



République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur

et de la Recherche Scientifique

Université de Tissemsilt

Faculté des Sciences et de la Technologie

Département des Sciences et de la Technologie



Polycopié de cours

Construction mécanique 1 - Cours et exercices -

Filière : Génie mécanique

Spécialité : Construction mécanique

Préparé par : Dr. HAMDY Amine

Pr. MERGHACHE Sidi Mohammed

SOMMAIRE

SOMMAIRE.....	1
AVANT-PROPOS.....	4

CHAPITRE 1: INTRODUCTION

1.1- Éléments de construction.....	5
1.2- Règles pour le travail de conception.....	6
1.3- Normalisation.....	6
1.4- Aperçu de calcul des contraintes.....	7
1.4.1- Loi de Hooke.....	7
1.4.2- Calcul des contraintes nominales.....	8
1.4.2.1- Effort par force.....	9
1.4.2.2- Effort par moment.....	10
1.4.2.3- Efforts composés.....	11
1.5- Facteur de sécurité.....	12
1.6- Exercices d'application.....	13

CHAPITRE 2: ASSEMBLAGES DEMONTABLES OU FILETES

2.1- Introduction.....	15
2.2- Choix des éléments d'assemblage.....	15
2.3- Définitions des éléments d'assemblage fileté.....	16
2.3.1- Filetage.....	16
2.3.2- Taraudage.....	16
2.3.3- Hélice.....	17
2.3.4- Filet.....	17
2.3.5- Vis d'assemblage.....	18
2.3.6- Vis de pression.....	18
2.3.7- Ecrous.....	18
2.3.8- Boulons.....	19
2.3.9- Goujons.....	19
2.3.10- Rondelles et obstacles.....	19
2.4- Assemblages à vis.....	20
2.4.1- Efforts dans le filetage.....	20
2.4.2- Equilibre de la vis à profil rectangulaire dans l'écrou.....	20
2.4.3- Forces et moments appliquées sur la vis et l'écrou.....	21
2.4.5- Couple de torsion pour profil de filetage triangulaire.....	21
2.4.6- Contrôle d'assemblage par vis de fixation.....	21
2.4.6.1- Charge axiale.....	21
2.5- Exercices d'application.....	23

CHAPITRE 3: ASSEMBLAGES NON DEMONTABLES

3.1- Assemblage par rivetage.....	25
3.1.1- Matériaux des rivets.....	25
3.1.2- Procédé de réalisation de rivetage.....	26
3.1.2.1- Rivetage manuel.....	26

3.1.2.2- Rivetage mécanique.....	26
3.1.3- Type des rivets.....	26
3.1.4- Contrôle des assemblages rivetés.....	27
3.1.4.1- Contrôle de cisaillement.....	27
3.1.4.2- Contrôle de la pression spécifique.....	27
3.1.4.3- Contrôle des tôles.....	27
3.2- Assemblage par soudage.....	28
3.2.1- Généralités.....	28
3.2.2- Classification de soudage.....	29
3.2.2.1- Soudage homogène.....	29
3.2.2.2- Soudage hétérogène.....	29
3.2.3- Différents procédés de soudage.....	30
3.2.3.1- Soudage au gaz.....	30
3.2.3.2- Soudage électrique à l'arc.....	30
3.2.3.3- Soudage par résistance.....	32
3.2.3.4- Soudage par friction.....	33
3.2.3.5- Soudage par bombardement électronique.....	34
3.2.3.6- Soudage au laser.....	34
3.2.4- Règles pratiques des assemblages soudés.....	35
3.2.5- Représentation normalisée des soudures.....	35
3.2.5.1- Ligne de repère et ligne de référence.....	35
3.2.5.2- Symboles supplémentaires.....	35
3.2.5.3- Cotation conventionnelle.....	36
3.2.5.4. Indications complémentaires.....	36
3.3- Exercices d'application.....	38

CHAPITRE 4: ASSEMBLAGE DES PIÈCES PAR MONTAGE A FORCE

4.1- Emmanchement et frettage.....	39
4.2- Tolérances.....	40
4.3- Ajustements.....	43
4.3.1- Ajustement avec jeu.....	43
4.3.2- Ajustement avec serrage.....	43
4.3.3- Ajustement incertain.....	44
4.4- Calcul d'emmanchement cylindrique.....	44
4.4.1- Organigramme récapitulatifs pour le calcul des assemblages frettés.....	46
4.4.1.1- Ajustement donné.....	46
4.4.1.2- Mt ou Fa donné.....	47
4.5- Exercices d'application.....	47

CHAPITRE 5: ÉLÉMENTS D'OBSTACLES

5.1- Goupilles.....	49
5.1.1- Définition.....	49
5.1.2- Principe du montage.....	50
5.1.3- Types de goupilles.....	50
5.1.3.1- Goupille conique.....	50
5.1.3.2- Goupille cylindrique.....	50
5.1.3.3- Goupille élastique.....	51
5.1.3.4- Goupille cannelée.....	51

5.1.3.5- Goupille fendue.....	51
5.1.4- Contrôle d'assemblage par goupille.....	52
5.1.4.1- Goupille encastrée en porte-à-faux.....	52
5.1.4.2- Goupille transversale.....	53
5.1.4.3- Goupille axiale.....	55
5.2- Clavettes.....	56
5.2.1- Définition.....	56
5.2.2- Classification du clavetage.....	57
5.2.2.1- Clavettes parallèles.....	57
5.2.2.2- Clavettes inclinées.....	58
5.2.3- Contrôle d'assemblage par clavette parallèle.....	58
5.2.3.1- Pression spécifique.....	59
5.2.3.2- Contrainte de cisaillement de la clavette.....	60
5.2.3.3- Contrainte de torsion de l'arbre.....	60
5.3- Cannelures.....	61
5.3.1- Définition.....	61
5.3.2- Classification des cannelures.....	61
5.3.2.1- Cannelures à flancs parallèles.....	61
5.3.2.2- Cannelures à flancs en développante de cercle.....	62
5.3.3- Contrôle des assemblages par cannelures.....	63
5.3.3.1- Pression spécifique.....	63
5.3.3.2- Contrainte de cisaillement.....	63
5.3.3.3- Contrainte de torsion de l'arbre.....	64
5.4- Ressorts.....	65
5.4.1- Fonction des ressorts.....	65
5.4.2- Matériaux des ressorts.....	65
5.4.3- Types des ressorts.....	65
5.4.3.1- Ressorts à plats.....	65
5.4.3.2- Ressorts cylindriques hélicoïdaux.....	66
5.4.3.3- Ressorts coniques hélicoïdaux.....	66
5.4.3.4- Ressorts à disque (rondelles : Belleville).....	66
5.4.4- Caractéristiques des ressorts.....	67
5.4.4.1- Caractéristiques géométriques.....	67
5.4.4.2- Caractéristiques mécaniques.....	67
5.4.5- Critères de contrôle.....	68
5.4.5.1- Critère de résistance.....	68
5.4.5.2- Critère de fonctionnement.....	68
5.4.5.3- Etude de quelques cas.....	68
5.5- Exercices d'application.....	70
Références bibliographiques.....	73

AVANT-PROPOS

La construction mécanique joue un rôle crucial au sein de l'industrie mécanique, servant de base à la conception, à la fabrication et à la performance de nombreux systèmes mécaniques qui façonnent notre monde moderne. En tant que pilier de l'ingénierie, elle offre les fondations nécessaires à la création de machines complexes, d'équipements industriels et de dispositifs technologiques novateurs. Le cours de Construction Mécanique 1 s'adresse aux étudiants de troisième année spécialisés dans la Construction Mécanique au sein de la filière Génie Mécanique. Son contenu a été élaboré conformément aux directives de la dernière mise à jour du plan de cours, en accord avec les recommandations du comité pédagogique national du domaine sciences et technologie (CPND-ST).

L'objectif principal de ce cours est de fournir à l'étudiant une connaissance approfondie des éléments et des pièces de machines standards utilisés dans la construction de structures mécaniques, de mécanismes et de machines. Cela englobe la compréhension de leur normalisation ainsi que des concepts liés à la transmission mécanique de puissance, parmi d'autres aspects essentiels. Notre cours est structuré en cinq chapitres : le chapitre 1, "Introduction", initie notre exploration dans le vaste domaine de la construction mécanique, en mettant l'accent sur des notions clés telles que l'étude de la conception, les coefficients de sécurité, les normes, l'économie et la fiabilité des systèmes mécaniques. Le chapitre 2, "Assemblages démontables ou filetés", plonge dans le domaine des assemblages démontables, mettant en lumière des éléments tels que les vis, les boulons et les goujons. Le calcul de résistance, incluant les aspects de cisaillement, de flexion et de serrage, sera examiné en profondeur. Le chapitre 3, "Assemblages non démontables", explore les techniques fondamentales d'assemblage non démontable, se concentrant sur le rivetage et le soudage. Le chapitre 4, "Assemblage des pièces par montage à force", examine les aspects de l'assemblage des pièces par montage à force, en discutant des avantages, des inconvénients et des calculs de résistance, notamment pour les charges axiales et les moments de torsion. Enfin, le chapitre 5, "Éléments d'obstacles", examine les éléments d'obstacles tels que les clavettes, les cannelures, les gouilles et les ressorts, en se penchant sur le calcul de dimensionnement et de résistance nécessaires pour garantir le bon fonctionnement dans la construction mécanique.

En comprenant les principes de la construction mécanique 1, les ingénieurs peuvent non seulement concevoir des systèmes robustes et performants, mais également contribuer de manière significative à l'innovation continue et à l'amélioration des processus industriels.

CHAPITRE 1 :

Introduction

1.1- Éléments de construction

Les chapitres suivants traitent des éléments de construction mécanique, qui sont utilisés pour créer des machines, des appareils, des instruments, et d'autres produits relevant du domaine du génie mécanique.

La notion de "construction mécanique" englobe des produits techniques qui se distinguent par trois caractéristiques principales :

- Alors que la technologie des machines vise à automatiser les tâches physiques pour les rendre plus efficaces, dépassant ainsi les limites naturelles de l'homme, la construction mécanique a pour objectif d'étendre et de simplifier les activités intellectuelles humaines.
- Les produits de la construction mécanique se distinguent par les fonctions auxquelles leurs conceptions et composants sont destinés.
- En général, la construction mécanique englobe les types de produits suivants :
 - ☞ Moyens de transport tels que les voitures, les avions, les trains, les motos, etc.
 - ☞ Machines de fabrication mécanique comme les tours, les fraiseuses, les perceuses, les rectifieuses, etc.
 - ☞ Instruments de mesure tels que les chronomètres, les micromètres, les comparateurs à cadran, etc.
 - ☞ Machines de précision telles que les machines à coudre, les imprimantes à billets, etc.
 - ☞ Appareils médicaux.
 - ☞ Dispositifs optique.

Tous les produits mentionnés précédemment requièrent, en plus de leurs composants spécifiques tels que les éléments optiques (comme les lentilles, les prismes et les miroirs), ou les éléments électriques et électroniques, des composants mécaniques. Ces composants mécaniques sont appelés les **éléments de construction**, c'est-à-dire les éléments de machines, qui englobent toutes les structures permettant d'obtenir les meilleures solutions pour les tâches mécaniques dans la fabrication de produits de mécanique de précision.

1.2- Règles pour le travail de conception

Lors de la conception et de la fabrication des produits en construction mécanique, l'ingénieur concepteur doit prendre en compte plusieurs aspects généraux, à savoir :

- a) La fonction exigée : Les conditions de fonctionnement de la pièce déterminent les propriétés spécifiques du matériau utilisé, telles que la densité, le coefficient de friction, l'élasticité, la conductivité thermique ou électrique, etc.
- b) Les matériaux utilisés : Le choix d'un matériau approprié dépend du type et de l'intensité de la charge appliquée.
- c) La forme : Une forme complexe peut nécessiter un processus de fabrication adapté, comme le moulage, le soudage, le forgeage à chaud ou à froid, etc.
- d) Les dimensions : Si la réduction des dimensions de la pièce est nécessaire pour réduire l'encombrement, il convient de choisir un matériau plus résistant.

1.3- Normalisation

La norme joue un rôle essentiel dans les interactions entre différents acteurs économiques, scientifiques, techniques et sociaux. Elle prend la forme d'un document élaboré par une commission au sein d'un organisme de normalisation, avec la contribution de représentants de toutes les parties impliquées dans un domaine spécifique d'activité.

Les normes les plus connues incluent :

- ✧ ISO (International Organization for Standardization),
- ✧ CEN (Comité Européen de Normalisation),
- ✧ AFNOR (Association Française de Normalisation),
- ✧ DIN (Deutsche Industrie Normen),

La normalisation internationale est gérée par l'Organisation internationale de normalisation ISO (ISO, acronyme de l'International Organization for Standardization), qui est composée de représentants des organismes nationaux de plus de 150 pays. Voici quelques exemples de normes :

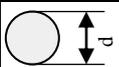
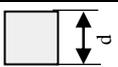
- ☞ ISO 31000:2009(F) : Management du risque -Principes et lignes directrices,
- ☞ NF EN ISO 9000 (2015) : Systèmes de management de la qualité-Principes essentiels et vocabulaire,
- ☞ NF EN ISO 14001 (2015) : Systèmes de management environnemental-Exigences et lignes directrices pour son utilisation.

L'application de normes en construction mécanique conduit à une réduction des délais de réalisation, à des économies de coûts, à une amélioration de la qualité, et à une facilitation des échanges nationaux et internationaux. Ces résultats ont un impact positif sur les acteurs du marché ainsi que sur l'économie en général.

Les dimensions et les matériaux des éléments de construction mécanique sont normalisés. Cela concerne divers composants tels que les clavettes, les cannelures, les goupilles, les ressorts, les rivets, les vis, les écrous, les boulons, les goujons, les roulements, les engrenages, les poulies, les courroies, et bien d'autres.

Voici un exemple de formes et de dimensions normalisées pour de l'acier laminé à chaud :

- Ronds et carrés : NF A 45-003

	10	12	14	15	16	18	20	22	25	28	30	32		10	12	14	16	18	20	22	25	28
	35	38	40	42	45	50	52	55	60	63	65	70		30	32	35	40	45	50	55	60	70
	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130		80	90	100	110	120	130	140	150	160

1.4- Aperçu de calcul des contraintes

1.4.1- Loi de Hooke

Lorsqu'un élément de construction est soumis à une force de traction F (comme illustré dans la figure 1.1), il se crée une contrainte de traction σ_t dans la section transversale A . Cette contrainte est en équilibre avec la force appliquée, de sorte que la contrainte peut être exprimée comme suit :

$$\sigma_t = \frac{F}{A} \dots \dots \dots (1.1)$$

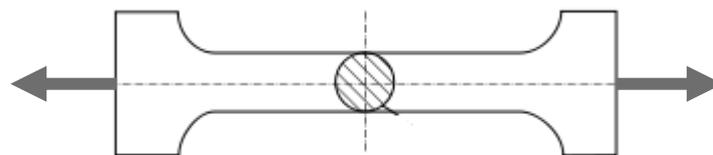


Figure 1.1- Effort de traction dans une barre ronde.

De plus, lorsque l'élément est soumis à une force F , il s'allonge de la quantité Δl . Dans ce cas, la déformation longitudinale ϵ_l peut être calculée en utilisant l'équation 1.2.

$$\epsilon_l = \frac{\Delta l}{l_0} \dots \dots \dots (1.2)$$

Où :

- ϵ_l représente la déformation longitudinale due à la force F ,
- Δl est la variation de longueur de l'élément,
- l_0 est la longueur initiale de l'élément.

Hook a démontré que la déformation est directement proportionnelle à la contrainte appliquée. En utilisant le module d'élasticité longitudinale, également connu sous le nom de module d'Young, noté E (E étant une constante propre à chaque matériau), cette relation peut être exprimée comme suit :

$$\varepsilon_l = \frac{\sigma}{E} \dots \dots \dots (1.3)$$

N.B : Il est important de noter que la loi de Hook est valide uniquement dans la plage élastique linéaire du matériau.

La variation de la longueur est associée à une variation du diamètre de Δd . Lorsqu'une pièce s'allonge, la déformation transversale ε_t peut être calculée comme suit :

$$\varepsilon_t = \frac{\Delta d}{d_0} \dots \dots \dots (1.4)$$

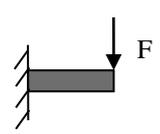
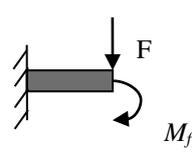
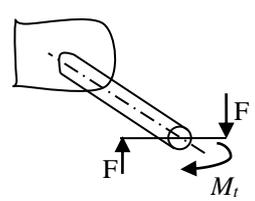
Le rapport entre la déformation transversale et la déformation longitudinale est appelé le coefficient de Poisson, noté ν (ν étant une constante propre au matériau) :

$$\nu = \frac{\varepsilon_t}{\varepsilon_l} \dots \dots \dots (1.5)$$

1.4.2- Calcul des contraintes nominales

Le tableau 1.1 offre un aperçu des différentes possibilités d'efforts.

Tableau 1.1- Effort simple à une pièce (élément).

Effort par force		Effort par moment (couple)	
<p>(a) Traction/compression</p>  $\sigma_{t,p} = \frac{F}{A} \leq \sigma_{t,p adm}$	<p>(b) Cisaillement</p>  $\tau_c = \frac{F}{A} \leq \tau_{c adm}$	<p>(a) Flexion</p>  $\sigma_f = \frac{M_f}{R_f} \leq \sigma_{f adm}$	<p>(b) Torsion</p>  $\tau_t = \frac{M_t}{R_t} \leq \tau_{t adm}$

Les contraintes normales, où la charge agit perpendiculairement à la section transversale, sont représentées par le symbole σ , tandis que les contraintes tangentielles, où la charge agit parallèlement à la section transversale, sont indiquées par le symbole τ .

1.4.2.1- Effort par force

En général, la formule suivante est applicable :

$$Contrainte = \frac{Force}{Section\ transversale} = \frac{F}{A}$$

Lorsqu'un élément est soumis à une force de traction ou de compression, on peut exprimer la contrainte comme suit :

$$\sigma_{t,p} = \frac{F}{A} \leq \sigma_{t,p\ admissible} \dots \dots \dots (1.6)$$

Dans le cas d'une sollicitation par une pression spécifique sur des surfaces planes (comme illustré dans la figure 1.2), la pression P peut être calculée comme suit :

$$P = \frac{F_N}{A} = \frac{F \times \cos\alpha}{A} \leq P_{admissible} \dots \dots \dots (1.7)$$

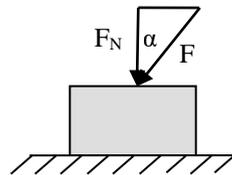


Figure 1.2- Pression spécifique sur surface plane.

Dans le cas d'une sollicitation par pression spécifique sur des surfaces cylindriques (comme montré dans la figure 1.3), on peut calculer la pression P comme suit :

$$P = \frac{F}{A} = \frac{F}{d \times L} \leq P_{admissible} \dots \dots \dots (1.8)$$

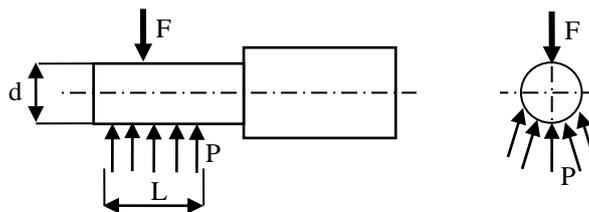


Figure 1.3- Pression spécifique sur surfaces cylindriques.

Dans le cas d'une sollicitation d'un élément par cisaillement, la contrainte tangentielle peut être calculée comme suit :

$$\tau_c = \frac{F}{A} \leq \tau_{c\ admissible} \dots \dots \dots (1.9)$$

Généralement, le cisaillement est lié à la flexion.

1.4.2.2- Effort par moment

Un moment se produit lorsque force est appliquée à l'extrémité d'un bras de levier.

$$Contrainte = \frac{Moment\ d'une\ force}{Module\ de\ résistance} = \frac{M}{R}$$

La sollicitation d'un élément par flexion (voir figure 1.4) :

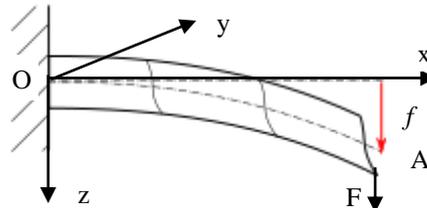


Figure 1.4- Flexion d'un point encastré unilatéralement.

- ✘ La fibre située le long de la ligne OA est neutre,
- ✘ Toutes les fibres au-dessus de la ligne OA subissent une contrainte de traction, provoquant leur allongement.
- ✘ Toutes les fibres en dessous de la ligne OA subissent une contrainte de compression, entraînant leur raccourcissement.
- ✘ Les déformations sont directement proportionnelles à la distance de la fibre neutre par rapport à la ligne OA.

La contrainte de flexion est calculée à l'aide de l'équation suivante :

$$\sigma_f = \frac{M_f}{R_f} \leq \sigma_{f\ admissible} \dots \dots \dots (1.10)$$

Le moment de résistance à la flexion est déterminé par l'équation suivante :

$$R_f = \frac{I}{e_{max}} \dots \dots \dots (1.11)$$

Où :

- e_{max} : la distance de la fibre le plus éloignée par rapport à la fibre neutre.
- I : le moment d'inertie axial.

Le moment d'inertie par rapport à l'axe x est donné par (voir la figure 1.4) :

$$I_x = \int y^2 dA \dots \dots \dots (1.12)$$

Le moment de flexion maximal se produit à l'endroit d'encastrement, et sa valeur est donnée par :

$$M_f = F \times L \dots \dots \dots (1.13)$$

La sollicitation d'un élément par torsion entraîne une contrainte de torsion qui est calculée par l'équation suivante :

$$\tau_t = \frac{M_t}{R_t} \leq \tau_{t \text{ admissible}} \dots \dots \dots (1.14)$$

Le moment de résistance à la torsion est calculé selon l'équation suivante :

$$R_t = \frac{I_p}{r} \dots \dots \dots (1.15)$$

Où :

- ✧ r : le rayon du vecteur.
- ✧ I : le moment d'inertie polaire.

Le moment d'inertie polaire est déterminé par l'équation suivante (voir figure 1.5) :

$$I_p = \int \rho^2 dA = I_x + I_y \dots \dots \dots (1.16)$$

Il est la somme des deux moments d'inertie I_x et I_y dont les axes de référence sont perpendiculaires.

Il représente la somme des deux moments d'inertie, I_x et I_y , dont les axes de référence sont perpendiculaires.

