

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Amar Telidji - Laghouat



Faculté de Technologie

☉ **Spécialité : Génie Mécanique**
Option: Maintenance industrielle

SUPPORT DE COURS
Niveau: 3^{ème} année Licence MI

Préparé par :
Dr. MAATI Ahmed

THEME

Eléments de Machines 1



Version 2023

Sommaire

Introduction Générale

Chapitre I. Terminologie et notions générales

Chapitre II. Fonctions mécaniques élémentaires

Définitions - Types de liaisons mécaniques - Exemples

Chapitre III: Liaisons mécaniques

II. 1 Définition d'une liaison mécanique

II. 2 Liaisons mécaniques démontables

II.1.1 Assemblages par éléments filetés (Vis, Boulons, Goujons)

II. 1.2 Assemblages par éléments non filetés (Clavettes, Goupilles, Ressorts)

Etude des exemples

II.3 Liaisons mécaniques indémontables (Rivetage, Soudage, Collage)

Etude des exemples

Chapitre IV: Les engrenages

III.1 Définition d'un engrenage

III.2 Types de contact

III.3 Types d'engrenage

III.3.1 Engrenages parallèles à denture droite

III.3.2 Engrenages parallèles à denture hélicoïdale

III.3.3 Engrenages concourants

III.3.4 Engrenages gauches

Etude des exemples

Chapitre V: Les roulements

IV.1 Définition

IV.2 Matériaux pour roulements

IV.3 Types de roulements

- Roulement à billes
- Roulements à rouleaux
- Roulements à aiguilles

IV.4 Calcul de la durée de vie en fatigue des roulements

IV.5 Choix des roulements

Etude des exemples

Introduction générale

Ce polycopié est dédié à un module très important qui fait partie du programme de troisième année licence Maintenance industrielle. Il comporte les notions principales du module "Eléments de machines1". Le manuscrit est doté de très nombreux exemples et exercices qui facilitent la compréhension de l'essentiel du programme.

Ce polycopié a pour but de définir, classer et dimensionner les éléments normalisés utilisés dans la constructions des machines industrielles (machines-outils, turbines, pompes, compresseurs, etc.). De nombreux éléments de machines sont étudiés tels que: éléments de fixation (boulons, rivets, soudure, etc.), éléments de transmission de puissance (engrenages), éléments de guidage (roulements).

Bien que ces éléments peuvent être utilisés dans des constructions très différentes en industrie, on trouve qu'ils remplissent toujours la même fonction (par exemple: un boulon réalise une liaison rigide démontable entre les pièces tandis qu'un rivet réalise une liaison rigide indémontable dans une structure et ceci quelque soit la machine conçue).

La normalisation joue un rôle très important dans le calcul et dimensionnement des éléments d'une machine conçue, elle permet d'assurer l'interchangeabilité des différents composants et la compatibilité entre appareils et applications. Le système ISO par exemple est la norme fondamentale adoptée par la majorité des constructeurs des machines pour faciliter l'échange économique entre les pays du monde.

Afin d'atteindre les compétences visées, nous avons élaboré ce manuscrit en cinq chapitres :

- Le **premier chapitre** englobe les termes qualificatifs pour un bon fonctionnement d'une machine de production dans des conditions données pendant un intervalle de temps donné: Fiabilité, Disponibilité, Maintenabilité, etc.

- Le **deuxième chapitre** est consacré à l'étude des fonctions mécaniques élémentaires existantes dans n'importe quelle machine ou appareil industriel. Pour qu'un système mécanique peut remplir son rôle pour lequel est conçu, il doit garantir quatre fonctions élémentaires: la liaison, le guidage, la lubrification et l'étanchéité.

- Le **troisième chapitre** présente les différents éléments d'assemblage utilisés en construction mécanique. La liaison mécanique obtenue peut être rigide démontable (cas des boulons, goupils, etc.), ou rigide indémontable (rivets, soudure, emmanchement forcé, etc.), ainsi qu'une liaison mécanique peut être partielle (cas de guidage par exemple), ou complète (cas d'une structure boulonnée par exemple).

-Le **quatrième chapitre** est dédié à l'étude des éléments de transmission de puissance par engrenage. Trois cas peuvent être envisagés pour les engrenages :

- Engrenage roue dentée - roue dentée;
- Engrenage vis sans fin – roue dentée;
- Engrenage roue dentée – crémaillère.

- Le **cinquième chapitre** est dédié à l'étude d'un élément très important en mécanique qui est utilisé pour le guidage en rotation des arbres avec peu de frottement qui est le roulement

(différents types). Une étude détaillée avec des exemples a été menée pour un bon choix d'un roulement dans une structure donnée.

Les différents chapitres sont appuyés par un grand nombre d'exercices qui peuvent aider l'étudiant d'acquérir le maximum d'informations sur le calcul, dimensionnement et choix des éléments de machines étudiés dans ce manuscrit. Le contenu de ce support de cours est largement inspiré des documents et sources citées dans la liste des références bibliographiques (livres, sites internet, thèses, etc.).

Chapitre I: Terminologie et notions générales

Ce chapitre englobe les termes qualificatifs et les notions de base utilisés dans l'étude des éléments de machines.

- **Fiabilité, Reliability**

La Fiabilité est la probabilité de non-défaillance d'un équipement sur un intervalle de temps.

Fiable: Digne de confiance.

Il existe de nombreux éléments de machines que l'on peut qualifier de pièces d'usure et qui doivent être remplacées périodiquement: plaquettes de freins, disques d'embrayage, courroies, bougies de combustion, pignon, etc.

- **Disponibilité, Availability**

La Disponibilité est définie comme étant l'aptitude d'un dispositif, sous les aspects combinés de sa fiabilité, de sa Maintenabilité et de la logistique de maintenance, à remplir ou à être en état de remplir une fonction à un instant donné ou dans un intervalle de temps donné se définit par la probabilité d'être en état d'accomplir sa fonction à un instant donné.

- **Maintenabilité, Maintainability**

La Maintenabilité est l'aptitude d'un système à être maintenu en état. Elle correspond à la probabilité que la remise en état d'une entité en panne soit effectuée dans un intervalle de temps.

- **Sûreté, Safety**

La Sûreté est un terme utilisé par les techniciens pour la conception ou l'exploitation de biens et de services pour qualifier la fiabilité et la disponibilité du fonctionnement des installations.

Défaillance = panne

- Outil de coupe qui perd ses performances (cas d'usure) est en état de défaillance.

Solution

✓ Affûter l'outil

✓ Ou le changer carrément en cas où la précision de la pièce est requise

- Perte d'huile d'un roulement est un cas de défaillance:

Solution: Changer le roulement

Défaillance totale : l'ensemble cesse de travailler (Moteur grée)

Défaillance partiel: cas d'une dégradation sans perte totale de la fonction, on considère qu'il s'agit d'une défaillance si sa performance tombe au dessous d'un seuil défini, lorsqu'un tel seuil minimal est contenu dans les spécifications fonctionnelles du matériel: Klaxon ne fonctionne pas.

- **Sécurité, Security**

La sécurité d'un élément de machine (ou pièce mécanique) est qualifiée de son aptitude à supporter des contraintes mécaniques au cours de fonctionnement de la machine sans être détruit ou déformé pour une durée de vie prescrite par le constructeur.

Considérons par exemple une sollicitation simple qui est la traction simple. Pour connaître la contrainte que la pièce peut supporter dans des circonstances données, on fait un certain nombre d'expériences. Les résultats obtenus sont malheureusement soumis à un certain nombre de facteurs imprévisibles, même si les expériences sont menées avec le plus grand soin. On remarquera notamment que le matériau est formé de grains, de joints de grains, avec des dislocations et des inclusions. Ainsi, dans le cas des roulements, la mise hors service résulte de défauts provenant d'inclusions. La présence d'une inclusion dans la zone chargée provoque rapidement la défaillance de l'élément. La difficulté de contrôler très précisément les défauts de structure mène inévitablement à la dispersion des résultats.

- **Coefficient de sécurité (s), Safety factor**

Un coefficient de sécurité est un paramètre permettant de dimensionner un élément de machine. Lorsque l'on conçoit un dispositif, il faut s'assurer qu'il remplisse ses fonctions en toute sécurité pour l'utilisateur. Il faut pour cela connaître la charge à laquelle il sera soumis. Le terme « charge » est utilisé de manière générale : puissance électrique pour un circuit électrique, force pour un dispositif mécanique, ... Cela mène au dimensionnement du dispositif : choix de la section du fil débitant le courant, section de la poutre supportant la structure,

Si l'on note R la résistance du système et σ (contrainte) les sollicitations auxquelles il est soumis, la condition de validation dit « à l'état limite ultime » s'écrit :

$$\sigma \leq \frac{R}{s}$$

Les coefficients de sécurité sont définis par les « règles de l'art » pour chaque domaine, éventuellement codifié dans des normes. S'il sert à diviser la résistance théorique, il est supérieur ou égal à 1, et est d'autant plus élevé que le système est mal défini, que l'environnement est mal maîtrisé.

Exemple: Si l'on décide de dimensionner une pièce à 60 % de sa résistance, on a :

$k = 60 \% = 0,6 \rightarrow s = 1/k = 1,7$ (on n'exprime jamais un coefficient avec une précision de plus d'une décimale) ;

Si l'on dimensionne un système avec un coefficient de sécurité de 5, alors on a :

$k = 0,2$; on dimensionne le système à 20 % de sa résistance.

- **Normalisation, Normalization**

Une norme est une spécification technique ou un fiche de référence établie avec la coopération et le consensus ou l'approbation de toutes les parties intéressées. Une norme technique provient d'un organisme de normalisation, par exemple:

AFNOR: Association française de normalisation.

ISO: Organisation internationale de normalisation.

CEN: Comité européenne de normalisation.

Le champ d'application de la norme technique concerne:

- Produits techniques: pièces
- Biens d'équipement: Machines
- Services: installation d'une usine, ...

Typologie des normes techniques:

- ✓ Normes de spécification: Normes relatives à la visserie, roulements, clavettes, etc.
- ✓ Normes de méthodes d'essais et d'analyses: Méthodes de mesurage dimensionnel, méthodes d'essais mécaniques, méthodes d'essais physiques, etc.
- ✓ Normes d'organisation et de service: Installation des machines dans un atelier, etc.

Chapitre II: Fonctions mécaniques élémentaires

II.1 Définition d'une fonction mécanique élémentaires

Toutes les pièces ou organes qui composent un objet technique ont une fonction mécanique élémentaire. Les quatre fonctions mécaniques élémentaires sont : la liaison, le guidage, la lubrification et l'étanchéité.

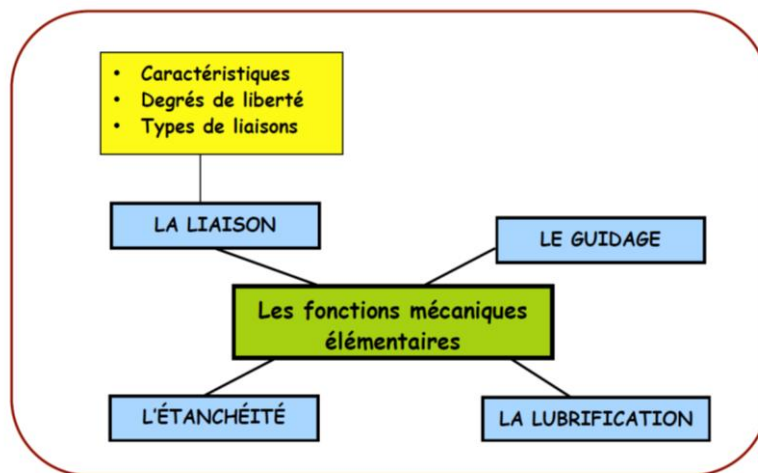


Fig. II-1: Les quatre fonctions mécaniques élémentaires.

II.2 Définition d'une liaison dans un système mécanique

il s'agit de la fonction d'un organe d'assemblage (rivet, boulon, goujon, etc.), cette fonction est assurée par la forme complémentaire des pièces. On analyse les liaisons à partir de leurs caractéristiques. Une liaison peut comporter quatre des huit caractères parmi les suivants:

- Une liaison peut être directe ou indirecte

Directe : les pièces sont conçues pour tenir ensemble sans l'intervention d'un autre organe.

- *Indirecte* : les pièces ont besoin d'un organe intermédiaire (clou, vis, colle, etc.) pour se tenir ensemble.

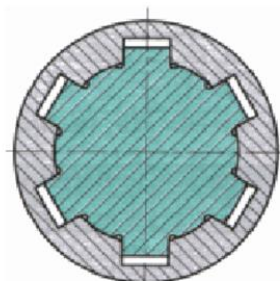


Fig. II-2a: Liaison directe (cannelures)

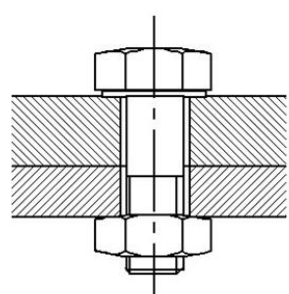


Fig. II-2b: Liaison indirecte (Boulon)

- Une liaison peut être complète (Fig. II-2b) ou partielle (Fig. II-2a).

- Une liaison peut être démontable (Fig. II-2a et Fig. II-2b) ou indémontable (Fig. II-3).

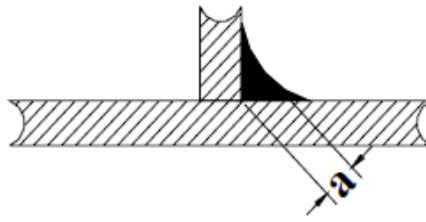


Fig. II-3: Soudure d'angle concave

- Une liaison peut être par adhérence ou par obstacle

Par adhérence: Emmanchement forcé (Fig. II-4), vis de pression (Fig. II-5), etc.

Par obstacle: rivetage (Fig. II-6), soudure (Fig. II-3), boulons (Fig. II-2b), etc.



Fig. II-4: Emmanchement forcé

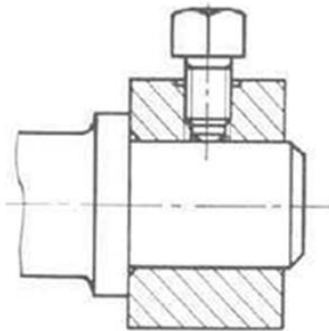


Fig. II-5: Vis de pression

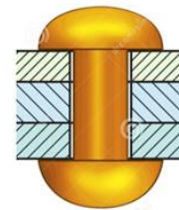


Fig. II-6: Rivetage

- Une liaison peut être rigide ou élastique

Rigide: Figures 1, 2, 3,...

Elastique: en utilisant un élément de liaison élastique: ressort (Fig. I-7), caoutchouc (Fig. I-8), etc.

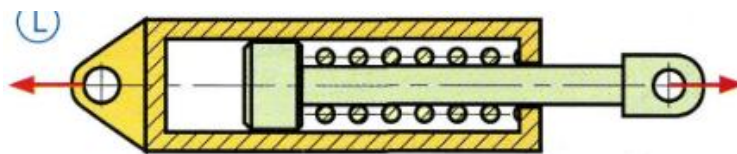


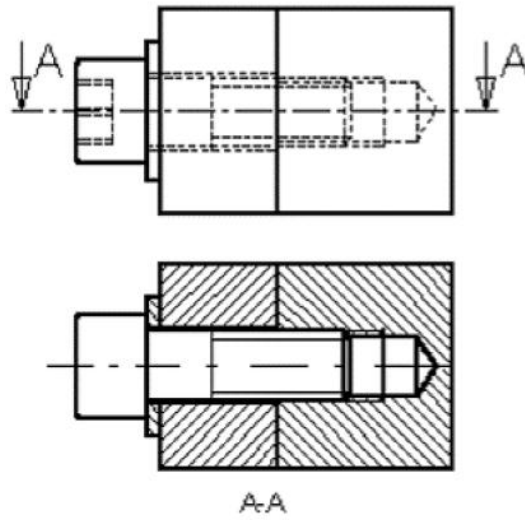
Fig. II-7: Liaison élastique en utilisant un ressort



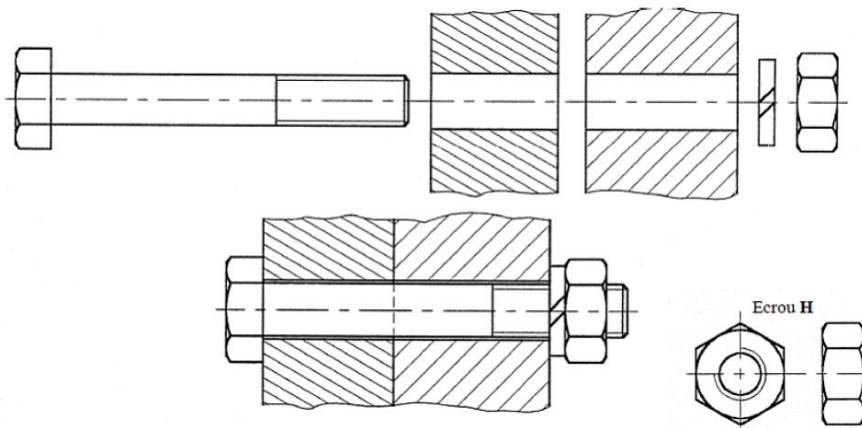
Fig. II-8: Cale caoutchouc silencieux bloc

Quelques exemples sur la définition d'une liaison mécanique:

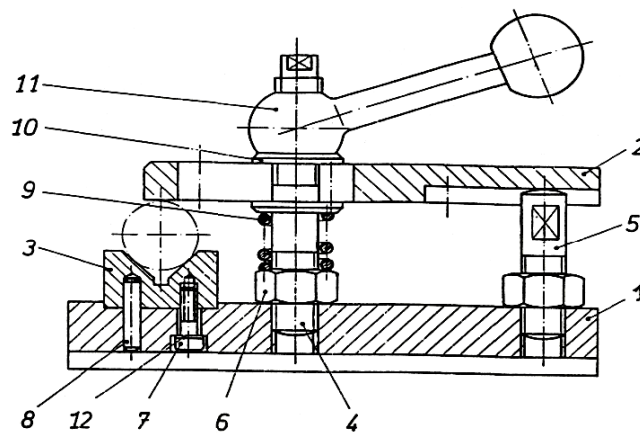
1. Vis d'assemblage: Dé, r, \bar{a} , \bar{d} .



2. Boulons: Dé, r, \bar{a} , \bar{d} .



3. Système Bride



$\mathcal{L}(1, 5): C, d, r, a, \bar{d}_i$

$\mathcal{L}(1, 3): C, d, r, a, \bar{d}_i$

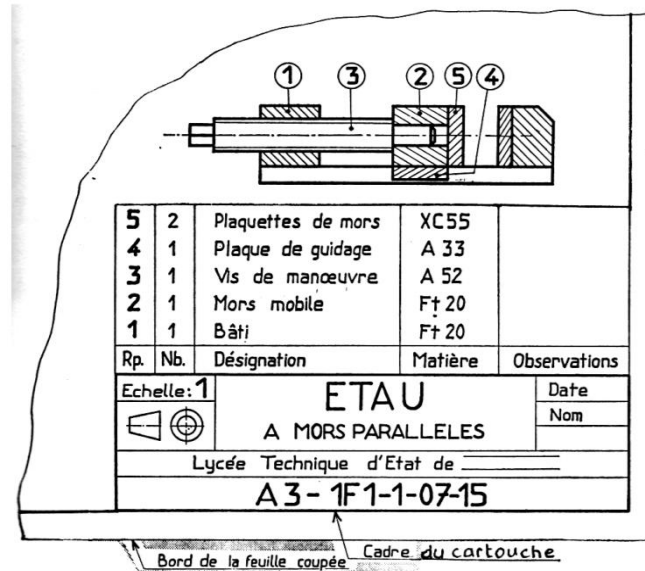
$\mathcal{L}(2, 4): \bar{C}, d\acute{e}, \bar{r}, \bar{a}, \bar{d}i$

$\mathcal{L}(2,5): \bar{C}, d\acute{e}, r, \bar{a}, di$

etc.

Exercice:

Identifier les différentes liaisons qui existent dans le mécanisme suivant:



Solution

$\mathcal{L}(1, 3): \bar{C}, d\acute{e}, r, \bar{a}, di$

$\mathcal{L}(2, 3): \bar{C}, d\acute{e}, r, a, di$

$\mathcal{L}(2, 5): C, d\acute{e}, r, a, \bar{d}i$

$\mathcal{L}(2, 1): \bar{C}, d\acute{e}, r, \bar{a}, di$

etc.

Chapitre III: Liaisons mécaniques

III.1 Définition d'une liaison dans un système mécanique

Un contact ou un lien entre deux (ou plus) pièces dans un mécanisme est appelé liaison mécanique, elles permettent de limiter les mouvements possibles d'un élément par rapport à un autre élément.

En construction mécanique on trouve plusieurs types de liaisons:

- Liaison pivot.
- Liaison pivot glissant ou cylindre/cylindre.
- Liaison hélicoïdale.
- Liaison cylindre/plan.

III.2 Liaisons mécaniques démontables

Une liaison est dite rigide démontable s'il est possible de faire séparer des pièces assemblées sans endommager aucune d'elles. ce type d'assemblage est très utile dans le domaine de la construction mécanique parce qu'il donne la possibilité de rechange de la pièce ou de l'élément endommagé. Dans cette catégorie, on distingue surtout les assemblage filetés.

III.2.1 Assemblages par éléments filetés

Définition: Un assemblage par éléments filetés assure une liaison complète, rigide et démontable entre une ou plusieurs pièces à assembler.

Domaines d'application: Systèmes mécaniques en général: Moteurs, carrosseries, supports, etc.

Avantages:

- Manipulation facile.
- rendement important.
- Ils sont utilisés pour supporter des charges statiques ou des charges dynamiques.

Eléments filetés

-*Vis:* axe fileté avec ou sans tête (hexagonale, carrée, cylindrique, etc.).

-*Ecrou:* pièce taraudée de forme hexagonale, carrée, etc.

-*Boulon = Vis + Ecrou (Fig. II.1).*

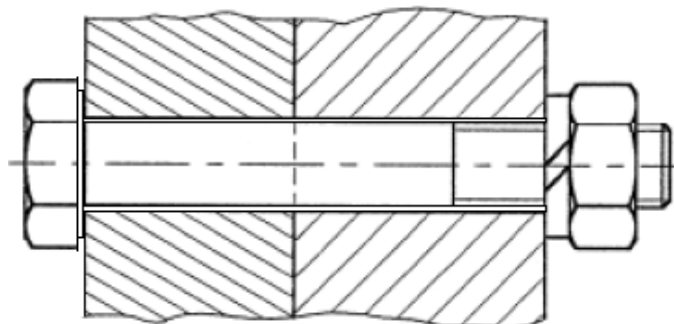


Fig. III-1: Exemple d'un assemblage par boulon.

-*Goujon*: Tige comportant un filetage à ses deux extrémités.

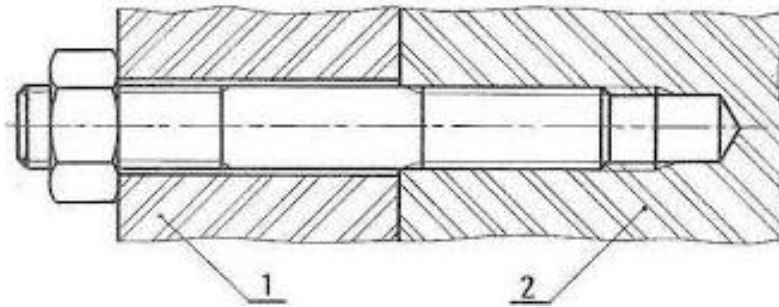


Fig. III-2: Exemple d'un assemblage par goujon.

Plusieurs types de vis existent en mécanique:

- *Vis d'assemblage*: servant à construire des assemblages démontables.
- *Vis de mouvement*: permettant de transformer une rotation en une translation (système vis-écrou comme dans le cas d'un étau limeur).
- *Vis de fermeture et d'étanchéité*: servant à fermer des orifices, par exemple pour le remplissage et la vidange d'huile, ou à serrer un couvercle à joint.



Fig. III-3: Exemples des vis de fermeture et d'étanchéité.

- *Vis de pression*: servant à presser une pièce en leur extrémité .

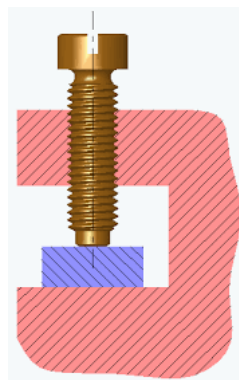


Fig. III-4: Exemple d'une vis de pression.

- *Vis de mesure* (micromètre) ; etc.

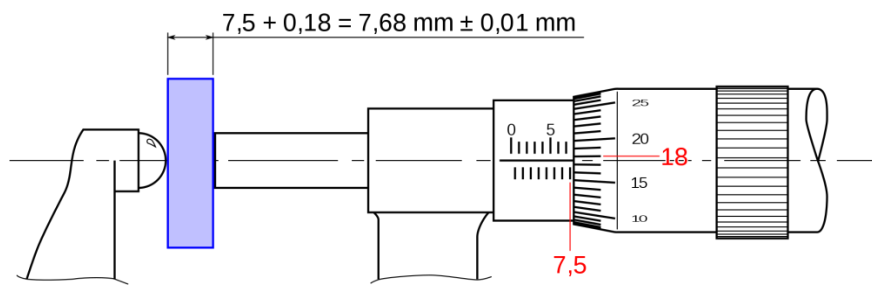


Fig. III-5: Exemple d'une vis de micromètre.

