

LEÇON 19

ENGRENAGES CYLINDRIQUES

à axes parallèles, à denture droite

(NFE 04-113, octobre 1972 - NFE 23-001, janvier 1972)

(NFE 23-005, avril 1965 - NFE 23-011, juillet 1972)

A — DÉFINITION.

Un engrenage est l'ensemble de deux roues dentées dont l'une entraîne l'autre par l'action des dents successivement en contact.

La roue qui présente le plus petit nombre de dents est appelée **pignon** ; on réserve le nom de **roue** à celle qui présente le plus grand nombre de dents.

B — BUT.

Les engrenages cylindriques à denture droite ont pour but de transmettre un mouvement de rotation entre deux arbres parallèles sur lesquels ils sont fixés.

C — POSITIONS RELATIVES des deux roues dentées. SENS de ROTATION des arbres.

— Engrenages extérieurs (fig. 1).

Le pignon P est extérieur à la roue R. L'arbre A solidaire du pignon P et l'arbre B solidaire de la roue R tournent en sens inverse.

— Engrenages intérieurs (fig. 2).

Le pignon P est intérieur à la roue R. L'arbre A solidaire du pignon P et l'arbre B solidaire de la roue R tournent dans le même sens.

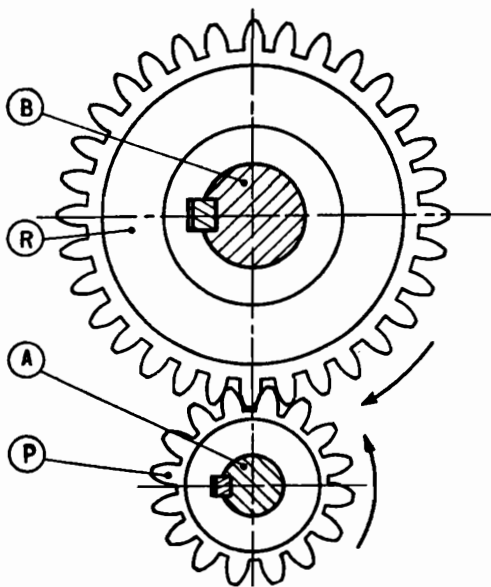


Figure 1

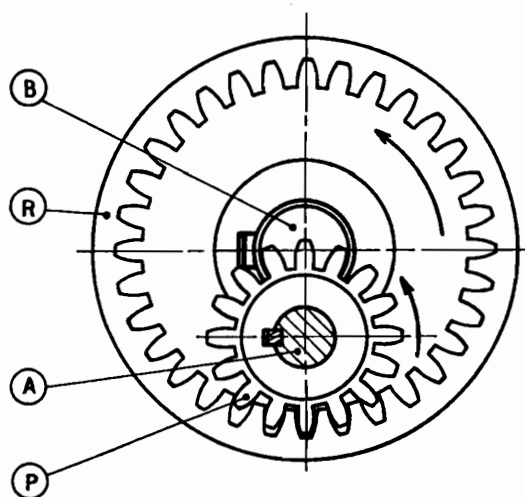


Figure 2

D — RAPPORT de transmission d'un engrenage u .

Il exprime le quotient du nombre de dents de la roue par le nombre de dents du pignon. Le rapport d'un engrenage est donc un nombre toujours supérieur à 1.

On obtient un rapport de réduction lorsque le pignon est menant (ou solidaire de l'arbre moteur).

On obtient un rapport de multiplication lorsque le pignon est mené (ou solidaire de l'arbre récepteur).

Application. Considérons l'engrenage extérieur, représenté figure 1, et supposons le pignon P menant, c'est-à-dire claveté sur l'arbre moteur A.

Soit z le nombre de dents de la roue et z_1 le nombre de dents du pignon.

Posons : $z = 32$ et $z_1 = 16$.

Nous avons par définition : $\frac{z}{z_1} = \text{rapport de réduction de l'engrenage} = \frac{32}{16} = 2$.

Conclusion. Le rapport de réduction de l'engrenage étant 2, la vitesse de rotation de l'arbre récepteur B est deux fois plus petite que la vitesse de rotation de l'arbre moteur A.

E — CRÉMAILLÈRE.

Une crémaillère est une barre droite dentée qui engrène un pignon (fig. 3). Elle peut être considérée comme une portion de roue cylindrique dont le diamètre serait infiniment grand.

Le mécanisme pignon-crémaillère (fig. 3) a pour but de transformer un mouvement de rotation (circulaire continu) transmis par le pignon, en un mouvement de translation (rectiligne continu) transmis par la crémaillère, ou inversement.

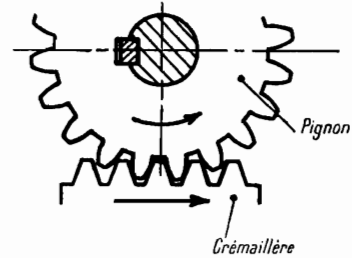


Figure 3

F — ROUES de friction et CYLINDRES PRIMITIFS d'un engrenage.

L'entraînement en rotation de deux arbres A et B (fig. 4), peut être réalisé par l'intermédiaire de cylindres, appelés roues de friction, dont les surfaces de contact lisses sont pressées l'une contre l'autre.

On démontre, en mécanique, que le rapport des vitesses entre les deux arbres est égal au rapport inverse des diamètres des cylindres.

$$\frac{n_1}{n} = \frac{d}{d_1}$$

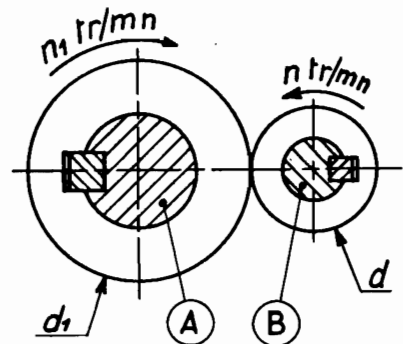


Figure 4

Il est alors possible de considérer deux systèmes constitués, l'un par deux roues de friction, l'autre par deux roues dentées, réalisant un rapport de vitesses donné entre l'arbre moteur et l'arbre récepteur d'une même transmission. Cette constatation nous conduit à la notion de cylindres primitifs d'un engrenage.

— Les cylindres primitifs d'un engrenage sont des cylindres fictifs, considérés comme roues de friction, qui réaliseraient, sans glissement relatif durant le mouvement de rotation, le même rapport de vitesses que les roues dentées auxquelles elles sont supposées liées.

A la figure 5 sont représentés les cylindres primitifs C et C_1 relatifs aux roues dentées R et R_1 .

— **Cercle primitif.** Il correspond à une section droite d'un cylindre primitif.

Remarques : le cylindre primitif et le cercle primitif d'une même roue ont leur projection confondue.

Cylindres et cercles primitifs d'un engrenage sont tangents soit extérieurement (cas d'engrenages extérieurs, fig. 1 et 5) soit intérieurement (cas d'engrenages intérieurs, fig. 2).

— **Diamètre primitif d .** C'est le diamètre d'un cercle primitif.

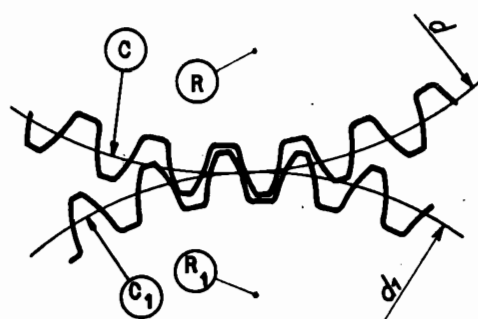


Figure 5

G — CYLINDRES DE TÊTE et CYLINDRES DE PIED d'un engrenage (fig. 6).

La partie supérieure ou sommet des dents d'une roue dentée est limitée par la surface latérale d'un cylindre appelé cylindre de tête.

La partie inférieure ou pied des dents est limitée par la surface latérale d'un cylindre appelé cylindre de pied.

La section droite d'un cylindre de tête détermine le cercle de tête dont le diamètre est appelé diamètre de tête (d_o).

La section droite d'un cylindre de pied détermine le cercle de pied dont le diamètre est appelé diamètre de pied (d_f).

Remarque : le cercle de tête, le cercle de pied et le cercle primitif correspondant à une même section droite sont concentriques.

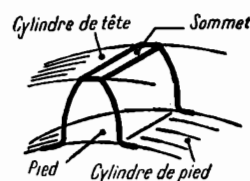


Figure 6

H — TERMINOLOGIE relative aux dents.

Surface active.

C'est la portion de surface d'une dent sur laquelle s'effectuent les contacts successifs de cette dent avec une dent de l'autre roue. Elle comprend, de part et d'autre du cylindre primitif, la face et le flanc (fig. 7).

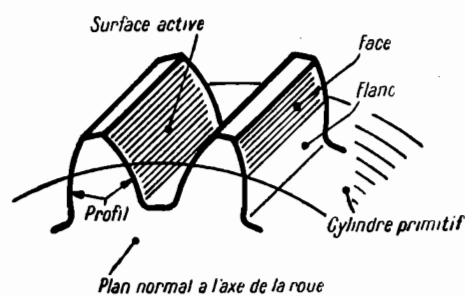


Figure 7

Profil d'une dent.

Le profil d'une dent est déterminé par l'intersection de la surface active et d'un plan perpendiculaire à l'axe de rotation de la roue (fig. 7).

La courbe d'intersection obtenue est un arc de développante de cercle.

Remarque : le profil d'une dent de crémaillère est un profil rectiligne (fig. 8).



Figure 8

— Définition de la développante de cercle.

Une développante de cercle est une courbe plane, non fermée, décrite par un point d'une droite qui roule sans glisser sur un cercle fixe.

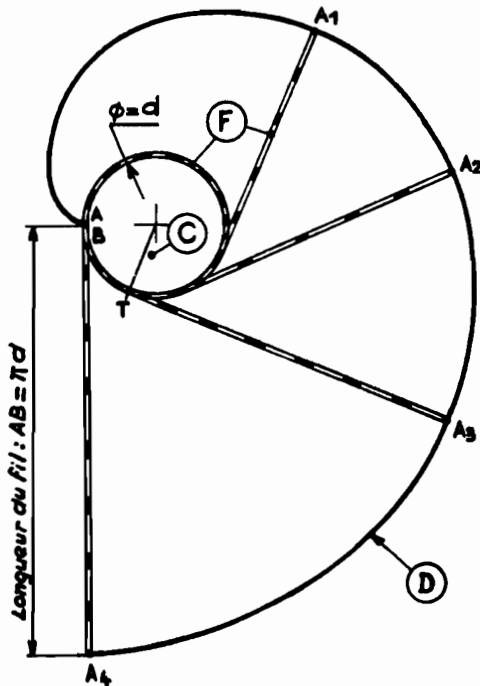


Figure 9

— Détermination expérimentale de la courbe.

Soit un fil F, de longueur $AB = \pi d$, enroulé sur un cercle fixe C de diamètre d (fig. 9).

Fixons sur le cercle l'extrémité B du fil et déroulons celui-ci à partir de l'extrémité A en le maintenant constamment tendu. Le point A décrit la développante de cercle D.

Remarque : à une position quelconque A_3 du point A la portion de fil déroulée est tangente au cercle C. Soit T le point de contact correspondant à la position A_3 . La longueur du segment TA_3 est égale à la longueur développée de l'arc \widehat{AT} du cercle C. En particulier, lorsque le fil sera déroulé complètement (position A_4) la longueur du segment AA_4 sera égale à la longueur du fil AB soit πd (longueur développée de la circonférence de diamètre d).

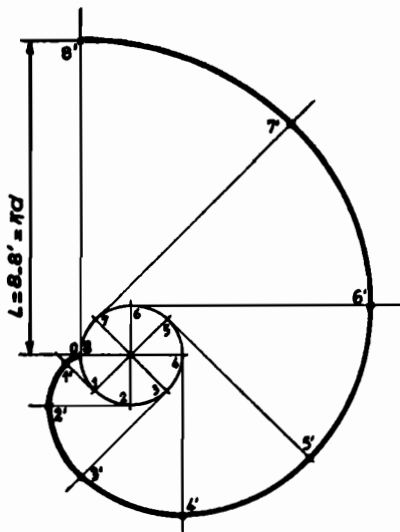


Figure 10

— Tracé de la développante de cercle (fig. 10).

Diviser un cercle en n parties égales.

Mener aux points de division les tangentes au cercle. Porter à partir du point de contact de chaque tangente la longueur de l'arc ayant pour origine la division 0 et pour extrémité le point de contact de la tangente considérée. La longueur de l'arc correspondant à chaque division est égale à $\frac{\pi d}{n}$ (d étant le diamètre du cercle et n le nombre de divisions). Les différentes longueurs portées successivement sur chaque tangente seront :

$$\frac{\pi d}{n} = 1.1' \quad \frac{2\pi d}{n} = 2.2' \quad \frac{3\pi d}{n} = 3.3' \text{ etc.}$$

Si $n = 8$, par exemple, la longueur de l'arc reportée sur la tangente correspondant à la division 8 sera :

$$\frac{8\pi d}{8} = \pi d = \text{périmètre du cercle} = 8.8'.$$

Cercle de base.

C'est un cercle dont la développante correspond au profil des dents d'une roue.

A la figure 11 sont représentés les cercles de base C_b et C_{b_1} relatifs aux roues R et R_1 .

Point d'action.

Il correspond au point de contact de deux profils conjugués (c'est-à-dire le point où l'un des profils agit sur l'autre).

Sur la figure 11 le point T est un point d'action ⁽¹⁾.

Ligne d'action.

C'est la droite sur laquelle se déplace le point d'action. La ligne d'action est tangente intérieurement aux deux cercles de base C_b et C_{b_1} (fig. 11).

Angle de pression α .

C'est l'angle aigu formé par la ligne d'action avec la tangente commune aux cercles primitifs des deux roues.

Valeur normalisée de l'angle de pression $\alpha = 20^\circ$.

Hauteur des dents h (fig. 12)

La hauteur d'une dent est égale à la différence entre le rayon du cercle de tête et le rayon du cercle de pied.

La hauteur d'une dent comprend :

la saillie h_a : différence entre le rayon du cercle de tête et le rayon du cercle primitif;

le creux h_f : différence entre le rayon du cercle primitif et le rayon du cercle de pied.

Largeur des dents b (fig. 13).

La largeur d'une dent correspond à la longueur de la partie dentée d'une roue suivant une génératrice du cylindre primitif.

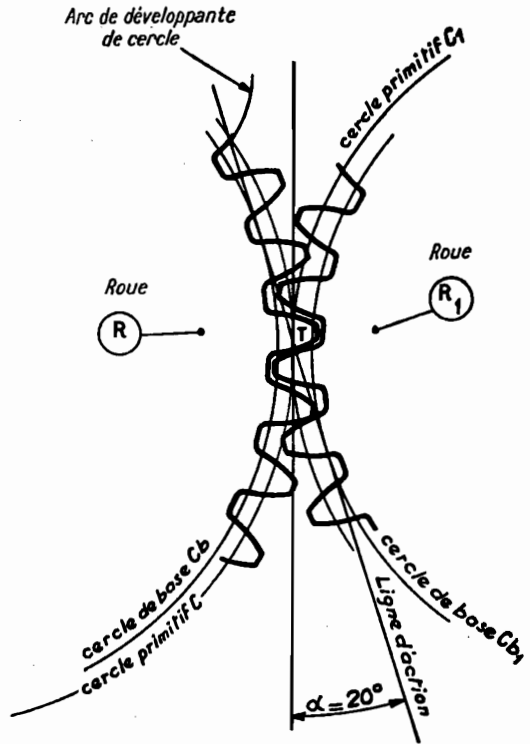


Figure 11

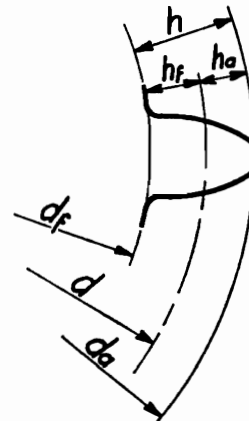


Figure 12

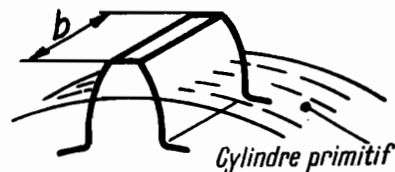


Figure 13

⁽¹⁾ Le point d'action, dont il est question, s'applique à l'épure représentée à la figure 11. Théoriquement le contact entre deux dents est réalisé suivant une génératrice de contact; en réalité ce contact s'effectue sur une étroite surface.

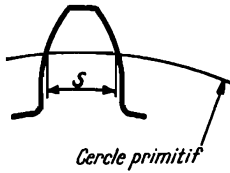


Figure 14

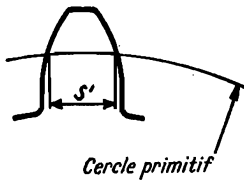


Figure 15

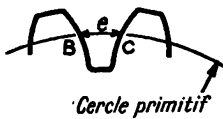


Figure 16

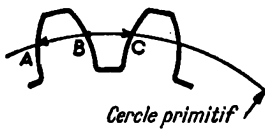


Figure 17

Épaisseur des dents.

On distingue :

— l'épaisseur curviligne s (fig. 14). Elle correspond à la longueur de l'arc du cercle primitif compris entre les deux profils d'une dent.

— l'épaisseur rectiligne s' (fig. 15). Elle correspond à la longueur de la corde qui sous-tend l'arc du cercle primitif compris entre les deux profils d'une dent.

Intervalle curviligne e (fig. 16).

Il correspond à la longueur de l'arc BC du cercle primitif compris entre les deux profils d'un entre-dent.

Pas au primitif p ou pas circonférentiel (fig. 17).

Il correspond à la longueur de l'arc AC.

Pas au primitif = épaisseur curviligne + intervalle curviligne.

Le pas au primitif comprend donc une dent et l'entre-dent voisin.

Il est égal au quotient du périmètre du cercle primitif (πd) par le nombre de dents (z) :

$$p = \frac{\pi d}{z}$$

Remarque : deux roues dentées qui engrènent ensemble ont le même pas au primitif.

Vide à fond de dent c (fig. 18).

C'est la distance mesurée sur la ligne des centres, entre le cercle de pied d'une roue d'un engrenage et le cercle de tête de l'autre roue.

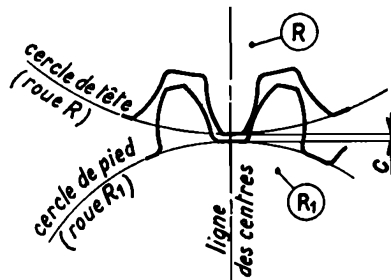


Figure 18

Module m .

