

OFPPT

ROYAUME DU MAROC

مكتب التكوين المهني وإنعاش الشغل

Office de la Formation Professionnelle et de la Promotion du Travail

DIRECTION RECHERCHE ET INGENIERIE DE FORMATION

**RESUME THEORIQUE
&
GUIDE DE TRAVAUX PRATIQUES**

MODULE N° 19	REPRESENTATION DE PIECES MECANIQUES EN DESSIN INDUSTRIEL
---------------------	---

SECTEUR : GENIE MECANIQUE

SPECIALITE : TSMFM

NIVEAU : TECHNICIEN SPECIALISE

PORTAIL DE LA FORMATION PROFESSIONNELLE AU MAROC

Télécharger tous les modules de toutes les filières de l'OFPPT sur le site dédié à la formation professionnelle au Maroc : www.marocetude.com

Pour cela visiter notre site www.marocetude.com et choisissez la rubrique :

[MODULES ISTA](#)



The image shows a screenshot of the website www.marocetude.com. The top navigation bar includes links for HOME, LIVRES, **MODULES ISTA**, ANNUAIRE ECOLES, DOCTORAT, LETTRE DE MOTIVATION, NOUS CONTACTER, and SE CONNECTER. The main header features the logo "Maroc Etude.Com" and the tagline "Connaissance - Métier - Technique". Below the header, there are links for Annonces Google, Emploi Maroc, Messagerie, Telecharger Un Jeu, and Maroc Annonces. A search bar is located in the top right corner. The main content area is divided into three columns. The left column contains a login section with fields for "Identifiant" (containing "sniper") and "Mot de passe", and a "Connexion" button. The middle column features a promotional banner for "MacKeeper" with a "-20%" discount and a "Apply Discount Automatically" button. The right column contains a sidebar with a search bar and a list of links under the heading "Annonces Google", including "Jeu De Jeux", "Jeux Sur Internet", "Ecole Ingénieur", "Dépanner et configurer votre réseau à domicile", "(Outil de Diagnostic)", "Wi-Fi / Ethernet", "Console de jeu", "Imprimante", and "Messagerie". A blue arrow points from the text "MODULES ISTA" above to the "MODULES ISTA" link in the navigation bar.

Document élaboré par :

Nom et prénom	EFP	DR
ERRADI KHALID	ISTA Rt IMOUZZER fès	Centre nord

Révision linguistique

-
-
-

Validation

-
-
-

SOMMAIRE

	Page
<i>Présentation du module</i>	8
<i>Résumé de théorie</i>	
I. Généralité	11
1. Utilité des dessins techniques et différents types de dessins	
2. Normalisation	
3. Matériel de dessin	
4. Caractéristiques des documents	
5. Ecriture	
<i>Exercices d'applications et évaluation</i>	
II. Dessin géométral	18
1. projection orthogonale	
2. positions relatives des vues	
3. Méthode d'exécution d'un dessin	
<i>Exercices d'applications et évaluation</i>	
III. Coupes et sections	39
1. coupes	
2. règles de représentations normalisées	
3. Demi-coupe	
4. Coupes partielles	
5. coupes brisée	
6. Sections	
<i>Exercices d'applications et évaluation</i>	
7. Règles pratiques d'exécution des dessins	
8. vocabulaire technique	
9. représentation des filetages	
IV. Les perspectives	79
1. But	
2. Différents genres de perspective	
<i>Exercices d'applications et évaluation</i>	
V. Cotation	54
1. Principes généraux	
2. Cotation tolérancée et ajustement	
3. Cotation fonctionnelle	
<i>Exercices d'applications et évaluation</i>	
4. Etat de surface	
5. Tolérances géométriques	
<i>Exercices d'applications et évaluation</i>	
VI. Technologie de construction	110
1. Les éléments d'assemblages et de fixation	

<i>Exercices d'applications et évaluation</i>	
2. liaisons mécaniques	
<i>Exercices d'applications et évaluation</i>	
3. Construction soudée	
<i>Exercices d'applications et évaluation</i>	
4. Guidage	
5. Les roulements	
<i>Exercices d'applications et évaluation</i>	
6. Mécanismes de transformations des mouvements	
<i>Exercices d'applications et évaluation</i>	
7. Etanchéité	
<i>Exercices d'applications et évaluation</i>	
VII. Lecture d'un dessin d'ensemble et exécution d'un dessin de définition	212
<i>Exercices d'applications et évaluation</i>	
VIII. Evaluation de fin de module	224
Liste bibliographique	227

MODULE :

Durée : 125 H

66% : théorique

34% : pratique

**OBJECTIF OPERATIONNEL DE PREMIER NIVEAU
DE COMPORTEMENT**

COMPORTEMENT ATTENDU

Pour démontrer sa compétence, le stagiaire doit représenter des pièces et des ensembles mécaniques simples en dessin industriel selon les conditions, les critères et les précisions qui suivent

CONDITIONS D'EVALUATION

- Travail individuel.
- À partir :
 - ✓ D'un plan d'ensemble
 - ✓ D'un plan de définition
 - ✓ De documents et revues techniques
 - ✓ De croquis ou de dessin à main levée
 - ✓ De pièces existantes
- À l'aide :
 - ✓ De matériel et d'appareillage de dessin
 - ✓ De normes et d'éléments standardisés
 - ✓ D'instruments de mesure et de prise d'information

CRITERES GENERAUX DE PERFORMANCE

- Conformément aux normes et usages du dessin industriel.
- Maîtrise du tracé des pièces mécaniques.
- Maîtrise de la terminologie et vocabulaire technique.
- Utilisation correcte du matériels de dessin : planche a dessin, stylo a encre... ;
- Respect de la méthode de travail adoptée.
- Soins et propreté apportés à la réalisation du dessin ;

**OBJECTIF OPERATIONNEL DE PREMIER NIVEAU
DE COMPORTEMENT**

PRECISIONS SUR LE COMPORTEMENT ATTENDU	CRITERES PARTICULIERS DE PERFORMANCE
A. dessiner aux instruments des pièces simples de mécanique	Respect de la technique et de la méthode de trace. A utilise correctement les instruments de dessin Respect des normes et usages du dessin industriel Qualité d'exécution du dessin
B. Dessiner des vues, des coupes et des sections a partir du dessin d'une pièce complètement définie	Justesse de l'identification et de l'interprétation des vues, des coupes et sections Respect de la représentation normalisée : <ul style="list-style-type: none"> ▪ De la disposition des vues ▪ De la méthode ▪ Des techniques ▪ Du choix judicieux des vues, des coupes, des sections, de la proportion et Qualité d'exécution du dessin
C. Dessiner en perspective une pièce mécanique simple définie par ces vues en dessin géométral	Respect de la représentation normalisée : <ul style="list-style-type: none"> ▪ De la méthode ▪ Des techniques Qualité d'exécution du dessin
D. Représenter des petits ensembles mécanique simple - définir les ajustements	Maîtrise des ajustements et notion d'interchangeabilité Représentation correcte des ensembles mécaniques simples
E. Extraire une pièce d'un ensemble et employer une cotation fonctionnelle de définition	Respect la représentation graphique normalisée des cotes Utilisation correcte des chaînes de cotes, Choix des tolérancement dimensionnelle et géométrique. Choix et représentation correcte des états de surface.
F. Respecter, choisir et représenter les composants mécaniques de base (visserie, clavettes, roulements ; engrenages, joint, courroies, chaînes, etc.) en s'aidant de la documentation technique	Respect de représentation et des règles de montage des éléments mécanique : <ul style="list-style-type: none"> ▪ De la méthode de construction des ensembles ▪ Des techniques ▪ Des symboles
G. Lire un dessin d'ensemble et exécuter un dessin de définition	A partir un ensemble, établir la nomenclature complète, et extraire les différents dessins de définition de chaque pièces

OBJECTIFS OPERATIONNELS DE SECOND NIVEAU

LE STAGIAIRE DOIT MAITRISER LES SAVOIRS, SAVOIR-FAIRE, SAVOIR-PERCEVOIR OU SAVOIR -ETRE JUGES PREALABLES AUX APPRENTISSAGES DIRECTEMENT REQUIS POUR L'ATTEINTE DE L'OBJECTIF OPERATIONNEL DE PREMIER NIVEAU, TELS QUE :

Avant d'apprendre à dessiner aux instruments des pièces simples de mécanique , (A) le stagiaire doit :

1. Appliquer les règles de bases, conventions et normalisations du tracé
2. Dessiner à main levée un croquis
3. Relever les dimensions d'une pièce mécanique
4. Définir les échelles standards, les formats normalisés, pliage plans, cartouches, nomenclature..

Avant d'apprendre à dessiner des vues, des coupes et sections à partir du dessin d'une pièce complètement définie (B), le stagiaire doit :

4. Identifier et interpréter : des projections orthogonales ; des vues auxiliaires simples ; des coupes (totales ou partielles).
5. Connaître les différentes vues géométrales
6. Reconnaître les hachures et les différentes projections
7. Distinguer les plans de coupe
8. Distinguer et représenter les différentes sortes d'hachures

Avant d'apprendre à dessiner en perspective une pièce mécanique définie par ses vues en dessin géométral. (C), le stagiaire doit :

9. Appliquer les règles de base de représentation en perspective.

Avant d'apprendre à représenter des petits ensembles mécaniques simples – définir les ajustements. (D), le stagiaire doit :

10. Analyser un dessin d'ensemble mécanique simple
11. Etablir des schémas cinématiques

Avant d'apprendre à extraire une pièce d'un ensemble mécanique et employer une cotation fonctionnelle de définition. (E) :

12. Définir les notions d'interchangeabilité, de cotation tolérance et d'ajustements
13. Spécifier les tolérances dimensionnelles en qualité courante en fonction du procédés de fabrication
14. Spécifier les états de surfaces en fonction du procédés de fabrication
15. Etablir et effectuer des calculs relatifs aux chaînes de cote

Avant d'apprendre à répéter, choisir et représenter les composants mécaniques de base (visserie, clavettes, roulements, etc....) en s'aidant de la documentation technique (F) :

16. Appliquer la technologie de construction mécanique
17. Lire schéma cinématique et expliquer le fonctionnement du Mécanisme

Avant d'apprendre à établir des nomenclatures de définition (G) :

18. Lire et comprendre un dessin d'ensemble ou de sous-ensemble mécanique
Renseigner la cartouche de dessin d'ensemble

PRESENTATION DU MODULE

Ce module de compétence générale pour les « techniciens spécialisés en fabrication mécanique » se dispense en première année du programme de formation, en partie en même temps que le module sur la fabrication des pièces d'usinage simples et ce-ci pour conférer au Technicien les bases nécessaires pour la représentation industrielle normalisée des pièces et des ensembles mécaniques.

DESCRIPTION

L'objectif de module est de faire acquérir les connaissances relatives aux différents types de dessins, aux différents genres de coupes, à la reconnaissance des symboles, au repérage des dimensions des éléments, aux jeux de tolérances, ainsi qu'à la séquence de montage et de démontage d'éléments mécaniques. Il vise donc à rendre le stagiaire apte à interpréter mais aussi à exécuter sur planche des plans simples d'ensemble et de définition.

Objectif pédagogique général

Être capable de représenter des pièces ou des ensembles de mécanique conformément et usage du dessin industriel.

Objectifs particuliers :

- a. Dessiner une pièce simple de mécanique conformément aux normes et usages du dessin industriel;
- b. Employer une cotation fonctionnelle et définition;
- c. Extraire une pièce d'un ensemble;
- d. Représenter des petits ensembles des ensembles simples, définir les ajustements;
- e. Calculer des surfaces, des volumes, des poids et des centres de gravité;
- f. Décrire, choisir et représenter les composants mécaniques de base en utilisant la documentation technique;
- g. Établir des nomenclatures.

N° Séq	Intitulé	Durée
1	Généralité : normalisation /matériel de dessin/ caractéristiques des documents/ écriture/ exercices d'application et évaluation	4H
2	Dessin géométral : projection orthogonale/ position relatif des vues/ méthode d'exécution d'un dessin/ exercices d'application et évaluation	15H
3	Coupes et section : coupes/ règles de représentation normalisée/	25H

	demi-coupes/ coupes partielles/ coupes brisée/ section/ exercices d'application et évaluation/ règles pratique d'exécution des dessins/ vocabulaires technique/ représentation des filetages	
4	Les perspectives : but/ différents genres de perspectives/ exercices d'application et évaluation	8H
5	Cotation : principes généraux/ cotation tolérance et ajustement/ cotation fonctionnelle/ exercice d'application et évaluation/ états de surface/ tolérance géométrique/ exercice d'application et évaluation	30H
6	Technologie de construction : les éléments d'assemblages et de fixation/ exercice d'application et évaluation/ liaisons mécaniques/ exercice d'application et évaluation/ construction soudée/ exercice d'application et évaluation/ guidage/ roulements/ exercice d'application et évaluation/ mécanismes de transformations des mouvements/ exercice d'application et évaluation/ étanchéité/ exercice d'application et évaluation	35H
7	Lecture d'un dessin d'ensemble et exécution d'un dessin de définition/ exercice d'application et évaluation	10H
8	Examen de synthèse	3H

**Module : REPRESENTATION DE PIECES
MECANIQUES SIMPLE EN DESSIN INDUSTRIEL
RESUME THEORIQUE ET PRATIQUE**

GENERALITES

I / Utilité des dessins techniques

C'est un moyen d'écriture, d'expression, de travail et de communication de tous les techniciens .

II / Différents types de dessins :

2-1 : dessin de conception :

- ❖ Schéma : c'est un dessin rapide , réduit le maximum possible aux éléments essentiels d'un mécanisme a fin de montrer la conception d'ensemble et d'en expliquer le fonctionnement .
- ❖ Avant projet :dessin plus élaboré permettant de choisir des solutions techniques permis plusieurs avants projets.
- ❖ Projet : définit entièrement l'ensemble d'un mécanisme .Il permet d'établir les dessins de définition.

2-2 : dessin de définition du produit fini :

Etablir à partir du dessin d'ensemble ,il précise pour chaque pièce les formes et les cotes exactes et permet le contrôle de la pièce du produit fini.

2-3 : dessins de fabrications :

Ils sont établis pour les ateliers par le bureau des méthodes.

III / Normalisation :

3-1 but :

Elle facilite et rend le langage universel entre les techniciens .

3-2 Identification d'une norme :

NF	E	25-405	ETEAU	Mai 82
----	---	--------	-------	--------

Normalisation française:NF.

Indice de classe :E (mécanique).

C :Electrique, A : métallurgique

3-3 :Rôle de la normalisation :

Elle joue un rôle essentiel dans l'économie :

- ✓ Augmentation de la production .
- ✓ Interchangeabilité assurée , qualité constante.
- ✓ Réduction des frais d'entretien.

IV/ MATERIEL DE DESIN

Le matériel nécessaire pour un dessinateur est le suivant :

- planche à dessin ;
- porte mine (au moins deux) ;
- mines H-2H ... ;
- Gomme à crayon et à encre ;
- Affûtoir ;
- Grattoir ;
- Té (de même longueur que la planche) ;
- Equerre à 45° ;
- Equerre décimètre ;
- Triple décimètre ;
- Rapporteur d'angle ;
- Boite de compas ;
- Stylos à pointe tubulaire (0.25 ,0.7 ,1) ;
- Encre de chine noir ;
- Ruban adhésif ;
- Chiffon ;
- Papier à dessin (200g par m²) ;
- Papier calque (90g par m²) . _____

V/ Les traits :

Un dessin technique conventionnelle est composé d'un ensemble de traits forts et fins dont chacun a une signification conventionnelle bien précise.

5-1 Caractéristiques d'un trait :

- ✓ Sa largeur.
- ✓ Sa nature.

Ces caractéristiques ont une valeur conventionnelle.

5-2 :Choix de la largeur.

Le choix des largeurs des traits doit tenir compte de : l'échelle, de la nature de l'exécution, de la parfaite lisibilité du dessin et des reproductions.

On choisit la largeur du trait dans la gamme suivante : **0.18-0.25-0.35-0.5-0.7-1-1.4-2.**

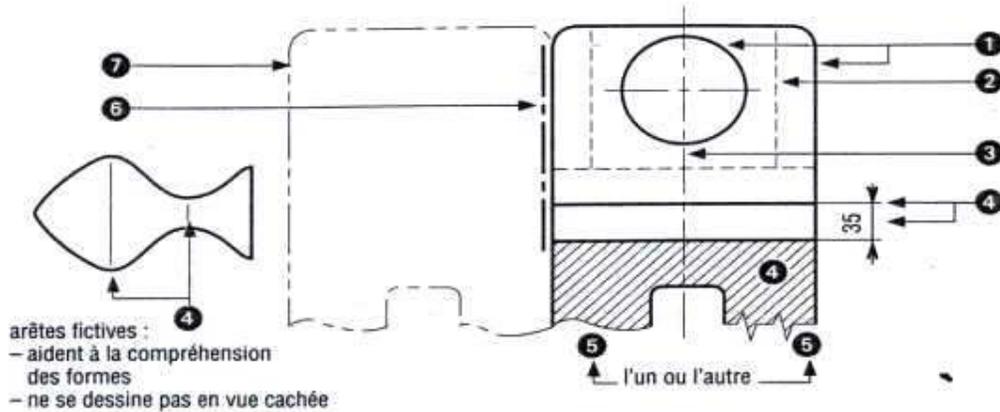
Remarque :

- On doit respecter le rapport : largeur du trait fort ≥ 2

Largeur du trait fin

- La largeur des traits doit être la même pour les différentes vues d'une même pièce dessinée à la même échelle.

5-3 : Choix de la nature du trait.



	types de traits	usages	épaisseurs (en mm)	
			encre	crayon
1	continu fort	arêtes et contours vus	0,7	0,5
2	interrompu ~ 1 ~ 2 à 3	arêtes et contours cachés	0,35	0,2
3	mixte fin 1 2 10 à 20	axes, plans de symétrie, lignes primitives, trajectoires	0,2 à 0,35	0,2
4	continu fin	hachures, lignes de cotes, lignes d'attache, filets, arêtes fictives vues, axes courts	0,2 à 0,35	0,2
5	continu fin à main levée ou en zigzag	limites de vues et de coupes partielles	0,2 à 0,35	0,2
6	mixte fort	traitements de surface	0,7	0,5
7	mixte fin à 2 tirets	contours de pièce voisine 1/2 rabattement	0,2 à 0,35	0,2

Remarque :

L'intersection de deux traits mixte fin se fait par leur éléments les plus long.

VI/ CARACTERISTIQUES DES DOCUMENTS

1- LE SUPPORT :

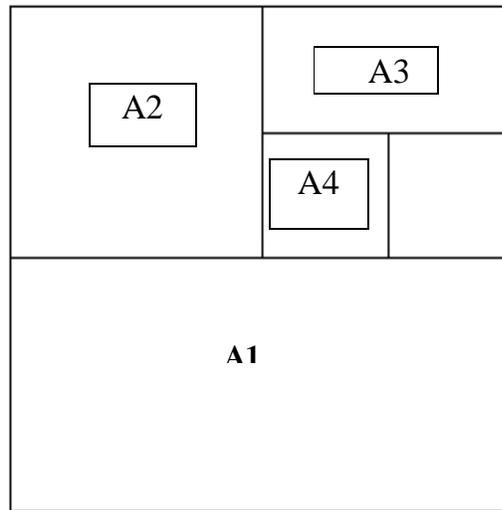
C'est un papier sur lequel on fait le dessin, en général on emploie le papier calque car il présente une surface mate et offre une grande facilité du tracé et il permet d'obtenir de nombreux tirages d'une façon économique

2- LE FORMAT :

Les dimensions des documents utilisées pour le dessin sont normalisées
On adopte donc un format de pliage de dimensions /297x210/ en mm. appelé format A4.

Les formats normalisés sont : A4-A3-A2-A1-A0

Les formats sont obtenus à partir du format A0 =841x1189 c'est à dire 1 m² en subdivisant à chaque fois par 2 .



A0 =841x1189
A1 =594x841
A2 =420x594
A3 =297x420
A4 =210x297

3- LE CADRE:

Il délimite la zone d'exécution du dessin. La dimension minimale de la marge entre le cadre et le bord de la feuille est de 10mm pour les formats A2, A3, et A4, et de 20mm pour les formats A0 et A1

4- LE CARTOUCHE D'INSCRIPTION :

Il est destiné à l'identification et l'exploitation des dessins techniques. Il doit être placé dans l'angle inférieur droit de façon qu'il soit visible après pliage.

40	ECHELLE:	TITRE:	DESSINE PAR:	
			DATE:	
	ETABLISSEMENT			a
	FORMAT:	SECTION:	NUMERO DU DESSIN	b
170 à 190				

5- NOMENCLATURE :

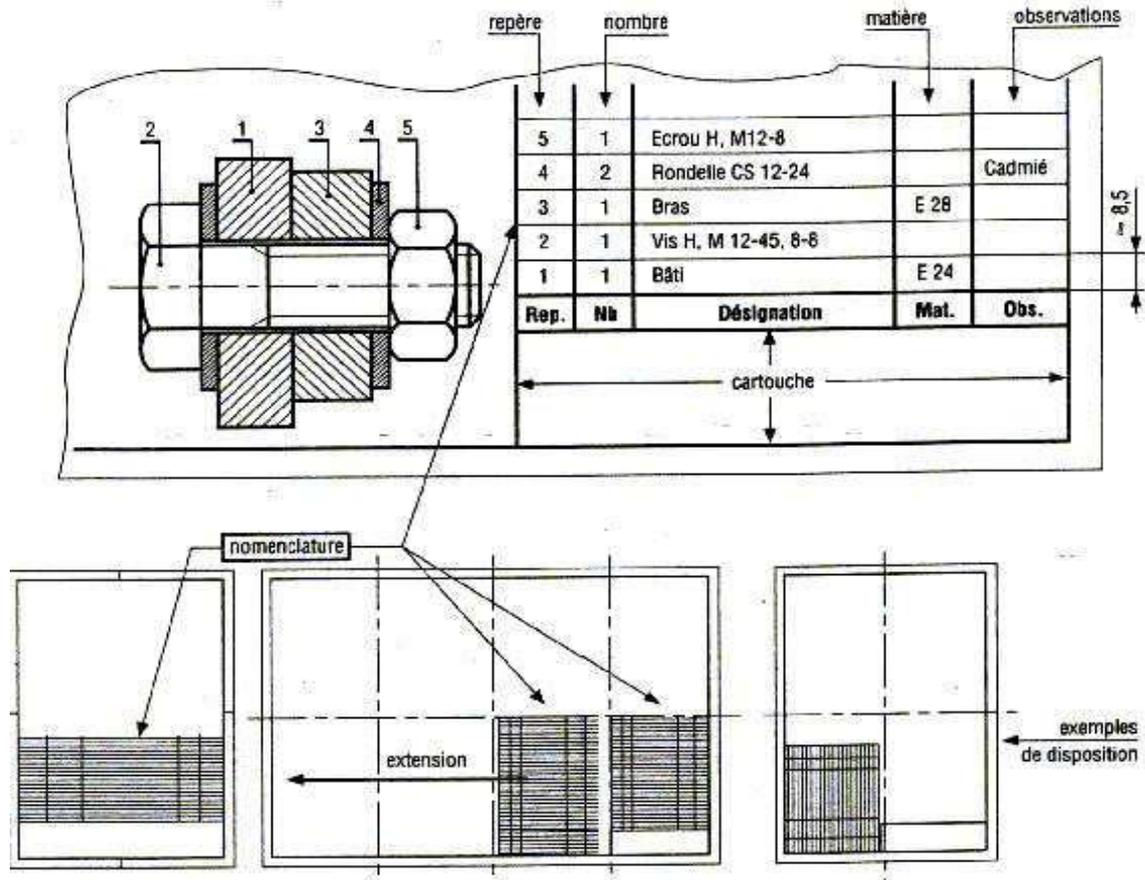
La nomenclature est une liste complète d'éléments constituant un ensemble faisant l'objet du dessin.

L'emplacement : suivant le sens de lecture de dessin

Sens d'écriture : de bas vers le haut.

Rp	Nb	Designations	Matiere	Debit	Observation
----	----	--------------	---------	-------	-------------

Exemple :



Ecriture

I-Objet :

Normaliser la forme , les dimension et la disposition des caractères utilisés par l'écriture sur les dessins techniques et les documents industrielles .

Cette normalisation assure à la fois la lisibilité ,l'homogénéité et la reproductibilité des caractères.

II -Forme des caractères :



Remarque :

- Les lettres I et J majuscules n'ont pas des points
- les lettres majuscules peuvent ne pas comporter des accents
- Les chiffres sont considères toujours comme des majuscules
- On peut avoir une autre écriture type B penché à 15°

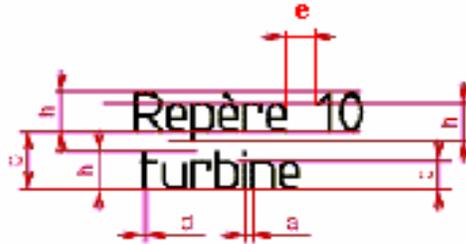
III-dimension :

Les dimensions des caractères sont définies en fonction de la hauteur **h**.
Les valeurs de la hauteur **h** sont : 2,5 - 3,5 - 5 - 7 - 10 - 14 - 20 (en mm).

Exemple de désignation :

Ecriture type B, droite de 7 NEF-04-505.

IV - Traits d'écriture :



4-1- Largeur du trait (d) :

la largeur du trait est fonction de la hauteur **h** | $d=0,1 \times h$ |

4-2-Espacement des caractères (a) :

l'espacement des caractères est égale à $(0,2 \times h)$

4-3-Espacement entre les mots (e) :

l'espacement minimal entre les mots ($e=0,6 \times h$) mais il peut atteindre la valeur de **h**
 $0,6 \leq e \leq h$.

4-4- Espacement entre les lignes (b) :

l'espacement minimal entre les lignes supports d'écriture | $b=1,4 \times h$ |

4-5- remarque :

La hauteur des minuscules sans jambage | $c=0,7 \times h$ |

V- Exercice :

A fin d'obtenir une écriture correcte sur les dessin techniques il est recommandé d'exécuter des exercices à main levée en observant attentivement la forme de chaque caractères .

1\ Exécuter des mots soulignés ci dessus sur formats A4 V en écriture normalisée et faire le cartouche d'inscription ainsi que le cadre.

VI Evaluation :

Sur format A4 vertical tracer le contour, le cadre et le cartouche d'inscription.

Remplir d'une façon normalise le cartouche .

Compléter la fiche d'accueil en respectons les normes d'écriture :

$h=7\text{mm}$ pour la première ligne, $h= 5\text{mm}$ pour la deuxième ligne et $h= 3,5\text{mm}$ pour les autres lignes.

NOM :

PRENOM :

Formation souhaitée :

Adresse :

Téléphone :

DESSIN GÉOMÉTRAL

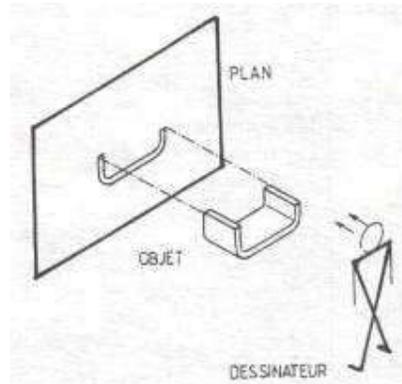
I - Définition d'un objet :

Un objet est un volume défini en trois dimensions et composé d'un ensemble de surfaces planes, cylindriques et quelconques qui seront symbolisées par des traits.

II – Projections orthogonales :

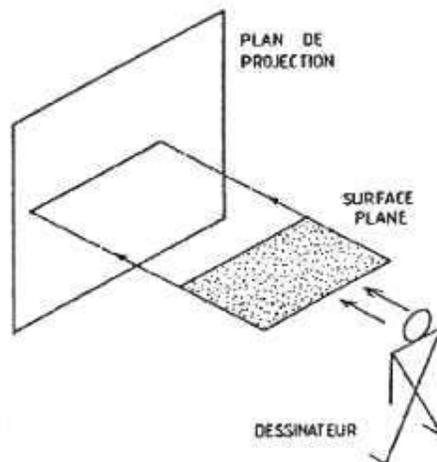
A - Principe :

placé devant l'objet, le dessinateur projète l'ensemble des surfaces sur une surface plane appelée « PLAN DE PROJECTION »



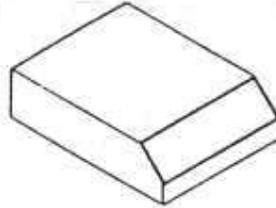
B - Surface plane vue en bout :

La projection d'une surface plane vue en bout donne une droite.



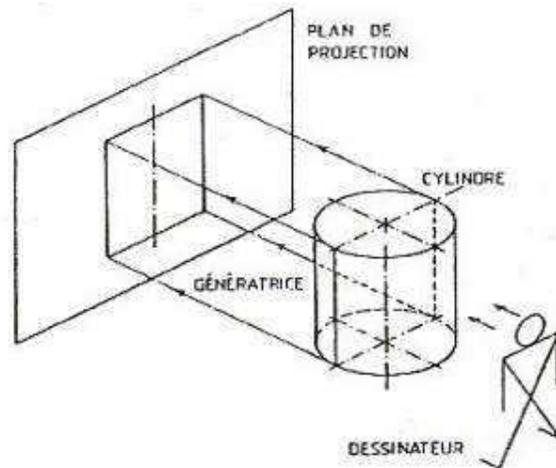
C - Intersection de surface :

L'intersection de plusieurs surfaces donne des « ARETES »

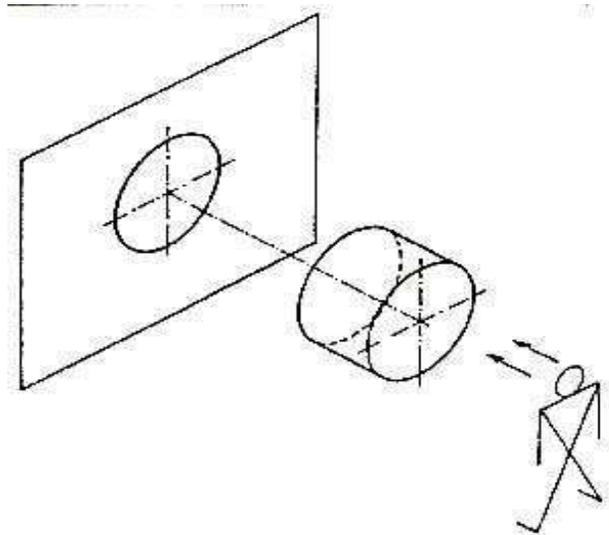


D- Projection d'un cylindre de révolution :

- La projection d'un cylindre vu en élévation donne rectangle avec son axe de rotation en trait mixte fin.



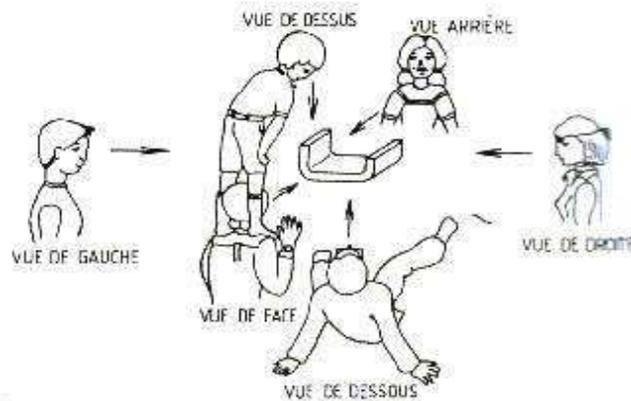
- la projection d'un cylindre vu en bout donne un cercle avec ses deux axes en trait mixte fin.



E - Choix de la vue de face :

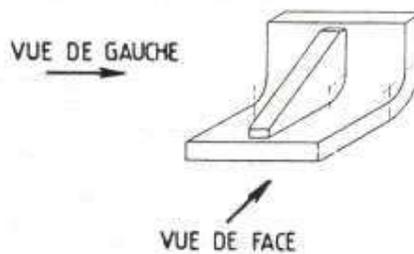
La vue de face (vue de référence) représenter généralement l'objet dans sa position d'utilisation et placé du côté qui donne le plus d'information sur ses fonctions et ses formes.

F - Comment se placer pour obtenir les différentes vues principales :



G - Positions relatives des vues principales :

1 – Exemple d'objet :



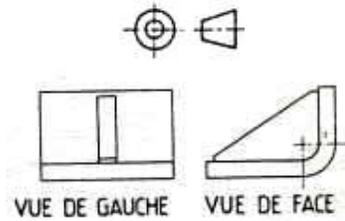
2 – Méthode de projection du premier dièdre :

Symbole d'indication de la méthode dans le cartouche :



3 – Méthode de projection du troisième dièdre (norme américaine) :

Symbole d'indication de la méthode dans le cartouche :

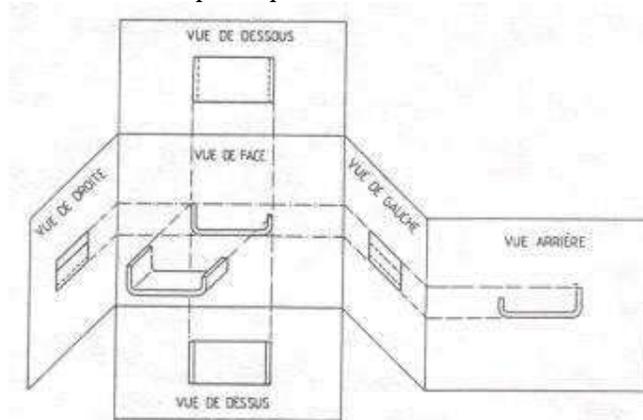


III - dénomination et position relative des six vues Principales en projection orthogonales Du premier dièdre :

-Un objet peut être représenté par six vues .

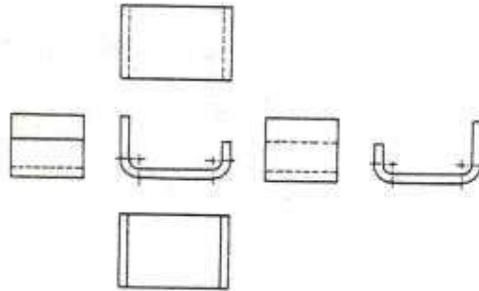
L'objet étant mis au centre d'une pièce dans la position de référence de la vue de face, le dessinateur se place comme indique page 20 et projette ce qu'il voit sur les quatre murs, le sol et le plafond.

Puis il imagine rabattre les murs, sol et plafond autour du mur de face pour obtenir la position relative des six vues principales.



-La vue de face est la vue de référence

- La vue de gauche est placée à droite de la vue de face.
- La vue de droite est placée à gauche de la vue de face.
- La vue arrière est placée à droite de la vue de gauche.
- La vue de dessus est placée en –dessous de la vue de face.
- La vue de dessous est placée au –dessus de la vue de face.

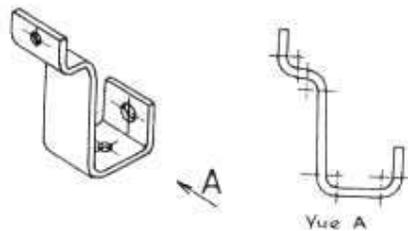


Remarque :

- Ne jamais inscrire le nom des vues
- Les vues de droites, face, gauche et arrière sont alignées horizontalement.
- Les vues dessous, face et dessus sont alignées verticalement.

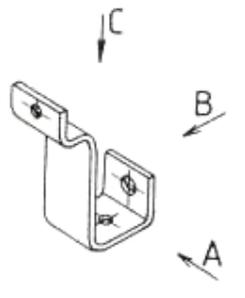
IV –Méthode d'exécution d'un dessin :

1 – Choix de la vue de face :



2 –Nombre minimum des vues principales :

Le nombre de vues est limité au minimum suffisant pour définir l'objet sans ambiguïté.

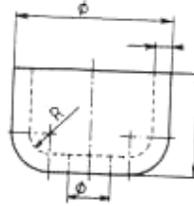


Dans cet exemple :

- Vu de face suivant A
- Vu de droite suivant B
- Vue de dessus suivant C

Remarque :

Pour un objet de forme cylindrique, avec la symbolisation de l'axe en trait mixte fin et la cotation, le dessin de l'objet sera limité à la vue de face.



3 – Position relative des vues principales :

- Méthode de projection du premier dièdre.
- Symbole à placer dans le cartouche.



4 – Encombrement des vues :

Déterminer l'encombrement maximum de chaque vue.



5 – Choix de l'échelle :

NEF 04-506

$$\text{échelle} = \frac{\text{Dimension sur le dessin}}{\text{Dimension de l'objet}}$$

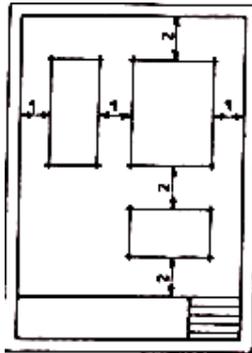
Catégorie	Indication		
Echelles d'agrandissement	20/1	50/1	
	2/1	5/1	10/1
Vraie grandeur	1/1		
Echelles de réduction	1/2	1/5	1/10
	1/20	1/50	1/100

6 – Choix du format :

Formats normaux ou formats allongés (page 14).

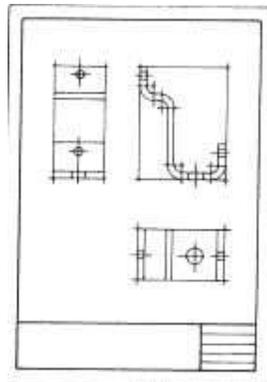
7 – Mise en page :

Calculer les intervalles des dimensions du format en respectant les positions relatives des vues suivant la méthode de projection .



8 – Esquisse :

L'esquisse est menée suivant l'ordre établi par l'analyse des formes de l'objet.
Les différentes vues doivent être dessinées simultanément détail par détail.

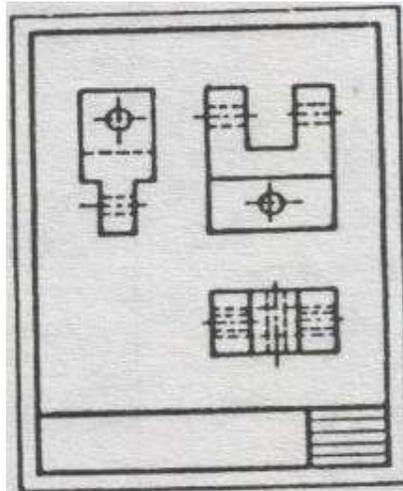


9 - Mise au net :

Gommer les traits inutiles, établir la ponctuation :

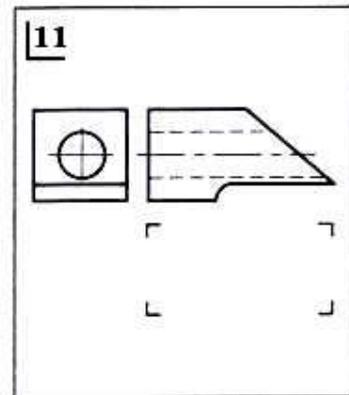
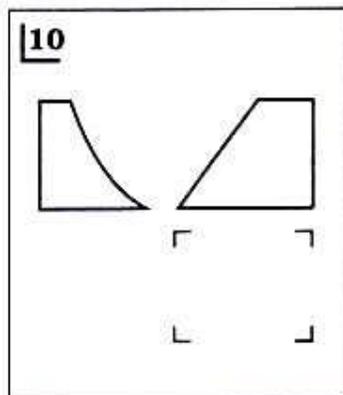
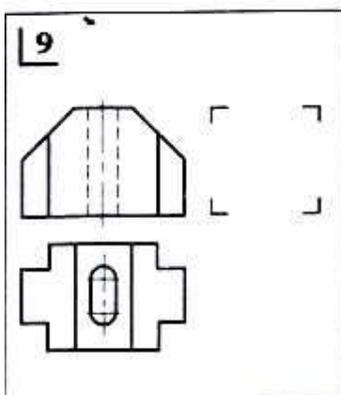
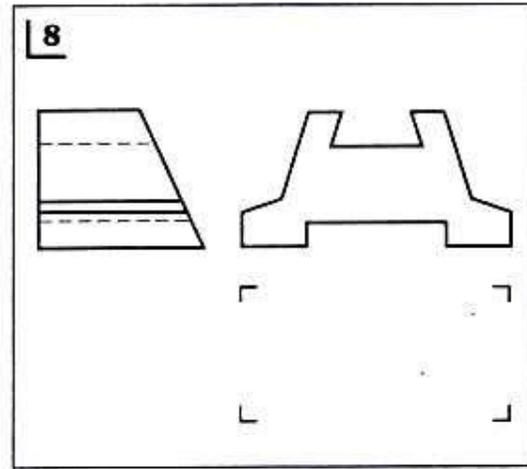
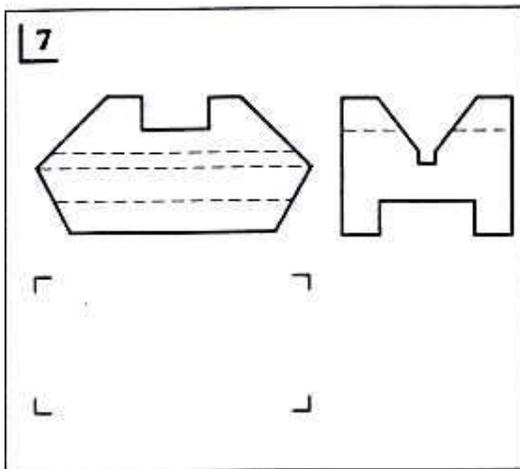
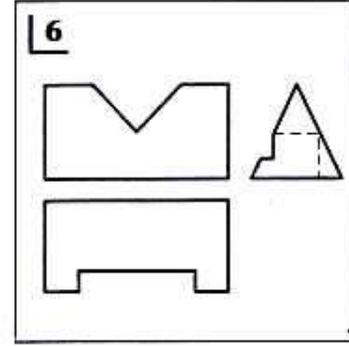
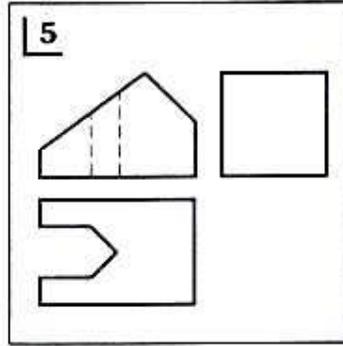
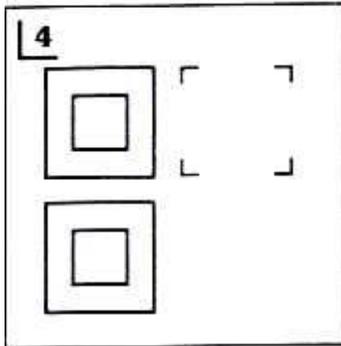
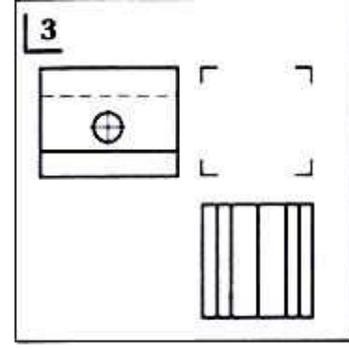
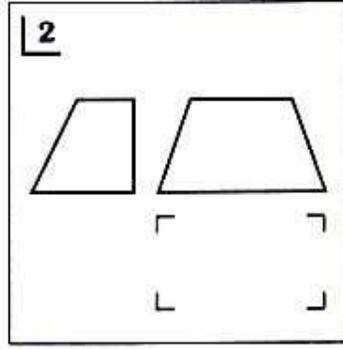
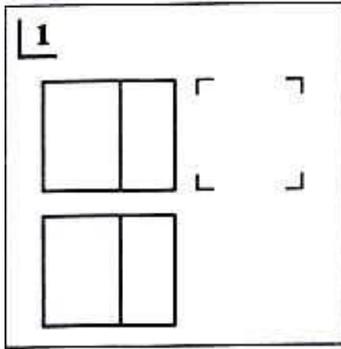
- trait continu fort pour les arêtes et contours vus.
- trait interrompu fin pour les arêtes et contours cachés.
- trait mixte fin pour les axes.

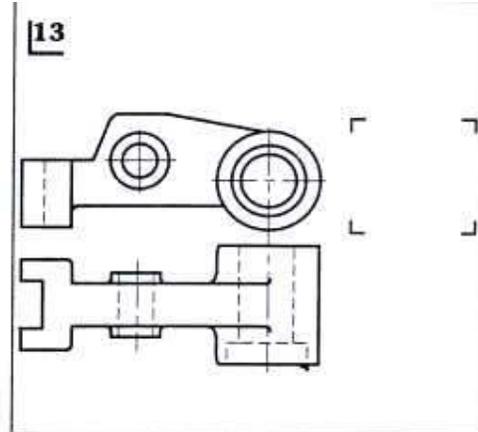
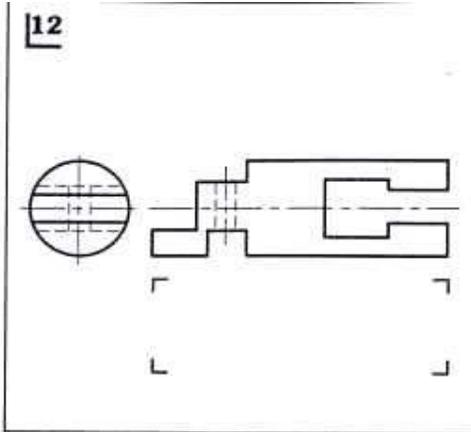
-trait continu fin lignes de cotes, etc.



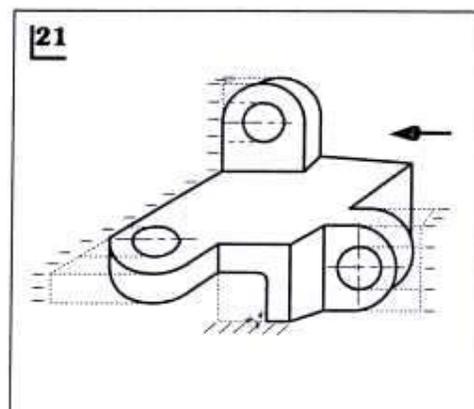
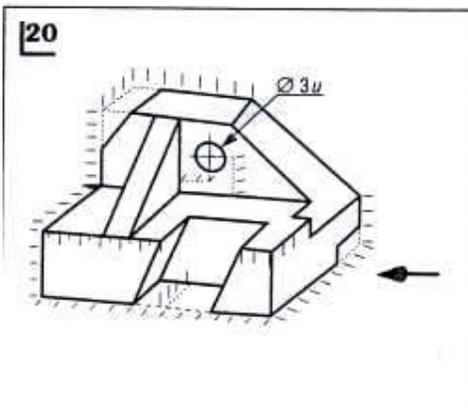
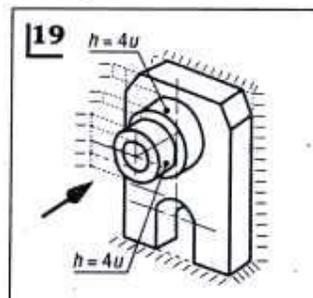
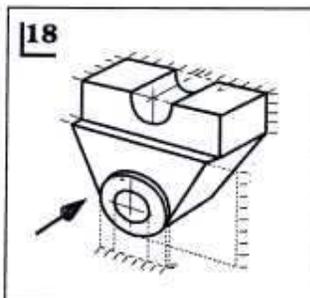
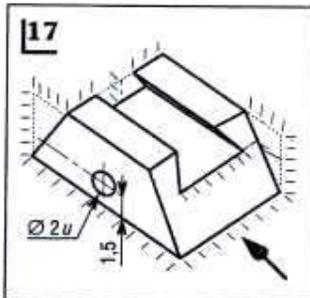
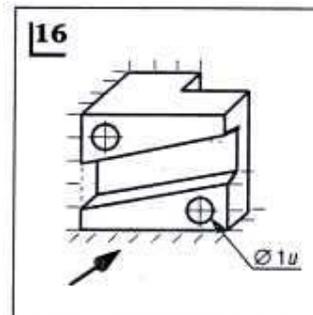
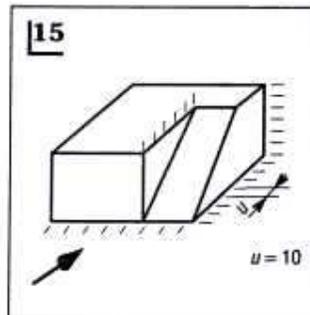
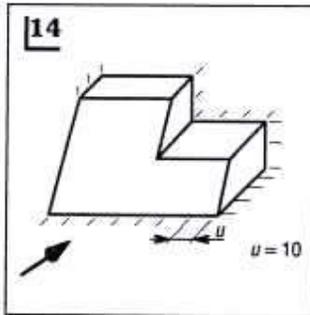
Exercices d'applications :

Toutes les surfaces sont supposées planes (sauf 10-11-12-13) et les trous débouchants. Pour les exercices suivants (1 à 11), déterminer et tracer les vues manquantes, compléter au besoin les vues connues.





Pour l'objet proposé en perspective, dessiner la vue de face repérée par une flèche, plus deux vues au choix : vue de dessus et vue de gauche (ou de droite). Dessiner les parties cachées. Les dimensions sont repérées par des intervalles de 10mm ($u=10$), les trous sont débouchants.



Evaluation :

Toutes les surfaces sont supposées planes et les trous débouchants. Pour les exercices suivant (12 et 13), déterminer et tracer les vues manquantes, compléter au besoin les vues connues sur format A4 vertical avec cartouche d'inscription

COUPES ET SECTIONS

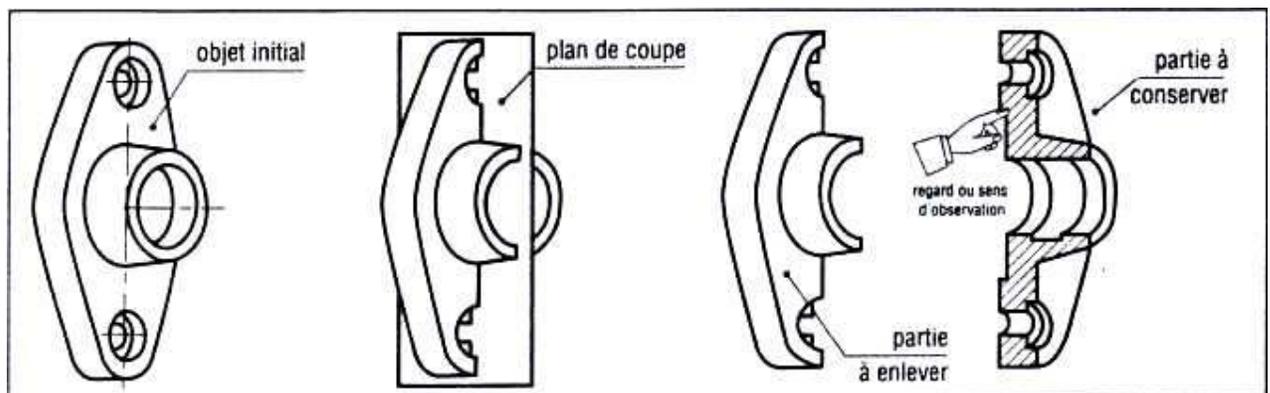
I – Coupes :

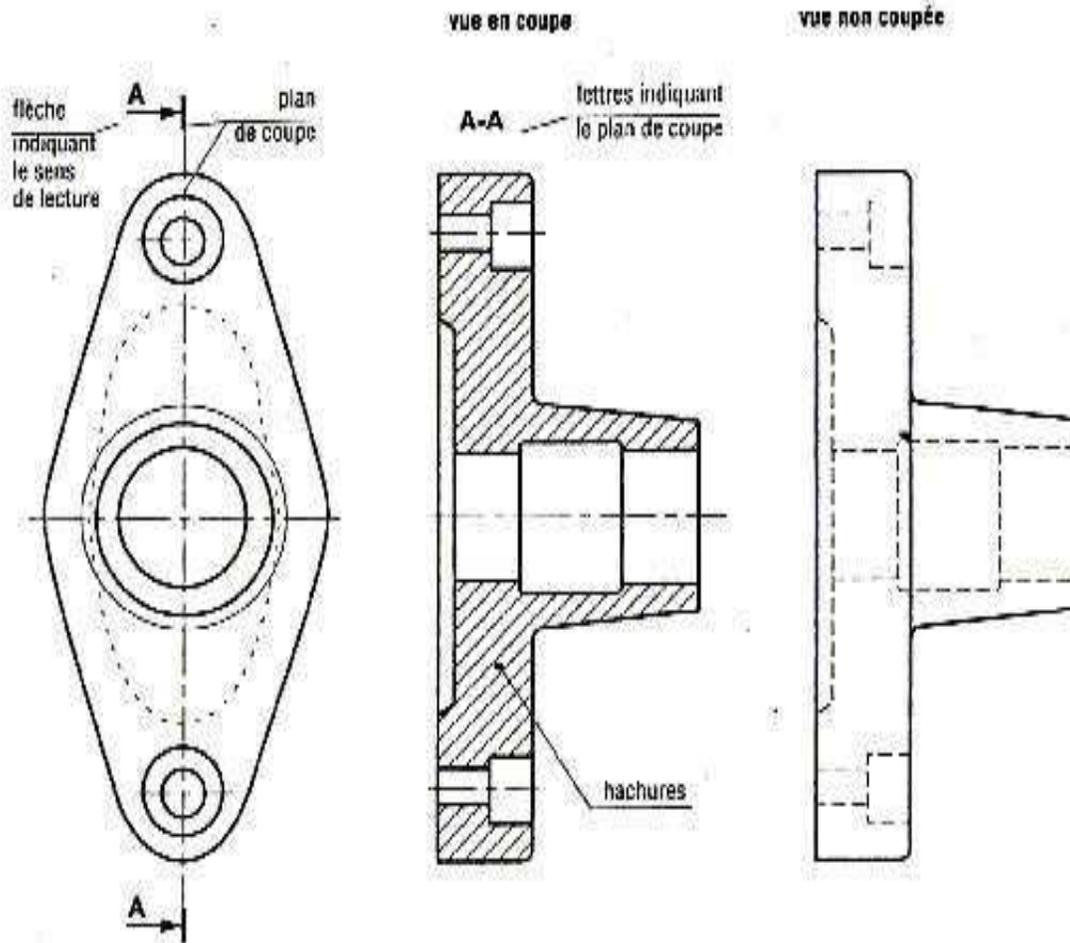
1 –Principe :

Dans ce mode de représentation l'objet est coupé (analogie avec fruit coupé au couteau). Les morceaux sont séparés. Le plus représentatif est choisi. L'observateur, le regard tourné vers le plan coupé, dessine l'ensemble du morceau suivant les règles habituelles. L'intérieur, devenue visible, apparaît clairement en traits forts.

2 – règles :

En générale, on ne dessine pas les contours cachés, ou traits interrompus courts, dans les vues en coupe, sauf si ceux-ci sont indispensables à la compréhension.





II – Règles de représentations normalisées :

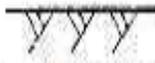
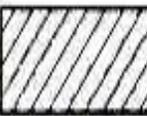
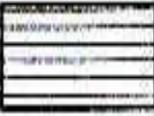
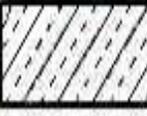
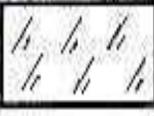
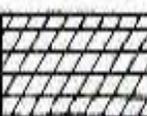
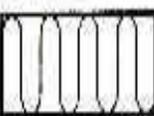
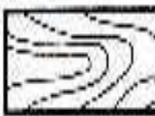
1 – Plan de coupe :

- Il est indiqué dans une vue adjacente.
- Il est matérialisé par un trait mixte fin (« trait d'axe ») renforcé par deux traits forts courts aux extrémités de l'axe.
- Le sens d'observation est indiqué par deux flèches (en traits forts) orientées vers la partie à conserver. Les extrémités « touchent » les deux traits forts courts.
- deux lettres majuscules (AA, BB...) servent à la fois à repérer le plan de coupe et la vue coupée correspondante. Ces indications sont particulièrement utiles lorsque le dessin comprend plusieurs vues coupées. S'il n'y a pas d'ambiguïté sont parfois omises.

2 – Hachures :

- Les hachures apparaissent là où la matière a été coupée par le plan imaginaire.

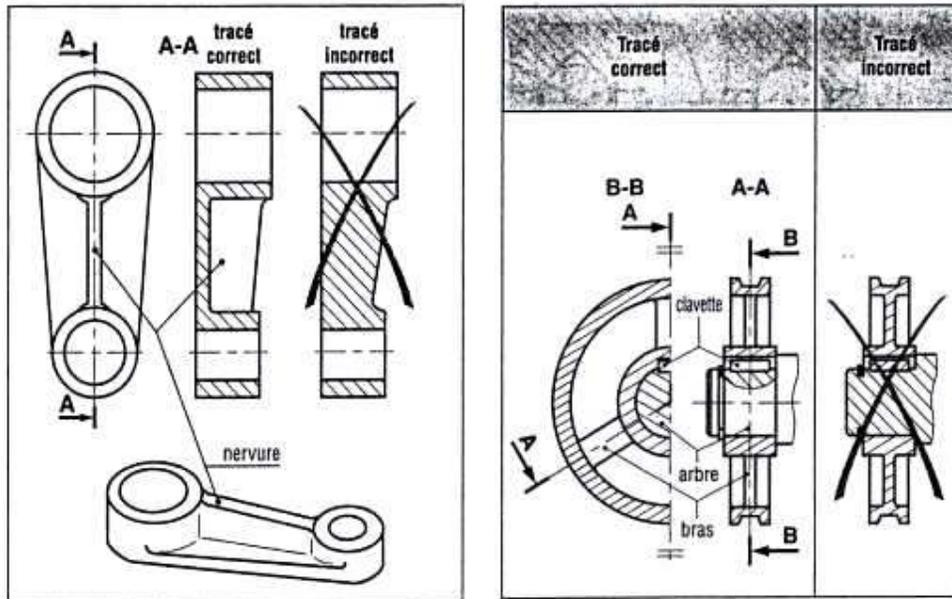
- Elles sont tracées en trait continu fin et sont de préférence inclinées à 45° (dans le cas où un seul objet est coupé) par rapport aux lignes générales du contour.
- Elles ne traversent pas ou ne coupent jamais un trait fort .
- Elles ne s'arrêtent jamais sur un trait interrompu court.
- Le motif des hachures ne peut en aucun cas préciser la nature de la matière de l'objet coupé. Ce pendant, sur les dessins d'ensembles en l'absence de nomenclature, les familles de matériaux (ferreux, plastique, alliages légers...) peuvent être différenciées par les motifs d'emploi usuel .

Hachures – motifs usuels		 sol naturel
 usage général tous métaux et alliages	 bobinages électro-aimants	 béton
 métaux et alliages légers (aluminium ...)	 antifriction	 béton armé
 cuivre et ses alliages béton léger	 verre, porcelaine, céramique ...	 bois en coupe transversale
 matières plastiques ou isolantes (élec.) élastomères	 isolant thermique	 bois en coupe longitudinale

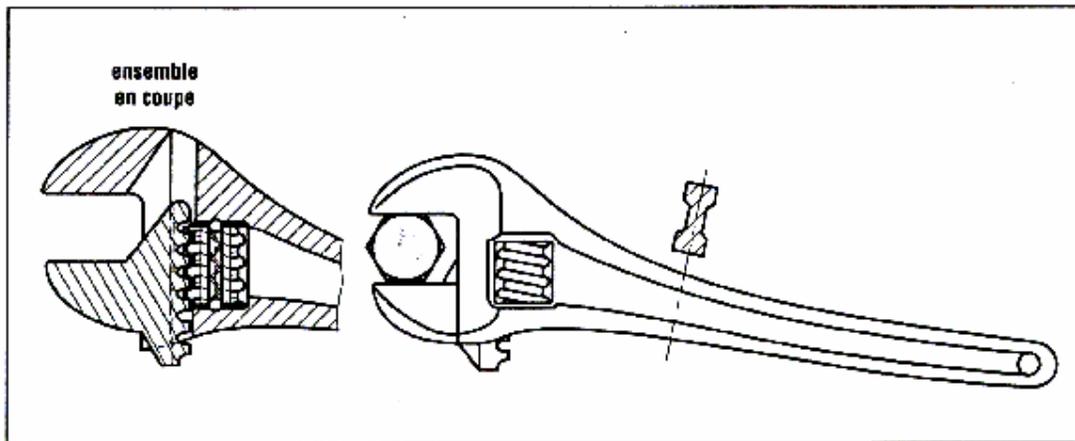
3 – Règles complémentaires simplifiant la lecture des dessins :

a) Coupe des nervures

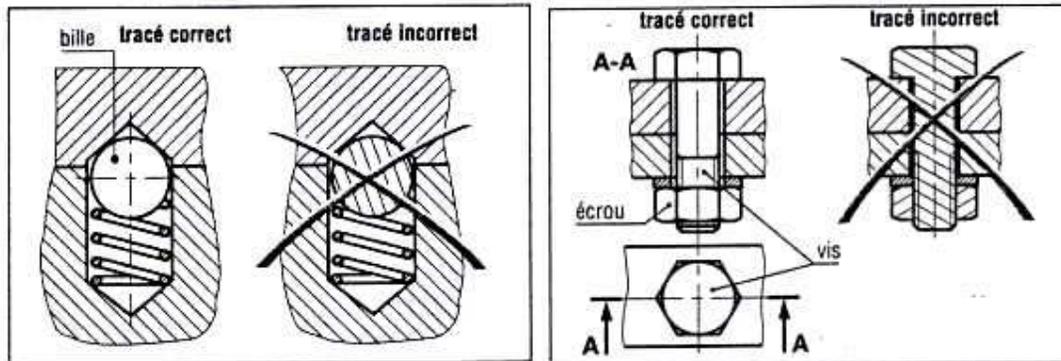
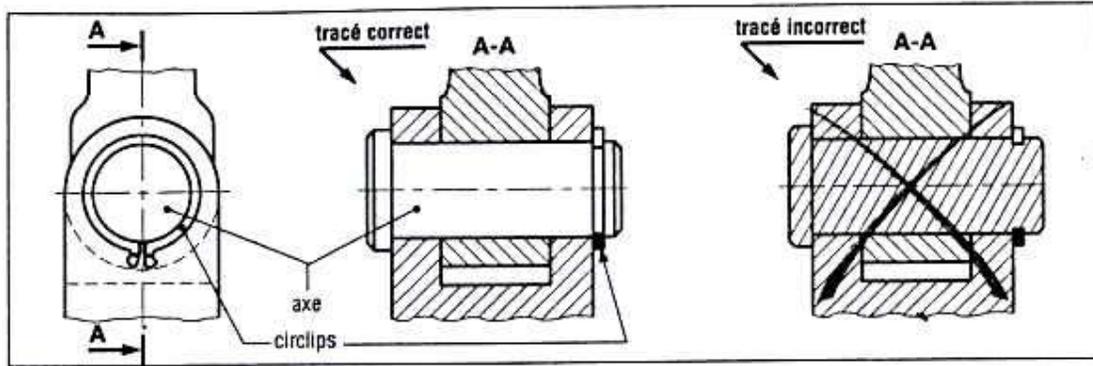
On ne coupe jamais des nervures lorsque le plan de coupe passe dans le plan de leur plus grande surface. La règle est la même avec les bras de poulie, de volant ou de roue.



- b) Des pièces ou des objets différents appartenant à un même ensemble en coupe doivent avoir des hachures différentes : inclinaisons différentes et au besoin motifs différents.



- c) On ne coupe jamais les pièces de révolution pleines (cylindriques ou sphériques telles que axes, arbres, billes...), les vis, boulons, écrous, rivets, clavettes.

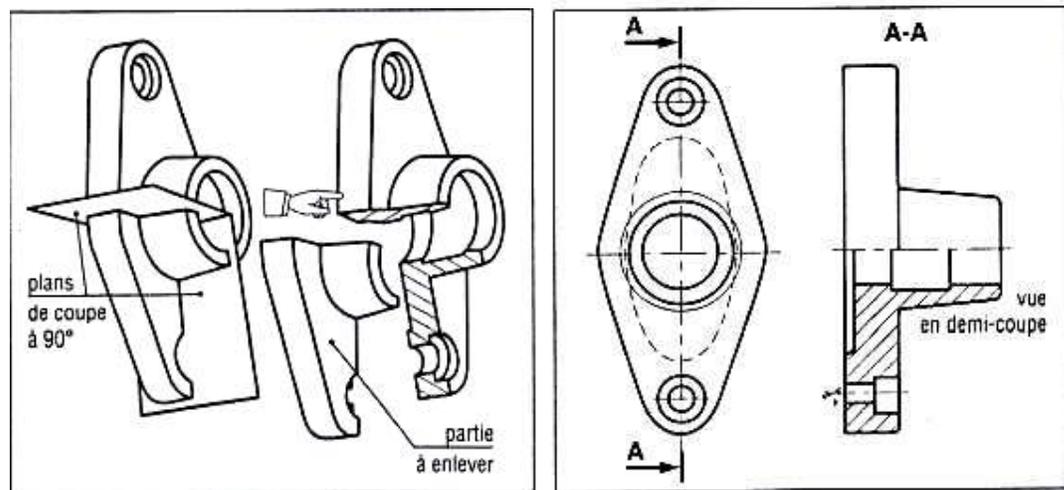


III – Demi-coupe :

Les vues en demi-coupe sont particulièrement intéressantes dans le cas des pièces symétriques.

1 – Principe :

Dans ce mode de représentation la moitié de la vue est dessinée en coupe, afin de définir les formes et les contours intérieurs, alors que l'autre moitié reste en mode de représentation normal pour décrire les formes et les contours extérieurs.

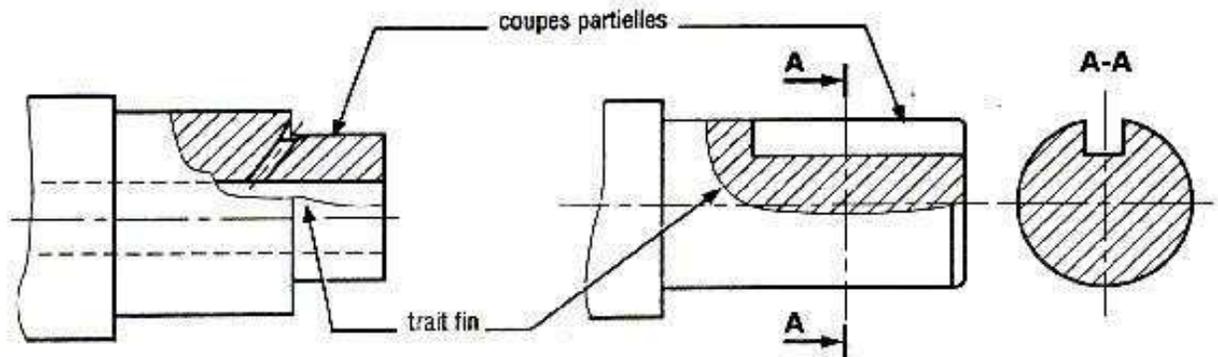


2 – Règles :

Elles sont les mêmes que pour les coupes normales, l'indication du plan de coupe est inchangée. Les deux demi-vues sont toujours séparées par un axe de symétrie, trait mixte fin l'emportant sur tous les autres types de traits.

IV – Coupes partielles :

Il arrive fréquemment que l'on ait besoin de définir uniquement un seul détail (un trou, une forme particulière etc.) du contour intérieur. Il est alors avantageux d'utiliser une coupe partielle plutôt qu'une coupe complète amenant trop de tracés inutile. L'indication du plan de coupe est inutile dans ce cas.

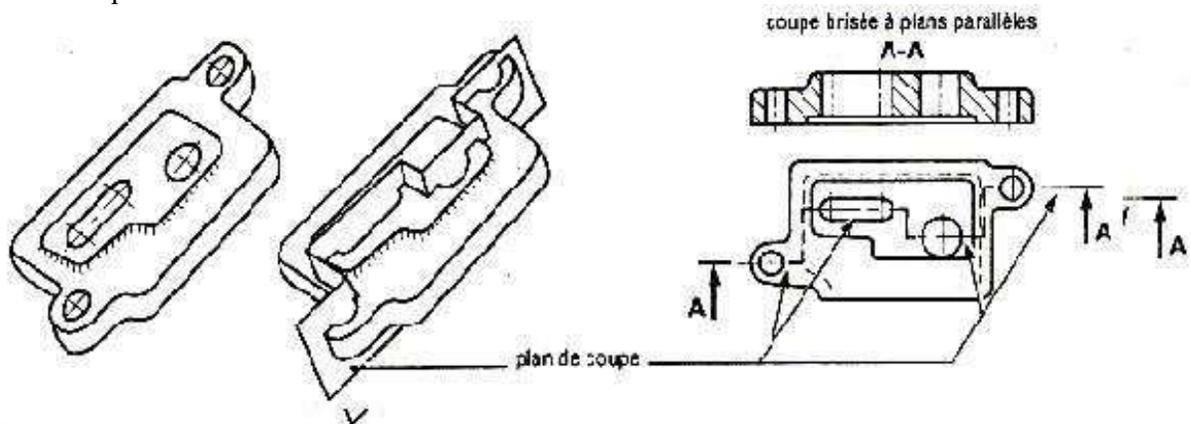


V – Coupes brisée :

Elle est utilisée avec des objets présentant des contours intérieurs relativement complexes. Elle apporte un grand nombre de renseignements et évite l'emploi de plusieurs coupes normales. Le plan de coupe brisé est construit à partir de plans de coupe usuels.

1 – Coupe brisée à plans parallèles :

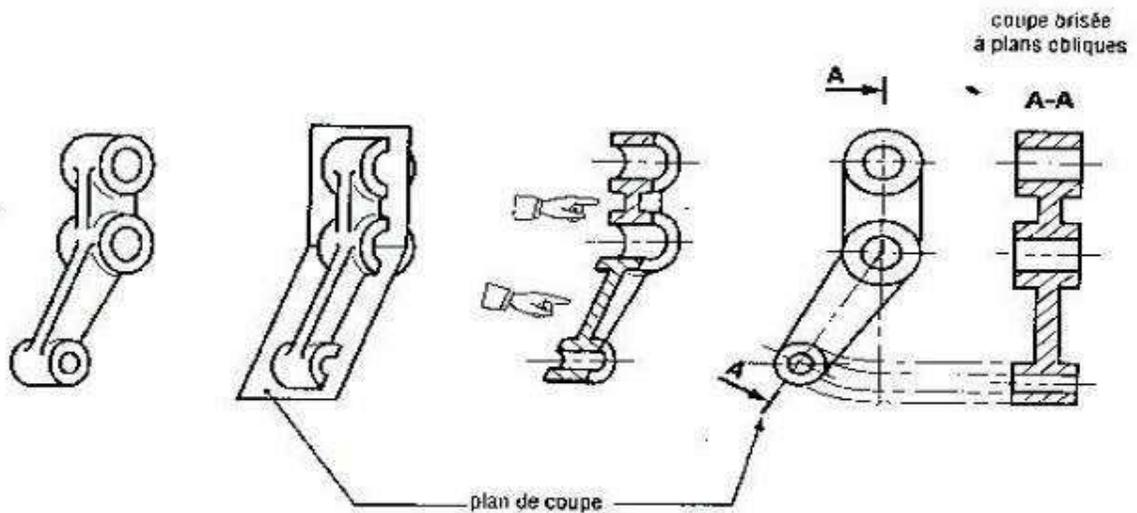
Le plan de coupe est construit à partir de plans de coupe classiques parallèles entre eux. La correspondance entre les vues est dans ce cas conservée.



2 – Coupes brisée a plans obliques :

Le plan de coupe est constitué de plans sécants. La vue coupée est obtenue en ramenant dans un même plan tous les tronçons coupés des plans de coupe successifs ; les morceaux coupés s'additionnent. Dans ce cas la correspondance entre les vues n'est que partiellement conservée.

Les règles de représentation restent les mêmes. Les discontinuités du plan de coupe (arrêts ou angles) ne sont pas dessinées dans la vue coupée.



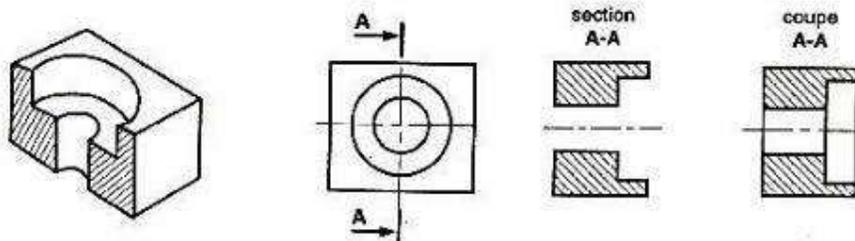
VI – Section :

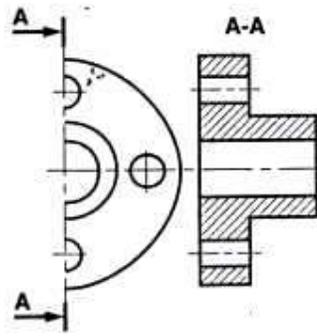
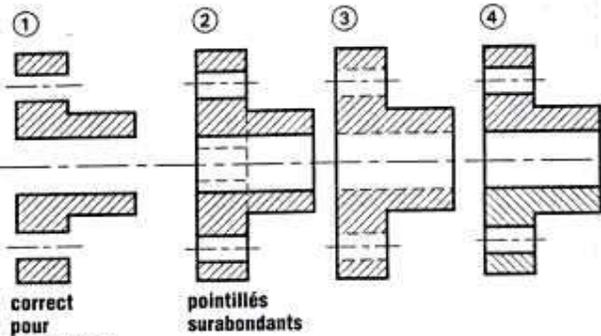
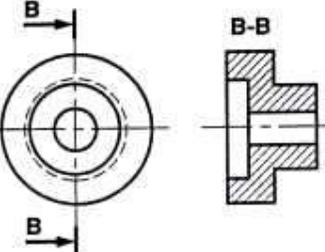
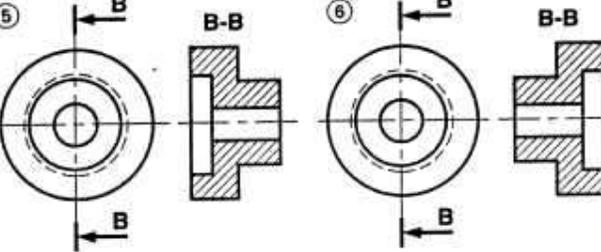
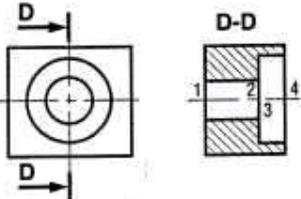
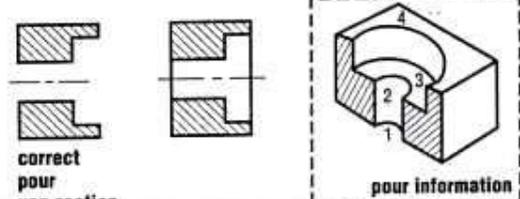
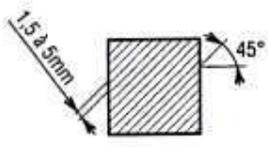
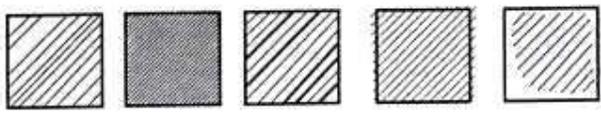
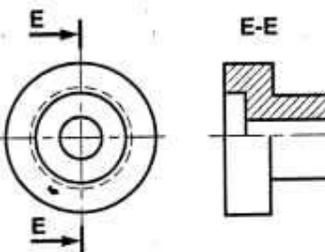
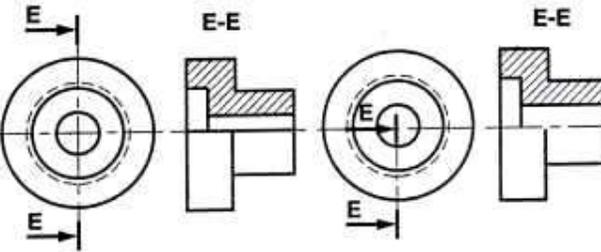
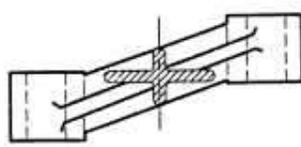
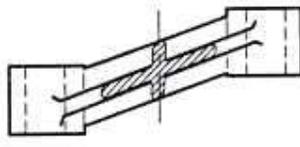
On peut les considérer comme des vues complémentaires ou auxiliaires. Elles se présentent comme une variante simplifiée des vues en coupe et permettent de définir avec exactitude une forme, un contour, un profil en éliminant un grand nombre de tracés inutiles.