1.4.2.3- Efforts composés

Les efforts composés surviennent fréquemment lorsqu'un élément mécanique ou de construction est soumis à plusieurs forces simultanées. Ces forces peuvent avoir des orientations variées, même si elles sont de nature similaire. Pour gérer ces situations d'efforts combinés, on adopte les approches suivantes :

- ✚ Si l'une des forces prédomine par rapport aux autres en termes d'intensité, on se concentre principalement sur celle-ci en augmentant le facteur de sécurité ou en réduisant la contrainte admissible.
- ✚ Si aucune force ne prédomine de manière significative, il est alors nécessaire de prendre en compte toutes les forces agissant sur l'élément.

- **Efforts analogiques :**

Lorsqu'un élément est soumis uniquement à des contraintes normales ou à des contraintes tangentielles, il est possible de les additionner de manière géométrique :

$$\sigma_{total} = \sigma_t \pm \sigma_p \pm \sigma_f \dots \dots \dots (1.17)$$

$$\tau_{total} = \tau_t \pm \tau_c \dots \dots \dots (1.18)$$

• **Efforts non analogiques :**

Lorsque la section transversale d'un élément est soumise simultanément à des contraintes normales et tangentielles, il n'est plus possible d'effectuer une simple addition géométrique des contraintes. Pour simplifier les calculs, on définit la contrainte initiale en cas de compression comme suit :

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma^2 + a^2\tau^2} \leq \sigma_{admissible} \dots \dots \dots (1.19)$$

$$a = \frac{\sigma_{admissible}}{\tau_{admissible}} \dots \dots \dots (1.20)$$

Dans le cas des sections transversales symétriques, comme celles des arbres par exemple, nous pouvons facilement considérer les contraintes normales (σ) et tangentielles (τ) en utilisant l'équation (1.19). Cependant, pour les sections transversales asymétriques, les contraintes maximales en normales et en tangentielles sont souvent localisées à des endroits différents, rendant une simple combinaison impossible. Dans ces situations, il est essentiel de rechercher attentivement les conditions spécifiques qui s'appliquent.

1.5- Facteur de sécurité

En construction mécanique, il est essentiel que les contraintes nominales maximales ne dépassent jamais les valeurs limites de résistance des matériaux. Pour assurer cette sécurité, un facteur de sécurité (**S**) est pris en compte, ce facteur étant le rapport entre la contrainte limite et la contrainte admissible.

$$s = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma_{adm}} \dots \dots \dots (1.21)$$

Les valeurs limites de résistance des matériaux sont répertoriées dans le tableau approprié (fiche 1.9).

Il convient de distinguer trois cas de charges (comme illustré dans la figure 1.5) :

- Cas de charge I (statique),
- Cas de charge II (fatigue : cycle répété II),
- Cas de charge III (dynamique : cycle alterné III).

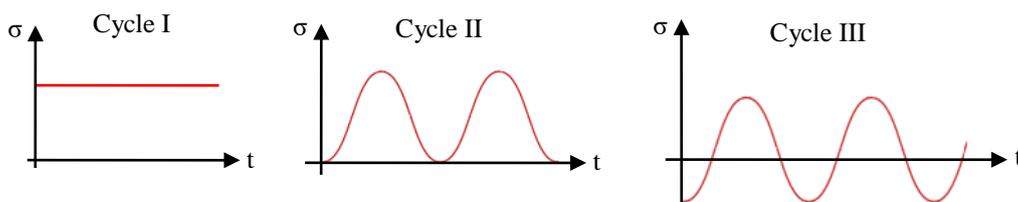


Figure 1.5- Trois cas de charges (statique (I), fatigue (II) et alternatif (III)).

Selon les exigences techniques spécifiques de l'élément et les matériaux utilisés, la contrainte limite à prendre en compte peut être la résistance à la rupture (σ_R) ou la limite d'élasticité (σ_F). Pour les sollicitations cycliques, telles que les charges de fatigue ou alternées, on considère généralement la résistance à la fatigue. Ensuite, il est essentiel de comparer les contraintes admissibles avec les contraintes nominales maximales. Dans ce contexte, il est nécessaire de toujours effectuer les étapes suivantes :

$$\sigma_{max} \leq \sigma_{adm} \dots \dots \dots (1.22)$$

$$\tau_{max} \leq \tau_{adm} \dots \dots \dots (1.23)$$

☞ Cas statique :

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_F}{S_F} \text{ ou } \frac{\sigma_R}{S_R} \dots \dots \dots (1.24)$$

$$\tau_{adm} = \frac{\tau_F}{S_F} \text{ ou } \frac{\tau_R}{S_R} \dots \dots \dots (1.25)$$

Avec : S_R (matériaux fragiles) > S_F (matériaux tenaces)

☞ Cas dynamique : cycle répété II et cycle alterné III

La contrainte d'endurance se réfère à la résistance des matériaux aux contraintes variables (cas II, III) sur un nombre infini de cycles (pour une durée indéterminée). Une rupture dans le domaine élastique due à la fatigue peut survenir en raison de divers facteurs tels que des bulles d'air, des marques d'usinage, des défauts, et ainsi de suite.

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_E}{S_E} \dots \dots \dots (1.26)$$

S_E : Coefficient de sécurité d'endurance et les valeurs de σ_E dans la fiche 1.9 sont représentées par : $\sigma_{t,p II}$, $\sigma_{t,p III}$, $\sigma_{f II}$, $\sigma_{f III}$, $\tau_{t II}$ et $\tau_{t III}$.

1.6- Exercices d'application

Exercice N°1 :

La figure 1.1 présente un arbre équipé de deux paliers, A et C, et supportant deux roues dentées, B et D. Les forces agissant sur l'engrenage conique (D) sont données, tandis que celles agissant sur l'engrenage hélicoïdal (B) peuvent être calculées en équilibrant les moments autour de l'axe de l'arbre. Il est important de noter que $F_x = 0,26 F_y$ et $F_z = 0,36 F_y$. Les dimensions de l'arbre sont telles qu'elles sont représentées dans la figure 1.

Tous les rayons d'arrondi au niveau des épaulements ont une valeur de 5 mm. Les réactions axiales (R_{Ax}) sont équivalentes, tout comme les réactions latérales (R_{Cx}).

L'arbre est fabriqué en acier AC 50-2, avec des propriétés de flexion de classe III et de torsion de classe II. De plus, toutes les surfaces de l'arbre ont été polies.

- 1) Tracer les diagrammes de moments de flexion dans les plans XY et XZ, le diagramme du moment de torsion, ainsi que le diagramme des efforts axiaux.
- 2) Calculer la contrainte équivalente aux points B, C et E de l'arbre, puis déterminer les coefficients de sécurité correspondants.
- 3) Vérifier la rigidité de l'arbre en torsion ($V_{adm} = 0,25 \text{ } ^\circ/\text{m}$).

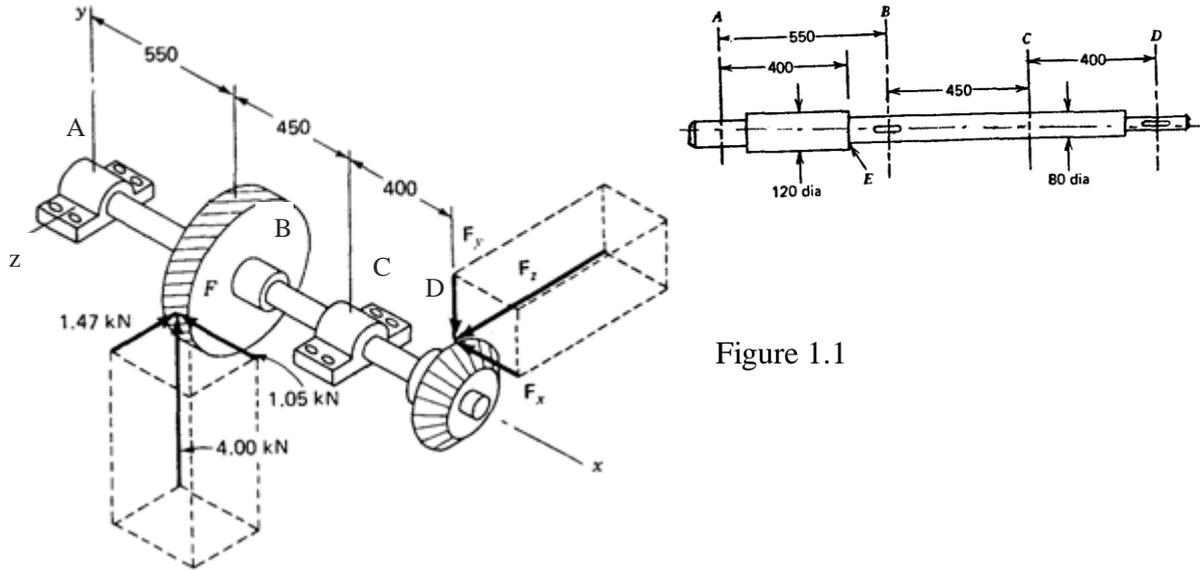


Figure 1.1

Exercice N°2 :

Contrôler la résistance de l'assemblage de la figure 1.2.

Données : $F = 250 \text{ N}$, $r = 60 \text{ mm}$, $d = 12 \text{ mm}$, $l = 100 \text{ mm}$,
 Matériaux : barre 1 et bras 2 en AC42-2,
 $S_F = 2$.

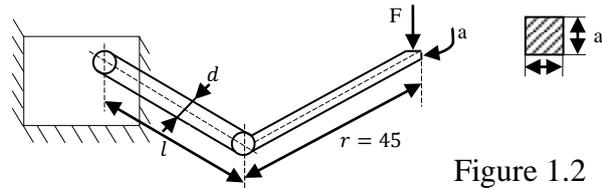


Figure 1.2

CHAPITRE 2 :

Assemblages démontables ou filetés

2.1- Introduction

Les éléments d'assemblage couramment utilisés en construction mécanique comprennent des éléments tels que les vis, les rivets, les goupilles, les clavettes, les cannelures, le soudage, les ressorts, et bien d'autres. Ces éléments sont généralement normalisés et fabriqués en grande quantité, ce qui permet de maintenir des coûts relativement bas grâce à une production en série efficace et à des contrôles rapides. De plus, leur standardisation favorise la facilité d'interchangeabilité entre les pièces. Le choix du mode d'assemblage est souvent dicté par divers facteurs tels que le type de machine, la fréquence de montage et de démontage, la disponibilité des outils, les possibilités de fabrication et le coût global de production.

2.2- Choix des éléments d'assemblage

Pour obtenir un assemblage de qualité, il est essentiel de respecter certaines conditions :

- ✧ Privilégier l'utilisation d'éléments normalisés simples.
- ✧ Réduire au minimum la diversité des types d'éléments utilisés.
- ✧ Le choix du type de fixation pour les vis (comme une tête hexagonale au lieu d'une tête carrée, une fente ou une empreinte) dépend de divers facteurs tels que le passage de l'outil, le couple nécessaire, le type de montage, etc.
- ✧ Simplifier les opérations de fabrication et d'entretien en utilisant des outils standard et limités, tout en veillant à maintenir la sécurité globale de l'ensemble.

En construction mécanique, on peut classer les assemblages en deux catégories principales :

- ☞ Assemblages démontables : Ces assemblages permettent de démonter les composants mécaniques facilement pour la maintenance, la réparation ou le remplacement.
- ☞ Assemblages indémontables : Ces assemblages sont conçus pour être permanents, ce qui signifie que les composants sont fixés de manière permanente sans possibilité de démontage sans endommager les pièces.

L'organigramme ci-dessous présente une synthèse des divers types d'assemblages.

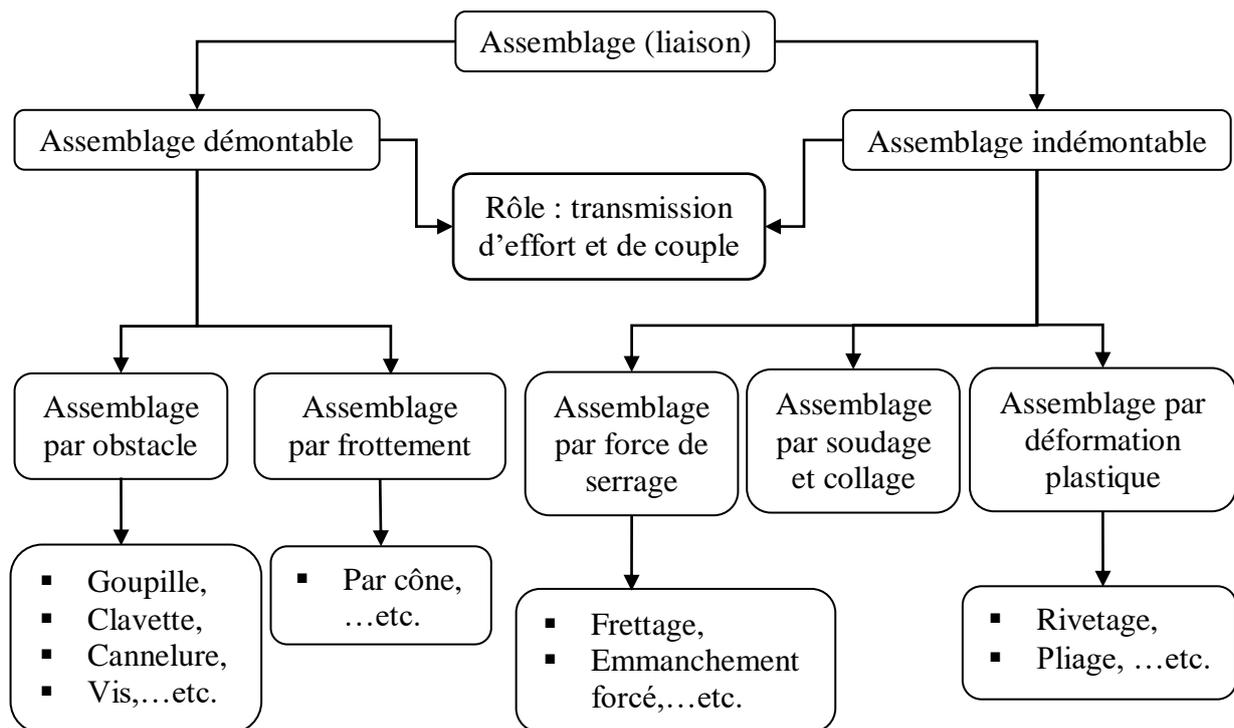


Figure 2.1- Différents types d'assemblage.

2.3- Définitions des éléments d'assemblage fileté

2.3.1- Filetage

Un filetage est créé à partir d'un arbre (un cylindre plein) ou d'un cône sur lesquels des rainures hélicoïdales de formes différentes ont été réalisées, telles que triangulaires, trapézoïdales, carrées ou rondes (voir la figure 2.2(a)).

2.3.2- Taraudage

Un taraudage est réalisé en créant un trou ou un alésage (perçage) dans lequel des rainures hélicoïdales de différentes formes ont été pratiquées, comme illustré dans la figure 2.2(b).

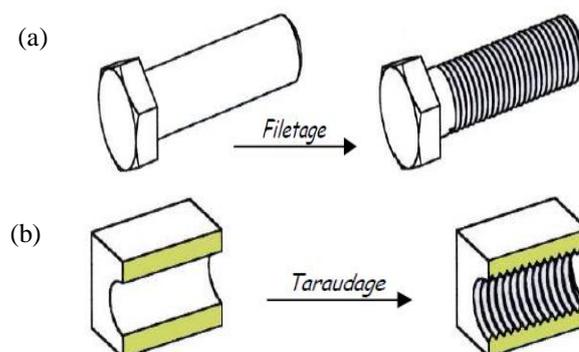


Figure 2.2- Différences entre un filetage et un taraudage.

2.3.3- Hélice

L'hélice est l'ensemble des positions qu'occupe un point lorsqu'il effectue deux types de mouvements simultanément :

- ✗ Une rotation autour d'un axe.
- ✗ Une translation le long de cet axe, dans la même direction.

2.3.4- Filet

Le filet est une saillie formée par la création d'une rainure hélicoïdale sur la paroi extérieure d'un cylindre. Une tige cylindrique devient une vis une fois transformée, tandis qu'un trou cylindrique devient un trou taraudé.

Un filet est défini par les éléments suivants :

- a) Des caractéristiques communes avec les hélices :
 - ⊙ Le pas du filet correspond au pas des hélices.
 - ⊙ Le sens du filet est en accord avec le sens des hélices.
- b) Sa forme :
 - ⊙ Pour permettre l'assemblage d'une vis et d'un écrou, il est essentiel qu'ils aient des formes complémentaires.
 - ⊙ Par conséquent, il est logique que la forme du filet soit identique à la fois sur la vis et sur l'écrou.
 - ⊙ En pratique, il existe un nombre limité de formes de filets couramment utilisées, notamment le filet triangulaire (voir figure 2.3(a)), le filet carré (voir figure 2.3(b)), le filet trapézoïdal (voir figure 2.3(c)), le filet rond (voir figure 2.3(d)), et les filets multiples.

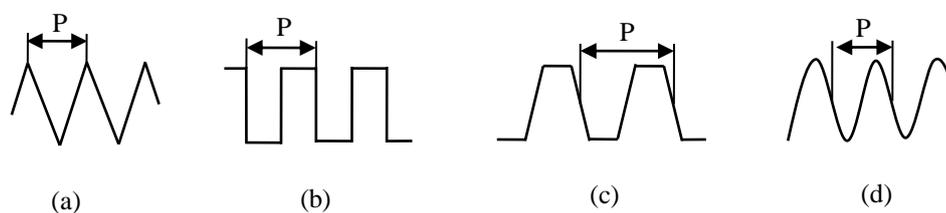


Figure 2.3- Formes usuelles de filets.

c) Son diamètre nominal

Le diamètre nominal d'une vis et celui de son écrou se mesurent au sommet des filets de la vis.

2.3.5- Vis d'assemblage

La vis d'assemblage est une tige métallique filetée avec une tête qui permet de la faire tourner ou de la bloquer en rotation. Elle crée une liaison partiellement rigide et démontable entre les pièces. Par exemple, dans le cas où seule la pièce (3) est équipée d'un trou taraudé pour recevoir la partie filetée de la vis, les autres pièces possèdent des trous lisses, comme illustré dans la figure 2.4.

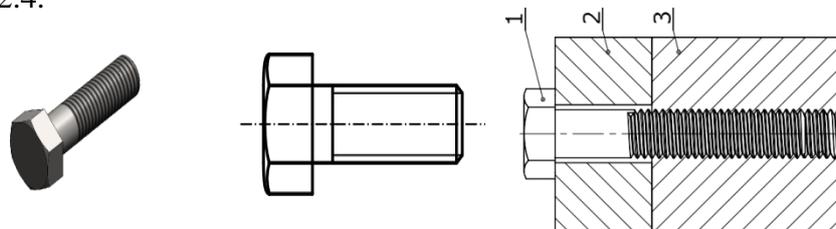


Figure 2.4- Montage par une vis d'assemblage.

2.3.6- Vis de pression

La vis de pression sert à appliquer une pression à l'extrémité pour assembler des pièces. Elle est utilisée principalement dans de petites mécaniques où les contraintes sont faibles et la précision n'est pas cruciale. Elle remplit plusieurs fonctions, telles que le verrouillage (vis d'arrêt), le support de charges contrôlées (vis de pression) ou le guidage (vis de guidage), comme le montre la figure 2.5.



Figure 2.5- Assemblage par une vis de pression.

2.3.7- Ecrous

L'écrou est une pièce dotée d'un trou taraudé qui permet de fixer, serrer et immobiliser un élément fileté, comme une vis d'assemblage ou un goujon. Il assure une liaison solide mais démontable, comme illustré dans la figure 2.6.

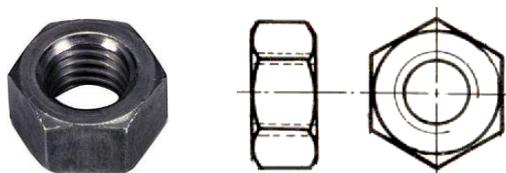


Figure 2.6- Ecrou de blocage d'un élément fileté.

2.3.8- Boulons

Le boulon est composé d'une vis, d'un écrou et des pièces à assembler. Ces pièces ont généralement un trou lisse, tandis que le filetage se trouve dans l'écrou, comme illustré dans la figure 2.7.

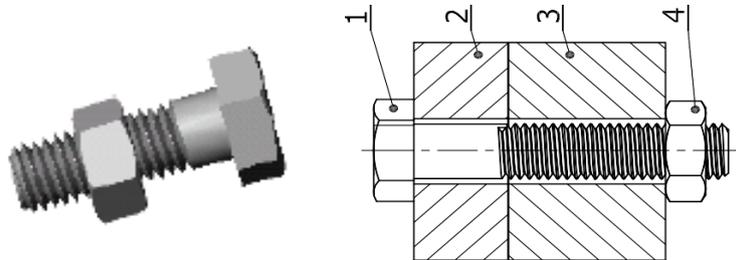


Figure 2.7- Assemblage par boulon (vis + écrou).

2.3.9- Goujons

Un goujon est constitué d'une tige filetée ayant des filets aux deux extrémités, séparés par une partie lisse. Le goujon (1) est inséré dans la pièce (5) qui comporte un trou taraudé, comme illustré dans la figure 2.8. L'effort de serrage axial requis pour maintenir en place (MAP) est exercé à l'aide de l'écrou (2).

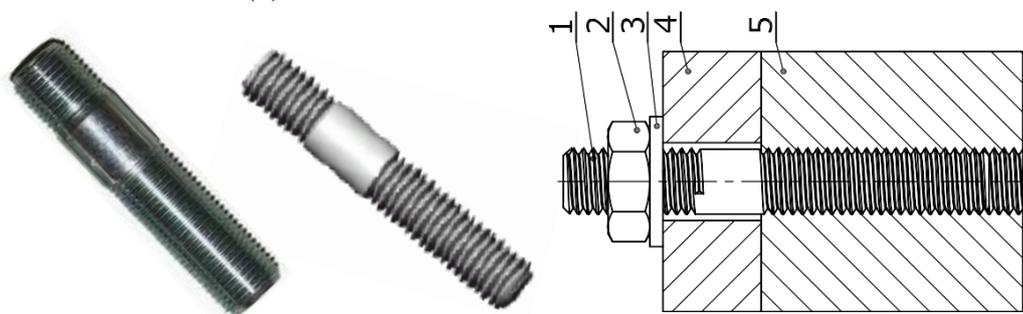
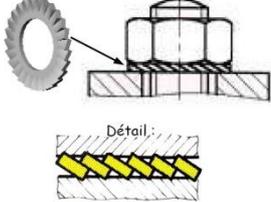
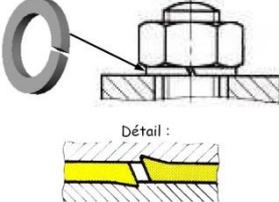
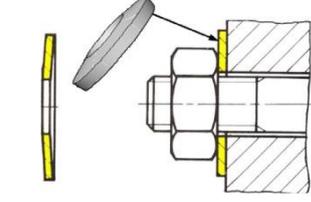
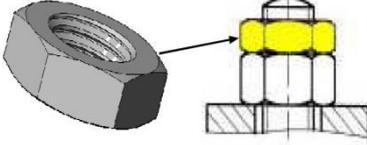
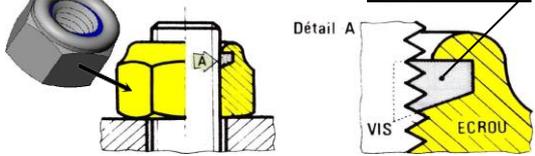
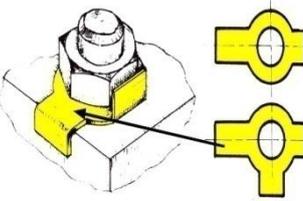
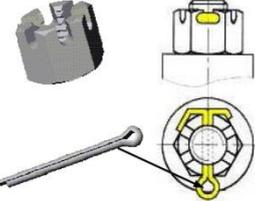
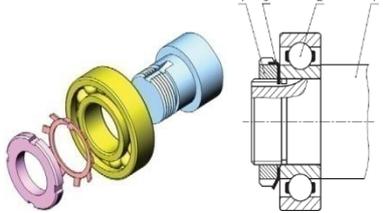


Figure 2.8- Assemblage par goujon.

