

République Algérienne Démocratique et Populaire  
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique  
Université des Sciences et de la Technologie d'Oran Mohamed Boudiaf

Faculté de Génie Electrique  
Département d'Automatique

**POLYCOPIE**

**Construction et Calcul des Eléments de  
Machines**

Présenté par :

**Mr. SLIMANE Abdelkader**

Année Universitaire 2018/2019

# INTRODUCTION

Cet ouvrage s'adresse essentiellement aux étudiants de 3ème année licence LMD de la filière Electromécanique. Il comporte plusieurs cours de calcul des éléments et organes des machines, il est considéré comme document de travail dans la spécialité d'Electromécanique et il peut être aussi un aide-mémoire pour les étudiants des autres années en construction mécanique et en fabrication de la filière génie mécanique. Il contient aussi quelques exercices corrigés.

Ce polycopié s'articule autour de cinq chapitres. Un rappel sur les principales notions de la normalisation, généralités sur les mesures et le système international des unités.

Le deuxième chapitre concerne les différents types d'assemblage des éléments de machines surtout les assemblages rigides permanents, soit par moyen mécanique comme le rivetage, ou bien par adhésion physico-chimiques comme le soudage, et le collage.

Le troisième chapitre est consacré à l'étude des arbres de transmission et les organes d'appui comme les roulements, le but de ce chapitre est de donner aux étudiants les méthodes de vérification de résistance des arbres de transmission et les différents roulements en se basant essentiellement sur les calculs de la résistance des matériaux.

Le quatrième chapitre est dédié à l'étude des éléments et les organes de transmission de puissance et de couple en calculant les différents rapports pour caractériser le mouvement étudié soit par friction, courroies, chaînes ou bien par les engrenages.

Le cinquième chapitre présente une partie importante qui étudie l'arrêt du mouvement par un moyen de freinage (frein). Dans cette partie, on trouve les différents types de freins et l'avantage de chaque type selon le domaine d'utilisation soit un frein linéaire, frein à bande ou bien frein à sabot.

Les connaissances acquises dans cet ouvrage sont d'un intérêt majeur pour les étudiants notamment dans les matières de Dessin technique, Mécanismes industriels et transmission de puissance et en RDM.

# SOMMAIRE

INTRODUCTION.....	1
Chapitre I : GENERALITES SUR LES MESURES .....	6
LES NORMES .....	7
1. Notion de la normalisation .....	7
2. Différents types de normes.....	7
2.1. Quelques exemples de différentes normes : .....	7
3. Généralités sur la mesure .....	8
3.1. Définitions .....	8
4. Le système d'unités internationales et ses symboles .....	9
5. Organisation de la normalisation.....	9
6. Avantages de la normalisation .....	9
7. Liste des bureaux d'études, associations et sociétés de la normalisation.....	10
Chapitre II : ASSEMBLAGE DES ELEMENTS DE MACHINES .....	11
1. Critères de calcul .....	12
2. Coefficient de sécurité.....	12
I. ASSEMBLAGE PAR FORCES D'ADHESION PHYSICO-CHIMIQUES .....	14
ASSEMBLAGE PAR SOUDAGE .....	14
1. Définition .....	14
2. Mode d'assemblage .....	15
3. Choix du mode de soudage .....	15
4. Procédés de soudage.....	15
5. Notions de calcul de cordon de soudure.....	15
6. Notions de contraintes admissibles des cordons .....	16
7. Conditions de non rupture de cordon de soudure.....	18
8. Coefficient de qualité de joint de soudure.....	18
9. Soudure par brasure.....	19
10. Types de brasure .....	20
ASSEMBLAGE PAR COLLAGE.....	22
1. Définition .....	22
2. Avantages et inconvénients du collage .....	22
3. Différents types de collage .....	23
4. Calcul d'un assemblage collé.....	24
II. ASSEMBLAGE PAR MOYENS MECANIQUES .....	26
ASSEMBLAGE PAR RIVETAGE .....	26
1. Définition .....	26
2. Avantages et inconvénients .....	26

3.	Formes des têtes des rivets .....	26
4.	Mise en place des rivets .....	26
5.	Montage des rivets .....	27
5.1.	Montage à chaud .....	27
5.2.	Montage à froid .....	27
6.	Disposition des rivets .....	27
6.1.	Disposition en chaîne .....	27
6.1.	Disposition en quinconce .....	28
7.	Calcul des rivets .....	28
7.1.	Estimation du diamètre de rivet.....	28
7.2.	Vérification au cisaillement.....	28
7.3.	Nombre de rivets .....	30
7.4.	Déformation due au cisaillement.....	30
7.5.	Calcul des rivets montés à chaud.....	30
Chapitre III : ARBRE DE TRANSMISSION ET ORGANE D'APPUI .....		32
ROULEMENTS .....		33
1.	Définition .....	34
2.	Constitution d'un roulement.....	34
3.	Différents types de roulements.....	35
3.1.	Roulements à billes à contact radial .....	35
3.2.	Roulements à billes à contact oblique .....	35
3.3.	Roulements à rotule sur billes .....	36
3.4.	Butées à billes.....	37
3.5.	Les roulements à rouleaux cylindrique.....	37
3.6.	Les roulements à rouleaux conique .....	38
3.7.	Les roulements à aiguilles .....	38
4.	Avantages inconvénients .....	39
4.1.	Avantage :.....	39
4.2.	Inconvénients : .....	39
5.	Règle générale de montage des roulements .....	39
6.	Types de montage.....	40
6.1.	Montage en « X » .....	41
6.2.	Montage en « O » .....	41
7.	Calcul des roulements .....	42
7.1.	Charge dynamique équivalente [P] .....	42
7.2.	Recherche des valeurs de X et Y.....	42
7.3.	Durée nominale du roulement : .....	43

7.4. Charge dynamique de base : .....	43
7.5. Comparaison entre C et $C_{\text{Catalogue}}$ : .....	44
8. Calcul statique des roulements .....	44
8.1. Calcul des charges statiques : .....	44
8.2. Calcul de coefficient de sécurité : .....	44
Exemple .....	44
ARBRES DE TRANSMISSION .....	45
1. Définition .....	46
2. Classification des arbres .....	46
3. Sollicitations des arbres .....	46
4. Marche à suivre dans le calcul des arbres .....	46
5. Calcul d'un arbre à l'aide du code ASME .....	47
6. Coefficient de sécurité par la méthode de Van Mises – Henckey .....	48
7. Calcul des tourillons .....	50
7.1. Tourillon soumis à la torsion : .....	50
7.2. Tourillon soumis à un effort tranchant : .....	50
Chapitre VI : ORGANES DE TRANSMISSION .....	51
TRANSMISSION PAR FRICTION .....	52
1. Définition .....	53
2. Avantages et inconvénients .....	53
3. Rapport de transmission .....	53
4. Transmission des efforts .....	54
4.1. Cas sans glissement .....	54
4.2. Cas avec glissement (cas réel) .....	54
4.3. Pression de contact (relation de Stribeck) .....	55
4.4. Couple transmissible .....	56
Exemple .....	56
TRANSMISSION DE PUISSANCE PAR COURROIE .....	58
1. Définition .....	59
2. Différents types de courroies .....	59
3. Avantages et inconvénients .....	59
4. Matériaux des courroies .....	60
5. Calcul des courroies plates .....	60
5.1. Courroies non croisée à axes parallèles .....	60
5.2. Courroies croisée à axes parallèles .....	62
5.3. Courroies à axes perpendiculaires .....	63
6. Analyse des forces (Cas d'une courroie plate) .....	63

6.1.	Equation d'Euler.....	64
6.2.	Tension due à la force centrifuge .....	65
6.3.	Puissance nominale transmise .....	65
6.4.	Puissance effective transmise par une courroie ( $P'$ ).....	66
6.5.	Fréquence du passage ( $ft$ ).....	66
6.6.	Contraintes induites (courroies plates) .....	66
	EXEMPLE.....	67
	TRANSMISSION PAR CHAÎNE .....	69
1.	Définition .....	70
2.	Fonction.....	70
3.	Constitution d'une chaîne.....	70
4.	Avantages et inconvénients .....	71
5.	Le rapport de transmission .....	71
6.	Différents types de chaînes.....	71
	EXEMPLE 1 .....	73
	EXEMPLE 2.....	74
	ENGRENAGES .....	75
1.	Définition .....	76
2.	Fonction.....	76
3.	Types d'engrenages .....	76
3.1.	Autres formes .....	77
4.	Caractéristiques de la roue .....	79
4.1.	Le pas et le module.....	79
4.2.	Rapport de réduction (Transmission) .....	80
4.3.	Le rendement.....	80
4.4.	Cas d'un train d'engrenage.....	81
	Exemple 1 .....	81
	Exemple 2 .....	82
	Chapitre V : LES FREINS .....	83
	FREINS .....	84
1.	Définition .....	85
2.	Types de frein.....	85
3.	Etude d'un frein linéaire.....	85
4.	Frein à bande : .....	87
5.	Frein à sabot (bloc) :.....	89
	Références bibliographiques .....	91

## **CHAPITRE I : GENERALITES SUR LES MESURES**

# LES NORMES

## 1. Notion de la normalisation

La normalisation permet de définir les normes internationales grâce aux bureaux d'études spécialisés dans chaque domaine. Ils permettent de satisfaire les besoins de l'industrie en éliminant les complications et les difficultés ainsi que en dimensionnant le nombre de type et variété des pièces.

Donc, la normalisation c'est un ensemble des règles techniques qui résultent de l'accord du producteur-consommateur ayant pour but d'unifier et simplifier les règles internationales, on dit normaliser c'est :

- Diminuer le nombre de modèle différent d'un même produit.
- Fixer les règles ou les normes en ce qui concerne les formes, les dimensions et les tolérances,... pour que les pièces soient interchangeables.
- Donner la qualité du produit en mentionnant le matériau utilisé.

## 2. Différents types de normes

- **Les normes fondamentales** : donnent les règles en matière de terminologie, sigles, symboles, métrologie,...

Exemple : Vocabulaire.

- **Les normes de spécifications** : indiquent les caractéristiques, les seuils de performance d'un produit ou d'un service.

Exemple : Moyens de description des caractéristiques.

- **Les normes d'analyse et d'essais** : indiquent les méthodes et moyens pour la réalisation d'un essai sur un produit.

Exemple : Méthodes

- **Les normes d'organisation** : décrivent les fonctions et les relations organisationnelles à l'intérieur d'une entité.

Exemple : Systèmes de management de la qualité – Exigences.

### 2.1. Quelques exemples de différentes normes :

- **ISO 9001** : norme relative à l'assurance qualité
- **ISO 14001** : norme relative à l'environnement

- **ISO 5218** : norme relative à la représentation des humains
- **ISO 22000** : norme relative à la sécurité des aliments
- **ISO 26000** : norme relative à la responsabilité sociétale des organisations.
- **ISO 29110** : norme relative à l'ingénierie de systèmes et du logiciel.

### 3. Généralités sur la mesure

#### 3.1. Définitions

**La grandeur physique (X)** : Paramètre qui doit être contrôlé lors de l'élaboration d'un produit ou de son transfert. Exemple : pression, température, niveau.

**Le mesurage** : C'est l'ensemble des opérations ayant pour but de déterminer la valeur d'une grandeur physique.

**La mesure (x)** : C'est l'évaluation d'une grandeur par comparaison avec une autre grandeur de même nature prise pour unité. Exemple : Une longueur de 2 mètres, une masse de 400 grammes, un temps de 6 secondes.

**Remarque** : On ne peut pas mesurer une masse avec des mètres, ce n'est pas homogène.

L'incertitude (dx) : Le résultat de la mesure (x) d'une grandeur (X) n'est pas complètement défini par un seul nombre. Il faut au moins la caractériser par un couple (x, dx) et une unité de mesure. dx est l'incertitude sur x. Les incertitudes proviennent des différentes erreurs liées à la mesure.  
- Ainsi, on a :  $x - dx < X < x + dx$ .

**Exemple** : 3 cm  $\pm$ 10%, ou 5m  $\pm$  1cm.

**Erreur absolue (e)** : C'est le résultat d'un mesurage moins la valeur vraie de la grandeur physique. Une erreur absolue s'exprime dans l'unité de la mesure.

$$e = X - x.$$

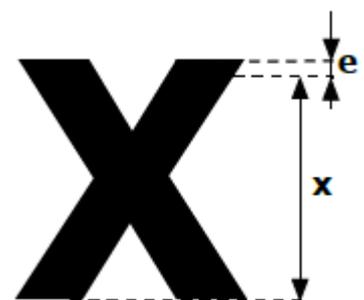
**Exemple** : Une erreur de 10 cm sur une mesure de distance.

**Erreur relative (er)** : C'est le rapport de l'erreur de mesure à la valeur vraie de la grandeur physique. Une erreur relative s'exprime généralement en pourcentage de la grandeur mesurée.

$$er = e/X ;$$

$$er \% = 100 \times er ;$$

**Exemple** : Une erreur de 10 % sur une mesure de distance (10 % de la distance réelle).



#### 4. Le système d'unités internationales et ses symboles

Tableau 1. Unités de base.

Grandeur		Unité	
Nom	Symbole	Nom	Symbole
Longueur	<i>L</i>	mètre	<i>m</i>
Masse	<i>M</i>	kilogramme	<i>Kg</i>
Temps	<i>t</i>	seconde	<i>s</i>
Courant électrique	<i>i</i>	ampère	<i>A</i>
Température	<i>T</i>	kelvin	<i>K</i>
Quantité de matière		mole	<i>mol</i>
Intensité lumineuse	<i>I</i>	candela	<i>cd</i>

#### 5. Organisation de la normalisation

Tout d'abord, le monde industriel est divisé en branches (domaines), elles sont gérées par des bureaux d'études spécialisés. Lorsque vous désirez créer un nouveau produit, une enquête collective effectuée auprès des organismes des fabricants et des consommateurs, un consensus est généré et envoyé au commissaire de l'ISO (International Organization for Standardization) qui signe un arrêté (document technique qui autorise la fabrication).

Chaque norme est identifiée par sa lettre :

**E** : Mécanique.

**A** : Métallurgie.

**C** : Electricité.

... etc

**Exemple :** **NF-E-33-426-January 2001**

**NF** : Norme française.

**E** : Domaine de la mécanique.

**33-426** : Numéro de la norme.

**January 2001** : Date de la norme.

#### 6. Avantages de la normalisation

- Fabrication en grande série.
- Diminution des prix.
- Interchangeabilité des produits.
- Diminution des stocks (stock zéro).
- Réduction des délais de fabrication et commercialisation.
- Qualité constante du produit.

## **7. Liste des bureaux d'études, associations et sociétés de la normalisation**

- **ICCA** : Institut Canadien de la Construction en Acier.
- **AISC** : American Institute for Steel Construction.
- **ASME** : American Society of Mechanical Engineers.
- **CNB** : Code National du Bâtiment.
- **ASA** : American Standard Association.
- **ACNOR** : Association Canadien de Normalisation.
- **ASTM** : American Society for Testing and Materials.
- **SAE** : Society of Automotive Engineers.
- **AFNOR** : Association Française de Normalisation.
- **ISO** : International Organization for Standardization.
- **AWS** : American Welding Society.

## **CHAPITRE II : ASSEMBLAGE DES ELEMENTS DE MACHINES**

### **Assemblages Rigides Permanents**

## 1. Critères de calcul

Il existe plusieurs critères de calcul et de dimensionnement des pièces mécaniques car elles sont soumises à des différents efforts. Tous en résistant aux efforts extérieurs sans se cassé, sans se rompre, elles peuvent se déformées en provoquant des défauts ou bien elles peuvent se cassées avec le temps sous l'effet de la fatigue ou vibrées jusqu'à atteindre un seuil dangereux (résonnance).

C'est pour cela en se basant sur 5 critères :

- Critère de résistance.
- Critère de rigidité.
- Critère de fatigue.
- Critère de vibration.
- Critère d'échauffement.

## 2. Coefficient de sécurité

Le facteur de sécurité désigne le rapport entre la résistance du matériau (limite à la rupture) et la contrainte induite.

$$F_S = C_S = n_S = \frac{\text{Résistance du matériau}}{\text{Contrainte induite}} \quad (1)$$

On définit la marge de sécurité de la façon suivante :

$$m_S = F_S - 1 \quad (2)$$

Le facteur de sécurité est influé par des paramètres :

- La possibilité de la faillite (rupture ou cassure) qui peut provoquer des dégâts humains.
- Réparations coûteuses.
- Incertitude de la charge.
- Valeurs des coefficients de sécurité

On prend quelques valeurs de facteur de sécurité pour différents matériaux :

- $m_S = 1,25 - 1,5$  : pour les matériaux bien éprouvés, un bon contrôle.
- $m_S = 1,5 - 2,0$  : pour les matériaux ayant des conditions d'emploi bien connues (efforts et contraintes connues).
- $m_S = 2,0 - 2,5$  : pour les matériaux souvent utilisés (avec des contraintes bien connus).

- $m_s = 2,5 - 3,0$  : pour les matériaux fragiles (font, al,...) employé dans des conditions ordinaires.
- $m_s = 3,0 - 4,0$  : pour les matériaux ayant des conditions d'emploi mal connues (efforts et contraintes mal connues).
- $m_s > 4,0$  : pour les matériaux les équipements bien spécifiques.

# I. ASSEMBLAGE PAR FORCES D'ADHESION PHYSICO-CHIMIQUES

## ASSEMBLAGE PAR SOUDAGE

### 1. Définition

L'assemblage par cordons de soudure est un procédé (moyen) qui consiste à lier (assembler) deux ou plusieurs pièces d'une façon complète et indémontable.

On appelle soudage, l'assemblage à l'aide d'un métal d'apport de même nature que les pièces à assembler. La soudure est le résultat du soudage. Il peut être réalisé à l'aide d'un chalumeau oxyacétylénique (mélange oxygène/acétylène) ou à l'aide d'un arc électrique (soudage à l'arc ou au TIG).

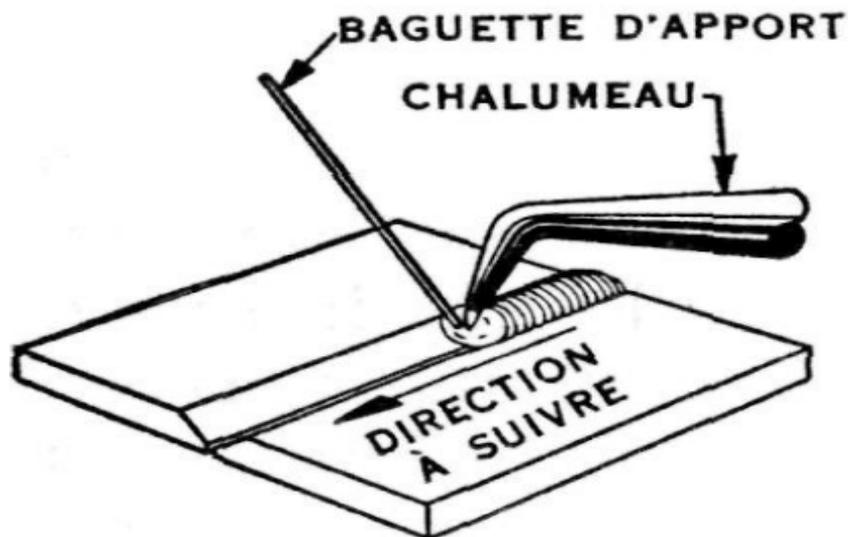


Figure 1. Opération de soudage.

Le cordon de soudure (joint de soudure) est obtenu grâce à la fusion du métal d'apport (baguette) et les bordures de la pièce à souder.

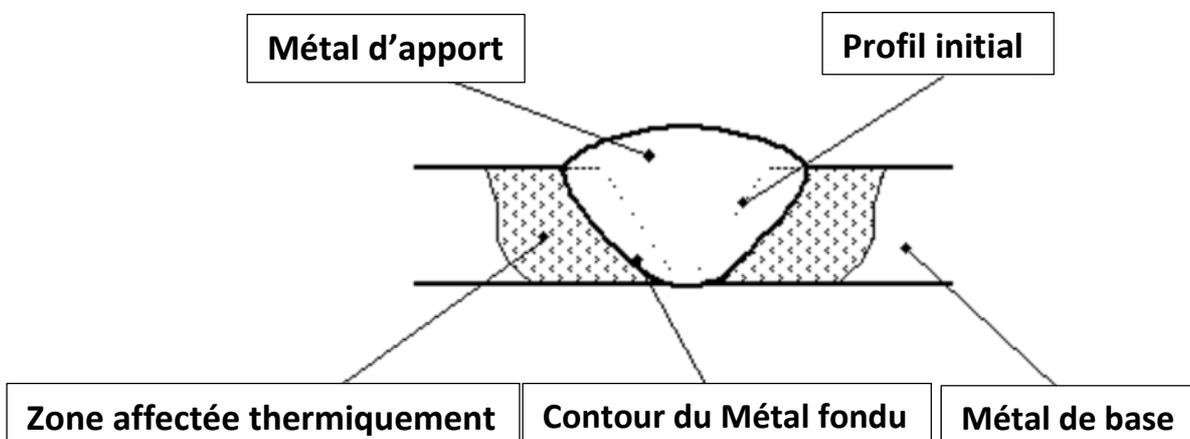


Figure 2. Composition d'un cordon de soudure.

## 2. Mode d'assemblage

Il existe deux grandes familles d'assemblage :

- Les assemblages démontables : vissage, boulonnage, serrage dans un étau, ...
- Les assemblages indémontables : collage, soudage, sertissage, rivetage, ...

Les assemblages démontables facilitent la maintenance (démontage de pièces pour les changer ou les réparer), le transport (si l'ensemble doit être déplacé régulièrement), le réglage, le désassemblage en fin de vie. L'assemblage nécessite en général peu de matériel (tournevis, clefs) et permet d'avoir des tolérances serrées, typiquement 1/10 à 1/100 mm. Mais le serrage peut s'altérer : les vibrations desserrent les vis, l'assemblage prend du jeu.

Les assemblages indémontables sont robustes et tiennent dans la durée, mais la réparation ou le démontage définitif nécessitent de découper les pièces.

## 3. Choix du mode de soudage

Il existe plusieurs modes de soudage. Le choix dépend des matériaux à assembler, de la résistance attendue, ainsi que de critères économiques. Le coût de la mise en œuvre du procédé dépend :

- du temps d'opération, donc du « rendement » du procédé ;
- de la complexité de la soudure, de la qualification requise pour l'opérateur ;
- du coût des consommables : métal d'apport, gaz de protection ou gaz actif, énergie.

Par ailleurs, le mode de soudage peut être imposé par une norme.

## 4. Procédés de soudage

Il existe plusieurs types de soudage dans l'industrie :

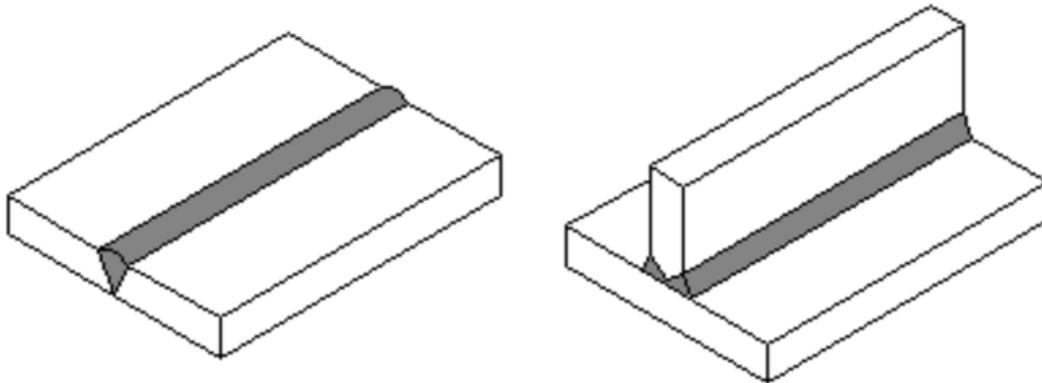
- Soudage au gaz (oxyacétylénique)
- Soudage à l'arc électrique.
- Soudage par résistance (au point, à la molette).
- Soudage par friction.
- Soudage par bombardement électronique.
- Soudage sous flux.
- Soudage au laser.

## 5. Notions de calcul de cordon de soudure

Il existe deux types de soudure :

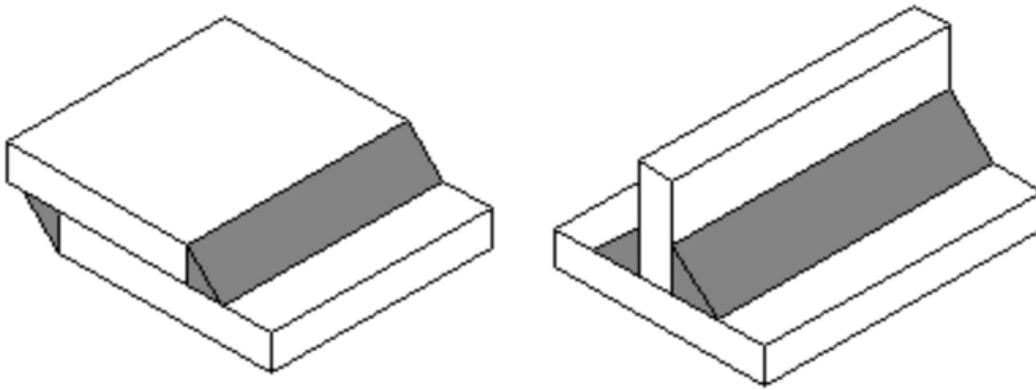
- Soudure totale (monobloc).