Les sections sont définies de la même manière que les coupes : plan de coupe, flèches, etc.

1 – Principe :

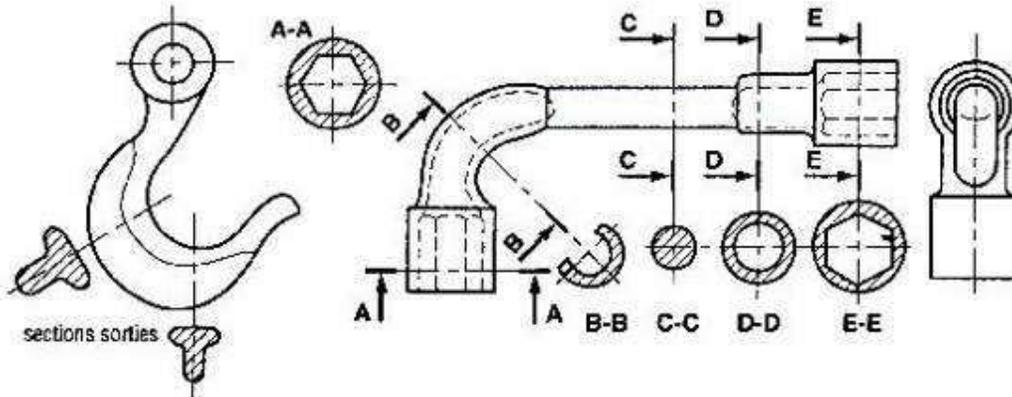
Dans une coupe normale toutes les parties visibles au-delà (en arrière) du plan de coupe sont dessinées. Dans une section, seule la partie coupée est dessinée (là où la matière est réellement coupée ou sciée).



Tracés corrects demandés	Tracés incorrects : erreurs typiques réalisées
	 <p>① correct pour une section</p> <p>② pointillés surabondants</p>
	
	 <p>correct pour une section</p> <p>pour information</p>
	
	
	

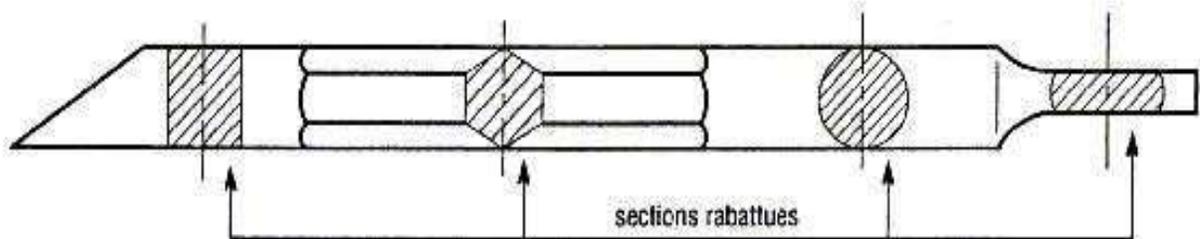
2 – Sections sorties :

Elles sont dessinées, le plus souvent, au droit du plan de coupe si la place le permet.
L'inscription du plan de coupe peut être omise.



3 – Section rabattues :

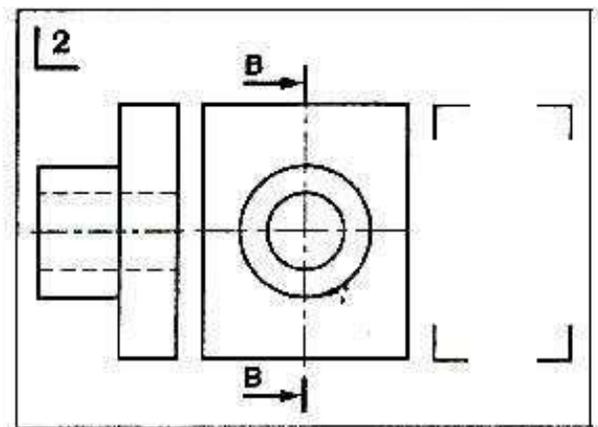
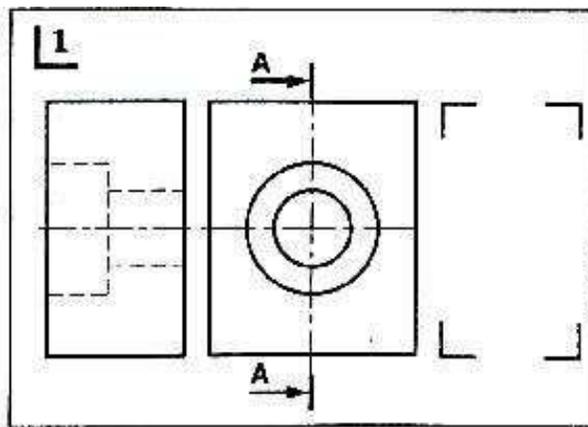
Ces sections sont dessinées en traits continue fins (pas de traits forts) directement sur la vue usuelle (en superposition). Pour plus de clarté il est préférable de gommer ou d'éliminer les formes de l'objet vues sous la section ; si ces formes sont nécessaires, préférer une section sortie. L'indication du plan de coupe est en général inutile.



VII – Exercices & évaluation :

Pour chaque exercice, tracer la vue coupée manquante. Utiliser le plan de coupe indiqué.

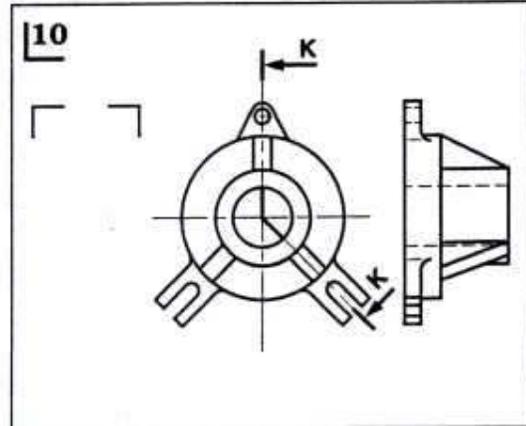
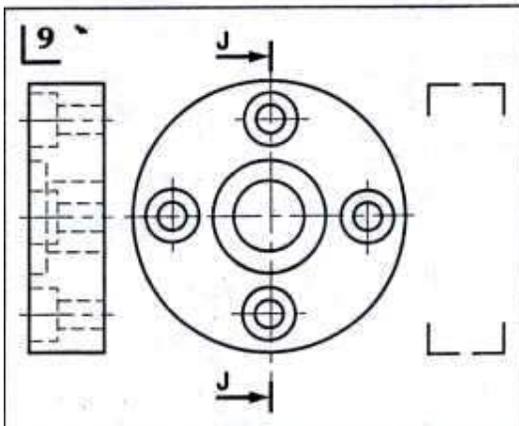
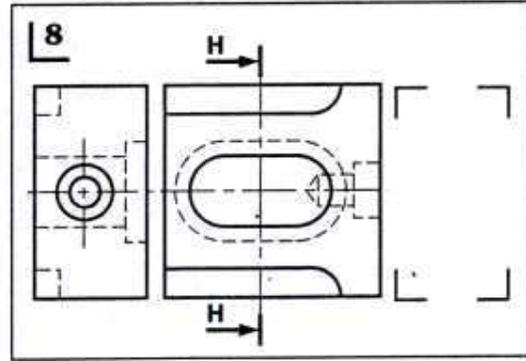
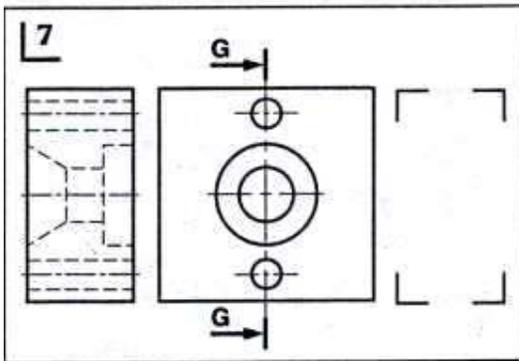
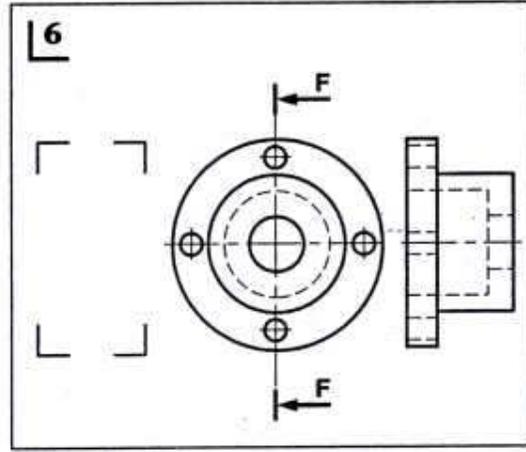
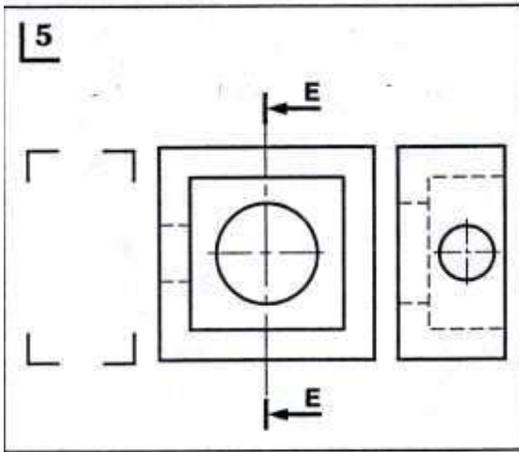
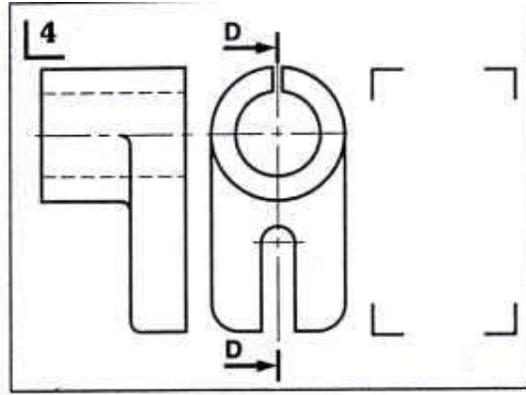
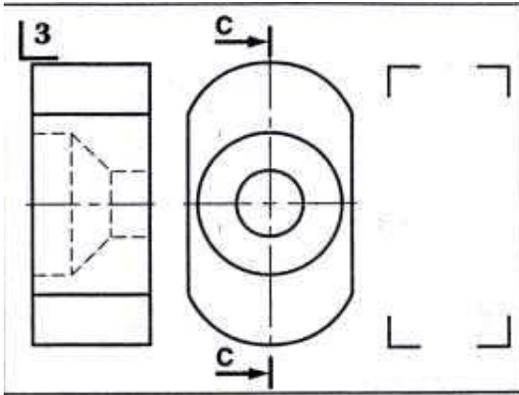
Exercices 1-2-4-5-7-11-13-14-15 : faire une coupe classique.

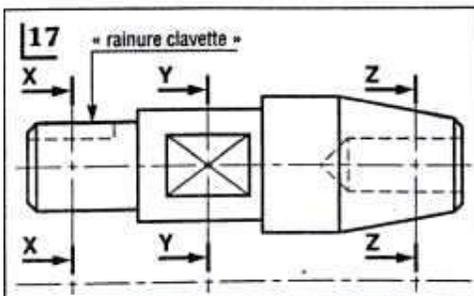
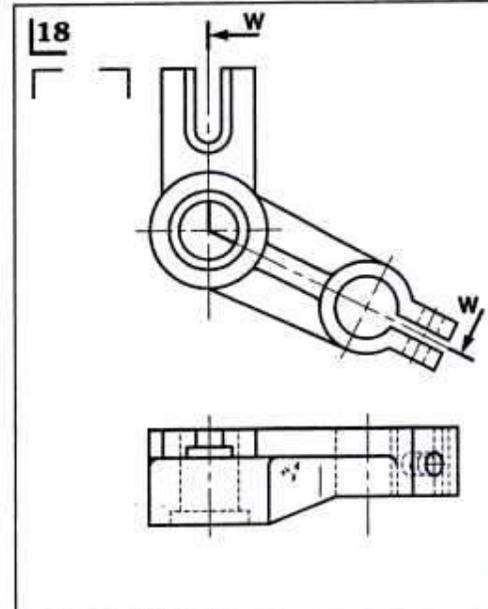
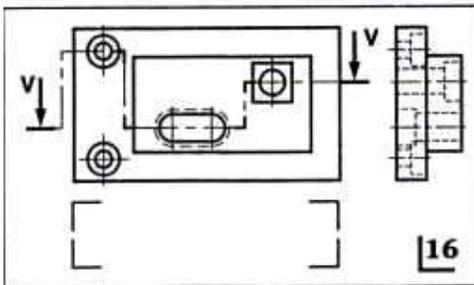
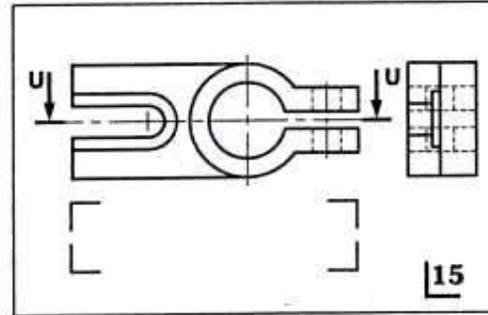
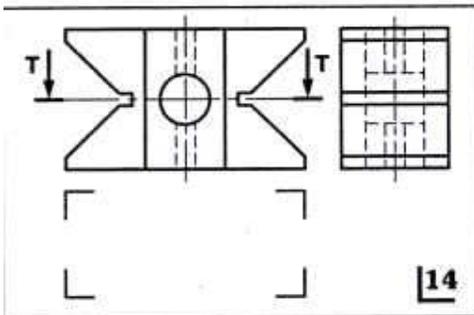
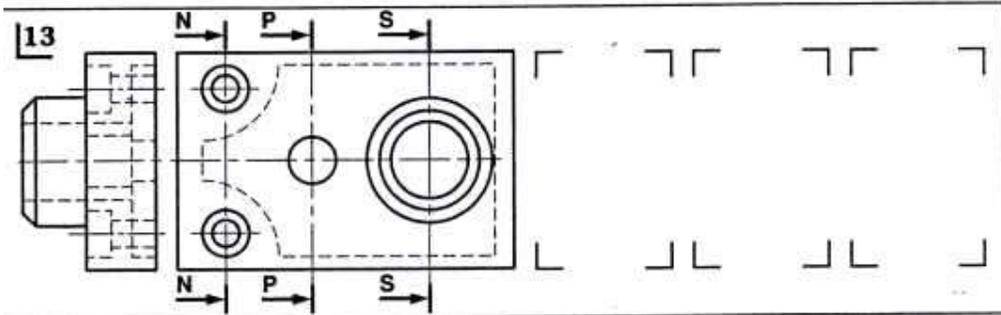
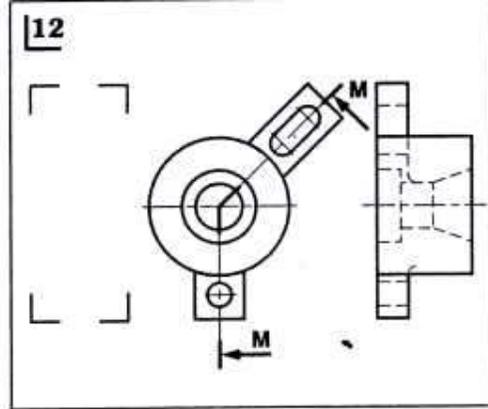
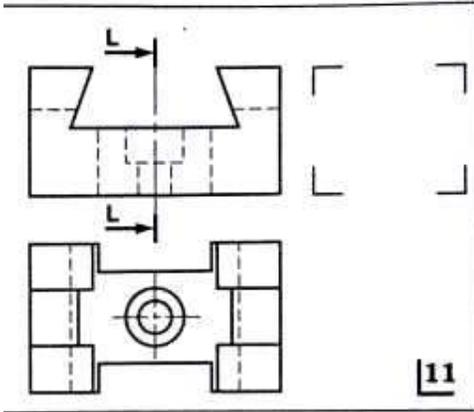


Exercices 3-6-9 : faire une demi-coupe.

Exercices 10-12-16-18 : faire une coupe brisée.

Exercice 17 : faire les section sorties.





Règles pratiques d'exécution des dessins

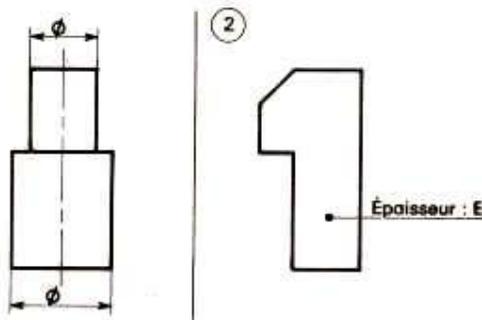
1- Première règle

C'est l'utilisation que l'on fait d'un dessin qui détermine la façon de l'exécuter.

2- Deuxième règle

Tout ensemble doit être représenté dans sa position normale d'utilisation.

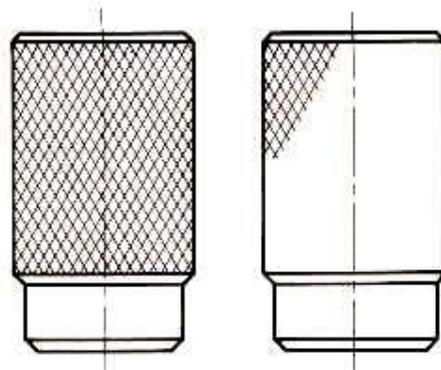
3- Troisième règle



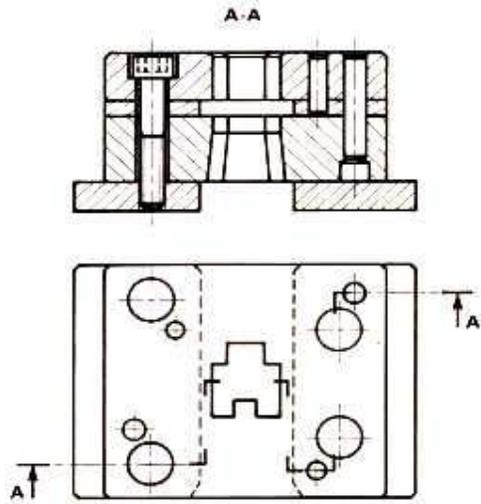
Eviter toute vue surabondante.

4- Quatrième règle

- Eviter tout trace inutile



- L'utilisation du trait interrompu a été limitée a la définition des formes non entièrement déterminées en trait fort



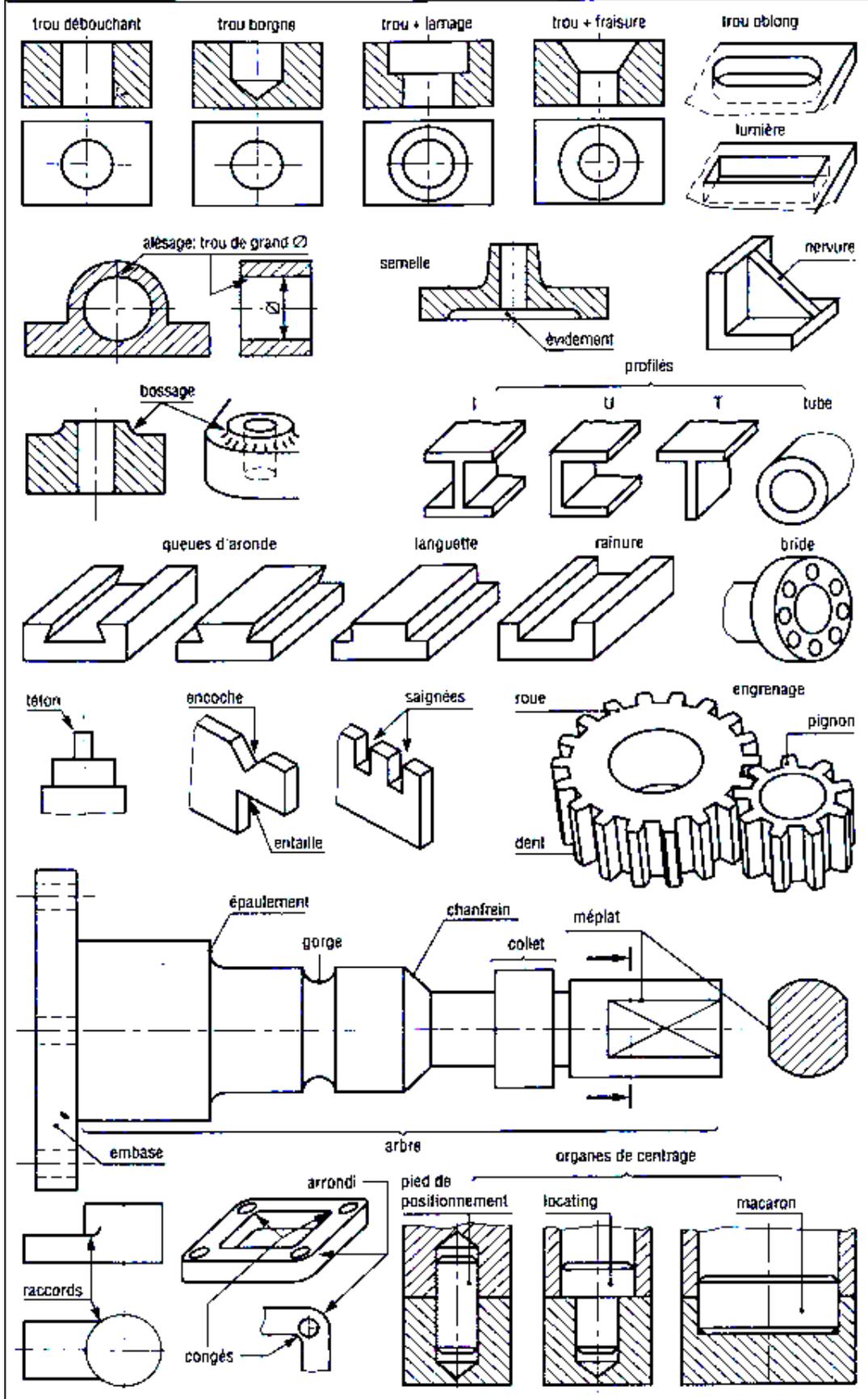
VOCABULAIRES TECHNIQUES DES FORMES D'UNE PIÈCE

- **Alésage** : désigne, d'une manière générale, un contenant cylindrique ou conique précis.
- **Arbre** : désigne, d'une manière générale, un contenu cylindrique ou conique précis.
- **Arrondi** : surface à section circulaire partielle et destinée à supprimer une arrête vive.
- **Bossage** : saillie prévue à dessein sur une pièce afin de limiter la surface usinée.
- **Boutonnière** : voir <<trou oblong>>.
- **Chambrage** : évidement réalisé à l'intérieur d'un alésage afin d'en réduire la portée.
- **Chanfrein** : petite surface obtenue par suppression d'une arrête sur une pièce.
- **Collet** : couronne en saillie sur une pièce cylindrique.
- **Collerette** : couronne à l'extrémité d'un tube.
- **Congé** : surface à section circulaire partielle destinée à raccorder deux surfaces formant un angle rentrant.
- **Décrochement** : surface en retrait d'une autre surface et parallèle à celle-ci.
- **Dégagement** : évidement généralement destiné :
 - ✓ à éviter le contact de deux pièces suivant une ligne.
 - ✓ à assurer le passage d'une pièce.
- **Dent** : saillie dont la forme s'apparente à celle d'une dent.
- **Embase** : élément d'une pièce destiné à servir de base à une autre pièce.
- **Embrèvement** : forme emboutie dans une tôle et destinée à servir de logement pour une pièce ne devant pas être en saillie.
- **Encoche** : petite entaille.
- **Entaille** : enlèvement d'une partie d'une pièce par usinage.

- ❑ **Épaulement** : changement brusque de la section d'une pièce afin d'obtenir une surface d'appui.
- ❑ **Ergot** : petit élément de pièce en saillie, généralement destiné à assurer un arrêt en rotation.
- ❑ **Evidement** : vide prévu dans une pièce pour en diminuer le poids ou pour réduire une surface d'appui.
- ❑ **Fente** : petite rainure.
- ❑ **Fraisure** : évasement conique fait avec une fraise à l'orifice d'un trou.
- ❑ **Gorge** : dégagement étroit généralement arrondi à sa partie inférieure.
- ❑ **Goutte de suif** : calotte sphérique éventuellement raccordée par une portion de tore.
- ❑ **Lamage** : logement cylindrique généralement destiné :
 - ✓ à obtenir une surface d'appui,
 - ✓ à « noyer » un élément de pièce.
- ❑ **Langnette** : tenon de grande longueur destiné à rentrer dans une grande rainure et assurant en général une liaison en translation
- ❑ **Locating** : mot anglais utilisé pour nommer une pièce positionnant une autre pièce
- ❑ **Lumière** : nom de divers petits orifices
- ❑ **Macaron** : cylindre de diamètre relativement grand par rapport à sa hauteur, assurant en général un centrage
- ❑ **Méplat** : surface plane sur une pièce à section cylindrique
- ❑ **Nervure** : partie saillante d'une pièce destinée à en augmenter la résistance ou la rigidité.
- ❑ **Profile** : métal laminé suivant une section constante
- ❑ **Queue d'aronde** : tenon en forme de trapèze pénétrant dans une rainure de même forme et assurant une liaison en translation
- ❑ **Rainure** : entaille longue pratiquée dans une pièce pour recevoir une languette ou un tenon
- ❑ **Saignée** : entaille profonde et de faible largeur .

- ❑ **Semelle** : surface d'une pièce, généralement plane et servant d'appui.
- ❑ **Tenon** : partie d'une pièce faisant saillie et se logeant dans une rainure ou une mortaise.
- ❑ **Téton** : petite saillie de forme cylindrique.
- ❑ **Trou oblong ou boutonnière** : trou plus long que large, termine par deux demi-cylindres.

Formes usuelles : vocabulaire



Représentation des filetages

1- Filetages vus

- Dessiner la tige ou l'alésage en trait continu fort.
- Dessiner le cylindre à fond du filet en trait continue fin.
- Dans la vue en section le cylindre à fond de filet est dessiné en trait continu fin sur les trois quarts de la circonférence environ.
- Dessiner un chanfrein de 45° à l'entrée et à la fin du filet pour la tige et seulement à la fin du filet pour l'écrou.

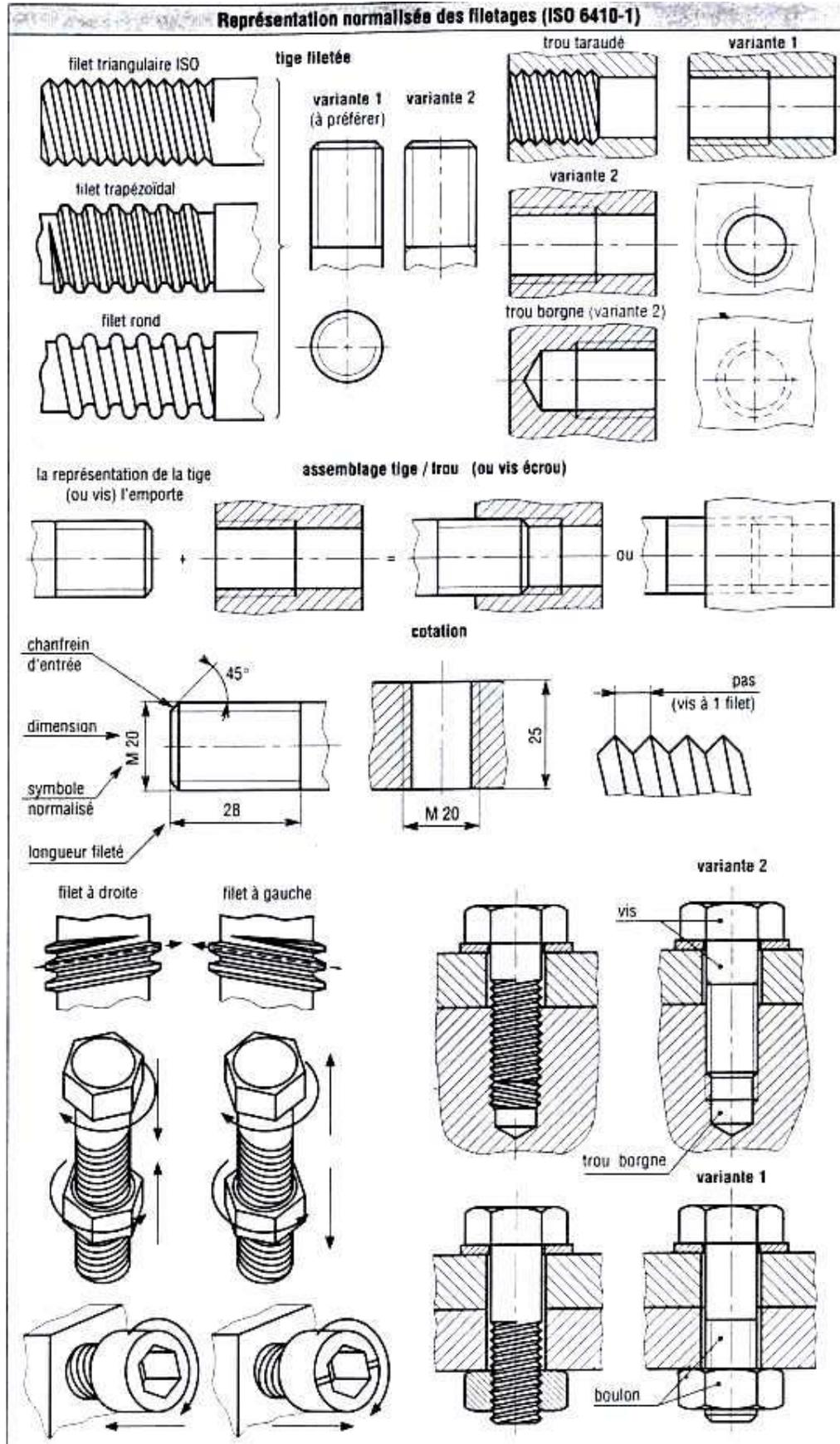
2- Filetages cachés

Ils sont entièrement dessinés en trait interrompu fin.

3- Filetages vis et écrou assemblés en coupe

La présentation de la vis l'emporte sur celle du trou.
La tige n'est pas hachurée.

(Voir page suivante : représentation normalisée des filetages)



LES PERSPECTIVES.

I. But :

Les représentations en perspective permettent de mieux se rendre compte, à première vue, de l'aspect général d'un objet, ceci pour des objets simples.

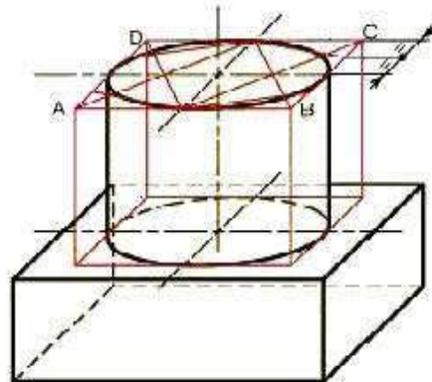
II. Classification :

II-1 : La perspective cavalière :

C'est une projection oblique, parallèlement à une direction donnée, sur un plan de projection parallèle à l'une des faces du cube de projection.

Toute figure contenue dans un plan parallèle au plan de projection se projette en vraie grandeur.

Les droites perpendiculaires au plan de projection se projettent suivant des droites obliques parallèles appelées fuyantes ; l'angle des fuyantes α dépend de la direction d'observation ; pour faciliter le traçage avec les équerres, choisir les angles de 30° , 45° ou 60° .



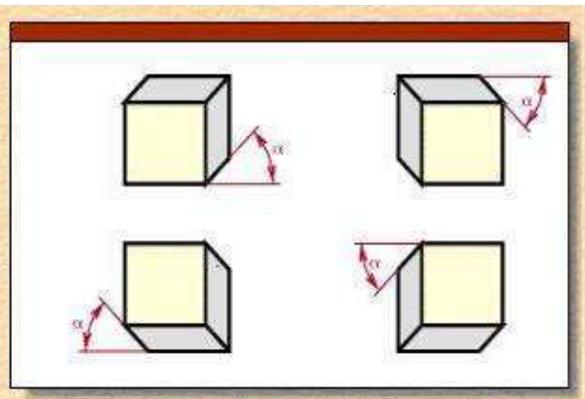
Observation :

Afin de permettre un tracé clair et rapide, les valeurs α (angle de fuite) et a , b et c sont normalisées soit :

$\alpha = 45^\circ$ (orientation quelconque voir figure),

$a = \text{dimension} \times 0,5$

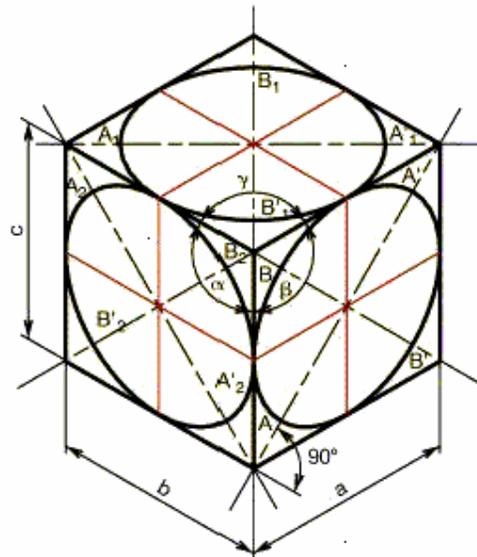
$b = c = \text{dimension en vraie}$



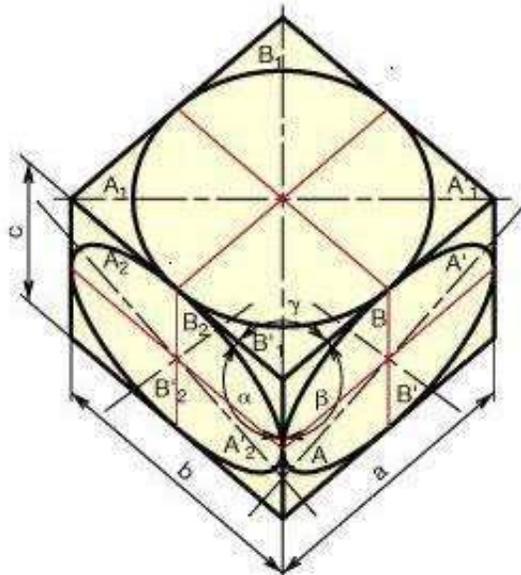
II-2 : perspectives axonométriques :

- La perspective axonométrique est une projection oblique par rapport à ses faces principales ; aucune de ses faces n'est dessinée en vraie grandeur.
- Tout cercle se projette donc suivant une ellipse.
- La perspective est définie par les angles α , β , γ qui font ensemble 360° .
- La perspective est dite :

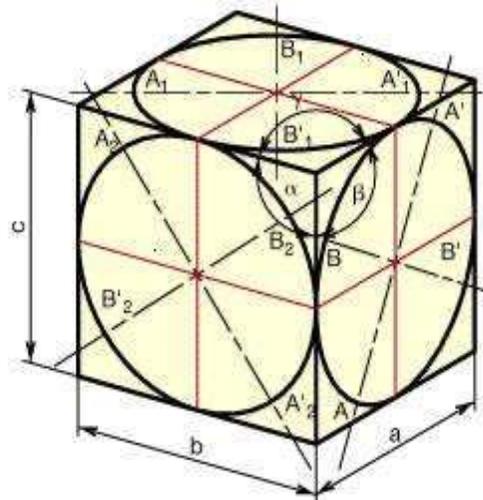
* isométrique : $\alpha = \beta = \gamma$ (angles égaux.)



* dimétrique : $\alpha = \beta$ (deux angles égaux.)



* tri métrique : $\alpha \neq \beta \neq \gamma$ (aucun angle égal).



Exercice n°1 :

Sujet :

Le dessin ci-dessus représente à l'échelle : 0,5

Par la vue de face coupe A-A. Et vue de gauche un support à pointes utilisé pour le contrôle de pièces lisses .

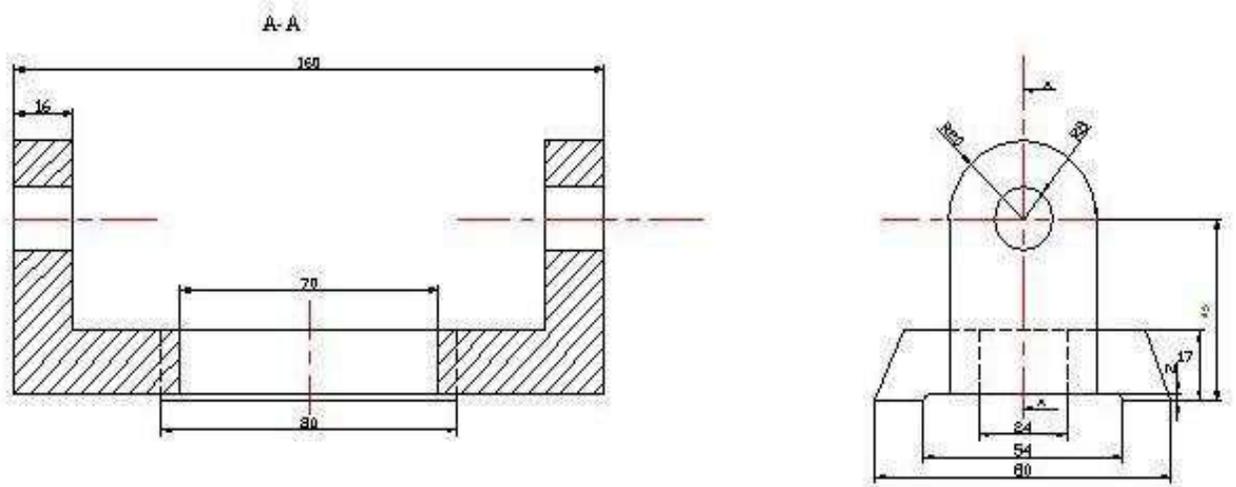
Travail demande :

Sur papier format A. 4V, échelle : 1, au crayon et aux instruments, représenter le support en perspective cavalière d'après les caractéristiques suivante :

- **face de départ : face F**
- **inclinaison des fuyantes : 45°**
- **direction et sens des fuyantes :**
- **rapport de réduction : 0,5**
- **Durée : 3H**

Barème :

Exactitude	/10
Traits	/2
Ecriture	/4
Présentation	/4
	20



Evaluation :

Travail demandé :

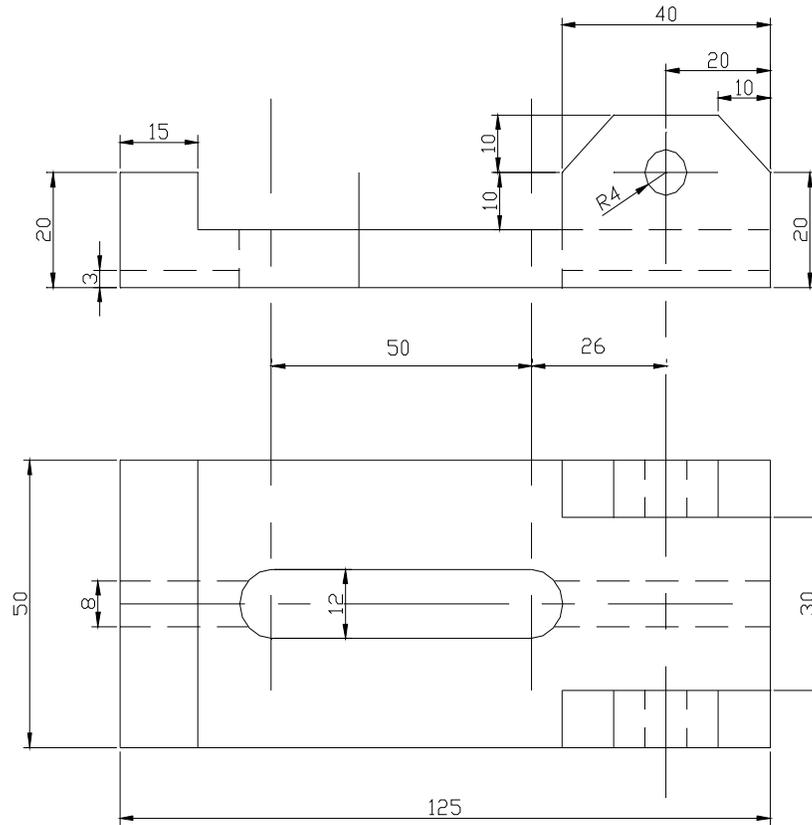
Représenter la pièce suivante : support a chape à l'échelle 1 sur format A 4 sens horizontal en perspective isométrique .

Durée : 3H

Barème :

Exactitude	/10
Traits	/2
Ecriture	/4
Présentation	/4
	<hr/>
	20

support a chape



COTATION PRINCIPES GENERAUX

Pour qu'un objet soit réalisable à partir d'un dessin il faut à la fois une description graphique complète et précise des formes et contours- c'est le rôle des vues normalisées- et une description détaillée et chiffrée et dimensions essentielles ; c'est le rôle de la cotation.

Les divers intervenants à la réalisation de l'objet doivent trouver sur le document tous les renseignements dont ils ont besoin.

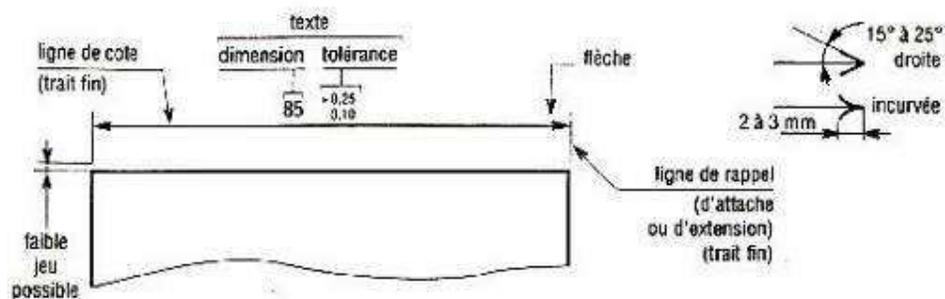
Si les principes de cotation sont partout les mêmes, par contre les inscriptions (ligne de cote, position de texte, symbole) peuvent parfois varier sensiblement d'un pays à l'autre. Cependant les normes restent très proches les unes des autres et le passage de l'une à l'autre se fait sans difficultés.

I- GENERALITES

1. COTE

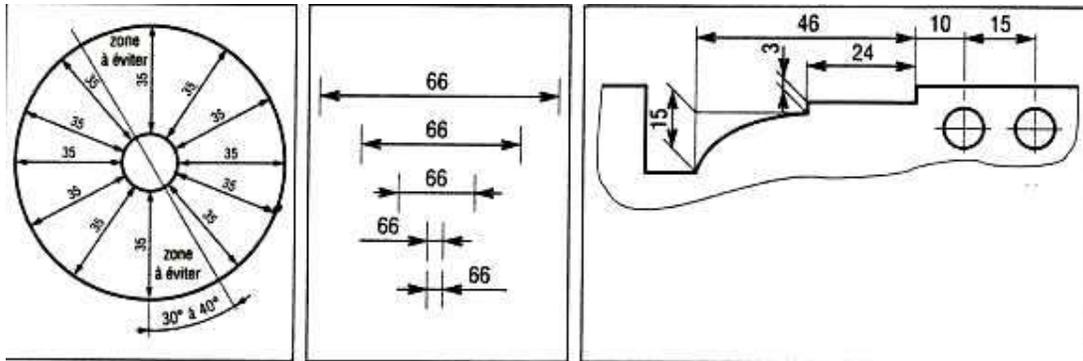
La plupart des dimensions (longueurs, largeurs, hauteur, angles, etc.) sont indiquées sous forme de cotes. Une cote se compose des quatre éléments principaux suivants :

- une ligne de cote, en trait fin ;
- deux lignes de rappel, d'attache ou d'extension, en trait continu fin. Un trait d'axe, ou mixte fin, peut aussi être utilisé ;
- deux flèches précisant les limites de la ligne de cote ;
- un texte (dimension chiffrée de la cote plus tolérance éventuelle plus...) au milieu et au-dessus de la ligne de cote pour les cotes horizontales. Au milieu, sur la cote gauche et de bas en haut pour les cotes verticales.



Remarque : si on manque de place, la ligne de cote peut être prolongée, les flèches inversées et le texte écrit en dehors des lignes de rappel.

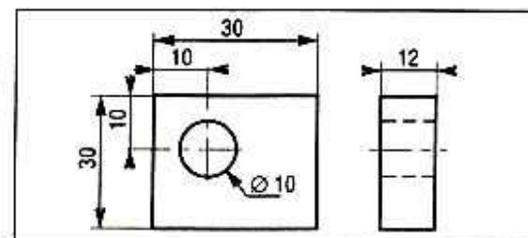
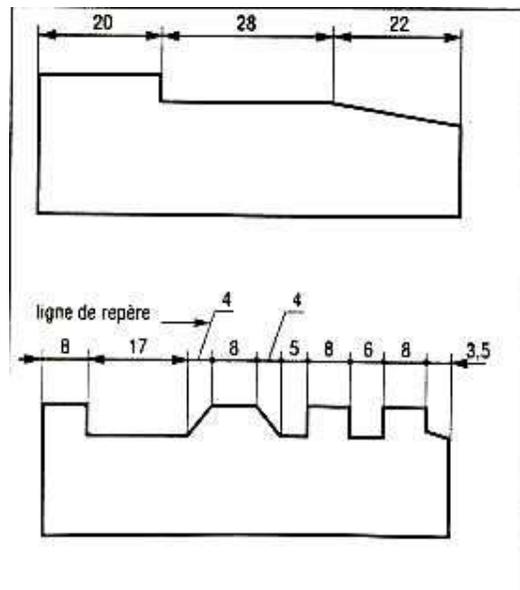
En cas de difficultés, les lignes de rappel peuvent être tracées obliques, tout en restant parallèles entre elles.



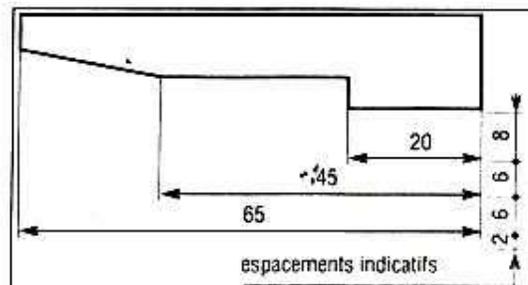
2. COTATION MULTIPLE

Elle peut être réalisée à partir d'une ligne commune, avec un espacement régulier entre chaque cote, ou suivant une ligne continue.

Si une cotation en continue est trop serrée, les flèches intermédiaires peuvent être remplacées par des points et les textes inscrits sur une ligne de repère.



6. Exemple d'agencement de cotes.

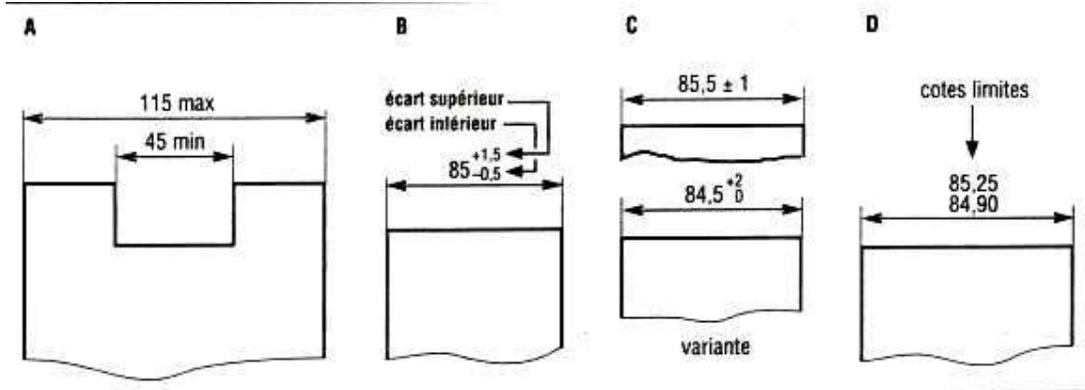


3. ECRITURE DES TOLERANCES

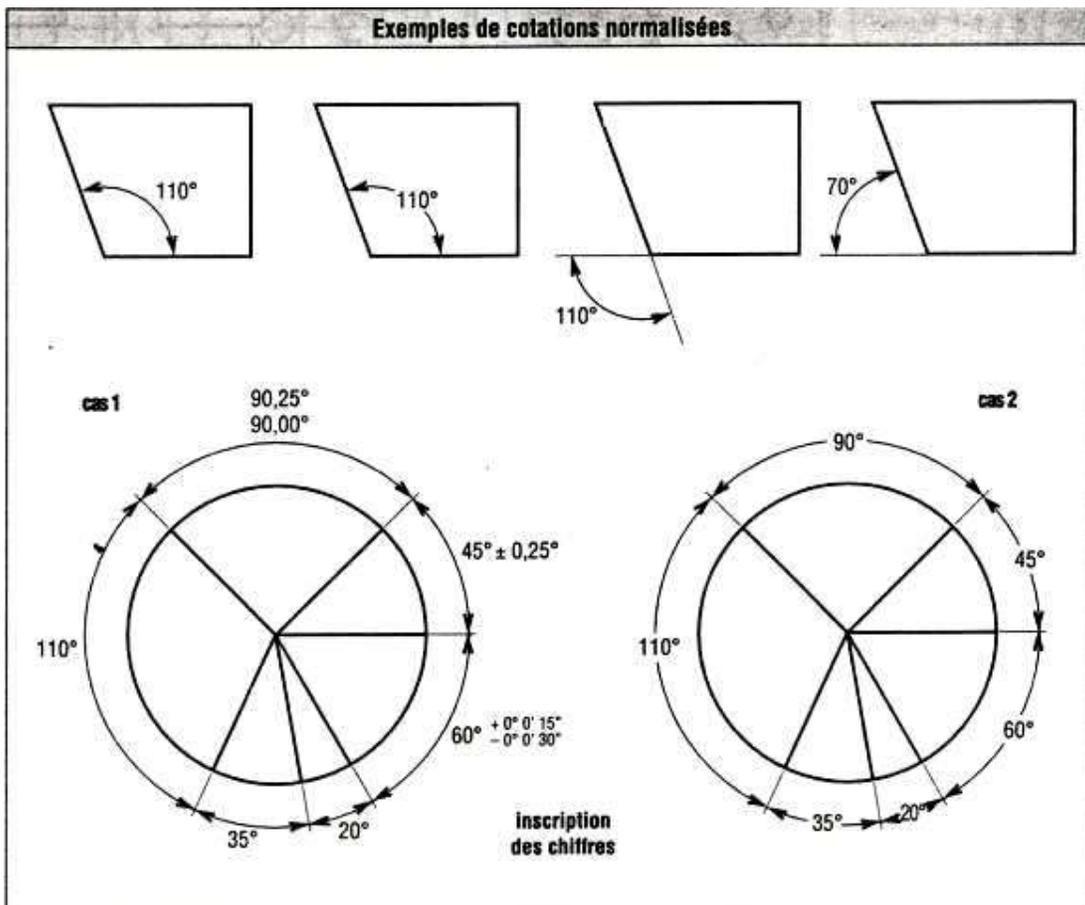
Elles doivent être inscrites sous forme chiffrées à la dimension normale. Deux valeurs sont nécessaires, l'une doit donner la valeur maximale de la cote et l'autre la valeur minimale.

L'écriture est souvent réalisée à partir d'un écart supérieur et d'un écart inférieur (plusieurs variantes). L'utilisation des cotes limites est aussi possible.

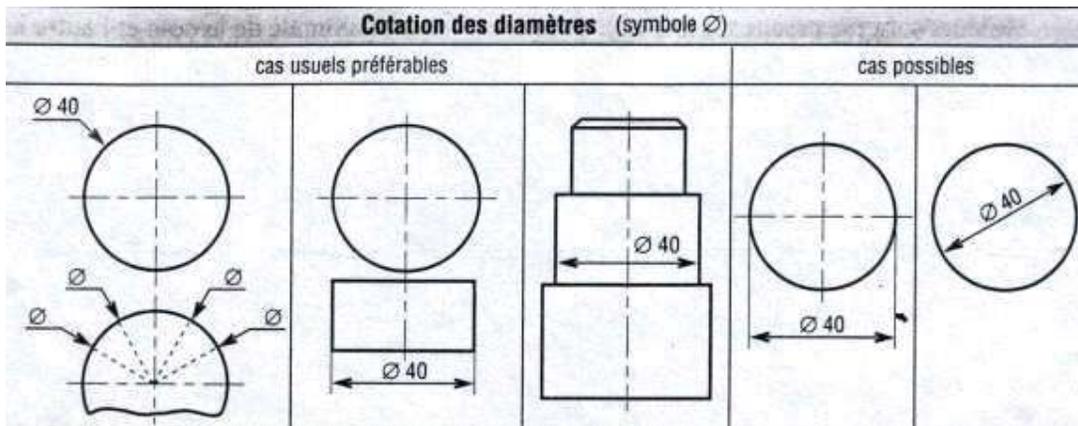
Si une seule limite est imposée, il est possible d'utiliser les indications mini (pour minimum) et maxi (pour maximum).



4. COTATION DES ANGLES



5.COTATION DES DIAMETRES

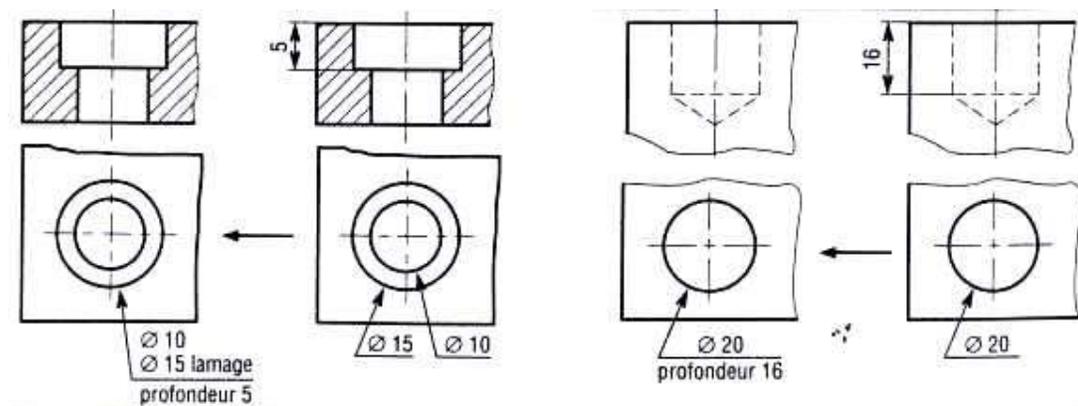


6.COTATION DES RAYONS ? DES SPHERE ET DES SURPLATS DE CARRÉS

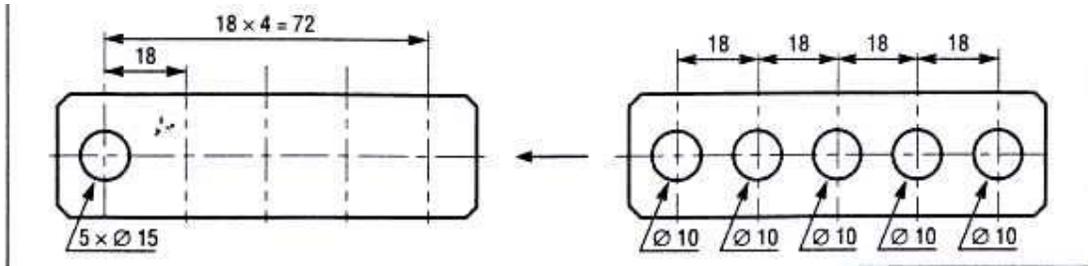
Élément à coter	Rayon	Surplat d'un carré	Sphère	
symbole	R	\square	diamètre $S\varnothing$	rayon SR
exemples				

7.COTATION DES TROUS DE PERÇAGE

Cotation usuelle des trous borgnes et des trous débouchants, avec ou sans lamage.



En cas de trous multiples il faut utiliser les dispositions normalisées représentées ci-dessous.



Exemples de cotations normalisées

A

$A \times 30^\circ (= 120^\circ)$
 $\varnothing 75$
5 trous $\varnothing 8$

B

8 trous $\varnothing 12$
également
espacés
 $\varnothing 60$

C

4 trous $\varnothing 8$
repères Z
 $\varnothing 56$
4 trous $\varnothing 14$

D

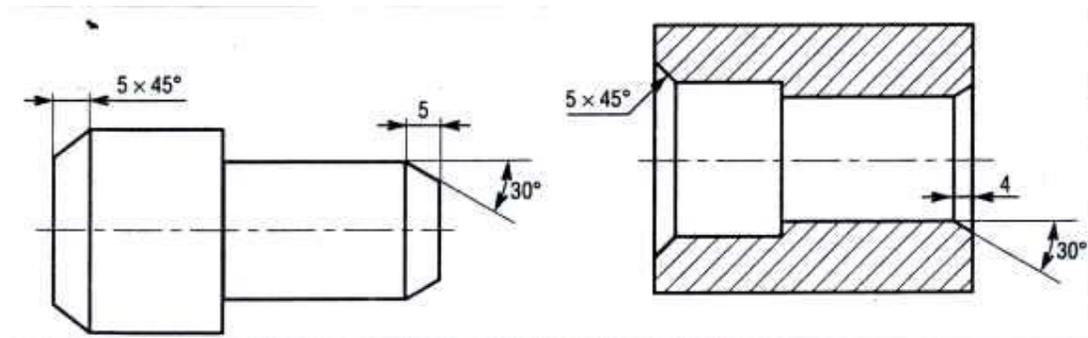
trous	A	B	C
\varnothing	8	20	12

E

trous	A	B	C
\varnothing	16	8	6
nombre	2	4	1

trous	x	y	z
A ₁	20	20	débouch.
A ₂	20	50	débouch.
B ₁	40	30	débouch.
B ₂	60	30	débouch.
B ₃	40	10	débouch.
B ₄	60	10	débouch.
C	60	50	5

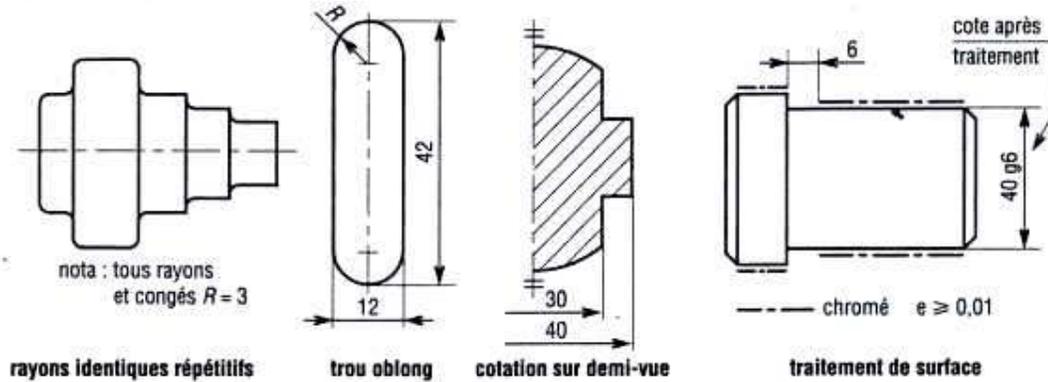
8.COTATION DES CHANFREINS



9.CAS DIVERS

Si plusieurs rayons ou congés ont la même dimension, utiliser de préférence un nota (sorte de remarque générale) pour la cotation.

Les cotations d'un trou oblong et d'un traitement de surface localisé exigent des dispositions particulières.



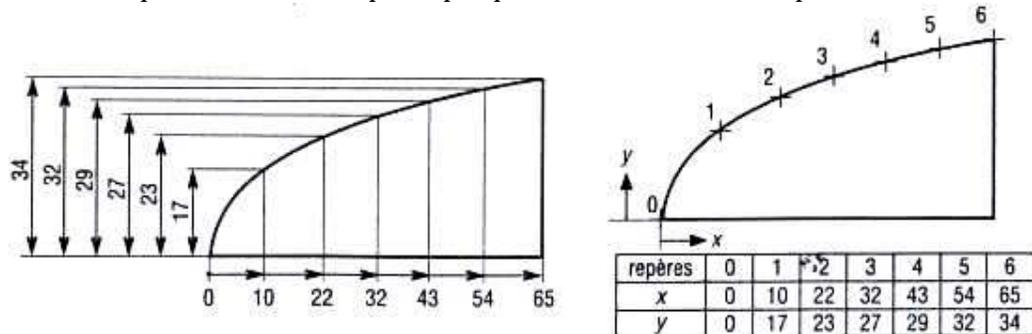
Si une cote n'est pas tracée à l'échelle du dessin, elle doit être soulignée d'un trait continu fort.

Pour coter les profilés standards (I, U...), utiliser les symboles normalisés correspondants .

Profilés normalisés								Cote non à l'échelle
type	rond	carré	plat	cornière	en U	en I	en T	
symbole	∅	□	▭	L	U	I	T	Z

10.COTATION DES PROFILS COURBES COMPLEXES

La cotation peut être réalisée point par point en utilisant les dispositions suivantes :



11. REGLES USUELLES ET SUGGESTIONS POUR REUSSIR UNE BONNE COTATION

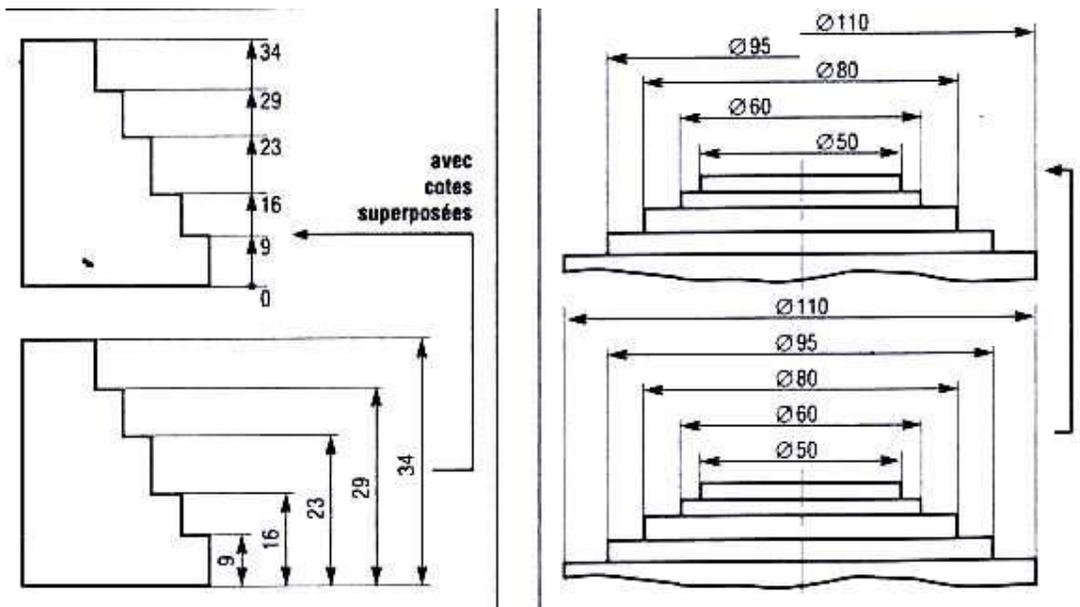
Une bonne organisation générale et le respect des règles normalisées facilitent la lecture, la compréhension et évitent les erreurs d'interprétation des différents intervenants.

12- REGLES D'ORGANISATION GENERALE

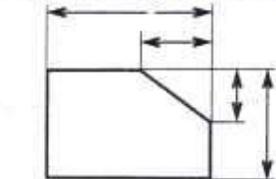
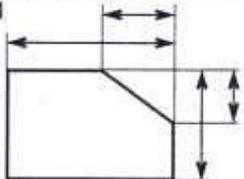
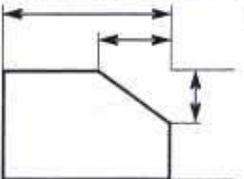
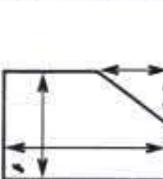
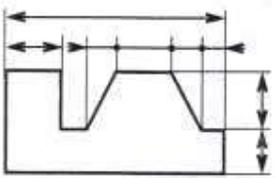
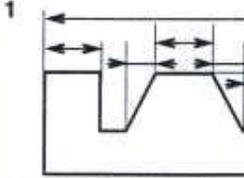
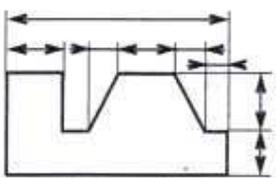
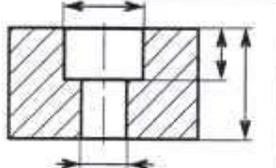
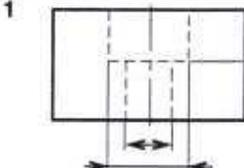
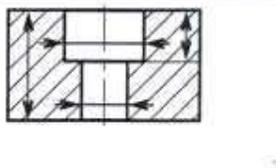
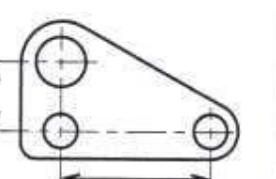
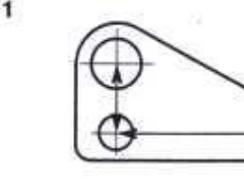
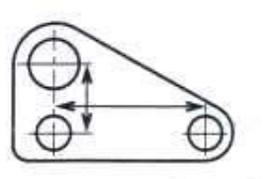
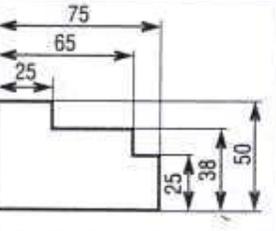
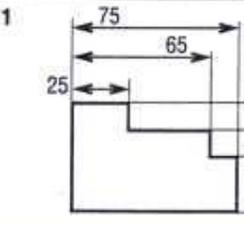
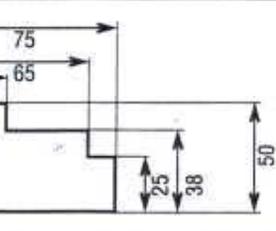
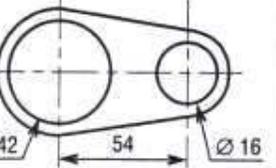
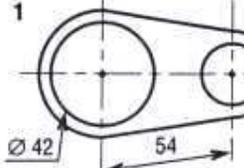
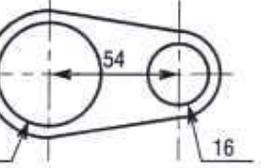
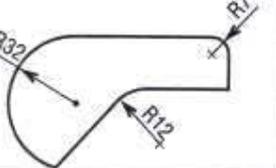
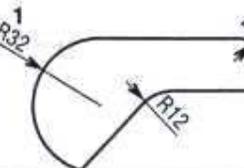
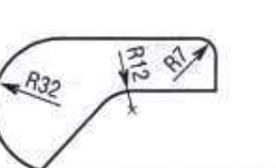
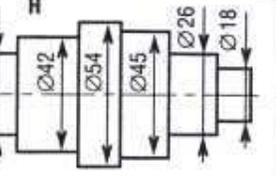
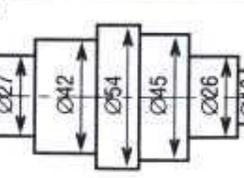
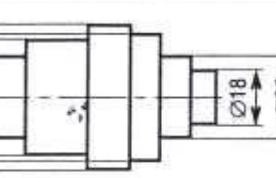
- L'échelle du dessin est la première indication à inscrire.
- N'indiquer que les cotes et dimensions nécessaires ; éviter la surabondance
- Toutes les dimensions, cotes et tolérances, doivent être écrites à partir de la même unité. En construction mécanique, les unités normalisées sont le millimètre (mm) et le degré.
- Une même cote ne doit apparaître qu'une seule fois dans tout le dessin ; éviter de répéter la même cote dans les vues différentes.
- Agencer et organiser la disposition de l'ensemble des cotes ; mettre les unes près des autres les dimensions relatives à une même forme, à un même trou...
- Pour les trous ou cylindres, coter le diamètre plutôt que le rayon, le rayon étant plutôt réservé aux arcs.

13- REGLES DE TRACES

- Les lignes de rappel ne doivent pas couper les lignes de cotes mais peuvent se couper entre elles.
- Placer de préférence les cotes en dehors des vues.
- Faire démarrer les lignes de rappel à partir des traits continus forts, ou des traits d'axe. Eviter de coter à partir des contours cachés, ou traits interrompus courts .
- Si l'espace entre les deux lignes de rappel est insuffisant, prolonger la ligne de cote, inverser les flèches et placer le texte sur le côté.
- Si plusieurs cotes se succèdent en série, les mettre en continu sur une même direction ; faire une cotation continue.
- Si plusieurs cotes se superposent , les placer à intervalles réguliers. Si les cotes sont nombreuses, utiliser les dispositions suivantes :



- Sauf cas particulier, le texte de la cote doit être correctement centré entre les deux flèches et écrit au-dessus de la ligne de cote ; à gauche pour une cote verticale.
- Pour coter les rayons et diamètres, la direction des lignes de rappel utilisées doit passer par le centre du cercle ou de l'arc. Le texte de la cote doit être impérativement précédé du symbole \varnothing pour diamètre et R pour rayon.

Tracés corrects	Tracés incorrects ou à éviter		
<p>A</p> 	<p>1</p> 	<p>2</p> 	<p>3</p> 
<p>B</p> 	<p>1</p> 	<p>2</p> 	
<p>C</p> 	<p>1</p> 	<p>2</p> 	
<p>D</p> 	<p>1</p> 	<p>2</p> 	
<p>E</p> 	<p>1</p> 	<p>2</p> 	
<p>F</p> 	<p>1</p> 	<p>2</p> 	
<p>G</p> 	<p>1</p> 	<p>2</p> 	
<p>H</p> 	<p>1</p> 	<p>2</p> 	

Cotation tolérancée et ajustements

Compte tenu des processus des fabrications choisis et des machines utilisées, une cote réelle mesurant une des dimension d'un objet ne peut être exactement la même que celle (cote nominale) indiquer sur le dessin correspondant.

S'il faut fabriquer une série d'objet identique, il est impossible a une même forme d'avoir toujours exactement la même dimension d'un objet a l'autre.

Une cote imposé sera plus facile a réaliser si elle peut varier entre deux valeurs limite : Une cote maximale et une cote minimale. La différence entre les deux s'appelle la tolérance, ou intervalle de tolérance. Pus la précision exigé est grande, plus l'intervalle de tolérance doit être petit.

L'indication de tolérance est indispensable pour les dimensions ou cote fonctionnelle, c'est à dire pour l'ensemble de dimension définissent es formes nécessaire ou fonctionnement ou a l'assemblage.

La norme ISO/AFNOR prévoir des catégories des dimensions tolérancées particulière pour les assemblages de deux pièces (cylindrique ou prismatique. ce sont les ajustements .

I- Interchangeabilité

L'**interchangeabilité** des objets ou composants et a la base de tous les produits manufacturer construit en série.

N'importe qu'elle composant interchangeable d'une automobile peut être démonter et remonter sur n'importe qu'elle autre automobile du même type et rendre le même service : une roue peut être monter à l'avant, a l'arrière, a gauche, a droite et cela sur n'importe quel model de la série.

Exemple figure 1

N'importe quelle bague (1, 2 ou 3) peut être assembler avec n'importe quel cylindre (4, 5 ou 6) toutes les combinaisons sont possibles. La propriété d'interchangeabilité est obtenue grâce à une cotation tolérancée (ajustement...) des formes a assembler.

Fig1

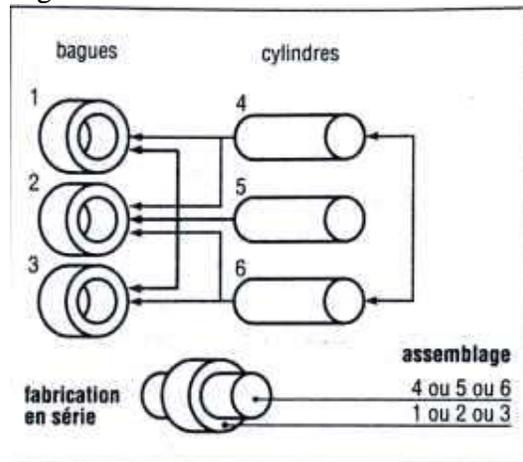
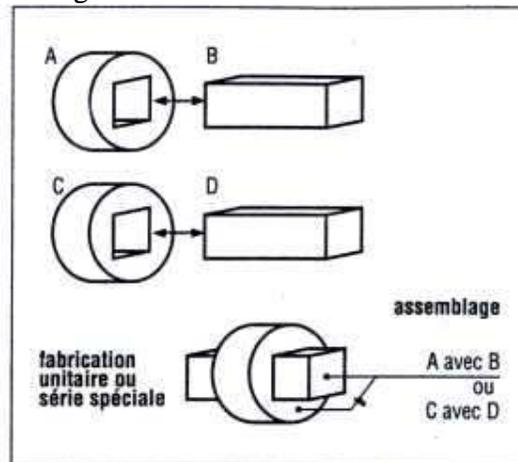


fig2



Pièces appariées, ou appairées : Les pièces sont non interchangeable et doivent être impérativement monter ensemble, par paire. Les dimensions de l'une sont exécuter < sur mesure > à partir des dimensions de l'autre ou choisies < statistiquement >.

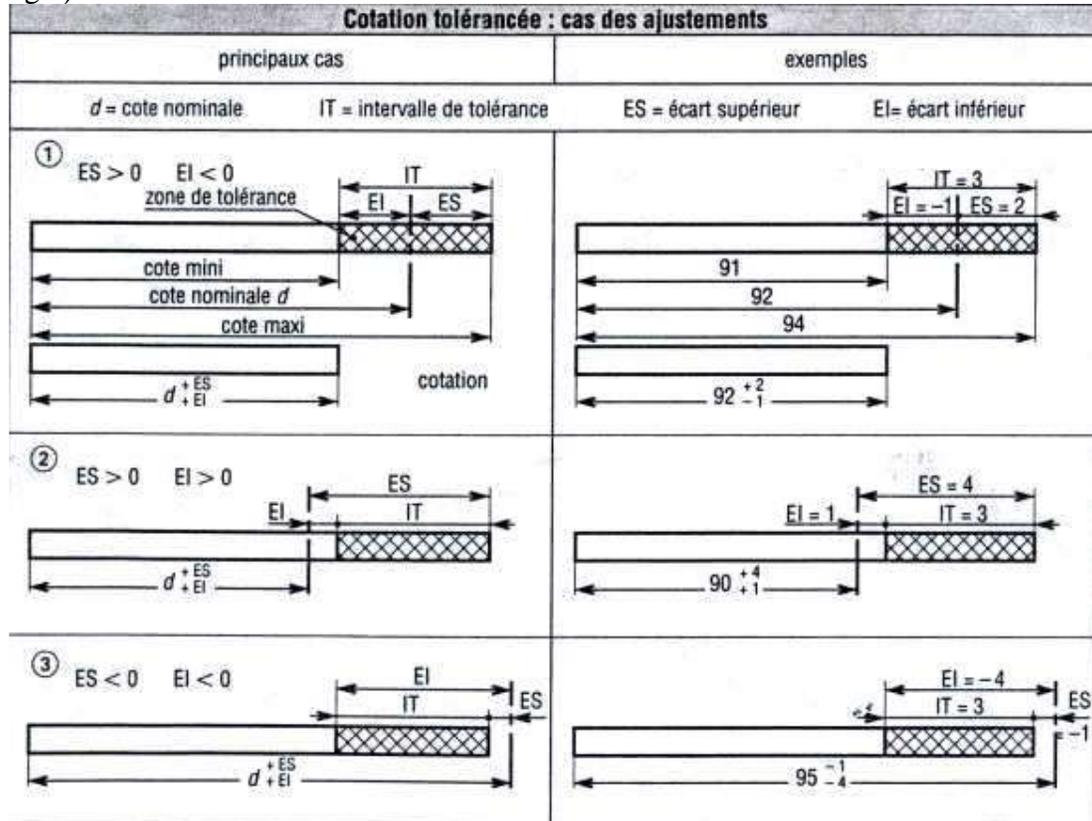
Exemple (fig.2)

Bien qu'il y ait ressemblance, a ne peut être assembler qu'avec B et C qu'avec D.