2.3.10- Rondelles et obstacles

Les rondelles ou les obstacles sont utilisés pour freiner le desserrage des vis et des écrous. Ils offrent une résistance aux forces de desserrage provoquées par des chocs, des vibrations, des variations de température, et d'autres facteurs (voir le tableau 2.1).

Tableau 2.1- Différents types de freinage des vis et des écrous.

Freinage par adhérence (sécurité relative)	Rondelle à dents (éventails)	Rondelle élastique (Grower)	Rondelle conique lisse (Belleville)
			
Freinage par obstacle (sécurité absolue)	Contre-écrou		Ecrou auto freiné (Nylstop)
			
Freinage par obstacle (sécurité absolue)	Plaquettes	Goupille «V»	Rondelle frein (3) (utilisée avec écrou à encoches pour le serrage des roulements)
			

2.4- Assemblages à vis

2.4.1- Efforts dans le filetage

Les filetages hélicoïdaux permettent à la vis et à l'écrou de transmettre la force dans la direction axiale ainsi que le couple de torsion.

Les caractéristiques du filetage sont : le diamètre extérieur d_e , le diamètre intérieur d_i , le pas P et la forme du profil.

L'hélice moyenne de diamètre $d_m = \left(\frac{d_e + d_i}{2}\right)$ est incliné d'un angle α , appelé angle de filet

avec : $\text{tg}\alpha = \frac{P}{\pi \cdot d_m}$

2.4.2- Equilibre de la vis à profil rectangulaire dans l'écrou

Les forces en jeu sont F_a et F_t , telles qu'illustrées dans la figure 2.9. Lorsque le système est en équilibre, ces forces se combinent pour former une résultante, F_{res} , perpendiculaire au filet.

En tenant compte du frottement, nous pouvons calculer la force tangentielle F_t comme suit :

$F_t = F_a \cdot \text{tg}(\alpha \pm \rho)$, avec le signe - pour le desserrage (comme montré dans la figure 2.9(b)), et le signe + pour le serrage de la vis (comme illustré dans la figure 2.9(c)).

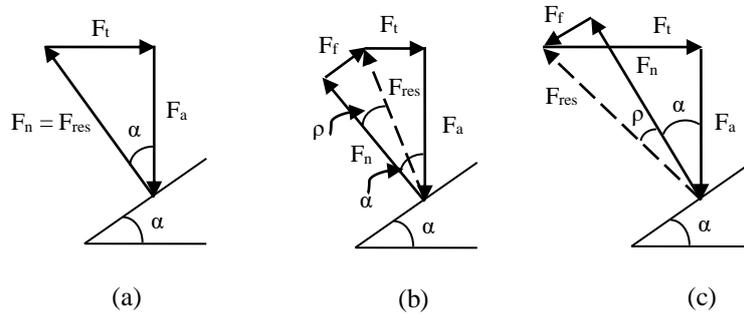


Figure 2.9- Forces appliquées de la vis à profil rectangulaire dans l'écrou.

2.4.3- Forces et moments appliquées sur la vis et l'écrou

La vis est généralement soumise à une force axiale F_a ainsi qu'à un couple de torsion M_t . Le couple de torsion est utilisé pour surmonter le frottement dans l'écrou et sur les supports, et pour déplacer la charge axiale F_a .

$$M_t = \frac{F_t \times d_m}{2} = \frac{F_a \times \text{tg}(\alpha \pm \rho) \times d_m}{2} \pm M_f \dots \dots \dots (2.1)$$

Le rendement du filetage est :

$$\eta = \frac{\text{tg } \alpha}{\text{tg}(\alpha + \rho)} \dots \dots \dots (2.2)$$

Avec le coefficient de frottement est : $\mu = \text{tg}(\rho)$

2.4.5- Couple de torsion pour profil de filetage triangulaire

Le coefficient de frottement équivalent d'un profil rectangulaire est :

$$\mu = \mu / \cos(\beta/2) = \text{tg}(\rho)$$

Avec : β angle au sommet du filetage : $\beta = 60^\circ$ pour filetage métrique, $\beta = 30^\circ$ pour filetage trapézoïdal.

Le couple de torsion vaut :

$$M_t = \frac{F_t \times d_m}{2} = \frac{F_a \times \text{tg}(\alpha + \rho) \times d_m}{2} \dots \dots \dots (2.3)$$

2.4.6- Contrôle d'assemblage par vis de fixation

2.4.6.1- Charge axiale

a) Contrainte dans le noyau de la vis

- Contrainte de traction :

$$\sigma_t = \frac{4 \times F_a}{\pi \times d_3^2} \leq \sigma_{t adm} \approx 0,3\sigma_R \dots \dots \dots (2.4)$$

- Contrainte de torsion :

$$\tau_t = \frac{8 \times F_a \times \text{tg}(\alpha + \rho) \times d_m}{\pi \times d_3^3} \leq \tau_{t adm} \dots \dots \dots (2.5)$$

Avec :

$$\alpha = \text{arctg}\left(\frac{P}{\pi \times d_m}\right) \dots \dots \dots (2.6)$$

$$\rho = \text{arctg}\left(\frac{2 \times \mu_f}{\cos \beta}\right) \dots \dots \dots (2.7)$$

- Contrainte équivalente :

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma_t^2 + 3 \times \tau_t^2} \leq \sigma_{t adm} \approx 0,7\sigma_F \dots \dots \dots (2.8)$$

b) Contrainte dans le profil de filetage

- Pression spécifique entre la vis et l'écrou :

Supposons que la distribution de la pression spécifique est uniforme entre la vis et l'écrou.

$$P_{vis/écrou} = \frac{F_a}{A_{projetée}} = \frac{F_a}{\pi \times d_m \times H_1 \times n_u} \leq P_{adm} \dots \dots \dots (2.9)$$

Où :

- $A_{proj} = n_u \times \pi \times d_m \times H_1$: la surface d'appui sur un plan perpendiculaire à l'axe de la vis.
- n_u : nombre de filets utiles,
- H_1 : hauteur de filet en contact, projetée dans le plan,
- $m = n_u \times P_{pas}$: hauteur de l'écrou.

- Pour un filetage métrique :

- $H_1 = 0,541 \times P_{pas}$

$$\bar{P} = \frac{F_a}{\pi \times d_m \times 0,541 \times P_{pas} \times n_u} \leq P_{adm}$$

$$\bar{P} = \frac{F_a}{\pi \times d_m \times 0,541 \times m} \leq P_{adm} \dots \dots \dots (2.10)$$

- $P_{adm} \approx 0,25 \text{ à } 0,35 \times \sigma_F$

- Contrainte de cisaillement :

On a : $\tau_c = \frac{F_a}{A_c} \leq \tau_{c adm}$

Où : $\tau_{c adm} = 0,5\sigma_F$ (charge statique)

La section la plus sollicitée A_c dans le filet s'obtient par :

Pour la vis :

$$A_c = \frac{4}{5} \times P_{pas} \times n_u \times \pi \times d_3 = \frac{4}{5} \times m \times \pi \times d_3$$

$$\tau_c = \frac{F_a}{\frac{4}{5} \times m \times \pi \times d_3} \leq \tau_{c adm} \dots \dots \dots (2.11)$$

Pour l'écrou :

$$A_c = \frac{4}{5} \times P_{pas} \times n_u \times \pi \times d = \frac{4}{5} \times m \times \pi \times d$$

$$\tau_c = \frac{F_a}{\frac{4}{5} \times m \times \pi \times d} \leq \tau_{c adm} \dots \dots \dots (2.12)$$

En général, la hauteur de l'écrou est souvent calculée en utilisant une formule empirique :

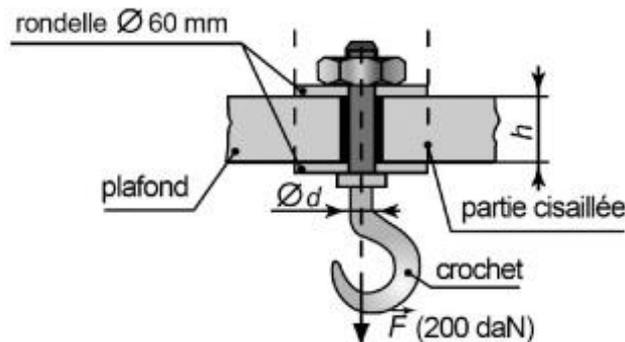
$$m_{min} = d_3 \times \frac{\sigma_{t adm} \text{ de la vis}}{\sigma_{t adm} \text{ de l'écrou}} \dots \dots \dots (2.13)$$

2.5- Exercices d'application

Exercice 01 :

Un crochet est fixé dans un plafond de hauteur h et supporte une charge verticale de 2 kN comme le montre la figure ci-dessous. La contrainte admissible au cisaillement du matériau du plafond est de 1 N/mm² et la contrainte admissible en traction du crochet est de 100 N/mm².

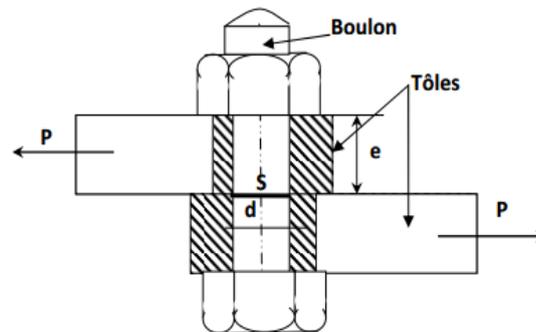
- Quelle est la hauteur minimale h pour que le plafond résiste au cisaillement.
- Quelle est le diamètre minimum d pour que le crochet résiste à la traction.



Exercice 02 :

Déterminer le diamètre du boulon et vérifier la résistance à l'écrasement du boulon et à la traction de la tôle, sachant que : b et e la largeur et l'épaisseur des tôles. (Voir figure suivante)

Données : $e = 10 \text{ mm}$, $b = 7 \text{ cm}$, $P = 20 \text{ kN}$, $[\sigma]_{\text{tr}} = 80 \text{ N/mm}^2$, $[\tau] = 100 \text{ N/mm}^2$, $[\sigma]_{\text{ecr}} = 150 \text{ N/mm}^2$.



CHAPITRE 3 :

Assemblages non démontables

3.1- Assemblage par rivetage

Dans les constructions modernes, l'utilisation d'éléments obtenus par déformation permanente est très recherchée, car elle permet de réduire les coûts de production. Parmi les éléments couramment utilisés pour assembler plusieurs pièces, les rivets se distinguent comme des composants mécaniques essentiels.

Le rivetage permet d'assembler de manière permanente des feuilles de métal et des profilés (des éléments relativement minces) en les emboîtant et en créant une liaison par frottement entre les pièces. En général, le rivetage est largement utilisé dans des industries telles que l'aéronautique, la chaudronnerie, la construction de charpentes métalliques, et bien d'autres.

L'assemblage par rivetage se fait en insérant des rivets dans les trous préalablement percés de deux ou plusieurs pièces superposées. Pour démonter l'assemblage, il faut détruire le rivet, mais cela n'endommage pas les pièces assemblées, ce qui en fait un assemblage semi-démontable, partiellement démontable.

3.1.1- Matériaux des rivets

Généralement, les rivets sont fabriqués à partir de matériaux tels que de l'acier doux, de l'aluminium, du laiton, du cuivre, et d'autres matériaux similaires. Une des extrémités est préparée sous forme d'une tête normalisée (comme illustré dans la figure 3.1), tandis que la deuxième extrémité, appelée rivure, est forgée après la pose. En principe, les matériaux des rivets sont les mêmes que ceux des tôles assemblées.

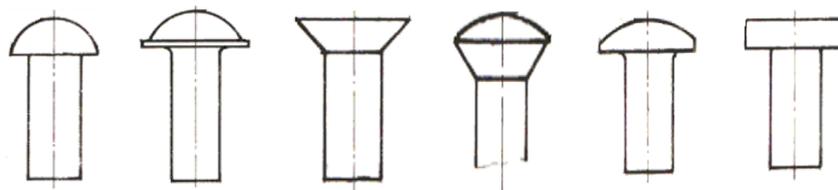


Figure 3.1- Têtes normalisées des rivets.

3.1.2- Procédé de réalisation de rivetage

3.1.2.1- Rivetage manuel

Ce type de rivetage est réalisé à l'aide d'une riveteuse manuelle (comme illustré dans la figure 3.2).

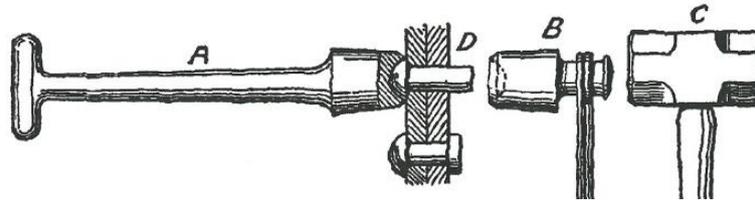


Figure 3.2- Principe de rivetage manuel.

3.1.2.2- Rivetage mécanique

Un outil en forme, appelé bouterolle, maintient la tête du rivet en place pour refouler son extrémité à l'aide d'un choc ou d'une pression constante (comme illustré dans la figure 3.3). Ce type de rivetage peut être réalisé à froid ou à chaud en fonction du matériau et du diamètre du rivet.

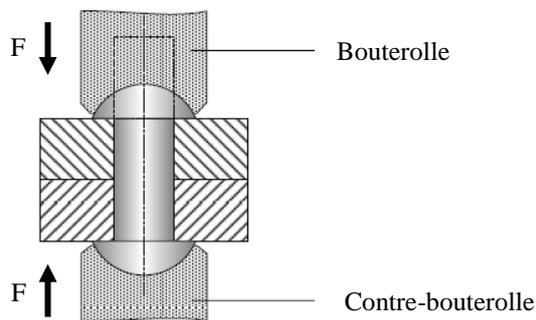
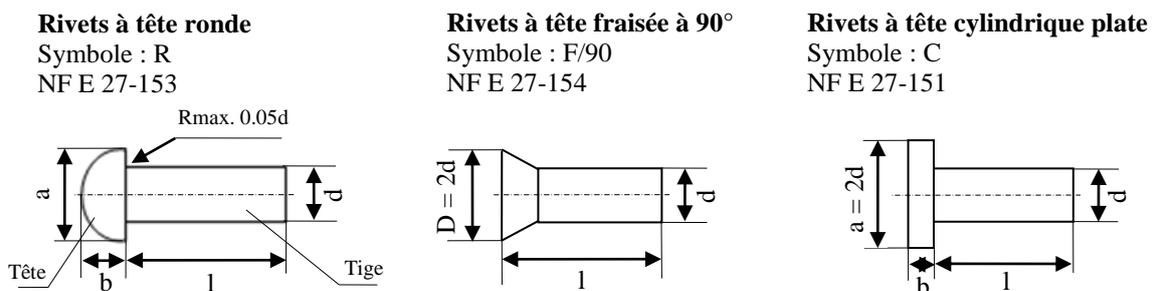


Figure 3.3- Principe de rivetage mécanique.

3.1.3- Type des rivets

De nos jours, il existe de nombreuses variétés de rivets, notamment :



3.1.4- Contrôle des assemblages rivetés

Dans la plupart des cas, les assemblages rivetés sont évalués en termes de résistance au cisaillement et à la pression qui s'exerce sur la surface du corps du rivet et à l'intérieur des trous des pièces à assembler.

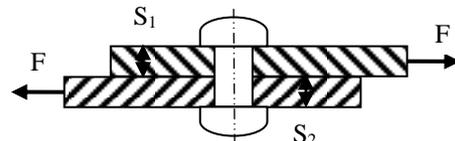
3.1.4.1- Contrôle de cisaillement

Le cisaillement du rivet est calculé selon la relation suivante :

$$\tau_c = \frac{F_c}{A_c \times Z \times i} \leq \tau_{c adm} = \frac{2}{3} \sigma_{t adm} \dots \dots \dots (3.1)$$

- Rivet plein : $A_c = \frac{\pi d_{rivet}^2}{4}$
- Rivet creux : $A_c = \frac{\pi (d_2^2 - d_1^2)}{4}$

Exemple :
 $i = 1$
 $Z = 1$



Avec :

Z : nombre de rivets chargés,

i : nombre de sections cisillées par rivets.

3.1.4.2- Contrôle de la pression spécifique

La pression spécifique de contact est définie comme :

$$\bar{P} = \frac{F}{A_{proj} \times Z} \leq P_{adm} \approx 0,8 \sigma_{t adm} \dots \dots \dots (3.2)$$

$$A_{proj} = d \times S_{min}$$

3.1.4.3- Contrôle des tôles

À titre d'exemple, considérons le contrôle de deux tôles assemblées par des rivets (comme illustré dans la figure 3.4).

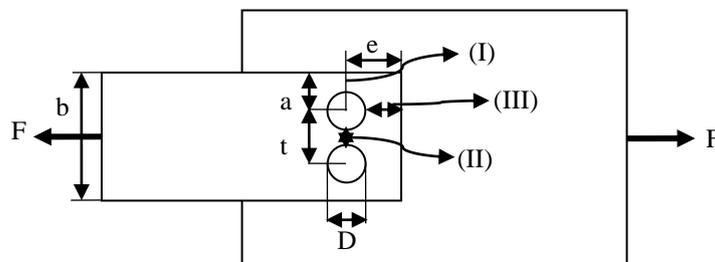


Figure 3.4- Deux tôles assemblées par rivés.

$$\sigma_t = \frac{F}{(b - 2 \times D) \times S} \leq \sigma_{t adm} \dots \dots \dots (3.3)$$

La contrainte est localisée dans les zones critiques I, II et III.

Zone I :

Cette zone est soumise à une force de traction, en considérant un seul côté.

$$\sigma_t = \frac{F}{\left(a - \frac{D}{2}\right) \times S} \leq \sigma_{t adm} \dots \dots \dots (3.4)$$

Zone II :

Ainsi, cette zone est sollicitée par la traction.

$$\sigma_t = \frac{F}{(t - D) \times S} \leq \sigma_{t adm} \dots \dots \dots (3.5)$$

Zone III :

Cette zone est sollicitée par le cisaillement.

$$\tau_c = \frac{F}{2 \times \left(e - \frac{D}{2}\right) \times S} \leq \tau_{c adm} \dots \dots \dots (3.6)$$

En règle générale, si le matériau est ductile, il y aura deux ruptures parallèles. En revanche, si le matériau est fragile, il y aura une seule rupture dans la zone I. Dans ce cas, la contrainte de cisaillement peut être calculée comme suit :

$$\tau_c = \frac{F}{\left(e - \frac{D}{2}\right) \times S} \leq \tau_{c adm} \dots \dots \dots (3.7)$$

3.2- Assemblage par soudage

3.2.1- Généralités

Le soudage est un processus d'assemblage de pièces métalliques qui consiste à fusionner un matériau, appelé soudure, pour le rendre solidaire des pièces à joindre. Ainsi, une construction soudée est formée par l'assemblage permanent et indémontable de deux ou plusieurs pièces qui sont reliées par un cordon de soudure, créé par la fusion progressive des pièces à assembler. Ce joint peut être réalisé avec ou sans ajout de métal, et avec ou sans application de pression. Le soudage est souvent la seule solution viable pour la construction de certaines structures telles que des bateaux, des ponts, des réservoirs, et d'autres applications similaires.

Il est connu que, dans des conditions de température appropriées, certains métaux ont la capacité de se lier très solidement les uns aux autres. Cette propriété est exploitée pour assembler deux pièces métalliques en utilisant une soudure composée d'un métal ou d'un alliage qui adhère fermement à ces pièces.

Le soudage présente généralement les caractéristiques fondamentales suivantes :

- ❖ Chauffage rapide et localisé du métal,
- ❖ Fusion partielle des pièces à assembler pour former du métal liquide,
- ❖ Création d'un bain de fusion unique,
- ❖ Refroidissement rapide de l'ensemble,
- ❖ Soudage par point (avec pression, sans ajout de métal),
- ❖ Soudage à l'arc : avec ajout de métal.

Parmi les avantages les plus remarquables des soudures, on peut citer :

- ❖ Économie de matériau (10 à 20 %) grâce à la réduction du poids des éléments d'assemblage, en éliminant les éléments secondaires comme les couvre-joints.
- ❖ Réduction du temps de travail en éliminant des étapes telles que le traçage et le perçage des trous.
- ❖ Possibilité d'automatiser les opérations de soudage, ce qui n'est pas aussi facilement réalisable dans le cas du rivetage.

3.2.2- Classification de soudage

Après avoir défini quelques notions générales, on peut classer les procédés de soudage en deux grandes catégories :

3.2.2.1- Soudage homogène

En général, le métal d'apport a une composition approximativement identique à celle du métal de base. Ainsi, on obtient une soudure autogène ayant la même résistance que les pièces originales, car elle résulte de la fusion du métal de base avec le métal d'apport.

3.2.2.2- Soudage hétérogène

Ce type d'assemblage se fait en utilisant un métal de composition différente de celle des matériaux des pièces à souder. Le métal de base n'est pas fondu, seule la métal d'apport est fondu.

Une autre classification est basée sur les sources d'énergie utilisées, telles que l'énergie électrique (soudage à l'arc électrique, soudage par résistance, etc.), mécanique (soudage à froid), chimique (utilisation d'un chalumeau avec de l'oxygène et de l'acétylène), optique (soudage au laser),...etc.

