la surface de contact.}$$

III.3.4 Transmission d'un couple de torsion

Le couple de torsion transmissible par un emmanchement vaut :

$$M_t = P \cdot \frac{\mu \cdot A \cdot d_s}{2 \cdot v_{gl}}, \quad \text{Avec, } A = \pi d_s l \text{ aire de la surface de contact}$$

d_s : Diamètre de l'emmanchement

Si l'emmanchement doit transmettre un effort axial et un couple de torsion, la pression nécessaire au montage est :

$$P = \left[\left(\frac{2M_t}{\mu \cdot A \cdot d_s} \right)^2 + \left(\frac{F_a}{\mu \cdot A} \right)^2 \right]^{1/2}$$

III.4 Montage par échauffement ou refroidissement

Le montage de frettes par échauffement de la partie extérieure ou refroidissement de l'arbre s'utilise lorsque le serrage est important. La dilatation linéaire positive ou négative à prévoir doit tenir compte du serrage maximal et d'un jeu d'emmanchement compris entre $j = 0,03$ mm et 0,1 mm ou $j = d_s / 1000$ pour les grandes dimensions.

L'élévation de température à prévoir pour la pièce extérieure est :

$$\Delta\theta_e = \frac{\Delta d_{\max} + j}{\alpha_e \cdot d_s}, \quad \text{Ou le refroidissement à prévoir pour la pièce intérieure vaut :}$$

$$\Delta\theta_r = \frac{\Delta d_{\max} + j}{\alpha_r \cdot d_s}$$

Tableaux III.2 : Caractéristiques mécaniques et coefficient de dilatation linéaire.

Matériaux	Caractéristiques mécaniques		Coefficient de dilatation linéaire $\alpha \times 10^{-6} / ^\circ C$	
	Module d'élasticité E en daN/mm ²	Coefficient de Poisson ν	Chauffage α_e	Refroidissement α_e
Aciers au carbone et aciers faiblement alliés	20 000 à 22 000	0,3	11	-9
Fonte grise	7 500 à 11 000	0,25	10	-8
Fonte malléable	9 000 à 11 000	0,25	10	-8
Laiton	8 000	0,3	18	-16
Aluminium et alliages	6 000 à 8 000	0,27	24	-18

Chapitre

IV

Les Roulements



On appelle roulement un ensemble de pièces insérées entre deux organes mobiles l'un par rapport à l'autre et destinées à remplacer un frottement de glissement par un frottement de roulement. La puissance absorbée par la résistance au roulement est beaucoup plus faible que la puissance absorbée par la résistance au glissement. Tous les roulements exigent une très bonne coaxialité (arbre et alésage).

IV.1 Architecture des roulements

Les roulements font partie intégrante de la plupart des systèmes mécaniques. Ils permettent de d'éliminer les frottements dans une liaison pivot ou dans une liaison glissière. Il a plusieurs siècles et n'a pas cessé d'évoluer. Actuellement le choix des matériaux et la qualité d'usinage permettent d'obtenir des roulements dont la durée de vie est « infinie » c'est à dire que sa durée de vie est supérieure à celle du mécanisme qui le supporte. Les fabricants de roulements nous promettent des

nouveaux matériaux toujours plus performants dans les années à venir avec des coûts de production toujours en diminution.

IV.1.2 Eléments composant un roulement

IV.1.2.1 Les bagues

Elles supportent les éléments roulants et sont soumises à la fatigue. Les matériaux standards pour les fabriquer sont le 100C6 mais on trouve aussi des aciers de cémentation : 20NC6, du C68 pour les bagues minces, et des aciers « rapides » 80DCV40. Les bagues extérieures ou intérieures peuvent être éliminées et les éléments roulants roulent alors directement sur l'arbre ou l'alésage (encombrement réduit : roulement à aiguilles).

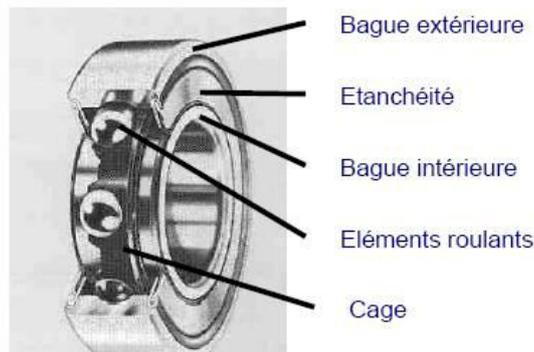


Figure IV.1 : Roulement à billes.

IV.1.2.2 Les éléments roulants

Le choix des éléments roulants dépend de l'intensité des efforts que le roulement devra supporter et de l'encombrement dont on dispose. Les billes offrent un contact théoriquement ponctuel alors que les rouleaux offrent un contact théorique linéique. Les rouleaux pourront donc accepter des charges beaucoup plus importantes

Les aiguilles seront utilisées lorsque l'encombrement disponible est très faible.



Figure IV.2 : Les éléments roulants.

IV.1.2.3 L'étanchéité

L'étanchéité a deux rôles :

- Empêcher le lubrifiant (huile ou graisse) de sortir du roulement,
- Empêcher les impuretés (poussière, humidité) de rentrer dans le roulement.

Ces étanchéités imposent différentes qualités d'usinage de l'arbre et de l'alésage. Il faudra se reporter aux catalogues des fabricants pour en connaître toutes les spécificités. Remarque sur l'usinage : il faudra veiller à ne pas avoir une rainure en spirale -due à l'avance de l'outil- sur l'arbre, ce qui pomperait le lubrifiant vers l'extérieur du mécanisme.

Tableaux IV.1 : Etanchéité d'un roulement.

Etanchéité intégré au roulement	
 Etanchéité par contact	<p>Joint Nitrile standard : Acrylite noir</p> <ul style="list-style-type: none"> ➤ Vitesse de rotation limitée à 70% de la vitesse maxi du roulement ➤ Température d'utilisation : de -30°C à $+110^{\circ}\text{C}$ ➤ Désignation : E (étanche d'un coté) EE (étanche des deux cotés)
	<p>Joint haute température : Elastomère fluoré rouge</p> <ul style="list-style-type: none"> ➤ Vitesse de rotation inchangée ➤ Température d'utilisation : de -40°C à $+200^{\circ}\text{C}$ ➤ Désignation : E3 (étanche d'un coté) E3E3 (étanche des deux cotés)
 Etanchéité par Chicane	<p>Déflecteur en acier : Tôle en acier doux pour les roulements graissés à vie dans une atmosphère peu agressive.</p> <ul style="list-style-type: none"> ➤ Vitesse de rotation inchangée ➤ Température d'utilisation : aucune limite ➤ Désignation : Z (étanche d'un coté) ZZ (étanche des deux cotés)

IV.1.2.4 La cage

La cage assure la position relative entre les billes. C'est une pièce soumise à des frottements importants, elle est donc faite avec des matériaux à faible coefficient de frottement.

On trouve trois types de fabrication :

- plastique moulé (PA66 chargé fibre de verre).
- tôle emboutie (acier doux ou laiton).

- cage usinée (résine phénolique, alliage cuivreux).

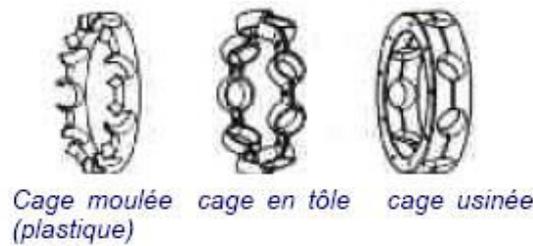
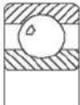
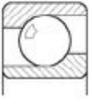
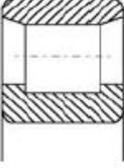
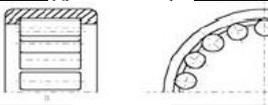


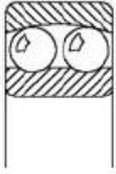
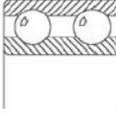
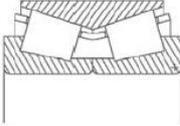
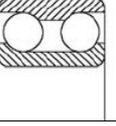
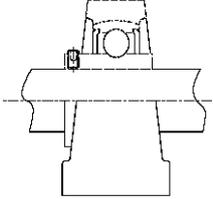
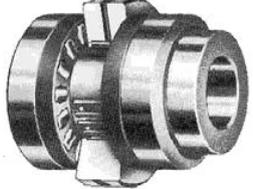
Figure IV.3 : Les cages.

Pour permettre la mise en position des billes dans le roulement : il faut pouvoir assembler les cages en dernier. C’est pourquoi les cages embouties et usinées sont faites en deux parties tenues par des rivets.

IV.2 Les différents types de roulements

Tableaux IV.2 : Les différents types de roulements.

Roulement	Remarque	V maxi : N.D moyen en (Tr/min). mm.10 ³	Angle de roulage	Prix relatif
	Roulement à billes à gorge profonde (code 6) C’est le plus courant des roulements. On le trouve souvent avec une étanchéité intégrée. Excellent rapport qualité/prix	500	10°	1
	Roulement à billes à contact oblique (code 7) Il supporte des charges axiales importantes.	380	10°	2
	Roulement à rouleaux (code N) Il supporte des charges radiales très importantes mais aucune charge axiale dans la version présentée. Il existe des roulements radiaux à rouleaux acceptant des charges axiales. Il y a alors des épaulements sur les deux bagues.	400	5°	2,5
	Roulement à rouleaux à contact oblique (code 3 ou T) Il supporte des charges axiales très importantes.	250	5°	1,5
	Roulement à aiguilles Parfait lorsque l’on est contraint par l’encombrement.			
	Butée à billes Supporte des efforts axiaux très importants. Existe aussi en butée à aiguilles dont l’épaisseur est très réduite.			

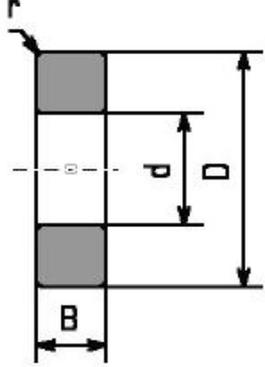
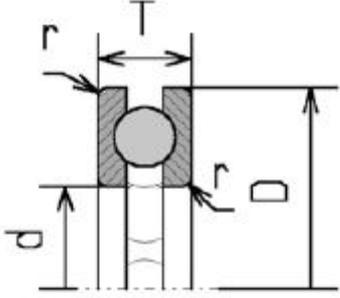
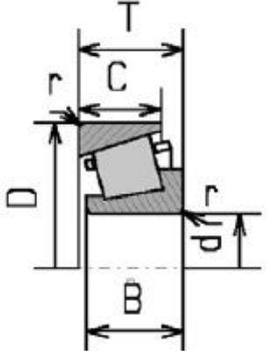
	Roulement à rotule sur billes (code 1) Il permet des désalignements assez importants (3°). Lorsque l'on veut des grands angles de rotation il est préférable d'utiliser des rotules lisses ou des rotules sur billes (mais les vitesses de rotation maximum sont alors beaucoup plus faible).	400	3°	2
	Roulement à deux rangées de billes à contact radial. Permet d'accepter de grands efforts radiaux. Grande rigidité mais nécessite un alignement rigoureux des portées.	330	0	2,5
	Pivot à rouleaux (code 3) Permet une grande rigidité dans un très faible encombrement. La précharge est réglée en usine, il est donc très simple d'utilisation.		0	5
	Pivot sur billes Permet une grande rigidité dans un très faible encombrement. La précharge est réglée en usine, il est donc très simple d'utilisation.	320	0	3
Roulements spéciaux				
	Palier auto-aligneur Permet de compenser des défauts d'alignement. Le roulement est monté dans une cage en fonte dans laquelle est usinée une rotule.			
	Roulement mixte pour machine outil Le roulement allie un roulement à rouleaux et deux butées à rouleaux coniques. Pour obtenir une très grande rigidité dans un faible encombrement.			
	Roulement avec capteur de vitesse intégré pour roue de voiture (SNR). Ce roulement permet de remplir plusieurs fonctions : guidage et mesure.			

IV.3 Désignation des roulements

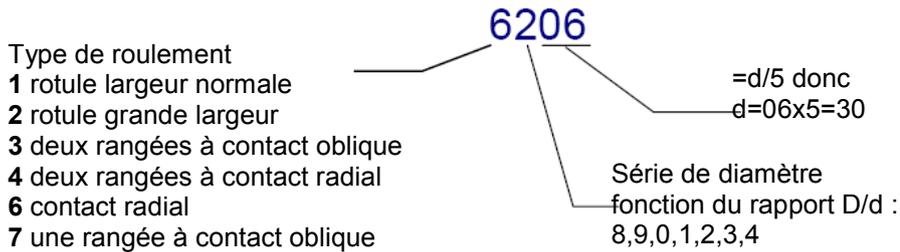
IV.3.1 Interchangeabilité

La désignation des roulements est normalisée, et l'interchangeabilité entre les types de roulements est assurée. Ainsi on pourra trouver un roulement à rouleaux qui tiendra dans l'encombrement d'un roulement à billes. Les dimensions caractéristiques sont données dans le tableau ci-dessous.

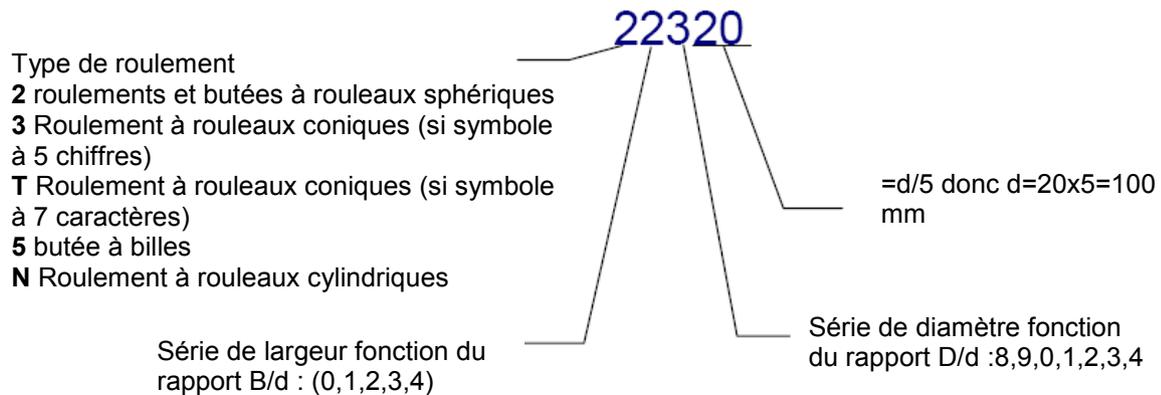
Tableaux IV.2 : Les dimensions caractéristiques des roulements.

Roulements <i>excepté</i> roulements à rouleaux à contacts obliques et butées	Butées	Roulement à rouleaux à contacts obliques
		

IV.3.1.1 Code de désignation des roulements à billes (formé de 4 chiffres)



IV.3.1.2 Code de désignation des roulements à rouleaux et butées (formé de 5 ou 7 caractères)



Type de roulement

2 roulement et butées à rouleaux sphériques

3 roulement à rouleaux coniques (si symbole à 5 chiffres)

T roulement à rouleaux coniques (si symbole à 7 caractères)

5 butée à billes

N roulement à rouleaux cylindriques

Série d'angle de contact

1 : à usiner

2 : de 10° à $13^\circ 52'$

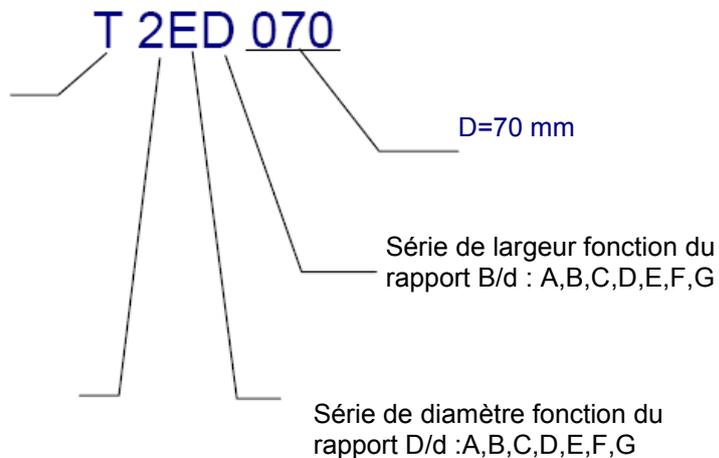
3 : de $13^\circ 52'$ à $15^\circ 59'$

4 : de $15^\circ 59'$ à $18^\circ 55'$

5 : de $18^\circ 55'$ à 23°

6 : de 23° à 27°

7 : de 27° à 30°



IV.4 Choix d'un roulement

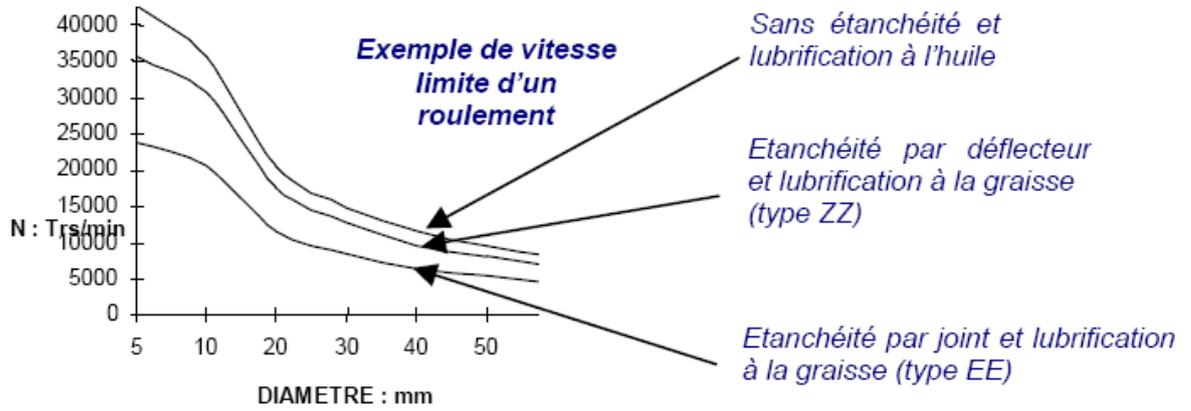
Les critères de choix d'un roulement sont :

- La vitesse de rotation
- L'intensité des efforts
- La direction des efforts
- Le type de liaison que l'on veut assurer (pivot, rotule, linéaire annulaire)

IV.4.1 Vitesse limite

La vitesse limite d'un roulement dépend :

- du diamètre du roulement à cause de l'effort centrifuge sur les éléments roulants (voir courbe ci-après)
- du type de lubrification (graisse ou huile)
- du type d'étanchéité (aucune, avec déflecteur ou avec joint)
- de la charge appliquée : si elle est très élevée
- d'une utilisation en milieu difficile : charge ou vibration élevée, humidité, température basse ou haute : prendre 2/3 de la vitesse limite.



IV.4.2 Efforts sur le roulement

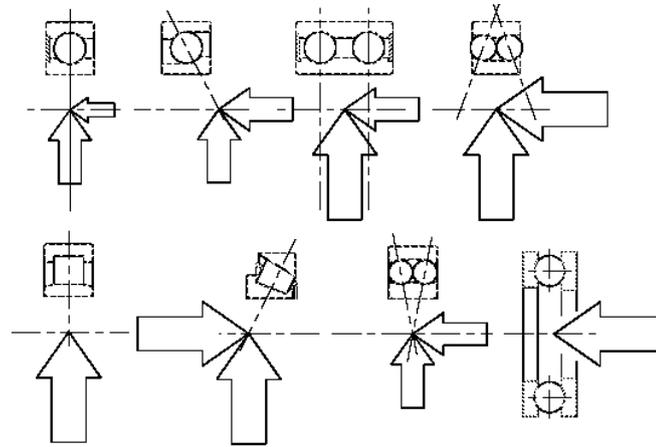
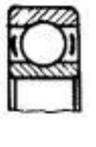
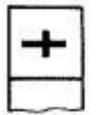
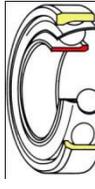
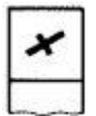
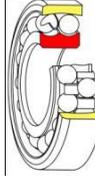
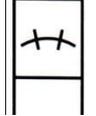
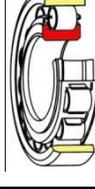
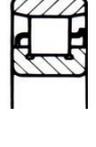
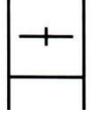
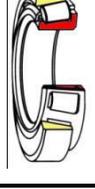
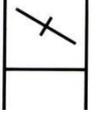


Figure IV.4 : Efforts appliquer sur différent type de roulement.

Tableaux IV.3 : Comparatif des efforts que le roulement peut transmettre.

Type de roulement	Représentation		Aptitude à la charge		Aptitude à la vitesse	Remarques Utilisations	
	Normale	Conventionnelle	Radiale	Axiale			
Roulement à billes à contact radial				↓ +++	→ ++	+++	Le plus utilisé. Très économique. Existe en plusieurs variantes (Étanche, avec rainure et segment d'arrêt ...)
Roulement à une ou deux rangées de billes à contact oblique				+++	+++	++	Les roulements à une rangée de billes doivent être montés par paire. Avec une rangée de billes, la charge ne peut être appliquée que d'un côté.
Roulement à deux rangées de billes à rotule				+++	+	++	Il se monte par paire. Il est utilisé lorsque l'alignement des paliers est difficile ou dans le cas d'arbre de grande longueur pouvant fléchir sensiblement.
Roulement à rouleaux cylindriques				++++	0	+++	Il supporte des grandes charges radiales. Les bagues sont séparables, facilitant le montage.
Roulement à rouleaux coniques				++++	+++	++	Il se monte par paire et en opposition. Les bagues sont séparables, facilitant le montage.

Légende : +++++ : Très élevé +++ : Elevé ++ : Modéré + : Passable 0 : Nul

IV.5 Détermination – vérification d'un roulement.

IV.5.1 Quelques constatations

IV.5.1.1 Sur la nature du chargement des roulements

- Les roulements à aiguilles ou à rouleaux cylindriques sont destinés à recevoir une charge radiale pure.
- Les butées axiales sont destinées à recevoir une charge axiale pure

- Dans la plupart des autres cas, une combinaison de charges radiale et axiale est possible.

IV.5.1.2 Sur le mode de destruction des roulements.

Un roulement n'est pas détruit par déformation plastique globale ou par rupture (sauf accident), mais par des phénomènes locaux d'écaillage et de fissuration qui sont le résultat de fatigue locale et qui justifient un mode de validation tout à fait particulier.

