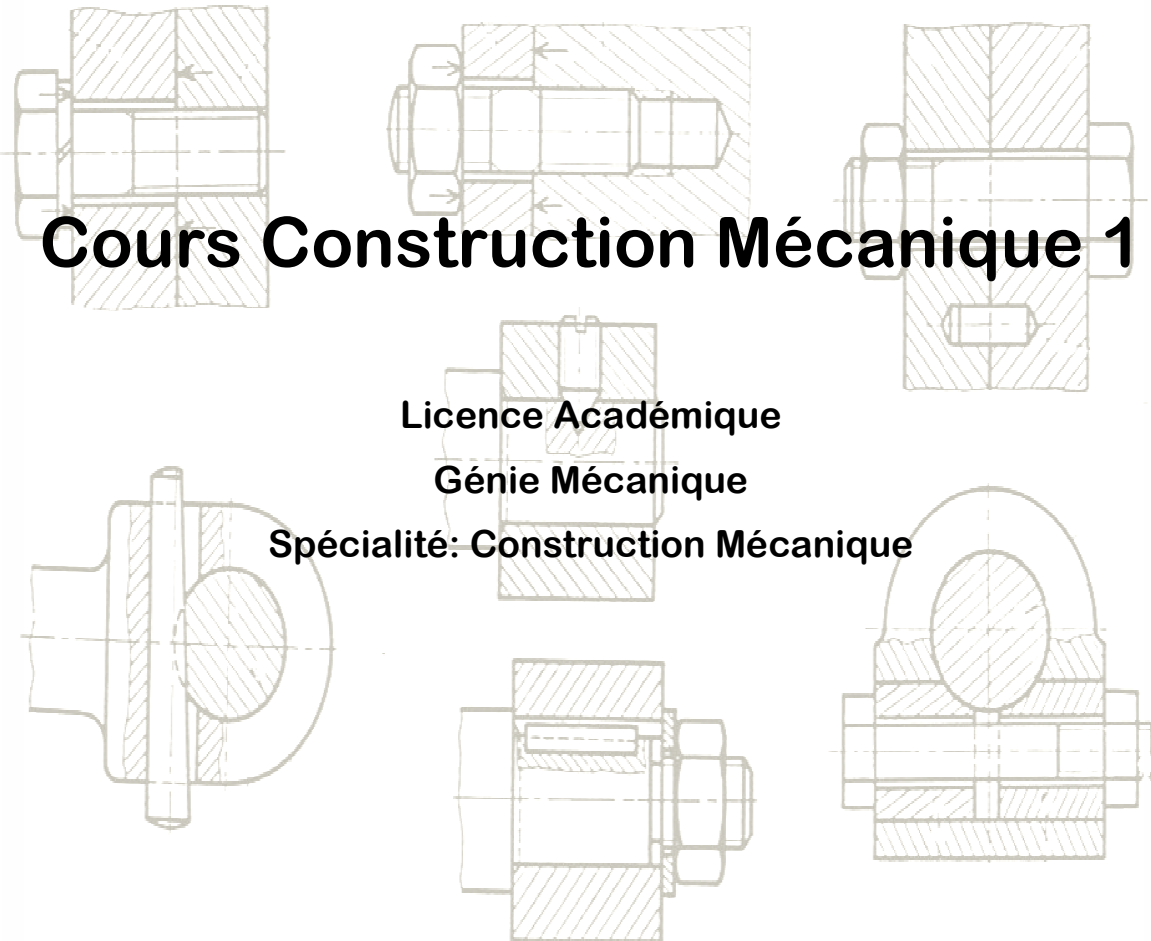




UNIVERSITE KASDI MERBAH OUARGLA  
FACULTE DES SCIENCES APPLIQUEES  
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE



Dr: AMEUR Toufik

2016-2017

**Licence Académique**  
**Génie Mécanique**  
**Spécialité: Construction Mécanique**

**Matière:** Construction Mécanique 1

**Semestre:** 5

**Unité d'enseignement:** UEF 3.1.1

**Volume horaire par semaine:**

**cours:** 1h30

**TD:** 1h30

**TP:** 0h

**Crédits:** 4

**Coefficient:** 2

**Mode d'évaluation:**

**Contrôle continu:** 40%

**Examen:** 60%

**Objectifs de l'enseignement:**

Fournir aux étudiants une formation scientifique et technologique dans le domaine de la construction mécanique et cela par la connaissance des éléments et pièces de machines standards, utilisés dans la construction des structures mécaniques, des mécanismes et des machines, leur normalisation, la transmission mécanique de puissance.

**Connaissances préalables recommandées:**

Dessin Industriel, R.D.M., procédés de la fabrication mécanique.

**Contenu de la matière :**

**Chapitre 1. Introduction**

Généralité (la Construction mécanique, Etude de la conception, Coefficient de sécurité, Normes, Economie, Fiabilité).

**Chapitre 2. Les assemblages filetés**

Vis, Boulons, goujons, calcul de résistance (Cisaillement, matage, flexion, serrage d'un système hyperstatique)

### **Chapitre 3. Assemblages non démontables**

Rivetage (différents types de rivets et rivures, calcul de dimensionnement etc..)

Soudage (Différents types de soudures, Calcul des soudures : en bout, à clin, à couvre joint, cylindrique, charge dynamique etc..)

### **Chapitre 4. Assemblage des pièces par montage a force**

Introduction, Avantages, Inconvénients, calcul de résistance (charge axiale, moment de torsion).

Montage par échauffement du moyeu, Montage par refroidissement de l'arbre, calcul de l'ajustement.

### **Chapitre 5. Eléments d'obstacles**

Clavettes, Cannelures et ressorts (calcul de dimensionnement et de résistance)

## Table des Matières

### Chapitre 1: Introduction à la construction mécanique

1. Conception .....	1
1.1. Fonctions mécaniques élémentaires .....	1
1.2. Choix d'une solution technologique .....	2
2. Normalisation .....	3
2.1. Norme .....	4
2.2. Différents types de normes .....	5
2.3. Organismes internationales de normalisation .....	5
2.4. Elaboration d'une norme .....	6
3. Sécurité .....	6
3.1. Facteur de sécurité .....	7
3.2. Détermination d'un coefficient de sécurité .....	8

### Chapitre 2: Assemblage par éléments filetés

1. Généralités .....	9
1.1. Rappels sur l'hélice .....	10
1.2. Différents profils des filets .....	10
2. Organes de liaison filetés .....	11
2.1. Les vis .....	11
2.2. Les écrous .....	13
2.3. Les boulons .....	14
2.4. Les goujons .....	14
2.5. Freinage des éléments filetés .....	15
3. Calcul des éléments filetés .....	15
3.1. Dimensionnement des éléments filetés .....	16
3.2. Serrage et desserrage .....	18

### Chapitre 3: Assemblage par obstacles

1. Goupilles .....	22
1.1. Classification des goupilles .....	22
1.2. Calcul des goupilles .....	24
2. Clavètes .....	25
2.1. Classification du clavetage .....	25
2.2. Calcul des clavettes parallèles .....	29
3. Segments d'arrêt .....	30
3.1. Classification des segments d'arrêt .....	30
3.2. Calcul des segments standards .....	32
4. Cannelures et dentelures .....	34
4.1. Classification des assemblages à dentelures ou cannelures .....	34

4.2.	Calcul des cannelures à flancs parallèles .....	36
------	---	----

### **Chapitre 4: Assemblage par adhérence**

1.	Assemblage par emmanchement conique .....	39
1.1.	Caractéristiques d'un assemblage conique .....	39
1.2.	Calcul des efforts de coincement .....	40
1.3.	Calcul du moment transmissible .....	41
2.	Assemblage par douilles coniques fendues .....	41
2.1.	Calcul de l'effort de serrage .....	42
2.2.	Calcul du moment transmissible .....	42
3.	Assemblage par pincement .....	43
3.1.	Calcul d'effort axial .....	43
3.2.	Calcul du moment transmissible .....	44

### **Chapitre 5: Assemblages non démontables**

1.	Assemblage par frettage .....	45
1.1.	Procédé de frettage .....	45
1.2.	Calcul des températures d'échauffement et (ou) de refroidissement .....	46
1.3.	Calcul de la pression de contact .....	46
1.4.	Calcul du moment transmissible .....	47
2.	Assemblage par rivetage .....	47
2.1.	Classification des rivets .....	48
2.2.	Calcul des rivets .....	48
3.	Assemblage par soudage .....	49
3.1.	Soudabilité .....	50
3.2.	Procédés de soudage .....	50
3.3.	Calcul des joints de soudure .....	51

### **Bibliographie**

Références Bibliographiques .....	53
-----------------------------------	----

# **Chapitre 1: Introduction à la construction mécanique**

## Chapitre 1: Introduction à la construction mécanique

La construction mécanique est une science appliquée orientée vers la résolution des problèmes de conception dans une variété de domaines industriels: agricole, forage, automobile, précision,...etc. Les technologies de construction se limitent à l'étude des objets techniques et de leurs fonctionnement. En effet, chaque objet technique se définit par son ou ses rôles dans un ensemble dont ils sont, souvent, garantis par les spécifications de sa propre structure.

### 1. Conception

Les deux préoccupations essentielles des constructeurs sont d'obtenir pour les mécanismes qu'ils étudient:

- Un fonctionnement correcte et sûr,
- Un coût de production minimal.

La réalisation de ces objectifs est basée d'abord sur le choix optimisé des matériaux utilisés et les modes de fabrication. Ainsi, l'adoption d'une solution constructive dans le domaine des fonctions mécaniques élémentaires joue un rôle primordial dans le bon fonctionnement des mécanismes. Elle doit être basé sur une démarche logique et méthodologique impliquant toutes les notions de la mécanique telles que: la statique, la cinématique, la dynamique, la thermodynamique, la résistance ou la fatigue.

#### 1.1. Fonctions mécaniques élémentaires

La fonction mécanique élémentaire fondamentale est la fonction liaison. Cette fonction est génératrice pour toutes les autres fonctions mécaniques élémentaires. Lorsque deux ensembles mécaniques restent, sous l'effet des actions externes, en contact par certaines de leurs surfaces, on dit qu'ils sont en état physique de liaison. Une telle liaison peut transformer ou transmettre un mouvement, guider ou positionner un ensemble ou articuler un système.

On trouve d'autres fonctions mécaniques supplémentaires telle que:

**a. Mise en position**

Si l'une des pièces d'un mécanisme est prise comme référence, la fonction mise en position s'intéresse à la détermination rigoureuse de la position relative des autres pièces du mécanisme.

Selon le nombre de degrés de liberté supprimés, on obtiendra un positionnement complet (aucun degré n'est possible) ou partiel (un ou plusieurs degrés sont possible).

**b. Guidage**

Cette fonction consiste à la détermination et le contrôle de la trajectoire d'une pièce mobile dans l'ensemble. Cependant, les degrés de liberté possibles sont responsables d'assurer le mouvement requis. S'il s'agit d'un mouvement de translation, on parle d'un guidage en translation sinon le guidage est en rotation.

**c. Lubrification**

Le frottement des pièces en mouvement relatif peut produire des dégagements thermiques qui conditionnent les caractéristiques mécaniques des matériaux utilisés et ainsi leurs résistance. Aussi, la pression de contact lors d'un mouvement donne naissance au phénomène d'usure qui modifie la forme géométrique des pièces et ainsi la trajectoire de mouvement. La fonction lubrification assure la lutte à ces phénomènes par l'interposition d'un fluide entre les surfaces de contact des pièces en mouvement. Ce fluide a pour but de refroidir le mécanisme et de diminuer l'usure des pièces.

**d. Etanchéité**

Le bon fonctionnement d'un mécanisme peut être affecté par la pénétrations des éléments étrangers ou la fuite des fluides de lubrification. la fonction étanchéité se base sur la protection du mécanisme par l'interdiction ou le contrôle des fuites.

**1.2. Choix d'une solution technologique**

La conception d'un mécanisme c'est l'innovation d'un schémas de fonctionnement assurant l'accomplissement des tâches entendues de ce mécanisme. la réalisation de ce schéma nécessite le choix des technologies disponibles qui aboutissent à un ensemble d'organes fonctionnant d'une manière à assurer les fonctions mécaniques élémentaires comprises



dans ce schéma. Ce problème devra être traité de trois manières: qualitative, quantitative ou économique.

### **a. Aspect qualitatif**

D'une manière générale, le choix d'une solution est basé, en premier lieu, sur la qualité de fonctionnement qu'elle assure. Cela nécessitera la réponse aux questions:

- Quelles sont les degrés de liberté à supprimer?
- Quelles sont les efforts à supporter?
- Quelle est la précision exigée?
- Quels sont les matériaux constituant les pièces en question?
- Quelle est la température de fonctionnement?

Ces questions ont d'avantage pour but de faire acquérir un état d'esprit technique qu'une quantité de connaissances technologiques.

### **b. Aspect quantitatif**

Certaines des questions proposées dans l'étude qualitative nécessitent des réponses chiffrées car les problèmes de construction sont souvent présentés sous forme d'un texte comportant des données littérales et chiffrées. En effet, la solution à ces problèmes se présente comme un texte littérale et chiffré, sous forme d'un dessin, d'un schéma ou d'indications diverses permettant de démontrer sans doute que la solution retenue est la meilleure.

### **c. Aspect économique**

Puisqu'on parle toujours des coûts, un autre aspect peut être impliqué dans ce choix, c'est l'aspect économique. Dans ce contexte, le constructeur doit répondre à la question suivante: fabriquer, commander ou acheter?

La réponse à cette question détermine la tendance de la conception. La fabrication permet de garantir la qualité nécessaire mais elle constitue une perte de temps et de moyens s'il existe des agents spécialisés. Du même, l'achat peut être le meilleur choix si les pièces en question sont disponibles au marché.

## **2. Normalisation**

La mondialisation croissante produit un environnement économique de plus en plus complexe surtout pour les échanges. La recherche des outils de transaction fiables devienne

une nécessité pour tous les opérateurs économiques. Cela favorise la clarification entre les différents partenaires et assurent le niveau requis de qualité et de sécurité.

Les documents normatifs sont le fruit des efforts fournis par les chercheurs, les industriels et les opérateurs d'un domaine de production donné. Ils contribuent efficacement dans l'obtention de ces objectifs, tant à l'échelle national qu'à l'échelle internationale.

Cependant, des questions concernant ces documents sont apparues:

- Quelles sont les sources utiles pour les retrouver?
- Pour quelles raisons sont-ils utilisés?
- Existe-t-il des liens entre ces documents?

La réponse à ces questions peut être repérées par les organisations officielles de normalisation, national ou international.

### **2.1. Norme**

Ce terme vient du mot latin "*norma*" qui signifie la *règle* ou l'*équerre*. Les premières normes sont venues pour résoudre les problèmes d'interchangeabilité dans les domaines d'électricité et de métallurgie. Par la suite, cette technique s'est étendue à tous les types de produits industriels. Actuellement, elle dépasse le domaine technique et aborde presque tous les domaines, même celui de la réglementation.

La norme est définie officiellement par les organisation de normalisation comme suit:

*« La norme est un document établi par consensus, qui fournit, pour des usages communs et répétés, des règles, des lignes directrices ou des caractéristiques, pour des activités ou leurs résultats, garantissant un niveau d'ordre optimal dans un contexte donné. »*

*« La normalisation est une activité d'intérêt général qui a pour objet de fournir des documents de référence élaborés de manière consensuelle par toutes les parties intéressées, portant sur des règles, des caractéristiques, des recommandations ou des exemples de bonnes pratiques, relatives à des produits, à des services, à des méthodes, à des processus ou à des organisations. Elle vise à encourager le développement économique et l'innovation tout en prenant en compte des objectifs de développement durable. »*

La valeur ajoutée par l'utilisation des normes peut être résumée dans les points suivants:

- Définir un langage commun entre professionnels d'un secteur.
- Harmoniser les pratiques et les règles, permettant de développer des marchés.
- Favoriser la compatibilité technique des systèmes.

- Rationaliser la production par la maîtrise des caractéristiques techniques des produits.
- Réaliser des transferts de technologies nouvelles dans des domaines essentiels pour l'entreprise et la collectivité.
- Fournir des modes de preuve de conformité à la réglementation.
- Servir de base à une évaluation, notamment dans le cadre d'une certification.
- Définir un niveau de qualité et de sécurité des produits.

D'un autre côté, il faut faire une distinction entre deux sens proches: normalisation et certification. Cette dernière signifie la procédure par laquelle une tierce partie donne une assurance écrite, sous forme d'un document provenant d'un organisme officiel ou une spécification provenant d'une organisation privée, qu'un produit, un service, un système de qualité ou un personnel est conforme aux exigences spécifiées dans un référentiel.

## 2.2. Différents types de normes

On distingue quatre grands types de normes :

**1er. Les normes fondamentales** qui concernent la terminologie, les symboles, la métrologie.

**2e. Les normes d'essais** qui décrivent des méthodes d'essais et d'analyse et qui mesurent des caractéristiques.

**3e. Les normes de spécifications** qui fixent les caractéristiques d'un produit ou d'un service, les seuils de performance à atteindre et l'aptitude à l'emploi.

**4e. Les normes d'organisation** qui s'intéressent à la description d'une fonction dans l'entreprise, d'un mode de fonctionnement.