- Soudure partielle (sur un côté simplement).



a) Joint de soudure total (bout à bout)

b) Joint de soudure total (angle).



c) Joint de soudure partiel (par recouvrement)

d) Joint de soudure partiel (angle).

Figure 3. Différents types des joints de soudure.

## 6. Notions de contraintes admissibles des cordons

- ❖ On appelle contrainte, la réaction des fibres intérieures du matériau par rapport à l'action des efforts et des sollicitations extérieures.
- ❖ On appelle contrainte admissible, une contrainte limite, une valeur qu'elle ne doit pas dépasser par l'action des efforts extérieurs.
- ❖ Si cette valeur est dépassée, il y a automatiquement la rupture ou la cassure de l'élément dans le cordon de soudure.
- ❖ Cette contrainte admissible dépend de trois paramètres essentiels :
  - Matériaux du métal d'apport.
  - Qualité du joint de soudure.
  - Coefficient de sécurité.

Tous ces paramètres sont représentés par la formule suivante :

- Pour les cordons de soudures soumis à la flexion :

$$\sigma_{ad_f} = \frac{\sigma \cdot K_j}{n_{S_f}} \quad (3)$$

$\sigma_{ad_f}$  : Contrainte admissible de flexion.

$\sigma \cong \sigma_e$  : Contrainte nominale (Limite élastique).

$K_j$  : Coefficient de qualité du joint.

$n_{S_f}$  : Coefficient de sécurité de flexion.

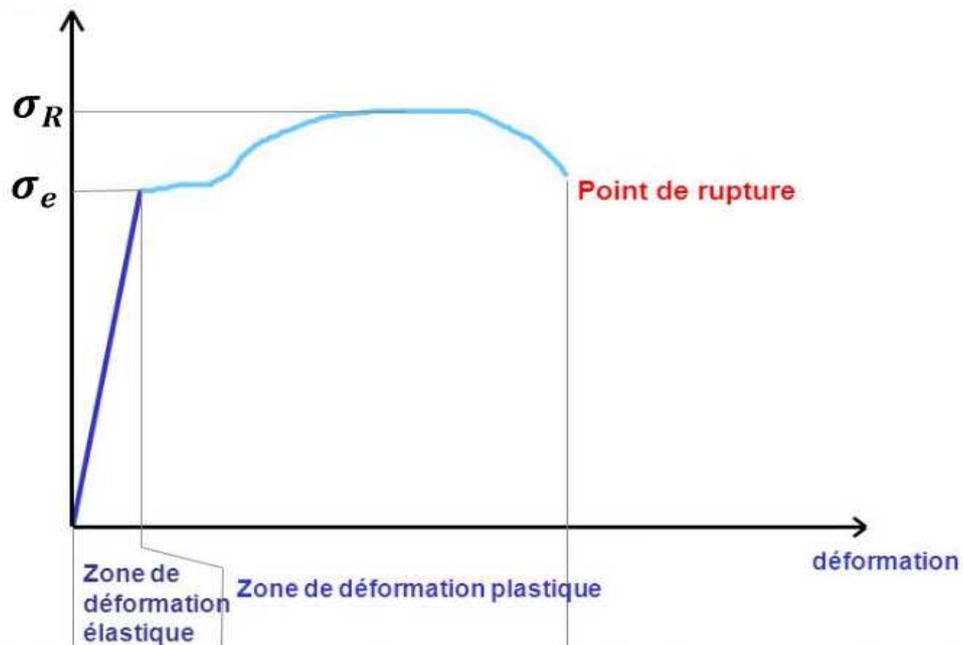


Figure 4. Comportement du matériau.

- Pour les cordons de soudures soumis au cisaillement :

$$\tau_{ad_{cis}} = \frac{\tau \cdot K_j}{n_{S_{cis}}} \quad (4)$$

$\tau_{ad_{cis}}$  : Contrainte admissible de cisaillement.

$\tau$  : Contrainte nominale au cisaillement.

$K_j$  : Coefficient de qualité du joint.

$n_{S_{cis}}$  : Coefficient de sécurité de cisaillement.

## 7. Conditions de non rupture de cordon de soudure

$$\sigma_{réelle_{fl}} \leq \sigma_{ad_{fl}}$$

$$\tau_{réelle_{cis}} \leq \tau_{ad_{cis}}$$

Les tableaux suivants présentent quelques valeurs de  $\sigma$  et  $\tau$  de certains types d'acier dans le cas statique et dynamique :

Tableau 2. Caractéristiques de quelques types d'acier en statique.

Acier	$\sigma$ (daN/mm <sup>2</sup> )	$\tau$ (daN/mm <sup>2</sup> )
A34	19	14
A37	22	14
A42	25	16
A50	31	19
A52	34	21

Généralement, on prend des coefficients de sécurité comprises entre 1,5 et 2.

Tableau 3. Caractéristiques de quelques types d'acier en dynamique.

Acier	$\sigma$ (daN/mm <sup>2</sup> )	$\tau$ (daN/mm <sup>2</sup> )
A37	13	10
A42	14	11
A52	17	13

On remarque que les valeurs nominales de  $\sigma$  et  $\tau$  dans le cas dynamique sont inférieures par rapport à  $\sigma$  et  $\tau$  dans le cas statique.

## 8. Coefficient de qualité de joint de soudure

La valeur du coefficient de qualité  $K_j$  dépend de la forme du cordon de soudure ainsi que du type de sollicitation.

Le coefficient de sécurité dans le cas dynamique varie entre 1,5 et 3.

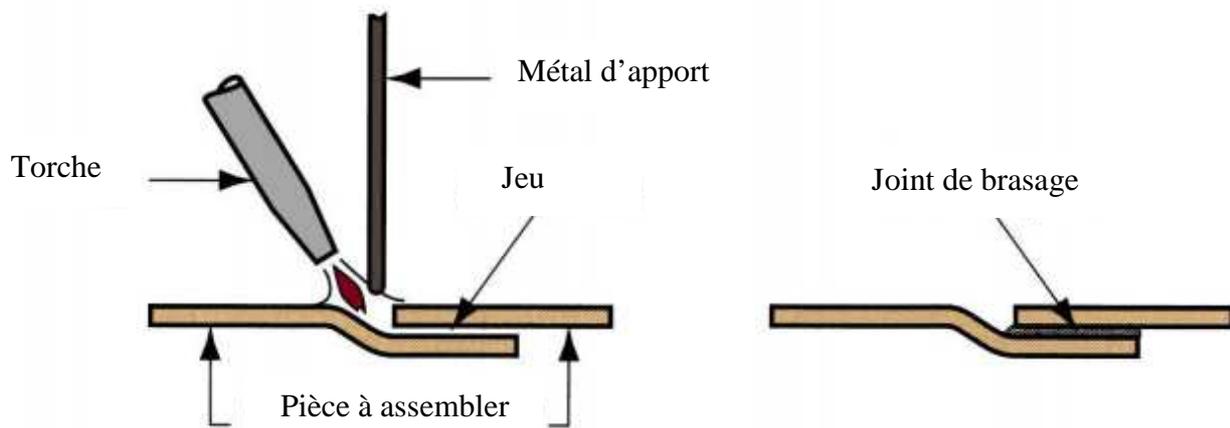
Tableau 4. Coefficient de qualité Kj.

Forme de cordon	Type des contraintes		
	Traction	Compression	Cisaillement
	0,5	0,6	0,4
	0,7	0,84	0,56
	0,2	0,1	0,2
	0,56	0,8	0,49
	0,2	-	-

## 9. Soudure par brasure

Ce type de soudure est obtenu en rajoutant un métal d'apport (baguette) de nature différente des pièces assemblées qui est fondu grâce à la chaleur provoquée par le chalumeau. Ce métal d'apport qui a une température de fusion inférieure aux pièces assemblées car elles ne participent pas à la fusion.

Il y a le brasage fort, réalisé avec un métal d'apport ayant une fusion supérieure à 450°C et le brasage tendre réalisé avec un métal d'apport ayant une fusion inférieure à 450°C. Il peut être réalisé avec un chalumeau oxyacétylénique. Le brasage nécessite l'application d'un décapant qui peut se trouver sous forme de pâte ou de poudre selon le type de métal d'apport mis en œuvre et qui lui convient.



## 10. Types de brasure

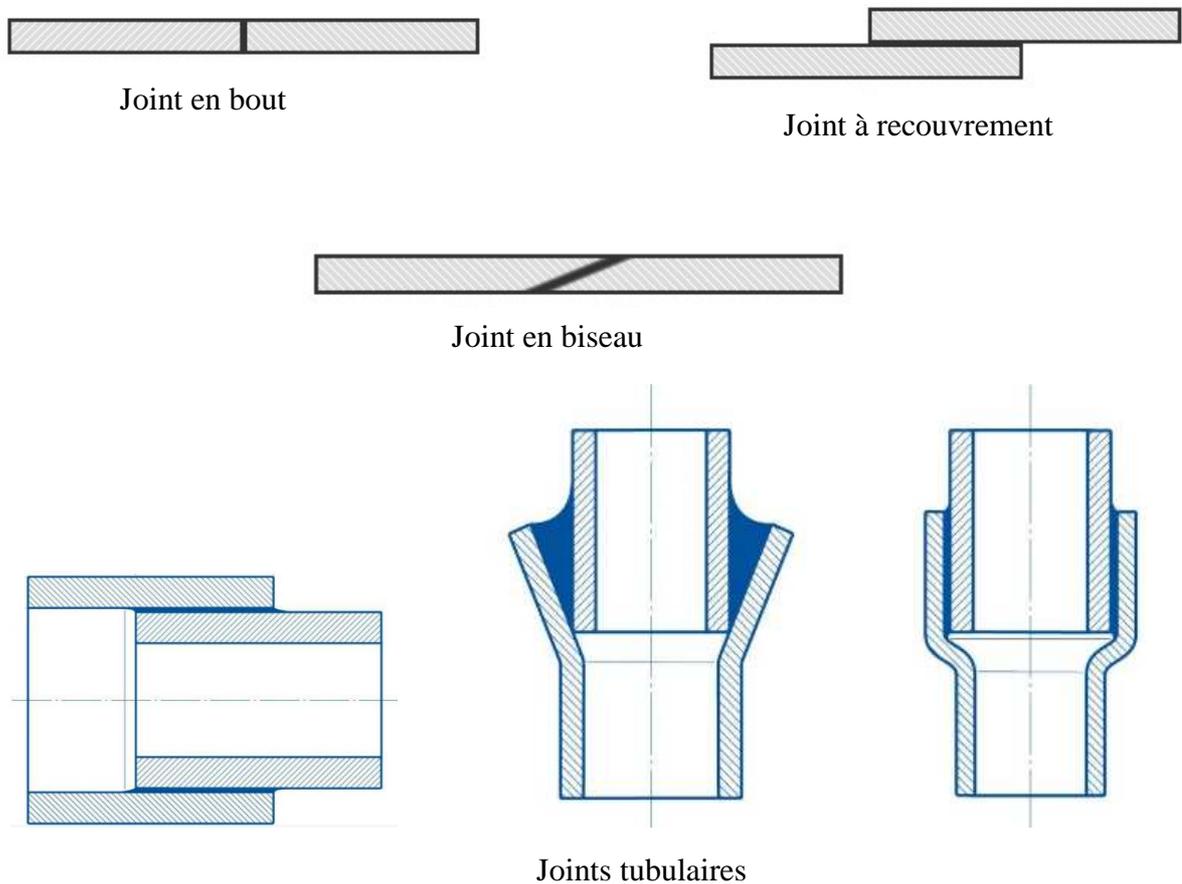


Figure 5. Différents joints de brasage.

La vérification à la résistance de la brasure se fait de la même manière que le soudage à l'arc électrique pour simplement les types en X et en V (c-à-d même calcul).

Par contre la soudure par recouvrement en suit la méthode suivante :

- On calcule la contrainte de cisaillement :

$$\tau_{cis} = \frac{F}{S_{cis}} = \frac{F}{a*b} \quad (5)$$

a et b représentent la longueur et la largeur du contact de recouvrement.

### ❖ Tubes emmanchés

On a un assemblage arbre-manchon soumis à la torsion représenté dans la figure suivante :

$$\tau_{cis} = \frac{F}{S_{cis}} = \frac{F}{\pi*d*a} \quad (6)$$

( $P = \pi * d$ ) est le périmètre.

- $\sigma_{adm}$  et  $\tau_{adm}$  sont calculées comme le cas de soudure à l'arc.
- On prend généralement le coefficient de qualité du joint dans ce cas égale à 1 ( $K_j=1$ ).

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma}{n_s} \quad (7)$$

$$\tau_{adm} = \frac{\tau}{n_s} \quad (8)$$

$\sigma$  et  $\tau$  : sont les contraintes nominales, souvent on prend :  $\sigma \cong \sigma_e$ .

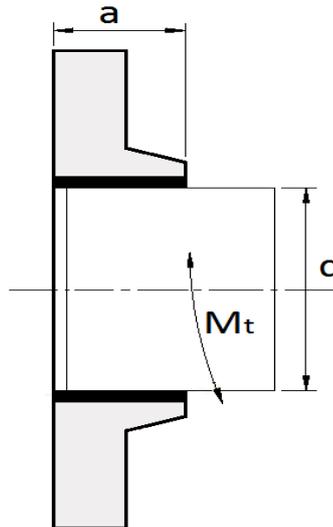


Figure 6. Assemblage arbre-manchon.

## ASSEMBLAGE PAR COLLAGE

### 1. Définition

Assemblage de pièces grâce à un contact intime avec un adhésif. Selon le type d'adhésif les liaisons seront interatomiques ou intermoléculaires. L'état de la surface, de la forme et de la propreté est essentiel pour la tenue mécanique de ce type d'assemblage.

Un adhésif est un matériau généralement organique qui assure la liaison entre deux matériaux qui sont de même nature ou de natures différentes l'un et l'autre. Dans le premier cas, l'assemblage réalisé sera dit homogène, dans le second cas, on parlera d'assemblage hétérogène.

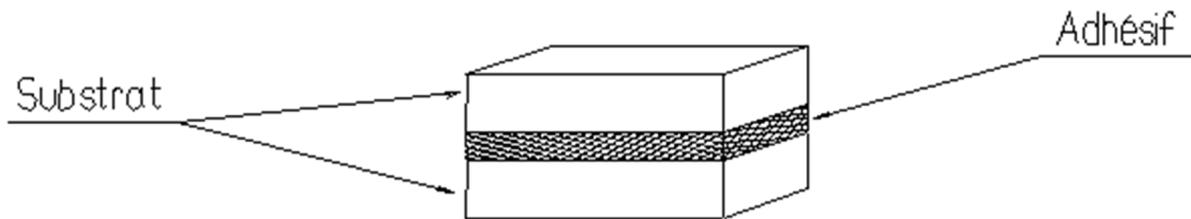


Figure 7. Collage par adhésif.

### 2. Avantages et inconvénients du collage

Le collage trouve des applications dans tous les domaines industriels, il est devenu une technique d'assemblage au même titre que le rivetage classique - vissage - soudage. Il est vrai que le collage présente un très grand nombre d'avantages tant du point de vue de sa mise en œuvre que de celui de la qualité des assemblages réalisés ; en contrepartie, certaines précautions d'emploi doivent être observées, et la conception des pièces doit nécessairement prendre en compte ce procédé particulier d'assemblage.

Pour ce qui concerne les avantages, signalons en tout premier lieu, l'augmentation de la cadence de fabrication, par suite, d'une part, d'un moindre besoin de pièces à assembler (vis, rondelles, écrous, rivets, etc.) et d'autre part, de la rapidité de l'application du produit adhésif qui, de plus, est souvent automatisée. Le collage est parfaitement adapté à l'assemblage des matériaux différents, des matériaux fragiles et des matériaux minces : la colle forme un joint continu entre les solides au travers duquel se transmettent parfaitement les efforts mécaniques. La résistance mécanique est supérieure à celle produite par le rivetage, à moins de placer un rivet tous les millimètres, mais cela aurait pour conséquence immédiate de provoquer un déchirement.

N'oublions pas non plus l'amélioration de l'aspect esthétique apportée par le collage, les surfaces extérieures des assemblages pouvant être parfaitement lisses, ce qui ne peut qu'améliorer la résistance à l'air en aéronautique, par exemple. Autre avantage : les films de colle peuvent à

volonté absorber ou amplifier les vibrations, et apportent une isolation à la fois électrique, thermique et phonique.

Venons-en maintenant aux inconvénients. Ils sont nombreux et importants. L'opération d'assemblage implique la résolution incontournable de trois problèmes :

1. à partir du moment où l'on a décidé de coller, c'est-à-dire dès la conception au bureau d'études, il faut choisir des formes et des dimensions adéquates pour les surfaces des solides à réunir en évitant, en particulier, toute concentration de contraintes si la structure est destinée à en supporter ;

2. il faut préparer les surfaces des solides à coller, autrement dit, il faut appliquer aux surfaces des traitements mécaniques et physico-chimiques, opérations en général coûteuses mais indispensables pour éliminer les impuretés, augmenter l'énergie de la surface, accroître l'accrochage mécanique et favoriser le mouillage de la colle ;

3. il faut choisir le produit adhésif en fonction de nombreux critères liés à la nature même des solides, aux conditions auxquelles sera soumis l'assemblage, à la forme liquide ou solide à bas point de fusion de l'adhésif, à ses caractéristiques de mouillabilité, à sa facilité d'application sur les surfaces ainsi qu'aux conditions et à la durée de la solidification, temps de séchage (durée de prise de la colle), par exemple.

### 3. Différents types de collage

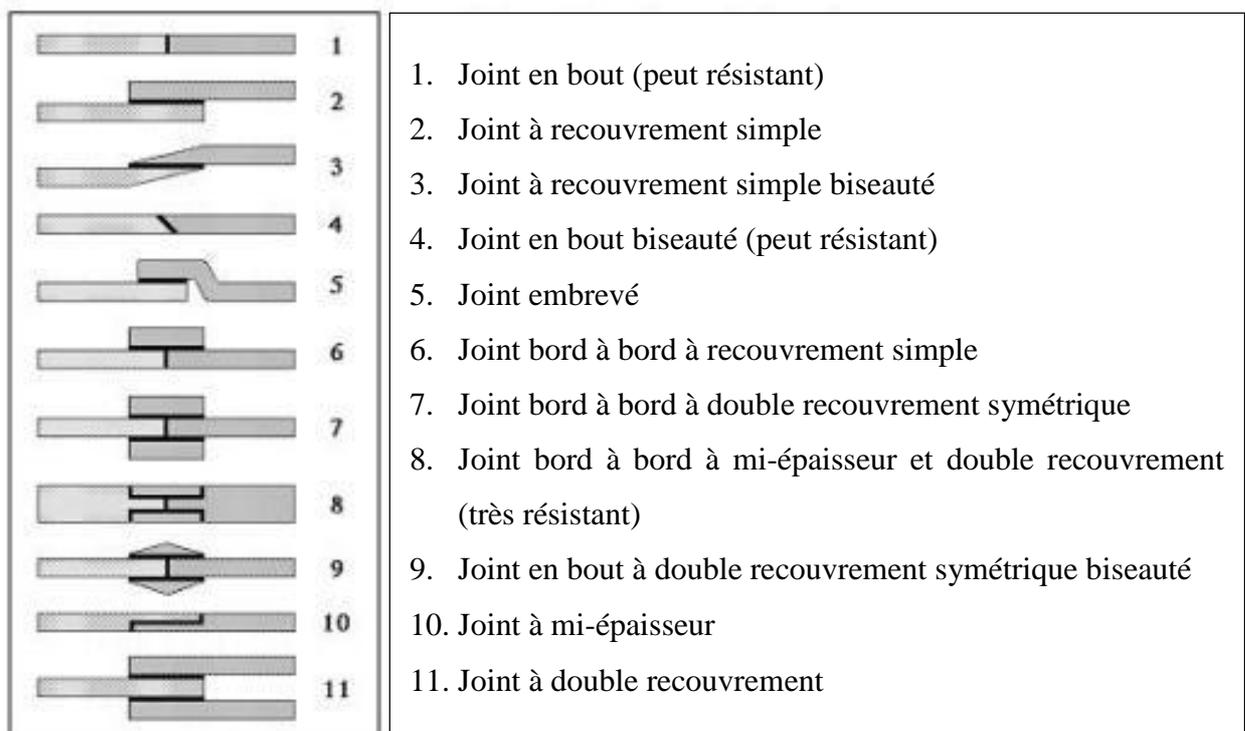


Figure 8. Différents types du joint collé.

**1. Collage en bout :** (1 et 4 dans la figure ci-dessus), ne supportent pas d'importants efforts mécaniques. Mais, utilisé naguère par le "raccommodeur de faïences et de porcelaines", qui réparait pour quelques sous les vaisselles brisées, est toujours pratiqué de nos jours par les spécialistes de la restauration d'objets archéologiques, généralement des poteries à reconstituer à partir de fragments plus ou moins gros ;

**2. Collage par recouvrement :** (2, 3, 5 et 11 dans la figure ci-dessus), est beaucoup plus résistant que le précédent et surtout le plus fréquemment utilisé, par exemple, pour réunir les deux parties d'une feuille de papier déchirée à l'aide d'un ruban adhésif, pour cacheter une enveloppe, appliquer un timbre autocollant, pour ressemeler une chaussure, pour fixer un revêtement mural, une moquette, pour assembler les divers éléments nécessaires à la réalisation d'un boîtier de montre (mêmes les plus coûteuses sont collées !), pour fixer un pare-brise et la vitre arrière sur une carrosserie, pour poser un pansement adhésif ou un tulle enduit en vue d'une épilation, , pour étiqueter une bouteille, pour fabriquer un bouchon de champagne, pour fixer les verrous orthodontiques en vue d'embellir une denture déformée par une trop longue période de suçage de pouce, par exemple, etc ;

**3. Collage mixte :** c'est-à-dire en bout et par recouvrement (6, 7, 8, 9 et 10 dans la figure ci-dessus), est utilisé pour confectionner des structures complexes, comme les skis constitués de matériaux divers, comme les charpentes en bois lamellé-collé.

#### 4. Calcul d'un assemblage collé

Pour séparer un joint collé, il faut appliquer une force sur l'adhésif par l'intermédiaire des substrats qui se déplacent, ce qui met en jeu une énergie de rupture. Les valeurs de résistance à la rupture sont relatives au procédé de collage et pas seulement à l'adhésif.

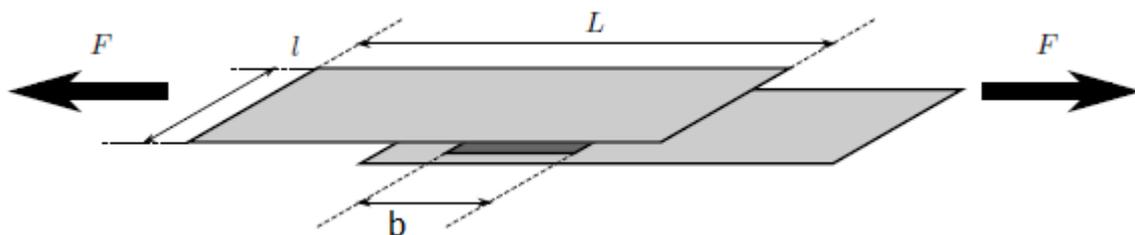


Figure 9. Cisaillement de deux tôles collées.

La contrainte de cisaillement est calculée par la relation suivante :

$$\tau_{cis} = \frac{F_{cis}}{S_{cis}} \quad (9)$$

$\tau_{cis}$  : Contrainte de cisaillement [N/mm<sup>2</sup>].

$F_{cis}$  : Force de cisaillement [N].

$S_{cis}$  : Section de cisaillement [mm<sup>2</sup>].

On note qu'il y a une relation entre la contrainte admissible et la contrainte théorique :

$$\tau_{adm} = 0,6 \tau_{théo} \quad (10)$$

On peut estimer l'épaisseur des tôles :

$$l_0 = \frac{\sqrt{e}}{0,06} \quad (11)$$

$e$  : Epaisseur des tôles [mm].

## II. ASSEMBLAGE PAR MOYENS MECANIQUES

### ASSEMBLAGE PAR RIVETAGE

#### 1. Définition

L'opération du rivetage c'est un procédé qui consiste à refouler l'extrémité d'une tige cylindrique munie d'une tête (rivet) afin de former une rivure qui permet d'assurer une liaison complète indémontable entre deux pièces (tôles). Les matériaux utilisés sont les aciers diversifiés, on peut trouver l'aluminium, les aciers alliés, acier inoxydable, cuivre ...etc.

#### 2. Avantages et inconvénients

C'est un procédé très utilisé (notamment en aéronautique) qui présente de nombreux avantages: économique, fiable, cadence de rivetage élevée, assemblage de pièces de matières et d'épaisseurs différentes. Les têtes et rivures en saillie posent parfois des problèmes d'encombrement.

#### 3. Formes des têtes des rivets

Il existe plusieurs formes des têtes des rivets, on cite ci-dessous les formes principales les plus utilisées :



Figure 10. Formes de tête de rivet.

#### 4. Mise en place des rivets

La mise en place d'un rivet est effectuée avec une riveteuse dont l'extrémité opposée à la tête est rabattue vers l'extérieur en forme de couronne par une bouterolle. Cette opération est effectuée avec les démarches suivantes :

- 1 - Mise en place du rivet ;
- 2 - Mise en place de la bouterolle sur le rivet ;

- 3 - Ecrasement de la tige du rivet et formation de la tête ;
- 4 - Rivet posé.