IV.6 Fatigue des roulements et durée de vie

La présentation est faite dans l'hypothèse d'un roulement à charge radiale dominante. Pour les butées axiales, il suffit de permuter le rôle des termes « axiale » et « radiale ». On effectue des essais sur un grand nombre (100) de roulements identiques en les amenant à destruction sous la même charge radiale, à même vitesse de rotation. La « destruction » est décidée lorsqu'une déformation permanente atteignant $1/10000^{\text{ème}}$ du diamètre d'élément roulant est constatée. On relève le nombre de tours effectués pour atteindre cette destruction. Le résultat est classique en fiabilité : des roulements périssent rapidement, qui sont affectés par des défauts de fabrication ou des problèmes d'homogénéité de matériau constitutif, phénomène devenant de plus en plus limité grâce à la sévérité des contrôles. Une grande majorité de roulements ont une durée de vie proche, et quelques uns survivent exceptionnellement longtemps. Le résultat $N=f(n)$ est une courbe « en cloche » qui se décale en fonction de la charge radiale d'essai.

N : nombre de roulements périssant à **n** tours effectués

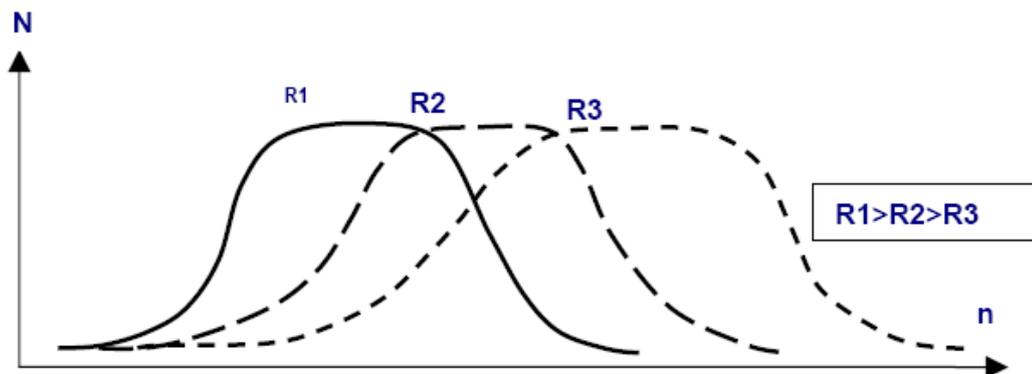


Figure IV.5 : Courbe de survie en cumulant le nombre de survivants.

On appelle conventionnellement **durée de vie du roulement L_{10} exprimée en millions de tours, le nombre de tours pour lequel il reste 90% de survivants** : On accepte donc statistiquement 10% de risque qu'un roulement n'atteigne pas sa durée de vie conventionnelle. Chercher à minimiser le plus possible ce risque augmenterait le coût et conduirait à une très grande majorité de constructions surdimensionnées. 90% de roulements dépasseront L_{10} et certains très largement. Si l'on note S la fraction de survivants. ($S=0.9$ pour L_{10} ; $S=0.95$ pour L_5) et L_s le nombre de tours correspondants, on a une

relation empirique du types, $\frac{L_s}{L_{10}} = 6,84 \cdot \ln\left(\frac{1}{S}\right)^{0,85}$

On a par exemple $L_{50}=5,36 \cdot L_{10}$ (50% de roulements survivent à $5.36 L_{10}$) et $L_{75}=10 \cdot L_{10}$ (25% de roulements survivent à $10 L_{10}$). On renouvelle l'essai en faisant varier la charge radiale R. On peut ensuite tracer L_{10} en fonction de R. Plus la charge est importante, plus L_{10} diminue Dans un système de coordonnées bilogarithmique, cette fonction est linéaire. **On définit la charge dynamique de base du roulement notée C comme valeur de la charge pour laquelle $L_{10}=1$** . La pente de ce segment est voisine de -3 pour des billes et -10/3 pour des rouleaux. On a : $\ln L_{10} = a \cdot \ln R + b$ avec $0 = a \cdot \ln C + b$ donc $b = -a \cdot \ln C$ soit $\ln L_{10} = a \cdot \ln R - a \cdot \ln C = \ln (R/C)^a$.

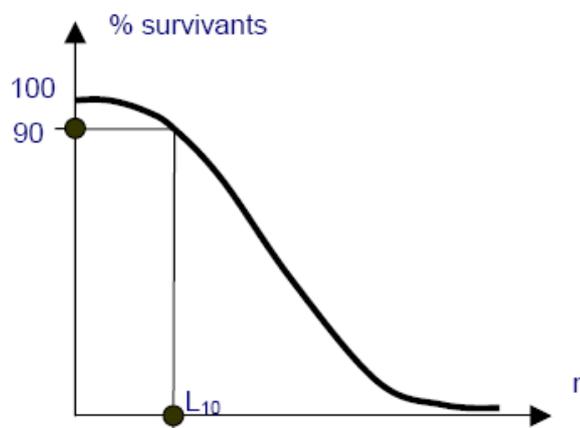


Figure IV.6 : Durée de vie du roulement.

Charge équivalente.

Les essais sont menés avec une charge purement radiale R. Lorsqu'on a une combinaison de chargement axial Fa et radial Fr , on recherche expérimentalement la charge purement radiale qui aurait les mêmes effets destructeurs que la combinaison Fa et Fr. **Cette charge est appelée charge radiale équivalente et notée P.** Elle est évidemment supérieure ou à la limite (si Fa=0), égale à Fr.

On pose $P = Fr \cdot \Phi$ avec $\Phi \geq 1$ et on linéarité sur deux tronçons séparés par une valeur e de $\frac{Fa}{Fr}$ caractéristique d'un roulement et nommée discriminant.

Pour $\frac{Fa}{Fr}$ compris entre 0 et e, $\Phi = \frac{P}{Fr} = 1 + Y_2 \cdot \frac{Fa}{Fr}$ donc $P = Fr + Y_2 \cdot Fa$

Pour $\frac{Fa}{Fr}$ supérieur à e, $\Phi = \frac{P}{Fr} = 1 + Y_1 \left(\frac{Fa}{Fr} - e \right)$ donc $P = Fr \cdot (1 + Y_2 \cdot e - Y_1 \cdot e)$.
 $P = Fr \cdot [1 + Y_1 \cdot e - Y_2 \cdot e] + Y_1 \cdot Fa = X_1 \cdot Fr + Y_1 \cdot Fa$ $\frac{Fa}{Fr}$

Conclusion :

- la charge radiale équivalente P est de la forme $P = X \cdot Fr + Y \cdot Fa$, X coefficient radial et Y coefficient axial dépendant de la position du rapport Fa/Fr par rapport à e discriminant du roulement.
- Si $\frac{Fa}{Fr} > e$: $P = X_1 \cdot Fr + Y_1 \cdot Fa$
- Si $\frac{Fa}{Fr} \leq e$: $P = Fr + Y_2 \cdot Fa$
- e : est fonction de l'angle de contact (donc du type de roulement avec contact oblique éventuel) et du rapport A/C_0
- C_0 : est une caractéristique du roulement appelée charge statique de base. Elle est liée à la résistance du roulement en l'absence de rotation.
- Il existe une charge équivalente statique $P_0 = X_0 \cdot R + Y_0 \cdot A$ à examiner si le roulement est chargé à l'arrêt et une charge équivalente dynamique $P = X \cdot R + Y \cdot A$. Sur une automobile par exemple, les roulements de roues sont chargés à l'arrêt, ceux du moteur ne le sont pas.

V.7 Durée de vie dans le cas général

Avec une charge radiale pure, on a $L_{10} = \left(\frac{C}{R}\right)^p$ avec $p=3$ pour les billes et $p=10/3$ pour les rouleaux.

Dans le cas d'une combinaison de chargement radial et axial, la charge radiale sera remplacée par la charge équivalente. Soit: $L_{10} = \left(\frac{C}{p}\right)^p$

Avec $p = 3$ pour les billes et $p = 10/3$ pour des rouleaux cylindriques, coniques ou aiguilles.

On constate:

- Que la détermination d'un roulement est possible quand $F_a=0$. On a en effet $P=Fr$ et $C = Fr.(L_{10})^{\frac{1}{p}}$
- Qu'elle est impossible quand F_a existe. En effet, il faut connaître P , donc X, Y, e, C_0 qui sont caractéristiques d'un roulement. Il faut donc faire un choix de roulement, le vérifier et procéder de manière itérative pour l'affiner.

V.7.1 Détériorations cumulatives – Loi de FISHER

V.7.1.1 Fonction charge constante par morceaux.

Soit un roulement effectuant au cours de sa durée de vie un certain nombre de millions de tours L effectués sous diverses conditions de chargements équivalents P_i pendant un nombre de tours n_i : il effectue n_1 millions de tours sous charge équivalente P_1 , n_2 sous P_2 , Sa durée de vie sous charge unique P_1 serait L_1 . En faisant n_1 millions de tours sous P_1 , il va consommer une fraction $\frac{n_1}{L_1}$ de sa durée de sa

vie totale. On aura donc $\sum_{i=1}^n \frac{n_i}{L_i} = 1$ or $L_i = \left(\frac{C}{P_i}\right)^p$.

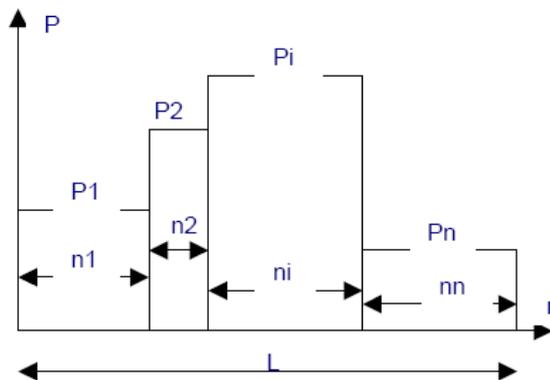


Figure IV.7 : Fonction charge durée de vie totale.

Donc $\sum_{i=1}^n \frac{ni.Pi^P}{C^P} = 1$ soit $\sum_{i=1}^n ni.Pi^P = C^P$

La charge équivalente à l'ensemble des n cas de chargement notée P_{moy} correspond à une durée de vie totale L.

On peut donc poser : $L = \left(\frac{C}{P_{moy}}\right)^P = \frac{C^P}{P_{moy}^P} = \frac{\sum_{i=1}^n ni.Pi^P}{P_{moy}^P}$, Finalement : $P_{moy} = \left(\frac{\sum(Pi^P.ni)}{L}\right)^{\frac{1}{P}}$

V.7.1.2 Généralisation

ni tend vers **dn**, pendant lequel la charge instantanée vaut P, et $P_{moy}^P = \frac{1}{n} \int_0^n P^P .dn$ Si le chargement est

périodique angulairement de période $H=2\pi n$, alors $P_{moy}^P = \frac{1}{H} \int_0^H P^P .d\alpha$ Dans le cas

fréquent d'une charge linéairement variable entre un minimum P_m et un maximum P_M , on a le résultat

approché $P_{moy} = \frac{1}{3} .(2P_M + P_m)$

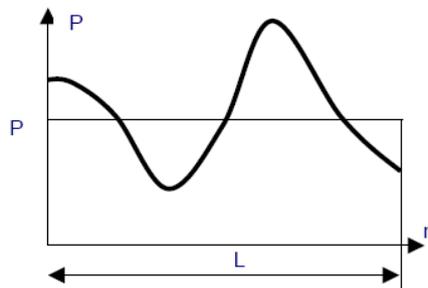


Figure IV.8 : Fonction charge durée de vie.

V.7.1.3 Chargement des roulements à contacts obliques

Du fait de leur géométrie, les roulements à contacts obliques (à billes à contacts obliques ou à galets coniques) engendrent, sous l'action d'une charge radiale, une charge axiale induite qui intervient dans l'équilibre axial de l'arbre. Les charges des roulements sont appliquées au **centre de pression** qui ne se situe pas, comme pour un roulement à contact radial, dans le plan médian du roulement. On a donc des montages à centres de pression rapprochés ou "en X" et des montages à centres de pression éloignés ou "en O" (voir ci-après montages à contacts obliques)

V.7.1.4 Cas d'un montage à centres de pression rapprochés ou "en X"

La figure ci-dessous représente l'arbre et les bagues intérieures de roulements à galets coniques. Le chargement de l'arbre a une composante radiale F_r et une composante axiale F_a . F_r engendre des actions radiales aux roulements F_{r1} et F_{r2} qui ont pour conséquence des **charges axiales induites** F_{ai1} et F_{ai2} dirigées vers l'intérieur du montage.

V.7.1.5 Déséquilibre axial transitoire

A priori, F_a , F_{ai1} et F_{ai2} ne sont pas en équilibre.

- Cas a: si $F_a + F_{ai2} > F_{ai1}$, l'arbre est poussé à gauche. C'est le roulement 1 qui travaille en butée.
- Cas b: si $F_{ai1} > F_a + F_{ai2}$, l'arbre est poussé à droite, c'est le roulement 2 qui travaille en butée.

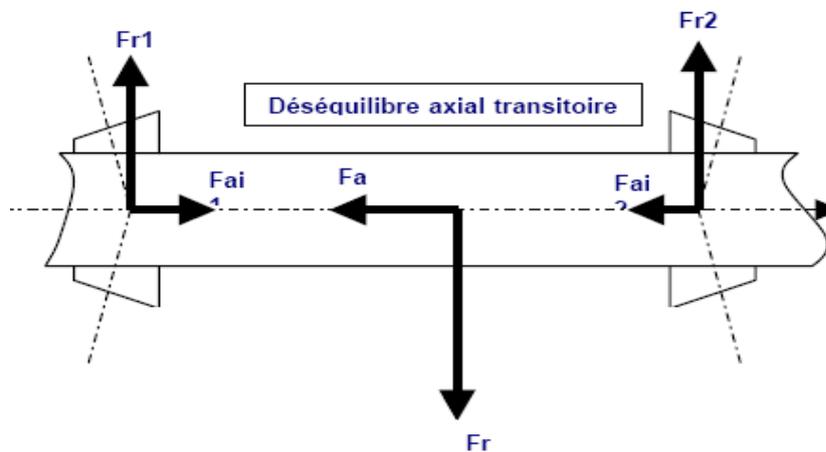
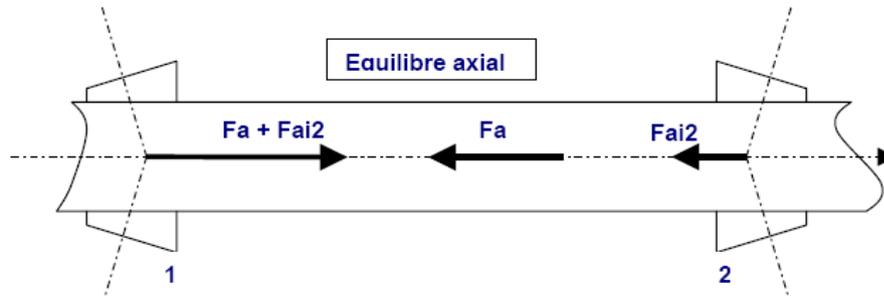


Figure IV.8 : Déséquilibre axial transitoire.

V.7.1.6 Equilibre axial

Règle : le roulement qui ne travaille pas en butée subit sa charge axiale induite et le roulement qui travaille en butée assure l'équilibre axial.

- Cas a: $F_{a1} = F_a + F_{ai2}$ et $F_{a2} = F_{ai2}$.



- Cas b: $F_{a1} = F_{ai1}$ et $F_{a2} = F_{ai1} - F_a$

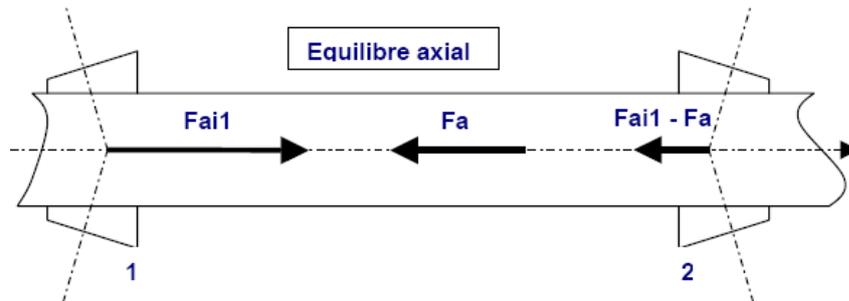


Figure IV.9 : Déséquilibre axial.

V.7.1.8 Valeur des charges axiales induites

Pour les roulements à rouleaux coniques, $F_{\text{a induit}} = Fr/e$

Pour les roulements à billes à contacts obliques, $F_{\text{a induit}} = Fr/(2Y)$

V.8 Conclusion: détermination et vérification des roulements et butées

V.8.1 Détermination

Elle n'est possible qu'en cas de charge radiale pure pour les roulements et axiale pure pour les butées

V.8.1.1 Charge radiale pure

- Si le roulement est chargé à l'arrêt, $P_0 = Fr$ et il faut $C_0 > P_0$
- En fonctionnement, $P = Fr$ et il faut $C > P$
- En durée de vie,

V.8.1.2 Charge axiale pure.

- Si la butée est chargée à l'arrêt, $P_0 = F_a$ et il faut $C_0 > P_0$
- En fonctionnement, $P = F_a$ et il faut $C > P$

- En durée de vie.

V.8.2 Vérification.

On est en situation de vérification dès que la charge est combinée. Cette validation est le résultat d'une démarche itérative qui commence par un choix de roulement ou butée, ce qui permet d'obtenir ses caractéristiques e , X_0 , Y_0 , X , Y , C , C_0 . En fonction du résultat, on ajuste ensuite ce choix.

- Si le roulement (la butée) est chargé(e) à l'arrêt, $P_0 = X_0.F_r + Y_0.F_a$ et il faut $C_0 > P_0$
- En fonctionnement, $P = X.F_r + Y.F_a$ et il faut $C > P$
- En durée de vie

V.8.2.1 Outils nécessaires

Pour mener à bien ces validations, on a besoin, en cas de chargement variable, de la loi de FISHER, et en cas de contacts obliques d'un travail préliminaire sur l'équilibre axial.

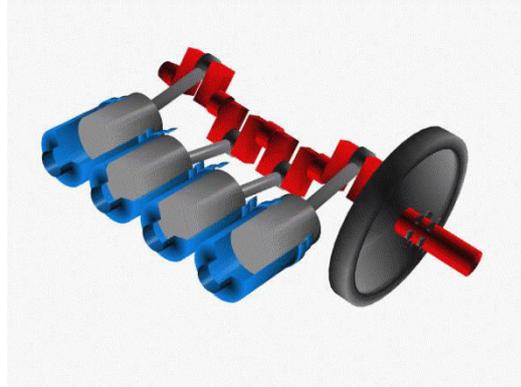
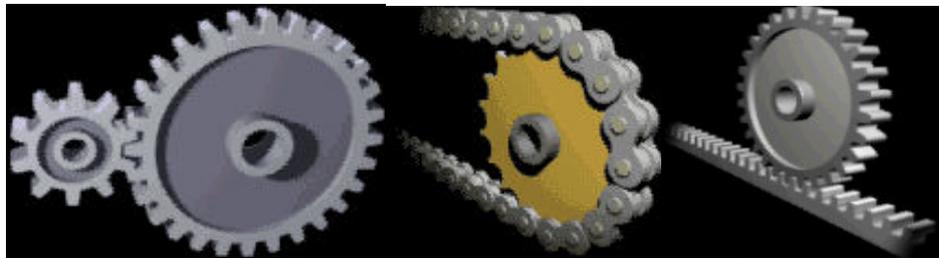
V.8.2.2 Pondération des charges.

On recommande en général l'application de facteurs de service qui majorent la charge. Ils dépendent du mode d'application des charges et éventuellement de températures exceptionnellement hautes ou basses. On peut les appliquer indifféremment aux données initiales F_r et F_a ou aux charges équivalentes P

Chapitre

V

Transmissions et transformation des mouvements



V.1 Introduction

Un système mécanique est un objet technique avec au moins deux composants. Ces systèmes transmettent le mouvement d'un composant à un autre. Les trois types de mouvements sont:

1. Rectiligne
2. Rotation
3. Oscillatoire

Systemes de transmission de mouvement :

Capacité d'un système de transmettre un même type de mouvement d'une partie à une autre.

Exemples de systèmes de transmission:

- chaîne et roues dentées
- courroie et poulies

- engrenage
- roues de friction
- roue et vis sans fin

Systèmes de transformation de mouvement :

Capacité d'un organe de modifier la nature du mouvement d'un autre organe.

Exemples de systèmes de transformation :

- vis-écrou
- bielle-manivelle
- pignon et crémaillère
- came et galet

V.2 Transmission par poulies et courroies

V.2.1 But

Un système poulies courroie permet de transmettre une puissance dans le mouvement de rotation d'un arbre à un autre. Les deux, ou plusieurs arbres, pouvant être éloignés l'un de l'autre.

V.2.2 Fonction

Transmettre par **adhérence**, à l'aide d'un lien flexible « courroie », un mouvement de rotation continu entre deux arbres éloignés. 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 (Maintenance préventive) pour palier au vieillissement de la courroie.

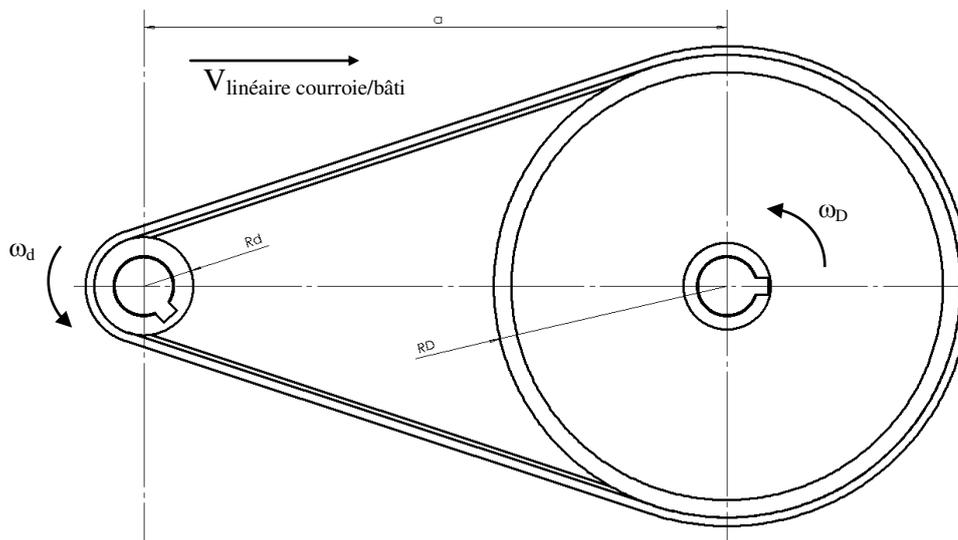


Figure V.1 : Transmission par poulies et courroies

Paramétrage :

Une transmission par courroie est constituée d'une :

- Petite poulie 1($d, R_d, \omega_d, \theta_d$)
- Grande poulie 2($D, R_D, \omega_D, \theta_D$)
- Courroie ayant :
 - Une vitesse linéaire V
 - Un coefficient de frottement avec les poulies.

Les axes des poulies sont distants d'une longueur a appelée entraxe du système poulies-courroie.