Définition d'un filetage

Un filetage est obtenu à partir d'un cylindre ou d'un cône sur lequel on a exécuté une ou plusieurs rainures hélicoïdales. La forme de cette rainure peut être triangulaire, trapézoïdale, carrée ou ronde. La partie pleine restante est appelée filet.

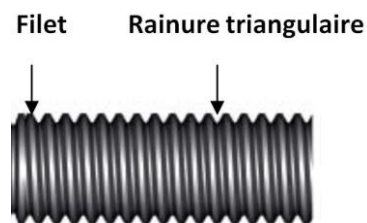


Fig. III-6a: Filet et rainure d'un filetage.

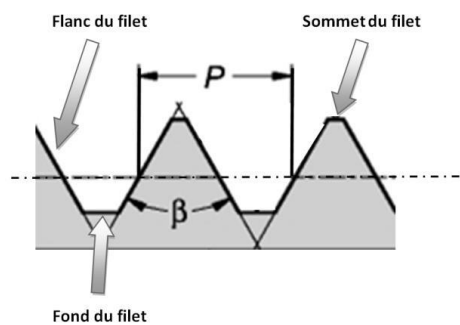


Fig. III-6b: Fond, sommet et flancs d'un filet.

L'opération qui consiste à exécuter un filetage intérieur dans un trou cylindrique est appelé taraudage.

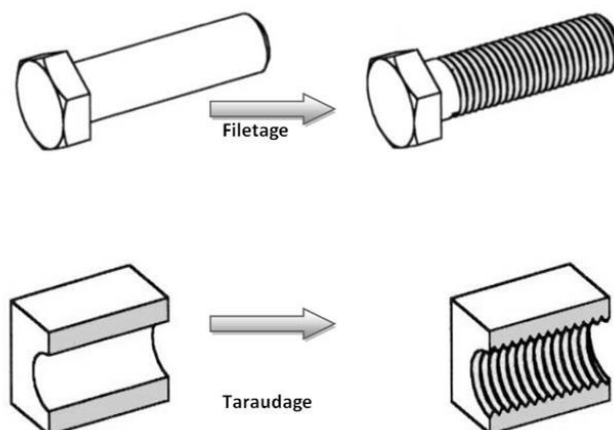


Fig. III-7: Filetage et taraudage.

Caractéristiques des éléments filetés

L'assemblage d'une vis et d'un écrou nécessite qu'ils aient les mêmes caractéristiques principales, à savoir :

- *Diamètre nominal (d):* Ils correspondent aux diamètres d et D mesurés sur le sommet du filet dans le cas de la vis et le fond de filet dans le cas de l'écrou (*Fig. III-8*). Par définition, la vis et l'écrou ont le même diamètre nominal $d = D$.

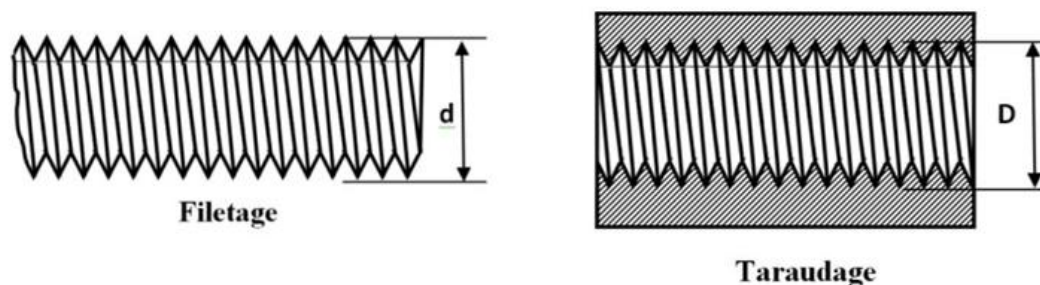


Fig. III-8: Diamètre nominal pour la vis et l'écrou.

profil du filet: Couramment on utilise le profil ISO ou le profil métrique. Ci-dessous on présente géométriquement (*Fig. III.9*) les dimensions normées d'un assemblage fileté vis + écrou selon la norme ISO:

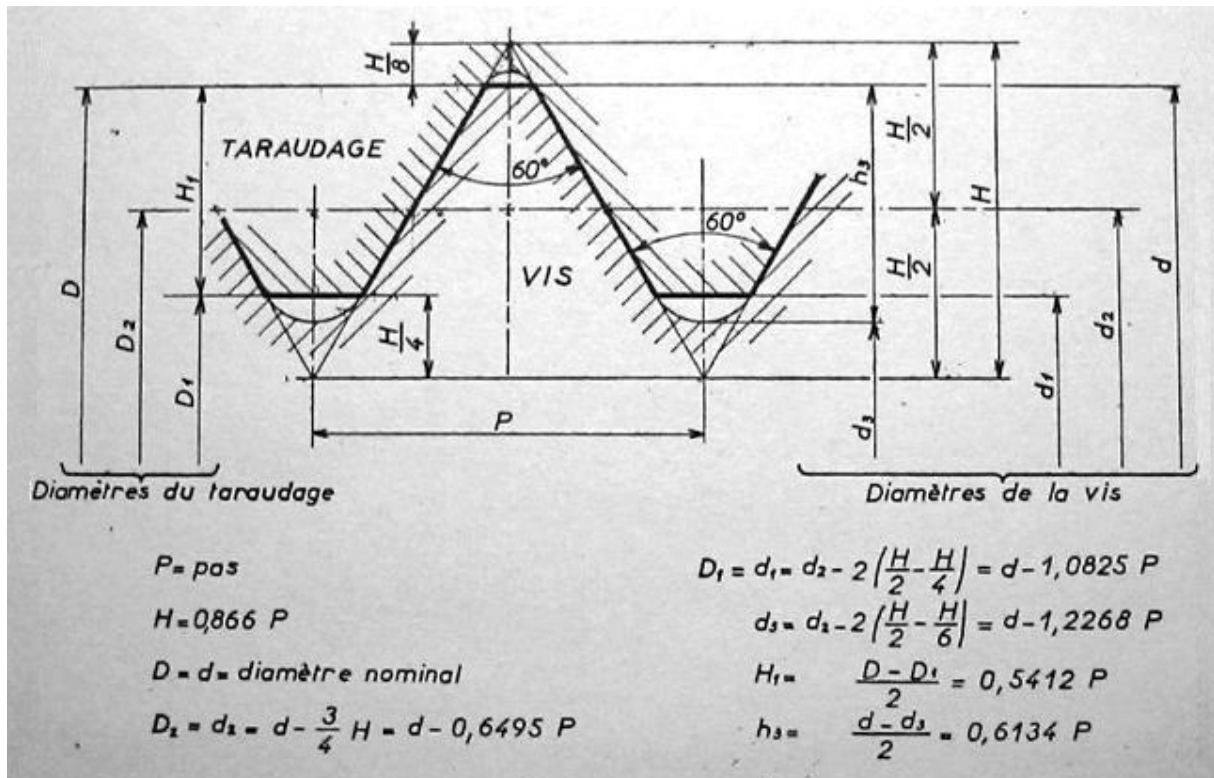


Fig. III-9: Dimensions normées d'un assemblage fileté vis + écrou selon la norme ISO.

D'autres profils spéciaux peuvent être utilisés en construction mécanique comme ceux de la Fig. III. 10. Plus coûteux que le profil triangulaire ISO, ils répondent à des usages particuliers.

- *Profil rond:* C'est le plus résistant aux chocs. Il peut supporter des efforts importants et sa forme arrondie limite le phénomène de concentrations de contraintes. Les diamètres nominaux (de 12 à 110 mm) sont les mêmes que ceux du filet triangulaire ISO. Le pas est un nombre entier (préférer les pas de 2 - 3 - 4 et 6 mm).

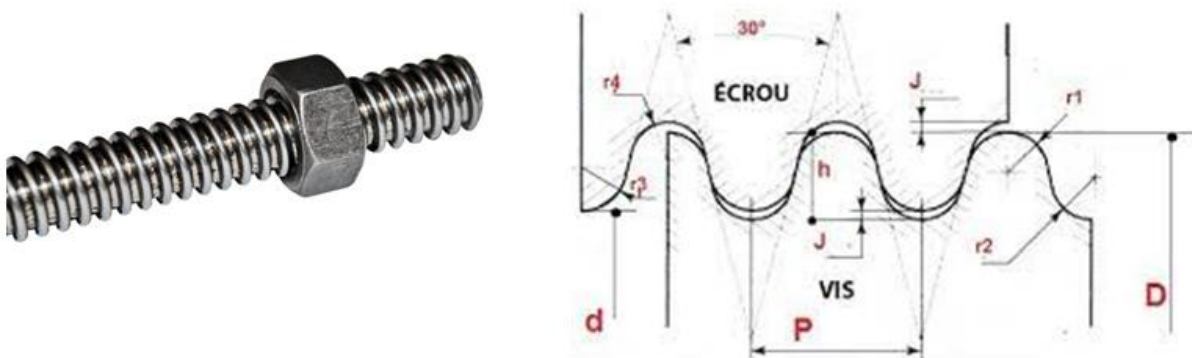


Fig. III-10: Vis à filetage rond.

- *Profil trapézoïdal:* Il permet de réaliser des vis de manœuvre ou de transmission d'efforts et accepte mieux les traitements thermiques que le filet triangulaire.

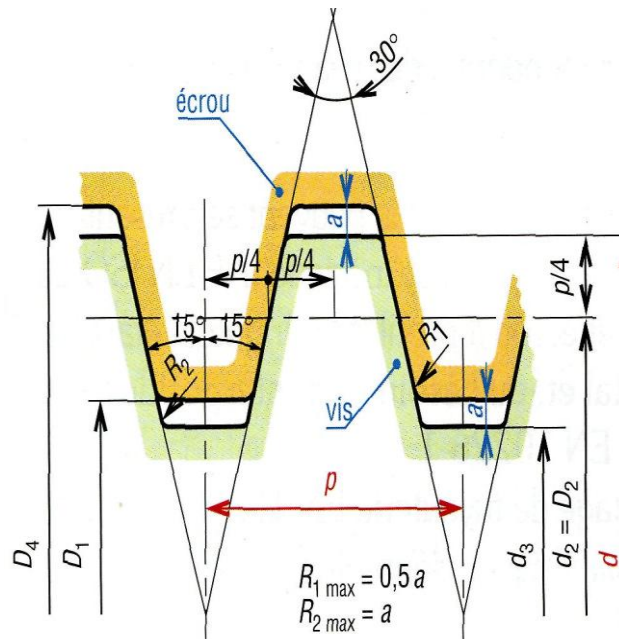


Fig. III-11: Vis à filetage trapézoïdal.

- *Filetage pas du gaz*: Il est utilisé dans les installations utilisant des fluides (liquide et gaz). Deux cas peuvent se présenter :

- *Assemblages sans étanchéité* : vis et écrou ont un profil cylindrique NF EN ISO 228-1.

- *Assemblages étanches* : vis à profil conique et écrou à profil cylindrique ; l'étanchéité dans le filet est assurée par le serrage métal sur métal et, au besoin, par interposition d'une pâte à joint insensible à la nature du gaz. Norme NF EN 10226-1.

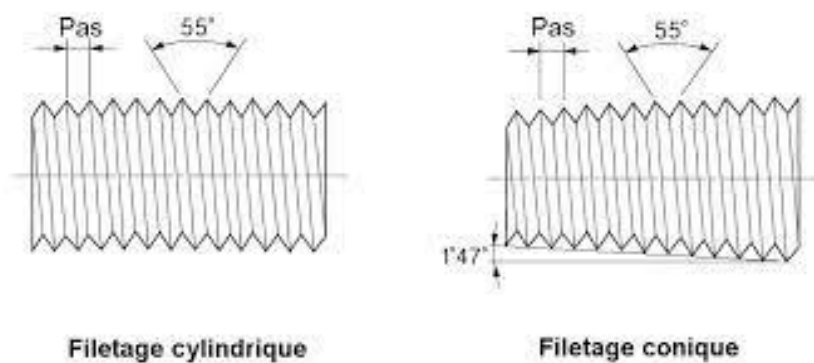


Fig. III-12: Vis à filet gaz.

- *nombre de filets*: un filetage usuel ne comporte qu'un seul filet.

Un filetage est dit à deux filets lorsqu'il existe, dans la distance d'un pas hélicoïdal, deux filets, et ainsi de suite (Fig. III-12). Les vis à plusieurs filets sont utilisées lorsqu'on veut obtenir un déplacement rapide de l'écrou, comme dans les capuchons de stylos, de tubes de dentifrice, des tiges de soupapes, etc. On peut déterminer le nombre de filets d'une vis simplement en comptant le nombre d'entrées de filets au bout de la vis.

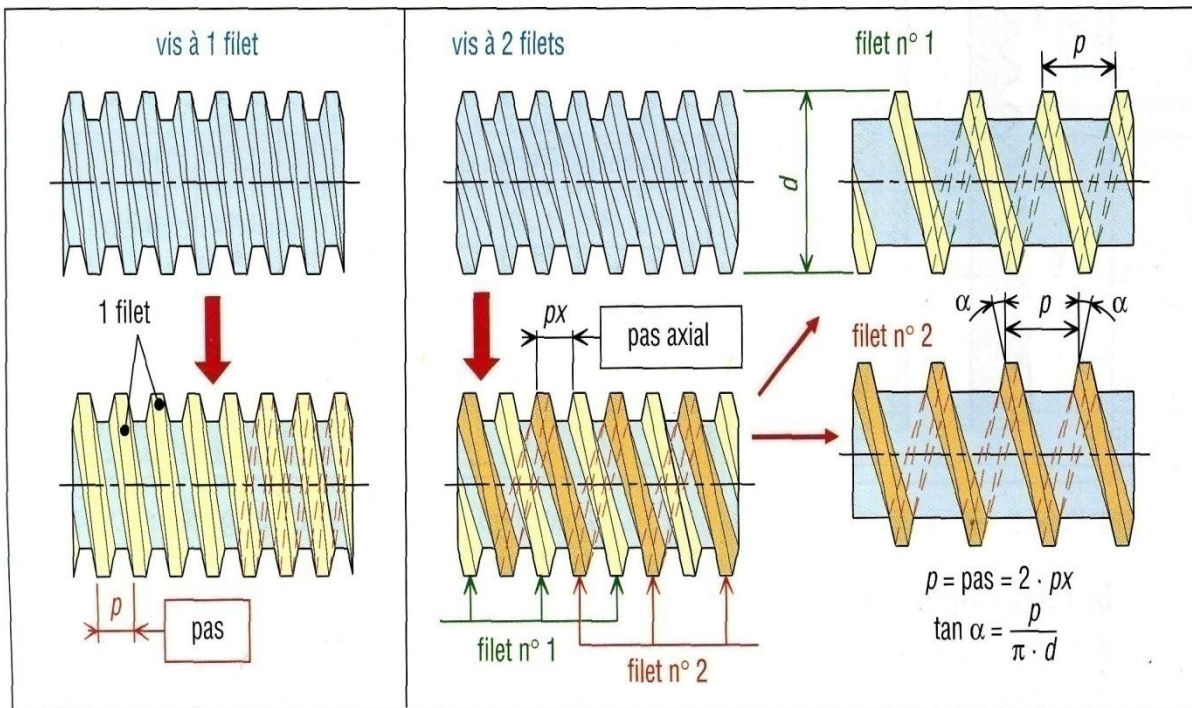


Fig. III-13: Vis à 1 et 2 filets.

- *pas*: le pas du filet est la distance séparant deux sommets consécutifs d'un même filet (voir Fig. III-11). Il est normalisé et décrit le déplacement de la vis pour 1 tour.
- *Sens de l'hélice*: suivant le sens de l'hélice génératrice, le filetage peut être à droite ou à gauche. Une vis à droite s'enfonce dans son écrou quand elle tourne dans le sens des aiguilles d'une montre tandis qu'une vis à gauche s'enfonce dans le sens contraire (Fig. III-14).

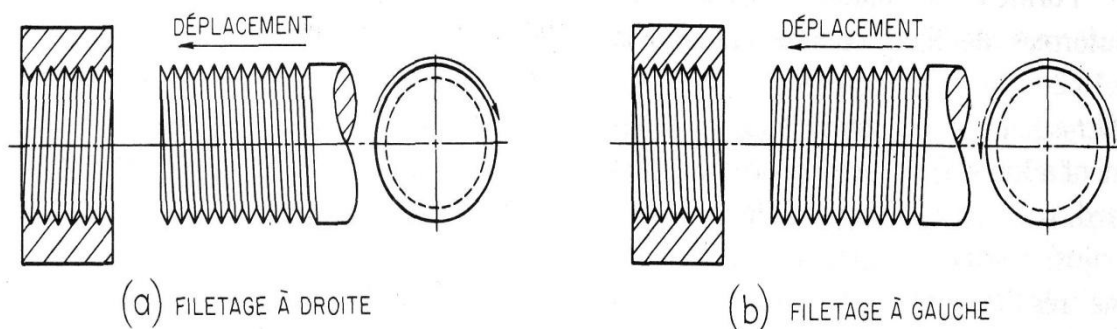


Fig. III-14: Sens de l'hélice de filetage.

Désignation

La norme ISO est la plus utilisée dans le domaine de la construction mécanique.

Exemples de désignation d'un filetage ISO, NF EN ISO 261 et 965:

- Vis H, M10×1.25, 100 / 70, 8.8

H : Symbole de la forme de la tête (forme hexagonale)

M : Forme du filet (triangulaire)

10 : Diamètre nominal de la vis

P (pas) = 1.25mm

100 : Longueur totale de l'axe de la vis

70 : Longueur filetée

8.8 : Classe de qualité

NB/Pour une classe XY donnée:

R_e (limite élastique de la vis)=10XY=10×8×8=640MPa.

R_u ou R_m (résistance ultime de la vis)=100X=100×8=800MPa.



Fig. III-15: Exemple de classes de qualité gravées sur des vis.

Dix classes de résistance sont utilisées pour classer les vis en acier (voir *Tableau II.1*).

Tableau III-1: Classes de qualité des vis en acier

Classes de qualité								
3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	10.9	12.9

- *Ecrou H, M10×1.25-8*

Ecrou hexagonal de diamètre 12mm au pas métrique = 1.25mm, de classe de qualité 8.

- *Boulon H, M10-30, 8.8*

NB/ Tolérance de fabrication 6g pour l'axe fileté (vis) et 6H pour le taraudage (écrou).

Boulon composé d'une vis à tête hexagonale et d'un écrou hexagonal de diamètre nominal égal à 10mm, au pas métrique, longueur sous tête L=30mm, de classe de qualité 8.8.

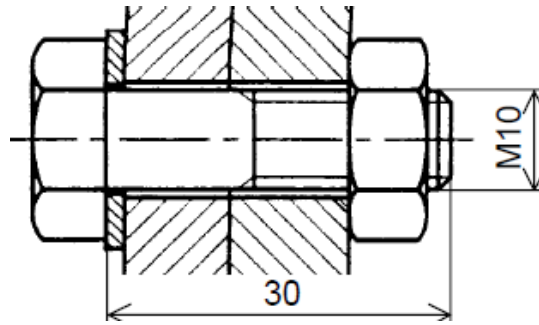


Fig. III-16: Dimensions normalisées d'un boulon.

- Goujon M12-50, bm 12, classe 8.8

Goujon de diamètre nominal de 12mm, au pas métrique, longueur libre $l=50$ mm, implantation ($bm=12$ mm), classe de qualité 8.8.

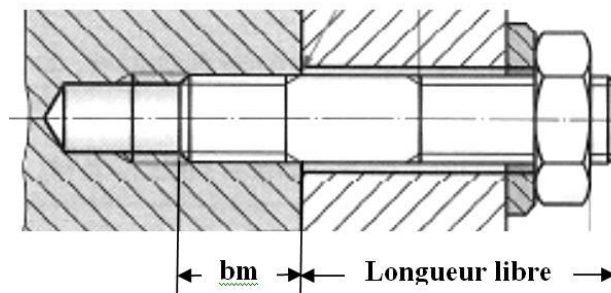
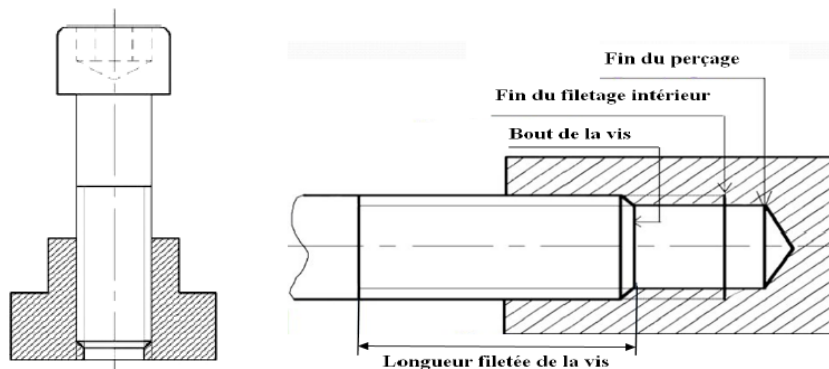


Fig. III-17: Dimensions normalisées d'un goujon.

*NB/*Les autres profils sont désignés par:

Tr: Trapézoïdal; Rd: rond; etc.

Exemples de montage



a. Trou débouchant

b. Trou débouchant

Fig. III-18: Montage d'une vis dans une pièce taraudée.

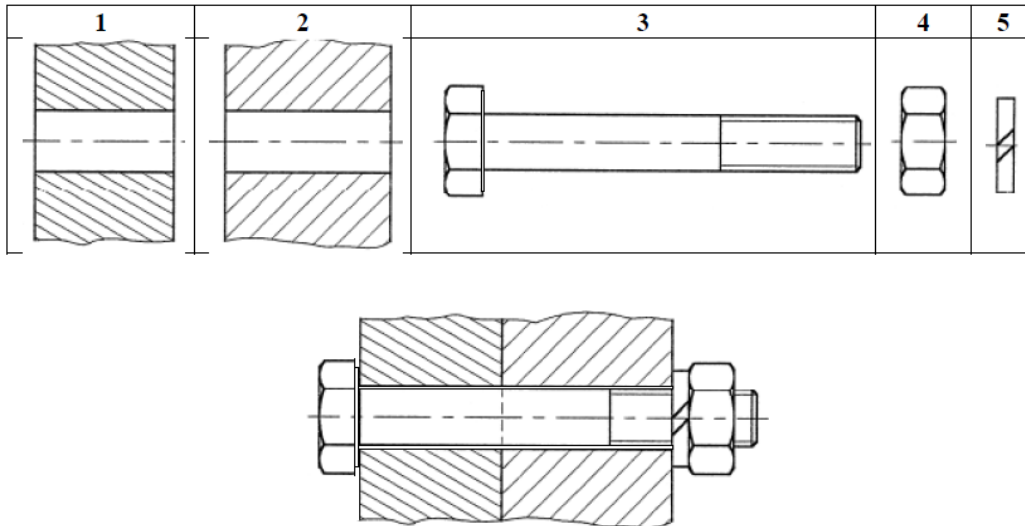


Fig. III-19: Montage d'un boulon (1 et 2 avec trous de passage).

Sollicitation mécaniques:

- *Résistance des boulons*

Lors d'un assemblage de deux pièces par un boulon, nous appliquons à l'écrou un couple de serrage à l'aide d'une clé, qui va entraîner un effort de tension dans le boulon (goujon, vis,...), et par réciprocité un effort de compression dans les pièces assemblées. Cet effort est appelé effort de serrage, appelé aussi précharge ou précontrainte.

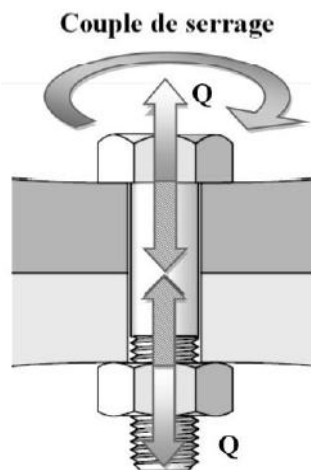


Fig. III-20a: Effort de serrage par un boulon.

La formule de Kellermann et Klein (Kellermann et Klein), issue de l'analyse et de l'expérience, met en relation le couple de serrage et l'effort de tension:

$$C_s = [(P/2 \pi) + (0,583\mu_f \cdot d_s) + (r_m \cdot \mu_t)] \times F. \quad (1)$$

$F(N)$: tension de la vis,

$C_s(N.m)$: couple de serrage,

$P(mm)$: pas de la vis,

$r_m(mm)$: rayon moyen sous tête de la vis (ou sous écrou), $r_m = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$

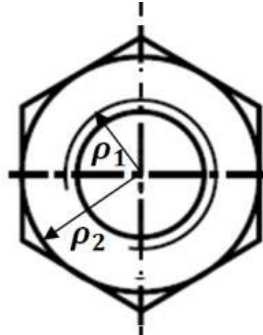


Fig. III-20b: rayon moyen sous tête de la vis.