Il est égal au quotient du pas au primitif par le nombre π soit : $m = \frac{p}{\pi} = \frac{\pi d}{\pi z} = \frac{d}{z}$.

Le module est donc égal au quotient du diamètre primitif par le nombre de dents.

Remarque : deux roues dentées qui engrènent ensemble ont le même module.

I — VALEURS NORMALISÉES des éléments d'une denture.

Les valeurs des différents éléments relatifs aux dents d'un engrenage cylindrique à denture droite à développante de cercle sont données en fonction du module m .

— Modules m , tableau des valeurs (fig. 19).

Valeurs		Valeurs	
principales	secondaires	principales	secondaires
0,5	0,55	4	4,5
0,6	0,7 - 0,75*	5	5,5
0,8	0,9	6	6,5* - 7
1	1,125	8	9
1,25	1,375	10	11
1,5	1,75	12	14
2	2,25	16	18
2,5	2,75	20	22
3	3,25* - 3,5 - 3,75*	25	28

Figure 19

Nota : les valeurs accompagnées d'un astérisque sont admises à titre exceptionnel.

— Hauteur des dents (fig. 20)

$$h = 2,25 m$$

$$\text{Saillie } h_a = m; \text{ creux } h_f = 1,25 m.$$

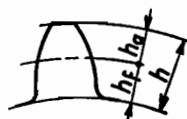


Figure 20

— Largeur des dents (fig. 21)

$$b = 10 m \text{ (largeur recommandée).}$$



Figure 21

— Pas au primitif (fig. 22)

$$p = \pi m$$

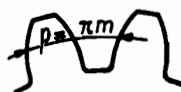


Figure 22

— Épaisseur et Intervalle curvilignes (fig. 23).

L'épaisseur curviligne s et l'intervalle curviligne e sont égaux.

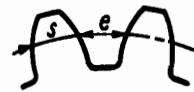


Figure 23

$$s = e = \frac{\pi m}{2} = \frac{p}{2}$$

Les valeurs relatives aux dents d'une crémaillère (fig. 24) sont identiques à celles d'un engrenage à denture droite.

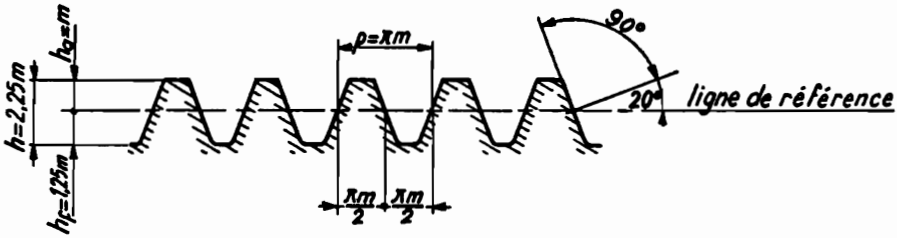


Figure 24

J — REPRÉSENTATION et COTATION des engrenages cylindriques à axes parallèles à denture droite (suivant NFE 04-113, octobre 1972).

La représentation d'une roue dentée telle qu'elle se présente en réalité serait d'une exécution longue et fastidieuse (voir fig. 1 à 3). On simplifie le tracé en considérant les roues d'un engrenage comme pièces non dentées.

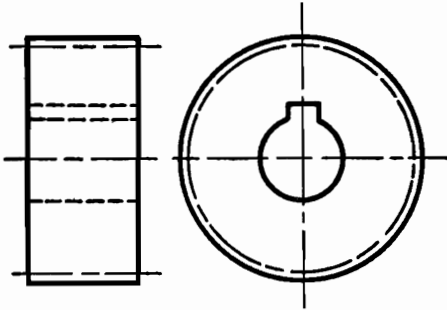


Figure 25

a) Représentation et cotation sur les dessins de détail.

— Vue extérieure (fig. 25).

Représenter la roue dentée suivant le cylindre de tête, tracé en trait continu fort. Faire apparaître le cylindre primitif suivant un trait mixte fin.

Sur une vue parallèle à l'axe de la roue, le trait représentant le cylindre primitif sera légèrement prolongé de part et d'autre du contour de la roue.

Pour effectuer ce tracé nous rappellerons que le rayon du cercle de tête (r_a) est égal au rayon du cercle primitif (r) augmenté du module (m) soit :

$$r_a = r + m.$$

Les formes complémentaires de la roue (alésage, rainure de clavetage, etc.) seront représentées normalement.

— Vue en coupe (fig. 26).

Représenter la roue dentée suivant une coupe axiale sur laquelle deux dents diamétralement opposées apparaîtront non coupées (on suppose la trace du plan sécant passant par deux entre-dents diamétralement opposés).

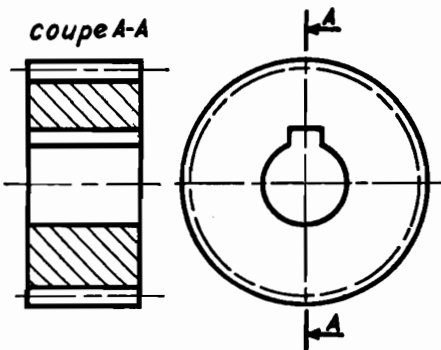


Figure 26

Sur la vue en coupe, figureront en trait continu fort les génératrices de contour apparent des cylindres de tête et de pied et en trait mixte fin les génératrices de contour apparent du cylindre primitif.

Éviter les coupes passant par un plan normal à l'axe de la roue. En cas de nécessité se limiter, si possible, à une coupe locale ne s'étendant pas à la partie dentée.

— Cas particuliers de représentation.

Dans le cas exceptionnel où il est indispensable de faire figurer une ou deux dents sur le dessin, soit pour limiter les extrémités d'un secteur denté (fig. 27) ou d'une crémaillère (fig. 28), soit pour préciser la position de la denture par rapport à un plan axial donné (fig. 29), utiliser de préférence pour le tracé des dents le trait continu fin. Généralement, on se limite à un tracé approché de la dent en remplaçant les arcs de développantes de cercles relatifs aux profils par des arcs de cercles.

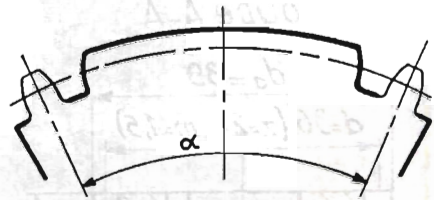


Figure 27

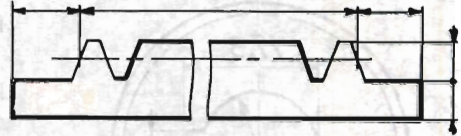


Figure 28

— Tracé approché du profil d'une dent (fig. 30).

Soient xx_1 et yy_1 les axes de la roue. De O comme centre décrire les arcs C_a , C et C_f représentant respectivement les cercles de tête, primitif et de pied.

En A mener la tangente n à l'arc C.

Construire l'angle $\widehat{nAm} = 20^\circ$ (se reporter tome II, leçon 12).

De O mener la perpendiculaire OE sur Am prolongée. De centre E et de rayon EA tracer l'arc C_1 , limité aux cercles de tête C_a et de pied C_f .

L'arc C_1 correspond approximativement à l'arc en développante du profil considéré. Raccorder l'arc C_1 au cercle de pied C_f par un arrondi de rayon r , de valeur maxi = 0,4 module. Un tracé identique permettrait de représenter le profil de la dent passant par le point B, en remarquant que :

$$\widehat{AB} = \frac{\text{pas}}{2} \text{ et que les différents centres, tel}$$

que E, sont situés sur un arc de cercle C_2 , de rayon OE.

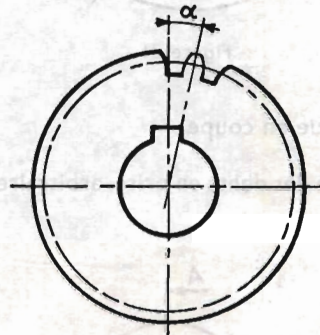


Figure 29

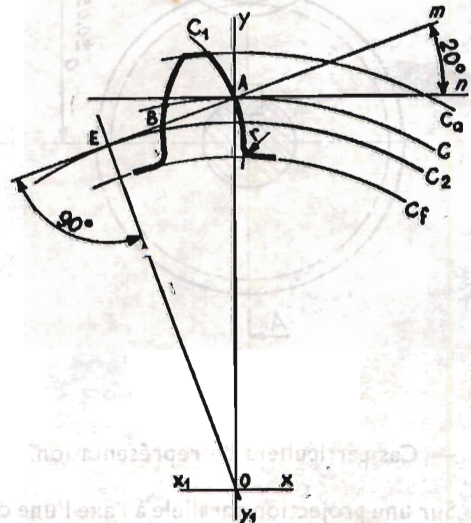


Figure 30

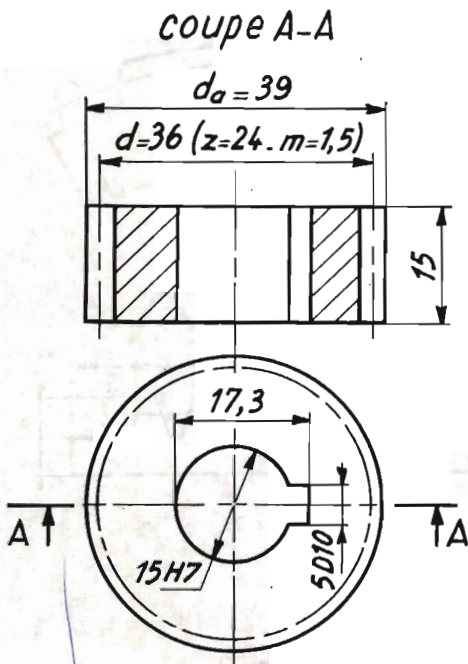


Figure 31

— Vue en coupe.

L'une des dents en prise, arbitrairement choisie, est supposée cachée par l'autre (fig. 32, coupe A-A).

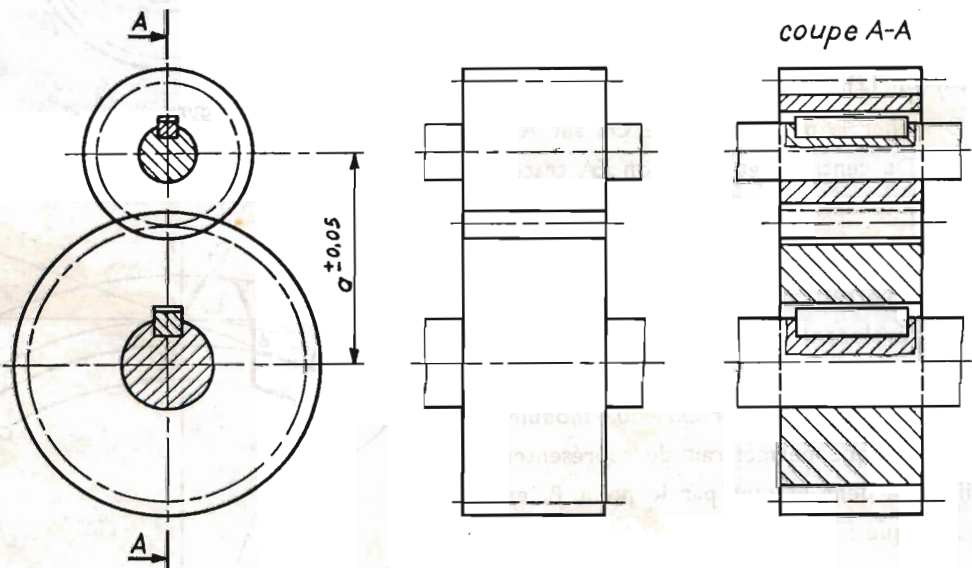


Figure 32

— Cas particuliers de représentation.

Sur une projection parallèle à l'axe l'une des roues représentées est cachée par l'autre dans la partie en prise, lorsque sa surface primitive est elle-même cachée par la surface primitive de l'autre roue.

— Cotation d'une roue dentée (fig. 31).

Indiquer :

le module m (voir tableau des valeurs, fig. 19) ;

le nombre de dents z ;

le diamètre primitif d ($d = mz$) ;

le diamètre de tête d_a qui correspond au diamètre de tournage ($d_a = d + 2m$).

Les caractéristiques de la denture (hauteur, largeur, épaisseur, pas, etc.) données en fonction du module pourront être indiquées pour mémoire ainsi que l'angle de pression qui a pour valeur 20° .

Indiquer également les dimensions des formes complémentaires (alésage de la roue, rainure de clavetage, etc...).

b) Représentation et cotation sur les dessins d'ensemble.

— Vue extérieure.

Aucune des deux roues de l'engrenage n'est supposée cachée par l'autre dans la partie en prise (vue de face et vue de gauche, fig. 32).

En vue de gauche (projection parallèle aux axes des deux roues) le pignon P est en partie caché par la roue R (fig. 33). La génératrice de contour apparent du cylindre de tête du pignon P correspondant à la partie en prise est représentée suivant un trait interrompu court.

Si l'une des roues seulement est représentée en coupe axiale, (roue R) figure 34, sa dent est supposée cachée par celle de la roue conjuguée non coupée (pignon P).

— Cotation d'un engrenage.

Indiquer la distance des axes (fig. 32) et, s'il y a lieu, les cotes de position (fig. 33).

c) Représentation simplifiée concernant la liaison arbres-engrenage.

Les simplifications, apportées à la représentation, intéressent uniquement la liaison roue-arbre. La partie active de chaque roue (cylindre de tête et cylindre primitif) étant représentée normalement comme il a été indiqué figure 32.

Suivant la liaison considérée, utiliser l'un des symboles représentés de la figure 40 à la figure 43.

— Application.

Baladeur (fig. 35).

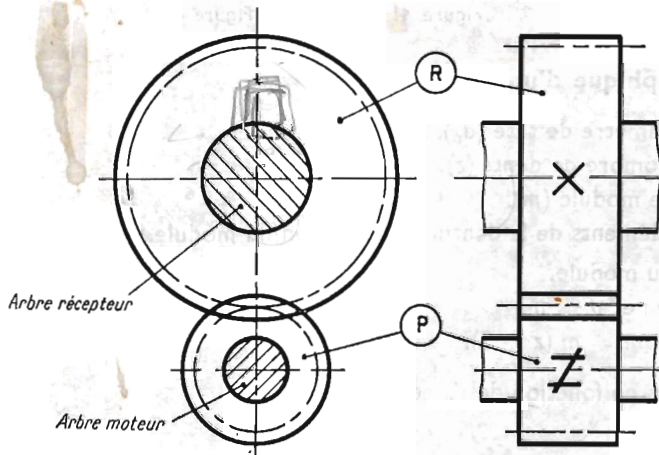


Figure 35

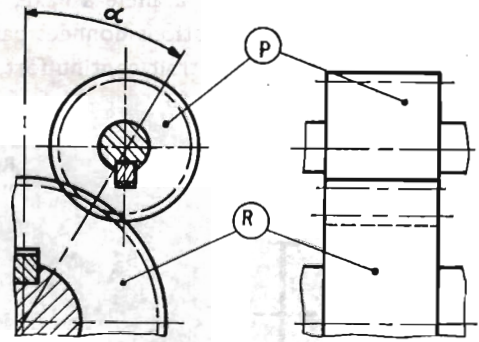


Figure 33

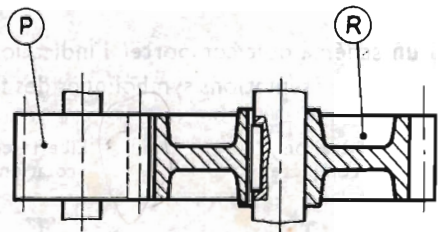


Figure 34

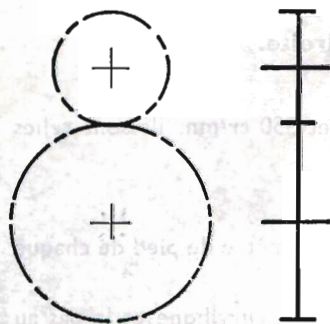


Figure 36

Le pignon moteur P est libre en translation, alors que la roue R est calée sur l'arbre récepteur.

d) Représentation schématisée des roues dentées.

— Sur une projection normale à l'axe.

Représentation limitée au tracé des cercles primitifs (trait mixte fort) fig. 36.

— Sur une projection parallèle à l'axe.

Se conformer aux indications données par les figures 37, 38 et 39, sur lesquelles la partie active de chaque roue, tracée en trait continu fort, est représentée par le contour apparent de la surface primitive (fig. 36).

Roue dentée
extérieurement



Figure 37

Roue dentée
intérieurement



Figure 38

Engrenage
extérieur



Figure 39

Si un schéma doit comporter l'indication de la nature de la liaison des roues avec leur axe, faire usage des représentations symboliques des figures 40 à 43.

Liaison
complète



Figure 40

Liberté en
rotation



Figure 41

Liberté en
translation

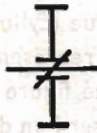


Figure 42

Liberté en rotation
et en translation



Figure 43

K — RELEVÉ graphique d'une roue dentée.

- Mesurer le diamètre de tête (d_a).
- Compter le nombre de dents (z).
- Déterminer le module (m).
- Calculer les éléments de la denture en fonction du module.

Détermination du module.

$$d_a = d + 2m \text{ et } d = mz$$

$$d_a = mz + 2m = m(z + 2).$$

Valeur du module en fonction de d_a et de z :

$$m = \frac{d_a}{z + 2}.$$

L — CALCULS relatifs aux engrenages cylindriques à denture droite.

Problème (d'après C.A.P. Fraiseurs - Seine).

Deux arbres distants de 120 mm ont pour vitesses respectives 250 et 350 tr/mn. Ils sont reliés par deux roues dentées A et B au module 2.

Calculer :

- 1° Le diamètre primitif, le nombre de dents, le diamètre de tête et le diamètre de pied de chaque roue.
- 2° Les caractéristiques de la denture : hauteur, saillie, creux, l'épaisseur curviligne et le pas au primitif.

Solution.

— Calcul des diamètres primitifs.

Soient $n = 250$ tr/mn et $n_1 = 350$ tr/mn les vitesses respectives des roues A et B ; d et d_1 les diamètres primitifs correspondants (fig. 44).

$$\frac{n_1}{n} = \frac{d}{d_1} \text{ (paragraphe F).}$$

La somme des diamètres primitifs des deux roues, $d + d_1$ est égale à :

$$120 + 120 = 240$$

Soit x la valeur du diamètre primitif d de la roue A.