V.2.3 Principales Caractéristiques

Avantages :

- ✓ Grand entraxe possible entre les poulies
- ✓ Transmission silencieuse
- ✓ Grandes vitesses de transmission (de 60 à 100 m/s pour les courroies plates)

Inconvénients :

- ✓ Durée de vie limitée
- ✓ Couple transmissible faible pour les courroies plates
- ✓ Tension initiale de la courroie nécessaire pour garantir l'adhérence

Schématisation :

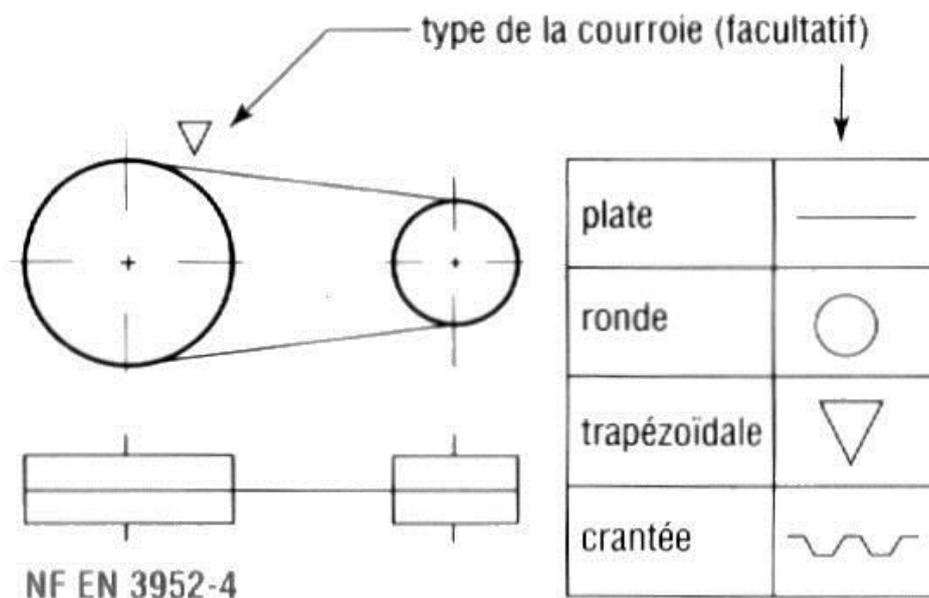
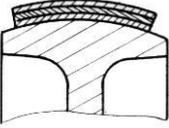
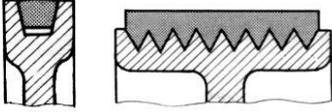
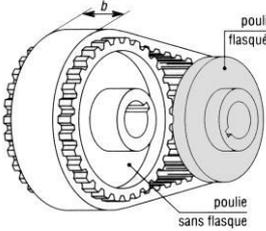


Figure V.2 : Principales caractéristiques et schématisation.

V.2.4 Principaux Types De Courroies

Tableaux V.1 : Différents types de courroies.

TYPES	CARACTERISTIQUES
<p>COURROIES <i>PLATES</i> :</p> 	<p>Très silencieuses Transmission de vitesses élevées</p>
<p>COURROIES <i>TRAPEZOÏDALES</i></p> 	<p>Puissance transmissible élevée (emploi de gorges multiples) Corroies poly « V » très utilisées en electroménager.</p>
<p>COURROIES <i>CRANTEES</i> :</p> 	<p>Transmission silencieuse sans glissement (r2/1 précis) Une des deux poulies doit être flasquée afin que la courroie ne sorte pas des poulies <u>Ex. utilisation</u> : Entraînement de l'arbre à cames de moteurs d'automobile.</p>

V.2.5 Rapport De Transmission

Le rapport de transmission (r) est égal :

$$r = \frac{n \text{ (poulie menée)}}{n \text{ (poulie menante)}} = \frac{d \text{ (poulie menante)}}{d \text{ (poulie menée)}}$$

Vitesse Linéaire D'une Courroie : V

$$V = \omega \text{ (pouliemenante)} \times r \text{ (pouliemenante)}$$

$$V = \omega \text{ (pouliemenée)} \times r \text{ (pouliemenée)}$$

(avec ω en rd/s)

Exemple : Exprimer et calculer le rapport de transmission et la vitesse linéaire (V) de la courroie :

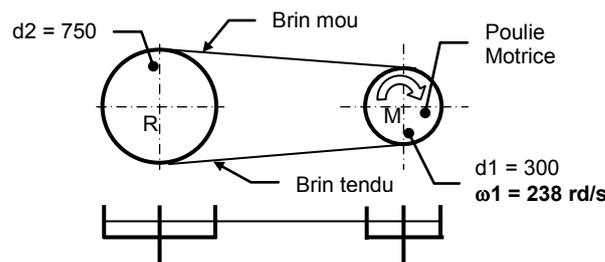


Figure V.3 : rapport de transmission et la vitesse linéaire de la courroie.

V.2.6 Différents types de montage

V.2.6.1 Arbres à axes parallèles

Le sens de rotation des deux poulies est inversé si la courroie est croisée et conservé dans le cas contraire. En cas d'inversion du sens de rotation le frottement entre les brins de courroie est souvent préjudiciable à sa longévité.

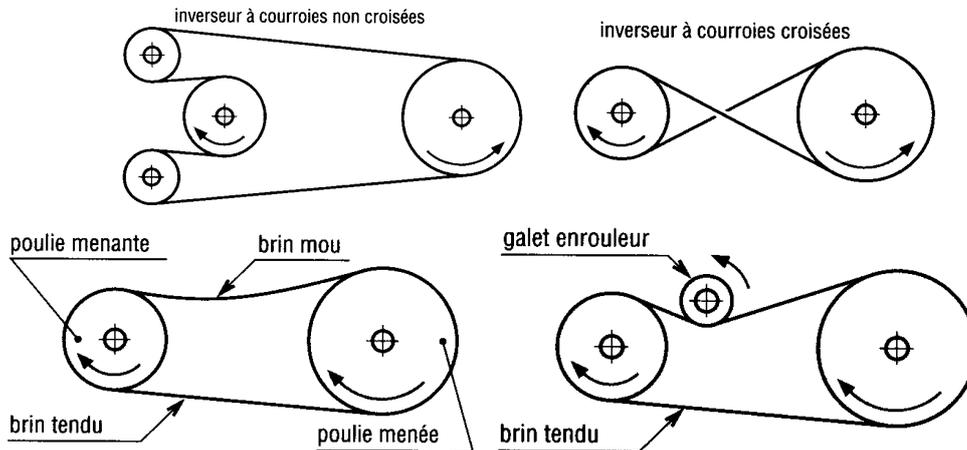


Figure V.4 : Différents types de montage.

V.2.6.2 Arbres à axes quelconques

Cette disposition entraîne généralement l'emploi de deux poulies **folles** de renvoi assurant l'entrée et la sortie de la courroie dans les plans de chacune des poulies.

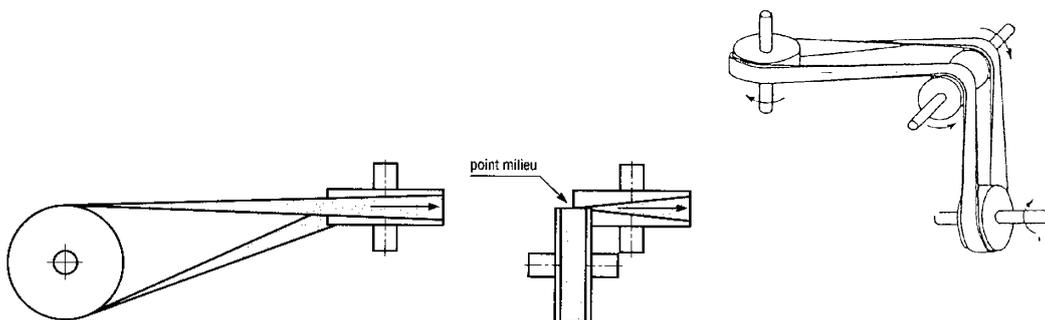


Figure V.5 : Différents types de montage (Arbres à axes quelconques).

V.2.6.3 Courroie synchrone

Elles permettent d'obtenir un rapport de réduction parfait et de transmettre de fortes puissances. La liaison par frottement est remplacée par une liaison par obstacle par l'intermédiaire de dents

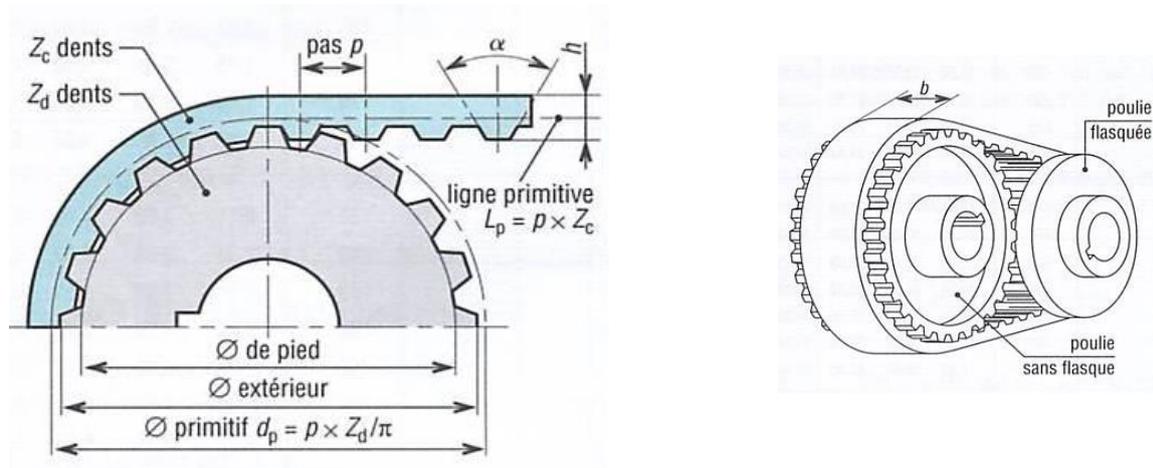


Figure V.6 : Courroie synchrone.

V.3 Transmissions par pignons et chaînes

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 l'adhérence, ce qui diminue l'effort. Encore une fois, le but recherché est de réduire les pertes énergétiques introduites par les frottements au niveau des organes de transmission. Bien que plus bruyante qu'une transmission par courroie, une transmission par chaîne a un meilleur rendement (de l'ordre de 97% comparé à 93% pour une courroie).

Les chaînes sont utilisées en transmission de puissance mais aussi en manutention et convoyage et dans de nombreuses réalisations. Le système pignons chaînes permet de transmettre un mouvement de rotation sans glissement à une distance pouvant aller à plusieurs mètres.

V.3.1 Fonction

Transmettre par **obstacle**, à l'aide d'un lien articulé « chaîne », un mouvement de rotation continu entre deux arbres éloignés **parallèles**.

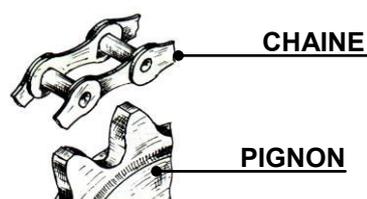


Figure V.7 : Chaîne pignon.

V.3.2 Principales caractéristiques

Avantages :

- ✓ Longue durée de vie
- ✓ Entraînement de plusieurs arbres recepteurs en même temps
- ✓ Basses vitesses de transmission (de 13 à 20 m/s pour les chaînes silencieuses)
- ✓ Supportent des conditions de travail plus rudes que les poulies-courroies.

Inconvénients :

- ✓ Plus bruyantes
- ✓ Vitesses de rotation plus faibles
- ✓ Lubrification nécessaire.

V.3.3 Différents types de chaînes

On peut distinguer quatre grandes familles de chaînes mécaniques :

- ✓ Les chaînes à rouleaux,
- ✓ Les chaînes à blocs,
- ✓ Les chaînes à maillons soudés,
- ✓ Les chaînes à mailles jointives.

V.3.3.1 Chaînes à rouleaux

Les chaînes à rouleaux sont constituées d'une succession de deux types de maillons différents disposés alternativement: les maillons intérieurs et les maillons extérieurs. Ce sont les plus utilisées en transmission de puissance. Vitesse limite : 12 à 15 m/s.

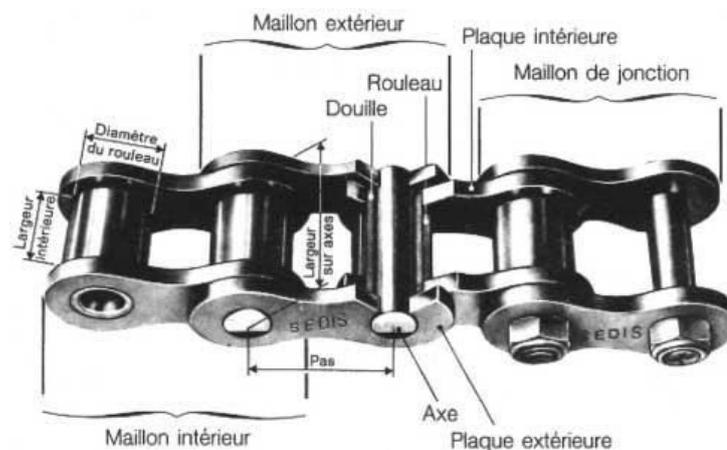


Figure V.7 : Chaîne à rouleaux : éléments constitutifs.

- ✓ **Les maillons intérieurs** : sont formés de deux plaques dites intérieures en acier, traité ou non, dans lesquelles sont emmanchées deux pièces tubulaires appelées *douilles*, généralement en acier cémenté. Selon les utilisations, il existe plusieurs variantes :
 - ☞ Dans le cas le plus général, les douilles reçoivent une autre pièce tubulaire libre en rotation appelée *rouleau*, d'où le nom donné à cette famille de chaînes ;
 - ☞ Lorsque le rouleau a un diamètre supérieur à la largeur des plaques, il est appelé *galet* et permet à la chaîne de rouler sur une surface dans les applications de manutention; le galet peut être lisse ou épaulé ;
 - ☞ Lorsque le rouleau est absent, la chaîne est dite *à douille*.
- ✓ **Les maillons extérieurs** : sont formés de deux plaques dites extérieures en acier, traité ou non, reliées par deux axes généralement en acier cémenté; ils sont rivés ou fixés par tout autre moyen: goupilles, écrous, etc. Un maillon extérieur spécial dit de jonction permet, le cas échéant, de relier les deux extrémités de la chaîne. Il en existe deux types, autres que le maillon à riber identique aux autres maillons extérieurs de la chaîne :
 - ☞ Le maillon à axes goupillés ou avec écrous, du même côté *ou tête bêche* ;
 - ☞ Le maillon à ressort, dont les extrémités des axes munies d'une gorge reçoivent différents types de clips.
- ✓ **Les maillons intérieur et extérieur** : s'articulent l'un sur l'autre, l'axe pivotant dans la douille, ou réciproquement, à l'engrènement ou au désengrènement de la chaîne sur les pignons; chacune de ces articulations forme un palier. Les maillons extérieurs reçoivent un seul ou plusieurs rangs de maillons intérieurs séparés par des plaques intermédiaires, formant ainsi des chaînes simples, doubles, triples... multiples. Les chaînes à rouleaux de précision à pas court sont plus spécialement utilisées dans les transmissions de puissance ou en manutention légère. Pour la manutention lourde ou des applications à faible vitesse, les chaînes ont généralement des pas plus longs et sont souvent équipées de plaques spéciales à attaches ou d'axes creux pour la fixation d'aménagements variés.

V.3.3.2 Chaînes à blocs

Les chaînes à blocs (cf. figure 4) reçoivent des maillons extérieurs semblables à ceux des chaînes à rouleaux, mais les maillons intérieurs sont constitués de pièces massives. Ce type de chaîne est généralement utilisé pour exercer un effort important de traction, dans les bancs d'étirage par exemple.

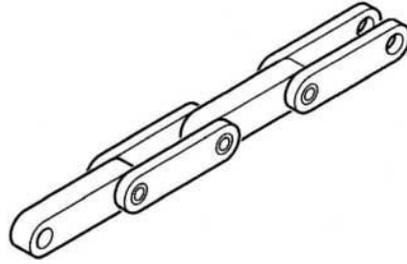


Figure V.9 : Chaîne à blocs : schéma type

V.3.3.3 Chaînes à maillons coudés

Les chaînes à maillons coudés, sont formées d'un seul type de maillons: les plaques, coudées à mi-longueur, portent une douille à une extrémité et un axe à l'autre.

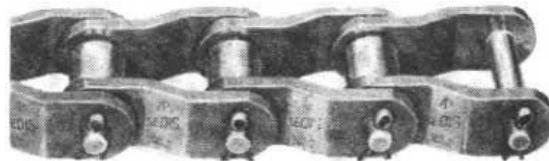


Figure V.10 : Chaîne à maillons coudés.

Ce type de chaîne est principalement utilisé dans les forages pétroliers. Simples ou multiples, et ayant ou non des rouleaux, il en existe de nombreuses variantes, principalement celles à maillons monoblocs forgés ou moulés qui trouvent encore des applications en milieu agressif.

Remarque : les maillons coudés sont également utilisés dans les chaînes à rouleaux pour rabouter une chaîne fermée sans fin ayant un nombre impair de pas.

V.3.3.4 Chaînes à mailles jointives

Les chaînes à mailles jointives ne sont constituées que de plaques s'articulant sur des axes et la combinaison des plaques sur deux maillons consécutifs est variable selon les types de chaînes.



Figure V.10 : Chaîne à mailles jointives.

Ces chaînes sont principalement utilisées en levage où la charge est appliquée à leur extrémité à l'aide d'une chape et, par construction, ne peuvent engrener sur un pignon, sauf dans les deux variantes particulières suivantes :

☞ Les chaînes à axes débordants, l'engrènement et le passage des efforts se faisant par les extrémités des axes

☞ Les chaînes Galle, dont l'axe épaulé, appelé alors fuseau, réserve une portion centrale sans plaque pour l'engrènement.

V.4 Rapport De Transmission

Le rapport de transmission (r) est le même que pour une transmission par engrenages :

$$r = \frac{n \text{ (pignonmené)}}{n \text{ (pignonmenant)}} = \frac{Z \text{ (pignonmenant)}}{Z \text{ (pignonmené)}} = \frac{d \text{ (pignonmenant)}}{d \text{ (pignonmené)}}$$

Exemple : Exprimer et calculer le rapport de transmission de cette transmission composée de deux pignons et d'une chaîne :

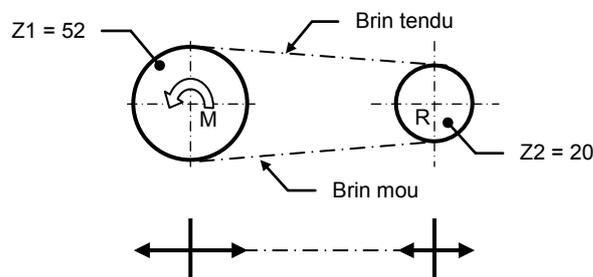


Figure V.11 : Transmission composée de deux pignons et d'une chaîne.

Schématisation :

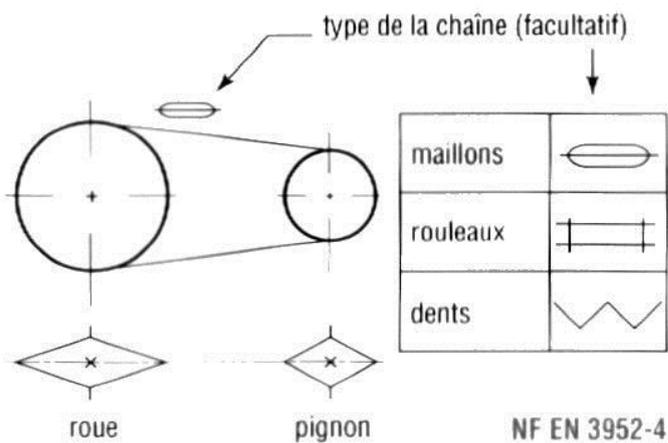


Figure V.12 : Schématisation d'une chaîne.

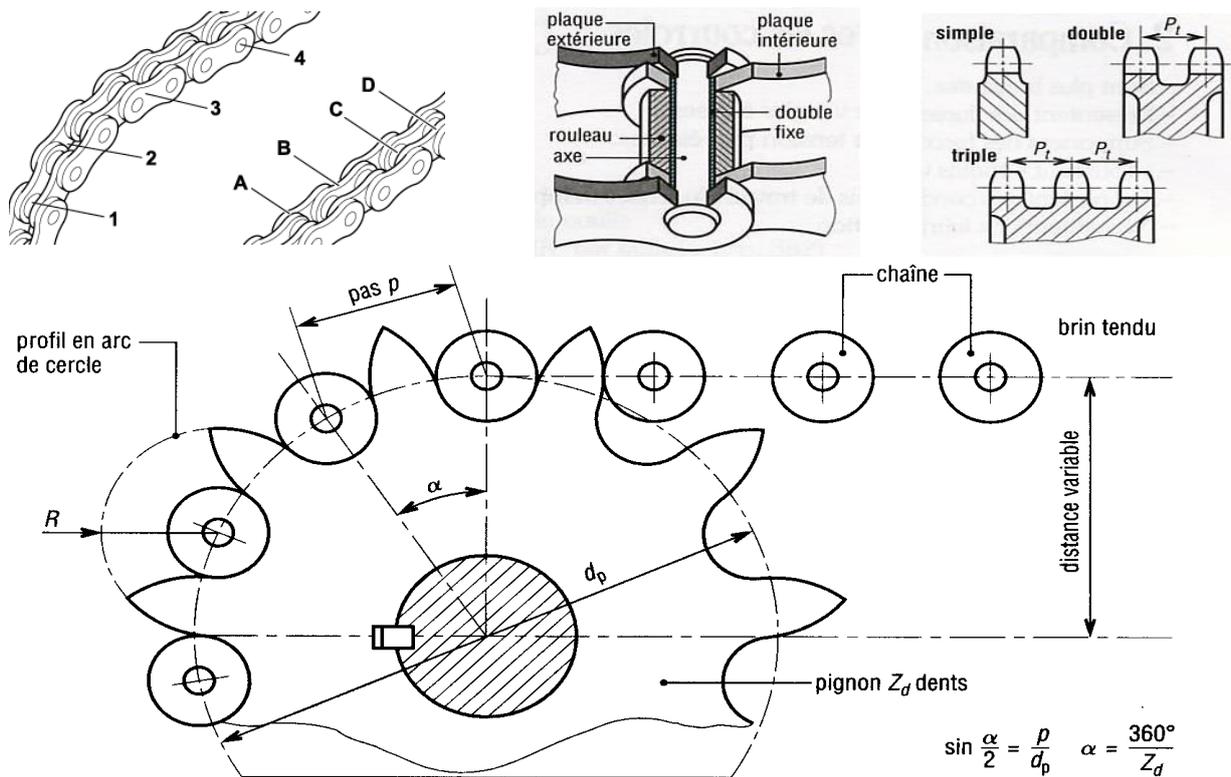


Figure V.13 : Constitution d'un pignons et d'une chaîne.