II- Cotation tolérancée

Pour bien comprendre la notion d'ajustement il faut au préalable bien avoir assimiler les notions de cote nominale, d'intervalle de tolérance, d'écart supérieur et inférieur.

(Fig 3)



1.exemple

L'exemple proposer fig. 3 montre 3 possibilité de cotation tolérancée d'une même dimension(comprise entre 91 et 94) dans le cas des ajustements.

Pour les besoins de la cotation (écriture) la cote nominale (d) peut être choisie plus grandes que la cote maximale admissible (cas 3), plus petite que la cote minimale(cas 2) ou être comprise entre ces deux valeurs (cas 1).

Au besoin des écarts ES et EL peuvent être choisis positifs, négatif ou nulle.

2.définition

Cote nominale : Dimension ou cote qui sert de référence pour l'identification de l'inscription sur les dessins. Un arbre de diamètre nominal 50 mm peut avoir une dimension réelle de 49, 85mm après usinage.

Tolérance ou intervalle de tolérance (IT) : C'est la variation permise a (tolérer, admissible) de la cote réelle de la pièce.

Exemple précédent fig.3 : IT = 3 mm

Ecart supérieur (ES) : il est égale a la différence (écart) entre la cote maximale admissible et la cote nominale. $ES = d_{\text{maxi}} - d_{\text{nominal}}$

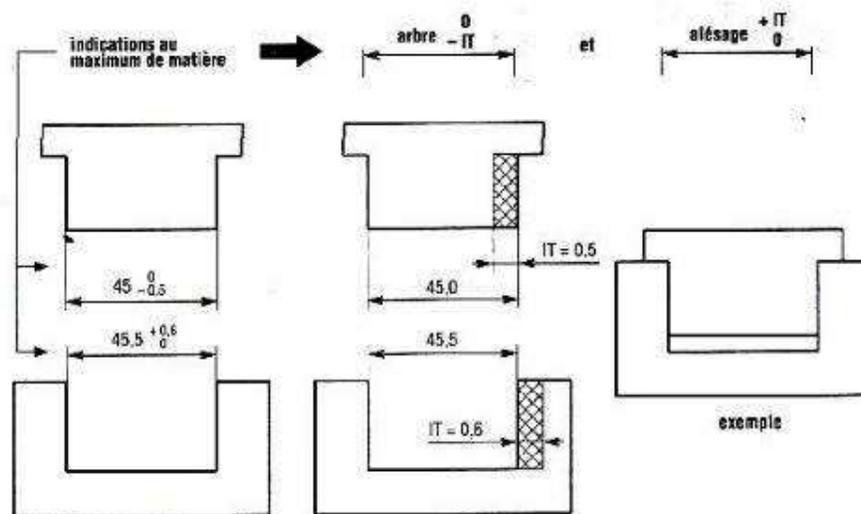
Ecart inférieur EI : il est égale a la différence (écart) entre la cote minimale admissible et la cote nominale. $EI = d_{\text{mini}} - d_{\text{nominal}}$.

3.Inscription- autre cas

Une cote tolérancée peut être inscrite à partir de la cote nominale et des deux écarts (EI et ES) mais aussi à partir des deux cotes limites : cote maxi et cote mini superposer .

4.Cotation tolérancée au maximum de matière

Dans ce mode d'inscription la cote nominale retenue, pour l'inscription, est celle qui laisse le maximum de matière au pièce en supposant que l'usinage soit effectuée exactement a cette dimension(cote nominale).



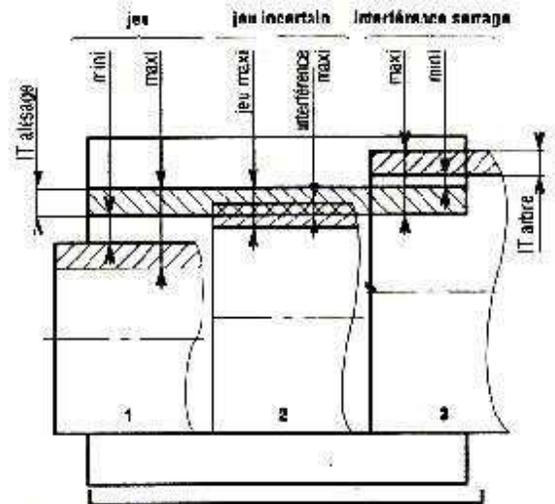
III- Ajustement normalisés ISO / AFNOR

Les ajustements sont des catégories de dimensions tolérancée normalisée utilisée pour les assemblages de deux pièces cylindriques ou prismatique. On trouve :

Les ajustement avec jeu. Exemple : $\varnothing 50 H8f7$

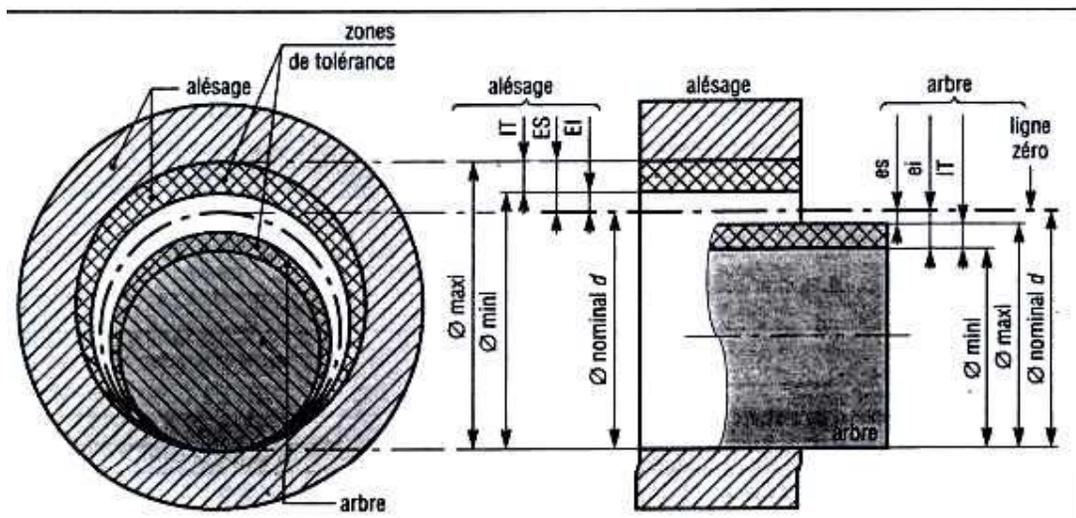
Les ajustements avec jeu incertain (jeu ou serrage). exemple $\varnothing 65 H7k6$

Les ajustements avec serrage ou interférence. Exemple $\varnothing 80 H7p6$.



Remarque : Dans le cas des ajustements 50H8f7, le \varnothing nominale est de 50mm, et les valeurs définies par la normalisation sont :

Pour l'assemblage	Pour l'alésage	Pour l'arbre
jeu maxi = 0,089 jeu mini = 0,025 jeu moyen = 0,057	$\varnothing_{\text{maxi}} = 50,039$ $\varnothing_{\text{mini}} = 50,000$ $IT = 0,039$ $ES = +0,039$ $EI = 0,000$	$\varnothing_{\text{maxi}} = 49,975$ $\varnothing_{\text{mini}} = 49,950$ $IT = 0,025$ $es = -0,025$ $ei = -0,050$



1. Désignation normalisée NF EN 20286-1 ISO 286-1



Diamètre nominal ou cote nominale : Il sert de référence (ou de (ligne 0)) pour positionner les intervalles de tolérances (IT) et les écarts supérieur et inférieur a la fois pour l'arbre et pour l'alésage.

Lettre ou écart : elles définissent l'écart (écart fondamentale ISO) entre le diamètre nominal (cote nominale) et l'intervalle de tolérance choisi.

Pour les alésages l'écart est designer par une lettre majuscule a (A à Z)

Pour les arbres l'écart est designer par une lettre minuscule (a à z)

Pour chaque lettre, majuscule ou minuscule, l'écart augmente avec le diamètre.

Les écarts H et h sont nuls : L'IT démarre sur le diamètre nominale.

Chiffre ou qualité : Inscrit après les lettres, il précise la valeur ou la taille de l'intervalle de tolérance choisi .

2.Inscription normalisées (NF ISO 406)

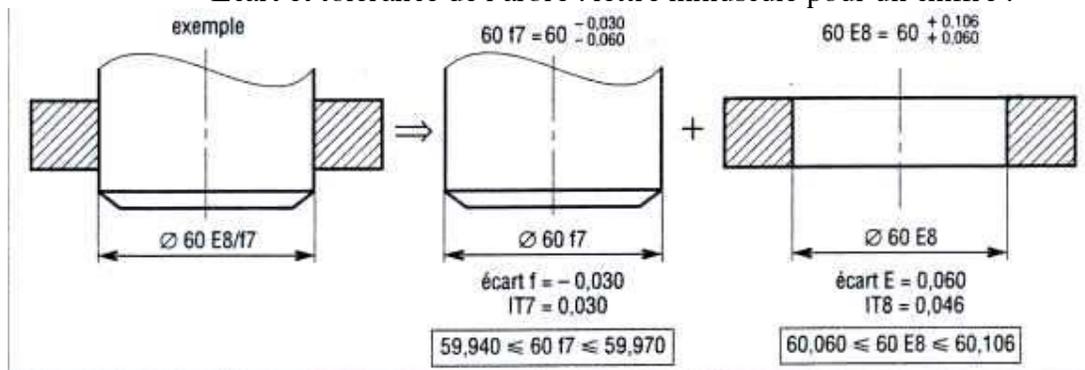
a)Inscription sur le dessin d'ensemble

L'inscription a indiquer est celle de la cote d'ajustement ou de la cote de l'assemblage.
Soit dans l'ordre :

Cote ou diamètre nominal

Ecart et tolérance de l'alésage : lettre majuscule pour un chiffre

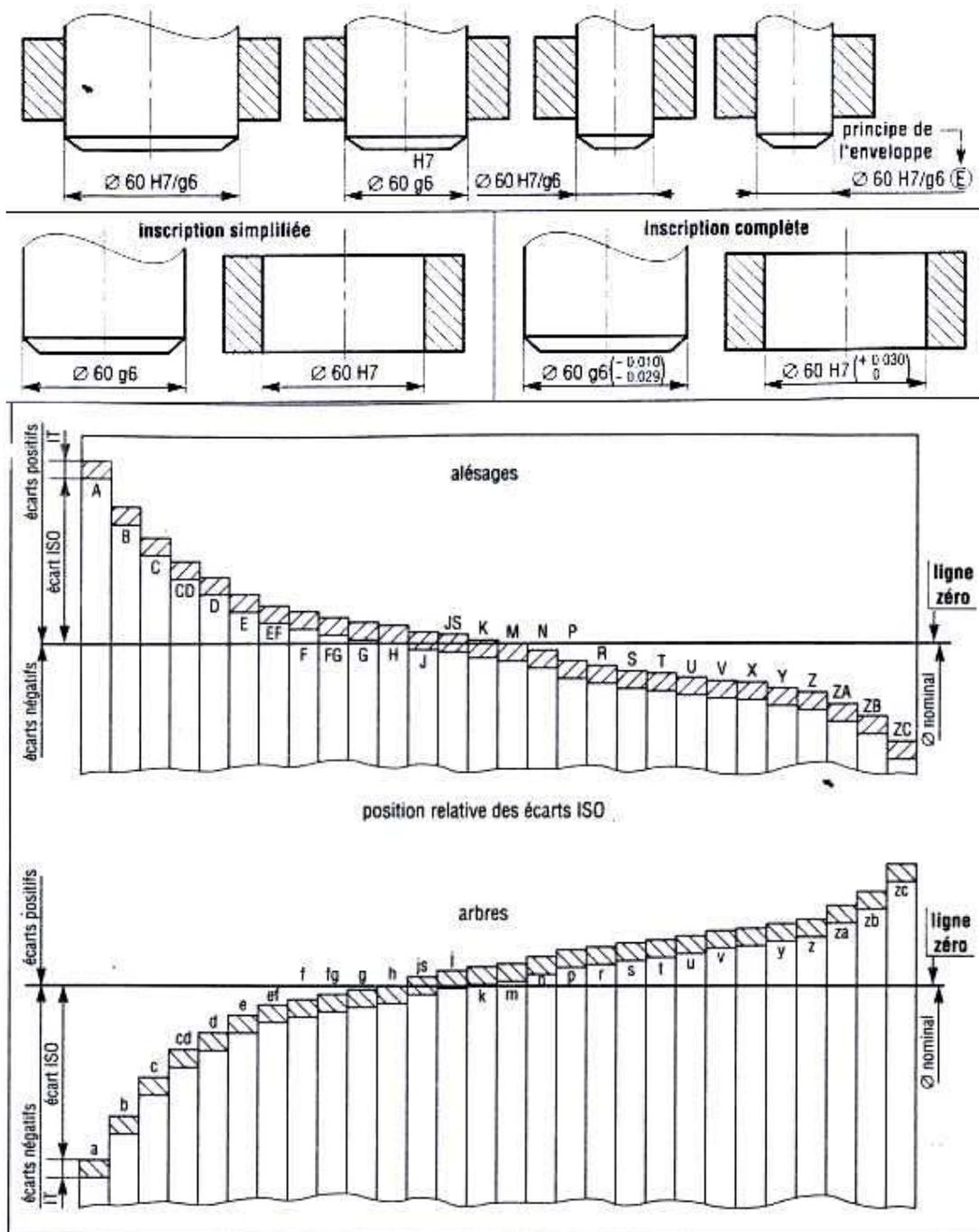
Ecart et tolérance de l'arbre : lettre minuscule pour un chiffre .



b) Inscription sur les dessins de définition ou de détails

Inscrire la cote tolérancée (cote nominale+ lettre+ chiffre) de la forme de l'objet dessiné . Au besoin, les écarts peuvent être indiqués à droite de la cote tolérancée ou dans un tableau récapitulatif .

Remarque : s'il est nécessaire d'avoir une forme parfaite obéissant à l'exigence de l'enveloppe, la désignation doit être suivi du symbole E entouré.



3. Intervalle de tolérances (ou qualité) normalise

Il existe 18 classe de tolérances ou de qualités normaliser par l'ISO. Ces classes sont repérées par les chiffres (01,0.1..., 16) ou par (IT 01, IT 0 , IT 1 IT 16)

Les valeurs usuelles sont : IT 5 à IT 13.

Le degré de précision va en diminuant au fur et a mesure que le chiffre de la qualité augmente

Pour une même qualité (ou chiffre) l'intervalle de tolérance (IT) augmente avec les dimensions .

Principales qualités ou tolérances (IT) ISO (IT en micromètre : 1 μm = 0,001 mm)													
dimensions nominales en mm													
au-delà de \rightarrow	1	3	6	10	18	30	50	80	120	180	250	315	400
à (inclus) \rightarrow	3	6	10	18	30	50	80	120	180	250	315	400	500
IT5	4	5	6	8	9	11	13	15	18	20	23	25	27
IT6	6	8	9	11	13	16	19	22	25	29	32	36	40
IT7	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57	63
IT8	14	18	22	27	33	39	46	54	63	72	81	89	97
IT9	25	30	36	43	52	62	74	87	100	115	130	140	155
IT10	40	48	58	70	84	100	120	140	160	185	210	230	250
IT11	60	75	90	110	130	160	190	220	250	290	320	360	400
IT12	100	120	150	180	210	250	300	350	400	460	520	570	630
IT13	140	180	220	270	330	390	460	540	630	720	810	890	970

4. Propriétés

L'association écart (lettre) plus tolérance (chiffre) permet d'obtenir un grand nombre de cotes tolérancées possibles : 30g5, \varnothing 50f6, 50H7, \varnothing 60M6...

La combinaison de ces cotes tolérancée permet d'obtenir un grand nombre de cote d'ajustement possible pour définir les jeux au serrage des assemblages (\varnothing 50H7f6, 60H8p7...).

a) Jeu mini et ajustements

Il dépend uniquement les lettres (écarts) choisi et indépendant des chiffres (qualité).

Exemple : Tous les ajustements construit à partir de H/f(30H9f9, 30H7f6, 30H6f6...) ont le même jeu mini (20 μm pour le cote de 30) fig.11.

b) Jeu maxi des ajustements

Il dépend à la fois des lettres (écarts) et des chiffres (qualités) choisis, avec les mêmes lettres le jeu maxi augmente avec le chiffre de la qualité

Exemple :

Ajustement	30H7f6	30H7f7	30H8f7	30H8f8	30H9f8
jeu mini (μm)	20	20	20	20	20
jeu maxi (μm)	54	62	74	88	105

Remarque : à qualité (chiffre) égale , le jeu peut être augmenté en augmentant l'un des écarts de base. Exemple : remplacer H/f par H/e ou E/f...

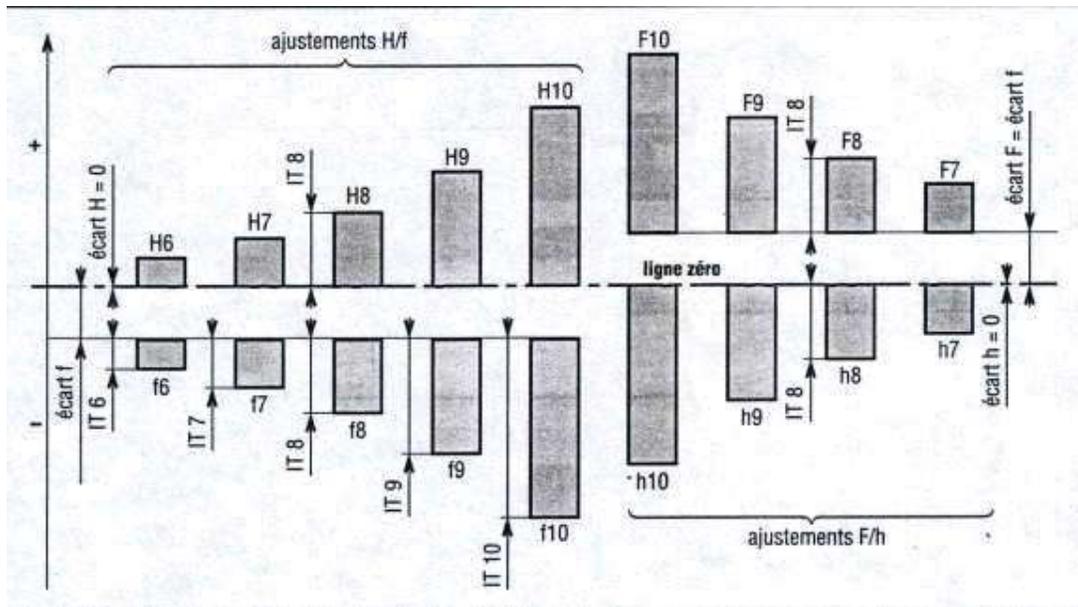


fig11

IV- choix des ajustements

Le choix des ajustements est une étape importante dans la conception des machines. Les performances et la qualité en dépendent.

Les spécifications retenues doivent être suffisantes mais non surabondantes. Une trop grande précision est inutile et coûteuse.

Le choix dépend de la liaison à réaliser et de la précision exigée pour le guidage. Y'a-t-il jeu ou serrage ? Les pièces sont-elles tellement mobiles ou immobiles ? S'agit-il d'un positionnement ou d'un centrage ? La liaison doit-elle transmettre des efforts ? Quelles sont les coûts ? Les moyens ?...

1. Critère de choix

Les coûts augmentent avec le degré de précision exigé. Schématiquement, au-dessous de l'intervalle de tolérance 0,1 à 0,05 mm les coûts augmentent très rapidement (fig. 12). Le tableau ci-dessous donne des indications sur les qualités que l'on peut attendre (au moyen) des principaux procédés d'usinage.

Pour un ajustement, on associe le plus souvent un alésage de qualité donnée avec un arbre de la qualité voisine immédiatement inférieure (sensiblement mêmes difficultés d'obtention et mêmes coûts).

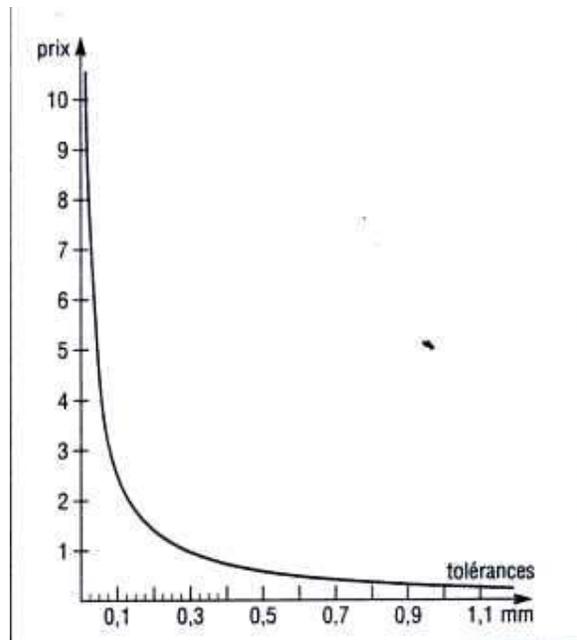


fig12

Exemple : H7f6, H6g5, D10h9...

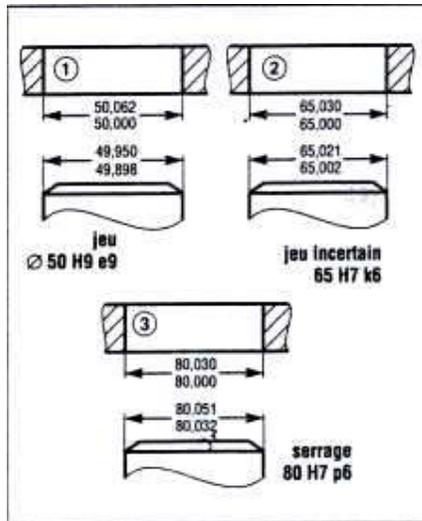
Utiliser en priorité le system d'alésage H ou éventuellement celui de l'arbre h .

Qualités usuelles indicatives des principaux procédés d'usinage																
IT (qualité)	16	15	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
oxycoupage																
sciage																
rabotage																
perçage																
fraisage																
perçage + alésoir																
alésage																
brochage																
tournage																
rectification																
rodage																
superfinition																

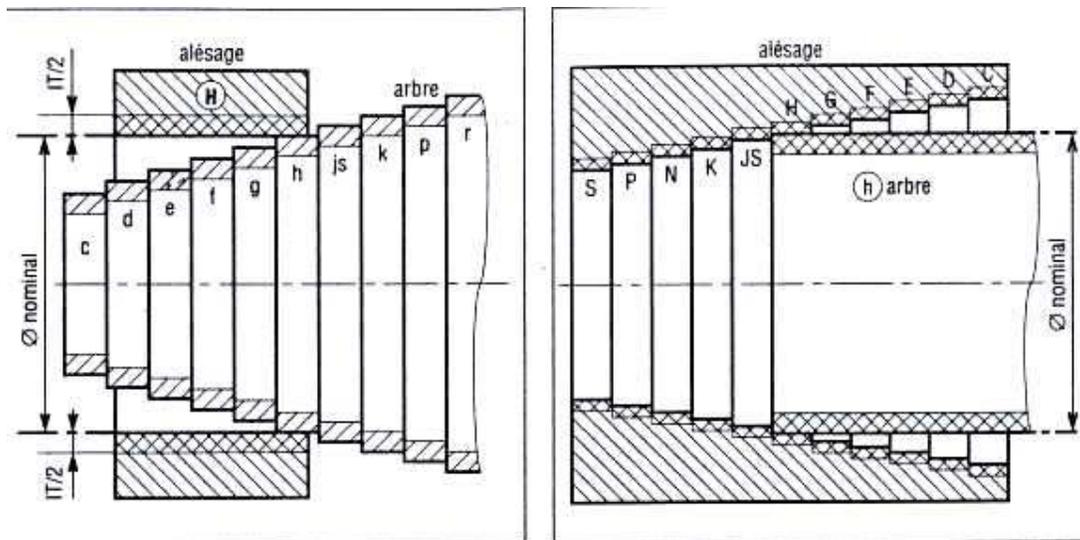
2. System d'alésage normal H

C'est le système le plus utilisé et le plus facile a mettre en œuvre (à choisir en priorité). Dans ce système d'alésage H (la lettre H) est toujours pris comme base. Seul la dimension de l'arbre (lettre + chiffre) et a choisir.

Propriété : les ajustement avec lettre minuscules à partir de h et au-dessous (H/h, H/j, H/f, ...) présentent toujours un jeu croissant en allant de h à a . a partir de p et au-dessus (H/p, H/r,...) ils sont toujours serrés : serrage croissant en allant de p a z. ils sont incertains (jeu ou serrage) dans les autres cas (entre h et p) .



Remarque : Alésage h est caractériser par un écart inférieur (EI) nul . Autrement dit :
 $EI=0$: cote mini alésage = cote nominale
 $ES=IT$: cote maxi alésage = cote nominal + IT .



3. Systeme de l'arbre normale h

Dans ce système, l'arbre (h) est toujours pris comme base . seule la dimension de l'alésage est a choisir .

Les ajustements avec lettres majuscules à partir de H et au-dessous (H/h, G/h, F/h,..) présentent toujours un jeu. A partir de P et au-dessous (P/h, R/h...) les ajustements sont toujours serrés. Ils sont incertains dans les autres cas .

Remarque : L'arbre h est caractérisé par un écart supérieur (es) nul. Autrement dit :
 $es= 0$: cote maxi arbre est égale a cote nominale.
 $ei = IT$: cote mini arbre est égale cote nominale + IT.

4. Correspondance entre les deux systèmes H et h.

les ajustements homologues des deux systèmes précédents présentent les mêmes jeux à serrages (interférences)

Exemple : L'ajustement H10/f10 a même jeu que l'ajustement F10/h10. l'ajustement H7/r6 présente le même serrage que l'ajustement R7/ h6...

Exemples d'assemblages typiques			
cas	système de l'alésage H	système de l'arbre h	observations
Ajustement avec jeu	H11c11	C11h11	jeu assez élevé (longues portées...)
	H9e9	E9h9	cas usuel de guidage tournant avec jeu (bon graissage assuré)
	H8f7	F8h7	guidage assez précis
	H7g6	G7h6	centrage, positionnement avec jeu
	H7h6	H7h6	
Ajustement avec jeu incertain	H7k6	K7h6	centrage avec jeu incertain
	H7n6	N7h6	
Ajustement avec serrage	H7p6	P7h6	serrage moyen (assemblage à la presse)
	H7s6	S7h6	serrage élevé
	H7u6	U7h6	fort serré

Cotation tolérancée : tolérances générales pour dimensions sans indications individuelles (ISO 2768-1)															
classe de tolérance	au-delà de à (inclus)	dimensions linéaires en mm						rayons / chanfrein			angles : sur le côté le plus court				
		0,5	3	6	30	120	400	0,5	3	> 6	≥ 0	10	50	120	> 400
f	fine	± 0,05	± 0,05	± 0,1	± 0,15	± 0,2	± 0,3	± 0,2	± 0,5	± 1	± 1°	± 0° 30'	± 0° 20'	± 0° 10'	± 0° 5'
m	moyenne	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 0,2	± 0,5	± 1	± 1°	± 0° 30'	± 0° 20'	± 0° 10'	± 0° 5'
c	grossière	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2	± 0,4	± 1	± 2	± 1° 30'	± 1°	± 0° 30'	± 0° 15'	± 0° 10'
V	très grossière	—	± 0,5	± 1	± 1,5	± 2,5	± 4	± 0,4	± 1	± 2	± 3°	± 2°	± 1°	± 0° 30'	± 0° 20'

Exemple d'indication sur les dessins (près ou dans le cartouche) : " ISO 2768 - m "

Ajustements usuels – alésage H											
type	arbre	alésage						observations			
		H6	H7	H8	H9	H10	H11				
pièces mobiles	jeu élevé	c11						■	cas usuels de longues portées, mauvais alignements, dilatations...		
		c10						■			
		c9					■				
		d10						■			
	jeu moyen	d9					■		cas usuels pour guidage tournant ou glissant avec jeu (bon graissage assuré)		
		d8				■					
		e9				■					
		e8			■	■					
		e7			■						
		f8			■	■					
f7				■							
f6		■									
jeu faible	g6		■					pour guidage précis			
	g5	■									
pièces immobiles	ajusté	h9					■	assemblage possible à la main	pour centrage et positionnement ne peut pas transmettre des efforts	pas de détérioration des pièces au démontage	
		h7			■						
		h6		■							
		h5	■								
	très ajusté	js7			■			assemblage au maillet			
		js6		■							
		js5	■								
	peu serré	k6		■				assemblage à la presse			
		k5	■								
		m7			■						
		m6		■							
	serré	n6		■				assemblage à la presse			
		p6		■							
		r6		■							
fort serré		s7			■				assemblage à la presse lourde ou par dilatation (frettage)	pour transmission d'efforts	détérioration des pièces au démontage
		s6		■							
	t6		■								
	u6		■								
x7			■								

■ cas les plus utilisés

Extraits de tolérances ISO pour arbres (en microns : 1 μm = 0,001 mm)														
dimensions nominales (en mm) NF EN 20286-2, ISO 286-2														
au-delà de à (inclus)	1 3	3 6	6 10	10 18	18 30	30 50	50 80	80 120	120 180	180 250	250 315	315 400	400 500	
d9	es	-20	-30	-40	-50	-65	-80	-100	-120	-145	-170	-190	-230	
	ei	-45	-60	-76	-93	-117	-142	-174	-207	-245	-285	-320	-385	
d10	es	-20	-30	-40	-50	-65	-80	-100	-120	-145	-170	-190	-230	
	ei	-60	-78	-98	-120	-149	-180	-220	-260	-305	-355	-400	-480	
d11	es	-20	-30	-40	-50	-65	-80	-100	-120	-145	-170	-190	-230	
	ei	-80	-105	-130	-160	-195	-240	-290	-340	-395	-460	-510	-630	
e7	es	-14	-20	-25	-32	-40	-50	-60	-72	-85	-100	-110	-135	
	ei	-24	-32	-40	-50	-61	-75	-90	-107	-125	-146	-162	-198	
e8	es	-14	-20	-25	-32	-40	-50	-60	-72	-85	-100	-110	-135	
	ei	-28	-38	-47	-59	-73	-89	-106	-126	-148	-172	-191	-232	
e9	es	-14	-20	-25	-32	-40	-50	-60	-72	-85	-100	-110	-135	
	ei	-39	-50	-61	-75	-92	-112	-134	-159	-185	-215	-240	-290	
f6	es	-6	-10	-13	-16	-20	-25	-30	-36	-43	-50	-56	-68	
	ei	-12	-18	-22	-27	-33	-41	-49	-58	-68	-79	-88	-108	
f7	es	-6	-10	-13	-16	-20	-25	-30	-36	-43	-50	-56	-68	
	ei	-16	-22	-28	-34	-41	-50	-60	-71	-83	-96	-108	-131	
f8	es	-6	-10	-13	-16	-20	-25	-30	-36	-43	-50	-56	-68	
	ei	-20	-28	-35	-43	-53	-64	-76	-90	-106	-122	-137	-165	
g5	es	-2	-4	-5	-6	-7	-9	-10	-12	-14	-15	-17	-20	
	ei	-6	-9	-11	-14	-16	-20	-23	-27	-32	-35	-40	-47	
g6	es	-2	-4	-5	-6	-7	-9	-10	-12	-14	-15	-17	-20	
	ei	-8	-12	-14	-17	-20	-25	-29	-34	-39	-44	-49	-60	
h5	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	ei	-4	-5	-6	-8	-9	-11	-13	-15	-18	-20	-23	-27	
h6	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	ei	-6	-8	-9	-11	-13	-16	-19	-22	-25	-29	-32	-40	
h7	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	ei	-10	-12	-15	-18	-21	-25	-30	-35	-40	-46	-52	-63	
h8	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	ei	-14	-18	-22	-27	-33	-39	-46	-54	-63	-72	-81	-97	
h9	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	ei	-25	-30	-36	-43	-52	-62	-74	-87	-100	-115	-130	-155	
h10	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	ei	-40	-48	-58	-70	-84	-100	-120	-160	-185	-210	-230	-250	
h11	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	ei	-60	-75	-90	-110	-130	-160	-190	-220	-250	-290	-320	-400	
h13	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	ei	-140	-180	-220	-270	-330	-390	-460	-540	-630	-720	-810	-970	
j6	es	+4	+6	+7	+8	+9	+11	+12	+13	+14	+16	+18	+20	
	ei	-2	-2	-2	-3	-4	-5	-7	-9	-11	-13	-16	-20	
j7	es	+6	+8	+10	+12	+13	+15	+18	+20	+22	+25	+26	+31	
	ei	-4	-4	-5	-6	-8	-10	-12	-15	-18	-21	-26	-32	
js5		± 2	$\pm 2,5$	± 3	± 4	$\pm 4,5$	$\pm 5,5$	$\pm 6,5$	$\pm 7,5$	± 9	± 10	11,5	$\pm 12,5$	$\pm 13,5$
js6		± 3	± 4	$\pm 4,5$	$\pm 5,5$	$\pm 6,5$	± 8	$\pm 9,5$	± 11	12,5	$\pm 14,5$	± 16	± 18	± 20
js7		± 5	± 6	$\pm 7,5$	± 9	$\pm 10,5$	$\pm 12,5$	± 15	$\pm 17,5$	± 20	± 23	± 26	$\pm 28,5$	$\pm 31,5$
js9		$\pm 12,5$	± 15	± 18	$\pm 21,5$	± 26	± 31	± 37	$\pm 43,5$	± 50	$\pm 57,5$	± 65	± 70	$\pm 77,5$
js11		± 30	$\pm 37,5$	± 45	± 55	± 65	± 80	± 95	± 110	± 125	± 145	± 160	± 180	± 200
js13		± 70	± 90	± 110	± 135	± 165	± 195	± 230	± 270	± 315	± 360	± 405	± 445	± 485
k5	es	+4	+6	+7	+9	+11	+13	+15	+18	+21	+24	+27	+29	+32
	ei	0	+1	+1	+1	+2	+2	+2	+3	+3	+4	+4	+4	+5
k6	es	+6	+9	+10	+12	+15	+18	+21	+25	+28	+33	+36	+40	+45
	ei	0	+1	+1	+1	+2	+2	+2	+3	+3	+4	+4	+4	+5
m6	es	+8	+12	+15	+18	+21	+25	+30	+35	+40	+46	+52	+57	+63
	ei	+2	+4	+6	+7	+9	+9	+11	+13	+15	+17	+20	+21	+23
m7	es	+12	+16	+21	+25	+29	+34	+41	+48	+55	+63	+72	+78	+86
	ei	+2	+4	+6	+7	+8	+9	+11	+13	+15	+17	+20	+21	+23
n5	es	+8	+13	+16	+20	+24	+28	+33	+38	+45	+51	+57	+62	+67
	ei	+4	+8	+10	+12	+15	+17	+20	+23	+27	+31	+34	+37	+40
n6	es	10	+16	+19	+23	+28	+33	+39	+45	+52	+60	+66	+73	+80
	ei	+4	+8	+10	+12	+15	+17	+20	+23	+27	+31	+34	+37	+40
p6	es	+12	+20	+24	+29	+35	+42	+51	+59	+68	+79	+88	+98	+108
	ei	+6	+12	+15	+18	+22	+26	+32	+37	+43	+50	+56	+62	+68

Extraits de tolérances ISO pour alésage (en microns : 1 µm = 0,001 mm)														
dimensions nominales (en mm)														
au-delà de à (inclus)		1 3	3 6	6 10	10 18	18 30	30 50	50 80	80 120	120 180	180 250	250 315	315 400	
D10	ES	+60	+78	+98	+120	+149	+180	+220	+260	+305	+355	+400	+440	+480
	EI	+20	+30	+40	+50	+65	+80	+100	+120	+145	+170	+190	+210	+230
E9	ES	+39	+50	+61	+75	+92	+112	+134	+159	+185	+215	+240	+265	+290
	EI	+14	+20	+25	+32	+40	+50	+60	+72	+85	+100	+110	+125	+135
F8	ES	+20	+28	+35	+43	+53	+64	+76	+90	+106	+122	+137	+151	+165
	EI	+6	+10	+13	+16	+20	+25	+30	+36	+43	+50	+56	+62	+68
G7	ES	+12	+16	+20	+24	+28	+34	+40	+47	+54	+61	+69	+75	+83
	EI	+2	+4	+5	+6	+7	+9	+10	+12	+14	+15	+17	+18	+20
H6	ES	+6	+8	+9	+11	+13	+16	+19	+22	+25	+29	+32	+36	+40
	EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H7	ES	+10	+12	+15	+18	+21	+25	+30	+35	+40	+46	+52	+57	+63
	EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H8	ES	+14	+18	+22	+27	+33	+39	+46	+54	+63	+72	+81	+89	+97
	EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H9	ES	+25	+30	+36	+43	+52	+62	+74	+87	+100	+115	+130	+140	+155
	EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H10	ES	+40	+48	+58	+70	+84	+100	+120	+140	+160	+185	+210	+230	+250
	EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H11	ES	+60	+75	+90	+110	+130	+160	+190	+220	+250	+290	+320	+360	+400
	EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H12	ES	100	+120	+150	+180	+210	+250	+300	+350	+400	+460	+520	+570	+630
	EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H13	ES	140	+180	+220	+270	+330	+390	+460	+540	+630	+720	+810	+890	+970
	EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
J7	ES	+4	+6	+8	+10	+12	+14	+18	+22	+26	+30	+36	+39	+43
	EI	-6	-6	-7	-8	-9	-11	-12	-13	-14	-16	-16	-18	-20
JS13	±E	±70	±90	±110	±135	±165	±195	±230	±270	±315	±360	±405	±445	±485
K6	ES	+0	+2	+2	+2	+2	+3	+4	+4	+4	+5	+5	+7	+8
	EI	-6	-6	-7	-9	-11	-13	-15	-18	-21	-24	-27	-29	-32
K7	ES	0	+3	+5	+6	+6	+7	+9	+10	+12	+13	+16	+17	+18
	EI	-10	-9	-10	-12	-15	-18	-21	-25	-28	-33	-36	-40	-45
M7	ES	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	EI	-12	-12	-15	-18	-21	-25	-30	-35	-40	-46	-52	-57	-63
N7	ES	-4	-4	-4	-5	-7	-8	-9	-10	-12	-14	-14	-16	-17
	EI	-14	-16	-19	-23	-28	-33	-39	-45	-52	-60	-66	-73	-80
P7	ES	-6	-8	-9	-11	-14	-17	-21	-24	-28	-33	-36	-41	-45
	EI	-16	-20	-24	-29	-35	-42	-51	-59	-68	-79	-88	-98	-108

Tolérances ISO pour arbres et alésages													
dimensions nominales (en mm)													
au-delà de à (inclus)		1 3	3 6	6 10	10 18	18 24	24 30	30 40	40 50	50 65	65 80	80 100	100 120
c11	es	-60	-70	-80	-95	-110	-110	-120	-130	-140	-150	-170	-180
	ei	-120	-145	-170	-205	-240	-240	-280	-290	-330	-340	-390	-400
r6	es	+16	+23	+28	+34	+41	+41	+50	+50	+60	+62	+73	+76
	ei	+10	+15	+19	+23	+28	+28	+34	+34	+41	+43	+51	+54
C11	ES	+120	+145	+170	+205	+240	+240	+280	+290	+330	+340	+390	+400
	EI	+60	+70	+80	+95	+110	+110	+120	+130	+140	+150	+170	+180
S7	ES	-14	-15	-17	-21	-27	-27	-34	-35	-42	-48	-58	-66
	EI	-24	-27	-32	-39	-48	-48	-59	-59	-72	-78	-93	-101
U7	ES	-18	-19	-22	-26	-33	-40	-51	-61	-76	-91	-111	-131
	EI	-28	-31	-37	-44	-54	-61	-76	-86	-106	-121	-146	-166
au-delà de à (inclus)		120 140	140 160	160 180	180 200	200 225	225 250	250 280	280 315	315 355	355 400	400 450	450 500
c11	es	-200	-210	-230	-240	-260	-280	-300	-330	-360	-400	-440	-480
	ei	-450	-460	-480	-530	-550	-570	-620	-650	-720	-760	-840	-880
r6	es	+88	+90	+93	+106	+109	+113	+126	+130	+144	+150	+166	+172
	ei	+63	+65	+68	+77	+80	+84	+94	+98	+108	+114	+126	+132
C11	ES	+450	+460	+480	+530	+550	+570	+620	+650	+720	+760	+840	+880
	EI	+200	+210	+230	+240	+260	+280	+300	+330	+360	+400	+440	+480
S7	ES	-77	-85	-93	-105	-113	-123	-138	-150	-169	-187	-209	-229
	EI	-117	-125	-133	-151	-159	-169	-190	-202	-226	-244	-272	-292
U7	ES	-155	-175	-195	-219	-241	-267	-295	-330	-369	-414	-467	-517
	EI	-195	-215	-235	-265	-287	-313	-347	-382	-426	-471	-530	-580

Cotation fonctionnelle

La norme NF E 04-550 a pour but de fixer les principes de la cotation et du tolérencement fonctionnels qui doivent permettre d'établir des dessins de définition. On appelle dessin de définition un dessin définissant, complètement et sans ambiguïté, les exigences fonctionnelles auxquelles doit satisfaire le produit dans l'état de finition prescrit. Il précise les états limites de matières admissibles, les tolérances géométriques et les états de surface. Un dessin de définition peut laisser des éléments à la libre initiative des services chargés de l'étude des documents de fabrication, afin d'aboutir à la réalisation la plus économique.

1. Généralités :

Il existe deux façons d'envisager la cotation d'une pièce :

- L'une fondée sur l'analyse de la fonction des pièces (cotation fonctionnelle).
- L'autre fondée sur le mode de réalisation des pièces (cotation de fabrication).

La cotation fonctionnelle conditionne l'aptitude à l'emploi du produit. Cette cotation est unique pour une fonction donnée.

La cotation de fabrication est déduite de la cotation fonctionnelle. Elle dépend des moyens retenus pour la fabrication du produit. Il peut donc exister plusieurs cotations de fabrication pour un même produit. Suivant les cas la cotation fonctionnelle a pour effets essentiels :

- de permettre l'interchangeabilité des pièces ;
- de diminuer les coûts de fabrication en donnant les plus larges tolérances possibles ;
- de diminuer les rebuts ;
- de réduire les délais de mise au point ;
- d'éliminer les litiges...

On considérera deux types de cotes fonctionnelles :

-les cotes relatives à des éléments ne constituant pas un assemblage : ces cotes découlent de paramètres tels que la résistance mécanique, l'encombrement, l'économie de matière ou l'esthétique... (fig.1) ;

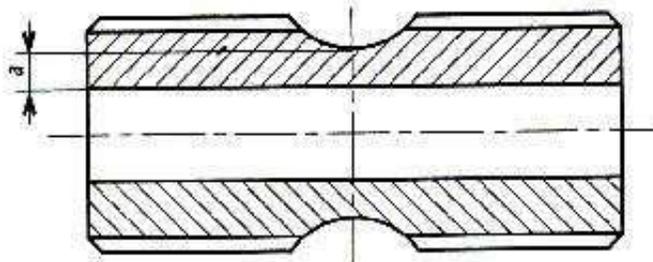


fig 1

-les cotes relatives aux éléments constituant un assemblage : dans ce cas, la condition d'aptitude à l'emploi résulte de valeurs limites de distance, telles que jeu, serrage, garde, débattement, positionnement, déplacement...

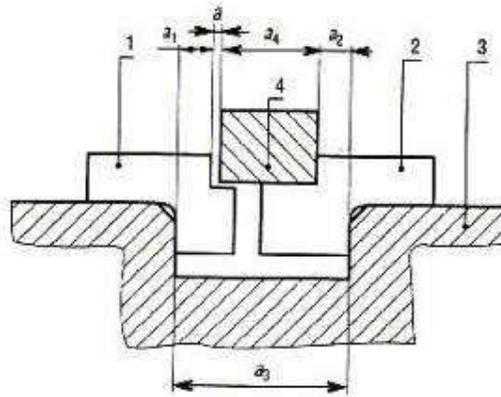
Toutes ces exigences fonctionnelles sont regroupées sous l'appellation « cote condition ». Par convention, les deux éléments limitant la cote condition sont appelés « éléments terminaux. ».

2. Chaînes de cotes :

Dans un assemblage, la chaîne de cotes est l'ensemble des cotes nécessaires et suffisantes au respect de la condition fonctionnelle. La chaîne de cotes relie les éléments terminaux en passant par les éléments d'appuis entre les pièces. Chaque cote de la chaîne, appelée cote fonctionnelle, appartient à une pièce et une seule : il ne peut y avoir deux cotes sur la même pièce.

2-1. Éléments terminaux parallèles aux éléments d'appuis :

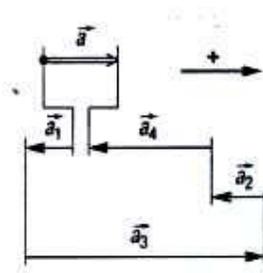
La figure 2 montre la cote condition définissant l'assemblage des pièces (1) et (2). Il est commode de représenter la chaîne de cotes par des vecteurs (fig. 3).



(fig 2)

Note : Conventionnellement :

- La cote condition est représentée par un vecteur double .
- Chaque cote de la chaîne est nommée par la lettre de la cote condition, suivie d'un indice correspondant au repère de la pièce à laquelle elle appartient (par exemple a_3 appartient à la chaîne de cote de la pièce 3 ; cette cote conditionne le fonctionnement de l'ensemble ; elle doit figurer dans le dessin de définition de la pièce 3).



(fig3)

A partir de la figure 3, on peut écrire l'équation vectorielle suivante :

$$\vec{a} = \vec{a}_1 + \vec{a}_2 + \vec{a}_3 + \vec{a}_4$$

On en déduit :

$$a = a_1 + a_3 - a_2 - a_4$$

soit, en tenant compte des limites minimales et maximales:

$$a_{\text{mini}} = -a_{1\text{maxi}} + a_{3\text{mini}} - a_{2\text{maxi}} - a_{4\text{maxi}} \quad (1)$$

$$a_{\text{maxi}} = -a_{1\text{mini}} + a_{3\text{maxi}} - a_{2\text{mini}} - a_{4\text{mini}} \quad (2)$$

Si les deux équations sont impliquées dans la même chaîne de cotes, on a la relation suivante entre les intervalles de tolérances (IT) ((2)-(1)) :

$$ITa = \sum_{i=1}^4 ITa_i$$

Exemple de calcul :

La condition a de la figure 3 est la suivante :

On suppose les pièces (1) et (2) de fabrication identique.

Les cotes nominales sont :

$$a_{\text{maxi}} = 0.20 \text{ et } a_{\text{mini}} = 0.05$$

Il faut respecter l'équation de répartition des intervalles de tolérances :

$$ITa = 0,15 = \sum_{i=1}^4 ITa_i \quad \left. \begin{array}{l} ITa_1 = ITa_2 = 0,04 \\ ITa_3 = 0,04 \end{array} \right\} \Rightarrow ITa_4 = 0,03$$

On choisit alors les cotes suivantes :

$$a_3 = 50^{+0,04}_0 \quad a_1 = a_2 = 10^{0}_{-0,04}$$

Il ne nous reste qu'une inconnue à déterminer entre $a_{4\text{mini}}$ et $a_{4\text{maxi}}$:

$$a_{4\text{mini}} = -a_{1\text{mini}} + a_{3\text{maxi}} - a_{2\text{mini}} - a_{\text{maxi}}$$

On trouve :

$$a_{4\text{mini}} = -9,96 + 50,04 - 9,96 - 0,20 = 29,92$$

L'autre borne se calcule à l'aide de l'IT :

$$a_{4\text{maxi}} = a_{4\text{mini}} + \text{IT } a_4 = 29,92 + 0,03 = 29,95'$$

Pour faciliter le contrôle de a_3 et a_4 , on peut choisir les cotes parmi des ajustements ISO :

$$a_3 = 50\text{H}8 \Rightarrow a_3 = 50^{+0,039}_0$$

$$a_4 = 30\text{e}8 \Rightarrow a_4 = 30^{+0,040}_{-0,075}$$

Il suffit alors de recalculer les tolérances sur les autres cotes :

$$\begin{aligned} a_{1\text{mini}} = a_{2\text{mini}} &= \frac{1}{2} (a_{3\text{maxi}} - a_{4\text{mini}} - a_{\text{maxi}}) \\ &= \frac{1}{2} (50,039 - 29,997 - 0,20) \\ &= 9,956 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{IT } a_1 = \text{IT } a_2 &= \frac{1}{2} (\text{IT } a - \text{IT } a_3 - \text{IT } a_4) \\ &= \frac{1}{2} (0,15 - 0,039 - 0,033) = 0,039 \end{aligned}$$

$$\Rightarrow a_1 = a_2 = 10^{+0,005}_{-0,044}$$

2.2- Éléments terminaux obliques aux éléments d'appuis

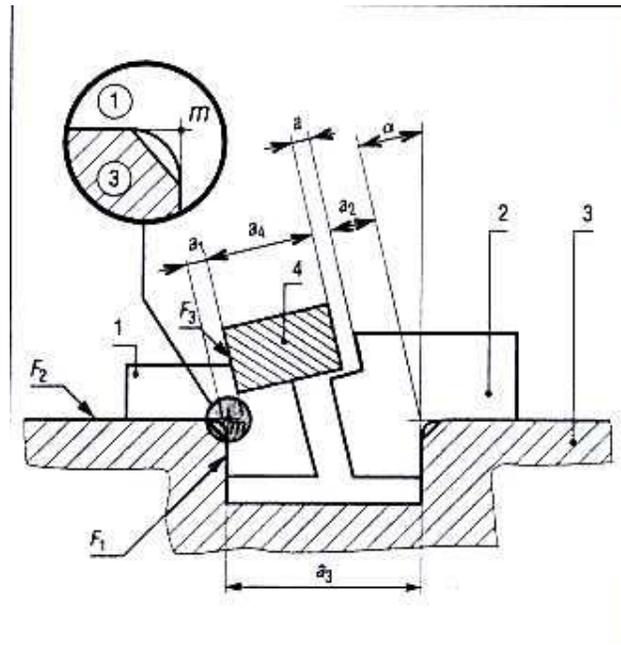


fig4

La figure 4 donne un exemple de positionnement d'une surface inclinée par rapport deux surfaces de contact. Les surfaces F1 et F2 définissent la position de (1) par rapport à (3) ; c'est donc par un point m de leur intersection que passe la chaîne de cotes. La figure 5 représente la chaîne de cotes relatives à la condition $a_3 = a'_3 \cos \alpha$.

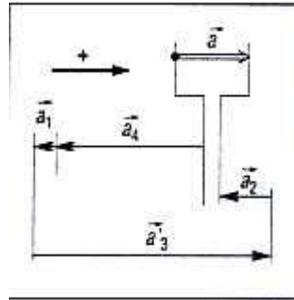


fig5

3. Répartition des tolérances

D'après l'équation concernant les intervalles de tolérances obtenus précédemment :

$$\Gamma a = \sum_{i=1}^n \Gamma a_i \quad (n : \text{nombre de cotes fonctionnelles})$$

La tolérance de la cote condition doit se répartir sur les différentes cotes fonctionnelles. Les tolérances des cotes fonctionnelles sont d'autant plus grandes que la tolérance sur la cote condition est plus grande. Il faut donc rechercher les tolérances les plus larges sur les cotes conditions, compatibles avec un bon fonctionnement. L'attribution des tolérances sur les cotes fonctionnelles se fait ensuite en tenant compte des procédés de fabrication et des difficultés de réalisation des éléments impliqués dans la chaîne.

4. Applications particulières

4.1 Chaînes de cotes dépendantes

Dans l'exemple de la figure 6, la position des surfaces terminales de la cote condition a dépend des conditions b et c . En effet, le déplacement des pièces (des contacts entre elles) modifie la dimension de la condition.

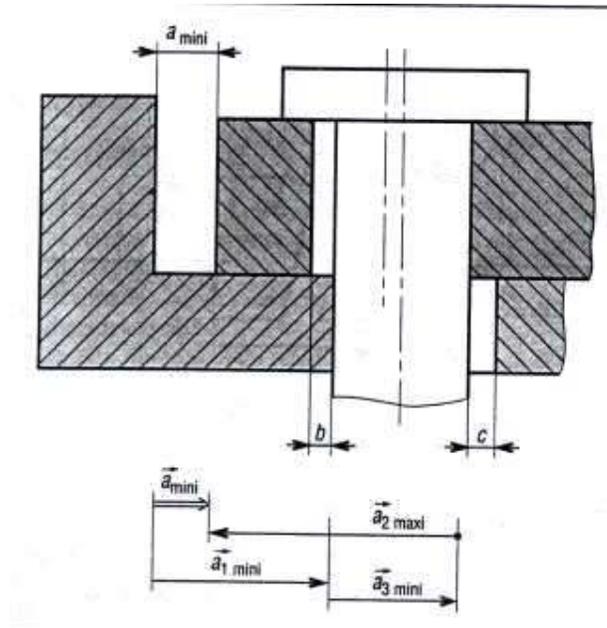


fig6

La figure 6 représente la disposition des pièces qui permet d'obtenir la cote a_{\min} ; la figure 7 donne a_{\max} .

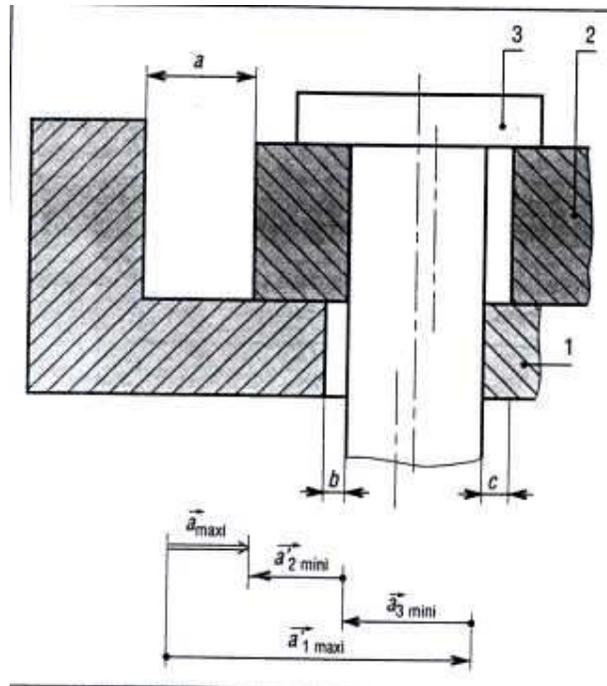


fig7

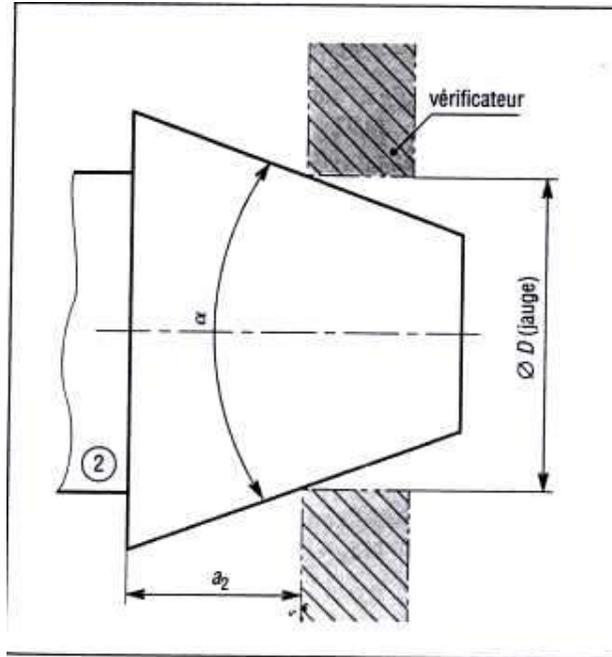
4-2 Cotation sur plan auxiliaire

Dans l'assemblage de la figure 8, la condition d'aptitude est définie par le jeu a entre les surfaces T1 et T2. La surface d'appui entre les pièces est conique. Il est donc nécessaire de faire passer la chaîne de cotes par un plan de section droite auxiliaire (plan de jauge). Ce plan de section représente la jonction des surfaces coniques. La valeur du diamètre de la section est identique sur les deux éléments (cotes encadrées).

Fig8

On peut alors faire une cotation de l'axe, telle que l'indique la figure9.

Fig9



C'est en fait le vérificateur qui est coté, la mention « jauge » permet au services des méthodes de la réaliser à partir des tolérances habituelles des gabarits et d'en déduire les incertitudes de mesure. Une telle cotation ne définit que des dimensions locales : la définition complète du cône doit se faire, comme l'indique figure 10.

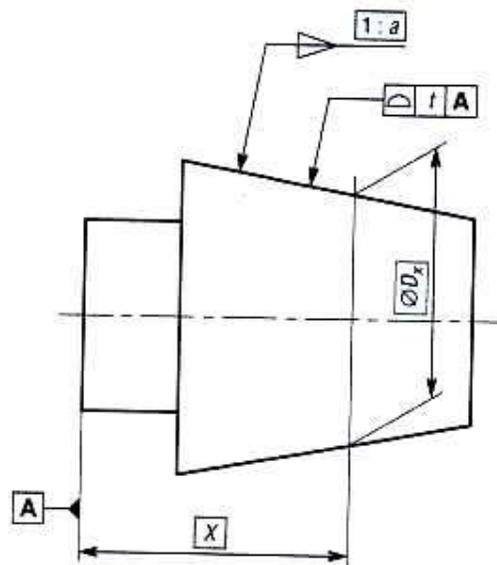


fig10

L'interprétation de cette cotation est donnée par la figure 11.

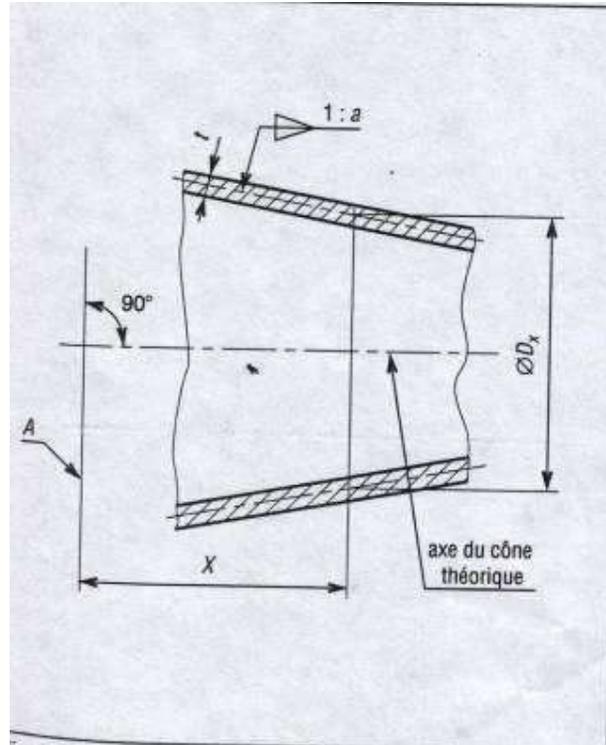


fig11

Une autre façon de coter l'axe est donnée figure 12 et son interprétation figure 13.

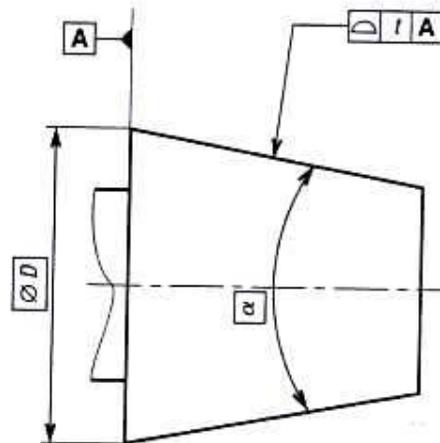
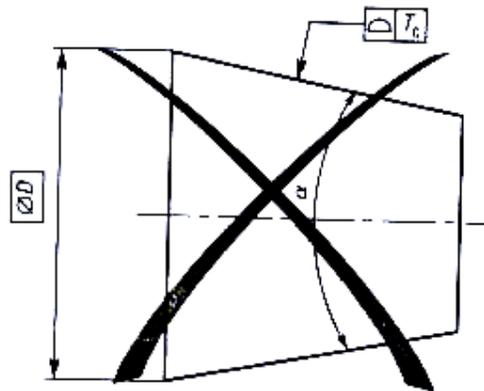
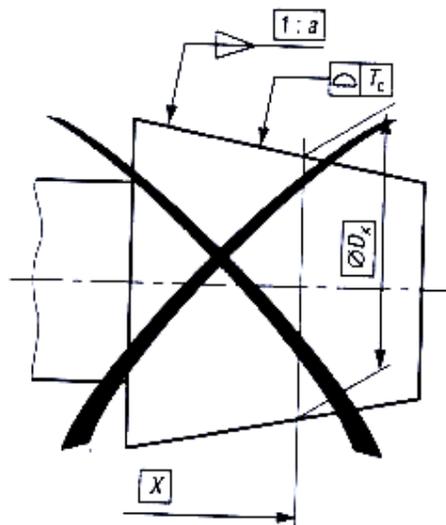
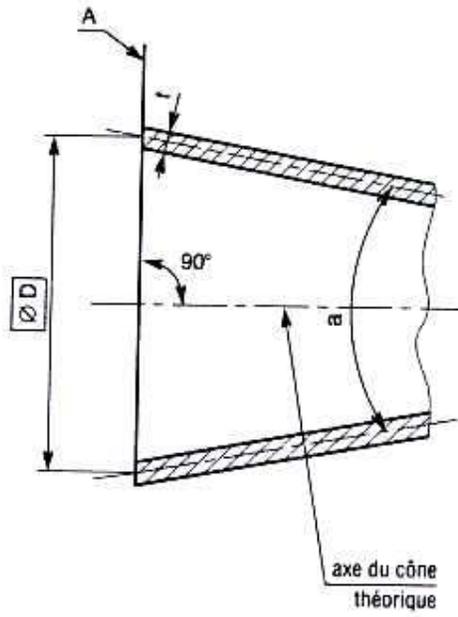


fig12

Les deux cotations de la figure 14 sont à proscrire car il manque une référence de positionnement axial.



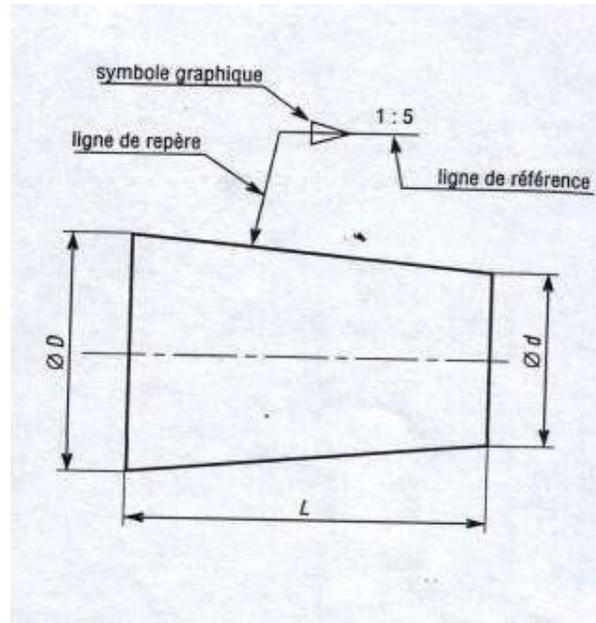


fig15

Note : la figure 15 utilise le symbole de conicité.

On rappelle simplement (fig.13) que la conicité C vaut : $C = (D-d) / L$.

Ici, la conicité indiquée est 1 : 5, soit 20%.

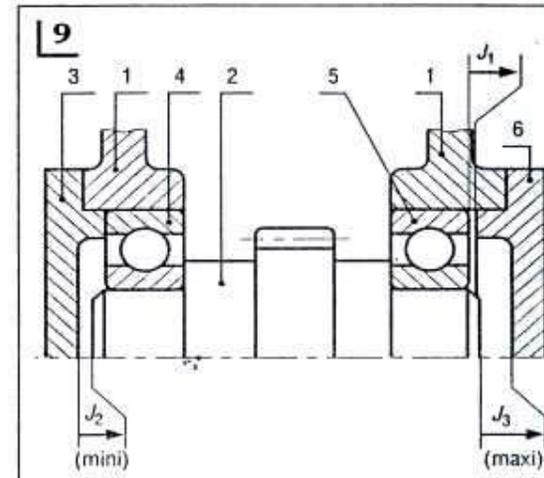
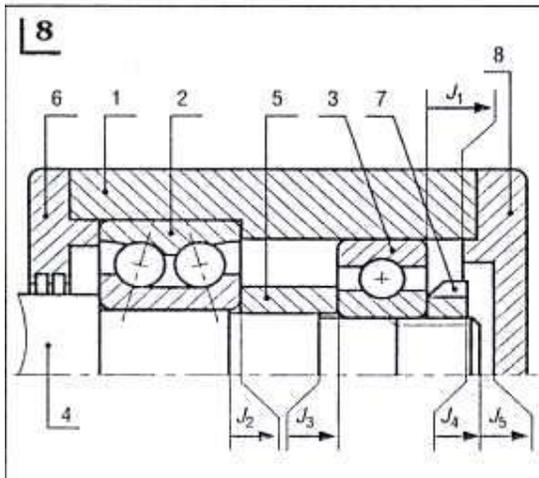
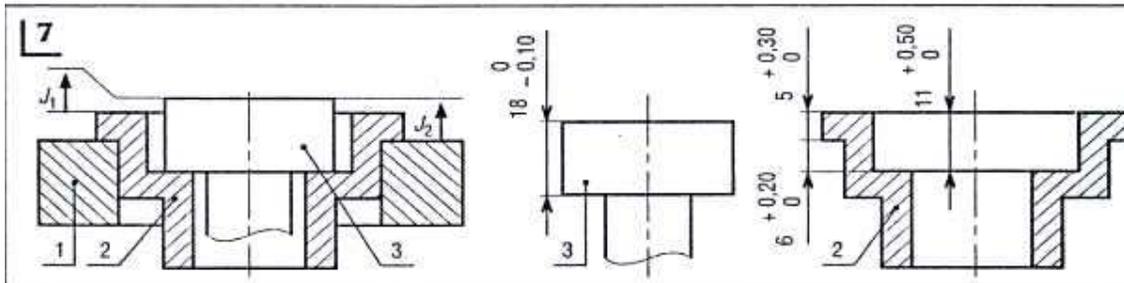
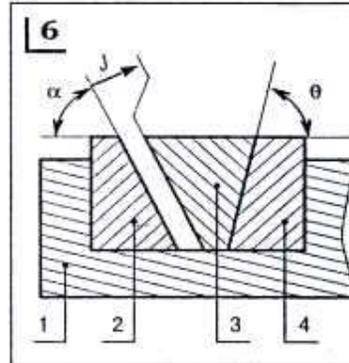
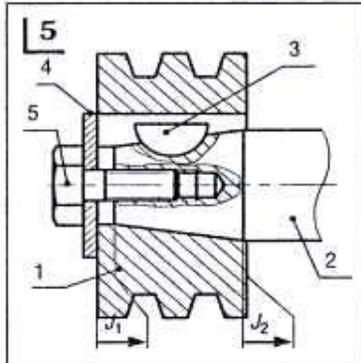
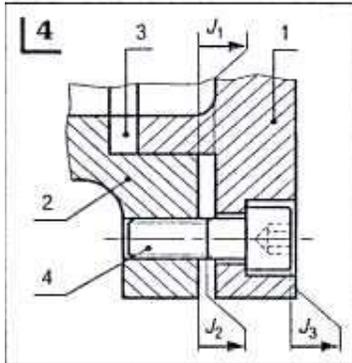
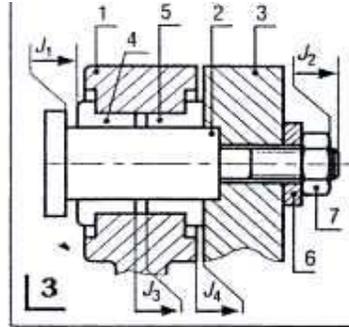
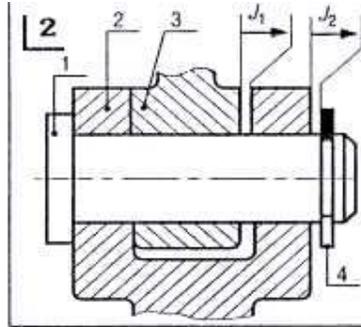
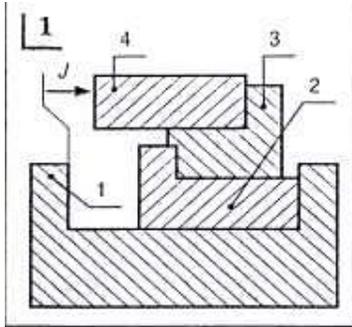
L'ensemble des principes de cotation des éléments coniques est défini par la norme NF E 04-557.

EXERCICES :

Pour les exercices (1,2,3,4,5,6,8,9) installer les chaînes de cotes relatives aux jeux indiqués.

Evaluation :

Pour l'exercice 7, tracer les chaînes de cotes et calculer $J1_{maxi}$, $J1_{mini}$, $ITJ1$, $J2_{maxi}$, $J2_{mini}$ et $ITJ2$.



États de surface

1- L'aptitude au fonctionnement d'une pièce dépend entre autres de l'état de surface :

L'état de surface englobe :

-L'état géométrique de surface : c'est-à-dire l'écart entre la forme géométrique réelle de la pièce fabriquée et la forme géométrique idéale .

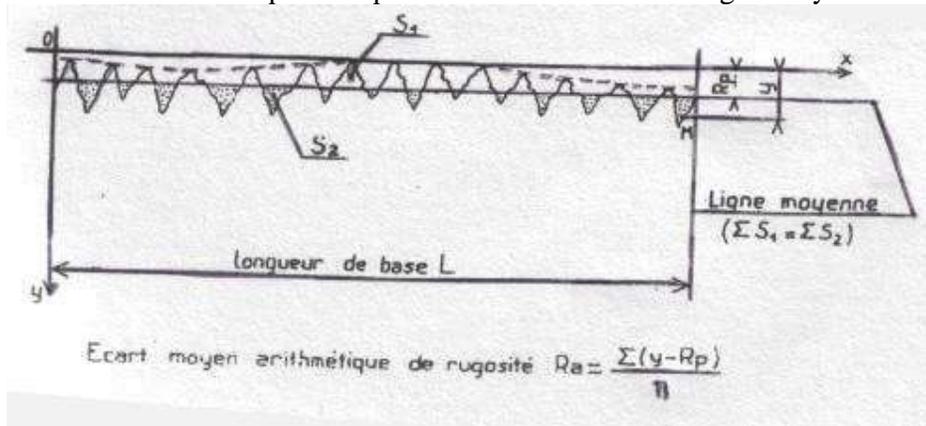
-L'état mécanique de surface :c'est-à-dire la nature de la couche superficielle de la pièce .

2- Evaluation de l'état géométrique de surface :

En cherchant la ligne moyenne de rugosité qui est une ligne parallèle au profil géométrique et qui coupe le profil réel de façon que dans la longueur de mesure choisie , les aires des surfaces situées de part et d'autre de cette ligne soient égales .

L'écart moyen arithmétique de rugosité R_a par rapport à la ligne moyenne est la moyenne arithmétique de la valeur absolue des ordonnées définies à partir de la ligne moyenne . $R_a = \frac{\sum (y - R_p)}{n}$

R_p est la distance entre le point le plus haut des saillies et la ligne moyenne .



3-Evaluation de la rugosité :

Se fait par comparaison avec des échantillons de rugosité échelonné et connu .

Des séries de plaquettes de rugosité échelonnée sont réalisées pour des modes d'usinage usuels (ex . tournage, fraisage rectification , etc.) .

Les critères de rugosité de ces plaquettes sont connus , on les compare avec la rugosité d'une surface à contrôler au moyen d 'une examen viso-tactile , c'est-à-dire par la vue et par le toucher .

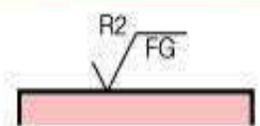
La série de plaquettes correspond à un échelonnement de R_a en progression géométrique de raison 0,5 . R_a est exprimé en microns (50 – 25 – 12,5 ...0,0125 μ) .

A ces valeurs correspondent une série de numéros de la classe de rugosité (N12 – N11 – N10N1) .

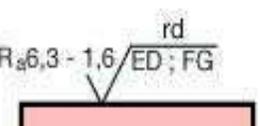
4- Symboles :

- a) Symbole d'état de surface :  Signe placé sur la surface à spécifier ou sur son prolongement.

PRÉCÉDENTE SYMBOLISATION



FG : surface de frottement de glissement,
R2 : profondeur moyenne de rugosité R inférieure ou égale à 2 µm.



ED ; FG : surface d'étanchéité dynamique et de frottement de glissement,
Ra 6,3 - 1,6 : l'écart moyen arithmétique de rugosité Ra doit se trouver compris entre 6,3 et 1,6 µm.
Rd : le procédé d'élaboration est le rodage.

- b) Symbole de la fonction : voir tableau

Surface	Fonction	Symbole*	Condition	Exemples d'application	R _a **	R**
Avec déplacements relatifs	Frottement de glissement (1)	FG	Moyenne	Coussinets-Portées d'arbres	0,8	2
			Difficile	Glissières de machines-outils	0,4	1
	Frottement de roulement (2)	FR	Moyenne	Galets de roulement	0,4	1
			Difficile	Chemins de roulements à billes	0,02	0,06
	Résistance au matage	RM	Moyenne	Cames de machines automatiques	0,4	1
			Difficile	Extrémités de tiges de poussée	0,1	0,25
	Frottement fluide	FF	Moyenne	Conduits d'alimentation	6,3	16
			Difficile	Gicleurs	0,2	0,5
Étanchéité dynamique (3)	ED	Moyenne	Portées pour joints toriques	0,4	1	
		Difficile	Portées pour joints à lèvres	0,3	0,8	
Avec assemblage fixe	Étanchéité statique (3)	ES	Moyenne	Surfaces d'étanchéité avec joint plat	1,6	4
	Assemblage fixe (4) (contraintes faibles)	AF	Moyenne	Portées et centrages de pièces fixes démontables	3,2	10
			Difficile	Portées et centrages précis	1,6	4
	Ajustement fixe avec contraintes	AC	Moyenne	Portées de coussinets	1,6	4
			Difficile	Portées de roulements	0,8	2
	Adhérence (collage)	AD	-	Constructions collées	1,6 à 3,2	2 à 10

- c) Symbole de la valeur numérique du paramètre d'état de surface
d) Symbole de procédé d'élaboration s'il y'a une nécessiter fonctionnelle absolue

La valeur du critère de rugosité exprimée en :

- Valeur de Ra (en μ) ou écart moyen arithmétique
- Ou classe de rugosité (voir tableau de comparaison)
- Etat de surface indiqué par un procédé d'usinage (ici la rectification).