La valeur du diamètre primitif d_1 de la roue B sera :

$$240 - x$$

On peut donc écrire :

$$\frac{n_1}{n} = \frac{d}{d_1} \text{ ou } \frac{350}{250} = \frac{x}{240 - x}$$

Valeur du diamètre primitif d de la roue A.

$$\begin{aligned} 350(240 - x) &= 250x \\ 84\,000 - 350x &= 250x \\ 84\,000 &= 600x \\ 140 &= x \end{aligned}$$

Valeur du diamètre primitif d_1 de la roue B.

$$240 - 140 = 100$$

Calcul des nombres de dents ($z = \frac{\varnothing d}{m}$).

$$\text{Nombre de dents de la roue A : } \frac{140}{2} = 70$$

$$\text{Nombre de dents de la roue B : } \frac{100}{2} = 50$$

— Calcul des diamètres de tête.

diamètre de tête = diamètre primitif + 2 fois le module.

$$\text{Valeur du diamètre de tête de la roue A : } 140 + 4 = 144$$

$$\text{Valeur du diamètre de tête de la roue B : } 100 + 4 = 104$$

— Calcul des diamètres de pied.

diamètre de pied = diamètre primitif — 2,5 fois le module.

$$\text{Valeur du diamètre de pied de la roue A : } 140 - (2,5 \times 2) = 135$$

$$\text{Valeur du diamètre de pied de la roue B : } 100 - (2,5 \times 2) = 95$$

— Hauteur des dents (h) figure 45 :

$$h = 2,25 m \text{ ou } 4,5 \text{ mm}$$

— Saillie (h_a) = module = 2 mm

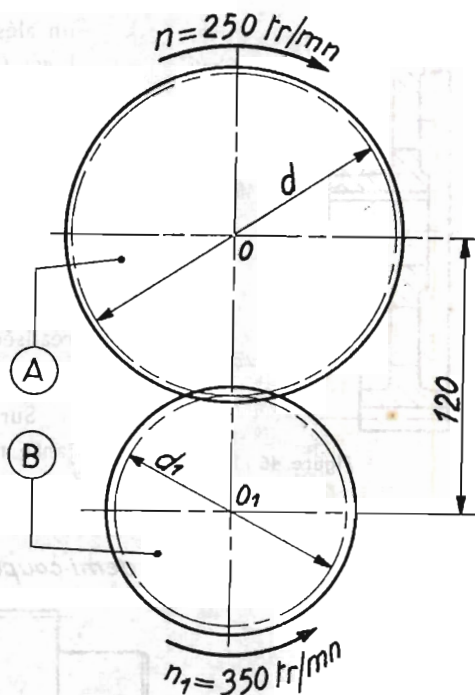
— Creux (h_f) = 1,25 module = 2,5 mm

— Épaisseur curviligne (s) :

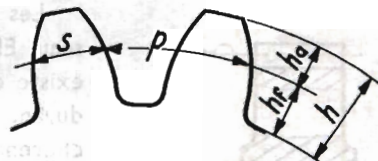
$$s = \frac{\pi m}{2} = \frac{\pi \times 2}{2} = \pi = 3,14 \text{ mm}$$

— Pas au primitif (p) :

$$p = \pi m = 3,14 \times 2 = 6,28 \text{ mm}$$



Échelle 0,3
Figure 44



Échelle 3
Figure 45

M — PARTIES CONSTITUTIVES et FORME des roues.

— Matières utilisées.

Les roues dentées sont principalement en acier : en XC 38-XC 65 (pour efforts moyens); en 12 NC 12 (pour efforts importants); en 12 CD 4 (résistance aux chocs); en 45 C4 (résistance à l'usure); en acier moulé ou en fonte; elles peuvent être, dans certains cas, en bronze, en aluminium, en fibre, etc...

— Parties constitutives.

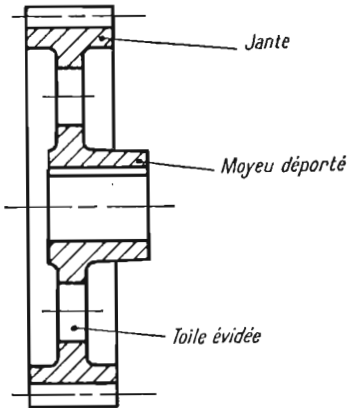


Figure 46

Une roue dentée présente à sa partie centrale ou moyeu un alésage muni soit d'une rainure de clavetage soit de cannelures (leçon 14) assurant la liaison arbre-roue.

La partie de la roue qui porte la denture est appelée la jante.

Suivant l'importance dimensionnelle de la roue, le moyeu peut être relié à la jante par une toile.

Pour les roues de moyen diamètre, la toile est pleine ou évidée (fig. 46).

Pour les roues de grand diamètre, la liaison moyeu-jante est réalisée par des bras; dans ce cas la roue est obtenue par moulage.

Sur les pignons (roues de petits diamètres) la liaison moyeu-jante n'est pas distincte (fig. 47 et 52).

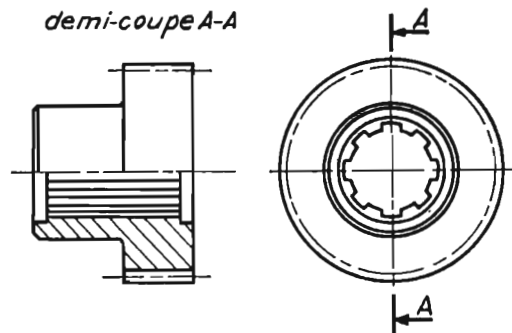


Figure 47

N — RÉALISATION des dentures (NF E 23-012, juillet 1972).

On distingue les dentures brutes et les dentures taillées.

I. Dentures brutes.

Les dents sont réalisées soit par moulage mécanique soit au trousseau. Elles restent brutes de fonderie (fig. 48), et le jeu important qui existe entre les dents de deux roues conjuguées fait naître des chocs durant le mouvement. Il en résulte une transmission bruyante. De tels engrenages ne peuvent tourner qu'à de faibles vitesses (dispositifs mus manuellement). Ils sont utilisés principalement pour des mécanismes n'exigeant pas de précision, comme certaines machines de mécanique agricole.

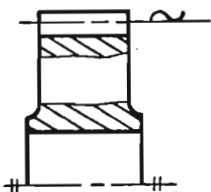


Figure 48

2. Dentures taillées.

— Dentures taillées sur fraiseuse. Le profil des fraises utilisées correspond à celui de l'entre-dent de la roue (fig. 49). Ce procédé de moyenne précision est employé principalement pour les travaux de petite série.

— Dentures taillées par génération. Le taillage s'effectue sur machines spéciales. L'outil utilisé affecte soit la forme d'un pignon (fig. 50), soit la forme d'une crémaillère (fig. 51). La taille par génération est utilisée pour les travaux de grande série (automobiles, machines-outils).

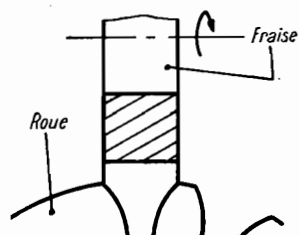


Figure 49

Suivant les nécessités d'utilisation les dents peuvent être rectifiées après taillage (fig. 52).

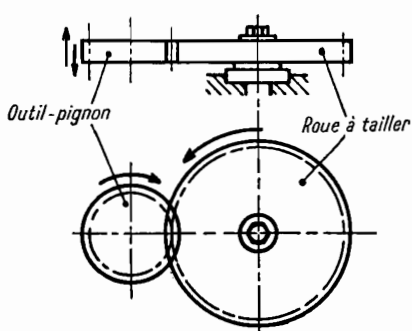


Figure 50

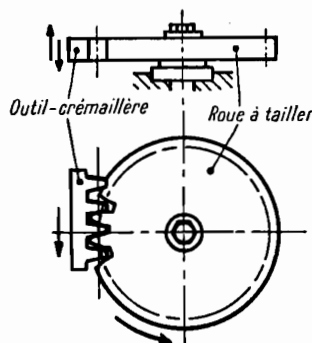


Figure 51

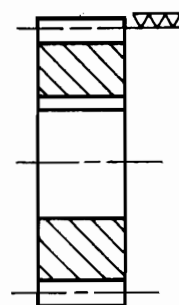


Figure 52

O — EMPLOI des engrenages.

Les engrenages assurent, entre deux arbres peu éloignés, la transmission d'efforts importants sans glissement.

Ils sont principalement utilisés dans les dispositifs à changement de marche et de vitesse ; véhicules à moteur, appareils de levage, machines-outils, etc...

P — AUTRES TYPES d'engrenages ⁽¹⁾ — POSITIONS RELATIVES des arbres.

(suivant NFE 04-113, octobre 1972).

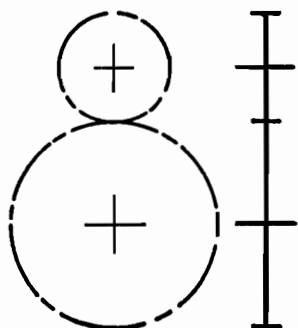


Figure 53

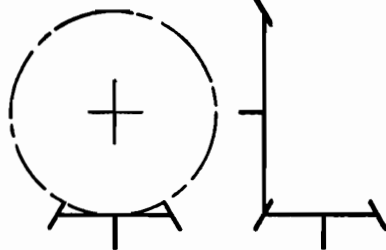


Figure 54

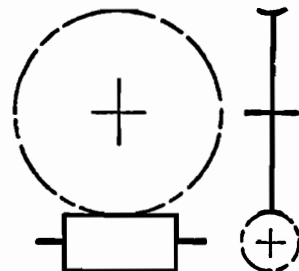


Figure 55

(1) L'étude de ces différents types d'engrenages se situe à un niveau supérieur à celui demandé aux classes de C.E.T.

— Les arbres sont parallèles.

La transmission peut être assurée par des engrenages cylindriques à denture droite ou hélicoïdale (fig. 53).

— Les arbres sont concourants.

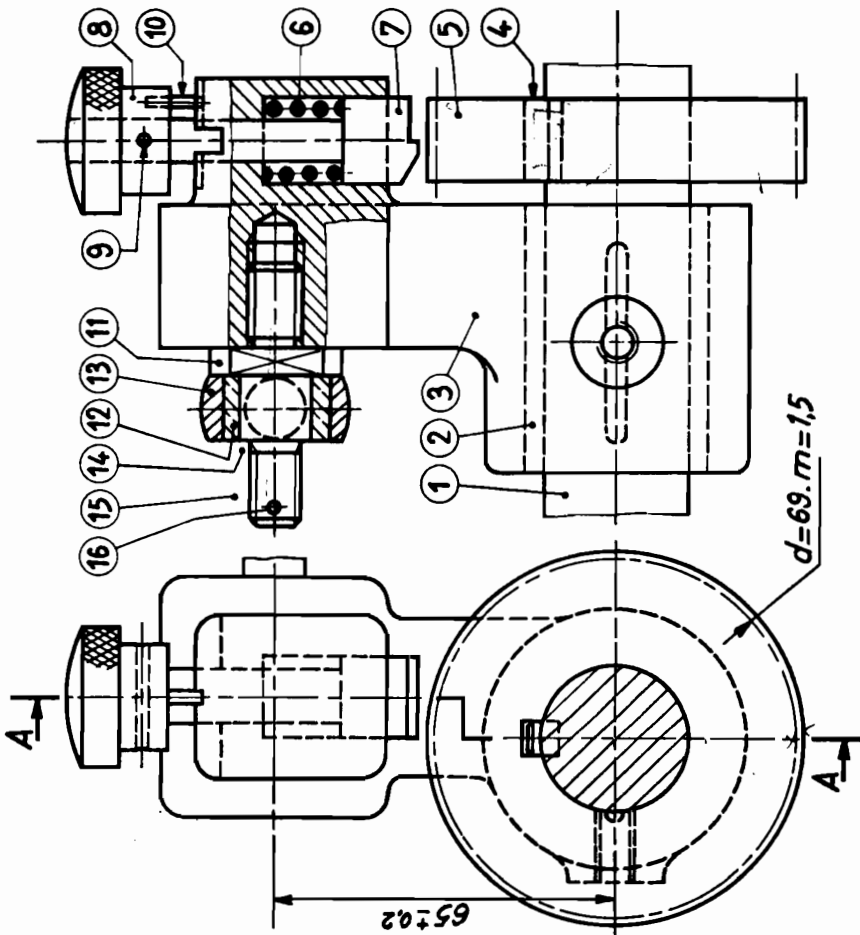
La transmission peut être assurée par des engrenages coniques à denture droite ou hélicoïdale (fig. 54) ⁽¹⁾.

— Les arbres ne sont pas situés dans le même plan.

La transmission peut être assurée par le système « roue et vis sans fin » (fig. 55).

(1) Voir leçon 14, figure 30.

Dispositif d'AVANCE AUTOMATIQUE



Le dispositif d'avance automatique d'un étau-limeur est représenté ci-contre à l'échelle 0,7 par les vues incomplètes de face et de gauche.

La nomenclature de cet ensemble se présente comme suit:

- ① arbre (28C4). ② bague (U.E10).
- ③ corps (A45M). ④ clavette parallèle, forme A, de 6x6x16.
- ⑤ pignon (XC48). ⑥ ressort (XC55). ϕ moyen 14; ϕ du fil 1,5; pas 4 à droite.
- ⑦ doigt (XC48). ⑧ bouton (E26).
- ⑨ goupille L.2.20. ⑩ ergot ϕ 2 (Strubs).
- ⑪ axe (28C4). ⑫ bague (U.E10).
- ⑬ biellette (XC65). ⑭ rondelle M100.
- ⑮ écrou Hh, M10. ⑯ goupille V25.10.

On demande:

1. de représenter, à l'échelle 1 sur format A4 sens vertical, l'ensemble du dispositif par la vue de face et la vue de gauche - coupe A-A.

Temps alloué 3h

2. de représenter, à l'échelle 1 sur format A4, les dessins de définition de produit fini des pièces ③ ⑤ ⑦ et ⑪.

Temps alloué 3h

D'après G. A. P. mécanique. POITIERS

LEÇON 20**ROULEMENTS A BILLES
ET A ROULEAUX CYLINDRIQUES**

(NF E 04-114, août 1952)

A — NOTIONS de RÉSISTANCE AU GLISSEMENT et de RÉSISTANCE AU ROULEMENT.

Considérons, figure 1, une pièce A en fonte reposant sur un plan horizontal P.

Soit F la force nécessaire exercée sur la pièce A pour la maintenir en mouvement uniforme en direction de N.

La force F doit vaincre une certaine résistance due au frottement de glissement de la pièce A sur le plan P ⁽¹⁾.

En interposant entre la pièce A et le plan P des galets cylindriques G, figure 2, on substitue au frottement de glissement un frottement de roulement.

Soit F_1 la force nécessaire exercée sur la pièce A pour la maintenir en mouvement uniforme en direction de N.

Nous constatons que l'intensité de la force F_1 , nécessaire à vaincre la résistance au roulement, est très inférieure à l'intensité de la force F nécessaire à vaincre la résistance au glissement.

Conclusion. La résistance au roulement est inférieure à la résistance au glissement.

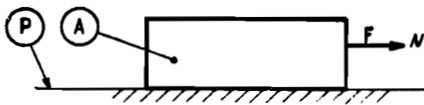


Figure 1

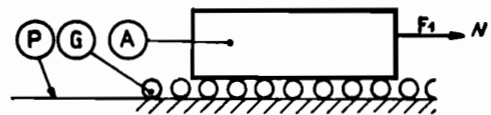


Figure 2

Cette constatation est également affirmée lorsque les surfaces en contact sont cylindriques (fig. 3 et 4).

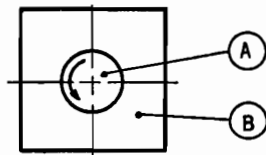


Figure 3

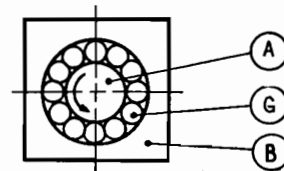


Figure 4

En interposant des galets, des rouleaux ou des billes entre un arbre A et son logement, on substitue à une résistance au glissement (fig. 3), une résistance au roulement beaucoup plus faible (fig. 4).

Dans certains cas (paliers à billes), la résistance au roulement peut être égale à $\frac{1}{50}$ de la résistance au glissement.

(1) Nous précisons que le déplacement de la pièce A sur le plan P est réalisé sans film d'huile.

B — PARTIES CONSTITUTIVES d'un roulement à billes.

Un roulement à billes se compose (fig. 5) : d'une bague extérieure B et d'une bague intérieure B₁ entre lesquelles sont disposées des billes E maintenues à intervalles réguliers par une cage C (fig. 6). Les billes sont logées en partie dans des gorges toriques ou chemin de roulement, pratiquées respectivement sur la surface intérieure de la bague B et sur la surface extérieure de la bague B₁.

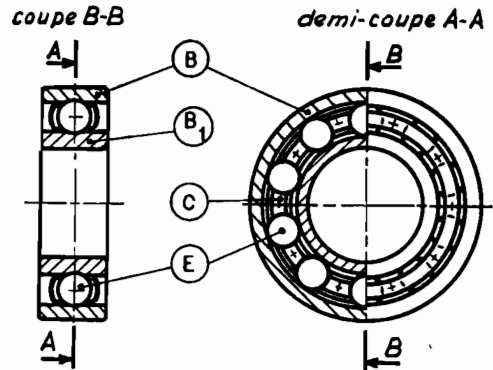


Figure 5

C — RÉALISATION des roulements.

Matière.

Les bagues et les billes sont en acier dur au carbone ou au chrome (100 C 5).

Les cages sont en tôle d'acier (E26) ou en laiton.

Fabrication.

Les bagues sont décollétées dans des barres pleines ou creuses, suivant le diamètre à réaliser. Après usinage, elles subissent un traitement de trempe et de revenu. Elles sont rectifiées et soigneusement polies.

Les billes sont réalisées par matriçage à froid pour les diamètres inférieurs à 10, à chaud pour les diamètres supérieurs à 10.

Elles sont rectifiées avant et après traitement. Les billes subissent ensuite un polissage très poussé, permettant d'obtenir des éléments identiques à 1 μ près.

Les cages, dont le but est d'éviter tout contact entre deux billes consécutives, sont réalisées par emboutissage. Leur forme varie suivant l'initiative du constructeur. A la figure 6 est représenté un type de cage en deux parties assemblées par rivets.