μ_t : coefficient de frottement sous tête de la vis,

$d_s(mm)$: diamètre moyen de filetage de la vis.

μ_f : coefficient de frottement dans les filets.

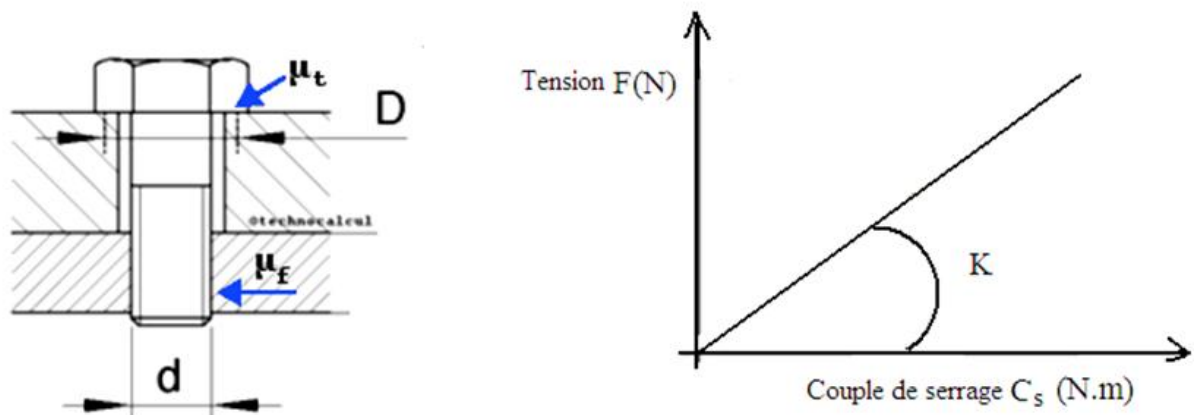


Fig. III-21: Relation entre le couple de serrage et l'effort de tension (Kellermann et Klein).

La pression de serrage P_s s'exprime par le rapport entre la force de serrage et la surface de contact ($P_s = \frac{F}{S}$).

- Charge minimale de rupture

La charge minimale de rupture F_m peut être calculée directement à partir de la résistance mécanique minimale R_m :

$$F_m = R_m \times A_r(2)$$

Où A_r est la section résistante de la vis: $A_r = \frac{\pi d_s^2}{4}$; $d_s = \frac{d_2 + d_3}{2}$.

Exemple 1: Déterminer la pression de serrage appliquée sur un serre flan à 4 boulons (HM12-1.75, 8.8 pour emboutir une tôle d'acier de rayon 30mm et d'épaisseur $e=2\text{mm}$ sachant que le couple de serrage est égal à 9kN.m.

Solution:

Tableau III-2: Caractéristiques géométriques des boulons à serrage contrôlé.

Diamètre nominal	12 mm
Pas de vis	1,75 mm
Diamètre moyen de filetage d_s	10.35 mm
Coefficient de frottement dans les filets μ_f	0,15
Diamètre moyen sous tête D_m	13,5 mm
Coefficient de frottement sous tête μ_t	0,15

Classe de qualité 8.8: $R_e = 640 \text{ MPa}$; $R_m=800 \text{ MPa}$.

$$C_s = [(P/2 \pi) + (0,583\mu_f \cdot d_s) + (r_m \cdot \mu_t)] \times F$$

$$S = \frac{\pi D_m^2}{4}$$

$$F = \frac{C_s}{[(P/2 \pi) + (0,583\mu_f \cdot d_s) + (r_m \cdot \mu_t)]} = \frac{9000}{[0,28 + 0,9 + 1,012]} \approx 4106N$$

$$S = \frac{3,14 \times (13,5)^2}{4} \approx 143\text{mm}^2$$

$$P = \frac{4F}{S} = \frac{4 \times 4106}{143} \approx 115\text{MPa}.$$

- *Résistance au cisaillement*

Les boulons doivent s'opposer au glissement des pièces l'une par rapport à l'autre. On donne un exemple de cisaillement des boulons en appliquant une force de traction sur les pièces assemblées (Fig. III-22).

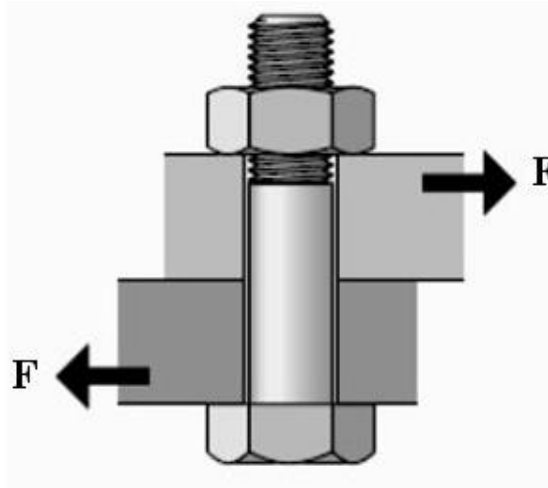


Fig. III-22: Exemple de cisaillement des boulons.

Si le plan de cisaillement passe par la partie filetée du boulon. Soit A_s section résistante ou équivalente du boulon:

$$A_s = \frac{\pi(d_s)^2}{4} \text{ avec } d_s = \frac{d_2 + d_3}{2}$$

$$R_{pg} = 0,6 R_m$$

Exemple 2: Déterminer la force de cisaillement d'une vis H, M10-1.25, 8.8

Solution:

$$d_s = \frac{d_2 + d_3}{2}, d_2 = d - \frac{3\sqrt{3}}{8}p = 7,188\text{mm}; d_3 = d - 1,2268p = 6,4665\text{mm}.$$

$$d_s = 6,8272\text{mm}$$

$$A_s = \frac{3,14(6,8272)^2}{4} = 36,6\text{mm}^2$$

$$R_m = 100 \times 8 = 800\text{MPa}, R_{pg} = 0,6 \times 800 = 480\text{MPa}$$

R_{pg} est la résistance pratique au cisaillement.

La force de cisaillement dans ces conditions est la suivante:

$$F = R_{pg} \times A_s = 480 \times 36,6 = 17568\text{N} = 17,568\text{kN}.$$

Exemple 3: Pour l'assemblage proposé, à trois boulons ajustés en acier, $d=12\text{mm}$, la contrainte admissible au cisaillement des boulons $\tau_{adm} = 300\text{MPa}$. Déterminer l'effort F admissible.

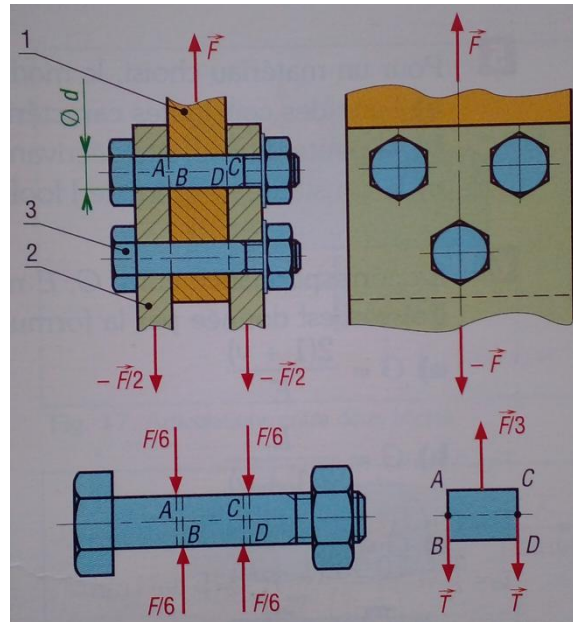


Fig. III-23: Assemblage avec 3boulons.

Solution:

Si les trois boulons sont chargés de la même façon, chacun supporte une charge égale à $F/3$. Il y a deux sections cisailées par boulon et chaque section supporte un effort tranchant T égale à $F/6$.

$$T = \frac{F}{6} = \tau \times S = \tau_{adm} \times S = 300 \times \left(\frac{\pi d^2}{4}\right) = 3393 \text{ daN.}$$

d'où $F = 6 \times 3393 = 20358 \text{ daN.}$

III.2.2 Assemblages par éléments non filetés

Éléments utilisés: Clavettes, goupilles, ressorts, circlips (ou anneaux d'arrêt), etc.

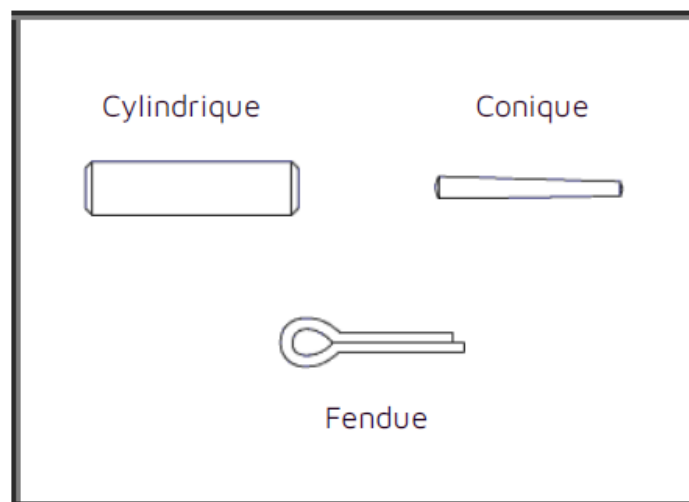


Fig. III-23a Types de goupilles.

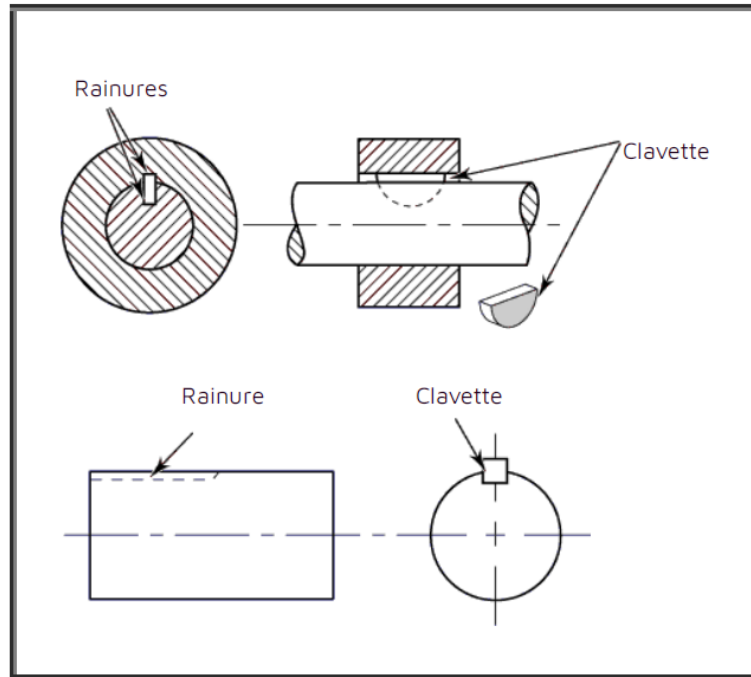
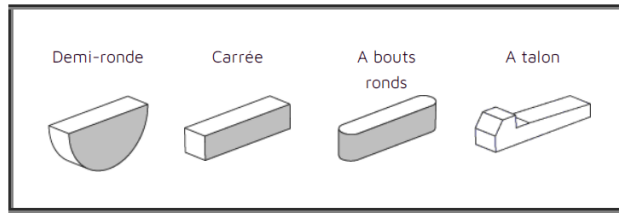


Fig. III-23b Types de clavettes.

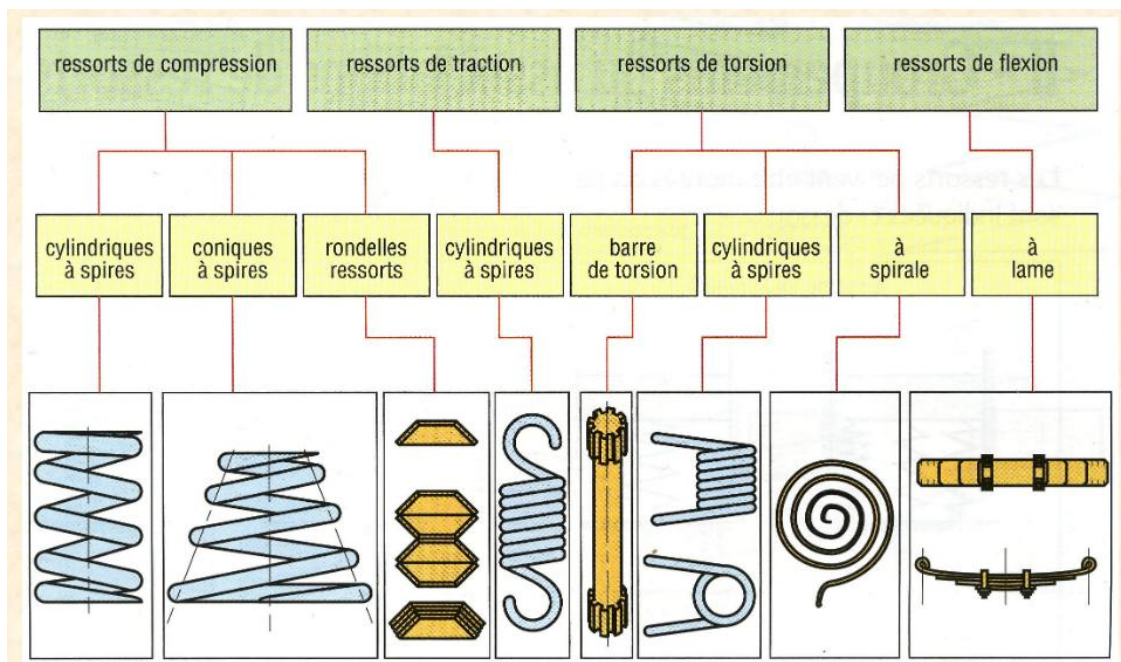


Fig. III-23c Principaux ressorts.

Etude d'un exemple de résistance d'une clavette

Les résultats de la théorie d'élasticité linéaire, confirmés par des essais mécaniques, montrent que le module de glissement G est relié à E (module de Young) par la formule:

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)}$$

Pour la plupart des matériaux utilisés couramment en construction mécanique $G=0,4E$.

Aciers $E \approx 200000$ à 220000 MPa $\rightarrow G \approx 80000$ à 88000 MPa.

Alliages d'aluminium: $E \approx 80000$ MPa $\rightarrow G \approx 32000$ MPa.

Etude d'un exemple: Etant donné un assemblage par clavetage:

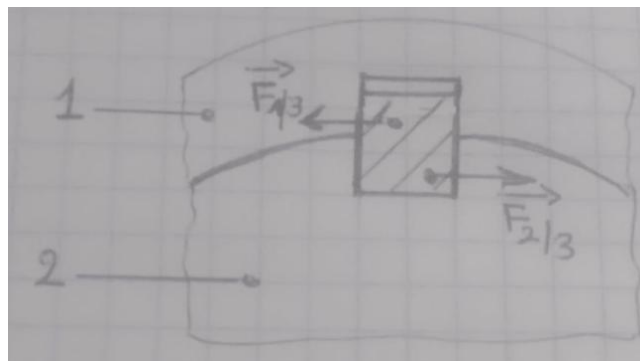


Fig. III-24: Efforts appliqués sur l'éprouvette.

Réalisons une étude statique:

1. Contrainte moyenne de cisaillement τ_{moy} dans la clavette:

Les efforts appliqués sur la surface de l'éprouvette sont supposés uniformément répartis:

$$F_{1/3} = F_{2/3} = T \text{ (effort tranchant).}$$

La section cisillée $A = a \times l$

avec a est la largeur de la clavette et l sa longueur.

La clavette est soumise au cisaillement:

$$\tau_{moy} = \frac{T}{A} = \frac{T}{a \times l} = \frac{F_{1/3}}{a \times l}$$

Le couple transmis par l'arbre C :

$$C = \frac{P}{\omega}$$

ω est la puissance du moteur: $\omega = \frac{2\pi N}{60}$

$$\text{d'où } C = T \times \frac{d}{2} = F_{1/3} \times \frac{d}{2} \Rightarrow T = \frac{60P}{\pi N d}$$

La contrainte moyenne de cisaillement $\tau_{moy} = \frac{T}{a \times l} = \frac{60P}{\pi N d a l}$

Application numérique: $N=1500\text{tr/min}$, $a=8\text{mm}$, $l=30\text{mm}$, $d=25\text{mm}$, $P=50\text{kW}$ → $\tau_{moy} = 106\text{MPa}$.

$$IW = IJ/s = 1 \frac{N \times m}{s}$$

NB/Il faut convertir les unités en unités du système international (SI).

Si la résistance au glissement pour le matériau étudié $R_g = \frac{R}{2} = \frac{1000}{2} = 500\text{MPa}$ (la moitié de la résistance ultime à la traction) → La résistance pratique $R_{pg} = \frac{R_g}{s}$ avec s est le coefficient de sécurité.

d'où $\tau_{moy} \leq R_{pg}$

Il faut savoir que l'effort appliqué sur la surface de l'arbre $F_{1/3}$ ou $F_{2/3}$ donne naissance à une pression p avec $p = \frac{F}{l \times b/2} = \frac{2F}{lb}$

b est la hauteur de la clavette. Si p (pression) est très importante, elle risque de détériorer la clavette ou les rainures (arbre et le moyen de l'engrenage par exemple) par matage des surfaces.

Le matage est défini comme étant une déformation plastique localisée de la matière sous l'effet d'un choc ou d'une pression élevée.

III. 3 Liaisons mécaniques indémontables

Une liaison est dite rigide indémontable s'il n'est possible de faire séparer des pièces assemblées sans endommager au moins une des pièces assemblées. Ce type d'assemblage est très utilisé surtout dans la fabrication des bâtis, carrosseries, charpente métallique, etc.

Dans cette catégorie, on distingue surtout les assemblage rivetés et les assemblages soudés.

III. 3.1 Assemblages rivetés

- *Définition d'un assemblage riveté*

Le rivetage est un moyen d'assemblage rigide par obstacle dont l'élément s'appelle rivet. Il est utilisé surtout pour assembler des tôles minces ou épaisses dans une structure donnée. Un rivet est constitué d'une tige cylindrique pleine ou creuse et une tête d'une forme bien définie (ronde, fraisée, cylindrique, etc.), *Fig. III.25*.



Fig. III-25: Exemples de rivets.

- *Mise en œuvre*

Deux bouleroles sur une presse sont utilisés pour mettre en forme (à chaud ou à froid) la deuxième tête du rivet, *Fig. III.26*. La tête du rivet posée sur un tas, on procède à l'écrasement au marteau (ou presse) de l'extrémité de la tige. La liaison entre les pièces rivetées est une liaison indémontable par obstacle. Pour des diamètres plus ou moins importants, la mise en forme de la tige du rivet s'effectue à chaud (chauffage du rivet).

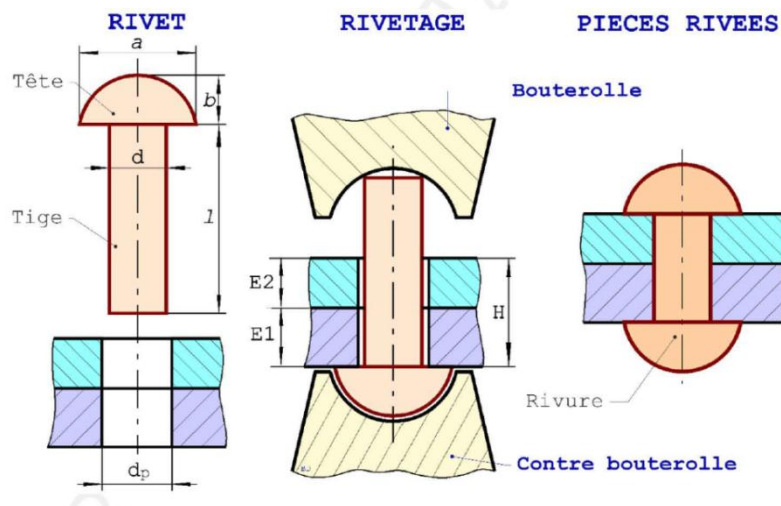


Fig. III-26: Procédé de rivetage.

- *Désignation*

Généralement, un rivet est constitué d'une tête normalisée (ronde, fraisée, cylindrique, etc.) et une tige cylindrique pleine ou creuse terminée par une tête de forme variable.

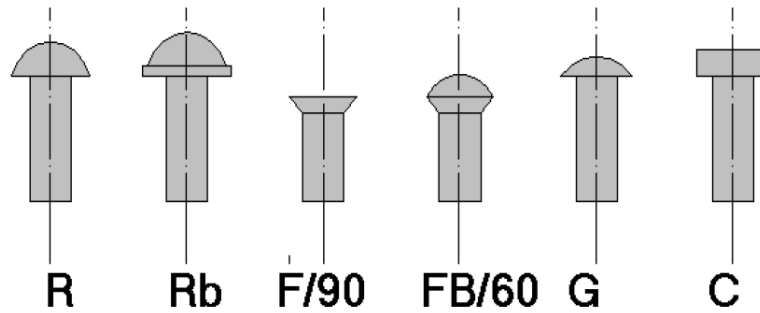


Fig. III-27: Formes des rivets pleins.

Exemples de désignation

- Rivet F/90-6.30

Rivet à tête fraisée de 90°, diamètre de la tige $d = 6$ mm, longueur de la tige $L=30$ mm.

- Rivet Rb 8-35

Rivet à tête ronde aplatie, diamètre de la tige $d=8$ mm, longueur de la tige $L=35$ mm.

- *Dimensionnement*

Un rivet quelque soit son type est caractérisé par les dimensions suivantes:

Longueur de la tige: la tige ayant une longueur suffisante pour pouvoir former la deuxième tête.elle est fonction de l'épaisseur totale des pièces à assembler, de la forme de la rivure et du mode de rivetage. Pour assembler des pièces (en acier par exemple) dont l'épaisseur totale est E , la tige doit avoir une longueur $L=E+f$, avec $f = (1,5 \text{ à } 1,7) \times d$ (d est le diamètre de la tige).

Diamètre de la tige: Le diamètre de la tige du rivet est fonction de l'épaisseur de la tôle la plus épaisse e .

$$d = \frac{45e}{15 + e}$$

Diamètre de perçage: Le diamètre de perçage doit être supérieur au diamètre du rivet. Conventionnellement, on prend: $d_p = 1,05 \text{ à } 1,1d$.

Exemple: On veut dimensionner un rivet qui sert à assembler deux tôles en acier dont l'épaisseur totale $E = 8$ mm (épaisseurs identiques).

$$d = \frac{45e}{15 + e} = \frac{45 \times 4}{15 + 4} = 9,47 \text{ mm}$$

On prend $d \approx 10$ mm.

$$d_p = 1,05 \text{ à } 1,1d = 10,5 \text{ à } 11 \text{ mm.}$$

$$L = E + f = 8 + 1,5 \times 10 = 23 \text{ mm.}$$

- *Nombre de rivets*

Si F est l'effort appliqué sur l'assemblage (*Fig. III.28*), R_{pg} est la résistance pratique au cisaillement du rivet (appelée aussi contrainte admissible), le nombre de rivets nécessaire pour l'assemblage est déterminé par la relation suivante:

$$n = 8 \times 10^{-4} \times \frac{F}{R_{pg}} \left(\frac{15}{e} + 1 \right)^2$$

Ce nombre de rivets doit être réparti sur la surface d'assemblage d'une manière équitable.

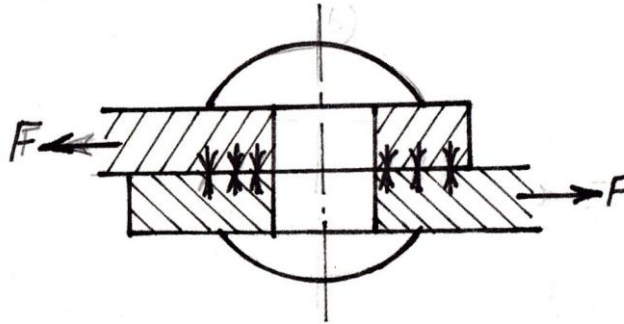


Fig. III- 28: Effort appliqué sur un assemblage riveté.

Exemple: On demande de calculer le nombre de rivets nécessaire pour assembler deux tôles dont les épaisseurs $e_1 = 4\text{mm}$ et $e_2 = 6\text{mm}$. l'effort appliqué sur l'assemblage $F = 20\text{kN}$ et la résistance à la rupture par cisaillement du rivet $R_{pg} = 100\text{MPa}$.

En appliquant la relation précédente:

$$n = 8 \times 10^{-4} \times \frac{20000}{100} \left(\frac{15}{6} + 1 \right)^2 \approx 2$$

Solution graphique

Le nombre de rivets peut être également déterminé en utilisant une abaque comme celle montrée sur la *Fig. III-29* :

Exemple d'application:

$F = 150\text{kN}$, $R_{pg} = 80\text{MPa}$, s (épaisseur) = 10mm, on trouve $n=10$ rivets et $d = 16\text{mm}$.