5 – Tableau :

Procédé d'élaboration		Symbole*	Écart moyen arithmétique Ra en micromètres														
			25	12,5	6,3	3,2	1,6	0,8	0,4	0,2	0,1	0,05	0,025				
SURFACES BRUTES	Désignation																
	Estampage	es															
	Forgeage	fo															
	Grenaillage	gn															
	Laminage	filage - extrusion à chaud	lac														
		tréfilage - étirage à froid	laf														
	Matriçage	à chaud	ma														
		à froid															
	Moulage	au sable															
		cire perdue - procédé Schaw...															
		en coquille, par gravité															
		en coquille, sous pression															
	Moulage plastique	mo															
Sablage	sa																
Profondeur moyenne de rugosité R en micromètres			80	40	16	10	4	2	1	0,5	0,3	0,12	0,06				
LÉGENDE			Valeurs usuelles				Valeurs exceptionnelles										

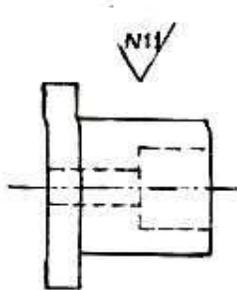


Fig1

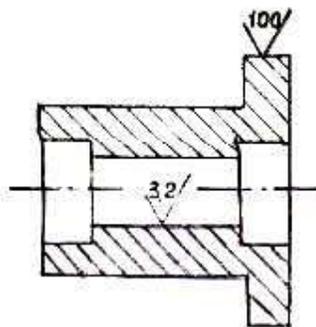


fig2

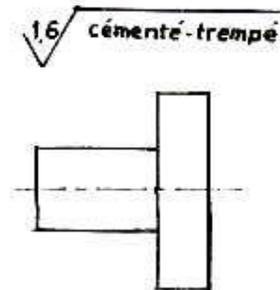


fig3

6 – Exemples :

Fig. 1 : La pièce est entièrement travaillée d'après l'état de surface N11, valeur de $R_a=25$ u ou signe de façonnage ce qui correspond à un tournage en ébauche.

Fig. 2 : La pièce est travaillée d'après $R_a = 12,5$ u sauf les valeurs entre parenthèses qui sont aussi reprises sur le dessin même.

100 = surface non travaillée.

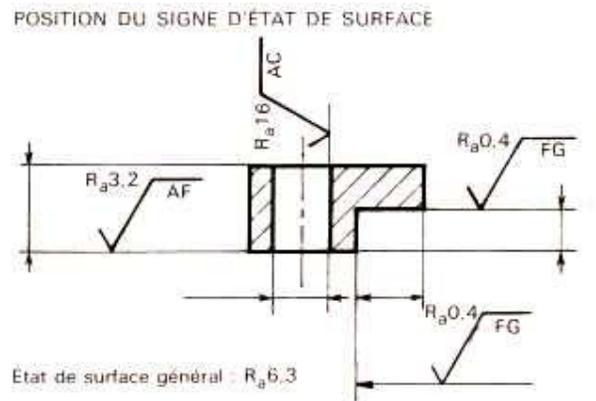
3.2 = alésage fin ou alésage à l'alésoir.

Fig. 3 : La pièce est cémentée et trempée et ensuite travaillée d'après la valeur $R_a = 1,6$ ce qui correspond à une rectification ordinaire.

7- Position du signe

Le signe est placé :

- Soit sur une génératrice de la surface,
- Soit sur une ligne de rappel,
- Soit sur une ligne reliée à la surface, ou à une ligne de rappel, et déterminée par une flèche.



Remarque :

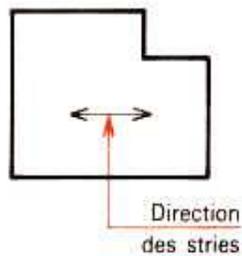
- Ne porter les signes d'état de surface que sur les dessins de définition, jamais sur les ensembles.
- Pour une surface donnée n'inscrire le signe qu'une seule fois et à proximité des cotes correspondantes.
- Si une pièce comporte la même spécification d'état de surface pour toute les surfaces à l'exception de quelques-unes, on peut inscrire l'état de surface général au voisinage du cartouche.

8-Direction des stries

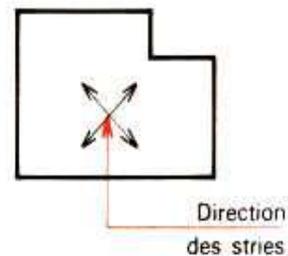
Si la direction général des stries d'usinage à une influence sur le comportement fonctionnel d'une surface, on peut représenter la surface concernée dans une vue annexe et schématiser la direction des stries.

Ne pas abuser de cette représentation qui ne doit être utilisée que pour éviter toute équivoque.

STRIES PARALLÈLES

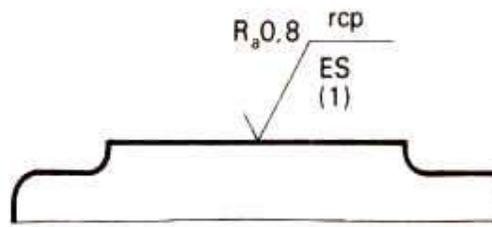


STRIES CROISÉES



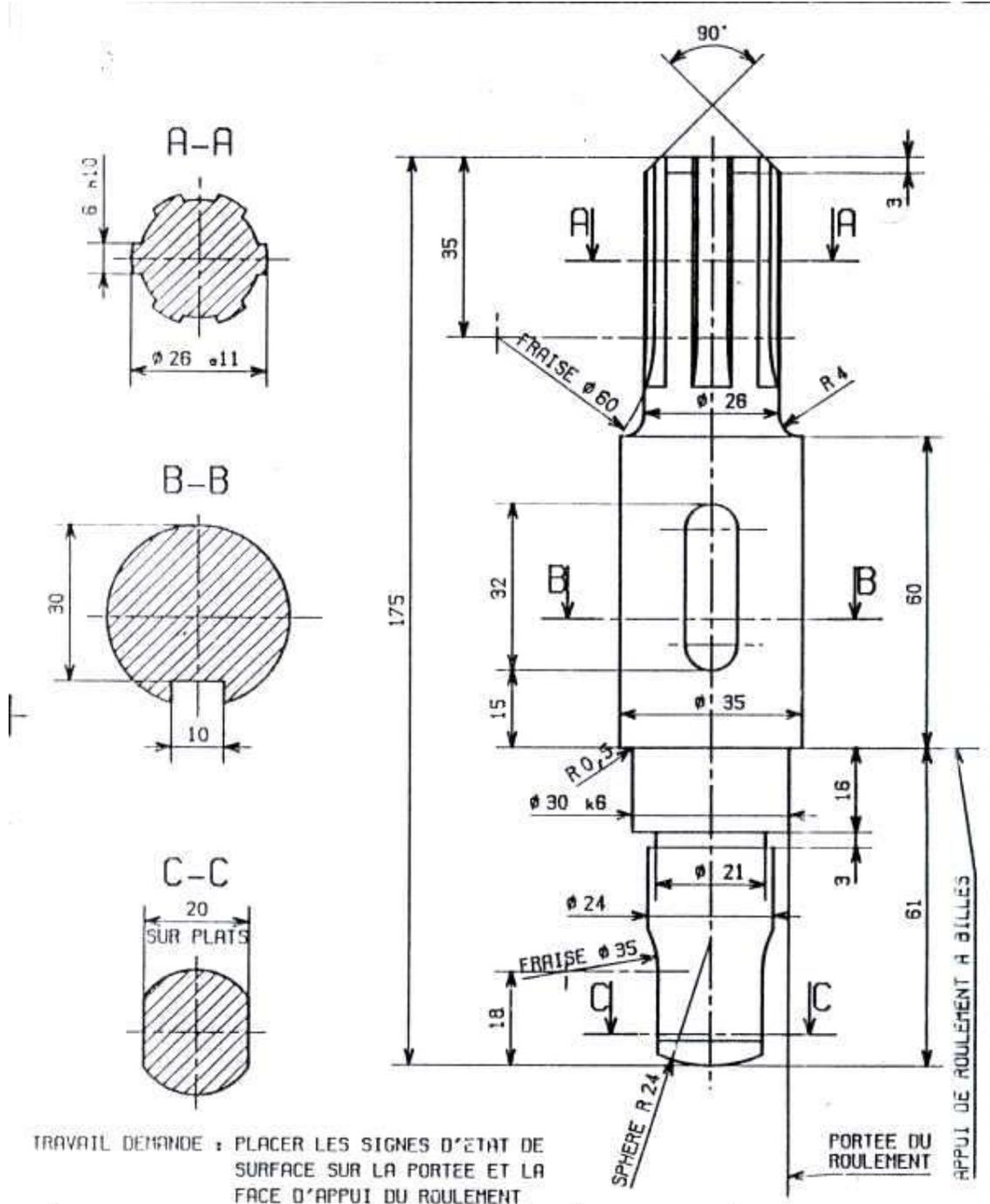
9-Surépasseurs d'usinage

En cas de besoins stricts surépasseurs sont indiquées en utilisant les notas des spécifications complémentaires. Voir valeurs usuels G.T.15.



NOTA : (1) Surépasseur avant rectification plane : 0.3

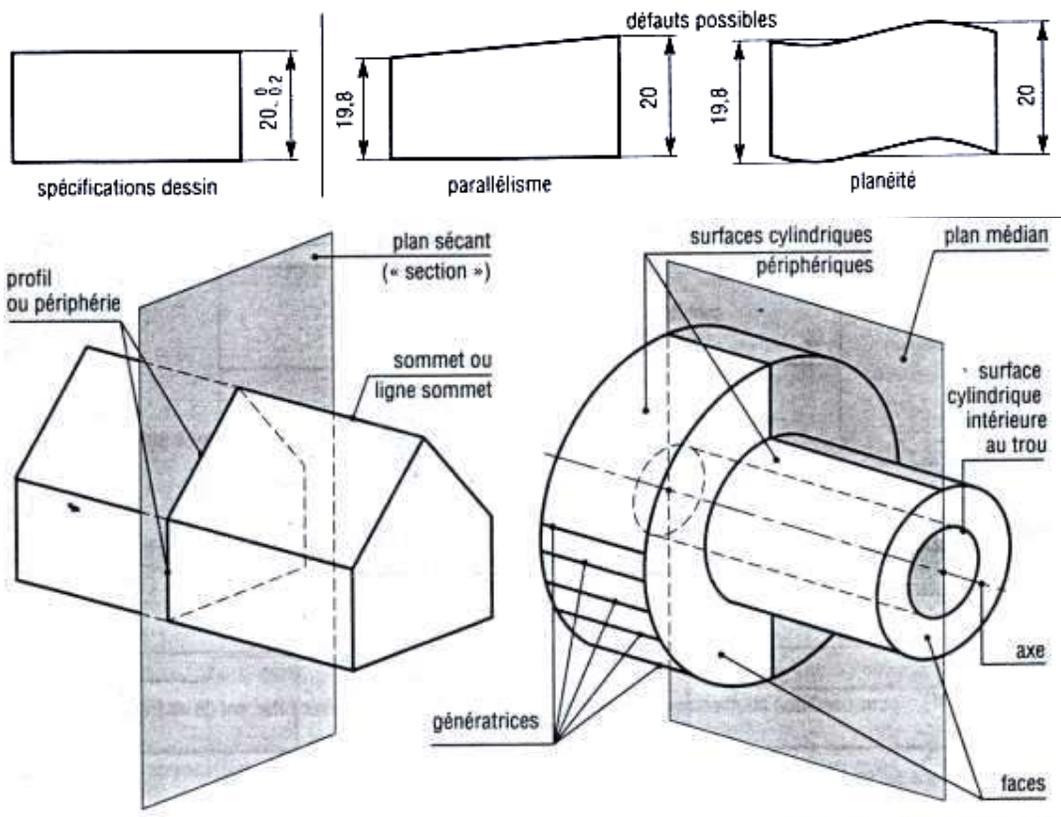
Exercice :



REP.	DESIGNATION	NBRE	MATIERE	DEBIT	OBSERVATIONS
ECHELLE : 1:1				TEMPS :	DATE :
ARBRE CANNELE				EXECUTION PAR :	

Tolérances géométriques

Les tolérances dimensionnelles usuelles (ajustement...) ne suffisent pas toujours pour définir rigoureusement la forme géométrique d'un objet. Malgré la cotation tolérancée des dimensions, des défauts géométriques nuisibles au fonctionnement et à l'assemblage sont toujours possibles (exemple fig. 1)



Les tolérances géométriques (normes internationales : fig. 3) permettent de corriger ces défauts et précisent les variations permises. Elles sont toujours restrictives par rapport aux tolérances dimensionnelles. Leur emploi ne doit pas être symétrique. Un excès de spécifications amène un surcoût inutile. Les tolérances retenues doivent rester aussi larges que possible.

Les tolérances géométriques			
type de tolérances	cas	symbole (ISO)	observation
tolérances de forme	rectitude		s'utilisent sans élément de référence
	planéité		
	circularité		
	cylindricité		
	profil d'une ligne		
	profil d'une surface		
tolérances d'orientation	parallélisme		s'utilisent avec élément de référence (axe, plan...)
	perpendicularité		
	inclinaison		
tolérances de position	concentricité		
	symétrie		
	localisation		
tolérances de battement	battement simple		
	battement total		

(M) pour condition au maximum de matière

(A) pour repérer l'élément de référence A

(P) pour une zone de tolérance projetée

⊘ diamètre (zone de tolérance circulaire ou cylindrique)

fig3

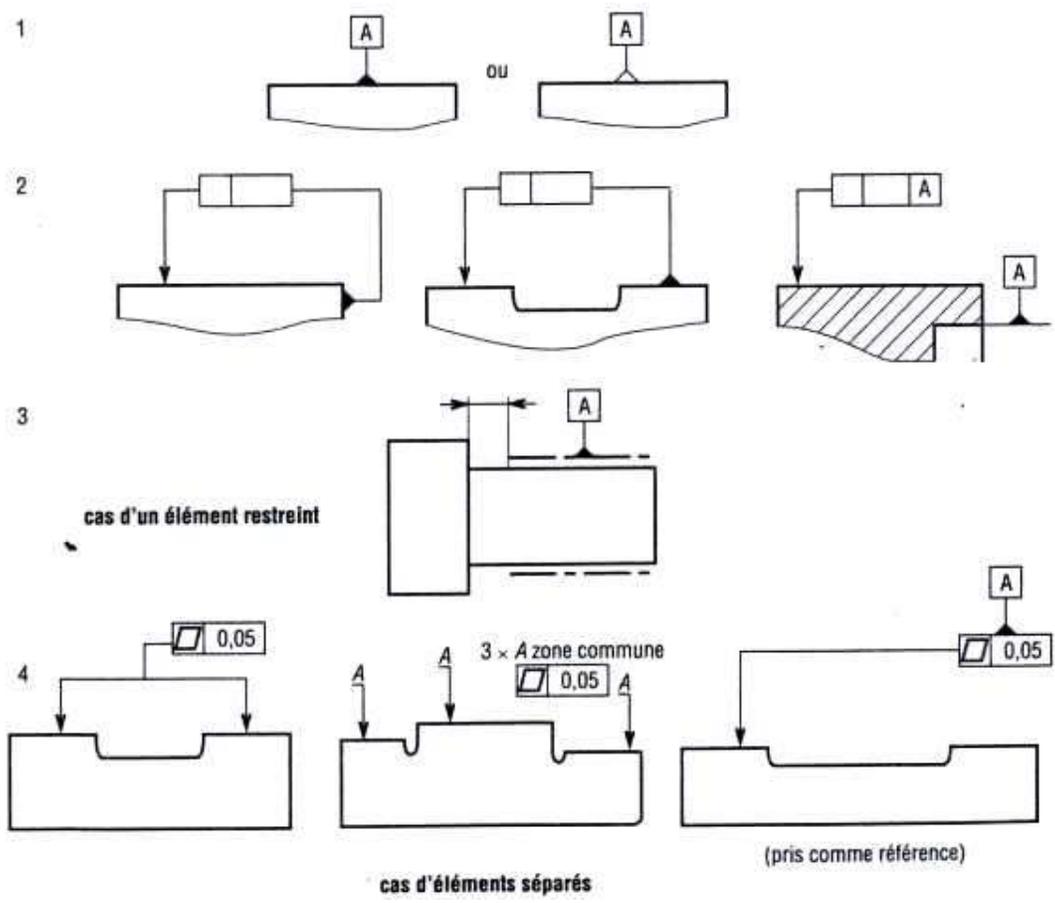
I- Inscriptions normalisées

1. inscription des éléments de référence

Contrairement aux tolérances de forme, les tolérances de position, d'orientation et de battement exigent l'emploi d'une référence ou élément de référence : point, axe, ligne, surface...

- a)- Identification d'un élément de référence :** la forme choisie comme référence doit être identifiée par une lettre majuscule inscrite dans un cadre relié à un triangle, noirci ou non (fig. 4-1).
Dans certains cas la lettre de référence peut être omise et le triangle de repérage directement relié au cadre d'inscription de la cotation (fig 4-2).
- b)- Eléments restreints :** si la référence ne concerne qu'une partie de la forme choisie (élément restreint), cette partie doit être représentée par un trait mixte fort et les cotes utiles indiquées (fig. 4-3)
- c)- Références partielles :** Il est parfois nécessaire de repérer un ou plusieurs points, une ligne ou une zone limitée comme élément de référence. A cette fin on utilise les références partielles (normalisation fig. 6), l'identification est inscrite dans la partie inférieure du cadre circulaire normalisé et les informations additionnelles (dimension zone...) dans la partie supérieure.
- d)- Dimension de référence :** pour un élément de référence, et pour un élément a tolérance, il faut parfois indiquer ou ajouter certaines cotes utiles (dimension de référence) pour définir une forme, une position, un angle ou une orientation.

Ces cotes ne doivent pas être tolérancées et doivent être encadrées pour les différencier de la cotation normale (fig. 5-4 et 6).



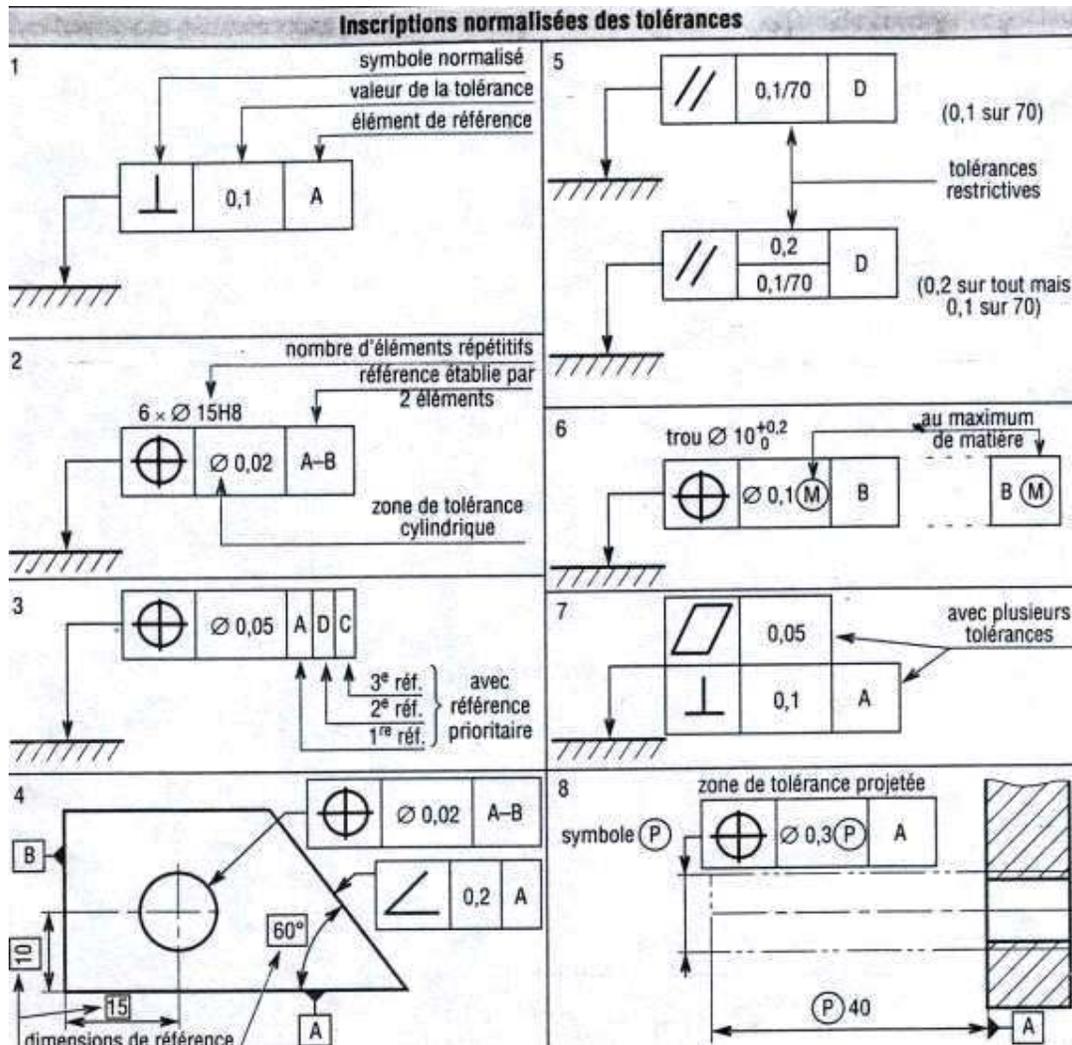


fig 5

II- Inscription de la cotation tolérancée

a) **Cas général** : la forme à coter est repérée par une flèche reliée à un cadre rectangulaire. Dans le cadre, et dans des cases différentes, sont inscrits dans l'ordre : le symbole du défaut, la valeur de la tolérance et si nécessaire la lettre majuscule repérant l'élément de référence (fig. 4-2 et 5-1)

b) **Cas exigeant plusieurs éléments de référence** : si deux ou plusieurs éléments sont indispensables à la référence, les lettres correspondantes, séparées par un trait d'union, sont toutes inscrites dans la même case (fig.5-2)

Si un ordre de priorité doit être respecté au moment de la vérification, les lettres sont inscrites dans des cases séparées (fig.5-3).

c) **Cas d'un élément restreint** : une même forme peut parfois être tolérancée sur une partie restreinte ou encore comporter deux tolérances différentes. Les tolérances restrictives permettent la cotation de ces cas (fig. 5-5)

d) **Cas d'élément séparés** : si la tolérance concerne un groupe de plusieurs éléments séparés ou distincts, la cotation doit être effectuée comme l'indique

de la figure 4-4. le triangle et la lettre permettant de repérer ces éléments, en tant qu'élément de référence, sont placés directement sur le cadre de cotation (fig. 4-4)

e) Cas de plusieurs tolérances : si une même forme reçoit plusieurs tolérances de nature différentes en même temps, l'inscription doit être effectuée comme l'indique la figure 5-7

f) Cas d'une cotation au maximum de matière : L'inscription doit être réalisée avec le symbole M encadré (fig. 5-6). Le principe peut s'appliquer à la tolérance, à la référence ou aux deux en même temps. Il ne s'applique pas aux tolérances de battement.

g) Cas d'une zone de tolérance projetée : dans certains cas, la tolérance géométrique n'est pas appliquée, à un élément ou une forme mais uniquement à son prolongement (en dehors l'objet)

le symbole P encadré doit être utilisé après la valeur de la tolérance géométrique et avant toutes les cotes utiles à la définition de la forme projetée (fig. 5-8).

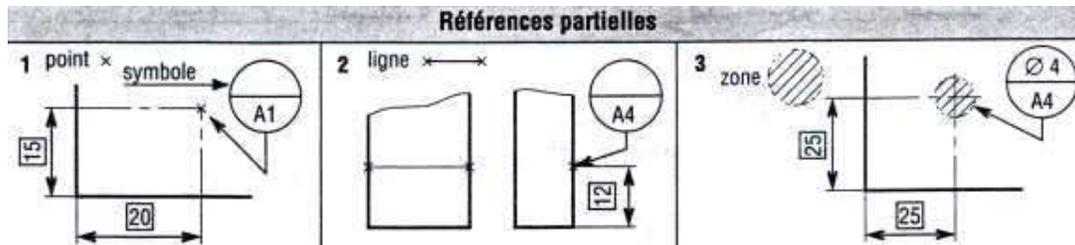


fig 6

III- Repérage des éléments de référence et des éléments tolérancés

les éléments tolérancés ou les éléments de référence peuvent être :

- Des lignes ou des surfaces ;
- Des axes ou des plans médians d'objets ;
- des axes ou des plans médians d'une partie ou d'un tronçon d'un objet .

Dans les deux premiers cas, le triangle ou la flèche doivent aboutir sur l'élément même ou, si ce n'est pas possible, sur une ligne de rappel (fig. 7).

Dans le troisième cas, le triangle ou la flèche doivent aboutir et être tracés dans le prolongement de la ligne de cote donnant la dimension de la forme (fig. 7 et 8).

Inscriptions normalisées		
cas	éléments tolérancés (flèches)	éléments de référence (triangle)
lignes ou surfaces		
axe ou plans médians d'un élément coté		
axe ou plans médians		

fig7

Éléments tolérancés	Éléments de référence	Interprétation
		tolérance ou référence appliqué à l'axe du 1 ^{er} cylindre (avec cote)
		tolérance ou référence appliqué à l'axe entier

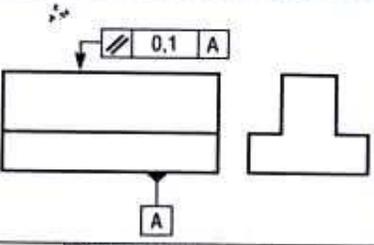
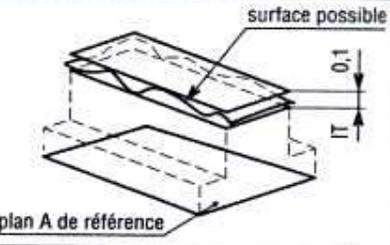
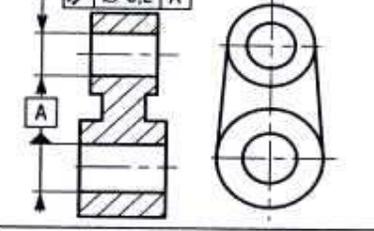
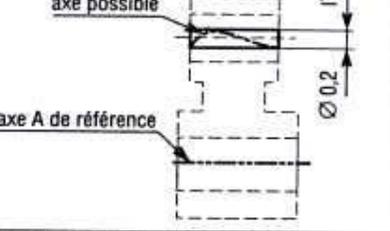
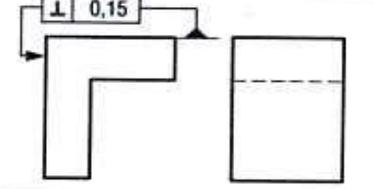
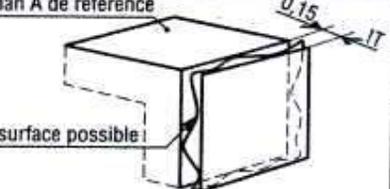
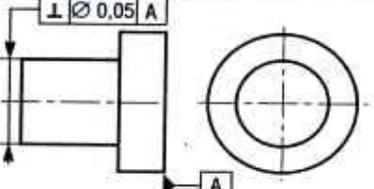
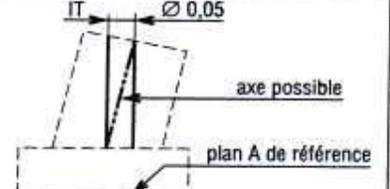
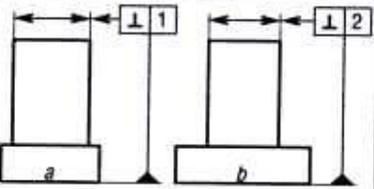
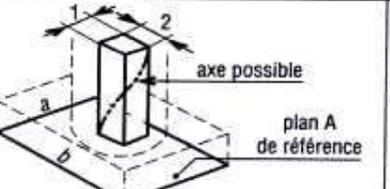
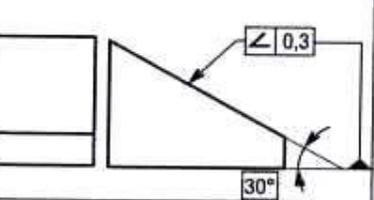
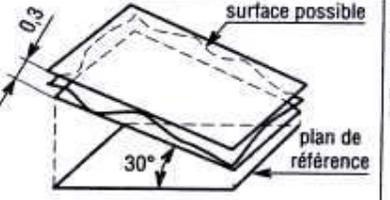
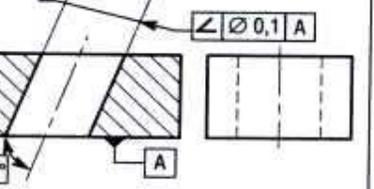
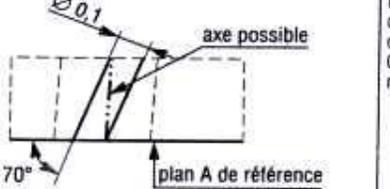
fig8

IV- Tolérances de forme

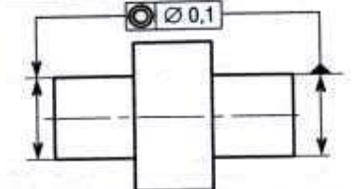
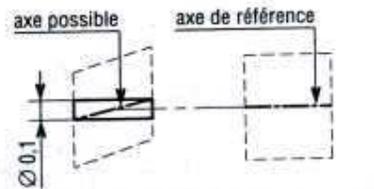
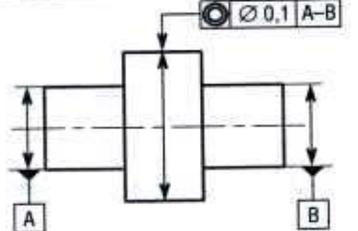
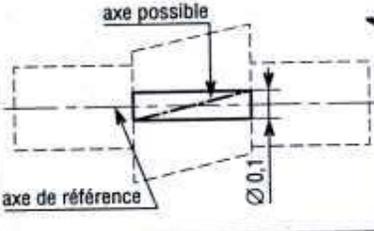
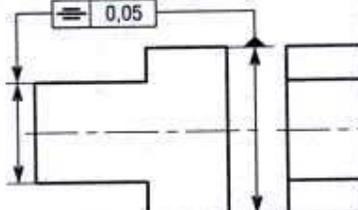
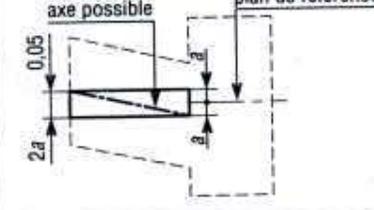
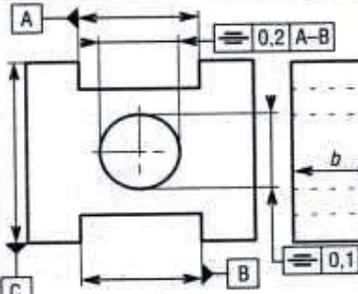
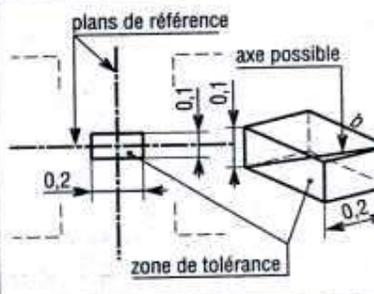
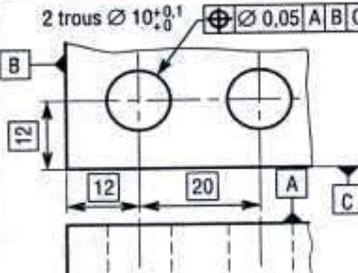
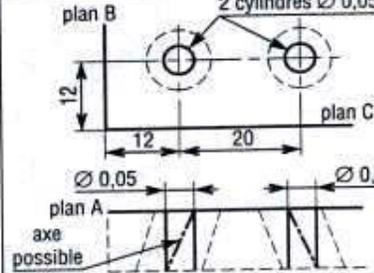
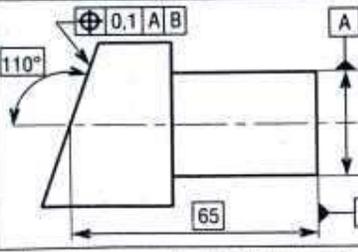
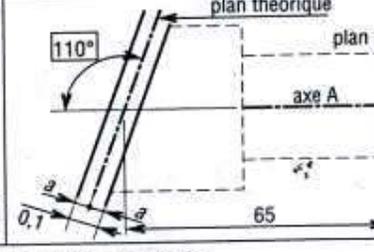
Fig 9

Symbole	Exemple	Interprétation	Observations
rectitude —			La ligne sommet doit rester entre deux droites parallèles (du dessin) distantes de 0,1, parallèles ou non aux autres parties de l'objet.
			Chaque génératrice du cylindre doit rester entre deux droites parallèles distantes de 0,05, parallèles ou non à l'axe.
			L'axe du cylindre doit être contenu dans une zone cylindrique de diamètre 0,2, coaxiale ou non à l'axe de la pièce
planéité 			La surface de la pièce doit rester entre deux plans parallèles distants de 0,2, parallèles ou non aux autres parties de l'objet.
circularité 			Le profil de chaque section perpendiculaire à l'axe doit rester entre deux cercles concentriques distants de 0,1, centrés ou non sur l'axe du cylindre.
cylindricité 			La périphérie du cylindre doit être contenue entre deux cylindres coaxiaux distants de 0,1 (englobe la rectitude et la circularité).
profil d'une ligne 			Le profil de chaque ligne doit rester entre deux lignes qui enveloppent des cercles de diamètre 0,2 centrés sur le profil théorique spécifié.
profil d'une surface 			La surface de l'objet doit rester entre deux surfaces qui enveloppent des sphères de diamètre 0,4 centrées sur la surface théorique spécifiée.

V- Tolérances d'orientation : fig 10

Symbole	Exemple	Interprétation	Observations
paral- lélisme 			La surface supérieure doit rester entre deux plans distants de 0,1 et parallèles au plan de référence A.
			L'axe du trou supérieur doit être contenu dans un cylindre de diamètre 0,2 d'axe parallèle à l'axe de référence A.
perpen- dicularité 			La surface latérale gauche doit rester entre deux plans parallèles distants de 0,15 et perpendiculaires au plan de référence A.
			L'axe du cylindre à gauche doit être contenu dans une zone cylindrique de diamètre 0,05 d'axe perpendiculaire à A.
			L'axe du cylindre doit être contenu dans une zone parallélépipédique (1 x 2) perpendiculaire au plan A (a x b).
incli- naison 			La surface doit rester entre deux plans parallèles distants de 0,3 et inclinées de 30° par rapport au plan de référence.
			L'axe du trou doit être contenu dans une zone cylindrique de diamètre 0,1 inclinée de 70° par rapport au plan A.

VI- Tolérances de position : fig11

Symbole	Exemple	Interprétation	Observations
concentricité et coaxialité 			L'axe du cylindre à gauche doit être contenu dans une zone cylindrique de diamètre 0,1 dont l'axe est celui du cylindre droit.
			L'axe du cylindre au milieu doit être contenu dans une zone cylindrique de diamètre 0,1 dont l'axe est celui des deux autres cylindres.
symétrie 			Le plan médian de la partie gauche doit rester entre deux plans parallèles distants de 0,05 et disposés symétriquement par rapport au plan médian de la partie droite.
			L'axe du trou doit être contenu dans un parallélépipède 0,2 x 0,1 d'épaisseur b, d'axe l'intersection des plans médians (A-B) et (C).
localisation 			Les axes des trous doivent être contenus dans des cylindres de diamètre 0,05 d'axes perpendiculaires à A et positionnés par les cotes encadrées.
			La surface doit rester entre deux plans parallèles distants de 0,1, inclinés de 110° par rapport à A symétriquement par rapport au plan théorique (à 65 de B).

VII- Tolérances de battement

1) Battement simple

Plusieurs mesures sont nécessaires pour contrôler toute la surface spécifiée et la tolérance doit être respectée pour chaque position de mesure. La variation est mesurée dans la direction indiquée par la flèche. Au cours du mesurage, pendant une rotation complète autour de l'axe de référence, il n'y a pas déplacement de l'instrument de mesure ni déplacement axial de la pièce. Une erreur de battement simple peut résulter par exemple de défauts de circularité, planéité, cylindricité, perpendicularité (pris séparément ou en combinaison).

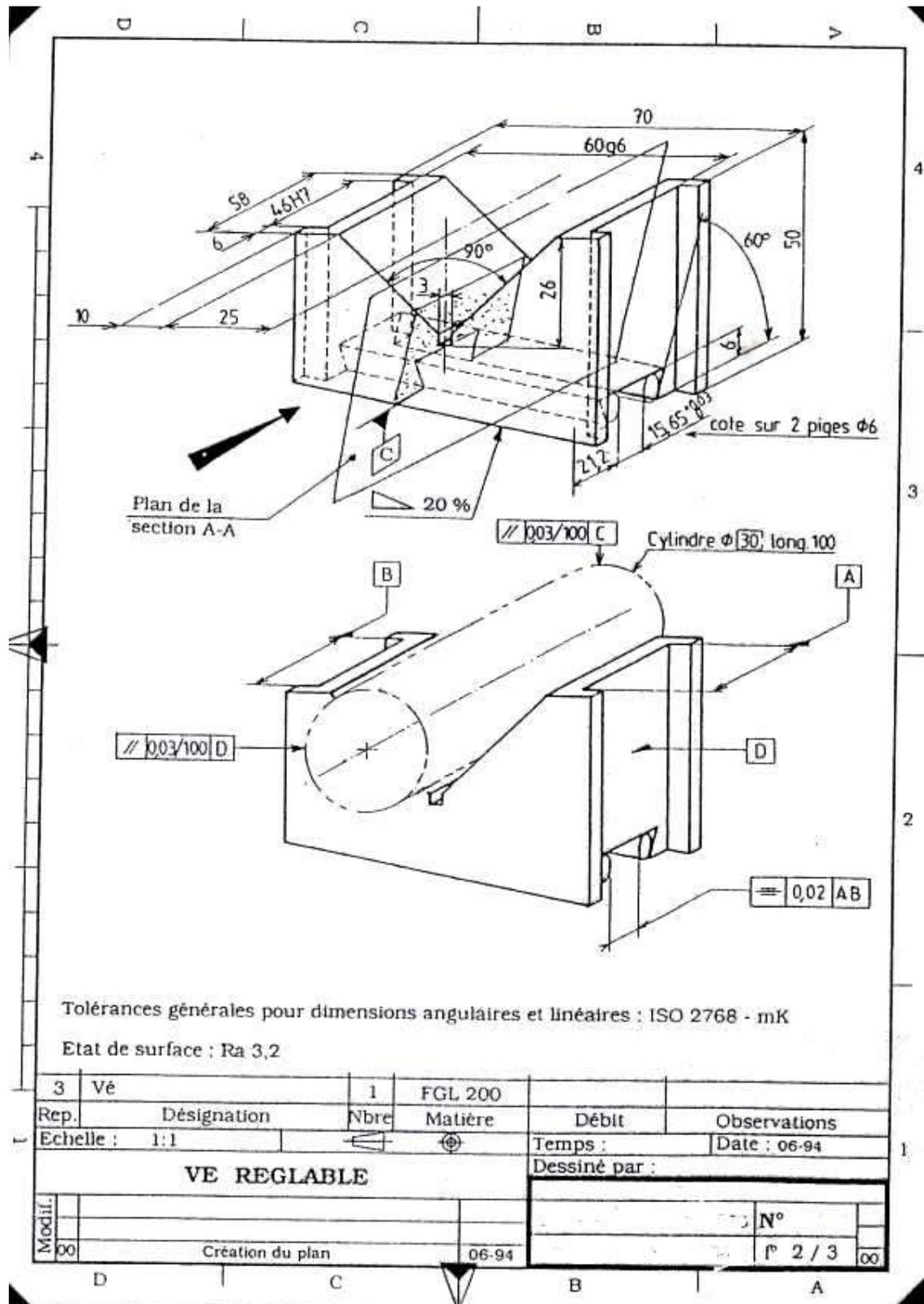
2) Battement total

Au cours du mesurage, l'instrument de mesure se déplace le long d'une ligne fixe spécifiée pendant que la pièce effectue une série de rotations autour de l'axe de référence. Les erreurs de battement total résultent, séparément ou en combinaison, de tous les défauts géométriques précédents.

Symbole	Exemple	Interprétation	Observations
	<p>radial</p>		<p>Le battement périphérique pour chaque plan de mesure ne doit pas dépasser 0,05 pendant une rotation complète de la pièce autour de A.</p>
battement simple	<p>axial</p>		<p>En tout point de la face, le battement axial (parallèle à A) ne doit pas dépasser 0,1 pendant une rotation complète autour de A.</p>
	<p>oblique</p>		<p>Le battement oblique pour chaque cône de mesure ne doit pas dépasser 0,2 pendant une rotation complète de la pièce autour de A.</p>
battement total	<p>oblique</p>		<p>La surface mesurée doit rester entre deux cônes distants de 0,2 et d'angle 20° pendant une rotation complète de la pièce autour de A.</p>
	axial et radial	généralisation des cas précédents	

EXERCICE-1

7	Bouton moleté		A 60	ø 25 Lg 20	
6	Goupille élastique épaisse de 3 x 20		Acier		NF E 27-489
5	Bague d'arrêt		A 60	ø 20 Lg 12	
4	Vis de réglage		XC 38 H 1	ø 14 Lg 140	
3	Vé		FGL 200		
2	Coulisseau		XC 38 H 1	40 x 40 x 60	
1	Support		FGL 200	Moulé	
Rep.	Désignation	Nbre	Matière	Débit	Observations
Echelle :	1:1			Temps :	Date : 06-94
VE REGLABLE				Dessiné par :	
Modif.				N°	
00	Création du plan		06-94	1° 1 / 3	00



Evaluation :

TECHNOLOGIE DE CONSTRUCTION

LES ELEMENTS D'ASSEMBLAGES ET DE FIXATIONS

I – Visserie et boulonnerie :

1 – Vis d'assemblage à métaux :

Le serrage le plus énergique est obtenu par les têtes H et Q (Q est peu utilisée en mécanique) puis par les vis CHC qui présentent l'avantage de pouvoir être logées ou noyées dans un chambrage .Les vis existent en plusieurs grades ou qualités (A,B,C).

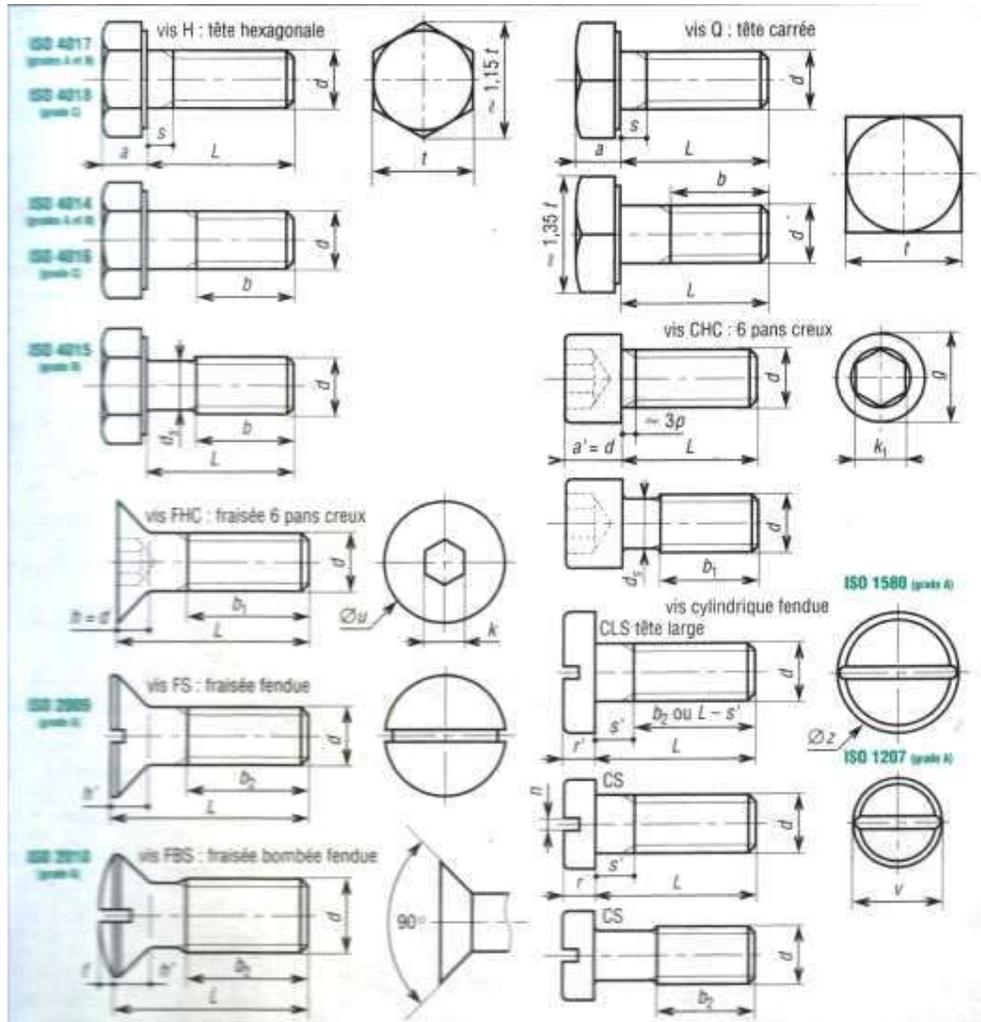
Les vis H et CHC existent en boulonnerie haute résistance .

Les têtes coniques ou fraisées, peu utilisées en mécanique, permettent des centrages éventuels.

Les vis à fente, économiques, assez utilisées dans les petites dimensions, ont pour elles la simplicité (serrage par tournevis) ; de plus les têtes peuvent être facilement noyées .

Suivant les dimensions, la tige peut être complètement ou partiellement filetée et le diamètre de tige réduit ou non.

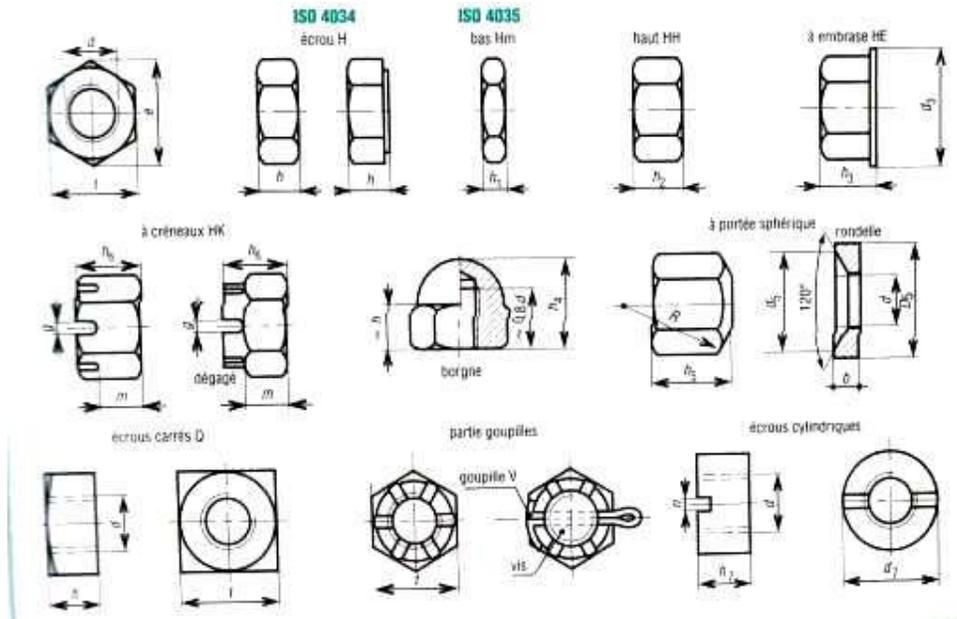
Remarque :il existe d'autres formes de têtes : cylindrique bombée à empreinte cruciforme, cylindrique à 6 lobes ou à empreinte torx, poëlier fendu....



Exemples de désignation : vis à tête hexagonale ISO 4014-M12x80-4.6 (vis H partiellement filetée, $d = 12$, $L = 80$, classe 4.6) ;
Vis CHC, M20-100,8.8 (vis six pans creux, $d = 20$, $L = 100$, classe 8.8).

2 – Principaux écrous :

a)-Écrous manœuvrés par clés :



Principales dimensions normalisées des écrous H, Q et cylindriques																				
d	t	e	h	h_1	h_2	h_3	d_3	h_4	h_5	R	d_5	D_5	b	h_6	g	m	h_7	n	d_7	
1.6	3.2	3.4	1.3	1																
2	4	4.4	1.6	1.2														2	0.5	4
2.5	5	5.4	2	1.6														2.5	0.8	5
3	5.5	6	2.4	1.8	3			5.1										3	1	5
4	7	7.6	3.2	2.2	4			6.7												
5	8	8.8	4.7	2.7	5	5	12	8	5	7	9.25	15	2.5	6.6	1.4	4	5	1.5	9	
6	10	11.1	5.2	3.2	6	6	14	10	8	14	11	17	4	8.1	2	5	6	2	11	
8	13	14.4	6.8	4	8	8	18	13	11	14	14.5	23	5	10.3	2.5	6.5	8	2.5	14	
10	16	17.8	8.4	5	10	10	22	16.5	13	22	18.5	28	5	12.8	2.8	8	10	3	18	
12	18	20	10.8	6	12	12	26	19.5	15	22	20	30	6	16	3.5	10	12	3.5	22	
(14)	21	23.4	12.8	7	14	16	30	22	18	30	25	40	6	17	3.5	11	14	4	24	
16	24	26.8	14.8	8	16	16	34	25	21	30	26	45	7	20	4.5	13	16	4	27	
20	30	33	18	10	20	20	43	31	25	44	31	50	8	23.2	4.5	16	20	5	33	
24	36	39.6	21.5	12	24	25	48	37	29	44	37	60	10	28.2	5.5	19	24	6	39	
30	46	50.9	25.6	15	30	31	60	47	35	66	48	68	10	34.2	7	24	30	7	48	
36	55	60.8	31	18	36	37	68	56	41	66	60	80	12	39.4	7	29	36	8	56	

Exemple de désignation : Ecrous H, M 10, 10(écrou H, $d = 10$, classe 10 suivi « éventuellement » du symbole du revêtement).

b)-Principaux écrous auto freinés :

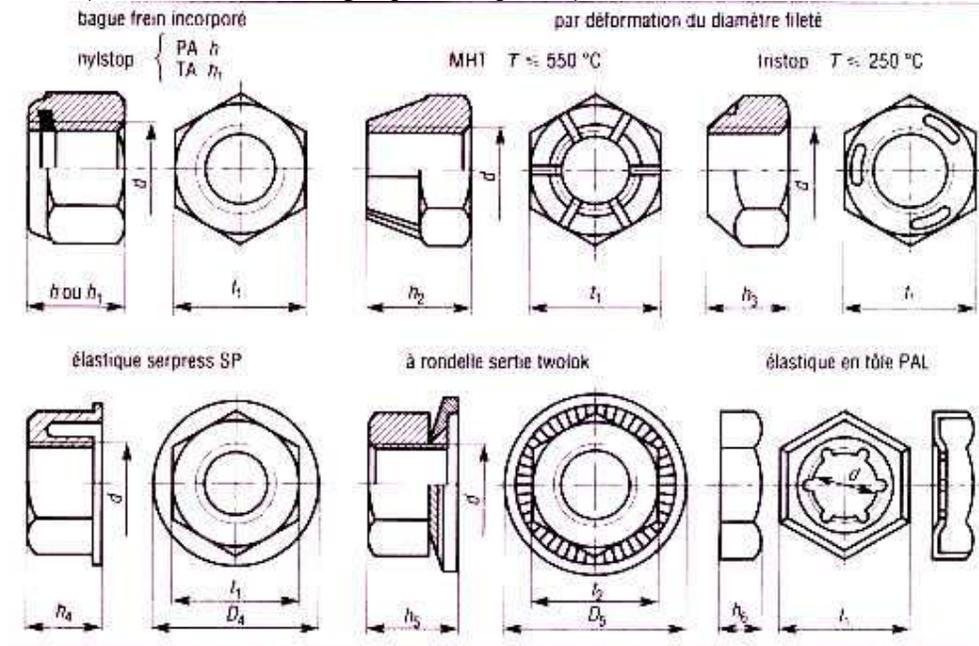
L'écrou à bague non filetée incorporée, en nylon ou inox, genre Nylstop, existe en plusieurs variantes :écrou borgne, écrou à embase...

Les écrous « MHT » pour hautes températures ($T < 550^\circ\text{C}$) et « tri stop » ont leur diamètre d légèrement déformé au niveau des parties coniques ; il en résulte un pincement avec la vis au montage.

L'écrou type « Serpress », monobloc, présente une grande élasticité ; il est sept fois plus élastique qu'un écrou H.

La rondelle conique élastique, qui se déforme et s'aplatit sous charge, sertie de l'écrou twolok peut être remplacée par une rondelle dentée.

L'écrou « PAL » peut être utilisé comme contre-écrou. Supportant de faibles efforts axiaux, il est intéressant avec les plastiques, les élastomères bague nylon.....h1 ; h2 avec bague inox (admet des démontages plus fréquents).



Principales dimensions normalisées des écrous freinés												
d	pas	h	h ₁	t ₁	h ₂	h ₃	h ₄	D ₄	h ₅	D ₅	t ₂	h ₆
2,5	0,45	4,3		5								
3	0,5	4,5	3	5,5			3,3	5,5				2
4	0,7	5,7	3,8	7			4	7	4,6	10,2	7	2,2
5	0,8	6,3	4,6	8	6,5	5	4,7	8	5,6	12,2	8	2,5
6	1	8	5,3	10	8,4	6	5,5	12,5	6,8	14,2	10	3
8	1,25	10,8	7,3	13	9,2	7,5	7,3	16	8,9	18,2	13	3,5
10	1,5	12,4	8,3	16	12	9			10,7	22,2	17	4,2
12	1,75	14,2	10,5	18	15,6	11			13	26,2	19	4,5
14	2	16,6	12,5	21	17,2	12						5
16	2	18,8	14,5	24	19,2	14						5
20	2,5	22,7	17,5	30	22,4							—
24	3	28,4		36								7,2
30	3,5	33,6		46								8
36	4	40,5		55								9
42	4,5	47,1		65								12

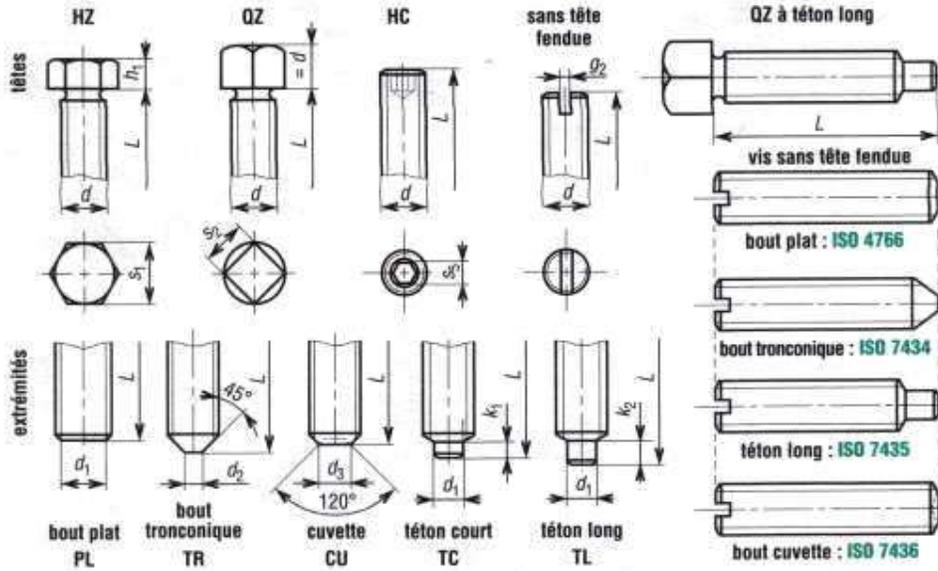
c)-Exemple d'écrous standards manœuvrables à la main :

Les écrous à croisillons existent en acier avec trou de goupille ou en plastique phénoplaste avec insert taraudé .

Les écrous « moletés » en acier bruni peuvent également être goupillés.

Les écrous à oreilles existent en plusieurs matériaux.

Les poignées lisses avec insert ou non sont le plus souvent en phénoplaste, « bakélite » noir ou rouge .La matière est la même pour les poignées en T et les leviers de manœuvre qui existent avec tige filetée et écrou.



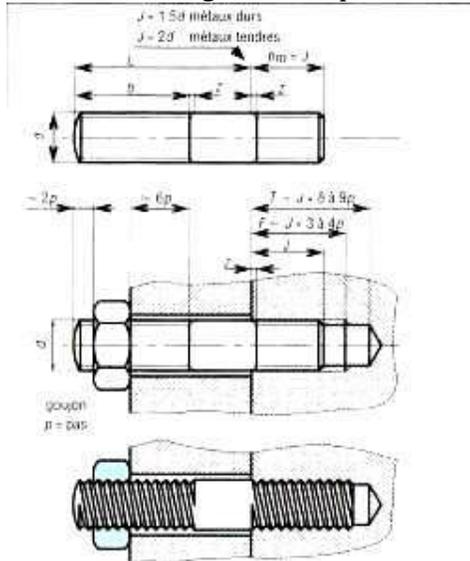
Principales dimensions des vis de pression, d'arrêt et de guidage																	
d	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	24	30	36			
pas	0,4	0,45	0,5	0,7	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	3,5	4			
h ₁									9	11	14	17	21	25			
s ₁									16	18	24	30	36	46			
s ₂									13	16	21	27					
s ₃			2,2	3,2	4	5	6	8	10	13	17	19					
s ₄	3,5	4	4,5	6	7	9	11	14	18	22	27	33					
s ₅	0,9	1,3	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12					
g ₂	0,25	0,4	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,6	2	2,5	3	4					
d ₁	1	1,5	2	2,5	3,5	4	5,5	7	8,5	12	15	18	23	28			
d ₂	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10			
d ₃	1	1,2	1,4	2	2,5	3	5	6	7	10	13	16					
k ₁	0,5	0,65	0,75	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	7,5	9			
k ₂	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	15	18			
longueurs : vis HZ et QZ (longueurs avec *)						longueurs des vis sans tête (L* pour téton)											
d	12	16	20	24	30	36	d	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16
L	25	30	40	45	60*	80*	L	2	2,5	3	4	5	6	8		12	16
	30	35	45	50*	70*	90*		2,5	3	4	5	6	8*	10*	10*	16*	20*
	35	40	50*	60*	80*	100*		3*	4*	5*	6*	8*	10*	12*	12*	20*	25*
	40	45	60*	70*	90*	120*		4*	5*	6*	8*	10*	12*	16*	16*	25*	30*
	45	50*	70*	80*	100*	140*		5*	6*	8*	10*	12*	16*	20*	20*	30*	35*
	50*	60*	80*	90*	120*	160*		6*	8*	10*	12*	16*	20*	25*	25*	35*	40*
	60*	70*	90*	100*	140*	180*		8*	10*	12*	16*	20*	25*	30*	30*	40*	45*
	70*	80*	100*	120*	160*	200*		10*	12*	16*	20*	25*	30*	35*	35*	45*	50*
															40*	45*	50*
															50*	55*	60*
																	60*

4 – Goujons :

Il se compose d'une tige filetée à ses deux extrémités séparées par un tronçon lisse et d'un écrou (H,Q...) de même diamètre d.

La longueur z peut être une gorge, le diamètre de la partie lisse peut être réduit, b peut avoir plusieurs valeurs, le bout être plat ou non...

Exemple de désignation : goujon M12-90, bm 18, classe 8-8 (goujon de diamètre 12, longueur L = 90, longueur d'implantation j = bm = 1,5d = 18. classe de qualité 8-8).



Principales dimensions normalisées des goujons

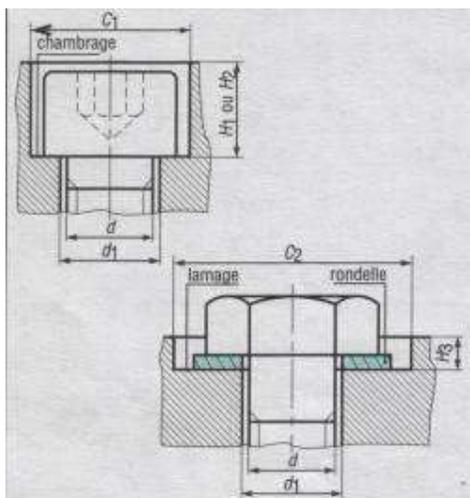
d	M5	M6	M8	M10	M12	(M14)	M16	(M18)	M20	M24
pas	0,80	0,80	1,25	1,50	1,75	2	2,2	2,50	2,50	3
z_{maxi}	2	2	3,2	3,8	4,4	5	5	6,3	6,3	7,5
b_{mini}	16	16	22	26	30	34	38	42	46	54
L	30	30	35	40	45	50	55	60	70	80
	35	35	40	45	50	55	60	70	80	90
	40	40	45	50	55	60	70	80	90	100
	45	45	50	55	60	70	80	90	100	120
	50	50	55	60	70	80	90	100	120	140
		55	60	70	80	90	100	120	140	
		60	70	80	90	100	120	140		
			80	90	100	120	140			
				100	120	140				
					100	120	140			

5 – Lamages et chambrages :

Ils doivent permettre le passage des outils de serrage. À cette fin, les diamètres indiqués peuvent être augmentés, ou diminués pour d'autres raisons : optimisation, assemblage, outillage....

Le diamètre C1 est à utiliser avec des vis CHC (hauteur H1) et CZX (empreinte torx ou 6 lobes : hauteur H2) ; il permet le passage d'une rondelle grower.

Le diamètre C2 est à utiliser avec des vis ou des écrous hexagonaux.



Dimensions normalisées des lamages

d	d_1 moyen H13	C_1 mini	H_1 mini (CHC)	H_2 mini (CZX)	C_2 mini	H_3 mini (H)
1,6	1,8	5	1,7	1,2	8,5	1,3
2	2,4	6	2,1	1,5	10	1,6
(2,5)	2,9	7	2,7	1,8	11	2,0
3	3,4	8	3,2	2,1	12	2,3
(3,5)	3,9	8	-	2,6	14	3,1
4	4,5	10	4,2	3,0	16,5	3,1
5	5,5	11	5,3	3,7	19,5	4,1
6	6,6	13	6,3	4,2	22	5,6
8	9	18	8,4	5,3	28,5	6,0
10	11	20	10,5	6,3	37	7,2
12	13,5	22	12,6	7,4	42	8,4
(14)	15,5	26	14,7		47	9,8
16	17,5	30	16,8		52	11,3
(18)	20	32	18,9		60	13,1
20	22	36	21,0		64	14,5
24	26	42	25,5		79	17,0
30	33	53	31,5		96	21,0
36	39	63	38,0		98	25,0

6 – Rondelles :

a)-Rondelles d'appui :

Elles augmentent la surface d'appui, réduisent la pression de serrage, le marquage des pièces plus tendres et ne tournent pas pendant le serrage. Elles n'assurent pas un freinage efficace de la vis ou de l'écrou.

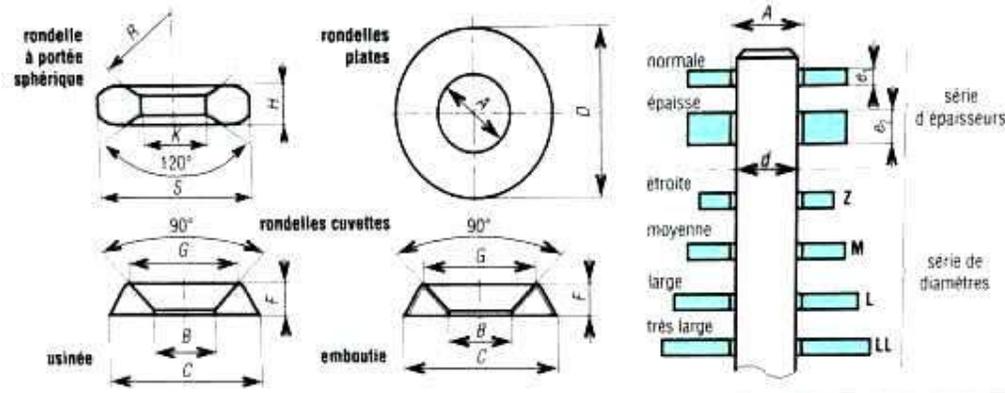
Rondelles plates : D'emploi usuel, elles existent en deux épaisseur (normale et épaisse) et quatre séries de diamètres (Z,M,L,LL). Deux finitions sont possibles : une finition usinée U ou garde A (tolérance sur l'épaisseur js 14) et une finition brute N ou grade C ($e \pm 10\%$).

En acier à ressort, elles peuvent être brunies, zinguées, cadmiées, bichromatées....

Exemple de désignation : Rondelle L 20 U (rondelle large, $d = 20$, usinée)

Rondelles cuvettes : Elles sont utilisées avec des vis à têtes fraisées (F...). Emboutie ou usinée, la surface externe peut être polie et brillante.

Rondelles à portée sphérique : Utilisée avec un écrou à portée sphérique, elles compensent une inclinaison de la vis par rapport à la face d'appui.



Dimensions normalisées des principales rondelles d'appui																
d	A	Z	M	L	LL	e_1	e_2	H	K	S	R	d	B	C	F	G
1,6	1,7	3,5	5	6	7	0,5	-	-	-	-	-	3	3,5	9	2	6,5
2	2,2	4	6	7	8	0,5	-	-	-	-	-	4	4,5	11	2,5	8
2,5	2,7	5	7	10	12	0,5	-	-	-	-	-	5	5,5	14	3	10
3	3,2	6	8	12	14	0,8	-	-	-	-	-	6	7	16	3,5	12
4	4,3	8	10	14	16	0,8	-	3	5	10	8	8	9	22	4,5	16
5	5,3	10	12	16	20	1	-	-	-	-	-	10	11	28	5,5	20
6	6,4	12	14	18	24	1,2	2	4	7	14	14	12	14	32	6,5	24
8	8,4	18	18	22	30	1,5	3	5	10	20	14	14	16	36	7,5	28
10	10,5	20	22	27	36	2	3	6	12	24	22	14	16	36	7,5	28
12	13	24	27	32	40	2,5	3,5	7	14	27	22	14	16	36	7,5	28
16	17	30	32	40	50	3	4,5	8	19	36	30	14	16	36	7,5	28
20	21	36	40	50	60	3	5	10	24	45	44	14	16	36	7,5	28
24	25	45	50	60	70	4	6	10	28	55	44	14	16	36	7,5	28
30	31	52	60	70	80	4	7	12	35	65	66	14	16	36	7,5	28
36	37	-	70	80	90	5	-	14	42	75	66	14	16	36	7,5	28

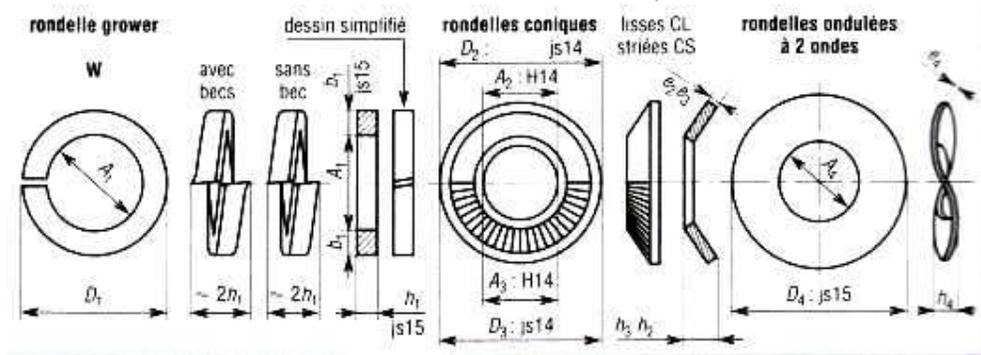
b)-Rondelles freins élastiques : Le freinage de l'écrou est amélioré par l'élasticité de la rondelle .

Rondelles grower, pour vis de classe de qualité ≤ 10.9 ; elles existent avec des becs qui s'incrusteront dans la matière de la pièce ou sans bec. Trois séries sont possibles : courante W, réduite WZ et forte WL). On les trouve en acier à ressort (44 à 50 HRC) ou en inox.

Exemple de désignation : Rondelle WL 12 (grower série forte, $d = 12$).

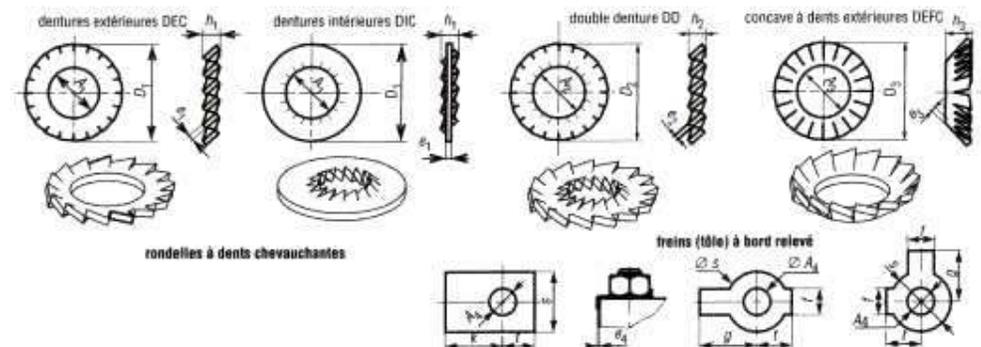
Rondelles coniques, pour vis de classe de qualité ≥ 8.8 : elles peuvent être lisses (symbole en acier CL) ou striées (CS). Après serrage, la rondelle est plane et agit comme un ressort. Elles sont en acier à ressort (42 à 50 HRC).

Rondelles ondulées à deux ondes, pour vis de classe de qualité ≤ 8.8 : elles sont souvent utilisées avec des pièces en matériaux tendres (alliages légers, plastiques) et existent avec 1 et 4 ondes. Elles existent en acier à ressort bronze, inox...



Principales dimensions normalisées des rondelles élastiques

d	Grower W série courante			Grower WZ série étroite			Grower WL série forte			ondulées à 2 ondes				rondelles coniques (F ₂ F ₃ en kN)									
	A ₁	~ D ₁	h ₁ = b ₁	~ D ₁	h ₁	b ₁	~ D ₁	h ₁	b ₁	A ₄	D ₄	e ₄	h ₄	d	A ₂	D ₂	e ₂	F ₂	A ₃	D ₃	e ₃	F ₃	
2										2,2	4,5	0,3	0,9	3						3,1	6	3,5	2,4
2,5										2,7	5	0,3	1	4						4,1	10	0,6	2,4
3	3,5	5,2	1	5,2	0,6		1	1	1,5	3,2	6	0,4	1,2	5	5,3	11	1,2	8,2	5,1	10	1	6,8	
4	4,5	7,3	1	7,3	1	1,5	8,3	1,2	2	4,3	9	0,5	1,5	6	6,4	12	1,4	12	6,1	12	1,2	9,5	
5	5,5	8,3	1,5	8,3	1	1,5	10,3	1,5	2,5	5,3	10	0,5	1,7	8	8,4	15	1,4	8,2	16	1,2	6,8		
6	6,5	10,4	2	10,4	1,2	2	12,4	1,8	3	6,4	12	0,52	1,7	10	10,5	18	1,7	12	18	1,4	9,5		
8	8,5	13,4	2,5	13,4	1,5	2,5	15,4	2	3,5	8,5	17	0,8	2,8	12	12	22	2,2	21	22	1,6	18		
10	10,5	16,5	3	16,5	1,8	3	18,5	2,5	4	10,5	21	1	3,4	16	16	27	2,8	34	10,2	20	1,6	28	
12	13	20	3,5	20	2	3,5	23	3	5	13	24	1,2	3,8	18	17	30	3,2	49	12,4	24	1,8	40	
16	17	25	4	25	2,5	4	29	3,5	6	17	30	1,5	4,8	20	20	32	3,4	91	16,4	32	2	40	
20	21	31	5	31	3	5	35	4,5	7	21	36	1,6	5,6	24	24	39	3,6	91	20,5	40	3,2	100	
24	25	37	6	37	3,5	6	39	4,5	7	25	44	1,8	6,4	28	21	38	4	147					
30	31	45	7	45	4,5	7								30	30	45	4,4	147					



Principales dimensions normalisées des rondelles à dents																				
d	A ₁	D ₁	e ₁	h ₁ *	A ₂	D ₂	e ₂	h ₂ *	A ₃	D ₃	e ₃	h ₃ *	A ₄	e ₄		f _{mini}	R ± 1	s	f	g
														acier	laiton					
2	2,1	4,5	0,3	0,6					2,1	4,5	0,15	0,3								
2,5	2,6	5,5	0,3	0,6					2,6	5,5	0,2	0,45								
3	3,1	6	0,4	0,7	3,1	12	0,5	1	3,1	6	0,2	0,45								
4	4,1	8	0,5	0,9	4,1	15,5	0,8	1,5	4,2	8	0,25	0,6								
5	5,1	9,2	0,5	1	5,1	17,5	0,8	1,6	5,2	10	0,3	0,7	5,5	0,5	1	7	14	10	5	13
6	6,1	11	0,7	1,1	6,1	18	0,9	1,8	6,3	12	0,3	0,8	7	0,5	1	8	16	16	6	16
8	8,2	14	0,8	1,3	8,2	22	1	1,9	8,3	15,5	0,4	1,1	9	1	2	11	20	20	8	18
10	10,2	18	0,9	1,4	10,2	26	1,1	2,0	10,4	19	0,4	1,2	11	1	2	14	22	25	9	23
12	12,3	20	1	1,5	12,3	30	1,2	2,0	12,4	23	0,5	1,5	14	1	2	17	24	28	12	25
16	16,3	26	1,2	1,8	16,3	36	1,4	2,0	16,4	31	0,6	1,9	18	1	2	21	32	34	15	32
18	18,5	30	1,4	1,9									20	1	2	23	36	36	16	36
20	20,5	33	1,4	2									22	1	2	26	40	40	18	40
24	24,5	38	1,5	2,2									27	1,5	3	31	48	45	22	48
30	30,6	48	1,6	2,4									33	1,5	3	38	60	55	26	60

(*) h₁, h₂, h₃ sont des hauteurs après charge

II – Goupilles

Les goupilles sont des organes de liaison simples et peu coûteux, utilisées soit pour immobiliser (goupilles d'arrêt) soit pour positionner ou centrer (goupilles de positionnement) un composant par rapport à un autre. Elles travaillent le plus souvent au cisaillement.

1 – Goupilles élastiques

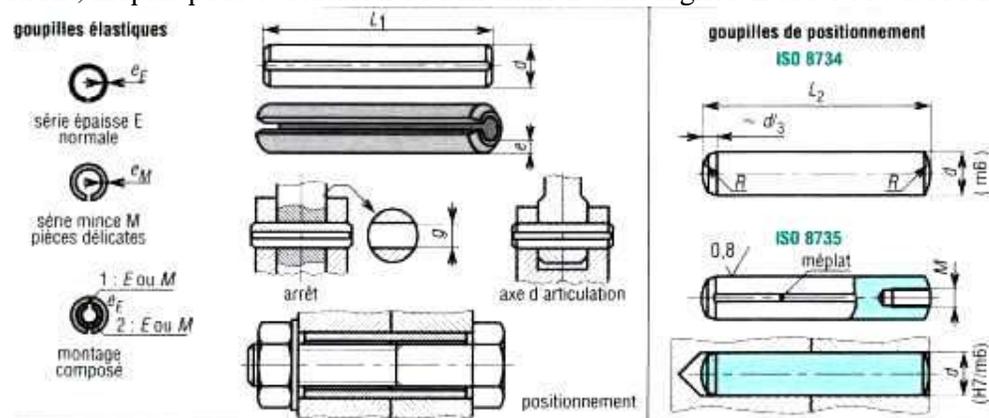
En acier à ressort (Rr ≈ 1400 N/mm²), elles sont faciles à utiliser. La goupille, dont le diamètre est plus grand que celui du trou, est comprimée dans son logement après montage, ce qui assure son maintien en position. Désignation : goupille élastique ISO 6752-6x30.

La série épaisse E est celle utilisée normalement. Si les efforts de cisaillement sont importants, on peut mettre deux goupilles l'une dans l'autre. Dureté 420 à 550 HV. La série M est réservée aux montages "délicats" et existe en version spiralée (ISO 8751...).