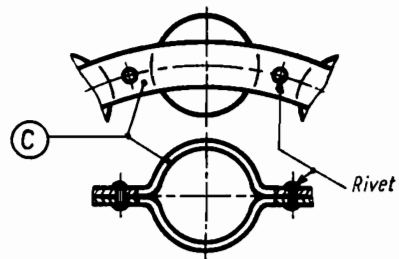


Figure 6



Figure 7

Montage.

Les billes sont introduites, soit par une ouverture pratiquée à la surface latérale des bagues (fig. 7), soit en excentrant la bague intérieure par rapport à la bague extérieure (fig. 8).

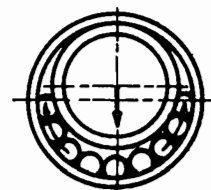


Figure 8

D — ROUEMENTS A ROULEAUX CYLINDRIQUES.

Les éléments constitutifs sont ceux étudiés aux paragraphes B et C.

Un roulement à rouleaux se compose donc : d'une bague extérieure B, d'une bague intérieure B₁, de rouleaux R maintenus en position par une cage C (fig. 9).

La forme des gorges réalisant le chemin de roulement et celle des cages sont variables et laissées à l'initiative du constructeur.

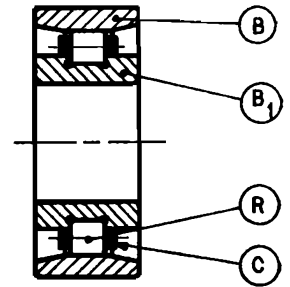
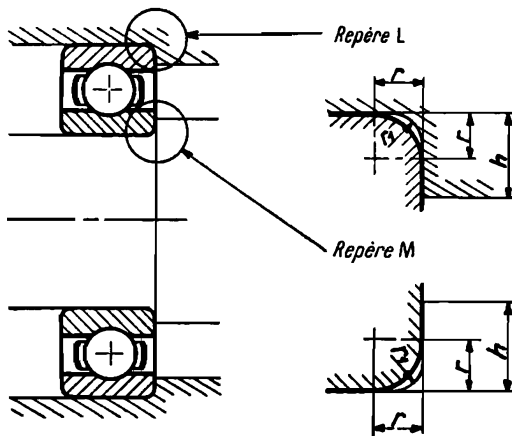


Figure 9

E — DIMENSIONS des congés, chanfreins et épaulements.

Les dimensions mentionnées au tableau, figure 11, conditionnent un appui correct de la bague extérieure par rapport à l'alésage (fig. 10 repère L) et de la bague intérieure par rapport à un épaulement de l'arbre (fig. 10, repère M).



Figures 10

r — Dimension nominale du chanfrein de roulement.

r_1 — Rayon maximal du congé sur l'arbre (repère M) ou dans l'alésage (repère L).

h — Hauteur minimale d'épaulement.

r	r_1 max	h min	r	r_1 max	h min	r	r_1 max	h min
0,5	0,3	1	2,5	1,5	4,5	5	3	9
1	0,6	2,5	3	2	5	6	4	11
1,5	1	3	3,5	2	6	8	5	14
2	1	3,5	4	2,5	7			

Figure 11

F — REPRÉSENTATION NORMALISÉE des roulements à billes et à rouleaux cylindriques (fig. 13).⁽¹⁾

Lorsque le type de roulement à utiliser doit être précisé ultérieurement, adopter la représentation schématique de la figure 12.

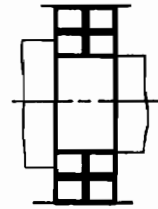


Figure 12

Types de roulements	Symbole	Schéma	Représentation réelle	Représentation conventionnelle
Roulements à une rangée de billes, à gorge profonde ; contact radial, sans encoche de remplissage.	BC			
Roulements à une rangée de billes, contact oblique. BN : α de 10° à 22°, non démontable. BA : α de 22° à 32°, non démontable. BAS : α de 22° à 32°, bague intérieure démontable.	BN BA BAS			
Roulements à deux rangées de billes, contact radial avec encoches de remplissage.	BF			
Roulements à deux rangées de billes, contact oblique avec encoches de remplissage.	BE			
Roulements à rotule sur deux rangées de billes, chemin de roulement sphérique dans la bague extérieure.	BS			
Roulements à une rangée de rouleaux cylindriques ; bague extérieure sans épaulement, démontable ; bague intérieure à deux épaulements.	RN			
Roulements à une rangée de rouleaux cylindriques ; bague intérieure sans épaulement, démontable ; bague extérieure à deux épaulements.	RU			

Figures 13

⁽¹⁾ Le tableau ci-dessus indique la correspondance entre les désignations commerciales et les désignations normalisées des roulements (suivant NF E 22-395, décembre 1970).

G — DIMENSIONS NORMALISÉES des roulements à billes.

En général, les roulements de largeur étroite comportent une seule rangée de billes ou de rouleaux (fig. 14). Les roulements de largeur moyenne comportent deux rangées de billes ou de rouleaux (fig. 15).

Les dimensions caractéristiques d'un roulement sont indiquées à la figure 16; leurs valeurs sont données au tableau, figure 17.

largeur étroite



Figure 14

largeur moyenne

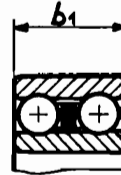


Figure 15

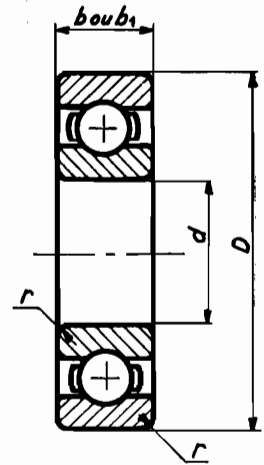


Figure 16

H — DÉSIGNATION d'un roulement.

Un roulement se désigne par :

- le diamètre de son alésage,
- le symbole du type de roulement, en lettres majuscules (voir tableau, fig. 13),
- la série de largeur et la série de diamètre, au moyen de deux chiffres (voir tableau, fig. 17).

Nota : la série de largeur b a pour symbole 0

la série de largeur b_1 a pour symbole 2.

Exemple : un roulement du type BC, d'alésage 40, de série de diamètre 2, de série de largeur 0, qui a pour diamètre extérieur $D = 80$ et pour largeur $b = 18$ se désigne par :

Roulement 40 BC 02 (E 22-310).

I — CHOIX des roulements.

Les facteurs principaux conditionnant le choix d'un roulement sont :

- La direction de la charge que doit supporter le roulement.

Nous citerons particulièrement les charges radiales (dirigées perpendiculairement à l'axe du roulement) et les charges axiales (dirigées parallèlement à l'axe du roulement).

- La déformation envisagée de l'arbre, déformation due à la flexion par exemple.
- Les conditions de montage devant entraîner, par exemple, un défaut d'alignement des portées des roulements.
- Les réactions dues aux vibrations et aux chocs.

d	Série de diamètre 2				Série de diamètre 3				Série de diamètre 4			d	
	D	b	b ₁	r	D	b	b ₁	r	D	b	r		
4	13	5		0,4	16	5							4
5	16			19	6	0,5							5
6	19	6		0,5	22	7							6
7	22	7			26	9							7
9	26	8											9
10	30	9											35
12	32	10	14	1	37	12	17						12
15	35	11			1,5	42	13						15
17	40	12		16			47	14	19		62	17	2
20	47	14	18	1,5	52		15	21	2		72	19	
25	52	15			20	2	62	17		24	2,5	80	21
30	62	16		2			72	19	27	2,5		90	23
35	72	17			23	2	80	21	31		2,5	100	25
40	80	18		2,5			90	23	33	3		110	27
45	85	19				3	100	25	36		3,5	120	29
50	90	20		3,5			110	27	40	4		130	31
55	100	21			25	2,5	120	29	43		4	140	33
60	110	22	28	3	130		31	46	5	150		35	60
65	120	23	31		3,5	140	33	48		5	160	37	65
70	125	24				4	150	35	51		5	180	42
75	130	25			4		160	37	55	5		190	45
80	140	26		33		3	170	39	58		5	200	48
85	150	28	36	3,5	180		41	60	5	210		52	85
90	160	30	40			190	43	64		5	225	54	90
95	170	32	43			200	45	67	5		240	55	95
100	180	34	46			215	47	73			250	58	100

Figure 17

Types de roulements à employer en fonction des charges supportées — Exigences de montage.

- Roulements rigides à une rangée de billes.
 - Charge radiale : moyenne.
 - Charge axiale : faible ou nulle.
 - Montage : exige un bon alignement des portées.
- Roulements rigides à deux rangées de billes.
 - Charge radiale : plus importante que dans le cas précédent.
 - Charge axiale : faible.
 - Montage : exige un bon alignement des portées.
- Roulements à rotule, à deux rangées de billes.
 - Charge radiale : modérée.
 - Charge axiale : faible.
 - Montage : permet de compenser un défaut d'alignement des portées.
- Roulements à rouleaux cylindriques, à une rangée de rouleaux.
 - Charge radiale : très importante.
 - Charge axiale : nulle (rouleaux non épaulés), modérée (rouleaux épaulés).
 - Montage : exige un très bon alignement des portées, peut supporter des chocs.

J — MONTAGES de roulements.

a) **Le roulement est fixé à l'extrémité d'un arbre** : boîte d'essieu pour wagonnet (fig. 18).

La figure 18 représente le montage en bout d'arbre d'un roulement à rotule sur deux rangées de billes (le roulement étant figuré, intentionnellement, suivant une représentation mixte). La bague intérieure B_i du roulement, ajustée sur l'arbre A, vient buter contre un épaulement de l'arbre et est bloquée latéralement par un écrou à encoches E à pas fin muni d'une rondelle frein à languettes R (voir leçon 12). La bague extérieure B_e du roulement, ajustée dans le logement du boîtier T, peut ne pas être bloquée latéralement (type de palier libre, fig. 18).

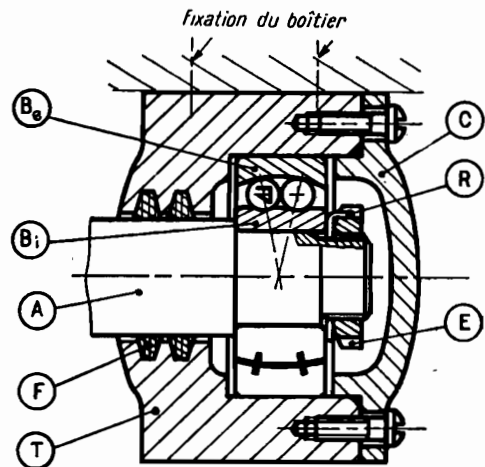


Figure 18

b) **L'emplacement du roulement est quelconque sur l'arbre** : palier pour arbre de transmission (fig. 19).

Ce montage est une variante du cas précédemment étudié, figure 18.

Le roulement est fixé sur l'arbre par l'intermédiaire d'un manchon de serrage M, conique extérieurement, pourvu de fentes et partiellement fileté (fig. 21).

L'emploi d'un tel manchon implique des roulements à alésage conique (fig. 20). Cette disposition de montage a l'avantage de présenter, sur l'exemple précédent (fig. 18), un arbre lisse non épaulé et non fileté.

Remarque : la mise en place du roulement impose un palier en deux parties P et P₁.

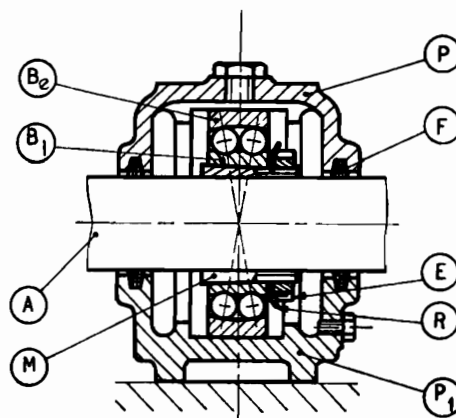
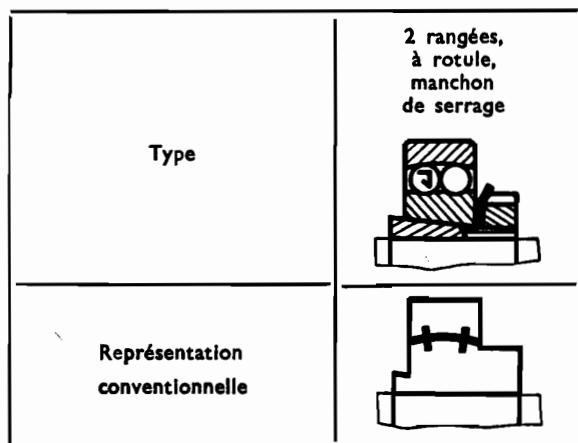


Figure 19



Figures 20

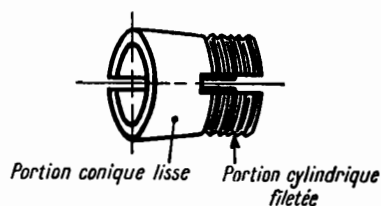
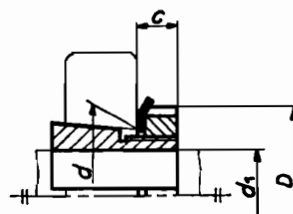


Figure 21

Tableau des valeurs relatives aux manchons de serrage (suivant E 22-308)

d	d_1	c	D
15	12	6	25
17	14		28
20	17	7	32
25	20	8	38
30	25		45
35	30	9	52
40	35	10	58
45	40	11	65
50	45	12	70



Figures 22

K — AJUSTEMENTS RECOMMANDÉS — TOLÉRANCES de fabrication relatives aux arbres et aux alésages.

Les dimensions des roulements (diamètres extérieur et intérieur) sont fixées par le constructeur.

Deux ajustements sont à considérer (fig. 23) :

- l'ajustement, bague extérieure et alésage, de diamètre D ;
- l'ajustement, bague intérieure et arbre, de diamètre d .

Remarque : sur un dessin, porter uniquement les tolérances relatives à l'arbre A et à l'alésage B (fig. 23).

Deux cas de montage sont à considérer.

Le montage peut être du type « **arbre tournant** » (supports d'arbres de transmission). Dans ce cas la pièce servant de logement à la bague extérieure du roulement est fixe.

Le montage peut être du type « **arbre fixe** » (supports de roues de véhicules). Dans ce cas la pièce servant de logement à la bague extérieure du roulement est mobile.

En général, la bague qui est en contact avec l'organe mobile doit être ajustée serrée, le serrage augmentant avec l'importance de la charge.

La bague qui est en contact avec l'organe fixe doit être, en principe, ajustée sans serrage.

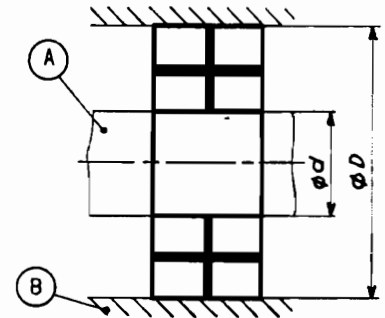


Figure 23

1^{er} cas : Montage « arbre tournant ».

— Tolérances relatives à l'arbre.

- h5 ou j5 : pour faibles charges (petits moteurs électriques, broches de machines-outils).
- k5 ou k6 : pour charges normales (applications courantes, réducteurs de vitesses).
- m5 ou m6 : pour charges élevées (wagonnets de mines ; emploi de roulements à rouleaux).
- n6 ou p6 : pour très fortes charges accompagnées de chocs (boîtes d'essieux pour matériel ferroviaire ; emploi de roulements à rouleaux).

— Tolérances relatives au logement.

- H6 ou H7 : pour charges moyennes (transmissions en général).
- J6 ou J7 : pour charges normales (broches de machines-outils).
- K6 : pour charges normales ou importantes (poulies, compresseurs).
- N6 ou M6 : pour charges élevées (gros réducteurs ; emploi de roulements à rouleaux).

2^e cas : Montage « arbre fixe ».

— Tolérances relatives à l'arbre.

- g5, g6 ou h6 : pour charges constantes (poulies folles, galets tendeurs).
- j5 ou h5 : pour charges variables accompagnées de chocs (roues de voitures).

— Tolérances relatives au logement.

- M6 ou M7 : pour charges modérées (poulies folles, galets tendeurs).
- N6 ou N7 : pour charges normales (roues avant de voitures).
- P6 ou P7 : pour fortes charges (moyeux de roues montées sur roulement à rouleaux, galets d'appareils de levage).

L — AUTRES TYPES de roulements (1) — REPRÉSENTATION (suivant NF E 04-114, août 1952), figures 24.

— Les roulements à rotule, sur deux rangées de rouleaux.

Ces roulements peuvent supporter des charges radiales très importantes et des charges axiales modérées. Leur emploi permet de compenser un défaut d'alignement des portées.

— Les roulements à rouleaux coniques (NF E 22-335, juillet 1966).

Ces roulements sont destinés à supporter des charges mixtes (charges radiale et axiale).

— Les roulements à aiguilles (NF E 22-371, juin 1960).

Ces roulements, qui ne comportent pas de cage intercalaire, sont destinés à ne supporter que des charges radiales.

— Les butées à billes (NF E 22-359, octobre 1965).

Les butées sont destinées à ne supporter que des charges axiales.

Type	Roulement à rotule, à deux rangées de rouleaux	Roulement à rouleaux coniques	Roulement à aiguilles, simple	Butée à billes à simple effet
Représentation conventionnelle				

Figures 24

M — MISE EN PLACE des roulements.

S'assurer de la propreté des surfaces de contact, de l'arbre et du logement, qui seront enduites de graisse à roulement.

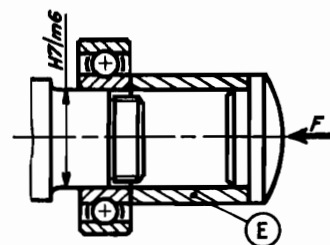


Figure 25

La mise en place du roulement se fera en frappant (suivant F, fig. 25) sur la bague ajustée serrée, par l'intermédiaire d'une entretoise tubulaire E, comme l'indique la figure 25.

Nota: des renseignements complémentaires se rapportant au montage et au démontage des roulements sont donnés par des catalogues de maisons spécialisées.

(1) L'étude de ces différents types de roulements se situe à un niveau supérieur à celui demandé aux classes de C.E.T.

N — GRAISSAGE des roulements.

Le but principal du graissage des roulements consiste à protéger de l'oxydation les billes ou les rouleaux et leurs chemins de roulement. Choisir un lubrifiant d'autant plus fluide que la vitesse est importante.

— Graissage à l'huile. Le niveau de l'huile à l'intérieur du palier ne doit pas dépasser l'axe de la bille ou du rouleau le plus bas. L'huile utilisée sera d'origine minérale.