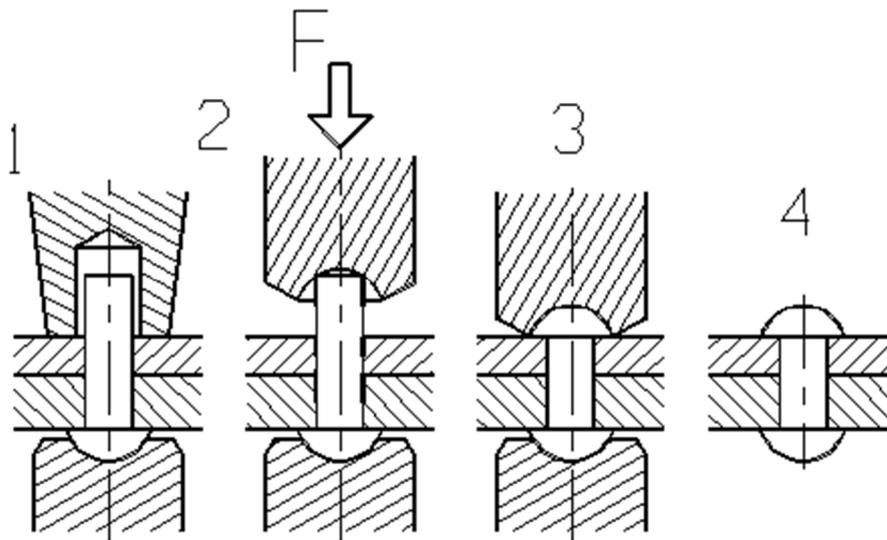


Figure 11. Façonnage des rivets.

## 5. Montage des rivets

### 5.1. Montage à chaud

On chauffe le rivet dans un bain d'huile à haute température, il se dilate sous le fait de la température, on le place alors à chaud dans les trous de deux tôles puis il se refroidit. Ce rivet donc se contracte et il serre énergiquement les deux tôles en série, on peut dire qu'on obtient un assemblage d'adhérence. Il résiste beaucoup plus à la traction et au cisaillement.

Et pour l'acier, on utilise ce type de montage pour les rivets d'acier ayant un diamètre nominal supérieur ou égal à 10 mm ( $d \geq 10\text{mm}$ ).

### 5.2. Montage à froid

Le rivet est monté par écrasement du matériau qui forme des obstacles (tête du rivet et la rivure). L'assemblage obtenu est un assemblage par obstacle. Il résiste beaucoup plus au cisaillement.

Et pour l'acier, on utilise ce type de montage pour les rivets d'acier ayant un diamètre nominal inférieur ou égal à 10 mm ( $d < 10\text{mm}$ ).

## 6. Disposition des rivets

Il y a deux types de disposition des rivets : rivures courantes (rivures en chaîne) et rivures étanches (rivures en quinconce) comme il est indiqué dans la figure ci-dessous :

### 6.1. Disposition en chaîne

Dans laquelle les rivets sont ordonnés et alignés avec un espacement respecté.

## 6.1. Disposition en quinconce

Dans ce cas, il y a une disposition des rivets par alternance dans chaque colonne, et parfois on trouve qu'il n'y a aucun ordre de placement des rivets, c-à-d ils sont répartis d'une façon aléatoire.

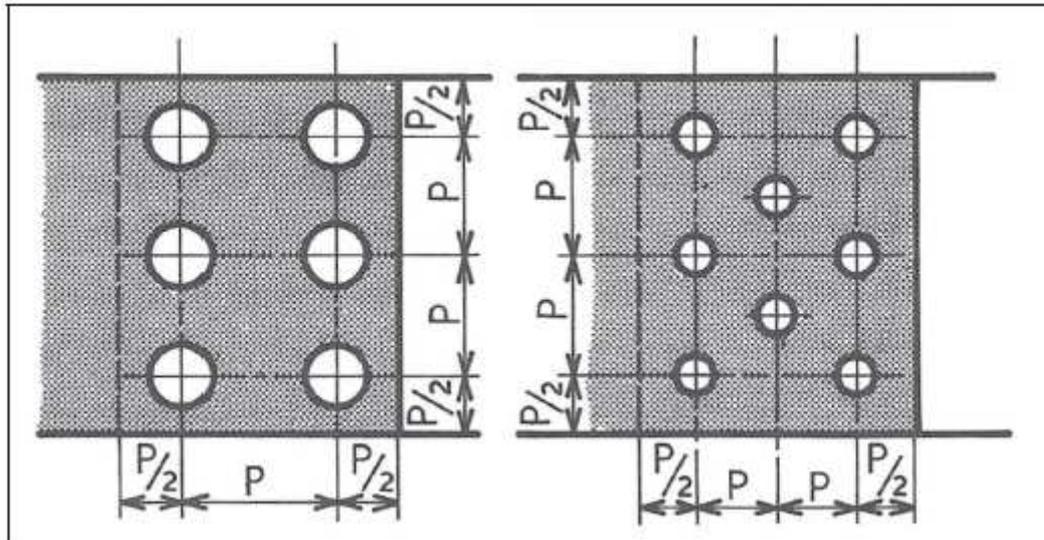


Figure 12. Disposition des trous de rivets.

## 7. Calcul des rivets

### 7.1. Estimation du diamètre de rivet

La première étape de calcul des rivets consiste à estimer le diamètre par une formule empirique qui dépend de l'épaisseur de la tôle.

$$d_{riv} = \frac{45 e}{15+e} \quad (12)$$

d : Le diamètre du rivet [mm].

e : L'épaisseur de la tôle [mm].

### 7.2. Vérification au cisaillement

#### a) Cas de montage serré

Cette formule est valable lorsqu'il n'y a pas de jeu entre le rivet et la tôle (montage serré).

$$\tau_{cis} = \frac{F_{cis}}{S_{cis}} = \frac{4 F_{cis}}{\pi d_{riv}^2} \quad (13)$$

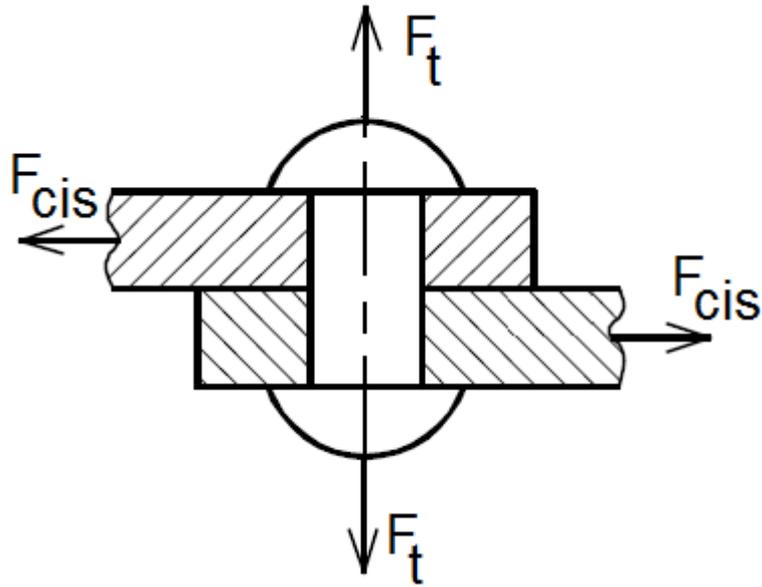


Figure 13. Sollicitations appliquées à un rivet sans jeu.

**b) Cas de montage avec jeu**

S'il y a un jeu entre le rivet et la tôle, on calcule la contrainte de cisaillement comme suit :

$$\tau_{cis} = \frac{4 F_{cis}}{\pi (d_{riv} + 1,6)^2} \quad (14)$$

1,6 : La cote supplémentaire.

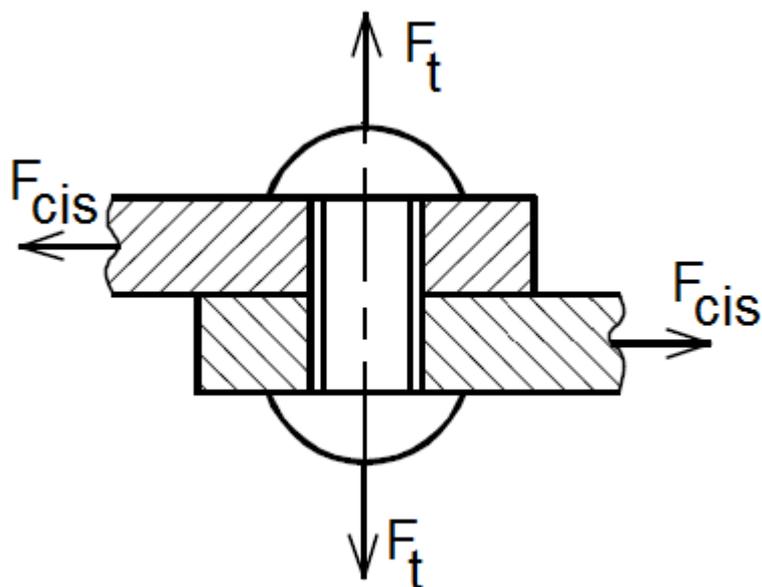


Figure 14. Sollicitations appliquées à un rivet avec jeu.

- Pour que le rivet soit résistant, il faut que la contrainte réelle soit inférieure à la contrainte pratique (admissible) :

$$\tau_{cis} \leq \tau_{prat}$$

$$\tau_{prat} = \frac{0,8 \sigma_e}{n_s} \quad (15)$$

$\tau_{cis}$  : Contrainte de cisaillement réelle [N/mm<sup>2</sup>].

$\tau_{prat}$ : Contrainte de cisaillement pratique [N/mm<sup>2</sup>].

$\sigma_e$  : Limite élastique [N/mm<sup>2</sup>].

$n_s$  : Coefficient de sécurité (2÷3).

### 7.3. Nombre de rivets

- Pour un seul rivet, on a :

$$\tau_{cis} = \frac{F_{cis}}{S_{cis}} = \frac{4 F_{cis}}{\pi d_{riv}^2} \quad (16)$$

- Pour un nombre de rivets égal à n, on a :

$$\tau_{cis} = \frac{4 F_{cis}}{n \pi d_{riv}^2} \quad (17)$$

Alors, on obtient la formule du nombre de cisaillement :

$$n = \frac{4 F_{cis}}{\tau_{cis} \pi d_{riv}^2} \quad (18)$$

$n$  : Nombre de rivet qui supportent la force de cisaillement.

$F_{cis}$  : La force de cisaillement appliquée sur la totalité des rivets.

$d_{riv}$  : Diamètre de rivet en [mm].

### 7.4. Déformation due au cisaillement

En RDM, on calcule l'angle de déformation due au cisaillement :

$$\theta = \frac{\tau_{réelle}}{G} \quad (19)$$

$\theta$  : Etant l'angle de cisaillement.

$\tau_{réelle}$  : Contrainte réelle provoquée par la force de cisaillement.

$G$  : Le module de rigidité au cisaillement ( $G= 840 \cdot 10^8$  N/m<sup>2</sup>).

### 7.5. Calcul des rivets montés à chaud

Généralement les rivets qui sont montés à chaud sont soumis à la traction (en plus de cisaillement) et cela après le refroidissement.

- Cette formule est valable pour un rivet lorsque ce rivet est monté à chaud sans jeu initial.

$$\sigma_{tr} = \frac{F_{tr}}{S_{tr}} = \frac{4 F_{tr}}{\pi d_{riv}^2} \quad (20)$$

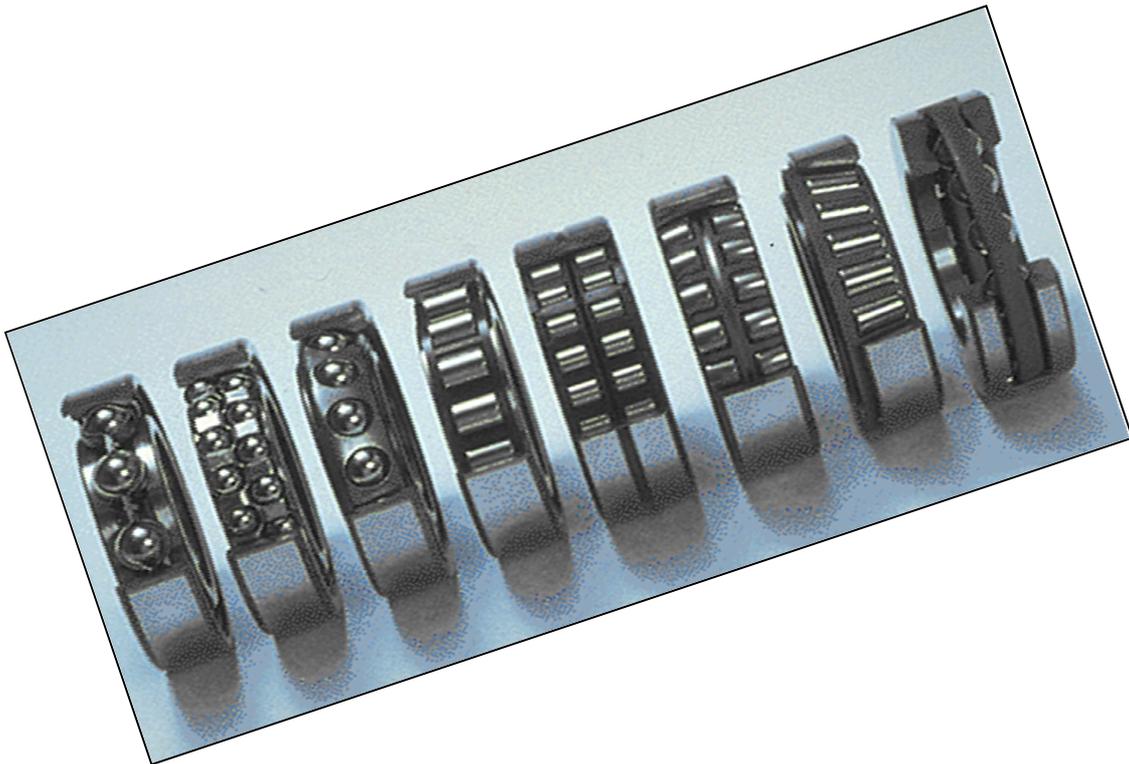
- Dans le cas de l'existence d'un jeu entre le rivet et les tôles, on utilise la formule suivante :

$$\sigma_{tr} = \frac{4 F_{tr}}{\pi (d_{riv}+1,6)^2} \quad (21)$$

Dans cette formule, le diamètre se pris en [mm].

### **CHAPITRE III : ARBRE DE TRANSMISSION ET ORGANE D'APPUI**

# ROULEMENTS



## 1. Définition

Le guidage en rotation par roulement consiste à réaliser une liaison pivot entre un arbre et un alésage (moyeu). On appelle roulement, un élément de machine destiné à supporter et à guider les arbres de puissance en rotation. De nos jours, les roulements sont soumis à des normes internationales de manière à faciliter leur remplacement standard. Plusieurs milliards de roulements sont fabriqués chaque année, les deux tiers sont des roulements à billes à gorge profonde.

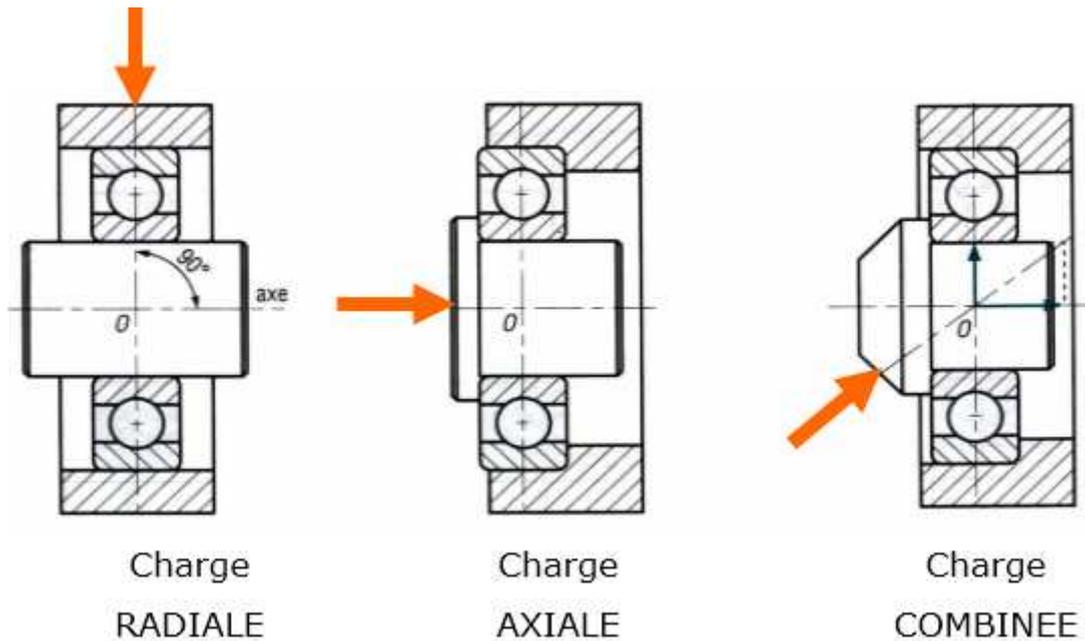


Figure 15. Les charges appliquées sur un roulement.

## 2. Constitution d'un roulement

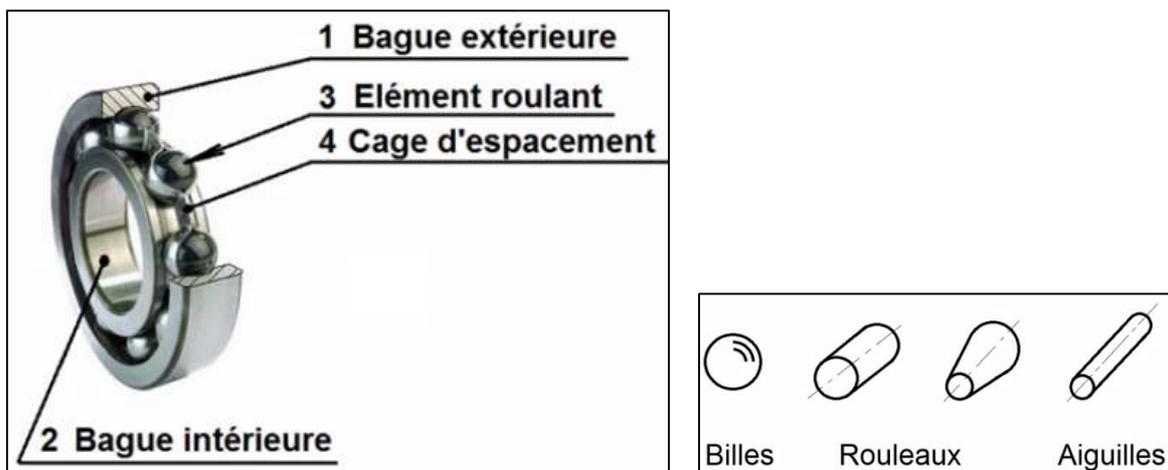


Figure 16. Constitution d'un roulement et les formes de l'élément roulant.

- **Bague extérieure (BE)** : chemin de l'élément.
- **Bague intérieure (BI)** : Même forme que la BE, elle supporte l'arbre au niveau du tourillon.
- **Élément roulant** : Il peut être de formes différentes (bille, rouleau cylindrique, rouleau conique, tonneau, aiguille, ...).
- **La cage** : Forme de cerceau permettant de répartir des billes d'une façon uniforme.
- **Rondelle d'étanchéité** : Empêcher la graisse de sortir.

### 3. Différents types de roulements

#### 3.1. Roulements à billes à contact radial

Ce sont les roulements les plus répandus sur le marché. En effet, ils supportent tous les types de chargements (modérés à moyens) : radial, axial et combiné.

Ils existent selon différentes variantes : roulements à rainure pour segment d'arrêt (maintenus axialement dans leur logement par un segment d'arrêt), roulements étanches d'un ou des deux côtés (avec flasques ou joints).

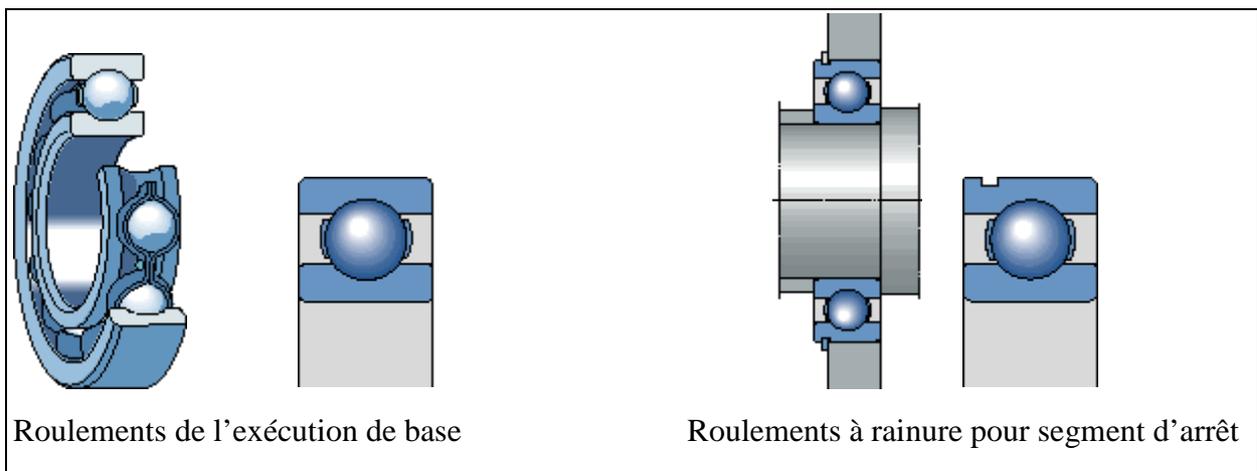


Figure 17. Roulements à billes à contact radial.

#### 3.2. Roulements à billes à contact oblique

Ceux-ci supportent également tous les types de chargements mais uniquement des charges axiales dans un seul sens. Les bagues extérieure et intérieure ne sont pas séparables et les angles  $\alpha$  les plus courants sont les suivants : 15, 25 et 40°.

Ils doivent être montés au minimum par paire et en opposition. On peut ainsi régler le jeu interne de la liaison par précharge du montage.

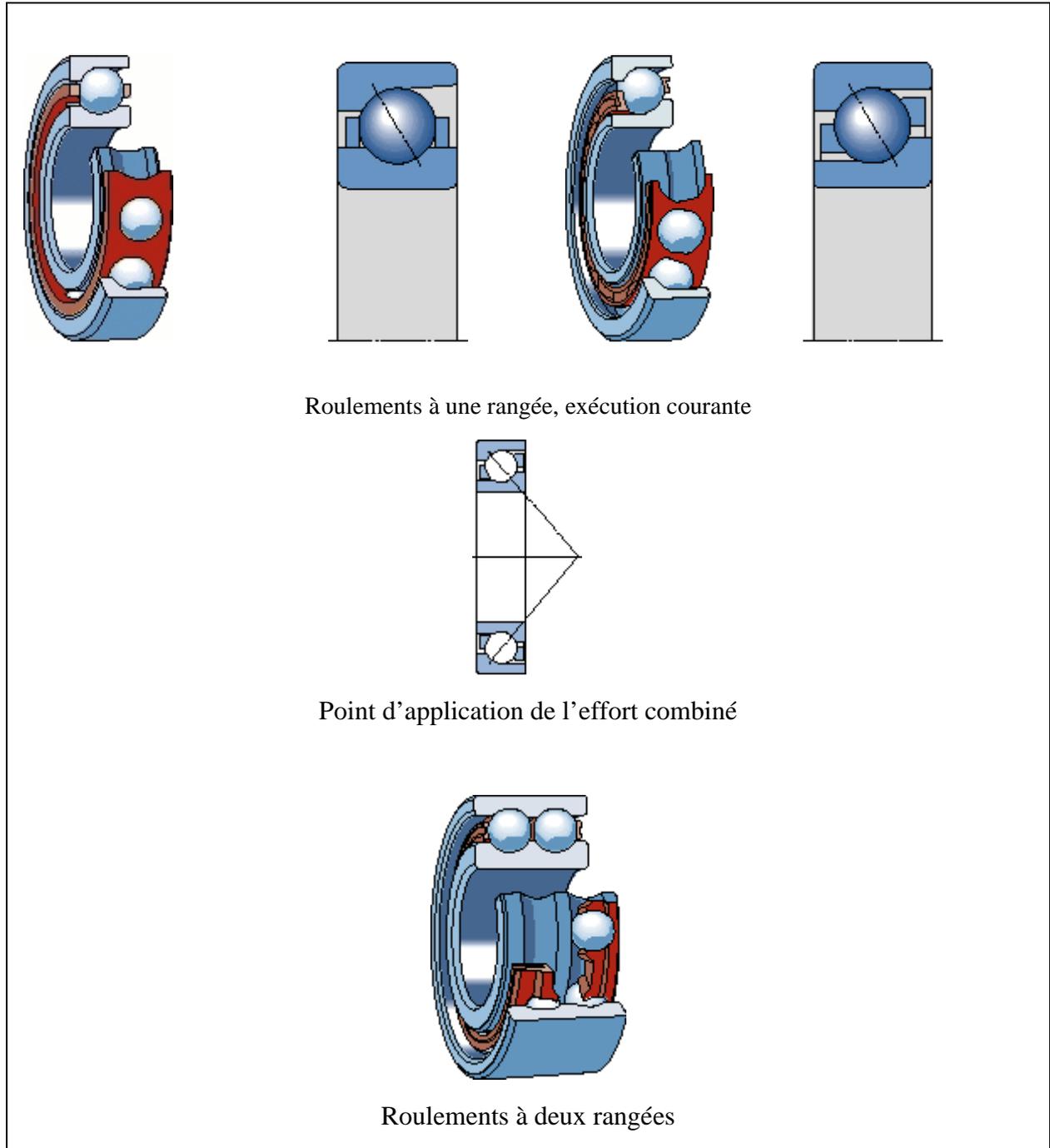
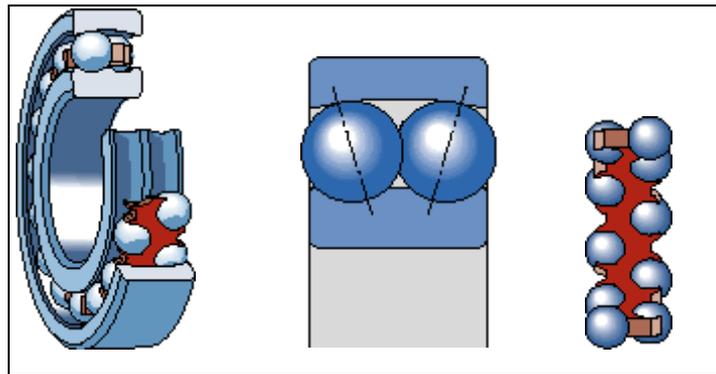


Figure 18. Roulements à billes à contact oblique.