3.2.3- Différents procédés de soudage

3.2.3.1- Soudage au gaz

Le moyen de chauffage utilisé pour faire fondre les matériaux est une flamme générée par un chalumeau généralement oxyacétylénique, composé d'oxygène (O_2) et d'acétylène (C_2H_2). Les deux gaz sont mélangés dans des proportions appropriées à l'intérieur du chalumeau, et le mélange gazeux est enflammé à la sortie de l'appareil. La composition du mélange est ajustée à l'aide de deux robinets, R_1 et R_2 (comme illustré dans la figure 3.5), et le débit de l'appareil est réglé par une buse en cuivre avec un orifice calibré.

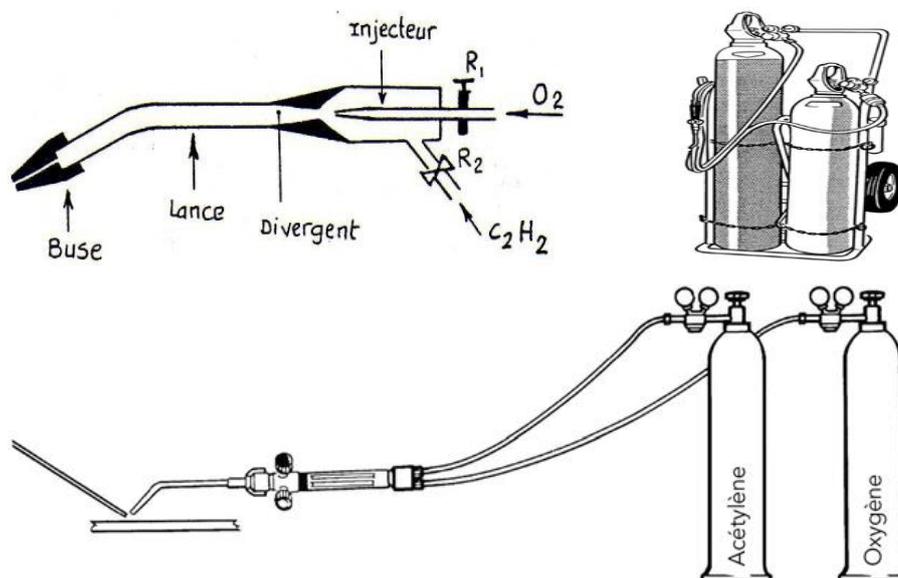


Figure 3.5- Coupe d'un chalumeau à basse pression (chalumeau oxyacétylénique).

Le soudage au gaz (chalumeau) peut être réalisé avec ou sans métal d'apport. Si la baguette de métal d'apport a la même composition que le métal de base, on parle de soudage autogène. En revanche, si la baguette a une composition différente du métal de base, on parle de soudage non autogène, également connu sous le nom de brasage.

3.2.3.2- Soudage électrique à l'arc

À l'aide d'un courant électrique adapté fourni par un poste de soudage, un arc électrique se forme entre l'électrode et les pièces à souder. La chaleur générée par cet arc fait fondre les pièces à souder de manière très localisée, créant ainsi un bain de fusion. Cette chaleur fait également fondre l'électrode, dont le métal liquide est projeté dans le bain de fusion pour former la soudure.

a) Soudage à l'arc avec électrode enrobée

L'électrode, qui sert de métal d'apport, est elle-même fusible. De plus, l'enrobage de l'électrode dépose une couche protectrice, appelée laitier, sur le bain de métal fondu. Le symbole de ce procédé est généralement E.E ou E.E.P (P pour forte pénétration).

b) Soudage à l'arc sous protection de gaz inerte avec électrode de tungstène (soudage TIG : Tungsten Inert Gas)

Ce type de soudage n'est pas autogène. Une torche supporte l'électrode réfractaire et dirige un jet de gaz inerte (comme l'hélium ou l'argon) vers le bain de fusion (voir figure 3.6), le protégeant ainsi de l'oxydation. Le métal d'apport peut être ajouté manuellement ou automatiquement.

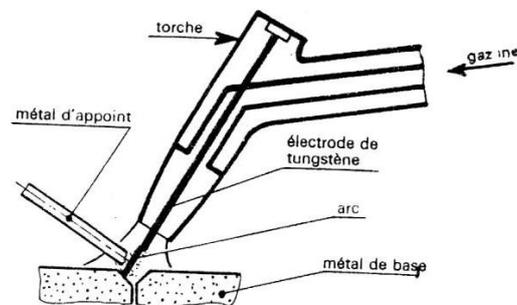


Figure 3.6- Principe de soudage TIG.

c) Soudage à l'arc sous protection de gaz inerte avec électrode fusible (soudage MIG : Metal Inert Gas)

Ce procédé est similaire au précédent, mais dans ce cas, l'électrode est composée du métal d'apport (un fil est automatiquement alimenté).

d) Soudage à l'arc sous protection de gaz actif avec électrode fusible (soudage MAG : Metal Active Gas)

Ce procédé est semblable au précédent, mais utilise un gaz actif tel que le CO₂ au lieu d'un gaz inerte comme l'hélium ou l'argon. Les procédés TIG, MIG et MAG permettent de souder par points ou en continu, et peuvent être automatisés.

e) Soudage au plasma

Le soudage au plasma est essentiellement une variante du soudage TIG dans laquelle l'arc est resserré ou canalisé à travers une tuyère (soit de construction mécanique, soit pneumatique).

Ce confinement de l'arc permet d'atteindre des températures comprises entre 8000 et 30000 °C. Il offre une stabilité accrue de l'arc à faible intensité, ce qui est particulièrement utile dans le soudage microplasma. En raison de la concentration de l'énergie, ce processus offre une grande pénétration de la soudure. La forme de la soudure ressemble à un clou (similaire à celle obtenue par soudage par bombardement électronique).

3.2.3.3- Soudage par résistance

Ce procédé permet de souder des pièces ensemble, soit par recouvrement, soit bout à bout, sans l'utilisation de métal d'apport. Les pièces sont maintenues en contact sous une pression. Un courant de basse tension et de forte intensité est ensuite appliqué localement. Cela génère de la chaleur par effet joule, provoquant la fusion des pièces dans la zone de contact. Une fois que le courant est coupé, la pression maintenue forge la soudure. Le soudage électrique par résistance ne pose généralement pas de limite pour les différences d'épaisseur entre les pièces à assembler (voir figure 3.7.(a)). Ce procédé est couramment utilisé dans l'industrie de la tôlerie pour l'assemblage de tôles, notamment dans l'automobile, l'aéronautique, l'industrie spatiale, etc. Il existe trois principales formes d'application de ce principe : le soudage par point, le soudage à la molette, et le soudage en bout.

a) Soudage par point

Pour assembler les tôles, elles sont placées l'une sur l'autre et maintenues fermement entre deux électrodes en cuivre ou alliages de cuivre à extrémités tronconiques plates ou bombées. Ces électrodes sont connectées aux bornes d'une source de courant alternatif en circuit fermé. Le courant cesse de circuler dès que les tôles fondent localement. Après l'interruption de l'alimentation électrique, les électrodes continuent à appliquer une pression homogène sur le point de soudure, ce qui le consolide (voir figure 3.7.(a) et (b)).

b) Soudage par galet ou à la molette

Avec ce procédé, on obtient une ligne de soudure continue. Les électrodes sont remplacées par deux molettes en cuivre qui tournent et entre lesquelles passent les tôles à souder. Les molettes compriment les pièces, assurent la circulation du courant et l'avancement des tôles. Cela résulte en une série de points de soudure allongés qui se chevauchent pour former une ligne de soudure continue (voir figure 3.7.(d)).

c) Soudage en bout

Ce procédé est employé pour souder les extrémités de tôles minces. La chaleur nécessaire pour faire fondre le métal est obtenue à partir d'un arc électrique établi entre les bords des tôles à assembler (voir figure 3.7.(e)).

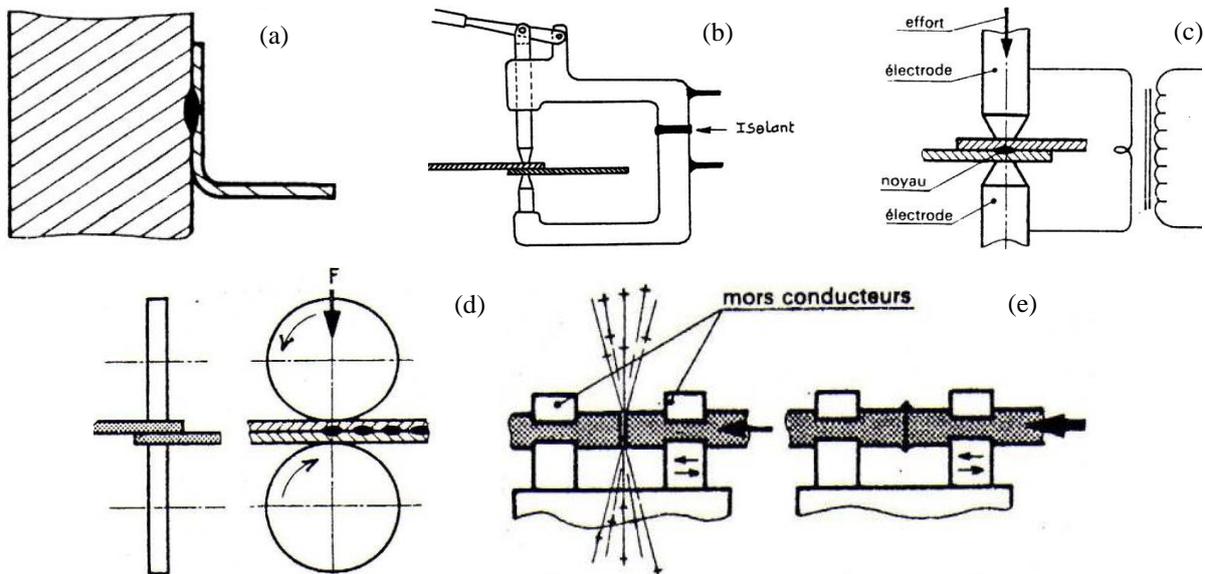


Figure 3.7- Différents types de soudage par résistance.

3.2.3.4- Soudage par friction

Dans ce procédé, l'une des deux pièces à assembler est mise en rotation (voir figure 3.8.(a)), puis les deux pièces sont mises en contact sous une force axiale définie (voir figure 3.8.(b)). En raison du frottement, les pièces se chauffent de part et d'autre du plan de joint. Cela conduit à la formation d'un bourrelet (voir figure 3.8.(c)). Après un arrêt brusque de la pièce en rotation, la force axiale est augmentée (voir figure 3.8.(d)), ce qui provoque la phase de forgeage de la soudure. Cela se traduit par la formation d'un bourrelet caractéristique qui doit ensuite être éliminé par usinage.

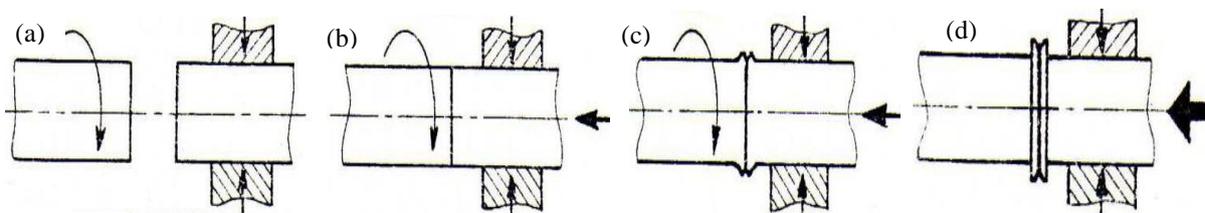


Figure 3.8- Etapes de soudage par friction.

Pour faciliter le forgeage, il est recommandé de souder des pièces de même section, bien que l'une des deux pièces doive avoir une section circulaire (pleine ou tubulaire), tandis que l'autre

peut avoir une forme quelconque. Ce procédé peut être utilisé pour souder des métaux et des alliages différents. Il est couramment employé pour le soudage d'arbres de boîtes de vitesses, de leviers sur des axes, de goujons sur des moyeux de poids lourds, et d'autres applications similaires.

3.2.3.5- Soudage par bombardement électronique

Ce procédé réalise un soudage autogène sous vide, généralement sans ajout de métal, en utilisant un faisceau d'électrons. L'interaction des électrons avec le métal à souder provoque sa fusion (voir figure 3.9).

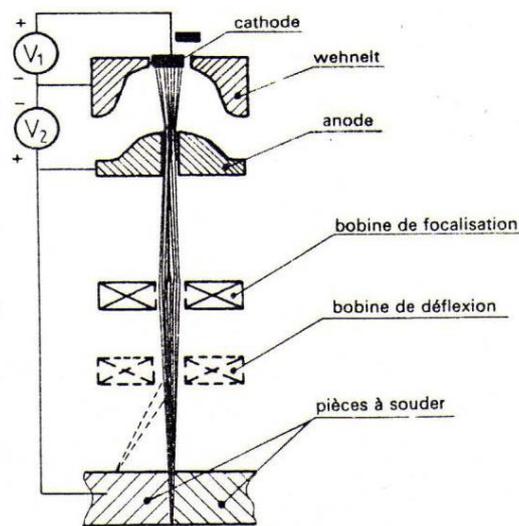


Figure 3.9- Principe de soudage par bombardement électronique.

3.2.3.6- Soudage au laser

Ce procédé présente une certaine similitude avec le procédé précédent. Il utilise un faisceau de lumière concentré et cohérent dont la puissance spécifique peut atteindre plus de 10 kW/mm² (voir figure 3.10). Ce faisceau peut être transmis sur de longues distances sans perte significative de puissance, et il peut être dévié vers des points difficiles d'accès à l'aide de miroirs.

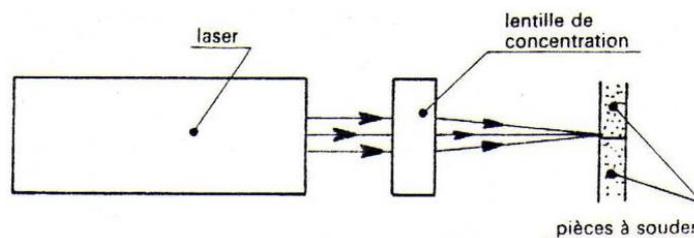


Figure 3.10- Principe de soudage au laser.

3.2.4- Règles pratiques des assemblages soudés

Dans une structure soudée, la transmission des forces peut entraîner un risque de fissuration. Par conséquent, les règles pratiques pour les assemblages soudés sont les suivantes :

- ✖ Le processus de soudage doit être facile à réaliser, et l'assemblage doit permettre un accès adéquat pour effectuer les soudures.
- ✖ Éviter les zones de forte concentration de contraintes.
- ✖ Réduire les déformations en maintenant la symétrie des assemblages.
- ✖ Éviter les cordons de soudure perpendiculaires à la direction de l'effort, car cela augmente le risque de rupture fragile sous tension. Privilégier les cordons de soudure longitudinaux (alignés avec l'axe de l'effort).
- ✖ Dans le cas d'un profil creux soudé aux extrémités, réaliser un cordon de soudure tout autour du profil.

3.2.5- Représentation normalisée des soudures

Cette représentation comprend les éléments suivants (voir figure 3.11.(a)) :

- ✧ Une ligne de repère,
- ✧ Une ligne de référence,
- ✧ Un symbole élémentaire,
- ✧ Un symbole supplémentaire,
- ✧ Une cotation conventionnelle des indications complémentaires.

3.2.5.1- Ligne de repère et ligne de référence

La ligne de repère se termine par une flèche qui touche directement le joint de soudure (voir figure 3.11.(b)). La pointe de la flèche doit être dirigée vers la tôle qui est soudée. De plus, la ligne de repère et la ligne de référence doivent former un angle. Il est recommandé de tracer la ligne de référence de manière à ce qu'elle soit parallèle au bord inférieur du dessin.

3.2.5.2- Symboles supplémentaires

Les symboles supplémentaires peuvent être accompagnés d'un symbole qui précise la forme de la surface extérieure de la soudure (voir figure 3.11.(c)).

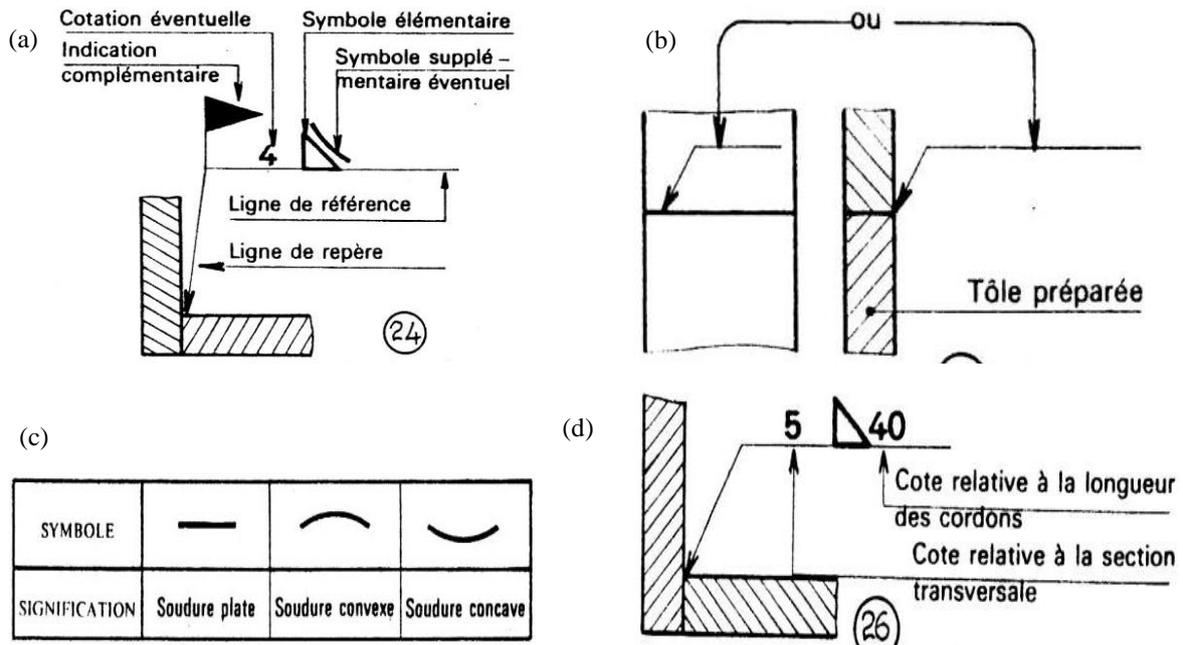


Figure 3.11- Représentation symbolique des soudures en dessin.

3.2.5.3- Cotation conventionnelle

À gauche du symbole, la cote principale relative à la section transversale est indiquée. À droite du symbole, la cote relative à la dimension longitudinale est précisée (voir figure 3.11.(d)). Dans le tableau suivant, les cotes sont spécifiées sous forme littérale. Sur le dessin, ces lettres sont remplacées par les valeurs numériques correspondantes. La cote qui indique la position de la soudure par rapport au bord de la tôle ne doit pas être incluse dans la symbolisation, mais plutôt indiquée sur le dessin.

L'absence d'indication à droite du symbole signifie que la soudure est continue sur toute la longueur des éléments soudés. Dans le cas des soudures bout à bout par fusion, les soudures sont continues sur toute la longueur du joint, sauf indication contraire, et la pénétration est totale. Pour les soudures comportant des entailles à bords chanfreinés, la cote à considérer est celle du fond de l'entaille.

3.2.5.4- Indications complémentaires

a) Soudures périphériques

Lorsque la soudure doit être réalisée sur tout le pourtour d'une pièce, il convient d'indiquer cela en traçant une circonférence centrée à l'intersection des lignes de repère et de référence (voir figure 3.12.(a)).

Désignation	Représentation simplifiée	Inscription	Désignation	Représentation simplifiée	Inscription
Soudure sur bords relevés non complètement fondus		S	Soudure d'angle discontinue		$a \nabla n^* \times l \times (e)$
Soudure sur bords droits		S	Soudure d'angle discontinue à éléments alternés		$a \nabla n^* \times l \times (e)$ $a \nabla n^* \times l \times (e)$
Soudure en V		S V	Soudure en entailles		$c \sqcap n^* \times l \times (e)$
Soudure d'angle continue		a ∇ Pour les applications usuelles : a ≈ e	Soudure en bouchons		$d \sqcap n^* \times (e)$
			Soudure par points		$d \circ n^* \times (e)$
			Soudure en ligne		$e \ominus n^* \times l \times (e)$

* n : nombre d'éléments de soudure.

Tableau 3.1- Représentation normalisée des soudures.

b) Soudures faites au chantier

Lorsque la soudure est effectuée sur le chantier, il est recommandé d'ajouter un signe sous la forme d'un drapeau (voir figure 3.12.(b)).

c) Indication du procédé de soudage

Lorsqu'il est nécessaire de préciser le procédé de soudage, le numéro identifiant le procédé est inscrit entre les deux branches d'une fourche qui termine la ligne de référence (voir figure 3.12.(c)).

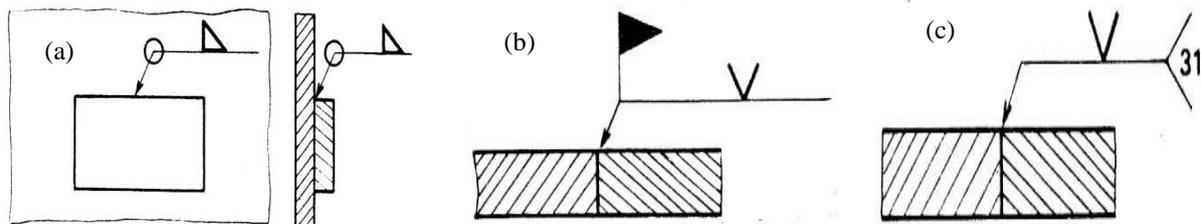


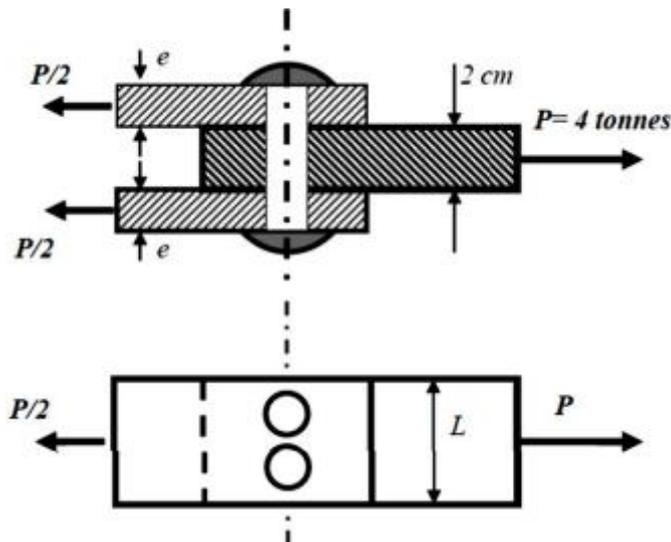
Figure 3.12- Indications complémentaires de soudage sur le dessin.