— Lubrification à la graisse. De par sa consistance, la graisse assure une lubrification durable. Elle sera particulièrement utilisée pour les roulements difficilement accessibles. La graisse a en outre l'avantage sur l'huile de renforcer la protection des roulements contre l'introduction des poussières.

O — PROTECTION des roulements.

Les dispositifs de protection et d'étanchéité ont pour but d'isoler les roulements des poussières atmosphériques ou abrasives et d'éviter les pertes de lubrifiant.

— Protection des roulements assurée par l'intermédiaire de rondelles de feutre.

La section initiale de la rondelle est rectangulaire (fig. 26). La rondelle est logée à l'intérieur d'une rainure de section trapézoïdale pratiquée sur l'une des pièces du montage : carter par exemple (fig. 27). La rondelle mise en position (fig. 18-19 et 28) doit frotter sur l'arbre sans provoquer son échauffement.

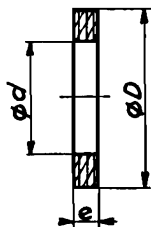


Figure 26

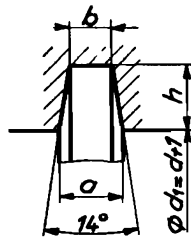


Figure 27

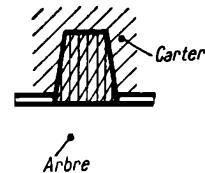


Figure 28

rondelle			gorge			rondelle			gorge		
d	D	e	a	b	h	d	D	e	a	b	h
20	31	3,5	4,2	3	5	50	67	6	7	5	8
25	38	5	5,5	4	6	55	72				
30	43					60	77				
35	48					65	82				
40	53	7	8,2	6	9	70	89				
45	58					75	94				

— Étanchéité des roulements assurée par l'intermédiaire de bagues antifuites (suivant NF R 990-01 février 1943).

Chaque bague comprend un boîtier B en tôle d'acier embouti, dans lequel est logée une rondelle en cuir A de forme appropriée (fig. 29). Un ressort R assure le contact permanent de la rondelle sur la surface de l'arbre.

A remarquer que deux positions de la bague par rapport à l'arbre sont possibles. L'une per-

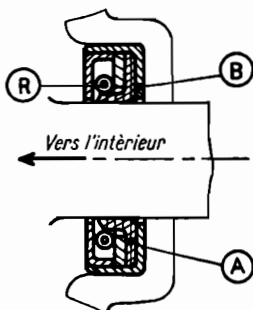
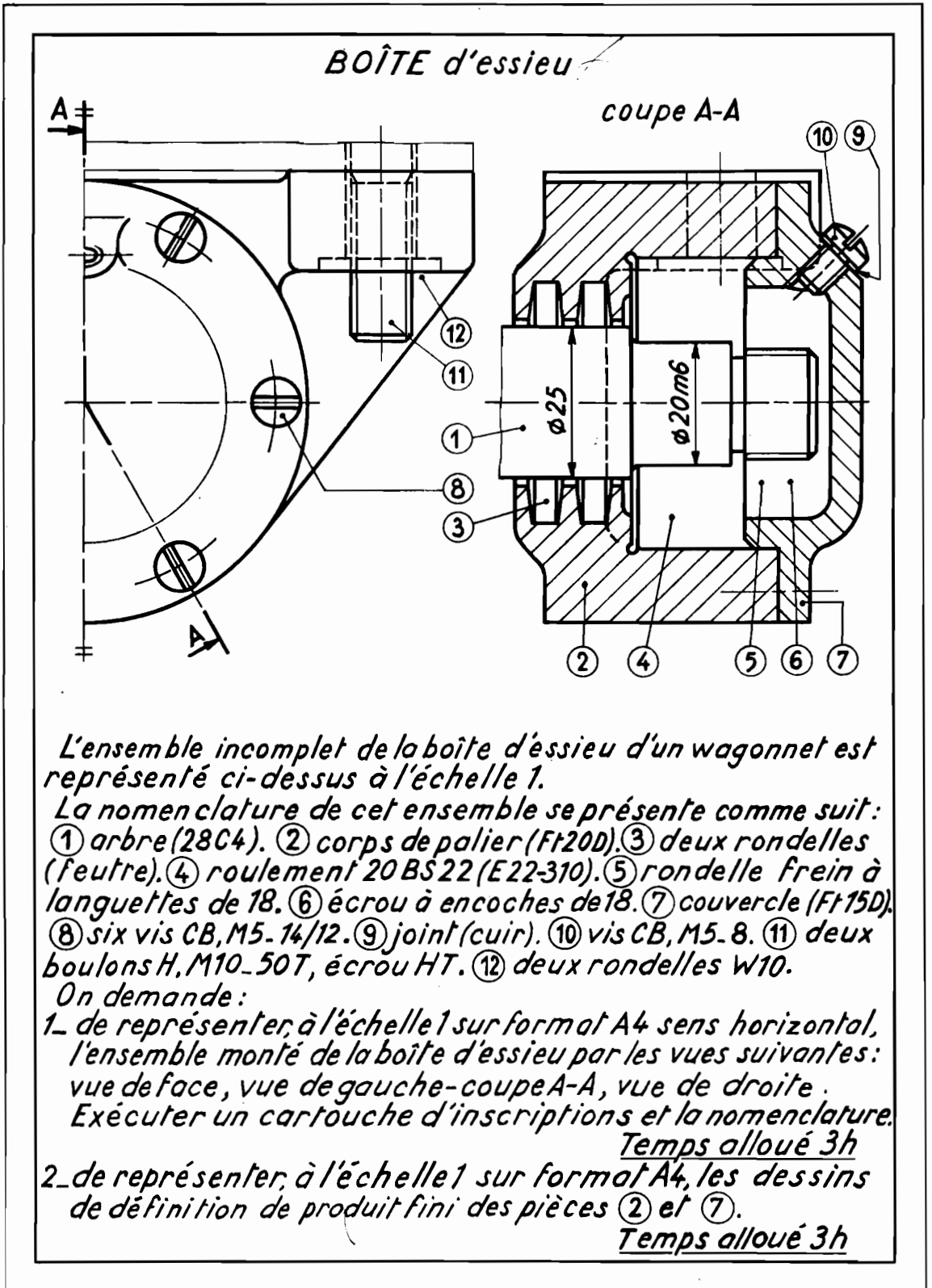


Figure 29

mettant de s'opposer aux fuites d'huile venant de l'intérieur (fig. 29), l'autre permettant de s'opposer à l'introduction des poussières venant de l'extérieur.



LEÇON 21

**SECTIONS PLANES
et INTERSECTIONS USUELLES
de SOLIDES de RÉVOLUTION**

A — SECTION PLANE d'un CYLINDRE ⁽¹⁾ (voir tome 2, leçons 5 et 18).

— Le plan sécant P est perpendiculaire à l'axe xy du cylindre C. La section obtenue est un CERCLE (fig. 1).

— Le plan sécant P est parallèle à l'axe xy du cylindre C. La section obtenue est un RECTANGLE (fig. 2).

— Le plan sécant P est quelconque par rapport à l'axe xy du cylindre C. La section obtenue est une ELLIPSE (fig. 3).

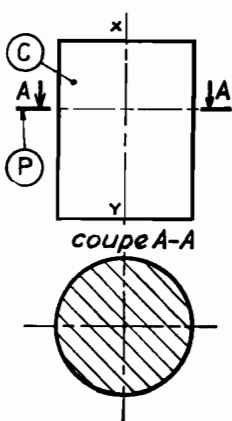


Figure 1

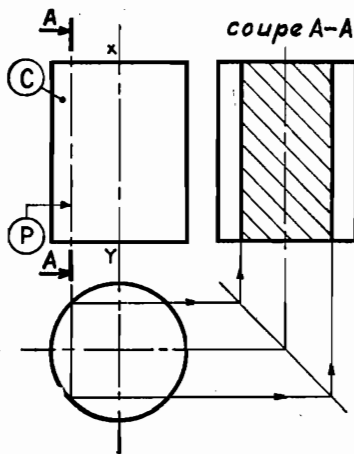


Figure 2

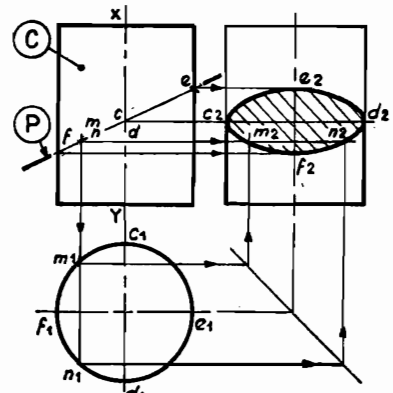


Figure 3

Les axes de l'ellipse sont : c_2d_2 et e_2f_2 (vue de gauche).

La courbe est tangente aux génératrices de contour apparent du cylindre aux points c_2 et d_2 .

B — SECTION PLANE d'un CÔNE ⁽¹⁾ (voir tome 2, leçons 13 et 18).

— Le plan sécant P est perpendiculaire à l'axe xy du cône C. La section obtenue est un CERCLE (fig. 4).

— Le plan sécant P passe par l'axe xy du cône C. La section obtenue est un TRIANGLE ISOCÈLE (fig. 5).

⁽¹⁾ Le plan sécant P définissant la section plane du cylindre (paragraphe A) ou du cône (paragraphe B), apparaît de bout sur l'une des vues données (voir tome 2, leçon 19).

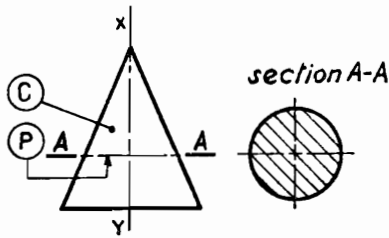


Figure 4

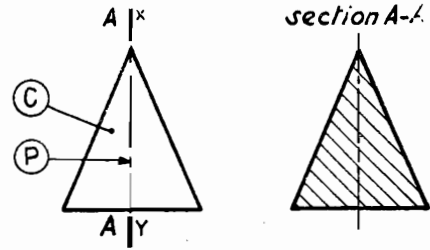


Figure 5

— Le plan sécant P, quelconque par rapport à l'axe xy du cône C, coupe l'ensemble des génératrices du cône. La section obtenue est une ELLIPSE (fig. 6).

Considérer un plan auxiliaire h, perpendiculaire à l'axe xy du cône.

Le plan h coupe le cône suivant un cercle k et coupe le plan sécant P suivant une droite l (vue de dessus).

Les points m_1 et n_1 communs au cercle k et à la droite l appartiennent à la courbe d'intersection appelée ELLIPSE.

Sur la vue de gauche, ces points sont projetés en m_2 et n_2 comme l'indique la figure 6.

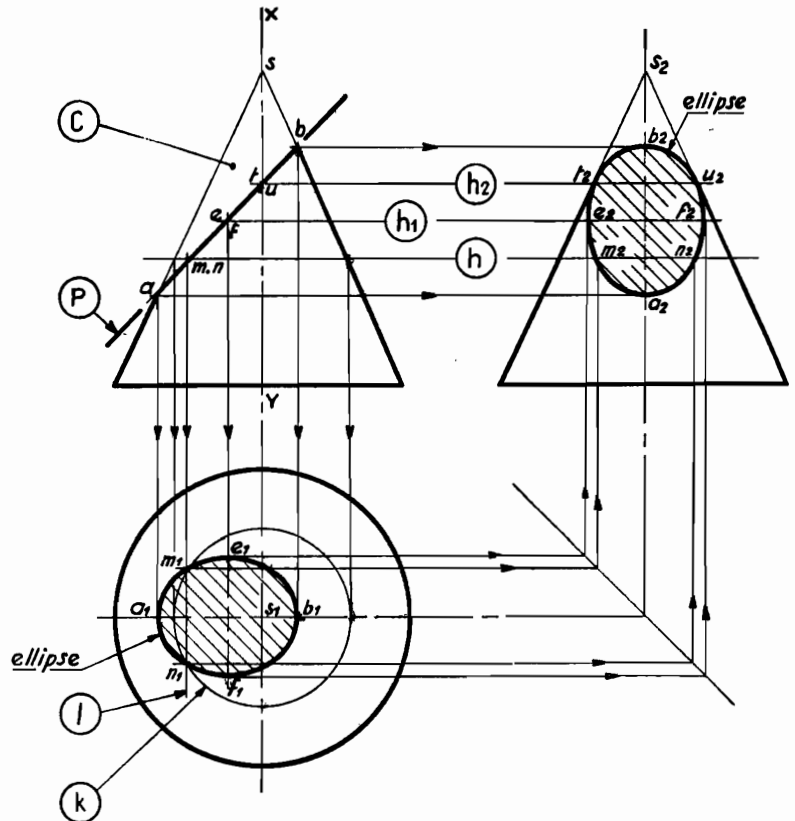


Figure 6

Détermination des axes de l'ellipse sur la vue de dessus.

Grand axe a_1b_1 . Projection des points a et b situés sur les génératrices de contour apparent du cône. Petit axe e_1f_1 . Projection des points e et f, déterminés par le plan auxiliaire h_1 passant par le milieu de ab.

Détermination des axes de l'ellipse sur la vue de gauche.

Les axes ab et ef sont projetés suivant a_2b_2 et e_2f_2 .

Remarque : sur la vue de gauche, la courbe est tangente aux génératrices de contour apparent du cône aux points t_2 et u_2 obtenus en coupant le cône par le plan auxiliaire h_2 passant par le point t.u, commun aux projections de l'axe xy et du plan P sur la vue de face.

— Le plan sécant P est parallèle à l'une des génératrices du cône C. La section obtenue est une SECTION PARABOLIQUE (fig. 7).

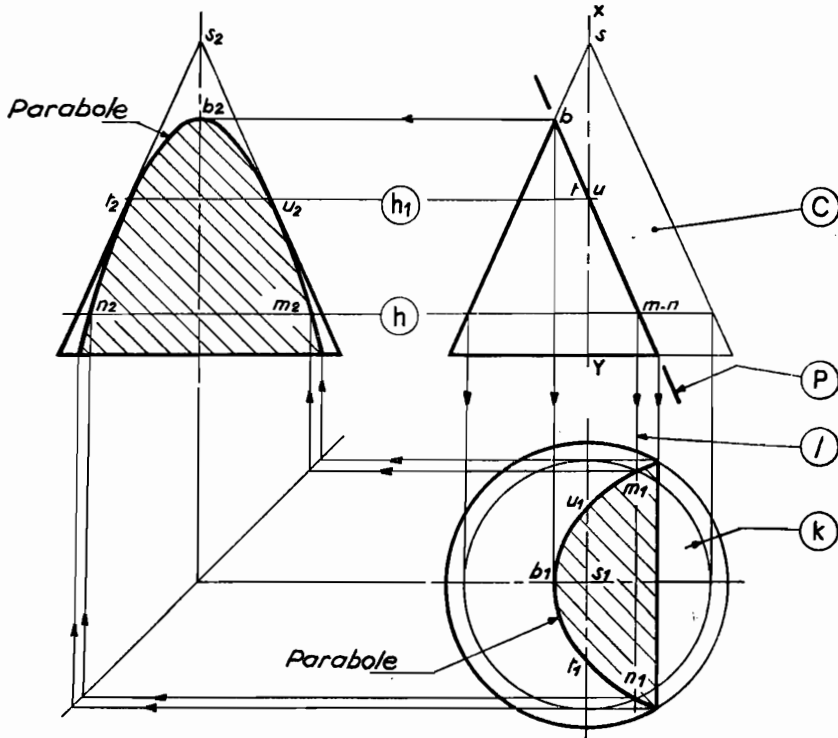


Figure 7

Considérer un plan auxiliaire h perpendiculaire à l'axe xy du cône.

Le plan h coupe le cône suivant un cercle k et coupe le plan sécant P suivant une droite l (vue de dessus).

Les points m_1 et n_1 communs au cercle k et à la droite l appartiennent à la courbe d'intersection appelée PARABOLE.

Sur la vue de droite, les points sont projetés en m_2 et n_2 comme l'indique la figure 7.

Remarque : sur la vue de droite, la courbe est tangente aux génératrices de contour apparent du cône aux points t_2 et u_2 obtenus en coupant le cône par le plan auxiliaire h_1 passant par le point $t.u$, commun aux projections de l'axe xy et du plan P sur la vue de face.

— Le plan sécant P est parallèle à l'axe xy du cône C . La section obtenue est une section HYPERBOLIQUE (fig. 8).

Considérer un plan auxiliaire h perpendiculaire à l'axe xy du cône.

Le plan h coupe le cône suivant un cercle k et coupe le plan sécant P suivant une droite l (vue de dessus).

Les points m_1 et n_1 communs au cercle k et à la droite l appartiennent à la courbe d'intersection appelée HYPERBOLE.

Sur la vue de gauche, les points sont projetés en m_2 et n_2 comme l'indique la figure 8.

Remarque : pour chaque cas étudié, l'exactitude du tracé de la courbe d'intersection est fonction du nombre de plans auxiliaires choisis.

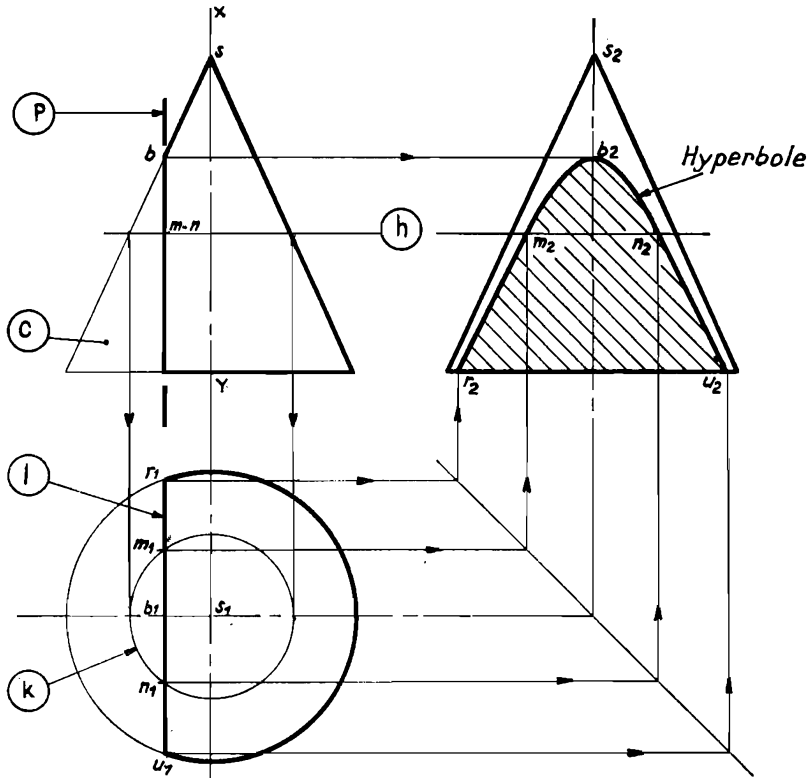


Figure 8

C — SECTION PLANE d'un TORE (voir tome 2, leçon 16).