2 – Goupilles de positionnement cylindriques

Encore appelées pieds de positionnement ou pieds de centrage (rectifiées, trempées ou cémentées), elles sont utilisées pour des positionnements ou des centrages précis (qualités 6 ou 7).

Variante : extrémités chanfreinées au lieu de sphériques ; trou taraudé en bout pour extraction ; méplat pour évacuation de l'air dans trous borgnes. Dureté 550 à 650 HV.



Extraits de dimensions normalisées NF / ISO												
goupilles élastiques (ISO 8752)										goupilles de positionnement (ISO 8734/35)		
\varnothing	d	e_E	e_M	L_1	\varnothing	d	e_E	e_M	L_1	d	L_2 (js13)	M
1	1,2	0,2	—	4 à 20	12	12,5	2,5	1	10 à 150	2	5 à 20	
1,5	1,7	0,3	0,2	4 à 20	13	13,5	2,5	1,2	10 à 150	2,5	6 à 24	
2	2,3	0,4	0,2	4 à 30	14	14,5	3	1,5	10 à 160	3	8 à 30	
2,5	2,8	0,5	0,3	4 à 30	(15)	15,5	3	1,5	10 à 160	4	10 à 40	
3	3,3	0,6	0,3	4 à 40	16	16,5	3	1,5	10 à 180	5	12 à 50	
3,5	3,8	0,6	0,3	4 à 40	18	18,5	3	1,8	10 à 200	6	14 à 60	M4
4	4,4	0,8	0,4	4 à 50	20	20,5	3,5	2	10 à 200	8	18 à 80	M5
4,5	4,9	1	0,4	5 à 50	21	21,5	4		14 à 200	10	22 à 100	M6
5	5,4	1	0,5	5 à 80	25	25,5	5		14 à 200	12	26 à 100	M6
6	6,4	1,2	0,6	10 à 100	28	28,5	5,5		14 à 200	16	40 à 100	M8
(7)	7,5	1,2	0,6	10 à 100	30	30,5	6		14 à 200	20	50 à 100	M10
8	8,5	1,5	0,8	10 à 120	32	32,5	6		14 à 200	25	50 à 120	M16
(9)	9,5	2	1	10 à 120	35	35,5	7		20 à 200			
10	10,5	2	1	10 à 140	38	38,5	7,5		20 à 200			
(11)	11,5	2	1	10 à 150	40	40,5	7,5		20 à 200			

gamme des longueurs L_1 4-5-6-8-10-12-14-15-18-20-22-25-30-35-40-45-50-55-60-70-80-90-100-110-120-130-140-150-160-170-180-190-200

gamme L_2 6-8-10-12-14-16-18-20-22-24-26-28-30-32-35-40-45-50-55-60-70-75-80-85-90-95-100-120

3 – Goupilles cylindriques, non traitées

Contrairement aux précédentes, elles ne sont pas traitées : ni trempé, ni cémentation. Utilisation : arrêts ou positionnements. Désignation : goupille cylindrique ISO 2338-A-6x30-ST. Trois qualités : A (tolérance m6 sur d et Ra 0,8), B (h8 et Ra 1,6) et C (h11 et Ra 3,2).

4 – Goupilles coniques d'arrêt :

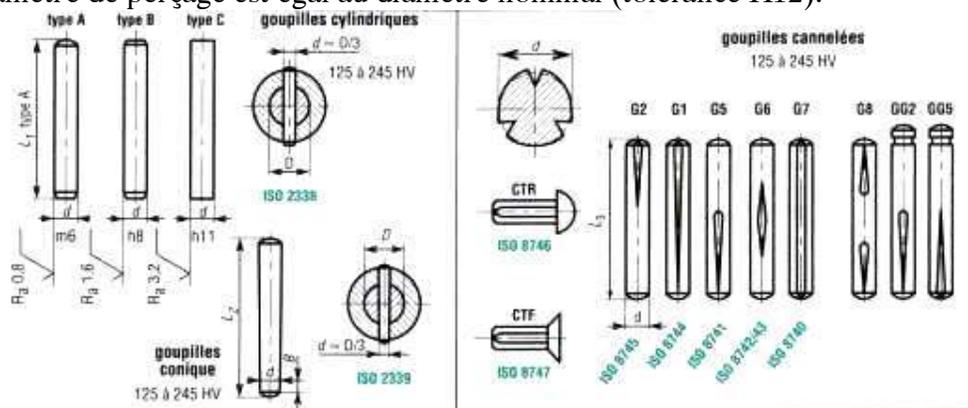
La forme conique simplifie le maintien de la goupille dans son logement (« coincement »). Les trous coniques sont obtenus en finition par un alésoir. Deux qualités : types A (rectifiées, Ra 0,8) ; type B (tournées, Ra 3,2). Désignation : goupille conique ISO 2339-6x50-St.

5 – Goupilles cannelées

Elles permettent des goupillages économiques. Il existe de nombreuses variantes : G1, G2...

Le plus souvent, trois cannelures, suivant trois génératrices à 120°, débordent du diamètre nominal (d) et assurent par déformation élastique et coincement le maintien en position de la goupille dans son logement. Désignation : goupille cannelée ISO 8745-6x50-St.

Le diamètre de perçage est égal au diamètre nominal (tolérance H12).



Extraits de dimensions normalisées													
goupilles cylindriques (ISO 2338)				goupilles coniques (ISO 2339)				goupilles cannelées (ISO 87 . . .)					
d	L_1	d	L_1	d	L_2	d	L_2	d	L_3 (G_1, G_2, G_3, G_4)	L_3 (G_6)	d	L_3 (G_1, G_2, G_3, G_4)	L_3 (G_6)
0,6	2 à 6	6	12 à 60	0,6	4 à 8	6	22 à 90	(1)	4 à 10	8 à 10	6	12 à 60	16 à 60
0,8	2 à 8	8	14 à 80	0,8	5 à 12	8	22 à 120	(1,2)	5 à 12	8 à 12	8	16 à 80	18 à 80
1	4 à 10	10	18 à 95	1	6 à 16	10	26 à 160	1,5	6 à 16	8 à 16	10	20 à 100	20 à 100
1,2	4 à 12	12	22 à 140	1,2	6 à 20	12	32 à 180	2	6 à 20	8 à 20	12	24 à 120	24 à 120
1,5	4 à 16	16	26 à 180	1,5	8 à 24	16	40 à 200	2,5	6 à 26	10 à 26	(14)	28 à 140	28 à 140
2	6 à 20	20	35 à 200	2	10 à 35	20	45 à 200	3	6 à 30	12 à 30	16	32 à 160	32 à 160
2,5	6 à 24	25	50 à 200	2,5	10 à 35	25	50 à 200	(3,5)	8 à 36	12 à 36	20	40 à 200	40 à 200
3	8 à 30	30	60 à 200	3	12 à 45	30	55 à 200	4	8 à 40	12 à 40	25	50 à 250	50 à 250
4	8 à 40	40	80 à 200	4	14 à 55	40	60 à 200	5	10 à 50	14 à 50			
5	10 à 50	50	100 à 200	5	18 à 60	50	65 à 200						
L_1 : 2-3-4-5-6-8-10-12-14-16-18-20 22-24-26-28-30-32-35-40-45-50-55 60-65-70-80-85-90-95-100-110-120 130-140-160-180-200				L_2 : 2-3-4-5-6-8-10-12-14-16-18-20 22-24-26-28-30-32-35-40-45-50-55 60-65-70-75-80-85-90-95-100-120 140-160-180-200				L_3 : 4-5-6-7-8-9-10-12-14-16-18-20-22-24-26-28-30-32-35 38-40-45-50-55-60-65-70-75-80-85-90-95-100-110-120 130-140-150-160-200-250					

6 – Goupilles fendues cylindriques V :

Ces goupilles d'arrêt ne doivent pas travailler au cisaillement.

Utilisation : arrêts d'axes lisses ; écrous HK à créneaux ; tige filetée derrière des écrous ordinaires...

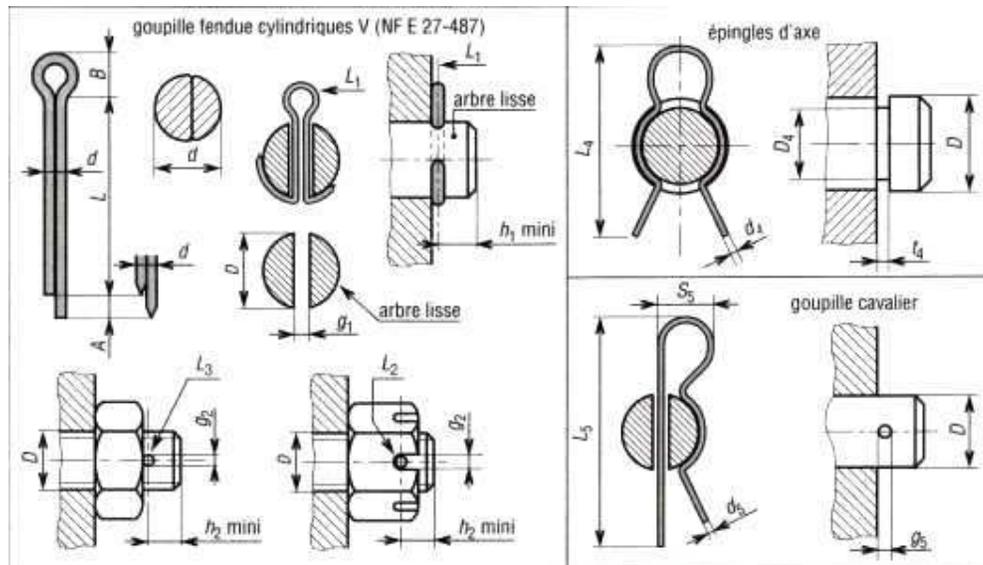
7 – Epingles d'axe :

Elles sont logées dans une gorge comme un circlips et ne doivent pas travailler au cisaillement.

La déformation élastique assure le maintien en position.

8 – Goupilles cavaliers :

Variante du cas précédent, leur mise en place exige un trou de perçage à la place d'une gorge.



Extraits de dimensions normalisées														
goupilles fendues V					épingles d'axe					goupilles cavaliers				
g_1	d	B	A	L^*	d_2	D_4	l_4	D	L_4	d_5	g_5	D	L_5	S_5
0,6	0,5	2	1,6	4 à 12			mini	$\pm 6\%$						
0,8	0,7	2,4	1,6	5 à 16	0,5	1,5	0,6	2,5	9,5	0,9	1,1	4 à 6	22	6
1	0,9	3	1,6	6 à 20	0,5	2	0,6	3	9,5	1,2	1,4	5 à 8	31	10
1,2	1	3	2,5	8 à 25	0,6	2,8	0,7	4	10	1,5	1,7	6 à 10	37	11
1,6	1,4	3,2	2,5	8 à 32	0,7	2,6	0,8	4	10	1,8	2	7 à 12	46	12
2	1,8	4	2,5	10 à 40	0,7	2,6	0,8	4	15	2	2,2	9 à 14	53	15
2,5	2,3	5	2,5	12 à 50	0,7	3,6	0,8	5	13	2,4	2,6	10 à 16	60	17
3	2,9	6,4	3,2	14 à 63	0,8	3,4	0,9	5	13	2,7	3	11 à 18	70	20
4	3,7	8	4	18 à 80	1	4	1,1	6	16	3	3,4	12 à 20	76	22
5	4,6	10	4	22 à 100	1	5	1,1	7	19	3,5	4	13 à 22	84	24
6	5,9	13	4	32 à 125	1,2	5,6	1,3	8	21	4	4,5	15 à 25	96	28
8	7,5	16	4	40 à 160	1,5	7	1,7	10	27	4,5	5	18 à 30	115	38
10	9,5	20	6,3	45 à 200	1,5	9	1,7	12	30					
13	12,4	26	6,3	71 à 250	1,5	11	1,7	14	32					
16	15,4	32	6,3	112 à 280	1,5	12,5	1,7	15,5	34					
20	19,3	40	6,3	160 à 280	2	14,5	2,2	18,5	48					

* gamme des longueurs L : 4-5-6-8-10-12-14-16-18-20-22-25-28-32-36-40-45-50-56-63-71-80-90-100-112-125-140-160-180-200-224-250-280

Goupilles fendues V : dimensions des principaux goupillages NF E 27-488															
D	g_2	h_2	L_2	L_3	g_1	h_1	L_1	D	g_2	h_2	L_2	L_3	g_1	h_1	L_1
1,6	0,6	1,2	5	4	-	-	-	24	5	6,8	50	40	6,3	9	45
2	0,6	1,2	6	4	-	-	-	27	5	6,8	56	40	6,3	9	45
2,5	0,6	1,2	8	4	-	-	-	30	6,3	8,7	63	50	8	10	56
3	0,6	1,5	8	5	0,8	1,6	5	33	6,3	8,7	71	50	8	10	56
4	1	1,8	10	8	1	2,2	8	36	6,3	8,7	71	56	8	10	63
5	1,2	2	12	8	1,2	2,9	8	39	6,3	8,7	80	56			
6	1,6	2,5	14	10	1,6	3,2	10	40				8	10	63	63
8	2	3,2	18	14	2	3,5	14	42	8	11,4	90	63			
10	2,5	3,8	25	18	3,2	4,5	18	45	8	11,4	90	71	10	12	80
12	3,2	4,5	28	22	3,2	5,5	22	48	8	11,4	100	71			
14	3,2	4,5	32	25	4	6	25	50					10	12	80
16	4	5,3	36	28	4	6	28	52	8	12,2	100	80			
18	4	5,3	40	28	5	7	32	55					10	14	80
20	4	5,3	40	32	5	8	36	56	8	12,5	112	80			
22	5	6,8	45	36	5	8	36	60	10	14,8		90	10	14	90

III – Circlips et anneaux élastiques :

Ils permettent la fixation axiale ou l'épaulement d'éléments de machines (roulements, bagues, entretoises ...) sur des arbres ou dans des alésages.

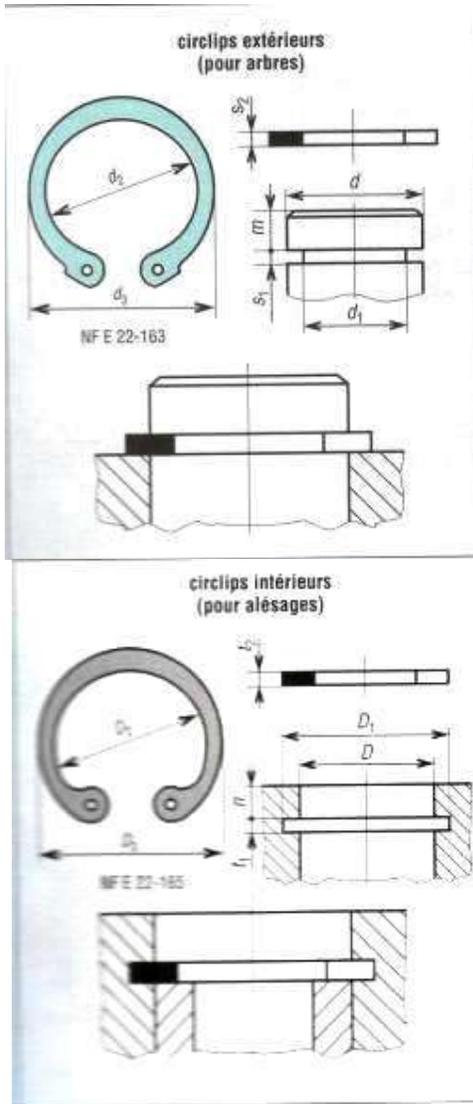
Ils ont la forme d'anneaux fendus dont l'élasticité permet le montage et le maintien en position après assemblage.

Avantages : faible coût ; économie de matière ; usinages standards ; faible encombrement axial.

1 – Circlips extérieurs et intérieurs :

Très utilisés, de diamètres 3 à 1000 mm, ils peuvent supporter des efforts axiaux assez importants et sont bien adaptés aux grandes vitesses de rotation. Leur montage exige une pince spéciale à becs avec ergots. Normes : NF E 22-163, NF E 22-165.

Recommandation : Avec les roulements ou toute pièce chanfreinée et si les efforts axiaux sont importants, il est recommandé d'interposer une rondelle d'appui.



Circlips extérieurs : principales dimensions normalisées

d	d ₁ **	d ₄ *	s ₁ H13	s ₂ h11	m mini	d	d ₁ h12	d ₄ *	s ₁ H13	s ₂ h11	m mini
3	2,8	3,2	0,5	0,4	0,3	25	23,9	34,8	1,3	1,2	1,7
4	3,8	4,5	0,5	0,4	0,3	30	28,6	41	1,6	1,5	2,1
5	4,8	10,7	0,7	0,6	0,3	35	33	47,2	1,8	1,5	3
6	5,7	12,2	0,8	0,7	0,5	40	37,5	53	1,85	1,75	3,8
7	6,7	13,6	0,9	0,8	0,5	45	42,5	59,4	1,85	1,75	3,8
8	7,6	15,2	0,9	0,8	0,6	50	47	64,8	2,15	2	4,5
10	9,6	17,6	1,1	1	0,6	55	52	70,4	2,15	2	4,5
12	11,5	19,6	1,1	1	0,8	60	57	75,6	2,15	2	4,5
14	13,4	22	1,1	1	0,9	65	62	81,6	2,65	2,5	4,5
15	14,3	23,2	1,1	1	1,1	70	67	87,2	2,65	2,5	4,5
16	15,2	24,4	1,1	1	1,2	75	72	92,8	2,65	2,5	4,5
17	16,2	25,6	1,1	1	1,2	80	76,5	98,2	2,65	2,5	5,3
18	17	26,6	1,3	1,2	1,5	90	86,5	109	3,15	3	5,3
20	19	29	1,3	1,2	1,5	100	96,5	121	3,15	3	5,3

d₁** : diamètre d₁ (h11) si d < 20 et (h12) si d ≥ 20
d₄* : espace (diamètre) nécessaire pour le montage

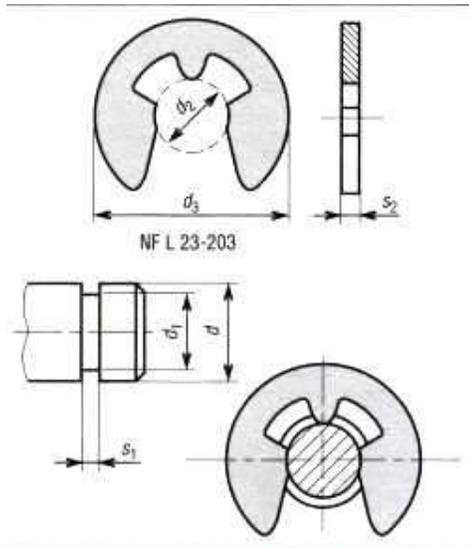
Circlips intérieurs : principales dimensions normalisées

D	D ₁ **	D ₄ *	t ₁ H13	t ₂ h11	n mini	D	D ₁ H12	D ₄ *	t ₁ H13	t ₂ h11	n mini
8	8,4	2,8	0,9	0,6	0,6	45	47,5	31,6	1,85	1,75	3,8
10	10,4	3,7	1,1	1	0,6	50	53	36	2,15	2	4,5
12	12,5	4,7	1,1	1	0,8	55	58	40,4	2,15	2	4,5
14	14,6	6	1,1	1	0,9	60	63	44,4	2,15	2	4,5
15	15,7	7	1,1	1	1,1	65	68	48,8	2,65	2,5	4,5
16	16,8	7,7	1,1	1	1,2	70	73	53,4	2,65	2,5	4,5
18	19	8,9	1,1	1	1,5	75	78	58,4	2,65	2,5	4,5
20	21	10,6	1,1	1	1,5	80	83,5	62	2,65	2,5	5,3
25	26,2	15	1,3	1,2	1,8	85	88,5	66,8	3,15	3	5,3
30	31,4	19,4	1,3	1,2	2,1	90	93,5	71,8	3,15	3	5,3
35	37	23,2	1,6	1,5	3	95	96,5	76,4	3,15	3	5,3
40	42,5	27,2	1,85	1,75	3,8	100	103,5	81	3,15	3	5,3

D₁** : diamètre D₁ (H11) si D < 20 et (H12) si D ≥ 20
D₄* : espace (diamètre) nécessaire pour le montage

2 – Anneaux d'arrêt :

Ils ressemblent à des cavaliers. Leur montage se fait radialement, sans outil spécial. Ils ne sont pas adaptés aux vitesses élevées.

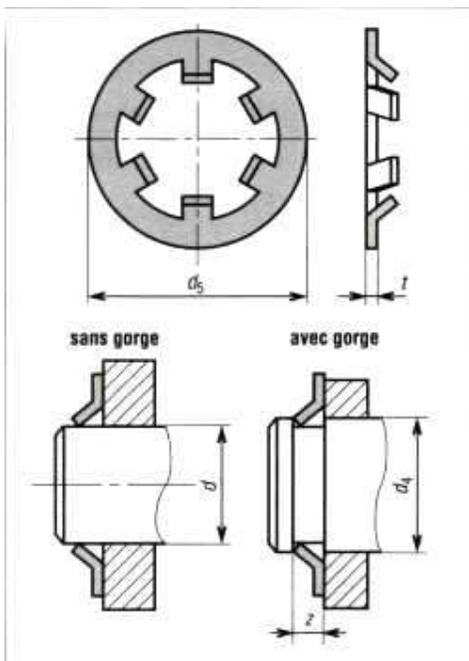


Anneaux d'arrêt : principales dimensions				
d	d_1 h11	s_1	s_2	d_3 monté
1 à 1,4	0,8	$0,25 \pm 0,01$	0,2	2
1,4 à 2	1,2	$0,35 \pm 0,01$	0,3	3
2 à 2,5	1,5	$0,45 \pm 0,01$	0,4	4
2,5 à 3	1,9	$0,555 \pm 0,015$	0,5	4,5
3 à 4	2,3	$0,555 \pm 0,015$	0,6	6
4 à 5	3,2	$0,655 \pm 0,015$	0,6	7
5 à 7	4	$0,755 \pm 0,015$	0,7	9
6 à 8	5	$0,755 \pm 0,015$	0,7	11
7 à 9	6	$0,755 \pm 0,015$	0,7	12
8 à 11	7	$0,955 \pm 0,015$	0,9	14
9 à 12	8	$1,08 \pm 0,03$	1	16
10 à 14	9	$1,18 \pm 0,03$	1,1	18,5
11 à 15	10	$1,28 \pm 0,03$	1,2	20
13 à 18	12	$1,38 \pm 0,03$	1,3	23
16 à 24	15	$1,58 \pm 0,03$	1,5	29
20 à 31	19	$1,83 \pm 0,03$	1,75	37
25 à 38	24	$2,08 \pm 0,03$	2	44

3 – Anneaux de serrage :

Ce sont des rondelles autobloquantes (phénomène d'arc-boutement) à languettes qui peuvent se monter sur des arbres, languettes vers l'intérieur, ou dans des logements lisses, languettes vers l'extérieur.

Elles doivent être utilisées avec des efforts axiaux modérés. Il est pratiquement impossible de les démonter en sens inverse du montage.



Anneaux de serrage : principales dimensions						
d^*	d_4	z	t	d_5	N_i	F_a^{**} (daN)
2,5	2,42	0,55	0,25	6,8	3	7
3	2,92	0,55	0,25	7,4	4	0
4	3,9	0,55	0,25	8,6	4	0
5	4,9	0,55	0,25	9,6	5	0
6	5,9	0,55	0,25	10,5	5	0
7	6,9	0,55	0,25	12	5	0
8	7,9	0,55	0,25	13,2	5	0
9	8,87	0,85	0,4	14,2	5	0
10	9,87	0,85	0,4	15,4	5	8
11	10,87	0,85	0,4	16,4	6	8
12	11,87	0,85	0,4	17,6	6	16
13	12,85	0,85	0,4	18,8	6	22
14	13,85	0,85	0,4	19,8	6	22
15	14,85	0,85	0,4	21	7	30
16	15,85	0,85	0,4	22,2	7	35
17	16,83	0,85	0,4	23,2	7	40
18	17,83	0,85	0,4	24,4	8	40
19	18,83	0,85	0,4	25,6	8	40
20	19,83	0,85	0,4	26,6	8	45
22	21,8	0,85	0,4	29	10	45
25	24,8	0,85	0,4	32,2	10	50

d^* tolérance $\pm 0,03$ si $d \leq 12$ et $\pm 0,05$ si $d > 20$
 F_a^{**} charge axiale admissible (en décaNewton) sans gorge

IV – Liaisons par clavettes :

1 – Clavettes parallèles :

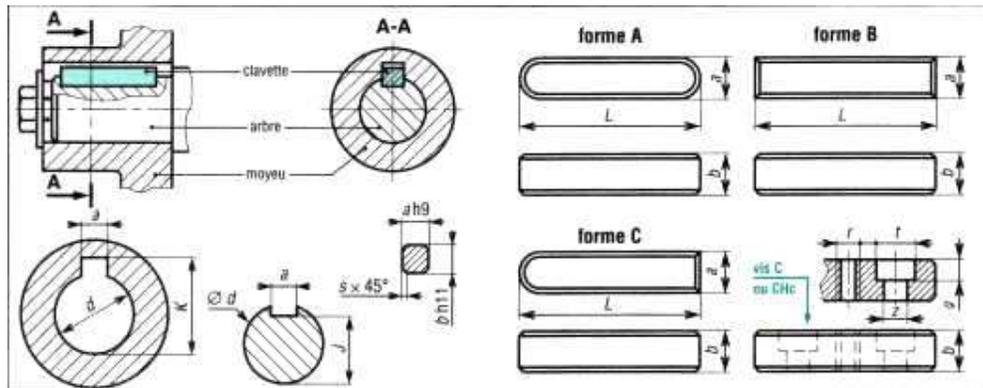
Simple et économiques, elles sont régulièrement utilisées. Le couple transmissible, bien que plus élevé qu'avec les goupilles, reste limité. Aux couples élevés préférer les cannelures.

Elles peuvent être utilisées comme organe de sécurité, seule pièce qui casse en cas surcharge.

Inconvénient : les rainures affaiblissent les arbres et engendrent des concentrations de contraintes.

Exemple de désignation : clavette parallèle, forme B, 14x 9x50.

Tolérances	Libre	Normal	Serré
a_{arbre}	H9	N9	P9
a_{moyeu}	D10	JS9	P9
a_{clavette}	h9	h9	h9
	$d \leq 22$	$22 < d \leq 130$	$130 < d \leq 230$
J	-0 -0.1	-0 -0.2	-0 -0.3
K	+0.1 +0	+0.2 +0	+0.3 +0



Clavettes parallèles : principales dimensions normalisées (NF E 22-175)														
d	a	série normale					série mince			cas d'une fixation par vis				
		b	s	J	K	L	b^*	J^*	K^*	vis	t	z	g	r
6 à 8 inclus	2	2	0,08	$d-1,2$	$d+1$	6 à 20								
8 à 10	3	3	à	$d-1,6$	$d+1,4$	6 à 36								
10 à 12	4	4	0,16	$d-2,5$	$d+1,8$	8 à 45								
12 à 17	5	5	0,16	$d-3$	$d+2,3$	10 à 56	3	$d-1,8$	$d+1,4$					
17 à 22	6	6	à	$d-3,5$	$d+2,8$	14 à 70	4	$d-2,5$	$d+1,8$	M2,5-6	5	2,9	3	2,5
22 à 30	8	7	0,25	$d-4$	$d+3,3$	18 à 90	5	$d-3$	$d+2,3$	M3-8	6,5	3,4	3,5	3
30 à 38	10	8	0,25	$d-5$	$d+3,3$	22 à 110	6	$d-3,5$	$d+2,8$	M4-10	8	4,5	4,5	4
38 à 44	12	8		$d-5$	$d+3,3$	28 à 140	6	$d-3,5$	$d+2,8$	M5-10	10	5,5	5,5	5
44 à 50	14	9	à	$d-5,5$	$d+3,5$	36 à 160	6	$d-3,5$	$d+2,8$	M6-10	12	6,6	6,5	6
50 à 58	16	10		$d-6$	$d+4,3$	45 à 180	7	$d-4$	$d+3,3$	M6-10	12	6,6	6,5	6
58 à 65	18	11	0,4	$d-7$	$d+4,4$	50 à 200	7	$d-4$	$d+3,3$	M8-12	16	9	8,5	8
65 à 75	20	12	0,4	$d-7,5$	$d+4,9$	56 à 220	8	$d-5$	$d+3,3$	M8-12	16	9	8,5	8
75 à 85	22	14	à	$d-9$	$d+5,4$	63 à 250	9	$d-5,5$	$d+3,8$	M10-12	20	11	10,5	10
85 à 95	25	14	0,6	$d-9$	$d+5,4$	70 à 280	9	$d-5,5$	$d+3,8$	M10-12	20	11	10,5	10
95 à 110	28	16		$d-10$	$d+6,4$	80 à 320	10	$d-6$	$d+4,5$	M10-16	20	11	10,5	10

2 – Clavettes disques :

Elles sont utilisées aux petits diamètres ($d < 65$), sous de faibles couples et le plus souvent avec des arbres coniques. En fonctionnement la clavette est parfaitement maintenue. L'usinage de la rainure est facile. Il est possible de placer deux ou trois clavettes en ligne (NF E 22-179).

Inconvénient : La rainure, profonde, engendre un affaiblissement de l'arbre .

V – Liaisons par cannelures et dentelures :

1 – cannelures à flancs parallèles :

Les plus anciennes, elles sont de plus en plus souvent remplacées par les cannelures en développante plus résistantes et moins bruyantes. Cependant, du fait de leur simplicité, elles sont encore utilisées dans les petites séries. Elles ne conviennent pas aux grandes vitesses de rotation.

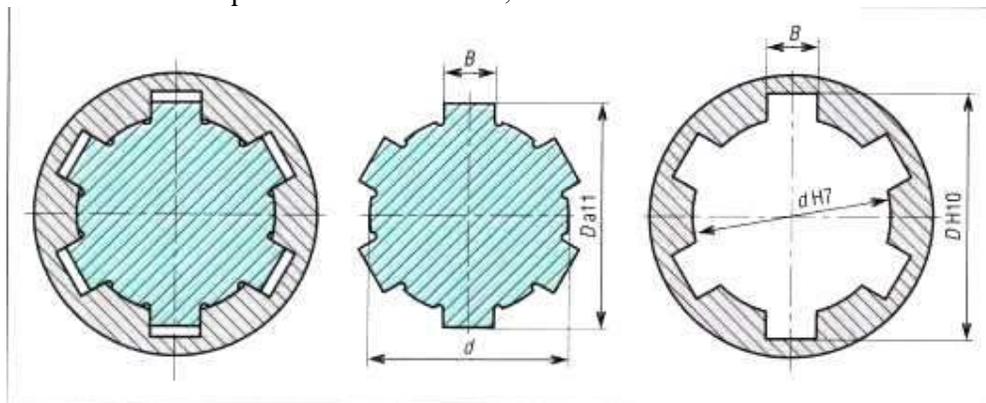
Variantes : une série légère, plutôt pour assemblage fixes ; une série moyenne , plutôt pour assemblages glissants sans charge, et une série forte, plutôt pour assemblages glissants sous charges.

Pour les séries légères et moyennes, le centrage de l'arbre est réalisé sur le diamètre d , pour la série forte sur D .

Exemple de désignation : cas de 8 cannelures, $d = 36$ et $D = 42$.

Moyeu cannelé à flancs parallèles de 8x3x42, NF E22-131.

Arbre cannelé à flancs parallèles de 8*36*42, NF E 22-131.



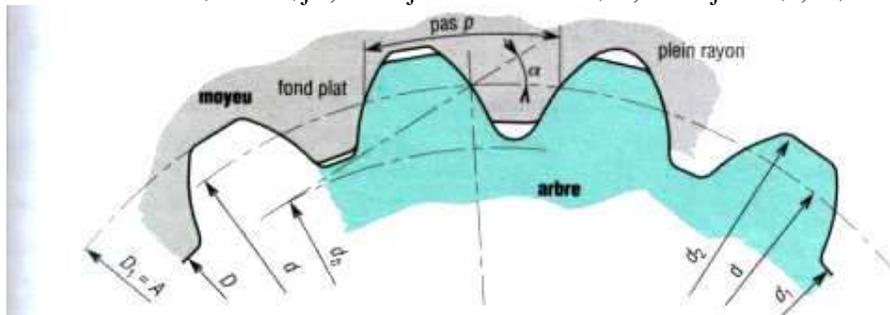
Cannelures à flancs parallèles : principales dimensions normalisées (NF E 22-131)																			
série légère								série forte											
d	D	N	B	d	D	N	B	d	D	N	B	d	D	N	B				
23	26	6	6	56	62	8	10	11	14	6	3	26	34	6	7	62	72	8	12
25	30	6	6	62	68	8	12	13	16	6	3,5	32	38	8	6	72	82	10	12
28	32	6	7	72	78	10	12	16	20	6	4	36	42	8	7	82	92	10	12
32	36	8	6	82	88	10	12	18	22	6	5	42	48	8	8	92	102	10	14
36	40	8	7	92	98	10	14	21	25	6	5	46	54	8	9	102	112	10	16
42	46	8	8	102	108	10	16	23	28	6	6	52	60	8	10	112	125	10	18
46	50	8	9	112	120	10	18	26	32	6	6	56	65	8	10				
52	58	8	10																

tolérances de l'arbre				tolérances du moyeu			
	d	D	B		d	D	B
	glissant	f7	a11		d10	non traité	H7
fixe	h7	a11	h10	traité	H7	H10	H11

2 – Cannelures à flancs en développante, de cercle :

Elles sont une application indirecte des engrenages en développante (voir chapitre : engrenages). Elles permettent de plus grandes vitesses de rotation et sont plus silencieuses que les précédentes .

Variantes : cannelures à fond plat, pour pièces minces, et cannelures à plein rayon, plus grande résistance à la fatigue. Quatre classes de tolérance (4-5-6-7) et six classes d'ajustement : serré H/k et H/js ; avec jeu incertain H/h ; avec jeu H/f, H/e et H/d.



Principales caractéristiques	
paramètres	symbole
module	$m = \text{pas} / \pi$
nombre de dents	Z
diamètre primitif	$d = mZ$
angle de pression	α
diamètre de base	$d_b = mZ \cos \alpha$
diamètre nominal	A

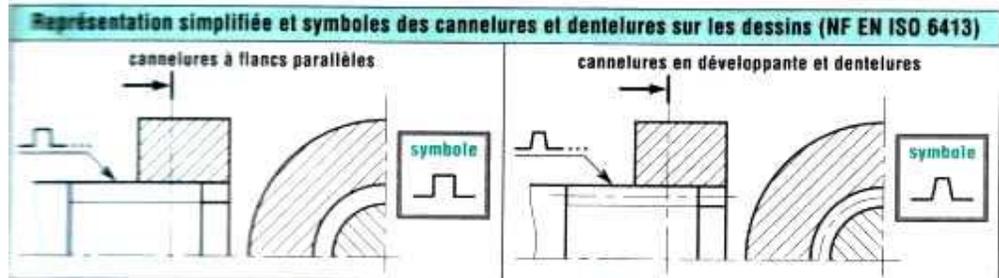
paramètres	symbole
☉ extérieur moyeu	D_1
☉ intérieur moyeu	D
☉ intérieur arbre	d_1
☉ extérieur arbre	d_2

Angles de pression recommandés : $\alpha = 20^\circ / 30^\circ / 37,5^\circ / 45^\circ$

modules m recommandés							
m	0,25	0,5	0,75	1	1,75	1,5	2
pas p	0,785	1,571	2,36	3,14	3,93	4,71	6,28
m	2,5	3	4	5	6	8	10
pas p	7,85	9,40	12,57	15,71	18,85	25,13	31,42

	Fond plat		Fond plein rayon			
	$\alpha = 20^\circ$	$\alpha = 30^\circ$	$\alpha = 20^\circ$	$\alpha = 30^\circ$	$\alpha = 37,5^\circ$	$\alpha = 45^\circ$
D_1	A		$A - 0,3m$			
	$(d + 2m)$	$d + 1,5m$	$(d + 2,3m)$	$d + 1,8m$	$d + 1,4m$	$d + 1,2m$
D	$A - 2m - d$		$A - 2m - d$			
d_1	$A - 2,4m$		$A - 2,4m$			
d_2	$A - 0,2m$		$A - 0,2m$			

Angle de pression $\alpha = 20^\circ$: principales dimensions en fonction du module m																							
$m = 0,5$			$m = 1,00$			$m = 1,25$			$m = 1,667$			$m = 2,5$			$m = 5,0$			$m = 10,00$					
A	Z	D	A	Z	D	A	Z	D	A	Z	D	A	Z	D	A	Z	D	A	Z	D			
6	3	3	8	6	6	10	6	7,5	15	7	11,7	20	6	15	40	6	30	140	12	120			
8	4	4	9	7	7	12	8	9,5	17	8	13,7	25	8	20	45	7	35	150	13	130			
10	5	5	10	8	8	15	10	12,5	20	10	16,7	30	10	25	50	8	40	160	14	140			
12	6	6	12	10	10	17	12	14,5	25	13	21,7	35	12	30	55	9	45	170	15	150			
14	7	7	15	13	13	20	14	17,5	30	16	26,7	40	14	35	60	10	50	180	16	160			
16	8	8	17	15	15	25	18	22,5	35	19	31,7	45	16	40	65	11	55	190	17	170			
18	9	9	20	18	18	30	22	27,5	40	22	36,7	50	18	45	70	12	60	200	18	180			
20	10	10	25	23	23	35	26	32,5	45	25	41,7	55	20	50	75	13	65	200	20	200			
22	11	11	30	28	28	40	30	37,5	50	28	46,7	60	22	55	80	14	70	240	22	220			
24	12	12	35	33	33	45	34	42,5	55	31	51,7	65	24	60	85	15	75	260	24	240			
						50	38	47,5	60	34	56,7	70	26	65	90	16	80						



EXERCICE

EN CONSTRUCTION MECANIQUE

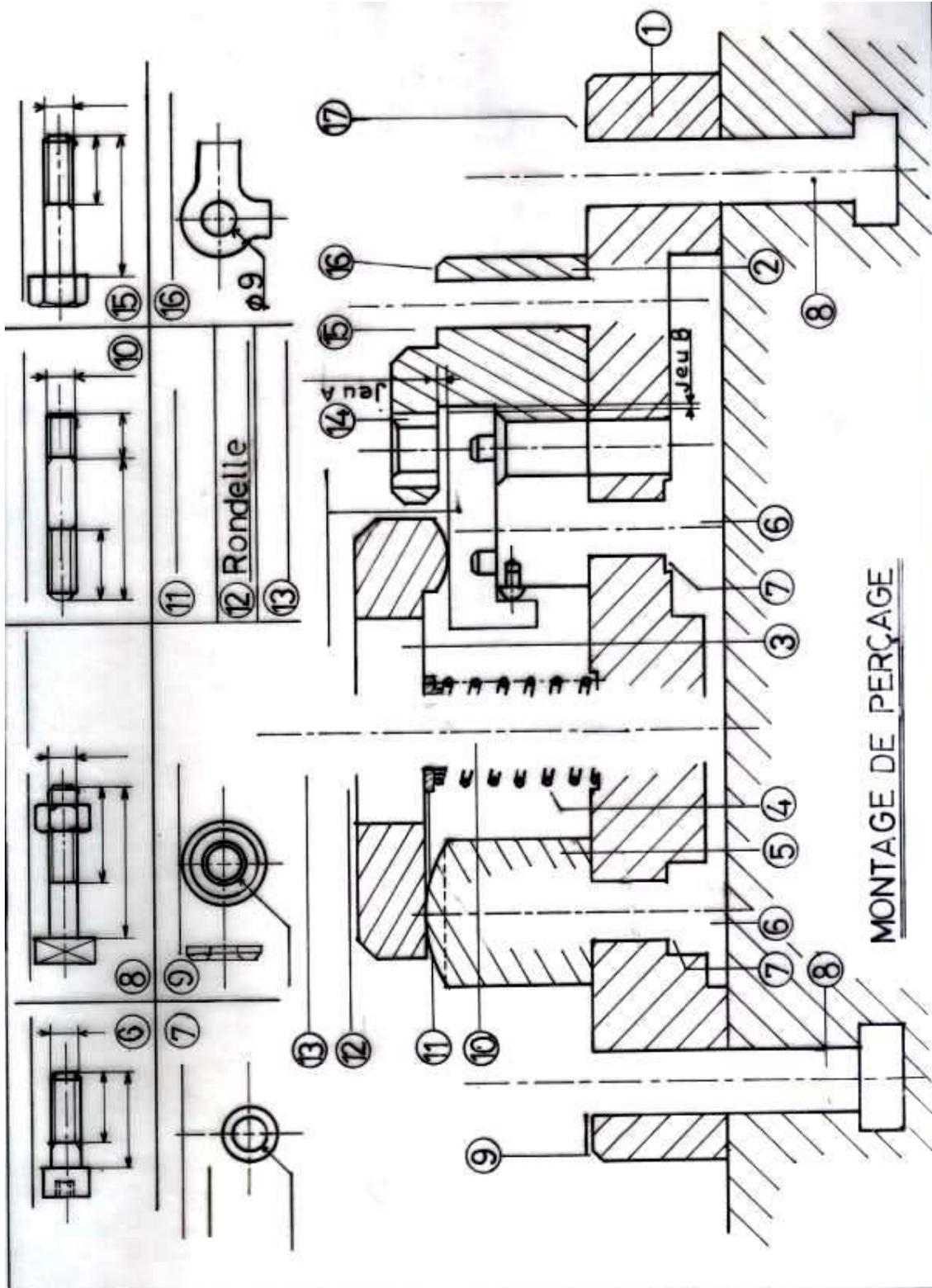
Organes d'assemblage

Difficulté particulière

Titre : « Montage de perçage »

- Lecture du dessin d'ensemble.
- Désignations des organes d'assemblage, (6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 15, 16) et représentation. - Lecture du dessin d'ensemble.

Temps alloué : 4H



La caractérisation des liaisons entre pièces mécaniques

1. La caractérisation cinématique des liaisons

Une liaison est le modèle cinématique de la solution technique qui établit une relation de contact entre deux pièces. Par habitude et dérive du langage, on utilise aussi le mot de liaison pour évoquer la solution technique elle-même

1.1 Liaison entre deux solides

Deux pièces sont dites « en liaison » si elles restent en contact par l'intermédiaire de surfaces au cours de la mise en œuvre du mécanisme. La nature du contact peut être diverse (ponctuelle, linéique, surfacique) dans la mesure où l'on suppose les solides géométriquement parfaits et indéformables. Dans la réalité, ces contacts s'effectuent sur des surfaces dont les aires peuvent être très différentes.

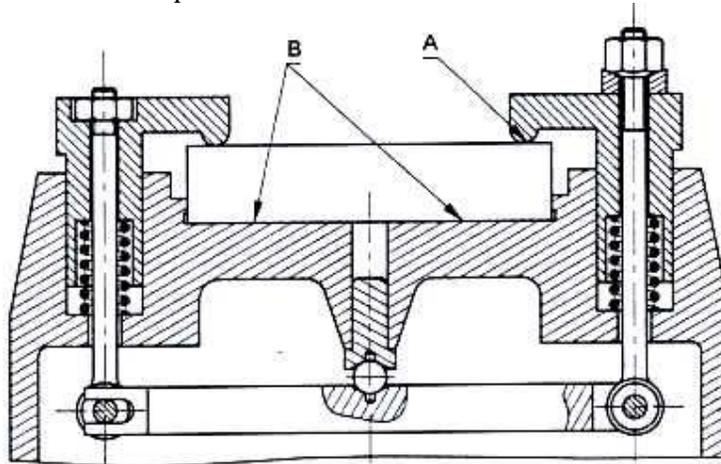


fig 1

Ainsi, sur la figure 1 qui représente partiellement l'ablocage d'une pièce sur une machine, on peut observer une zone en A où la surface de contact sera réduite (limitée à la déformation local) alors qu'en B, la relation entre le support et la pièce s'établit à partir d'un ensemble de petites zones de contact (réparties a priori de façon quelconque sur toute la surface théorique de contact).

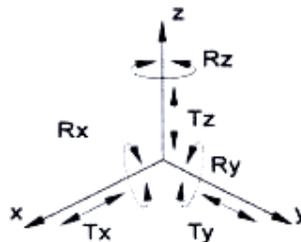


fig 2

La liaison entre deux solides se traduit donc par une relation de contact qui autorise quelques uns de six mouvements possibles pour un solide libre dans l'espace (trois rotations et trois translations) illustrés figure 2. A ces mouvements relatifs indépendants correspondent les degrés de liberté de la liaison : Si une liaison entre deux pièces possède deux degrés de liberté cela signifie que l'une des deux pièces peut avoir deux

mouvements indépendants l'un par rapport à l'autre (on parle parfois de « mobilités »).

Si le nombre de degrés de liberté est supérieur à 0, on qualifie la liaison de « partielle », alors qu'on la déclare « complète » s'il n'y a aucun degré de liberté.

1.2 Représentation symbolique des liaisons

Afin d'aider à l'unicité de la représentation des liaisons lors de la construction de schémas, une norme a été créée et régulièrement actualisée (NF EN 23-952). Le tableau de la figure 7.3 présente synthétiquement cette norme de représentation.

Degrés de liberté	Nom de la liaison	Mouvements relatifs autorisés	Schématisation	
			Projection	Perspective
0	Encastrement ou liaison fixe	0R et 0T		
1	Pivot	1R et 0T		
1	Glissière	0R et 1T		
1	Hélicoïdale	1R et 1T conjuguées		
2	Pivot glissant	1R et 1T de même axe		
2	Sphérique à doigt	2R et 0T		
3	Rotule	3R et 0T		
3	Appui plan	1R et 2T		
4	Linéaire rectiligne	2R et 2T		
4	Linéaire annulaire	3R et 1T		
5	Ponctuelle ou sphère-plan	3R et 2T		

fig 3

1.3 Mécanisme

Un mécanisme est un ensemble organisé de pièces mécaniques, reliées entre elles par des liaisons, dont la finalité est le plus souvent d'établir techniquement une relation

entrée /sortie(mouvement, efforts)répondant à un besoin exprimé. A un mécanisme est le plus souvent associée la notion de mouvement, mais un mécanisme peut aussi faire l'objet d'une étude en situation statique.

Dans un mécanisme, la transmission des efforts s'effectue par des surfaces de contact entre pièce liées. Un des problèmes essentiels du concepteur est de choisir et de dimensionner correctement ces surfaces de contact.

1.4 Recherche des chaînes de liaisons

Une pince de préhension d'un manipulateur séquentiel est représentée par son dessin d'ensemble figure 4. Elle permet, à partir d'une source d'énergie pneumatique à laquelle elle est reliée par l'intermédiaire d'un raccord constitué des pièces 5, 25 et 26, de saisir une pièce grâce à deux doigts 9 et 20. un capteur inductif 8 détecte la position du piston 7 en fonction de la situation de la pince(ouverte ou fermée).

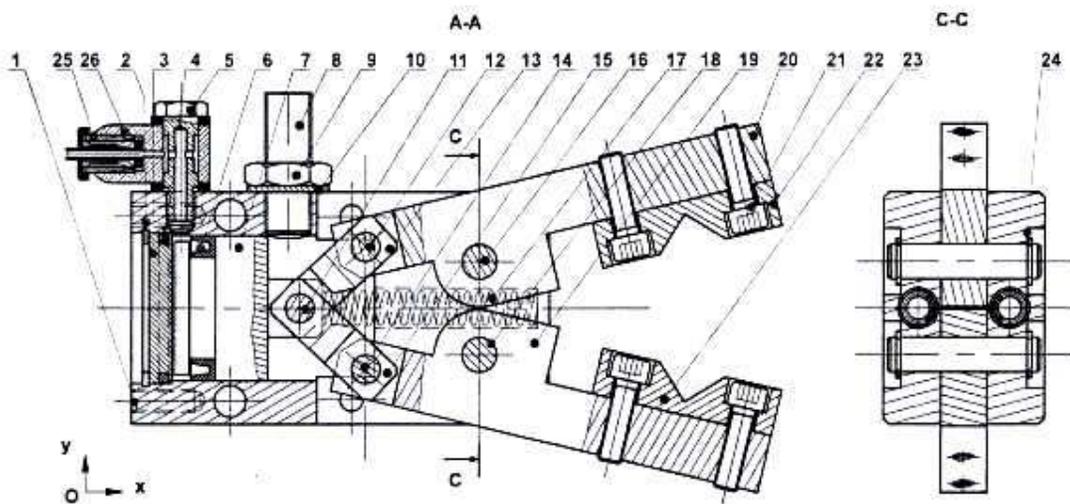


fig 4

L'organisation des liaisons mécanique entre les différentes pièces constitutives de la pince peut être décrite, sous la forme d'un graphe de produit. Pour simplifier la lecture de ce graphe ou pour aider à la compréhension on peut, dans la mesure où seuls les aspects cinématiques nous intéressent ici, diminuer le nombre de composants du graphe en regroupant les pièces qui n'ont aucun mouvement relatif entre elles. Pour cela, on procède de la manière suivante.

▪ Etape 1

Recherche les liaisons mécaniques encastrement en s'appuyant sur le repérage des éléments assemblés à l'aide d'organes filetés, sur es indications du dessin d'ensemble présentant un caractère d'information fonctionnelle(par exemple : <<serré>>, <<H7p6>>, <<collé au montage>>, etc.)ou sur d'autres types d'assemblages complets symbolisés(soudures, etc.).

▪ Etape 2

Regrouper les pièces n'ayant aucun mouvement relatif les unes par rapport aux autres en sous-ensemble <<cinématiquement lié>>. Chaque sous-ensemble est désigné par le repère de la pièce de la plus importante. On obtient ainsi pour la pince de préhension étudiée :

- S1 corps1 :(1; 2; 3; 4; 5; 8; 9; 10; 16; 18; 25; 26)
- S7 piston 7: (7; 6; 11);
- S13 bielle13: (13; 12);
- S15 bielle15: (15; 14);
- S20 doigt supérieur20: (20; 21; 22);
- S19 doigt inférieur19 : (19 ; 23).

Dans ces regroupements, une hypothèse de fonctionnement a été faite : les axes d'articulation restent immobiles dans les chapes (par exemple : l'axe 18 reste immobile dans le corps 1).

les éléments déformables tels que les ressorts ne sont pas à prendre en compte.

Pour cette étape du travail, il est parfois pratique de colorier un ensemble de pièces cinématiquement liées. Les sous-ensembles apparaissent alors très clairement. C'est ainsi que l'exemple de la figure 4 montre un coloriage du groupe S19.

▪ **Etape 3**

Analyser la géométrie des surfaces de contact entre les sous-ensembles < cinématiquement liées >.

▪ **Etape 4**

Modéliser les liaisons entre ces sous-ensembles à partir des mouvements relatifs compatibles avec la géométrie des surfaces en contact.

1.5 Graphe des liaisons

On est parfois amené à exploiter, sous la forme d'un graphe appelé < graphe des liaisons >, l'organisation du mécanisme en sous-ensembles cinématiquement liés. Ce graphe facilite souvent l'étude mécanique du dispositif (en statique par exemple). Les chaînes de liaisons ainsi traduites montrent deux types d'organisation : les chaînes fermées et les chaînes ouvertes.

▪ **Chaînes fermées**

Cette situation est celle illustrée figure 5. le graphe est celui de la pince de préhension précédemment présentée

Pour établir ce graphe, on procède en plusieurs étapes :

- indiquer les ensembles cinématiquement liés, dans un cercle, par leur repère alphanumérique ;
- tracer un trait entre les cercles chaque fois qu'une liaison entre deux sous-ensembles est identifiée ;
- indiquer sous une forme abrégée le type de la liaison (P=pivot, PG=pivot glissant, G= glissière, etc.).

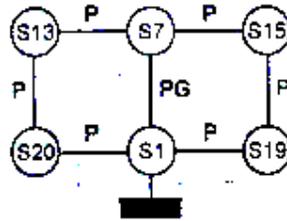


Figure 7.5 : Graphe des liaisons de la pince de préhension.

▪ Chaînes ouvertes

Un exemple est fourni par le graphe des liaisons, figure 6, d'un robot manipulateur de type Scara schématisé figure 7.

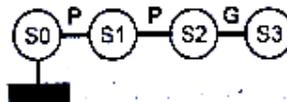
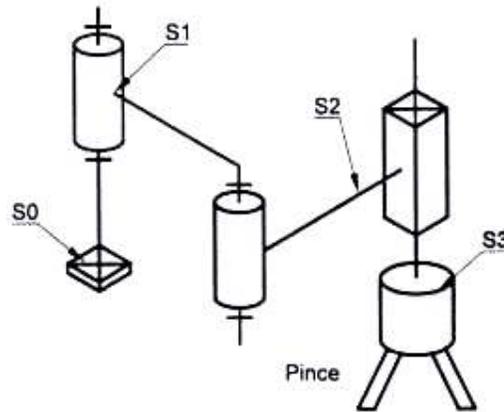


Figure 7.6 : Graphe des liaisons d'un robot manipulateur.

Figure 7.7 : Schéma cinématique du même robot.



1.6 Représentation des chaînes de liaisons : schéma cinématique

Le schéma cinématique est une représentation graphique du mécanisme construite après identification des sous-ensembles cinématiquement liés et recherche des liaisons entre sous-ensembles. Il facilite beaucoup la compréhension par la simplicité du code de représentation utilisé

Il peut être plan ou spatial selon la nature du mécanisme étudié. Dans le cas d'une représentation spatiale, une perspective de type isométrique est recommandée (voir l'exemple figue.7).

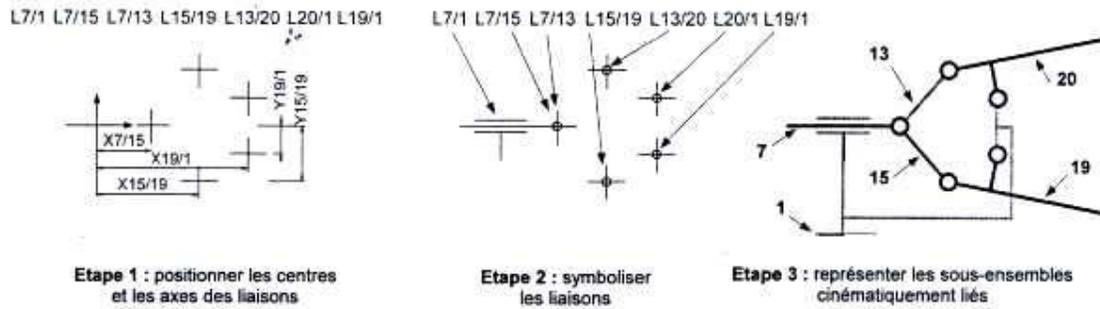


Figure 8 :Démarche d'élaboration d'un schéma

cinématique.

pour la réalisation du schéma cinématique, trois étapes sont conseillées (figure 8) :

- Positionner, en respectant à peu près les proportions, les centres ou les axes des liaisons ;
- Mettre en place, dans l'espace de travail ainsi défini, les représentations symboliques des liaisons entre sous-ensembles cinématiquement liés ;
- représenter les sous-ensembles par des traits en les connectant aux symboles des liaisons dans le respect de la norme.

■ **Remarque importantes :**

- le sous-ensemble qui fait office de référence (souvent le bâti ou le corps du mécanisme) est identifié dans le schéma par un trait bordé de hachure ou de fond coloré
- l'utilisation de couleur dans le schéma est souvent un facteur décisif pour la lisibilité.

2.La caractérisation d'une liaison par les efforts transmissibles

Cette caractérisation relève du cours de mécanique. Il est malgré tout utile de rappeler la relation entre degrés de liberté et efforts transmissible.

Une liaison encastrement permet de transmettre une action mécanique représentable par :

$$(\mathcal{L}S1/S2) = \begin{vmatrix} X & L \\ Y & M \\ Z & N \end{vmatrix} (A, x, y, z)$$

Où X, Y, Z représentent les composantes d'une résultante, et L, M, N celles d'un moment dans la base considérée.

Si une liaison possède un degré de mobilité, une des six composantes de l'action mécanique transmissible est nulle. Par exemple, dans une liaison pivot parfaite d'axe X, le couple d'axe X transmissible est nul. De la même façon, dans une liaison glissière d'axe X, l'effort transmissible dans la direction X est nul.

On a donc toujours :

Nombre de degrés de liberté = nombre de composantes nulles du torseur représentant
L'action mécanique transmissible par liaison

3. La caractérisation technique d'une liaison (typologie des solutions constructives).

Une liaison entre deux pièces d'un mécanisme présente, pour un classement, quatre caractères principaux :

- Le nombre de degrés de liberté ;
- La permanence de la liaison ;
- Le degré de formabilité de la liaison ;
- L'existence ou non d'organes associés à la réalisation de la liaison.

La figure 7.9 illustre ces quatre caractères à partir d'exemples extraits du dessin d'ensemble de la pince de préhension présentée au paragraphe 7.14. Les figures suivantes détaillent et commentent les solutions techniques associées aux différents critères de classement.

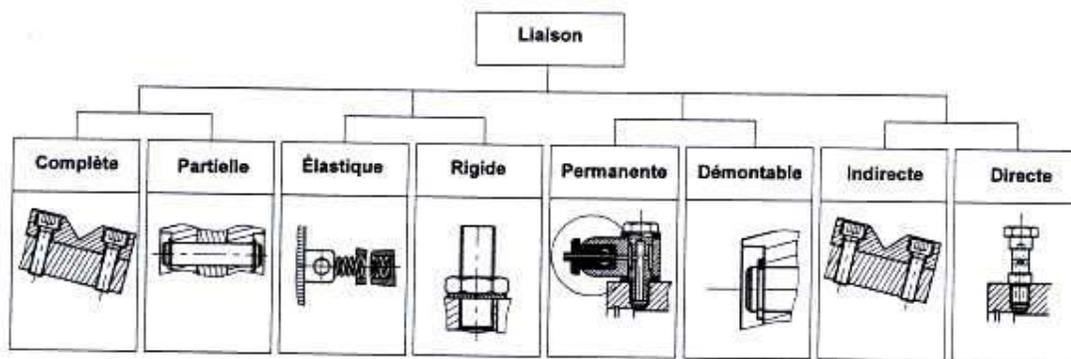


Figure.9 : caractérisation technique d'une liaison.

◆ Une liaison est soit complète, soit partielle

Un assemblage à liaison complète n'autorise aucun mouvement relatif entre pièces. Il supprime donc six degrés de liberté.

- **Exemple** : Assemblage du mors 23 sur le doigt 19 par deux vis.

Un assemblage à liaison partielle autorise au moins un degré de liberté entre pièces et permet donc un mouvement relatif entre pièces.

- **Exemple** : Assemblage du doigt 20, sur le corps 1 par l'intermédiaire de l'axe 16 autorisant un mouvement de rotation autour de l'axe fixe entre 1 et 20.

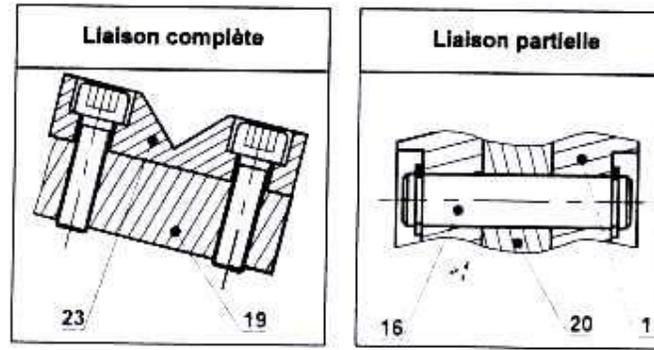


Figure 9 a

◆ Une liaison est soit élastique, soit rigide

Une liaison élastique impose aux deux pièces une position relative qui peut être sensiblement modifiée sous l'effet d'un effort.

La suppression de l'effort a pour conséquence le retour des deux pièces liées en position initiale.

■ Exemple : liaison élastique du piston 7 par rapport au corps 1 par l'intermédiaire d'un ressort.

Une liaison rigide n'autorise aucune variation de positions entre deux pièces.

■ Exemple : liaison rigide entre le capteur 8 et le corps 1.

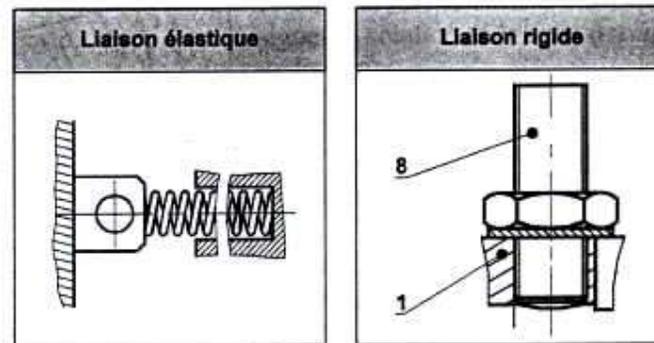


Figure 9 b

◆ Une liaison est soit permanente, soit démontable

Un assemblage à liaison permanente ne permet pas de désaccoupler les pièces sans destruction.

■ Exemple : Bague 25 par rapport au corps du raccord « banjo » 26
Un assemblage est dit démontable s'il est possible de désolidariser les pièces sans dommage.

■ Exemple : anneau élastique 24 par rapport à l'axe 16, démontable à l'aide d'une pince spéciale.

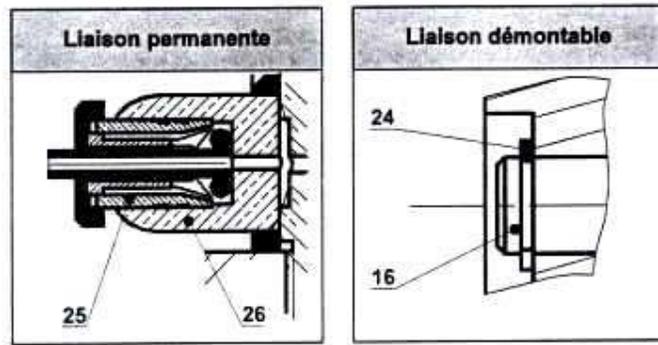


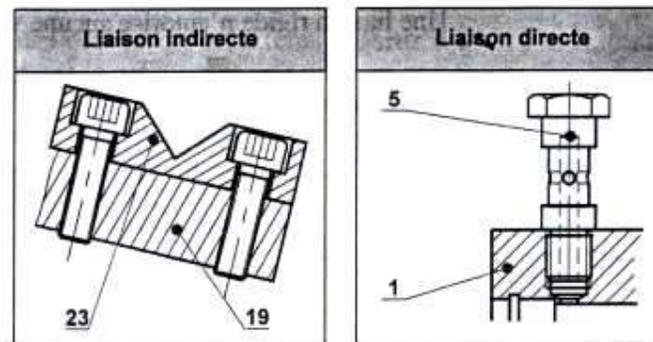
Figure 9c

◆ Une liaison est soit directe, soit indirecte

■ Exemple : liaison directe de 5 dans le corps 1.

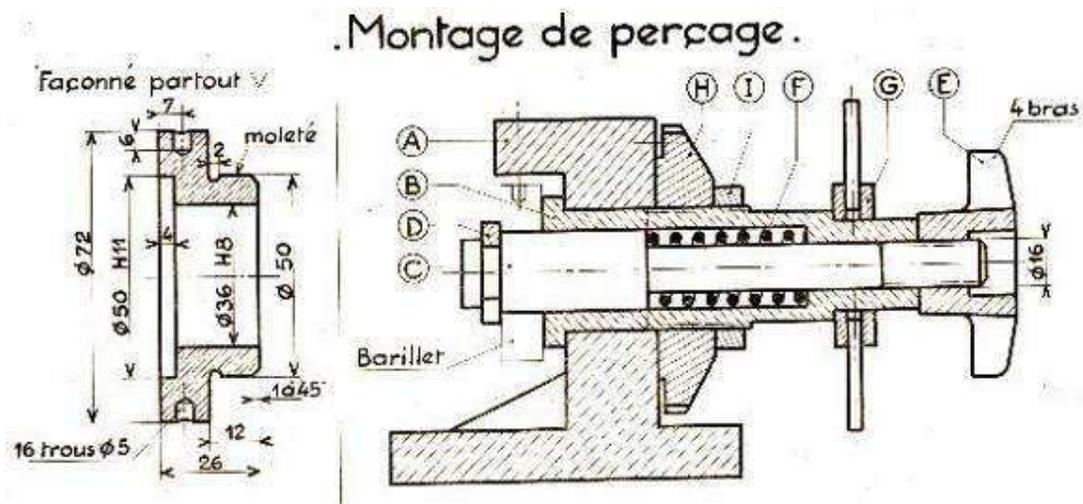
Une liaison entre deux pièces est dite indirecte si elle est réalisée par l'intermédiaire d'autres éléments.

■ Exemple : Liaison indirecte du mors 23 sur le doigt 19 par l'intermédiaire de deux vis d'assemblage.



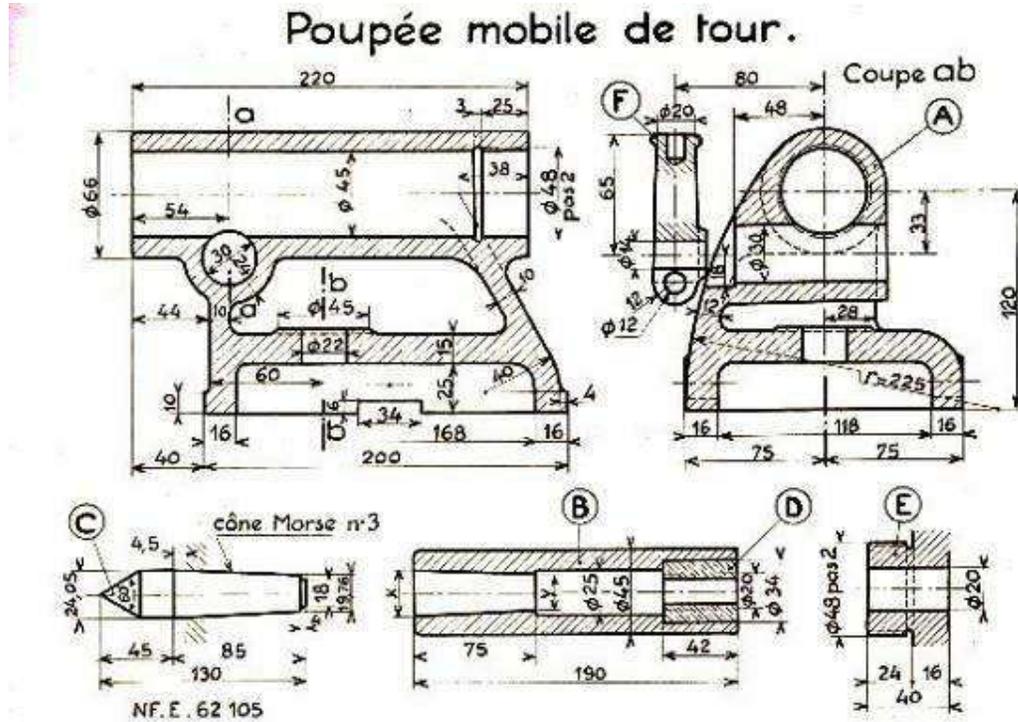
Exercice :

Définir les différentes sortes de liaison entre les différentes pièces de cette ensemble .



Evaluation :

Définir l'emplacement des éléments C , B , E , donner les différentes liaisons entre tous les éléments de la poupée mobile et faire le schémas cinématique de la poupée mobile



CONSTRUCTION SOUDÉE

I – Principe général :

Le joint (cordon continu ou discontinu) est réalisé par plusieurs fusions localisées et progressives des pièces à assembler. Ces pièces sont constituées par le même métal ou alliage.

Le métal d'apport généralement nécessaire à une composition approximativement identique à celle du métal de base.

On obtient alors une soudure autogène et qui a pratiquement la même résistance que celle des pièces à assembler.

Domaine d'application .

Elle est utilisée en :

- Pièces simples ou petite série
- Pièces complexes
- Prototypes
- Corps de montage d'usinage

C'est une construction légère et de bonne qualité.

Procédé de soudage :

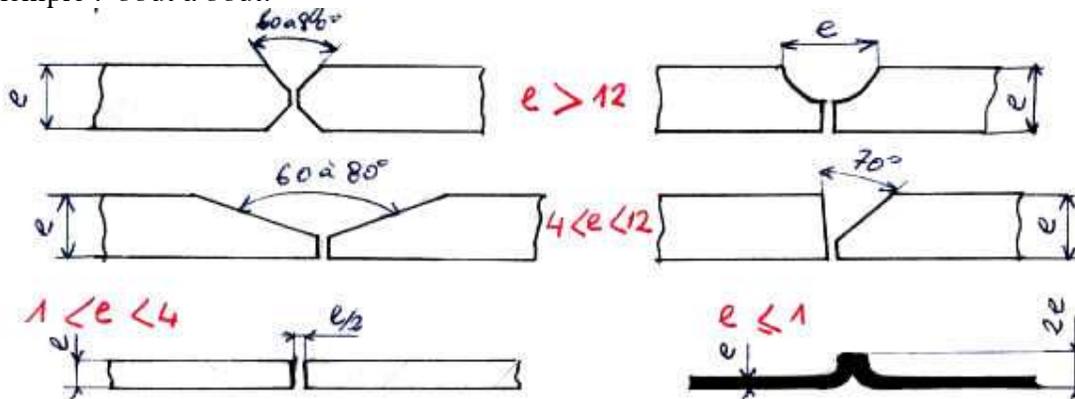
- Soudage à l'arc.
- Soudage par résistance.
- Soudage au gaz.
- Brasage.
-

Matériaux soudables.

- Il y a l'acier à teneur en carbone $< 0.25\%$.
- L'acier faiblement allié.
- Aluminium et ses alliages (alliages légers) (A5, AG3, AG5, ASG, AZ4G).
- Cuivre et alliages de cuivre.

Présentation des soudures

Exemple : bout à bout.



II- Règles de tracés des pièces mécano-soudées :

Dès la conception de l'ensemble, il faut penser en évitant de s'inspirer directement de la construction moulée, rivetée ou boulonnée, la fiabilité de l'ensemble en dépend.

Règle 1 : choix des composants à assemblés.

- Elément de forme simple en acier : produit marchand :
 - Etirer (section \emptyset : 7DH le Kg), (section \square : 12DH le Kg).
 - Tôle laminé en E26 (5 DH le Kg).
 - Profiler normaliser du commerce ; tube,.....
- Eléments découpés pliés.
- Eléments emboutis, cintrés.
- Eléments usinés (palier, semelle...).
- Eléments moulés.

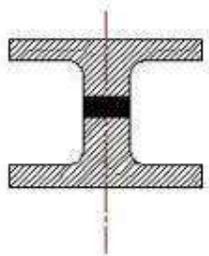
Règle 2 : Positionnement des composants.

- Positionnement = rapidité d'exécution, précision, simplification des montages .

Règle 3 :

Cordons de soudure :

- Assemblé des composants d'épaisseur voisine au dessus des joints.
- Placer des joints dans les zones les moins sollicitées (fibre neutre).

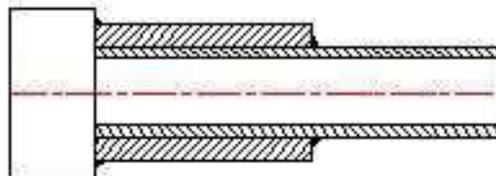


- Eviter d'usiner le cordon d'épaisseur relativement faible.
- Evité les concentrations de soudure (convergence de plusieurs joints)
- Penser à l'accessibilité du joint lors du soudage.

Règle 4 :

Pour limiter les vibrations ou déchargé les cordons des efforts :

- placer des nervures et gousset
- placer des tubes entretoises.



Règle 5 :

Usinage des pièces soudées.

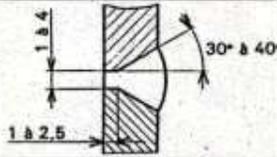
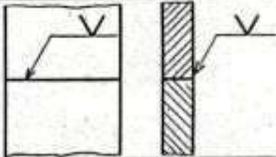
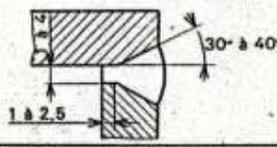
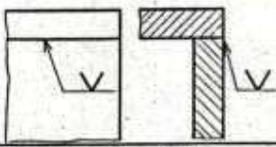
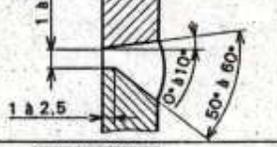
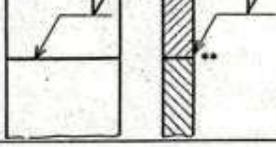
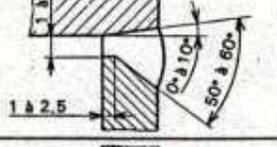
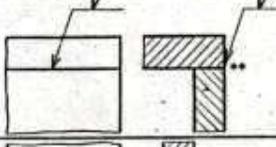
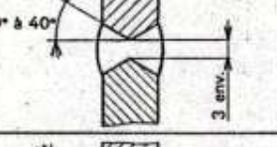
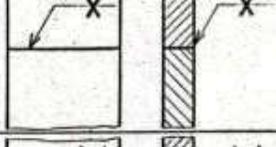
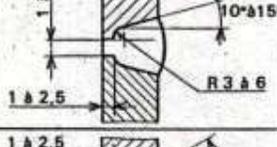
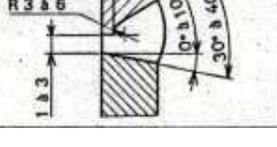
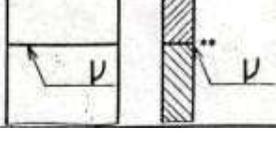
- prévoir des surépaisseurs d'usinage assez importantes de 1 à 3 mm
- limité les parties usinées, bossage, lamage et patte de fixation.

Remarque : une pièce mécano-soudée constitue un brute sur lequel les usinages sont réalisées après soudage.

Les pièces mécano-soudées subissent avant usinage un recuit de stabilisation et un vieillissement afin de réduire les tensions interne.

III- Méthode de tracer des pièces mécano-soudure

1. tracer les surfaces fonctionnelles. (dessin de définition)
 - Mise en place des surfaces fonctionnelles.
 - Indication des spécifications.
 - Tracer les surfaces capable : Il s'agit des surfaces qui permettent après usinage de la pièce soudé, d'obtenir les surfaces qui mettent après usinage de la pièce soudé, d'obtenir les surfaces fonctionnelles
 - Placer les surépaisseur d'usinage
 - Limiter l'étendue des surfaces usinées.
 - Dessiner les formes prés-usinée (perçage).
2. Tracer des volumes capable :Il s'agit de déterminer les composantes porterons des surfaces capables
Choisir des composants simples .
3. Raccords par des éléments de liaison (nervures, gousset) en fonction des efforts appliqués du mode d'utilisation et d'effort de coupes
4. tracer du projet de dessin de définition du produit.
 - Aménager le tracé : mise en position relative des composant
 - Disposer les cordons de soudure et dégager les angles (convergences des cordons)
 - Placer toutes les spécifications fonctionnelles et cotées les joints.