3.3- Exercices d'application

Exercice 01 :

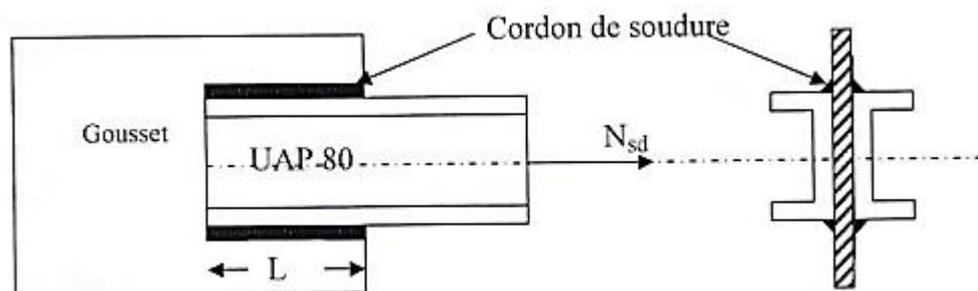
Trois tôles en acier sont assemblées entre elles par deux rivets de diamètre chacun égale à 17 mm.

1. Vérifier la résistance des rivets si la contrainte admissible de cisaillement $[t] = 900 \text{ kg/cm}^2$.
2. Déterminer l'épaisseur minimale de chacune des deux tôles si $[s] = 1200 \text{ kg/cm}^2$.



Exercice 02 :

Déterminer la longueur de cordon de soudure L représenté sur la figure 01, sachant que chaque cordon de soudure a un apothème $a: 8 \text{ mm}$. La force totale appliquée aux deux UAP80 est $N_{sd}: 300 \text{ kN}$. La nuance de l'acier utilisé est S235. La section de UAP80 est $A = 10.68 \text{ cm}^2$.



CHAPITRE 4 :

Assemblage des pièces par montage à force

4.1- Emmanchement et frettage

L'emmanchement ou frettage est une technique d'assemblage qui consiste à unir fermement deux pièces cylindriques ou coniques, l'une à l'intérieur (comme un arbre ou un axe) et l'autre à l'extérieur (comme un alésage ou un moyeu). Dans ces deux cas, l'objectif est de transmettre une force, qu'il s'agisse d'une force axiale ou d'un couple de torsion, en utilisant le frottement généré par la pression exercée entre les surfaces de contact. Cette pression est obtenue en ajustant les diamètres et en exploitant l'élasticité des matériaux utilisés. Ainsi, cette méthode permet des assemblages étroits et solides.

Il est important de noter que le frettage est idéal pour des assemblages permanents, car son démontage peut endommager la liaison. La figure 4.1 illustre un exemple d'emmanchement forcé réalisé à l'aide d'une presse.

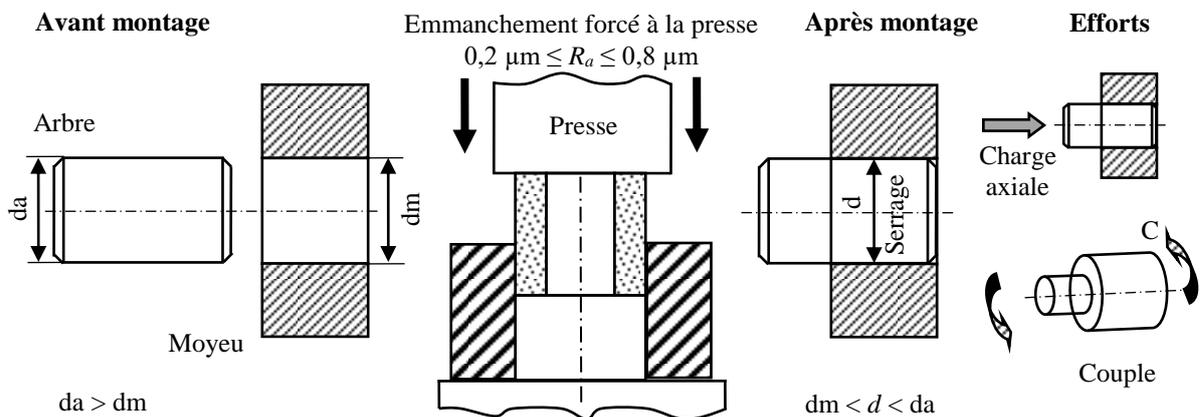


Figure 4.1- Emmanchement forcé à la presse (assemblage par ajustement serré).

L'emmanchement peut être réalisé de deux manières : en utilisant une presse pour faire glisser une pièce sur l'autre avec force à froid, mais cela comporte le risque d'endommager les surfaces en contact. En revanche, le frettage peut être effectué sans force excessive, en raccourcissant ou en allongeant l'une des pièces, soit par contraction (dans le cas de l'arbre ou de l'axe), soit par dilatation thermique (dans le cas de l'alésage ou du moyeu). Ce changement

de dimension est rendu possible car les métaux se contractent ou se dilatent en fonction des variations de température. L'assemblage final est obtenu lorsque les pièces reviennent à la température ambiante.

Le principe fondamental est d'altérer les dimensions d'une des pièces en jouant sur la température (contraction de l'arbre par refroidissement de la pièce frettée, dilatation du moyeu par chauffage de la pièce frettée, ou les deux simultanément). Le frettage est préféré lorsque les pièces sont de grande taille ou lorsque l'utilisation d'une presse n'est pas possible. La figure 4.2 illustre le concept du frettage par contraction ou dilatation. L'avantage majeur de cette méthode est qu'elle élimine le besoin de pièces intermédiaires telles que goupilles ou clavettes, ce qui simplifie l'assemblage et réduit les coûts.

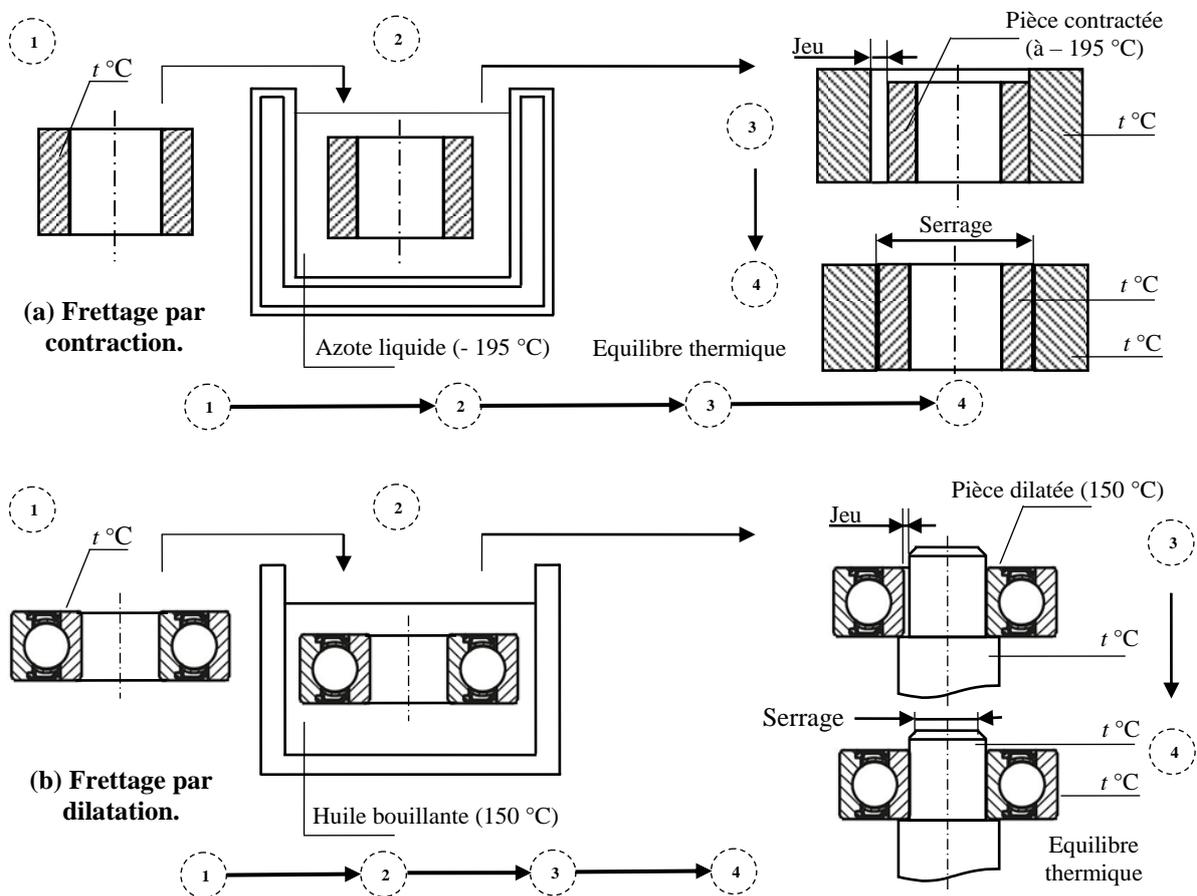


Figure 4.2- Principe de frettage par : (a) contraction, (b) dilatation.

4.2- Tolérances

Dans le domaine de la fabrication mécanique, il peut être difficile d'obtenir des dimensions exactes pour une pièce usinée en raison de divers facteurs, tels que des imperfections dans les machines, les outils, la température d'usinage, les contraintes dans la pièce, les propriétés

élastiques, et autres. Par conséquent, les fabricants doivent établir une plage acceptable de variation des dimensions de la pièce par rapport aux dimensions nominales ou idéales requises. Cela garantit que la fonction de l'assemblage ou du mécanisme sera toujours correctement remplie. Cette plage de variation est ce que l'on appelle la "tolérance," comme illustré dans la figure 4.3. Il est important de noter que plus les limites de tolérance sont étroites, plus la fabrication et le contrôle des pièces sont coûteux.

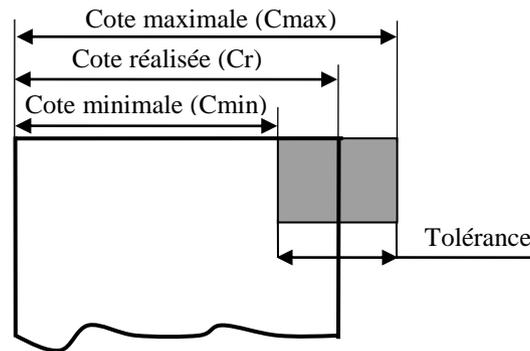


Figure 4.3- Dimension réalisée dans la tolérance.

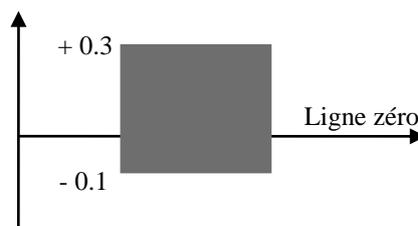
En mécanique courante, selon le système ISO de tolérances, on désigne généralement l'alésage, c'est-à-dire le trou, par une lettre majuscule (A, B,...etc), tandis que l'arbre, c'est-à-dire la pièce qui s'insère dans le trou, est identifié par une lettre minuscule (a, b,...etc). Cependant, certaines positions particulières sont retenues, par exemple :

- ✧ "JS" ou "js" : Il s'agit d'un écart uniformément réparti des deux côtés.
- ✧ "H" ou "h" : Cela signifie un écart s'appuyant sur la cote nominale.

Vous pouvez voir une illustration de cette désignation des tolérances pour l'arbre et l'alésage dans la Figure 4.4.

Exemple :

$\phi 20_{-0.1}^{+0.3} = ES$, $\phi 20_{-0.1}^{+0.3} = es$, dans cet exemple la cote nominale est égale 20 mm.



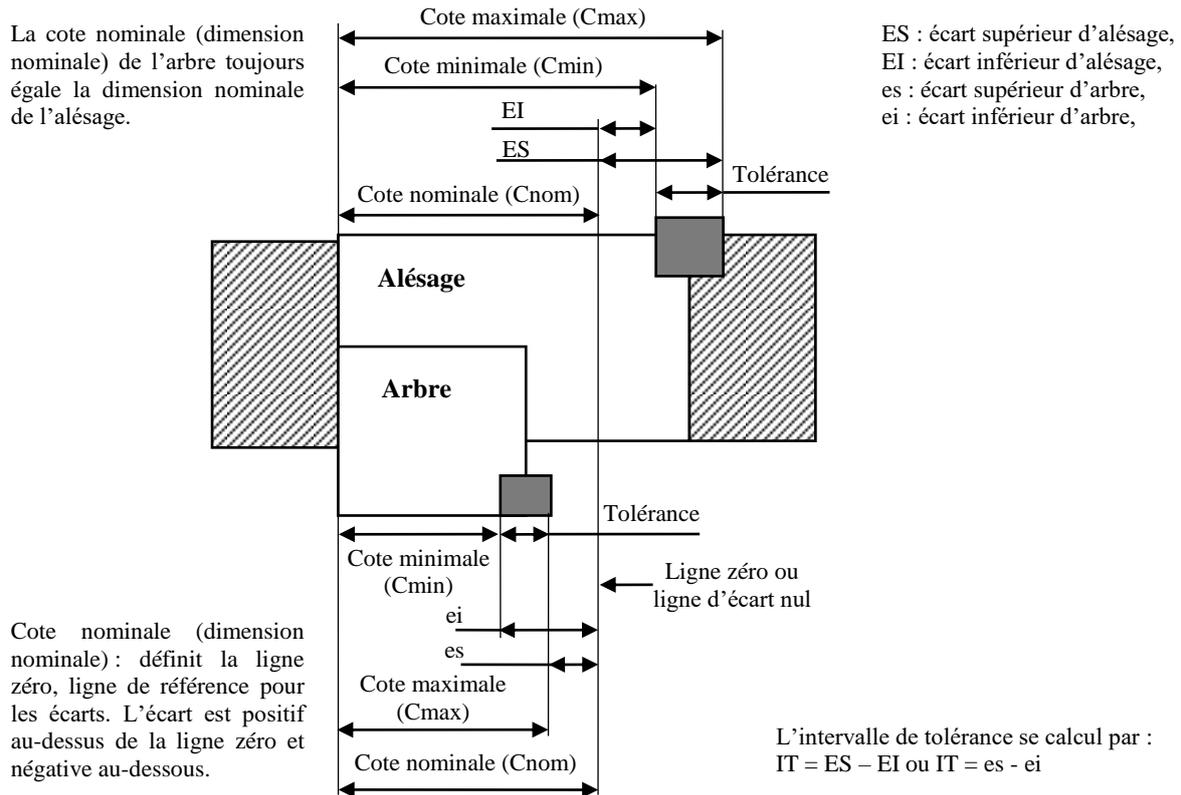
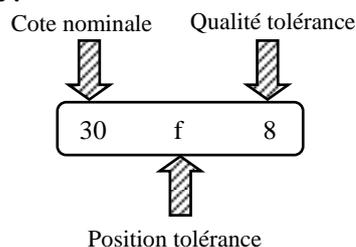


Figure 4.4- Désignation des tolérances pour l'arbre et l'alésage.

La désignation de cote tolérance selon le système ISO comprend les éléments suivants :

- a) La cote nominale : Cette valeur est la même pour l'arbre et l'alésage, et elle représente la dimension théorique de la pièce.
- b) Une lettre pour indiquer la position de la tolérance :
 - ✘ Une lettre majuscule est utilisée pour les alésages (les trous).
 - ✘ Une lettre minuscule est utilisée pour les arbres (les pièces insérées dans les trous).
- c) Un chiffre pour indiquer la qualité de la tolérance :
 - ✘ Plus le chiffre est petit, plus la tolérance est stricte, ce qui signifie que la variation autorisée par rapport à la dimension nominale est plus limitée.

Exemple :



Par exemple, si vous avez la désignation " $\phi 30$ H8 ($\phi 30$ e8)", le chiffre 8 représente l'indice de qualité. Une valeur plus élevée indiquerait une tolérance plus large, tandis qu'une valeur plus basse signifierait une tolérance plus stricte. En d'autres termes, la qualité de la fabrication est d'autant meilleure que les tolérances de fabrication sont plus faibles.

En général, les tolérances sont spécifiées dans les dessins de définition, tandis que les ajustements sont décrits dans les dessins d'ensemble.

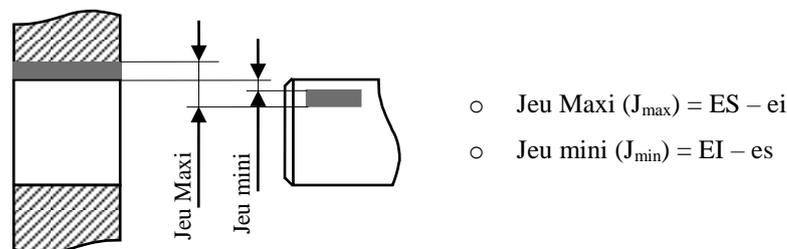
4.3- Ajustements

Un ajustement se réfère à la différence de taille entre deux pièces qui doivent être assemblées. Il existe trois types d'ajustements possibles :

- Un ajustement avec jeu,
- Un ajustement avec serrage,
- Un ajustement incertain.

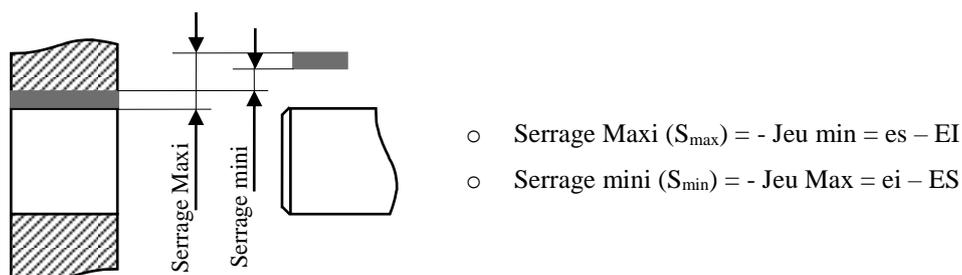
4.3.1- Ajustement avec jeu

La dimension réelle de l'alésage est toujours plus grande que la dimension réelle de l'arbre. Les plages de tolérance ne se superposent pas.



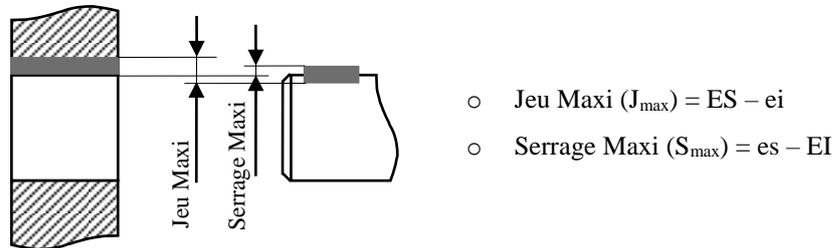
4.3.2- Ajustement avec serrage

La dimension réelle de l'arbre est toujours plus grande que la dimension réelle de l'alésage. Les plages de tolérance ne se chevauchent pas.

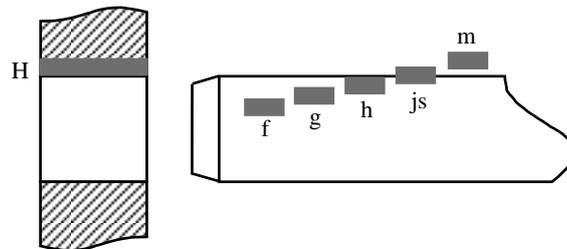


4.3.3- Ajustement incertain

L'ajustement obtenu sera soit avec jeu, soit avec serrage. Les intervalles de tolérance (IT) se chevauchent.



Les zones de tolérance notées H ou h sont alignées avec la ligne zéro, ce qui les classe comme "normales" ($EI = 0$ signifie alésage normal, $es = 0$ signifie arbre normal). Dans le système d'alésage normal, l'alésage est toujours soumis à une tolérance H, tandis que la tolérance de l'arbre dépend de l'ajustement requis.



Le choix des tolérances dépend de l'assemblage souhaité et doit suivre ces règles :

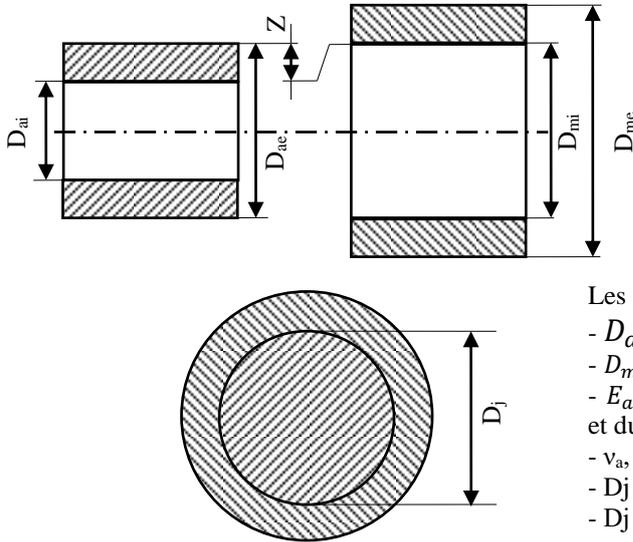
- 1) Pour un assemblage libre avec un grand jeu, utilisez les tolérances H8-e8.
- 2) Pour un assemblage tournant avec un faible jeu, privilégiez les tolérances H8-f7.
- 3) En cas d'assemblage bloqué avec un léger serrage, optez pour les tolérances H7-m6.
- 4) Préférez les ajustements normalisés.
- 5) Utilisez le système à alésage normal H.
- 6) Choisissez une qualité d'alésage égale ou supérieure à celle de l'arbre.

4.4- Calcul d'emmanchement cylindrique

La capacité de transmission d'efforts dans un assemblage fretté dépend du coefficient de frottement, du type de serrage, de la surface de contact et de la rugosité des pièces. Par conséquent, il est important de sélectionner des matériaux résistant aux frottements et aux contraintes pour maintenir la durabilité de l'assemblage au fil du temps.

Le calcul d'un emmanchement cylindrique, qui implique un arbre plein ou creux et un manchon, repose sur des hypothèses simplificatrices essentielles, à savoir :

- Les deux pièces ont la même longueur.
- Les deux pièces sont sous forme de cylindres pleins ou creux, l'arbre représenté par "a" et le moyeu par "m".
- Les deux pièces sont à la même température de service.



