

U. 2664 C

UNIVERSITÉ de LIÈGE
—
FACULTÉ TECHNIQUE

Édité par la Société Coopérative de l'Association des Elèves
des Ecoles Spéciales

COURS DE CONSTRUCTION DES MACHINES

1^{re} année



Notes de cours publiées avec l'autorisation
de Monsieur le Professeur Ch. HANOCQ.
Revues par Cyp. DEMARS, Chef de Travaux - Répétiteur.

MAISON DESOER
21, rue Ste-Véronique
— LIÈGE —

ÉLÉMENTS DE MACHINES

Introduction.

Le but du cours est de fournir les éléments nécessaires au calcul et au tracé correct des organes de machines d'un usage courant.

Le calcul relève de la résistance des matériaux.

Le tracé correct est lié à des considérations portant :

- 1° sur les moyens d'exécution dont on dispose,
- 2° sur les conditions d'utilisation de la machine (montage, démontage, entretien;
- 3° sur l'esthétique de l'ensemble auquel l'organe appartient.

Le cours de construction fait appel à des notions développées dans d'autres cours.

Il s'appuie notamment :

- 1) sur la mécanique appliquée et la physique industrielle, pour la détermination des dimensions générales de la machine à étudier et des efforts extérieurs auxquels sont soumis ses organes;
- 2) sur la résistance des matériaux pour le calcul des dimensions principales de ces organes;
- 3) sur la connaissance des propriétés des matériaux pour permettre un choix judicieux de ceux-ci et la fixation de la charge unitaire admissible dans les conditions d'utilisation prévues;
- 4) sur la technologie mécanique pour prévoir les moyens de réalisation économique des organes étudiés.

Le cours de construction des machines ne se prête à aucune généralisation. Il est impossible d'y rechercher l'énoncé d'un certain nombre de principes pouvant conduire logiquement à la solution du problème posé.

Il est sans doute possible d'énoncer des conditions générales à satisfaire dans l'étude d'un organe de machine, mais il s'agit là, comme on va pouvoir s'en rendre compte, d'exprimer un certain nombre de propositions évidentes a priori, dictées par le simple bon sens.

Les organes étudiés doivent:

- 1°) résister aux efforts extérieurs, tant statiques que dynamiques, auxquels ils seront soumis;
- 2°) résister à l'usure et être soustraits au grippement dans les parties frottantes;
- 3°) se prêter à un montage et un démontage faciles et rapides; être pourvus de dispositifs permettant le rappel de l'usure et le remplacement peu coûteux des pièces susceptibles de se détériorer;
- 4°) permettre une exécution mécanique des parties à parachever; l'emploi de matériaux coûteux et celui de formes compliquées seront évités autant que possible;
- 5°) assurer une étanchéité parfaite, lorsque l'organe est soumis à la pression d'un fluide.

Une règle moins évidente, qui est d'une application si générale dans la construction des machines, que l'on peut la considérer comme un "principe", est la suivante:

" Des dispositions doivent toujours être prises pour que les liaisons entre les différentes pièces d'un organe soient complètes et empêchent, en dehors du déplacement normal prévu, tous les déplacements accessoires possibles, même si les conditions de sollicitation font supposer que ces déplacements ne sont pas à craindre ".

Nous prendrons, pour illustrer l'application de ce principe, l'exemple de la manivelle (fig.1). La direction des efforts qui la sollicitent (action et réaction) ne nous permet aucunement de prévoir un déplacement latéral et, cependant, jamais on ne conçoit de manivelle sans embase, c'est-à-dire sans pièce dont le but est précisément de s'opposer à un tel déplacement.

D'ailleurs, la direction des efforts P telle qu'elle est figurée est tout-à-fait théorique, car, en fait, par suite d'une légère flexion de l'arbre et par suite de défauts de montage, l'effort ne sera pas rigoureusement normal à l'axe et il existera, par conséquent, une composante suivant cet axe.

Les efforts agissant de ce chef sur l'embase ne peuvent toutefois être déterminés et les dimensions de celle-ci ne pourront donc être fixées que par comparaisons avec des systèmes existants ayant fourni de bons résultats.

Cet exemple est bien de nature à mettre en évidence le rôle que la pratique peut être appelée à jouer dans les questions de construction.

* *
*

DIVISION DU COURS.

Le domaine de la construction se limite, dans l'enseignement, à l'étude des machines fixes, comprenant:

- a) les machines motrices { alternatives
rotatives
- b) les machines réceptrices { alternatives
rotatives

Le cours se divisera comme suit:

- I.- Eléments de machines { 1) Rappel des connaissances indispensables à l'étude des éléments de machines,
2) organes d'assemblage,
3) organes de transmission du mouvement continu
- II.- Construction des machines alternatives { a) organes communs: piston, crosse, bielle, manivelle, volant, bâti, etc...
b) organes propres à chaque type: cylindre et distribution.
- III.- Construction des machines rotatives { - turbines hydrauliques et à vapeur, pompes et compresseurs

*

PREMIÈRE PARTIE

Rappel de connaissances indispensables à l'étude des éléments de machines.

Chapitre I

TECHNOLOGIE MECANIQUE.

La réalisation des pièces de machines comporte trois groupes d'opérations:

- A) L'EBAUCHAGE, qui comprend le travail à la fonderie ou le travail à la forge,
- B) Le FINISSAGE, ou travail de parachèvement par les machines-outils,
- C) L'AJUSTAGE et le MONTAGE.

A) E B A U C H A G E.

§ 1.- LA FONDERIE.

a) MOULAGE SUR MODELE.

On réalise un modèle, généralement en bois. Avec ce modèle, on crée un moule dans du sable argileux approprié. On verse ensuite la fonte en fusion dans le logement ainsi préparé.

Ces opérations exigent des précautions que nous précisons par un exemple.

Soit à réaliser le moulage d'une poulie (fig.2). On réalise d'abord un modèle en bois, affectant la forme de la poulie. On a soin d'augmenter les dimensions de 1% environ pour tenir compte du retrait. Les parties à parachever reçoivent en outre une surépaisseur de 5 à 10 mm. On dispose pour le moulage de deux châssis C_1 et C_2 , ce sont des cadres en fonte, renforcés au besoin par des nervures de consolidation. On tasse du sable dans le premier châssis C_1 et on y place le modèle de façon à ce qu'une moitié soit enfoncée dans la couche ainsi formée en y marquant son empreinte. Quand le plan médian du modèle se trouve ainsi parfaitement dans le plan supérieur du

châssis, on saupoudre le tout de sable sec ou de charbon de bois. On place le second châssis sur le premier, auquel il est fixé à l'aide de broches de repère b . On tasse du sable dans ce châssis de façon que le modèle soit complètement recouvert et dessine dans le sable son image complète. On enlève C_2 et on retire le modèle. Deux précautions sont nécessaires pour ne pas détériorer le moule dans ces opérations: 1) saupoudrer, comme nous l'avons fait, pour éviter toute adhérence entre les deux parties; 2°) ménager des formes dites "en dépouille", c'est-à-dire incliner légèrement les faces normales au plan médian, en évitant les angles rentrants.