### 3.3. Roulements à rotule sur billes

Dans ce cas, il n'y a qu'un chemin de roulement (sphérique) sur la bague extérieure pour les deux rangées de billes. L'ensemble bague intérieure-cage-éléments roulants peut donc basculer librement à l'intérieur de la bague extérieure et compenser des défauts d'alignement entre l'arbre et le logement. L'angle de basculement maximal peut aller de 1,5 à 3°.

Figure 19.



Roulements à

rotule sur billes.

### 3.4. Butées à billes

Ce type de « roulements » est peu utilisé et ne peut pas reprendre d'efforts radiaux. La vitesse de rotation doit être limitée à cause de la force centrifuge sur les billes.

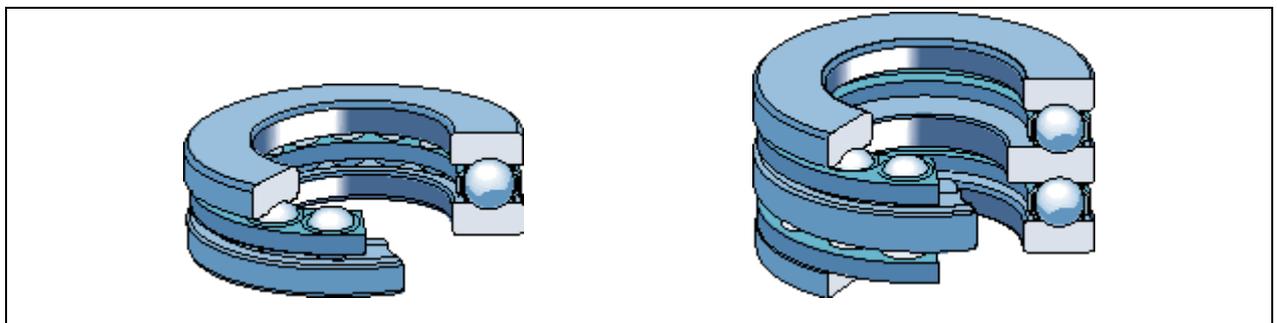


Figure 20. Butées à billes.

### 3.5. Les roulements à rouleaux cylindrique

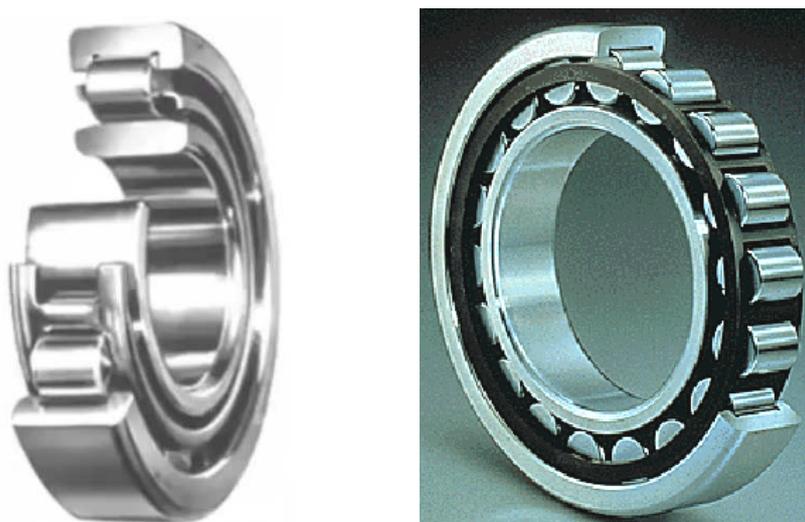


Figure 21. Roulements à rouleaux cylindrique.

L'avantage de ce type de roulements par rapport aux roulements à billes :

- Supporte des charges radiales très importantes et aucune charge axiale.
- Résiste mieux au choc.

### 3.6. Les roulements à rouleaux conique

- Supporte des charges radiales et charges axiales très importantes.
- Utilisés par paires pour les montages en X et en O.

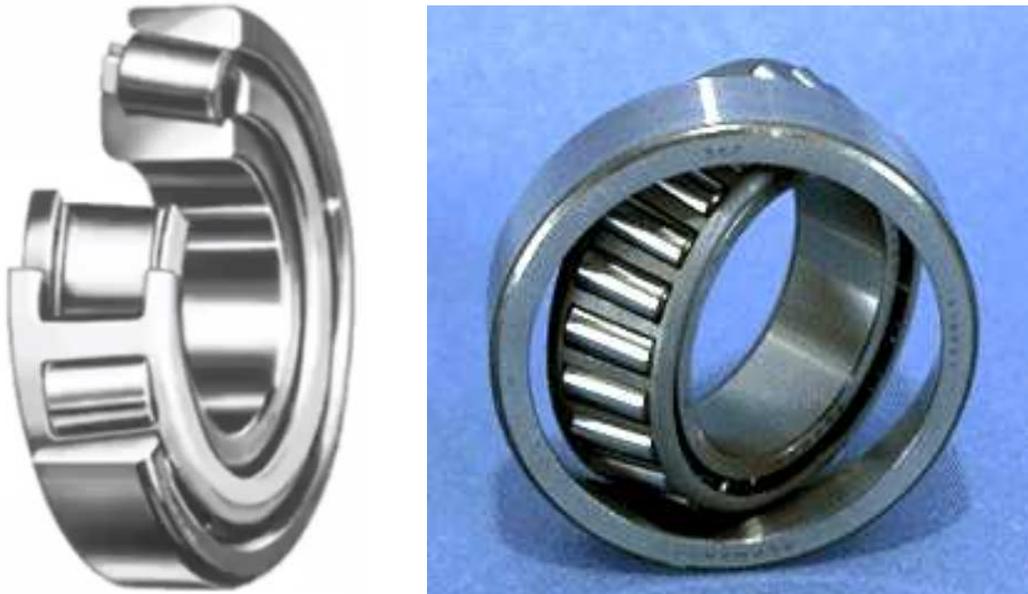


Figure 22. Roulements à rouleaux conique.

### 3.7. Les roulements à aiguilles

- Supporte des charges radiales importantes et aucune charge axiale.
- Il est utilisé par qu'il dispose un encombrement réduit.



Figure 23. Roulements à aiguilles.

## 4. Avantages inconvénients

### 4.1. Avantage :

- ◆ Remplace les frottements par du roulement et donc un gain de puissance, par conséquent moins d'échauffement et donc moins d'usure.
- ◆ Permet des fréquences de rotation plus élevées.

### 4.2. Inconvénients :

- ◆ L'encombrement est augmenté.
- ◆ Le prix est plus élevé qu'une liaison de conception moindre (palier lisse).
- ◆ Mise en œuvre plus complexe. La conception d'une telle liaison doit tenir compte de paramètres précis.

## 5. Règle générale de montage des roulements

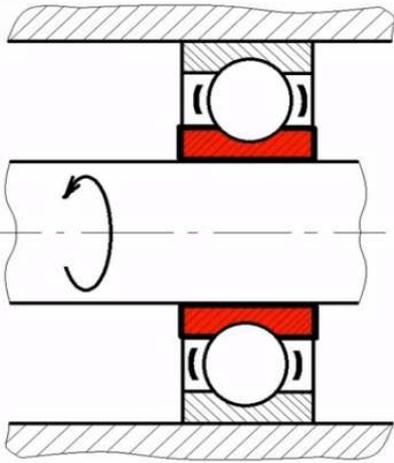
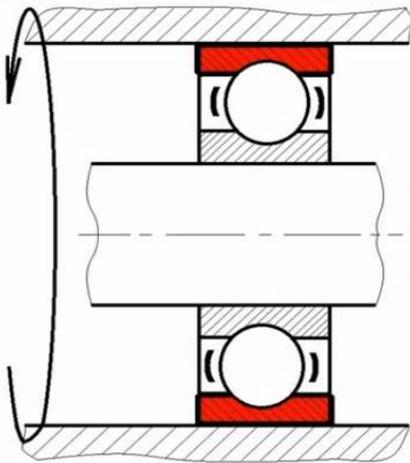
<b>Montage Arbre tournant</b>	<b>Montage Alésage tournant</b>
	
La bague intérieure est ajustée : <b>SERREE</b> . La bague extérieure est ajustée : <b>LIBRE</b> .	La bague intérieure est ajustée : <b>LIBRE</b> . La bague extérieure est ajustée : <b>SERREE</b> .

Figure 24. Ajustement d'arbre et moyeu.

Afin d'éviter le matage des portées des bagues extérieures et intérieures il est nécessaire de respecter la règle suivante pour le montage des roulements :

Si les bagues tournent par rapport à la charge, il faut les monter en serrées et lorsque les bagues sont fixées par rapport à la charge, il est nécessaire de les monter en jeu.

## 6. Types de montage

On distingue deux types de montage des roulements, le montage en X et le montage en O, on parle beaucoup plus sur deux types de roulement, roulements à billes à contact oblique et à rouleaux coniques. Ces roulements ont la propriété de supporter de plus grandes charges axiales et combinées, Les roulements à rouleaux coniques sont similaires aux roulements à billes à contact oblique pour ce qui est de leurs propriétés et de leur montage.

Ces roulements ne sont pas symétriques, par conséquent leur montage ne peut se faire de manière quelconque. En fait, le montage qui se fait par paire peut se faire de deux manières, un montage en « X » et un montage en « O ».

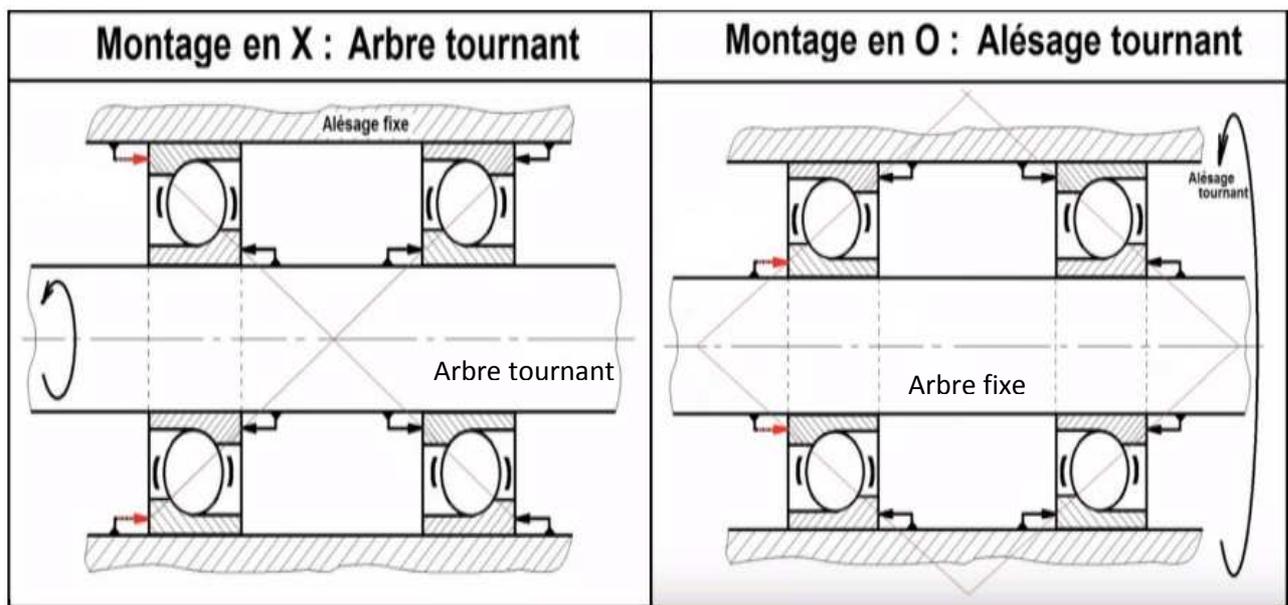


Figure 25. Montage en « X » et en « O ».

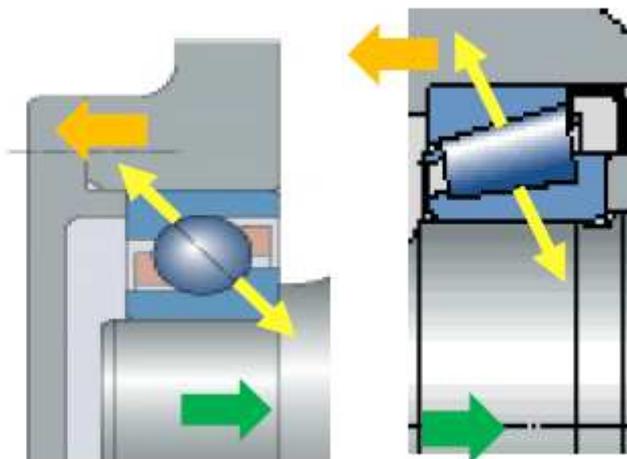


Figure 26. Direction de la force normale sur l'élément roulant.

La direction de la charge induite est connue et définie par la géométrie du roulement. On appelle un montage en « X » si la projection des axes des forces normales appliquées par les billes ou

les rouleaux sur les bagues donne une forme « X » et un montage en « O » si la projection des axes des forces normales appliquées par les billes ou les rouleaux sur les bagues donne une forme « O » comme il est indiqué sur la figure ci-dessus.

### 6.1. Montage en « X »

En général, on choisit ce type de montage pour des bagues :

- Intérieures tournantes donc montées serrées.
- Extérieures fixes donc montées avec jeu.

Ce montage est plus simple que le montage en «O» mais est moins rigide.

#### Caractéristiques du montage « X »

- Défaut d'alignement limité
- Les charges radiales se répartissent sur les 2 roulements
- Un seul roulement supporte la charge axiale

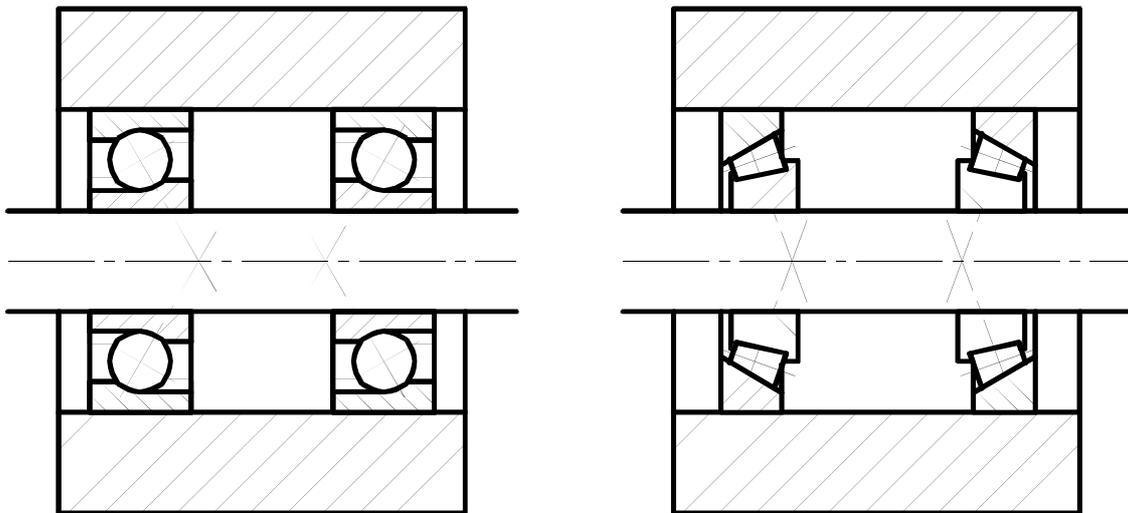


Figure 27. Montage en « X ».

### 6.2. Montage en « O »

En général, on choisit ce type de montage pour des bagues :

- Extérieures tournantes donc montées serrées.
- Intérieures fixes donc montées avec jeu.

Ce montage est plus compliqué que le montage en «X» mais est plus rigide.

#### Caractéristiques du montage « O »

- Grande rigidité
- Couple de déviation

- Les charges radiales se répartissent sur les 2 roulements
- Un seul roulement supporte la charge axiale

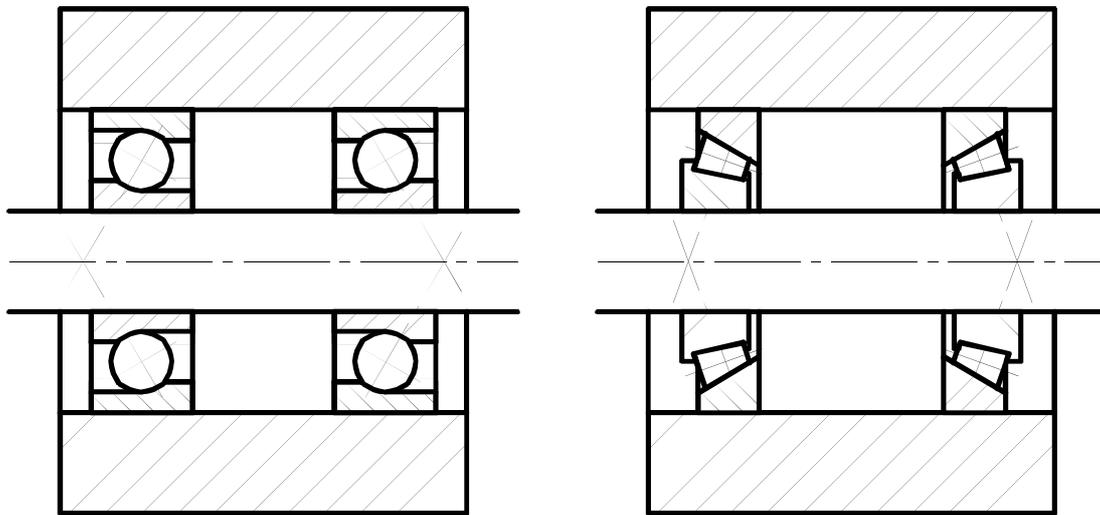


Figure 28. Montage en « O ».

## 7. Calcul des roulements

### 7.1. Charge dynamique équivalente [P]

$$P = X \cdot V \cdot F_R + Y \cdot F_A \quad (22)$$

Où :

P : charge dynamique équivalente [N].

$F_A, F_R$  : force axiale et radiale [N].

X : coefficient radial de roulement.

Y : coefficient axial de roulement.

V : coefficient de mouvement des bagues:  $\begin{cases} V = 1 & : \text{si la BI tourne et BE fixe} \\ V = 1,2 & : \text{si la BE tourne et BI fixe} \end{cases}$

### 7.2. Recherche des valeurs de X et Y

A partir des tableaux adéquats (SKF), on peut tirer les valeurs de X et Y :

a) On calcule :  $\frac{F_A}{C_0} \rightarrow e$

Où :

$F_A$  : force axiale.

$C_0$  : charge statique de base.

e : coefficient de charge.

b) On calcule :  $\frac{F_A}{F_R}$  appliquée sur les roulements.

c) On compare :  $\frac{F_A}{F_R}$  avec e, on va trouver X et Y, après on va calculer P.

**Remarque :**

Dans certains cas, il est nécessaire de faire une interpolation linéaire pour trouver les valeurs de X et Y car elles n'existent pas dans les tableaux donnés par le constructeur.

**7.3. Durée nominale du roulement :**

On appelle durée de vie d'un roulement, le nombre de tours (ou le nombre d'heures de fonctionnement à vitesse constante) que celui-ci peut effectuer avant l'apparition des premiers signes de détérioration par fatigue (écaillage) sur l'une des bagues ou l'un des éléments roulants.



Figure 29. Exemples de mode de ruine par écaillage.

$$L = \frac{n \cdot 60 \cdot L_{HD}}{10^6} [\text{millions de tours}] \quad (23)$$

Où :

$L_{HD}$  : durée de fonctionnement du roulement [heures].

n : vitesse de rotation du roulement [trs/min].

**7.4. Charge dynamique de base :**

L'expérience a permis de mettre en place une relation liant durée de vie et charge pour les roulements :

$$\left(\frac{C}{P}\right)^n = L \rightarrow C = P^n \sqrt[n]{L} \quad (24)$$

$$n: \text{exposant} : \begin{cases} n = 3 & \rightarrow \text{roulement à billes.} \\ n = 10/3 & \rightarrow \text{roulement à rouleaux} \end{cases}$$

La durée de vie nominale est également nommée L en "mémoire" au 10 % de roulements qui sont défaillant avant d'atteindre sa valeur. La charge dynamique de base C'est la charge à appliquer au roulement dans les conditions de l'expérience, pour que celui-ci atteigne une durée de vie de 1 million de tours.

### 7.5. Comparaison entre C et C<sub>Catalogue</sub> :

- Si  $C < C_{\text{cat}}$  → le calcul est bon.
- Si  $C \geq C_{\text{cat}}$  → il faut passer en série suivante du roulement.

## 8. Calcul statique des roulements

### 8.1. Calcul des charges statiques :

Il est rarement demandé car le calcul dynamique se fait largement.

$$P_0 = X_0 \cdot F_{R0} + Y_0 \cdot F_{A0} \quad (25)$$

Le coefficient V n'existe pas car aucune bague ne tourne pas par rapport à l'autre.

$F_{R0}$  : force radiale statique.

$F_{A0}$  : force axiale statique.

### 8.2. Calcul de coefficient de sécurité :

$$n_{s_0} = \frac{C_0}{P_0} \quad (26)$$

$n_{s_0} > 1$  → Pour avoir un bon fonctionnement.

### Exemple

la charge dynamique de base d'un roulement rigide à une rangée de billes devant tourner à 1000 tr/mn, sous une charge radiale constante de 3000 N, ayant une durée de vie nominale de 20 000 heures de fonctionnement.

### Solution

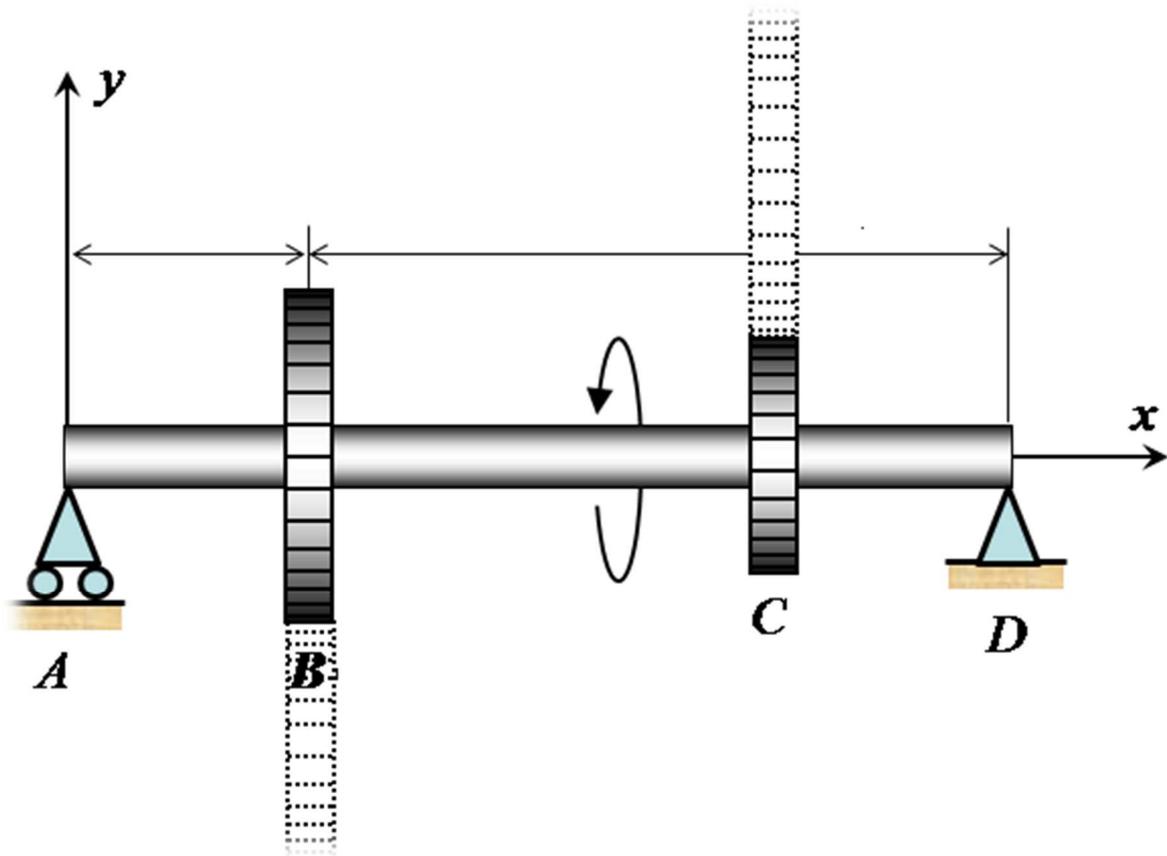
On a :  $n = 3$

$P = 3000 \text{ N}$

$L_{10} = 20\,000 \cdot 1000 \cdot 60 = 1\,200 \text{ Millions de tours}$

Et on calcule la charge dynamique de base :  $C = P \cdot L^{1/n} = 31\,900 \text{ N}$ .