- Les grandeurs intervenant dans les calculs sont :
- D_{ai}, D_{ae} : diamètre intérieur et extérieur de l'arbre,
 - D_{mi}, D_{me} : diamètre intérieur et extérieur de moyeu,
 - E_a, E_m : module d'élasticité des matériaux d'arbre et du moyeu,
 - ν_a, ν_m : coefficient de poisson des matériaux,
 - D_j : diamètre de l'emmanchement,
 - $D_j \approx D_{ae} \approx D_{mi}$

Le calcul du serrage diamétral des pièces emmanchées s'effectue en utilisant la formule suivante :

$$Z = D_{ae} - D_{mi} \dots \dots \dots (4.1)$$

Le serrage se produit lorsque le diamètre extérieur de l'arbre (ϵ_{ae}) diminue et que le diamètre intérieur du moyeu (ϵ_{mi}) augmente.

$$Z = \epsilon_{ae} - \epsilon_{mi} \dots \dots \dots (4.2)$$

La déformation de l'arbre :

$$\epsilon_{ae} = D_{ae} \times \frac{P}{E_a} \times \left(\frac{1 + Q_a^2}{1 - Q_a^2} - \frac{1}{\nu_a} \right) \dots \dots \dots (4.3)$$

Où : $K_a = \frac{1}{E_a} \times \left(\frac{1 + Q_a^2}{1 - Q_a^2} - \frac{1}{\nu_a} \right)$

La déformation du moyeu :

$$\epsilon_{mi} = D_{mi} \times \frac{P}{E_m} \times \left(\frac{1 + Q_m^2}{1 - Q_m^2} - \frac{1}{\nu_m} \right) \dots \dots \dots (4.4)$$

Où : $K_m = \frac{1}{E_m} \times \left(\frac{1 + Q_m^2}{1 - Q_m^2} - \frac{1}{\nu_m} \right)$

Les rapports géométriques sont :

$$Q_m = \frac{D_J}{D_{me}}, Q_a = \frac{D_{ai}}{D_J}, D_J \approx D_{ae} \approx D_{mi}$$

La déformation totale devient :

$$Z = D_{ae} \times P \times K_a + D_{mi} \times P \times K_m \dots \dots \dots (4.5)$$

$$Z = D_J \times P \times (K_a + K_m) \dots \dots \dots (4.6)$$

La pression de contact dans l'emmanchement est contrôlée en utilisant la relation suivante :

$$P = \frac{Z}{D_J \times (K_a + K_m)} \leq P_{adm} \dots \dots \dots (4.7)$$

$$P_{adm} = \frac{\sigma_F}{S_F} \times \left(\frac{1 - Q_m^2}{1 + Q_m^2} \right), S_F \approx 1.1 \text{ à } 1.3$$

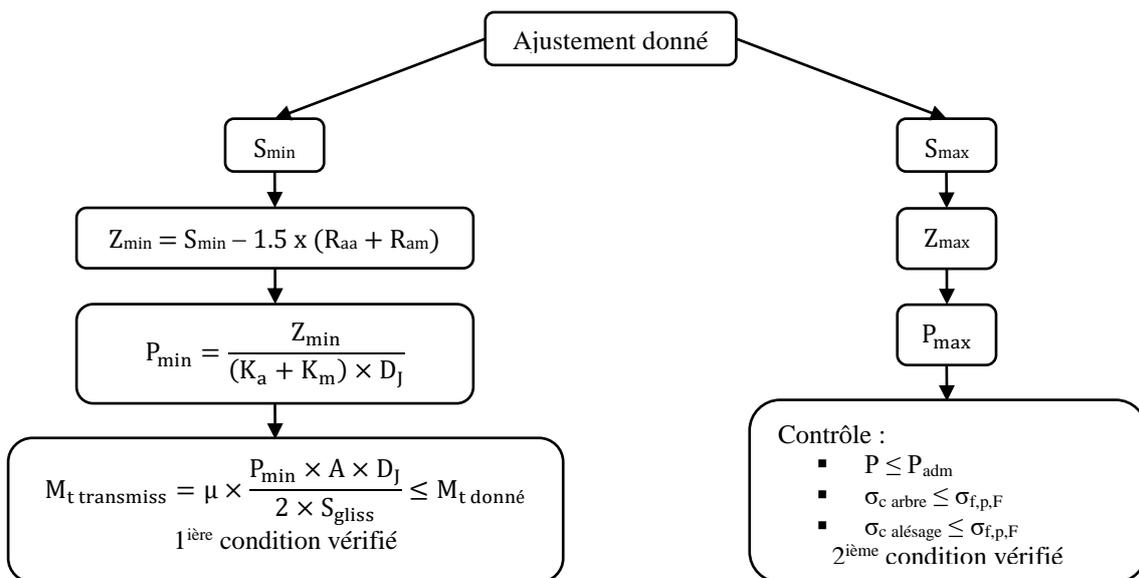
Pour déterminer la pression maximale (P_{max}), on considère la déformation maximale (Z_{max}).

4.4.1- Organigramme récapitulatifs pour le calcul des assemblages frettés

Il y a deux types d'organigrammes récapitulatifs pour le calcul des assemblages frettés.

4.4.1.1- Ajustement donné

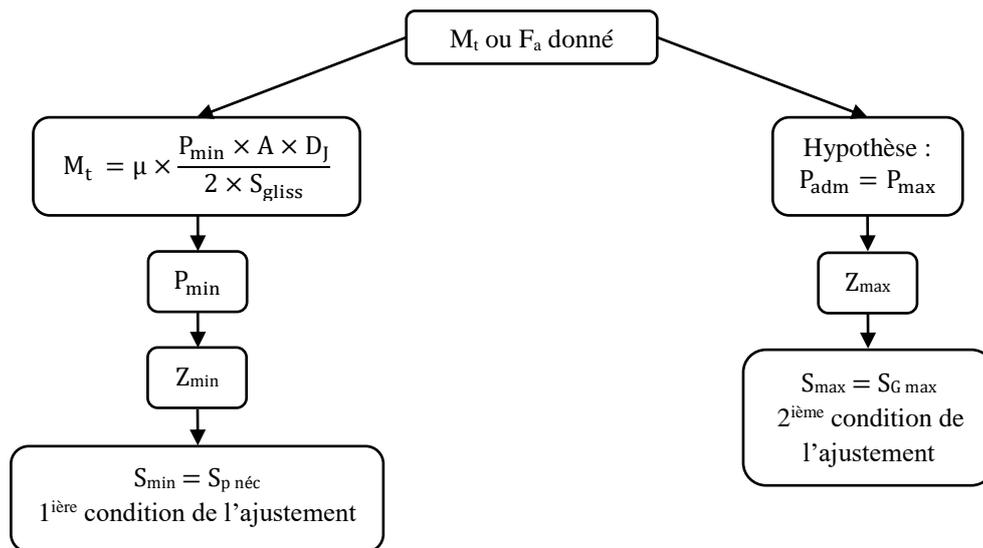
Le contrôle est effectué en fonction de la transmission du couple M_t ou de la force F_a .



Si les deux conditions (1) et (2) sont remplies, alors les conditions pour la transmission du couple M_t sont satisfaites.

4.4.1.2- M_t ou F_a donné

Le contrôle implique de rechercher l'ajustement nécessaire pour la transmission du couple M_t ou de la force F_a .



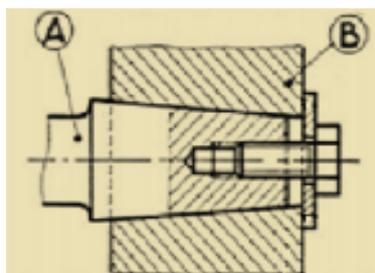
On calcule l'ajustement S_p nécessaire et le $S_{G max}$, puis on détermine le S_{max} de l'ajustement pour effectuer le contrôle de l'emmanchement.

- $P \leq P_{adm}$,
- $\sigma_c \text{ arbre} \leq \sigma_{f,p,F}$
- $\sigma_c \text{ moyeu} \leq \sigma_{f,p,F}$

4.5- Exercices d'application

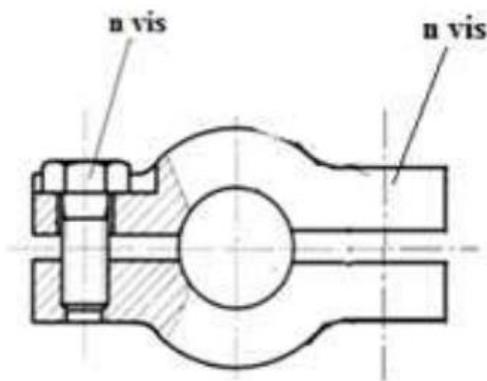
Exercice 01

Considérons le montage en face. La vis assure une force de 400 daN. la conicité des pièces A et B est de 0,34. Sachant que le coefficient de frottement est égal à 0,14. Calculer la pression de contact et le moment transmissible. $D_A = 30$ mm, $D_B = 40$ mm.



Exercice 02

Un accouplement utilisant un collier fondu sur un arbre de diamètre 40 mm transmet un moment de 150 Nm. Le collier est maintenue par deux boulons (à chaque côté). 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.



CHAPITRE 5 :

Éléments d'obstacles

5.1- Goupilles

5.1.1- Définition

Une goupille est une petite tige métallique adaptée pour des assemblages simples et économiques qui supportent des charges modérées. Les goupilles peuvent également servir de dispositif de sécurité en cas de surcharge, car elles sont conçues pour se casser en cas de tension excessive. Ces éléments d'obstacle ont plusieurs usages, notamment pour :

- ✧ Aligner ou positionner deux pièces ou plus (goupilles de positionnement - voir figure 5.1 (a)),
- ✧ Fixer des parties de machines les unes par rapport aux autres (goupilles d'arrêt - voir figure 5.1 (b)), notamment pour attacher des bagues ou des moyeux sur des arbres soumis à des charges légères,
- ✧ Transmettre des forces ou limiter ces forces en permettant la rupture contrôlée de la section résistante de la goupille.

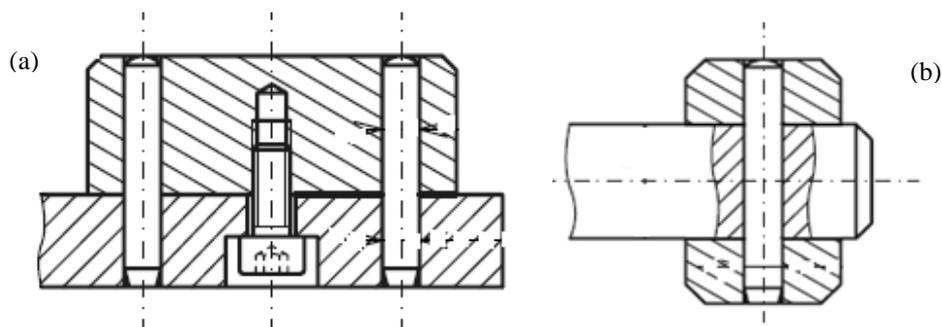


Figure 5.1- Montage des goupilles : (a) d'arrêt, (b) de positionnement.

Pour simplifier l'usinage et le démontage, il est recommandé de :

- ✧ Éviter les trous longs de faible diamètre.
- ✧ Privilégier les trous débouchant.

5.1.2- Principe du montage

Le principe du montage par goupille est le suivant :

- ✗ Les deux pièces sont percées conjointement après l'assemblage.
- ✗ La goupille traverse les deux pièces et doit rester en place dans son logement.

5.1.3- Types de goupilles

Les goupilles existent en plusieurs types et variantes, parmi lesquels on peut citer :

5.1.3.1- Goupille conique

La goupille conique est utilisée pour immobiliser des bagues, des écrous, des trous coniques usinés,...etc (voir figure 5.2). Après l'assemblage des deux pièces, le trou doit être alésé à l'aide d'un alésoir conique.

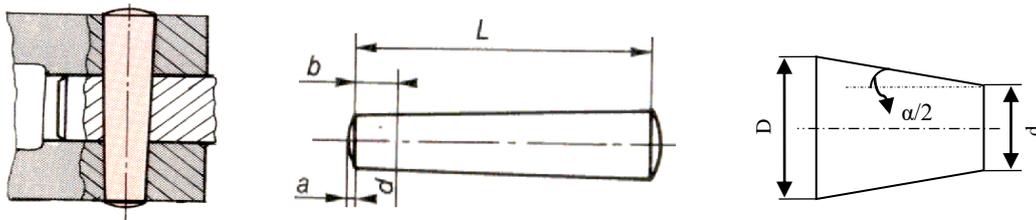


Figure 5.2- Assemblage par goupille conique.

Pour les goupilles coniques, la conicité est définie par :

$$C = \frac{D - d}{L} = 2tg\alpha \dots \dots \dots (5.1)$$

5.1.3.2- Goupille cylindrique

La goupille cylindrique exige un alésage précis des deux pièces assemblées. Elle sert à fixer ou positionner ces pièces. Elles sont généralement fabriquées en acier au chrome-vanadium ou en acier de cémentation traité pour atteindre une dureté d'au moins 60 HRC (voir figure 5.3).

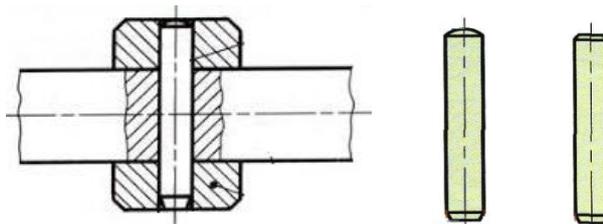


Figure 5.3- Montage par goupille cylindrique.

5.1.3.3- Goupille élastique

La goupille élastique offre un montage simplifié en nécessitant seulement un perçage simple. Elle s'insère dans un trou légèrement plus petit que son diamètre. Ces goupilles élastiques sont fabriquées en acier trempé, résistant efficacement aux forces de cisaillement. Le montage composite est préconisé lorsque des contraintes de cisaillement significatives sont en jeu (voir figure 5.4).

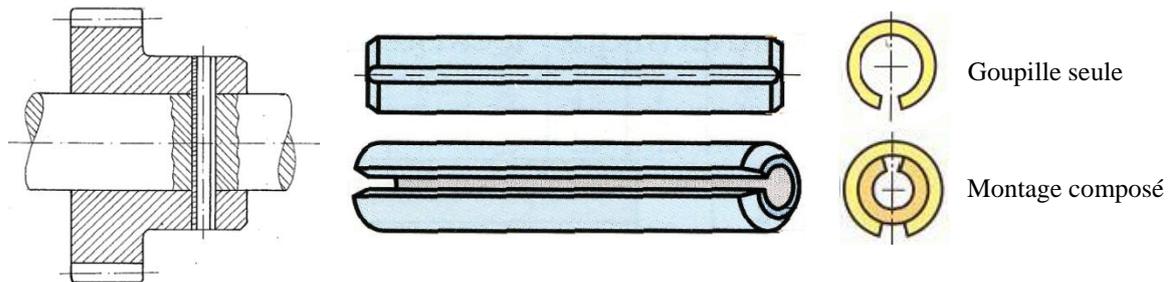


Figure 5.4- Assemblage par goupille élastique.

5.1.3.4- Goupille cannelée

La goupille cannelée (standard) est une tige en acier durci, initialement légèrement plus étroite que le trou dans lequel elle sera insérée. Trois rainures longitudinales ont été formées sur sa surface par refoulement du métal (voir figure 5.5).

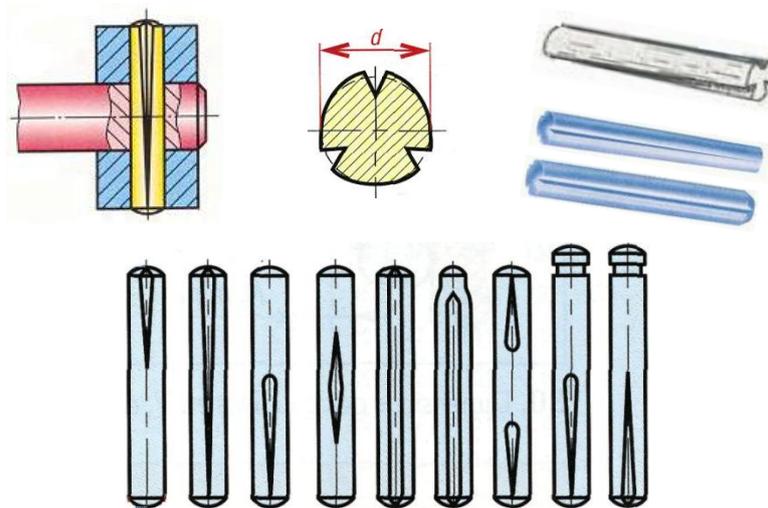


Figure 5.5- Assemblage par goupille cannelée.

5.1.3.5- Goupille fendue

La goupille fendue est composée d'un fil de forme demi-circulaire plié sur lui-même. Sa stabilité est garantie par une déformation permanente, ce qui offre une grande fiabilité à la connexion obtenue (voir figure 5.6). En cas d'extraction, il est nécessaire de la remplacer

plutôt que de la réutiliser. Les deux branches de la goupille peuvent avoir des longueurs différentes pour faciliter leur pliage.

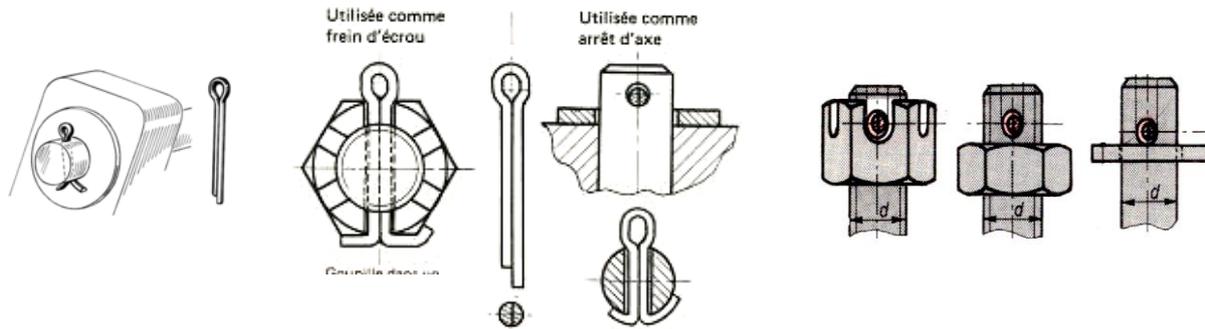


Figure 5.6- Montage par goupille fendue.

5.1.4- Contrôle d'assemblage par goupille

En général, le contrôle de l'assemblage par goupille se résume à mesurer la pression spécifique entre la goupille et les pièces assemblées (l'arbre et le moyeu), ainsi que les contraintes de cisaillement et/ou de flexion.

5.1.4.1- Goupille encastrée en porte-à-faux

La goupille encastrée est utilisée pour supporter des charges appliquées latéralement à l'extérieur du point d'encastrement. La figure 5.7 illustre une goupille encastrée soumise à une charge en porte-à-faux.

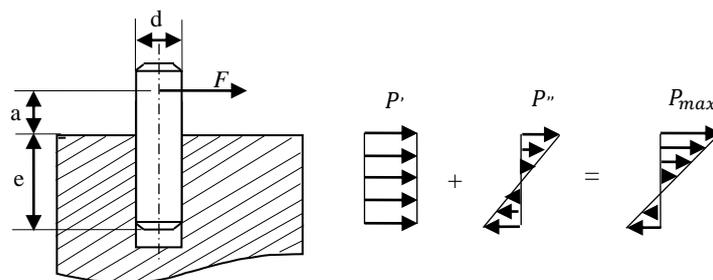


Figure 5.7- Goupille encastrée en porte-à-faux.

La représentation de la pression à l'intérieur de l'encastrement sur une longueur "e" est considérée comme linéaire. La force *F* engendre une pression à l'intérieur de l'encastrement, qui peut être décomposée en :

☞ Une pression *P'* répartie uniformément :

$$P' = \frac{F}{e \times d} \dots \dots \dots (5.2)$$

☞ Une pression P'' répartie linéairement :

$$P'' = \frac{6 \times F \times (a + 0,5 \times e)}{e^2 \times d} \dots \dots \dots (5.3)$$

La pression maximale à l'intérieur de l'encastrement est la somme de ces deux pressions.

$$P_{max} = P' + P'' \dots \dots \dots (5.4)$$

$$P_{max} = \frac{F}{e \times d} \times \left(1 + \frac{6 \times (a + 0,5 \times e)}{e} \right) \dots \dots (5.5)$$

La section la plus sollicitée en flexion se trouve près de l'encastrement. La contrainte de flexion maximale est donnée par :

$$\sigma_f = \frac{M_f}{R_f} = \frac{F \times a}{R_f} \leq \sigma_{f adm} \dots \dots \dots (5.6)$$

En utilisant le moment de résistance à la flexion :

$$R_f = \frac{\pi \times d^3}{32} \dots \dots \dots (5.7)$$

La contrainte de cisaillement est calculée en utilisant la formule :

$$\tau_c = \frac{F_c}{A_c} = \frac{F}{\frac{\pi \times d^2}{4}} = \frac{4 \times F}{\pi \times d^2} \leq \tau_{c adm} \dots \dots \dots (5.8)$$

$$\tau_{c adm} = \frac{2}{3} \times \tau_{t adm} \dots \dots \dots (5.9)$$

5.1.4.2- Goupille transversale

La transmission d'un couple de torsion entre un arbre et un moyeu s'effectue en utilisant une goupille transversale. Ce type d'assemblage est adapté aux pièces de petite taille et à des charges légères (voir figure 5.8).

La goupille subit une contrainte de cisaillement. De plus, les surfaces de la goupille, de l'arbre et du moyeu sont soumises à une pression spécifique. La force tangentielle F exercée sur la circonférence de l'arbre est générée par le couple de torsion M_t en raison de la contrainte de cisaillement dans la section transversale de la goupille. Elle est donnée par :

$$\tau_c = \frac{F_c}{\sum A_c} = \frac{F}{2A} \leq \tau_{c adm} \dots \dots \dots (5.10)$$

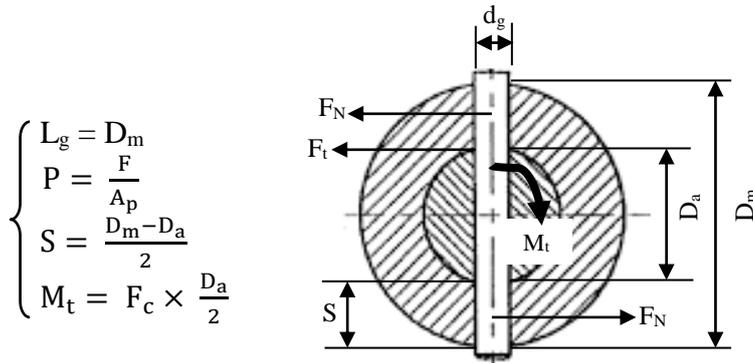


Figure 5.8- Goupille transversale.