On ménage dans le moule un trou de coulée e pour l'introduction de la fonte et un trou d'évent s , pour la sortie de l'air pendant le remplissage par la fonte.

On enduit le moule de noir de fumée et on replace C_2 sur C_1 dans la même position que précédemment, grâce aux broches de repère. Il ne reste qu'à verser la fonte en fusion.

De cette façon, nous réaliserions une poulie avec un moyeu plein. Nous arriverons à réaliser un moyeu évidé comme suit: nous fabriquons le modèle tel que le moyeu soit muni aux deux bouts de renflements cylindriques qui laisseront dans le moule deux creux, appelés portées du noyau, et dont nous allons voir le rôle. On fabrique alors le noyau; celui-ci représente exactement la forme de la partie creuse à obtenir, avec -- en plus -- deux parties extérieures cylindriques dont le diamètre correspond à celui des portées de noyau. Grâce à ces portées, nous pourrions donc placer le noyau entre les deux châssis, le centrer parfaitement et le maintenir en place pendant la coulée.

La fig.3 présente une réalisation analogue d'un robinet à 4 voies. Seulement, par suite des saillies que présente cette pièce, nous devons opérer avec 4 châssis, au lieu de 2. Il est d'ailleurs nécessaire, dans le cas qui nous occupe, de fabriquer le modèle de telle façon que les collets supérieur et inférieur puissent se démonter.

b) MOULAGE AU TROUSSEAU.

Quand il s'agit de fabriquer des pièces de révolution de grandes dimensions et se présentant rarement, il serait très coûteux d'avoir recours à un modèle en bois comme précédemment. On utilise, alors, le procédé dit du "moulage au trousseau" (fig.4).

Un premier châssis C_1 est rempli de sable, que l'on tasse de façon à ce que son niveau dépasse le bord supérieur du cadre d'une hauteur égale à la moitié de la largeur de la jante. On trace le profil intérieur de la jante par rotation d'une tôle T découpée de façon appropriée. Une même opération dans le châssis C_2 donnera le profil interne de l'autre moitié. Enfin, le profil externe sera obtenu par rotation d'une planchette dans du sable tassé dans un châssis C_3 . En plaçant l'un sur l'autre, les trois châssis ainsi préparés, on obtiendrait à la coulée un anneau en fonte ayant comme section la section de la jante. Pour former la poulie, on doit disposer du modèle du moyeu et du modèle de bras. En enlevant le sable dans chacun des châssis 1 et 3,

de façon à pouvoir enfoncer le moyeu jusqu'au plan de symétrie, en opérant de même un certain nombre de fois pour les bras, on obtiendra un moule exact de la poulie, comme si on avait opéré avec un modèle complet.

Sauf pour les très grosses pièces, ce procédé est plus coûteux. Il demande d'ailleurs des ouvriers plus habiles.

c) MOULAGE EN TERRE.-

Pour les très grosses pièces, on construit parfois le moule - non le modèle - par la juxtaposition de morceaux séparés réalisés en un sable spécial, durci par un séchage à l'étuve. Certains éléments demandent, pour pouvoir être réalisés, d'être armés. Ces morceaux sont assemblés à la manière des pierres de taille d'une bâtisse, de façon à former, par leur ensemble, le moule nécessaire à la coulée.

Ce genre de travail est long et exige des ouvriers exceptionnels.

d) MOULAGE MECANIQUE.-

Pour la fabrication des pièces en série (par ex.: des carburateurs d'automobiles), on fait un modèle en métal, lequel donne un moule plus régulier et des surfaces plus lisses.

Si les pièces sont de grandes dimensions, le moulage se fait à la presse. Ici, toute l'habileté manuelle consiste à économiser les gestes nécessaires au remplissage du moule et à la manoeuvre de la presse, de façon à réaliser un maximum de pièces à l'heure. La durée de l'apprentissage devient extrêmement réduite.

e) MOULAGE EN COQUILLE.-

Il arrive que l'on désire donner à certaines parties de la pièce coulée une certaine dureté (cylindres de laminoir). On y arrive en provoquant un refroidissement énergique de ces parties, par l'emploi d'un moule métallique approprié. Les pièces sont dites coulées en coquille.

CONCLUSIONS.-

Au point de vue construction, il y a lieu de tirer de ce chapitre sur la fonderie, les conclusions suivantes:

- 1°) ménager des formes dites "en dépouille", afin de pouvoir retirer la pièce coulée du moule, sans détériorer ce dernier;
- 2°) prévoir éventuellement des ouvertures pour l'enlèvement des noyaux ainsi que les moyens de les fermer ensuite. Généralement, ce trou est taraudé. On y visse un bouchon à tête carrée que l'on coupe, quand le bouchon est parfaitement serré;
- 3°) proportionner largement les congés de raccord entre les parties déliées et les parties massives, de façon à réduire l'importance des tensions dues au retrait;

4°) prendre toutes les dispositions nécessaires pour réduire au maximum l'influence néfaste du retrait. Reportons nous à l'exemple de la poulie (fig.2) déjà envisagé. On conçoit que la jante se refroidira d'abord, les bras ensuite, et le moyeu pour finir; ce dernier présente, en effet, une plus grande masse, c.à.d. plus de calories emmagasinées pour une faible surface de refroidissement.

Si les choses se passent ainsi, la jante, en se refroidissant, subit le retrait et refoule les bras vers le moyeu. Les bras, se contractant à leur tour, tirent sur le moyeu qui, en ce moment, est encore rouge, et, par conséquent, plastique. Vient ensuite le refroidissement du moyeu, déterminant un nouveau retrait, c.à.d. des efforts de traction, mais qui agissent, cette fois, sur des parties entièrement solidifiées: les bras. De là, des tensions initiales, qui placent la pièce dans de mauvaises conditions de résistance. Pour y remédier, autant que possible, il convient: de démouler, d'une façon rationnelle, en commençant par le moyeu,

On a admis parfois de donner aux bras une forme courbe (fig.5) et non plus la forme radiale.

§ 2.- LA FORGE.

a) FORGEAGE.-

On part d'un bloc d'acier que l'on martèle jusqu'à arriver approximativement à la forme voulue. On évite ainsi les soudures. On ne fait que dégrossir la pièce et on laisse, aux machines, le soin de la parfaire. Le martelage se fait, soit à la main, soit au marteau-pilon, soit à la presse hydraulique pour les grosses pièces. Il faut évidemment éviter dans les pièces forgées toute complication de forme.

On tend de plus en plus, aujourd'hui, à limiter le travail de forge à un ébauchage très sommaire, quitte à compléter cet ébauchage par un dégrossissage à la fraise. C'est ainsi qu'un arbre coudé est tiré brut d'un seul lingot et amené par forgeuse à la forme indiquée par la fig.6. La partie centrale étant pleine, on enlève alors à la fraise, et copeau par copeau, la partie pointillée. Les machines-outils amènent enfin la pièce à sa forme définitive (fig.7).

b) ESTAMPAGE.-

Pour les petites pièces en série, l'estampage est plus avantageux. Un marteau-pilon comprime le métal porté au rouge dans une matrice en acier présentant, en creux, la forme de la pièce. Si les pièces offrent du relief sur les deux faces, la matrice est double, une partie est fixée au marteau, l'autre, à l'encume ou chabotte.

c) EMBOUTISSAGE.-

L'emboutissage, procédé analogue à l'estampage, est employé pour l'obtention de pièces d'épaisseur uniforme et relativement faible; fonds de chau-

dières, godets. L'opération se fait à froid pour les petites épaisseurs. Sur l'enclume, une matrice en acier, donne la forme extérieure à la pièce. Une autre partie fait corps avec le piston d'une presse hydraulique ou l'axe d'une presse-à-vis et épouse la forme intérieure de la pièce à emboutir.