## 2.3. Organismes internationales de normalisation

### a. Organisation internationale de normalisation (ISO)

Parce que le nom (Organisation internationale de normalisation) aurait donné lieu à des abréviations différentes selon les langues (« IOS » en anglais et « OIN » en français), ses fondateurs ont opté pour un nom court, universel « ISO ». Ce nom est dérivé du grec "*isos*", signifiant *égal*.

Créée en 1946, l'ISO regroupe les organismes de normalisation nationaux de plus de 160 pays. Elle a pour mission de favoriser le développement de la normalisation dans le monde

afin de faciliter les échanges internationaux et réaliser une entente mutuelle dans les domaines scientifique, intellectuel, technique et économique.

#### **b. Comité électrotechnique international (CEI)**

La CEI (IEC en anglais), créée en 1906, compte plus de 80 pays membres. Elle intervient dans le domaine de l'électricité et de l'électrotechnique.

#### **c. Union internationale des télécommunications (UIT)**

L'UIT (Union Internationale des télécommunications) est l'instance internationale, membre de l'ONU, en matière de normalisation et de réglementation.

Aujourd'hui constituée par plus de 192 membres des administrations, de 700 membres professionnels et utilisateurs du domaine, l'UIT a publié environ 4 000 spécifications sur les installations et les équipements de télécommunications et de radiocommunication.

### **2.4. Elaboration d'une norme**

Pour un problème technique répétitif, on réunit les diverses parties intéressées à sa résolution: fabricants, utilisateurs, laboratoires, distributeurs, consommateurs ou pouvoirs publics. Par la suite, on cherche une solution pour le problème à l'aide du principe de consensus.

Les procédures d'élaboration d'une norme communes ISO et CEI prévoient six stades de développement dont seuls les trois derniers sont accessibles au public :

- NP : Proposition d'étude nouvelle (New work item proposal).
- WD : Projet de travail (Working draft).
- CD : Projet de comité (Committee draft).
- DIS : Projet de norme internationale (Draft international standard).
- FDIS : Projet final de norme internationale (Final draft international standard).
- IS : Norme internationale (International standard).

### **3. Sécurité**

En génie mécanique, la notion de sécurité étant souvent mal comprise à cause de l'utilisation de son antonyme "danger" ou tout simplement insécurité due à une faute. Il convient donc de préciser d'abord la définition exacte de cette notion.

Prenons pour ce but un exemple de sollicitation simple, l'extraction d'une pièce. Pour connaître la contrainte limite supportée par cette pièce dans des circonstances données, on

fait un certain nombre d'expériences. Les résultats obtenus sont malheureusement soumis à certains facteurs imprévisibles tels que: l'impureté du matériau testé, l'imprécision des instruments utilisés ou la lecture incorrecte des résultats. Notons ici qu'il existe inévitablement une dispersion des résultats.

La considération de ces résultats dans les applications pratiques implique un état d'insécurité représenté soit par un mauvais fonctionnement ou une durée de vie plus courte des mécanismes.

La notion sécurité est définie par la lutte à la dispersion des données concernant un problème de conception donné.

### 3.1. Facteur de sécurité

La courbe représentante de la probabilité de résistance d'une pièce (fiabilité)  $S$  en fonction de la contrainte appliquée  $\sigma$  est donné dans la Figure 1.1.

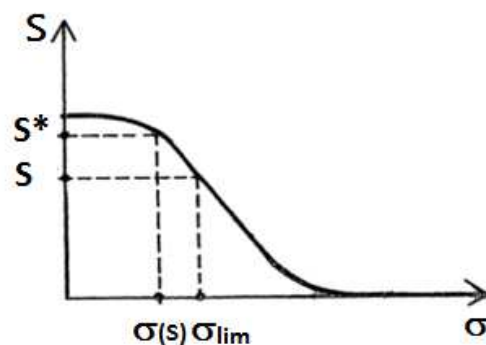


figure 1.1: Courbe fiabilité-contrainte.

Pour une fiabilité de référence  $S^*$ , on trouve une contrainte limite  $\sigma_{lim}$  comme étant l'abscisse correspondant à  $S^*$  dans la courbe de la figure 1.1. La considération d'une fiabilité  $S$  supérieur à  $S^*$ , correspond à une contrainte  $\sigma(S)$  inférieur à la contrainte limite  $\sigma_{lim}$ . Cela veut dire que l'accroissement de la fiabilité correspond à la diminution de la contrainte.

Le rapport supérieur à l'unité est appelé coefficient de sécurité. Il est donné par:

$$FS = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma(S)} \quad (1.1)$$

C'est le rapport de la contrainte limite sur la contrainte appliquée ou pratique.

L'utilisation d'une valeur supérieur à l'unité pour ce coefficient revient donc à garantir une fiabilité supérieur à celle de référence.

En pratique, l'introduction d'un facteur de sécurité se traduit par l'utilisation d'une contrainte pratique donnée par:

$$\sigma(S) = \frac{\sigma_{lim}}{FS} \quad (1.2)$$

### 3.2. Détermination d'un coefficient de sécurité

La valeur du facteur de sécurité est influencée par plusieurs considérations:

- Les accédants graves entraînés par la faillite des mécanismes.
- Les réparations coûteuses ou l'arrêt prolongé des machines à cause des défaillances fréquentes.
- L'incertitude des circonstances considérées pour le calcul de la résistance.

A partir d'un certain nombre de facteurs liés au matériau utilisé, au rôle de la pièce et à la précision de calcul, ce coefficient peut être calculé à l'aide de la formule suivante:

$$FS = F_{mat} \times F_{grav} \times F_{prec} \quad (1.3)$$

Où

$F_{mat}$ : dépend de la dispersion des résultats relatifs aux caractéristiques du matériau.

Voici quelques valeur indicatives: de 1.05 à 1.10 pour les pièces obtenues d'une ébauche laminée ou forgée, de 1.15 à 1.20 pour les pièces moulées et de 1.20 à 1.30 pour une pièce soumis à la fatigue.

$F_{grav}$ : tient compte de la gravité du rôle que la pièce doit jouer.

A titre indicative, ce facteur est compris généralement entre 1 et 1.3.

$F_{prec}$ : relatif au degré de confiance que l'on a dans les hypothèses utilisées pour le calcul de la résistance.

Il est situé en moyenne dans la marge de 1 à 1.3.

Dans la pratique, ce coefficient peut être choisi à partir des marges de valeurs suivantes:

1.25 ÷ 1.50 : matériaux bien éprouvés et contraintes réelles bien connues,

1.50 ÷ 2.00 : matériaux et conditions d'emploi bien connus,

2.00 ÷ 2.50 : contraintes bien connues et matériaux très souvent utilisés,

2.50 ÷ 3.00 : matériaux fragiles utilisés dans des conditions ordinaires,

3.00 ÷ 4.00 : comportement du matériau ou état de contraintes mal connu.

# **Chapitre 2:**

## **Assemblage par éléments filetés**

## Chapitre 2: Assemblage par éléments filetés

Les éléments filetés comptent parmi les organes les plus utilisés en construction des machines. Un filetage est obtenu par l'exécution d'une ou plusieurs rainures hélicoïdales sur la partie externe ou interne d'une pièce cylindrique. La partie pleine (saillie) restante entre deux rainures constitue un filet. Un système vis-écrou permet:

- d'assembler d'une manière démontable deux ou plusieurs pièces (fixation de la roue d'une voiture par exemple),
- de transmettre un mouvement (vis d'étau de serrage par exemple).

### 1. Généralités

L'utilisation des filetages consiste à assembler deux pièces à l'aide d'une saillie hélicoïdale. L'une des pièces à assembler est une tige cylindrique dont la surface latérale porte une saillie hélicoïdale. Cette pièce est dite vis. L'autre pièce présente un trou dont la surface latérale est menée d'une forme complémentaire à la saillie hélicoïdale de la tige. Cette pièce est dite écrou (fig 2.1).

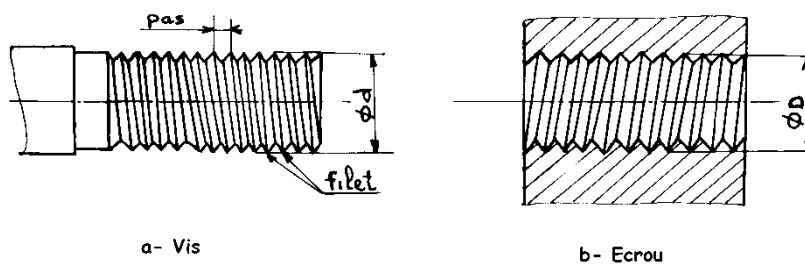


Figure 2.1: Présentation des pièces filetées.

L'assemblage s'effectue en faisant tourner la tige dans le trou, de telle manière que le mouvement de rotation engendre un mouvement de translation. Cette combinaison appelée mouvement hélicoïdal fait coïncider les filets des deux pièces.



### 1.1. Rappels sur l'hélice

L'hélice est une ligne tracée sur un cylindre dont la tangente en chacun de ces points fait un angle constant  $\alpha$  avec le plan perpendiculaire sur l'axe du cylindre (figure 2.2).

- Le pas de l'hélice est la longueur entre deux points consécutifs de l'hélice sur la même génératrice du cylindre sur lequel elle est tracée.
- L'angle  $\alpha$  de l'hélice est tel que:

$$\tan \alpha = \frac{P}{\pi d} \tag{2.1}$$

Où  $\alpha$  est l'angle d'inclinaison de l'hélice,  $P$  est le pas et  $d$  est le diamètre nominal du filetage.

- Si un point parcourant l'hélice monte à droite sur la partie vue de la courbe, l'hélice est dite à droite, sinon elle dite à gauche. Cette dernière est utilisée pour des cas particuliers. Elle est désignée par une saignée sur les arêtes de l'écrou.

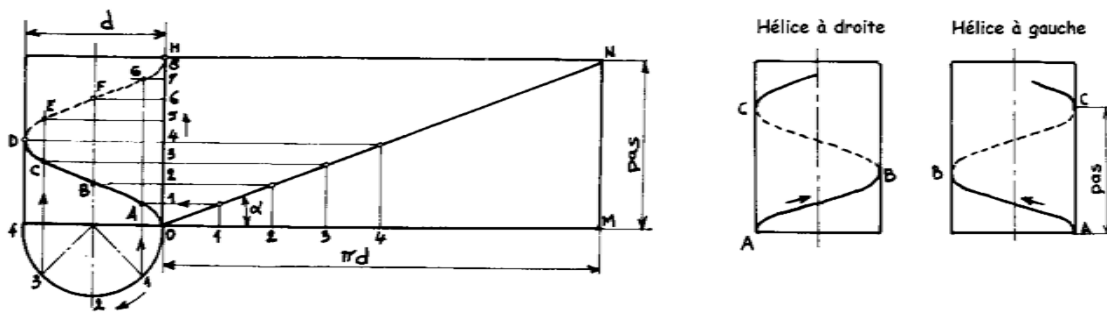


Figure 2.2: Hélice définissant le filetage.

### 1.2. Différents profils des filets

Les différentes formes des surfaces hélicoïdales constituant les filets sont normalisées. Pour chacune de ces normes, on associe une désignation différente. La figure 2.3 présente les importants profils.

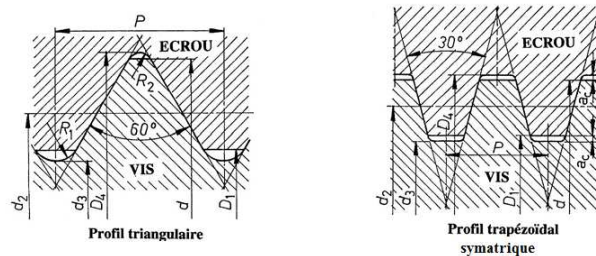
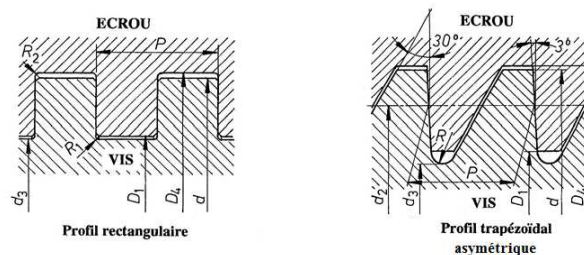


Figure 2.3: Importants profils de filetage.



On trouve ainsi que le profil métrique (triangulaire) est le plus couramment utilisé en pas normaux ou pas fins.

Il existe d'autres profils spéciaux tel que: le profil trapézoïdal symétrique utilisé pour la transmission des efforts importants, le profil trapézoïdal asymétrique destiné à supporter des poussées uni axiales, ou le profil rond utilisé pour supporter de grands efforts de traction. La forme arrondie des filets diminue considérablement le risque de cisaillement. Rappelant que le coût de ces profils est plus ou moins élevé par rapport au coût du profil métrique.

## 2. Organes de liaison filetés

La liaison de deux pièces ne peut être toujours possible pour des raisons d'encombrement, de fabrication ou de montage. Il est parfois obligatoire d'utiliser des organes filetés et leurs accessoires. Selon le mode d'emploi, ces organes sont classifiés dans les catégories suivantes:

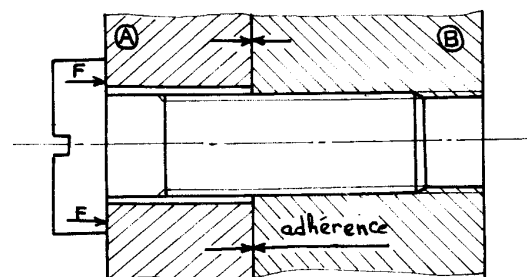
### 2.1. Les vis

Une vis est composée d'une tige filetée sur une certaine longueur menée d'une tête de section plus grande dont le rôle est double; le vissage et le blocage. Selon le mode d'action, on trouve deux types de vis:

- Vis d'assemblage où la pression est exercée par la tête de la vis,
- Vis de pression où la pression exercée par l'extrémité.

#### a. Vis d'assemblage

Il sont utilisés pour réunir plusieurs pièces les unes sur les autres par pression mutuelle. En effet, la tige d'une vis doit passer librement dans les premières pièces à assembler et se visse uniquement dans la dernière (Fig 2.4).



**Figure 2.4:** Emploi des vis d'assemblage.

Selon la forme de la tête, qui a un double rôle; la constitution d'une surface d'appui et la permission de manipulation (blocage) de la vis, on trouve plusieurs modèles (fig 2.5).

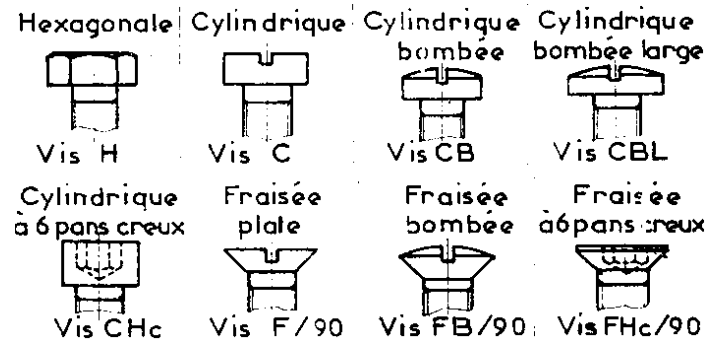


Figure 2.5: Caractéristiques des vis d'assemblages.

La figure 2.6 présente, à travers un exemple simple, les conditions fonctionnelles nécessaires pour l'emploi d'une vis d'assemblage.

- Md: diamètre nominal de la vis,
- L: longueur nominal de la vis,
- X: longueur filetée de la vis,
- $\phi$ : diamètre de la tête de la vis,
- H: épaisseur de la pièce A,
- T: diamètre du trou de passage de la vis,
- M: longueur taraudée de la pièce B,
- N: longueur percée de la pièce B

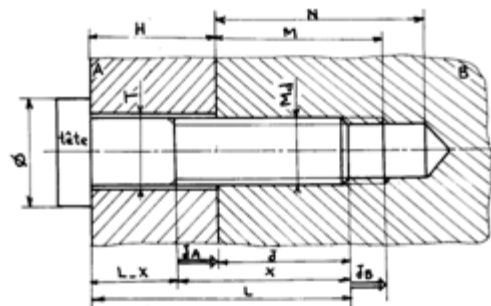


Figure 2.6: Conditions fonctionnelles d'emploi des vis d'assemblage.

Afin d'assurer la stabilité d'assemblage et d'éviter les montages impossibles, deux conditions doivent être respectées:

- L'implantation  $J$  doit vérifier la condition;  $J \geq d$ , pour les métaux durs et  $J \geq d$ , pour les métaux tendres,
- Les jeux  $J_A$  et  $J_B$  doivent être positifs.

**b. Vis de pression**

Les vis de pression se diffèrent de celles d'assemblage par leurs longueurs totalement filetées et leurs extrémités. Elles sont utilisées dans les montages demandant peu de précision et un effort sur l'extrémité (fig 2.7).

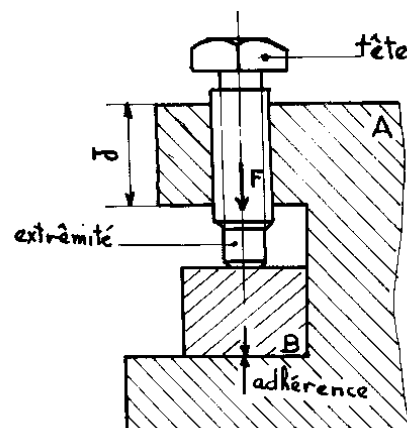


Figure 2.7: Emploi des vis de pression.