EXEMPLES D'APPLICATION DES SYMBOLES ÉLÉMENTAIRES (suite de la page précédente)			
Épaisseur pièce*	Désignation des soudures	Représentation simplifiée	Représentation symbolique
6	Soudure en V		
	Soudure en V sur angle extérieur		
15	Soudure en demi-V		
	Soudure en demi-V sur angle extérieur		
20	Soudure en V double (soudure en X)		
35	Soudure en U (ou en tulipe)		
	Soudure en demi-U (ou en J)		

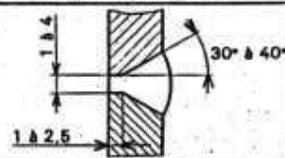
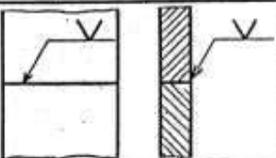
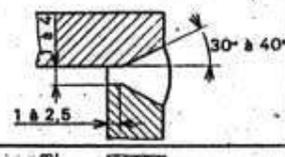
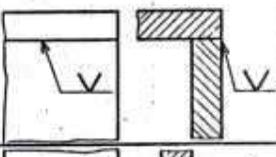
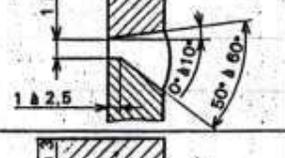
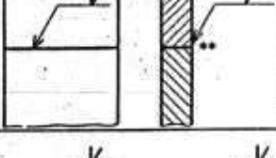
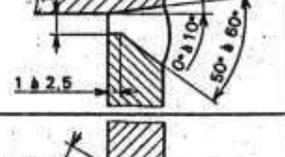
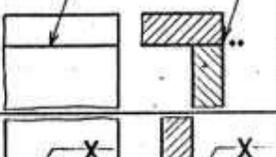
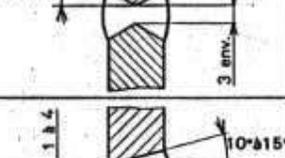
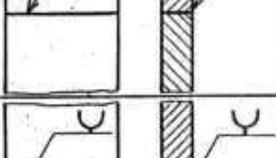
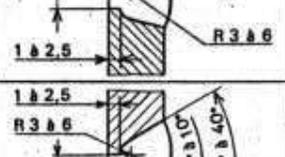
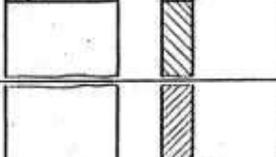
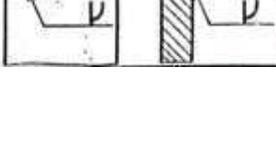
POSITION DES SYMBOLES PAR RAPPORT A LA LIGNE DE RÉFÉRENCE		
Explication	Représentation simplifiée	Représentation symbolique
Les symboles sont placés au-dessus de la ligne de référence si la soudure est faite du côté de la ligne de repère du joint.		
Les symboles sont placés au-dessous de la ligne de référence si la soudure est faite de l'autre côté de la ligne de repère du joint.		
Les symboles sont placés à cheval sur la ligne de référence si la soudure est faite dans le plan du joint.		

NOTA : La représentation symbolique ne doit être placée que dans une seule vue.

EXEMPLES D'APPLICATION DES SYMBOLES ÉLÉMENTAIRES

Épaisseur pièces*	Désignation des soudures	Représentation simplifiée	Représentation symbolique																				
Épaisseur e inférieure à 1,5 mm	Soudure sur bords relevés complètement fondus. (la soudure est faite du côté de la ligne de repère du joint)																						
	(la soudure est faite de l'autre côté de la ligne de repère du joint)																						
	Soudure sur bords relevés non complètement fondus.																						
1,5	Soudure sur bords droits																						
à	<table border="1"> <thead> <tr> <th>e</th> <th>j*</th> <th>e</th> <th>j*</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1,5</td> <td>0,5</td> <td>3,5</td> <td>2,5</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>1</td> <td>4</td> <td>3</td> </tr> <tr> <td>2,5</td> <td>1,5</td> <td>4,5</td> <td>3</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>2</td> <td>5</td> <td>3</td> </tr> </tbody> </table>	e	j*	e	j*	1,5	0,5	3,5	2,5	2	1	4	3	2,5	1,5	4,5	3	3	2	5	3		
e	j*	e	j*																				
1,5	0,5	3,5	2,5																				
2	1	4	3																				
2,5	1,5	4,5	3																				
3	2	5	3																				
5																							

POSITION DES SYMBOLES PAR RAPPORT A LA LIGNE DE RÉFÉRENCE																			
Explication	Représentation simplifiée	Représentation symbolique																	
Les symboles sont placés au-dessus de la ligne de référence si la soudure est faite du côté de la ligne de repère du joint.																			
Les symboles sont placés au-dessous de la ligne de référence si la soudure est faite de l'autre côté de la ligne de repère du joint.																			
Les symboles sont placés à cheval sur la ligne de référence si la soudure est faite dans le plan du joint.																			
NOTA : La représentation symbolique ne doit être placée que dans une seule vue.																			
EXEMPLES D'APPLICATION DES SYMBOLES ÉLÉMENTAIRES																			
Épaisseur pièces*	Désignation des soudures	Représentation simplifiée	Représentation symbolique																
Épaisseur \leq inférieure à 1,5 mm	Soudure sur bords relevés complètement fondus. (la soudure est faite du côté de la ligne de repère du joint)																		
	(la soudure est faite de l'autre côté de la ligne de repère du joint)																		
	Soudure sur bords relevés non complètement fondus																		
1,5	Soudure sur bords droits																		
à	<table border="1"> <thead> <tr> <th>e</th> <th>j*</th> <th>e</th> <th>j*</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1,5</td> <td>0,5</td> <td>3,5</td> <td>2,5</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>1</td> <td>4</td> <td>3</td> </tr> <tr> <td>2,5</td> <td>1,5</td> <td>4,5</td> <td>3</td> </tr> </tbody> </table>	e	j*	e	j*	1,5	0,5	3,5	2,5	2	1	4	3	2,5	1,5	4,5	3		
e	j*	e	j*																
1,5	0,5	3,5	2,5																
2	1	4	3																
2,5	1,5	4,5	3																
5																			

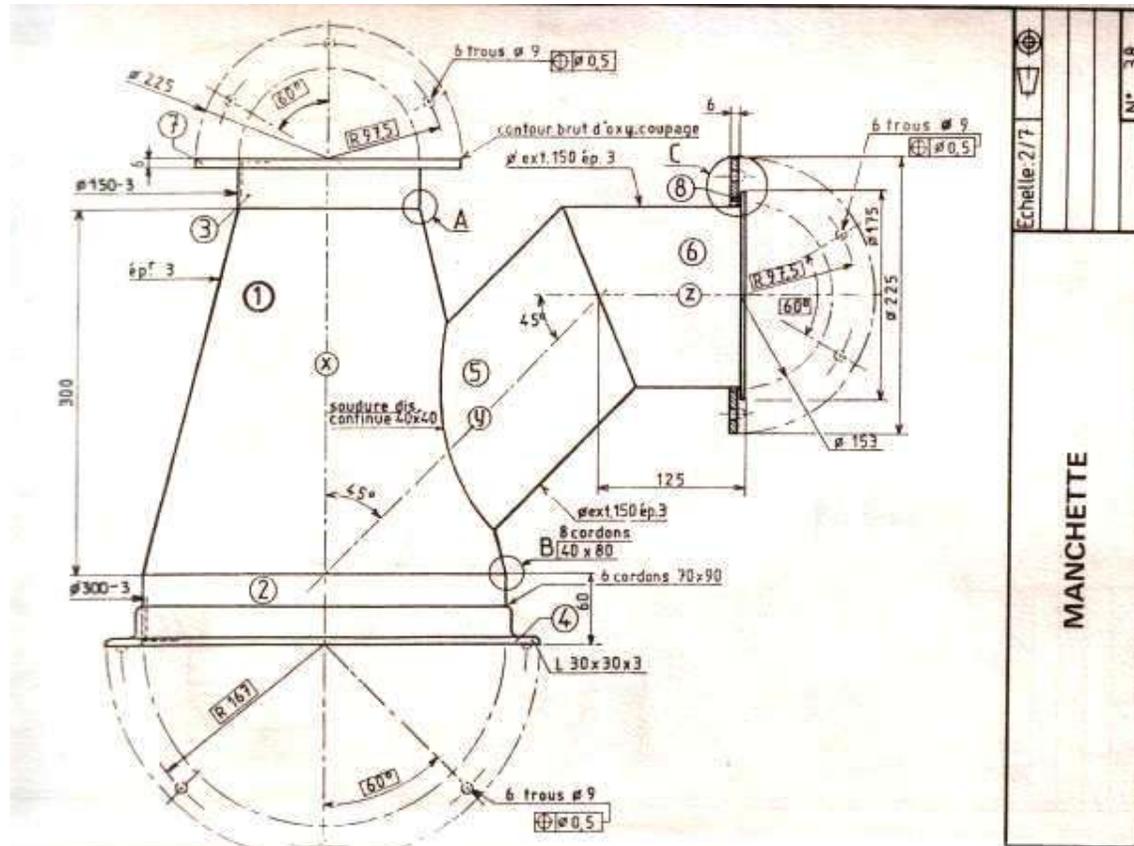
EXEMPLES D'APPLICATION DES SYMBOLES ÉLÉMENTAIRES (suite de la page précédente)			
Épaisseur pièce*	Désignation des soudures	Représentation simplifiée	Représentation symbolique
6	Soudure en V		
	Soudure en V sur angle extérieur		
15	Soudure en demi-V		
	Soudure en demi-V sur angle extérieur		
20	Soudure en V double (soudure en X)		
	Soudure en U (ou en tulipe)		
35	Soudure en demi-U (ou en J)		

Exercice d'application :

Cette manchette est installée sur une ligne de traitement de minerai entre deux filtre d'aspiration de poussière.

Sur format A3 vertical à l'échelle 1/2 représenter la manchette suivant :

- La vue de face en coupe avec les demi-rabattements des trois brides de liaison
- Les détails A et B à l'échelle 1/1
- Mettre en place la cotation complète des trois brides et les cotes d'encombrement
 - Symboliser tout les cordons de soudures.



- Les axes X, Y, Z sont dans un même plan

- La réduction 1 peut être exécutée:
 - en une seule partie à la cintrreuse
 - en deux parties à la presse plieuse (modifier la position de l'assemblage des deux parties)

- Procédé de soudage: 111

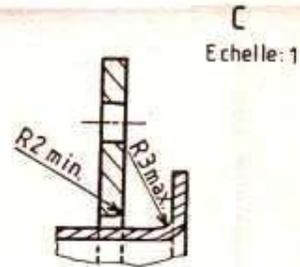
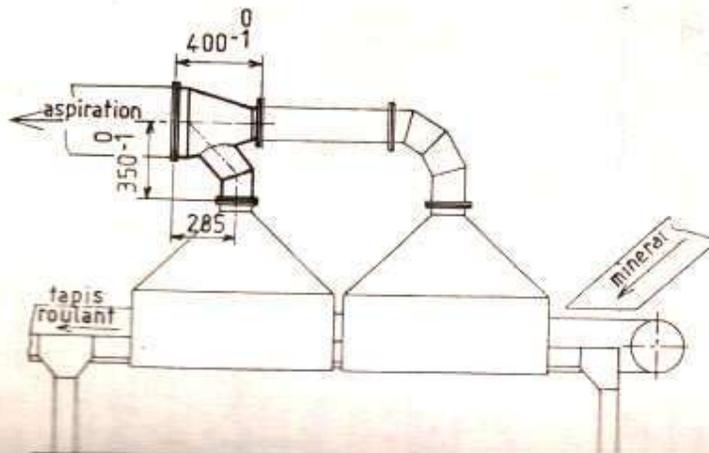


Schéma d'installation



Evaluation :

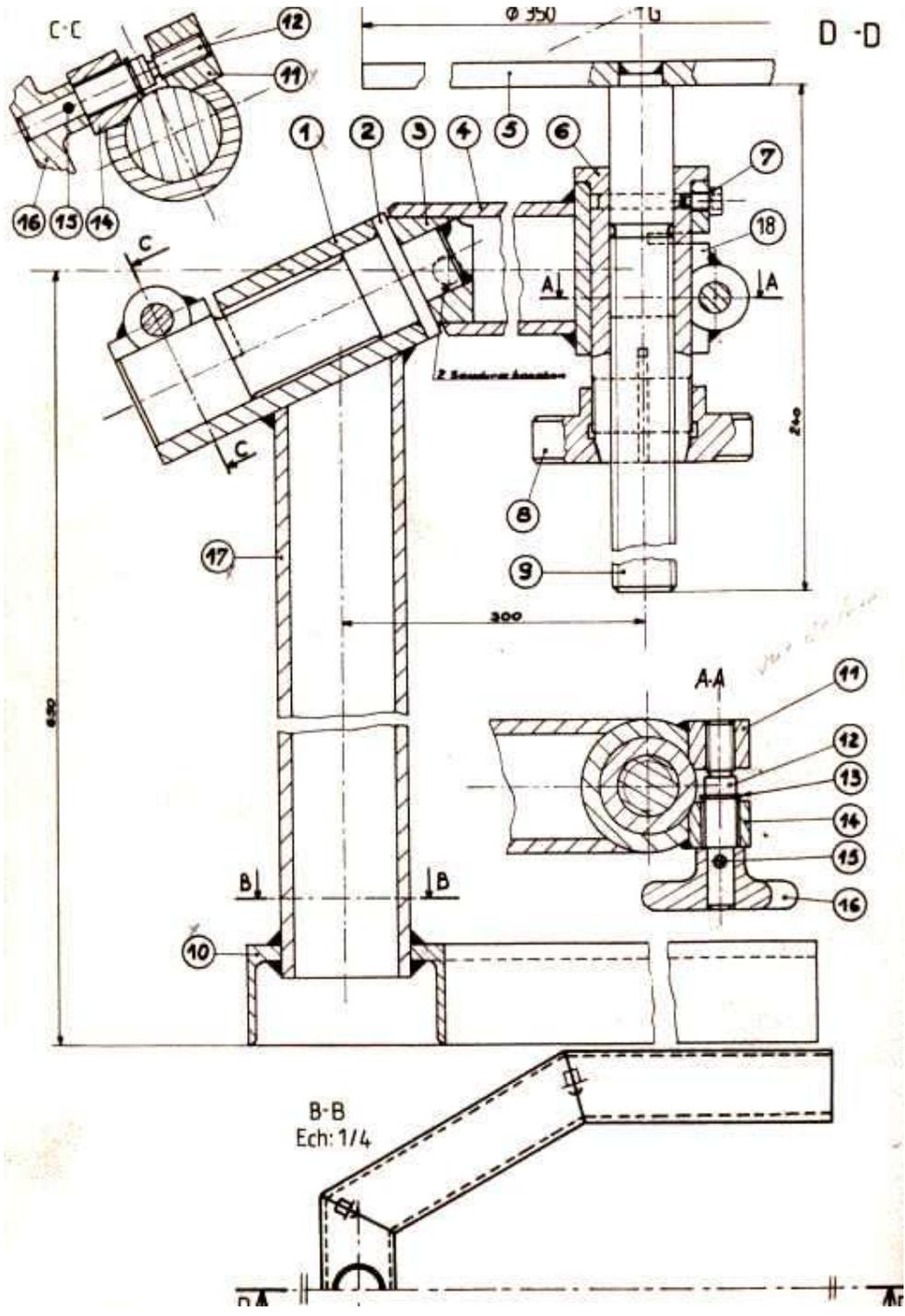
Positionneur a équilibre indifférent

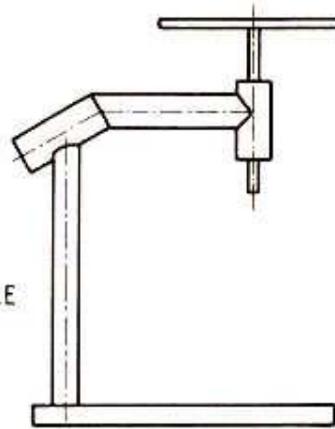
Cet appareil équipe un atelier de soudure.

Il permet de placer un ensemble de pièces, en position idéale pour effectuer une soudure par un opérateur manuel.

Sur format A2 vertical, à l'échelle 1/1, représenter le corps composé des pièces 10, 17, 1, 11 et 14, suivant :

- La vue de la face en coupe AA.
- La demi-vue de dessous en coupe BB.
- La section sortie CC au droit des oreilles 11 et 14.





SCHEMA D'ENSEMBLE

18	1	Palier vertical	Tube ϕ 42-6,3	
17	1	Potence	Tube ϕ 42 - 4	
16	2	Poignée à croisillon		
15	2	Goupille 14 - 15		
14	2	Oreille	Rond ϕ 20	
13	2	Anneau élastique pour arbre 10 - 1,5		
12	2	Axe de blocage	XC 38	
11	2	Oreille taraudée	Rond ϕ 20	
10	1	Soce	UPN 60-30	
9	1	Vis de réglage	A 60	
8	1	Ecrou moleté	A 42	
7	1	Vis CHc M6-10 à téton court		
6	1	Bague de guidage	A 42	
5	1	Plateau	E 24	
4	1	Bras-support	Tube ϕ 42 - 4	
3	1	Bague de liaison	E 24	
2	1	Axe d'orientation	A 42	
1	1	Palier de blocage	Tube ϕ 42-6,3	
Rep	Nbre	Désignation	Matière	Observations

Echelle: 2/3

**POSITIONNEUR A
ÉQUILIBRE INDIFFÉRENT**

N° 31

Guidage

A. Guidage du mouvement rectiligne.

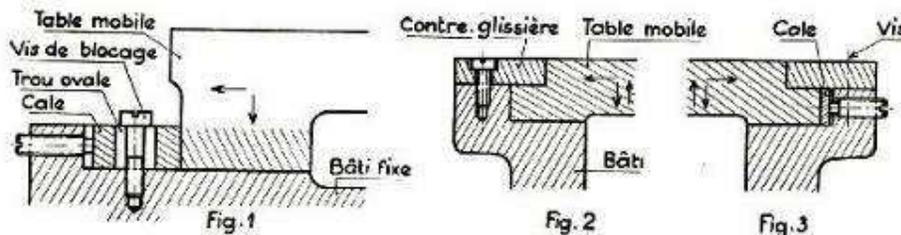
I- Condition à remplir.

1. Le guidage doit être continu, c'est à dire que la pièce mobile, ou coulisseau, doit être guidée sur toute sa longueur, pendant tout son déplacement, par la glissière.
2. La disposition du coulisseau et de la glissière doit éviter tout déplacement autre que la translation envisagée : soulèvement, déplacement latéral, rotation.
3. Le coulisseau doit avoir une longueur assez grande afin d'éviter toute obliquité.
4. La charge doit être répartie sur une surface suffisante afin de permettre un bon graissage et de réduire l'usure.
5. Le frottement doit être aussi réduit que possible, grâce au choix des matériaux (fonte, acier, bronze, antifriction) et à un bon graissage.
6. Prévoir la possibilité de rattraper le jeu du à l'usure.
7. Prévoir des formes facilitant l'usinage.

II- Guidage dans les machines-outils.

La principale qualité à obtenir est la précision.

1. **Guidage plan** : Si le coulisseau a un poids suffisant pour empêcher tout soulèvement, on se contente de guider latéralement la table mobile par des languettes ; exemple : table de raboteuse (fig.1). Si au contraire le coulisseau a tendance à se soulever, on adopte des contre-glissières ; exemple : coulisseau porte-outil d'étau limeur (fig. 2 et 3) ; remarquer les dispositifs de rattrapage de jeu.



2. **Guidage par rainure en V** (fig. 4 et 5). Le coulisseau porte 2 languettes longitudinales à section en V ; cette disposition permet un rattrapage automatique de jeu et n'exige pas de languette latérale ; elle est utilisée lorsque le coulisseau n'a pas tendance à se soulever ; exemple tables de raboteuse.

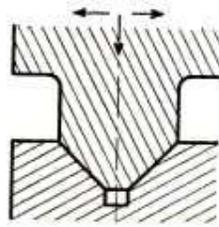


Fig. 4

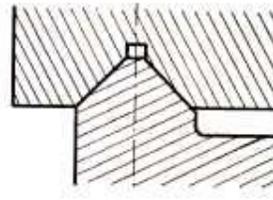


Fig. 5

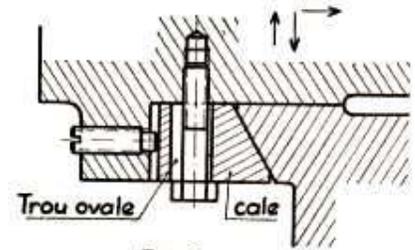


Fig. 6

3. **Guidage par queue d'aronde** (fig. 6). Cette disposition s'oppose à tout déplacement latéral et au soulèvement du coulisseau ; une cale facilite le montage et permet le rattrapage du jeu ; mais l'exécution est facile.
Exemple d'emploi : chariots de tour ; banc de tour ; coulisseau d'étau-limeur.

III. Coulisseaux et glissières de moteurs.

Dans les moteurs utilisant la transformation de mouvement par bielle-manivelle, le but de la glissière est de guider le mouvement rectiligne alternatif du pied de bielle ; par suite de l'obliquité de la bielle, l'effort moteur détermine en effet une composante verticale F_2 (fig. 7 et 8) qui tend à faire fléchir la tige de piston ; cette composante étant toujours de même sens pour un sens de rotation donné, on choisit ce dernier de façon que l'effort vertical soit dirigé de haut en bas dans les machines fixes (flexion moindre, graissage plus facile) ; mais le coulisseau ayant tendance à se soulever en fin de course, par inertie, on prévoit généralement 2 glissières ; il en est de même évidemment lorsque la rotation peut se faire dans les deux sens (locomotives ; par exemple).

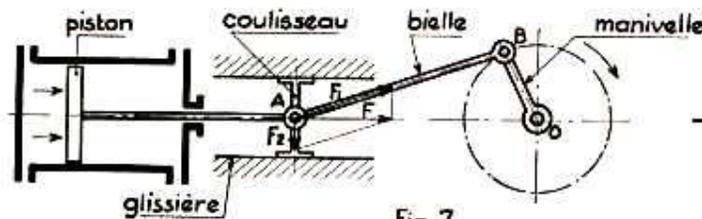


Fig. 7

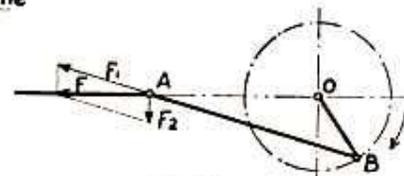
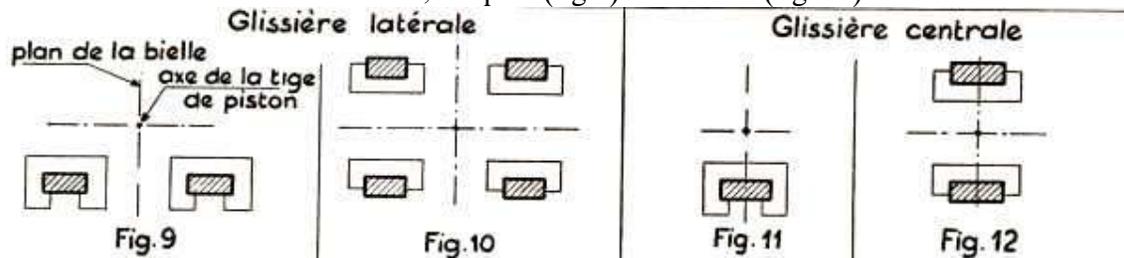


Fig. 8

1. Glissière : on la fait souvent en fonte douce, quelquefois d'une seule pièce avec le bâti de la machine ; lorsqu'elle est rapportée, on peut la faire en acier moulé ou laminé. On adopte l'une des dispositions suivantes :

a) Glissières planes.

Glissières latérales, simples (fig. 9) ou double (fig. 10).

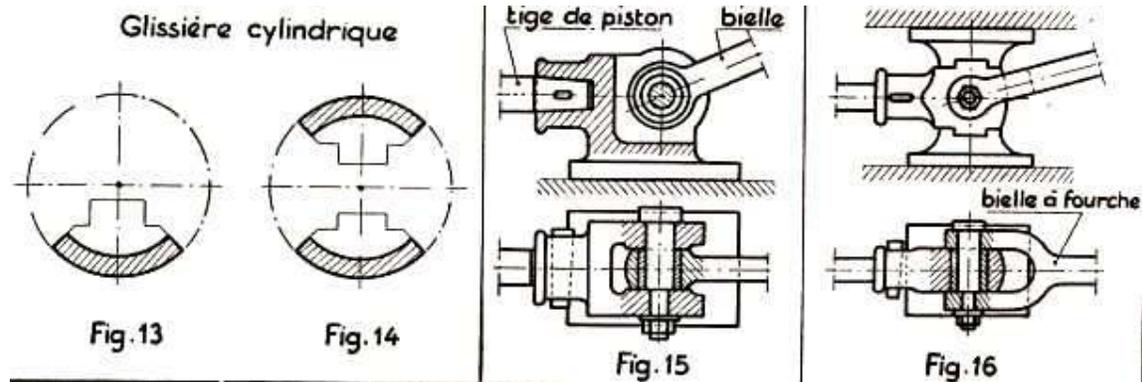


Glissière centrale, simple (fig. 11) ou double (fig. 12).

Ces glissières sont le plus souvent rapportées ; elles permettent un rattrapage facile du jeu.

Exemple d'emploi : glissières de locomotive.

b) Glissières cylindriques, simples (fig. 13). Ou doubles (fig. 14). Elles sont d'exécution facile et permettent un bon centrage. Emploi : machines fixes horizontales.



2. Coulisseau ou crosse. Cet organe doit permettre : la fixation de la tige de piston ; l'articulation de la bielle, la fixation des patins de guidage. La tige de piston est assemblée par emmanchement cylindrique ou conique, avec clavetage transversal .

L'articulation avec le pied de bielle est à chape, celle-ci étant formée soit par la crosse, qui est creuse (fig. 15), soit par la bielle, dont le pied est à fourche (fig. 16). Les patins peuvent être d'une seule pièce avec le corps (fig. 15), mais ils sont le plus souvent rapportés sur lui (fig. 16) ; la partie frottante est en fonte, en bronze ou avec garniture d'antifriction.

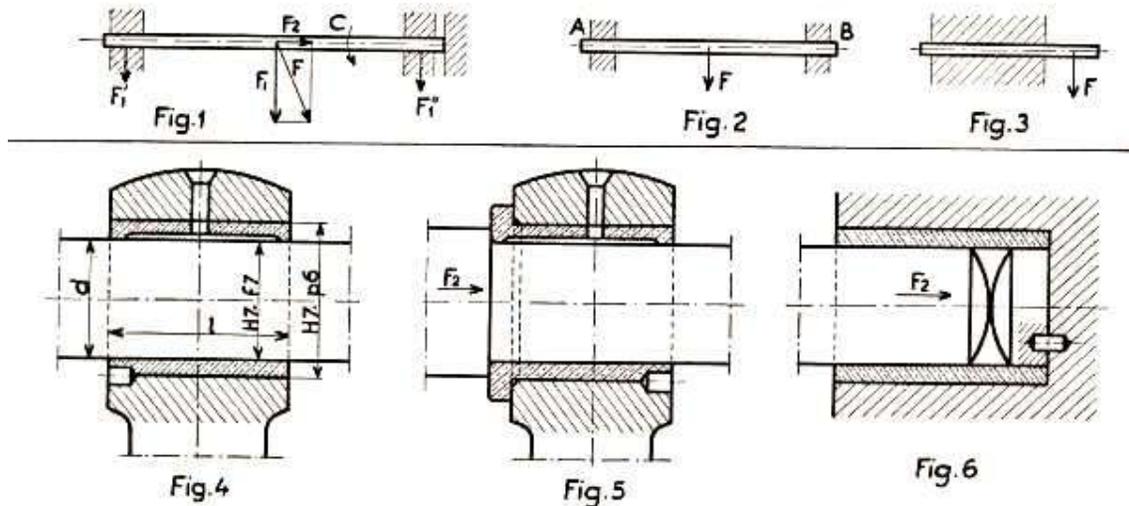
Prévoir un dispositif de graissage et de rattrapage de jeu soit sur les patins, soit sur la glissière.

B. Guidage du mouvement circulaire

Dans les assemblages tournants, la pièce mobile ne peut avoir qu'un mouvement de rotation, sans possibilité de translation ; nous nous proposons maintenant d'étudier le guidage d'un arbre animé d'un mouvement circulaire continu avec transmission d'un couple assez important à une vitesse plus ou moins grande.

- I. **problème.** Soit un arbre reposant sur deux appuis A et B (fig. 1) ; ceux-ci auront pour objet :
 1. De guider le mouvement de rotation du au couple C.
 2. De supporter les charges F'_1 et F''_1 résultant de la décomposition de la charge radiale F_1 .
 3. Eventuellement, de supporter l'effort axial F_2 .
- II. **Conditions à remplir .**
 1. L'arbre devra être porté par 2 paliers au moins (fig. 2) ; éviter le montage en porte à faux (fig. 3).

2. La longueur des supports devra être choisie de façon que la pression ne soit pas excessive (condition de bon graissage) ;
3. Réduire le plus possible les frottements par le choix des matériaux, par un bon graissage, par la substitution d'un roulement au glissement.
4. Lorsque la charge radiale est importante, tenir compte d'une flexion possible de l'arbre en utilisant des supports à rotule.
5. Lorsqu'il existe une charge axiale, prévoir une butée pour supporter cette charge et s'opposer au déplacement latéral de l'arbre
6. Facilité de montage, d'entretien, de démontage.



III. Guidage par glissement.

1. Effort radial.

a) Matière. L'arbre est généralement en acier, le support en fonte ; on utilise fréquemment des bagues (1 pièce) ou des coussinets (2 pièces) en bronze ou avec une garniture d'antifriction.

b) Dimensions. La longueur l (fig. 4) est choisie de façon que la pression F/ld ne dépasse pas une valeur fixée par l'expérience ; généralement $l = 1$ à $1,5d$.

c) Usinage. Arbre poli, coussinet rectifié et poli ; ajustement tournant. Coussinet à rotule pour arbres longs ou fortement chargés.

d) Montage. Immobiliser la bague : emmanchement forcé, vis entre cuir et chair, vis de pression latérale. Exemple : Coussinets .

e) Graissage. Prévoir un dispositif d'amenée de l'huile (trou simple ou graisseur), des rainures ou pattes d'araignée pour la répartir. Suivre les indications données au chapitre « Graissage ».

2. Effort axial (fig. 5 et 6).

Effort peu important : arbre à embase s'appuyant contre un rebord de la bague (fig. 5).

Effort important : l'arbre s'appuie contre un grain en acier dur solidaire du bâti ; forme souvent sphérique pour diminuer les frottements. Cas d'un arbre vertical : Exemple : « Crapaudines ».

LES ROULEMENTS

Le but d'un roulement est de remplacer le glissement d'un montage arbre – alésage par un roulement d'éléments roulants.

Avantages :

- La puissance absorbée par la résistance au roulement est beaucoup plus faible que celle absorbée par la résistance au glissement.
- Les charges et vitesses peuvent être beaucoup plus élevées .
- L'échauffement est presque nul .

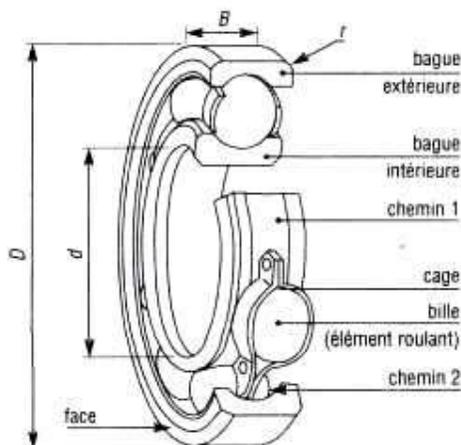
Description : un roulement est composé :

- d'une bague extérieure
- d'une bague intérieure
- d'une ou plusieurs rangées de billes ou rouleaux
- d'une cage qui tient les éléments roulants à distance, éventuellement de protections latérales .

I – Roulements à une rangée de billes à contact radial :

1 – Caractéristiques :

- Convient aux vitesses de rotation élevées
- Supportent des charges radiales et aussi des charges axiales importantes dans les deux sens
- Exigent une bonne coaxialité entre arbre et alésage.



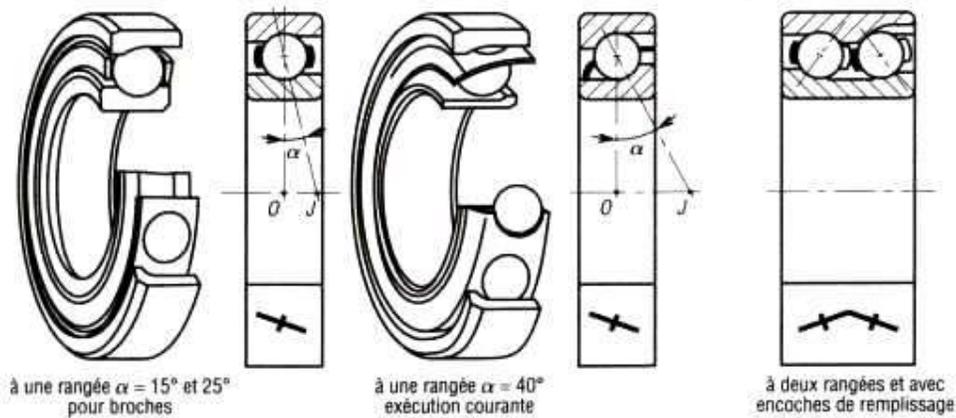
2 – Types :

- a – Avec une ou deux rangées de billes
- b – Avec protections latérales par flasque en tôle (1ou2) types P ou 2P
- c – Avec protection latérales par joints en caoutchouc (1 ou 2)types RS ou 2RS
- d – Avec rainures pour segment d'arrêt , types N .

II – Roulements à une rangée de billes à contact oblique :

1 – caractéristiques :

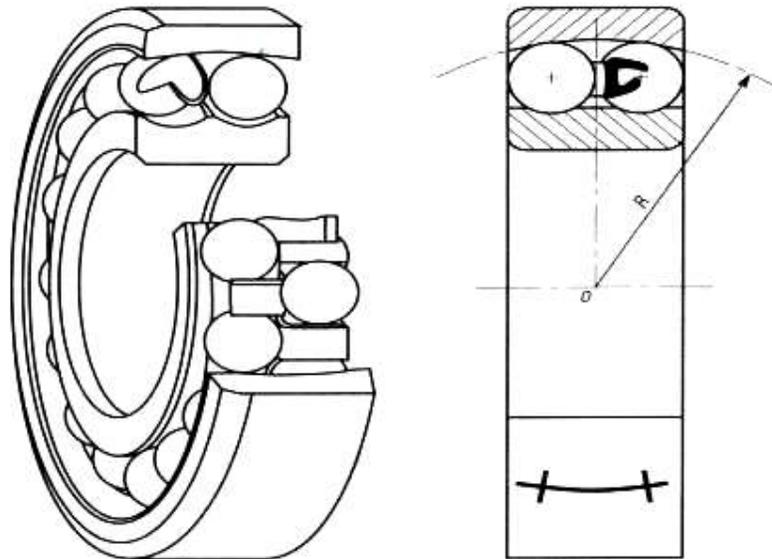
- Supportent des charges combinées axiales et radiales
- Mais des charges axiales importantes seulement dans un sens
- En montant deux roulements en opposition , des charges dans les deux sens sont autorisées
- Il existe aussi un type à deux rangées de billes à contact oblique
- Ces roulements exigent une bonne coaxialité entre arbre et alésage .



III – Roulements à rotule à deux rangée de billes :

1 – caractéristiques :

- La bague extérieure comporte un chemin sphérique
- La bague intérieure –ainsi que les billes –peut basculer librement par rapport à la bague extérieure et compenser ainsi un petit défaut d’alignement (1 à 3°)
- Ils supportent des charges axiales faible et des charges radiales moyen (point de contact)
- Ce roulement est souvent utilisé avec un autre type sur le même arbre .



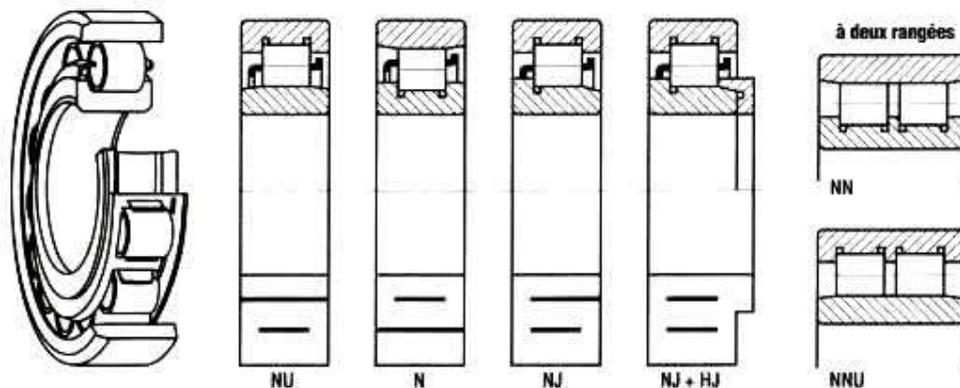
2 – types :

- Avec alésage cylindrique
- Avec alésage conique (conicité 1 :12) et un manchon de serrage qui permet la fixation à n'importe quel endroit sur un arbre lisse
- Avec joint d'étanchéité .

IV – Roulements à rouleaux cylindriques :

1 – caractéristiques :

- L'une des deux bagues a deux épaulements
- L'autre est démontable
- Ils conviennent pour de grandes vitesses de rotation
- Supportent des charges radiales très importantes
- Mais aucune charge axiale
- Ils exigent une bonne coaxialité.



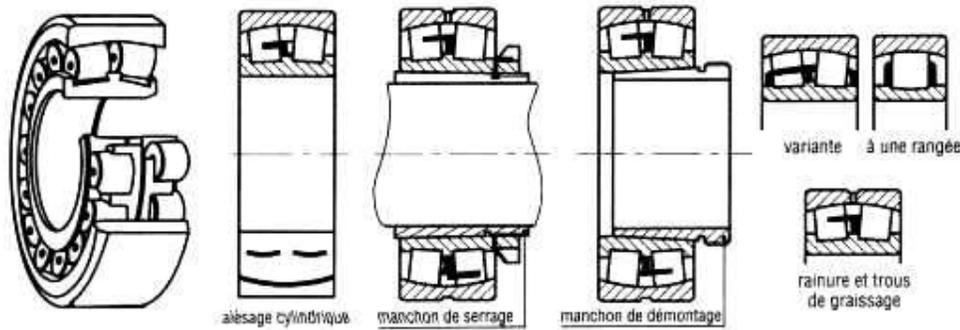
2 – Types :

- Existents à une ou deux rangées de rouleaux
- Avec alésage cylindrique
- Avec alésage conique et manchon de serrage .

V – Roulements à une ou deux rangées de rouleaux à rotule :

1 – caractéristiques :

- Les rouleaux ont une forme de tonneau
- Ils supportent des charges radiales très élevées
- La capacité axiale est faible
- Ils ne conviennent pas pour de grandes vitesses de rotation
- Ils s'accommodent d'un mauvais alignement .



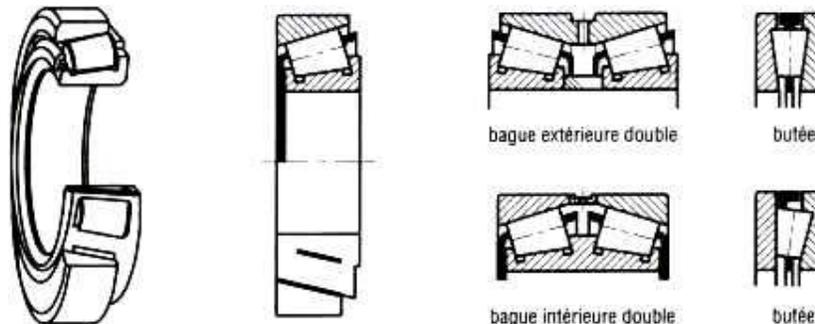
2 – Types :

- à une ou deux rangées de rouleaux
- Avec alésage cylindrique
- Avec alésage conique et manchon de serrage.

VI – Roulements à rouleaux coniques :

1 – caractéristiques :

- Ils supportent des charges radiales et charges axiales très importantes dans un seul sens
- Pour cette raison, le montage comporte généralement deux roulements en opposition (ex : roue de voiture)
- Le roulement est démontable
- Le jeu de fonctionnement doit être par bagues ou écrous
- Ils exigent une bonne coaxialité .



VII – butée à billes :

1 - Caractéristiques :

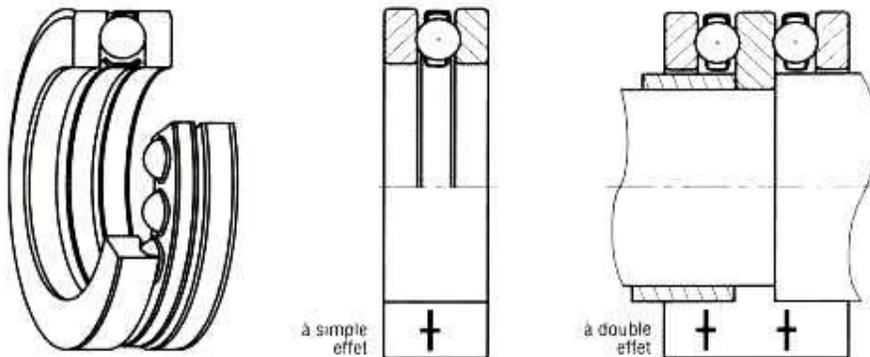
- Les butée comportent une rondelle alésage (bague extérieure) et une rondelle arbre (bague intérieure) entre lesquelles circule une rangée de billes tenues dans une cage

- Elles supportent des charges axiales très importantes mais dans un seul sens
- Elles n'admettent pas de charges radiales
- La butée est démontable
- Leur vitesse de rotation est modérée.

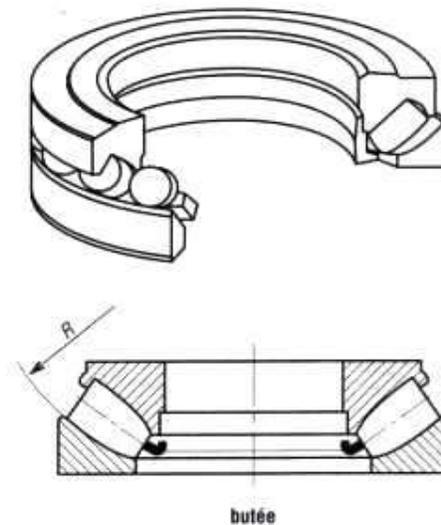
2 – Types :

a –Butée à billes à simple effet

b –Butée à billes à double effet



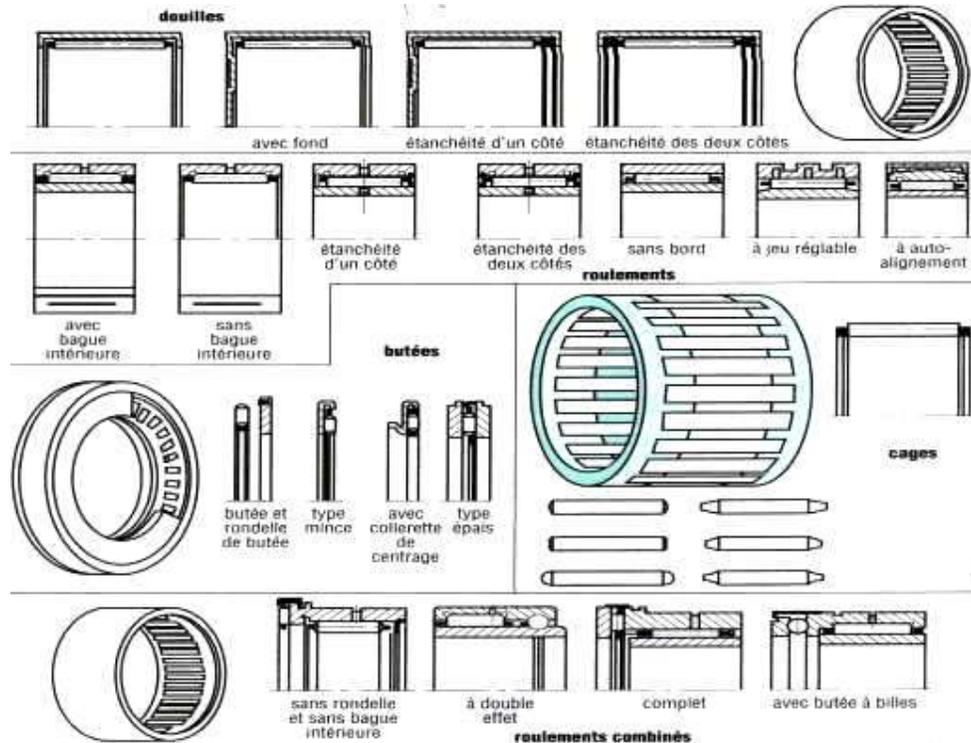
c –Butée rotule sur rouleaux.



VIII – Roulements à aiguilles :

1 – caractéristiques :

- Ils supportent des charges radiales importantes
- Ils ne supportent aucune charge axiale
- une bonne coaxialité est nécessaire
- Convient pour de grandes vitesses
- Leur encombrement est réduit
- Les bagues sont démontables .



2 – types :

- Avec épaulement sur la bague extérieure
- Avec épaulement sur la bague intérieure
- Sans bague intérieure (douille à aiguilles)
- Cage à aiguilles (sans bague pour un encombrement très réduit) .

IX – Protection des roulement :

1 – But :

- Eviter l'introduction d'impuretés
- Empêcher la fuite des lubrifiants.

2 – Possibilités :

1. Emploi de roulements protégés ou étanches
2. Pour les paliers lubrifiés à la graisse , emploi :
 - de rondelles en feutre imbibées d'huile qui frottent sur l'arbre
 - Chicanes utilisées pour les grandes vitesses, elles donnent une protection sans frottement
 - Rondelles en tôle emboutie qui rejettent par effet centrifuge les impuretés extérieures
3. Pour les paliers lubrifiés à l'huile, on utilise :
 - Des collerettes qui rejettent l'huile par la force centrifuge
 - Des joints en caoutchouc à ressort torique (arrêt d'huile).

X – Graissage des roulements :

- La graisse est utilisée pour les vitesses inférieures à 1000t/min
- La graisse empêche également l'introduction d'impureté à l'intérieur du roulement
- Pour les vitesses supérieures à 1000 t/min, on utilise l'huile minérale
- Certains roulement sont :

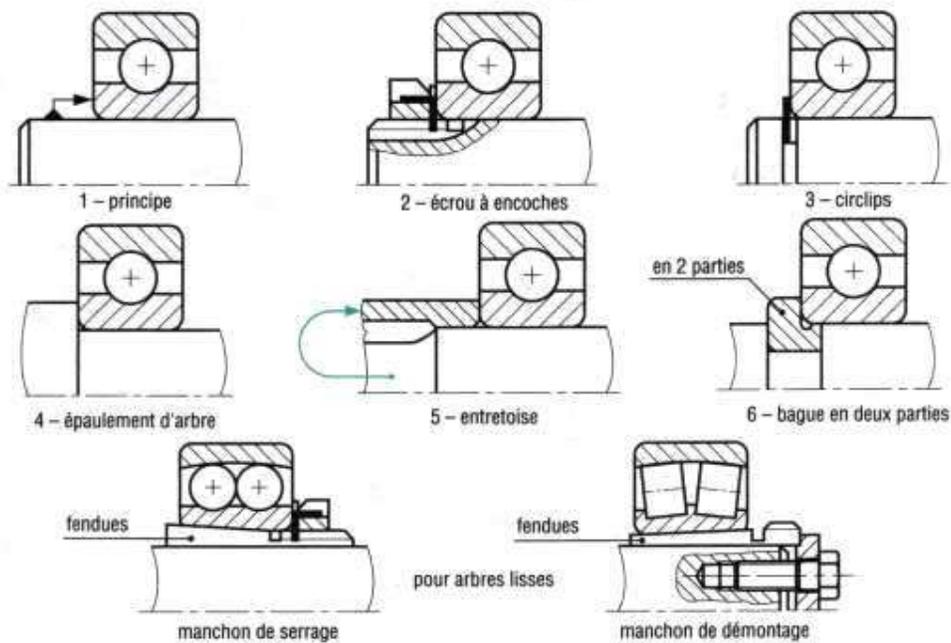
- *Graissés à vie
- *Graissés par graisseur
- *Graissés par pression
- *Lubrifiés par barbotage (dans un bain d'huile).

XI – montage des roulements :

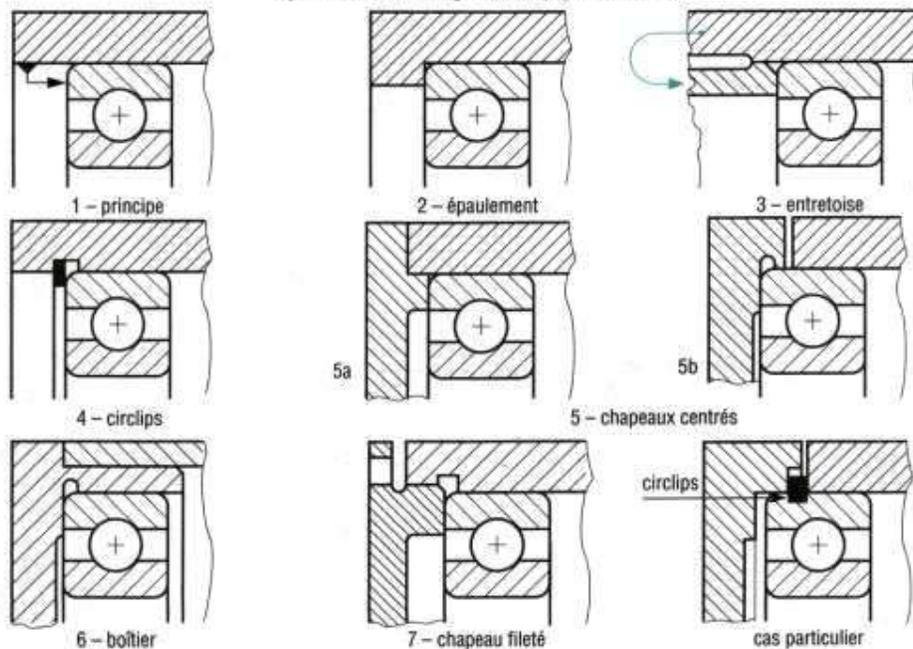
- a. La bague du roulement (extérieure ou intérieure) qui est en contact avec l'élément en charge (l'arbre ou l'alésage) est ajustée avec serrage .
- b. La bague du roulement (extérieure ou intérieure) qui est en contact avec l'élément fixe (l'arbre ou l'alésage) est ajustée glissante.
- c. La bague du roulement qui est en contact avec l'élément en charge (donc ajustée avec serrage) doit être bloquée en translation .
- d. Dans le cas d'un montage de deux ou plusieurs roulements sur le même arbre, un roulement est toujours bloqué en translation, les autres sont libres afin de permettre la libre dilatation de l'arbre .

solutions ↓	Combinaisons usuelles des épaulements (cas général)			remarques
	bagues intérieures tournantes/charge	bagues extérieures tournantes/charge	cas de 2 roulements à bagues non séparables cas où l'un des 2 roulements est à bagues séparables	
①		●	●	souvent utilisé, n'exige pas un jeu axial de fonctionnement, montage facile avec des roulements différents
②		●	●	idem ci-dessus mais moins utilisé
③		●	●	solution 3 : les épaulements 1 et 6 peuvent être remplacés par des épaulements sur 2 et 5 avec la charge axiale dans un seul sens, les résultats sont meilleurs
④		●	●	assez utilisés, exigent un léger jeu J pour éviter les oppositions mutuelles et compenser les dilatations à utiliser avec des liaisons courtes
⑤		●	●	liaisons rigides pouvant supporter charges élevées, chocs et vibrations
⑥		●	●	variante économique des cas 3 et 4 pour liaisons peu chargées (généralement sans charge axiale)
⑦		●	●	

épaulements entre arbre et bague intérieure



épaulements entre logement et bague intérieure



XII – choix des ajustements :

- a. Puisque les bagues des roulements ne peuvent être retouchées ;
- l'ajustement de l'arbre dans la bague intérieure sera à alésage normal
 - l'ajustement de la bague extérieure dans son logement sera à arbre normal
 - le serrage doit être d'autant plus grand que la charge est plus élevées .

b. Tolérances sur les arbres

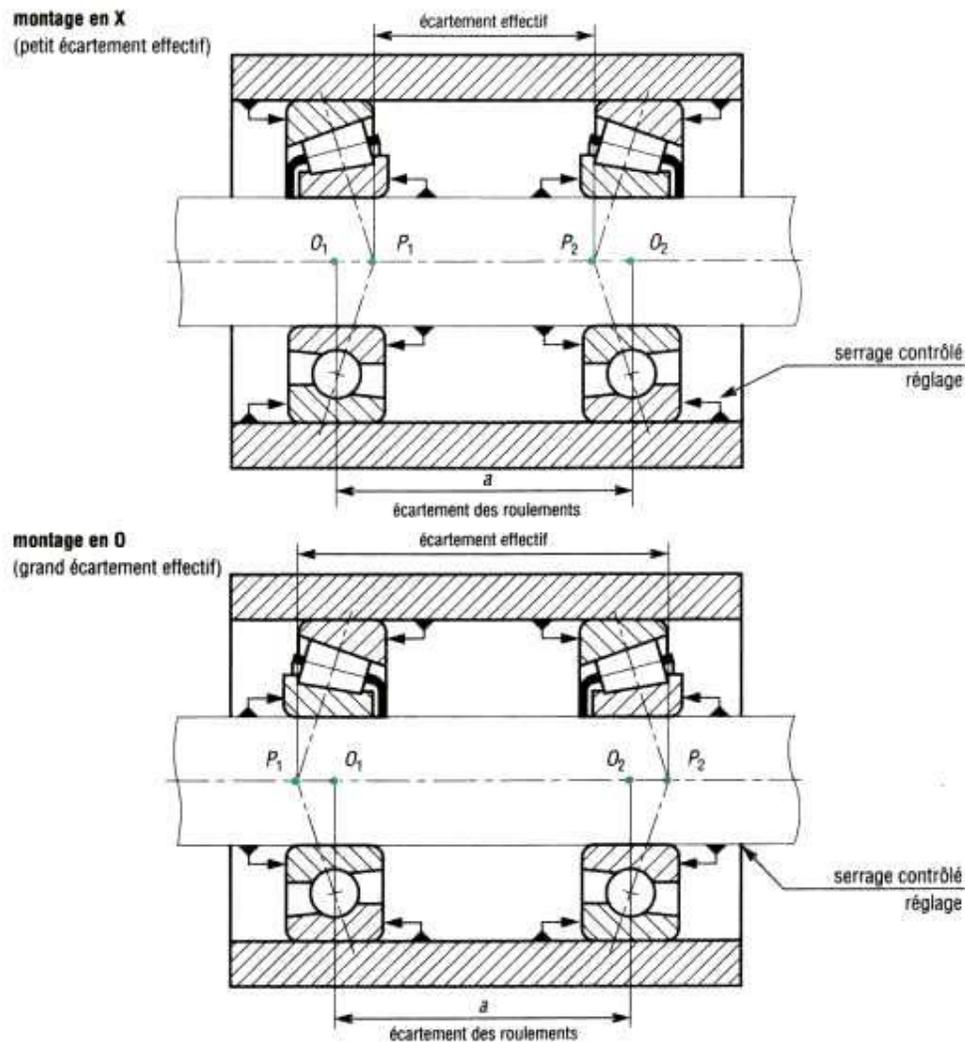
Conditions		Charge.	Tol. Sur L'arbre
Charge sur la bague Extérieure = serrage	La bague extérieure Glisse sur L'arbre	Faible Modérée Forte	h 7 g 6 h 6
Charge sur la bague intérieure =serrage	La bague extérieure glisse dans son logement	Faible modérée forte	J 6 k 6 m 6

c. Tolérances sur les alésages

Conditions		Charge.	Tol. Sur L'alésage
Charge sur la bague Extérieure = serrage	La bague extérieure Glisse sur L'arbre	Faible Modérée Forte	M 7 N 7 P 7
Charge sur la bague intérieure =serrage	La bague extérieure glisse dans son logement	Faible modérée forte	H 8 H 7 J 7

XIII. Montages des roulements à contacts obliques et à rouleaux coniques

Du fait de leur structure particulière, ces roulements doivent être montés par paire et en opposition ; ils travaillent en opposition mutuelle. Les groupements, ou les associations possibles sont indiquées ci-dessous. Particularité : ils exigent des usinages et des réglages précis.



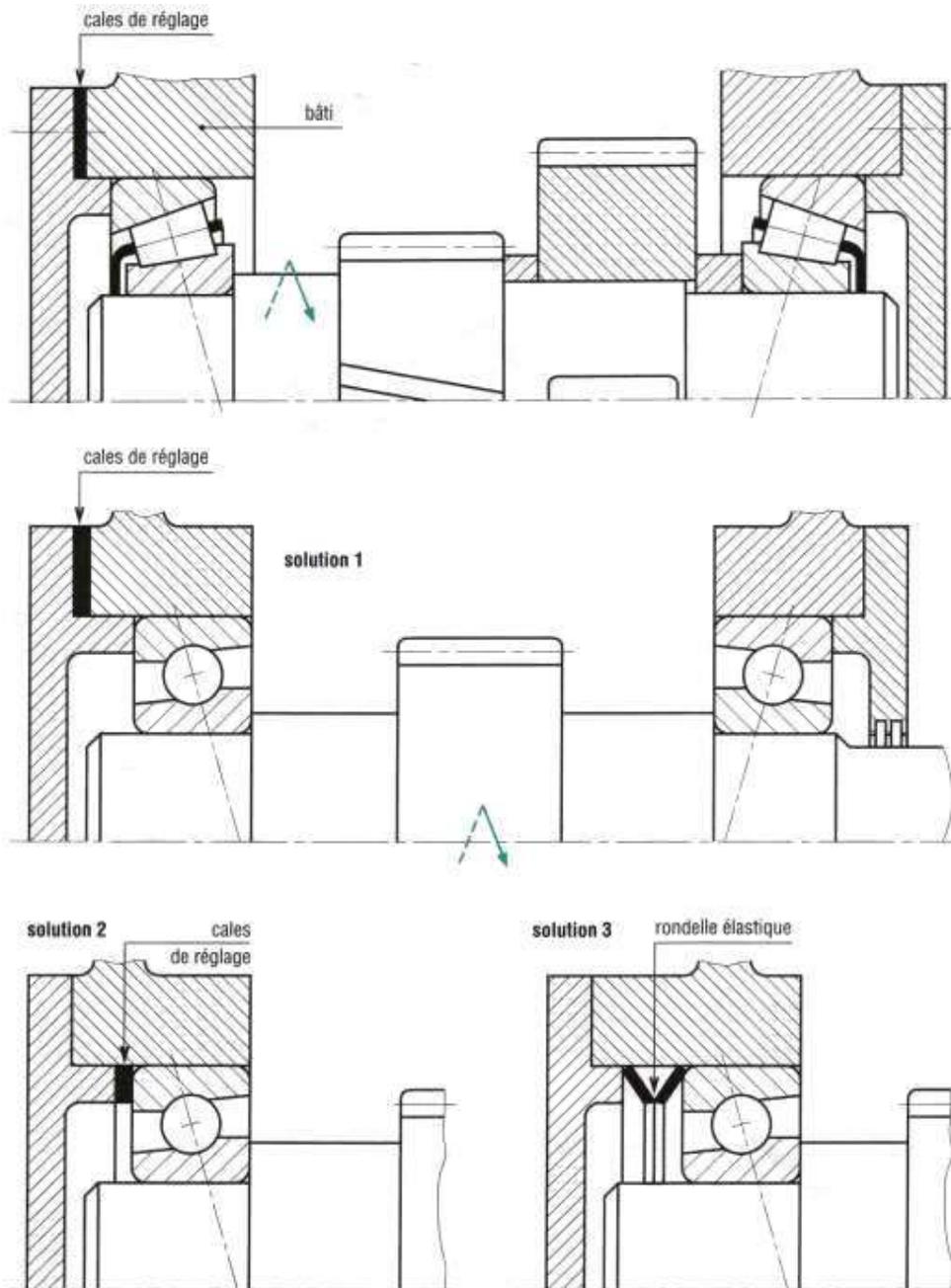
a) montage en X ou montage direct

Ce montage amène les solutions les plus simples et les plus économiques : moins de pièces adjacentes et moins d'usinages.

Le montage en X est à préférer dans le cas des arbres tournants avec organes de transmission (engrenages, etc.) situés entre les roulements. Les bagues intérieures, tournantes par rapport aux charges, sont montées serrées et les bagues extérieures montées glissantes

Le réglage du jeu interne de la liaison est effectuée sur les bagues extérieures. Les dilatations de l'arbre ont tendance à charger un peu plus les roulements et à diminuer le jeu interne.

Exemples: plusieurs possibilités de réglage sont indiquées. Les rondelles élastiques s'utilisent généralement pour des arbres longs avec risques de dilatation ou dans le cas de roulements surdimensionnés insuffisamment chargés.



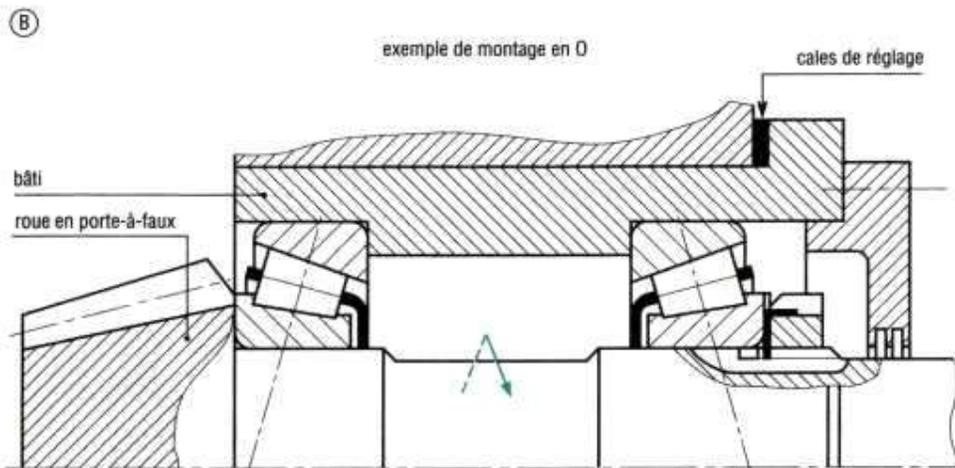
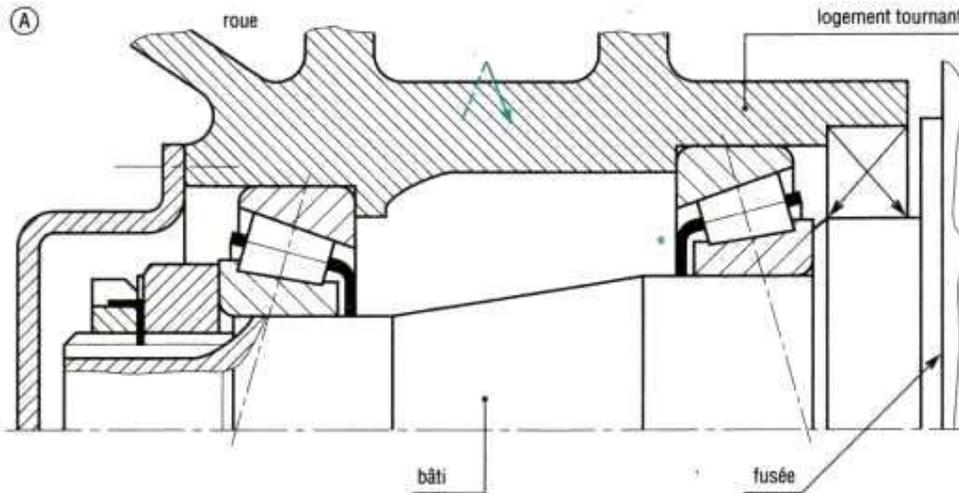
b) Montage indirect ou montage en O

C'est la solution à adopter lorsque la rigidité de l'ensemble de la liaison est recherchée ; on est dans le cas du plus grand écart effectif entre roulements. Le réglage est réalisé sur les bagues intérieures.

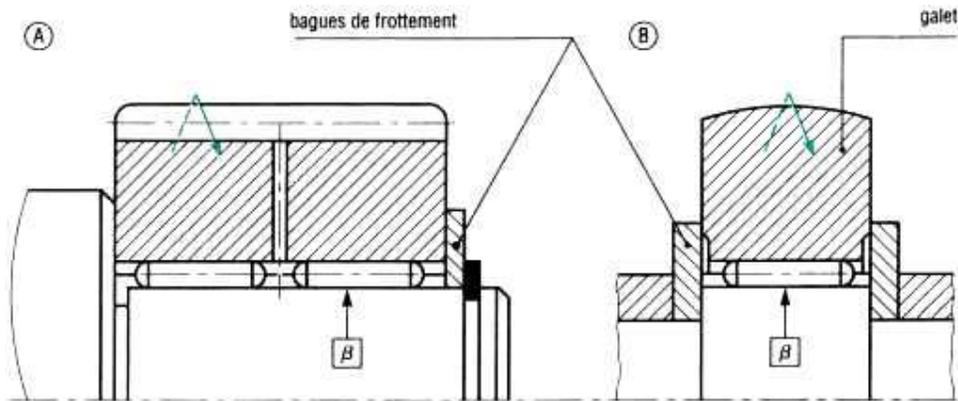
Avec les logements tournants c'est généralement la solution à préférer. les bagues extérieures, tournantes par rapport aux charges, sont montées serrées (exemple A).

Le montage en O s'utilise aussi avec les arbres tournants lorsque les organes transmission sont situés en de hors de la liaison (engrenage en porte à faux , exemple B) . Les bagues intérieures, tournantes par rapport aux charges, sont montées serrées.

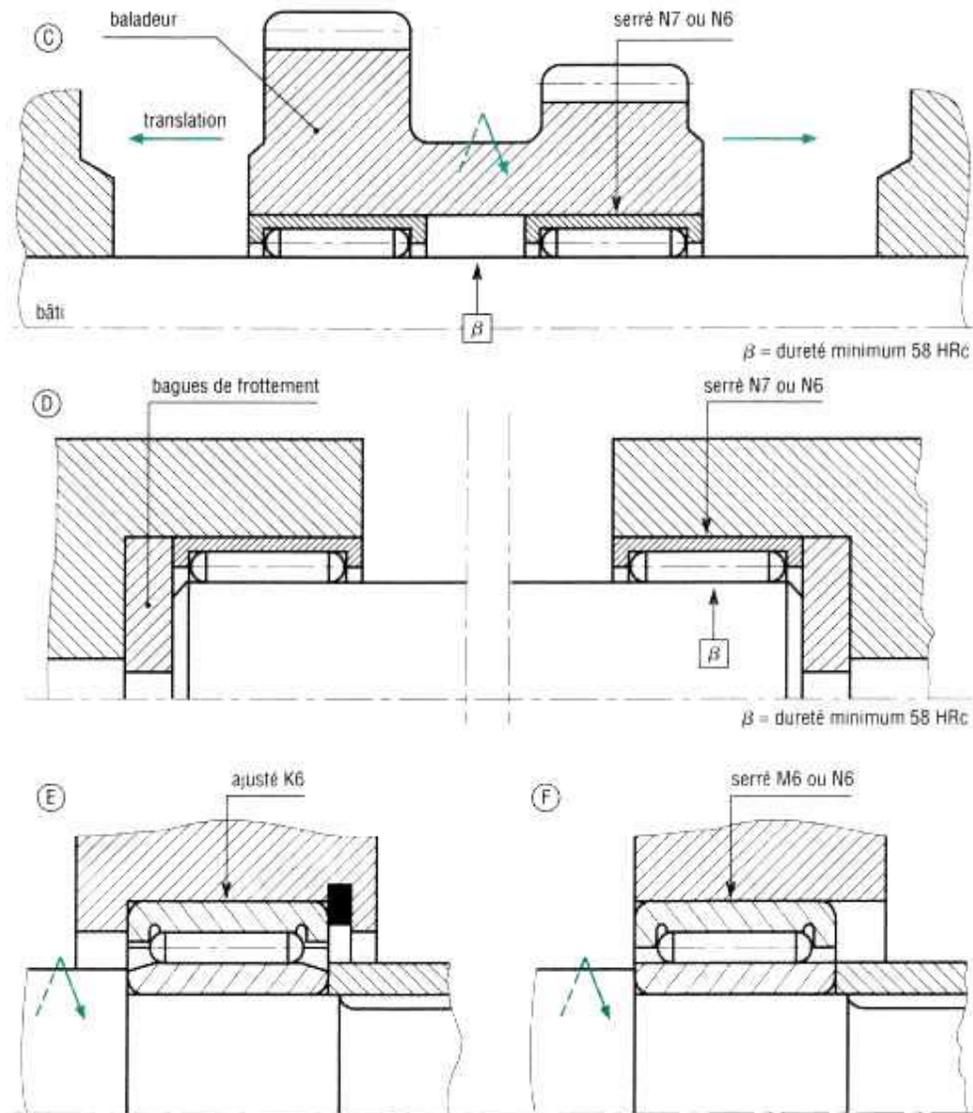
La dilatation de l'arbre a tendance à diminuer les charges sur roulements et à augmenter le jeu interne de la liaison, et inversement s'il y a dilatation du logement.



XIV. Montage des roulements à aiguilles



β = dureté minimum 58 HRc



Les liaisons réalisées à partir de ces seuls roulements ne supportent pas les charges axiales. Celles-ci doivent donc être supportées par un autre dispositif.

Si ces charges sont faibles ou nulles, des rondelles de frottement trempées et rectifiées (exemple A, B et D) sont souvent suffisantes pour assurer le maintien latéral. Si elles sont plus élevées, l'utilisation d'un roulement complémentaire d'un autre type est nécessaire.

a) Douilles à aiguilles (exemples C, D) : dans la plupart des applications, les douilles sont montées serrées (ajustements N7 ou N6) dans leur logement, sans épaulement pour assurer la fixation latérale. Elles peuvent supporter une translation occasionnelle : cas du baladeur de l'exemple C.

b) Roulements à aiguilles : Ils sont soumis aux mêmes règles d'épaulements que les roulements à rouleaux cylindriques. Destinés à supporter des charges radiales

élevées, ils sont souvent épaulés latéralement (Exemple E). Cependant il est fréquent, environ un cas sur trois, avec des charges modérées, que ces roulements soient non épaulés et ajustés avec serrage (M6 ou N6) dans leur logement (exemple F).

Conseils de montage de roulement :

- Pendant le montage du roulement appliquer toujours l'effort sur la bague à ajuster ;
- Utiliser un outillage approprié soit une chasse, un tube ou mieux une douille ;
- Agit par coups légers et éviter que la bague ne s'engage de biais ;
- On monte d'abord la bague en charge, c-à-dir. , celle qui est montée sous serrage ;
- Pour éviter l'encrassement du roulement, ne le sortir de son emballage qu'au moment du montage ;
- Avant montage légèrement huiler les surfaces d'ajustement ;
- Protéger les roulements contre l'introduction d'impuretés aussi après montage ;
- Après montage graisser le roulement, utiliser des graisses spéciales pour roulements.

Exercice d'application :

Evaluation :

Dessin provenant d'un catalogue d'exemples de montage de roulements

Dans le montage du crochet de levage représenté ci-contre entrent :

- 2 roulements à 2 rangées de billes à contact oblique, de ø intérieur 20, pour la rotation des 2 pentales.
- 1 butée à billes, de ø extérieur 15, pour la rotation du crochet sans un effort axial important.

Travail demandé :

- 1 - Comment appelle-t-on les zones hautes de la partie inférieure du crochet ?
- 2 - Comment désigne-t-on la représentation repérée C ?
- 3 - Dans quel groupe se classe l'acier 42 CD 4 ?
Peurrer les mentions inutiles!

1	Axe	1	42 CD 4	45X12X145	Tracé IHC 58-00
Rep	Désignation	Nbre	Matériau	Débit	Observations
Echelle	1:1	1	Ø	Temps	Date : 01-04
CROCHET DE LEVAGE					
Dessiné par : 05 ju					
Modif	00		06-04	0	DC 100-00-06/2005 N° 501
Cotation du plan					

A B C D E F G H I J

MECANISMES DE TRANSFORMATION DE MOUVEMENT

A. POULIES ET COURROIES

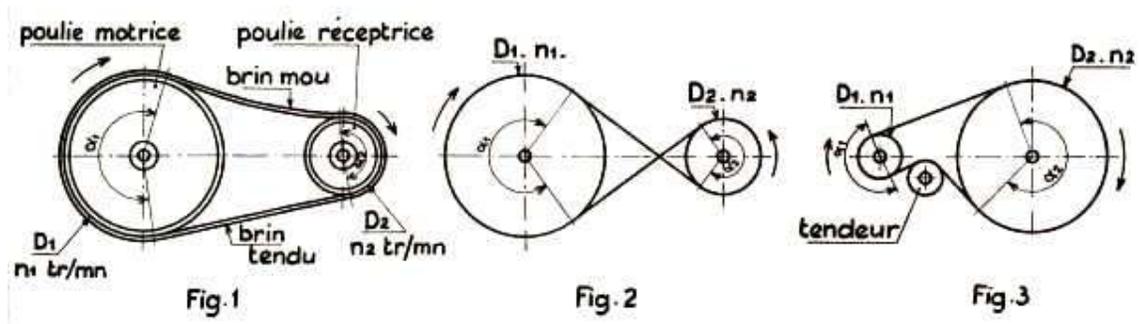
I- Généralités

1. **But** : transmission d'un mouvement circulaire continu entre 2 arbres éloignés l'un de l'autre, avec augmentation ou diminution de la vitesse.
2. **Rapport des vitesses** : il est égal au rapport inverse des diamètres ; mais il y a toujours un léger glissement (2% environ).
3. **Sens de relation** : même sens dans le cas ou les courroies est droite (fig.1) ; sens contraire lorsque la courroie est croisée (fig.2).
4. **Avantages** : souplesse, marche silencieuse, bon rendement (jusqu'à 95%), montage et entretien faciles, frais d'installation peu élevés, long durée, etc.

II- Conditions de fonctionnements

C'est l'adhérence entre la courroie et les poulies qui détermine leur entraînement mutuels ; or, l'adhérence est fonction :

1. **De la tension initiale des courroies** ; la courroie doit être tendue au montage, cette tension peut être obtenue par l'emploi d'un enrouleur de courroie (fig.3).
2. **Du coefficient de frottement entre la poulie et la courroie** ; d'où l'emploi de matières donnant un coefficient de frottement élevé : poulies en bois ou en fonte, courroies en cuir ou en caoutchouc.
3. **Du degré de poli de la jante de la poulie** : un bon poli améliore l'adhérence.
4. **De l'angle d'enroulement α** (fig. 1,2, et 3) ; cet angle dépend de la distance des axes et de la grandeur relative des poulies. On augmente l'arc d'enroulement en plaçant le brin mou en haut (fig.1) lorsque le rapport des vitesses est élevé, il est recommandé d'utiliser un tendeur ou enrouleur de courroie, placé sur le brin mou (fig.3).
5. **De la vitesse linéaire de la courroie** : lorsque la vitesse est élevée la force centrifuge tend à décoller la courroie de la poulie, ce qui diminue l'adhérence ; la vitesse linéaire est généralement comprise entre 15 et 25 m/s .



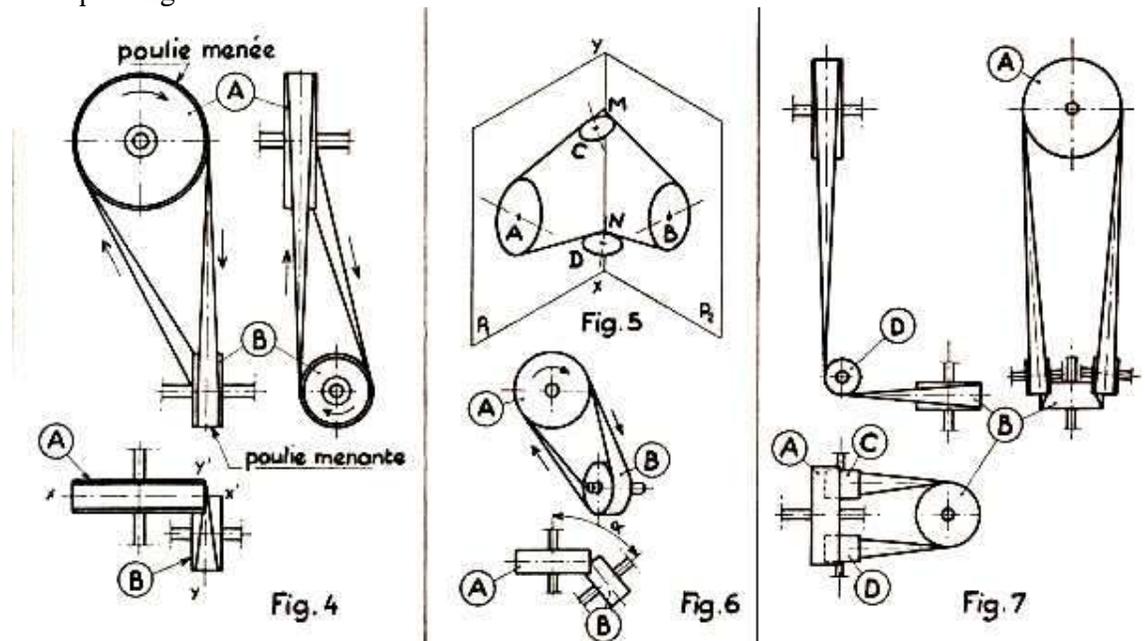
III- Dispositions des courroies

1. **Arbres parallèles** : courroie droite (fig.1) ou croisée (fig.2).