Voir l'emboutissage d'un fond de chaudière (fig.8).

L'emboutissage ne s'accomode que d'un travail en série, étant donné le prix élevé de l'outillage.

Il convient aussi que l'on s'en tienne autant que possible à des dimensions standardisées.

B) FINISSAGE.

Le parachèvement par les machines-outils est précédé du traçage.

Le traçage consiste à marquer sur la pièce les axes, les centres et à s'assurer s'il y aura de la matière en suffisance pour le parachèvement. Dans le travail en série, on évite souvent le traçage par l'emploi de dispositifs spéciaux (dénommés: "pinces") permettant de fixer la pièce sur les machines-outils, comme il convient le mieux.

Les machines-outils se divisent en: (a) machines à travail continu (b) machines à travail discontinu.

Les premières sont évidemment, d'un meilleur rendement. L'étude de ces machines fait l'objet du cours spécial de Technologie.

Chapitre II.

RAPPEL DE QUELQUES NOTIONS DE STATIQUE ET DE GRAPHOSTATIQUE.

Pour pouvoir appliquer les formules de la résistance des matériaux à la recherche des tensions en chaque point d'un solide déterminé, il faut connaître, pour chaque section faite normalement, à l'axe de ce solide:

- 1) la résultante R 2) le couple W

qui, appliqués au centre de gravité de la section considérée, font équilibre aux forces extérieures comprises entre cette section et l'extrémité du solide. La recherche de cette résultante et de ce couple constitue un problème de mécanique rationnelle.

§1.- RECHERCHE DES REACTIONS AUX POINTS D'APPUI.

Un problème se pose préalablement à tout autre, celui de la recherche des forces extérieures que développent les appuis.

Ce problème peut recevoir une solution simple, lorsque le corps repose librement sur deux appuis. En effet, dans ce cas, les équations fournies par la statique suffisent pour déterminer les réactions aux points d'appui. Ces équations, qui traduisent les conditions d'équilibre d'un corps soumis à un système de forces extérieures, peuvent s'écrire:

R = 0 (1)

W = 0 (2)

en désignant par R la résultante et par W le moment résultant par rapport à un point quelconque O.

Ces égalités géométriques pourront fournir chacune trois égalités algébriques par projection sur trois axes rectangulaires OX, OY, OZ.

Si on considère une force F appliquée en un point O', cette force aura des composantes suivant les axes choisis, que nous représenterons par X, Y, Z (fig.12).

Appelons x, y, z les coordonnées de O' et désignons par L, M, N les moments de F par rapport aux axes; on a:

M = Xz - Zx

L = Zy - Yz

N = Yx - Xy

Les deux équations vectorielles (1) et (2) donneront donc par projection sur les axes les 6 équations:

ΣX = 0 ΣL = 0

ΣY = 0 ΣM = 0

ΣZ = 0 ΣN = 0

d'où on pourra déduire les six inconnues (R1)x, (R1)y, (R1)z, (R2)x, (R2)y, (R2)z, c'est-à-dire les composantes des réactions suivant les axes choisis.

Si toutes les forces sont contenues dans un même plan, les 6 équations se réduisent à trois:

ΣX = 0

ΣY = 0

Σ(Yx - Xy) = 0

Dans le cas plus particulier encore où les forces contenues dans un même plan sont parallèles, il ne subsiste que les deux équations:

$$\Sigma Y = 0$$

$$\Sigma Yx = 0$$

suffisantes pour déterminer les deux réactions inconnues.

SIMPLIFICATION DU PROBLEME GENERAL.

Le cas général des forces quelconques se ramène aisément au cas simple de forces parallèles, lorsqu'on a affaire au calcul d'une pièce à axe rectiligne.

Etant donné une pièce (fig.13), choisissons pour axe des x, la fibre moyenne, pour axes des y et des z, les axes principaux d'inertie d'une section quelconque faite dans la pièce. Nous supposons ainsi implicitement que ces axes gardent constamment la même orientation, ce qui est d'ailleurs le cas le plus fréquent. Supposons qu'une force quelconque agisse en O', et désignons par N, Ty, Tz, ses composantes suivant les axes. Le plan mené par O' perpendiculairement à l'axe des x, coupera celui-ci en un point O. Il est évident que nous ne modifierons en rien l'équilibre du système, si nous appliquons en O des forces égales et opposées deux à deux, telles que

$$\begin{array}{lll}
+ N' & \text{et} & - N' \\
+ T'z & \text{et} & - T'z \\
+ T'y & \text{et} & - T'y
\end{array}$$

En considérant l'ensemble des + N, - N', + Ty, - T'y, + Tz, - T'z, nous voyons que la force, appliquée en O, aura pour effet de provoquer:

- a) dans le plan horizontal, un couple de flexion - N.z,
- b) dans le plan perpendiculaire à l'axe, un couple de torsion

$$T_y.z \quad - \quad T_z.y$$

et de soumettre la pièce à des efforts

$$+ T'y \quad + T'z \quad + N'$$

c'est-à-dire des efforts de même sens et de même intensité que les composantes Ty, Tz et N, mais, cette fois, appliqués à l'axe au point O.

Les efforts analogues à N', s'ajoutent algébriquement pour donner un effort résultant de compression ou d'extension.

Les efforts analogues à T'z déterminent dans le plan horizontal un moment de flexion résultant qui s'ajoute algébriquement au couple de flexion N.z.

Les efforts T'y déterminent dans le plan vertical un moment de flexion résultant. On voit que le problème, posé ci-dessus, se ramène, en définitive, à la détermination:

- 1°) du moment de flexion résultant, dans le plan horizontal, des composantes horizontales de toutes les forces appliquées à la pièce depuis l'extrémité jusqu'à la section considérée.

2°) du moment de flexion résultant dans le plan vertical des composantes verticales des mêmes forces.

Or, nous avons vu que, pour un système de forces parallèles situées dans un même plan, les équations d'équilibre se ramènent à:

$$\Sigma Y = 0 \quad \Sigma Y.x = 0$$

ce qui, avec les notations de la fig.14, peut s'écrire:

$$P_1 + P_2 + R_1 + R_2 = 0$$

$$P_1.L_1 + P_2.L_2 + R_2.L = 0$$

desquelles on tire

$$R_2 = - \frac{P_1.L_1 + P_2.L_2}{L}$$

(le signe - indiquant le sens de R₂ par rapport à P₁ et P₂).

et
$$R_1 = - (P_1 + P_2 + R_2)$$

En appliquant successivement ces équations pour les composantes verticales Ty et pour les composantes horizontales Tz, on obtiendra, pour chaque réaction, deux composantes dont il suffira de faire la somme géométrique pour avoir la réaction totale à chaque appui.