# ARBRES DE TRANSMISSION



## 1. Définition

Un arbre de transmission est un élément de machine tournant ou fixe (essieu) généralement circulaire-plein. Il est destiné à supporter des éléments de puissance (engrenages, ailettes, impulseur, bielle, poulie, ...), cet arbre est supporté par 2 ou plusieurs paliers (roulements, paliers lisses). Les parties qui reposent sur les supports appelées tourillons.

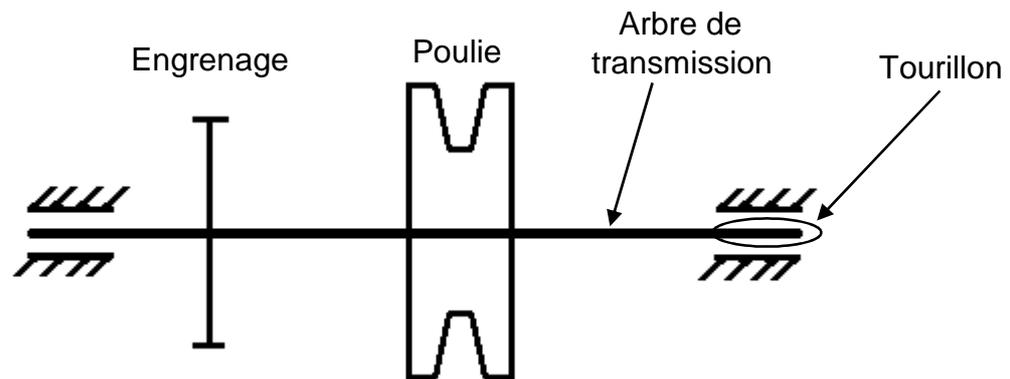


Figure 30. Arbre de transmission portant des éléments de puissance.

## 2. Classification des arbres

A cause de leurs formes et leurs fonctions on distingue :

- Arbre de transmission,
- Arbre de renvoi (intermédiaire),
- Essieu (stationnaire ou rotatif qui ne transmet pas de couple).

## 3. Sollicitations des arbres

Lors de fonctionnement d'un arbre de transmission, il a soumis à une ou plusieurs sollicitations et puisque les arbres supportent des différents éléments de puissance de diverses formes, ils sont sollicités par plusieurs efforts et moments :

- Traction.
- Compression.
- Flexion.
- Torsion.

## 4. Marche à suivre dans le calcul des arbres

Il y a une marche à suivre dans le calcul des arbres qui se basé à critère de résistance :

- a) Calculer les réactions dans les plans Vertical et Horizontal.

- b) Répartition des moments de flexion  $Mf_H$  et  $Mf_V$  et les moments résultants  $Mf_R$  et moments équivalent  $M_{\acute{e}q}$ .

$$Mf_R = \sqrt{Mf_H^2 + Mf_V^2} \quad (27)$$

- c) Répartition des moments de torsion.  
 d) Répartition des efforts axiaux.  
 e) Déterminer la section critique (la section la plus faible).  
 f) Calculer le diamètre nécessaire pour résister aux charges de la section critique.  
 g) Calcul des tourillons.

## 5. Calcul d'un arbre à l'aide du code ASME

La méthode de code ASME se base sur le cisaillement maximal  $\tau$ . On calcule la contrainte de cisaillement maximale comme étant le moment équivalent sur le moment résistant polaire :

$$\tau = \frac{M_{\acute{e}q}}{\omega_p} \quad (28)$$

Où :  $M_{\acute{e}q}$  est le moment équivalent et  $\omega_p$  : moment résistant polaire pour une section circulaire.

$$\omega_p = \frac{\pi d^3}{16} \quad (29)$$

On peut extraire le moment résistant polaire à partir de la relation suivante :

$$\omega_{zz} = \frac{I_{zz}}{d} \quad (30)$$

Où :

$I_{zz}$ : Moment d'inertie quadratique et  $d$  : distance entre le CDG et la section.

$$M_{\acute{e}q} = \sqrt{(C_f \cdot Mf_R)^2 + (C_t \cdot M_t)^2} \quad (31)$$

Où :

$Mf_R$  : Moment de flexion résultant et  $M_t$  : moment de torsion.

$$\tau = \frac{16}{\pi d^3} M_{\acute{e}q} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{(C_f \cdot Mf_R)^2 + (C_t \cdot M_t)^2} \quad (32)$$

Où :

$C_f$ : Coefficient de charge en flexion (donné par des tableaux)

$C_t$ : Coefficient de charge en torsion (donné par des tableaux).

$$d = \sqrt[3]{\frac{16M_{\acute{e}q}}{\pi \cdot \tau_{adm}}} \quad (33)$$

$$d_{arb} = \sqrt[3]{\frac{16 \sqrt{(C_f \cdot M_{fR})^2 + (C_t \cdot M_t)^2}}{\pi \cdot \tau_{adm}}} \quad (34)$$

Cette formule permet de déterminer le diamètre d'une section quelconque par la méthode du code ASTM. On calcule la contrainte de cisaillement admissible par cette relation :

$$\tau_{adm} = b \cdot (0,18 \sigma_R ; 0,3 \sigma_e) \min \quad (35)$$

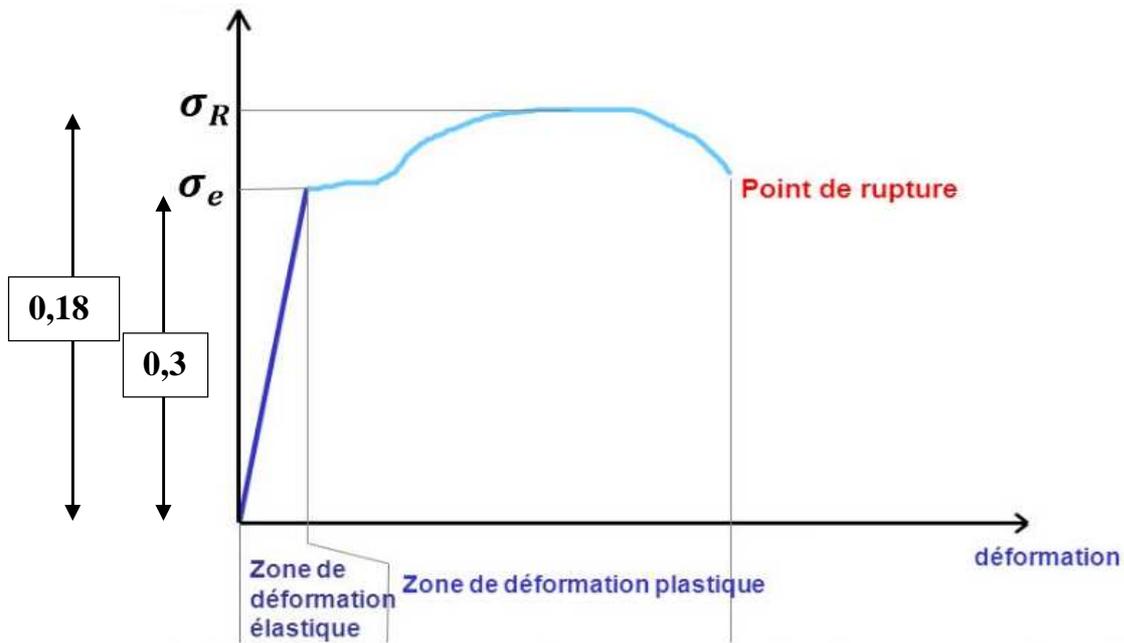


Figure 31. Courbe de calcul la contrainte de cisaillement admissible.

Où :

$$b = \begin{cases} 1 & \text{: sans concentration de contrainte} \\ 0,75 & \text{: avec concentration de contrainte.} \end{cases}$$

## 6. Coefficient de sécurité par la méthode de Van Mises – Henckey

$$n_s = \frac{\pi d^3}{32 \left[ \frac{\sqrt{\left(\frac{F A x \cdot d}{8}\right)^2 + \frac{3}{4} M_t^2 m}}{\sigma_R} + \frac{\sqrt{m f_R^2 + \frac{3}{4} M_t^2 a}}{\sigma_{end}} \right]} \quad (36)$$

Où :

$n_s$  : doit être supérieure à 1

$n_s$  : coefficient de sécurité

$d$  : diamètre de l'arbre

$F_{Ax}$  : force axiale

$M_{tm}$  : moment moyen de torsion

$M_{ta}$  : moment alterné de torsion (d'amplitude)

$M_{fR}$  : moment de flexion résultant

$\sigma_R$  : contrainte de rupture par traction

$\sigma_{end}$  : contrainte d'endurance (caractérise la figure du matériau).

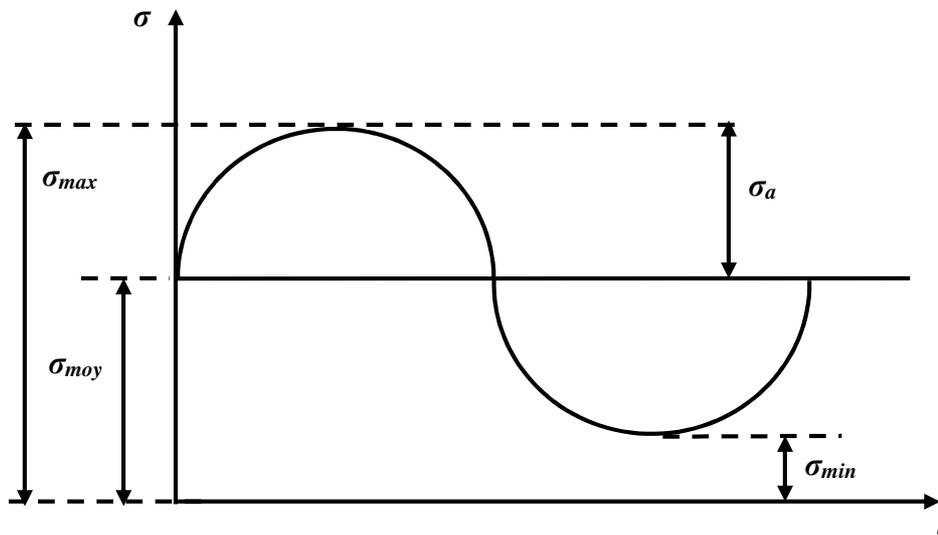


Figure 32. Présentation des contraintes.

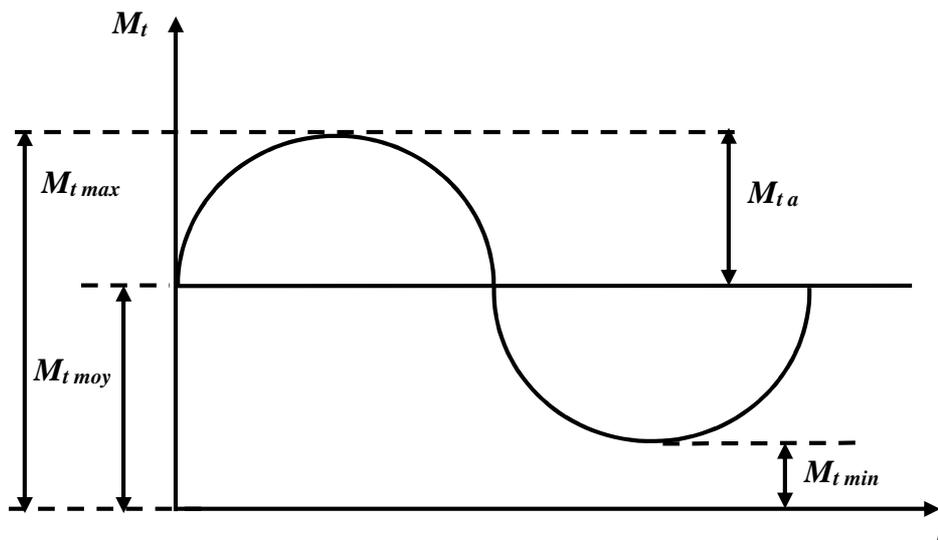


Figure 33. Présentation des moments.

## 7. Calcul des tourillons

Le tourillon est la partie de l'arbre tournant qui est tenue dans les paliers. Au niveau des tourillons, les moments de flexion sont nuls, c'est-à-dire : on ne peut pas appliquer les méthodes citées auparavant.

### 7.1. Tourillon soumis à la torsion :

$$\tau_{torsion} = \frac{M_t}{\omega_p} = \frac{M_t}{\frac{\pi d^3}{16}} = 16 \frac{M_t}{\pi d^3} \quad (37)$$

### 7.2. Tourillon soumis à un effort tranchant :

On a :

$$\tau_{cis} = \frac{F_{cis}}{S_{cis}} = \frac{4F_{cis}}{\pi d^2} \quad (38)$$

Puis, on trouve la relation du diamètre des tourillons :

$$d = \sqrt{\frac{4F_{cis}}{\pi \tau_{adm\ cis}}} \quad (39)$$

Et on peut simplifier la formule comme suit :

$$d \approx 1,13 \sqrt{\frac{F}{\tau_{adm\ cis}}} \quad (40)$$

## **CHAPITRE VI : ORGANES (ELEMENTS) DE TRANSMISSION**

## TRANSMISSION PAR FRICTION



## 1. Définition

La transmission par friction consiste à transmettre un couple en pressant les roues l'une contre l'autre, c'est le frottement qui en assure la liaison (exemple : la dynamo).

On admet que :  $F_N \equiv F_p$  (Effort presseur)

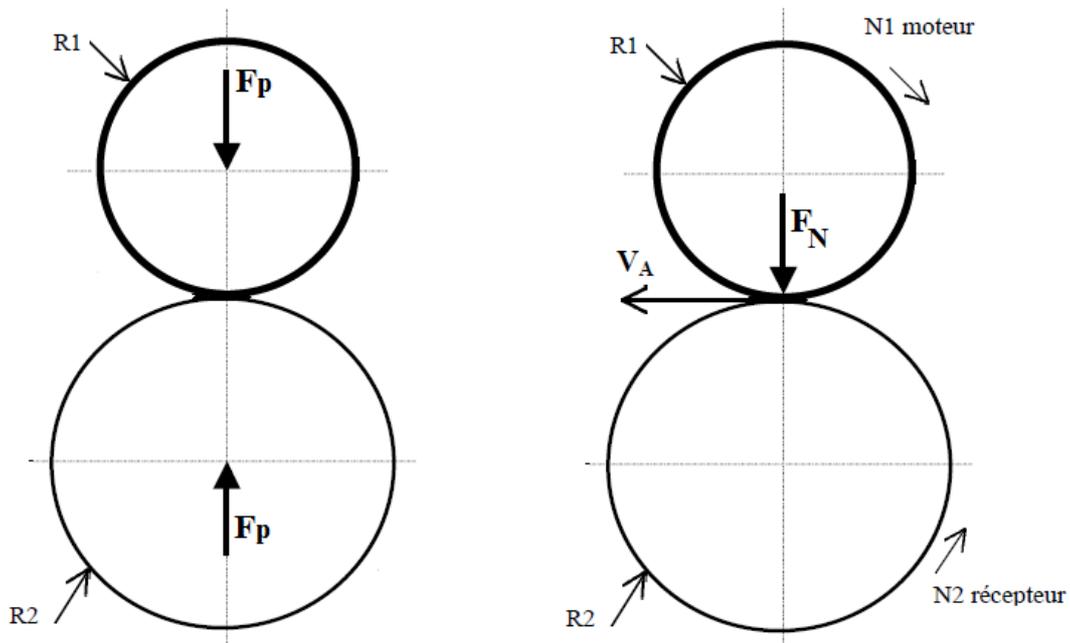


Figure 34. Transmission par friction.

## 2. Avantages et inconvénients

Tableau 5. Avantages et inconvénients.

Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Entraînement sans choc</li> <li>- Fonctionnement silencieux</li> <li>- Economique (réalisation)</li> <li>- Sécurité (pas de risque)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Glissement</li> <li>- Puissance transmise faible</li> <li>- Usure</li> <li>- Proximités des roues</li> </ul>

## 3. Rapport de transmission

Au point de contact entre les deux roues, du fait de l'hypothèse de roulement sans glissement, on a  $V_1 = V_2 = V$ , et donc le rapport de transmission est donné comme suit :

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{M_2}{M_1} \quad (41)$$

Où :

$\omega$  : vitesse angulaire (rad/s)

$n$  : vitesse de rotation ( $tr/min$ )

$d$  : diamètre (des roues, des rouleaux, ...)

$M$  : Moments (couple) ( $N.m$ )

Comme rappel on a :

La vitesse linéaire :  $V = \omega . R$

La vitesse angulaire :  $\omega = \frac{2\pi n}{60}$

La puissance transmise :  $P = M\omega$  [watt]

#### 4. Transmission des efforts

Dans le cas de transmission des mouvements, on trouve deux cas :

##### 4.1. Cas sans glissement

$$F_t = F_N \cdot f \quad (42)$$

Où :

$F_t$  : tangentielle

$F_N$  : force normale (effort presseur  $F_p$ )

$f$  : coefficient de frottement.

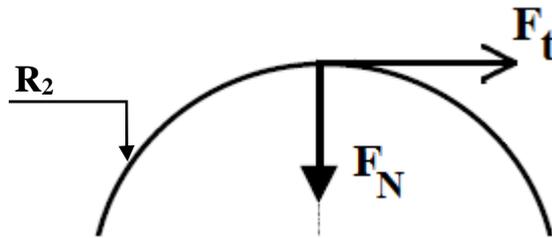


Figure 35. Efforts appliqué dans la deuxième roue.

##### 4.2. Cas avec glissement (cas réel)

$$F_t = \frac{F_N \cdot f}{n_{glis}} \quad (43)$$

La force nominale minimale (force presseur minimale) pour qu'il y ait transmission par friction :

$$F_{N_{min}} \geq \frac{F_t \cdot n_{glis}}{f} \quad (44)$$

### 4.3. Pression de contact (relation de Stribeck)

Pendant le contact, la force normale ( $F_N$ ) provoque une pression ( $P_c$ ) appliquée sur un rectangle très mince à cause de la déformation des deux cylindres, cette pression de contact doit être inférieure ou égale la pression admissible ( $P_{adm}$ ).

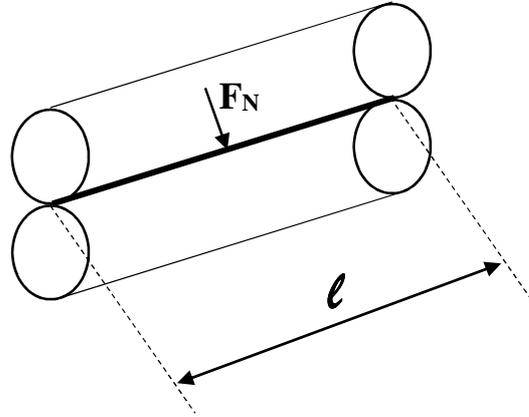


Figure 36. Pression de contact entre deux roues.

D'après la relation de Stribeck, on peut calculer la pression de contact par la relation suivante :

$$P_c = \frac{F_N}{2.r_r.l} \leq P_{adm} \quad (45)$$

Où :  $l$  : longueur du contact.

$r_r$  : rayon réduit.

$$\frac{1}{r_r} = \frac{1}{r_1} \pm \frac{1}{r_2} \quad (46)$$

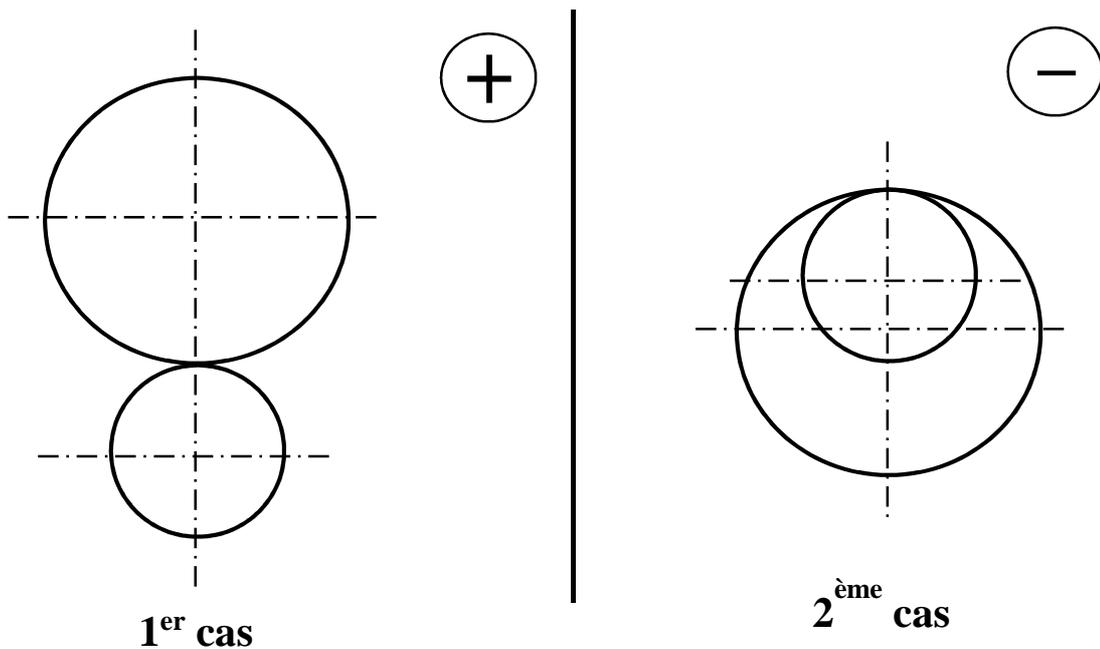


Figure 37. Calcul rayon réduit.

Dans le premier cas, on a les deux roues tournent dans des sens différents, on prend le signe positif (+) pour calculer le rayon réduit ( $r_r$ ) et dans le deuxième cas, on a les deux roues tournent dans le même sens, alors il faut prendre le signe négatif (-) pour calculer le rayon réduit ( $r_r$ ) comme il est illustré dans la figure ci-dessous.

#### 4.4. Couple transmissible

Nous allons déterminer le couple maximum que l'on peut obtenir sur la roue réceptrice, le couple est transmis par l'effort tangentiel  $F_t$  qui agit sur le rayon  $R_2$ .

On sait qu'à la limite du glissement, on a :  $F_t = F_N \cdot f$ .

Donc le couple maximum transmissible vaut :

$$C = F_N \cdot f \cdot R_2 = F_t \cdot R_2 \quad (47)$$

Si l'on veut augmenter la puissance transmissible, on peut :

- Augmenter l'effort presseur  $F_P$  entre les roues,
- Augmenter le coefficient de frottement  $f$ ,
- Augmenter le rayon des roues (peu intéressant).

#### Exemple

On a deux roues tournent sans glissement de diamètres  $d_1$  et  $d_2$  de 50 mm et 120 mm respectivement, la vitesse de rotation de la première roue est  $n_1=180$  tr/min, la force normale  $F_N=120$  N. On donne le coefficient de frottement  $f = 0,4$ .

- Calculer la puissance maximale de la deuxième roue.