V.5 Transformation du mouvement

V.5.1 Définitions

Quand le mouvement est transmis dans un objet technique, mais le mouvement est modifié. Le conducteur et le conduit ne fait pas le même mouvement. Les quatre systèmes sont :

1. La bielle et la manivelle
2. La came et la tige guidée
3. Le pignon et la crémaillère
4. La vis et l'écrou

V.5.2 Transformation par Bielle-Manivelle

La bielle et la manivelle transforment le mouvement circulaire en mouvement rectiligne bidirectionnelle. Exemple (les trains, les moteurs)

Si l'on provoque la rotation de la vis, celle-ci se déplace en translation. Le système vis/écrou est souvent utilisé pour transformer une rotation en translation. Quand la vis comporte un filet et fait N tours, l'écrou avance de N fois le pas de la vis.

V.5.4 Transformation par Pignon et Crémaillère

Change le mouvement circulaire en mouvement rectiligne. Il est composé d'une roue dentée, (le pignon), qui tourne sur une barre dentée, (le crémaillère). On le voit souvent dans les véhicules avec un volant.

Le pignon et la crémaillère portent des dents qui engrènent entre elles. Si l'axe du pignon est fixe, par rapport au bâti, la crémaillère avance de :

$$L = \pi \cdot D \cdot n, \text{ Avec}$$

D : est le diamètre du pignon

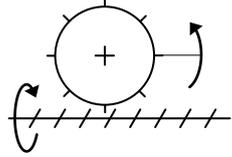
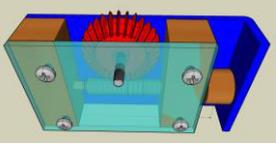
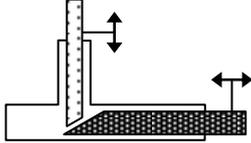
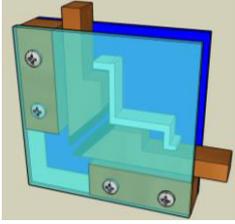
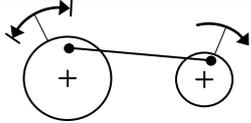
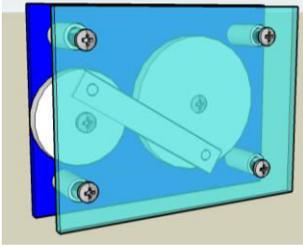
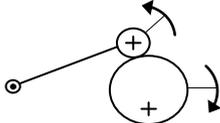
n : est le nombre de tours du pignon



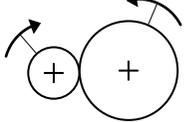
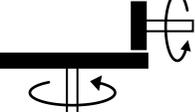
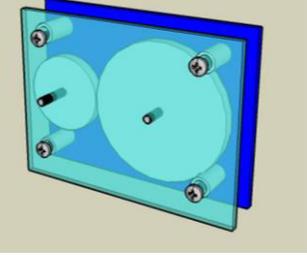
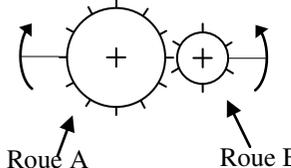
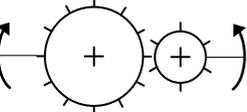
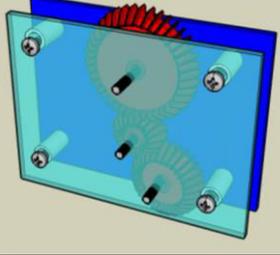
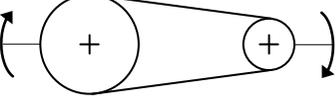
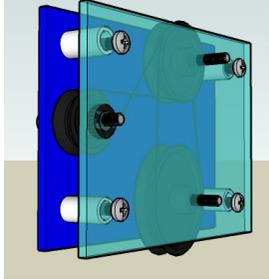
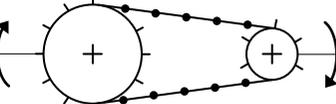
Figure V.17 : Transformation par pignon et crémaillère.

Tableaux V.2 : Différents types de transformation des mouvements.

La transformation des mouvements			
Type de liaison	Symbole à annoter	Construction	Note pour l'ajustement
1 Manivelle et coulisse			<ol style="list-style-type: none"> 1. Il faut guider la coulisse. 2. Le déplacement de la coulisse dépend de la distance entre le point d'appui de la manivelle et la coulisse, et des butées qui limitent la trajectoire de la manivelle et/ou de la coulisse.
2 Bielle, manivelle et coulisse			<ol style="list-style-type: none"> 1. Il faut guider la coulisse. 2. La longueur de déplacement de la coulisse dépend du rayon entre le centre de la manivelle et l'appui de la bielle sur la roue.
3 Pignon et crémaillère			<ol style="list-style-type: none"> 1. Il faut guider la crémaillère. 2. La vitesse de déplacement de la crémaillère dépend de la dimension de la roue dentée.
4 Vis et crémaillère			<ol style="list-style-type: none"> 1. Il faut guider la crémaillère. 2. Seulement la vis peut mener. 3. Il faut mettre une butée pour retenir l'axe.
5 Came et galet			<ol style="list-style-type: none"> 1. Il faut guider le galet. 2. Le déplacement du galet dépend de l'écart de son rebord le plus haut et le plus bas par rapport à l'axe de rotation de la came. 3. La forme change la façon dont le galet se déplace.
6 Manivelle et coulisse			<ol style="list-style-type: none"> 1. Il faut guider la coulisse ou l'alourdir. 2. La longueur de déplacement de la coulisse dépend du rayon entre le centre de la manivelle et l'appui de la raille. La distance de déplacement sera égale à deux fois le rayon.

La transmission des mouvements			
Type de liaison	Symbole à annoter	Construction	Note pour l'ajustement
7 Roue dentée et vis sans fin			<ol style="list-style-type: none"> 1. Seulement la vis sans fin peut mener. 2. Il faut mettre une butée pour retenir l'axe. 3. La vitesse de déplacement de la roue dentée dépend de sa dimension.
8 Système de coins			<ol style="list-style-type: none"> 1. Les coins doivent être guidés. 2. Il doit y avoir une surface glissante à la jonction des coins. 3. Les déplacements sont limités par les butées. 4. L'angle du coin menant détermine la vitesse du coin en extrant. Plus l'angle est abrupt, plus le déplacement est rapide mais plus grande est la force nécessaire pour effectuer le mouvement.
9 Manivelle-bielle-manivelle			<ol style="list-style-type: none"> 1. La roue menante est celle dont le rayon entre l'axe et l'appui de la bielle est la plus courte. 2. Plus tu augmentes le rayon d'appui de la bielle, plus tu augmentes l'arc parcouru par la roue menée
10 Came, galet			<ol style="list-style-type: none"> 1. Le déplacement du galet dépend de l'écart de son rebord le plus haut et le plus bas par rapport à l'axe de rotation de la came. 2. La came doit être guidée.

La transmission des mouvements (suite)

Type de liaison	Symbole à annoter	Construction	Note pour l'ajustement	Principe de transmission du mouvement
11 Roues de friction	<p>côte à côte</p>  <p>verticale et horizontale</p> 		<ol style="list-style-type: none"> 1. Le contact doit être constant donc l'axe doit être bien centré. 2. Les roues jointes se déplacent en sens inverse. 	<p>Plus la roue menante est grosse par rapport à la menée, plus l'autre roue effectuera de tours pour un seul tour de la menante et inversement.</p>  <p>La roue A est deux fois plus grande que la Roue B</p> <p><u>Exemple 1 :</u> Si la roue A est la menante et qu'elle effectue un tour, la roue B effectuera 2 tours.</p> <p><u>Exemple 2 :</u> Si la roue B est la menante et qu'elle effectue un tour, la roue A effectuera 1/2 tour.</p> <p>La roue menante est celle qui transmet sa force.</p>
12 Roues dentées (Engrenages)	<p>côte à côte</p>  <p>verticale et horizontale</p> <p>symbole à venir</p>		<ol style="list-style-type: none"> 1. La tension dans la courroie ou la chaîne doit être suffisante 2. Les roues se déplacent dans le même sens si la courroie n'est pas croisée. 	<p>La roue menante est celle qui transmet sa force.</p>
13 Poulies et courroie			<ol style="list-style-type: none"> 1. La tension dans la courroie ou la chaîne doit être suffisante 2. Les roues se déplacent dans le même sens si la courroie n'est pas croisée. 	<p>La roue menante est celle qui transmet sa force.</p>
14 Chaîne et roues dentées			<ol style="list-style-type: none"> 1. La tension dans la courroie ou la chaîne doit être suffisante 2. Les roues se déplacent dans le même sens si la courroie n'est pas croisée. 	<p>La roue menante est celle qui transmet sa force.</p>

Chapitre

VI

Les engrenages

VI.1 Généralités

VI.1.1 Définition

Un engrenage est un ensemble de deux roues munies de dents assurant un entraînement dit positif (sans glissement possible) entre deux axes peu éloignés l'un de l'autre.

Vocabulaire : *Pignon* : Plus petite des deux roues dentées d'un engrenage.

VI.1.2 Bref historique

L'entraînement positif entre deux axes a été l'objet de nombreuses évolutions au cours des âges, comme en témoignent les reproductions ci-dessous de dessins de Léonard de Vinci (fin du XV^{ème}).

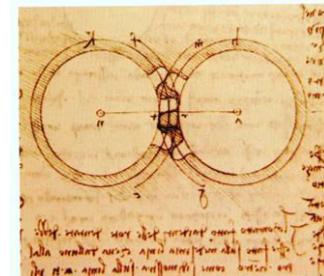
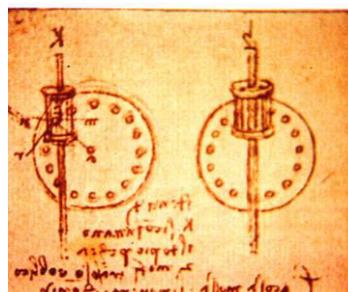
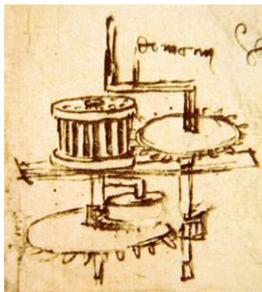


Figure VI.1 : historique (dessins de Léonard de Vinci).

VI.1.3 Profil de la denture

A notre époque, le profil des dents est dans presque tous les cas une courbe dite en développante de cercle. Cette courbe est obtenue comme dans la figure ci-dessous, en développant un cercle appelé *cerceau de base*. Seule une faible partie de la courbe est utilisée pour la denture.

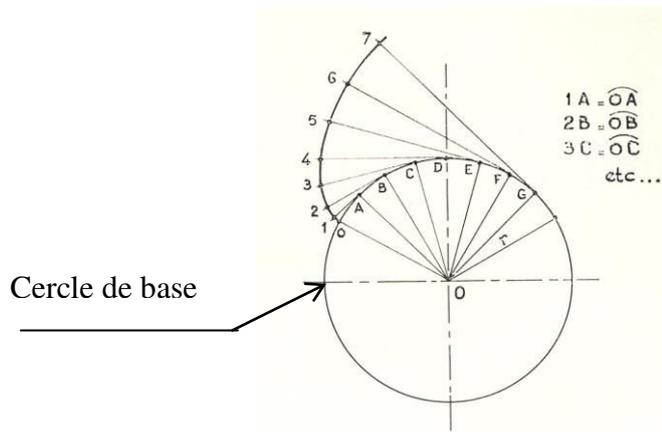


Figure VI.2 : Cercle de base de la courbe est utilisé pour la denture.

VI.1.4 Principe de l'engrènement

Si deux cercles de base munis de courbes en développante de cercle sont espacés d'un entraxe Δ , on constate que pendant l'engrènement, les deux développantes restent en contact suivant une droite appelée *ligne d'action* inclinée d'un angle α par rapport à la tangente commune à deux cercles appelés *cercles primitifs*.

L'engrènement est équivalent à un entraînement entre deux roues de friction de diamètres respectifs les diamètres des cercles primitifs. On peut montrer que si r est le rayon primitif, on a la relation :

$$r = r_b * \cos \alpha$$

Cet angle α est appelé *angle de pression* et vaut dans le cas général 20° . Il peut cependant varier (15° à 30°), ce qui permet de définir des dentures spécifiques pour certaines applications.

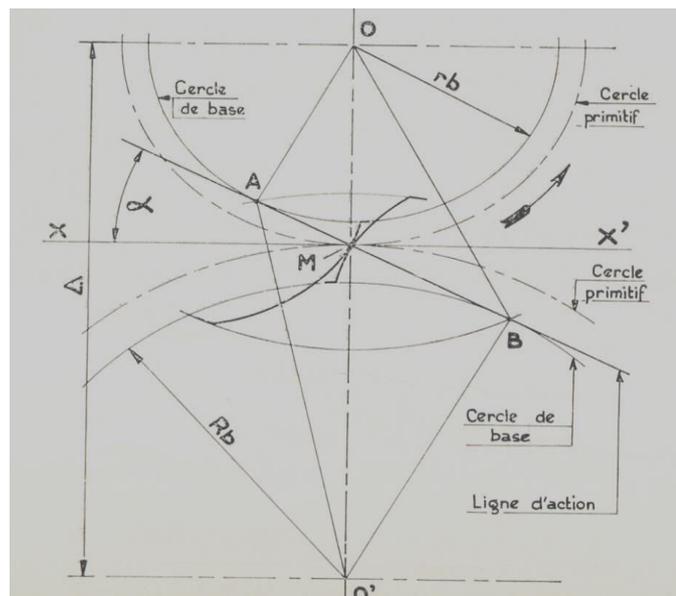


Figure VI.3 : Principe de l'engrènement.

VI.2 Engrenages cylindriques à denture droite

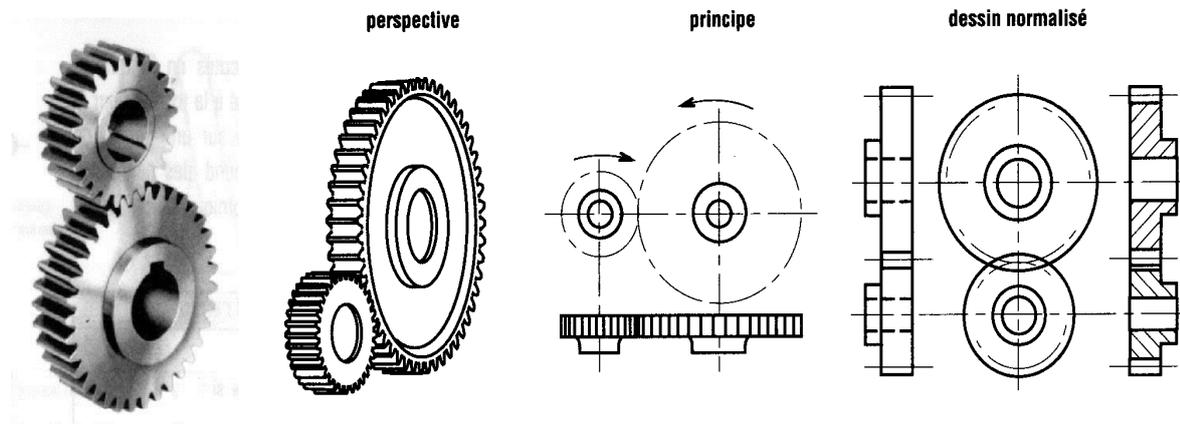


Figure VI.4 : Engrenages cylindriques à denture droite.

VI.2.1 Dimensions normalisées

Deux valeurs permettent de définir les roues dentées :

1. Le **module m** choisi parmi les modules normalisés et déterminé par un calcul de résistance des matériaux.

Tableaux VI.1 : Valeurs normalisées du module **m**.

Valeurs normalisées du module <i>m</i>									
valeurs principales en mm					valeurs secondaires en mm				
0,06	0,25	1,25	5	20	0,07	0,28	1,125	5,5	22
0,08	0,30	1,5	6	25	0,09	0,35	1,375	7	28
0,10	0,40	2	8	32	0,11	0,45	1,75	9	36
0,12	0,50	2,5	10	40	0,14	0,55	2,75	11	45
0,15	0,75	3	12	50	0,18	0,7	3,5	14	55
0,20	1,0	4	16	60	0,22	0,9	4,5	18	70

La relation permettant un calcul de ce module est : $m \geq 2.34 \sqrt{\frac{T}{k * Rpe}}$

T : effort tangentiel sur la dent
 k : coefficient de largeur de denture
 Rpe : résistance pratique à l'extension

T et k sont définis dans la suite de ce cours. Rpe dépend du matériau utilisé.

2. Le **nombre de dents Z** de chaque roue dentée permettant de définir le rapport des vitesses *r* de l'engrenage.

Il existe un nombre minimal de dents pour avoir un engrenement correct pignon A / roue B :

Tableaux VI.2 : Nombre minimal de dents.

NOMBRE MINIMAL DE DENTS*					
Z _A	13	14	15	16	17
Z _B	13 à 16	13 à 26	13 à 45	13 à 101	13 à ∞

Principales dimensions:

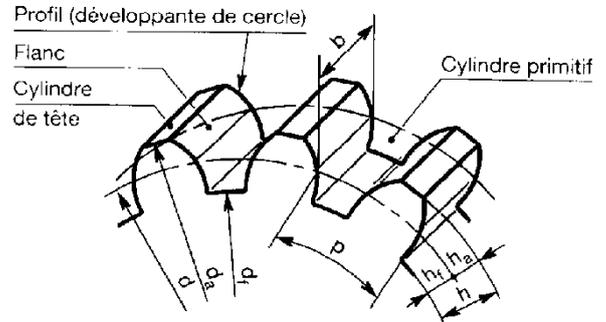
Diamètre primitif : $d = m * Z$

Diamètre de tête : $d_a = d + 2 * m$

Diamètre de pied : $d_f = d - 2,5 * m$

Pas de la denture : $p = \pi * m$

Largeur de denture : $b = k * m$ avec $k = 8$ ou 10 en général.



L'entraxe entre deux roues dentées (a ou e) est égal à $\frac{d1 + d2}{2}$ ou $m * \frac{Z1 + Z2}{2}$.

Note: Deux roues dentées doivent avoir même module pour pouvoir engrener ensemble.

VI.2.2 Rapport des vitesses

Si N1 et N2 sont les vitesses respectives de la roue dentée 1 et 2, on a : $N1 * Z1 = N2 * Z2$

VI.2.3 Efforts sur les dentures – Couple transmis

L'effort F normal à la dent étant incliné de l'angle de pression α (20° en général), on considère les deux projections de F suivant :

La tangente commune aux diamètres primitifs :

T : la normale commune aux cercles primitifs (radiaux) : R. Les relations sont données sur la figure ci-dessous. L'effort T est celui utilisé pour le calcul du module m.

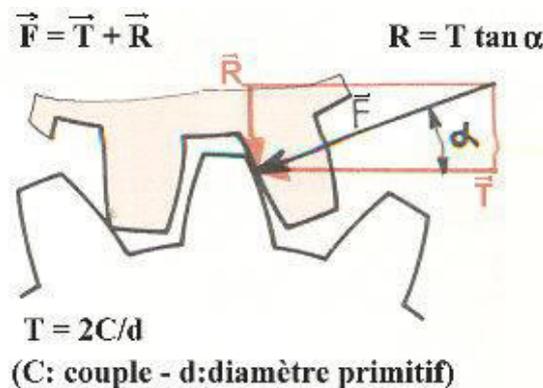


Figure VI.5 : Efforts sur les dentures.

VI.2.4 Inconvénient de ce type d'engrenage

Durant l'engrènement, les dents en prise fléchissent, de plus leur nombre varie (2 - 3), ce qui engendre du bruit et des vibrations.

VI.2.5 Matériaux utilisés

Fonte à graphite sphéroïdal FGS : Roues de grandes dimensions. Aciers ordinaires type XC : Engrenages peu chargés. Aciers au nickel-chrome (10 NC 12) : Engrenages fortement chargés. Matières plastiques : Nylon, Téflon.

VI.2.6 Cotation d'une roue dentée

Sur le dessin ci-contre figurent les cotes devant figurer sur le dessin de définition de la roue. Le diamètre primitif est en cote encadrée car il s'agit d'une valeur théorique non mesurable. Doit également figurer sur le dessin de définition un tableau indiquant les principales caractéristiques de la denture comme sur l'exemple ci-contre.

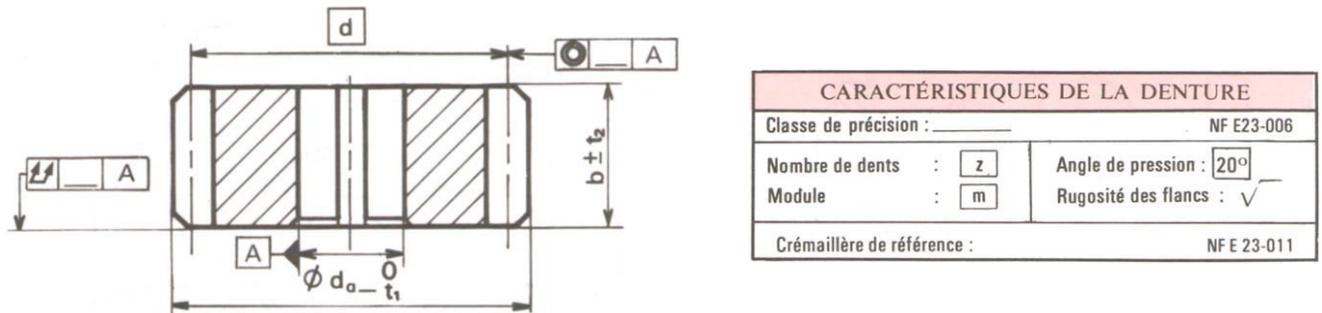


Figure VI.6 : Cotation d'une roue dentée.