2. Arbres non situés dans le même plan.

a). **Courroie semi-croisée** (fig4 et6) : la courroie se maintient en place à condition que sa ligne médiane quitte chaque poulie dans le plan médian de la poulie suivante : cette condition ne peut être réalisée que pour un seul sens de rotation.

b). **Transmission entre deux arbres quelconques.** L'emploi de poulies de renvoi (ou galopins) permet de réaliser la transmission ; elles doivent être placées de telle sorte que la courroie arrive dans le plan médian de chaque poulie ; pour cela, les lignes médianes des brins de courroie doivent se couper dans l'intersection XY des plans médians P1 et P2 des poulies (fig.5) ; exemple : figure 7.



IV- Courroies

1. **Conditions à remplir :** souple, bonne adhérence, résistance aux efforts d'extension, résistance à la chaleur, au froid, l'humidité.
2. **Matière**
 - a) **Cuir.** Cuir de bœuf ou de buffle, tanné ou chromé, épaisseur : 3 à 7 mm ; largeur 20 à 500 mm ; résistance pratique 20 à 40 da N/cm² ; Coefficient de frottement sur poulie en fonte : 0,15 à 0,30. les bandes, de 1.20m de longueur, sont collées ou cousues.
 - b) **Cotton.** Epaisseur variable par superposition de plusieurs couches de tissu ; grandes largeurs ; grande longueur sans jonction. Courroies souples, peu coûteuses, mais qui varient de longueur sous l'influence d'humidité.
 - c) **Balata.** Tissu de Cotton imprégné de résine ces courroies sont insensibles à l'humidité, mais sensibles à la chaleur.

d) **Poil de chameau.** Tissu de Cotton et de poil de chameau ; résiste bien la chaleur, a l'humidité, aux vapeurs acides.

e) **Caoutchouc.** Tissu de Cotton imprégné de caoutchouc ; courroies souples ; bonne adhérence, insensible a l'humidité.

3. Section

a) **Courroie plate,** simple (fig.8), double (fig.9) ou triple ; les différentes épaisseurs sont cousues ; placer le cote chair sur la poulie.

b) **Courroies de cuir sur champ** (Titan) ; elles sont formées de faisceaux de lanières, jointives ou espacées (fig. 10 et 11), rivées l'une sur l'autre. D'où augmentation de l'adhérence ($f = 0,3$ à $0,5$), de la souplesse, de l'épaisseur ; suppression du matelas d'air entre courroie et poulie.

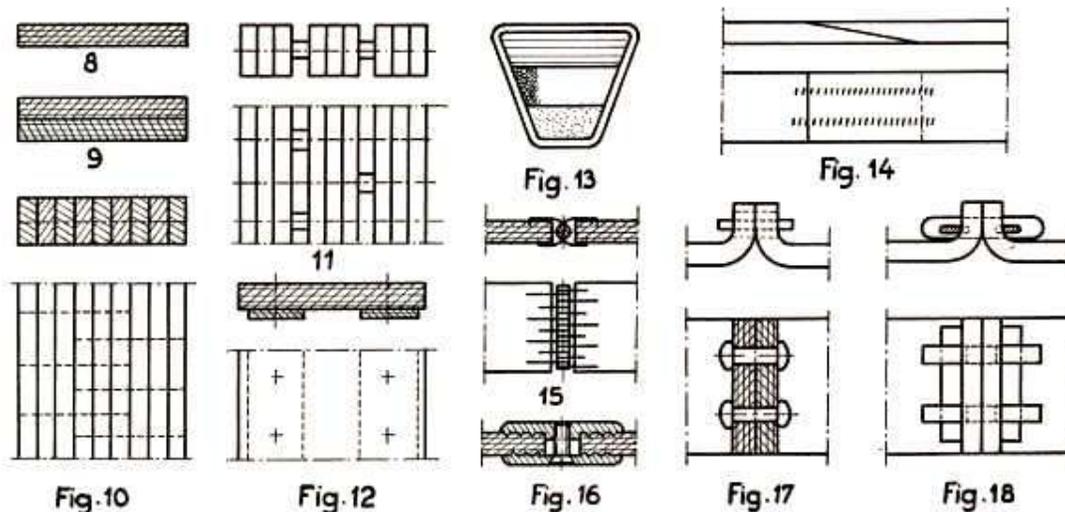
c) **Courroies de cuir avec bandes de cuir chromé** (pieuvre, panthère). Augmentation de l'adhérence (fig. 12).

d) **Courroies trapézoïdales** (fig. 13) : courroies sans fin constituées par une âme en caoutchouc et fil caoutchouté est enveloppée dans une toile caoutchoutée. Transmission souple ; grande adhérence ($f = 0,5$ à $0,6$) ; rendement élevé ; Possibilité d'employer des poulies de faible diamètre (rapport de diamètre jusqu'à $12/1$) ; possibilité de placer plusieurs courroies cote à cote sur une poulie pour transmettre une puissance importante.

4. Jonction des courroies

Joint non démontable : collage, couture (fig. 14), rivure.

Joint démontable : emploi d'agrafes spéciales (fig.. 15 à 18).



V- Poulies pour courroies

Les poulies doivent être aussi légères que possible, être bien équilibrées, se monter et se démonter facilement, être de construction économique ; on les fait en fonte, en acier ou en bois. La fixation sur l'arbre peut se faire par emmanchement force, par clavetage, par pinçage pour les poulies en 2 pièces ; l'emmanchement est cylindrique ou conique . Une poulie comporte 3 parties : le moyeu, la jante et les bras (fig.1).

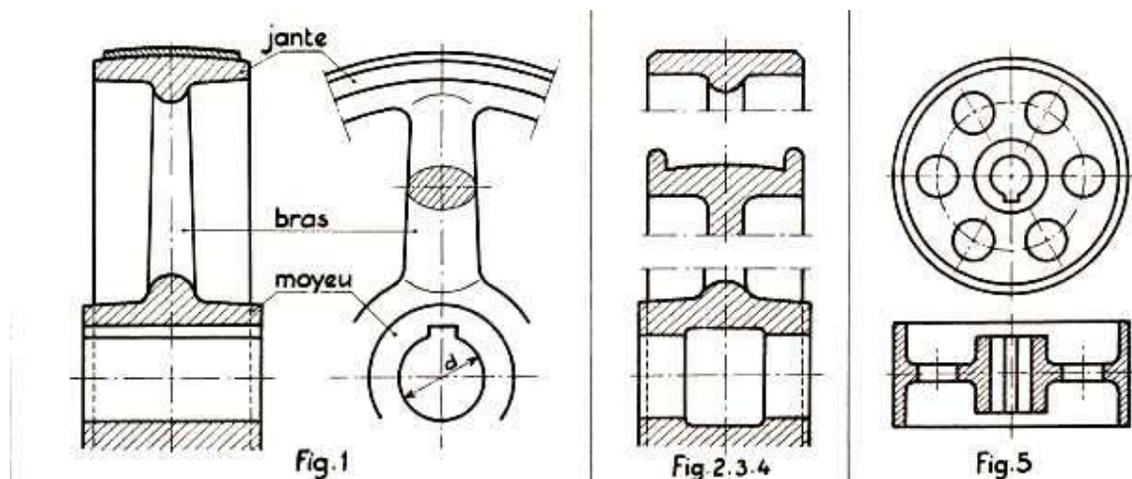
1. Poulies en fonte en une pièce. Les poulies en fonte sont lourdes et supportent mal les

grandes vitesses de rotation ; le montage des poulies en une pièce est difficile, sauf en bout d'arbre. La jante doit être aussi mince que possible ; un léger bombé facilite le maintien de la courroie en place (fig.3). la largeur de la jante doit être légèrement supérieur a celle de la courroie (fig. 1).

Le **moyeu** est alèse au diamètre de l'arbre ; les moyeux longs présentent un évidement ou chambrage venu de fonderie (fig. 4).

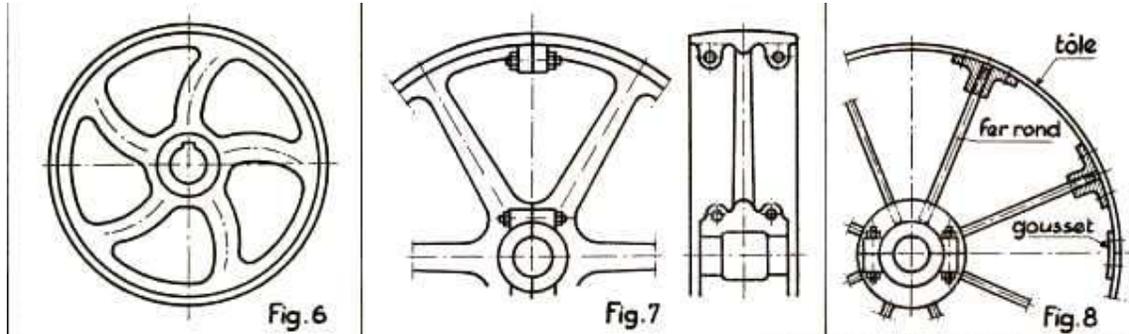
Les **bras** sont au nombre 4, 5, 6, 8 suivant les dimensions de la poulie ; leur section est elliptique (fig.1) ou en croix, décroissante du moyeu vers la jante ; ils sont droits ou courbes (fig.6), les ras courbes facilitant le retrait de la fonte lors du refroidissement, après moulage ; la liaison des bras ou moyeu et a la jante est renforcée par un bourrelet a section demi-circulaire (fig.1).

Sur les poulies de faible diamètre, les bras sont remplacés par une cloison mince, appelée toile, souvent évidée par des trous (fig. 5). Les surfaces brutes de la poulie : intérieur de la jante, extérieur du moyeu et bras, doivent présenter de la dépouille et être raccordées par des congés.

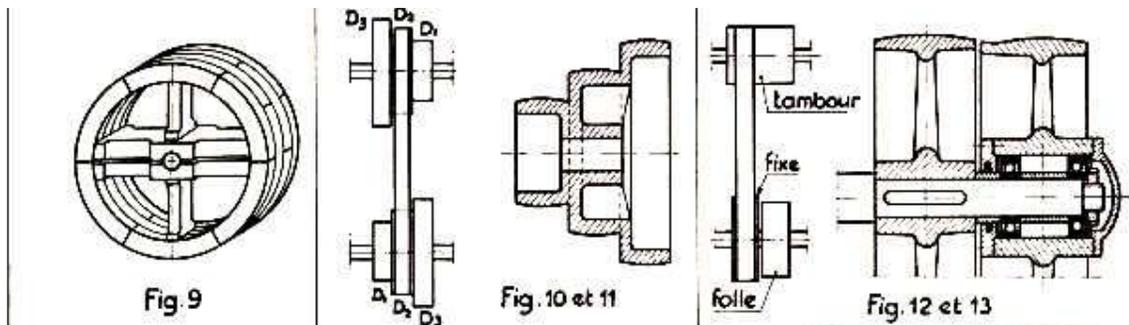


2. Poulies en fonte en 2 pièces. Ces poulies présentent l'avantage de se monter facilement en un point quelconque de l'arbre. Les 2 parties sont moulées et usinées ensemble ; leur assemblage se fait par boulons (fog.7). la fixation sur l'arbre s'effectue par pinçage, avec clavette de sécurité.

3. **Poulies en acier.** Elles sont plus légères et plus résistantes que les poulies en fonte et permettent une vitesse de rotation plus élevée. La jante est en tôle, le moyeu est en fonte, les bras en fer rond ou en profilé, exemple figure 8, le moyeu en fente, les bras pris dans le moyeu lors du moulage, et fixes sur la jante par rivets.

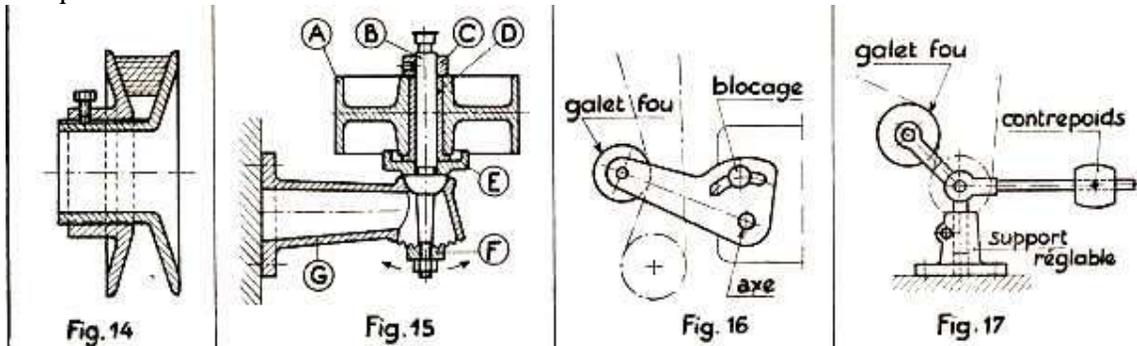


4. **Poulies en bois** (fig.9). Elles sont très légères et d'un pris de revient peu élevé ; elles se font toujours 2 pièces.
5. **Poulies étagées ou poulies- cônes** (fig. 10 et 11). La jante comporte plusieurs étages, dont les diamètres sont souvent en progression arithmétique ; associée avec une poulie identique placée en sens inverse, ce dispositif permet d'obtenir plusieurs vitesse, par déplacement de la courroie. Emploi fréquent sur les machines-outils : tours, perceuses, fraiseuses, etc.
6. **Poulies folles.** Ce sont des poulies qui tournent librement sur l'arbre ; on emploie fréquemment une poulie folle et une poulie fixe accolées (fig. 12) ; par déplacement latéral de la courroie, on réalise l'embrayage ou le débrayage de l'arbre mène. Pour que leur rotation soit libre, on fait les poulies folles très légères et on les monte sur douille en bronze, avec graissage abondant, ou sur roulements a billes (fig. 13) leur diamètre est légèrement inférieur a celui de la poulie fixe voisine, afin que la courroie soit détendue pendant le débrayage. Il faut immobiliser la poulie folle en translation par embases ou bagues fixes sur l'arbre



7. **Poulies pour courroie trapézoïdale.** La jante présente une ou plusieurs gorges trapézoïdales ; elle peut être en 2 parties, ce qui permet de régler la tension de la courroie (fig.14).

8. **Galets de renvoi** (galopins). Leur but est de guider la courroie lorsque les arbres ne sont pas parallèles ; ils comportent une poulie folle tournant autour d'un axe fixe sur un support ; la fixation de l'axe et la forme du support doivent permettre le réglage de la poulie (fig. 15).
9. **Enrouleurs ou tendeurs de courroie**. Leur but est d'augmenter l'arc embrassé par la courroie et d'améliorer l'adhérence ; ils comportent une poulie folle monte sur un levier, articulé ; la tension de la courroie est obtenue soit par blocage du levier articulé (fig. 16), soit par l'action d'un contrepoids (fig. 17) ; les dispositifs utilisés sont très nombreux. L'emploi d'un tendeur permet la transmission entre 2 arbres rapprochés, avec grand rapport de vitesses ; il permet de supprimer la tension initiale de la courroie et de compenser automatiquement les variations de longueur dues à l'humidité
Normalisation des diamètres, des vitesses, de la largeur et du bombement des poulies : voir « aide-mémoire » .



B. Transmission par câble, chaîne, roues de friction

I. Transmission par câble.

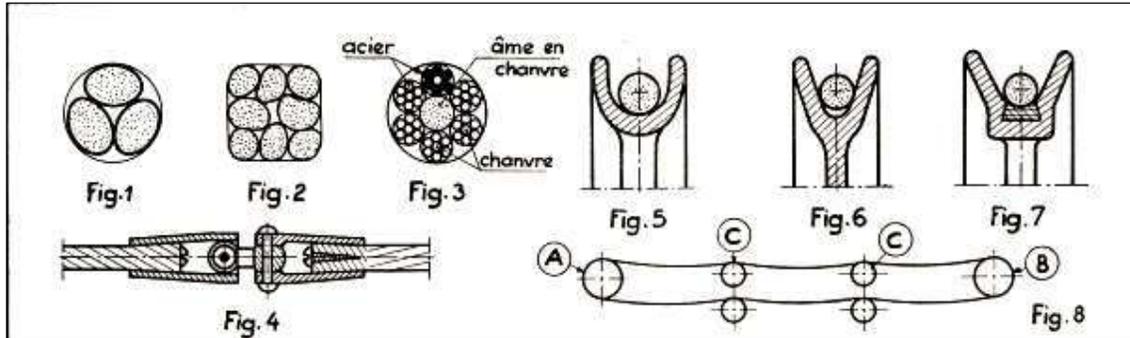
Elle remplace la transmission par courroie lorsque la distance des arbres est supérieure à 15 m ou lorsque la puissance transmise est considérable.

1. **Câbles**. Un câble est constitué par un certain nombre de torons enroulés en hélice ou tressés, chaque toron étant lui-même formé de fils enroulés en hélice.

a) **Câbles textiles** (fig. 1 et 2) ; fils de chanvre ou de coton; leur diamètre varie de 30 à 55 mm, leur charge de **rupture de 18 à 25 da N/cm²**.

b) **Câbles métalliques** (fig. 3) : torons de fils d'acier enroulés autour d'une âme en chanvre; leur diamètre varie de 5 à 30 mm, leur charge de rupture de 80 à 150 daN/mm².
La jonction des câbles s'effectue par épissures, ou par raccords spéciaux (fig. 4).

2. **Poulies pour câbles**. Une transmission par câble comporte une poulie motrice A, une poulie réceptrice B et des poulies porteuses C (fig. 8). Les poulies motrices et réceptrices doivent être de grand diamètre par suite de la raideur des câbles; les poulies porteuses peuvent être de petit diamètre. La jante comporte une ou plusieurs gorges, dans lesquelles se place le câble; les câbles textiles reposent librement dans le fond de la gorge des poulies porteuses (fig. 5), tandis qu'ils doivent se coincer dans la gorge des poulies motrices et réceptrices, afin d'augmenter l'adhérence (fig. 6) ; pour les câbles métalliques, on augmente l'adhérence en garnissant le fond de la gorge d'un matelas de bois ou de cuir (fig. 7).



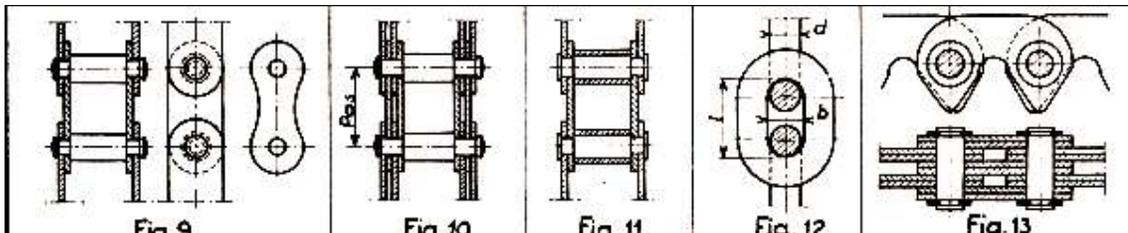
II- Transmission par roues et chaîne.

Les chaînes sont plus résistantes et moins encombrantes que les courroies; la transmission par chaîne donne un rapport de vitesses rigoureux et constant et convient pour la transmission d'efforts importants à de faibles vitesses.

1. Chaînes Galle. Pour les chaînes de levage, elles se font à 1, 2, 3 ou 4 mailles (fig. 9 et 10) ; pour les chaînes de transmission, elles se font à simple maille et comportent des rouleaux entourant les axes (fig. 11). Ces chaînes sont normalisées, ainsi que les roues correspondantes (voir « Aide-Mémoire »).

2. Chaînes calibrées (fig. 12) : Ces chaînes, à maillons soudés, s'emploient dans les appareils de levage, pour de fortes charges et de faibles vitesses; deux séries sont normalisées: à maillons courts et à maillons longs (voir « Aide-Mémoire »).

3. Chaînes silencieuses (fig. 13) : L'engrènement avec la roue s'effectue par les lames et non par les axes; ces chaînes conviennent pour les transmissions à grande vitesse.



4. Roues pour chaînes. Les roues pour chaînes Galle comportent des dents comme les engrenages; la figure 14 indique le tracé. La commande des chaînes calibrées s'effectue par des roues à empreintes appelées noix (fig. 15) ; les poulies de renvoi et tambours de treuils comportent des rainures dans lesquelles se loge la chaîne (fig. 16 et 17). Les roues pour chaînes silencieuses comportent des dents de forme particulière (fig. 18).

I. Transmission par roues de friction.

1. Généralités. Les roues de friction permettent la transmission d'un mouvement circulaire continu entre 2 arbres parallèles ou concourants; le rapport des vitesses est égal au rapport inverse des diamètres; les 2 roues tournent en sens contraire. L'entraînement se faisant par adhérence entre les 2 roues il faudra les serrer fortement l'une contre l'autre et choisir des matériaux donnant un coefficient de frottement important.

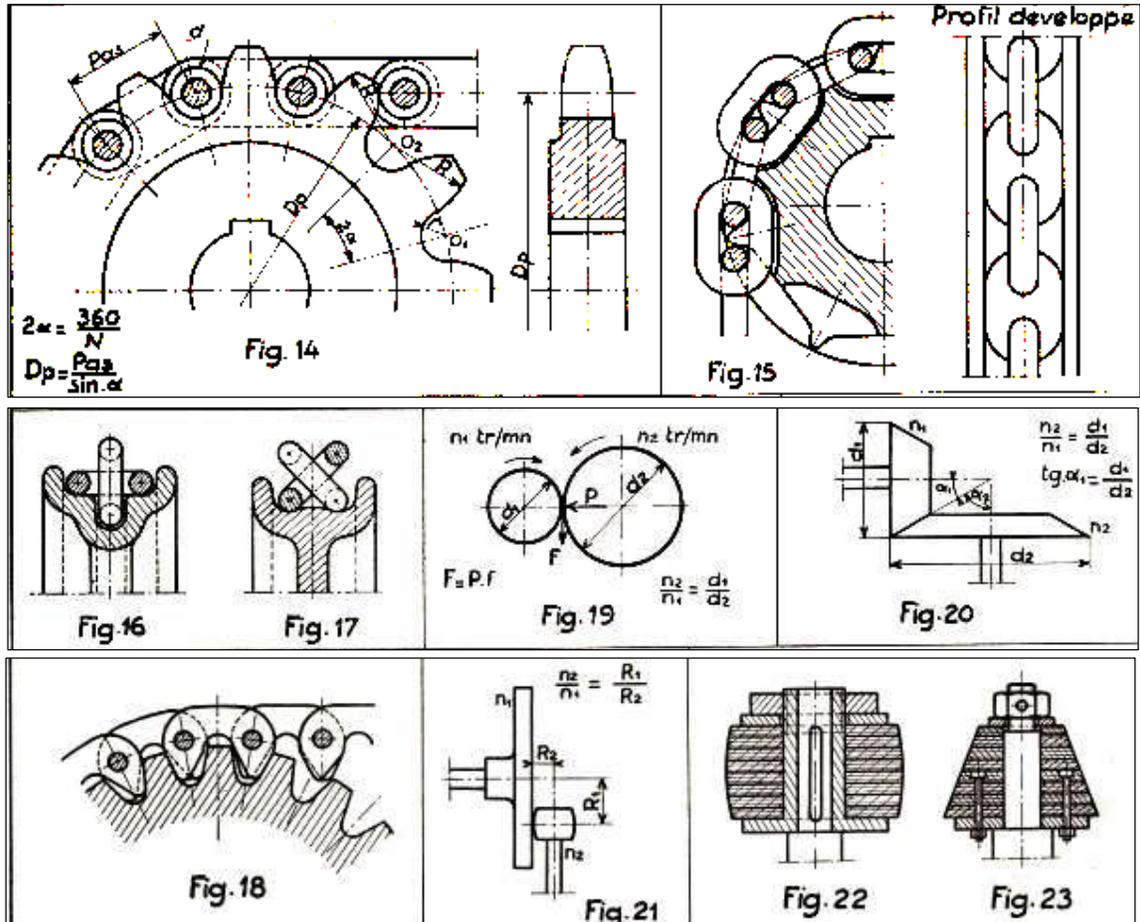
2. Construction.

La plus petite des 2 roues se fait souvent avec garniture de bois, cuir, papier comprimé ou férodo ; la jante doit être large, afin que la pression unitaire ne soit pas trop élevée ; la grande roue est généralement en fonte ; le coefficient de frottement vraie de 0,25 à 0,40. la forme des roues dépend de la disposition des arbres .

a) Arbres parallèles: roues cylindriques (fig. 19).

- b) Arbres concourants : la transmission peut se faire par cônes de friction (fig. 20) ou par plateau et galet (fig. 21) ; cette deuxième disposition permet de faire varier facilement le rapport des vitesses, par variation du rayon R_1 .
Les figures 22 et 23 montrent la construction de galets cylindriques et coniques.

3. Emploi. Les roues de friction donnent un entraînement progressif; leur emploi permet d'éviter les à-coups dans la transmission; en cas de surcharge accidentelle, il y a glissement relatif des roues ; mais l'effort normal de serrage des roues entraîne une grande fatigue des paliers ; d'où leur emploi pour la transmission de faibles efforts à grande vitesse de rotation, ou pour la réalisation de transmissions à rapport de vitesse variable (variateurs). Le rapport des vitesses n'est pas constant, car il se produit toujours un glissement entre les roues; d'où leur remplacement par des engrenages lorsqu'on veut obtenir un rapport de vitesses constant.



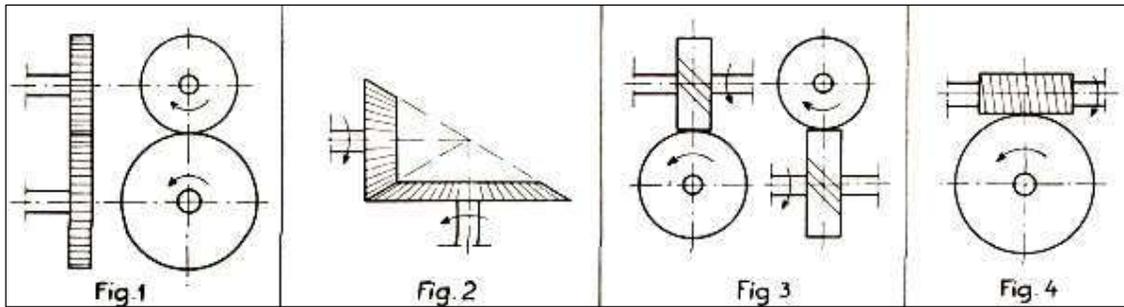
C - Transmission par engrenages

But: transmission d'un mouvement circulaire continu entre 2 arbres rapprochés; l'adjonction de dents aux roues de friction évite tout glissement et donne un rapport de vitesses rigoureux et constant.

Rapport des vitesses: il est égal au rapport inverse des nombres de dents.

Classification :

1. Arbres parallèles: engrenages cylindriques, droits ou hélicoïdaux (fig. 1).
2. Arbres concourants : engrenages coniques (fig. 2).
3. Arbres non situés dans le même plan: engrenages hélicoïdaux (fig. 3) ; roue et vis sans fin (fig. 4).



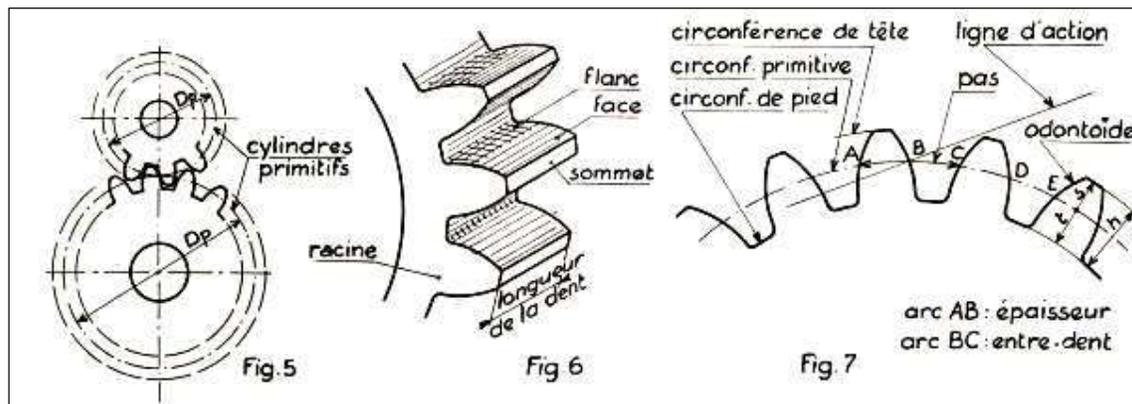
* ENGRENAGES CYLINDRIQUES DROITS I.

I-Définitions (fig. 5-6-7).

Diamètres primitifs: diamètres des roues de friction donnant le même rapport de vitesses; les cylindres primitifs de deux roues en prise sont tangents l'un à l'autre.

Diamètre de tête: diamètre de la circonférence passant par le sommet des dents.

Diamètre de pied: diamètre de la circonférence passant par la base des dents.



II. Conditions à réaliser.

1. Transmission sans choc ni coincement, avec frottement aussi réduit que possible.
2. Rapport des vitesses constant et égal au rapport inverse des diamètres primitifs.
3. A chaque instant, il doit y avoir au moins une dent d'une roue en contact avec une dent de l'autre roue.
4. Le système doit être réversible, chaque roue pouvant commander l'autre et dans les 2 sens.

III. Normalisation des engrenages.

1. Ligne d'action (fig. 9) : c'est une droite faisant avec la tangente à la circonférence primitive un angle de 20° (angle de pression).

2. Profil des dents (ou odontoïde) : c'est un arc de développante de cercle, obtenu en faisant rouler sans glisser la ligne d'action sur une circonférence fixe, concentrique à la circonférence primitive (fig. 9) ; tracé et propriétés de la développante de cercle: voir figure 8.

3. Modules normalisés: la série des modules normalisés comprend une série principale (en caractères gras), une série secondaire, une série de valeurs exceptionnelles (entre parenthèses) :

0,5- 0,55- **0,6**- 0,7- (0,75) -**0,8**- 0,9- **1**- 1,125- **1,25**- 1,375- **1,5**- 1,75- **2**- 2,25- **2,5**- 2,75- **3**- (3,25) -3,5- (3,75) -**4**- 4,5- **5**- 5,5- **6**- (6,5) -7- **8**- 9- **10**- 11- **12**- 14- **16**- 18- **20**- 22- **25**.

4. Hauteur des dents.

Denture normale: Saillie = module. Creux = 1,25 module.

IV. Propriétés et avantages des engrenages à développante.

1. La poussée de la dent menant sur la dent menée s'effectue suivant la ligne d'action; la direction de cet effort est donc constante.

2. L'épaisseur des dents augmente du sommet à la base, ce qui augmente leur résistance et facilite le fraisage; de plus, l'angle de pression de 20° donne des dents épaisses à la base.

3. Deux roues de même module engrènent entre elles, quel que soit leur nombre de dents, à partir d'un minimum (10 dents environ).

4. Une légère variation de la distance d'axes des roues ne nuit pas à une bonne transmission de mouvement et ne modifie pas le rapport des vitesses.

5. Le profil correspondant de la crémaillère est rectiligne, ce qui en facilite le taillage.

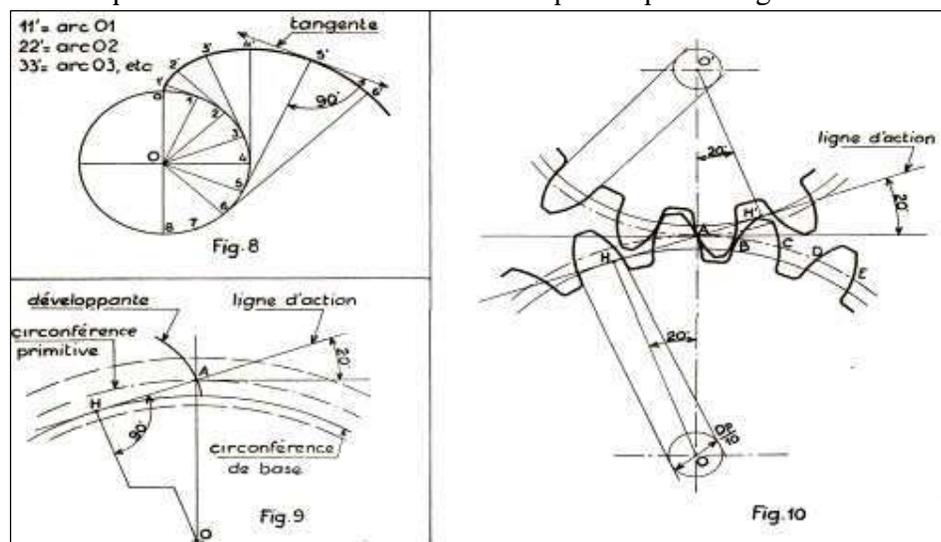
6. La même fraise peut tailler des roues de même module et de nombres de dents voisins.

V. Tracé du profil des dents.

Tracé exact (fig. 9 et 10) : tracer les circonférences primitives, de tête et de pied, la ligne d'action, les circonférences de centre O et O', tangentes à la ligne d'action, (circonférences de base); faire rouler sans glisser la ligne d'action sur les circonférences de base; on obtient les profils conjugués des dents, tangents en A (arcs de développante).

Tracé approché: remplacer les arcs de développante par des arcs de cercle de centre H, de rayon HA ; porter auparavant des distances AB = BC = CD... = 1/2 pas.

Remarque: lorsque la circonférence de pied est à l'intérieur de la circonférence de base, il est nécessaire de compléter l'arc de développante par un profil auxiliaire: rayon, ou tangente à une circonférence de diamètre égal à 1/10 du diamètre primitif. D'autre part, il faut raccorder le profil avec le fond de l'entre dents par un petit congé.



VI, Calcul des éléments de la denture.

Données: module M et nombre de dents N.

Le module est calculé en fonction de l'effort tangentiel à transmettre, le nombre de dents en fonction du rapport de vitesses à réaliser.

Calcul: nous avons déjà vu que :

Saillie = M. Creux = $1,25 M$ Diamètre primitif $D_p = M \times N$
Pas au primitif = $M \times \pi$

On en déduit les relations suivantes :

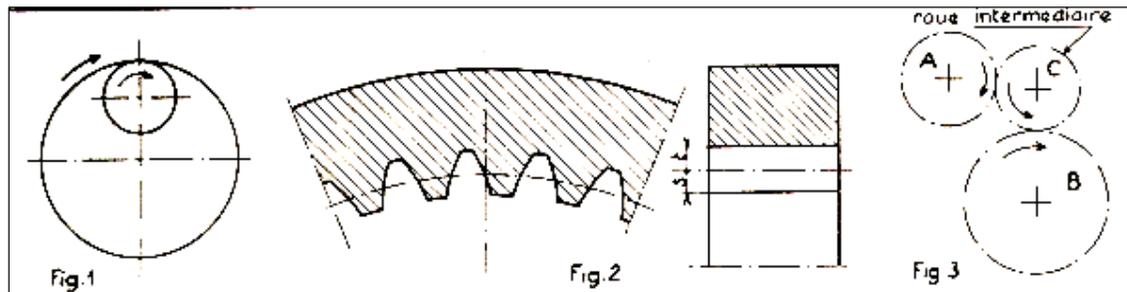
Diamètre de tête = $D_p + 2 M = M (N + 2)$ Diamètre de pied = $D_p - 2,5 M$.

Epaisseur de la dent = demi-pas.

Distances d'axes de 2 roues en prise $(M. N_1 + M. N_2)/2 = M (N_i + N_2)/2$.

VII. Engrenages intérieurs.

Deux roues dentées engrenant ensemble tournent en sens inverse; pour obtenir le même sens de rotation, on peut utiliser 2 roues dentées dont les circonférences



VIII. Crémaillère.

Le mécanisme pignon-crémaillère permet la transformation d'un mouvement circulaire continu en un mouvement rectiligne continu, ou inversement (fig. 4).

Les dents de la crémaillère ont même hauteur et même épaisseur que celles d'une roue de même module; leur profil est rectiligne, lorsque la denture est à développante (fig. 5).

IX. Construction des engrenages.

Matière: fonte, aciers de toutes nuances, bronze, alliages d'aluminium, fibre vulcanisée, cuir vert, etc.

Forme de la roue: pignon plein pour les roues de petit diamètre (fig. 9), roue à toile, souvent percée de trous, pour les roues de diamètre moyen (fig. 6), roue à bras, à section elliptique ou en croix, pour les roues de grand diamètre (fig. 7).

Denture: elle peut rester brute de fonderie, pour les transmissions à faible vitesse, mais les engrenages sont bruyants et le rendement est médiocre. Les roues taillées sont préférables; le procédé le plus courant est le taillage par fraise de forme (fig. 8); la même fraise pouvant être utilisée pour des roues de même module dont les nombres de dents sont voisins, on emploie des séries de 8 ou 15 fraises par module. Le taillage par génération consiste à tailler une roue au moyen d'un outil ayant la forme d'une roue ou d'une crémaillère pouvant engrener avec la roue à faire: d'où le taillage par pignon-outil, par outil-crémaillère, par fraise-mère; la denture obtenue est plus précise que par fraisage. Après taillage, les engrenages peuvent être rectifiés.

X. Représentation des engrenages.

1. Vue de face (fig. 9) : ne pas représenter la denture, sauf cas exceptionnel {extrémité d'un secteur denté ou d'une crémaillère, par exemple); utiliser dans ce cas, de préférence, le trait continu fin. Représenter la roue comme une pièce pleine non dentée, avec adjonction du tracé de la surface primitive en trait mixte fin. Ne pas représenter la surface de pied, sauf cas exceptionnel; utiliser alors le trait continu fin (fig. 4).

Dans le cas de 2 roues en prise, représenter chacune des 2 roues comme si elle était seule, aucune des 2 roues n'étant supposée cachée par l'autre dans la partie en prise (fig. 9).

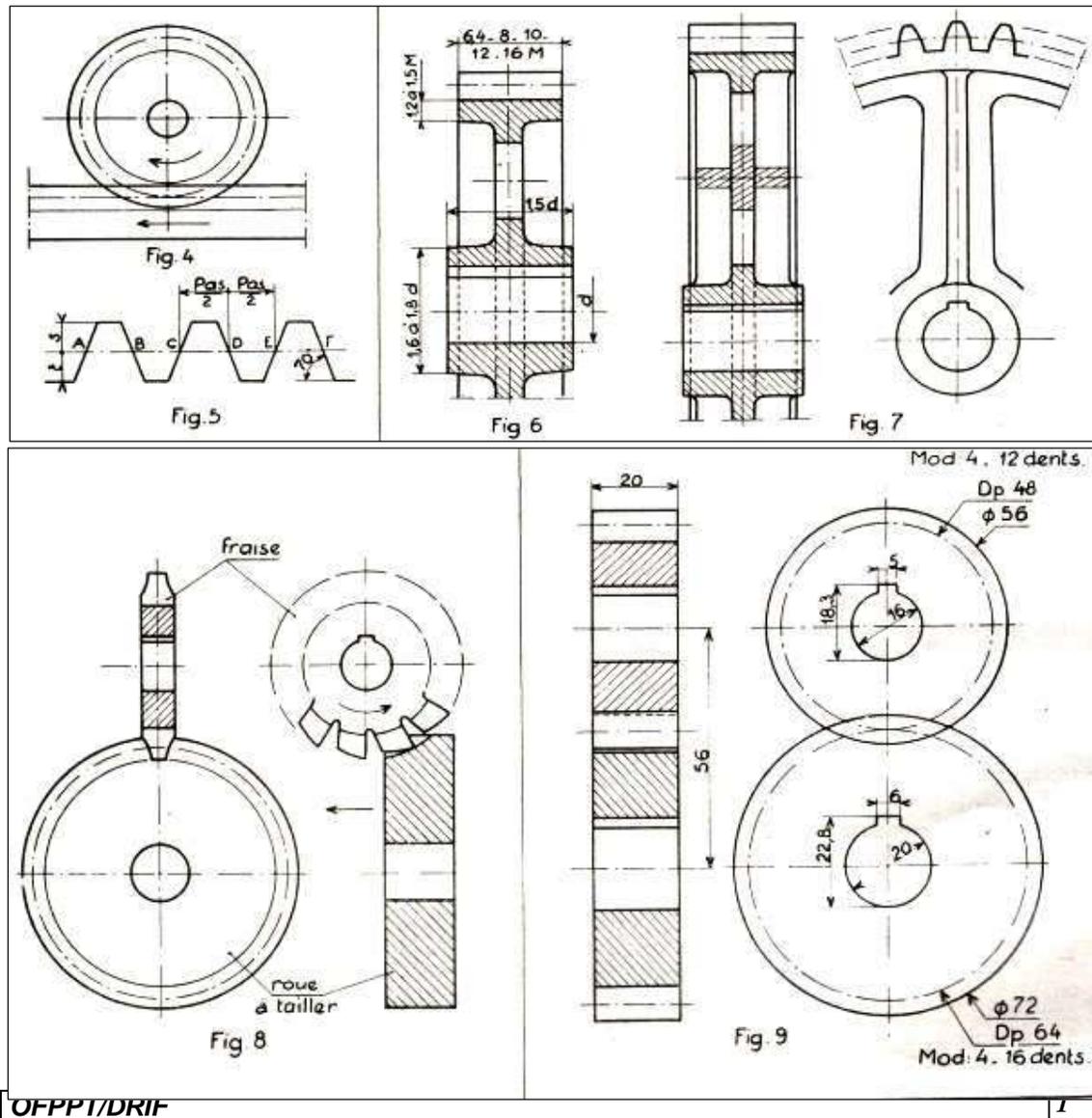
2. Projection parallèle à l'axe. Ne pas représenter la denture; représenter la roue comme une pièce pleine non dentée, avec adjonction du tracé de la surface primitive en trait mixte fin. Ne pas représenter la surface de pied, sauf cas exceptionnel; utiliser alors le trait interrompu court moyen (contour caché).

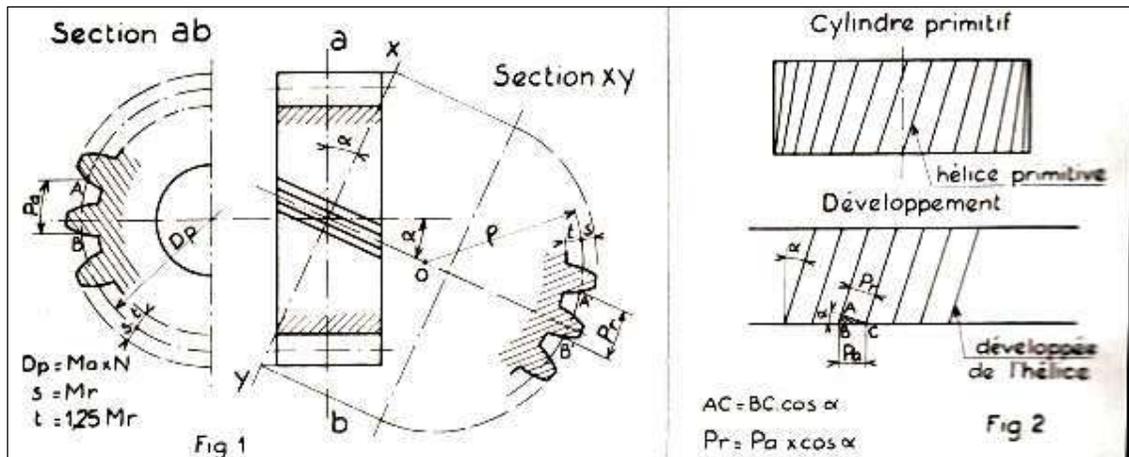
3. Coupe axiale (fig. 9). Faire la coupe comme s'il s'agissait d'une roue ayant 2 dents diamétralement opposées, représentées non coupées; représenter la surface primitive en trait mixte fin. Dans le cas de 2 roues en prise, la dent de l'une des roues, arbitrairement choisie, est supposée cachée par celle de l'autre.

4. Cotation: coter d'une part les dimensions nécessaires à la fabrication de la roue: moyeu, jante, bras; d'autre part les cotes nécessaires au taillage de la denture: module, nombre de dents, diamètre primitif, diamètre de tête.

XI. Emploi.

Les engrenages sont utilisés pour transmettre un effort important entre 2 arbres rapprochés, avec rapport de vitesses constant; les trains de roues dentées sont utilisés dans les réducteurs de vitesse boîtes de vitesses, changements de marche des machines-outils, appareils de levage, automobiles, etc.





* ENGRENAGES HÉLICOÏDAUX

Les engrenages hélicoïdaux permettent la transmission d'un mouvement circulaire continu entre 2 arbres parallèles, orthogonaux, ou même formant un angle quelconque; dans tous les cas, le rapport des vitesses est égal au rapport inverse des nombres de dents.

I. Définitions. Dans les roues hélicoïdales les dents sont enroulées en hélice autour de la jante.

Caractéristiques de l'hélice primitive. L'intersection de la surface active d'une dent par le cylindre primitif est une hélice appelée hélice primitive; elle est caractérisée par: le diamètre du cylindre primitif (diamètre primitif), le sens d'enroulement de cette hélice (à droite ou à gauche), l'inclinaison de l'hélice: c'est l'angle aigu α formé par la tangente à l'hélice avec une génératrice du cylindre primitif (fig. 1).

Profil apparent: c'est celui que l'on voit sur la face de la roue dentée, ou que l'on obtient par une section perpendiculaire à l'axe du cylindre (section ab, fig. 1); le pas au primitif de ce profil est le pas apparent; le module correspondant est le module apparent; celui-ci est égal au quotient du diamètre primitif par le nombre de dents. D'où les relations suivantes :

Diamètre primitif = module apparent X nombre de dents. Pas apparent = module apparent x π .

Profil réel: obtenu en coupant la denture par un plan perpendiculaire à l'hélice primitive (section xy, fig. 1); le pas ou primitif de ce profil est le pas réel; le module correspondant est le module réel, et l'on a: pas réel = module réel x π .

D'outre part, le pas réel étant la projection du pas apparent (fig. 2) on a :

Pas réel = pas apparent x $\cos \alpha$; donc module réel = module apparent x $\cos \alpha$.

II. Calcul des éléments de la denture.

Données: Module réel M_r choisi dans la série des modules normalisés; nombre de dents N ; inclinaison de la denture α ; sens de l'hélice.

Calcul: Calculer le module apparent $M_a = M_r / \cos \alpha$, puis le diamètre primitif $D_p = M_a \times N$. La roue étant taillée avec une fraise ou module réel, on a: saillie = M_r et creux = $1,25 M_r$. D'où diamètre de tête = $D_p + 2 M_r$. Diamètre de pied = $D_p - 2,5 M_r$. Pas de l'hélice (fig. 3) = $\pi D_p \times \cotg \alpha$.

III. Relations entre les éléments de 2 roues en prise.

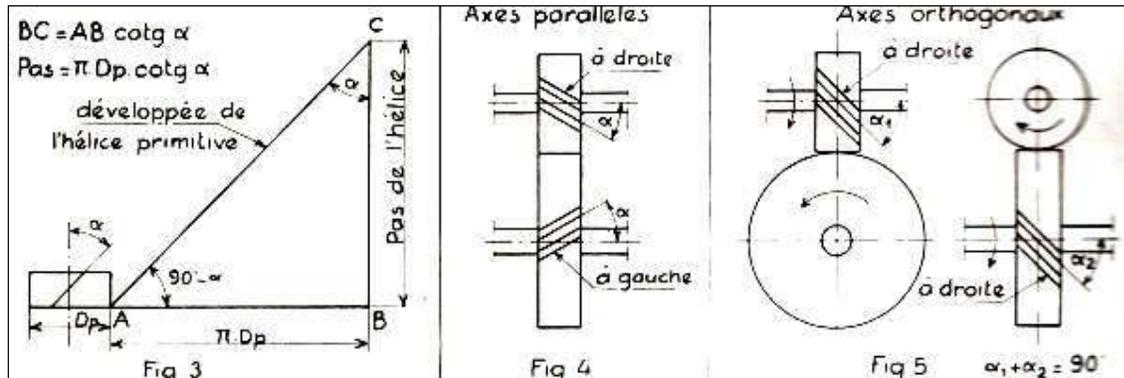
1. Roues à axes parallèles (fig. 4).

Même pas réel, donc même module réel; même inclinaison de la denture; même pas apparent, et même module apparent; hélices de sens contraire.

2. Roues à axes orthogonaux (fig. 5).

Même pas réel, même module réel.

Inclinaisons complémentaires ($\alpha_1 + \alpha_2 = 90^\circ$); le plus souvent, $\alpha_1 = \alpha_2 = 45^\circ$. Pas apparents et modules apparents différents, si α_1 différent de α_2 . Hélices de même sens.



IV. Construction.

La fabrication de ces roues est la même que celle des roues à denture droite. Le taillage de la denture peut se faire avec les mêmes fraises que pour les roues à denture droite; il suffit d'incliner la fraise d'un angle α par rapport à l'axe de la roue et d'imprimer à celle-ci un mouvement hélicoïdal (fig. 6); la fraise doit être choisie en fonction d'un nombre de dents fictif N' tel que $N' = N/\cos^3 \alpha$.

Le taillage peut se faire d'une façon plus précise sur des machines spéciales avec un outil-pignon, un outil-crémaillère ou une fraise-mère.

V. Représentation.

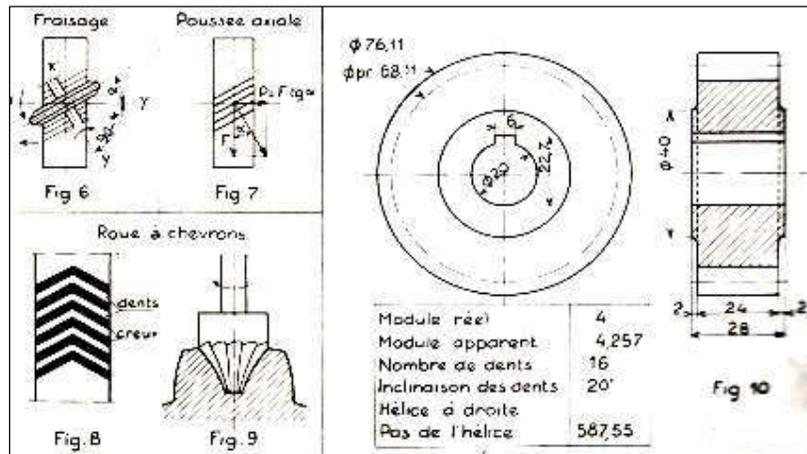
Vues: mêmes conventions que pour les roues à denture droite (fig. 10).

Cotes: coter les diamètres primitifs, diamètres de tête, distance d'axes. Faire un tableau indiquant module réel, module apparent, nombre de dents, inclinaison et sens de l'hélice, pas de l'hélice.

VI. Emploi.

Les engrenages hélicoïdaux à axes parallèles assurent une transmission plus douce, plus régulière, plus silencieuse que les roues à denture droite; leur rendement est très élevé; ils conviennent particulièrement pour les transmissions à grande vitesse; applications: réducteurs de vitesse; boîtes de vitesses silencieuses, etc.

Cependant, la transmission par engrenages hélicoïdaux donne lieu à une poussée axiale $P = F \times \tan \alpha$ (fig. 7); sur les roues à axes parallèles, on peut la réduire en choisissant un angle α faible, inférieur à 20° ; il est cependant nécessaire de prévoir des butées pour absorber cette poussée; on la supprime complètement par l'emploi de roues à chevrons présentant deux dentures de sens contraire (fig. 8); leur taillage s'effectue par fraise de forme travaillant en bout (fig. 9). Sur les roues à axes orthogonaux, la poussée axiale est très importante, ce qui limite leur emploi à la transmission de faibles efforts.



C. ENGRENAGES CONIQUES DROITS

Les engrenages coniques permettent la transmission d'un mouvement circulaire continu entre 2 arbres dont les axes sont concourants ; l'angle des axes peut être quelconque ; nous n'étudierons que le cas le plus simple, dans lequel les 2 axes sont perpendiculaires. Dans tous les cas, le rapport des vitesses est égal au rapport inverse des nombres de dents .

I. Définitions.

Les engrenages coniques dérivent de roues de friction coniques par adjonction de dents; ces cônes, qui donneraient le même rapport de vitesses, sont appelés cônes primitifs (fig. 1) ; chacun de ces cônes est caractérisé par le diamètre primitif D_p (diamètre de la grande base du cône), l'angle primitif α . (demi-angle au sommet du cône primitif), la longueur de génératrice L ; la portion de génératrice garnie de dents se nomme longueur de denture I .

On appelle cône complémentaire le cône $S'AB$ ayant même base que le cône primitif et dont les génératrices $S'A$ et $S'B$ sont perpendiculaires aux génératrices SA et SB du cône primitif; son demi-angle au sommet vaut $90^\circ - \alpha$.

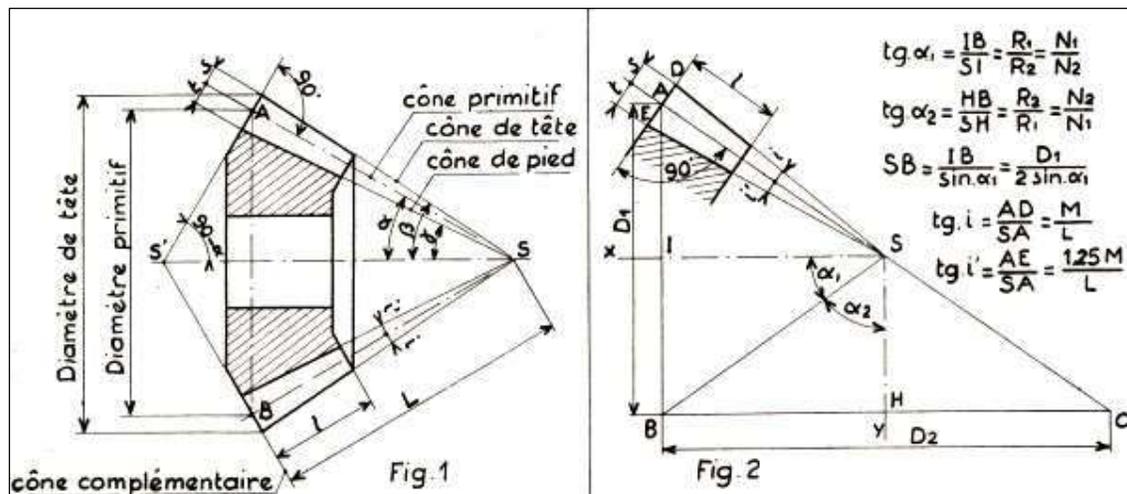
On appelle cône de tête le cône passant par le sommet des dents; son demi-angle au sommet est l'angle de tête β ; le diamètre de sa base est le diamètre de tête D .

On appelle cône de pied le cône passant par le fond des entre dents; son demi-angle au sommet est l'angle de pied γ .

Le module M est le quotient du diamètre primitif par le nombre de dents; il est choisi dans la série des modules normalisés .

La saillie s est mesurée sur la génératrice du cône complémentaire; elle est égale au module comme dans les engrenages cylindriques; l'angle de saillie i est la différence entre l'angle de tête et l'angle primitif.

Le creux i' est égal à $1,25 M$; l'angle de creux i' est la différence entre l'angle primitif et l'angle de pied



II. Calcul des éléments de la denture.

Données. -Module M, calculé en fonction de l'effort à transmettre; nombres de dents N_1 , et N_2 , calculés en fonction du rapport des vitesses; longueur de denture commune I.

Calcul. -Diamètres primitifs. $D_1 = M \times N_1$, et $D_2 = M \times N_2$

Angles primitifs dans le triangle rectangle SJB (fig. 2), on a.
 $\text{tg } \alpha_1 = IB/SI = R_1/R_2 = D_1/D_2 = MN_1/MN_2 = N_1/N_2$.

On a de même. $\text{tg } \alpha_2 = N_2/N_1$ et $\alpha_1 + \alpha_2 = 90^\circ$.

Longueur de génératrice. $SB = IB/\text{Sin}\alpha_1$, $= D_1/2 \text{ Sin}\alpha_1$, Saillie $s = M$

Creux $t = 1,25 M$ Hauteur = $2,25 M$ Angle de saillie. $\text{tg } i = M/L$.

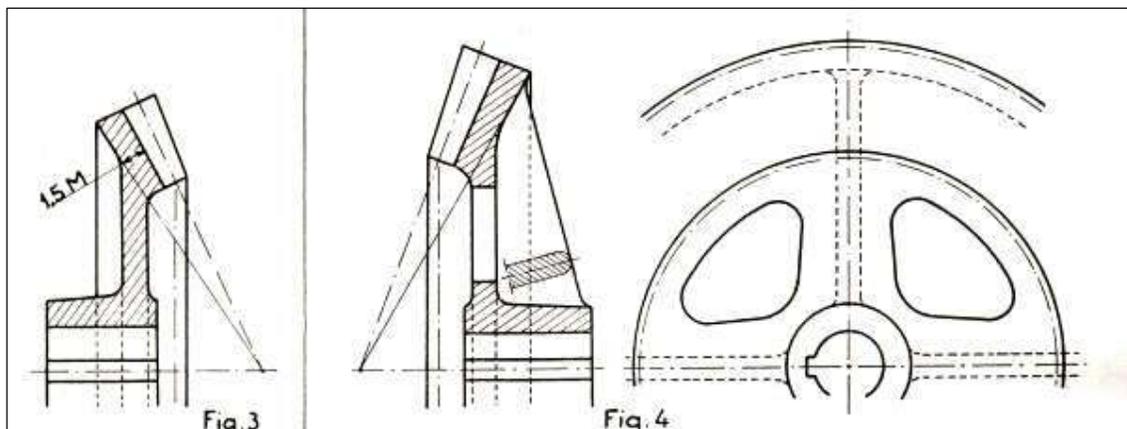
Angle de creux. $\text{tg } i' = 1,25 M/L$ Angle de tête: $\beta = \alpha + i$.

III. Construction.

Matériaux : les mêmes que pour les engrenages cylindriques.

Formes : pignon plein, roue évidée à toile ou à bras (fig. 3 et 4)

Taillage de la denture : le taillage à la fraise de forme donne un profil très imparfait; seules les machines spéciales à taillage par génération donnent un profil correct.



IV. Dessin.

1. Tracé de la denture. Tracer les axes; calculer les diamètres primitifs; porter les rayons primitifs de part et d'autre des axes, afin de déterminer les points A, B, C (fig. 2); tracer les génératrices SA, SB, SC, puis les génératrices des cônes complémentaires; porter la saillie AD, le creux AE, joindre SD, SE, faire de même sur les autres génératrices; porter la longueur de denture.

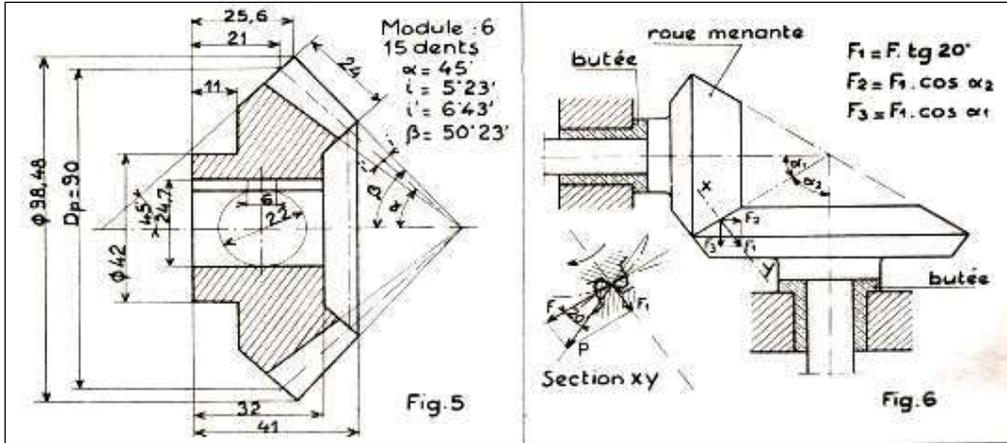
2. Cotation (fig. 5)

a) Porter les cotes nécessaires à la fabrication de la pièce brute et au tournage de la roue avant taillage.

c) Porter les cotes des éléments de la denture, nécessaires au taillage; ces cotes varient suivant la méthode de taillage employée, mais on indique généralement le module, le nombre de dents, les diamètres primitifs et de tête, la longueur de denture, l'angle primitif, les angles de saillie et de creux, l'angle de tête. Ces cotes peuvent être indiquées dans un tableau. Exemple figure 5.

V. Emploi.

Les engrenages coniques de même module ne sont pas interchangeables comme les engrenages cylindriques droits; une roue ne peut être utilisée qu'avec la roue avec laquelle elle a été tracée. La transmission par engrenages coniques donne lieu à une poussée axiale nécessitant l'emploi de butées (fig. 6). Les engrenages coniques sont bruyants; on y remédie par l'emploi d'engrenages à denture spirale.



*** ROUE ET VIS SANS FIN**

Le système roue-vis sans fin se compose d'une vis à un ou plusieurs filets engrenant avec les dents d'une roue; les axes de la vis et de la roue sont orthogonaux. Pour que l'engrènement soit possible, les dents de la roue doivent avoir la même inclinaison que les filets de la vis; la roue est donc à denture hélicoïdale. La vis tourne sur elle-même sans avancer, d'où son nom de vis sans fin ; si la vis comporte n filets, et la roue N dents, le rapport des vitesses est égal à n/N.

I. Définitions.

1. Vis. La section génératrice est trapézoïdale; le profil réel, obtenu en coupant la vis par un plan perpendiculaire à l'hélice primitive (section xy, fig. 1), est une crémaillère dont le module et le pas sont le module réel et le pas réel.

Une section par un plan contenant l'axe de la vis (section génératrice) est une crémaillère dont le pas et le module sont le module oblique et le pas oblique. Le pas de l'hélice de la vis est égal au produit du pas oblique par le nombre de filets.

2. Roue. L'inclinaison de la denture par rapport à l'axe de la roue est égale à l'inclinaison du filet de la vis par rapport à une section droite (angle α , fig. 1). Le sens de l'hélice est le même sur la vis et sur la roue. Le pas réel de la roue est égal au pas réel de la vis; il en est de même pour le module réel. Le pas apparent et le module apparent de la roue sont égaux au pas oblique et au module oblique de la vis.

II. Calcul des éléments de la denture.

Données. Vis: nombre de filets n ; sens de l'hélice; module réel M_r choisi dans la série des modules normalisés; diamètre primitif D_p choisi arbitrairement, de dix à quinze fois le module.

Roue: nombre de dents N.

Calcul: inclinaison du filet de la vis: on a (fig. 2) $\sin \alpha = BD/BA = \text{Pas réel} / \pi D_p = M_r n / D_p$

La connaissance de l'angle α permet de calculer le module apparent, le diamètre primitif de la roue, etc. (voir engrenages hélicoïdaux).

Dans le cas d'une vis à un seul filet, l'inclinaison du filet est faible, et on peut confondre pratiquement le module réel et le module apparent. D'où $\tan \alpha = BC/BA = \text{Pas} / \pi D_p = M_r / D_p$.

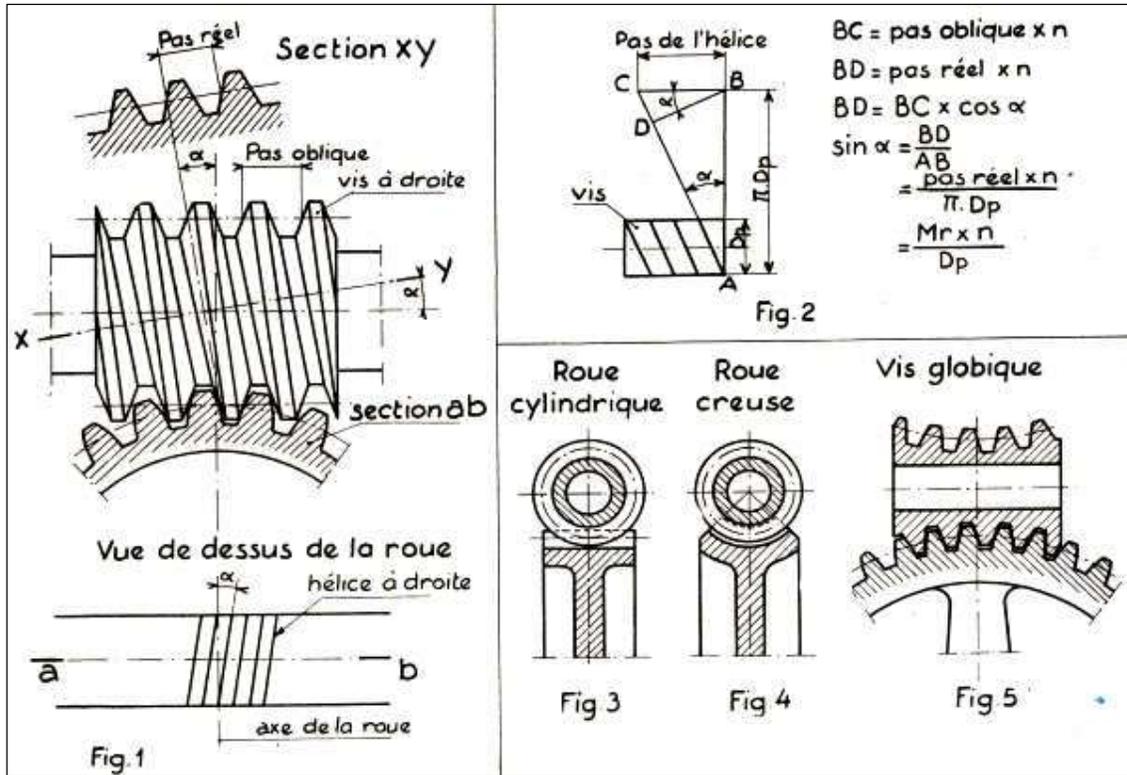
III. Construction.

1. Matière. Vis en acier dur, souvent prise dans la masse de l'arbre. Roue en fonte ou en bronze, ou couronne en bronze rapportée sur un corps en fonte.

2. Forme. Trois dispositions sont utilisées :

a) Vis sans fin et roue cylindrique (fig. 3) : le contact n'a lieu que dans le plan médian de la roue et l'usure est rapide; emploi pour la transmission de faibles efforts.

b) Roue et vis tangente (fig. 4) : la roue est creuse; le contact entre les dents a lieu suivant un arc de cercle; emploi en cas d'efforts importants.

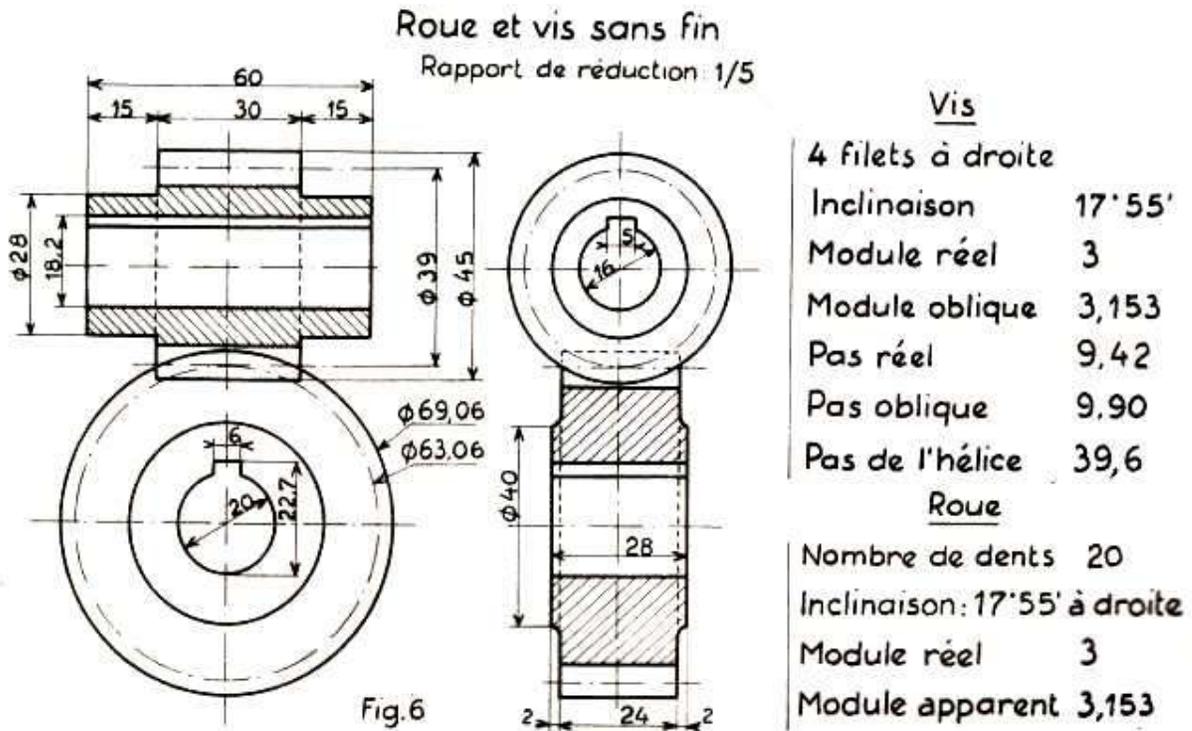


II. Dessin

Représentation de la roue et de la vis, en vue de face, projection parallèle à l'axe ou coupe axiale: mêmes conventions que pour les engrenages cylindriques droits.
 Cotation: coter les diamètres primitifs et de tête; faire un tableau des éléments de la denture comportant :
 vis: nombre de filets, inclinaison, sens de l'hélice, module réel et oblique, pas de l'hélice.
 roue: nombre de dents, sens de l'hélice, inclinaison de la denture, module réel et apparent.

V. Emploi.

Le système roue-vis sans fin permet d'obtenir une grande réduction de vitesse.
 Applications : réducteurs de vitesse, compte-tours.
 Lorsque l'inclinaison du filet est faible, la vis seule peut entraîner la roue; le système n'est donc pas réversible; cette propriété est utilisée dans les appareils de levage, où le poids de la charge, appliqué à la roue, ne peut entraîner la rotation de la vis.
 Le frottement entre la vis et la roue est important; d'où nécessité d'un graissage abondant ; pour diminuer les frottements et améliorer le rendement, on est conduit à augmenter l'inclinaison du filet en employant une vis à plusieurs filets; mais alors le système peut devenir réversible.
 La transmission par roue et vis sans fin donne lieu à une poussée axiale importante nécessitant l'emploi de butées.



Exercice Transmission

Problème : Etude d'un Elément de transmission comprenant (fig. 5) : un arbre A de diamètre 35, deux paliers B et C, une poulie-cône D à 3 étages, une poulie E.

Eléments à étudier.

- Poulie E** en fonte, en une seule pièce (fig.7). Jante de 6 à 8 mm. D'épaisseur, avec flèche de 2 mm. Moyeu de 10 à 12 mm. D'épaisseur. Quatre bras à section elliptique, d'épaisseur demi-circulaire. Prévoir la dépouille.
- Poulie cône D**, en fonte (fig.8). Jante en trois parties de 8 mm. D'épaisseur environ, avec flèche de 2 mm. Moyeu relié à la jante par 3 nervures à 120°, d'épaisseur 8. Prévoir de la dépouille.
- Fixation de poulie E** sur l'arbre : Emmanchement cylindrique ; bout d'arbre de diamètre 30. Liaison en rotation par clavette parallèle. Liaison en translation par rondelle et écrou, ou rondelle et vis, serrant la poulie contre une embase de l'arbre.
- Fixation de la poulie cône D** sur l'arbre : Liaison en rotation par clavette parallèle, Liaison en translation par vis de pression à bout pointu d'axe xx' .
- Paliers** (fig. 6) : paliers simples, en deux pièces, avec coussinets en deux pièces. Graissage par graisseurs stauffer. Hauteur d'axes : 60.

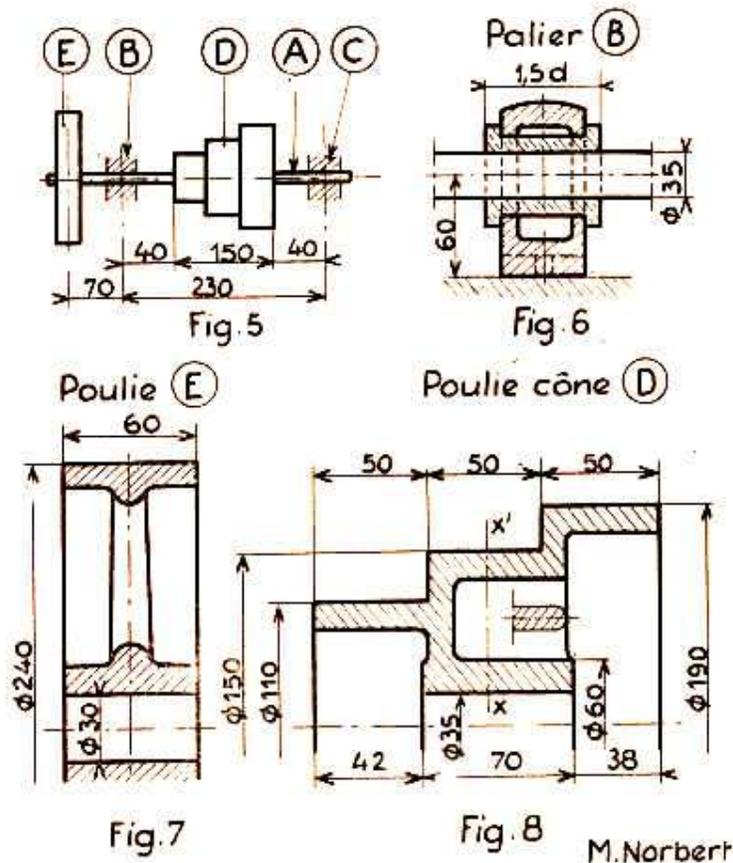
Travail.

- Dessin de l'ensemble monté.** Echelle 1. format A3. H.
Elévation coupe.
Cotes principales. Ajustements. Nomenclature.

2-Dessin d'un palier monté. Echelle 1. format A3. H.

- Vue de face avec demi-coupe.
- Vue de gauche coupe complète (fig.6).
- Vue de dessus du corps.
- Cote principale Nomenclature.

115. Transmission.



Evaluation :

Roues pour chaîne calibrée

Problème : Un palan (fig.4) comporte un crochet suspendu par des flasques à une roue **B** ; celle-ci est portée par une chaîne qui s'enroule sur sa jante ; l'une des extrémités de la chaîne est fixée, tandis que l'autre s'enroule sur une roue à empreintes **A**, ou noix, fixée sur un arbre moteur ; la rotation de la noix détermine l'entraînement de la chaîne, d'où la montée de la charge suspendue au crochet

On demande d'étudier la noix **A** et la roue **B**.