#### Solution

On a la relation de la puissance de la deuxième roue :

$$P_2 = C \cdot \omega_2$$

Et on peut calculer le couple :

$$C = F_N \cdot f \cdot R_2 = 120 \times 0,4 \times 60 = 2880 \text{ N} \cdot \text{mm} = 2,88 \text{ N} \cdot \text{m}$$

On calcule aussi la vitesse angulaire :

$$\omega_2 = \frac{2\pi n_2}{60}$$

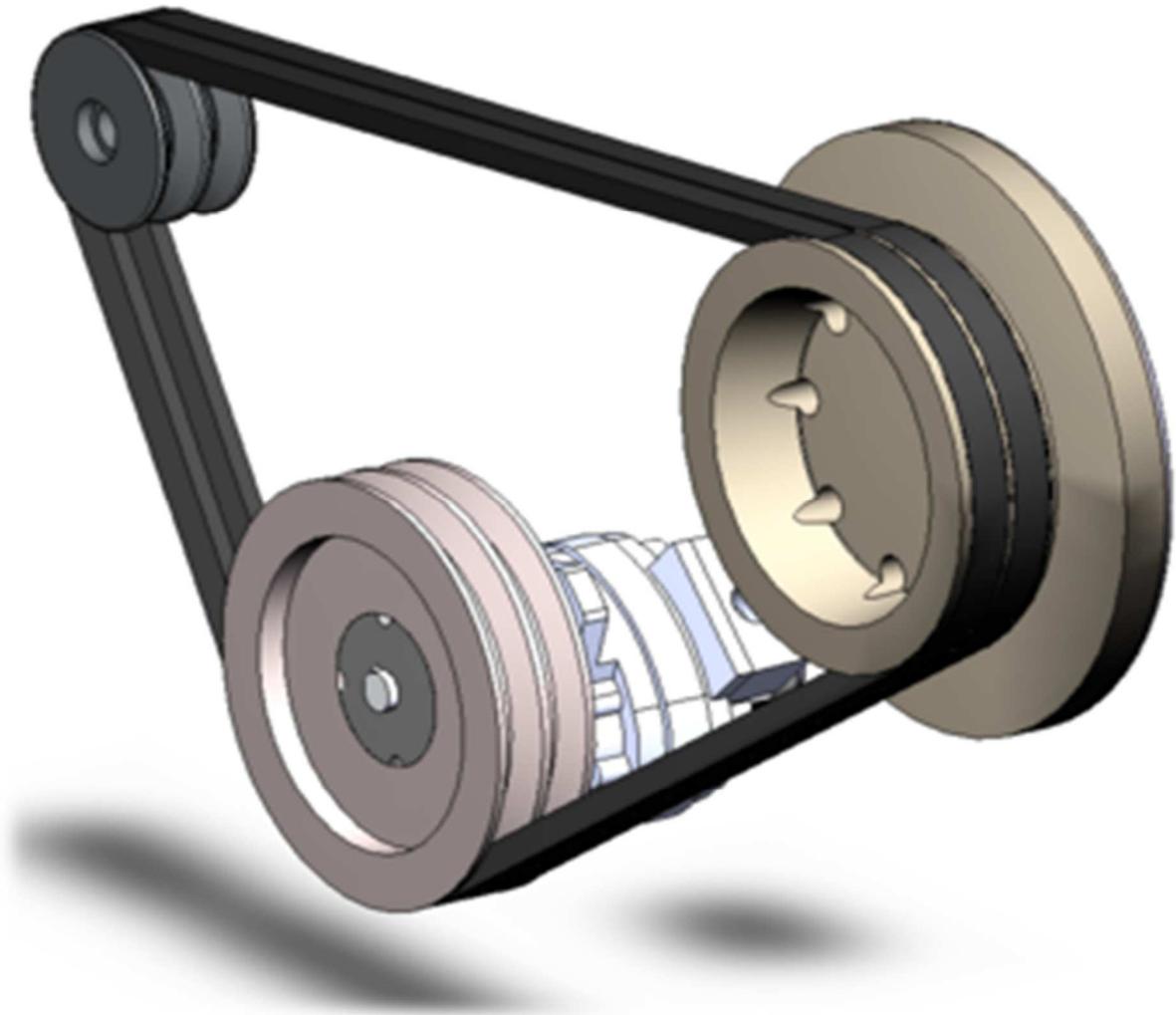
$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \rightarrow n_2 = n_1 \cdot \frac{d_1}{d_2} = 180 \times \frac{50}{120} = 75 \text{ tr/min}$$

$$\omega_2 = \frac{2\pi n_2}{60} = \frac{2\pi \times 75}{60} = 7,85 \text{ rd/s}$$

Donc, on trouve la valeur de puissance :

$$P = C \cdot \omega_2 = 2,880 \times 7,85 = 22,608 \text{ Watt}$$

## TRANSMISSION DE PUISSANCE PAR COURROIE



## 1. Définition

Une courroie est un élément de machine flexible permettant de transmettre une puissance **par adhérence** lorsque l'arbre moteur et l'arbre entraîné sont éloignés l'un de l'autre. La tension initiale des courroies est indispensable pour garantir l'adhérence et assurer la transmission du mouvement, un système à entraxe réglable ou un dispositif annexe de tension (galet enrouleur, etc.) est souvent nécessaire pour régler cette tension et compenser l'allongement des courroies au cours du temps et aussi on augmente l'angle d'enroulement.

La qualité et le rendement d'une transmission par courroie sont étroitement liés à la précision de position des poulies lors du montage.

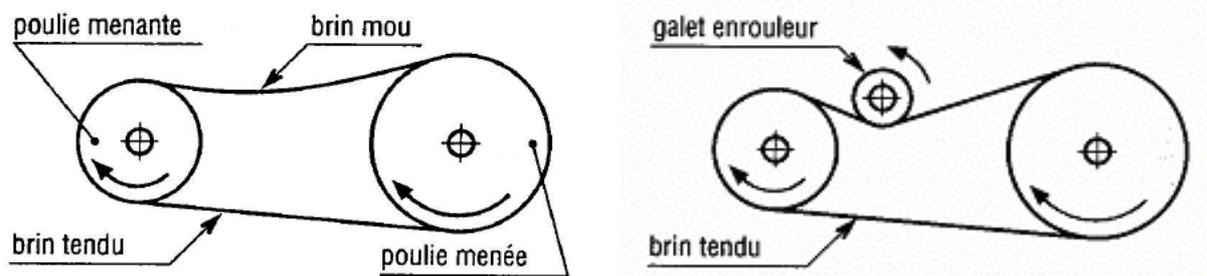


Figure 38. Transmission par courroie.

## 2. Différents types de courroies

La première décision clé avant l'installation d'un système de transmission par courroie est de choisir le type de courroie convenant à notre application. Le type de courroie est un aspect important à prendre en compte, car il permet de réaliser des économies importantes. On prend quelques types de courroies de transmission cités dans le tableau suivant :

Tableau 6. Différents types de courroies.

Trapézoïdales	
Plates	
Côtelées	
Dentées (ou synchrones)	
Rondes	

## 3. Avantages et inconvénients

**Avantage :**

- Transmission à grande vitesse 5 à 33 m/s (20 m/s optimale),
- Silencieuse,
- Positions éloignées des arbres,
- Légèreté, longue durée de vie,
- Faible coût, montage et entretien facile,
- Amortissement des chocs et vibrations.

**Inconvénients :**

- Glissement,
- Fluage élastique.

**4. Matériaux des courroies**

Il existe plusieurs matériaux utilisés pour la fabrication des courroies :

**Cuir :** On utilise des composites cuir-perlon, cuir-nylon, caractérisés par leur grande durabilité. L'utilisation de cuir est en fait limitée aux petites et moyennes vitesses.

**Tissus caoutchoutés :** Ce sont des textiles en fibres de coton, de nylon ou autre, imprégnés de caoutchouc, ce qui augmente leur coefficient de frottement.

**Caoutchoucs ou élastomères renforcés :** Pour augmenter leur résistance à la traction, on renforce ces composites avec des fils de nylon, des fibres de verre, d'acier ou de carbone. Ces composites peuvent transmettre une puissance pouvant atteindre 30 KW par cm de largeur de courroie à des vitesses allant jusqu'à 20 m/s.

**5. Calcul des courroies plates**

**5.1. Courroies non croisée à axes parallèles**

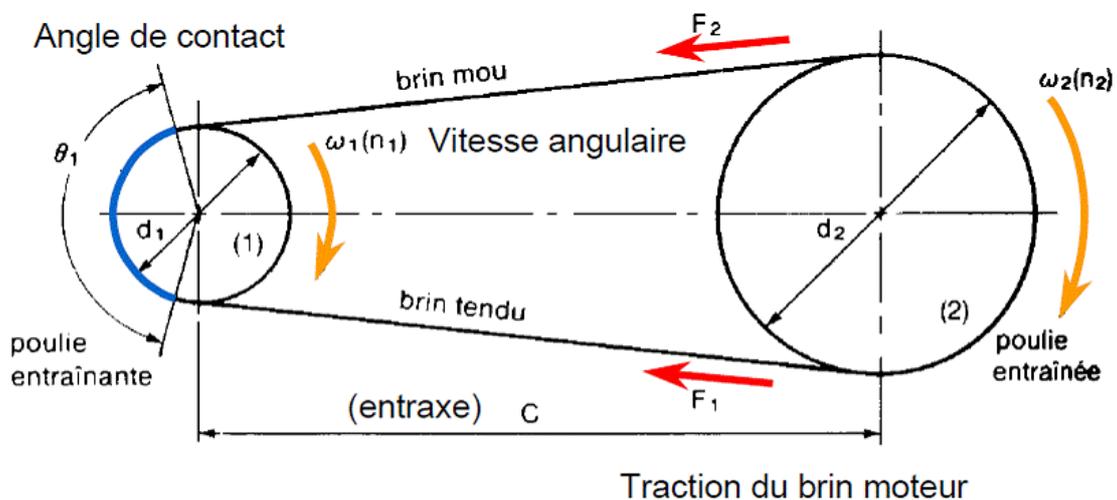


Figure 39. Courroies non croisée à axes parallèles.

- $d_1$  : Diamètre de la petite poulie, en mm.  
 $d_2$  : Diamètre de la grande poulie, en mm.  
 $C$  : Entraxe (distance entre les axes de rotation des poulies), en mm.  
 $n_1$  et  $n_2$  : Vitesses de rotation respectives de la petite et de la grande poulie, en rot/min.  
 $\omega_1$  et  $\omega_2$  : Vitesses angulaires des poulies, en rad/s.  
 $F_1$  : Traction du brin moteur (tendu), en N.  
 $F_2$  : Traction du brin entraîné (mou), en N.  
 $\theta_1$  et  $\theta_2$  : Angles de contact entre la courroie et les poulies, en degrés ( $^\circ$ ) ou radians (rad).  
 $f$  : Coefficient de frottement entre la courroie et les poulies.  
 $v$  : Vitesse de la courroie, en m/s.  
 $b$  : Largeur de la courroie, en mm.  
 $e$  : Epaisseur de la courroie, en mm.

### a) Rapport de transmission

S'il n'y avait pas de glissement entre la poulie et la courroie, la vitesse de la courroie est égale aux vitesses tangentielles des poulies et le rapport de transmission est calculé de la manière suivante :

$$\begin{cases} v_1 = v_2 = v \\ \pi \cdot d_1 \cdot n_1 = \pi \cdot d_2 \cdot n_2 \end{cases} \Rightarrow R = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \quad (48)$$

### b) Longueur de la courroie

La longueur de la courroie est calculée par la relation suivante :

$$L = \sqrt{4C^2 - (d_2 - d_1)^2} + \frac{1}{2}(d_1 \theta_1 + d_2 \theta_2) \quad (49)$$

Et après la simplification de la relation, on trouve la longueur de cette nouvelle forme :

$$L \approx 2C + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4C} \quad (50)$$

On admet que :

$$\theta_1 = \pi - 2\beta \quad \text{et} \quad \theta_2 = \pi + 2\beta$$

$$\beta = \sin^{-1}\left(\frac{(d_2 - d_1)}{2C}\right) [rad] \quad (51)$$

Pour assurer l'adhérence entre la courroie et la poulie Il faut que l'angle :  $\theta_1 > 130^\circ$ .

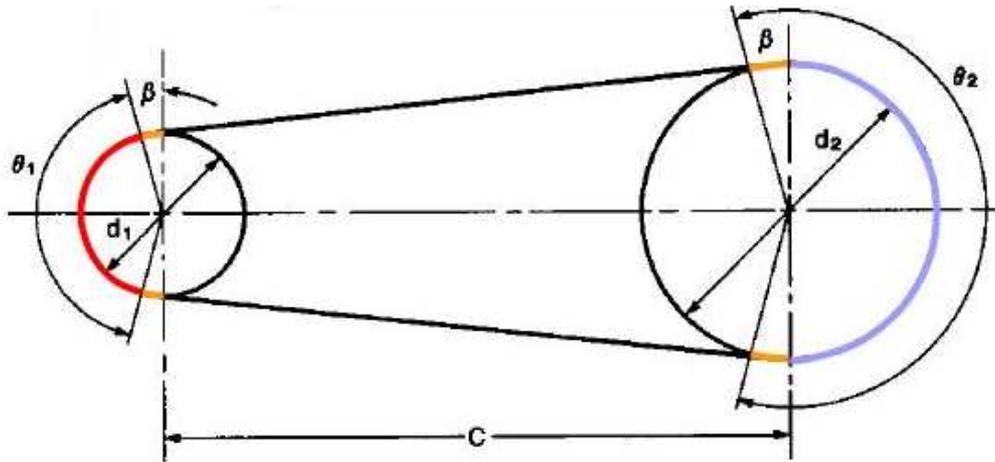


Figure 40. Calcul de la longueur de la courroie.

## 5.2. Courroies croisée à axes parallèles

### a) Longueur de la courroie

La longueur de la courroie est égale à la somme des longueurs de ses deux sections droites (mesurées entre les points de tangence avec les poulies) et des longueurs de contact avec les poulies.

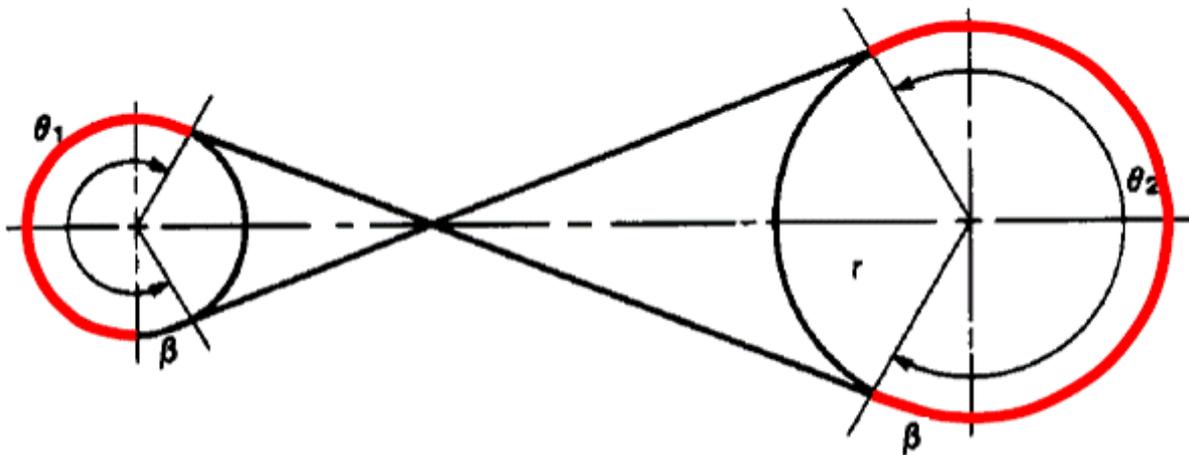


Figure 41. Courroies croisée à axes parallèles.

On note que :

$$\theta_1 = \theta_2 = \pi + 2\beta$$

$$\beta = \sin^{-1}\left(\frac{(d_1 + d_2)}{2C}\right) \text{ [rad]}$$

On trouve :

$$L = \sqrt{4C^2 - (d_2 + d_1)^2} + \frac{\theta}{2}(d_1 + d_2)$$

$$L \approx 2C + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_1 + d_2)^2}{4C}$$

(52)

### 5.3. Courroies à axes perpendiculaires

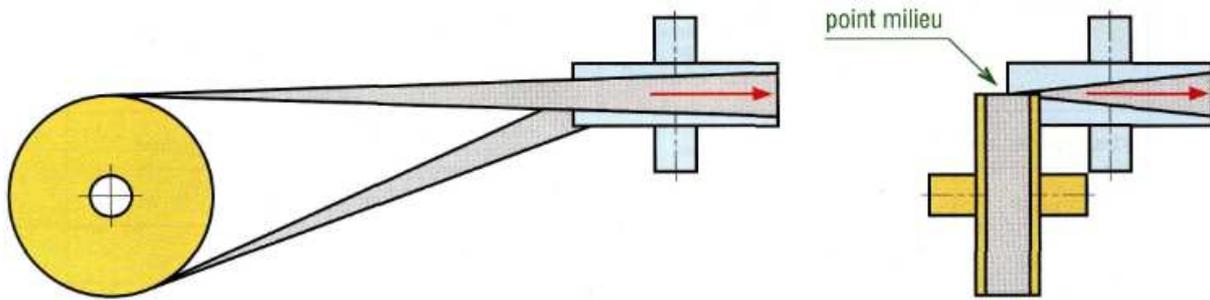


Figure 42. Courroies à axes perpendiculaires.

On a :

$$\theta = \pi + \frac{\pi d_2}{3 C}$$

$$L \approx 2C + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_1^2 + d_2^2)^2}{4C} \quad (53)$$

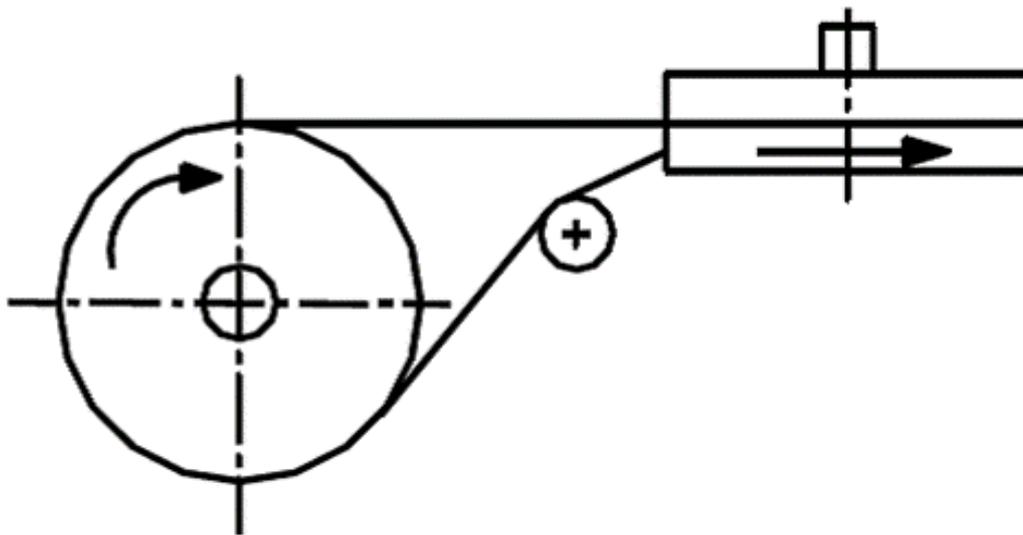


Figure 43. Schéma Cinématique de la courroie à axes perpendiculaires.

### 6. Analyse des forces (Cas d'une courroie plate)

Isolant un petit élément de la courroie, de longueur  $r d\theta$  autour de la poulie réceptrice et écrivant le bilan des forces qui lui sont appliquées.

Pour un angle  $d\theta$  est petit  $\rightarrow \sin \frac{d\theta}{2} \approx \frac{d\theta}{2} \quad \cos \frac{d\theta}{2} \approx 1$

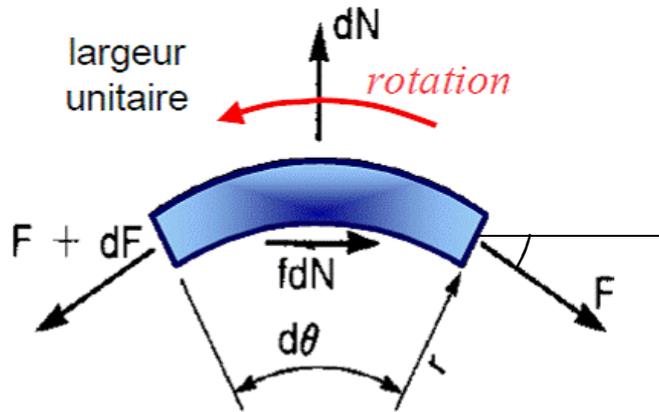


Figure 44. Etude d'un élément de courroie.

L'équilibre des forces verticales donne :

$$(F + dF) \sin \frac{d\theta}{2} + F \sin \frac{d\theta}{2} = dN \quad \Rightarrow \quad dN \approx F \cdot d\theta \quad (54)$$

Et l'équilibre de forces horizontales donne :

$$(F + dF) \cos \frac{d\theta}{2} - F \cos \frac{d\theta}{2} = f dN \quad \Rightarrow \quad dF \approx f \cdot dN \quad (55)$$

A partir des équations d'équilibre des forces verticales et horizontales, on trouve :

$$dF \approx f \cdot F d\theta \quad (56)$$

### 6.1. Equation d'Euler

La dernière équation trouvée s'écrit comme suit :

$$\frac{dF}{F} = f \cdot d\theta$$

Cette équation est valable pour le petit morceau de la courroie avec un angle  $d\theta$ .

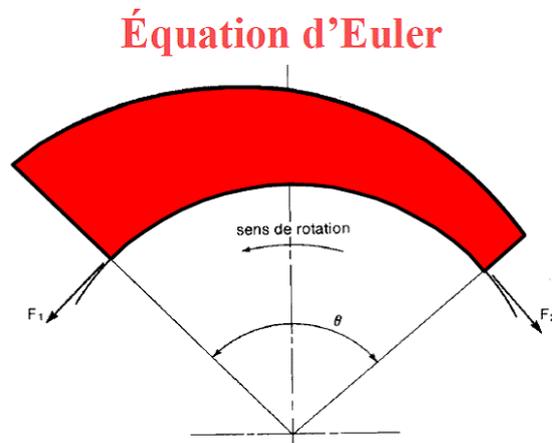


Figure 45. Représentation graphique de l'équation d'Euler.

Pour généraliser cette équation sur toute la partie de la courroie enroulée :

$$\frac{dF}{F} = f \cdot d\theta \Rightarrow \int_{F_1}^{F_2} \frac{dF}{F} = f \int_0^\theta d\theta \Rightarrow \ln \frac{F_1}{F_2} = f\theta$$

On trouve :

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\theta} \quad (57)$$

Dans cette équation, on a :  $F_1 > F_2$  et  $\theta$  en [rad].

### 6.2. Tension due à la force centrifuge

Si on tourne la courroie à grande vitesse, on dit qu'elle est soumise à une force centrifuge :

$$F_c = \rho_1 v^2 \quad (58)$$

Lorsque l'on tient compte de la force centrifuge, l'équation d'Euler devient :

$$\frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} = e^{f\theta} \quad (59)$$

$F_c$  : Force centrifuge [N].

$\rho_1$  : Masse linéique [Kg/m].

$v$  : Vitesse linéaire [m/s].

Pour  $v < 10$  m/s,  $F_c \ll F_1$  est peut être négligé.

### 6.3. Puissance nominale transmise

La puissance nominale transmise est donnée par la relation suivante :

$$P = M \cdot \omega_1 = (F_1 - F_2)v_1 \quad (60)$$

Et le couple :

$$M = (F_1 - F_2) \frac{d_1}{2} \quad (61)$$

Appliquant cette formule à la petite poulie, qui possède une vitesse linéaire  $v_1$  et une vitesse de rotation  $\omega_1$ .

$$v_1 = \omega_1 \frac{d_1}{2} \quad (62)$$

$$\omega_1 = \frac{2\pi n_1}{60} \quad (63)$$

Après le remplacement ces équations dans la première formule, on obtient :

$$P = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1 (F_1 - F_2)}{60000} [KW] \quad (64)$$

En présence de forces centrifuges :

$$P = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1 (F_1 - F_C)}{60000} \left( \frac{e^{f\theta} - 1}{e^{-f\theta}} \right) [KW] \quad (65)$$

#### 6.4. Puissance effective transmise par une courroie (P')

$$P' = K_s P \quad (66)$$

$K_s$  : Facteur de surcharge ( $K_s = 1,0 - 1,8$ ).

$P$  : Puissance nominale.

#### 6.5. Fréquence du passage (fr)

Lors du fonctionnement, La courroie se tends et se fléchit plusieurs fois par unité de temps, cela provoque la fatigue et la courroie peut se rompre.

Pour éviter ce problème, on définit ce qu'on appelle la fréquence de passage.

$$f = \frac{v}{L} [s^{-1}] \quad (67)$$

$v$  : Vitesse de la courroie.

$L$  : Longueur de la courroie.

Cuir :  $1,4 < fr < 2s^{-1}$

Matériaux synthétiques :  $6 < f_r < 8s^{-1}$

#### 6.6. Contraintes induites (courroies plates)

Pendant le fonctionnement de la courroie, les forces dynamiques et statiques engendrent des contraintes :

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_t = \frac{F_t}{S} \quad \text{Contr. normale.} \\ \sigma_c = \frac{F_c}{S} \quad \text{Contr. normale due à la force centrifuge.} \\ \sigma_f = E_f \frac{e}{d_1} \quad \text{Contr. de flexion où : } E_f : \text{Module d'élasticité en flexion.} \end{array} \right.$$

$d_1$  : diamètre de la petite poulie.

Où :  $S$  est l'aire de la section de la courroie.

Pour les courroies plates, la section est donnée :

$$S = b \cdot e = b \cdot n \cdot e_c$$



$n$  : Nombre de couche.

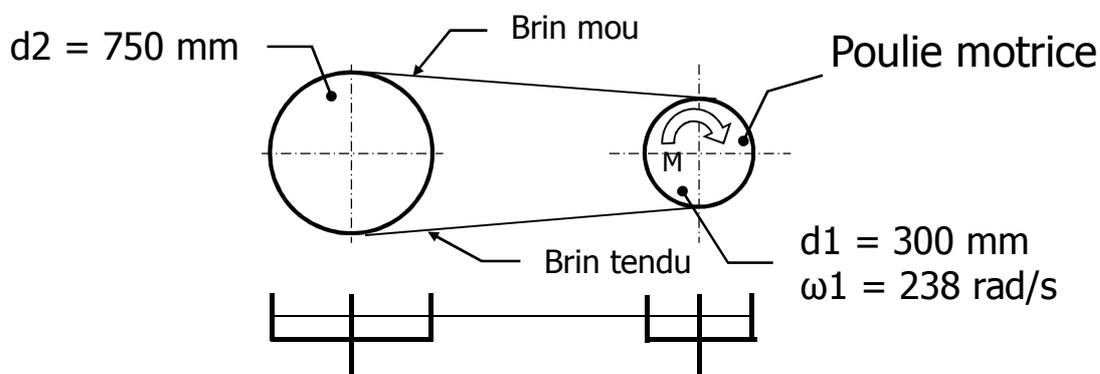
$e_c$  : Epaisseur de couche.