§ 2. - RECHERCHE DE LA RESULTANTE ET DU COUPLE RESULTANT EN UN POINT QUELCONQUE DU SOLIDE.

Le système des forces extérieures étant entièrement connu, il reste à évaluer, pour un point quelconque de la fibre moyenne, la valeur de la résultante et du couple résultant des forces comprises entre l'extrémité et le point considéré. Pour cela, nous pourrions procéder successivement dans le plan horizontal et dans le plan vertical, comme nous l'avons indiqué ci-dessus pour le cas particulier de la fig.14. (voir aussi fig.15).

Dans la section distante de X de l'extrémité, nous avons:

$$T = R_1 - P_1 \quad T' = R'_1 - T_1$$

$$M_f = R_1.X - P_1.(X - L_1) \quad M'_f = R'_1.X - T_1.(X - L_1)$$

pour les forces verticales pour les forces horizontales

Application de la méthode graphique à la recherche des moments de flexion.

Soit à trouver (fig.16) le moment, par rapport à un point I, d'une force appliquée en un point i.

Soient: P kg la force et L mm la distance de I à i

Adoptons: échelle des forces 1 mm pour p kg
 échelle des longueurs 1 mm " λ mm.

La force P sera alors représentée par une longueur

$$y = \frac{P}{p} = ab$$

et la distance L par la longueur

$$l = \frac{L}{\lambda}$$

Choisissons arbitrairement un point O, appelé pôle, dont la distance à ab est μ mm. Menons par A (situé sur le support de P) des parallèles aux directions ao et bo. Elles interceptent sur la verticale correspondante à I une longueur $I\beta = Y$, telle que

$$\frac{Y}{y} = \frac{l}{\mu}$$

ou: $Y = \frac{P \cdot L}{p \cdot \lambda \cdot \mu}$ or $P \cdot L = M$

et il suffira donc, pour avoir le moment, de mesurer sur l'épure, le segment Y et de multiplier sa mesure exprimée en mm, par le produit des échelles p et λ et de la distance polaire μ .

PROBLEME -

Déterminer les moments fléchissants dans la poutre dessinée à la fig. 17, sollicitée par les forces parallèles

$$P_1, P_2 \times P_3$$

1°) Rechercher le moment fléchissant dû à P_1, P_2, P_3 , dans la section I.-

Portons sur une droite parallèle aux lignes d'action des forces, des segments $y_1 = ab, y_2 = bc, y_3 = cd \dots$ représentant respectivement, à l'échelle des forces: P_1, P_2, P_3 . Choisissons un pôle quelconque O, que nous joignons aux points a, b, c, d.

Par I, menons une parallèle à Oa. Elle coupe en A la ligne d'action de P_1 . Par ce point A, une nouvelle parallèle à Ob jusqu'en B et ainsi de suite; la dernière parallèle menée étant CD. Nous avons ainsi construit un polygone funiculaire dont la droite ID constitue le côté de fermeture.

Prolongeons AB, BC, CD, jusqu'à l'intersection avec la parallèle à ad qui passe par I. On a:

$$\frac{Y_1}{y_1} = \frac{l_1}{\mu}$$

d'où $Y_1 = \frac{y_1 \cdot l_1}{\mu} = \frac{P_1 \cdot L \cdot l_1}{p \cdot \lambda \cdot \mu} = \frac{M_1 \cdot P_1}{p \cdot \lambda \cdot \mu}$

Y_1 est donc proportionnel à $M_1 \cdot P_1$. On montrerait de même que Y_2 est proportionnel à $M_1 \cdot P_2$, etc... d'où $I\delta$ est proportionnel au moment de flexion, dans la section I, ou à P_1, P_2 et P_3 .

2°) Détermination des réactions d'appui. -

Les réactions R_1 et R_2 équilibrant les forces P_1, P_2, P_3 , on peut poser les deux conditions de statique:

1) $\sum R + \sum P = 0$

2) $\sum M_1 R + \sum M_1 P = 0$

Cette dernière condition revient à dire que la somme des moments des forces P_1, P_2, P_3 , par rapport à I est égale et de signe contraire à la somme des moments de R_1 et R_2 . Or, $M_1 R_1 = 0$; on en conclut que $M_1 R_2$ est égal, au signe près, à la somme des moments de P_1, P_2, P_3 , laquelle, nous avons vu, est représentée par $I\delta$.

Si, par O, nous menons ce parallèle à ID, les triangles semblables eod et ID δ donnent:

$$\frac{e \cdot d}{I \cdot \delta} = \frac{\mu}{l}$$

d'où $I\delta = \frac{e \cdot d \cdot l}{\mu} = \frac{r_2 \cdot l}{\mu}$

Comme l représente, à l'échelle du dessin, la distance de la réaction R_2 au point I, r_2 représentera, à l'échelle, la valeur de la réaction R_2 .

La réaction R_1 sera tirée de la 1^{re} condition

$$R_1 + R_2 + P_1 + P_2 + P_3 = 0$$

3°) Déterminer le moment fléchissant M_x dans une section quelconque X distante de l'origine I d'une longueur x (fig. 18). -

$$M_x = R_1 x - P_1 (x - l_1) - P_2 [x - (l_1 + l_2)]$$

Traçons le polygone funiculaire comme précédemment. Prolongeons IA et AB jusqu'en α et β , à l'aplomb de la section X. Les triangles semblables A $\alpha\beta$ et Oab donnent:

$$\frac{\alpha\beta}{y} = \frac{x - l_1}{\mu}$$

ou $\alpha\beta = y_1 \cdot \frac{x - l_1}{\mu}$

de même: $\beta\gamma = y_2 \cdot \frac{x - (l_1 + l_2)}{\mu}$

D'autre part, les triangles $\alpha\beta I$ et eOa donnent:

$$\frac{\alpha\beta}{r_1} = \frac{x}{\mu}$$

ou $\alpha\beta = \frac{r_1 \cdot x}{\mu}$

d'où:

$$\gamma \varepsilon = \gamma = \alpha \varepsilon - (\alpha \beta + \beta \gamma) = \frac{1}{\alpha} \{ r_1 x - y_1 (x - l_1) - y_2 [x - (l_1 + l_2)] \}$$

On voit immédiatement, dans ces conditions, que $\varepsilon \gamma$ (en mm) représente, à l'échelle: 1 mm par p. $\lambda \cdot \mu$ kg mm, la valeur du moment cherché.

4°) Tracer le polygone funiculaire de manière que les moments fléchissants soient mesurés par des ordonnées partant de l'horizontale qui joint les points d'appui (fig.18).

Par e, mener une horizontale et adopter comme pôle le point O', tout en conservant la même distance polaire. En répétant la construction indiquée plus haut, on obtiendra un polygone funiculaire dont le côté de fermeture est horizontal.

APPLICATION.-

Chercher les conditions de sollicitation d'un arbre horizontal (fig. 19), reposant sur deux paliers d'extrémité et portant deux poulies de poids P_1 et P_2 ; les tensions dans les courroies étant T_1 et t_1 , d'une part, $-T_2$ et $-t_2$, d'autre part (les courroies sont supposées être horizontales).