VI.2.7 Systèmes d'engrenages cylindriques à denture droite

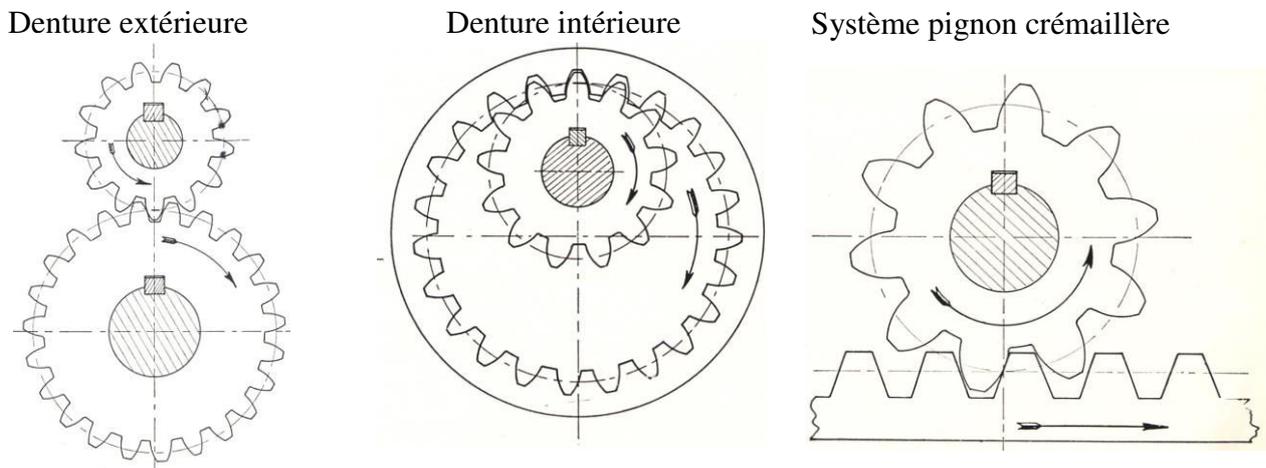
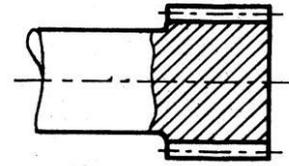


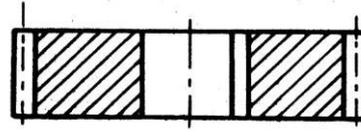
Figure VI.7 : Différents types d'engrenages cylindriques à denture droite.

VI.2.8 Dispositions constructives

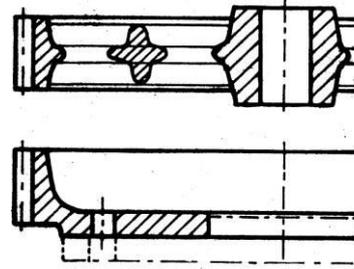
Pignon arbre pour denture de petites dimensions



Roue avec rainure de clavette pour taille moyenne



Roue moulée à bras, ou couronne rapportée pour grandes dimensions



Pour les trains d'engrenages, prévoir un dégagement d'outil (x). Des roues rapportées permettent de réduire l'encombrement axial.

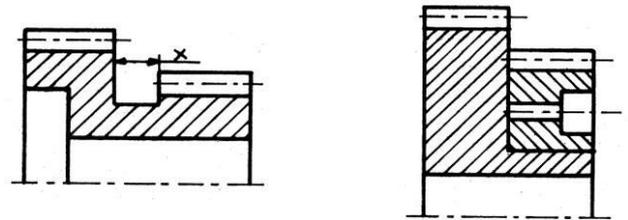
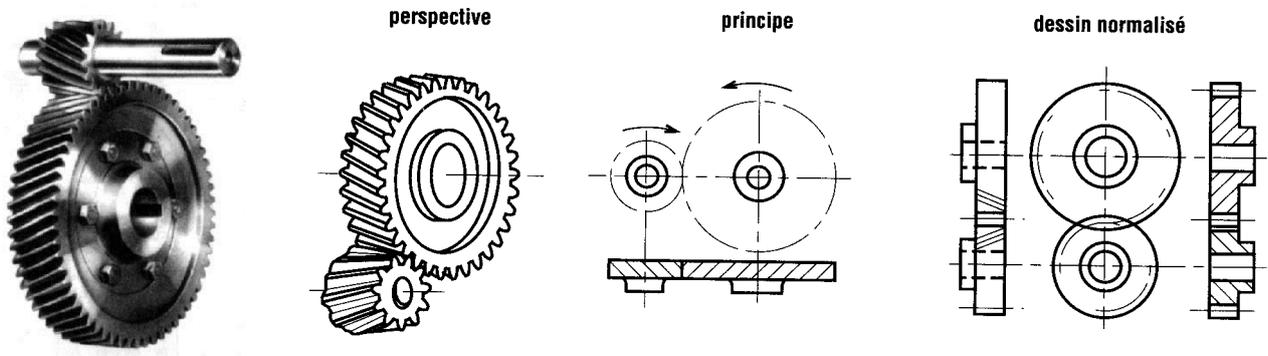


Figure VI.8 : Déférents types des dispositions constructives.

VI.3 Engrenages cylindriques à denture hélicoïdale



Les deux roues à dentures hélicoïdales doivent avoir leurs hélices de sens opposés pour engrener ensembles.

Figure VI.9 : Engrenages cylindriques à denture hélicoïdale.

VI.3.1 Avantage – Inconvénient

Les engrenages cylindriques à denture hélicoïdale ont un engrènement plus progressif que les engrenages à denture droite, et de ce fait réduisent notablement les bruits et vibrations engendrés durant l'engrènement. L'inclinaison de l'effort entre les dentures du fait de l'hélice engendre un effort axial durant l'engrènement.

VI.3.2 Dimensions

Les dimensions d'une roue à denture hélicoïdale sont déterminées à partir :

- du module normalisé, appelé ici *module normal* (ou réel) et désigné par m_n , (Calculé par la R.d.M.)
- du nombre de dents Z
- de l'angle d'inclinaison de l'hélice β

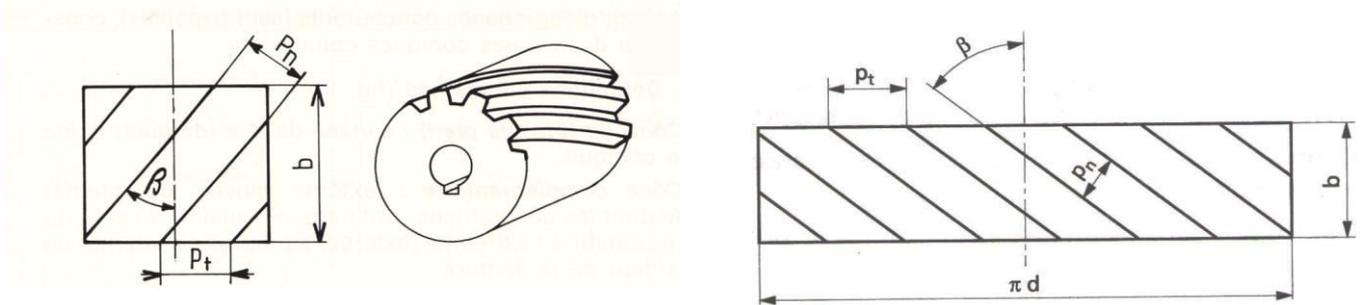


Figure VI.10 : dimensions et développée d'une roue à denture hélicoïdale.

La relation entre pas normal P_n et pas tangentiel P_t permet de définir un *module tangentiel* (ou apparent) m_t . Les dimensions de la roue dépendent alors de ce module tangentiel.

Relations : $P_n = P_t \cos\beta,$ $m_n = m_t \cos\beta,$ $d = m_t * Z$

On constate que le diamètre primitif varie avec l'angle d'hélice β , il en est de même pour les diamètres de tête et de pied.

VI.3.3 Efforts

La composante normale à la denture donne ici trois forces :

- ✓ Effort tangentiel T , souvent déterminé à partir du couple ($T = 2 * C / d$)
- ✓ Effort radial R , déterminé par la relation : $R = (T / \cos \beta) * \tan \alpha$
- ✓ Effort axial A , déterminé par la relation : $A = T * \tan \beta$

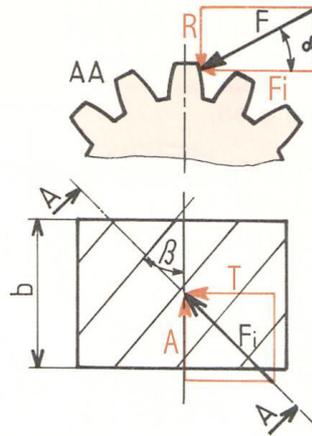


Figure VI.10 : Efforts appliqués sur une roue à denture hélicoïdale.

VI.3.4 Compensation de l'effort axial dans les réducteurs à engrenages hélicoïdaux

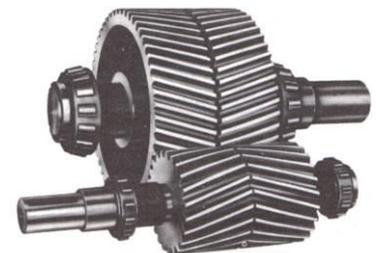
Roues à chevrons :

2 dentures hélicoïdales sont taillées en sens inverse sur la même roue. Ces roues ont donné le sigle des usines Citroën, de la société des engrenages Citroën exploitant un brevet polonais sur la taille des engrenages à chevrons en 1913.



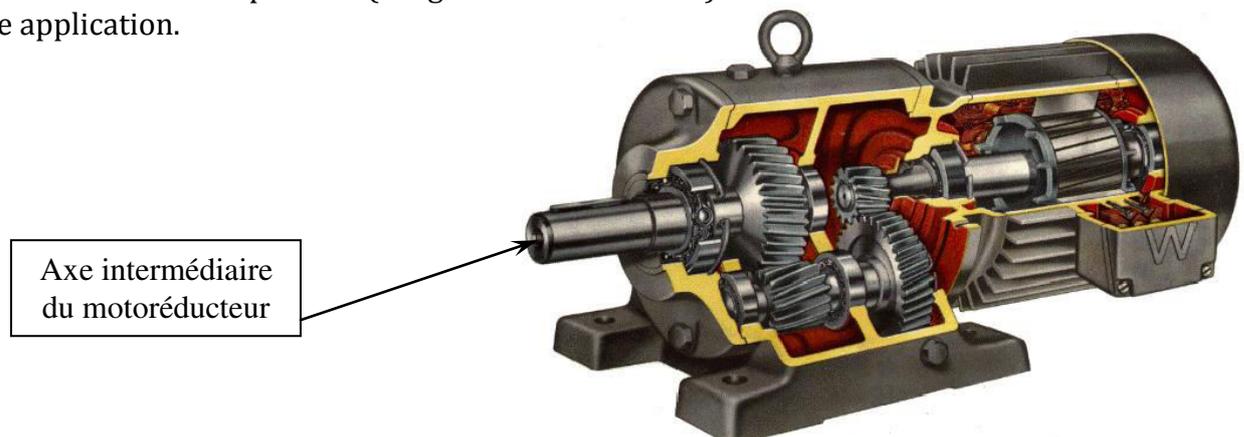
Roues à dentures inversées accolées :

Les roues sont fixées entre-elles, un positionnement angulaire précis entre les deux roues accolées doit être réalisé.



Inclinaison des dentures sur les arbres intermédiaires des réducteurs :

Les dentures sur les arbres intermédiaires doivent être inclinées dans le même sens pour que les efforts axiaux se compensent (dirigés en sens inverses). Le motoréducteur ci-contre en montre une application.



VI.3.5 Exercice d'application

La chaîne cinématique du motoréducteur étant définie ci-contre, calculer :

- Le rapport des vitesses $\frac{N_S}{N_E}$
- L'entraxe des roues dentées

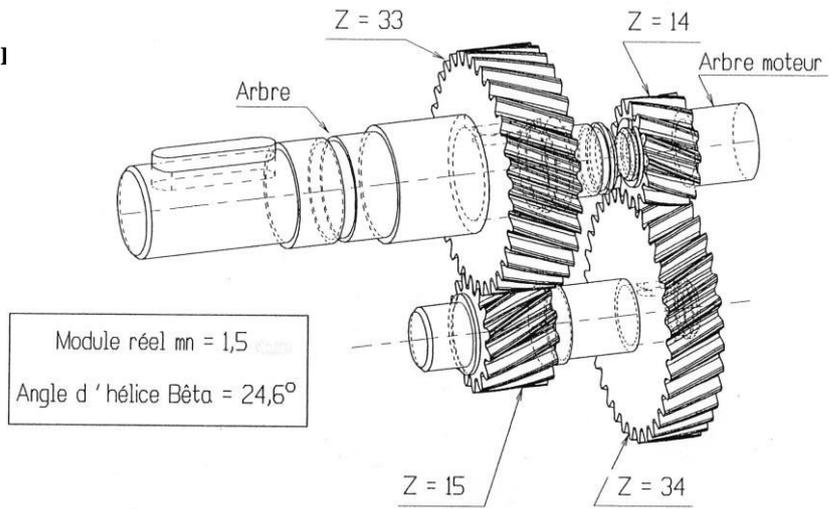


Figure VI.11 : Chaîne cinématique du motoréducteur.

VI.4 Engrenages coniques

L'étude qui suit porte plus particulièrement sur les dentures droites.

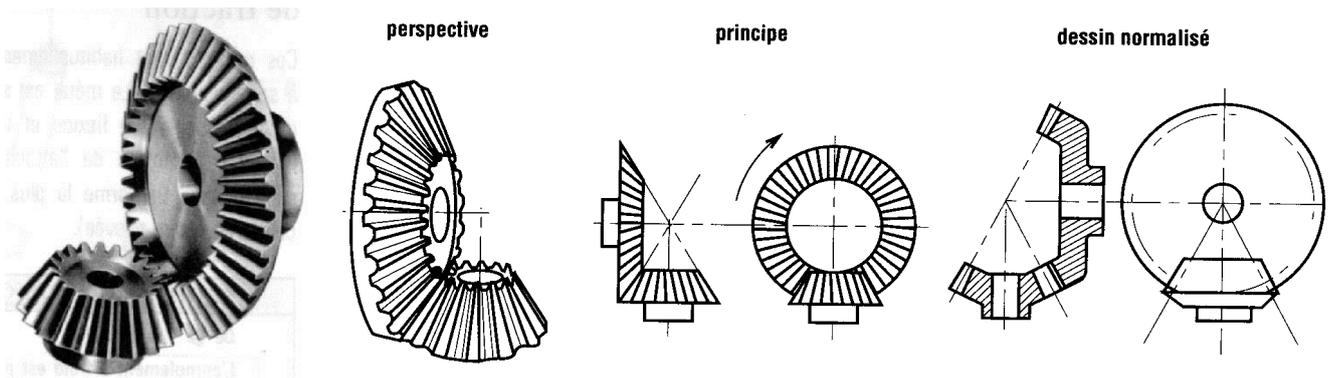


Figure VI.12 : Engrenages coniques.

VI.4.1 Principe

Soient N_1 et N_2 les vitesses respectives des roues coniques 1 et 2, Soient δ_1 et δ_2 les demi-angles aux sommets des cônes primitifs. Soit un point M sur la génératrice de contact des cônes primitifs. Soit S le sommet commun des cônes primitifs. Soient r_1 et r_2 les rayons des cônes primitifs au point M.

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{r_2}{r_1}. \quad \text{Or } r_1 = SM \sin \delta_1 \quad \text{et} \quad r_2 = SM \sin \delta_2$$

On obtient la relation: $\frac{N_1}{N_2} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}$. Le rapport des vitesses détermine donc les demi-angles au sommet.

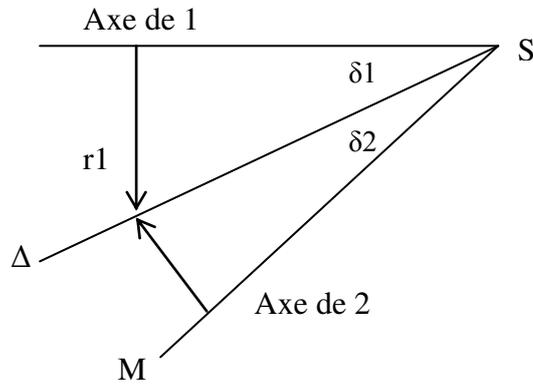


Figure VI.13 : Principe des engrenages coniques.

VI.4.2 Dimensions normalisées

Elles doivent être mesurées sur la partie de la denture la plus éloignée du sommet des cônes.

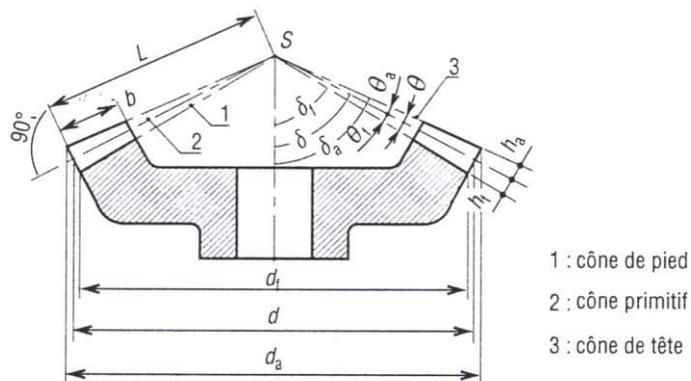


Figure VI.14 : Dimensions normalisées.

VI.4.3 Efforts sur la denture

L'effort normal à la denture (F) donne ici trois efforts en projection sur les trois directions principales de la roue dentée (tangentielle, axiale et radiale). Si T est l'effort tangentiel déterminé à partir du couple, les relations s'écrivent : $A = T * \tan \alpha * \sin \delta$, et $R = T * \tan \alpha * \cos \delta$

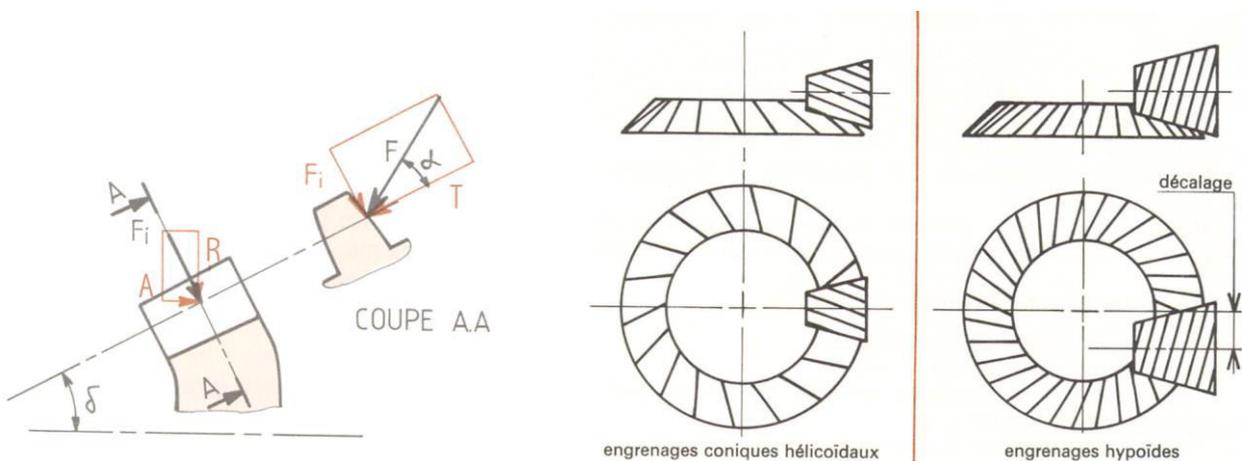


Figure VI.15 : Efforts sur la denture.

VI.4.4 Autres types d'engrenages coniques

On rencontre fréquemment deux autres types d'engrenages coniques :

- Les engrenages coniques hélicoïdaux
- Les engrenages hypoïdes

VI.4.5 Disposition constructive

Le fonctionnement correct d'un engrenage conique nécessite la coïncidence des sommets des cônes primitifs. Ces sommets sont virtuels, le réglage s'en trouve difficile à réaliser, de ce fait, on ne règle en général qu'un des deux sommets afin d'avoir un engrenement avec un minimum de jeu et sans précontrainte (serrage) des dentures. Ce réglage est souvent réalisé par l'intermédiaire de cales de réglage lors du montage des roues. La figure ci-dessous montre une application d'un réglage des sommets des cônes dans un renvoi d'angle.

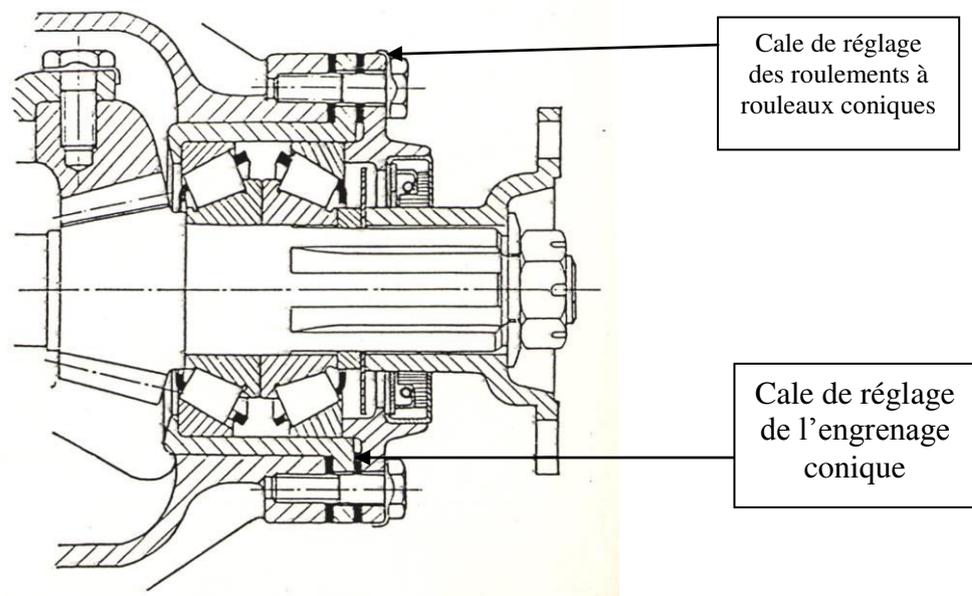


Figure VI.16 : Réglage des sommets des cônes dans un renvoi d'angle.

VI.5 Engrenages à roue et vis sans fin

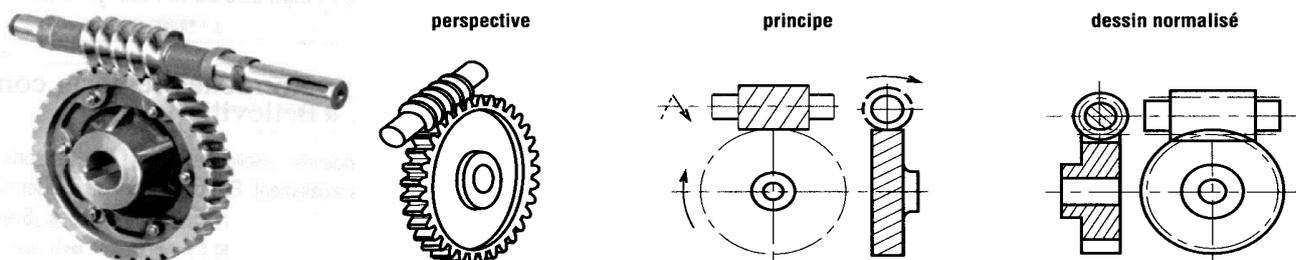


Figure VI.17 : Engrenages à roue et vis sans fin.

VI.5.1 Principe

Cas particulier des engrenages gauches hélicoïdaux, un système roue-vis sans fin est tel que l'une des roues a un très petit nombre de dents (1 à 8) et est appelée vis.