La section transversale de la goupille est :

$$A = \frac{\pi \times d^2}{4} \dots \dots \dots (5.11)$$

La force tangentielle est calculée par :

$$F = \frac{2 \times M_t}{D_a} \dots \dots \dots (5.12)$$

Si le couple de torsion est connu, le diamètre de la goupille nécessaire est déterminé par :

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \times M_t}{\pi \times D_a \times \tau_{c adm}}} \dots \dots \dots (5.13)$$

La pression spécifique entre la goupille et l'arbre est considérée comme répartie de manière linéaire. En outre, la pression spécifique entre la goupille et le moyeu est supposée constante.

La pression spécifique maximale est :

☞ Pression entre la goupille et le moyeu :

$$M_t = F_N \times \left(\frac{D_a + S}{2} \right) \dots \dots \dots (5.14)$$

$$P_{g/moy} = \frac{F_N}{2 \times S \times d_g} \dots \dots \dots (5.15)$$

$$P_{g/moy} = \frac{M_t}{(D_a + S) \times S \times d_g} \leq P_{adm} \dots \dots \dots (5.16)$$

Donc :

$$P_{g/moy} = \frac{4 \times M_t}{(D_m^2 - D_a^2) \times d_g} \leq P_{adm} \dots \dots \dots (5.17)$$

☞ Pression entre la goupille et l'arbre :

$$P_{g/arb} = \frac{2 \times M_t}{D_a^2 \times d_g} \leq P_{adm} \dots \dots \dots (5.18)$$

Exemple de désignation normalisée :

Goupille cylindrique d x Lg NF 27 – 487

5.1.4.3- Goupille axiale

La figure 5.9 représentée une goupille axiale.

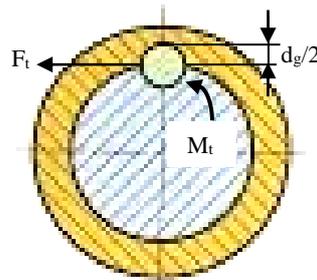


Figure 5.9- Goupille axiale.

Si l'on suppose que la pression spécifique entre la goupille et l'arbre ou le moyeu est uniforme.

☞ Contrainte de cisaillement est :

$$\tau_c = \frac{F_c}{\sum A_c} = \frac{2 \times M_t}{D_a \times d_g \times L_g} \leq \tau_{c adm} \dots \dots \dots (5.19)$$

☞ Pression spécifique goupille/arbre et goupille/moyeu est :

$$P_{g/arb} = P_{g/moy} = \frac{F}{A_{projeté}} = \frac{2 \times M_t}{D_a \times \frac{d_g}{2} \times L_g} = \frac{4 \times M_t}{D_a \times d_g \times L_g} \leq P_{adm} \dots \dots \dots (5.20)$$

5.2- Clavettes

5.2.1- Définition

Les clavetages sont essentiellement des liaisons créées par un obstacle. Cependant, la stabilité de la pièce d'assemblage, qui forme cet obstacle (la clavette), est atteinte par un ajustement serré, assurant ainsi une adhérence solide.

Les clavettes sont couramment utilisées pour joindre un arbre et un composant de machine tel qu'une poulie, un volant, ou un engrenage, afin de transférer un couple supérieur à ce qui serait possible avec des goupilles. C'est une solution pratique et économique, particulièrement adaptée aux assemblages à rotation lente. Pour réaliser cette union, des rainures parallèles à l'axe doivent être usinées, une dans l'arbre et l'autre dans le moyeu (la rainure dans le moyeu doit être traversant pour des raisons de fabrication). Vous pouvez consulter la figure 5.10 pour une vue d'ensemble des différents types de clavettes.

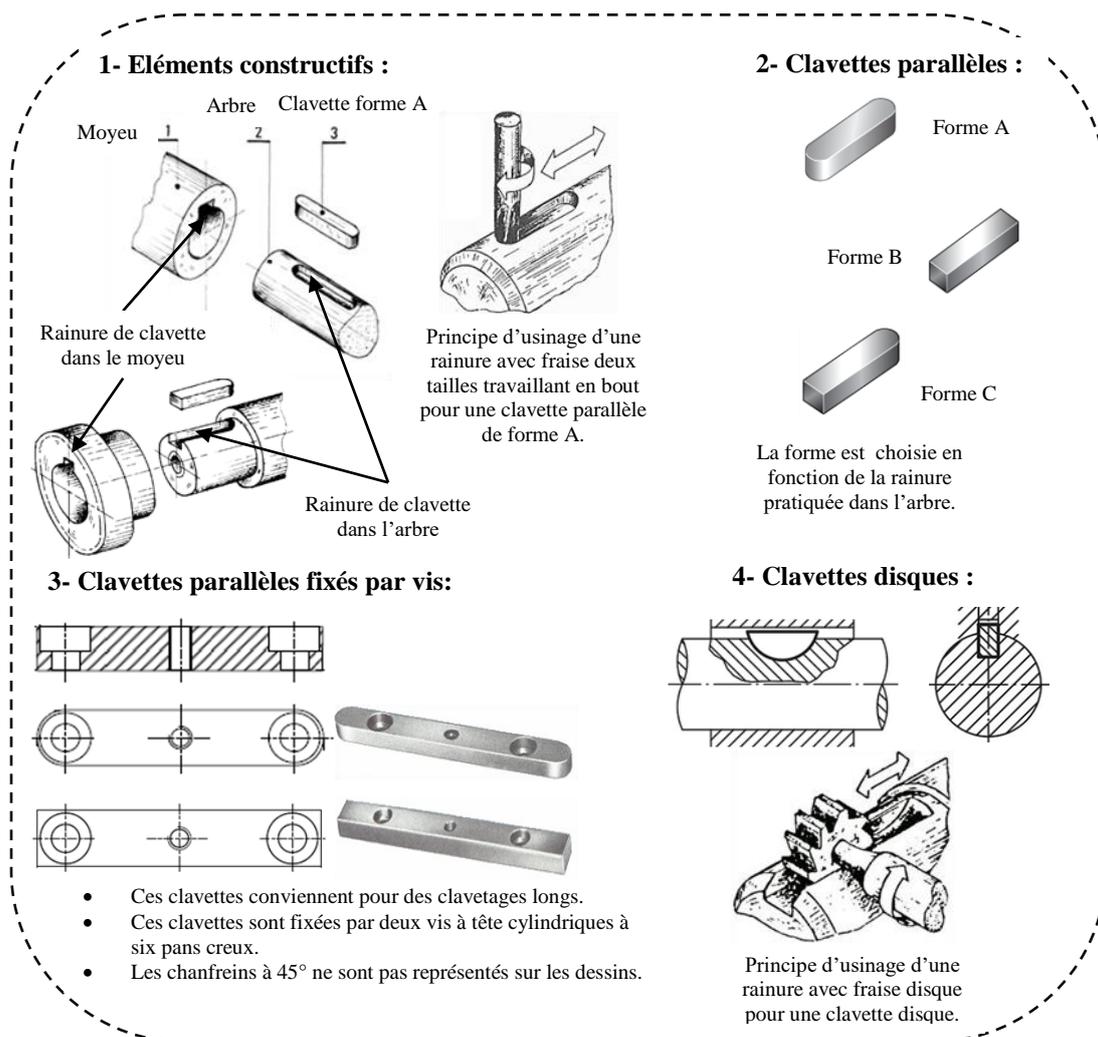


Figure 5.10- Description des différentes clavettes.

En règle générale, lors de l'assemblage avec une clavette, il est courant d'appliquer un léger serrage, ce qui signifie que le trou est légèrement plus petit que le diamètre de l'arbre, afin de prévenir toute excentricité ou jeu lors de la rotation.

5.2.2- Classification du clavetage

En fonction de leur forme, de leur position et de leur méthode d'assemblage, les clavettes présentent diverses variantes, parmi lesquelles on peut citer les clavettes parallèles, les clavettes tangentielles, les clavettes disques, les clavettes bateau, etc. Les catégories les plus couramment utilisées comprennent :

5.2.2.1- Clavettes parallèles

Les clavettes parallèles ont généralement une forme rectangulaire et sont adaptées pour des assemblages courts où la longueur de la clavette (L) est telle que $L \leq 1,5 \times$ le diamètre de l'arbre (d). Typiquement, ces clavettes sont fabriquées en acier, avec des nuances courantes telles que Ac 50 et Ac 60. Les normes NF et DIN, qui s'alignent sur les spécifications de l'ISO, définissent plusieurs types de clavettes. Elles retiennent principalement trois types (voir figure 5.11) :

- ❖ Clavette parallèle à bouts arrondis, forme A,
- ❖ Clavette parallèle à extrémités planes, forme B,
- ❖ Clavette parallèle avec une extrémité plane et l'autre bout arrondi, forme C.

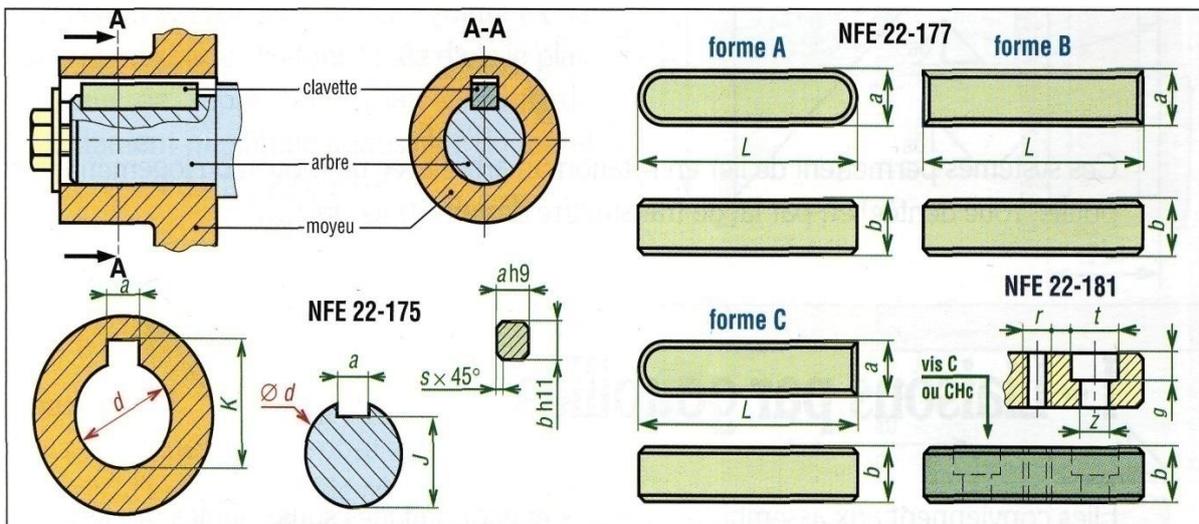


Figure 5.11- Formes des clavettes normalisées et clavetage parallèle.

Le moyeu est uniquement fixé pour tourner. En raison du léger espace entre la clavette et la rainure dans le moyeu, le moyeu peut glisser le long de l'arbre. Les tolérances de largeur b de la rainure dans l'arbre et dans le moyeu sont les suivantes :

- ☞ Pour un assemblage avec jeu (clavetage libre), utilisez H9/H9,
- ☞ Pour un assemblage avec un ajustement légèrement serré (clavetage légèrement serré), optez pour N9/JS9,
- ☞ Pour un assemblage serré (clavetage serré), les tolérances à appliquer sont P9/P9.

Exemple de désignation :

- * clavette parallèle, forme A, $b \times h \times L$ NF E 22-177,
- * clavette parallèle, forme B, $14 \times 9 \times 50$ NF E 22-177.

5.2.2.2- Clavettes inclinées

La liaison par clavette inclinée est adaptée aux assemblages cylindriques. Dans ce type d'assemblage, à la fois l'arbre et le moyeu sont pourvus de rainures, et le fond de la rainure dans le moyeu est incliné à un angle de 1% par rapport à l'axe de l'arbre (voir figure 5.12). Les clavettes inclinées sont généralement utilisées pour des applications où le couple de torsion varie de manière modérée. Cependant, elles ont l'inconvénient de décaler légèrement le moyeu par rapport à l'arbre. Elles sont principalement réservées à des applications telles que les équipements de levage et les machines agricoles.

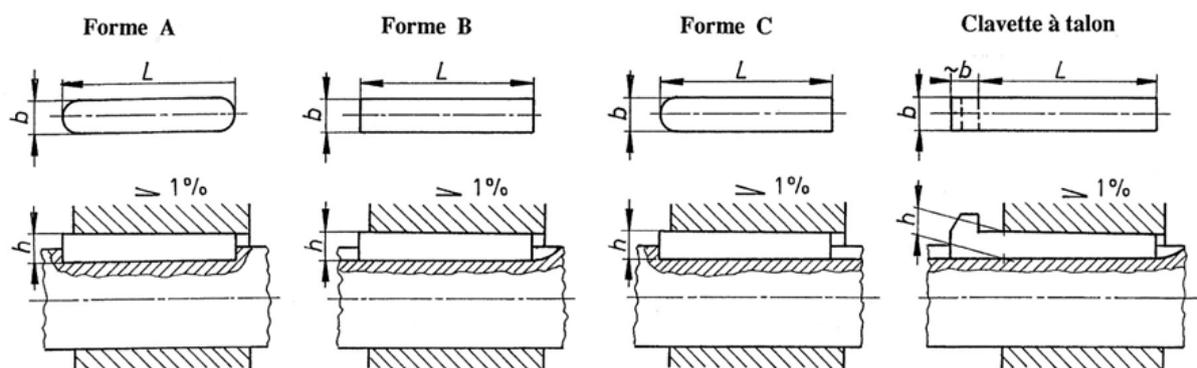


Figure 5.12- Clavetage par clavettes inclinées.

5.2.3- Contrôle d'assemblage par clavette parallèle

La figure 5.13 illustre une clavette parallèle ainsi que ses dimensions.

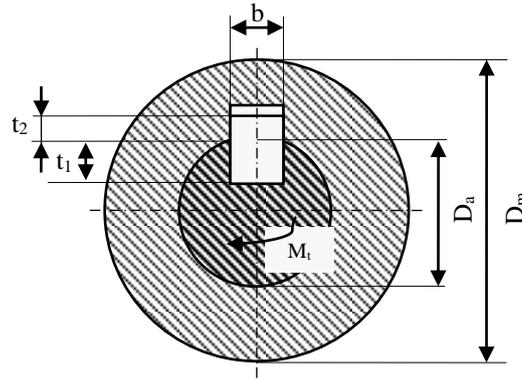


Figure 5.13- Clavette parallèle et leurs dimensions.

Le choix de la clavette dépend du diamètre de l'arbre (voir la fiche).

Exemple : $\phi_{arb} = 10 \text{ mm} \Rightarrow b = h = 5 \text{ mm}$, $t_1 = 3 \text{ mm}$ et $t_2 = 2,3 \text{ mm}$.

5.2.3.1- Pression spécifique

En supposant que la pression est répartie uniformément entre la clavette, l'arbre et le moyeu, le couple de torsion peut s'exprimer en fonction de la force tangentielle par la relation suivante :

$$M_t = 0,5 \times D_a \times F_t \dots \dots \dots (5.21)$$

Les aires de contact entre la clavette et l'arbre (A_a), ainsi qu'entre la clavette et le moyeu (A_m) se calculent de la manière suivante :

$$\begin{cases} A_a = L_u \times t_1 \\ \text{et} \\ A_m = L_u \times t_2 \end{cases} \quad \text{Où :}$$

- L_u : la longueur utile (c'est-à-dire la véritable longueur de contact) (figure 5.14),
- t_1 : hauteur de contact entre la clavette et l'arbre,
- t_2 : hauteur de contact entre la clavette et le moyeu.

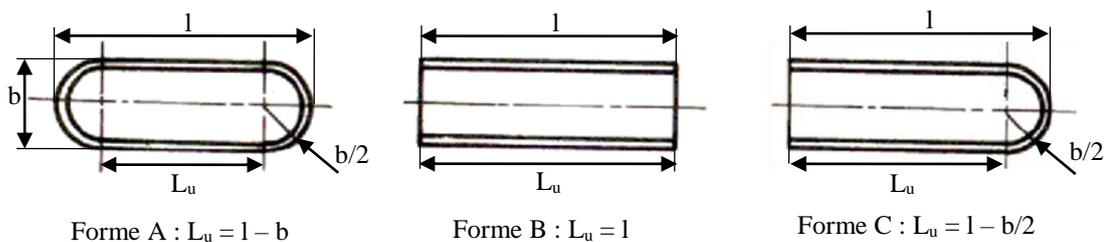


Figure 5.14- Longueur utile de la clavette parallèle.

La pression moyenne se calcule en utilisant les formules suivantes :

$$P_{cl/ar} = \frac{F_t}{A_a} = \frac{2 \times M_t}{D_a \times t_1 \times L_u \times i} \leq P_{adm/cl/ar} \dots \dots \dots (5.22)$$

$$P_{cl/moy} = \frac{F_t}{A_m} = \frac{2 \times M_t}{D_a \times t_2 \times L_u \times i} \leq P_{adm/cl/moy} \dots \dots \dots (5.23)$$

i : le nombre de clavettes (généralement une ou éventuellement deux, placées à 120 degrés l'une par rapport à l'autre) est pris en compte pour la vérification, en se basant sur le matériau le moins résistant.

5.2.3.2- Contrainte de cisaillement de la clavette

La section cisailée se calcule par : $A_{ac} = b \times L_u$, et la contrainte moyenne de cisaillement est alors donnée par :

$$\tau_{c\ moy/en/cl} = \frac{F_t}{A_c} = \frac{2 \times M_t}{D_a \times b \times L_u \times i} \leq \tau_{c\ adm} \dots \dots \dots (5.24)$$

5.2.3.3- Contrainte de torsion de l'arbre

Pour un arbre équipé d'une seule clavette, le diamètre de ce cercle est donné par : $d_1 = d - t_1$. De plus, le module de résistance à la torsion se calcule comme suit :

$$R_{t1} = \frac{\pi d_1^3}{16} \dots \dots \dots (5.25)$$

La contrainte de torsion se calcule de la manière suivante :

$$\tau_t = \frac{M_t}{R_{t1}} = \frac{16 \times M_t}{\pi d_1^3} \dots \dots \dots (5.26)$$

5.3- Cannelures

5.3.1- Définition

Les cannelures sont un type d'assemblage à clavettes multiples où les clavettes font partie intégrante de l'arbre. Elles permettent de transmettre des couples plus importants que ce que les clavettes classiques permettent. Il est essentiel que le couple de torsion soit uniformément réparti sur toutes les faces portantes des cannelures. Ce type d'assemblage est nécessaire lorsque le déplacement axial des éléments de la machine est requis. Les cannelures sont usuellement taillées dans l'arbre, et leur nombre est toujours pair. Elles sont fréquemment utilisées dans des composants tels que les roues dentées, les boîtes de vitesses, les disques d'embrayage,...etc.

5.3.2- Classification des cannelures

On peut identifier différents types d'assemblages utilisant des cannelures et des dentelures (voir figure 5.15) :

- ❖ Cannelures à flancs parallèles,
- ❖ Cannelures à flancs en développante de cercle,
- ❖ Dentelures rectilignes,
- ❖ Dentelure petite commande.

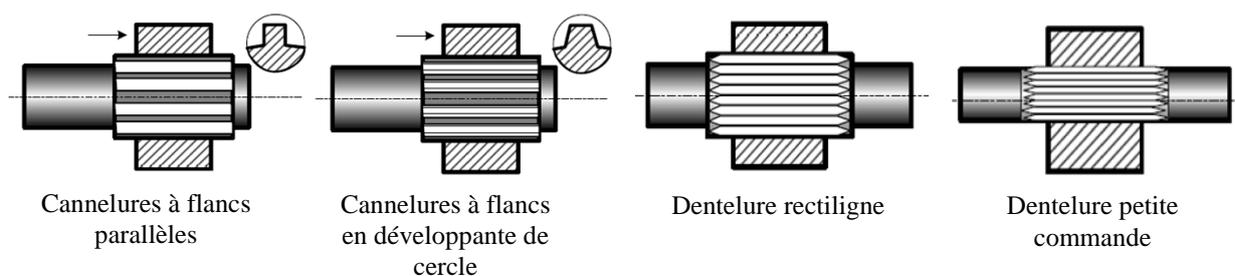


Figure 5.15- Types des dentelures et cannelures.

5.3.2.1- Cannelures à flancs parallèles

Ces cannelures sont anciennes et basiques. Cependant, en raison d'un centrage peu précis, elles ne conviennent pas aux rotations à grande vitesse. On les trouve encore en usage pour les petites séries (voir figure 5.16).

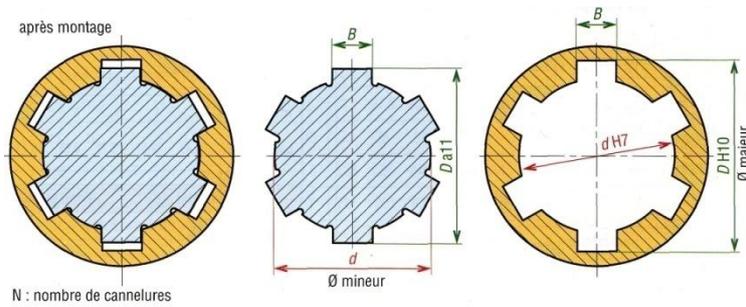


Figure 5.16- Cannelures à cotés parallèles.

Les normes définissent trois séries de cannelures à flancs parallèles (voir figure 5.17) :

- ❏ Série légère, principalement pour les assemblages fixes, avec un centrage basé sur le diamètre d .
- ❏ Série moyenne, adaptée aux assemblages glissants sans charge, avec un centrage également basé sur le diamètre d .
- ❏ Série forte, conçue pour les assemblages glissants sous charge, avec le centrage dépendant du diamètre D .

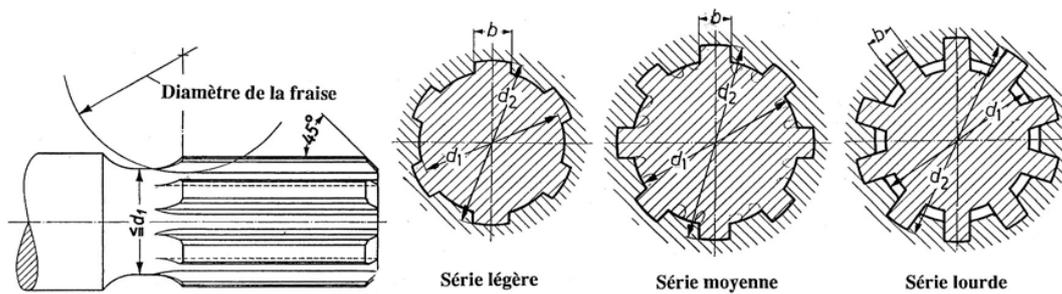


Figure 5.17- Arbres et moyeux cannelés des séries : légère, moyenne et lourde.