Les poids des poulies constituent deux forces verticales P_1 et P_2 appliquées à l'arbre.

Nous ne modifions nullement l'équilibre du système en appliquant au centre de la 1^{re} poulie, deux forces égales et opposées: $+t_1$ et $-t_1$, égales (en grandeur) et parallèles à t_1 et deux autres: $+T_1$ et $-T_1$ égales à T_1 .

Nous appliquerons de même au centre de la 2^{me} poulie:

2 efforts opposés $+t_2$ et $-t_2$ égaux à t_2

et 2 efforts $+T_2$ et $-T_2$, égaux à T_2 .

En considérant maintenant l'ensemble des forces, nous pouvons dire que l'arbre subit, du chef de la 1^{re} poulie, un couple de torsion = $r_1 \cdot (T_1 - t_1)$ et, du fait de la 2^e poulie, un couple de torsion = $r_2 \cdot (T_2 - t_2)$.

Outre ces couples, nous avons à enregistrer des forces verticales P_1 et P_2 déjà signalées plus haut, des forces horizontales $T_1 + t_1$ et $T_2 + t_2$. Ces forces engendrent dans les paliers des réactions ayant comme composantes verticales R_1 et R_2 et comme composantes horizontales S_1 et S_2 .

Cela étant dit, nous pouvons passer aux diagrammes destinés à fournir les moments dans les différentes sections de l'arbre.

1°) Le moment de torsion ne se détermine pas graphiquement. Nous avons vu qu'il était: $r_1 \cdot (T_1 - t_1) = r_2 \cdot (T_2 - t_2)$, puisqu'il n'y a qu'une poulie motrice et qu'une poulie réceptrice. Il est constant entre les deux poulies et n'existe d'ailleurs que dans cette partie de l'arbre. Il est figuré par le diagramme M_t (fig.22).

2°) Moments fléchissants. - Dans un premier diagramme M_v (fig.20), nous recherchons les moments de flexion dus aux forces verticales qui sont

P_1 et P_2 . La fig.21 donne un diagramme analogue M_h , mais fournissant les moments dus aux forces horizontales $T_1 + t_1$ et $T_2 + t_2$. La fig.22 nous montre enfin la composition géométrique des ordonnées des diagrammes M_v et M_h , composition conduisant finalement à un diagramme résultant $M_f = \sqrt{M_v^2 + M_h^2}$ qui est le diagramme des moments de flexion le long de l'arbre envisagé. A la même figure est dessiné le diagramme du moment de torsion (M_t) et un autre diagramme M_r , au sujet duquel nous allons nous expliquer.

La résistance des matériaux nous apprend que, quand une pièce est soumise à la flexion et à la torsion combinées - ce qui est le cas qui nous occupe -, on peut la calculer comme si elle résistait uniquement à la flexion, en supposant qu'elle subit, de ce chef, un moment de flexion idéal M_r défini par la relation:

$$M_r = \frac{3}{8} M_f + \frac{5}{8} \sqrt{M_f^2 + M_t^2}$$

à calculer pour chacune des sections, M_f étant le moment de flexion réel et M_t le moment de torsion correspondant.

On peut calculer M_r comme indiqué à la fig.23 et en tracer par joints le diagramme (voir fig.22).

La question de la recherche des diagrammes des moments étant résolue, nous verrons au chapitre "Calcul des arbres" comment, au moyen du diagramme des M_r , nous pouvons calculer un tel organe.

§ 3.- RECHERCHE GRAPHIQUE DE LA FLÈCHE DE FLEXION POUR UN SOLIDE DE RESISTANCE SOUMIS A DES FORCES PARALLELES.

Cette recherche s'impose, par exemple, pour les arbres de transmission, dont on doit limiter la flèche pour éviter un échauffement exagéré dans les paliers.

Soit donc (fig.24), la poutre qui, soumise aux charges P_1, P_2, P_3 , prend une flèche y , qu'il s'agit de déterminer pour une section quelconque distante de x de l'origine O.

Cette flèche s'obtiendra en partant de l'équation différentielle de l'élastique:

$$\frac{M}{EI} = \frac{d^2y}{dx^2}$$

ou:

$$\frac{d}{dx} \left(\frac{dy}{dx} \right) = \frac{M}{EI}$$

En intégrant entre les limites x_1 et x , il vient:

$$\int_{x_1}^x d \frac{dy}{dx} = \int_{x_1}^x \frac{M}{EI} dx$$

$$\left(\frac{dy}{dx} \right) = \left(\frac{dy}{dx} \right)_{x_1} + \int_{x_1}^x \frac{M}{EI} dx$$

$$dy = \left(\frac{dy}{dx}\right)_1 dx + dx \int_{x_1}^x \frac{M}{EI} dx$$

et, en intégrant à nouveau:

$$y - y_1 = \int_{x_1}^x \left(\frac{dy}{dx}\right)_1 dx + \int_{x_1}^x dx \int_{x_1}^x \frac{M}{EI} dx$$

y et y₁ représentant les ordonnées de la fibre moyenne déformée, respectivement aux points x et x₁.

Cette équation se simplifie quand on transporte l'origine en I. Dans ce cas, x₁ = 0 et y₁ = 0, et

$$y = x \left(\frac{dy}{dx}\right)_0 + \int_0^x dx \int_0^x \frac{M}{EI} dx$$

Le 2^d terme du 2^d membre peut s'intégrer par parties, de telle sorte que:

$$y = x \left(\frac{dy}{dx}\right)_0 + x \int_0^x \frac{M}{EI} dx - \int_0^x \frac{M}{EI} \cdot x dx \quad (1)$$

Le problème proposé se ramène donc à faire une construction graphique de cette expression. Il est évident que, si nous parvenons à trouver un vecteur représentatif de chacune des parties de la formule (1), leur somme algébrique constituera la longueur représentative de la flèche de flexion.

Supposons qu'on ait tracé (fig. 25) le diagramme IABCI des moments fléchissants. En désignant par Y une ordonnée de ce diagramme, on a:

$$M = Y \cdot p \cdot \lambda \cdot \mu$$

Représentons par i une longueur proportionnelle au moment d'inertie I de la section envisagée par rapport à l'axe neutre. Nous devons, pour cela, faire choix d'une nouvelle échelle τ telle que I = i · τ.

Sur l'un des côtés d'un angle droit, nous portons cette longueur i et sur l'autre: Oa₁ = Y. Joignons a₁a₁' et par O' (Oo' = u, mm, arbitrairement choisi), menons une parallèle à cette droite.

La longueur Oe₁ = z représente, à une certaine échelle, le rapport M/I; en effet, les deux triangles Oa₁a₁' et Oe₁O' sont semblables, partant

$$\frac{z}{u} = \frac{Y}{i}$$

soit:
$$z = u \cdot \frac{Y}{i} = \frac{M}{p \cdot \lambda \cdot \mu} \cdot \frac{u \cdot \tau}{I} = \frac{M}{I} \cdot \frac{\tau \cdot \mu}{p \cdot \lambda \cdot \mu}$$

En recommençant la même construction pour chaque section, on obtient un nouveau diagramme IA₁A₂B₂B₁C₁II, qui est le diagramme de M/I.