Pour engrener ensemble, la roue et la vis doivent avoir leurs hélices de même sens.

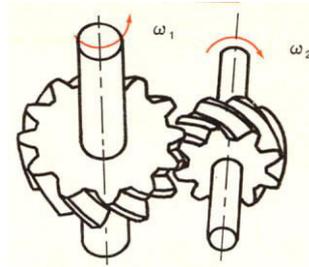


Figure VI.18 : Engrenage gauche hélicoïdal.

VI.5.2 Avantages – Inconvénients

Ce mécanisme permet d'obtenir un grand rapport de réduction avec seulement deux roues dentées (1/200).

Les systèmes roue-vis sans fin sont presque toujours irréversibles d'où sécurité anti-retour.

L'engrènement se fait avec beaucoup de glissement entre les dentures, donc usure et rendement faible (60%)

La vis supporte un effort axial important.

VI.5.3 Efforts

On constate en examinant la figure ci-contre représentant un système à roue et vis sans fin (vis à 4 filets), que l'effort tangentiel sur la roue est transmis comme effort axial sur la vis.

VI.5.4 Suppression de l'effort axial sur la vis

L'exemple de ce motoréducteur d'essuie-glace permet de constater que le fabricant a choisi d'opter pour une vis à deux filets inverses, engrenant avec deux roues à dentures hélicoïdales placées de chaque côté de l'axe de la vis. Cette solution permet d'annuler l'effort axial supporté par le guidage de la vis sans fin, celle-ci supportant deux efforts axiaux directement opposés, et accessoirement d'avoir deux dentures en prises pour augmenter le couple transmissible.

VI.5.5 Différents types de systèmes roue-vis sans fin

Afin d'augmenter la surface de contact des dentures, on utilise très souvent des systèmes à roue creuse.

L'utilisation d'une vis globique permet d'augmenter encore cette surface, mais le coût de la vis est important.

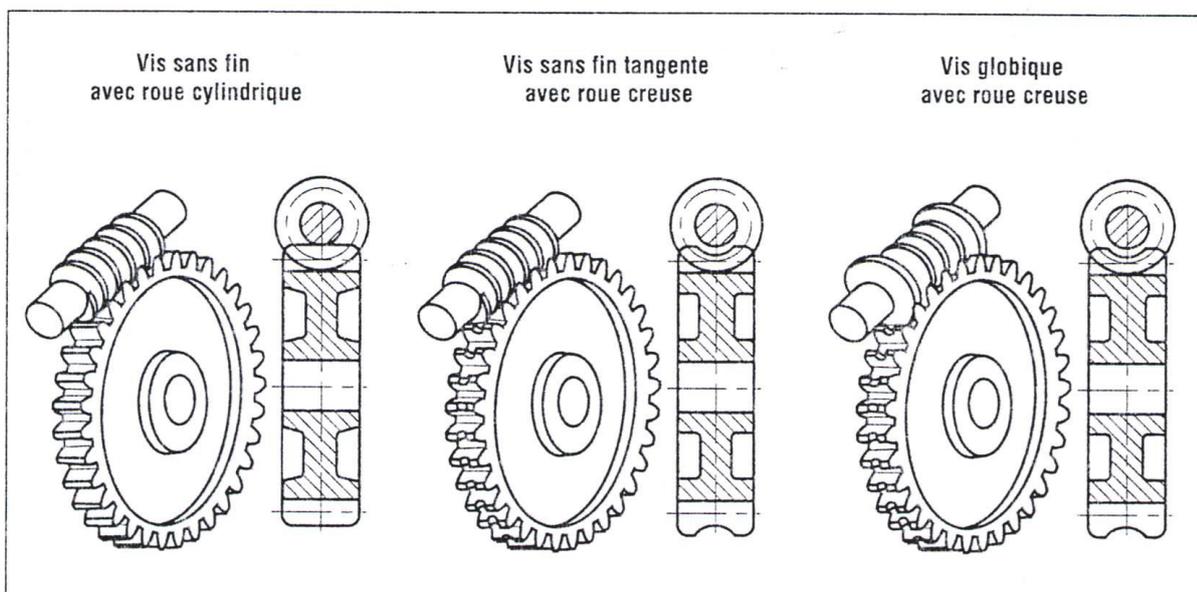


Figure VI.19 : Différents types de systèmes roue-vis sans fin.

VI. 5-6 Dispositions constructives

Du fait de l'usure importante due au glissement des dentures pendant l'engrènement, il convient de choisir correctement les matériaux des deux pièces :

- ❖ La vis sera choisie dans le matériau le plus dur, son prix de revient étant plus élevé, son usure devra être réduite au minimum. En général la vis est en acier dur.
- ❖ La roue sera choisie dans un matériau plus tendre afin de supporter la majeure partie de l'usure. En général la roue est en bronze.
- ❖ Pour des roues de grands diamètres, il convient de prévoir à la conception une denture rapportée (voir 2-8).
- ❖ L'utilisation d'une roue creuse impose souvent un réglage axial de celle-ci pour assurer la portée correcte des dents.
- ❖ Le dessin ci-contre montre une solution pour ce réglage par l'intermédiaire de cales sous les couvercles d'appui des roulements.

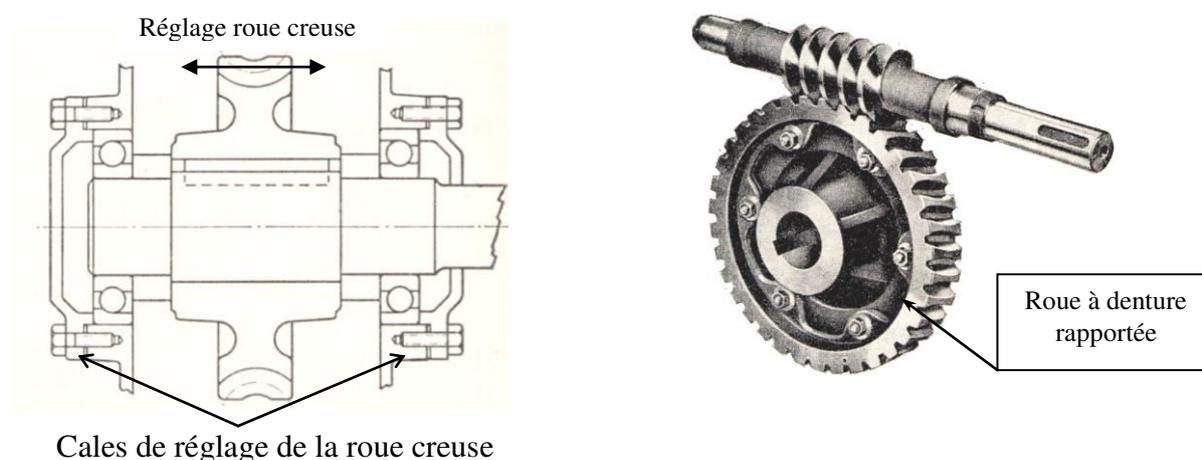


Figure VI.20 : Dispositions constructives.

VI.6 Schématisation des engrenages

Tableaux VI.3 : Schématisation des engrenages.

		Types de dentures*			
		Droite	Hélicoïdale	Chevron	Spirale
Roue à denture extérieure					
Roue à denture intérieure					
* Indication facultative.					
		Exemples d'applications			
Roue cônica					
Secteur denté					
Vis sans fin					
Crémaillère					

VI.7 Lubrification des engrenages

La forme des dents en développante de cercle favorise la formation d'un coin d'huile durant l'engrènement. Deux grands principes sont employés en fonction de la puissance à transmettre et de la chaleur à dissiper

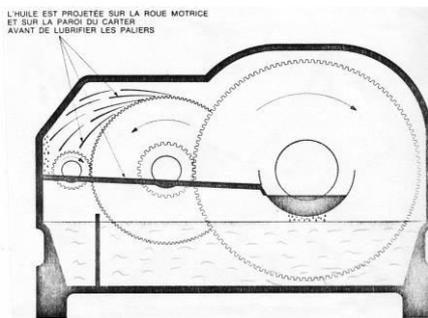


Figure VI.21 : Lubrification par barbotage.

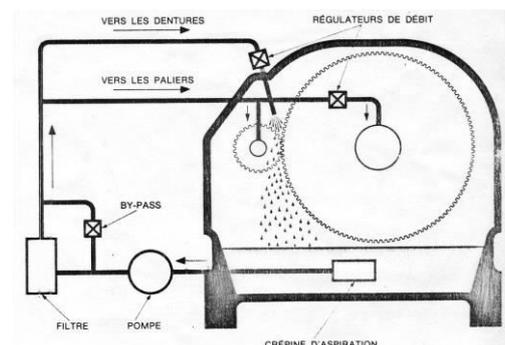
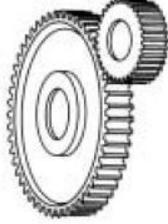
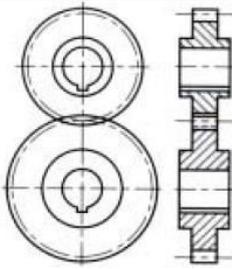
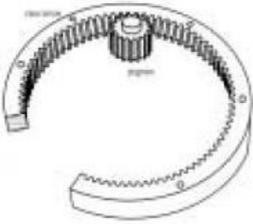
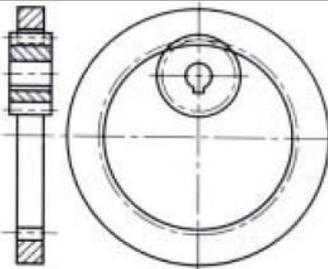
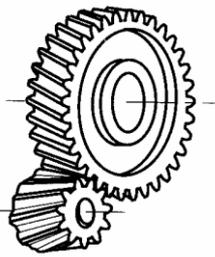
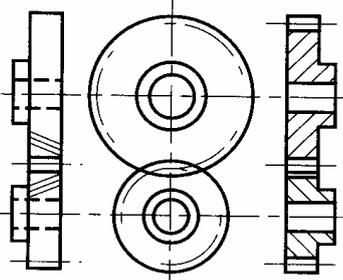
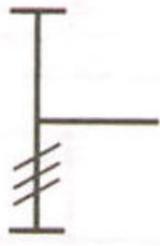
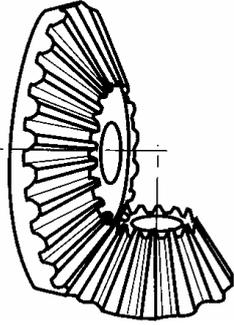
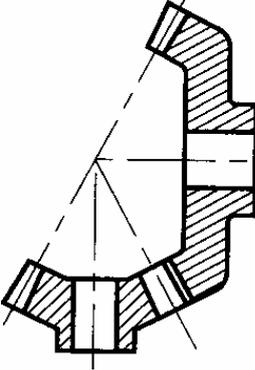
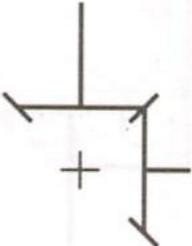
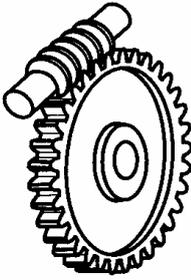
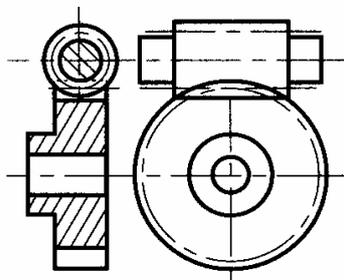
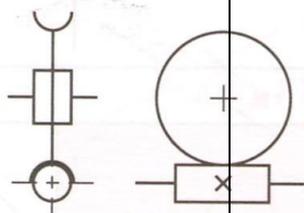


Figure VI.22 : Lubrification sous pression.

Caractérisation des engrenages cylindriques à denture droite			
TYPE	REPRESENTATION NORMALISEE		SCHEMA CINEMATIQUE
<p>PIGNON-ROUE</p> 			 <p>Pignon + Roue</p>
Désignation	Formule	Désignation	Formule
Module	m	Creux	$hf = 1,25 m$
Nombre de dents	Z	Hauteur de dent	$h = 2,25 m$
Diamètre primitif	$d = m.Z$	Pas	$p = (\pi.d) / Z = \pi.m$
Diamètre de tête	$da = d + 2m$	Largeur de denture	$b = m.k / 5 \leq K \leq 16$
Diamètre de pied	$df = d - 2,5m$	Entraxe	$a = (d1 + d2) / 2$
Saillie	$ha = m$		
TYPE	REPRESENTATION NORMALISEE		SCHEMA CINEMATIQUE
<p>PIGNON-ROUE INTERIEURE (ou couronne)</p> 			 <p>Pignon + Roue intérieure</p>
Désignation	Formule	Désignation	Formule
Diamètre de tête	$da = d - 2m$	Entraxe	$a = (d1 - d2) / 2$
Diamètre de pied	$df = d + 2,5m$		
<h1>Caractérisation des engrenages cylindriques à denture droite</h1>			

Caractérisation des engrenages cylindriques à denture hélicoïdale							
TYPE		REPRESENTATION NORMALISEE		SCHEMA CINEMATIQUE			
							
Désignation		Formule		Désignation		Formule	
Module réel		m_n		Diamètre de tête		$d_a = d + 2m_n$	
Nombre de dents		Z		Diamètre de pied		$d_f = d - 2.5m_n$	
Angle d'hélice		Entre 20° et 30°		Saillie		$h_a = m_n$	
Module apparent		$m_t = m_n / \cos \beta$		Creux		$h_f = 1.25m_n$	
Pas apparent		$p_t = p_n / \cos \beta$		Hauteur de dent		$h = 2.25m_n$	
Pas réel		$p_n = \pi m_n$		Largeur de denture		$b \geq \pi m_n / \sin \beta$	
Diamètre primitif		$d = m_t z$		Entraxe		$a = (d_1 - d_2) / 2$	

Caractérisation des engrenages coniques			
TYPE	REPRESENTATION NORMALISEE		SCHEMA CINEMATIQUE
			
Désignation	Formule	Désignation	Formule
Module	m	Saillie	$h_a = m$
Nombre de dents	Z	Creux	$h_f = 1,25m$
Angle primitif	$\tan \delta_1 = Z_1 / Z_2$	Hauteur de dent	$h = 2,25m$
Diamètre primitif	$d_1 = mZ_1$ et $d_2 = mZ_2$	Angle de saillie	$\theta_a = m / L$
Largeur de denture	$b = m.k / 5 \leq K \leq 16$	Angle de creux	$\theta_f = 1,25m / L$
Diamètre de tête	$d_{a1} = d_1 + 2m \cos \delta_1$	Angle de tête	$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_a$
Diamètre de pied	$d_{f1} = d_1 - 2,5m \cos \delta_1$	Angle de pied	$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_f$
Longueur de développante	$L = d / \sin \delta.2$		
Caractérisation d'un engrenage gauche : le système roue-vis sans fin			
TYPE	REPRESENTATION NORMALISEE		SCHEMA CINEMATIQUE
			
Désignation	Formule	Désignation	Formule
Module réel	Par un calcul de RDM	Pas de l'hélice	$P_z = P_x Z$
Nombre de filets	Déterminé par le rapport des vitesses	Diamètre primitif	$d = P_z / \pi \tan \gamma$
Angle d'hélice	$\gamma < 5^\circ, \beta + \gamma = 90^\circ$	Diamètre extérieur	$d_a = d + 2m_n$
Module axial	$m_x = m_n / \cos \gamma$	Diamètre intérieur	$d_f = d - 2,5m_n$
Pas axial	$P_x = P_n / \cos \gamma$	Longueur de la vis	$4P_x < L < 6P_x$
Pas réel	$P_n = \pi m_n$		

Chapitre

VII

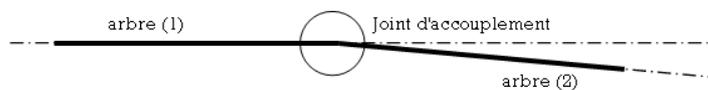
Accouplements d'arbres

VII.1 Généralités

La fonction principale d'un joint d'accouplement est la transmission de puissance entre deux arbres non parfaitement alignés, et pour lesquels, il peut exister quelques défauts, tel que :

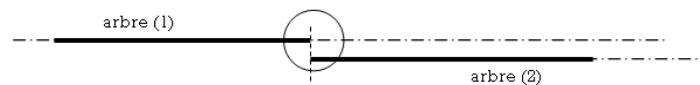
❖ **Un désalignement angulaire :**

défaut de parallélisme entre les arbres.



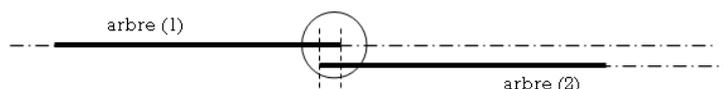
❖ **Un désalignement radial :**

défaut de coaxialité entre les arbres.



❖ **Un désalignement axial :**

défaut d'alignement des extrémités des arbres.



Par ailleurs, les joints d'accouplement remplissent des fonctions secondaires, telles que :

- ❖ l'augmentation de la durée de vie (réduction des vibrations),
- ❖ l'amortissement des couples transmis lors des accélérations ou des freinages,

- ❖ l'encaissement de certains déplacements axiaux pendant le fonctionnement,
- ❖ l'augmentation de la sécurité en fixant un seuil de déformation acceptable.

Le joint d'accouplement peut se situer à l'extérieur des composants à relier (comme ci-dessous) ou à l'intérieur d'un carter.

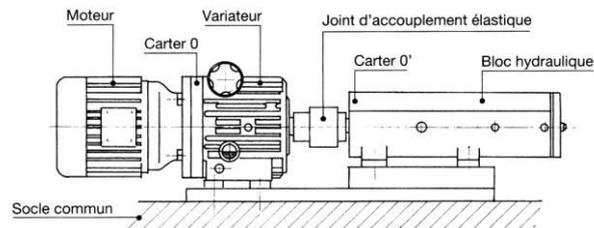


Figure VII.1 : Joint d'accouplement.

On distingue généralement 3 familles de joint d'accouplement :

- ❖ **rigides** : qui assurent un encastrement entre les arbres, les rendant coaxiaux,
- ❖ **élastiques** : qui acceptent une relative élasticité en torsion,
- ❖ **positifs** : qui n'acceptent pas d'élasticité en torsion.

On peut aussi distinguer les joints homocinétiques, c'est à dire qui ne modifie pas la loi de vitesse, de ceux qui ne le sont pas.

VII.2 Joints d'accouplements rigides

- **Entraînement par adhérence** : On relie les 2 arbres avec un manchon ajusté « serré »

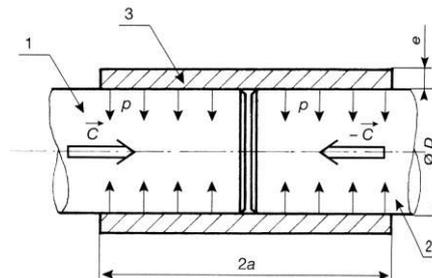


Figure VII.2 : Joint d'accouplement (Entraînement par adhérence).

- **Entraînement par collage ou soudure** : La liaison entre les deux arbres est obtenue avec un manchon rendu solidaire par un cordon de soudure ou une couche de colle.

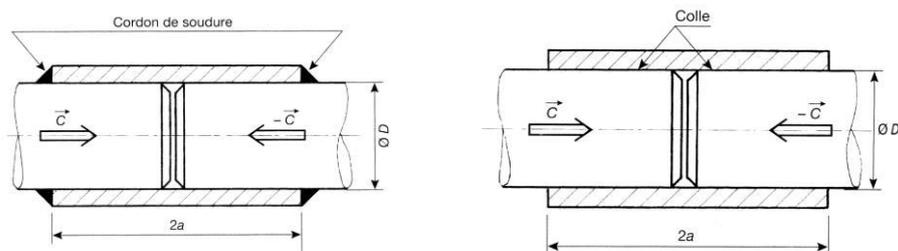


Figure VII.3 : Joint d'accouplement (Entraînement par collage ou soudure).

- **Entraînement par obstacle :** Afin d'assurer l'entraînement en rotation, en plus de la mise en position, on place un obstacle (clavette, goupille). La mise en position peut s'effectuer avec un manchon ou un plateau.

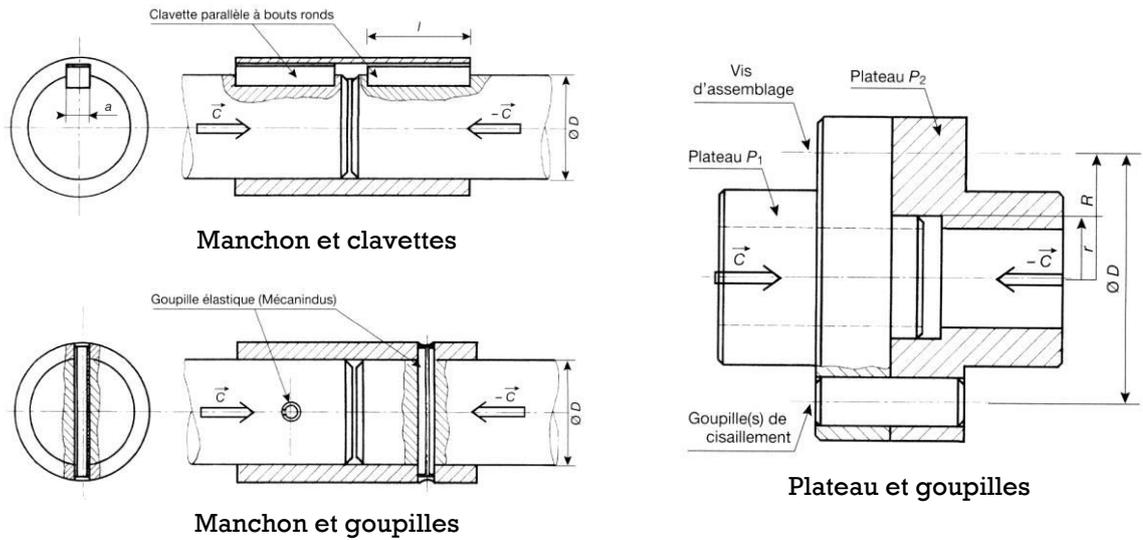


Figure VII.4 : Joint d'accouplement (Entraînement par obstacle).

VII.3 Joints d'accouplements élastiques

D'une manière générale, ces composants sont constitués de deux éléments rigides reliés par un ou plusieurs éléments intermédiaires élastiques (élastomère ou métal), qui permettent la compensation des défauts et l'absorption des chocs.