Données : Dimension de la chaîne (voir fig. 6) : On donne le diamètre **d** du fil de la chaîne, le pas **P** et la largeur intérieure **e** d'un maillon. Nombre d'alvéoles de la noix : **N**

Tracé de la noix (fig. 6) : La noix doit comporter **N** alvéoles pour maillons à plat et **N** évidements pour maillons sur champ. Le polygone **A. B. C. D...** obtenu en joignant les centres de sections des maillons à plat de la chaîne doit donc comporter **N** cotés tel que **AB = CD = ... = p+d** et **N** cotés tels que **BC = DE = ... = p-d**. D'où le tracé suivant :

- 1- Diviser la circonférence en $2N$ égales ; tracer les axes des alvéoles **oa, ob, oc, od**, etc.
- 2- Tracer des parallèles à ces axes, distantes successivement de **p+d, p-d, p+d**, etc. ces parallèles étant symétriques par rapport aux axes (pour cela, tracer les cercles de centre **o**, de diamètre **p+d** et **p-d**, et tracer les tangentes à ces cercles parallèles aux axes) ; on obtient ainsi les points **A, B, C, D**, etc. que l'enjoint ; ce sont les centres des sections des maillons à plat de la chaîne.
- 3- Tracer la chaîne : D'abord les sections (cercle de centre **A, B, C...**, de diamètre **d**), puis les maillons à plat (d'axes **AB, CD**, etc), enfin les maillons sur champ (d'axes **BC, DE**, etc.).
- 4- Dessiner les alvéoles :
Maillons à plat : pas de jeu ; entre **B** et **C**, **D** et **E**, etc. : nervure à section demi-circulaire.
Maillons sur champ : léger jeu.

Calcul du diamètre D du cercle inscrit au polygone formé par les axes **AB, CD**, etc., des maillons à plat : dans le triangle **OMN**, on connaît l'angle $\text{MON} = \alpha = 360^\circ / 2N$; on peut calculer **MN**, qui est égale à **MB + BN**. D'où $\text{OM} = \text{MN} / \text{tg}\alpha$ et fin $\text{D} = 2\text{OM}$.

Forme de la roue B (fig.5) : La jante ; les maillons sur champ se placent dans une gorge circulaire.

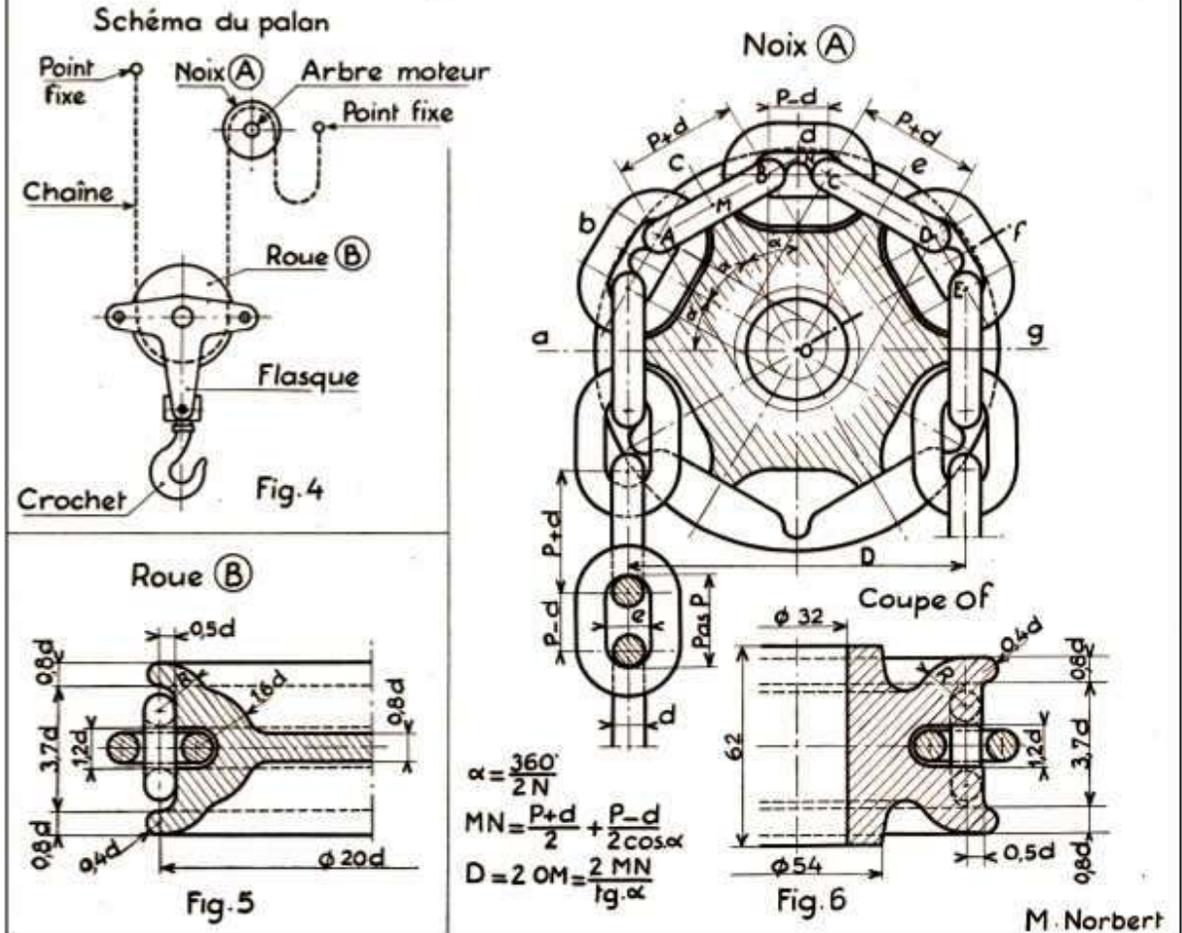
Eléments à étudier.

- 1- **Chaîne** : chaîne calibrée à maillons courts (voir aide-mémoire).
- 2- **Noix** : Nombre d'alvéoles : $N = 6$.
Prévoir une rainure pour clavette parallèle.
- 3- **Roue** : Diamètre d'enroulement ; $20d$.
Moyeu : diamètre d'alésage 32, longueur du moyeu : 60.
Toile percée de trous, renforcée par des rainures latérales entre les trous (d'ou sortes de bras à section en croix).

Travail.

- 1- **Dessin de la noix**. Echelle 1 . format A3. V.
Elévation coupe, la chaîne étant enroulée sur la noix.
Vues de dessus coupe **a o f**
Vue de gauche développée.
Cotes complètes. Calculer le diamètre **D**.
- 1- **Dessin de la roue**. Echelle 1. Format A3. H.
Demi-vue de face.
Vue de gauche avec demi-coupe.

119. Roues pour chaîne calibrée.



Joints d'étanchéité

Les joints permettent d'obtenir une étanchéité entre deux enceintes d'un mécanisme. L'étanchéité à réaliser est soit dans les liaisons (étanchéité statique) ; Soit donner guidage (Étanchéité dynamique). Il faut également tenir compte des conditions de fonctionnement (Pression, température, fluide à étancher ; etc.).

I- Joints plats de forme quelconque

Ces joints sont généralement découpés à partir d'un matériau en feuille et conviennent pour des étanchéités statiques. Choisir un joint c'est déterminer son épaisseur et sa matière.

Détermination d'épaisseur

L'épaisseur d'un joint dépend essentiellement de la rugosité des surfaces sur lesquelles il s'applique. L'épaisseur des joints décroît si la rugosité des surfaces diminue.

D'une manière générale l'épaisseur d'un joint est choisie aussi faible que possible. En réduit ainsi :

- les effets exercés par la pression sur la tranche du joint,
- Le prix du joint.

Choix du matériau

On choisit habituellement dans la matière suivante celle qui satisfait le milieu au regard des exigences de fonctionnement (fluide à étancher, température, etc....) et dont le prix est le plus bas

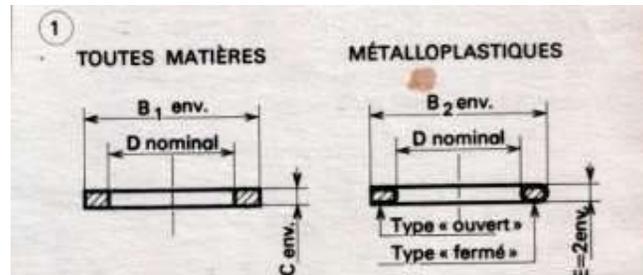
Catégories	Matériaux	Propriétés	Dimensions	Emplois	Prix* relatifs
Les papiers	Papiers et cartons ordinaires.	Fonction de l'imprégnation.	Épaisseurs : de 0,10 à 3,2 mm.	Fabrications unitaires (imprégnation manuelle).	1
	Papier à fibres longues imprégné d'une résine thermostable.	Convient particulièrement pour l'eau et les hydrocarbures. Température max. : 125°C.	Largeur : 500 mm. Épaisseurs : 0,27 et 0,5 mm.	Évite l'imprégnation au montage mais nécessite une source de chaleur (50°C à 125°C).	9
	Papier armé imprégné (une feuille d'aluminium collée entre deux feuilles de papier).	Bonne stabilité dimensionnelle. Température max. : 125°C.	Plaques : 1 000 × 500 mm. Rouleaux, largeur : 500 mm. Épaisseurs : 0,25 à 3 mm.	Joints de carter, de boîtes de vitesses, etc.	10
	Fibres de Manille imprégnées.	Résiste au vieillissement et aux moisissures. Convient pour l'eau et les hydrocarbures.	Largeur : 915 mm. Épaisseurs : 0,25 - 0,4 - 0,9 - 1,6.	Joint de carburateur.	5 à 10
	Remarque générale : ces joints nécessitent des surfaces bien usinées ($R_a \leq 3,2$)				
Les amiantes-caoutchouc	Fibres d'amiante plus un liant synthétique.	Convient pour la vapeur d'eau (300°C max.).	Plaques : 1 000 × 1 000 mm. Épaisseurs : 0,5 - 1 - 2 mm.	Appareils à vapeur à basse pression.	6
	Fibres d'amiante plus liants synthétiques.	Liant caoutchouc : résiste à l'eau. Liant néoprène : résiste aux huiles.	Plaques : de 1 000 × 1 000 à 2 000 × 3 000 mm. Épaisseurs : de 0,3 à 4 et 5 mm.	Matériau spécial pour produits de réfrigération.	13 à 20

CATÉGORIES	MATÉRIAUX	PROPRIÉTÉS	DIMENSIONS	EMPLOIS	PRIX * relatif
Amiante-caoutchouc	Amiante et caoutchouc graphité.	Résiste à la vapeur haute pression (270 °C - 50 bars).	Plaques : 1 000 × 1 000 mm. Épaisseurs : 0,5 - 1 - 1,5 - 2 mm.	Machines thermiques.	12
Les fibres	Fibre vulcanisée (cellulose et chlorure de zinc).	Convient à l'eau et aux hydrocarbures. Température max. : 105 °C.	Plaques : 1 200 × 2 000 mm. Épaisseurs : de 0,2 à 25 mm.	Joint de canalisations pour eau, huile et essence.	9
	Fibre chimique.	Plus souple que la fibre vulcanisée elle ne se casse pas lors des manipulations.			8
Les lièges	Liège armé (une feuille d'aluminium collée entre deux feuilles de liège aggloméré).	Bonne stabilité dimensionnelle. Bonne résistance au fluage.	Largeur : 500 à 700 mm. Longueur : 1 000 mm. Épaisseurs : de 1 à 6 mm.	Carters (huile, essence). Remarque générale : Ces joints épousent très bien les imperfections des surfaces.	6
	Liège - butadiène (granulés de liège enrobés par du butadiène).	Convient pour huile et essence à basse pression. Température d'utilisation : de - 20 °C à + 100 °C.	Plaques : 900 × 600 mm. Épaisseurs : 1,5 - 2 - 5 mm.		6
Les caoutchoucs	Perbunan A 77 (butadiène plus nitrile acrylique).	Excellente résistance aux hydrocarbures non aromatiques. Température d'utilisation : de - 20 °C à + 120 °C.	Plaques : 960 × 960 mm. Épaisseurs : 1 à 5 mm .	Joint de canalisations pour essences, huiles, solvants.	12 à 25
	Néoprène (polychloroprène modifié au soufre, stabilisé par un disulfure de thiurame).	Bonne résistance aux huiles, aux agents atmosphériques et au déchirement.	Plaques : 960 × 960 mm. Épaisseurs : 1 à 5 mm.	Tout matériel soumis aux agents atmosphériques (aviation, marine, etc.).	12 à 25
	Viton B (copolymère d'hexafluoropropylène et de fluorure de vinylidène).	Excellente résistance aux hydrocarbures, au chlore et aux alcools non méthyliques. Température d'utilisation : de - 50 °C à 315 °C	Plaques : 450 × 450 mm. Épaisseurs : de 2 à 10 mm.	Industries chimique, atomique, aéronautique, etc.	200
Joints métalloplastiques	Alliastic (feuilles d'aluminium (A4-A5) recuit d'une épaisseur de 0,05 à 1 mm empilées et collées avec une résine synthétique).	Outre les propriétés propres à l'aluminium, le lamelage augmente la plasticité. Température d'utilisation : de - 50 °C à 250 °C. Réglage de l'épaisseur par pelage.	Longueur : 1 000 mm (possible : 3 000 mm) Largeur : 500 mm. Épaisseurs : de 0,5 à 3,5 mm.	Joint de culasse (pas d'isolation thermique). L'épaisseur du joint est égal à dix fois la somme des tolérances de forme et de rugosité.	40
	Cuivre - amiante (fibre d'amiante enfermée entre deux feuilles de cuivre).	Résiste aux hautes températures (500° env.)		Joint de bougie d'allumage (isolation thermique).	50* *
AUTRES MATÉRIAUX		Aluminium - Cuivre - Plomb - Nylon - Téflon - Caoutchouc naturel, etc. (voir également le chapitre 57).			

I- Principaux joints du commerce

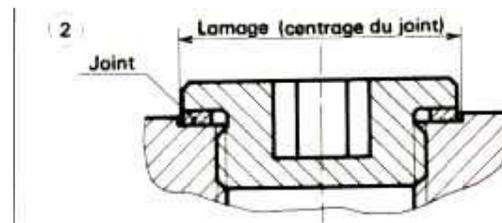
1. Joints circulaires normalisés

Ces joints se font en toute manière et en particulier dans les matériaux indiqués au fig. 1



Applications :

Etanchéité statique (bouchon de vidange fig. 2 passage de vis etc....).

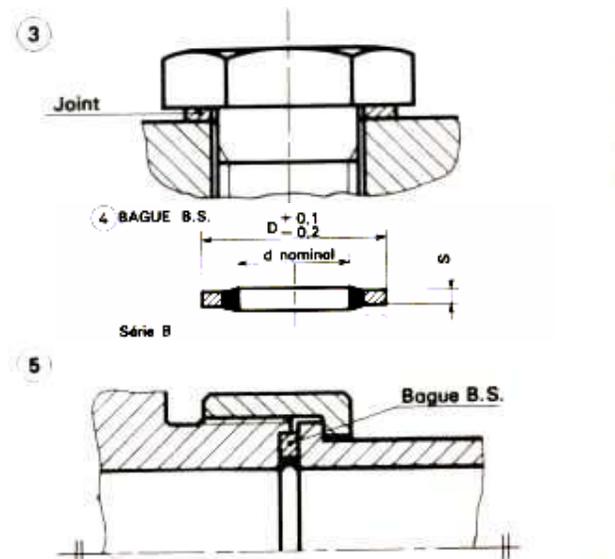


2-Bagues B.S.

Elles sont composées d'une rondelle métallique comportant antérieurement un anneau de caoutchouc synthétique à section trapézoïdale .

Applications :

Etanchéité statique (raccord de canalisation fig. 5 bouchon de vidange fig. 2, passage de vis fig. 3 etc....).

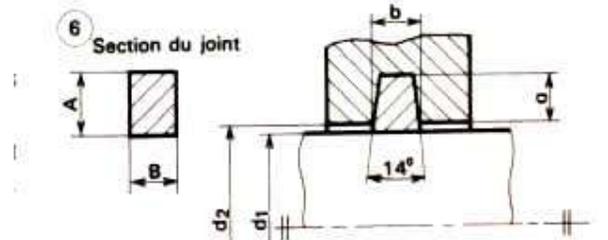


3. Feutres d'étanchéité

Pour les applications statiques, ils sont découpés dans des plaques (fig. 44-1)

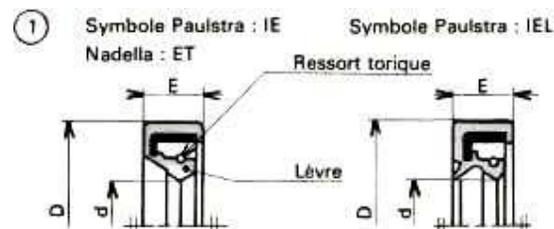
Pour les applications dynamiques ils sont fréquemment utilisés sous forme de **lanière à section rectangulaire**.

Ils sont ensuite placés dans les gorges (fig. 6).



4.-Joint à lèvre pour arbres tournants

On distingue deux types de joints suivant que la lèvre assure l'étanchéité radialement ou axialement.



a) Joints à frottement radial

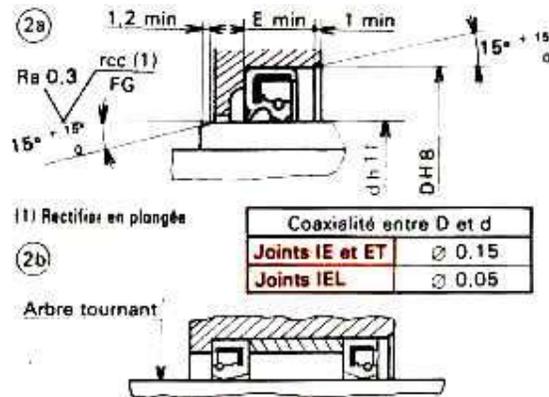
Ils sont élaborés à partir d'un mélange à base d'élastomère nitrile étudié pour résister à la plupart des lubrifiants usuels.

Pour les joints LE ou ET on oriente la lèvre du côté du fluide à étancher, la pression appuyant la lèvre sur l'arbre (fig. 2 b)

On obtient une étanchéité dans les deux sens :

- en mettant deux joints LE ou ET dos à dos (fig. 2 b)
- en utilisant deux joints IEL dans la seconde lèvre assure une étanchéité dite (antipodaire) (fig. 2 a)

graisser les joints avant montage .



-conditions d'utilisation

Pression maximale : 1 bar

Température d'emploi : -35°C + 120°C

Vitesse circonférentielle maximale dans la zone de frottement : 8m/sec

Choisir la surface frottante un matériau dur et au-dessus de 4m/sec effectuer un traitement de surface pour obtenir une dureté de HRC ≥ 60.

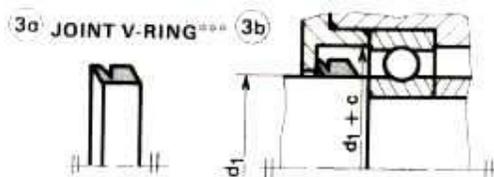
Désignation dimensionnelle :

joint à lèvres type _____ D X d

b) joint à frottement axial

Ils sont réalisés entièrement à base d'élastomère nitrile.

Ils agissent à la fois comme un joint à lèvres et comme un disque qui rejette sous l'action de la force centrifuge tout corps venant en contact.

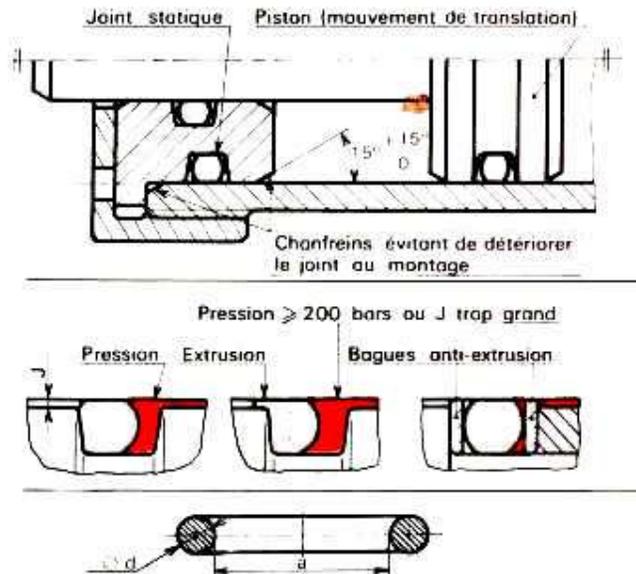


A partir d'une vitesse circonférentielle de 12 m/ sec, dans la zone de frottement la lèvre risque de se décoller.

Rugosité de la surface frottante : RA ≤ 0,8.

5. Joints toriques

Ces joint assure une excellente étanchée pour **des pressions allant du vide jusqu'à 1000 bars. Ils sont utiliser pour des application statique et des mouvement de translation alternatifs.** Ils peuvent également convenir pour des mouvements rotatifs lentes (vitesse circonférentielle inférieur a 0.5m/sec)



Le jeu J (Fig. ci-contre) doit être d'autant plus réduit que la pression est plus élevée. On admet généralement un jeu maximale correspondant à celui d'un ajustement :

- H7/f7 si la pression est inférieure à 100 bars
- H7/g6 si la pression est comprise entre 100 et 200 bars

A partir de 200 bars, le jeu J doit être très faible (quelques microns) cette condition est obtenue à l'aide d'une ou deux bagues anti-extrusion en polytétrafluoréthylène

Les bagues anti-extrusion peuvent être :

- soit non fondues dans ce cas les gorges doivent être ouverte d'un côté (voir fig.)
- soit fendue en biseau afin de permettre le montage par déformation élastique des bagues

a) Choix d'un joint

En principe, le diamètre moyen d'un joint est le diamètre moyen de la gorge réservant le joint doivent être identique. pratiquement un joint admet une légère extension (de 2 à 5% suivant les proportions) .

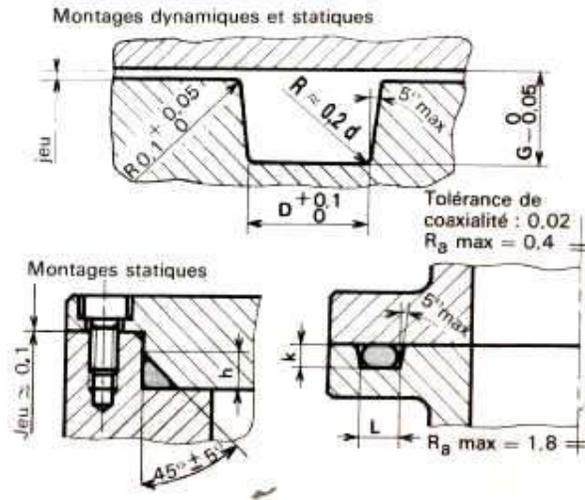
b) Dimension des gorges

pour certaines applications statiques (sur couvercle ou brides), on peut réaliser des gorges de formes spéciales (voir figures ci-contre).

$$L = d \times 1.18 \text{ à } 1.2$$

$$h = d \times 1.32 \text{ à } 1.35$$

$$K = d \times 0.67 \text{ à } 0.7$$



6. Joint à quatre lobes

Ces joints permettent les mêmes applications que les joints toriques , mais ils présentent par rapport à eux les avantages suivants :

- frottement réduit de 50% environ,
- mouvements rotatifs admissibles jusqu'à une vitesse circonférentielle de 1 m/s

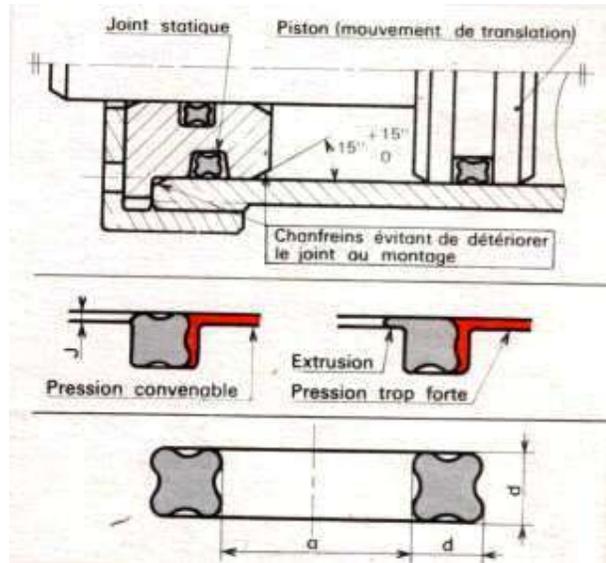
la pression maximale est de l'ordre de 250 bars

elle est fonction notamment :

- du jeu J (figure ci-contre),
- de la dureté shore du joint

on admet généralement un jeu maximal (J Max) correspondant à celui d'un ajustement :

- H8/f7 si la pression est inférieure a 100 bars
- H7/g6 si la pression est supérieure a 100 bars



a) Choix d'un joint

Le **joint à quatre lobes** convient particulièrement pour les emplois dynamiques (frottement assez faible)

Le **joint torique** est généralement suffisant pour les applications statiques

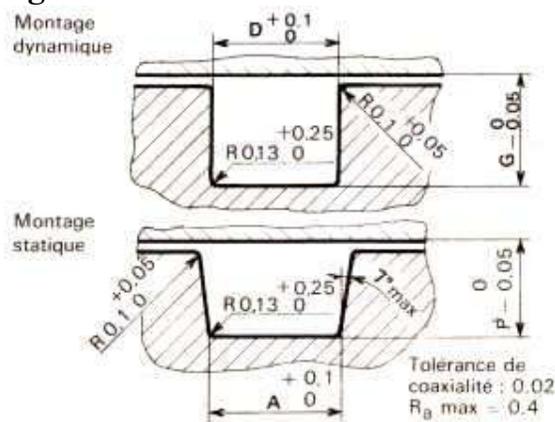
Matières :

Les matériaux usuels sont : le perbutan, le néoprène, le silicone et le viton. Pour la détermination du matériau, en fonction des conditions d'emploi (voir tableau des matériaux).

Désignation dimensionnelle :

Le joint à quatre lobes se désigne habituellement par son diamètre inférieur ($a = 12.8$), suivi du cote de la section ($d = 2.62$), es deux chiffres étant séparés par le signe de la multiplication

b) Dimension des gorges



Montage dynamique

d	1.78	2.62	3.53	5.33	7
D	2	2.9	3.9	6.1	7.9
G	1.57	2.4	3.27	5	6.5

Montage statique

d	1.78	2.62	3.53	5.33	7
A	2.19	2.44'	3.40	5.27	6.80
P	1.42	2.15	2.86	4.33	5.70

III-Principaux raccords pour tuyauteries

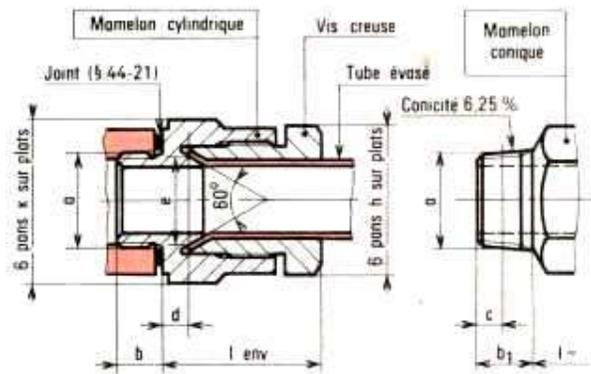
1. Raccord deux pièces à portée conique

L'étanchéité est obtenue par serrage du tube préalablement évasé entre deux portées coniques, l'une sur le mamelon, l'autre sur la vis creuse.

Etanchéité entre pièce et raccord

Elle réalisée : soit à l'aide d'un joint circulaire(mamelon cylindrique)

Essais d'éclatement de la canalisation : 350 bars min



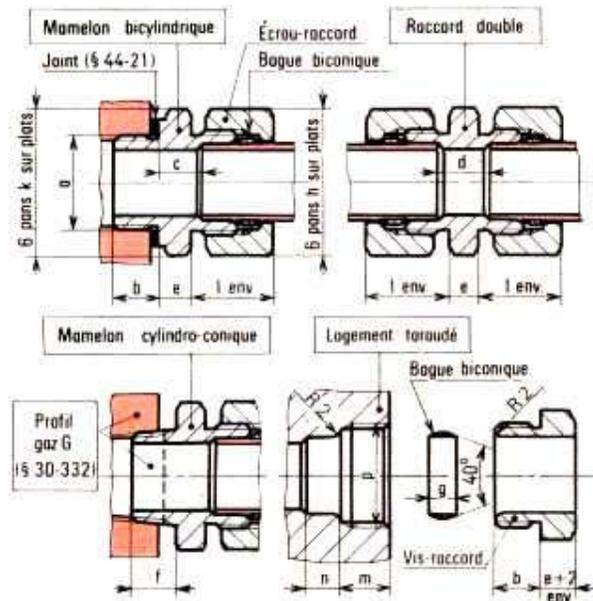
2. Raccord a bague bionique

Le tube reste cylindrique. étanchéité et le maintien du tube sont réalisés par retreint de la bague bionique sous l'action d'un écrou d'une vis

Etanchéité entre pièce et raccord

Voir paragraphe précédent

Essais éclatement de la canalisation : 350 bars min



3. Raccord a joint conique

Etanchéité est assurée par un contact linéaire entre une surface conique sur le mamelon et une surface sphérique sur la douille. Sous l'action d'écrou, cette faible zone de contact est soumise à une pression importante. On obtient ainsi, grâce aux déformations locales, une bonne étanchéité.

Les dimensions normalisées sont prévues pour une pression nominale de 10 bars (raccord en bronze, laiton, acier doux ou fonte malléable)

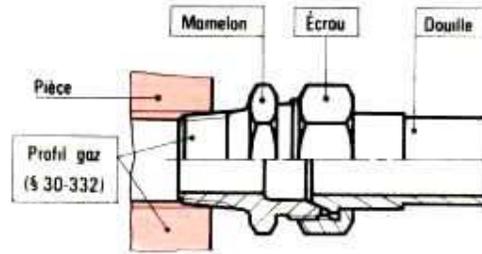
La combinaison des différents éléments permet de nombreux types de montages

La douille a visser est munie d'un dispositif de vissage ' généralement deux plats ou deux ergots sur le cylindre de diamètre f)

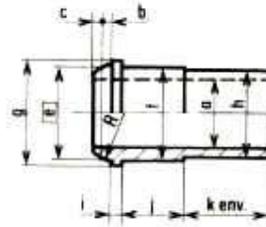
Désignation dimensionnelle :

Un élément est désigné par son nom suivi de son numéro.

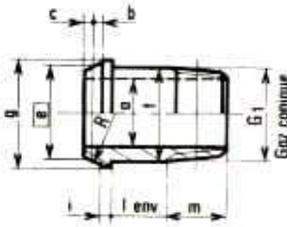
Exemple : **mamelon a souder n° 12**



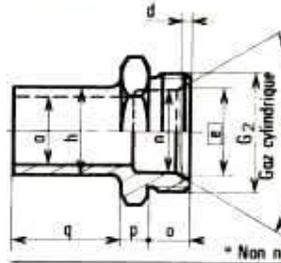
DOUILLE À SOUDER



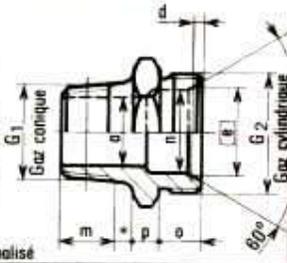
DOUILLE À VISSER



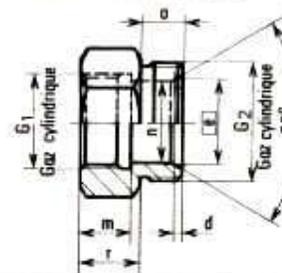
MAMELON À SOUDER



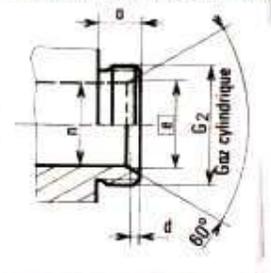
MAMELON À VISSER MALE



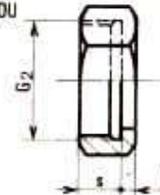
MAMELON À VISSER FEMELLE



MAMELON VENU AVEC LA PIÈCE



ÉCROU



NOTA : les cotes sur plats des six-pans sont variables et dépendent des fabricants.

Exercice :

Piston- presse garniture

Cylindre hydraulique (C)

Description : l'ensemble d'un cylindre hydraulique destiné à la commande d'une table de machine-outil est représenté de façon incomplète sur le dessin ci-contre

Le cylindre est constitué par un tube d'acier sans soudure, étiré à froid, alésé et rodé.

Les deux fonds, en fonte résistante au nickel, sont réunis par six tirants filetés. La garniture est faite de sept rondelles de cuir d'épaisseur 3 mm serrées par un chapeau réuni au fond par 4 goujons de 10. un écrou freine visser sur l'extrémité fileté de la tige de piston assure la liaison tige-piston.

Travail : format A2 durée 4 h

1. Dessin avec les instruments, à l'encre, à l'échelle 1

Coupe a b c d de l'ensemble constitué par le fond (2) et par son presse-garniture avec l'extrémité de la tige du piston qui le traverse. Ne pas représenter la garniture. Tracer un seul goujon

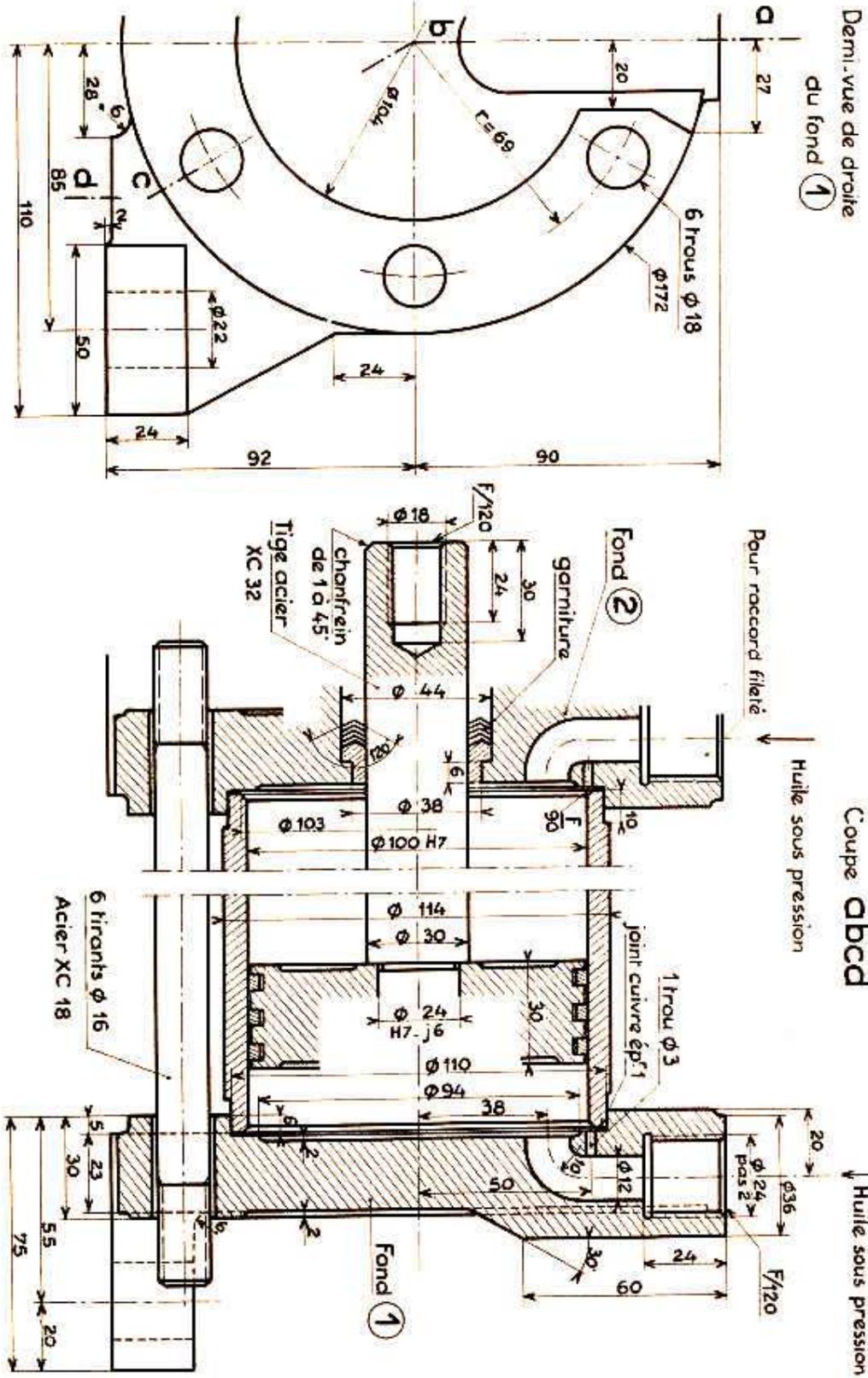
Demi-vue de gauche et demi-vue de dessus du même fond, seul.

Ne coter que le fond

2. croquis au crayon et à main levée, sans cotes, de la partie centrale du piston montrant l'assemblage tige-piston

titre : Cylindre hydraulique. Ecriture à l'encre

159. Cylindre hydraulique.



Evaluation :

Pompe a engrenages

Eléments a compléter ou étudier

- 1- fixation du couvercle par 6 vis C.6
- 2- fixation de la poulie sur l'arbre par une vis sans tête a bout pointue K
- 3- fixation du corps : semelle percée de 4 trous de diamètre 10 avec lamages
- 4- presse-étoupe : garniture fibreuse serrée entre un grain L, en bronze de 20 mm de largeur, et un chapeau J visse dans le corps, ce chapeau comporte une partie cylindrique de 12 mm de longueur s'ajustant dans l'alésage de diamètre 28 du corps, une partie fileter de longueur 18 un rebord cylindrique creuse de 4 encoches pour le vissage

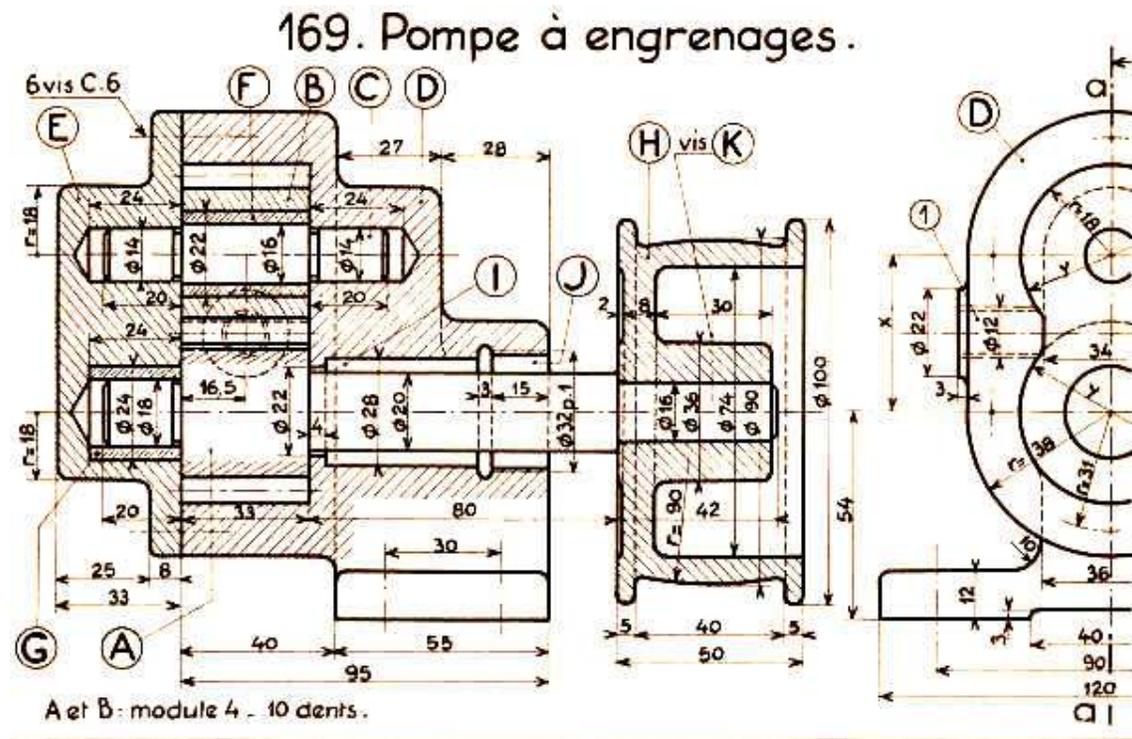
Travail

- 1- calcul de la denture des pignons : diamètre primitif, de tête, de pied, des cotes X et Y du corps A et B : module 4 dix dents
- 2- dessin de l'ensemble monter. Echelle 1 format A3 horizontal

Elévation, coupe

Vue de gauche, couvercle enlevé.

Cotes d'ajustements, nomenclature



Des applications sur lecture des dessins d'ensembles et exécution des dessins de définitions (Montages d'usinage)

I- Technologie : Montages d'usinage : but, problèmes, conditions à remplir, dispositifs principaux.
Etude d'un montage ; exemples.

II- Montage de perçage pour bride ovale .

But : perçage rapide de deux trous de 10 dans une bride fabriquée en série (fig.1).

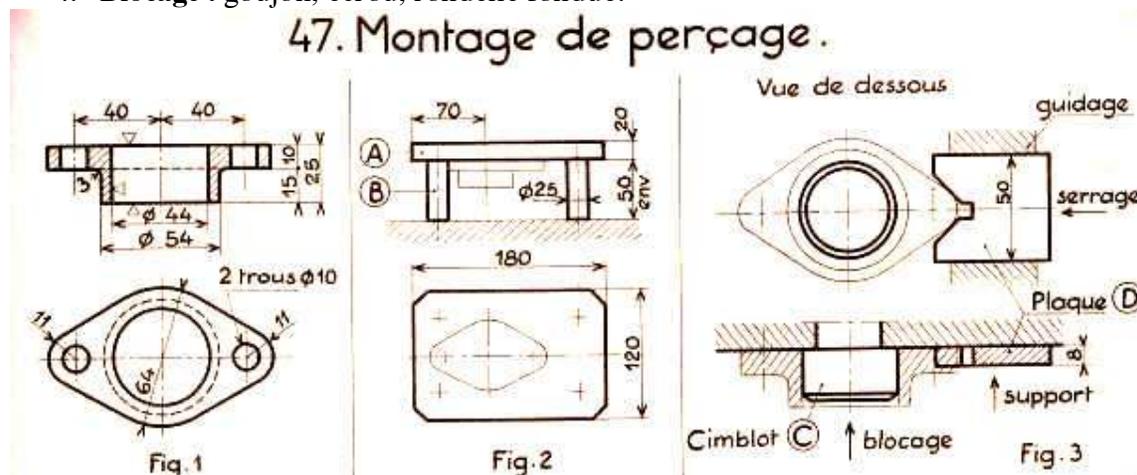
Etat de la pièce : avant perçage, le dressage des faces supérieur et inférieur a été fait, ainsi que l'alésage du trou de diamètre 44.

III- Description du montage (fig. 2 et 3).

1. **Bâti :** Composé d'une plaque A en acier doux, portée par quatre pieds B en acier doux.
2. **Appui de la pièce :** sa face supérieure est appliquée contre la face inférieure de la plaque A.
3. **Centrage de la pièce** (fig. 3) : Par un emmanchement sur un cimblot C, en acier mi-dur, fixé sur la plaque A par rondelle et écrou noyé dans l'épaisseur de A.
4. **Orientation de la pièce** (fig.3) : Par une plaque D, en acier mi-dur, comportant une entaille en V s'emboîtant sur la bride ; cette plaque est serrée contre la bride pour le perçage et écartée pour le démontage de la pièce.
5. **Blocage de la pièce :** par goujon visé dans le cimblot, avec écrou et rondelle fendue permettant le montage et le démontage rapides de la pièce.
6. **Guides d'outil :** Deux canons de perçage cylindriques à embase, emmanchés dans la plaque (voir aide-mémoire).

Eléments à étudier.

1. **bâti :** hauteur et fixation des pieds.
2. **Centrage :** Fixation du cimblot sur la plaque.
3. **Orientation :** guidage latéral de la plaque D ; maintien de cette plaque par-dessous ; serrage en bout : dispositif de serrage et de desserrage simple et rapide.
4. **Blocage :** goujon, écrou, rondelle fondue.



Travail demandé: dessin de l'ensemble monté. Echelle 1 ; format A3. H.

1. Elévation avec coupe de la plaque A, de la pièce à usiner, de la plaque D.
2. Vu de dessous.
3. Vues de détail au choix, précisant l'élément à étudier.
Cote principales. Ajustements. Nomenclature.
Tracer la pièce en trait fin, ou à l'encre rouge ; La supposer transparente.

IV- Montage de perçage pour levier à coulisse

But : Perçage d'un trou de 8 dans les oreilles d'un levier à coulisse en acier doux.

Etat de la pièce (fig. 4) : Les faces avant et arrière sont dressées, le trou de 20 est alésé, la coulisse est percée.

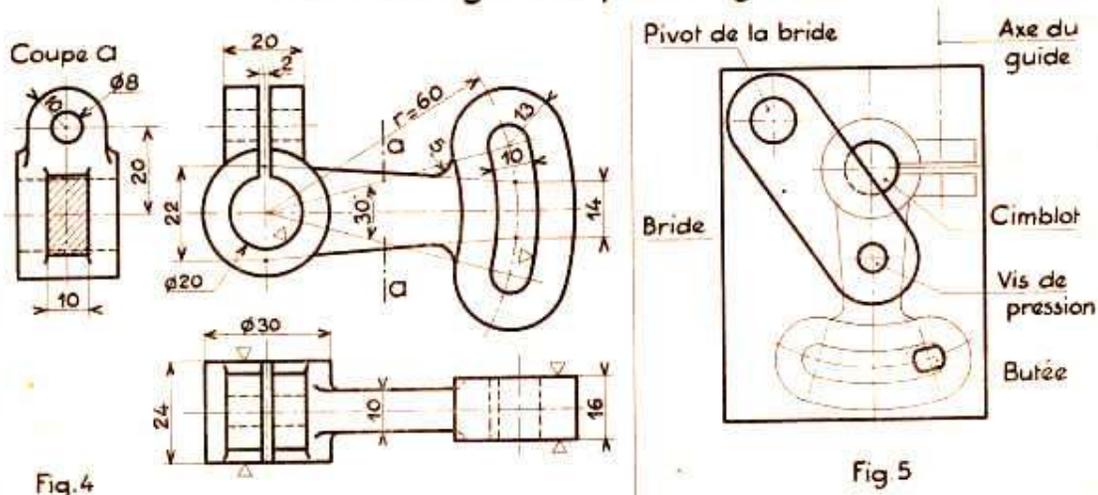
1. Description du montage (fig. 5).

1. **Bâti :** Il comporte une semelle verticale servant d'appui à la pièce à usiner, et une semelle horizontale reposant sur la table de la perceuse.
2. **Centrage de la pièce :** Par cimblot fixé dans le bâti.
3. **Orientation de la pièce et immobilisation en rotation :** Par butée fixée sur le bâti et placée dans la rainure circulaire.
4. **Blocage de la pièce :** Par bride basculante, pivotant autour d'un axe fixé au bâti, et vis de pression.
5. **Canons de perçage.**

Élément à étudier

1. bâti : En fonte ou élément soudés ; déterminer sa forme et ses dimensions.
2. Centrage : Cimblot et sa fixation sur le bâti.
3. Orientation : Butée et sa fixation sur le bâti.
4. Blocage : Bride basculante, son axe, sa vis de pression.
5. Canons de perçage.

48. Montage de perçage .



Travail demandé : dessin de l'ensemble monté. Echelle 1 ; format A3. V

1. Vue de face.
2. Vue de gauche avec coupes au choix.
3. Vue de dessus du bâti seul.

Cotes principales. Ajustements. Nomenclature.
Tracer la pièce en trait fin ou à l'encre rouge.

V- Montage de perçage pour barillet

But : Perçage rapide de seize trous de 5 dans un barillet en laiton.

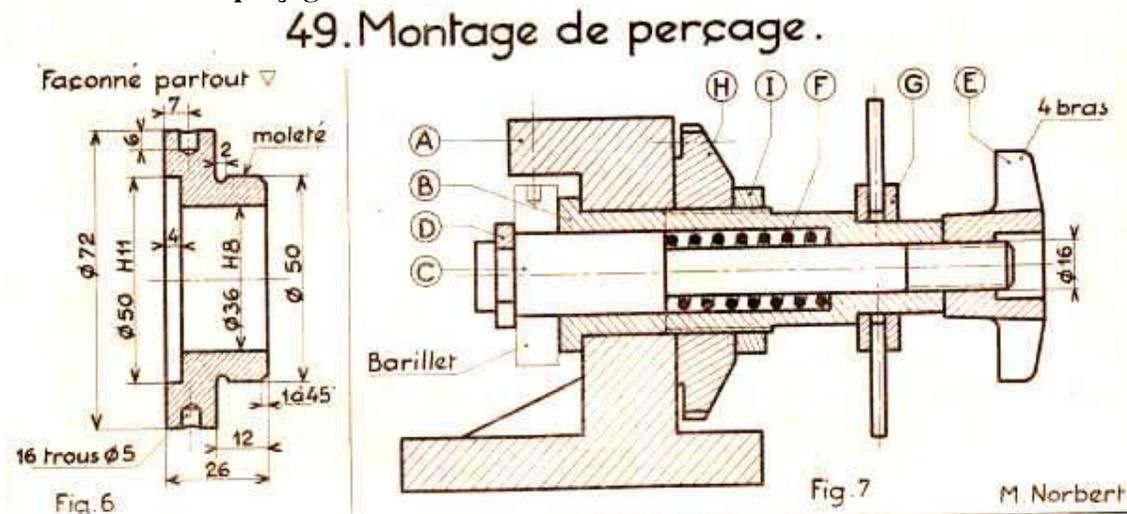
Etat de la pièce (fig. 6) : Usinée entièrement, sauf les seize trous à percer.

1. Description du montage (fig. 7).

- Bâti :** Corps reposant sur une semelle ; fonte ou élément soudés.
- Centrage de la pièce :** Elle est montée sur un axe C et s'appuie contre un fourreau B ; choisir la face du barillet qui doit s'appuyer contre le fourreau.
- Blocage de la pièce :** Le barillet est serré entre une rondelle fendue D et l'extrémité du fourreau par le vissage de l'écrou à croisillon E ; un ressort F, comprimé pendant le serrage, pousse l'axe C vers la gauche lorsqu'on dévisse l'écrou et libère le barillet.
- Orientation de la pièce :** Un moyeu à broches G, solidaire du fourreau, permet la rotation de celui-ci, de l'axe et du barillet pour le perçage successif des seize trous ; un tableau diviseur H, vissé sur le fourreau et bloqué par un contre-écrou I, assure la rotation du barillet par seizième de tour ; ce plateau porte seize trous dans lesquels s'engage un bonhomme d'arrêt.

Eléments à étudier.

- bâti :** Forme et dimensions.
- Liaison de l'axe et du fourreau en rotation.**
- Liaison du moyeu à broches et de fourreau.**
- Bonhomme d'arrêt H,** à ressort et à bille, s'opposant à la rotation du plateau diviseur pendant le perçage.
- Canon de perçage.**



Travail demandée : dessin de l'ensemble monté. Echelle 1 ; format A3. H.

- Elévation coupe.
- Vue de gauche du bâti seul.
- Vues de détail au choix, précisant l'élément à étudier.

But : Permettre le montage rapide sur le tour d'une pièce à fabriquer en série (extrémité dessin en trait fin).

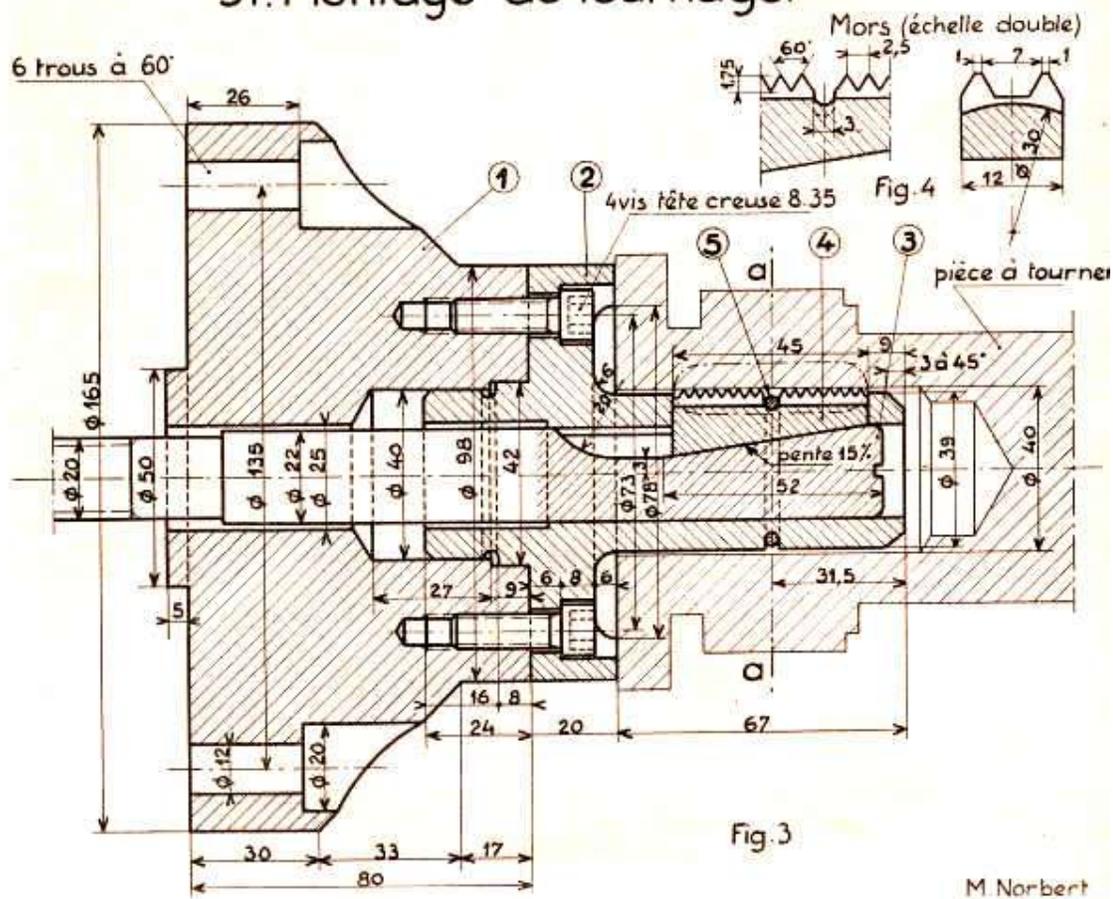
Principe : La pièce à tourner, dont un trou borgne de diamètre 40 est percé avant l'opération de tournage envisagée, est engagée sur le nez (2) du mandrin et vient s'appuyer contre lui ; elle est serrée rapidement de l'intérieur par l'action de trois mors (4) qui s'écartent lorsqu'on imprime à l'axe (3) un mouvement de translation vers la gauche, au moyen d'un dispositif non représenté ; un effort de sens contraire détermine le déblocage, les trois mors se rapprochant sous l'action d'un ressort (5)

Description : Le corps (1), en acier mi-dur, est centré sur le plateau de tour et fixé sur lui par six boulons.

Le nez (2), en acier au nickel-chrome, centré sur (1) par un tenon cylindrique de 40 de diamètre, est entraîné en rotation par une languette de largeur 42 s'engageant dans une rainure de même forme de (1), et fixé latéralement par quatre vis à tête creuse à six pans creux.

L'axe (3), en acier au nickel chrome, est creusé dans trois rainure à 120 dans lesquelles se logent les trois mors (4), en acier au nickel-chrome ; ceux-ci sont serrés vers l'intérieur par l'action d'un ressort (5), à une seule spire ; diamètre du fil : 2.5.

51. Montage de tournage.



Travail demandé : dessin d'exécution des pièces détachées. Echelle 1. Format A3. V.

1. Corps (1) : Elévation coupe et demi-vue de droite.
2. Nez (2) : Elévation coupe et vue de droite coupe a.
3. Nez (3) : Elévation coupe et vue de droite coupe a.

4. Mors (4) :Trois vues.
Cote complètes. Nomenclature.

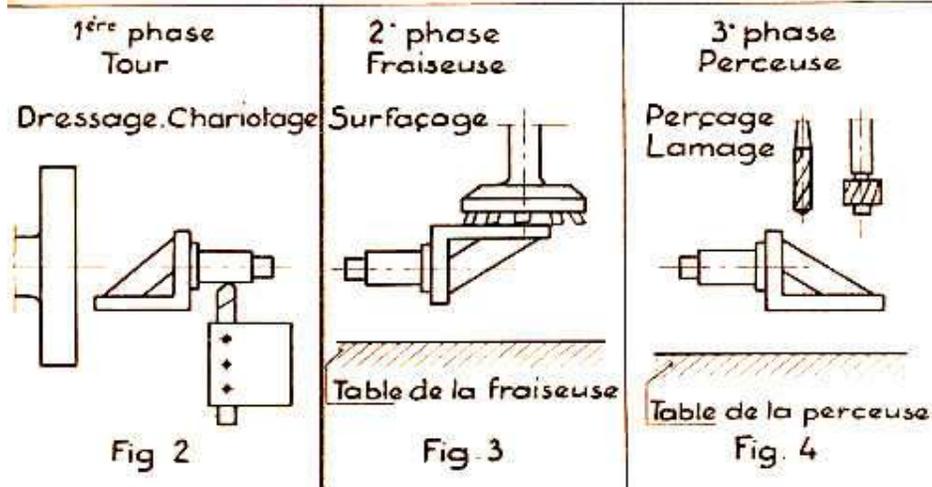
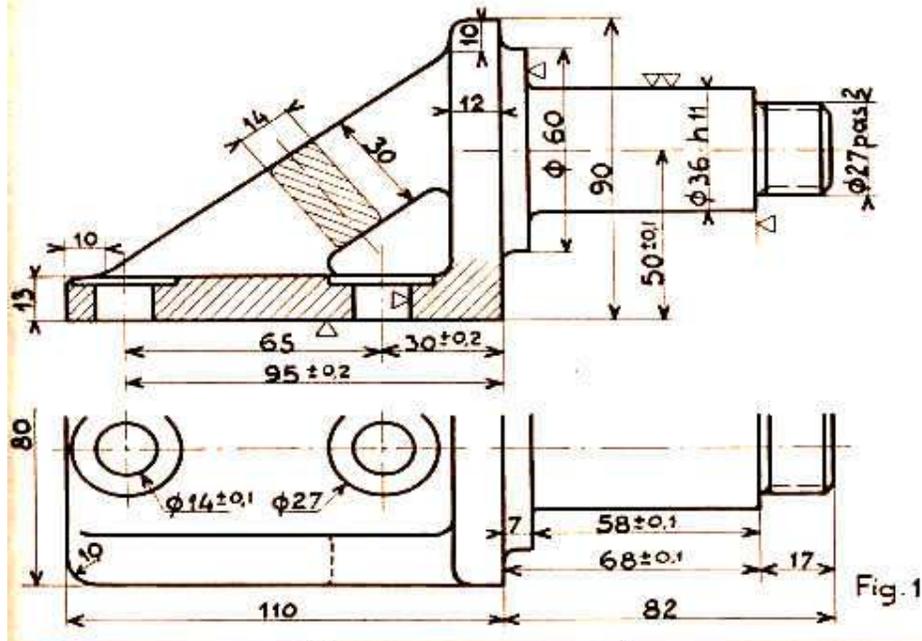
VIII- Usinage d'une fusée

But du dessin : Etude de l'usinage d'une fusée de transporteur, en acier moulé ; la figure 1 représente la pièce finie, avec cote complète et indications d'usinage.

Etat de la pièce : Brute de fonderie ; les trous de la semelle ne viennent pas de fonderie.
Elément à étudier.

1. **montage de tournage** (fig. 2), pour le chariotage des cylindres de diamètres 36h et 27, pour le planage des bases de cylindres et le filetage de 27, pas 2.
2. **(Montage de fraisage** (fig.3), pour le dressage du dessous de la semelle.
3. **Montage de perçage** (fig. 4), pour le perçage, et le lamage des deux trous de la semelle.

52. Usinage d'une fusée.



Travail demandé : dessin d'ensemble de chacun des montages. Echelle 1.

Vues et coupes au choix.

Cotes principales. Nomenclature.

Format A2 pour chaque dessin.

Usinage d'un carter

But du dessin : Etude de l'usinage d'un carter en fonte ; la figure 5 représente la pièce finie, avec indication des surfaces usinées et des cotes relatives à ces surfaces.

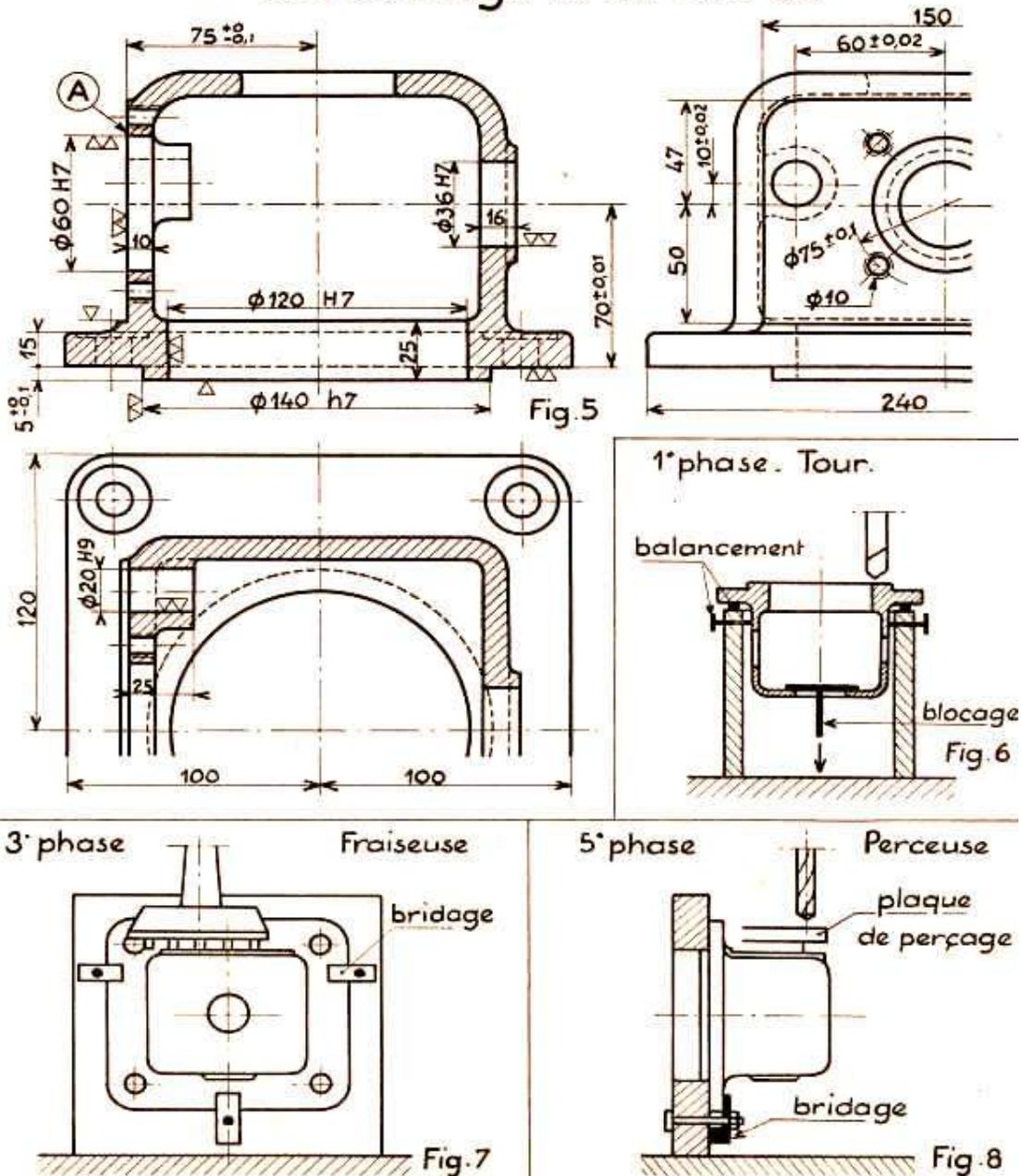
Etat de la pièce : Brute de fonderie ; les trous de la semelle et les avant-trous de perçage ne viennent pas de fonderie.

Eléments à étudier.

1. **montage de tournage** (fig. 6), sur un tour vertical : dressage de la semelle, tournage de l'emboîtement de diamètre 140h 7, de l'alésage de diamètre 120 H07.
2. **Montage de perçage**, pour le perçage, et le lamage des quatre trous de la semelle.
3. **Montage de fraisage** (fig.7), sur une fraiseuse verticale : surfacage de la face A (fig. 5).
4. **Montage de fraisage** (ou tournage, ou alésage) : alésage des trous de diamètres 60 H 7 et 30 H 7.
5. **Montage de perçage** (fig. 8) pour perçage et alésage des deux trous de diamètre 20 H 9 et des quatre avant-trous de 8,5 pour trous taraudés de 10.

Remarque : Le montage de tournage (phase 1) peut être utilisé pour le perçage (phase 2) en utilisant une plaque de perçage. Le montage de fraisage. (phase 3) peut être utilisé pour la phase 4 : alésage sur fraiseuse verticale ; ce même montage peut être utilisé pour la phase 5 en utilisant une plaque de perçage.

53. Usinage d'un carter



Travail demandé : dessin d'ensemble de chacun des montages. Echelle 1.

Vues et coupes au choix.

Cote principale. Nomenclature.

Format A2 pour chaque dessin.

Sujet d'examen.

Montage d'usinage

Montage de perçage.

Mandrin de tournage.

Examen de synthèses

Enonce

Le sous-ensemble, donne figure 1, représente une partie du mécanisme d'entraînement d'une ensileuse

• Travail demande

Questions de technologie de construction

1° a/ Que représente les triangles T ?

b/ Pourquoi les pignons (11), pour chaînes a rouleaux, s'appuient-ils sur des épaulements de (12) ?

2° a/ Que représente l'élément (4) et quelle est sa fonction ?

Le couvercle (5) est emboîte dans le corps (6)

B/ pourquoi le constructeur n'a-t-il pas applique la solution ci-dessous ?

3° Quelle est la fonction de la goupille élastique (2) ?

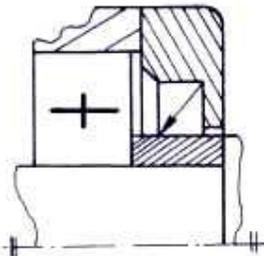


Fig. 2

4° le carter (5) possède à la partie supérieure une ouverture de 110*90. Quelle est, pour un mécanicien, l'utilité du trou Z ?

5° a) pour que l'engrènement de deux roues dentées primitifs aient une génératrice commune et leurs sommaires confondus ?

b) faut-il donc, lors du premier montage en usine, régler la position de loue (8) ?

c) quel est le rôle des cales (7) ?

d) faut-il aussi régler la position de la roue (9) ?

	ALESAGE	ARBRE
Arbre tournant: par rapport à la charge	H7 ou Js7	j6 ou k6
Moyeu tournant: par rapport à la charge	N7 ou P7	g6 ou h6

e) les engrenages concourants soumettent-ils les arbres a des poussées axiales ?

f) Le jeu « j » peut-il donc compromettre le bon engrènement des roues coniques ? pourquoi ? (sur machine, les arbres portant les roues dentées sont horizontaux.)

g) justifier le jeux « j ».

pour les questions a, b, d et e, répondre par oui ou par non

I- Schéma

En tenant compte des réponses données a la question du questionnaire, terminer le schéma (fig. 3) de façon à définir le montage des éléments (9) et (10)

On peut utiliser des couleurs pour représenter les pièces tracées en traits continus fins

II- Dessin

Exécuter le dessin au crayon, sur un format A3 horizontal, sur calque et a la même échelle, le corps (1) seul. Représenter les parties cachées

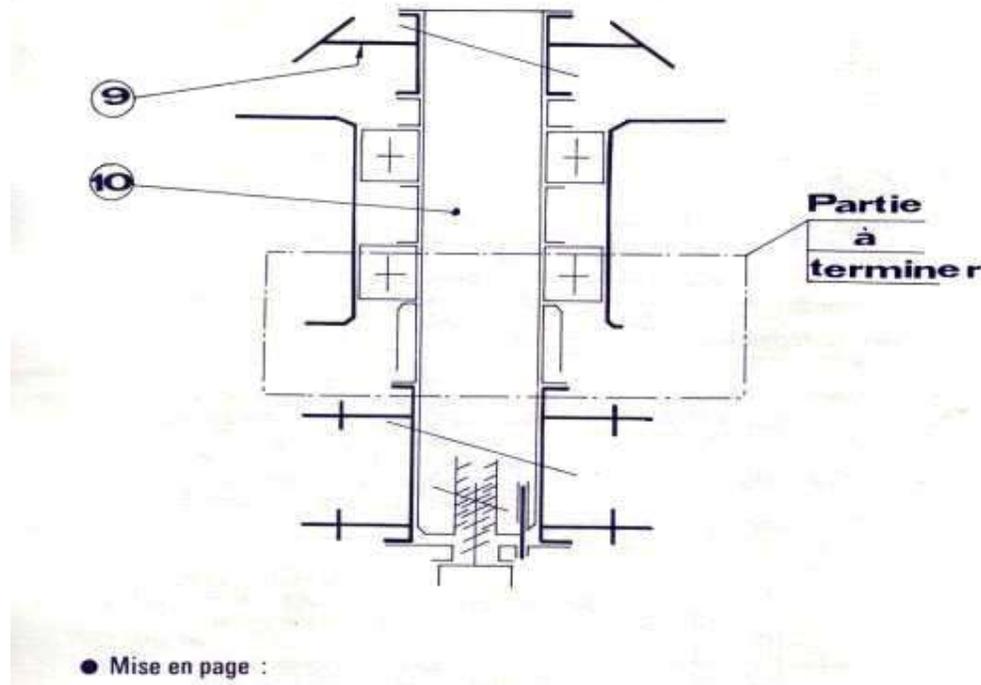
Vue de face en coupes (celle du sujet)

Vue de gauche, demi-coupe A-a

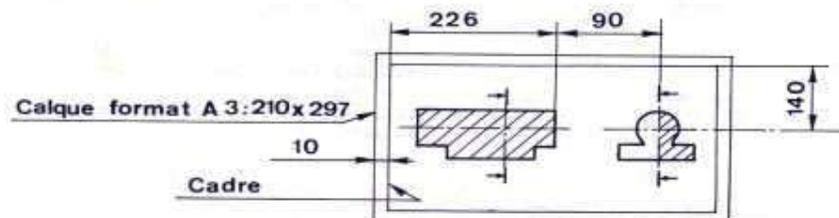
(partie vue a gauche de l'axe de symétrie), (partie coupée a droite de l'axe de symétrie).
Prévoir, suivant les axes X, 4 trous lames pour le montage de vis de fixation H M8-20.
Les lamages doivent avoir une profondeur de 2 et un \varnothing de 20.
Prévoir suivant les axes Y, deux alésages recevant des goupilles cylindriques de positionnement de \varnothing 8.
Ne pas faire le cartouche.

III- Cotation

donner pour les alésages recevant les roulements, le diamètre, l'ajustement (voir tableau ci-dessous), la rugosité, une tolérance de position.

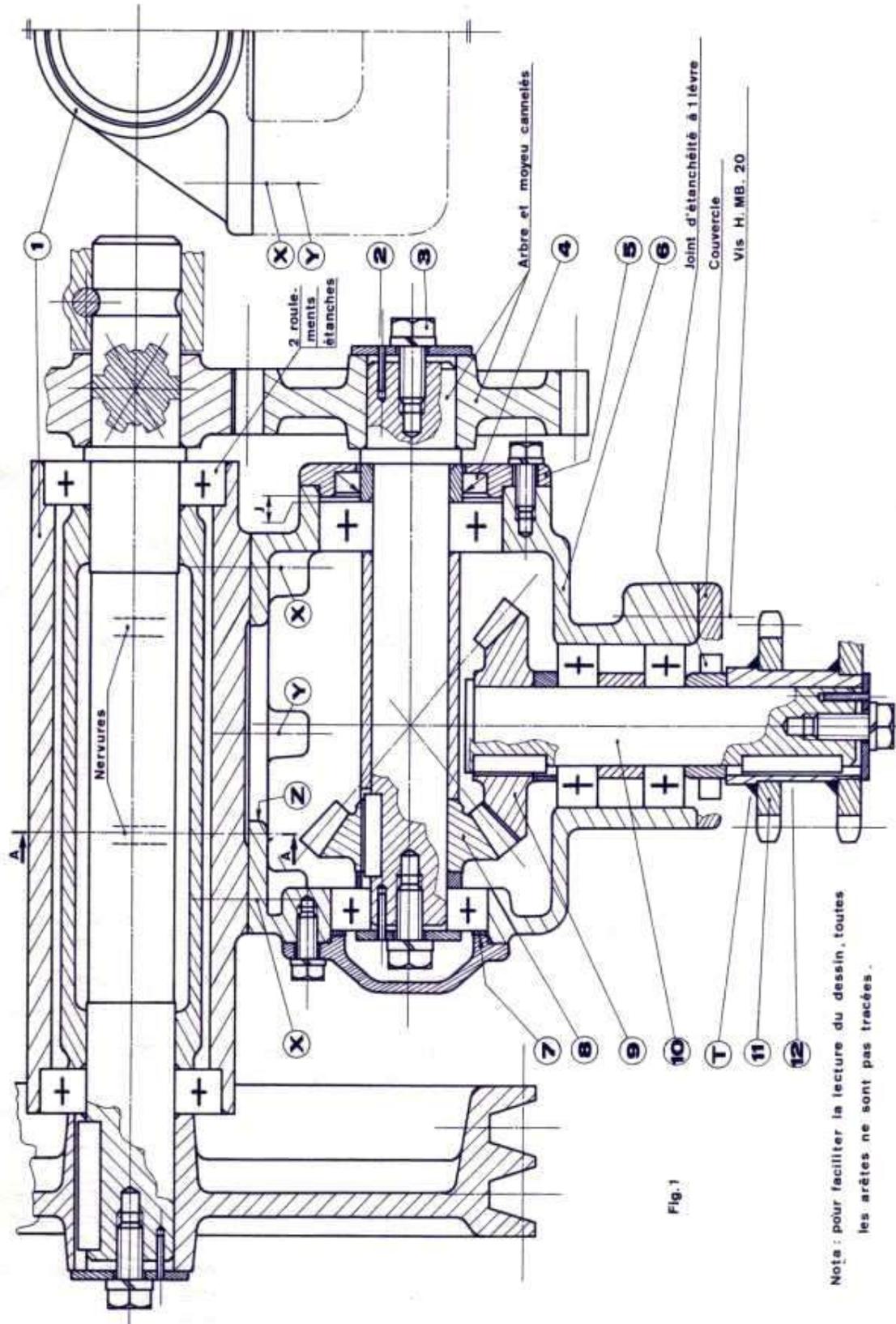


● Mise en page :



Conseils généraux

- La durée pour exécuter le sujet, le jour de l'examen, est de quatre heures
- Le dessin d'ensemble était donné à échelle 0,8
- Pour répondre au questionnaire, consulter également les catalogues des fabricants de roulements
- Le coefficient est 4
- Pour faciliter la lecture du dessin d'ensemble, toutes les arêtes ne sont pas tracées



Liste des références bibliographiques.

Ouvrage	Auteur	Edition
<i>Guide de dessin industriel</i>	A.CHEVALIER	<i>Edition hachette technique, 2001-2002</i>
<i>Dessin technique et construction mécanique</i>	M.NORBERT	
<i>Guide des sciences et technologie industrielles</i>	Jean-Louis fanchon	<i>Edition nathan, AFNOR , 1994</i>
<i>Cours de dessin industriel et de technologie des machines</i>	M.NORBERT	<i>Édition de la Capitelle</i>
<i>Guide du dessinateur industriel</i>	A.CHEVALIER	<i>Édition 1986</i>
<i>Dessin industriel.</i>	E.BAHR	<i>Édition EYROLLES, 1987</i>
<i>Construction mécanique</i>	MICHEL AUBLIN RENÉ CAHUZAC JEAN-PIERRE FERRAZ GUY VERNHÈRES	<i>Édition Dunod, paris, 1996</i>
<i>Construction mécanique</i>	R.QUATREMER J-P .TROTIGNON M. DEJANS H.LEHU	<i>EditionNATHAN, paris 1996</i>