Désignation: Toute comme les vis, les écrous désignés par le mot Erou suivi du symbole puis désignation du filetage.

### 2.3. Les boulons

Un boulon est composé d'une vis et d'un écrou (Fig 2.10). L'hors d'emploi, on peut utiliser tout types de vis avec un écrou *H*. Les pièces assemblées sont simplement percées de trous lisses. On obtient ainsi un assemblage économique de plusieurs pièces par pression.

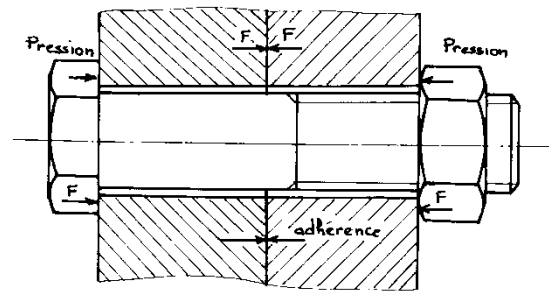


Figure 2.10: Assemblage par boulon.

Dans les cas de serrage fort, la tête de la vis doit être immobilisée. L'immobilisation s'effectue parfois à l'aide d'un ergot rapporté ou venu directement par la forme de la tête.

La figure 2.11 présente les techniques les plus fréquemment utilisées en construction mécanique.

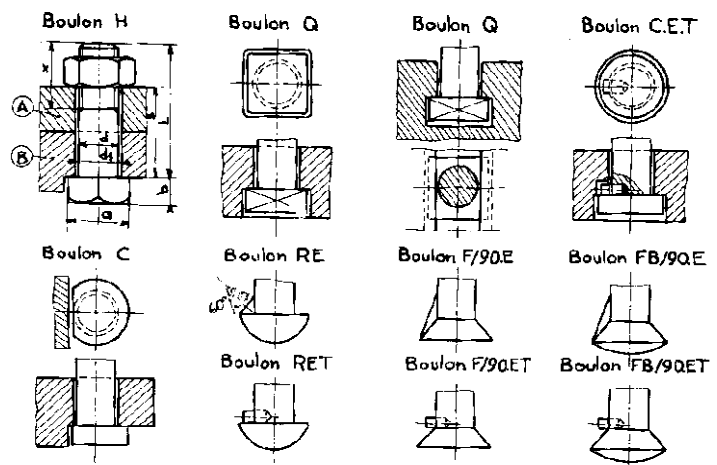
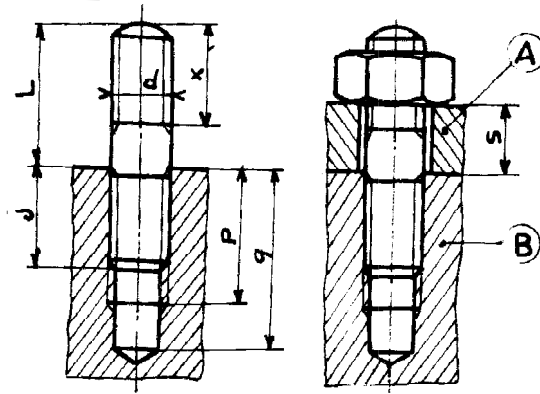


Figure 2.11: Blocage des boulons.

### 2.4. Les goujons

Un goujon est tige filetée sur deux extrémités. Les deux filetages doivent être séparés par une partie lisse. Afin d'assembler deux pièces à l'aide de cet organe, on doit implanter l'une des extrémités dans la première pièce et passer le reste librement dans la deuxième. Le blocage est effectué à l'aide d'un écrou (Fig 2.12).

Figure 2.12: Assemblage par goujon.



Les goujons remplacent les boulons lorsque l'une des pièces à assemblée est peu résistante ou lorsqu'elle est très épaisse.

### 2.5. Freinage des éléments filetés

La fonction du freinage est de s'opposer au desserrage des vis et des écrous soumis aux chocs, vibrations, différences de températures ...etc.

La réalisation de cette fonction peut être atteinte par adhérence (phénomène de frottement) ou par obstacle. La figure 2.13 présente les différentes techniques rencontrées en construction.

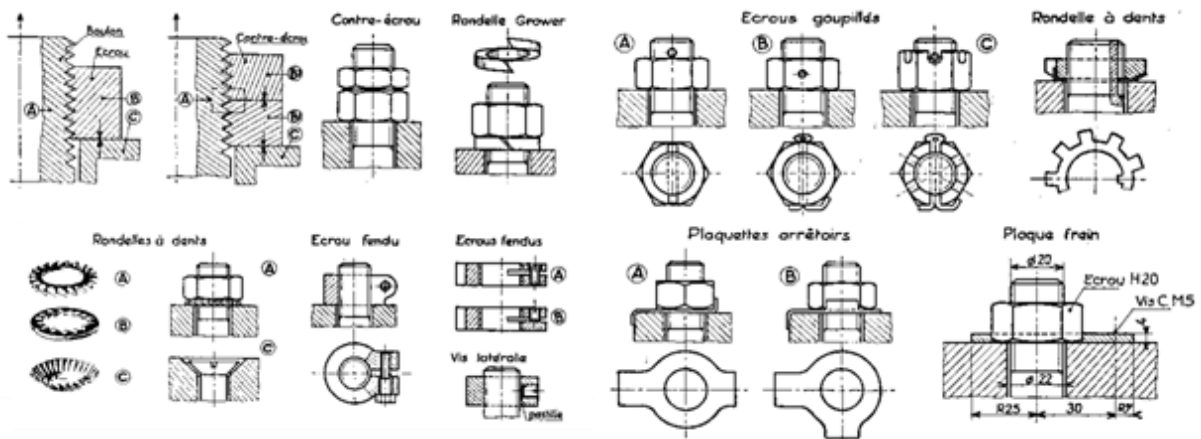


Figure 2.13: Freinage par adhérence.

### 3. Calcul des éléments filetés

Dans les montages filetés, le serrage est obtenu par le coincement de deux surfaces hélicoïdales. Si on remplace la trajectoire tracée par l'hélice par une ligne droite (projection), on trouve que ce coincement est très similaire à celui de deux surfaces planes inclinées.

Si l'état des surfaces en contact est convenable, la condition de stabilité de l'assemblage est exprimée par:

$$\frac{P}{\pi d} < 0.05 \quad (2.2)$$

D'où:

$$P < \frac{d}{6.4} \quad (2.3)$$

Cette condition est la plus respectée dans les normes de filetages.

### 3.1. Dimensionnement des éléments filetés

Considérons un assemblage par visage de deux pièces (Fig 2.14). Le serrage est assuré par la force  $F$ . Cette force a une action d'un coté sur la tige de la vis et d'autre coté sur les filets.

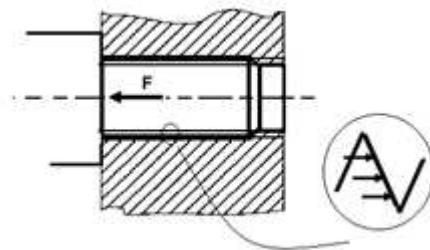


Figure 2.14: Efforts de serrage.

On trouve ainsi que la vis subit deux sollicitations:

- Une sollicitation d'extension dans la tige, de contrainte ( $daN/mm^2$ ):

$$\sigma = \frac{F}{S} \quad (2.4)$$

Où  $S$  est la section du noyau de la tige.

- Une sollicitation de cisaillement de filets, de contrainte ( $daN/mm^2$ ):

$$\tau = \frac{F}{NS_f} \quad (2.5)$$

Où  $N$  est le nombre de filets en prises et  $S_f$  est la section cisailée d'un filet.

Pour que la vis puisse résister, les efforts maximales d'extension et de cisaillement doivent être inférieurs ou égaux à une valeur pratique. En introduisant un coefficient de sécurité, on peut écrire:

$$\sigma_{max} \leq R_e/FS \quad \text{et} \quad \tau_{max} \leq R_{pg}/FS \quad (2.6)$$

Où  $R_e$  est la limite élastique et  $R_{pg}$  est la résistance à la rupture par glissement.

#### a. Calcul du diamètre

La section du noyau d'une tige filetée est souvent exprimée par la relation suivante:  $S = \frac{\pi d^2}{k}$

où  $k$  est le coefficient de concentration de contraintes, égale à 2.5 pour les filetages.

En remplaçant  $S$  dans l'expression de la résistance à l'extension, on trouve que:

$$\frac{F.k}{\pi.d^2} \leq \frac{R_e}{FS} \quad (2.7)$$

D'après cette condition d'inégalité, on peut déduire le diamètre nominal de la tige filetée, soit:

$$d \geq \sqrt{\frac{F.k.FS}{\pi.R_e}} \quad (2.8)$$

D'où la valeur minimale du diamètre soit donnée par:

$$d_{min} = \sqrt{\frac{F.k.FS}{\pi.R_e}} \quad (2.9)$$

### b. Calcul de l'implantation

Sachant que la section cisailée d'un filet est donnée par:  $S_f = \pi.d.P$ , l'expression de la résistance aux cisaillements peut être donnée par:

$$\frac{F}{N.\pi.d.P} \leq \frac{R_g}{FS} \quad (2.10)$$

D'où

$$N \geq \frac{F.FS}{\pi.d.P.R_g} \quad (2.11)$$

D'après cette inégalité, le nombre minimal de filets en prise est donné par:

$$N_{min} = \frac{F.FS}{\pi.d.P.R_g} \quad (2.12)$$

Sachant que l'implantation  $J$  de la tige filetée est égale au produit du nombre de filets en prise et du pas, sa valeur peut être déduite par l'expression suivante:

$$J_{min} = \frac{F.FS}{\pi.d.R_{pg}} \quad (2.13)$$

#### Exemple 1:

Vérifier la résistance à l'extension de la tige d'une vis M 12 fabriquée d'un matériau dont  $R_e = 240$  MPa et boquée à une force 18000 N. Sachant que cette vis est visée dans un matériau dont  $R_{pg} = 40$  MPa , déterminer l'implantation minimale ( $FS = 2$ ).

Résistance à l'extension:

$$\sigma = \frac{F.k}{\pi.d^2} = \frac{18000.2,5}{\pi.12^2} = 99,47 \text{ MPa} < \frac{R_e}{FS} = \frac{240}{2} = 120 \text{ MPa}; \text{ la tige de la vis peut alors résister.}$$

Implantation minimale:

$$J_{min} = \frac{F.FS}{\pi.d.R_{pg}} = \frac{18000.2}{\pi.12.40} = 23,8 \text{ mm}$$



### 3.2. Serrage et desserrage

L'assemblage à l'aide des éléments filetés nécessite généralement un couple de serrage appliqué sur l'écrou ou la tête de la vis. Le couple résistant est dû aux actions de contact entre les filets, ainsi qu'entre les pièces serrées; sur la tête de la vis et sur l'écrou ou sur l'extrémité de la vis dans le cas d'une vis de pression.

La figure 2.15 présente quelques exemples sur les actions de serrage.  $C_s$  représente le couple de serrage et  $F$  est la force de blocage entre les pièces assemblées.

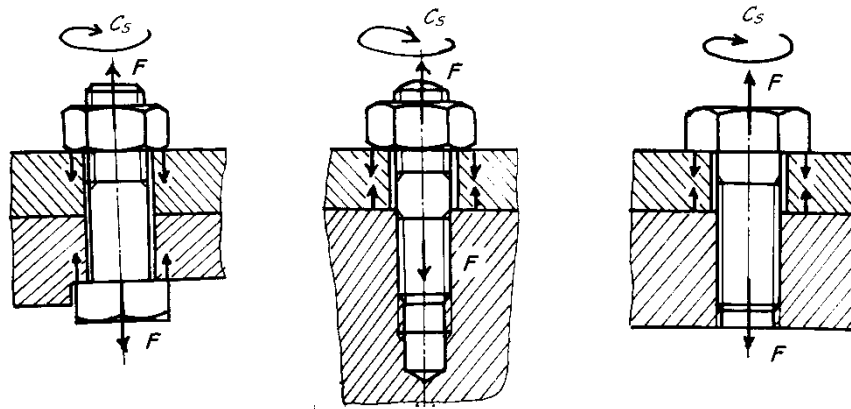


Figure 2.15: Actions de serrage dans les assemblages filetés.

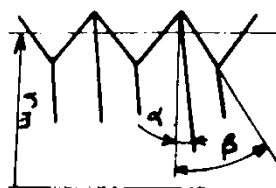
#### a. Calcul de couple de serrage

Le couple de serrage est souvent exprimé par la somme du couple  $C_1$  dû aux efforts de frottement entre les filets et  $C_2$  dû aux efforts de frottement entre les pièces assemblées.

On peut donc écrire:

$$C_s = C_1 + C_2 \tag{2.14}$$

Figure 2.16: spécification des filets métriques.



$\beta$ : demi-angle de sommet des filets,  
 $\alpha$ : angle d'inclinaison de l'hélice,  
 $r_m$ : rayon moyen du filetage.

A partir des spécifications des filets, présentées dans la figure 2.16, le couple  $C_1$  est exprimé par la relation suivante:

$$C_1 = Fr_m \tan(\alpha + \varphi_1) \tag{2.15}$$

Où  $\varphi_1$  est l'angle de frottement entre filets, donné par:  $\tan \varphi_1 = \mu_1 / \cos \beta = \mu'_1$ .

Puisque  $\alpha$  et  $\varphi_1$  sont des petits angles, on peut écrire:  $\tan(\alpha + \varphi_1) = \alpha + \varphi_1$ .

On a aussi:  $\tan \alpha = \alpha = P/\pi d$  et  $r_m = d/2$ .

D'où:

$$C_1 = F\left(\frac{P}{2\pi} + \frac{d}{2}\mu'_1\right) \quad (2.16)$$

Le couple  $C_2$  peut être exprimé par la relation:

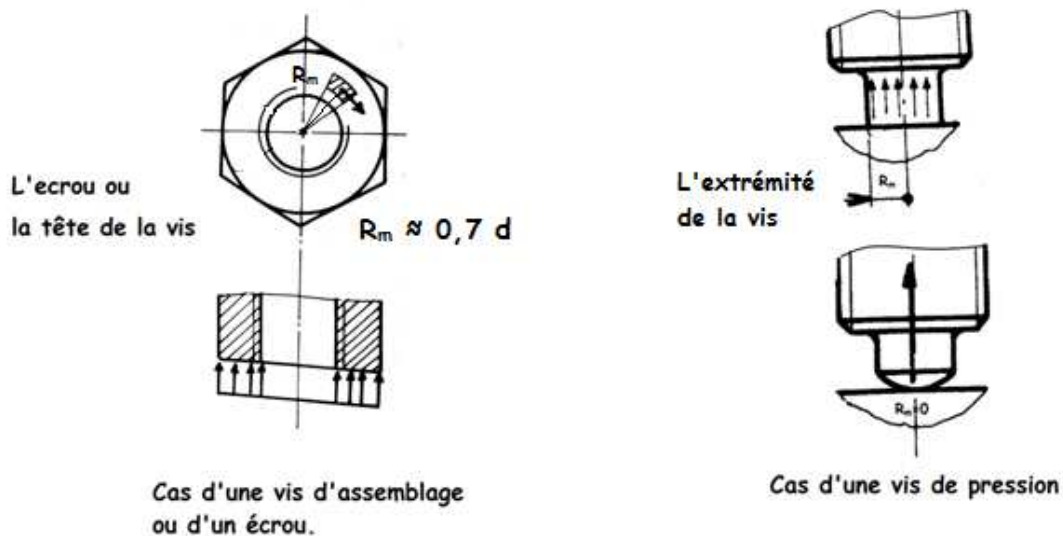
$$C_2 = FR_m \tan \varphi_2 \quad (2.17)$$

Où  $\varphi_2$  est l'angle de frottement,  $\tan \varphi_2 = \mu_2$ .

D'où:

$$C_2 = FR_m \mu_2 \quad (2.18)$$

$R_m$  est le rayon moyen de la surface de frottement. La valeur de ce paramètre d'un cas à un autre. La figure 2.17 présente les cas de montage possibles avec la valeur de  $R_m$ .



**Figure 2.17:** Rayon moyen de frottement dans les assemblages filetés.

A partir des relations 2.16 et 2.18, le couple de serrage, dans le cas général, est exprimé par:

$$C_s = F\left(\frac{P}{2\pi} + \frac{d}{2}\mu'_1 + R_m\mu_2\right) \quad (2.19)$$

On trouve ainsi que cette expression est la somme de trois couples:

- $F \frac{P}{2\pi}$ : couple nécessaire pour la mise en tension de l'élément de serrage utilisé,
- $F \frac{d}{2}\mu'_1$ : couple nécessaire pour vaincre les frottements entre les filets,

- $FR_m\mu_2$ : couple nécessaire les frottements entre l'éléments de serrage et les pièces à assemblées.

Dans le cas d'une vis de pression à extrémité ronde, la surface de contact entre l'élément de serrage et la pièce à bloquée est présentée par un point (fig 2.17). En effet, le rayon moyen de la surface de frottement est nul et le troisième terme de l'expression 2.19 sera, par conséquent, négligé.

### b. Calcul de couple de desserrage

Dans le cas de desserrage d'un assemblage fileté, on suppose que les efforts de frottement entre l'éléments d'assemblage et les pièces assemblées ne se produisent pas à cause de perte instantané de contact entre ces éléments. Par conséquent le couple nécessaire au desserrage  $C_d$  est exprimé uniquement à l'aide du couple dû au frottements entre les filet.