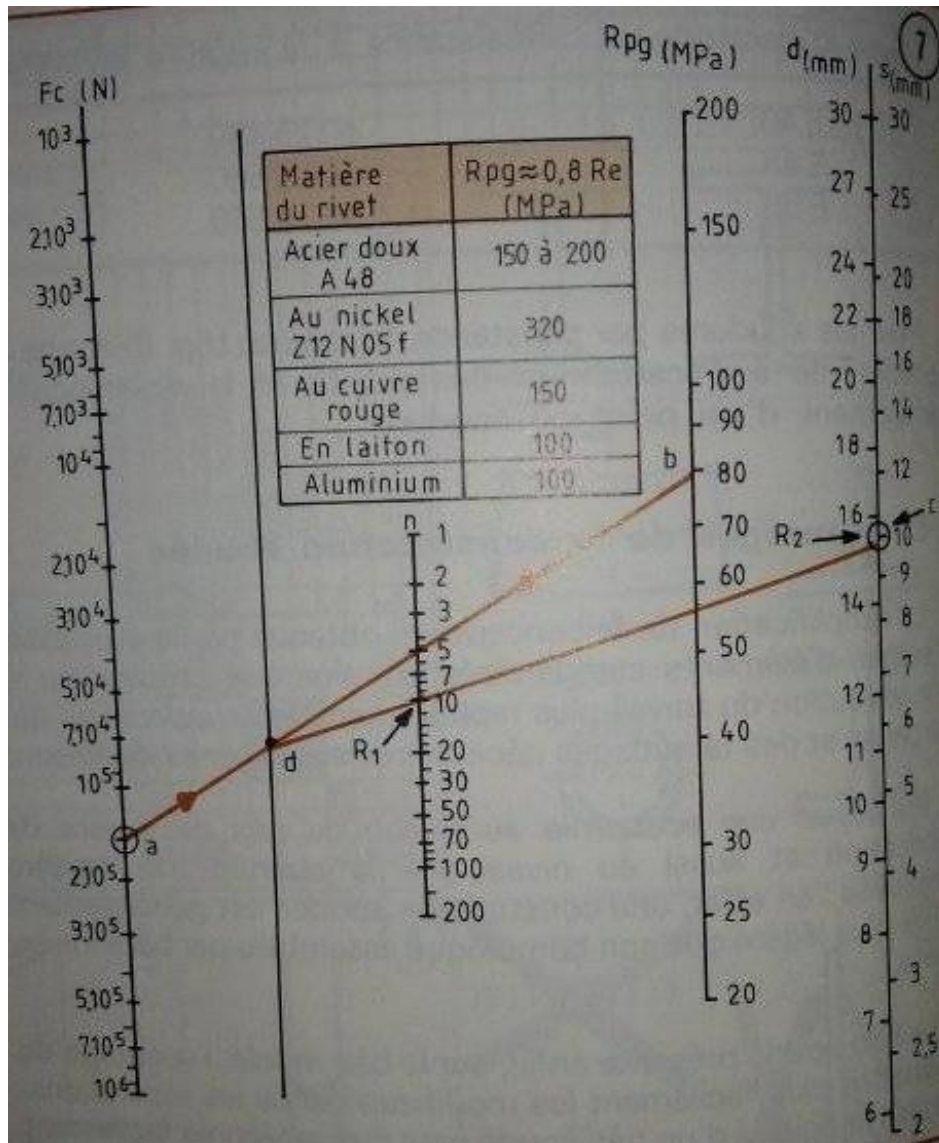


Fig. III. 29: Détermination du nombre de rivets graphiquement.

Calcul de résistance

Les rivets posés à froid se calculent simplement au cisaillement, car le frottement des tôles appliquées l'une sur l'autre peut être négligé. Dans ce cas, le calcul de la résistance du rivet au cisaillement est simple.

$$\tau = \frac{F}{A}$$

τ (MPa) est la contrainte de cisaillement appliquée sur le rivet;

A (mm^2): la section du rivet; $A = \frac{\pi d^2}{4}$

τ doit être inférieure à la contrainte admissible au cisaillement τ_{adm} qui est définie par le quotient de la limite élastique au cisaillement R_{eg} par le coefficient de sécurité S , c'est-à-dire:

$$\tau_{adm} = \frac{R_{eg}}{S}$$

Lois générales applicables dans le cas d'assemblage par rivets

Données

	<p>matériaux :</p> <ul style="list-style-type: none"> - résistance à la rupture à la traction du rivet : $R_{r \text{ rivet}}$ - résistance à la rupture au cisaillement du rivet : $R_{rg \text{ rivet}}$ - résistance à la rupture à la traction de la tôle : $R_{rg \text{ tôle}}$ - pression de contact admissible au contact rivet- tôle : p_{adm} <p>cas particulier :</p> <ul style="list-style-type: none"> - matériau tôle et matériau rivet identique : $R_{rg} \cong 0.6 R_r$ - rivet monté serré : $p_{adm} = 1.5 R_r$
--	--

• *Pour les rivets*

Condition de non rupture au cisaillement du rivet

$$\tau_{rivet} = \frac{F}{\frac{\pi \times d^2}{4}} < R_{rg \text{ rivet}} \text{ soit encore } \frac{F}{\frac{\pi \times d^2}{4}} < 0.6 R_r$$

l'effort transmissible maxi F peut s'exprimer : $F = \frac{\pi \times d^2}{4} 0.6 \times R_r$

Condition de non matage du corps du rivet

$$p = \frac{F}{e \times d} < p_{adm} \text{ soit encore } \frac{F}{e \times d} < 1.5 R_r$$

• *Pour les tôles*

Condition de non rupture en traction de la tôle

$$\sigma_{tôle} = \frac{F}{(pas - d)e} < R_{r \text{ tôle}}$$

l'effort transmissible maxi F peut s'exprimer : $F = (pas - d) \times e \times R_r$

Condition de non matage des alésages des trous dans la tôle

$$p = \frac{F}{e \times d} < p_{adm} \text{ soit encore } \frac{F}{e \times d} < 1.5 R_r$$

l'effort transmissible maxi F peut s'exprimer : $F = e \times d \times 1.5 \times R_r$

Le matage est une déformation plastique localisée de la matière sous l'effet d'un choc ou d'une pression élevée. Il est calculé sous forme d'une pression de contact.

Exercices d'application:

Exercice 01. Deux plaques de tôles (1) et (2), d'épaisseur e , sont raccordées par des couvre-joints (3) et (4) de même épaisseur (voir figure ci-dessous). La liaison est assurée par des rivets.

L'ensemble est soumis à une sollicitation de traction \vec{F} . Le diamètre d des rivets est défini en fonction de e , par la formule semi expérimentale:

$$d = \frac{45e}{15+e} \quad (e \text{ et } d \text{ en mm}).$$

1. Calculer le nombre total n des rivets nécessaires pour assurer la liaison.
2. Calculer le diamètre du rivet.
3. Calculer la contrainte de cisaillement appliquée sur les rivets.

Application numérique: $F=12000 \text{ daN}$, $e=12 \text{ mm}$, $R_{pg} = 100 \text{ MPa}$

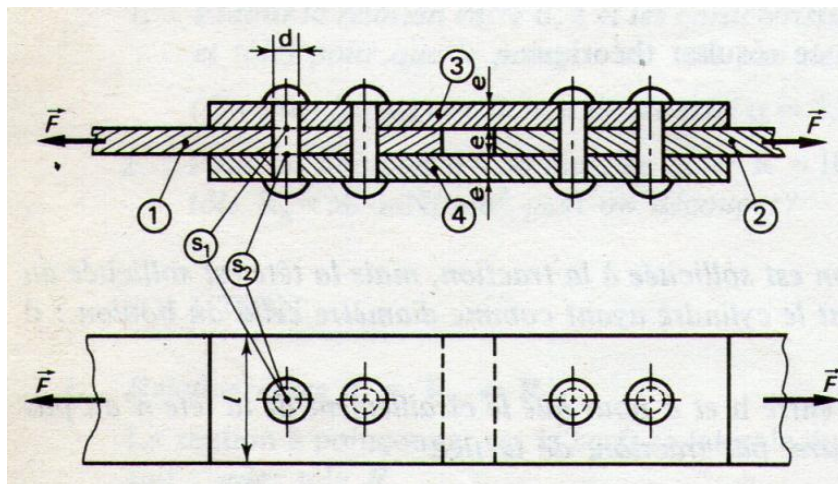


Fig. III- 30: Exemple d'un assemblage par rivets.

Solution

$$n = 8 \times 10^{-4} \times \frac{F}{R_{pg}} \left(\frac{15}{e} + 1 \right)^2 = 8 \times 10^{-4} \times \frac{120000}{100} \left(\frac{15}{12} + 1 \right)^2 \approx 4$$

$$d = \frac{45e}{15+e} = \frac{45 \times 12}{15+12} = 20 \text{ mm}$$

La section d'un rivet $A = \frac{\pi d^2}{4} = 314 \text{ mm}^2$

$$\tau = \frac{F}{8A} = \frac{120000}{8 \times 314} = 47,77 \text{ MPa} < R_{pg}$$

Exercice 02. Les barres (1) et (2) sont liées par un rivet (3) en aluminium de diamètre $d = 10 \text{ mm}$ et de résistance à la rupture par glissement $R_g = 10 \text{ daN/mm}^2$. déterminer l'effort F admissible.

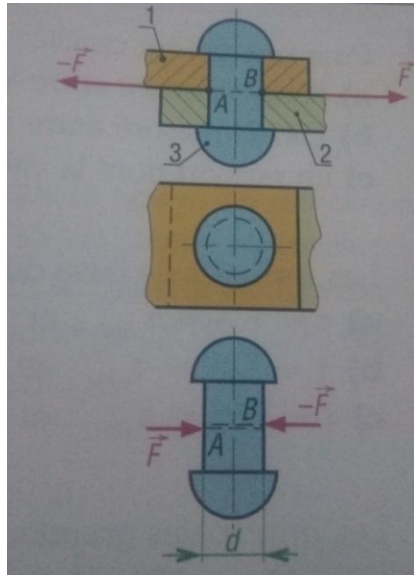


Fig. III- 31: Efforts de cisaillement dans un rivet.

Solution

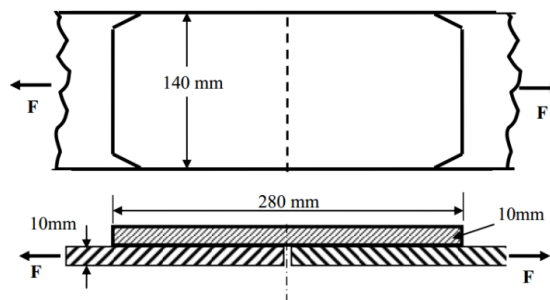
$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{T}{A}$$

T (N) : Effort tranchant

A (mm²) : Section du rivet

$$T = \tau \times A = 100 \times \left(\frac{\pi d^2}{4} \right) = 7850N$$

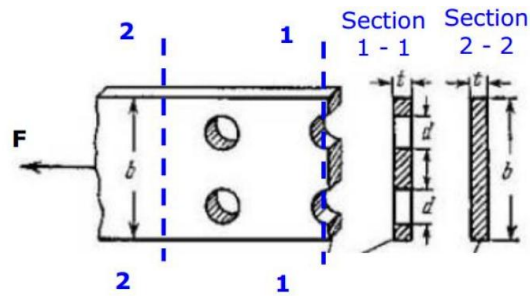
Exercice 3. On veut assembler, à l'aide de rivets dont le diamètre de chacun vaut 20 mm et d'un couvre joint, deux tôles métalliques de 140 mm de largeur et 10 mm d'épaisseur. L'ensemble est soumis à un effort de traction $F = 10\,000$ daN, comme montré par la figure ci-dessous.



1. Déterminer le nombre de rivets nécessaires à cet assemblage si la contrainte admissible de cisaillement τ , pour chaque rivet, est égale à 90 MPa.

2- Vérifier la résistance du système si la contrainte admissible pour chacune des deux tôles est 12 daN/mm².

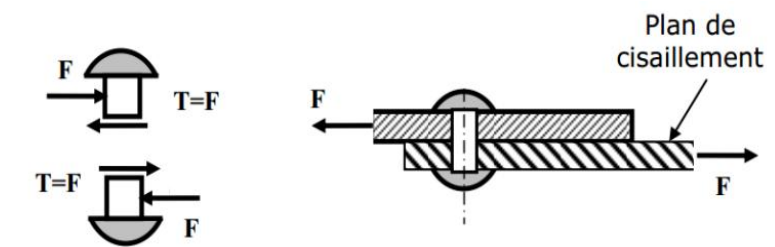
Solution



Solution

1. Nous avons ici un seul plan de cisaillement. La force de cisaillement (effort tranchant) appliquée à la section cisillée, au niveau du plan de cisaillement est: $\tau = \frac{F}{n}$

Où n est le nombre de rivets.



Cas d'un seul rivet : $T = F$ d'où la contrainte de cisaillement sur la section cisillée est $\tau = T/A$ avec $A = \pi d^2/4$.

La condition de résistance étant : $\tau \leq \tau_{adm}$

Pour n rivet : $\tau = \frac{F}{A} \leq \tau_{adm} \Rightarrow n = 3,5$

D'où le nombre de rivets nécessaire à cet assemblage est donc $n = 4$.

2. Pour vérifier la résistance du système, on doit vérifier la résistance de chacune des deux tôles au niveau de la section dangereuse qui passe naturellement par les axes des rivets :

$$\sigma_{1-1} = \frac{N}{A_{1-1}} \text{ avec } N=F \text{ et } A_{1-1} = t(b - 2d)$$

$$d'où \sigma_{1-1} = 10 \frac{daN}{mm^2} = 100MPa < \sigma_{admt} = 120MPa.$$

Inconvénients de l'assemblage par rivetage

S'il procure une bonne sécurité, un rivet présente de sérieux inconvénients, à savoir :

- Mauvais coefficient d'utilisation de la tôle, à cause des trous de rivets qui affaiblissent la tôle (coefficient de 0,7 environ)
- poids exagéré dû aux recouvrements, couvre-joints, têtes de rivets, goussets. La présentation est discutable (surfaces non unies)
- difficulté d'exécution et de pose (perçage, alésage au montage, chauffage des rivets, main d'œuvre importante). Etanchéité difficile à réaliser.

Les rivets se font généralement en acier doux 34, parfois en acier au nickel, en cuivre et souvent en aluminium pour l'aviation. Leur tête est bombée, selon figure ci-dessus et quelque fois noyée, en cas de besoin.

III. 3.2 Assemblages soudés

- *Principe de soudage*

Le soudage est une opération d'assemblage qui consiste à assurer la liaison permanente non démontable de deux ou plusieurs pièces métalliques de nature identique ou différente, soit par chauffage, soit par pression, soit par l'action simultanée des deux, de la chaleur et de la pression. Le soudage peut être effectué avec ou sans métal d'apport. On distingue deux types de soudage :

- *Soudage autogène* : c'est une opération de " fusion localisée " de deux pièces de même nature avec ou sans métal d'apport (le métal d'apport, s'il existe, est aussi de même nature que les pièces à souder). Le métal de base se dilue dans le métal d'apport. La température de soudage est donc nécessairement supérieure à la température de fusion des pièces à assembler, *Fig. III-32*.

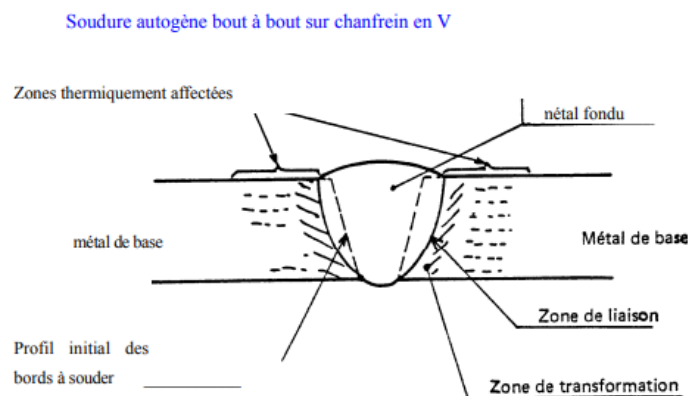


Fig. III- 32 : Exemple de soudage autogène.

- *Soudage hétérogène* : Brasage et Soudo-brasage
le métal de base et le métal d'apport sont de nature différente. La température de fusion du métal d'apport est inférieure à celle des pièces à assembler.

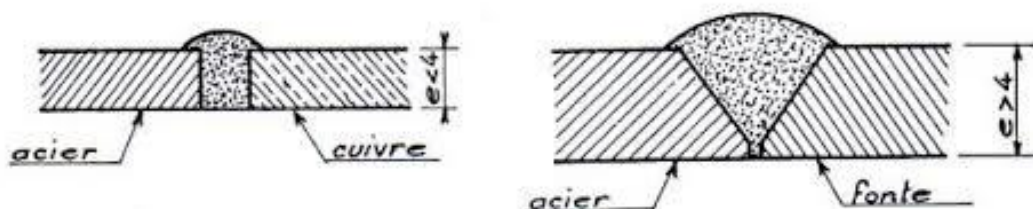


Fig. III- 33: Exemple de soudage autogène.

- *Types de soudure*

Plusieurs types de soudure existent en construction mécanique et métallique, on trouve des soudures en angle, des soudures en entaille, des soudures bout à bout, des soudures en bouchon, des soudures sur bords tombés, etc. *Fig. III-34.*

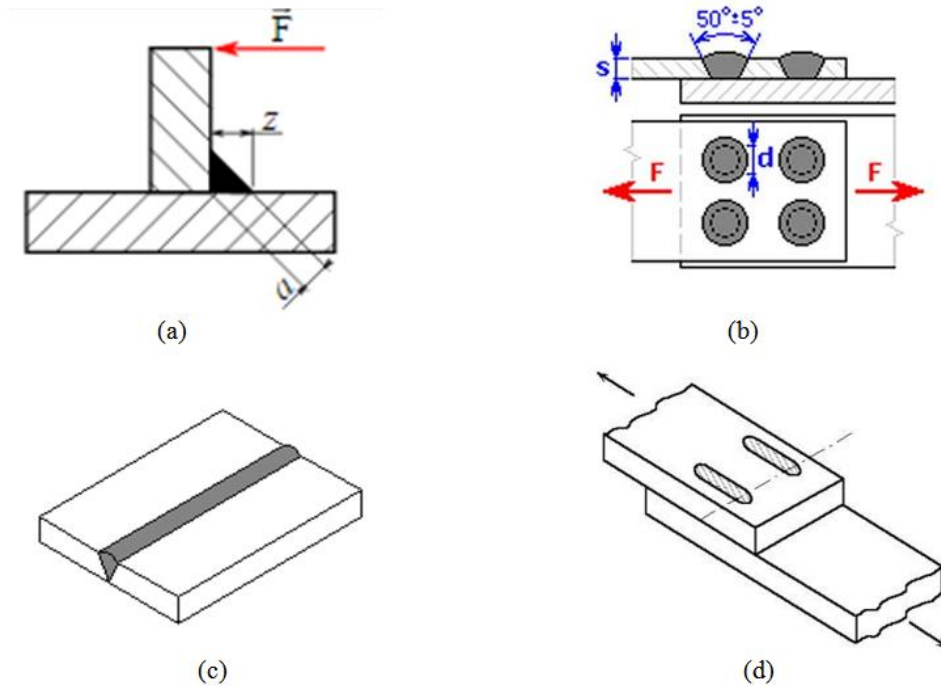


Fig. III- 34: Quelques types de soudure appliquées en construction mécanique:

(a) Soudure en angle, (b) Soudure en bouchon, (c) Soudure bout à bout, (d) Soudure en entaille.

- *Eléments de soudage*

Trois éléments sont nécessaires pour réaliser une soudure:

- Une source de chaleur telle qu'un arc électrique, une flamme, une friction, etc.
- Une protection de la soudure par l'utilisation d'un gaz ou d'une autre substance pour protéger la soudure du milieu ambiant (air en particulier).
- Un métal d'apport qui correspond au matériau utilisé pour assembler les deux pièces.
- Souvent des détails géométriques sur les surfaces à souder (chanfreins par exemple).

- *Symboles élémentaires*

Ci-dessous quelques symboles élémentaires utilisés pour la représentation d'une soudure en dessin industriel, *Fig. III-35.*







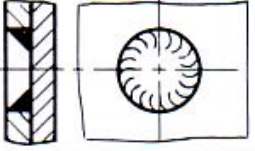

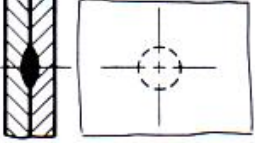



Soudure en demi-U (ou en J)		
Reprise à l'envers		
Soudure d'angle		
Soudure en bouchon (ou en entaille)		
Soudure par points		
Soudure en ligne continue avec recouvrement		

Fig. III-35: Symboles élémentaires de quelques types de soudure.

- *Résistance mécanique*

Dans une structure soudée, une soudure peut être sollicitée par des charges statiques ou dynamiques. La modélisation du comportement mécanique de la soudure est très complexe vu la grande hétérogénéité au niveau de la microstructure. L'analyse doit impliquer des couplages entre des phénomènes mécaniques, thermiques et métallurgiques qui conduisent à la création des contraintes et des déformations résiduelles irrégulièrement distribuées au niveau de la section soudée. Dans ce chapitre, on s'intéresse seulement à la résistance de la soudure en cas de chargement statique (traction, flexion, etc.).

- *Calcul de résistance pour une soudure en chanfrein*

L'épaisseur efficace de la soudure est la même que celle de la plaque verticale ($t_s = t_e$). Si L_s est la longueur de la soudure, la section efficace A_s de la soudure est $A_e = t_e \times L_s$. La contrainte normale au niveau de la soudure sollicitée en traction est donnée par:

$$\sigma = \frac{F}{A_e} \leq \sigma_{adm}$$

- *Calcul de résistance pour une soudure d'angle*

Si a est l'épaisseur efficace du cordon de soudure et L_s sa longueur, la section efficace de ce cordon $A_e = 0,707 \times a \times L_s$. S'il y a deux cordons, la section total $A_t = 2A_s$.

La soudure est soumise à une contrainte de cisaillement τ agissant sur la section efficace des deux cordons A_t :

$$\tau = \frac{F}{A_t} \leq \tau_{adm}$$

Etude d'un exemple

La Figure ci-dessous montre deux assemblages en T; le premier est soudé par une soudure en chanfrein (1), l'autre par une soudure d'angle (2). La limite élastique des plaques à souder est $S_y=460$ MPa. la résistance ultime des électrodes est $S_u=482$ MPa. Le code de construction impose par ailleurs les limites suivantes:

1. Pour une soudure en chanfrein, la valeur maximale de la contrainte normale agissant dans la soudure est $0,6S_y$ du métal des plaques.
 2. Pour une soudure d'angle, la valeur de la contrainte de cisaillement qui agit sur la section efficace de la soudure ne doit pas dépasser $0,3S_u$ de l'électrode.
- Calculer pour chaque cas, la valeur maximale de la charge P que peut supporter le joint soudé (supposer que la plaque horizontale est suffisamment résistante).
 - Calculer la valeur de a de la soudure d'angle qui permet la rendre plus résistante que la soudure en chanfrein.

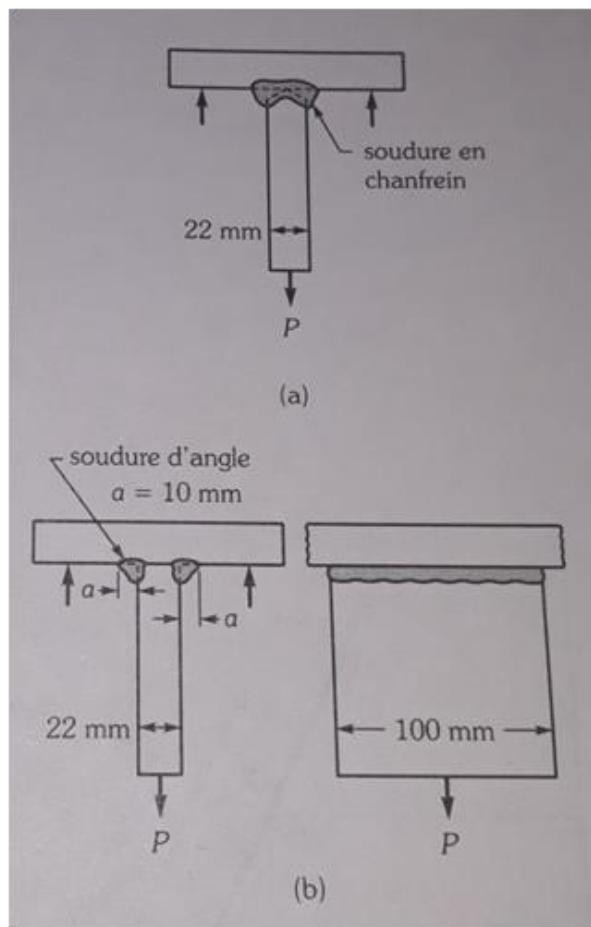


Fig. III-36 (a) Soudure en chanfrein (b) Soudure d'angle.