Contrainte totale :  $\sigma_T = \sigma_t + \sigma_c + \sigma_f$

Et la condition de résistance est donnée comme suit :  $\sigma_T \leq \sigma_{adm}$

### EXEMPLE

Exprimer et calculer le rapport de transmission ( $R$ ) et la vitesse linéaire ( $v$ ) de la courroie, dont la grande roue est la roue motrice.



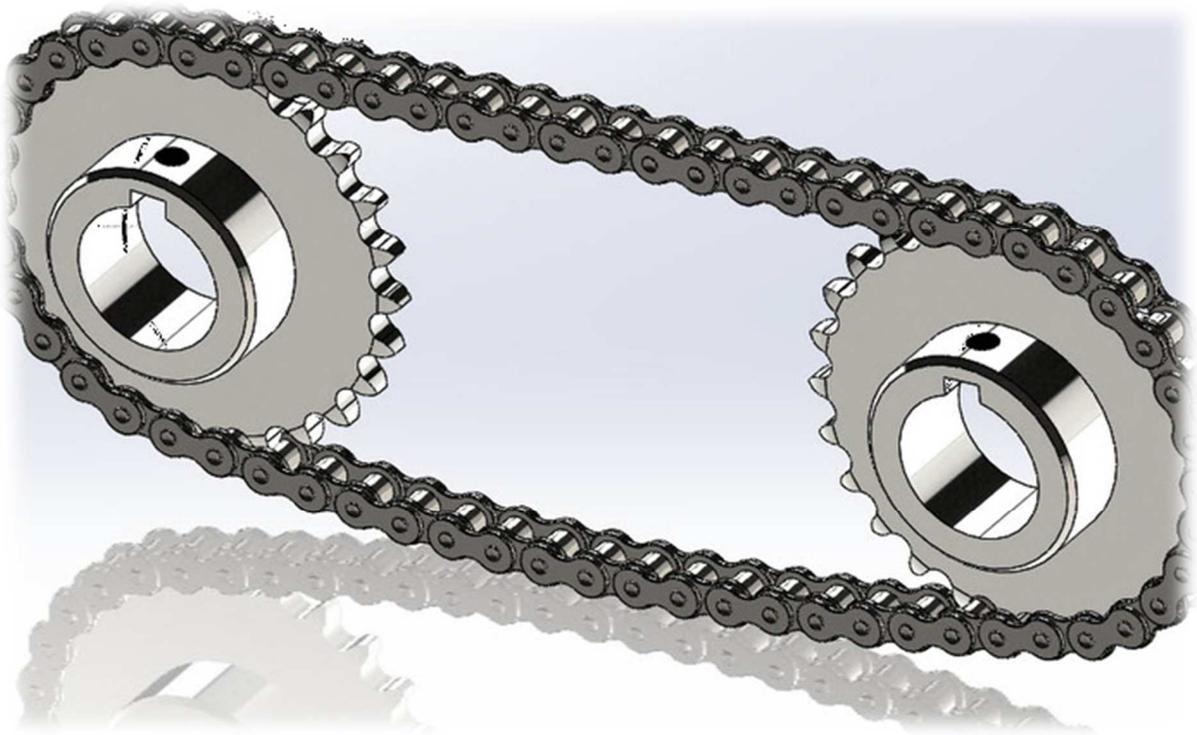
### Solution

$$1) R = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{750}{300} = 2,5$$

$R > 1$  : C'est un multiplicateur de vitesse

$$2) v = \omega_1 \cdot \frac{d_1}{2} = 238 \cdot \frac{300}{2} = 35,7 \text{ m/s}$$

## TRANSMISSION PAR CHAÎNE



## 1. Définition

Les chaînes sont utilisées en transmission de puissance mais aussi en manutention et convoyage ainsi que dans de nombreuses réalisations.

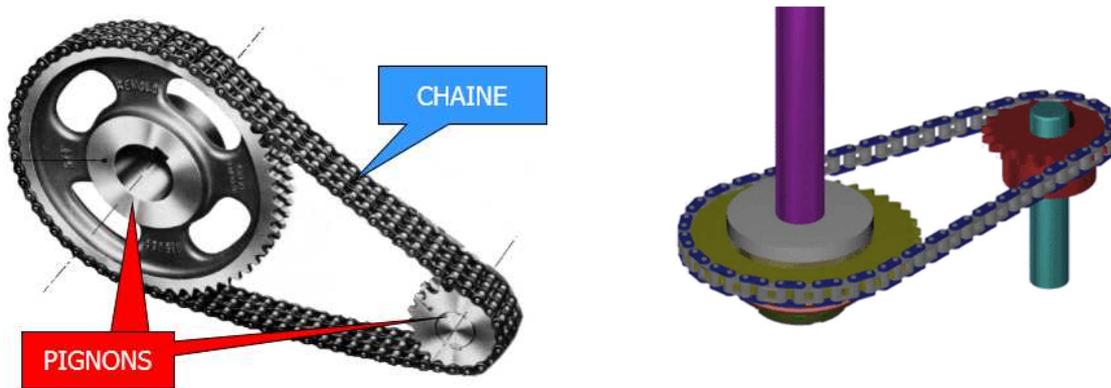


Figure 46. Chaîne de transmission.

## 2. Fonction

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

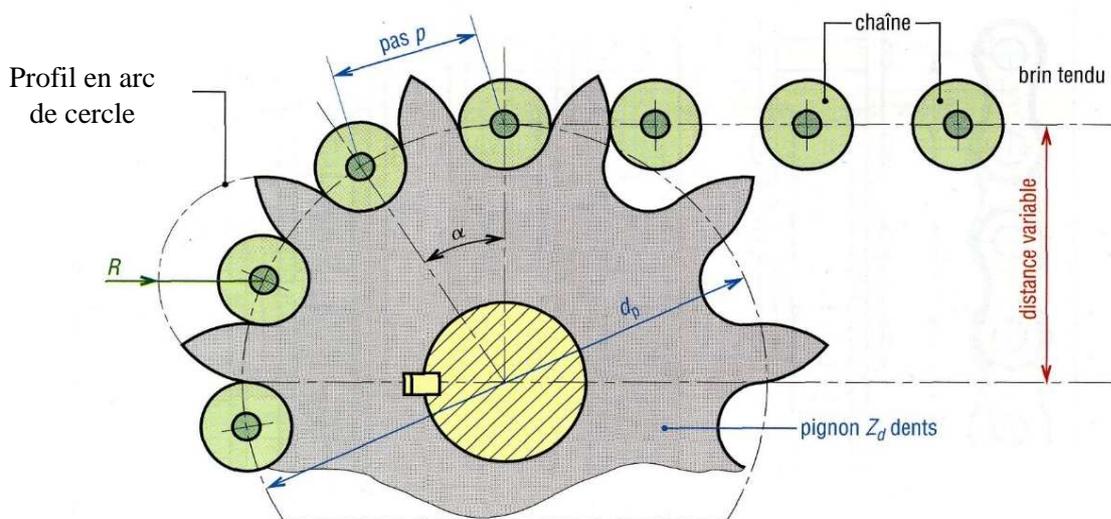


Figure 47. Engrenement entre chaîne et pignon.

## 3. Constitution d'une chaîne

Comme illustré dans la figure ci-dessous, la chaîne comprend une série de paliers lisses maintenus avec précision les uns aux autres par les plaques de maillons exerçant des contraintes. Chaque palier se compose d'un axe et d'une douille sur lesquels tourne le rouleau de la chaîne.



Figure 48. Composants de la chaîne de transmission.

#### 4. Avantages et inconvénients

Tableau 7. Avantages et inconvénients.

AVANTAGES	INCONVENIENTS
<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ <b>Longue durée</b> de vie</li> <li>✓ <b>Entraînement de plusieurs arbres</b> récepteurs en même temps</li> <li>✓ Supportent des <b>conditions de travail plus rudes</b> que les poulies-courroies.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Plus <b>bruyantes</b></li> <li>✓ <b>Vitesses de rotation plus faibles</b></li> <li>✓ <b>Lubrification</b> nécessaire</li> </ul>

#### 5. Le rapport de transmission

Roue menante : Roue Motrice

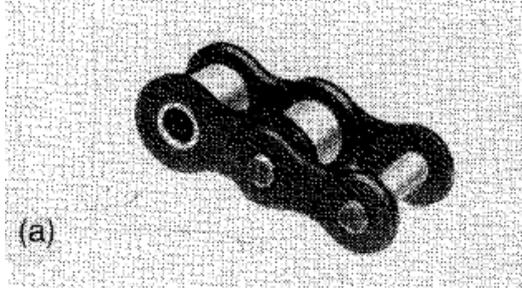
Roue menée : Roue Réceptrice

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

$$R = \frac{n_2(\text{pignon mené})}{n_1(\text{pignon menant})} = \frac{Z_1(\text{pignon menant})}{Z_2(\text{pignon mené})} \quad (68)$$

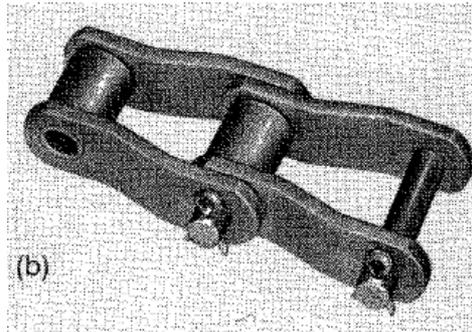
#### 6. Différents types de chaînes

Toutes les chaînes sont classées selon le pas (la distance entre les centres des axes adjacents), le diamètre du rouleau et la largeur entre les plaques intérieurs. Collectivement, ces dimensions sont connues sous le nom de dimensions d'engrènement, car elles déterminent la forme et la largeur des dents du pignon.



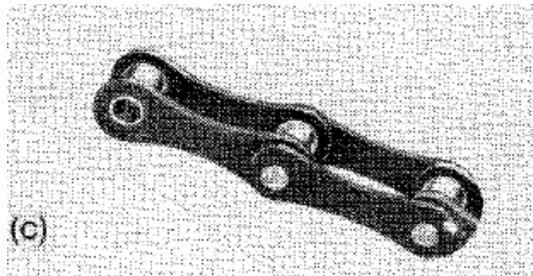
(a)

(a) Chaines tubulaires (sans rouleaux).



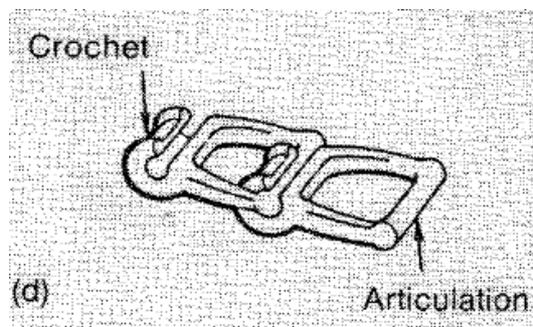
(b)

(b) Chaines à maillons coudés



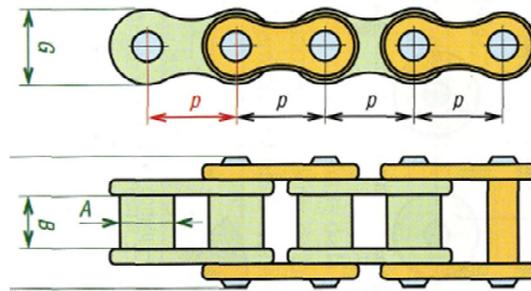
(c)

(c) Chaines à pas long



(d)

(d) Chaines détachables



(e) Chaîne à rouleau

Figure 49. Différents types de chaînes.

On trouve aussi une autre différence concernant le nombre des rangés des dents, simple, double et triple comme il est illustré dans la figure ci-dessous :

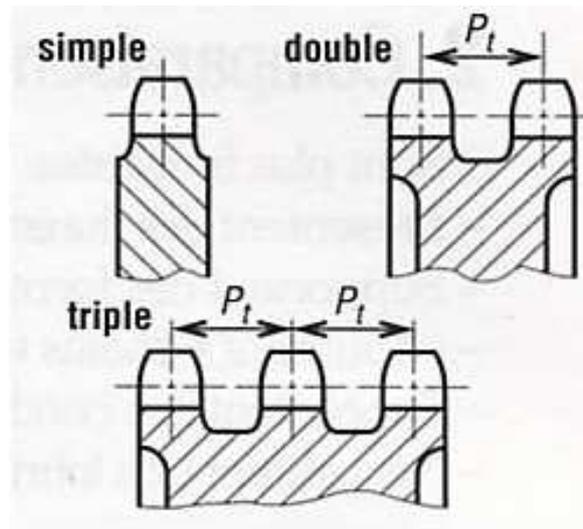


Figure 50. Nombre des rangés des dents, simple, double et triple.

### EXEMPLE 1

Un vélo composé d'un plateau de 49 dents et d'un pignon arrière de 21 dents. Le diamètre de la roue est égal à 700 mm et le pas de la chaîne est égal à 12,7 mm, le pédalier est entraîné à 40 tr/min.

1. Exprimer et calculer le rapport de transmission.
2. Calculer la vitesse de rotation de la roue arrière.
3. Calculer la vitesse du vélo.



**Réponse :**

1. Le rapport de transmission :

$$R = \frac{Z_1(\text{pignon menant})}{Z_2(\text{pignon mené})} = \frac{49}{21} = 2,33$$

2. La vitesse de rotation de la roue arrière

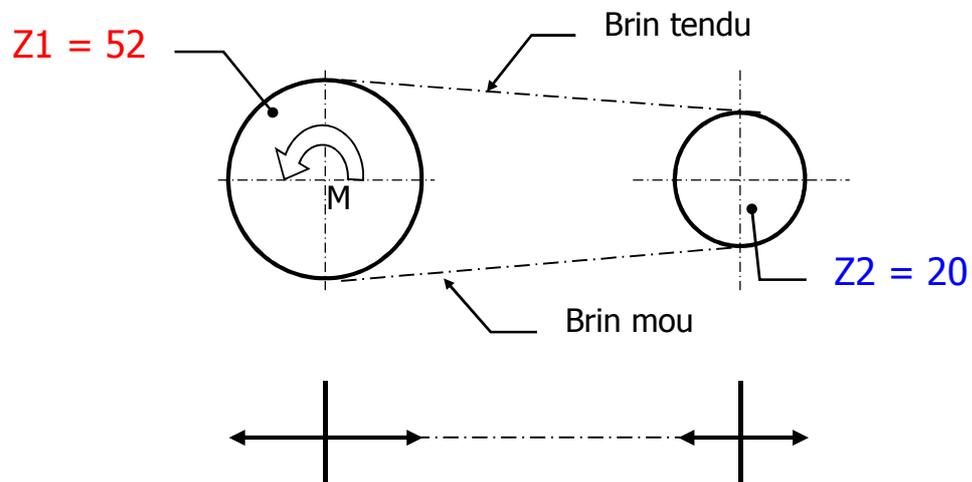
On a :  $R = \frac{n_2}{n_1} \rightarrow n_2 = R \cdot n_1 = 2,33 \cdot 40 = 93,33 \text{ tr/min.}$

3. La vitesse du vélo :

$$V = \omega_2 \cdot R_{Roue} = n_2 \cdot \frac{\pi}{30} R_{Roue} = 93,33 \cdot \frac{\pi}{30} \cdot 0,35 = 3,42 \text{ m/s}$$

### EXEMPLE 2

Exprimer et calculer rapport de transmission de ce système qui est composée de deux pignons et d'une chaîne, dont la grande roue est la roue motrice.



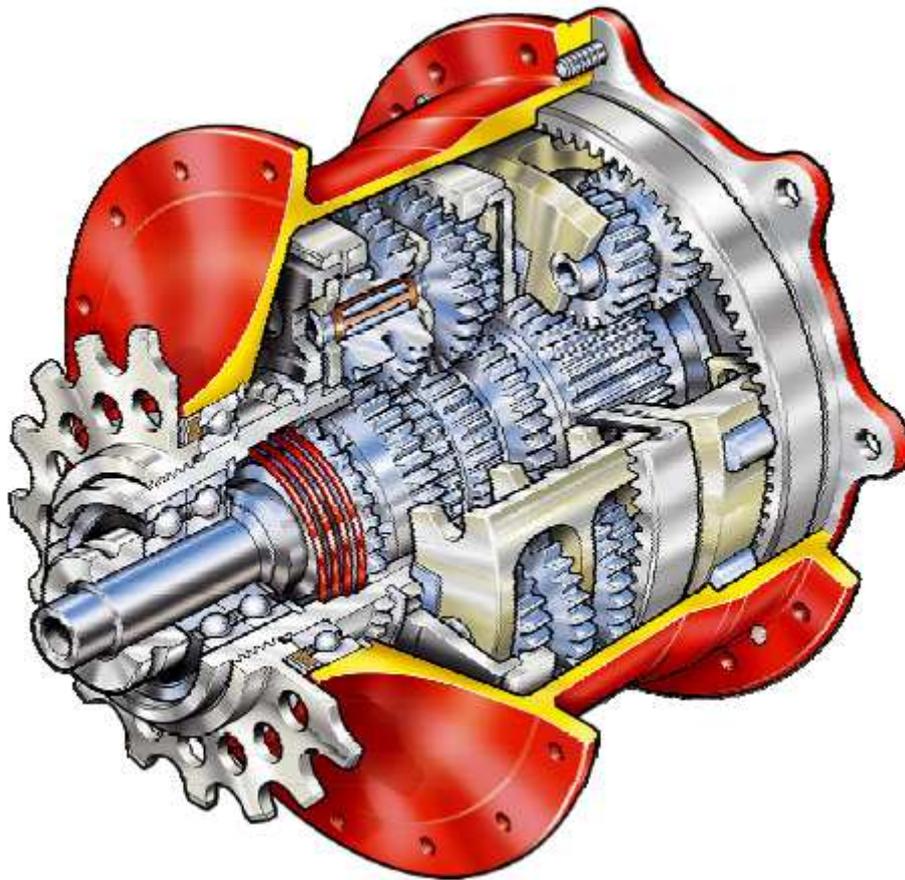
**Réponse :**

Le rapport de transmission est donné comme suit :

$$R = \frac{n_2}{n_1} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{52}{20} = 2,6$$

$R > 1$  : C'est un multiplicateur de vitesse

# ENGRENAGES



## 1. Définition

Un engrenage est un mécanisme composé de deux roues dentées mobiles autour d'axes de position relative invariable. L'une des roues entraîne l'autre par l'action des dents successivement en contact. Une combinaison d'engrenages est appelée train d'engrenages.

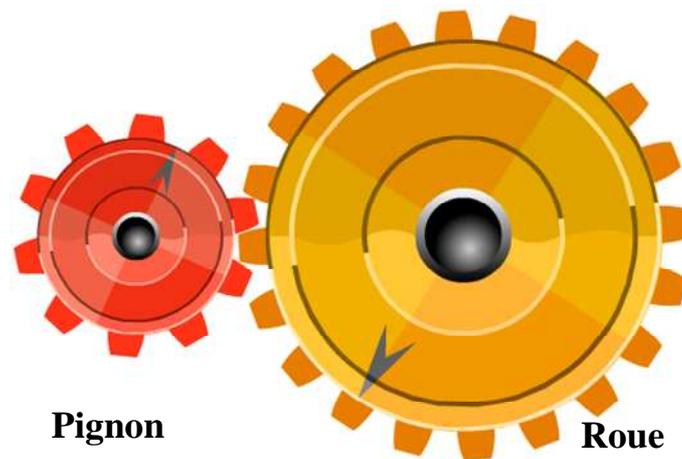


Figure 51. Représentation d'un engrenage.

## 2. Fonction

Transmettre la puissance entre deux arbres rapprochés avec modification du couple transmis et de la vitesse de rotation.

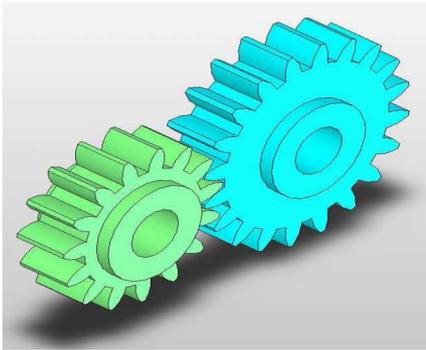


Figure 52. Fonction d'un engrenage.

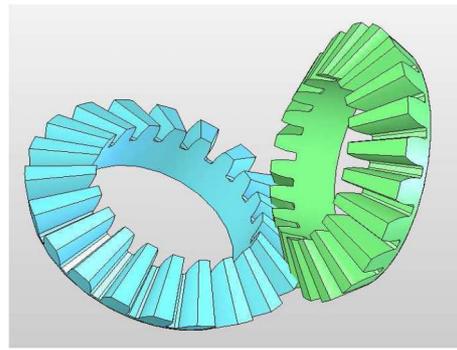
## 3. Types d'engrenages

Suivant la position relative des axes des roues, on distingue :

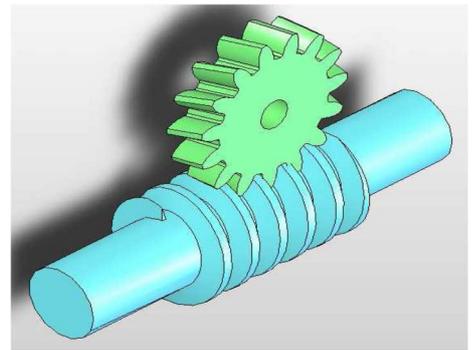
- Les engrenages parallèles (axes parallèles) ;
- Les engrenages concourants (axes concourants) ;
- Les engrenages gauches (les axes ne sont pas dans un même plan).



Engrenages à axes parallèles



Engrenages à axes concourants



Engrenages à axes non concourants

Figure 53. Différents types d'engrenages.

### 3.1. Autres formes

#### a) Engrenages cylindriques à denture droite & hélicoïdale

Les plus courants et les plus économiques dans le domaine industriel.

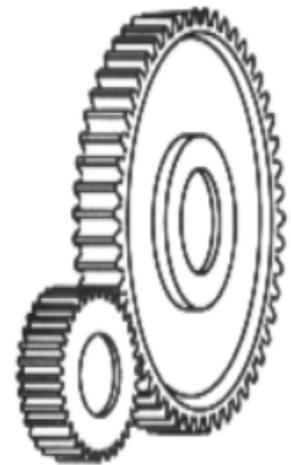
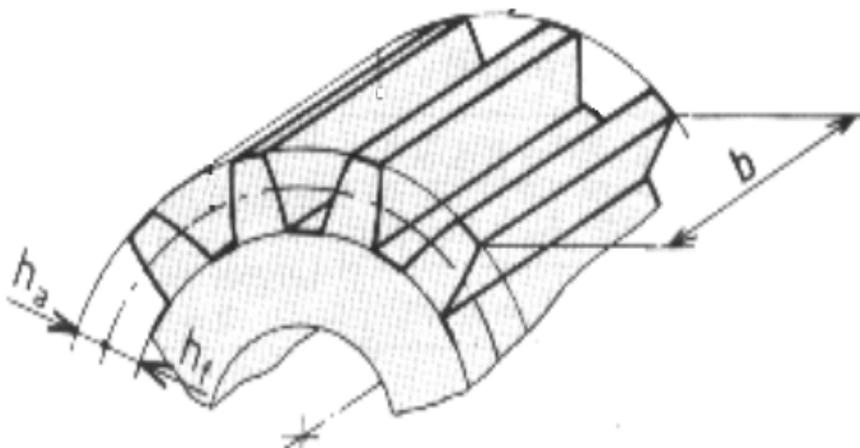


Figure 54. Engrenages cylindriques à denture droite.

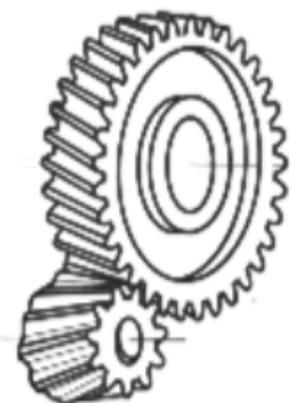
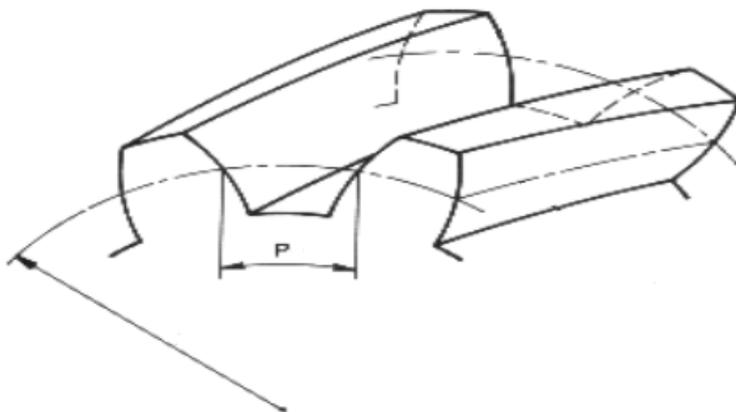


Figure 55. Engrenages cylindriques à denture hélicoïdale.