Sachant que ces derniers changent de sens dans le cas de desserrage, on peut écrire:

$$C_d = Fr_m \tan(\varphi_1 - \alpha) \quad (2.20)$$

De la même manière, on trouve:

$$C_d = F\left(\frac{d}{2}\mu'_1 - \frac{P}{2\pi}\right) \quad (2.21)$$

#### Exemple 2:

Déterminer le couple de serrage et de desserrage d'une vis d'assemblage M 10 × 1,5 en admettant que toutes les surfaces de contact sont acier-acier ( $\mu = 0,14$ ).

On a:

$$\mu_1 = \mu_2 = \mu \quad \text{et} \quad \mu'_1 = \frac{\mu_1}{\cos 30} = \frac{0,14}{0,86} = 0,16$$

$$R_m = 0,7 d = 0,7 \times 10 = 7 \text{ mm}$$

Couple de serrage:

$$C_s = F\left(\frac{P}{2\pi} + \frac{d}{2}\mu'_1 + R_m\mu_2\right) = F\left(\frac{1,5}{2\pi} + \frac{10}{2} \times 0,16 + 7 \times 0,14\right) = 2,01F$$

Couple de desserrage:

$$C_d = F\left(\frac{d}{2}\mu'_1 - \frac{P}{2\pi}\right) = F\left(\frac{10}{2} \times 0,16 - \frac{1,5}{2\pi}\right) = 0,56F$$

### c. Calcul du rendement

Le rendement est le rapport du travail (déplacement de la vis avec effort  $F$ ) sur le travail fourni (rotation de la vis avec un couple soit de serrage  $C_s$  ou de desserrage  $C_d$ ).

Dans le cas de serrage:

$$\eta = \frac{F.P}{C_s.2\pi} \quad (2.22)$$

Si on néglige le deuxième terme de la formule de  $C_s$ , on trouve que:

$$\eta = \frac{\tan \alpha}{\tan(\varphi_1 + \alpha)} \quad (2.23)$$

Dans le cas de desserrage:

$$\eta = \frac{\tan \alpha}{\tan(\varphi_1 - \alpha)} \quad (2.24)$$

Dans la réalité, la stabilité d'un filetage et son rendement sont deux sens opposés. Plus qu'un filetage est stable, plus son rendement est faible.

# **Chapitre 3:**

## **Assemblage par obstacles**

## Chapitre 3: Assemblage par obstacles

Dans les éléments d'assemblage à emboîtement (obstacle), l'élimination des mouvements relatifs entre les pièces assemblées s'effectue par la forme particulière de l'élément monté habituellement dans une ou plusieurs pièces. La sécurité de l'assemblage dépend non seulement de l'élément pris isolément, mais aussi des pièces adjacentes. L'assemblage d'un arbre ou axe avec un moyeu forme une famille de solutions classées dans cette catégorie.

### 1. Goupilles

Les goupilles servent à centrer ou à fixer deux ou plusieurs pièces (Fig 3.1), à transmettre des efforts ou à limiter ces efforts par cisaillement de la section résistante de la goupille. Le contrôle de ces éléments est toujours très simplifié. Il part d'hypothèses simplificatrices et généralement très primitives. Les dimensions transversales sont comprises entre 1 et 20 mm. Il en résulte une limitation dans l'emploi aux pièces assemblées de dimensions modestes.

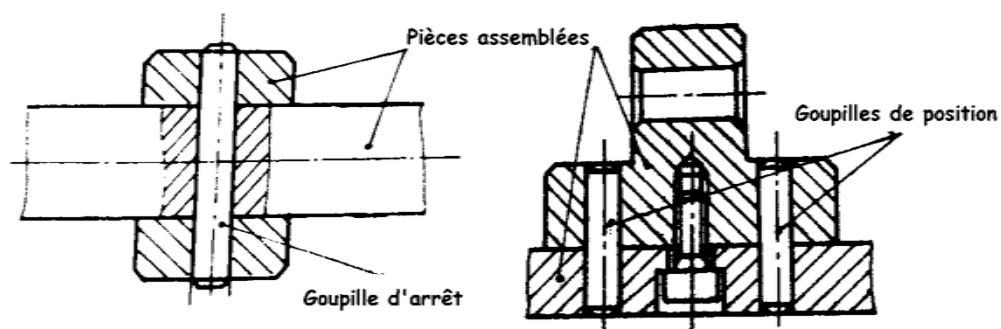


Figure 3.1: Assemblage par goupillage.

Le montage et le démontage de ces organes sont facilités par la réalisation des trous débouchons sur toutes les pièces assemblées.

#### 1.1. Classification des goupilles

Selon l'emploi des goupilles, on trouve plusieurs types. Chacun de ces types est spécifié par sa forme qui assure son rôle dans l'ensemble. Les plus couramment utilisés sont; les goupilles cylindriques, coniques, fendues et élastiques (Fig 3.2)

### a. Goupilles cylindriques

Ce type est utilisé pour centrer deux pièces l'une par rapport à l'autre. Le montage de ces goupilles s'effectue généralement en les chassant dans la pièce massive et en les laissant coussante dans la pièce mobile. La pression résultante entre goupille chassée et les pièces ne peut être qu'estimée car la forme des pièces massives ne correspond habituellement pas au cas idéal de calcul.

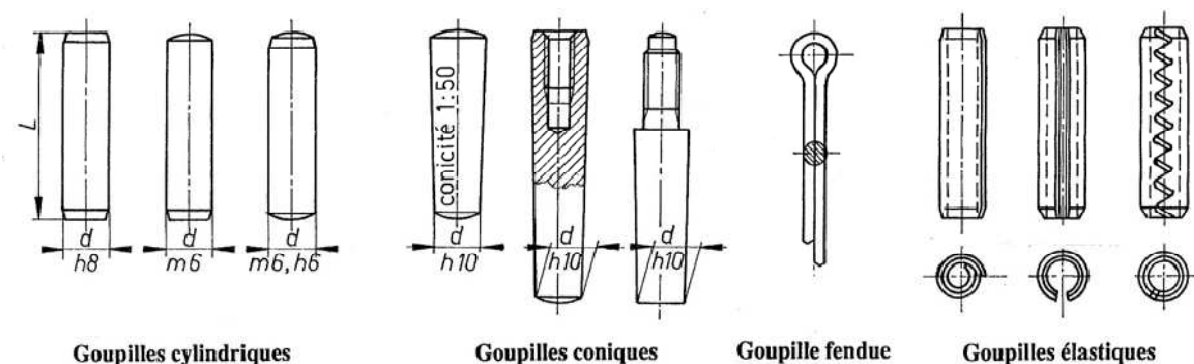


Figure 3.2: Typologie des goupilles.

### b. Goupilles coniques

Les goupilles coniques sont fabriquées généralement avec une conicité de 1/50, grandeur diamétrale de 1 mm pour 50 mm de longueur. Elles existent en plusieurs exécutions et variantes. La dimension nominale de la goupille est définie sur le petit diamètre du tronc de cône. Pour qu'elles se démontent facilement au moyen d'une vis ou d'un écrou, elles sont munies de trou taraudé ou de téton fileté. Elles s'emploient lorsque le logement dans les pièces est borgne. Les goupilles cylindriques et coniques exigent un usinage onéreux, en particulier les goupilles coniques, et sont à éviter dans les constructions usuelles.

Si des impératifs sévères de centrage ou de positionnement sont exigés, ces éléments sont les seuls à remplir ces fonctions. La goupille conique impose des ajustements longitudinal et diamétral de cet élément dans le logement alésé dans les pièces.

### c. Goupilles fendues

Les goupilles fendues, en acier à surface zinguée bleu, servent de sécurité sur des axes ou des tourillons peu sollicités. Les diamètres sont compris entre 1 et 8 mm d'une section transversale demi cylindrique. Les goupilles simples ou doubles à ressort sont constituées d'un fil d'acier cylindrique cintré, diamètres 1 à 8 mm, et servent de sécurité dans des mécanismes très peu sollicités.

#### d. Goupilles élastiques

Ces goupilles permettent un montage simplifié dans l'assemblage par un simple perçage. La pression exercée par la goupille suffit habituellement dans les assemblages modérément sollicités. Si l'assemblage exige un positionnement précis des pièces ou si les efforts sont importants et variables, seules les goupilles à section pleine peuvent donner satisfaction.

#### e. Goupilles cannelées

Cette catégorie de goupilles est caractérisée par une section transversale circulaire pleine et des cannelures longitudinales à lèvres (Fig 3.3). La position et la forme des lèvres varient avec la fonction exigée. Les lèvres sont comprimées par l'alésage de la pièce solidaire de la goupille. Les pièces mobiles se déplacent sur un guidage cylindrique non entaillé.

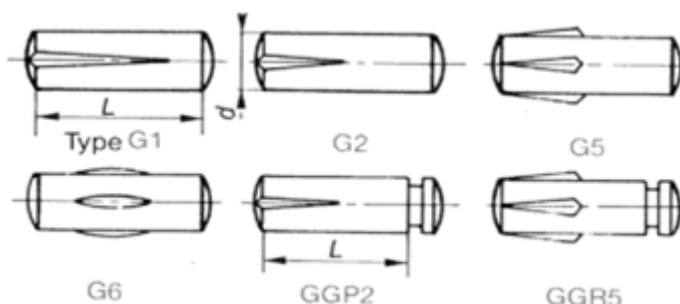


Figure 3.3: Goupilles cannelées.

### 1.2. Calcul des goupilles

Pour des raisons de simplification, ces organes sont considérés sollicités qu'au cisaillement.

En effet, et si  $S$  est la section cisailée de la goupille (en  $\text{mm}^2$ ), où;  $S = \pi d^2/4$ ,  $n$  est le nombre de sections cisailées et  $T$  est la charge de cisaillement (en N),

La contrainte de cisaillement (en MPa) est donnée par:

$$\tau = \frac{T}{nS} \leq R_{pg} \quad (3.1)$$

D'où:

$$T_{max} = \frac{\pi n d^2 R_{pg}}{4} \quad (3.2)$$

Ce calcul n'est valable que pour les goupilles pleines. Le contrôle des goupilles creuses (élastiques) s'effectue d'une manière expérimentale.



**Exemple 1:**

Déterminer la charge de cisaillement maximale supportée par une goupille de diamètre 15 mm, fabriquée d'un matériau dont  $R_{pg} = 150 \text{ MPa}$ , montée en chape?

On a:

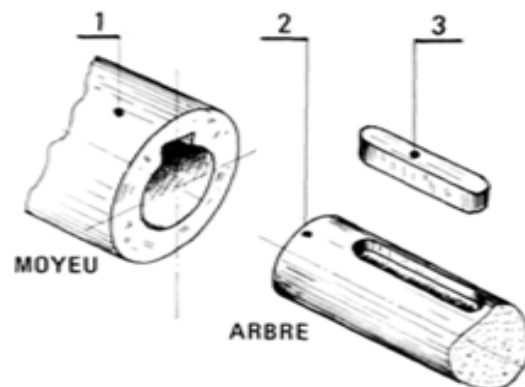
$$T_{max} = \frac{\pi n d^2 R_{pg}}{4} \quad \text{où} \quad n = 2$$

D'où

$$T_{max} = \frac{\pi \times 2 \times 15^2 \times 150}{4} = 53000 \text{ N}$$

**2. Clavètes**

Dans l'assemblage des arbre-moyeu, l'organe mécanique le plus souvent rencontré est la clavette. La figure 3.4 présente, à l'aide d'un montage éclaté, un arbre-moyeu clavetté où la clavette est représentée par la pièce 3. La rainure sur l'arbre (pièce 2) peut être exécutée par une fraise-doigt ou avec une fraise-disque. La rainure du moyeu (pièce 1) s'obtient par mortaisage, à moins que l'on ne réalise l'alésage rainuré par brochage.



**Figure 3.4:** Clavetage.

La plupart des clavettes réalisent exclusivement la fixation tangentielle (reprise du moment). La fixation axiale doit être obtenue par un autre moyen : une vis de pression; un montage serré; des circlips ou des écrous; un épaulement de l'arbre et un circlips ou un écrou.

**2.1. Classification du clavetage**

Selon le mode d'emploi et le montage, le clavetage peut être classifié en trois grandes familles (fig 3.5); le clavetage transversal où les clavettes sont montées parallèlement avec l'axe des pièces assemblées, le clavetage longitudinal où les clavettes sont montées perpendiculairement sur l'axe des pièces assemblées et le clavetage tangentiel où les clavettes sont montées radialement sur la tangente de la surface de contact entre les pièces assemblées.

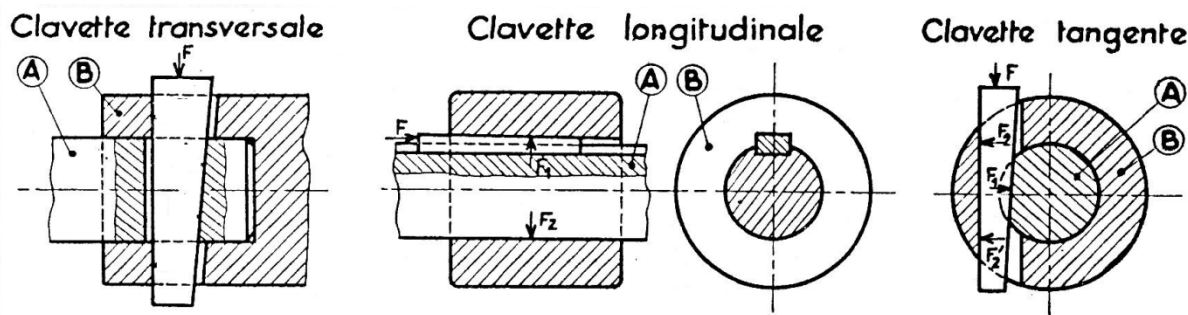


Figure 3.5: Types de clavetages.

Les clavettes longitudinales présente la classe la plus utilisée en construction mécanique. Selon l'emploi, on distingue deux types; le clavetage longitudinale forcé et les clavetage longitudinale libre.

#### a. Clavetage longitudinal forcé

Dans ce type de clavetage, on utilise les clavettes inclinées. La liaison arbre-moyeu est obtenue, dans ce cas, par coincement des faces inférieures et supérieures sur ses portées avec l'arbre et le moyeu. L'inconvénient de ce clavetage est le désaxage léger du moyeu par rapport à l'arbre dû à l'effort radial. L'avantage est l'obtention d'une liaison complète (élimination de translation et de rotation).

La figure 3.6 présente les différents types de clavettes inclinées.

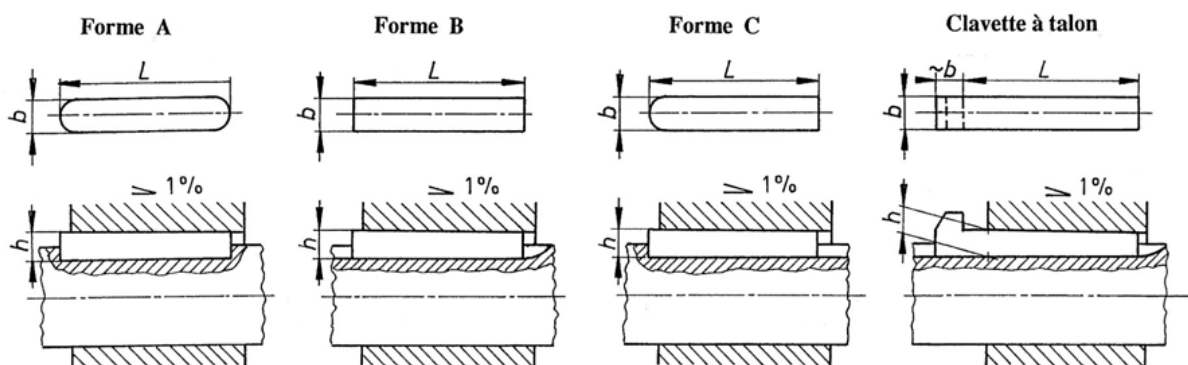


Figure 3.6: clavettes inclinées.

#### b. Clavetage longitudinal libre

Dans ce cas, on utilise les clavettes parallèles. Ce type de clavettes n'assure que la liaison en rotation, l'arbre peut coulisser donc dans le moyeu. Leurs montage se fait avec un léger jeu (Fig 3.7) ce qui diminue la précision cinétique. Elles sont utilisées que pour le clavetage cours ( $d < 1,5.d$ ).

Pour certaines applications, notamment dans le cas des fréquences de rotation très élevées, il est nécessaire de coller les clavettes.

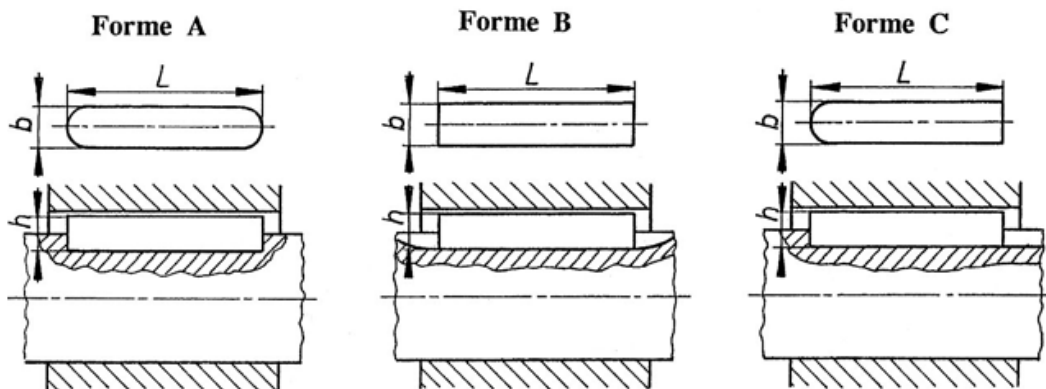


Figure 3.7: clavettes parallèles ordinaires.