- **Elastomères :** Dans ce type de joint, la sollicitation de l'élément élastique peut être :

1- de la compression

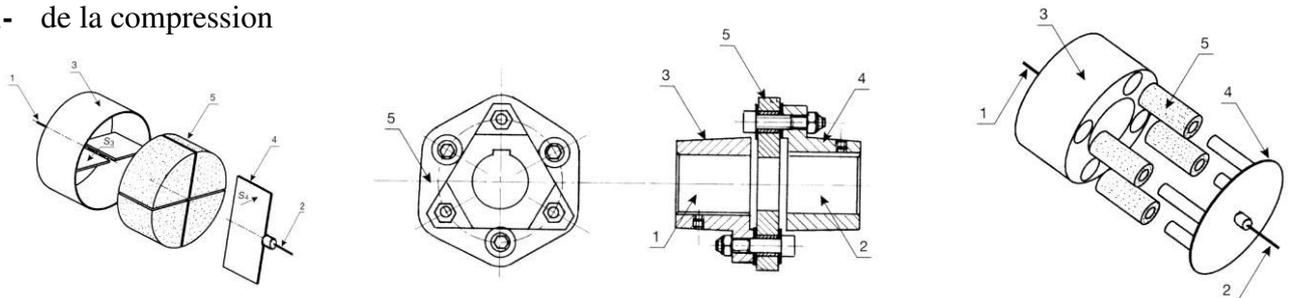


Figure VII.5 : Joint d'accouplement par compression.

2- du cisaillement ou de la flexion

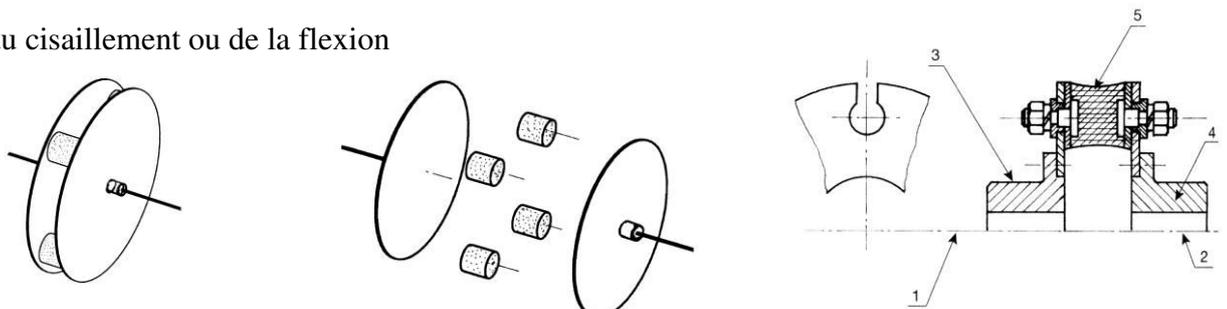


Figure VII.6 : Joint d'accouplement par flexion.

3- de la torsion

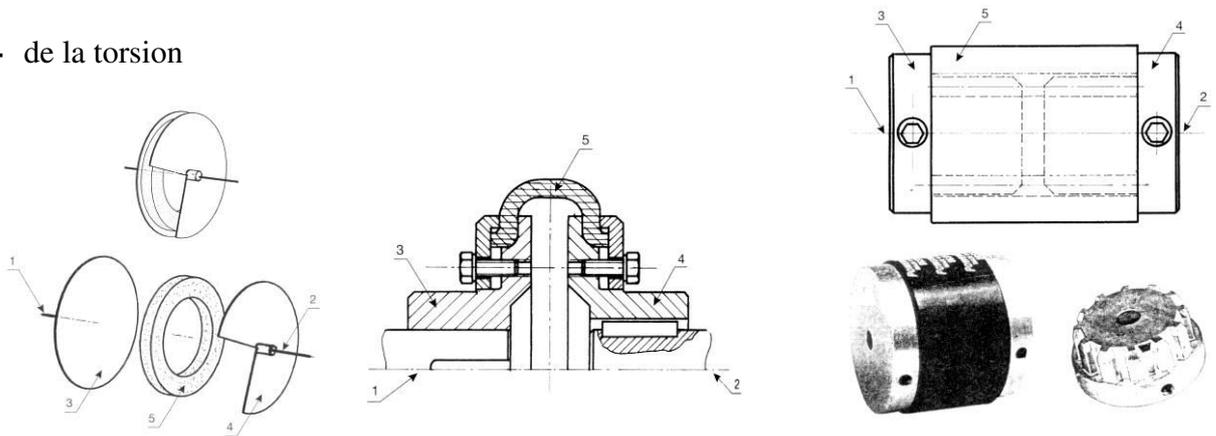


Figure VII.7 : Joint d'accouplement par torsion.

- **Métalliques.** On utilise principalement des profilés hélicoïdaux, générés par usinage d'une gorge en hélice débouchant dans un tube cylindrique.

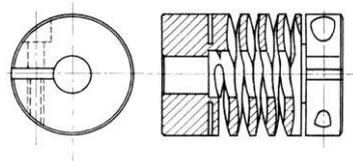


Figure VII.8 : Joint d'accouplement métallique.

VII.4 Joints d'accouplements positifs

Ces joints, proches des accouplements élastiques, ont une rigidité en torsion importante.

Parmi les technologies, on retrouve les joints :

- avec arbres et manchons cannelés.
- avec chaîne à deux rangées de maillons
- avec tôle plane
- avec plateaux rainurés (joint d'Oldham)
- avec plateaux et biellettes (joint PK)
- à soufflet

VII.5 Joints d'accouplements homocinétiques

Un joint d'accouplement est considéré homocinétique quand les vitesses angulaires d'entrée et de sortie sont égales quel que soit le désalignement angulaire.

- **Joint de cardan :** Ce type de joint n'est homocinétique qu'en configuration "double".

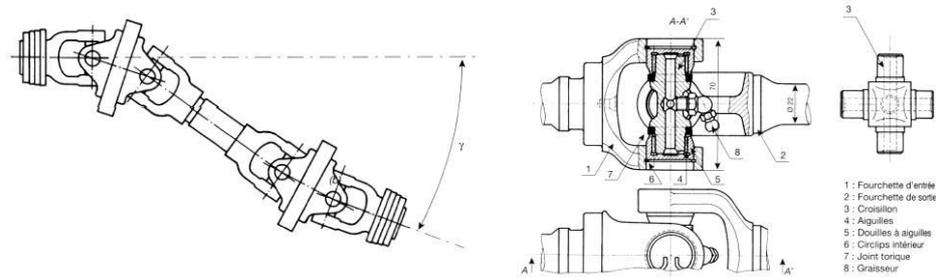


Figure VII.9 : Joint d'accouplement cardan.

➤ Joint tripode : Il se compose.

1. d'une tulipe (1) comportant 3 gorges parallèles décalées de 120°
2. d'un triaxe (2), comportant 3 axes à 120°
3. de 3 galets sphériques (3)

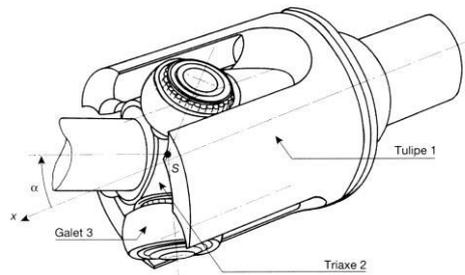


Figure VII.10 : Joint d'accouplement tripode.

➤ Joint à plan bissecteur

Afin d'assurer l'homo cinétisme, on place le point de contact dans le plan bissecteur des 2 axes d'entrée et de sortie.

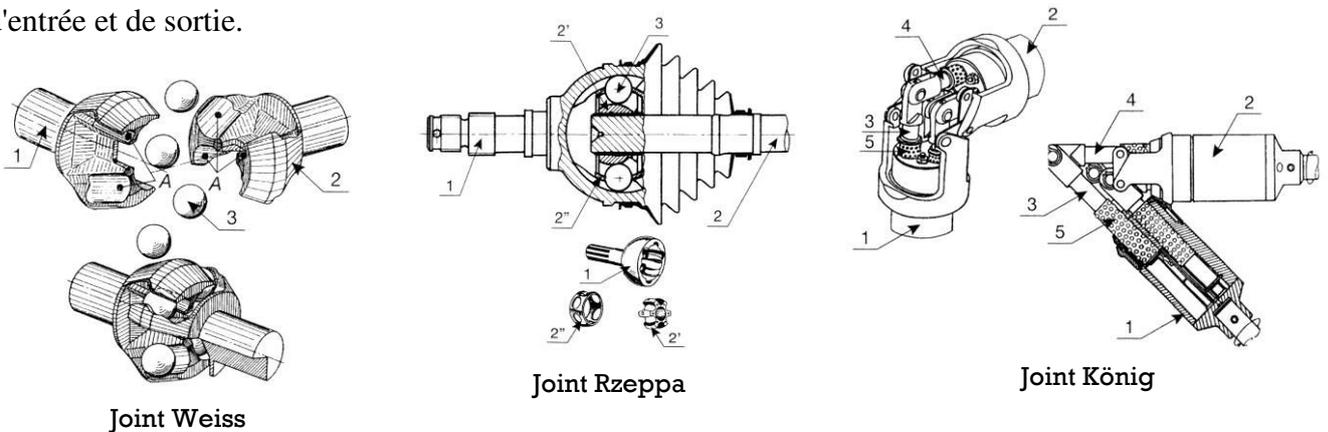


Figure VII.11 : Joint d'accouplement à plan bissecteur.

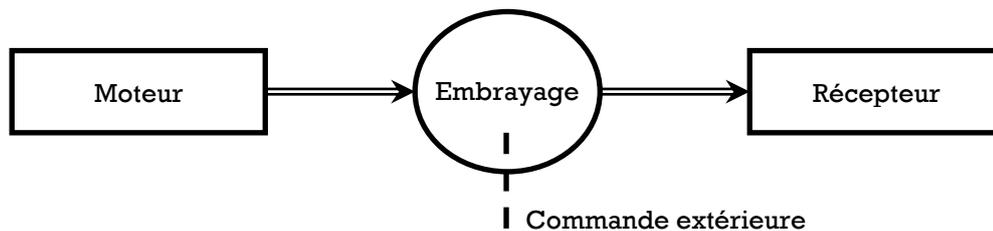
Chapitre

VIII

Les embrayages

VIII.1 Situation, fonction

L'embrayage, dans une chaîne de transmission de puissance, se situe entre l'organe moteur et l'organe récepteur. Il permet à un opérateur (commande extérieure) d'accoupler ou de séparer, progressivement ou non, les arbres respectivement solidaires du moteur et du récepteur.



Parmi les avantages, on peut recenser :

- ✓ la **sécurité** : l'entraînement du récepteur peut être arrêté instantanément sans pour autant stopper le moteur.
- ✓ la **réduction des efforts de contact** : par exemple, lors du changement de rapport dans une boîte de vitesses.
- ✓ la **souplesse** d'utilisation : l'embrayage permet de réduire et d'amortir les chocs au démarrage ou lors de changement de phase.
- ✓ l'**économie** : permet de transmettre la puissance que lorsque cela est nécessaire.

VIII.2 Classification

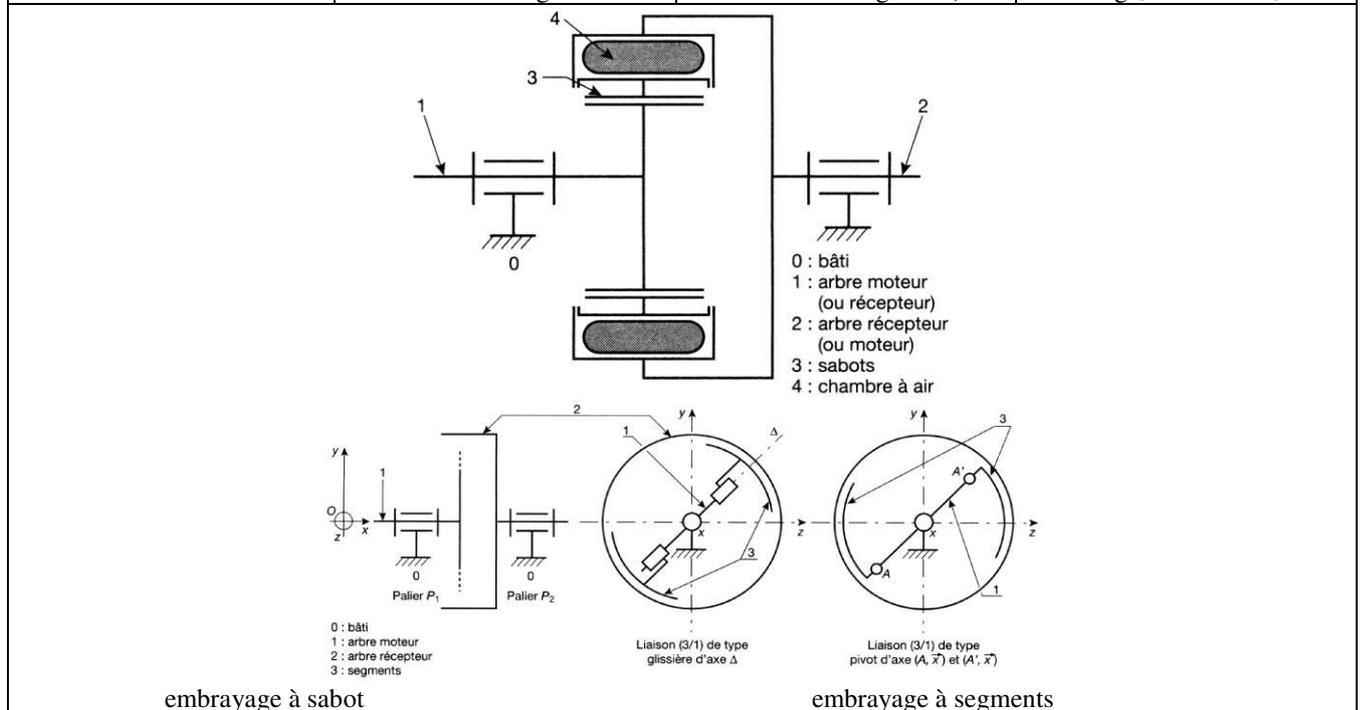
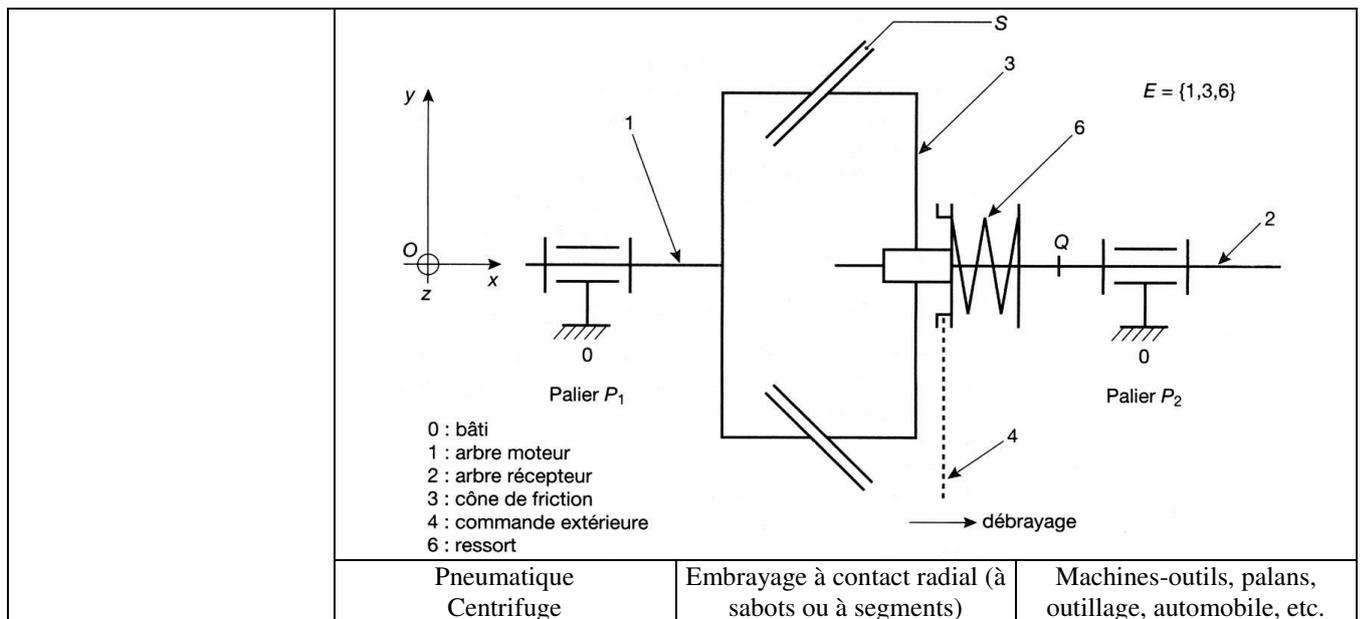
Pour classer les types d'embrayage, on peut retenir deux choses :

- le principe d'entraînement (frottement, obstacle, etc.)
- la nature de la commande extérieure

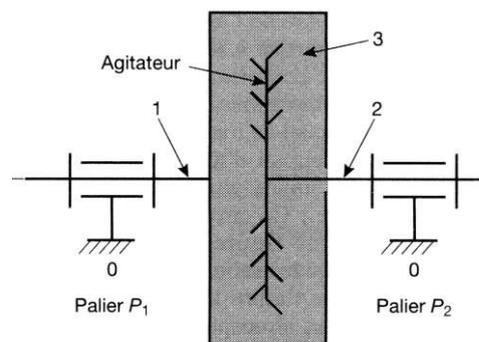
Tableaux. VIII.1 : Classification des différents types d'embrayages.

Principe	Commande ext.	Désignation	Applications
Contact direct entre 2 solides indéformables sans possibilité de glissement	Mécanique Electromagnétique Hydraulique Pneumatique	Embrayage à crabots	Machines-outils
<p>0 : bâti 1 : arbre moteur 2 : arbre récepteur 3 : crabot 4 : commande extérieure</p>			

Principe	Commande ext.	Désignation	Applications
Contact direct entre 2 garnitures de friction avec possibilité de glissement	Mécanique Electromagnétique Hydraulique Pneumatique	Embrayage à contact axial monodisque ou multidisques	Automobiles, Motos
<p>0 : bâti 1 : arbre moteur 2 : arbre récepteur 3 : mécanisme d'embrayage 4 : commande extérieure 5 : disque d'embrayage 6 : ressort (ou diaphragme)</p>			
	Mécanique Electromagnétique Hydraulique Pneumatique	Embrayage conique	Machines agricoles



Principe	Commande ext.	Désignation	Applications
Contact indirect entre 2 solides indéformables avec poudre ou grenaille métallique	Centrifuge	Embrayage à poudre métallique	
	Centrifuge + magnétisme	Embrayage électromagnétique à poudre	



Contact indirect entre 2 solides aménagés d'aubes, avec huile	Centrifuge	Embrayage hydraulique (coupleur, convertisseur)	Transmission automatique
Pas de contact matériel (courant de Foucault)	Magnétique	Embrayage électromagnétique asynchrone	Variateur de vitesse
<p>0 : bâti 1 : arbre moteur 2 : arbre récepteur 1' : circuit magnétique 2' : anneau magnétisé</p>			

VIII.3 Réalisations

1. Contact direct entre deux solides indéformables sans possibilité de glissement

C'est un embrayage par un obstacle escamotable. L'inconvénient majeur de ce dispositif est que le changement d'état doit se faire à l'arrêt. Voici, ci-dessous, 2 réalisations avec une commande mécanique, l'une par tenons, l'autre par cannelures.

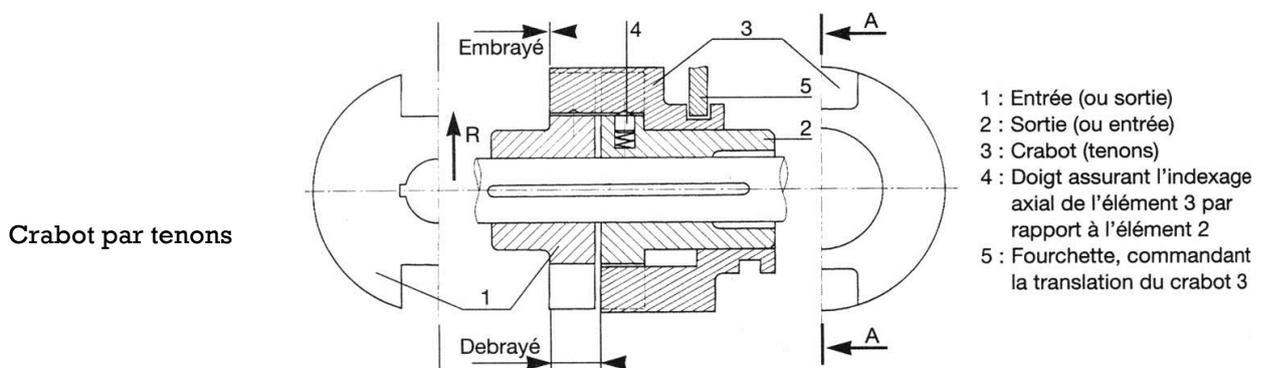
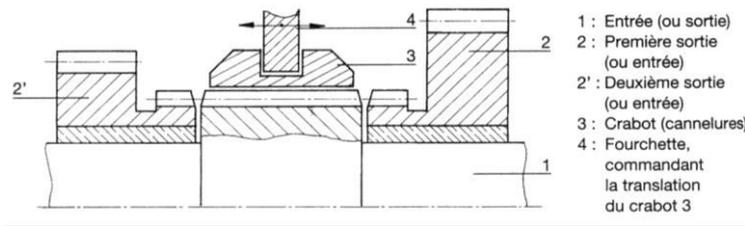


Figure VIII.2 : Eembrayage par un obstacle escamotable.



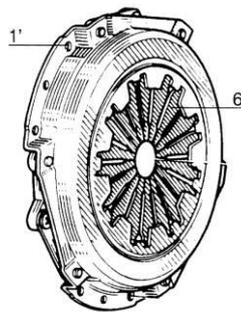
Crabot par cannelures

Figure VIII.2 : Eembrayage crabot par cannelures.

2. Contact direct entre deux garnitures de friction avec possibilité de glissement

Embrayage à contact axial : On retrouve dans cette catégorie les embrayages à disques. Le couple transmissible est lié :

- ✓ au rayon moyen du contact
- ✓ au coefficient de frottement
- ✓ à l'effort presseur



Détail du diaphragme assurant l'effort presseur

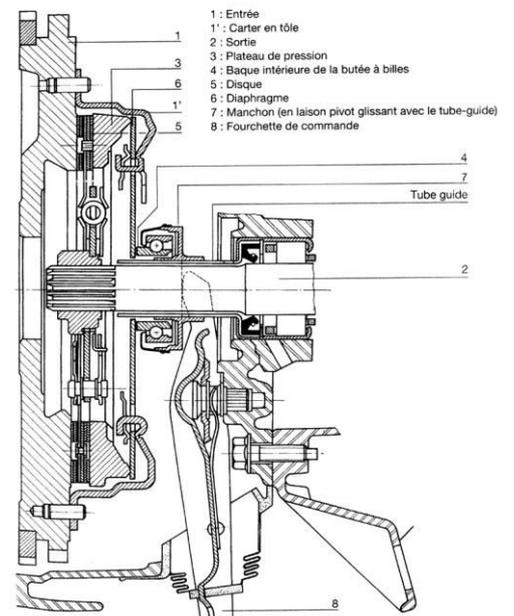


Figure VIII.3 : Eembrayage à contact axial .