Le plan sécant A-A, parallèle à l'axe xy du tore, est frontal (fig. 9).

La section obtenue présente deux axes de symétrie perpendiculaires et un centre de symétrie e .

Considérer un plan auxiliaire h , perpendiculaire à l'axe xy du tore. Le plan h coupe le tore suivant deux cercles concentriques k qui déterminent quatre points a, b, c et d de l'intersection; ces points étant repérés en a_1, b_1, c_1 et d_1 sur la vue de dessus.

La courbe d'intersection est tangente au contour apparent du tore aux points n, s, t, u .

L'élève constatera graphiquement que : en faisant varier la distance du plan A-A à l'axe du tore on obtient différents types de courbes.

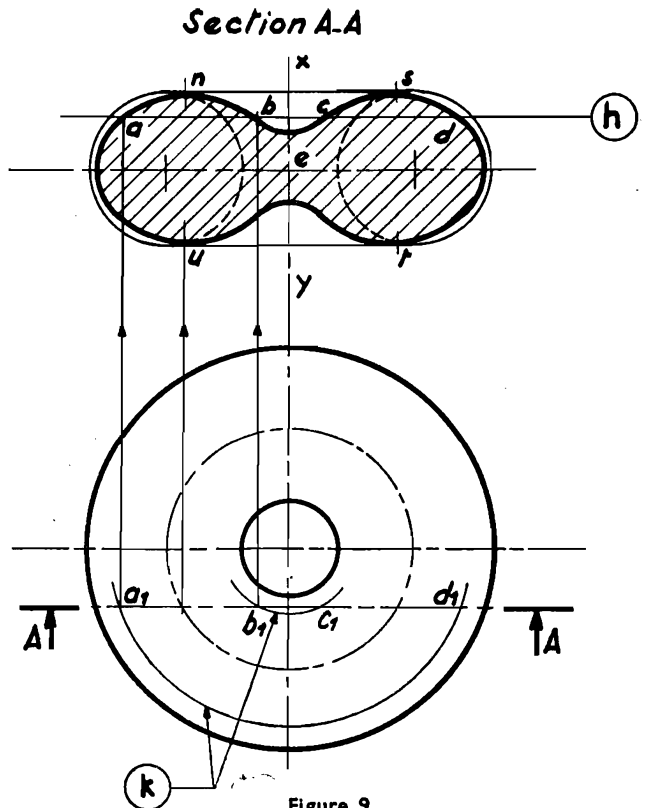


Figure 9

D — INTERSECTION DE DEUX CYLINDRES à axes perpendiculaires et concourants.

1^{er} cas. Les diamètres des cylindres sont différents (fig. 10).

Le tracé des vues de droite et de dessus est immédiat.

De l'intersection des cylindres C et C₁ résulte la courbe représentée sur la vue de face.

Considérer un plan auxiliaire h perpendiculaire à l'axe xy du cylindre C (vue de droite).

Le plan h coupe le cylindre C suivant un cercle k et le cylindre C₁ suivant deux droites l et l₁ (vue de dessus). Les points a' a'₁ et b' b'₁ communs au cercle k et aux droites l et l₁ appartiennent à la courbe d'intersection et sont projetés sur la vue de face en a'' a''₁ et b'' b''₁ comme l'indique la figure 10.

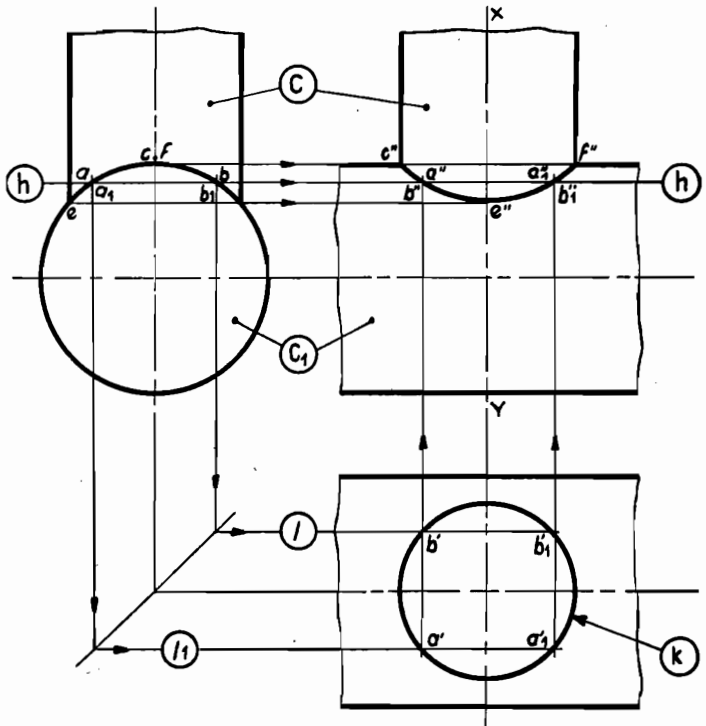


Figure 10

On démontre en mathématiques que la projection de la courbe d'intersection c'' e'' f'' est un arc d'hyperbole.

2^e cas. Les diamètres des cylindres sont égaux (fig. 11).

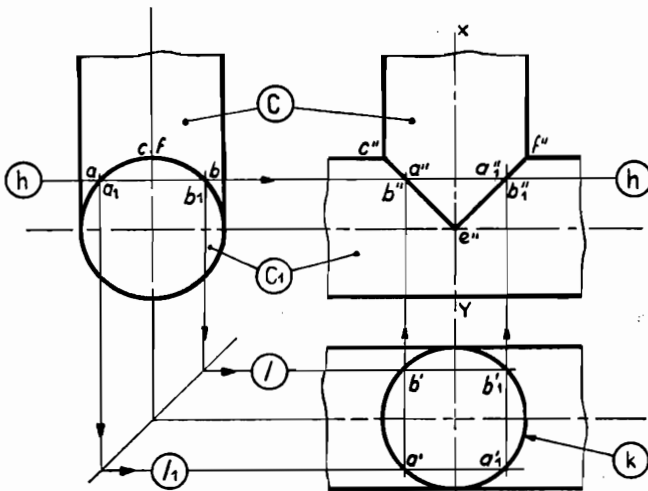


Figure 11

Ce problème est un cas particulier de l'exemple précédent.

La projection de la courbe d'intersection (vue de face) est obtenue en considérant différents plans auxiliaires, tel que le plan h, perpendiculaires à l'axe xy du cylindre C (fig. 11). On démontre en mathématiques que la projection de la courbe d'intersection c'' e'' f'' est constituée par deux segments de droites égaux et perpendiculaires (e'' c'' = e'' f'' et e'' c'' ⊥ e'' f'').

E — INTERSECTION DE DEUX CYLINDRES à axes obliques et concourants.

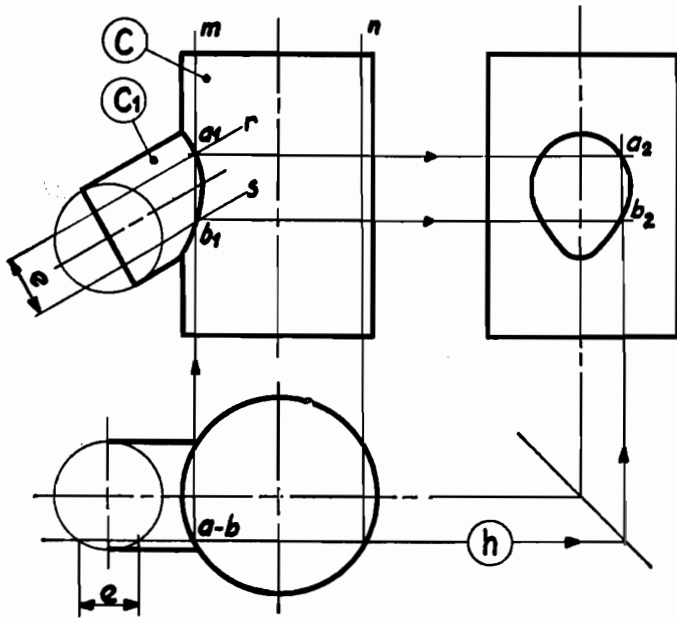


Figure 12

Considérer un plan frontal auxiliaire h parallèle aux axes des deux cylindres (fig. 12).

Le plan h coupe le cylindre C suivant les génératrices m et n , et le cylindre C_1 suivant les génératrices r et s ; génératrices repérées sur les sections rabattues et distantes d'une longueur e .

Les points a et b communs aux génératrices m, r et s appartiennent à la courbe d'intersection; ces points sont repérés également sur la vue de gauche en a_2 et b_2 .

Sur cette vue la courbe d'intersection présente un axe de symétrie.

F — INTERSECTION D'UN CYLINDRE ET D'UN CÔNE à axes perpendiculaires et concourants.

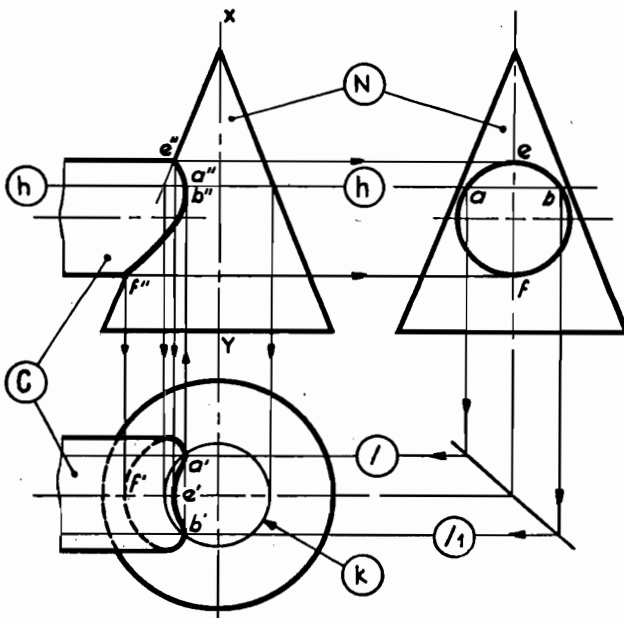


Figure 13

Considérer un plan auxiliaire h perpendiculaire à l'axe xy du cône (fig. 13).

Le plan h coupe le cône N suivant un cercle k et le cylindre C suivant deux droites l et l_1 (vue de dessus).

Les points a' et b' communs au cercle k et aux droites l et l_1 appartiennent à la courbe d'intersection et sont projetés sur la vue de face en $a'' b''$ comme l'indique la figure 13. On démontre en mathématiques que la projection de la courbe d'intersection $e'' a'' f''$ (vue de face) est un arc d'hyperbole. Sur la vue de dessus, la courbe d'intersection apparaît suivant une courbe fermée, représentée en partie cachée.

G — APPLICATION.

Bouton de manœuvre moleté (fig. 14).

Sur la coupe A-A, les courbes résultant de l'intersection de deux cylindres à axes perpendiculaires et concourants, et de l'intersection d'un cône et d'un cylindre à axes perpendiculaires et concourants, sont projetées suivant des arcs d'hyperbole.

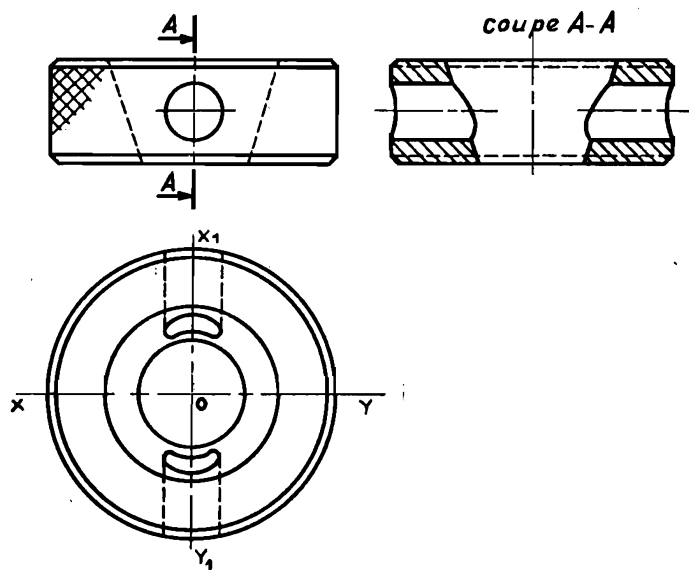
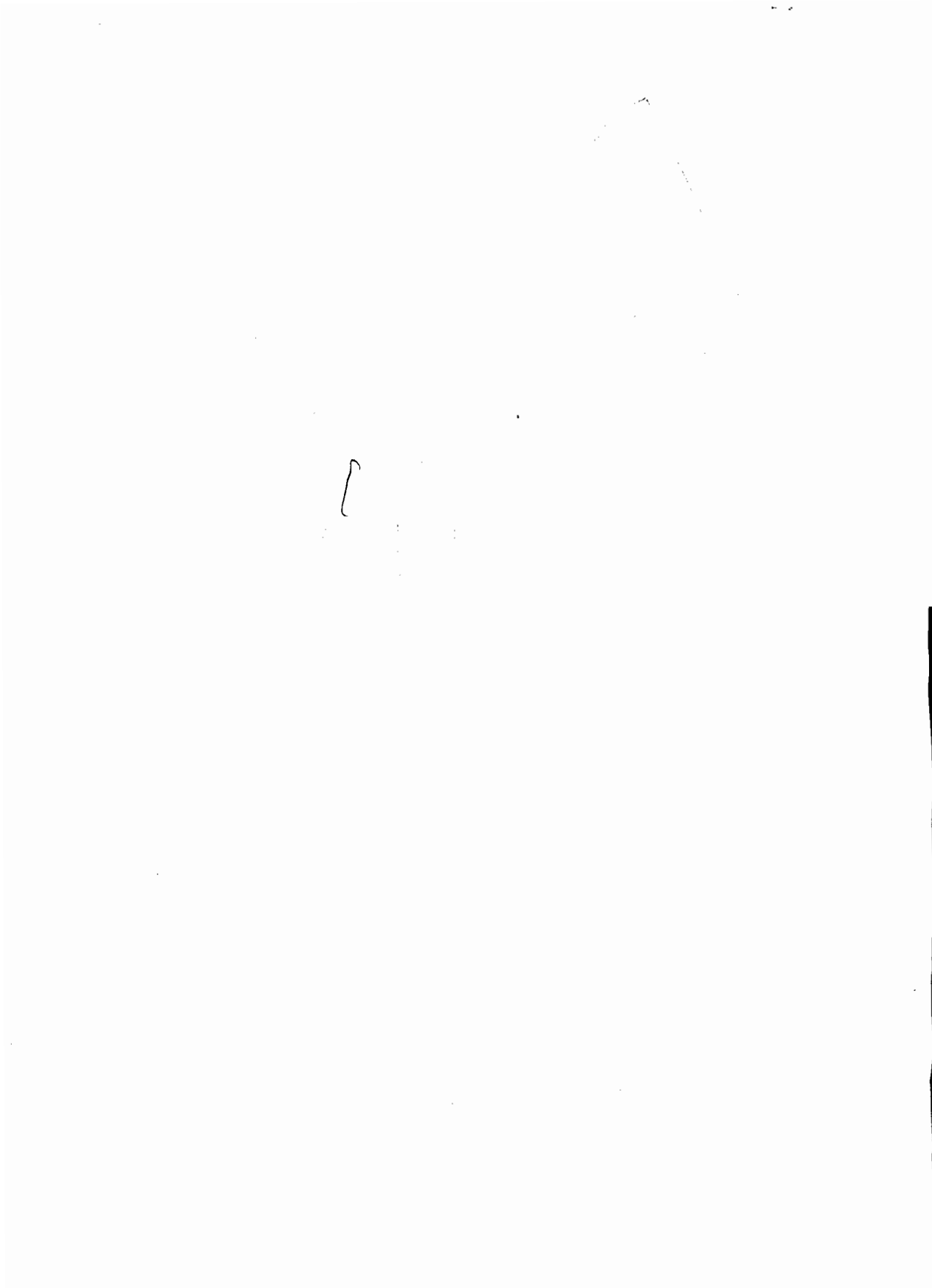


Figure 14

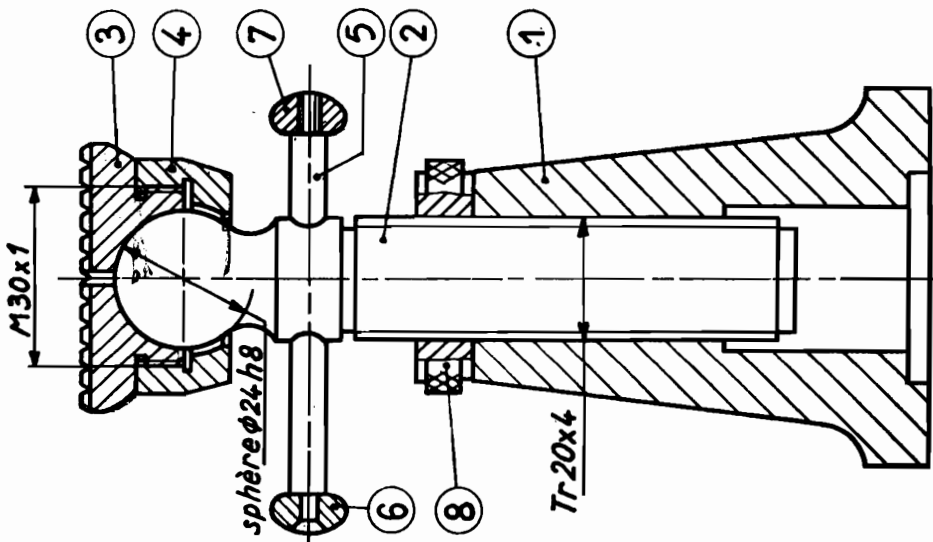
En vue de dessus, l'intersection cylindre-cône apparaît suivant deux courbes fermées, symétriques par rapport aux deux axes rectangulaires $x \circ y$ et $x_1 \circ y_1$.



**EXERCICES
DE
RÉVISION**



VÉRIN



L'ensemble d'un vérin d'atelier est représenté ci-contre à l'échelle 0,8.