Dans d'autres cas, on utilise le clavetage long. Dans ces application, les clavettes doivent être fixer par vis (Fig 3.8). Pour la fixation, les clavettes de forme A et B sont munies de trois trous alignés sur sont longueurs dont celui de milieu est taraudé. Ce dernier est utilisé pour le démontage.

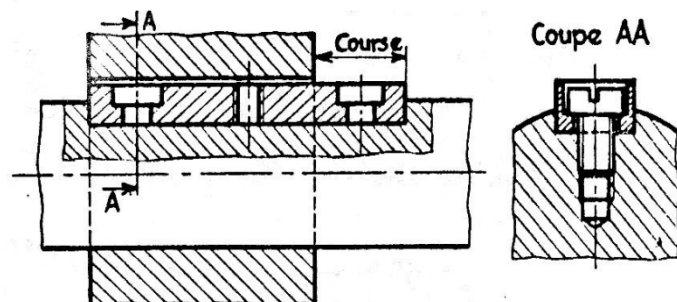


Figure 3.8: clavette parallèle, fixée par vis.

Ce mode d'assemblage convient pour le clavetage où  $d < l < 2,5.d$  et, en particulier, s'il y a, pendant la rotation, un déplacement relatif du moyeu par rapport à l'arbre.

Dans le cas des arbres de faible diamètres transmettant de moyens et faibles efforts ou pour les arbres coniques, on utilise les clavettes disque ou les clavettes bateau.

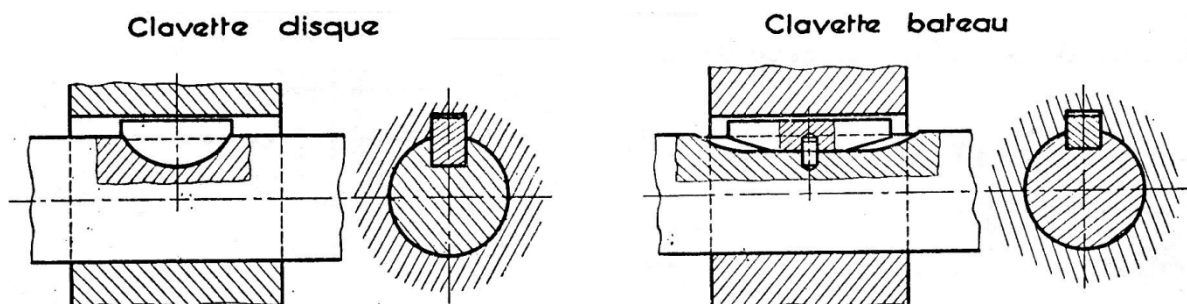


Figure 3.9: clavette disque et clavette bateau.

L'usinage du logement de ces clavettes est plus ou moins simple en utilisant une fraise-disque. Cette opération peut affaiblir la résistance de l'arbre, mais le montage de ces clavettes reste le plus simple par rapport aux autres.

### c. Clavetage transversal

Cette technique est utilisée pour immobiliser en rotation et en translation deux pièces généralement coaxiales. La liaison obtenue peut transmettre de grands efforts axiaux et des couple assez importants.

La figure 3.10 illustre quelques exemple sur le clavetage transversal.

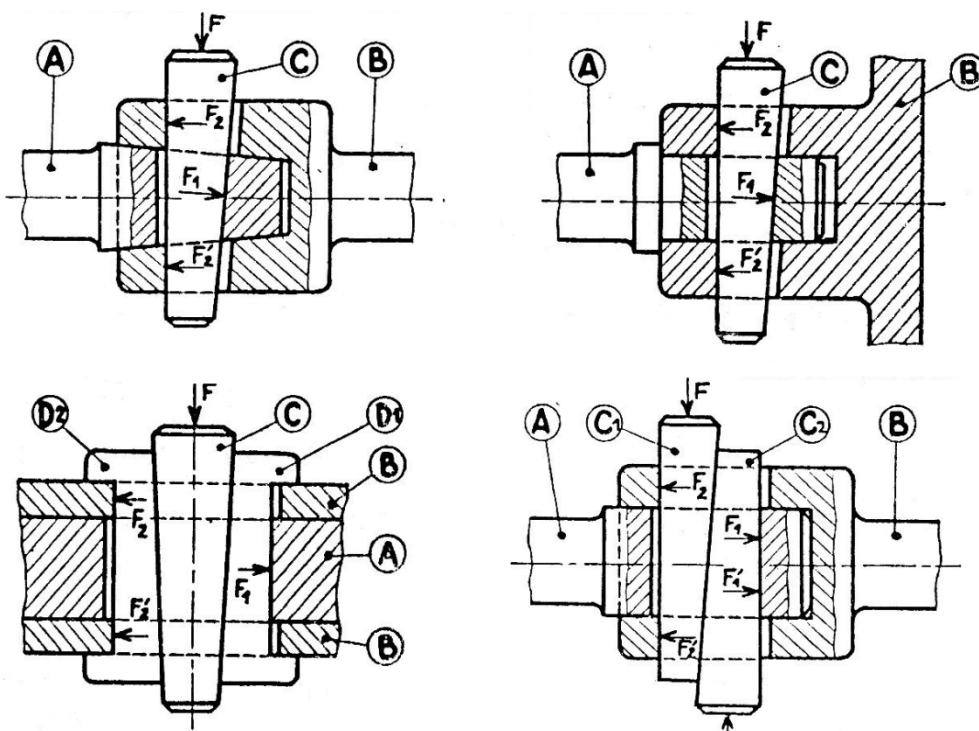


Figure 3.10: clavetage transversal.

### d. Clavetage tangent

Ce type de clavetage est utilisé pour les applications plus ou moins simples. Il permet d'obtenir une liaison complète dont le couple transmis est faible. La figure 3.11 présente l'exemple du clavetage de pédale d'un vélo.

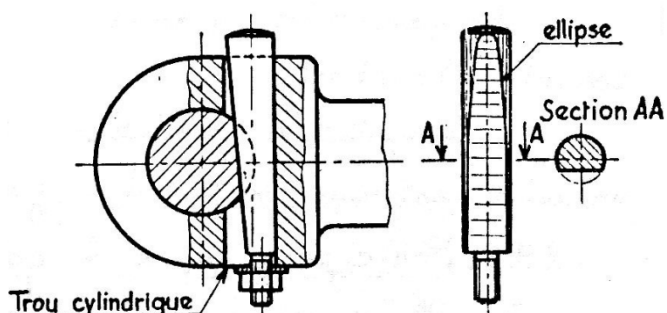


Figure 3.11: clavetage tangentiel.

**2.2. Calcul des clavettes parallèles**

Les clavettes parallèles assurent la liaison en rotation entre un arbre et un moyeu. Le moment transmis engendre une force uniformément répartie sur les demi surfaces latérales de la clavette (Fig 3.12). La longueur  $l$  de la clavette peut être calculée au matage:

$$p = \frac{F_t}{lb/2} \leq p_a \tag{3.3}$$

Où

$p_a$  est la pression admissible en MPa,  $F_t$  en N.

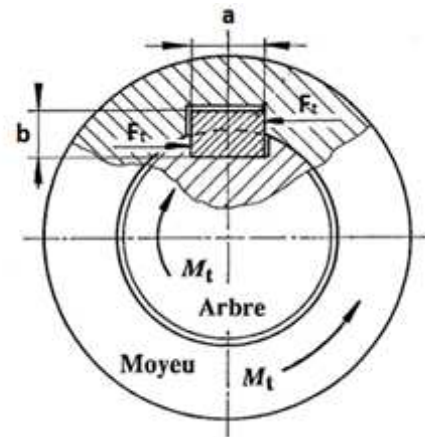


Figure 3.12: Etat de chargement d'une clavette.

D'où  $l$  est égale au minimum au:

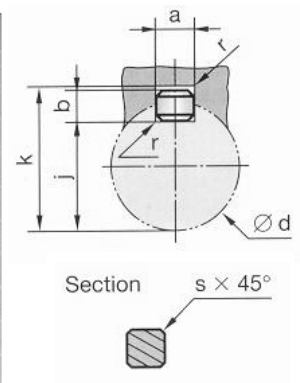
$$l_{min} = 2F_t/bP_a \tag{3.4}$$

Ensuite cette longueur doit être vérifiée en cisaillement:

$$\tau = \frac{F_t}{la} \leq R_{pg} \tag{3.5}$$

La largeur et l'épaisseur des clavettes sont normalisés. Ils sont déterminés en fonction du diamètre de l'arbre. Ces dimensions normalisés sont données dans le tableau ci-dessous.

d	a	b	s	j	k	d	a	b	s	j	k
de 6 à 8 inclus	2	2	0,16	d - 1,2	d + 1	58 à 65	18	11	0,6	d - 7	d + 4,4
8 à 10	3	3	0,16	d - 1,8	d + 1,4	65 à 75	20	12	0,6	d - 7,5	d + 4,9
10 à 12	4	4	0,16	d - 2,5	d + 1,8	75 à 85	22	14	1	d - 9	d + 5,4
12 à 17	5	5	0,25	d - 3	d + 2,3	85 à 95	25	14	1	d - 9	d + 5,4
17 à 22	6	6	0,25	d - 3,5	d + 2,8	95 à 110	28	16	1	d - 10	d + 6,4
22 à 30	8	7	0,25	d - 4	d + 3,3	110 à 130	32	18	1	d - 11	d + 7,4
30 à 38	10	8	0,4	d - 5	d + 3,3	130 à 150	36	20	1,6	d - 12	d + 8,4
38 à 44	12	8	0,4	d - 5	d + 3,3	150 à 170	40	22	1,6	d - 13	d + 9,4
44 à 50	14	9	0,4	d - 5,5	d + 3,8	170 à 200	45	25	1,6	d - 15	d + 10,4
50 à 58	16	10	0,6	d - 6	d + 4,3	200 à 230	50	28	1,6	d - 17	d + 11,4



**Exemple 2:**

Une clavette parallèle employée dans un arbre-moyeu d'un diamètre de 50 mm et transmettant un couple de 500 Nm.

1. A partir du tableau des dimensions normalisées, déterminer l'épaisseur et la largeur de cette clavette,

$$D = 50 \text{ mm}; a = 14 \text{ mm et } b = 9 \text{ mm}$$

2. Calculer sa longueur  $P_a = 100 \text{ MPa}$ ,

$$F_t = \frac{2M}{D} = \frac{2 \times 500000}{50} = 20000 \text{ N}$$

Et

$$l = \frac{2F_t}{bP_a} = \frac{2 \times 20000}{9 \times 100} = 45 \text{ mm}$$

3. Vérifier sa résistance au cisaillement  $R_{pg} = 40 \text{ MPa}$ .

$$\tau = \frac{F_t}{la} = \frac{20000}{45 \times 14} = 31,75 \text{ MPa} < R_{pg} = 40 \text{ MPa}$$

### 3. Segments d'arrêt

Appelés aussi les circlips, les segments d'arrêt sont des organes d'assemblage utilisés souvent pour immobiliser en translation des pièces cylindriques sollicitées par des charges axiales constantes ou peu variables. Monté dans un alésage ou sur un axe, le but de segment est de former un épaulement frontal qui bloque les pièces appuyées contre lui tout en occupant une place très limitée. Ces éléments ont la forme d'un anneau ouvert de section transversale, habituellement, rectangulaire afin de faciliter le montage.

#### 3.1. Classification des segments d'arrêt

Ces éléments d'assemblage sont partiellement normalisés mais il existe des formes moins courantes. Ces types sont utilisés dans des montages particuliers. Nous citons dans cette section que types les plus couramment rencontrés dans la construction.

##### a. Segments standards

La famille des segments d'arrêt standards regroupe les segments d'arrêt à montage axial dans des gorges. on trouve dans cette famille trois normes (Fig 3.13): la norme f contenant les segments universels capables de transmettre des efforts axiaux importants entre la pièce exerçant la poussée et la paroi de la gorge, la norme J caractérisée par une hauteur radiale de montage inférieur à celle de f et forme un épaulement concentrique ce qui permet de les utilisés dans les cas d'espace radial réduit et la norme K possédant des expansions uniformément réparties sur le périphérique qui assurent ainsi une meilleur fixation.

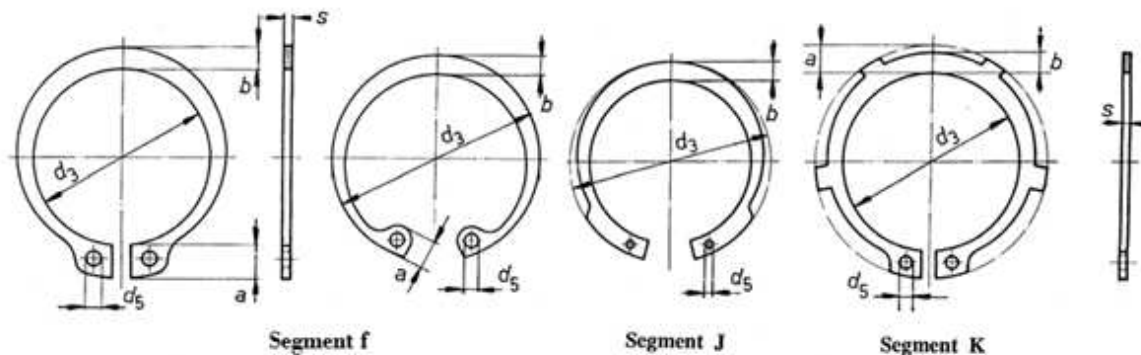


Figure 3.13: Segments d'arrêt standards.

**b. Segments à verrouillage autonome**

Ce type de segments est utilisé dans le cas des arbres ou alésages lisses dépourvus de gorge. Il regroupe les normes suivantes (Fig 3.14): Les segments collier utilisés sur les arbres lisses sans gorge, de faible diamètre. Les triangles de blocage de forme transversale bombée, menée de trois languettes renforcées exerçant un effet de ressort. Enfoncés, dans le sens de la face intérieur du bombage, sur un arbre lisse, ce segment assure un blocage parfait des pièces montées sur l'arbre à des triangles intérieurs. la poussée dans le sens opposé bloque les triangles sur l'arbre et rend le démontage impossible. Les anneaux dentelés ont la même fonction des triangles de blocage tout en possédant une hauteur de montage réduite.

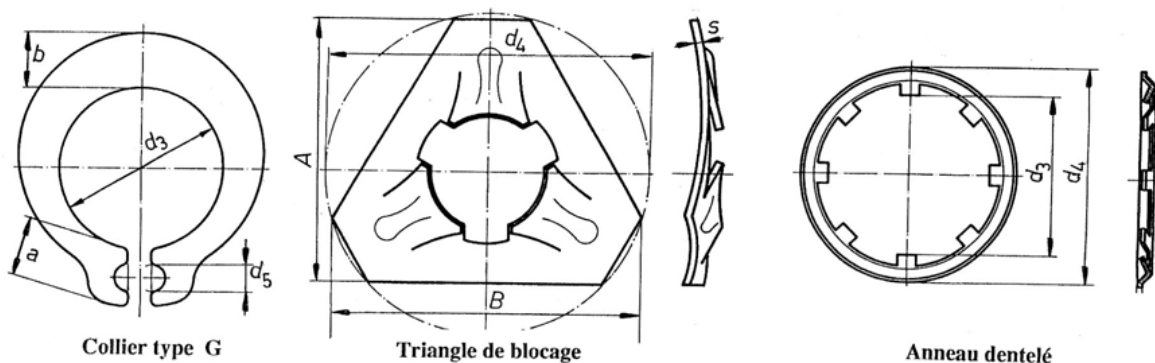


Figure 3.14: Segments à verrouillage autonome.

**c. Segments compensant le jeu axial**

Ces segments ont le caractère de compenser élastiquement le jeu axial dû au cumule des écarts d'usinage de la gorge et des pièces montées. La figure 3.15 présente les trois normes les plus fréquemment rencontrées.

Les segments de type L ont la forme des segments K en tenant leur élasticité de l'inclinaison des expansions. Les segments W peuvent compenser des jeux sensiblement plus importants

tout en exerçant un effort plus faible. Les rondelles SL, à montage radial, possède une forme bossée dans un sens ce qui permet la compensation des jeux axiaux.

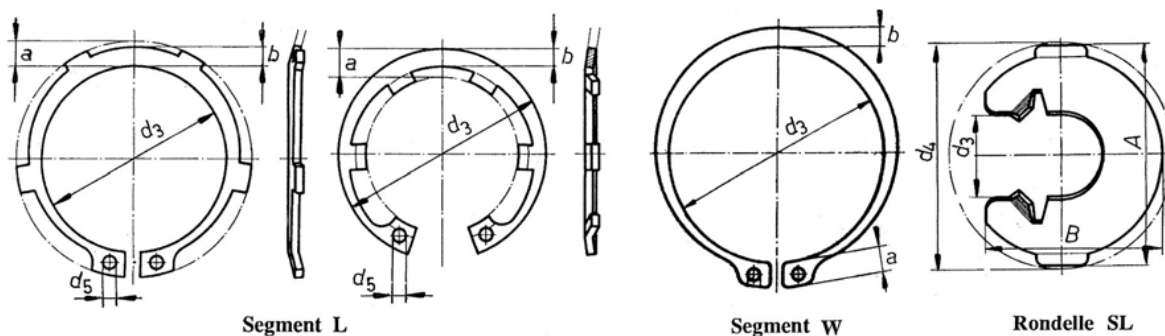


Figure 3.15: Segments d'arrêt compensant le jeu axial.