Solution

1. Soudure en chanfrein

L'épaisseur efficace de la soudure est la même que celle de la plaque verticale, soit $t_e = 22\text{mm}$. Puisque la longueur de la soudure est 100mm :

$$A_e(\text{section efficace}) = 22 \times 100 = 2200\text{mm}^2$$

La contrainte normale agissant sur la section efficace est:

$$\sigma = \frac{P}{A_e} \leq 0.6S_y = 0,6 \times 460 = 276\text{MPa}$$

$$\text{d'où } P \leq 6,07 \times 10^5 \text{ N}$$

2. Soudure d'angle

- La section efficace d'un cordon de soudure vaut:

$$A_e(\text{section efficace}) = 0,707 \times a \times 100 = 707\text{mm}^2 \text{ (par cordon)}$$

La contrainte de cisaillement agissant sur la section efficace des deux cordons de soudure est:

$$\tau = \frac{P}{2A_e} \leq 0,3 \times 482 = 144,6\text{MPa}$$

$$\text{d'où } P \leq 2,04 \times 10^5 \text{ N}$$

- La valeur de a de la soudure d'angle qui permet la rendre plus résistante que la soudure en chanfrein:

$$\frac{P}{2A_e} \leq \tau_{adm} \Rightarrow \frac{6,07 \times 10^5}{2 \times 0,707 \times 100 \times a} \leq 144,6 \Rightarrow a' \geq 29,75\text{mm}$$

Exercices d'application

Exercice 01. Un fer plat de charpente métallique est soudé sur une pièce d'assemblage (2) (gousset) par deux cordons de soudure d'angle (voir figure ci dessous).

Déterminer la longueur l à donner aux cordons pour que la liaison entre (1) et (2), soumise à l'action de \vec{F} , corresponde à la résistance pratique imposée.

Application numérique: $R_{pg} = 0,65R_e$; $R_e = 240 \text{ MPa}$; $F = 20000\text{N}$; $a=5 \text{ mm}$

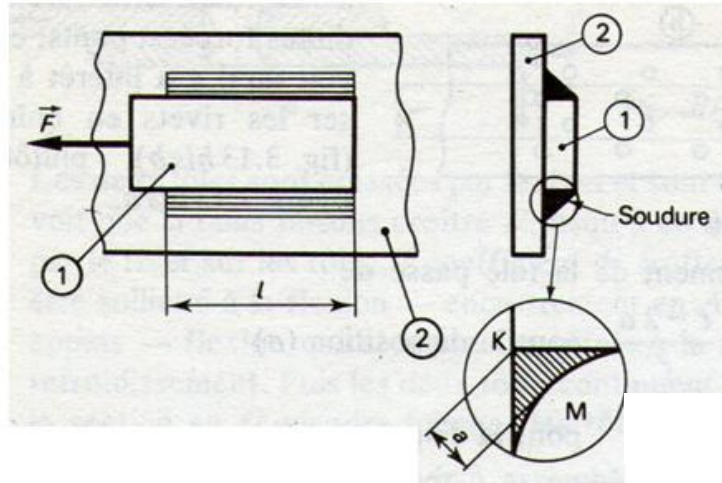


Fig. III. 37:Exemple d'une soudure d'angle.

Solution

$$\tau = \frac{F}{2A_e} \leq R_{pg}; A_e = 0,707 \times a \times l = 0,707 \times 5 \times l = 3,535 \times l$$

$$\text{d'où } \frac{F}{7,07 \times l} \leq 0,65 \times 240 \Rightarrow l \geq \frac{20000}{1102,92} \Rightarrow l \geq 18,13 \text{ mm.}$$

Exercice 02. Pour réunir deux plaques, on utilise souvent des soudures d'angle. Un tel cordon de soudure subit du cisaillement ainsi que de la tension ou de la compression, souvent aussi de la flexion.

Pour les deux plaques ci-dessous, quel effort de tension à admettre si la contrainte pratique de cisaillement est de 80 MPa?

La charge est appliquée à mi distance entre les soudures.

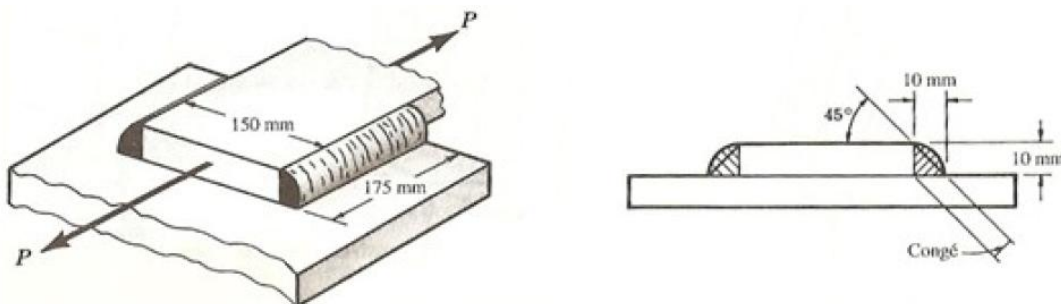


Fig. III-38 Exemple d'une soudure d'angle.

III.3.3 Collage

Même principe que le soudage. Le métal d'apport est remplacé par une colle spéciale qui est déposée sur les bords des pièces décapées. Souvent, la colle se solidifie à la température

ambiante. Pour certaines colles, une pression élevée entre les pièces à assembler est nécessaire.

Avantages:

- Pas de modification des caractéristiques du métal.
- Assemblage étanche.
- Assemblage isolant électriquement.
- Collage de métaux de nature différente.

Inconvénients

- Joint sensible à la chaleur.
- Résistance moins que celle de soudage.
- etc.

Le calcul de résistance est similaire à celui utilisé pour le soudage. Généralement, le joint de la colle subit une contrainte tangentielle de cisaillement.

Etude des exemples de collage

Les cylindres 1 et 2 sont collés comme l'indique la figure. La résistance à la rupture par traction de la colle est de 240 daN.cm^{-2} , sa résistance au cisaillement est de 180 daN.cm^{-2} . La colle est répartie uniformément sur le cylindre de diamètre 30mm et de longueur L inconnue. L'effort F supporté par le montage est de 2600 daN. Calculer la longueur L minimale à donner au joint collé du montage.

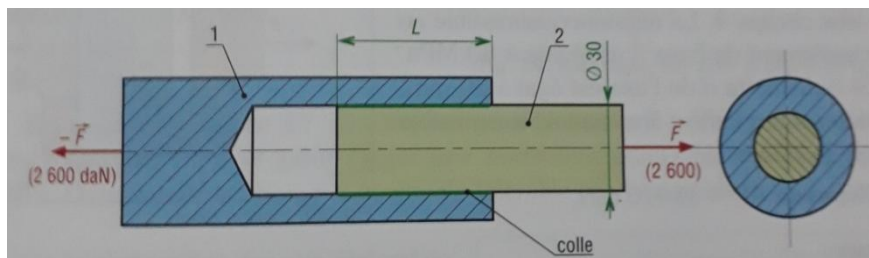


Fig. III-38 Exemple de collage

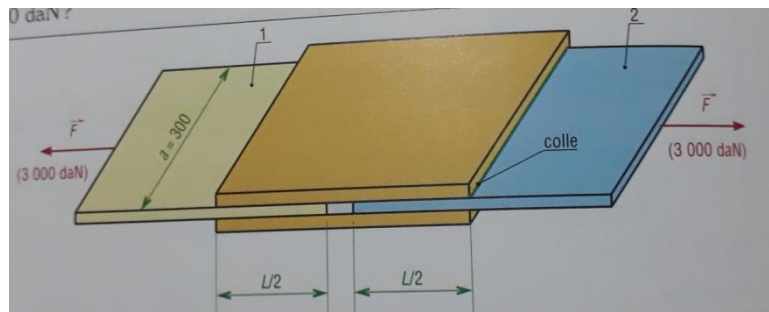
Solution

$$\tau = \frac{F}{A} \leq R_{pg} \text{ avec } A = \pi dL$$

$$\tau = \frac{F}{\pi dL} \leq R_{pg} \Rightarrow L \geq \frac{F}{\pi d R_{pg}} = \frac{26000}{3,14 \times 30 \times 18} = 15,33 \text{ mm}$$

$$L \geq 15,33 \text{ mm}$$

Exercice 2. Les feuilles de plastique 1 et 2 sont collées comme l'indique la figure proposée. La contrainte de cisaillement admissible dans le joint collé est 8 daN.cm^{-2} . Quelle est la longueur L nécessaire si l'ensemble supporte un effort de traction F de 3000 daN ?



Solution

$$\tau = \frac{F}{4A} \leq R_{pg} \text{ avec } A = \frac{L}{2} \times a = 150L$$

$$\text{d'où } \frac{F}{4 \times 150 \times L} \leq 0,8 \Rightarrow L \geq \frac{30000}{4 \times 150 \times 0,8} = 62,5$$

Chapitre IV: Les engrenages

IV. 1 Définition

Un engrenage est une liaison mécanique entre deux éléments tournants contenant des dents normalisées qui a pour but de transmettre par obstacles un couple ou une puissance entre deux arbres bien positionnés en changeant les caractéristiques (*Fig. IV-1*).

- La roue motrice est appelée roue menante ;
- La roue réceptrice est appelée roue menée.
- La petite roue est appelée pignon.



Fig. IV-1 : Exemple d'un engrenage pignon/roue dentée.

Applications : Boîtes de vitesse, pompes, horlogerie, etc.

Une combinaison d'engrenages est appelée train d'engrenages (*Fig. IV-2*). Ils peuvent avoir pour fonction :

- Réduction ou augmentation de la fréquence de rotation ;
- Réduction ou augmentation du couple moteur. ;
- Transformation des caractéristiques d'un mouvement (par exemple transformation d'un mouvement de rotation à un mouvement rectiligne).

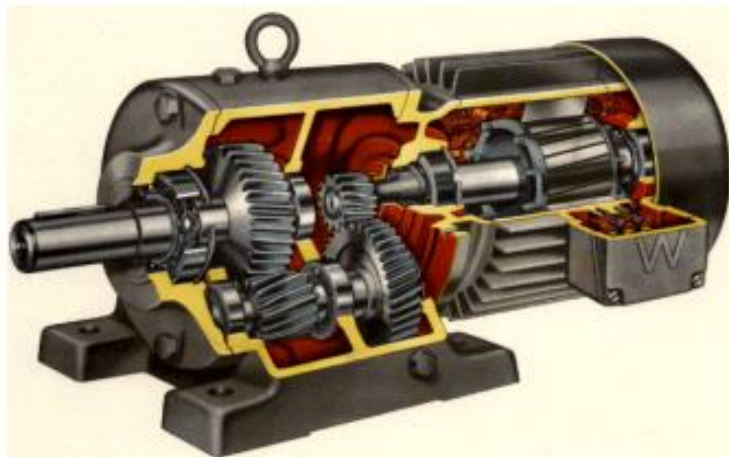


Fig. IV-2 : Train d'engrenages (exemple d'une boîte de vitesse).

Trois cas peuvent être envisagés pour les engrenages :

- Engrenage roue dentée - roue dentée (*Fig. IV-1*)
- Engrenage vis sans fin – roue dentée (*Fig. IV-3*)
- Engrenage roue dentée – crémaillère (*Fig. IV-4*)

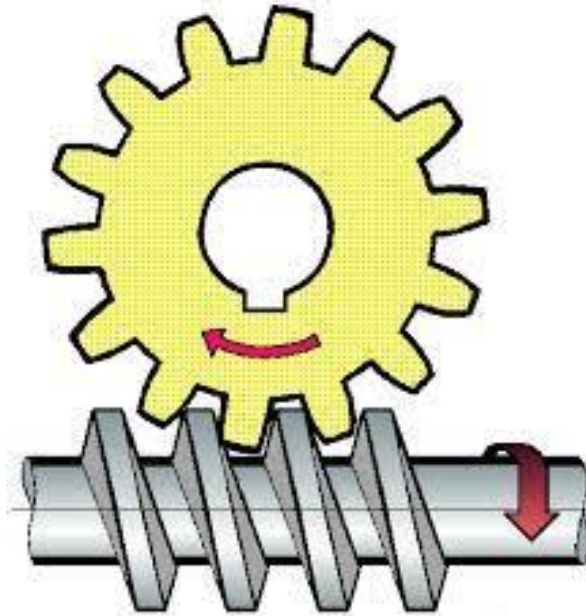


Fig. IV-3 : Engrenage roue dentée/Vis sans fin.



Fig. IV-4 : Engrenage roue dentée/ Crémaillère.

IV. 2 Types de contact

On distingue deux types de contact entre les dents d'un engrenage: contact intérieur et contact extérieur.

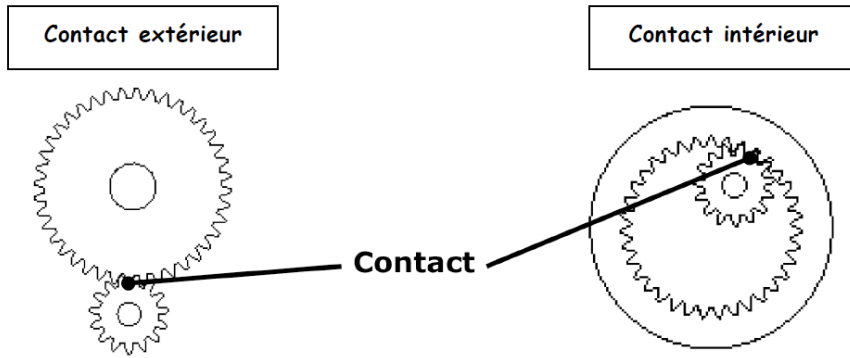


Fig. IV-5: Types de contact entre les dents d'un engrenage.

IV. 3 Types d'engrenages

On distingue trois types d'engrenages :

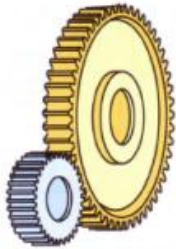
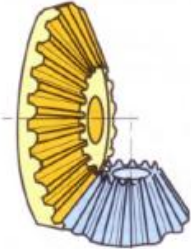
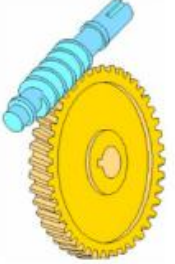
Engrenages parallèles	Engrenages concourants	Engrenages gauches
		

Fig. IV-6 : Différents types d'engrenages.

IV.3.1 Engrenages parallèles à denture droite

- *Définition*

Ce type d'engrenages est le plus utilisé dans les systèmes mécaniques, il se caractérise par un montage simple et économique (*Fig. IV-1*). Son rôle est de transmettre un couple ou une puissance entre deux arbres parallèles. Le couple transmis est modéré par rapport à un engrenage droit à denture hélicoïdale, *Fig. IV-7*.



Fig. IV-7 : Engrenage droit à denture hélicoïdale.

- *Schéma cinématique*

Le schéma cinématique est très important pour mettre en évidence les liaisons mécaniques existantes dans un mécanisme et les possibilités de mouvements relatifs entre les éléments du mécanisme. Ci dessous, on présente les schémas cinématiques qui peuvent être rencontrés dans le cas de transmission du mouvement par engrenage (*Fig. IV-8*).

Schémas cinématiques (normalisation)			
<p>helicoidale chevron</p>			
roue extérieure	roue intérieure	roue conique	roue et crémaillère
		<p>spirale</p>	<p>à vis globique roue creuse vis tangente</p>
denture extérieure	denture intérieure	engrenages coniques	roue et vis sans fin
engrenages droits			

Fig. IV-8 : Schémas cinématiques des différents types d'engrenage.

- *Caractéristiques géométriques d'un engrenage à denture droite*

Caractéristiques	Symbole	Unité	Formule
Nombre de dents	Z	-	-
Module	m	mm	-
Diamètre primitif	d	mm	$d = m \times Z$
Saillie	h_a	mm	$h_a = m$
Creux	h_f	mm	$h_f = 1,25 \times m$
Hauteur dent	h	mm	$h = 2,25m$
Pas au primitif	p	mm	$p = \frac{\pi d}{Z} = \pi m$
Epaisseur de la dent	e	mm	$e = \frac{\pi m}{2} = \frac{p}{2}$
Largeur de denture	b	mm	$b = k \cdot m$ k : Coefficient de largeur de denture ($7 \leq k \leq 12$)
Entraxe	a	mm	$a = \frac{d_1 + d_2}{2}$
Angle de pression	α	(°)	= 20° (valeur usuelle)

- *Formules utilisées pour le calcul d'un engrenage*

Paramètres	Symbole	Unité	Formule
Raison	r	-	$r = \frac{N_{men\ ee}}{N_{menante}} = \frac{d_{menante}}{d_{men\ ee}} = \frac{Z_{menante}}{Z_{men\ ee}}$
Vitesse angulaire	ω	rd/s	$\omega = 2\pi N$ N(tr/min)

Puissance transmise	P	watts	$P = C \times \omega$
Effort tangentiel	F_t	N	$F_t = F \times \cos \alpha = C/R$ R : rayon primitif
Effort radial	F_r	N	$F_r = F \times \sin \alpha$ $F_r = F_t \times \tan \alpha$
Effort sur la dent	F	N	$F = \frac{F_t}{\cos \alpha}$ $F = \sqrt{F_t^2 + F_r^2}$
Pour un rendement = 1	$\frac{C_1}{C_2} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1}$ <p>Ou encore :</p> $P_2 = C_2 \times \omega_2 = C_1 \times \omega_1$		

- *Train d'engrenage*

On appelle train d'engrenage une série d'engrenages de n sous-ensembles (ou n contacts). Chaque sous-ensemble présente un contact de raison r_i .

Raison du train : $r = (-1)^n \times \frac{\prod Z_{menantes}}{\prod Z_{menées}}$

- Si n est pair le mouvement est dans le même sens que le mouvement d'origine.
- Si n est impair le mouvement est dans le sens inverse que le mouvement d'origine.

NB/ Si le rapport de transmission (ou raison) est inférieur à 1 ($r < 1$) le système mécanique est un réducteur, dans le cas contraire le système est un multiplicateur.

- *Etude d'un exemple*

Un moteur électrique (Puissance $P = 1500$ W, Vitesse de rotation $N_m = 3500$ tr/min) entraîne une vis sans fin (1). Le mouvement de rotation de la vis sans fin (1) est transmis à l'arbre de sortie de la poulie (8) par la chaîne cinématique composée de 3 sous ensembles A,B et C.

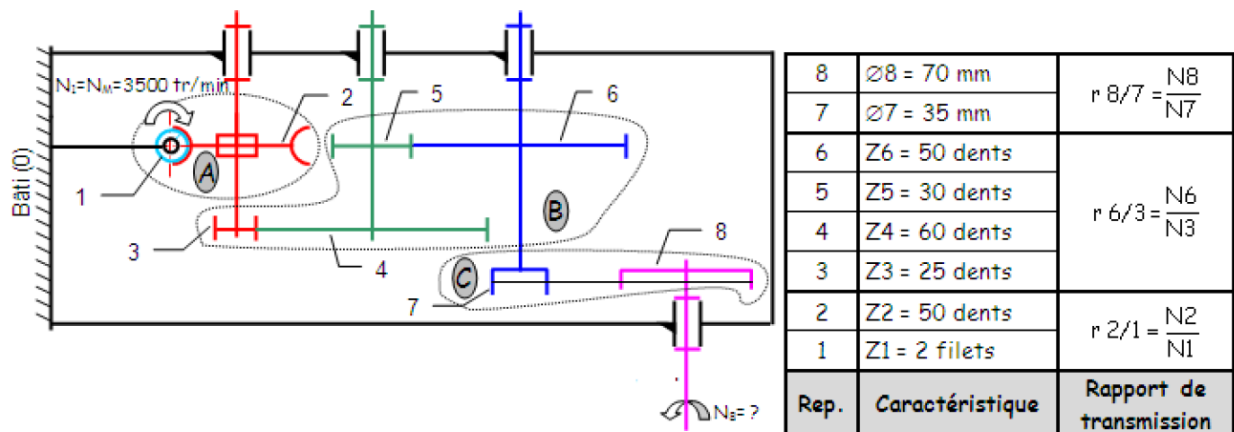
A : Un engrenage roue et vis sans fin (1) et (2)

B : Un train d'engrenages parallèles (3), (4), (5), (6)

C : Un ensemble poulies-courroie (7) et (8)

On donne :

Le schéma cinématique et les caractéristiques des différents éléments de la chaîne cinématique sont:



1. Exprimer littéralement puis calculer le rapport de transmission du sous-ensemble A, $r_{2/1} = N_2/N_1$.
2. Déterminer le rapport de transmission du sous-ensemble B, $r_{6/3} = N_6/N_3$, pour cela :
 - a. Donner le repère des roues menantes.
 - b. Donner le repère des roues menées
 - c. Exprimer littéralement le rapport de transmission $r_{6/3} = N_6/N_3$.
 - d. Calculer le rapport de transmission $r_{6/3} = N_6/N_3$.
3. Exprimer littéralement puis calculer le rapport de transmission du sous-ensemble C, $r_{8/7} = N_8/N_7$.
4. En fonction du nombre de contacts extérieurs du train d'engrenages B, donner le sens de rotation de (8) par rapport à (3) (inverse ou identique)
5. Exprimer puis calculer le rapport de transmission global $r_{8/1} = N_8/N_1$ en fonction de $r_{2/1}$, $r_{6/3}$ et $r_{8/7}$.
6. Exprimer littéralement la vitesse de rotation de l'arbre de sortie N_8 en fonction de N_1 ($N_1 = N_m$) et $r_{8/1}$ puis calculer N_8 en tr/min, en prenant $r_{8/1} = 1/200$.
7. Exprimer littéralement la vitesse de rotation angulaire ω_8 en fonction de N_8 puis calculer ω_8 en rad/s.
8. Exprimer littéralement la vitesse linéaire de la courroie V en fonction de ω_8 puis calculer V en m/s.
9. Exprimer littéralement le couple disponible sur l'arbre (8) C_8 en fonction de la puissance P_{et} de ω_8 puis calculer C_8 en N.m.

Hypothèse : Le rendement de la chaîne cinématique est égal à 1, la Puissance disponible sur l'arbre (8) est donc égale à la puissance du moteur $P = 1500 \text{ W}$.

Solution

1.
$$r_{2/1} = \frac{N_2}{N_1} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{2}{50} = 0,04$$
2.
$$r_{6/3} = \frac{N_6}{N_3} = \frac{Z_3 \times Z_5}{Z_6 \times Z_4}$$

- Roues menantes: 3 et 5
- Roues menées: 4 et 6

$$d'où r_{6/3} = \frac{25 \times 30}{60 \times 50} = 0,25$$

$$3. \quad r_{6/3} = \frac{N_8}{N_7} = \frac{\varnothing P_{\text{Poulieménante}}}{\varnothing P_{\text{Poulieménée}}} = \frac{35}{70} = 0,5$$

4. La roue (8) et la roue (7) tournent dans le même sens que la roue (3) car le nombre de contacts extérieurs du train d'engrenage B est pair (=2).

$$5. \quad r_{8/1} = r_{2/1} \times r_{6/3} \times r_{8/7} = \left(\frac{1}{25}\right) \times \left(\frac{1}{4}\right) \times \left(\frac{1}{2}\right) = 0,005$$

$$6. \quad r_{8/1} = \frac{N_8}{N_1} \rightarrow N_8 = r_{8/1} \times N_1 \quad \text{avec } N_1 = N_m$$

$$r_{8/1} = 0,005 \times 3500 = 17,5 \text{ tr/min}$$

$$7. \quad \omega_8 = \frac{2\pi N_8}{60} = 1,83 \text{ rd/s}$$

$$8. \quad V = \omega_8 \times R_{p8} = 1,83 \times \frac{35}{1000} = 0,064 \text{ m/s}$$

$$9. \quad C_8 = \frac{P}{\omega_8} = \frac{1500}{1,83} = 818,5 \text{ N.m}$$

- Efforts transmis

L'effort transmis entre deux roues dentées $\vec{F}_t = \vec{F}_{1 \rightarrow 2}$ est une force dont le point d'application est le point de contact des cercles primitifs et la ligne d'action est inclinée d'un angle α (angle de pression) par rapport à la tangente, Fig. IV-9.

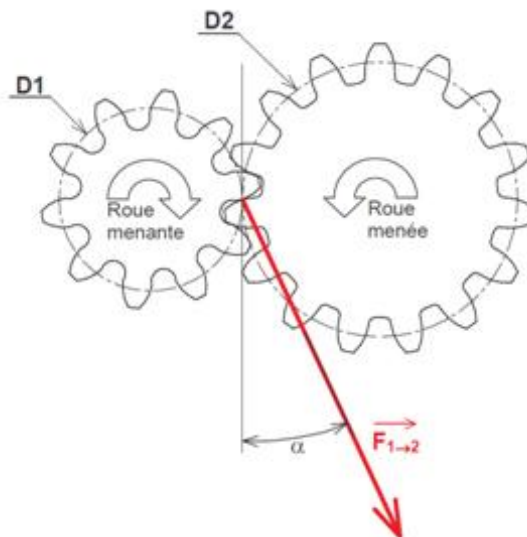


Fig. IV-9: Effort transmis dans le cas d'un engrenage parallèle à dentures droites.