Le mécanisme se compose d'un socle (1) en Ft15D présentant un trou taraudé dans lequel est engagée une vis de manœuvre (2) en 30NC11. La partie supérieure de la vis, en forme de rotule, reçoit une tête striée (3) en XC48 maintenue par un raccord (4) en C20. La manœuvre de la vis s'effectue à l'aide d'une barrette constituée par une tige (5) en A50 et deux boulons (6) et (7) en E26 liés à chaque extrémité de la tige, l'un par rivetage l'autre par filetage. Un contre-écrou (8) en E26 permet, après réglage, le blocage de la vis.

On demande :

1 - de représenter à l'échelle 1 sur format A4, sens vertical, l'ensemble du vérin en demi-coupe (ne pas représenter les formes cachées).

Exécuter le cartouche d'inscriptions et la nomenclature.

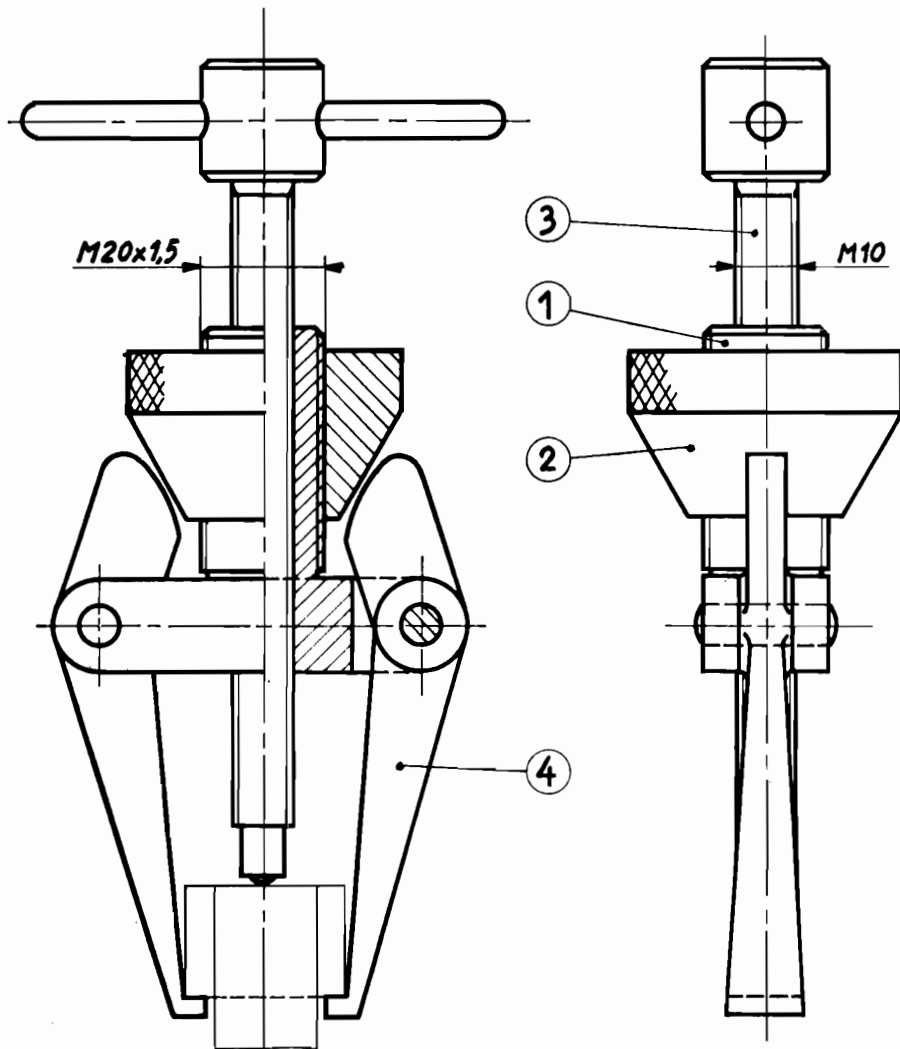
Temps alloué 2h

2 - de représenter, sur format A4, les dessins de définition de produit fini des pièces (1) (2) (3) et (4).

Temps alloué 3h

D'après C.A.P. mécanique. BORDEAUX

EXTRACTEUR



L'ensemble d'un extracteur est représenté ci-dessus à l'échelle 0,8.

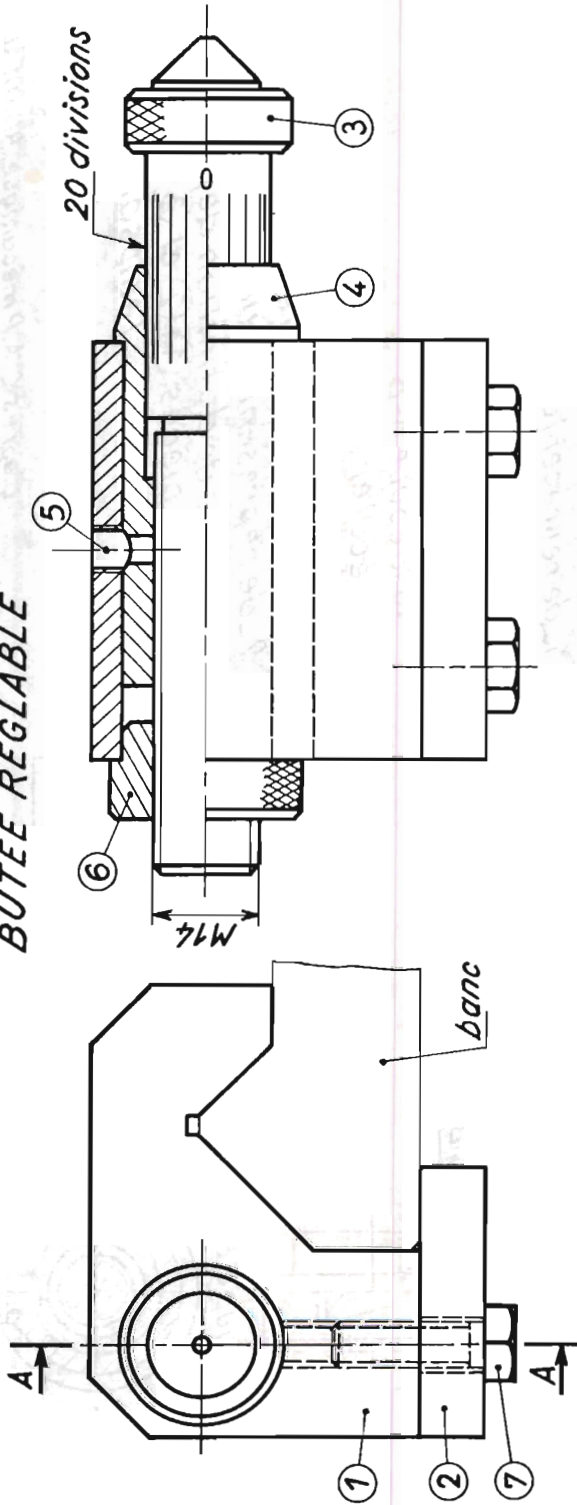
Le mécanisme se compose principalement d'un corps (1), d'une butée réglable (2), d'une vis de manœuvre (3) et de deux doigts (4).

On demande d'exécuter, à l'échelle 1 sur format A4, les dessins de définition de produit fini des pièces (1) (2) (3) et (4).

Temps alloué 3h

D'après C.A.P mécanique. BORDEAUX

BUTÉE RÉGLABLE



Une butée réglable, représentée ci-dessus à l'échelle 1, est destinée à limiter la course du trainard durant une opération de tournage.

Le réglage de cette butée est obtenu par la manœuvre de la pointe graduée (3) en XC48 qui est vissée en partie dans un fourreau (4) en XC48; celui-ci est immobilisé en rotation par une vis sans tête Hc, à tête, M6-6 de repère (5). Un écrou moleté (6) en E26 maintient la pointe (3) dans sa position de réglage. L'immobilisation de la butée sur le banc de tour est réalisée par l'intermédiaire d'une plaquette (2) en A50 fixée par deux vis H, M6-20 sur le corps (1) en A50.

On demande: 1. de représenter, à l'échelle 1 sur format A4 sens horizontal, l'ensemble de la butée par la vue de face - coupe A-A, la vue de gauche et la vue de dessus.

Exécuter le cartouche d'inscriptions et la nomenclature.

Temps alloué 3h

2. de représenter, sur format A4, les dessins de définition de produit
fini des pièces (1) (3) et (4).
Temps alloué 3h

SERRE-JOINT (partie mobile)

L'ensemble de la partie mobile d'un serre-joint est représenté ci-contre, à l'échelle 1, suivant une vue de face.

La nomenclature de cet ensemble se présente comme suit :

- ① corps (A48M). ② écrou (XC48). ③ vis de manœuvre (XC48). ④ tige de barrette (A50). ⑤ deux boulons (A42). ⑥ vis Qm. à téton court, M6-8 (E27.110).

On demande :

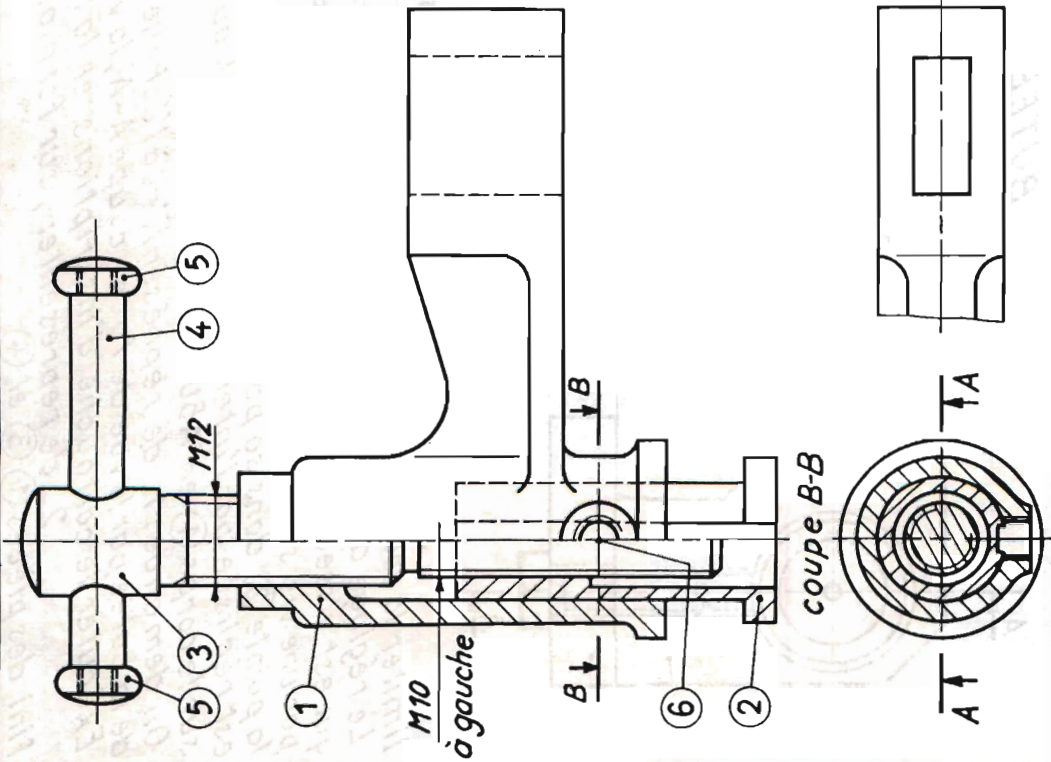
1- de représenter à l'échelle 1 sur format A4, sens vertical, l'ensemble de la partie mobile du serre-joint par la vue de face - coupe A-A - la vue de dessus et la coupe B-B.

Exécuter le cartouche d'inscriptions et la nomenclature.

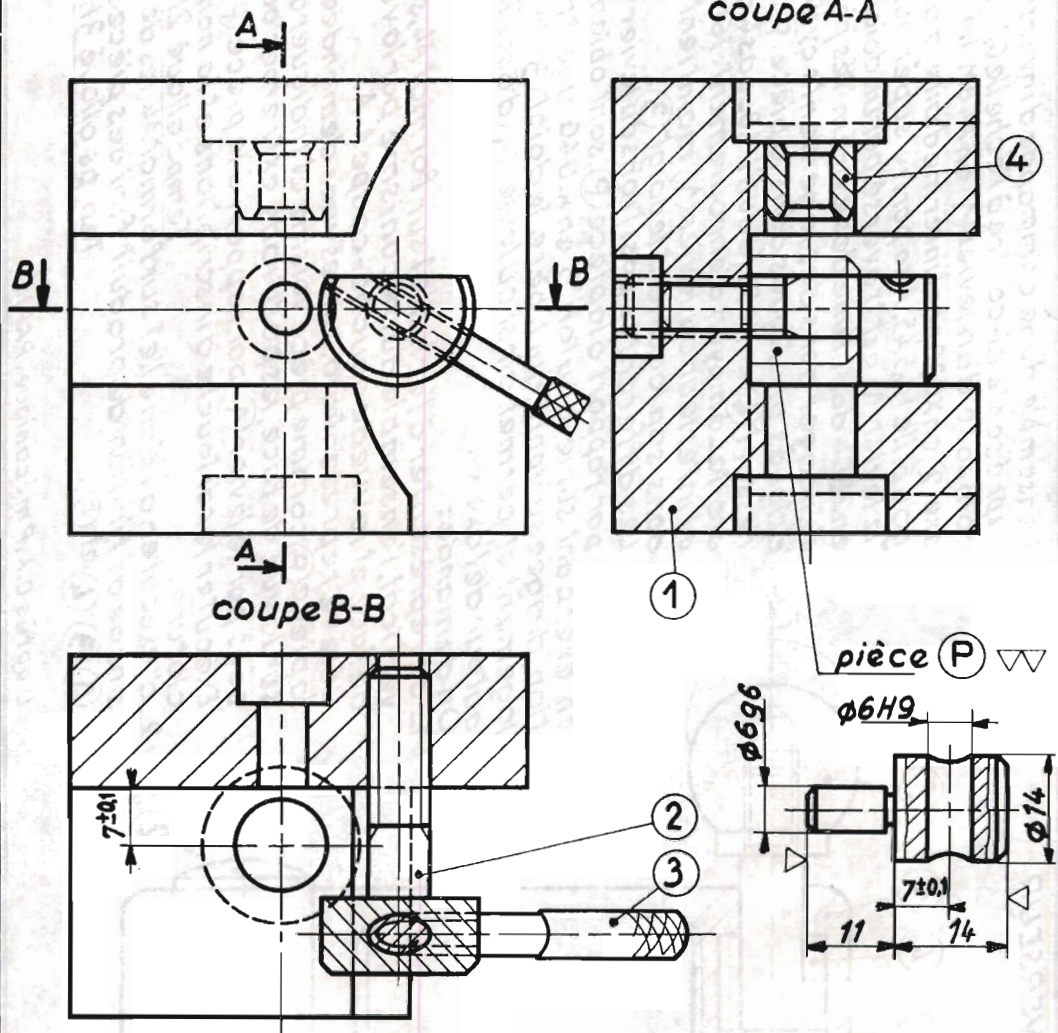
Temps alloué 3h

2- de représenter sur format A4, les dessins de définition de produit fini des pièces ① ② et ③.

Temps alloué 2h



D'après C. A. P. mécanique. BORDEAUX



MONTAGE de PERCAGE

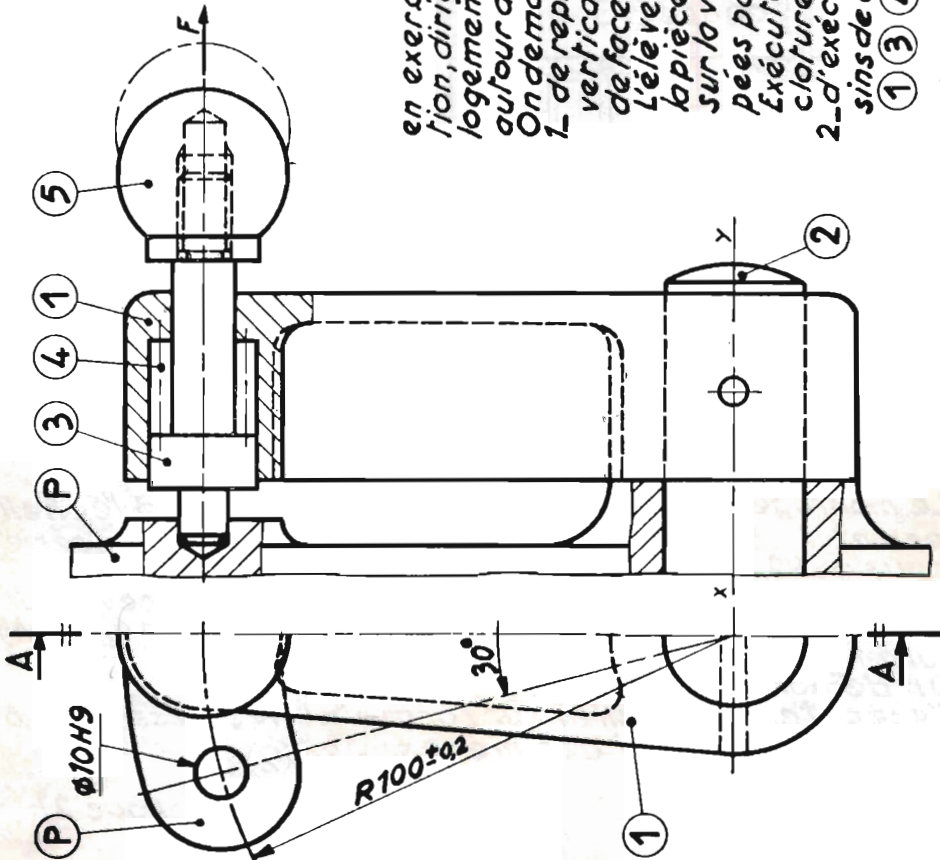
Le montage de percage représenté ci-dessus à l'échelle 1, permet d'effectuer sur la pièce (P) le percage en série des trous $\phi 6H9$.

Le montage se compose, d'un corps (1) en C35 recevant le canon de percage D 6 B (E21-001) (4), d'un serre-pièce (2) en A50 lié à une tige de manœuvre (3) en E26.

On demande :
d'exécuter, à l'échelle 1 sur format A4, les dessins de définition de produit fini des pièces (1) et (2).