#### d. Segments à montage radial

Le montage radial assure deux avantages liés, d'un côté au choix libre de la profondeur de la gorge et d'un autre à la possibilité de montage manuel. Cette famille de segment comporte les types suivant (Fig 3.16): Les segments cavaliers et les segments colliers ayant une force de portance élevée grâce à leur largeur importante. Il sont employés pour les petits axes. Les segments croissant sont les seuls segments à montage radial qui possède un hauteur d'épaulement faible. Ainsi, les anneaux en deux pièces sont les seuls segments qui résistent à la force centrifuge.

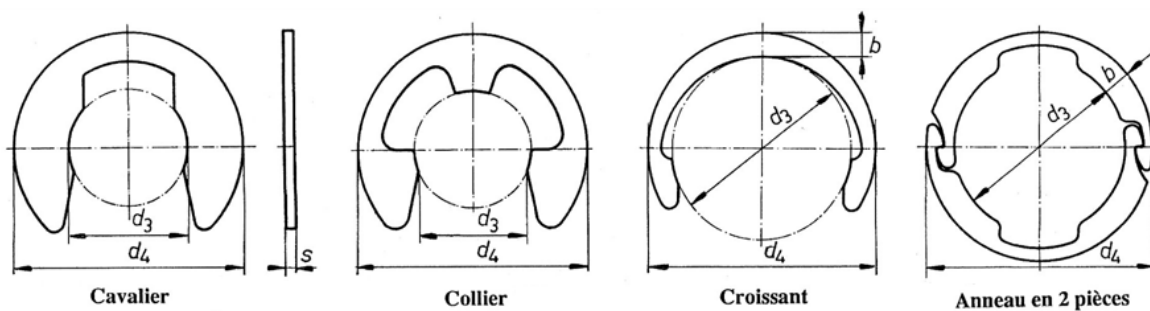
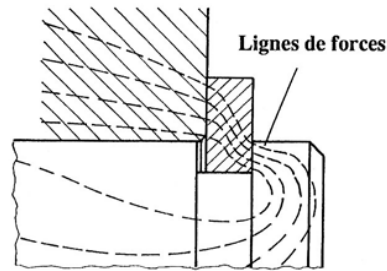


Figure 3.16: Segments à montage radial.

### 3.2. Calcul des segments standards

La transmission de la poussée axiale dans un assemblage utilisant un segment d'arrêt dépend non seulement de la forme du segment, mais aussi de la géométrie des pièces assemblées. La transmission entre une bague, sollicitée par une charge axiale, et le segment d'arrêt monté dans la gorge de l'axe (Fig 3.17), fait intervenir une modification brusque des lignes de forces accompagnée de concentrations de contraintes locales.



**Figure 3.17:** Transmission de la poussée.

Le contrôle d'un tel assemblage utilisant s'effectuer par la vérification de la capacité de charge axiale du segment et de la gorge. Ainsi, il est parfois utile de vérifier la fréquence de rotation maximale de l'arbre afin d'assurer la fonction des segments extérieurs.

### a. Calcul de la gorge

La résistance de la gorge dépend de la pression moyenne de contact avec le segment. La surface théorique de contact est donnée par:

– Segment monté sur un arbre: 
$$A = \pi(d_1^2 - d_2^2)/4$$

– Segment monté sur un moyeu: 
$$A = \pi(d_2^2 - d_1^2)/4$$

Où  $d_1$  et  $d_2$  sont respectivement le diamètre l'élément et du fond de la gorge.

La contrainte maximale de compression doit vérifier la condition de résistance suivante:

$$\sigma = \frac{F_a}{A} \leq \frac{R_e}{FS} \quad (3.6)$$

Où  $F_a$  est la force axiale et  $R_e$  est la limite élastique de l'élément sur lequel le segment est monté.

A partir de cette condition, la force axiale maximale peut être donnée par:

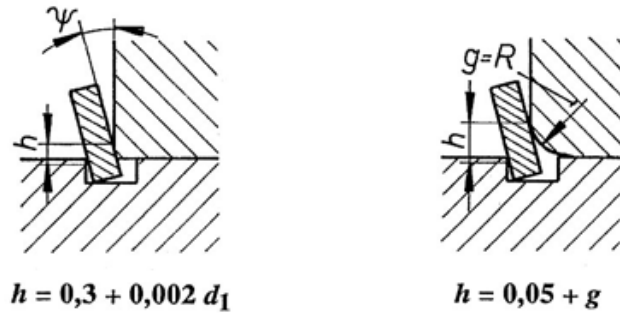
$$F_{a \max} = \frac{R_e A}{FS} \quad (3.7)$$

Dans le cas d'une charge statique, le coefficient de sécurité doit être ou moins égal à 3.

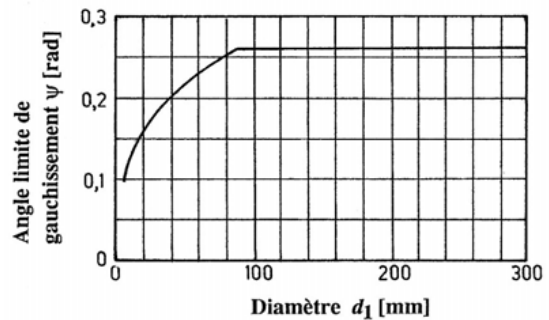
### b. Calcul du segment

Le segment subit, sous l'effet de la poussée axiale des pièces assemblées, un moment fléchissant engendré par le décalage des lignes d'action des poussées (Fig 3.17). Le bras de levier réel  $h$  dépend de la déformation des pièces et de la forme de l'arête de la contre - pièce. Il peut se trouver par les relations proposées dans la Figure 3.18. La capacité de charge du segment dépend de l'angle de gauchissement limite  $\psi$ , exprimé en radian, donné par la figure 3.19 en fonction du diamètre nominal  $d_1$  du segment, et du bras de levier.

**Figure 3.18:** Position du segment sous charge axiale.



**Figure 3.19:** Angle de gauchissement admissible.



La force axiale admissible sur le segment s'exprime par la relation générale :

$$F_a \leq \psi \cdot K/h \cdot FS \quad (3.8)$$

Où K est la constante d'élasticité du segment et FS est le facteur de sécurité.

#### 4. Cannelures et dentelures

Si l'arbre de transmission doit supporter un couple de torsion relativement élevé par un assemblage à clavette, la pression maximale entre la clavette, l'arbre et le moyeu devient trop grande, donc inadmissible. Dans ce cas, l'introduction de deux clavettes n'est pas recommandée. Il est préférable de prévoir un assemblage à arbre-moyeu cannelés ou dentelés.

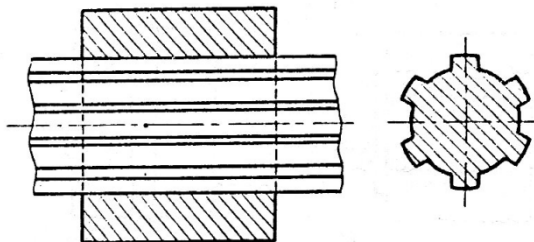
##### 4.1. Classification des assemblages à dentelures ou cannelures

Il existe plusieurs techniques d'assemblages qui utilisent les dentelures ou cannelures.

###### a. Cannelures à flancs parallèles

Les cannelures sont taillées dans l'arbre, sa forme, ses dimensions et leur nombre étant normés. Le couple de torsion devrait pouvoir se transmettre uniformément par toutes les faces portantes des cannelures (Fig 3.20). Cet assemblage est similaire à l'emploi multiple des clavettes parallèles.

Figure 3.20: Arbre-moyeu cannelé.



### b. Cannelures à flancs en développante

Les assemblages à denture basse, dites cannelures à flancs en développante, servent à créer des assemblages entre arbre et moyeu démontables, coulissants ou serrés permettant de transmettre des couples importants et de centrer les pièces tout en facilitant la fabrication des composantes. Les bases de la normalisation sont :

- des profils de référence commun pour tous les modules d'où relations générales pour la définition de toutes les dimensions (Fig 3.21),
- centrage sur les flancs des dents, exceptionnellement sur le diamètre intérieur ou extérieur de l'arbre,
- système de tolérance fixant les écarts sur les dimensions des dents de l'arbre et des creux dans le moyeu, les classes de qualité.

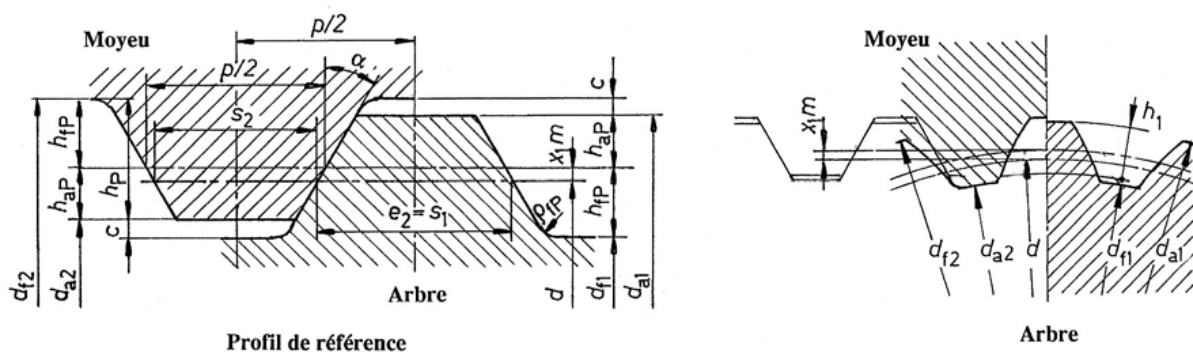


Figure 3.21: Cannelures à flancs en développante.

### c. Dentelures rectilignes

L'avantage essentiel de l'utilisation des dentelures rectilignes est de pouvoir orienter facilement la position du moyeu par rapport à celle de l'arbre en décalant les deux pièces d'un ou de plusieurs pas circonférentiels. La denture est à profil triangulaire sur l'arbre, l'angle au sommet du triangle étant généralement  $60^\circ$  (Fig 3.22).

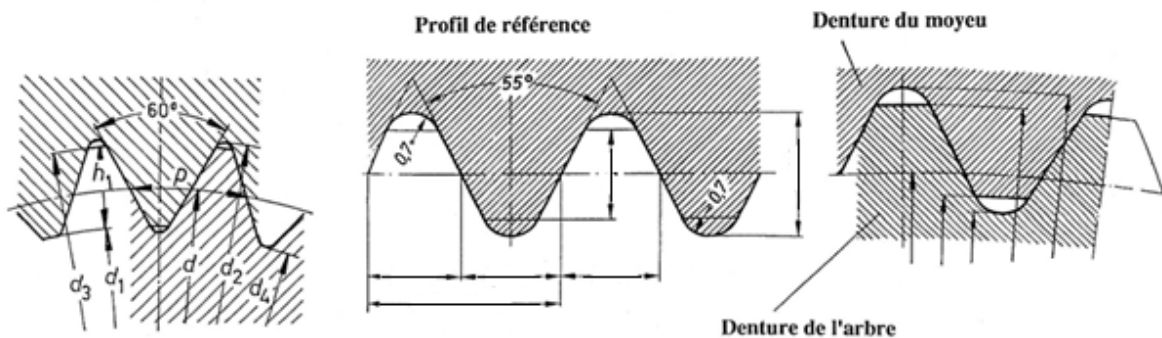


Figure 3.22: Assemblage à dentelures rectilignes.

**d. Stries radiales**

L'utilisation des stries radiales, dit dentelures frontales, permette la réalisation des accouplements de précision et, le plus souvent, de position angulaire réglable. La figure 3.23 représente un exemple d'accouplement à stries radiales. Elle illustre quelques spécification de ce type d'assemblage.

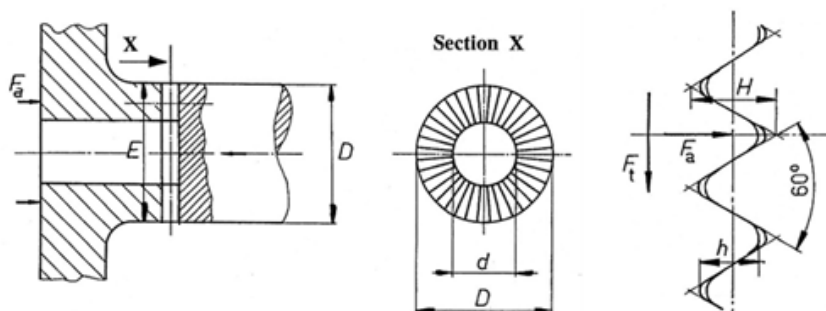


Figure 3.23: Assemblage à dentelures frontales.

**4.2. Calcul des cannelures à flancs parallèles**

Les normes prévoient trois gammes d'assemblages (Fig 3.24):

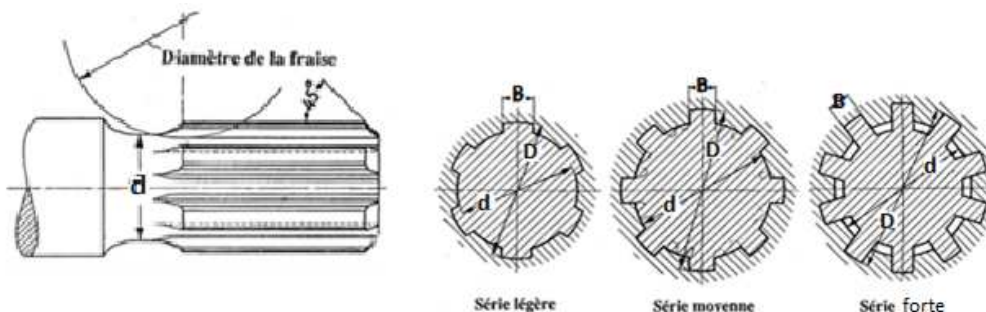


Figure 3.24: Gamme des cannelures à flancs parallèles.

Les dimensions liées à chacune de ces séries sont données dans le tableau au-dessous.

Série légère					Série moyenne					Série forte*				
n	d	D	B	s	n	d	D	B	s	n	d	D	B	s
6	23	26	6	5	6	11	14	3	5	10	16	20	2,5	12
	26	30	6	7,2		13	16	3,5	5		18	23	3	16
	28	32	7	7,2		16	20	4	7,2		21	26	3	16
8	32	36	6	8,4		18	22	5,5	7,2		23	29	4	19
	36	40	7	8,4		21	25	5	7,2		26	32	4	19
	42	46	8	8,4		23	28	6	9,5		28	35	4	22
	46	50	9	8,4		26	32	6	10,8		32	40	5	25
	52	58	10	12		28	34	7	10,8		36	45	5	29
10	56	62	10	12		32	38	6	14,4		42	52	6	30
	62	68	12	12		36	42	7	14,4		46	56	7	30
	72	78	12	15	42	48	8	14,4	52	60	5	36		
	82	88	12	15	46	54	9	18	56	65	5	42		
	92	98	14	15	52	60	10	18	62	72	6	48		
10	102	108	16	15	56	65	10	21	72	82	7	48		
	112	120	18	22,5	62	72	12	24	82	92	6	60		
	n = nombre de cannelures. s = surface réelle d'appui des cannelures par millimètre de longueur.	72	82	12	30	82	92	12	30	92	102	7	60	
		82	92	12	30	92	102	14	30	102	115	8	82	
		92	102	14	30	102	112	16	30	112	125	9	82	
102		112	16	30	112	125	18	41	* Emploi à éviter.					
112		125	18	41										

- a. Série légère : pour des faibles couples et faible sollicitation de l'arbre à la torsion transmis principalement par des arbres creux. Rapport de la longueur du moyeu au diamètre de l'arbre : inférieur à 1,5 .
- b. Série moyenne : pour des couples élevés et sollicitation maximale de l'arbre à la torsion, mais sans déplacement axial du moyeu par rapport à l'arbre ou avec déplacement axial du moyeu mais sans charge. Rapport de la longueur du moyeu au diamètre de l'arbre : environ 1,5 à 2 .
- c. Série forte : pour des couples et sollicitation maximales de l'arbre en torsion pendant le déplacement du moyeu par rapport à l'arbre. Rapport de la longueur du moyeu au diamètre de l'arbre : environ 1,5 à 2 .

La détermination des dimensions des arbre-moyeu cannelés se fait généralement en deux étapes; choix d'une série, vérification de la longueur des cannelures.

L'effort tangentiel exercé sur l'arbre se manifeste sous forme d'une sollicitation de pression. Cette pression doit être supportée d'une manière équitable par la totalité des cannelures.

D'où

$$p = \frac{F_t}{S} \leq p_{adm} \quad (3.9)$$

Où

$F_t$  est l'effort tangentiel,  $p_{adm}$  est la pression admissible et  $S$  est la section sollicitée.

En effet, la section minimale nécessaire soit donnée par:

$$S = \frac{F_t}{p_{adm}} \quad (3.10)$$

En fonction du diamètre de l'arbre, on trouve trois choix (séries légère, moyenne et forte) dont chacune propose une surface réelle d'appui  $s$ .