L'effort transmis \vec{F}_t peut être décomposé en deux composantes: Force radiale qui est due à l'angle de pression et force tangentielle qui est la composante utile de transmission, Fig. IV-10.

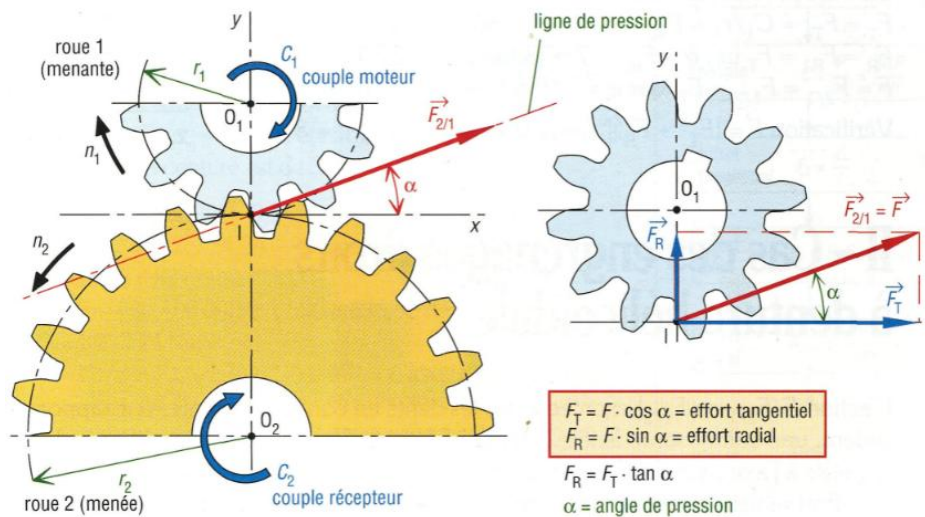


Fig. IV-10: Composantes de l'effort transmis dans le cas d'un engrenage parallèle à dentures droites.

Calcul des composantes de l'effort transmis: voir tableau ci-dessus.

Exemple de calcul des efforts (cas d'un engrenage à dentures droites):

Un pignon 1 ($Z_1=30$) tournant à une vitesse de 1200 tr/min transmet une puissance de 150 kW à une roue dentée 2 ($Z_2=50$). Déterminer les composantes de l'effort transmis sachant les données suivantes: $m=8$ et $\alpha=20^\circ$.

Solution

Revenons au tableau des formules, on peut écrire:

$$d_1 = mZ_1 = 8 \times 30 = 240 \text{ mm}$$

$$d_2 = mZ_2 = 8 \times 50 = 400 \text{ mm}$$

$$C_1 = P/\omega ; \omega = 2\pi N/60 = 2 \times 3,14 \times 1200/60 = 125,6 \text{ rd/s}$$

$$C_1 = 150000/125,6 = 1194,26 \text{ N.m}$$

$$r_{1/2} = Z_1/Z_2 = 30/50 = 0,6$$

$$\text{Si le rendement } \eta = 1: \frac{C_1}{C_2} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1}$$

$$\frac{C_1}{C_2} = 0,6 = > C_2 = C_1/0,6 = 1194,26/0,6 = 1990,43 \text{ N.m}$$

$$\text{d'où : } F_T = F_{T1} = F_{T2} = C_1/R_1 = 1194,26/0,12 \approx 9952 \text{ N} = 9,952 \text{ kN}$$

$$F_R = F_{R1} = F_{R2} = F_{T1} \times \text{tg}\alpha = 9,952 \times 0,364 = 3,62 \text{ kN}$$

$$F = \sqrt{F_T^2 + F_R^2} \approx 10,6 \text{ kN}$$

- *Calcul de la résistance mécanique de la dent*

Le calcul exact de la résistance mécanique de la dent reste toujours une approximation qui suppose toutes les dents soumises aux mêmes efforts et néglige les conditions de service (chocs, fatigue, etc.). Le contrôle expérimental à travers des essais normalisés est la méthode plus efficace pour déduire la résistance mécanique d'une dent. La méthode de Lewis applicable dans le cas d'un engrenage parallèle à denture droite est utilisée pour des approximations et des études simplifiées.

Principe de la méthode de Lewis

La dent est supposée sollicitée en flexion et peut être modélisée par une poutre encastree soumise à l'effort F supposé situé à son extrémité comme l'indique la Fig. IV-11.

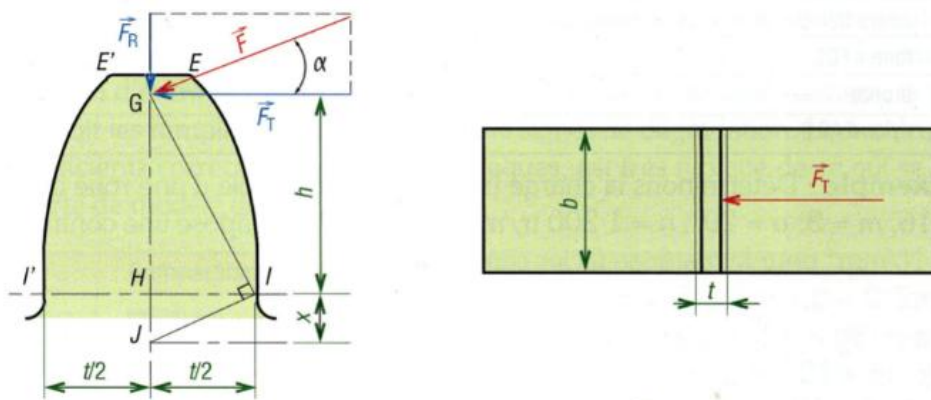


Fig. IV-11: Dent sollicitée en flexion simple.

NB/ L'effet de la force radiale est négligé devant l'effet de la force tangentielle.

L'étude de RDM indique que la contrainte maximale est située au pied de la dent (zone fragile II'). La relation simplifiée de la contrainte maximale est donnée par:

$$\sigma_{max} = \frac{F_T}{b \times m \times Y} \leq R_{pe}$$

b (mm): Largeur de la dent, $b = k \times m$ (voir tableau des formules ci-dessus)

m (mm): module

Y est un coefficient qui dépend de l'angle de pression α et du nombre de dents Z, Fig. IV-12.

R_{pe} (MPa): Résistance pratique admissible à la traction.

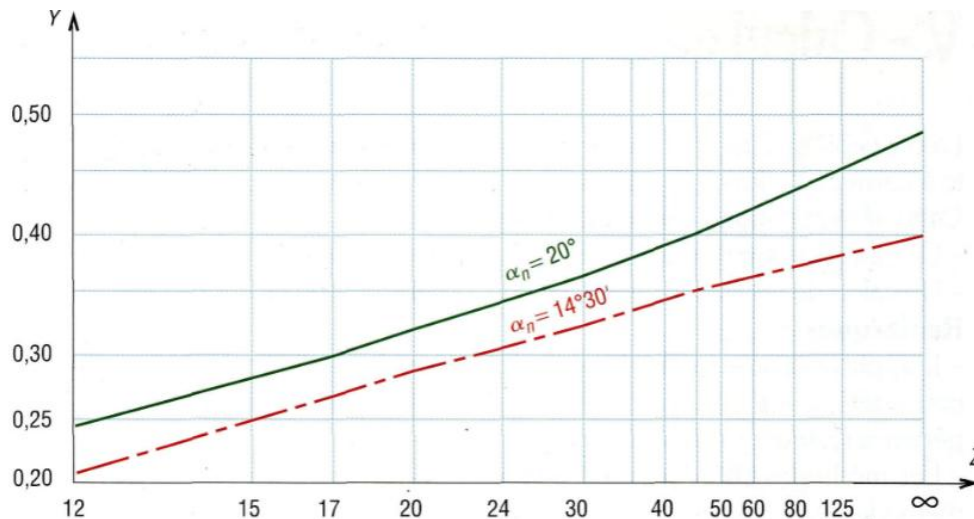


Fig. IV-12: Valeurs du coefficient Y.

Au besoin, un coefficient correcteur (K_v) permet de tenir compte des effets de la vitesse circonférentielle au diamètre primitif ($V = \pi \cdot N \cdot d / 60$).

$$\sigma_{max} = \frac{F_T}{b \cdot m \cdot Y \cdot K_v} \leq R_{pe} \text{ avec } K_v = \frac{6}{6+V}$$

V (m/s): Vitesse circonférentielle au diamètre primitif.

- *Etude d'un exemple*

Déterminer la charge tangentielle admissible d'une roue en acier de caractéristiques suivantes:

$Z = 16$; $m = 3$; $\alpha = 20^\circ$; $N = 1200$ tr/min; $k = 12$.

La contrainte admissible à la traction est égale à 210 MPa.

Solution

$$d = mZ = 3 \times 16 = 48 \text{ mm}$$

$$V = \frac{\pi N d}{60} = \frac{3,14 \times 1200 \times 48}{60} \approx 3016 \left(\frac{\text{mm}}{\text{s}} \right) \approx 3 \text{ m/s}$$

$$b = k \times m = 12 \times 3 = 36 \text{ mm}$$

$$K_v = \frac{6}{6+V} = \frac{6}{9} = 0,66$$

$Y(\alpha, Z) = 0,3$ (voir Fig. 12)

$$F_T \leq R_{pe} \times b \times m \times Y \times K_v = 210 \times 36 \times 3 \times 0,3 \times 0,66 = 4530 \text{ N}$$

$$F_T \leq 4530 \text{ N}$$

IV.3.2 Engrenage cylindrique à denture hélicoïdale

Présentant une résistance mécanique très importante, ce type d'engrenage est utilisé surtout pour la transmission de couples et puissances importantes. les dents des roues sont inclinées d'un certain angle β ($8^\circ < \beta < 30^\circ$) par rapport à l'axe de rotation des deuxarbres, *Fig. IV-13*.

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

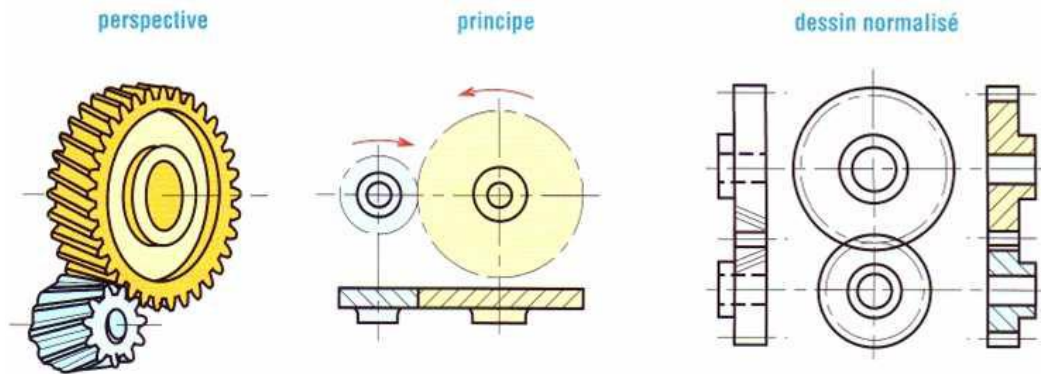


Fig. IV-13: Engrenage droit à denture hélicoïdale.

On distingue les dentures hélicoïdales à droite et les dentures hélicoïdales à gauche, *Fig. IV-14*.

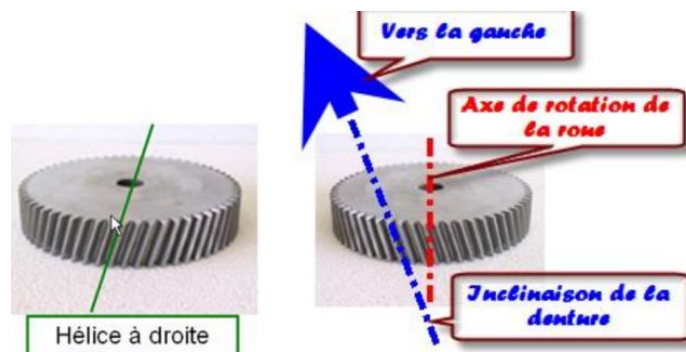


Fig. IV-14: Dentures hélicoïdales à droite/ Dentures hélicoïdales à gauche.

Efforts sur dentures (Fig. IV-15)

- Effort axial F_A dû à l'inclinaison de la denture;
- Effort radial F_R passant par le centre de la roue;
- Effort tangentiel F_T transmettant le couple et la puissance.

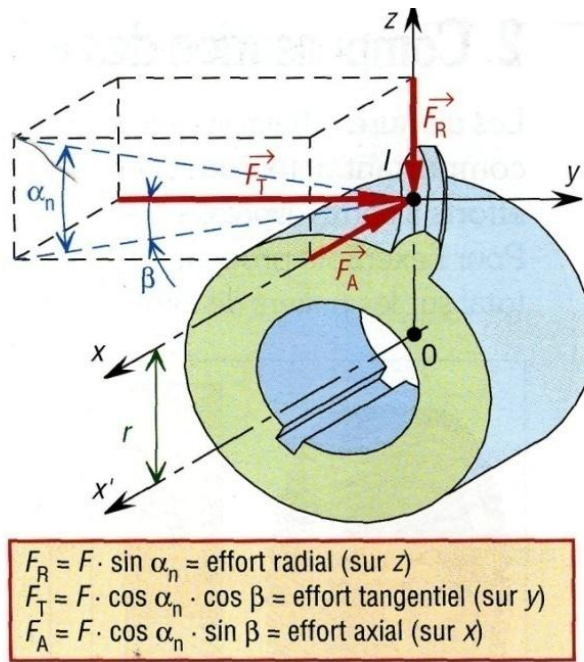


Fig. IV-15: Composantes de l'effort de contact dans le cas d'un engrenage à denture hélicoïdale.

- *Caractéristiques géométriques d'un engrenage à denture hélicoïdale*

Caractéristiques	Symbole	Unité	Formule
Nombre de dents	Z	-	-
Angle de l'hélice	β	(°)	
Moduleréel (normalisé)	mn	mm	-
Module apparent	mt	mm	$Mn/\cos\beta$
Pas réel	Pn	mm	-
Pas apparent	Pt	mm	$mt \times \pi$
Diamètre primitif	d	mm	$d = mt \times Z$
Diamètre de tête	da	mm	$d_a = d + 2mn$
Diamètre de pied	df	mm	$d_f = d - 2,5mn$
Saillie	h _a	mm	$h_a = m$

Creux	h_f	mm	$h_f=1,25 \times m$
Hauteur dent	h	mm	$h=2,25m$
Pas au primitif	p	mm	$p = \frac{\pi d}{Z} = \pi m$
Epaisseur de la dent	e	mm	$e = \frac{\pi m}{2} = \frac{p}{2}$
Largeur de denture	b	mm	$b=k.m$ k : Coefficient de largeur de denture ($7 \leq k \leq 12$)
Entraxe	a	mm	$a = \frac{d_1 + d_2}{2}$
Angle de pression	α	°	= 20° (valeur usuelle)

- *Comparaison entre denture droite et denture hélicoïdale*

Avantage de la denture hélicoïdale

- Transmission plus souple, plus progressive et moins bruyante;
- Conduite plus grande (2, 3 ou 4 couples de dents toujours en prise).
- Transmission d'efforts importants avec des vitesses de transmission élevées;
- Réalisation facile d'un entraxe imposé en faisant varier la valeur de l'angle d'hélice;
- Moins d'usure: chocs dus à la flexion des dents sont moindres.

Inconvénients

- Efforts parasites supplémentaires dus à l'angle d'hélice (force axiale sur les paliers de l'arbre et risque d'accentuer des couples de flexion de l'arbre), La poussée axiale se laisse éliminée par l'emploi de denture hélicoïdale double ou en chevrons.
- Utilisation impossible sous forme de baladeur (certaines boîtes de vitesses par exemple), c'est-à-dire que ces engrenages doivent toujours rester en prise.

NB/Pour des raisons de continuité et de progressivité la largeur b de la roue doit être supérieur au pas axiale P_x ($b \geq 1,2P_x$ est nécessaire, la valeur usuelle est $b \geq 2P_x$), Fig. IV-16.

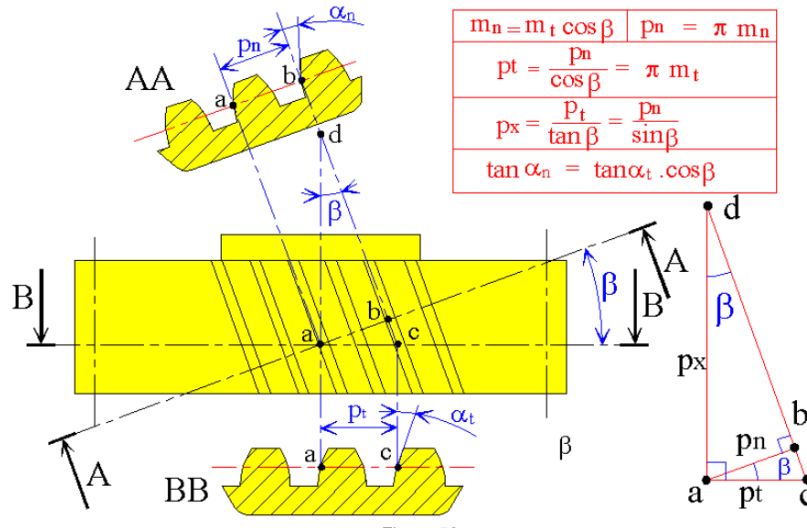


Fig. IV-16: Mise en évidence du pas axial P_x .

- *Définition d'une ligne d'action*

est la normale commune à deux profils conjugués apparents en leur point de contact. Dans un engrenage en développante à axes parallèles, la ligne d'action est une droite fixe, tangente commune aux deux cercles de base, Fig. IV-17.

- *Définition d'une ligne de conduite*

est le lieu des points de contact successifs de deux profils conjugués apparents. Dans un engrenage en développante à axes parallèles, la ligne de conduite est le segment de la ligne d'action compris entre le cercle de tête de la roue menée et le cercle de tête de la roue menante, Fig. IV-17.

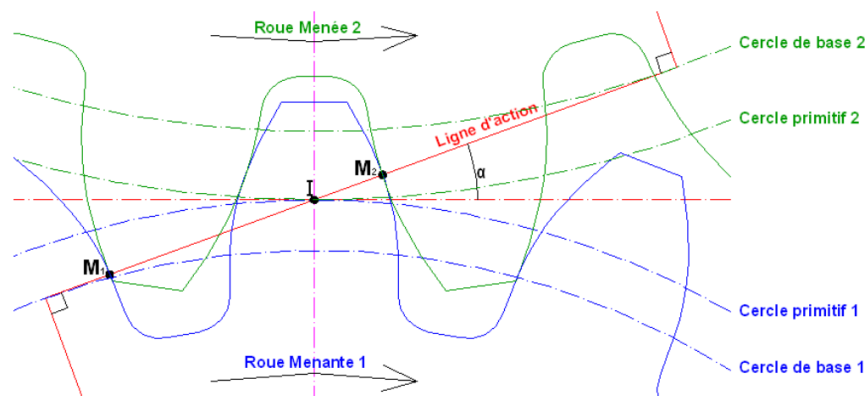


Fig. IV-17: Ligne d'action, Ligne de conduite (M_1IM_2).

Les engrenages à denture hélicoïdale permettent une transmission plus souple et plus progressive que les engrenages à denture droite, la transmission des efforts est plus importante parce que le nombre de dents en contact est plus élevé d'où une ligne de conduite plus large.

IV.3.3 Engrenages concourants

Principe

Un engrenage conique à axes concourants est utilisé principalement pour transmettre le mouvement entre deux arbres non parallèles dont les axes sont concourants ; les axes à 90° sont les plus courants. Les surfaces primitives ne sont plus des cylindres mais des cônes (cônes primitifs).

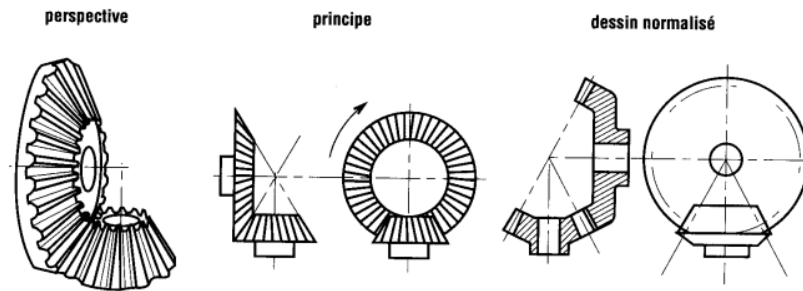


Fig. IV-18: Représentation schématique d'un engrenage conique à axes concourants

Il existe trois principaux types d'un engrenage conique à axes concourants:

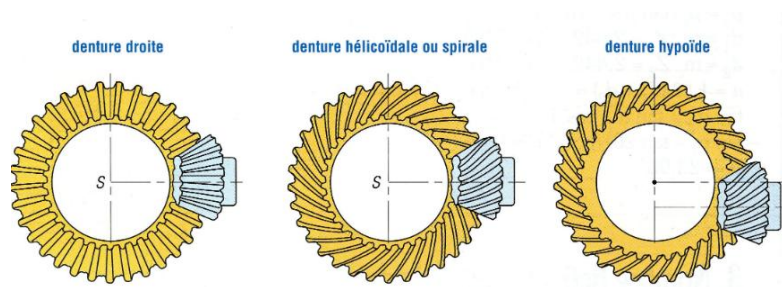


Fig. IV-19: Les trois principaux types d'un engrenage conique à axes concourants

a) Engrenages coniques à denture droite :

ce sont les plus simples. La direction des génératrices du profil de la denture passe par le sommet S. Aux vitesses élevées on retrouve les mêmes inconvénients que les engrenages droits à dents droites (bruits de fonctionnement, fortes pressions sur les dents...).

b) Engrenages coniques à denture hélicoïdale ou spirale :

ils sont conçus sur le même principe que les engrenages droits. Pour diminuer les bruits aux grandes vitesses et assurer une plus grande progressivité de la transmission, la denture droite est remplacée par une denture spirale (angle de pression usuel $\alpha_n = 20^\circ$ ou $14^\circ 30'$, angle de spirale 35°).

c) Engrenages hypoïdes :

variante complexe des précédents, avec les mêmes qualités générales, ils sont à mi-chemin entre les engrenages coniques et les engrenages roue et vis. Les axes des roues sont

orthogonaux mais non concourants, les surfaces primitives ne sont plus des cônes mais des hyperboloïdes (forme d'hyperbole). Le glissement ou le frottement entre les dents est élevé.

Caractéristiques des engrenages coniques à denture droite

La taille et la forme de la dent (module m , pas p , d , d_a , d_f , h , h_a , h_f) sont définies à partir du plus grand cercle ou sur l'extrémité la plus large de la denture.

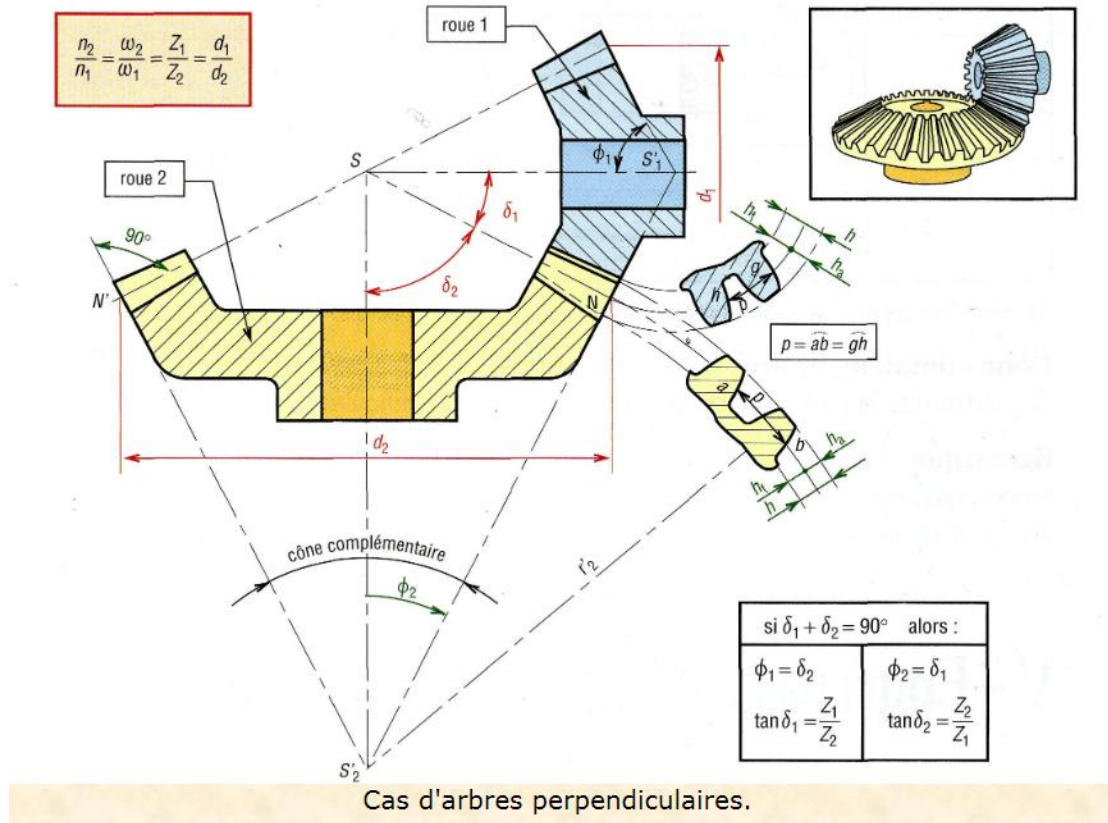
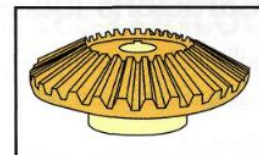
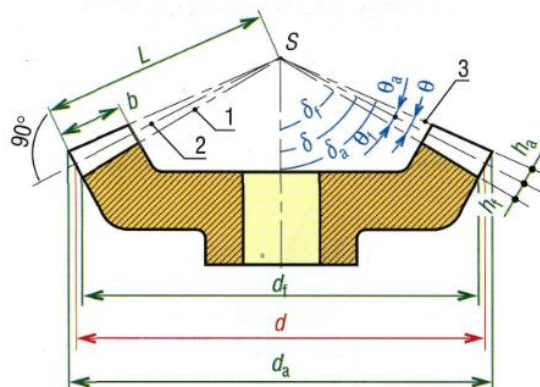


Fig. IV-20: Engrenages coniques à denture droite.