Afin d'augmenter le couple transmissible, on peut aussi augmenter le nombre de surface en contact, on réalise ainsi un embrayage multidisques.

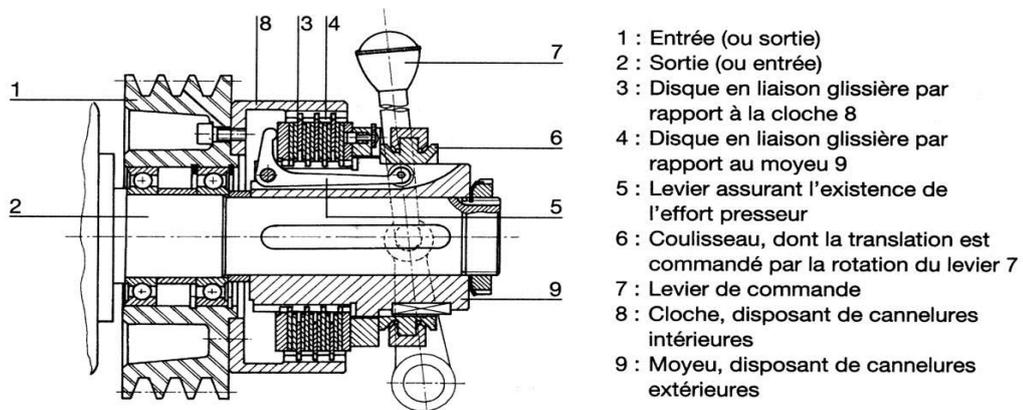


Figure VIII.4 : Embrayage multidisques à commande manuelle.

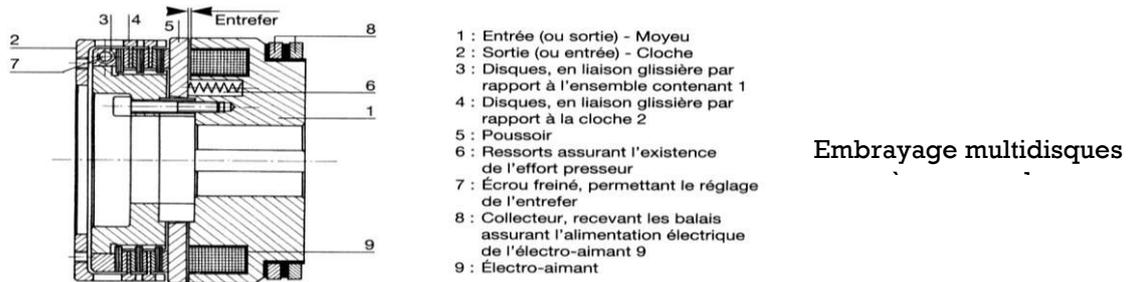


Figure VIII.5 : Embrayage multidisques.

Embrayage conique : Au lieu de se faire sur des disques, le contact s'opère sur une surface conique.

L'exemple présenté sert d'inverseur du sens de marche.

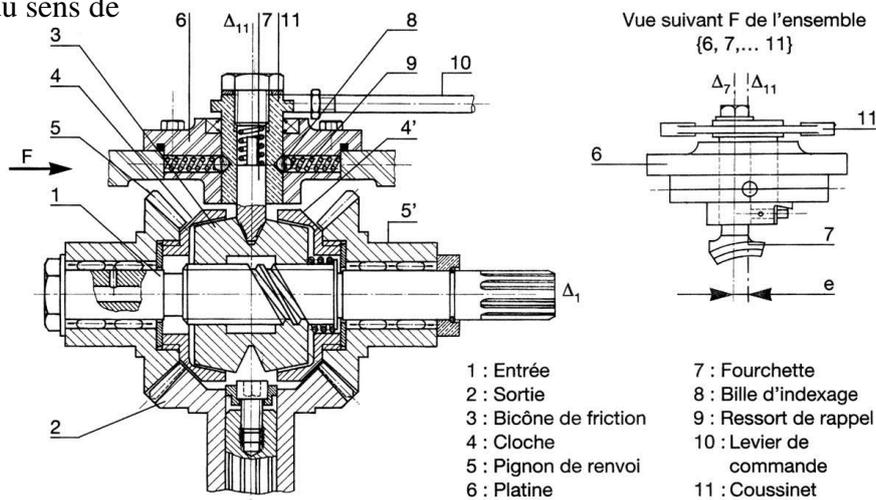


Figure VIII.6 : Embrayage conique.

Embrayage à contact radial : La surface de contact dans ce cas est une surface cylindrique. Dans l'exemple présenté, l'effort presseur (pneumatique) est obtenu avec une chambre à air.

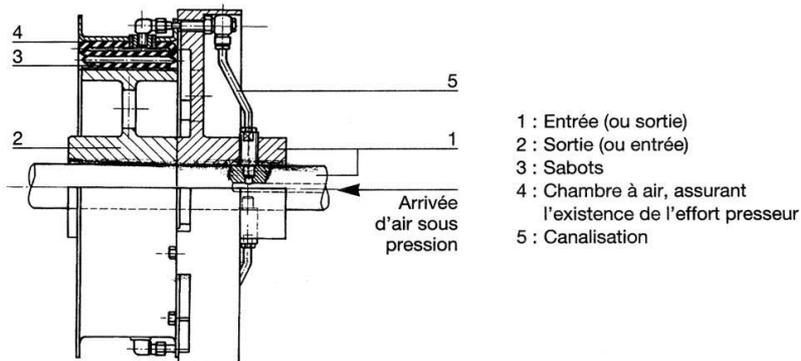


Figure VIII.7 : Embrayage à contact radial.

3. Contact indirect entre deux solides indéformables avec poudre ou grenaille

Embrayage à grenaille : Le couple est transmis par l'intermédiaire de la grenaille qui par l'effet centrifuge se place à la périphérie et se compacte.

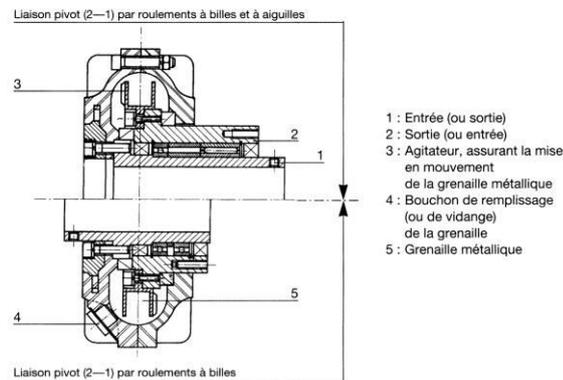


Figure VIII.8 : Embrayage à grenaille.

Embrayage électromagnétique à poudre métallique : Le principe de transmission est analogue au précédent, la grenaille est remplacée par de la poudre métallique, qui est durcie par magnétisme.

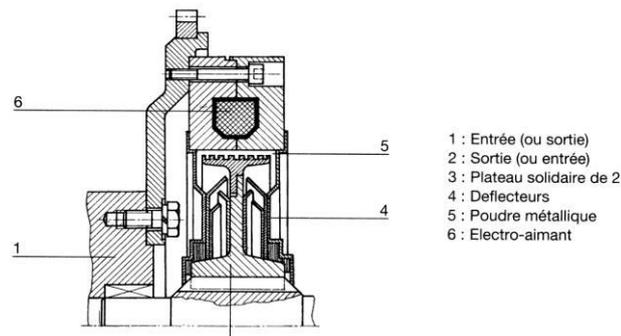


Figure VIII.9 : Embrayage électromagnétique à poudre métallique.

4. Sans contact matériel (magnétique)

Embrayage électromagnétique asynchrone : La transmission du mouvement se fait par magnétisme.

Le couple transmis dépend de l'intensité du courant dans l'électro-aimant.

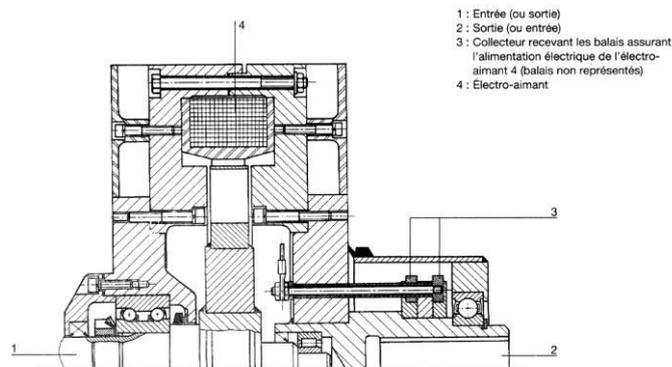


Figure VIII.9 : Embrayage électromagnétique asynchrone .

Chapitre

IX

Les freins

IX.1 Situation, fonction.

Dans une chaîne de transmission de puissance, le dispositif de freinage est destiné, soit :

1. à **ralentir un mouvement établi**, en lui communiquant une décélération qui abaissera sa vitesse à une valeur ciblée, nulle (arrêt) ou non (ralentissement)
2. à **s'opposer à la mise en mouvement** d'un organe arrêté.

En général, le dispositif de freinage est placé à proximité de l'organe récepteur afin de réduire les chocs dans la transmission.

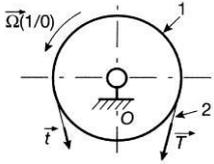
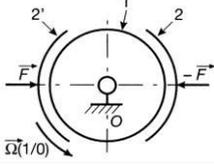
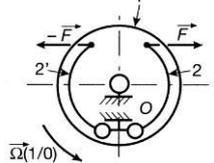
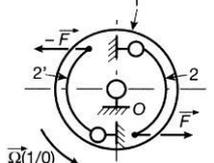


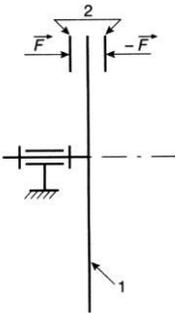
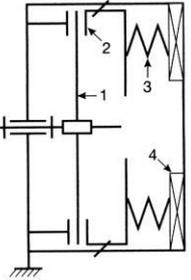
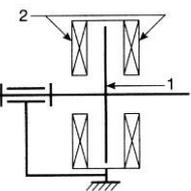
IX.2 Classification

Pour classifier les types de frein, on peut retenir entre autre :

1. le mode d'action (contact radial ou axial, sans contact)
2. la nature de la commande extérieure

Tableaux IX .1 : Classification les différents types de frein.

Mode action	Commande ext.	Schéma	Désignation	Applications
Contact radial entre 2 solides	Mécanique Hydraulique Pneumatique		Frein à sangle (ou à courroie)	Boîtes de vitesse automatiques, motoculteurs, etc.
			Frein à sabot (ou à mâchoire extérieure)	Trains, moteurs électriques à forte puissance, etc.
	Mécanique Hydraulique Pneumatique		Frein à tambour	Automobiles, motos, etc.
			1 : tambour 2 : mâchoires	Poids lourds

Mode action	Commande ext.	Schéma	Désignation	Applications
Contact axial entre 2 solides	Hydraulique		Frein à disque	Automobiles, motos, machines diverses, etc.
			Frein à disque à manque de courant	Moteurs freins (ascenseurs, treuils, etc.)
Sans contact matériel	Electrique		Ralentisseur	Poids lourds, cars, etc.

IX.3 Réalisations

1. Contact radial entre deux solides

Frein à sangle : C'est un embrayage-frein muni d'un tambour (1) unique disposant de 2 surfaces fonctionnelles :

- ✓ à l'intérieur : embrayage centrifuge
- ✓ à l'extérieur : frein à sangle

Le freinage est obtenu par translation du tirant (4) par un câble (non représenté). Le relâchement du frein est réalisé par le ressort (3). Ce dispositif est monté sur un motoculteur.

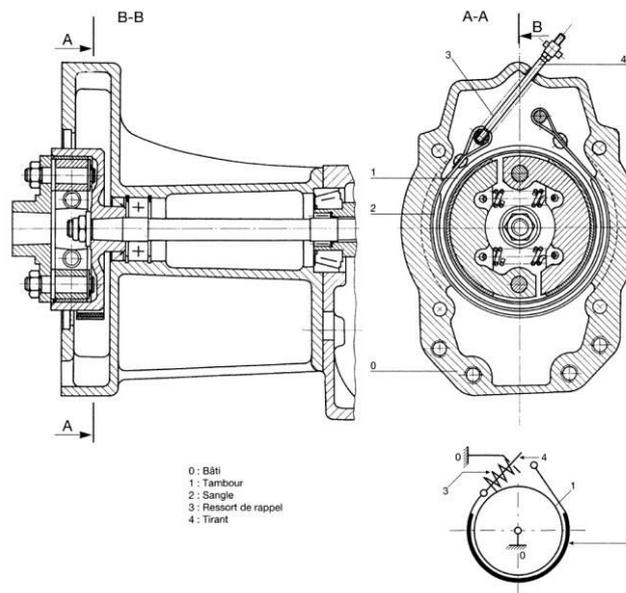


Figure IX.1 : Contact radial (Frein à sangle).

Frein à sabot : Ce frein à sabot est monté sur les trains. Le freinage est obtenu par la translation du piston (8) sous l'effet de la pression. Un système de levier permet l'amplification. Le relâchement du frein est réalisé par le ressort (3).

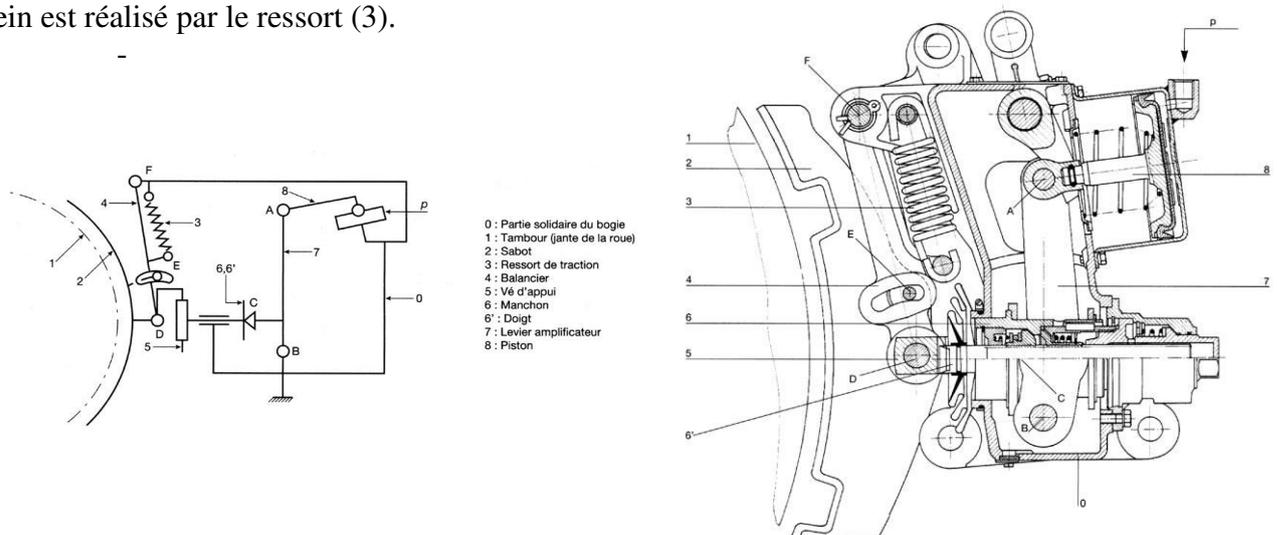
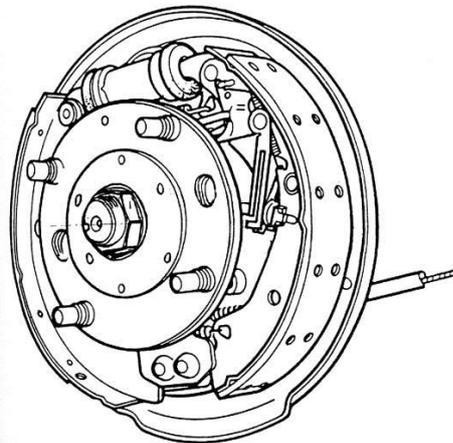
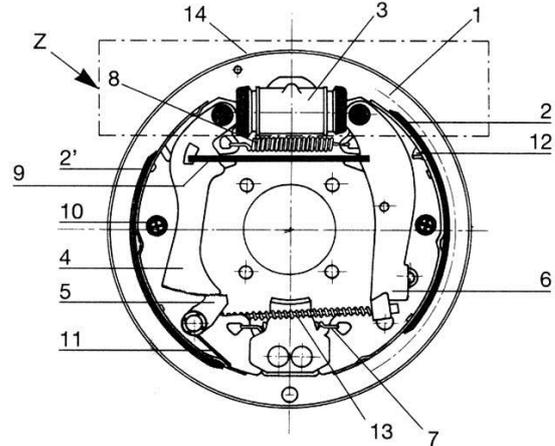


Figure IX.2 : Contact radial (Frein à sabot).

Frein à tambour : Ce frein à tambour est monté sur les roues arrière d'une automobile. Le freinage est obtenu par la translation du piston-cylindre (3) sous l'effet de la pression, ce qui provoque la rotation des mâchoires (2) et la mise en contact de la garniture sur le tambour. Un système hydraulique (non représenté), le maître cylindre permet l'amplification. Le relâchement du frein est réalisé par le ressort de rappel (8).



- 1: Tambour (enlevé sur le dessin)
- 2, 2' : Mâchoires (secondaire et primaire)
- 3: Cylindre de roue
- 4: Levier d'ajustement
- 5: Loquet de réglage

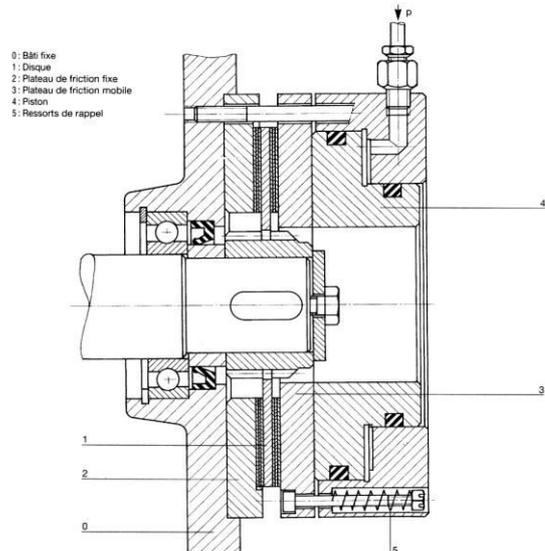
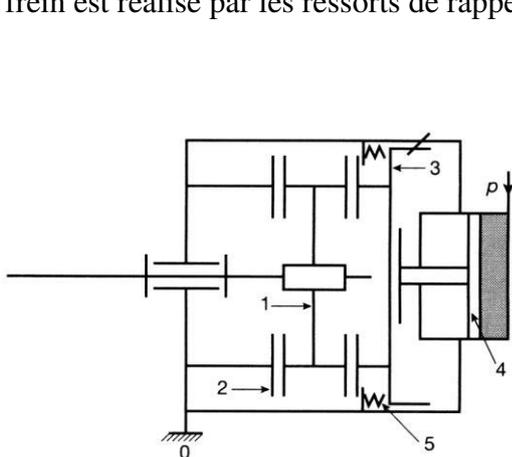


- 6: Levier de frein à main
- 7: Ressort de maintien des mâchoires
- 8: Ressort de rappel des mâchoires
- 9: Bielle de frein à main
- 10: Ressort de latéral
- 11: Ressort de loquet
- 12: Ressort de maintien de la bielle de frein à main
- 13: Câble de frein à main
- 14: Plateau

Figure IX.3 : Contact radial (Frein à tambour).

2. Contact axial entre deux solides

Frein mono-disque : Ce frein à disque est monté sur un système automatisé de convoyage. Le freinage est obtenu par la translation du piston (4) sous l'effet de la pression, ce qui provoque la translation du plateau mobile (3) et la mise en contact des garnitures sur le bâti (0). Le relâchement du frein est réalisé par les ressorts de rappel (5).



- 0: Bâti fixe
- 1: Disque
- 2: Plateau de friction fixe
- 3: Plateau de friction mobile
- 4: Piston
- 5: Ressorts de rappel

Figure IX.4 : Contact axial (mono-disque).

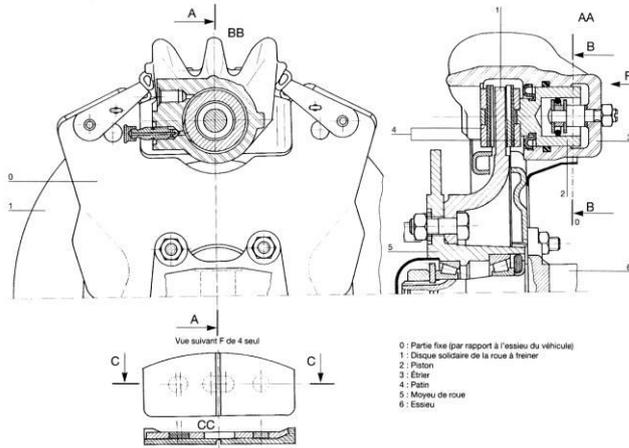


Figure IX.5 : Frein à disque d'automobile Avec étriers

Frein multi-disques : Afin d'augmenter le couple de freinage, sans pour autant pénaliser l'encombrement, on peut aussi augmenter le nombre de surface en contact, on réalise ainsi un frein multi-disques.

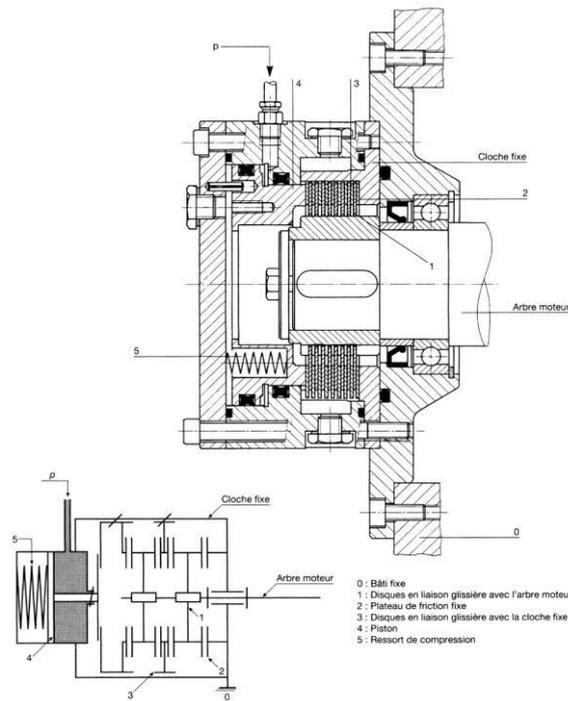


Figure IX.6 : Frein multi-disques