5.3.2.2- Cannelures à flancs en développante de cercle

Ces cannelures conviennent à des vitesses de rotation plus élevées, tout en offrant une meilleure résistance et une réduction du bruit par rapport aux cannelures précédentes (voir figure 5.18).

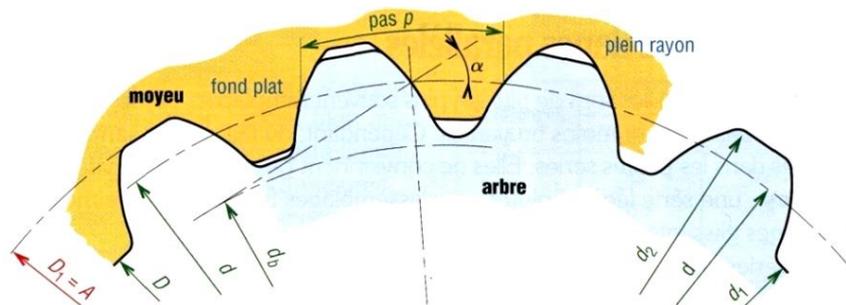


Figure 5.18- Cannelures à flancs en développante de cercle (NF E 22-141).

5.3.3- Contrôle des assemblages par cannelures

Pour prendre en compte les imperfections d'usinage et les déformations sous charges, on considère que seulement 75 % de la surface assure la transmission du couple. Cette surface portante est :

$$A_{portante} = \frac{3}{4} \times h_1 \times L_u \times n \dots \dots \dots (5.27)$$

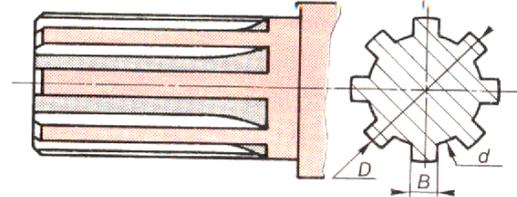
Où :

h_1 : hauteur réelle de contact,

n : nombre de cannelures selon normes.

L_u : longueur portante (utile) entre l'arbre et le moyeu :

$$L_u \approx 1,5 \text{ à } 2,5 \times d.$$



5.3.3.1- Pression spécifique

Si nous supposons une pression spécifique P constante :

$$P = \frac{F_N}{A_{portante}} = \frac{2 \times M_t}{d_m \times 0,75 \times h_1 \times L_u \times n} \leq P_{adm} \dots \dots (5.28)$$

Où :

- $S = 0,75 \times h_1 \times n$
- $d_m = \frac{D+d}{2}$

$$P = \frac{2 \times M_t}{d_m \times S \times L_u} \leq P_{adm} \dots \dots \dots (5.29)$$

5.3.3.2- Contrainte de cisaillement

Chaque cannelure subit une force tangentielle qui engendre un cisaillement dans la zone d'encastrement.

$$\tau_c = \frac{2 \times M_t}{d_m \times B \times L_u \times n} \leq \tau_{c adm} \dots \dots \dots (5.30)$$

5.3.3.3- Contrainte de torsion de l'arbre

Cette contrainte sera contrôlée au niveau du noyau de l'arbre.

$$\tau_t = \frac{M_t}{R_t} = \frac{16 \times M_t}{\pi \times d^3} \leq \tau_{t adm} \dots \dots \dots (5.31)$$

Désignation normalisée :

Arbre (ou moyeu) cannelé à flancs parallèles $n \times d \times D$; NF E 22-131 (tableau 5.1)

Exemple :

- Arbre cannelé à flancs parallèles 6 x 28 x 34 ; NF E 22-131

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
	56	62	10	12		32	38	6	14,4		42	52	6	30
10	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		
	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.					10	72	82	12	30	16	92	102	7	60
						82	92	12	30		102	115	8	82
						92	102	14	30		112	125	9	82
						102	112	16	30		* Emploi à éviter.			
						112	125	18	41					

Tableau 5.1- Normalisation des cannelures à flancs parallèles (NF E 123-131).

5.4- Ressorts

5.4.1- Fonction des ressorts

Un ressort est un composant élastique conçu pour subir une déformation significative tout en demeurant dans sa plage élastique. Il retrouve sa forme d'origine après avoir été déformé. En raison de leur flexibilité et de leur simplicité, les ressorts se distinguent nettement des autres composants mécaniques, où l'on cherche généralement à réduire les déformations sous charge. En principe, un ressort peut être fabriqué à partir d'un simple fil de fer façonné.

Les ressorts sont principalement utilisés pour les applications suivantes :

- ☒ Absorber et amortir les chocs, comme dans le cas des suspensions de véhicules.
- ☒ Exercer des forces de rappel, comme les ressorts de soupape.
- ☒ Stocker et restituer de l'énergie, par exemple, les ressorts de montre.
- ☒ Mesurer une charge, comme une balance le fait.

5.4.2- Matériaux des ressorts

Les ressorts sont couramment fabriqués à partir de divers matériaux, notamment : aciers au nickel, aciers trempés, aciers inoxydables, bronze, laiton, cuivre, et d'autres matériaux similaires.

5.4.3- Types des ressorts

On distingue principalement quatre catégories de ressorts : les ressorts plats, les ressorts cylindriques, les ressorts coniques et les ressorts en forme de rondelles. Il est également possible de les classer en fonction des types de sollicitation qu'ils subissent, tels que la traction, la compression, la torsion ou la flexion.

5.4.3.1- Ressorts à plats

Dans cette catégorie de ressorts, on distingue deux types : les ressorts à lames et les ressorts en spirale. Le premier type, les ressorts à lames, est soumis à la flexion, et il peut être composé de plusieurs lames en flexion (voir figure 5.19(a)). Ces ressorts sont utilisés dans les suspensions des véhicules, tels que les voitures et les camions.

Le deuxième type, illustré dans la figure 5.19(b), exerce un couple de torsion de rappel, comme dans le mécanisme des montres.

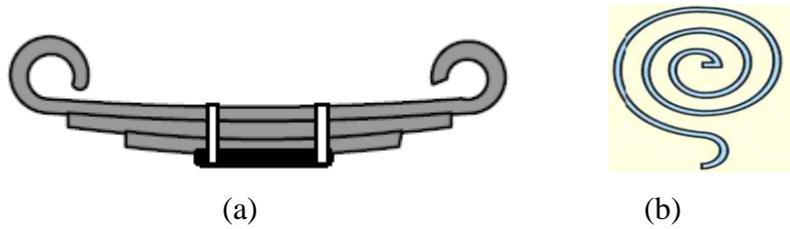


Figure 5.19- Ressort à plats : (a) à lame, (b) spirale.

5.4.3.2- Ressorts cylindriques hélicoïdaux

En fonction de l'application, ce type de ressort est conçu pour supporter des charges de compression, de traction ou de torsion, comme indiqué dans la figure 5.20. Ces ressorts sont généralement fabriqués à partir de fil rond, carré ou rectangulaire.

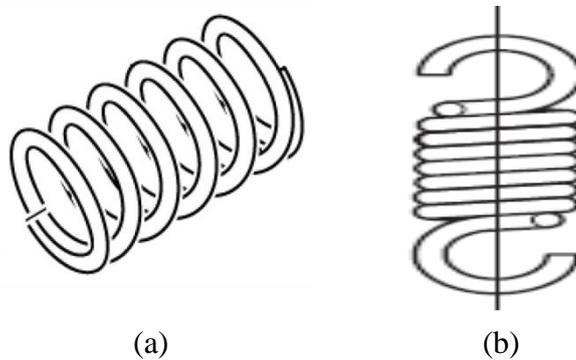


Figure 5.20- Ressort cylindrique hélicoïdal : (a) compression, (b) traction.

5.4.3.3- Ressorts coniques hélicoïdaux

Ce type de ressort présente un rayon d'enroulement variable entre les spires, ce qui lui confère sa forme conique, comme illustré dans la figure 5.21.

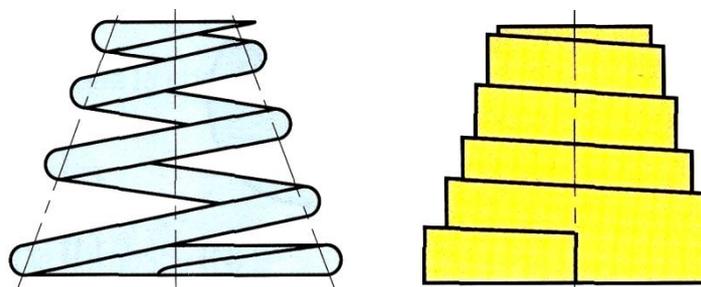


Figure 5.21- Ressort conique hélicoïdal.

5.4.3.4- Ressorts à disque (rondelles : Belleville)

Les rondelles Belleville sont des ressorts circulaires courbés à leurs extrémités, prenant une forme tronconique. On peut les utiliser de différentes manières, soit en les empilant en série,

en parallèle, ou même en combinant les deux approches (voir figure 5.22). Ces ressorts sont sollicités axialement et offrent la possibilité de concevoir des dispositifs de ressorts compacts capables de supporter des charges importantes.

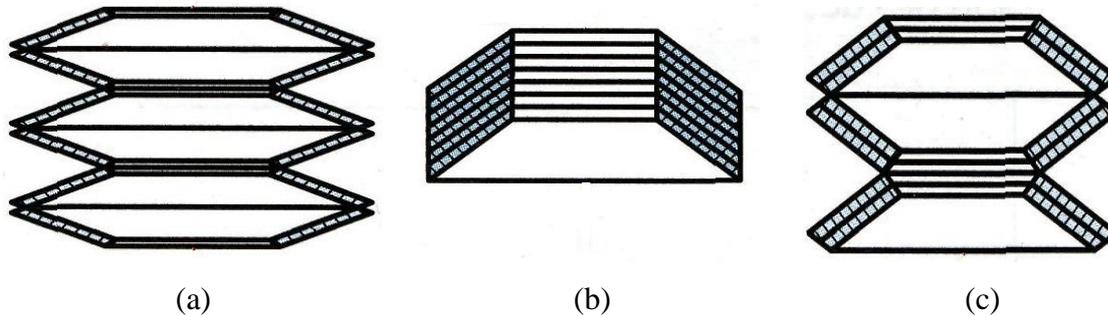


Figure 5.22- Ressort à disque : (a) en série (b) en parallèle et (c) en série et en parallèle.

5.4.4- Caractéristiques des ressorts

5.4.4.1- Caractéristiques géométriques

La figure 5.23 illustre les caractéristiques géométriques d'un ressort.

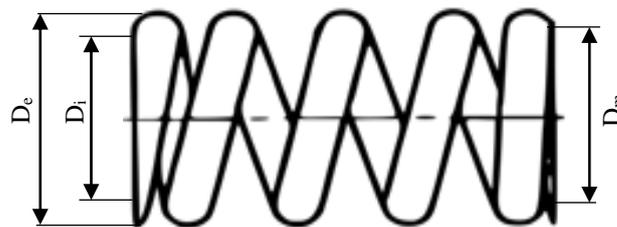


Figure 5.23- Caractéristiques géométriques de ressort.

- ☞ D_m : diamètre moyen d'enroulement,
- ☞ D_e : diamètre extérieur $D_e = D_i + 2 \times d$,
- ☞ D_i : diamètre intérieur $D_i = D_m - d$,
- ☞ d : diamètre du fil.

5.4.4.2- Caractéristiques mécaniques

- ⊙ Constante d'élasticité C (raideur) : ce paramètre détermine la résistance du ressort lors de sa compression,
- ⊙ Constante de flexibilité : $\varphi = \frac{1}{C}$

5.4.5- Critères de contrôle

5.4.5.1- Critère de résistance

$\sigma(\tau) \leq \sigma_{adm}(\tau_{adm})$: À partir de cette inégalité, on peut déduire la valeur de la force admissible (moment admissible).

5.4.5.2- Critère de fonctionnement

$$f \leq f_{adm}$$

5.4.5.3- Etude de quelques cas

a) Ressorts soumis à la traction

☞ Ressort en caoutchouc

$$\sigma_t = \frac{F}{A} \leq \sigma_{t adm} \dots \dots \dots (5.32)$$

On a: $\sigma = \varepsilon \times E = \frac{\Delta l}{l_0} \times E = \frac{F}{A}$

$$\Delta l = \frac{F \times l_0}{E \times A} \dots \dots \dots (5.33)$$

La déformation du ressort est presque proportionnelle à la force lors de la charge. Cependant, lors de la décharge, le frottement interne l'empêche de retrouver précisément ses dimensions initiales.

b) Ressorts soumis à la flexion

• Ressort à lame encastrée

Critère de résistance :

$$\sigma_f = \frac{6 \times F \times L}{b \times h^2} \leq \sigma_{f adm} \dots \dots \dots (5.34)$$

$$F \leq \frac{b \times h^2 \times \sigma_{f adm}}{6 \times L} \dots \dots \dots (5.35)$$

- L : longueur de la lame,
- b : largeur de la lame au niveau de l'encastrement,
- h : épaisseur de la lame.

Critère de fonctionnement :

$$f = \frac{4 \times F \times L^3}{b \times E \times h^3} \dots \dots \dots (5.36)$$

$$f \leq \frac{2}{3} \times \frac{L^2 \times \sigma_{f adm}}{E \times h} \dots \dots \dots (5.37)$$

- **Ressort à lame trapézoïdale**

Critère de résistance :

$$\sigma_f = \frac{6 \times F \times L}{b \times h^2} \leq \sigma_{f adm} \dots \dots \dots (5.38)$$

$$F \leq \frac{b \times h^2 \times \sigma_{f adm}}{6 \times L} \dots \dots \dots (5.39)$$

Critère de fonctionnement :

$$f = K_1 \times \frac{4 \times F \times L^3}{b \times E \times h^3} \dots \dots \dots (5.40)$$

$$f \leq \frac{2}{3} \times K_1 \times \frac{L^2 \times \sigma_{f adm}}{E \times h} \dots \dots \dots (5.41)$$

Avec :

K_1 : Coefficient de forme.

- **Ressort à lames parallèles**

Critère de résistance :

$$\sigma_f = \frac{6 \times F \times \frac{L}{2}}{b \times h^2} \leq \sigma_{f adm} \dots \dots \dots (5.42)$$

$$F \leq \frac{b \times h^2 \times \sigma_{f adm}}{3 \times L} \dots \dots \dots (5.43)$$

Critère de fonctionnement :

$$f = \frac{F \times L^3}{b \times E \times h^3} \dots \dots \dots (5.44)$$

$$f \leq \frac{1}{3} \times \frac{L^2 \times \sigma_{f adm}}{E \times h} \dots \dots \dots (5.45)$$

- **Ressort à lames multiples**

Ce type des ressorts sont généralement utilisés pour les charges élevées.

Critère de résistance :

$$\sigma_f = \frac{6 \times F \times L}{4 \times n \times b \times h^2} \leq \sigma_{f adm} \dots \dots \dots (5.46)$$

$$F \leq \frac{b \times h^2 \times \sigma_{f adm}}{6 \times L} \dots \dots \dots (5.47)$$

Avec :

n : nombre de lames.

Critère de fonctionnement :

$$f = K_1 \times \frac{F \times L^3}{4 \times n \times b \times E \times h^3} \dots \dots \dots (5.48)$$

Avec :

✖ K_1 : Coefficient de forme.

Désignation normalisée d'un ressort :

Ressort cylindrique de compression (traction) : A d x D_e x i_t, NF

Où :

- ✧ A : Classe,
- ✧ d : diamètre du fil,
- ✧ D_e: diamètre extérieur du ressort,
- ✧ i_t : nombre de spire total.

Le choix d'un ressort normalisé se base sur la constante de raideur.

5.5- Exercices d'application

Exercice N° 01 :

Une goupille cylindrique encastrée dans un support est soumise à une charge F (figure 1).

Déterminer et contrôler les contraintes suivantes :

1. Pression spécifique maximale dans l'encastrement,
2. Contrainte de flexion,
3. Contrainte de cisaillement.

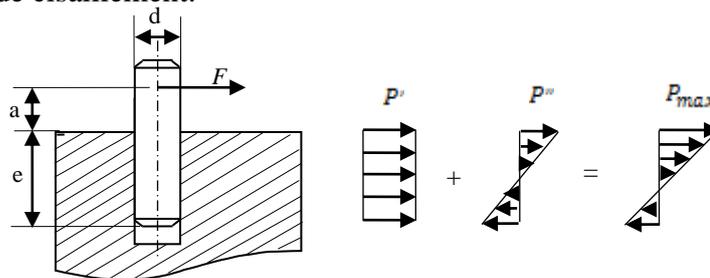


Figure 1.

Données :

$$F = 300 \text{ N}, e = 20 \text{ mm}, a = 30 \text{ mm}, d = 8 \text{ mm},$$

Matériaux: Support en Ac42-2, et goupille en Ac60, $S_E = 2$, $P_{adm} = 0,7 \times \sigma_{t adm}$

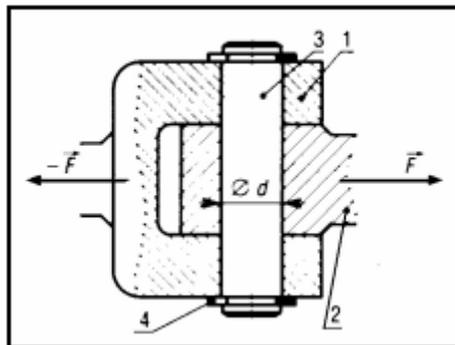
$$M_t = 9555 \times \frac{P}{n}$$

$$\tau_{c \text{ moyen/cl}} = \frac{F_t}{A_c} = \frac{2 \times M_t}{d_a \times b \times L_u \times i} \leq \tau_{c adm}$$

$$P_{max} = \frac{F}{e \times d} \times \left(1 + \frac{6 \times (a + 0,5 \times e)}{e} \right)$$

Exercice N° 02 :

L'articulation cylindrique proposée sur la figure suivante, assure la liaison entre les solides 1 et 2 au moyen d'un axe 3 (articulation en chape). L'arrêt en translation de l'axe est assuré par deux circlips 4. La résistance admissible au cisaillement de l'axe est de 80 N/mm^2 . L'effort maximum supporté par la liaison est de 110000 N . Déterminer le diamètre de l'axe.

**Exercice N° 03 :**

Destiner la longueur d'une clavette parallèle de forme A et établir sa désignation normalisée. Toutefois, vérifier la contrainte de cisaillement.

Cas de charge II, $P = 0,3 \text{ kW}$, $n = 500 \text{ tr/min}$, $d_{ar} = 11 \text{ mm}$, $b = 4 \text{ mm}$, $S_E = 2,5$

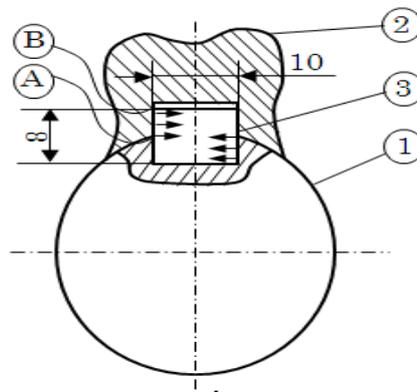
Matériau : Ac50-2 [arbre, moyeu et clavette]

Exercice N° 04 :

On considère un arbre transmettant un mouvement de rotation à un moyeu par l'intermédiaire d'une clavette. L'arbre cylindrique, de diamètre $d = 32 \text{ mm}$, est en acier XC18 pour lequel $R_e = 265 \text{ Mpa}$. Le couple transmis à une valeur $C = 65 \text{ Nm}$. On se propose de déterminer la longueur d'une clavette parallèle, forme B (à bout plat), de section 10×8 , en

acier $E24$ pour lequel $\tau_{pe} = 108 \text{ Mpa}$. On adopte un coefficient de sécurité $s = 3$. La pression maximale admissible au matage sur le flanc AB du contact clavette-moyeu est $P_{mat} = 30 \text{ Mpa}$. On donne $AB = 4 \text{ mm}$. On admet que la résultante F des actions mécaniques de contact sur le flanc de la clavette est perpendiculaire à la surface de contact et son support est situé à la distance $d/2$ de l'axe de l'arbre.

1. Déterminer la norme de \vec{F}
2. A partir de la condition de non-matage du flanc de la clavette, déterminer la longueur l minimale de celle-ci
3. Vérifier la longueur de la clavette à partir la condition de résistance au cisaillement de celle-ci.



Référence bibliographie

- [1] Y. Xiong, Y. Qian, Z. Xiong, D. Picard : Formulaire de mécanique : Pièces de constructions. Groupe Eyrolles, 2007, ISBN : 978-2-212-12045-5.
- [2] H. Longeot, L. Jourdan : Construction Industrielle. Dunod, 1982.
- [3] G. R. Nicolet, Conception et Calcul des Eléments de Machines, Ecole d'Ingénieurs de FRIBOURG (E.I.F.), volume 1, version 1, 2006.
- [4] A. Chevalier : Guide de Dessinateur Industriel. HACHETTE Technique, 2004.
- [5] T. AMEUR : Cours Construction Mécanique 1. Département de génie mécanique, université KASDI MERBAH ouargla, 2016-2017.
- [6] B. Keskes : Cours Éléments de machines. Institut d'optique et mécanique de précision, université Ferhat Abbas Sétif 1, 2005-2006.
- [7] A. Sebhi : Polycopie de construction mécanique, Licence au master. Département de génie mécanique, Faculté de technologie, Université Med Boudiaf de M'Sila, 2013/2014.
- [8] J. F. Debongnie : Conception et Calcul des Eléments de Machines. DEBONGNIE (Jean-François), Liège, Belgium, 2011.
- [9] S. M. HAMZA-CHERIF : Assemblages par éléments filetés : Eléments de technologie et dimensionnement. Département de génie mécanique, université Aboubekr Belkaid -Tlemcen, 2016-2017.
- [10] M. RABHI : TECHNOLOGIE DE CONSTRUCTION 1. Département de génie mécanique, Institut Supérieur des Etudes Technologiques de GAFSA, Tunisie, 2014-2015.
- [11] G. Lenormand, R. Mignée, L. Tinel : Construction mécanique, éléments de technologie. Tome 1, les éditions foucher, 128, rue de Rivoli, PARIS, 1983.
- [12] G. SABATIER, F. RAGUSA, H. ANTZ : Manuel de technologie mécanique. Dunod, Paris, ISBN 2 10 049992 0, 2006.
- [13] J.M. JORION : La soudure à l'arc. ÉDITIONS S.A.E.P. 68040 INGERSHEIM – COLMAR, ISBN 2-7372-4123-5, 1999.
- [14] K. Weman : Procédés de soudage. Dunod, Paris, ISBN 978-2-10-057810-8, 2012.