1°) Recherche de $\int_0^x \frac{M}{EI} dx$:

E étant constante, on peut s'occuper seulement de $\int_0^x \frac{M}{I} dx$.

Cette intégrale est donnée par l'aire du diagramme IA₁A₂B₂B₁C₁II entre les ordonnées d'abscisses 0 et x.

2°) Recherche de $\int_0^x x \frac{M}{EI} dx$:

En faisant encore abstraction de E, cette intégrale représente le moment par rapport au point I de la surface du diagramme IA₁A₂... II.

Si nous considérons la portion de la surface comprise entre les ordonnées d'abscisses 0 et x, nous pouvons figurer le centre de gravité en g.

Soit x_g sa distance à l'origine. Dès lors:

$$\Sigma x ds = x_g \Sigma ds$$

La formule (1) deviendra donc:

$$y = \left(\frac{dy}{dx}\right)_0 x + (x - x_g) \int_0^x \frac{M}{EI} dx \quad (2)$$

3°) Recherche de $\left(\frac{dy}{dx}\right)_0$:

ce terme s'obtient en appliquant les conditions initiales à la relation (2).

Pour x = l, y = 0

$$0 = \left(\frac{dy}{dx}\right)_0 \cdot l + (l - l_g) \int_0^l \frac{M}{EI} dx$$

$$\left(\frac{dy}{dx}\right)_0 = - \frac{l - l_g}{l} \int_0^l \frac{M}{EI} dx$$

et la relation (2) devient:

$$y = - \frac{l - l_g}{l} x \int_0^l \frac{M}{EI} dx + (x - x_g) \int_0^x \frac{M}{EI} dx \quad (3)$$

La vraie valeur de y s'obtiendra évidemment en remplaçant dans (3), l, l_g, x, x_g par leur valeur réelle L, L_g, X, X_g.

$$Y = - \frac{L - L_g}{L} X \int_0^L \frac{M}{EI} dX + (X - X_g) \int_0^X \frac{M}{EI} dX$$

mais d'après les échelles: L = l · λ

$$X = x \cdot \lambda$$

Nous avons trouvé plus haut:

$$\frac{M}{I} = z \cdot \frac{p \cdot \lambda \cdot \mu}{\tau \cdot u}$$

d'où

$$Y = - \frac{l - l_g}{l} \cdot \frac{p \cdot \lambda^2 \cdot \mu}{\tau \cdot u} \cdot \frac{1}{E} \int_0^l z dx + (x - x_g) \cdot \frac{p \cdot \lambda^2 \cdot \mu}{\tau \cdot u} \cdot \frac{1}{E} \int_0^x z dx$$

$$Y = - \frac{p \cdot \lambda^2 \cdot \mu}{E \cdot \tau \cdot u} \left[\frac{l - l_g}{l} x \int_0^l z dx - (x - x_g) \int_0^x z dx \right] \quad (4)$$

Désignons par S_1, S_2, S_3, S_4 , les surfaces des triangles et trapèzes dans lesquels se trouve décomposée la surface du diagramme de M/I .

Adoptons une échelle de surfaces: σ , et représentons les surfaces par les vecteurs S_1, S_2, S_3, S_4 , appliqués en leur centre de gravité. Adoptons une nouvelle distance polaire u_2 , et choisissons le pôle 0 (fig.26), de façon que le polygone funiculaire passe par les points I et II.

Le segment $\alpha\beta$ représente, à l'échelle du dessin, la valeur $(x - x_g) \int_0^x z dx$; le segment analogue au point II représentera la valeur $(l - l_g) \int_0^l z dx$ et le segment $\gamma\alpha$ représentera, par conséquent la valeur de $(l - l_g) \cdot \frac{x}{l} \int_0^l z dx$.

La valeur entre crochets de l'expression (4) sera donc figurée, à l'échelle, par:

$$\gamma\alpha - \alpha\beta = \beta\gamma$$

Comme cette expression représente des moments de surfaces, il faudra y introduire l'échelle des surfaces σ et la distance polaire u_2 .

$$Y = \frac{\rho \cdot \lambda^3 \cdot \mu \cdot u_2 \cdot \sigma}{\tau \cdot \mu_1 \cdot E} \cdot \beta\gamma$$

On peut conclure que la fibre moyenne déformée est fournie à l'échelle du dessin

$$\frac{\rho \cdot \lambda^3 \cdot \mu \cdot u_2 \cdot \sigma}{\tau \cdot \mu_1 \cdot E}$$

par la courbe inscrite dans le polygone funiculaire IabcdII

$$\text{flèche maximum} = \left(\frac{1}{1500} \text{ à } \frac{1}{2000} \right) L$$

L = longueur de l'arbre entre appuis.

Chapitre III

ETUDE SOMMAIRE DES MATERIAUX DE CONSTRUCTION MECANIQUE.

On utilise couramment, dans la construction des machines, les matériaux suivants:

- la fonte, le fer, l'acier,
- le cuivre et ses alliages: bronze et laiton,
- l'aluminium, le métal blanc,
- le bois,
- le cuir, le coton, le chanvre,
- le caoutchouc, l'amiante.

Au point de vue de leur utilisation, il importe de déterminer expérimentalement leurs propriétés physiques: l'élasticité, la ténacité, la ducti-

lité, la fragilité.

Ces propriétés sont mises en relief par des essais effectués sur des éprouvettes spécialement préparées à cet effet.

L'essai classique est l'essai à la traction.

Pour l'effectuer, on adopte, pour autant que la chose soit possible, l'éprouvette cylindrique de 200 mm entre les points de repère et ayant l'allure générale représentée à la fig.27.

Cette éprouvette est soumise à un effort de traction appliqué lentement et progressivement, au moyen d'un appareil qui permet de déterminer deux éléments:

- 1) l'effort P de traction à chaque instant,
- 2) l'allongement total λ entre deux points de repère.

Le dispositif est souvent conçu de façon à ce que soit tracé automatiquement un diagramme analogue à celui de la fig.28. On y distingue 4 phases:

1°) la phase OA, pendant laquelle il y a proportionnalité entre les efforts et les allongements. C'est la période élastique, caractérisée par le fait que le corps revient à sa forme primitive dès que l'effort est supprimé. A marque la limite élastique.

2°) la phase AA₁, pendant laquelle l'allongement augmente sans que l'effort grandisse, par suite du glissement des faces cristallines des constituants du métal.

3°) la phase A₁B, correspondant aux grands allongements, d'autant plus accentuée que le métal est plus ductile.

4°) la phase BC, qui correspond à la période de striction, pendant laquelle la contraction de la section où va se produire la rupture augmente de plus en plus.

REMARQUE. - Il existe presque toujours entre la limite élastique réelle, celle pour laquelle le corps cesse de reprendre sa forme primitive après suppression de l'effort, et la phase AA₁, une phase de très courte étendue, pendant laquelle les allongements croissent plus rapidement que les efforts correspondants. On est amené, pour cette raison, à distinguer la limite d'élasticité proportionnelle de la limite d'élasticité apparente.