La longueur des cannelures est donnée par:

$$l = \frac{S}{s} \quad (3.11)$$

Cette longueur doit être comprise dans les limites spécifiques à la série choisie.

#### Exemple 3:

Un arbre cannelé de diamètre 52 mm transmettant un couple de 1200 Nm. Sachant que l'arbre-moyeu fonctionne avec glissement sans charge, déterminer la série convenable et puis la longueur des cannelures ( $p_{adm} = 30 \text{ MPa}$ ).

Cette situation impose le choix de la série moyenne:

$$n = 8, s = 18 \text{ mm}$$

Et on a:

$$F_t = \frac{2M}{D} = \frac{2 \times 1200000}{52} = 46153,8 \text{ N}$$

Ainsi:

$$S = \frac{F_t}{p_{adm}} = \frac{46153,8}{30} = 1538,46 \text{ mm}^2$$

Et:

$$l = \frac{S}{s} = \frac{1538,46}{18} = 85,47 \text{ mm}$$

On aura:

$$\frac{l}{d} = \frac{85,47}{52} = 1,64$$

En effet;

$$1,5 < \frac{l}{d} < 2 \quad \text{Ce qui justifié le choix.}$$

## **Chapitre 4:**

# **Assemblage par adhérence**

## Chapitre 4: Assemblage par adhérence

Dans les assemblages travaillant par frottement, la transmission des efforts entre les diverses pièces est assurée par la création d'une ou de plusieurs pressions élevées sur les faces en contact de telle sorte que la force de frottement d'adhérence soit supérieure aux efforts extérieurs appliqués sur l'assemblage. La sécurité de l'assemblage est donnée par le rapport entre l'effort limite provoquant le glissement des surfaces et l'effort réellement appliqué sur la structure. Dans ces montages, les surfaces de contact doivent jouer un grand rôle. Il est avantageux de présenter des états très parfaites.

### 1. Assemblage par emmanchement conique

Les assemblages par cônes permettent d'obtenir des montages simples entre un arbre et un moyeu tronconiques. Le centrage réciproque des deux pièces est assuré par une conicité identique sur les deux éléments. Ces assemblages présentent l'avantage d'un démontage facile. Mais ils sont plus chers (usinage précis pour obtenir la coïncidence des conicités). Dans les cas de transmission des efforts importants, il est souvent nécessaire de garantir le maintien de l'emmanchement, à l'aide d'un élément fileté. Les cônes irréversibles ne s'emploient seul que dans les machines-outils (contre-pointes de tour, forets).

#### 1.1. Caractéristiques d'un assemblage conique

L'avantage essentiel de ce montage est la possibilité de manœuvre (montage et démontage) sans clé. Dans ce cas, l'assemblage d'un arbre-moyeu nécessite qu'un simple effort à la main nue.

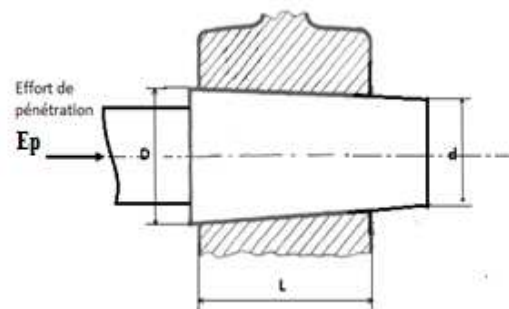


Figure 4.1: Assemblage par cône.

La figure 4.1 présente un exemple d'assemblage par emmanchement conique. Dans cet assemblage le coincement est garanti par l'adhérence des surfaces des deux pièces.



On trouve que cet assemblage est caractérisé par:

- L'angle de cône  $\alpha$  compris entre les deux génératrices de cône,
- Le rapport entre la différence de diamètre et la longueur de contact, appelé conicité;

$$C = \frac{D-d}{L} = 2 \tan \frac{\alpha}{2} \quad (4.1)$$

- Surface latérale de contact, mesuré par;

$$S = \pi \frac{D+d}{2} \cdot \frac{L}{\cos \alpha/2} \quad (4.2)$$

### 1.2. Calcul des efforts de coincement

L'obtention du coincement nécessite un effort  $Ep$  déterminé à partir des valeurs de frottement la conicité. Cependant, les surfaces de contact exerce un effort résistant  $F$  incliné d'une  $\alpha$  et d'une angle d'adhérence  $\varphi$  (Fig 4.2). Cet effort est décomposé en deux efforts: tangentiel et normale;

$$F = Ft + Fn \quad (4.3)$$

Si  $p$  en  $MPa$  désigne la pression entre les surfaces de contact, on trouve:

$$Fn = pS \quad \text{et} \quad Ft = pS \tan \varphi \quad (4.4)$$

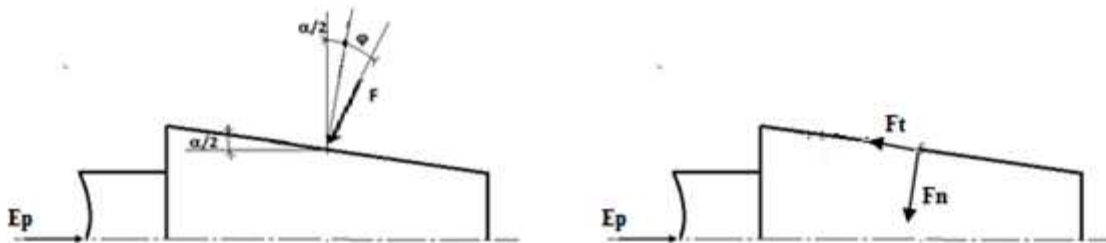


Figure 4.2: Efforts de coincement.

En effet,

$$Ep = Ft \cos \alpha/2 + Fn \sin \alpha/2 \quad (4.5)$$

En remplaçant  $Ft$  et  $Fn$  par les relations 4.4 et  $S$  par sa valeur (relation 4.2), on trouve:

$$Ep = p\pi \frac{(D^2-d^2)}{4} \left( \frac{\tan \varphi}{\tan \alpha/2} + 1 \right) \quad (4.6)$$

Afin que l'assemblage peut être réalisé et que les éléments utilisés peuvent résister, il faut que la pression de contact ne dépasse pas la valeur limite de résistance au matage.

De la même manière, l'effort d'extraction  $E_x$  peut être donné par:

$$E_x = p\pi \frac{(D^2 - d^2)}{4} \left( \frac{\tan \varphi}{\tan \alpha/2} - 1 \right) \quad (4.7)$$

On peut dire qu'il y a coincement que si  $E_x$  est supérieur à zéro, d'où:

$$\tan \varphi > \tan \alpha/2 \quad (4.8)$$

Il faut noter encore que l'effort d'extraction est inférieur à celui de pénétration.

### 1.3. Calcul du moment transmissible

Ce montage peut transmettre un couple maximale donné par:

$$M = p\pi \frac{(D^3 - d^3)}{12} \frac{\tan \varphi}{\sin \alpha/2} \cdot 10^{-3} \quad (4.9)$$

Le dépassement de cette valeur conduit, le plus souvent, au glissement entre l'arbre et le moyeu.

Exemple 1:

Considérons le montage en face. La vis assure une force de 1000 N. La conicité des pièces A et B est de 0,25. Sachant que le coefficient de frottement est égal à 0,15, calculer la pression de contact et le moment transmissible.  $D_b = 20$  mm,  $d_a = 15$  mm.

On a:

$$E_p = p\pi \frac{(D^2 - d^2)}{4} \left( \frac{\tan \varphi}{\tan \alpha/2} + 1 \right)$$

Où

$$\tan \varphi = \mu = 0,15 \text{ et } \tan \alpha/2 = c/2 = 0,25/2 = 0,125$$

D'où

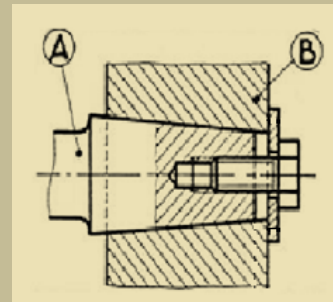
$$p = \frac{4E_p}{\pi(D_b^2 - d_a^2) \left( \frac{\tan \varphi}{\tan \alpha/2} + 1 \right)} = \frac{4 \times 1000}{\pi(20^2 - 15^2) \left( \frac{0,15}{0,125} + 1 \right)} = 3,3 \text{ MPa}$$

Le moment est donné par:

$$M = p\pi \frac{(D^3 - d^3)}{12} \frac{\tan \varphi}{\sin \alpha/2} \cdot 10^{-3} \quad \text{où} \quad \sin \alpha/2 \approx \tan \alpha/2$$

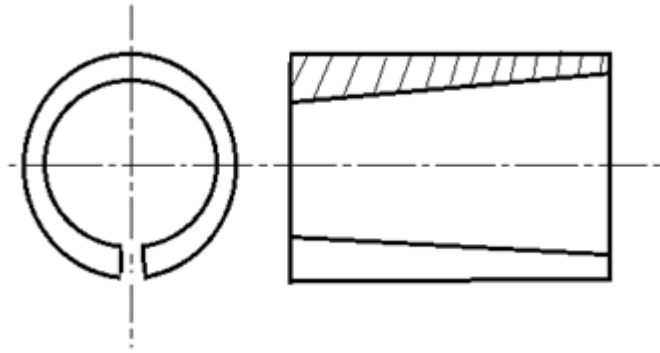
Donc

$$M = 3,3\pi \frac{(20^3 - 15^3)}{12} \frac{0,15}{0,125} 10^{-3} = 4,8 \text{ Nm}$$



## 2. Assemblage par douilles coniques fendues

Les douilles coniques fendues sont des manchons cylindriques à l'extérieur, coniques à l'intérieur (Fig 4.3). Leur utilisation pour les arbre-moyeu permet d'éviter la conicité des alésages.

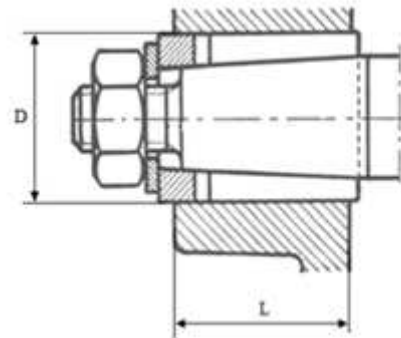


**Figure 4.3:** Douille conique fendue.

Ainsi, et dans les montages utilisant les douilles coniques fendues, le réglage continue de la position angulaire et longitudinale de l'arbre-moyeu est possible.

### 2.1. Calcul de l'effort de serrage

La connaissance de la pression limite de résistance  $p$  permet de déterminer l'effort de serrage nécessairement appliqué au élément fileté (Fig 4.4).



**Figure 4.4:** Montage par douille conique.

Si  $N$  est l'effort presseur normale, l'effort de serrage est donné par:

$$T = \mu N = \mu \pi D L p \quad (4.10)$$

Où  $\mu$  est le coefficient de frottement.

### 2.2. Calcul du moment transmissible

Ce montage permet de transmettre un couple limite de:

$$M = \mu N \frac{D}{2} = \mu \pi \frac{D^2}{2} L p \quad (4.11)$$

Le plus souvent, et dans des cas pratique, il est préférable que la longueur de la portée  $L$  est égale à  $1,5.D$ .

### 3. Assemblage par pincement

Dans les assemblages pincés, la pression de contact est obtenue par déformation des pièces ajustées au moyen de serrage d'un élément fileté. La figure 4.5 présente un exemple de ces montage où la collier fondue est serrée à l'aide de deux rangés de  $n$  vis. Cette solution s'utilise pour la fixation de poulies et volants en deux parties. Elle permet la transmission de couple modestes entre de petits leviers ou pièces à fonction secondaire sur des arbres. L'ajustement de la position axiale ou angulaire est fortement facilité par ce mode d'assemblage.

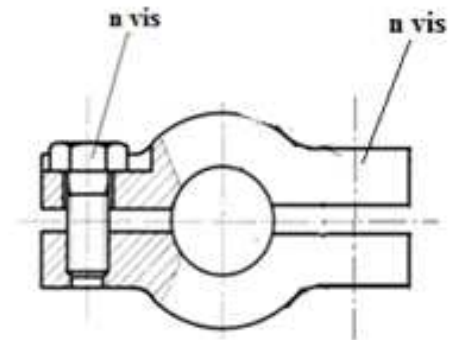


Figure 4.5: Montage par collier fondue.

#### 3.1. Calcul d'effort axial

Supposons que la répartition de la pression de contact est uniforme longitudinalement et radialement (Fig 4.6).

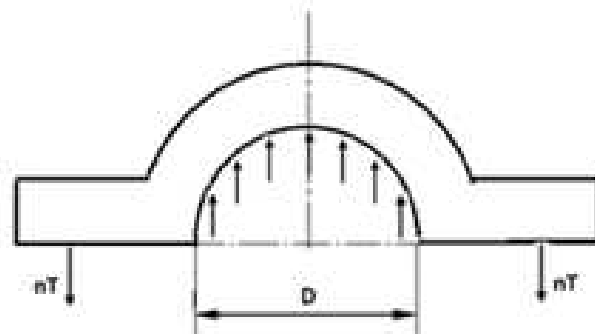


Figure 4.5: Répartition des efforts dans une collier.

L'équation d'équilibre appliquée à la collier donne:

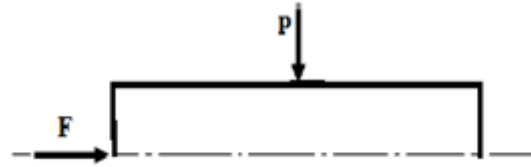
$$2nT = \pi DLp \quad (4.12)$$

D'où

$$p = \frac{2n}{\pi DL} T \quad (4.13)$$

Afin que le montage peut résister, l'effort de serrage ne doit pas engendre une pression de contact qui dépasse la valeur limite de matage.

Figure 4.6: Chargement de l'arbre.



Appliquons maintenant l'équilibre pour l'arbre (Fig 4.6);

$$F = \mu p s = \mu \pi D L p \quad (4.14)$$

D'où:

$$F = 2\mu n T \quad (4.15)$$

Cet effort représente l'effort axial garanti par ce montage. On peut pas alors transmettre, à l'aide d'une collier fendue, un effort longitudinale dépassant cette valeur limite.

### 3.2. Calcul du moment transmissible

Ce montage peut transmettre aussi un couple limite de:

$$M = F \frac{D}{2} = \mu n T D \quad (4.16)$$

Pour la validité de ces relations, il faut qu'on cherche au maximum possible une répartition uniforme des pressions de contact le long de la collier. Cela n'est garanti que par l'utilisation des surfaces de contact d'état parfaite et par la répartition équitable des vis.

#### Exemple 2:

Un accouplement utilisant une collier fondue sur un arbre de diamètre 40 mm transmet un moment de 150 Nm. La collier est maintenue par deux boulons (à chaque coté). Sachant que la longueur de cette collier est de 34 mm, calculer l'effort de serrage des boulons ( $\mu = 0,15$ ) et puis la pression de contact engendrée.

On a:

$$M = \mu n T D$$

D'où

$$T = \frac{M}{\mu n D} = \frac{150 \times 10^3}{0,15 \times 2 \times 40} = 12500 \text{ N}$$

La pression de contact est donnée par:

$$p = \frac{2n}{\pi D L} T = \frac{2 \times 2}{\pi \times 40 \times 34} 12500 = 11,7 \text{ MPa}$$

# **Chapitre 5:**

## **Assemblages non démontables**

## Chapitre 5: Assemblages non démontables

Une liaison permanente (non démontable) permet d'assembler des pièces en éliminant tout problème lié à la mise en position. Associé à cet avantage, un inconvénient très important, c'est l'impossibilité de démontage. En effet, et pour la neutralisation de cette liaison, il est nécessaire de détériorer l'une des pièces assemblées ou l'élément d'assemblage. Par conséquent, l'utilisation de cette solution constructive est classée parmi les derniers choix.

### 1. Assemblage par frettage

Le frettage (emmanchement forcé) consiste à faire adhérer un moyeu sur un arbre par la pression provenant d'une interférence.

Le diamètre effective de l'alésage doit est inférieur à celui de l'arbre. En effet, il est réservé aux assemblages par pénétration cylindrique sans complément genre de clavette ou goupille.

#### 1.1. Procédé de frettage

Les surfaces de liaison sont cylindres (arbre-moyeu) de même diamètre nominal. Le blocage est obtenu par le choix d'un ajustement de telle qu'il existe toujours un serrage dans l'assemblage capable de transmettre un couple. Les aciers par lesquels sont réalisés les arbres et les moyeux doivent avoir une limite élastique supérieur à  $400 \text{ MPa}$ .

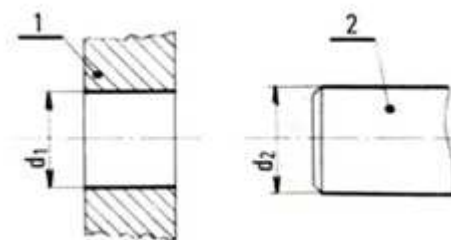
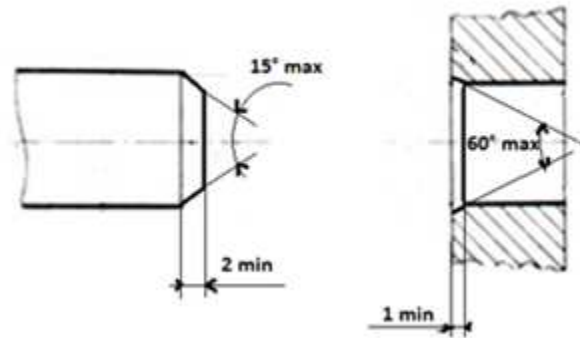


Figure 5.1: Montage par emmanchement forcé.