Ce type d'engrenage très utilisés en transmission de puissance et plus silencieux.

### b) Engrenages intérieurs

Ce type d'engrenage peut être à denture droite ou hélicoïdale. Dans ce cas, on ne parle pas de pignon et de roue mais de pignon et de couronne.

Il est important de remarquer que le pignon et la couronne tournent dans le même sens.



Figure 56. Engrenage intérieur.

### c) Engrenages coniques

Les dentures peuvent être droites mais aussi hélicoïdale. Ils sont utilisés pour transmettre le mouvement entre des arbres concourants, perpendiculaires ou non.

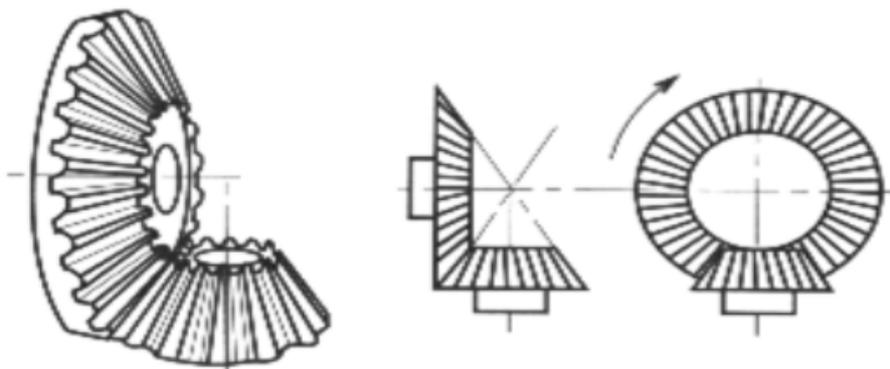


Figure 57. Engrenage conique.

### d) Roues et vis sans fin

L'une des roues ressemble à une vis et l'autre à une roue à denture hélicoïdale. Habituellement c'est la vis qui est motrice.

On peut atteindre de très grands rapports de réduction (plus de 100) mais le rendement est faible.

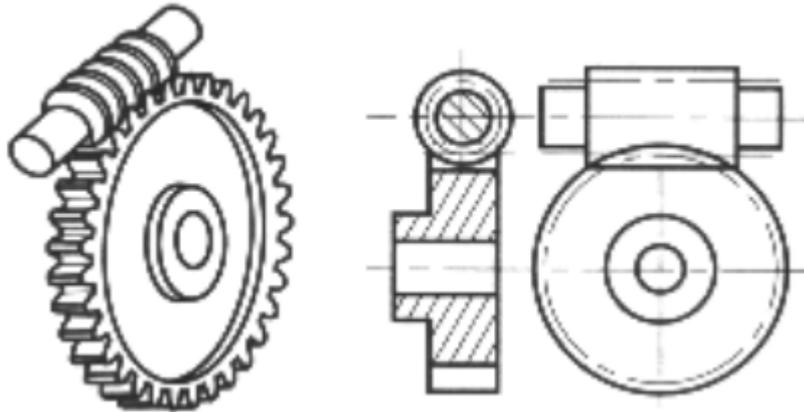


Figure 58. Roues et vis sans fin.

#### 4. Caractéristiques de la roue

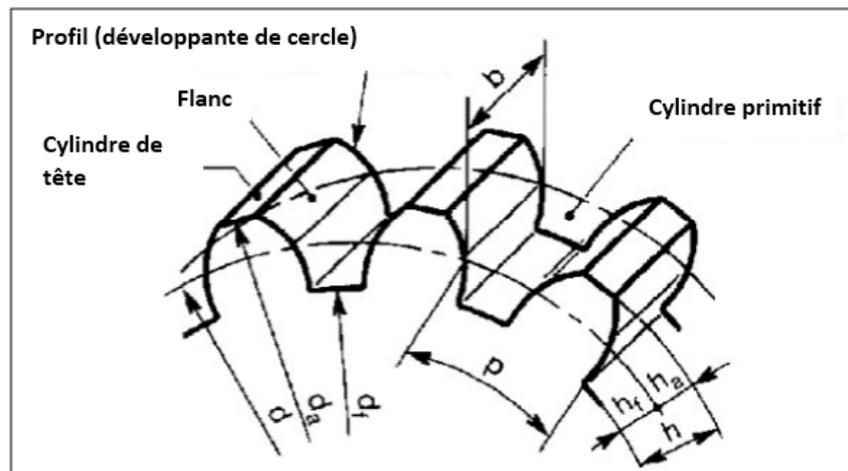


Figure 59. Caractéristiques d'une roue dentée.

**b** : largeur de denture

**h<sub>a</sub>** : saillie de dent

**h<sub>f</sub>** : creux de dent

**h** : hauteur de dent ( $h = h_a + h_f$ )

**d<sub>a</sub>** : diamètre de tête

**d<sub>f</sub>** : diamètre de pied

##### 4.1. Le pas et le module

Pour assurer la transmission, les pas du pignon et de la roue doivent être identiques donc :

$$\text{Pas 1} = \text{Pas 2} = \text{Pas} = P$$

On a :

$$\pi \times d_1 = p \times Z_1 = \text{périmètre du cercle primitif de la roue}$$

Alors :

$$d_1 = \frac{P}{\pi} Z_1 \quad (69)$$

Le rapport  $\frac{P}{\pi}$  est appelé module de l'engrenage, Il est noté m.

On a donc :

$$d = m \times Z_1 = m \times Z_2 \quad (70)$$

Le module « m » varie en fonction de diamètre primitif d, les dimensions de la denture ainsi que le nombre de dents.

Tableau 8. Caractéristiques de la roue.

Module	m	A choisir parmi des modules normalisés
Nombre de dents	Z	Nombre entier et positif
Pas	P	$p = \pi.m$
Diamètre primitif	d	$d = m.Z$
Entraxe	E	$E = \frac{d_1 + d_2}{2} = m \frac{Z_1 + Z_2}{2}$

Soit  $d_1$ , le diamètre primitif du pignon et  $d_2$ , le diamètre primitif de la roue.

#### 4.2. Rapport de réduction (Transmission)

L'emploi en réducteur d'un train d'engrenages a le plus souvent comme objectif une augmentation (adaptation) du couple en sortie. La puissance d'entrée est donnée par :

$$P_e = C_e \cdot \omega_e \quad (71)$$

$$R = \frac{n_2(\text{vitesse de sortie})}{n_1(\text{vitesse d'entrée})} = \frac{Z_1(\text{roue d'entrée})}{Z_2(\text{roue de sortie})} \quad (72)$$

#### 4.3. Le rendement

$$\eta = \frac{P_s(\text{puissance de sortie})}{P_e(\text{puissance d'entrée})} \quad (73)$$

On a :  $P_s = \eta \cdot P_e$

Alors :  $\omega_s \cdot C_s = \eta \cdot \omega_e \cdot C_e$

En connaissant le rapport de réduction, on peut extraire le rapport de transmission de cette façon :

$$R = \frac{\omega_s}{\omega_e} = \eta \cdot \frac{C_e}{C_s} \quad (74)$$

#### 4.4. Cas d'un train d'engrenage

$n$  : nombre de contact extérieurs entre roues

$$R = \frac{\omega_{\text{sortie}}}{\omega_{\text{entrée}}} = (-1)^n \frac{\text{Produit du nombre de dents des roues menantes}}{\text{Produit du nombre de dents des roues menées}} \quad (75)$$

$$R_{4/1} = \frac{n_4}{n_1} = R_{2/1} \cdot R_{4/3} = \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{Z_3}{Z_4} \quad (76)$$

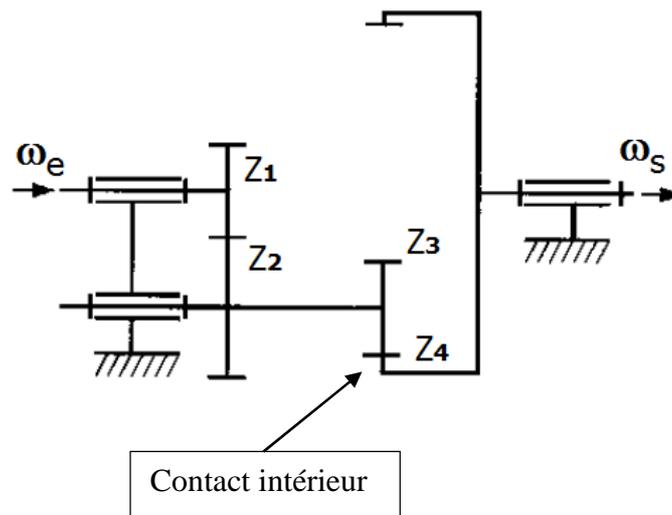


Figure 60. Train d'engrenage.

#### Exemple 1

On deux roues dentées :  $n_1=1500$  tr/min,  $Z_1=15$  dents,  $Z_2= 30$  dents, avec des dentures extérieures.

1. Calculer le rapport de transmission.
2. Trouver  $n_2$ .
- 3.

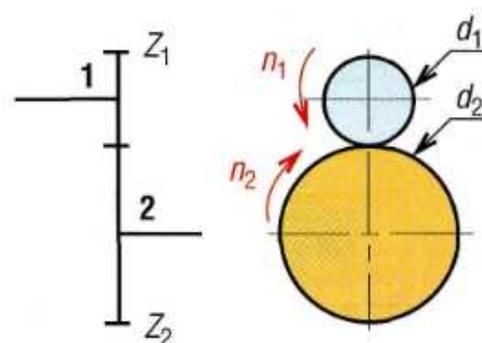
#### Solution :

1. Le rapport de transmission :

$$R = \frac{n_2}{n_1} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{15}{30} = 0,5$$

2. Calcul de  $n_2$  :

$$n_2 = n_1 \cdot R = 1500 \cdot 0,5 = 750 \text{ tr / min}$$



### Exemple 2

Soit un système composé de quatre roues, on ajoute en série le couple de roues extérieures  $Z_3=15$  dents et  $Z_4=51$  dents au train d' de l'exemple 1. On prend  $n_1=1500$  tr/min,  $Z_1=15$  dents,  $Z_2= 30$  dents.

1. Calculer le rapport de transmission.

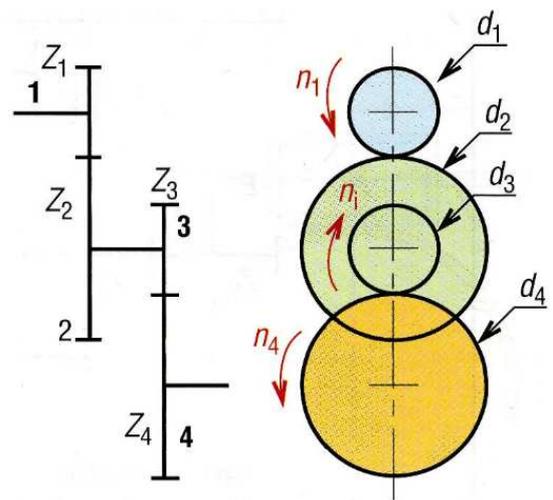
### Solution :

3. Le rapport de transmission :

$$R_{4/1} = \frac{n_4}{n_1} = R_{2/1} \cdot R_{4/3} = \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{Z_3}{Z_4}$$

$$\text{Alors : } R_{4/1} = \frac{1}{6}$$

$$\text{Donc : } n_4 = n_1 \cdot R_{4/1} = 1500 / 6 = 250 \text{ tr / min}$$



## **CHAPITRE V : LES FREINS**

## FREINS



## 1. Définition

On appelle frein, un organe destiné à ralentir ou arrêter complètement un ensemble mécanique doté d'un mouvement de rotation et de translation. L'énergie du mouvement est transformée en énergie calorifique (chaleur).

## 2. Types de frein

Il existe plusieurs types de freins :

- Freins mécaniques.
- Freins électriques ou magnétiques (électromagnétiques).
- Freins hydrodynamiques (ferroviaires).
- Freins aérodynamiques.

## 3. Etude d'un frein linéaire

Ce frein permet d'arrêter le mouvement de la plaque grâce au patin (bloc) qui s'appuie avec la force  $F$  en créant une pression uniforme sur la surface.

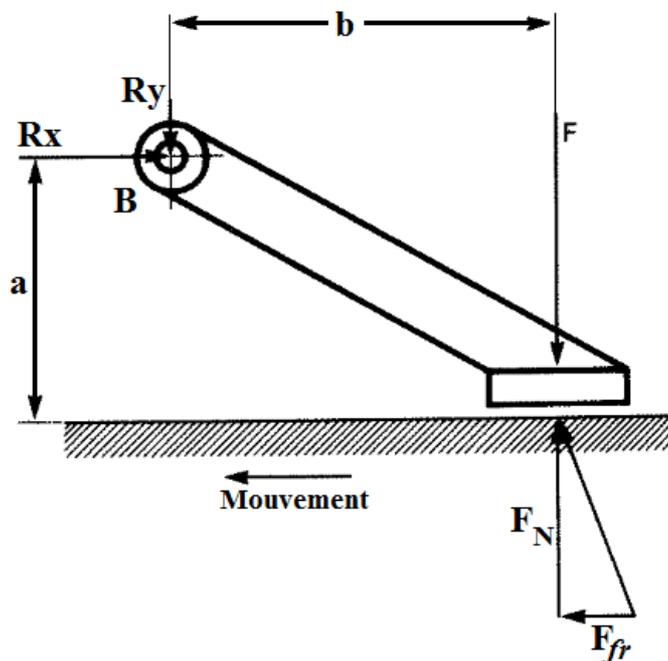


Figure 61. Frein linéaire.

a) Equilibre du levier :

$$\begin{cases} F_N = P \cdot S \\ F_{fr} = f \cdot F_N \end{cases}$$

Où :

$F_N$  : force normale.

$F_{fr}$  : force du frottement.

$f$  : coefficient du frottement.

$P$  : pression maximale

On calcule la somme des moments à l'équilibre :

$$\sum_{i=1}^n M(F)_o = 0$$

Alors :

$$F_N \cdot b - F \cdot b - F_{fr} \cdot a = 0$$

On trouve la formule de la force :

$$F = \frac{N \cdot b - f \cdot F_N \cdot a}{b} = \frac{F_N \cdot (b - f \cdot a)}{b}$$

Donc :

$$F = \frac{P \cdot S(b - f \cdot a)}{b} \quad (77)$$

#### b) Réaction au point « O » :

On calcule la somme des forces à l'équilibre par rapport à l'axe X :

$$\sum(F)_x = 0 : R_x - F_{fr} = 0$$

Alors :

$$R_x = F_{fr} = f \cdot F_N = f \cdot P \cdot S$$

Et on calcule la somme des forces à l'équilibre par rapport à l'axe Y :

$$\sum(F)_y = 0 : -R_y - F + F_N = 0$$

Alors :

$$R_y = F_N - F = P \cdot S - \frac{P \cdot S(b - f \cdot a)}{b}$$

Donc :

$$R_y = P \cdot S \left[ 1 - \frac{(b - f \cdot a)}{b} \right] \quad (78)$$

#### 4. Frein à bande :

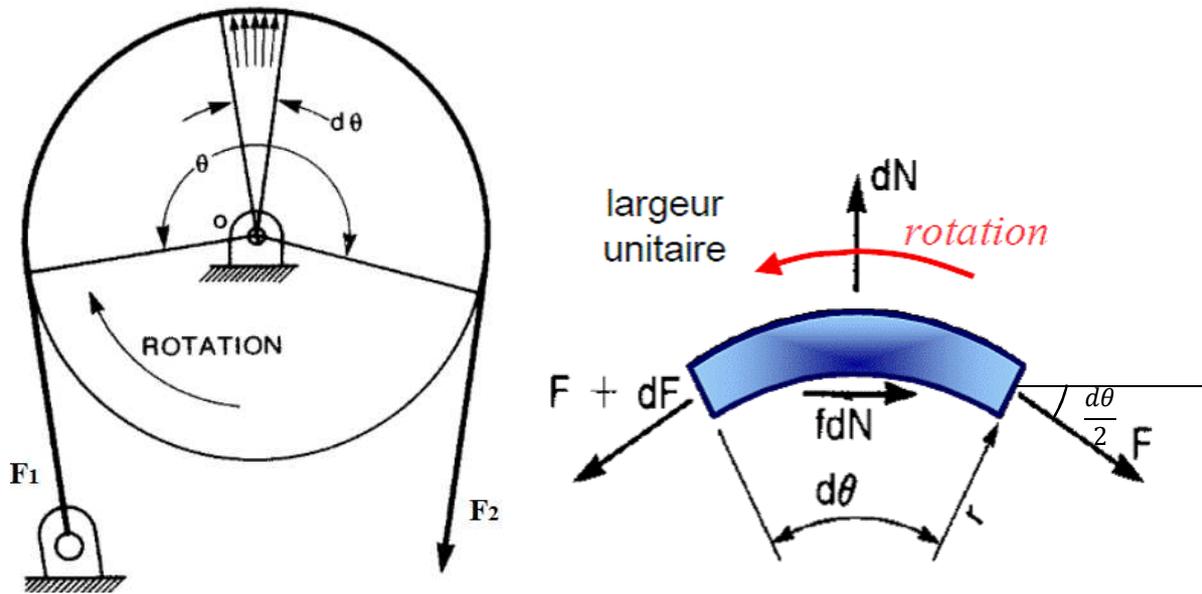


Figure 62. Frein à bande.

##### a) Calcul de Force :

De même raisonnement qu'une courroie plate, on aboutit aux équations suivantes :

$$\begin{cases} dN = F \cdot d\theta (*) \\ dF = f dN \end{cases}$$

##### Equation d'Euler :

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\theta} \quad (79)$$

##### b) Equation de la pression maximale :

La force maximale  $dN$  appliquée à la surface de cette bande égale :

$$dN = P \cdot dS$$

On remplace l'élément de surface  $dS$  :

$$dN = P \cdot b \cdot r \cdot d\theta$$

$$(*) \leftrightarrow F \cdot d\theta = P \cdot b \cdot r \cdot d\theta$$

Donc :

$$F = P \cdot b \cdot r$$

$$P_{max} = \frac{F_1}{b_r} = \frac{2F_1}{bd} \quad (80)$$

La  $P_{max}$  est atteinte lorsque :  $P_{max} = \frac{2F_1}{b.d}$

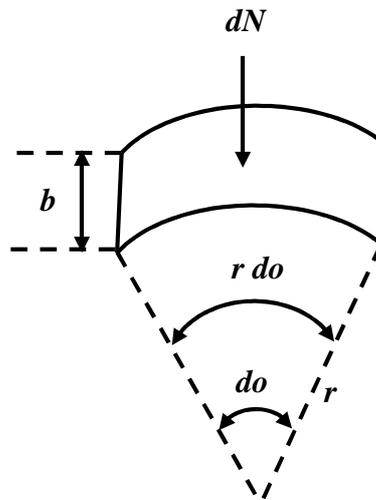


Figure 63. Application des forces sur un petit élément.

c) **Couple de freinage :**

On calcule la somme des moments pour étudier l'équilibre du tambour :

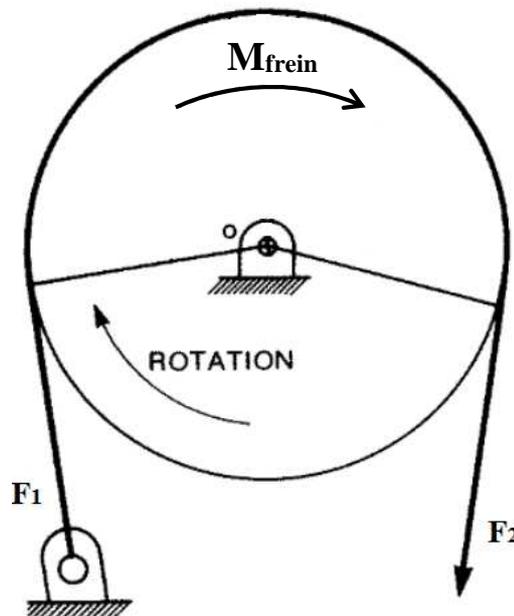


Figure 64. Etude de l'équilibre du tambour.

$$\sum_{i=1}^n (Mf)_o = 0$$

Alors :

$$M_{frein} - F_1 \cdot r + F_2 \cdot r = 0$$

$$M_{fr} = (F_1 - F_2) \cdot r$$

Donc :

$$M_{frein} = (F_1 - F_2) \frac{d}{2} \quad (81)$$

### 5. Frein à sabot (bloc) :

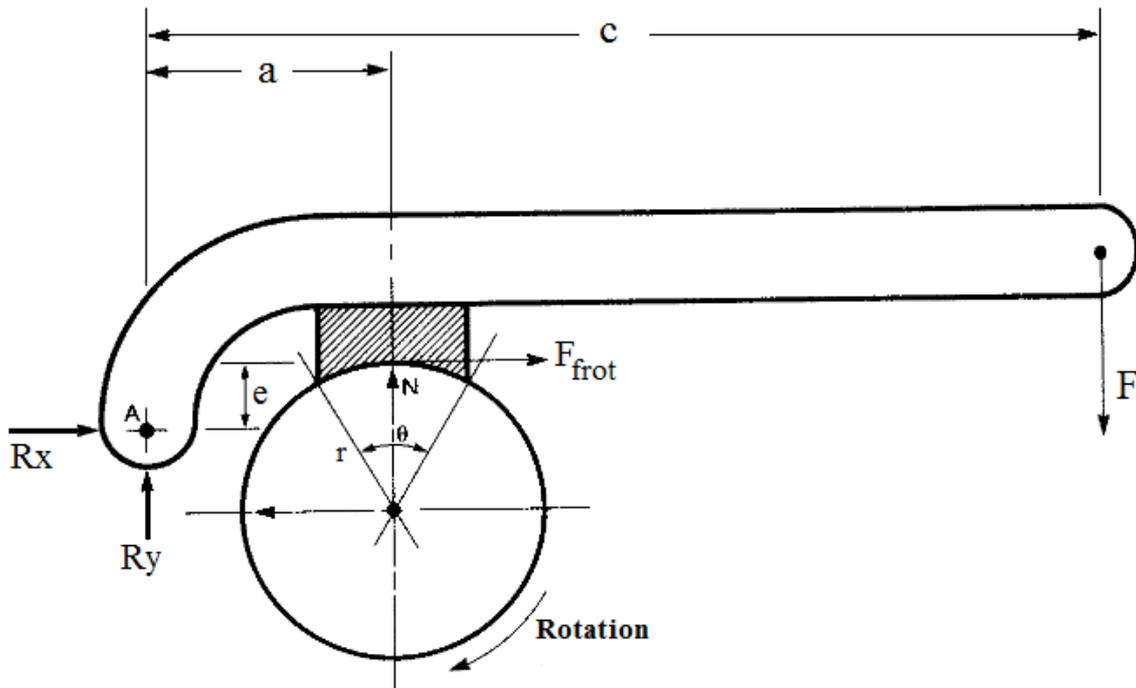


Figure 65. Frein à sabot.

#### a) Etudiant l'équilibre de levier :

La somme des moments :

$$\sum M(f)_A = 0 \Leftrightarrow F \cdot c - F_{frot} \cdot e - N \cdot a = 0$$

$$F = \frac{N \cdot a + f \cdot N \cdot e}{c} \quad (82)$$

La somme des forces par rapport à l'axe X et Y :

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_y + N - F = 0 \rightarrow R_y = F - N$$

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_x - F_{frein} = 0 \rightarrow R_x = f \cdot N$$

#### b) Couple de freinage :

En appliquant la relation des sommes de forces :

$$\sum M(F)_o = 0$$

Alors :

$$C_{frein} - f \cdot N \cdot \frac{d}{2} = 0$$

On trouve le couple de frein :

$$C_{frein} = f \cdot N \cdot \frac{d}{2} \quad (83)$$

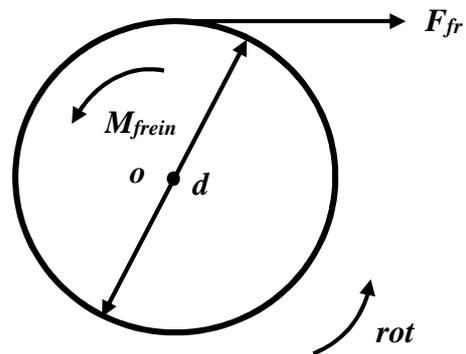


Figure 66. Etude de l'équilibre du tambour.

## REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] F. Esnault, Construction mécanique-Tome 3-3e édition: Transmission de puissance: Dunod, 2009.
- [2] R. M. Phelan, "Fundamentals of mechanical design," 1970.
- [3] M. Dupeux, Introduction à la mécanique des matériaux et des structures: Cours et exercices corrigés: Dunod, 2009.
- [4] F. Esnault, "Construction Mécanique 3, Transmission de puissance par liens flexibles," 1996.
- [5] J.-D. Mosser, J. Tanoh, and P. Leclercq, Sciences industrielles pour l'ingénieur tout-en-un 2e année MP, PSI, PT: Cours et exercices corrigés: Dunod, 2010.
- [6] I. Artobolevski, "Théorie des mécanismes et des machines," 1977.
- [7] M. Del Pedro and T. Gmür, Eléments de mécanique des structures: Presses polytechniques et universitaires romandes, 2001.
- [8] G. Drouin, Éléments de machines: Presses inter Polytechnique, 1986.
- [9] G. Lenormand, "Construction mécanique," 1969.
- [10] R. Basquin, "Mécanique. vol. 1, cinématique statique dynamique."