- *Principales caractéristiques des engrenages coniques à denture droite (voir annexe).*

Principales caractéristiques des engrenages coniques à denture droite		
caractéristiques	symboles ISO	observations et formules usuelles
vitesse angulaire	ω	$\omega = (\pi \cdot n)/30 \approx 0,1n$ (unités : rad/s)
nombre de tours/minute	n	n_1 (roue 1) n_2 (roue 2)
module	m	valeurs normalisées (tableau 1) mesurée sur cône complémentaire
pas primitif	p	$p = \pi \cdot m = 3,141\,59m$ (avec $p = p_1 = p_2$)
nombre de dents	z	Z_1 (roue 1) Z_2 (roue 2)
diamètre primitif	d	$d_1 = mZ_1$ et $d_2 = mZ_2$
angle primitif	δ	δ_1 (roue 1) δ_2 (roue 2)
angle de pression	α	valeur la usuelle $\alpha = 20^\circ$
angle de tête	δ_a	$\delta_a = \delta + \theta_a$
angle de creux	δ_f	$\delta_f = \delta - \theta_f$
angle de saillie	θ_a	$\tan \theta_a = 2m \cdot \sin \delta / d$
angle de creux	θ_f	$\tan \theta_f = 2,5m \cdot \sin \delta / d$
angle de hauteur	θ	$\theta = \theta_a + \theta_f$
longueur génératrice primitive		$L = d_1/2 \sin \delta_1 = d_2/2 \sin \delta_2$
largeur de dent	b	$L/4 \leq b \leq L/3$ (raisons de taillage)
saillie	h_a	$h_a = m$
creux	h_f	$h_f = 1,25m$
hauteur de dent	h	$h = h_a + h_f = 2,25m$
diamètre de tête	d_a	$d_a = d + 2m \cdot \cos \delta$
diamètre de pied	d_f	$d_f = d - 2,5m \cdot \cos \delta$
$\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$		$\delta_1 + \delta_2 < 90^\circ$
$\phi_1 = \delta_2$ $\phi_2 = \delta_1$ $\tan \delta_1 = Z_1/Z_2$ $\tan \delta_2 = Z_2/Z_1$		$\phi_1 = 90 - \delta_1$ $\phi_2 = 90 - \delta_2$ $\tan \delta_2 = \frac{\sin(\delta_1 + \delta_2)}{Z_1/Z_2 + \cos(\delta_1 + \delta_2)}$
		$\delta_1 + \delta_2 > 90^\circ$ $\phi_1 = 90 - \delta_1$ $\phi_2 = 90 - \delta_2$ $\tan \delta_2 = \frac{\sin[180 - (\delta_1 + \delta_2)]}{Z_1/Z_2 - \cos[180 - (\delta_1 + \delta_2)]}$

saillie	h_a	$h_a = m$
creux	h_f	$h_f = 1,25m$
hauteur de dent	h	$h = h_a + h_f = 2,25m$
diamètre de tête	d_a	$d_a = d + 2m \cdot \cos \delta$
diamètre de pied	d_f	$d_f = d - 2,5m \cdot \cos \delta$
$\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$		$\delta_1 + \delta_2 < 90^\circ$
$\phi_1 = \delta_2$ $\phi_2 = \delta_1$ $\tan \delta_1 = Z_1/Z_2$ $\tan \delta_2 = Z_2/Z_1$		$\phi_1 = 90 - \delta_1$ $\phi_2 = 90 - \delta_2$ $\tan \delta_2 = \frac{\sin(\delta_1 + \delta_2)}{Z_1/Z_2 + \cos(\delta_1 + \delta_2)}$
		$\delta_1 + \delta_2 > 90^\circ$ $\phi_1 = 90 - \delta_1$ $\phi_2 = 90 - \delta_2$ $\tan \delta_2 = \frac{\sin[180 - (\delta_1 + \delta_2)]}{Z_1/Z_2 - \cos[180 - (\delta_1 + \delta_2)]}$



- 1 : cône de pied
- 2 : cône primitif
- 3 : cône de tête

Principaux paramètres des roues coniques.

IV.3.4 Engrenages gauche

Exemple d'un engrenage roue dentée/vis sans fin. La transmission du mouvement se fait entre deux arbres orthogonaux dont les axes ne sont pas dans le même plan, *Fig. IV-15*. Cet engrenage présente l'avantage d'être plus silencieux et sans chocs, en contrepartie le glissement et le frottement important provoquent un rendement moins efficace.

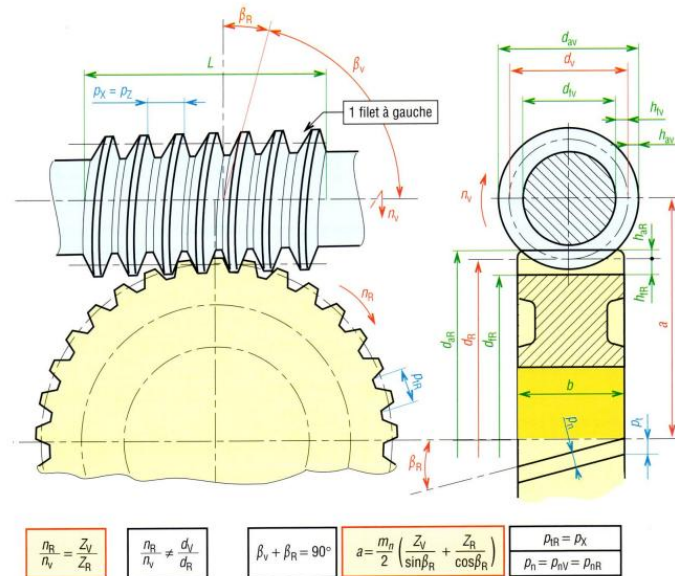


Fig. IV-21: Exemple d'un engrenage gauche roue dentée/vis sans fin.

IV.3.4 engrenages épicycloïdaux ou planétaires

Ils permettent de grands rapports de réduction sous un faible encombrement et sont abondamment utilisés dans les boîtes de vitesses automatiques. Les puissances transmises sont en général modérées et les rendements diminuent quand le rapport de réduction augmente. Leur étude est plus complexe que les autres cas. Particularité permettant de les identifier : les axes de rotation des roues appelés satellites ne sont pas fixes dans le bâti mais tourbillonnent par rapport aux autres roues (analogie avec le soleil et les planètes du système solaire).

Exemple d'un train épicycloïdal simple

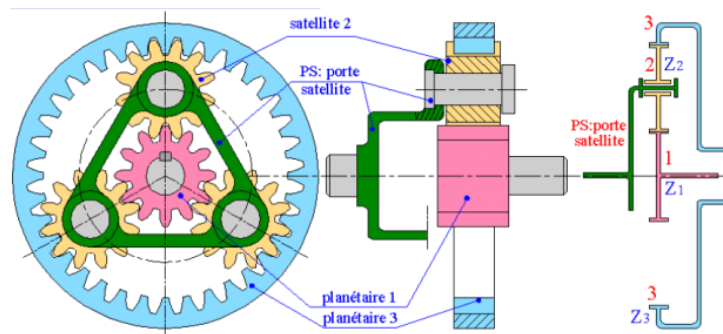


Fig. IV-22: Train épicycloïdal simple.

Cette configuration, la plus répandue, utilise un satellite à une seule roue dentée. Le rendement est bon et l'encombrement axial est faible. Le nombre des satellites est sans influence sur le rapport de transmission. Le fonctionnement n'est possible que si l'un des trois éléments 1, 3 ou PS est bloqué.

Formule de WILLIS:

$$\frac{n_1 - n_{PS}}{n_3 - n_{PS}} = (-1)^y \cdot \frac{Z_3}{Z_1} = (-1)^y \cdot \frac{\omega_1 - \omega_{PS}}{\omega_3 - \omega_{PS}}$$

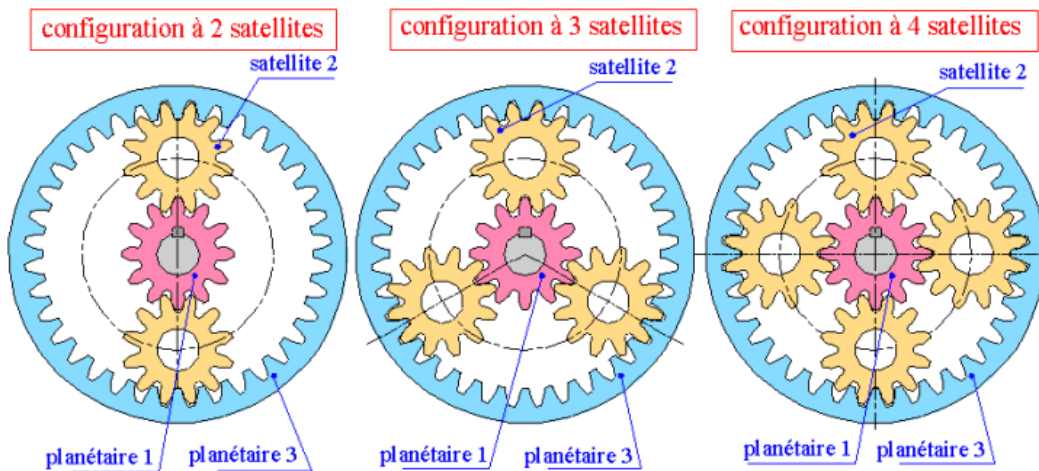


Fig. IV-23: Nombre des satellites est sans influence sur le rapport de transmission.

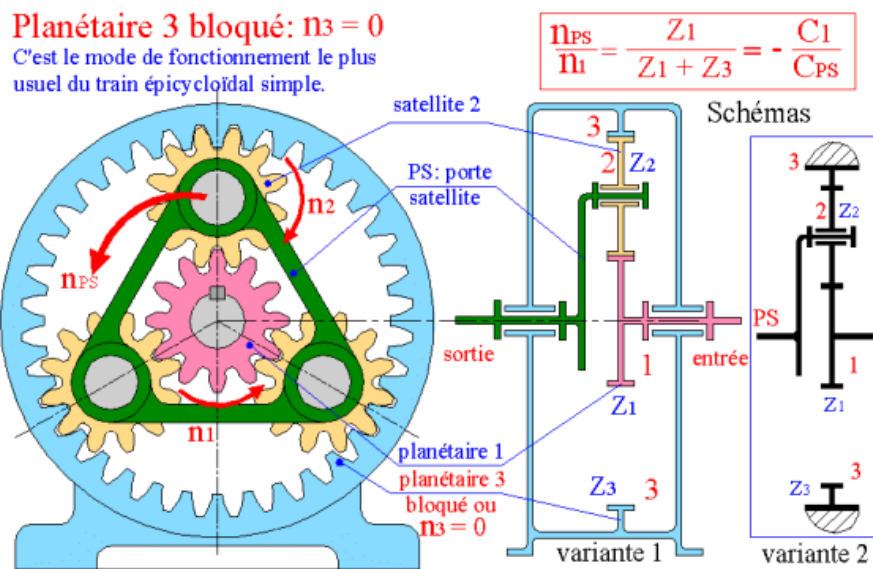


Fig. IV-24: Exemple de blocage du planétaire 3 ($n_3 = 0$).

Calcul du rapport de transmission lors du blocage du planétaire 3

La configuration avec planétaire 3 bloqué donne: planétaire 1 en entrée et porte satellite PS en sortie (ou inversement):

$$\frac{n_1 - n_{PS}}{0 - n_{PS}} = \frac{\omega_1 - \omega_{PS}}{0 - \omega_{PS}} = (-1)^1 \frac{Z_3}{Z_1}$$

$$\frac{n_1}{-n_{PS}} + 1 = \frac{\omega_1}{-\omega_{PS}} + 1 = -\frac{Z_3}{Z_1}$$

$$\frac{n_1}{n_{PS}} = \frac{\omega_1}{\omega_{PS}} = 1 + \frac{Z_3}{Z_1} = \frac{Z_3 + Z_1}{Z_1} \quad \Longrightarrow \quad \boxed{\frac{n_{PS}}{n_1} = \frac{\omega_{PS}}{\omega_1} = \frac{Z_1}{Z_1 + Z_3} = -\frac{C_1}{C_{PS}}}$$

C_1 est le couple exercé sur le planétaire 1.

C_{PS} est le couple exercé sur le porte-satellite PS.

Chapitre V Les roulements

V.1 Définition

Un roulement est un élément très important en construction mécanique qui est utilisé pour assurer un bon guidage en rotation des arbres avec peu de frottement. Un roulement est généralement composé de deux bagues (intérieure et extérieure), des éléments roulants (billes, rouleaux ou aiguilles), et une cage qui assure le positionnement des éléments roulants l'un par rapport à l'autre, *Fig. V-1*.

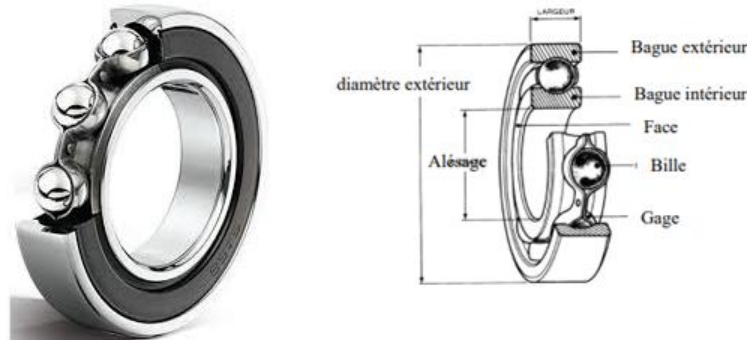
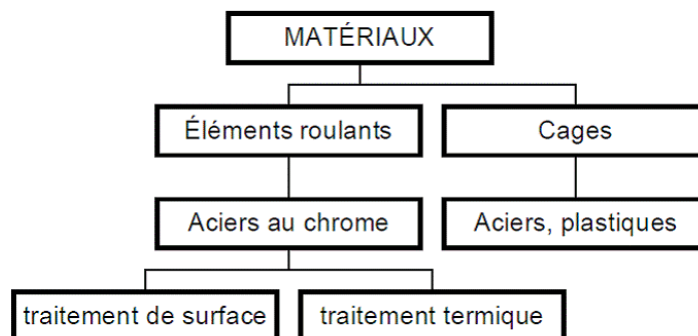


Fig.V-1: Eléments constituant un roulement à bille.

Avantages de roulements

- Frottement de roulement est inférieur à celui du glissement \Rightarrow diminution des pertes
- Production en série \Rightarrow précision et qualité à un prix raisonnable
- Faible sensibilité aux variations de charges, vitesses et températures \Rightarrow bonne fiabilité
- Utilisation et choix normalisés \Rightarrow interchangeabilité

V.2 Matériaux pour roulements



IV.3 Types de roulements

- *Roulements à billes*
 - Ils supportent des charges radiales élevées.
 - Conviennent aux grandes vitesses et petits roulements.

- Ne supportent pas les chocs.
- Prix de revient modéré.
- Les roulements à billes obliques (une rangée et deux rangées) supportent des charges axiales élevées.

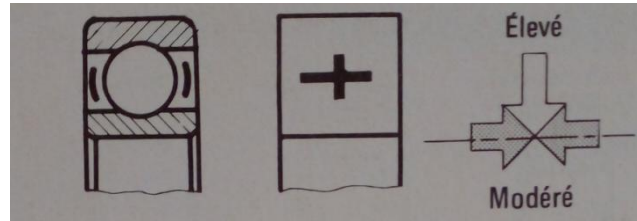


Fig. V-2a: Roulement à une rangée de billes Type BC.

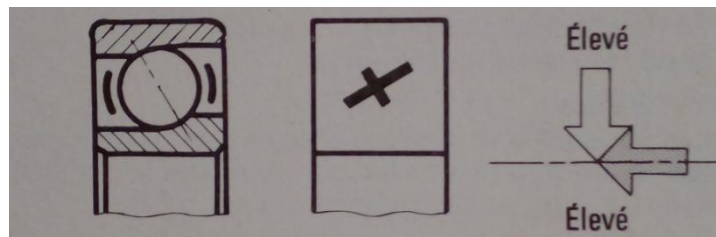


Fig. V-2b: Roulement à une rangée de billes à contact oblique Type BN et BT.

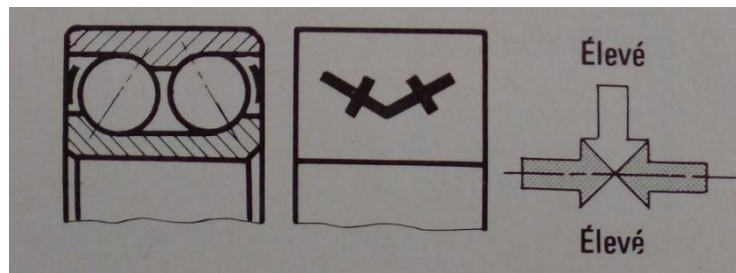


Fig. V-2c: Roulement à deux rangées de billes à contact oblique Type BE.

Domaine d'utilisation

- Moteurs électriques
 - Pompes
 - Roues d'automobiles
 - etc.
- *Roulements à rouleaux coniques*
- Supportent des charges axiales et radiales très élevées.
 - Supportent les chocs.

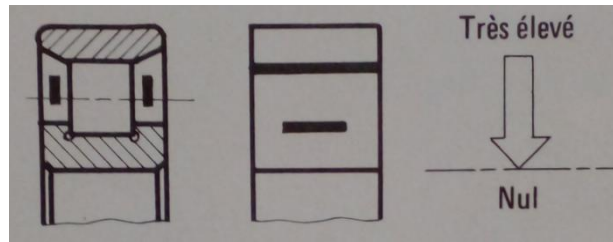


Fig. V-3a: Roulement à rouleaux double épaulement (sur bague intérieure Type RN, sur bague extérieure Type RU).

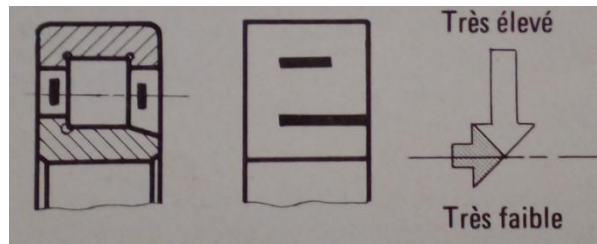


Fig. V-3b: Roulement à rouleaux épaulement sur les deux bagues Type RJ.

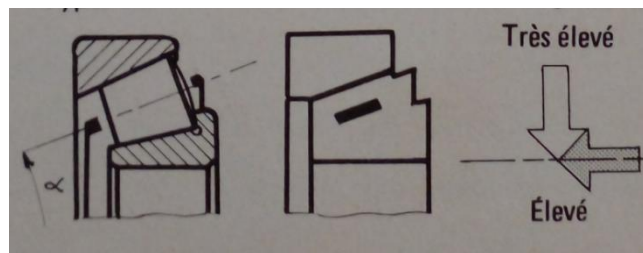


Fig. V-3c: Roulement à rouleaux Coniques Types KA-KB-KC-KD et KE suivant l'angle.

Domaine d'utilisation

Le roulement à rouleaux coniques est utilisé dans grand nombre d'applications industrielles (poids lourds, engins, turbines, etc.) . Il est utilisé notamment pour les guidages qui doivent subir de gros efforts. Il se retrouve également dans des applications où les charges radiales sont importantes et les vitesses de rotations sont élevées (agriculture, cimenteries, etc.).

➤ *Roulements à aiguilles*

- Supportent des charges radiales très élevées avec chocs.
- Encombrement réduit.

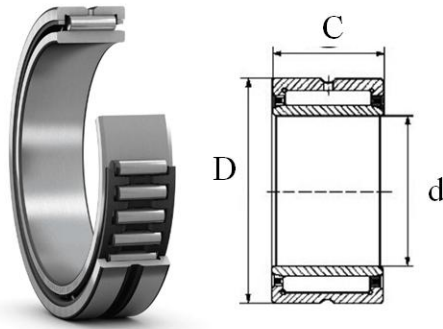


Fig.V-4: Roulement à aiguille.

Domaine d'utilisation

Ces roulements qui allient robustesse, précision et endurance concernent tous les marchés de l'industrie et sont très présents notamment dans:

- l'automobile,
- les deux roues,
- les outillages portatifs (perceuses, tronçonneuses,...),
- les machines de construction,
- les pompes et moteurs.

NB/Il existe d'autres types de roulements tels que roulements à rotule, butées, etc.

Exemple de montage des roulements

Guidage en rotation d'un arbre porte-meule.

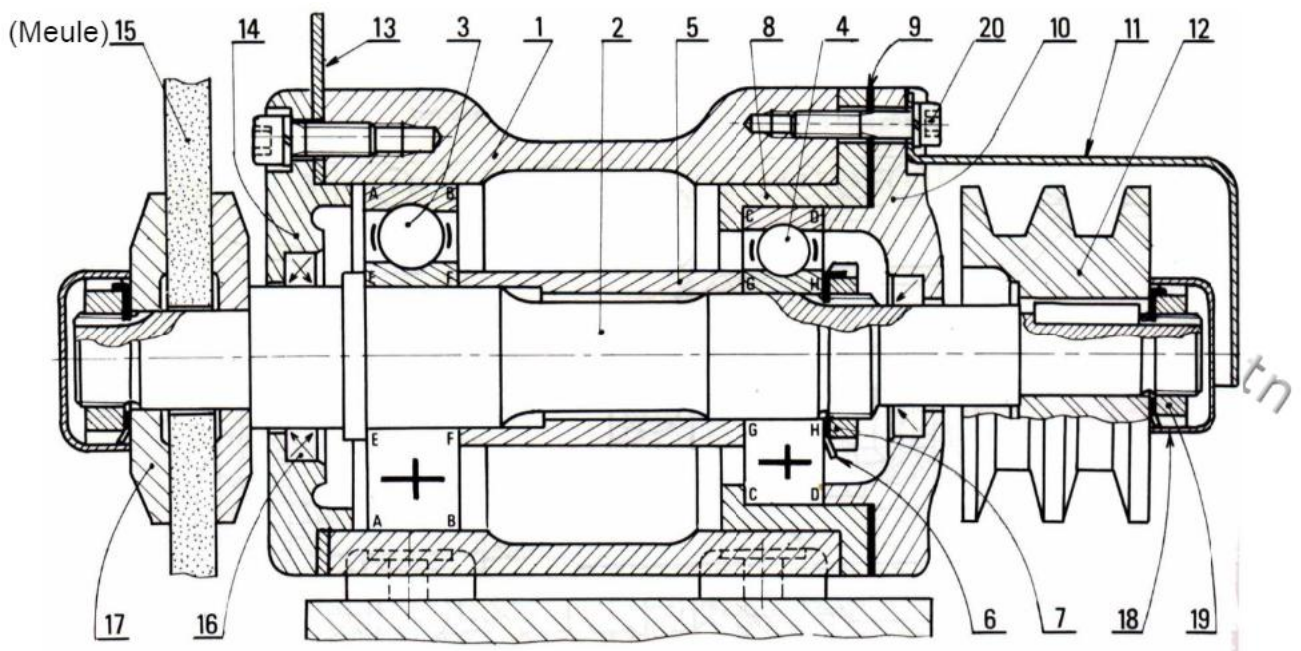


Fig.V-5a: Guidage en rotation d'un arbre porte-meule.