Temps alloué 2h

COMMANDE D'INVERSEUR



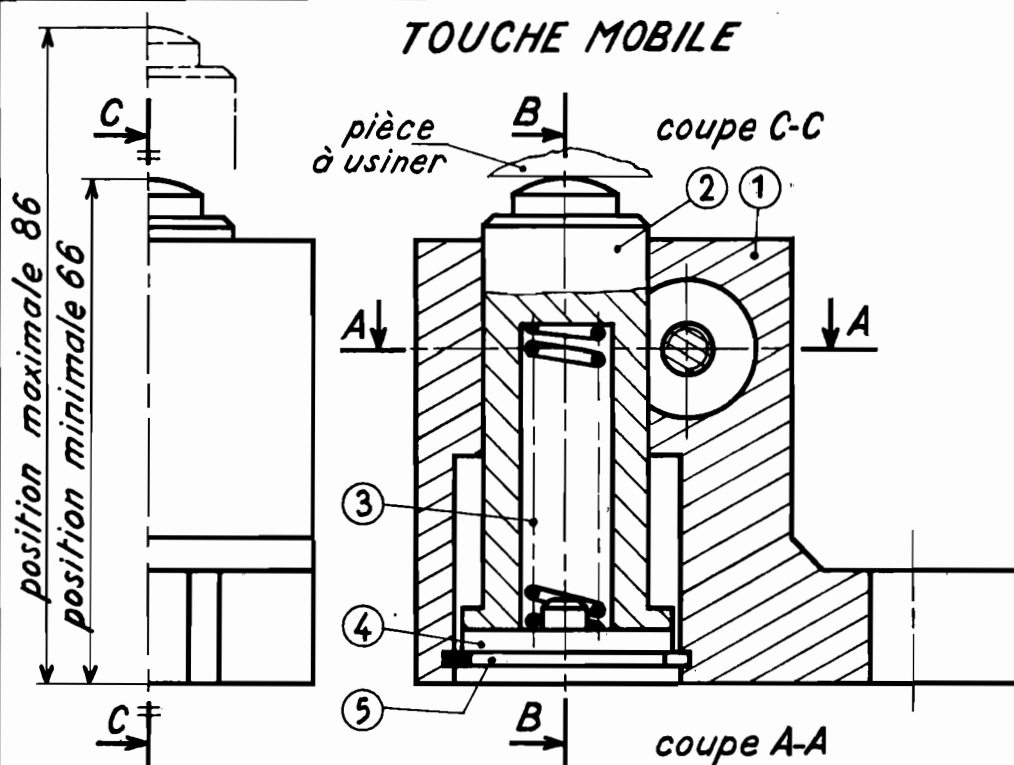
L'ensemble d'une commande d'inverseur, représentée ci-contre à l'échelle 0,7, se compose d'un levier (1) en A48M lié à un axe (2) en XC38 par l'intermédiaire d'une goupille 1.4.5.45. A sa partie supérieure le levier (1) est traversé par un doigt (3) en 28C4 dont l'une des extrémités peut s'engager dans des logements cylindriques pratiqués dans la pièce (P). Un ressort (4) en XC55 (ø du fil: 1,8 - pas 4 à droite - ø moyen d'enroulement: 16) logé à l'intérieur du levier (1) maintient dans son logement le doigt (3). Les différentes positions du levier (1), par rapport à la pièce (P), sont obtenues en exerçant sur le bouton (5) en A-U46 une traction, dirigée suivant f, qui libère le doigt (3) de son logement et permet ainsi au levier (1) d'osciller autour de l'axe xy.

On demande :

1. de représenter à l'échelle 1 sur format A4, sens vertical, l'ensemble du mécanisme par la vue de face et la vue de gauche - coupe A-A. L'élève représentera, sur les vues demandées, la pièce (P) comme pièce voisine et indiquera, sur la vue de face, les positions extrêmes occupées par le levier (1) par rapport à la pièce (P). Exécuter le cartouche d'inscriptions et la nomenclature. Temps alloué 2h
2. d'exécuter à l'échelle 1 sur format A4, les dessins de finition de produit fini des pièces (1) (3) (4) et (5). Temps alloué 3h

D'après C.A.P. mécanique. PARIS

TOUCHE MOBILE



Une touche mobile, représentée ci-contre à l'échelle 1, est destinée à soutenir une pièce durant l'usinage afin d'éviter son fléchissement.

Le doigt ② (XC48), qui se déplace verticalement dans le corps ① (C35) sous l'action du ressort ③ (XC55), est bloqué en position par le tampon tangent ⑥ (C35) manœuvré par une vis CHc, M6-30. Une rondelle d'arrêt ④ (A50), reposant sur un Circlips ⑤ d'épaisseur 1,2 maintient et limite la position du ressort.

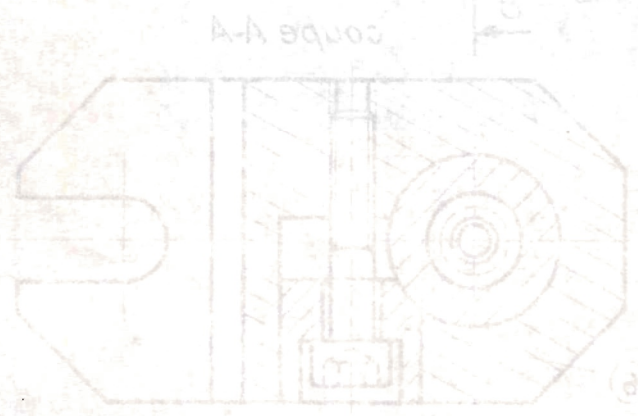
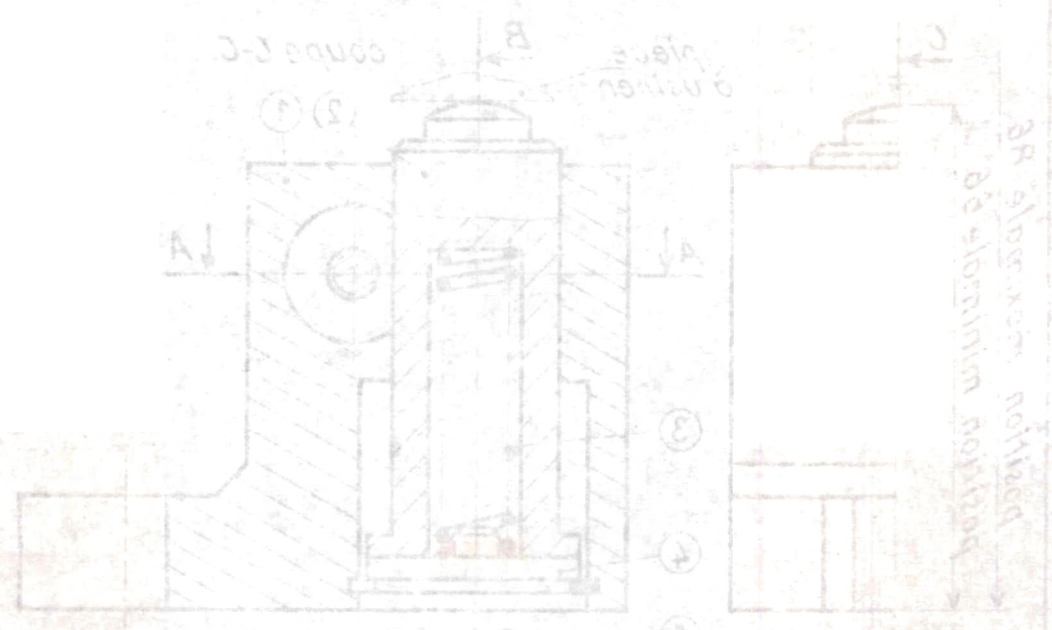
On demande de représenter à l'échelle 1 sur format A4, sens vertical, les dessins de définition de produit fini :

- 1- du corps ① suivant la vue de face, la vue de gauche-coupe B-B et la vue de dessus-coupe A-A.
- 2- du doigt ② suivant une seule vue.

D'après C.A.P mécanique. BORDEAUX

Temps alloué 3h

TOUCHE MOBILE

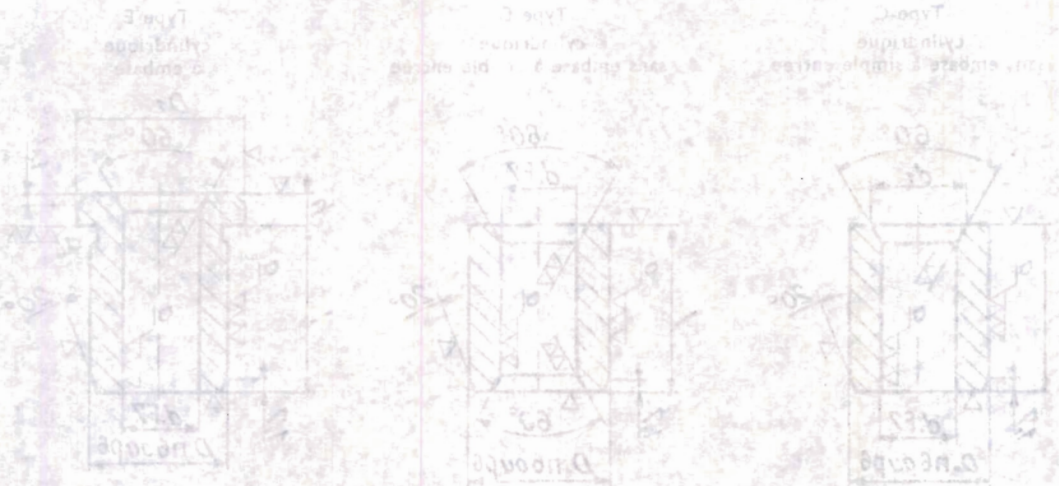


La touche mobile est représentée en coupe contre l'échelle et est destinée à servir de pièce de contact pour l'usage d'un contacteur à l'échelle. Le bois (2) (K+8) est placé sur le support de la touche mobile et est fixé par une vis (1) (K+8) à l'échelle. Le contacteur est représenté en coupe contre l'échelle et est destiné à servir de pièce de contact pour l'usage d'un contacteur à l'échelle.

On demande de représenter à l'échelle 1/10 le schéma ci-dessus. Les dimensions sont indiquées en millimètres. Le schéma est en coupe contre l'échelle et est destiné à servir de pièce de contact pour l'usage d'un contacteur à l'échelle. Le bois (2) (K+8) est placé sur le support de la touche mobile et est fixé par une vis (1) (K+8) à l'échelle. Le contacteur est représenté en coupe contre l'échelle et est destiné à servir de pièce de contact pour l'usage d'un contacteur à l'échelle.

CANONS DE PERÇAGE FIXES (NF E 12 001, octobre 1959)

Tableau des données de conception des canons de perçage fixe NF E 12 001



DOCUMENTATION



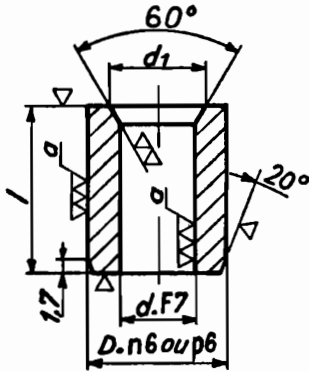
Type	D	L	d	Type A		Type B		Type C	
				D	L	D	L	D	L
1	10	10	3	10	10	10	10	10	10
2	12	12	4	12	12	12	12	12	12
3	14	14	5	14	14	14	14	14	14
4	16	16	6	16	16	16	16	16	16
5	18	18	7	18	18	18	18	18	18
6	20	20	8	20	20	20	20	20	20
7	22	22	9	22	22	22	22	22	22
8	24	24	10	24	24	24	24	24	24
9	26	26	11	26	26	26	26	26	26
10	28	28	12	28	28	28	28	28	28
11	30	30	13	30	30	30	30	30	30
12	32	32	14	32	32	32	32	32	32
13	34	34	15	34	34	34	34	34	34
14	36	36	16	36	36	36	36	36	36
15	38	38	17	38	38	38	38	38	38
16	40	40	18	40	40	40	40	40	40
17	42	42	19	42	42	42	42	42	42
18	44	44	20	44	44	44	44	44	44
19	46	46	21	46	46	46	46	46	46
20	48	48	22	48	48	48	48	48	48
21	50	50	23	50	50	50	50	50	50

Exemple de destination d'un canon fixe cylindrique à simple filetage et à simple biseau

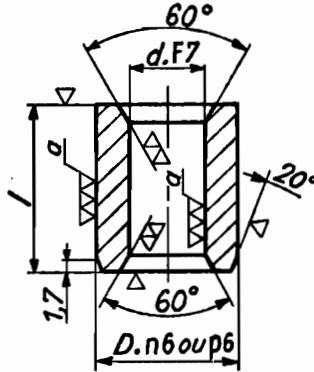
CANONS DE PERÇAGE FIXES (NF E 21-001, octobre 1959)

Matière : Acier fondu ou nitruré jusqu'à $d = 10$
 Acier de cémentation traité pour $d > 10$

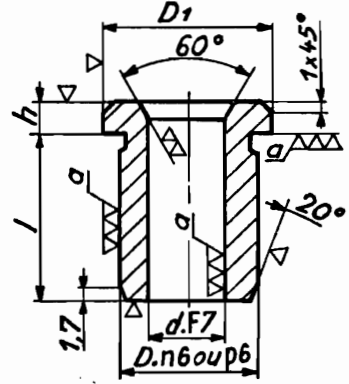
Type C
 cylindrique
 sans embase à simple entrée



Type D
 cylindrique
 sans embase à double entrée

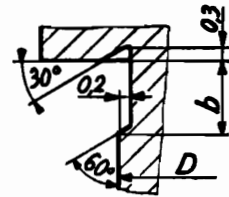


Type E
 cylindrique
 à embase



Détail de la gorge. Échelle 5

a : rectifié
 d F 7 : voir leçon 2.



d	d ₁	D	l		D ₁	h	b	d	d ₁	D	l		D ₁	h	b
			Série basse B	Série haute H							Série basse B	Série haute H			
— à 2	d + 1	5	5	8	9	2	1	12 à 15	d + 2	22	12	22	26	4	2
2 à 3		6			10			15 à 18							
3 à 4,5		8	8	10	12	2,5	à	18 à 21	d + 3	30	22	35	5		
4,5 à 6		10						14						21 à 25	
6 à 8		12	10	16	16	3	1,2	25 à 29	40	40	35	46	5		
8 à 10		15						19						29 à 34	
10 à 12		d + 2	18	12	22	22	4	2	34 à 39	d + 4	53	28	42	61	

Exemple de désignation d'un canon fixe cylindrique à embase de diamètre $d = 15$, série haute.

Canon de perçage E 15 H (E 21-001).

CANONS DE PERÇAGE AMOVIBLES (NF E 21-002, octobre 1959)

Matière : Acier fondu ou nitruré jusqu'à $d = 10$
 Acier de cémentation traité pour $d > 10$

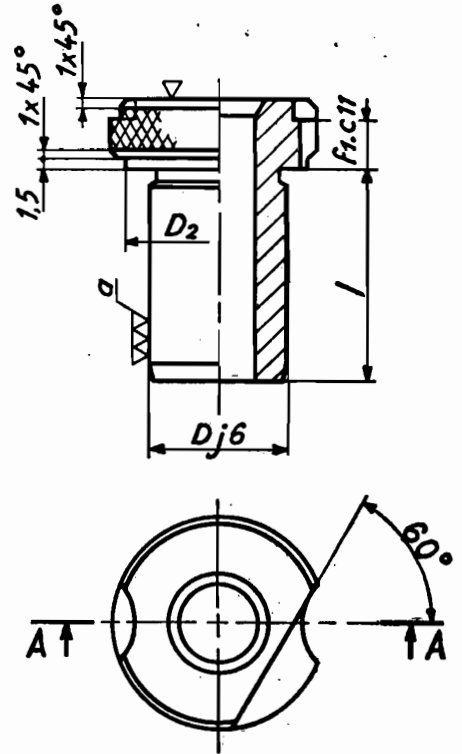
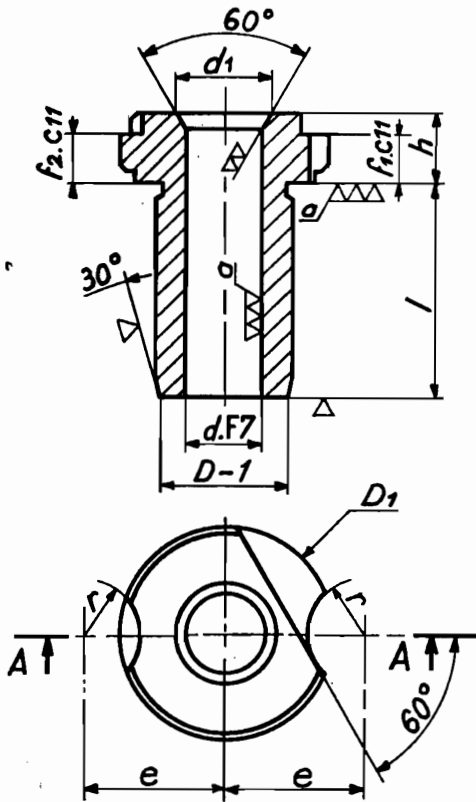
Pour perçage à droite

Type M⁽¹⁾

Pour perçage à gauche⁽²⁾

coupe A-A

demi-coupe A-A



a : rectifié

d	d ₁	D	l		D ₁	D ₂	h	f ₁	f ₂	e	r	Vis (E21-003) de
			Série basse B	haute H								
1 à 4	d + 1	8	10	16	12	10	7	4	4,5	9,5	5,5	4
4 à 6		10			13	12,5						
6 à 8		12	17	14,5								
8 à 10	d + 2	15	12	22	20	20	9,5	6	6,5	16,5	7,5	6
10 à 12		18			24	18,5						
12 à 15		21	28	21,5								
15 à 18	d + 3	25	16	28	28	24	13,5	8	8,5	23,5	9,5	8
18 à 21		29			32	26,5						
21 à 25		34	36	29,5								
25 à 29	d + 4	39	22	35	42	36	13,5	8	8,5	26,5	9,5	8
29 à 34		45			48	43				29,5		
				28	42	54				48		
					61	55	36,5					

Exemple de désignation d'un canon amovible type M pour perçage à droite de diamètre $d = 20$, série basse. Canon de perçage M 20 B (E 21-002).

(1) Les canons de perçage du type M présentent une gorge identique à celle existant sur les canons de perçage fixe type D, décrits à la page précédente.

(2) Ce genre de canon est d'un emploi exceptionnel; sa désignation comporte le symbole complémentaire G. Exemple: canon de perçage M 10 BG (E 21-002).