Représentons par S la section primitive de l'éprouvette, par S_c la section de rupture, par P_c la charge totale maximum atteinte, et par P_A la charge totale à la fin de la période élastique:

$$R_0 = \frac{P_c}{S} \text{ est la "charge unitaire pratique de rupture"}$$

$$\text{et } L = \frac{P_A}{S} \text{ est la "limite élastique".}$$

Si, au lieu de porter en abscisses λ , on porte $i = \lambda/l$ et, en ordonnées: P/S au lieu de P, on obtient un diagramme ayant exactement la même allure que le 1^{er}; l'échelle seule diffère.

Mais, si, à partir de B, on considère, non plus P/S, mais P/s, s étant à chaque instant la section réelle, on obtient le diagramme pointillé de la fig. 28. Il atteint son maximum, cette fois, au point C' correspondant à la rupture. La différence entre la tension en C' et la tension en B' (celle-ci = R₀ = P/S) est toutefois négligeable.

On appelle: allongement proportionnel total, le rapport $\frac{\lambda_c}{l}$
contraction proportionnelle totale, le rapport $\frac{S - s}{S}$
coefficient d'élasticité, le rapport $\frac{n}{i}$ (on le désigne par E)

n étant l'effort unitaire correspondant à i, dans la période élastique.

$$n = E \cdot i \quad (\text{loi de Hooke})$$

E s'exprime dans les mêmes unités que n (soit, par exemple, en kg/mm².)

La ténacité est mesurée par les valeurs de λ et R₀,

la ductilité, par les valeurs de $\frac{\lambda}{l}$ et $\frac{S - s}{S}$

l'élasticité, par la valeur E.

La fragilité, c.à.d. l'absence de résistance au choc, est d'autant plus grande que l'aire du diagramme OABCC est plus faible.

Cette propriété n'est toutefois pas exclusivement fonction des deux facteurs: résistance et allongement. Pour la mesurer, on a imaginé des essais au choc sur barreau entaillé. L'appareil d'essai est conçu de telle sorte qu'on puisse mesurer le travail T absorbé par le choc qui détermine la rupture de l'éprouvette. Si on rapporte ce travail T à la section de rupture; on obtient un coefficient r:

$$r = \frac{T}{S}$$

qu'on appelle résilience.

La valeur de r dépend, dans une certaine mesure, de l'appareil et de la forme de l'éprouvette. L'essai au choc ne peut, par conséquent, donner des résultats intéressants qu'à titre comparatif.

Outre l'essai classique de traction et l'essai au choc, on peut faire subir à la matière d'autres essais spéciaux, destinés à mettre en relief:

1) la dureté, c.à.d. la résistance que le métal oppose à la déformation par compression (bille de Brinell). Cette qualité est généralement fonction de la ténacité lorsque le métal est homogène;

2) la résistance à l'usure, qui n'est pas - comme on pourrait le croire - fonction seulement de la dureté.

* * *

LA FONTE.

La fonte provient de la réduction du minerai de fer au haut-fourneau. Elle n'est pas ductile et résiste mal aux chocs.

On utilise, dans la construction, la fonte grise, qui doit sa couleur au carbone à l'état graphitique, qu'elle renferme.

Les fontes grises ont l'avantage de se figer lentement.

Nous donnerons, pour les fontes, les caractéristiques suivantes:

Teneur en silicium: 1 à 1,3 %

Teneur en carbone: > 2 %

Densité: 7,15 à 7,20.

R₀ = 12 à 15 kg/mm² à l'extension; 60 kg/mm² à la compression

L = 5 à 6 kg/mm² " " "

E = 10.000 kg/mm².

LE FER.

On désigne, à proprement parler, sous le nom de FER, le métal résultant de l'affinage sur sole, de la fonte, par l'opération connue sous le nom de puddlage; cette opération permet d'éliminer presque complètement le carbone que contient la fonte, ainsi que la plus grande partie des impuretés.

Le fer, obtenu de cette façon, est à peu près pur. Il contient toujours moins de 0,05% de carbone. Il est malléable à froid et à chaud; il se soude très bien et ne se trempe pas. Sa densité varie entre 7,6 et 7,8, suivant sa teneur en carbone et son degré de pureté.

R₀ = 32 à 36 kg/mm²; L = 22 à 25 kg/mm²; E = 20.000 kg/mm²

La fabrication du fer est aujourd'hui de plus en plus réduite; le fer est remplacé, dans la construction, par l'acier extradoux, qui présente, à peu près, les mêmes qualités au point de vue de la malléabilité et de la soudabilité.

L'ACIER.

L'acier est obtenu par la décarburation de la fonte.

On peut obtenir des aciers très purs et très résistants par la carburation du fer au creuset; l'acier ainsi obtenu est appelé acier au creuset et est utilisé pour la fabrication des outils, des lames, etc... Cet acier tend à être remplacé de plus en plus aujourd'hui par des aciers fabriqués au four électrique, notamment par les aciers spéciaux, obtenus en incorporant au métal, pendant l'affinage, de très faibles quantités de: nickel, chrome, tungstène, vanadium...

Par un traitement thermique approprié (trempe, suivie d'un revenu), on peut communiquer aux aciers des propriétés particulières: une limite d'élasticité élevée en même temps qu'une forte résilience.

Le tableau suivant donne les caractéristiques d'aciers suivant leur teneur en carbone:

Aciers	C	R ₀ kg/mm ²	L kg/mm ²	$\frac{\lambda c}{l}$ %	$\frac{S - s}{S}$ %	Utilisa- tion
Extra doux	< 0,1	34 - 38	20 - 26	30	> 60	Rivets et Boulons
Fer	< 0,05	32 - 36	22 - 25			Tôles de chaudiè- res
Très doux	0,1 à 0,14	38 - 42	22 - 29	30 - 25	60 - 50	
D o u x	0,14 à 0,20	42 - 50	29 - 31	25 - 18	50 - 40	} Pièces de machines
Demi-dur	0,20 à 0,35	50 - 60	31 - 40	18 - 13	40 - 30	
D u r	0,35 à 0,45	60 - 70	37 - 46	13 - 10	30 - 20	Ressorts
Très dur	0,50 à 0,65	70 - 80	44 - 50	10 - 5	20 - 15	} Outils
Extra dur	> 0,65	> 80	> 50	-	-	

ACIER COULE.

Abstraction faite de l'homogénéité et des tensions initiales dues au retrait, l'acier coulé se rapproche des aciers forgés. On l'emploie pour la réalisation de pièces soumises à des chocs ou dans les cas où l'on veut accroître la sécurité sans augmenter le poids de la pièce.

On peut compter, dans les conditions normales, et suivant la composition, sur une charge de rupture de:

$$R_0 = 35 - 40 \text{ kg/mm}^2 \text{ avec } \frac{\lambda c}{l} = 30 \%$$

$$R_0 = 45 - 50 \text{ " " " " } = 25 \%$$

$$R_0 = 55 - 65 \text{ " " " " } = 10 \text{ à } 6 \%$$

LE CUIVRE.