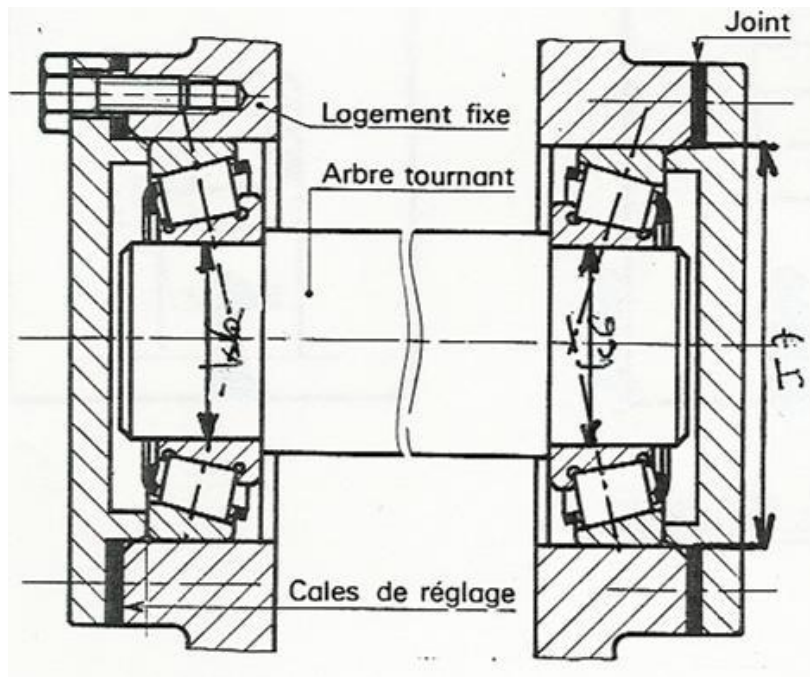


Fig.V-5b: Exemple de montage de roulement à rouleaux coniques

IV.4 Calcul de la durée de vie en fatigue des roulements

La durée de vie d'un roulement est définie par la période de temps pendant laquelle il peut fonctionner sans présenter des signes de fatigue tels que : écaillage, fissuration, etc. Elle dépend en premier lieu du nombre de rotations probables que le roulement est capable d'effectuer avant de montrer les premiers signes de fatigue.

Des facteurs de risque peuvent entrainés la défaillance prématurée du roulement tels que : lubrification insuffisante, fissures, endommagement des joints d'étanchéité, mauvais choix de type de roulement, etc. **L'écaillage par exemple (Fig. IV.6) est dû à une lubrification insuffisante du roulement.**



Fig. V-6: Exemple d'un écaillage d'une bague intérieure d'un roulement à billes à contact oblique.

- *Endurance nominale L_{10}*

La durée de vie L_{10} d'une série de roulements identiques, soumis à la même charge, est égale au nombre de tours, ou de révolutions, réalisés par 90 % des roulements de la série avant qu'apparaissent les premiers signes de fatigue.

La durée de vie d'un roulement est variable selon:

- La régularité des efforts,
- La température de fonctionnement,
- La lubrification,
- L'étanchéité.

- *Durée de vie corrigée L_n : fiabilité différente de 90 %*

Si l'on désire obtenir une durée de vie L_n supérieure à L_{10} , ou une fiabilité supérieure à 90 %, celle-ci peut être obtenue par $L_n = a_1.L_{10}$ avec $a_1 = 4,48 [\ln(100/F)]^{2/3}$; avec F = fiabilité en %.

Ci-dessous, un tableau qui présente quelques valeurs de L_n pour des fiabilités supérieure à 90 %.

Tableau V.1: Durée de vie corrigée pour quelques valeurs de fiabilité supérieure à 90%.

F en %	90	95	96	97	98	99	99,5	99,9
L_n	L_{10}	L_5	L_4	L_3	L_2	L_1	$L_{0,5}$	$L_{0,1}$
a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21	0,15	0,06

- *Fiabilité F et probabilité de défaillance D ($L < L_{10}$)*

$$D = 1 - F \text{ avec } F = \exp \left[- \left(\frac{\left(\frac{L}{L_{10}} \right) - 0,02}{4,439} \right)^{1,483} \right]$$

Exemple :

la durée de vie prévue d'un roulement est $L_{10} = 10\ 000$ heures. On souhaite connaître la fiabilité après 5 000 heures de fonctionnement juste avant extinction de la garantie commerciale.

$$L/L_{10} = 5\ 000/10\ 000 = 0,5$$

$$F = \exp \left[- \left(\frac{\left(\frac{L}{L_{10}} \right) - 0,02}{4,439} \right)^{1,483} \right] = 0,963\ 7$$

D'où $D = 1 - F = 0,0363$ (3,63 %).

- *Charge statique C_0*

Charge créant une déformation plastique de 0.01% de l'élément de roulement (bille ou rouleau) ou du chemin de roulement à l'arrêt ou à de très petites vitesses. Dans la pratique, les roulements sont utilisés sous des charges au moins 5 fois plus faibles que C_0 . Dans le cas limite ($\epsilon_e = 0,01\%$, on peut calculer le coefficient de résistance au roulement:

- *Capacité de charge dynamique C*

Les roulements ont une durée de vie limitée malgré que les matériaux qui sont utilisés dans sa fabrication sont très résistants aux sollicitations mécaniques (notamment à la fatigue). Un roulement doit avoir une bonne résistance à l'usure, aux chocs, à la corrosion ainsi qu'une bonne stabilité dimensionnelle. Par exemple l'acier au chrome 100 Cr6 pour roulements est utilisé pour la fabrication des bagues et des billes des roulements standard WIB.

La charge dynamique de base C , d'une série de roulements identiques, est la charge radiale (axiale pour une butée), constante en intensité et en direction, que peut endurer 90 % des roulements du groupe pendant ou plus d'un 1 million de tours, avant qu'apparaissent les premiers signes de fatigue. C'est-à-dire, Un lot de 100 roulements identiques est soumis au cours d'un essai à sa charge de base C [$F_r = C$], 90 roulements du lot auront une durée de vie qui atteindra ou dépassera 1 million de tours ($L_{10} = 1\text{million}$).

Remarque: On peut définir une charge dynamique corrigée C' tel que: C' :

$$C' = C \cdot f_T$$

avec f_T est un facteur de température.

- *Relation entre durée de vie L_{10} et charge dynamique C*

$$L_{10} = (C/P)^n$$

L_{10} : durée de vie du roulement en millions de tours

C : charge dynamique de base

P : charge équivalente exercée sur le roulement

$n = 3$ pour les roulements à billes

$n = 10/3$ pour les roulements à rouleaux

La durée de vie L_{10H} (en heures de fonctionnement) est donnée par:

$$L_{10h} = L_{10} \cdot 10^6 / 60 \cdot N$$

L_{10} : millions de tours

N : vitesse de rotation en tr/min.

Exemple:

Un catalogue de roulements donne, pour un roulement à billes à contact radial, une capacité de charge dynamique C égale à 6 300 daN. Le roulement supporte une charge P de 2 100daN. Déterminer la durée de vie L_{10} et L_{10H} si la vitesse de rotation de l'arbre est de 200 tr/min.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^n = \left(\frac{6300}{2100}\right)^3 = 27 \text{ millions de tours}$$

$$\text{d'où } L_{10h} = L_{10} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot N} = \frac{27 \times 10^6}{60 \times 200} = 2250h.$$

- *Calcul de la charge dynamique équivalente P*

La charge équivalente P est une charge radiale pure, donnant exactement la même durée de vie que la combinaison charge axiale F_a plus charge radiale F_r réellement exercée sur le roulement. P est différente de la charge combinée F.

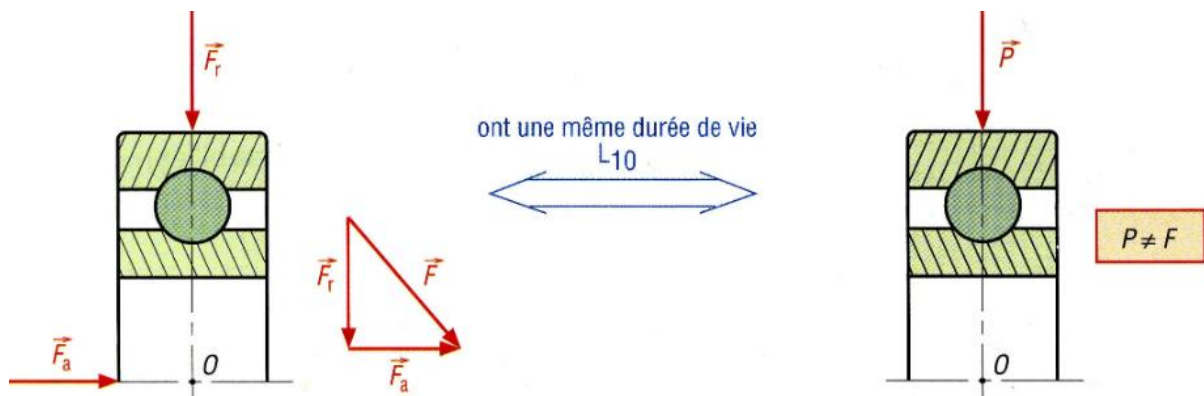


Fig.V-7: Charge équivalente P et charges exercées F_a et F_r .

Dans le cas général, F_a et F_r étant connues, la charge P est calculée à l'aide de la relation :

$$P = X F_r + Y F_a$$

X et Y sont des coefficients normalisés liés à la nature du roulement et à ses dimensions

Remarques :

- Si la bague extérieure tourne par rapport à la direction de la charge la valeur de P est calculée par :

$$P = 1,2 \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

- Les relations précédentes sont obtenues à partir des courbes expérimentales d'équidurée.

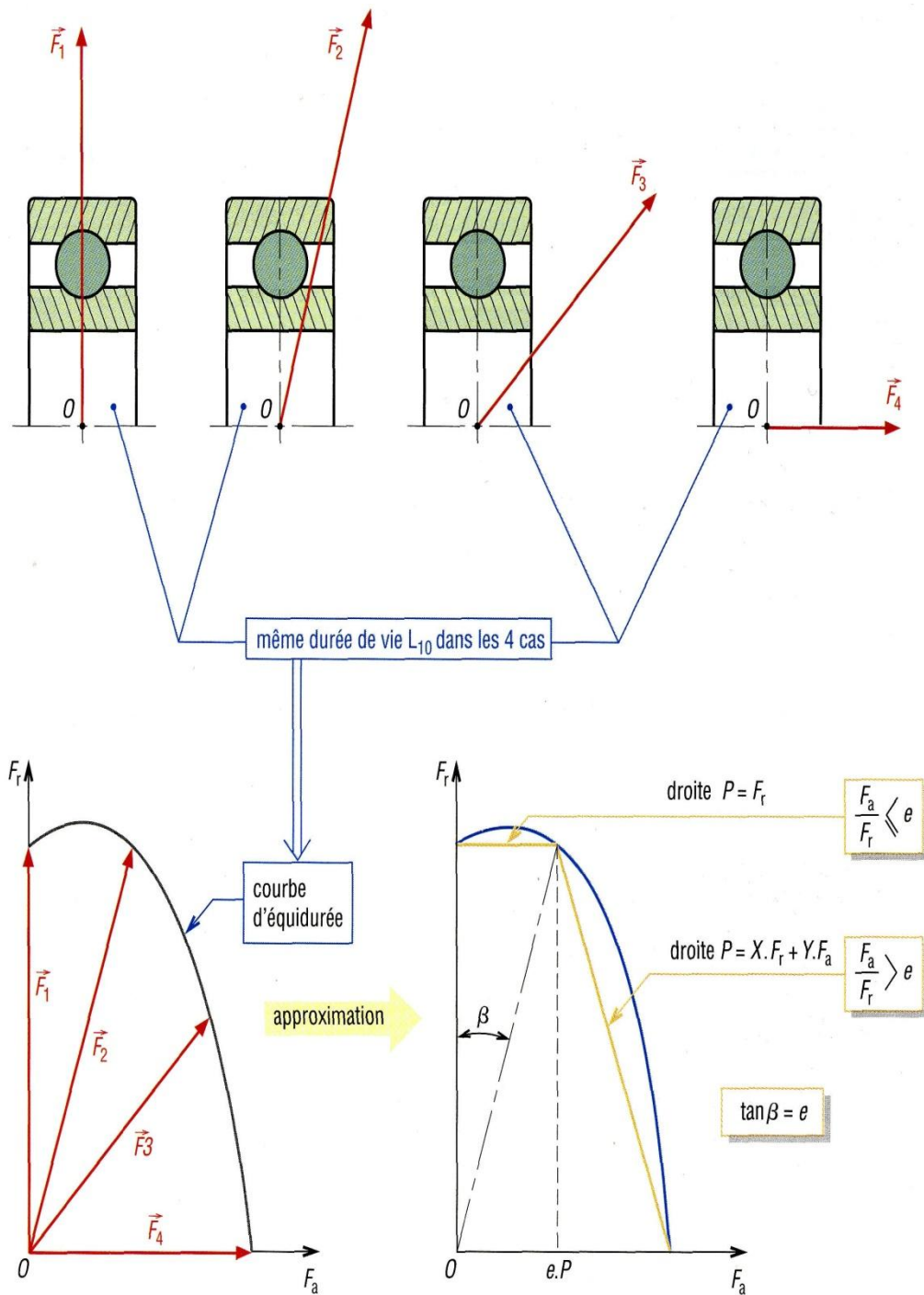


Fig.V-8: Courbes expérimentales d'équidurée.

Sous l'action des charges F_1 , F_2 , F_3 ou F_4 le roulement a la même durée de vie.

La courbe d'équidurée est obtenue en traçant la courbe passant par les extrémités des charges précédentes, toutes tracées à partir du même point d'application O .

Cette courbe est ensuite approximée par des droites pour en simplifier l'exploitation (permet de définir les coefficients X , Y , $e = \tan \beta$...).

Tableau V.2: Valeurs des coefficients X et Y suivant le type de roulement

Valeurs des coefficients X et Y suivant types de roulement									
roulements rigides à billes (à contact radial)									
si $\frac{F_a}{F_r} \leq e$ alors $P = F_r$ (X=1 et Y=0)									
si $\frac{F_a}{F_r} > e$ alors $P = 0,56.F_r + Y.F_a$									
les valeur de e et Y dépendent du rapport $\frac{f_0.F_a}{C_0}$ ou $\frac{F_a}{C_0}$ (voir ci-dessous)									
$\frac{f_0.F_a^*}{C_0}$	0,172	0,345	0,689	1,03	1,38	2,07	3,45	5,17	6,89
$\frac{F_a^{**}}{C_0}$	0,014	0,028	0,056	0,084	0,110	0,170	0,283	0,42	0,5
X*	0,56	0,56	0,56	0,56	0,56	0,56	0,56	0,56	0,56
Y*	2,30	1,99	1,71	1,55	1,45	1,31	1,15	1,04	1,00
e*	0,19	0,22	0,26	0,28	0,30	0,34	0,38	0,42	0,44
* : valeurs NF ISO 281 ; ** : valeurs usuelles									
roulements à rotules sur billes					roulements à rotules sur rouleaux				
si $\frac{F_a}{F_r} \leq e$ alors $P = F_r + Y_1.F_a$					si $\frac{F_a}{F_r} \leq e$ alors $P = F_r + Y_1.F_a$				
si $\frac{F_a}{F_r} > e$ alors $P = 0,65.F_r + Y_2.F_a$					si $\frac{F_a}{F_r} > e$ alors $P = 0,67.F_r + Y_2.F_a$				
avec $\begin{cases} e = 1,5.\tan(\alpha) \\ Y_1 = 0,42.\cotan(\alpha) \\ Y_2 = 0,65.\cotan(\alpha) \end{cases}$					avec $\begin{cases} e = 1,5.\tan(\alpha) \\ Y_1 = 0,45.\cotan(\alpha) \\ Y_2 = 0,67.\cotan(\alpha) \end{cases}$				
les valeurs de e, Y ₁ et Y ₂ sont indiquées dans les tableaux de dimensions avec d, D, b et r.					les valeurs de e, Y ₁ et Y ₂ sont indiquées dans les tableaux de dimensions avec d, D, b et r.				

roulements à rouleaux coniques									
si $\frac{F_a}{F_r} \leq e$ alors $P = F_r$ si $\frac{F_a}{F_r} > e$ alors $P = 0,4.F_r + Y.F_a$ avec $\begin{cases} e = 1,5.\tan(\alpha) \\ Y = 0,4.\cotan(\alpha) \end{cases}$ les valeurs de e, Y sont indiquées dans les tableaux de dimensions avec d, D, b et r .						roulements à deux rangées si $\frac{F_a}{F_r} \leq e: P = F_r + Y_1.F_a$ si $\frac{F_a}{F_r} > e: P = 0,67.F_r + Y_2.F_a$ avec $\begin{cases} e = 1,5.\tan(\alpha) \\ Y_1 = 0,45.\cotan(\alpha) \\ Y_2 = 0,67.\cotan(\alpha) \end{cases}$ mêmes valeurs que rotules sur rlx			
roulements à billes à contact oblique									
		roulements à une rangée et roulements en tandem (duplex T)				roulements à deux rangées et duplex en X et en O			
		si $\frac{F_a}{F_r} \leq e$		si $\frac{F_a}{F_r} > e$		si $\frac{F_a}{F_r} \leq e$		si $\frac{F_a}{F_r} > e$	
α degrés	e	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
20	0,57	1	0	0,43	1,00	1,0	1,09	0,70	1,63
25	0,68	1	0	0,41	0,87	1,0	0,92	0,67	1,41
30	0,80	1	0	0,39	0,76	1,0	0,78	0,63	1,24
35	0,95	1	0	0,37	0,66	1,0	0,66	0,60	1,07
40 *	1,14	1	0	0,35	0,57	1,0	0,55	0,57	0,93
45	1,33	1	0	0,33	0,50	1,0	0,47	0,51	0,81
* la valeur $\alpha = 40^\circ$ est la plus courante ; pour les angles $\alpha < 20^\circ$ les valeurs de e et y dépendent de $\frac{F_a}{C_0}$.									

V.5 Choix des roulements

Catalogues: SKF, FAG, NSK, TIMKEN, Thomson, Renault, etc.

Exercices d'application

Exercice 1. Un roulement à billes à contact radial de dimensions : $d = 20$ mm, $D = 47$ mm et $B = 14$ mm, de capacité : $C = 12\ 800$ N et $C_0 = 6\ 600$ N, supporte la charge combinée P : $F_a = 2\ 000$ N, $F_r = 4\ 000$ N. La vitesse de rotation est de 200 tr/min. Calculer la durée de vie L_{10} en nombre de tours et L_{10h} en heures du roulement.

Solution:

Par définition: $L_{10} = (C/P)^n$ et $L_{10h} = L_{10} \cdot 10^6 / 60 \cdot N$

$$L_{10} = (C/P)^n$$

avec $P = X F_r + Y F_a \rightarrow$ alors $P = 0,56 F_r + Y \cdot F_a$ (voir Tableau ci-dessus).

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{2000}{6000} = 0,33 > e \text{ On prend par exemple } e=0,3 \text{ (pour que la relation soit vérifiée).}$$

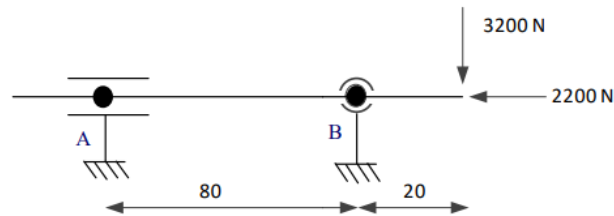
Donc selon le Tableau ci-dessus pour roulements à billes à contact radial: $X=0,56$ et $Y=1,45$

$$d'où: P = 0,56 F_r + Y \cdot F_a = 0,56 \times 4000 + 1,45 \times 2000 = 5140N$$

$$L_{10} = (C/P)^n = (12800/5140)^3 = 15,44 \text{ millions de tours}$$

$$d'où L_{10h} = L_{10} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot N} = \frac{15,44 \times 10^6}{60 \times 200} \approx 1287h.$$

Exercice 2. On donne le schéma cinématique d'un mécanisme à roulement:



- Roulement à billes à contact radial : 30*55*13
o C = 12600 N ; Co = 8200 N
- N = 100 tr/min

- Appliquer le PFS pour déterminer les efforts au niveau des roulements A et B
- Déterminer la charge équivalente P du roulement B
- Calculer la durée de vie L_{10} , puis L_h

Solution:

1. Détermination des efforts statiques au niveau de A et B:

$$\sum_{F_x} \rightarrow = \rightarrow_0 \Rightarrow F_{aB} = 2200N \text{ et } F_{aA} = 0$$

$$\sum_{F_y} \rightarrow = \rightarrow_0 \Rightarrow F_{rB} + F_{rA} - 3200 = 0$$

$$\sum_{F_y} \rightarrow = \rightarrow_0 \Rightarrow F_{rB} + F_{rA} - 3200 = 0$$

$$\sum_{M_B} \rightarrow = \rightarrow_0 \Rightarrow -3200 \times 20 - F_{rA} \times 80 = 0 \Rightarrow F_{rA} = -800N$$

$$d'où: F_{rB} = 4000N$$

2. Calcul de la charge équivalente P: $P=X.F_r + Y.F_a$

- Roulement B: $F_{aB}= 2200N$ et $F_{rB}=4000N \rightarrow P_B=0,56 \times F_{rB} + Y \cdot F_{aB} = 4770N$ ($X=0,56$ et $Y=1,15$).

X et Y sont déterminés selon le Tableau V.2.

3. Calcul de la durée de vie L_{10} et L_{10h}

Par définition: $L_{10} = (C/P)^n$ et $L_{10h} = L_{10} \cdot 10^6 / 60 \cdot N$

- Roulement B: $L_{10} = (C/P)^n = (12600/4770)^3 = 18,43$ millions de tours

$$L_{10h} = L_{10} \cdot 10^6 / 60 \cdot N = \frac{18,43 \times 10^6}{60 \times 100} = 3071,66h$$

Exercice 3.

Données :

- Roulement à rouleaux cylindriques
- $N=1500$ tr/min ; $C=27$ kN ; $P=2$ kN

Question :

- Déterminer la fiabilité de ce roulement au bout de 10 000 heures
- Quelle est la durée de vie correspondant à une fiabilité de 0,98 ?

Solution

On calcule d'abord la durée de vie L_{10h} :

$$L_{10} = (C/P)^n \text{ et } L_{10h} = L_{10} \cdot 10^6 / 60 \cdot N$$

$$L_{10} = (C/P)^n = (27/2)^3 = 2460,375 \text{ millions de tours}$$

$$L_{10h} = L_{10} \cdot 10^6 / 60 \cdot N = 2460,375 \times 10^6 / 60 \times 1500 = 27337,5h$$

Déterminons maintenant la fiabilité du roulement au bout de 10000h:

$$F = \exp \left[- \left(\frac{\left(\frac{L}{L_{10}} \right)^{-0,02}}{4,439} \right)^{1,483} \right] = \exp \left[- \left(\frac{\left(\frac{10000}{27337,5} \right)^{-0,02}}{4,439} \right)^{1,483} \right] = 0,98 = 98\%$$

d'où la probabilité de défaillance $D = 1 - F = 0.02 = 2 \%$.

Références bibliographiques

- **Livres**

1. Guide de Mécanique; Jean-Louis Fanch; Edition Nathan.
2. Dossier de Technologie de construction; André Ricordeau et Claude Corbet; Edition Casteilla.
3. Eléments de machines (2^{ème} édition); Gilbert Drouin, Michel Gou, Pierre Thiry et Robert Vinet.
4. Eléments de Machines; M. Szwarcman; Techniques et documentation Lavoisier.
5. Précis de construction mécanique; Tome 3: Projets-Calculs, dimensionnement et normalisation; M. Dejans, H. Lehu, D. Sacquepey et D. Spenlé; Edition Nathan.
6. Manuel de construction mécanique; Guillaume Sabatier; Edition Dunod.
7. Sciences industrielles de l'ingénieur; A. Caignot et V. Crespel; Edition Vuibert.
8. Détermination des éléments de machines; A. Bourdon et Lionel Manin; TechnoSup.
9. Conception et calcul des éléments de machines; J. F. Debongnie; 2013.

- **Thèses et mémoires**

1. Assemblages par éléments filetés : Eléments de technologie et dimensionnement; Dr. HAMZA-CHERIF Sidi Mohammed; 2017.
2. Conception d'un support fixateur pour l'étude des caractéristiques mécaniques des boulons (essai de traction); Ouahrani Zoheir; 2017.

- **Sites internet**

1. http://elts_machines22/chapitre-5-caracteristique-mecanique-pdf-4-ko-fix_chap-lmod5.pdf
2. http://Elts_machines22/chapitre-vi-calcul-des-assemblages-boulons-et-soudures_compress.pdf
3. http://Elts_machines22/conception_calcul_assemblages_soudes.pdf
4. http://Elts_machines22/Cours%20Des%20Filetages%20-%20Construction%20Mécanique.pdf
5. http://Elts_machines22/Cours+Rlt+16+17.pdf
6. http://D:/Elts_machines22/etude%20des%20engrenages.pdf
7. http://Elts_machines22/guidages_en_rotation_par_ROULEMENTS.pdf
8. http://D:/Elts_machines22/les_assemblages_mecanique_prof.pdf
9. http://www.zpag.net/Machines_Simples/Engrenage_efforts_sur_les_dentures.htm
10. <https://www.soudeurs.com/site/conception-et-dimensionnement-des-cordons-de-soudure-453/>
11. http://www.zpag.net/Machines_Simples/Engrenage_Conique_Axe_Concourants.htm