Le diamètre extérieur  $D$  du moyeu ne doit en aucune section être inférieur à  $1,5 d$ ; diamètre intérieur du moyeu.

Avant montage, les surfaces de contact doivent avoir une rugosité;  $0,2 < Ra < 0,8 \mu\text{m}$ . Ainsi, l'arbre et moyeu doivent subir une préparation spéciale. La figure 5.2 représente les dimensions normalisées des chanfreins.

**Figure 5.2:** Préparation de l'arbre et du moyeu.



Selon la valeur maximale de serrage, il existe deux procédés de montage:

- 1) A la presse: la difficulté de mise en place n'impose pas que l'ménagement des extrémités de l'arbre et l'alésage (Fig 5.2) mais parfois la lubrification des pièces avant le montage. Ce procédé présente une méthodologie simple avec l'inconvénient d'un risque de grippage et une variation de serrage après montage. Par conséquent, les calculs de détermination des efforts axiaux et des couples ne s'appliquent pas pour ce cas.
- 2) Par dilatation de l'alésage ou (et) contraction de l'arbre: En chauffant le moyeu, on peut dilater son alésage. Ainsi, le refroidissement de l'arbre peut contracter son diamètre. L'un de ces opérations ou les deux associées permet de produire un jeu avant le montage, ce qui facilite l'assemblage. Le serrage apparaît lorsque l'ensemble est revenu à la même température.

### 1.2. Calcul des températures d'échauffement et (ou) de refroidissement

Pour obtenir, avant le montage, un jeu  $j$  ( $mm$ ), il faut chauffer le moyeu à une température  $\theta_c$  ( $^{\circ}C$ ) ou refroidir l'arbre à une température  $\theta_r$  telles que:

$$\theta_c = \theta_0 + \frac{s+j}{\alpha.d} \quad \text{et} \quad \theta_r = \theta_0 - \frac{s+j}{\alpha.d} \quad (5.1)$$

Où  $\theta_0$ : température ambiante ( $^{\circ}C$ ),  $\alpha$ : coefficient de dilatation linéaire ( $mm/mm.^{\circ}C$ ),  $s$ : serrage désiré ( $mm$ ),  $d$ : diamètre nominale ( $mm$ ).

### 1.3. Calcul de la pression de contact

D'après les lois fondamentales de l'RDM, la pression de contact qui s'établit entre l'arbre et le moyeu est donnée par l'expression suivante:

$$p = \frac{E.s}{2d} \quad (5.2)$$

Où  $E$  est le module d'Young ( $MPa$ ).



Pour que le moyeu puisse résister, cette pression ne doit pas dépasser la pression limite de matage du matériau constituant.

#### 1.4. Calcul du moment transmissible

Si l'assemblage s'effectue sur une portée  $L$  (longueur du moyeu en  $mm$ ) et  $\mu$  est le coefficient de frottement, l'assemblage peut supporter un effort axial  $A$  tel que:

$$A = \mu \cdot p \cdot S \quad (5.3)$$

Où  $S$  est la surface de contact, donnée par:  $\pi \cdot d \cdot L$

Il vient donc que cet effort soit exprimé par:

$$A = \pi \cdot \mu \cdot p \cdot d \cdot L \quad (5.4)$$

Ainsi, cet assemblage peut transmettre un couple limite:

$$M = \frac{\pi}{2} \mu \cdot p \cdot d^2 \cdot L \quad (5.5)$$

Il peut également envisager la transmission simultanée de l'effort axial  $A$  et le couple  $M$  sans que la pression de contact soit modifiée.

##### Exemple 1:

Un arbre-moyeu de diamètre 50 mm est assemblé avec un serrage de 20  $\mu m$ . Le matériau du moyeu a un coefficient de dilatation linéaire  $\alpha = 10^{-5}$  mm/mm.°C et un module d'Young  $E = 207$  GPa. Si on réalise l'assemblage avec un jeu de 10  $\mu m$ , calculer la température d'échauffement du moyeu (température ambiante 25 °C) et la pression de contact. Sachant que la longueur du moyeu est de 35 mm, calculer le moment transmissible ( $\mu = 0,15$ ).

On a:

$$\theta_c = \theta_0 + \frac{s+j}{\alpha \cdot d} = 25 + \frac{0,02+0,01}{10^{-5} \cdot 50} = 85 \text{ °C}$$

La pression de contact sera:

$$p = \frac{E \cdot s}{2d} = \frac{207 \times 10^3 \times 20 \times 10^{-3}}{2 \times 50} = 41,4 \text{ MPa}$$

Le moment est donné par:

$$M = \frac{\pi}{2} \mu \cdot p \cdot d^2 \cdot L = \frac{\pi}{2} \times 0,15 \times 41,4 \times 50^2 \times 35 = 853,5 \text{ Nm}$$

## 2. Assemblage par rivetage

Le rivet se présente avant assemblage comme une tige possédant une tête, ayant une longueur suffisante pour pouvoir former la deuxième. Pour réaliser un assemblage par rivetage, le rivet utilisé doit avoir une longueur supérieure à la somme des épaisseurs pièces assemblées. Ainsi, le diamètre du trou, réalisé sur ces pièces, est supérieur au diamètre du rivet, pour faciliter le montage.

La liaison entre deux pièces minces (toles) est réalisée par la déformation de l'extrémité du rivet en formant la deuxième tête. Cette opération, appelée « rivure », résulte un double épaulement qui fixe les pièces à assemblées l'une contre l'autre (Fig 5.3).



Figure 5.3: Procédé de rivetage.

Les rivets d'acier ayant un diamètre de 10mm et plus sont posés à chaud. Tandis que les rivets d'acier de diamètre inférieur à 10mm, ainsi que les rivets de métaux légers et de cuivre sont montés à froid.

### 2.1. Classification des rivets

Selon la forme géométrique, on trouve plusieurs types de rivet. La figure 5.4 représente les modèles les plus rencontrés en pratique.

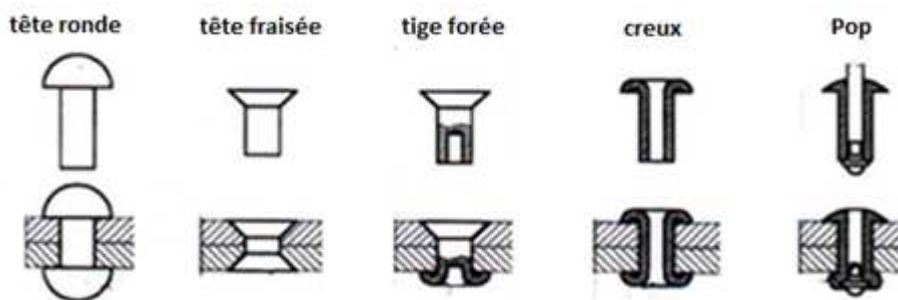


Figure 5.4: Types de rivets.

### 2.2. Calcul des rivets

Le diamètre d'un rivet dépend de l'épaisseur  $s$  de la tôle la plus épaisse à assemblée. Il est donné par l'expression suivante:

$$d = \frac{45 \cdot s}{15 + s} \quad (5.6)$$

Si  $F$  est l'effort de cisaillement subit par l'assemblage et  $R_{pg}$  est la résistance à la rupture par glissement du matériau du rivet, le nombre de rivets nécessaire pour l'assemblage est déterminé par la relation:

$$n = 8 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{F}{R_{pg}} \left( \frac{15}{s} + 1 \right)^2 \quad (5.7)$$

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

**Exemple 2:**

Calculer le diamètre des rivets utilisés pour l'assemblage de deux tôles d'épaisseur égal à 10 mm. Sachant que l'effort de cisaillement est de 15000 N et la résistance à la rupture de rivet est de 80 MPa, déterminer le nombre des rivets.

On a:

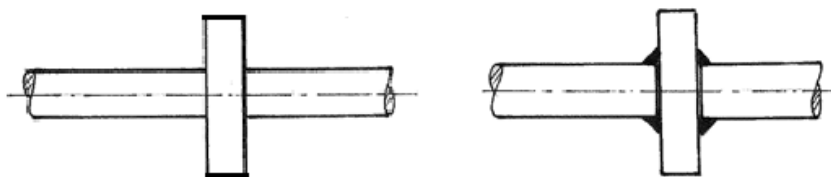
$$d = \frac{45 \cdot s}{15 + s} = \frac{45 \cdot 10}{15 + 10} = 18 \text{ mm}$$

Le nombre de rivet sera:

$$n = 8 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{F}{R_{pg}} \left( \frac{15}{s} + 1 \right)^2 = 8 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{40000}{80} \left( \frac{15}{10} + 1 \right)^2 \cong 3$$

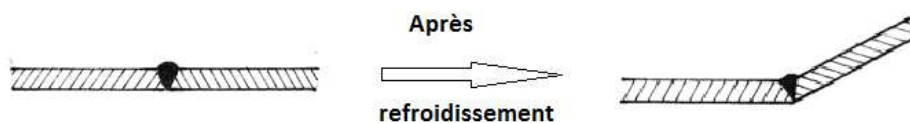
**3. Assemblage par soudage**

Les pièces soudées ou brasées sont identifiables avant tout grâce au cordon de soudure joignant les différentes parties. Ce procédé est largement utilisé en construction des machines, on s'en sert pour fabriquer, soit des bâtis, soit des pièces de forme impropre à un usinage économique, que l'on ne peut ou ne veut pas obtenir par les procédés de fonderie.



**Figure 5.5:** Joints de soudure.

Ainsi, pour fabriquer la pièce de la figure 5.5, un usinage au tour nécessiterait l'enlèvement d'une quantité de matière supérieure à celle de la pièce, ce qui n'est pas économique. Mais il est également possible de la réaliser par soudage. Cependant, à ces propriétés avantageuses, il faut en ajouter d'autres qui le sont un peu moins. Le refroidissement du cordon de soudure s'accompagne d'un retrait, et celui-ci peut provoquer des déformations modifiant les positions ou les cotes des pièces (Fig 5.6). Si ces déformations sont empêchées, il en résulte des contraintes résiduelles qui peuvent être dangereuses.



**Figure 5.6:** Déformation de retrait.

### 3.1. Soudabilité

Certains matériaux ont tendance à se fragiliser quand on les soude. La capacité d'un matériau à admettre une soudure sans devenir fragile est appelée soudabilité.

En règle générale, un acier est d'autant moins soudable qu'il contient plus de carbone. Jusqu'à 0,35% de carbone, l'acier est soudable sans problème. Au-delà, la soudabilité est limitée, ce qui signifie qu'il faut s'entourer de précautions, par exemple, chauffer les pièces avant soudage, les revenir après. Certains aciers ont été développés spécialement pour obtenir une soudabilité améliorée.

Les fontes se soudent difficilement. Il ne faut les souder que pour d'éventuelles réparations, et cette opération demande des précautions spéciales.

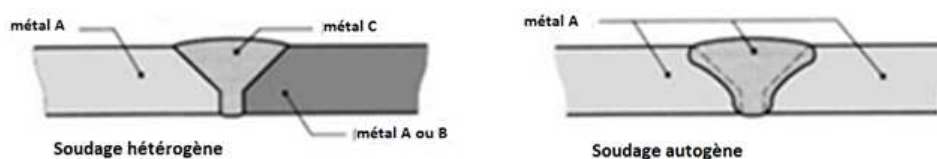
L'aluminium et ses alliages se soudent assez bien, mais avec des postes à soudeur fonctionnant en courant alternatif.

Le soudage des métaux spéciaux (titane, zirconium, tellure) demande des procédés appropriés.

### 3.2. Procédés de soudage

Le soudage autogène représente l'assemblage de deux matériaux de même type avec ou sans métal d'apport. Quant'au brasage, ou soudage hétérogène, représente l'assemblage de deux métaux différents (Fig 5.7).

Un recuit de détente est souvent réalisé sur les aciers pour éliminer les effets de trempe superficielle dus au soudage, suivi d'un refroidissement lent.



**Figure 5.7:** Procédé de soudage.

Selon la nécessité et le matériaux soudés, on distingue plusieurs types de soudages. La distinction de types se fait généralement à l'aide du matériel utilisé. Dans ce sens, on peut citer les types de soudage suivants:

### a. Soudage au chalumeau

Il s'effectue avec une flamme et un métal d'apport . Bien souvent, le métal d'apport est débité dans le métal servant à réaliser les pièces. En effet, ceci permet de souder exactement avec le métal choisi.

### b. Soudage à l'arc électrique

La différence de potentiel entre l'électrode et les pièces à souder entraîne la fusion de l'électrode entre les deux pièces. Le cordon de soudure doit avoir une épaisseur et une hauteur régulièrement constantes pour présenter de bonnes caractéristiques d'assemblage.

### c. Soudage par résistance

Dans ce type de soudage, appelé aussi soudage par effet de Joule, deux électrodes réalisent le soudage de deux pièces grâce à un fort courant électrique qui entraîne la fusion locale des tôles.

### d. Soudage MIG, MAG (Metal Inert, Activ Gaz)

Ces types de soudage, très répandus, se font sur des postes semi-automatiques. Les soudures sont réalisées sous atmosphère inerte (MIG : argon ou hélium avec peu de CO<sub>2</sub>) ou sous atmosphère active (MAG : le taux de CO<sub>2</sub> est plus important). Le gaz, actif ou inerte, conditionne la profondeur de pénétration de la soudure. Ainsi la soudure pénètre plus profondément pour le MAG que pour le MIG.

### e. Soudage TIG (Tungsten Inert Gaz)

Cette méthode de soudage est réservée aux métaux difficilement soudables par d'autres méthodes (titane, acier inoxydable, aluminium, nickel, cuivre). Elle nécessite beaucoup de précautions (sensible à l'oxydation due à l'air), et son coût de revient est élevé.

## 3.3. Calcul des joints de soudure

Dans le cas d'une soudure en bout, le cordon a sa racine d'un côté des pièces et son épaisseur  $a$  est égale à celle des tôles (Fig 5.8).

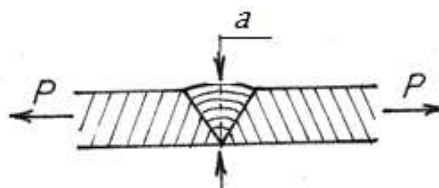
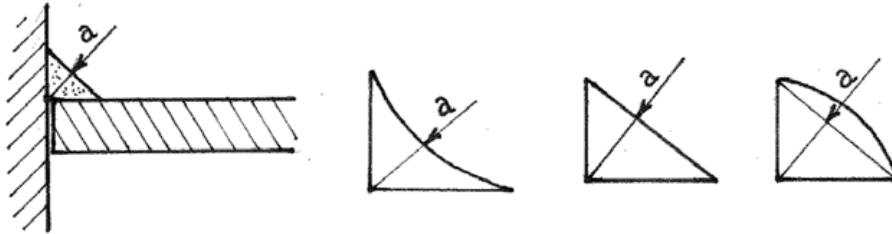


Figure 5.8: Soudure en bout.

Dans le cas d'une soudure d'angle (Fig 5.9), on définit l'épaisseur du joint  $a$  comme étant la plus petite distance de sa racine à la surface libre. Cependant, si le joint est convexe, l'épaisseur est limitée à la corde du joint. La longueur  $l$  du joint est toujours limitée, au moins de  $2a$ , pour tenir compte des cratères d'extrémité.



**Figure 5.9:** Soudure en angle.

En tenant compte du fait que le cordon de soudure, réalisé dans les règles de l'art, est plus résistant que le métal de base, la contrainte de référence est la limite de rupture  $R_r$  du métal de base. La contrainte enveloppe est indépendante de la direction de la force appliquée  $F$ . Dans tous les cas, on a :

$$\sigma_{env} = \sqrt{3} \frac{F}{a.l} \leq R_r \quad (5.8)$$

Remarquons ici qu'on utilise par le coefficient de sécurité car  $R_r$  est inférieure à la résistance de rupture du cordon de soudure. Notons aussi qu'à partir de cette relation simplifiée, on peut calculer que ce soit la force limite supportée par le joint ou les dimensions nécessaire de joint.

# **Bibliographie**

## Références Bibliographiques

A. Cherfia et S. Benissaad, *Dessin Industriel Technologie de Construction*, 1<sup>ière</sup> Partie, Office des Publications Universitaires, 1994.

A. Chevalier, *Guide de Dessinateur Industriel*, HACHETTE Technique, 2004.

D. Sacquepey et D. Spenlé, *Précis de Construction Mécanique*, Tomme 3, AFNOR-NATHAN, 1984.

G. Drouin, M. Gou, P. Thiry, R. Vinet, H. Yelle et Y. A. Youssef, *Eléments de Machines*, Editions de l'Ecole Polytechnique de Montréal, CANADA, 1986.

G.R. Nicolet, *Conception et Calcul des Eléments de Machines*, Ecole d'Ingénieurs de FRIBOURG (E.I.F.), 2006.

H. Longeot et L. Jourdan, *Construction Industrielle*, Dunod, 1982.

J.F. Debongnie, *Conception et Calcul des Eléments de Machines*, DEBONGNIE (Jean-François), Liège, Belgium, 2011.