Le cuivre est employé dans la construction des tuyaux et des joints de dilatation, là où il faut de la légèreté et une grande flexibilité. Il est utilisé également pour les foyers et les entretoises en raison de sa conductibilité et de sa résistance à la corrosion. Sa densité est 8,9. Les autres caractéristiques sont:

$$R_0 = 22 \text{ kg/mm}^2 ; \quad L = 5 \text{ à } 6 \text{ kg/mm}^2 ; \quad E = 10.000 \text{ kg/mm}^2$$

$$\frac{\lambda c}{l} = 35 \%$$

Handwritten notes:
 $L = \frac{1}{2} R_0 + 40 \text{ à } 50 \text{ kg/mm}^2$
 Pour fonte } $L = \frac{1}{4} R_0 + 10 \text{ à } 12 \text{ kg/mm}^2$
 Pour acier }
 $R = \frac{R_0}{K}$

LE BRONZE.

Le bronze est utilisé, par exemple, dans la fabrication des coussinets. C'est un alliage de cuivre et d'étain (84 % de Cu-16 % de Sn).

$$R_0 = 20 \text{ à } 25 \text{ kg/mm}^2 ; \quad L = 9 \text{ kg/mm}^2 ; \quad E = 11.000 \text{ kg/mm}^2 ;$$

$$\frac{\lambda c}{l} = 0,12 \text{ à } 0,15$$

Il existe des alliages de Cu; Zn, Fe, connus sous le nom de métal DELTA, dont la résistance atteint celle du fer:

$$R_0 = 36 \text{ kg/mm}^2 ; \quad L = 18 \text{ kg/mm}^2$$

LE CUIR.

Le cuir est employé dans les transmissions. La résistance dépend beaucoup de la fabrication et varie, d'un endroit à l'autre, dans une même peau (3,5 à 7 kg/mm²). On peut considérer 3,5 et 4,5 kg/mm² comme chiffres normal et moyen (pour la rupture).

En ce qui concerne l'allongement, il se présente, pour le cuir, une particularité qu'on n'observe pas dans les autres matériaux.

Supposons qu'on soumette une courroie en cuir à une tension t_1 donnant un allongement λ_1 , puis à une tension t_2 donnant un allongement λ_2 , nous pourrions définir le coefficient d'élasticité par

$$E = \frac{t_2 - t_1}{\frac{\lambda_2 - \lambda_1}{l}}$$

On constate que la valeur de E ainsi définie varie entre 12,5 et 25 suivant la valeur de t_1 et les efforts auxquels la courroie a été soumise antérieurement. Après un service assez long, E se rapproche de 25.

CHOIX DU COEFFICIENT DE RESISTANCE.

Il importe de calculer les pièces de façon à ne jamais atteindre la limite élastique L. Comme L est difficilement déterminable, on préfère rapporter le coefficient de résistance à la charge de rupture R_0 . Le coefficient de résistance sera alors défini par K tel que

$$R = \frac{R_0}{K} \text{ kg/mm}^2$$

K étant appelé coefficient de sécurité.

Comme R doit être inférieur à L, il faut que K soit au moins égal à 2, car on a, en général, $L = 1/2 R_0 + 5 \text{ à } 10 \text{ kg/mm}^2$ pour le fer et l'acier; pour la fonte et le cuivre, K sera égal au moins à 4, car $L = 1/4 R_0 + 1 \text{ à } 3 \text{ kg/mm}^2$.

Ces valeurs minima du coefficient de sécurité ne sont tolérables que

quand les pièces sont soumises à des efforts:

- 1) progressivement appliqués,
- 2) constants en direction et intensité
- 3) parfaitement déterminés, c.à.d. ne donnant lieu à aucune tension secondaire, dont on néglige l'effet.

A.- EXTENSION.-

Dans le choix du coefficient de résistance, nous aurons à distinguer, outre le cas exceptionnel précédent, les cas suivants:

- 1) efforts appliqués brusquement,
- 2) efforts répétés,
- 3) efforts dynamiques (appliqués avec choc),
- 4) efforts non parfaitement déterminés et donnant lieu à des déformations accessoires.

1) Efforts brusquement appliqués.-

Dès l'instant où la déformation commence, l'effort agit avec toute son intensité. On peut montrer que l'allongement, dans ce cas, est double de celui qu'on obtiendrait par un effort de même grandeur, mais appliqué d'une façon lente et continue.

En effet, soit une éprouvette soumise à un effort initial P_0 . Supposons qu'on lui applique un effort brusque P ; soit λ_n l'allongement final.

Le travail extérieur, pendant la déformation, est:

$$T = (P_0 + P) (\lambda_n - \lambda_0) \quad (1)$$

Ce travail doit équilibrer le travail des tensions moléculaires:

$$T_m = \int_{\lambda_0}^{\lambda_n} t.s.d\lambda$$

mais $t = E.i$; $i = \frac{\lambda}{\ell}$; $t.s.d\lambda = E \frac{\lambda}{\ell} s.d\lambda$

d'où $T_m = \frac{Es}{\ell} \frac{\lambda_n^2 - \lambda_0^2}{2} = \frac{Es}{\ell} \cdot \frac{\lambda_n + \lambda_0}{2} (\lambda_n - \lambda_0)$

Si nous appelons λ l'allongement que prendrait la pièce sous l'action d'un effort statique $P_0 + P$, on a:

~~$(P_0 + P)(\lambda - \lambda_0) = t.s(\lambda - \lambda_0)$~~
 $P_0 + P = t.s = E \frac{\lambda}{\ell} s$

En écrivant $T = T_m$, il vient, en remplaçant $P + P_0$ par sa valeur

$$\frac{Es\lambda}{\ell} (\lambda_n - \lambda_0) = \frac{Es}{\ell} \cdot \frac{\lambda_n + \lambda_0}{2} (\lambda_n - \lambda_0)$$

soit: $2\lambda = \lambda_n + \lambda_0$ d'où $\lambda_n - \lambda_0 = 2(\lambda - \lambda_0)$

On en déduit (loi de HOOKE) que si on reste en deçà de la limite élastique, on peut écrire:

$$t_n - t_0 = 2(t - t_0)$$

Si $t_0 = 0$, il se déduit de cette relation: $t_n = 2t$

la tension due à un effort brusque est donc double de celle qui serait due à un effort statique de même intensité. Si, dans un diagramme, on porte le temps en abscisse et t_n en ordonnée, on obtient (fig.29), une courbe d'allure sinusoïdale s'amortissant progressivement.

on continuera à regarder les efforts nominaux en modifiant la sécurité
Dans le cas des efforts brusquement appliqués, le coefficient de sécurité limite deviendra donc:

- 4 pour le fer et l'acier,
- 8 - 10 pour la fonte et le cuivre

2) Efforts répétés.-

Il a été établi expérimentalement que, sous l'action d'efforts répétés, les pièces se brisent pour des tensions inférieures à celles que l'on observe dans le cas d'efforts continus.

Wöhler a étudié le phénomène et a déterminé expérimentalement l'abaissement de la charge de rupture en fonction de l'écart entre la plus grande et la plus petite valeur de l'effort.

Soient f l'effort minimum et F l'effort maximum,

Portons en abscisse f , et en ordonnée, la valeur de F qui détermine la rupture après un certain nombre de répétitions.

Le diagramme déduit des essais se présente comme celui dessiné à la fig.30.

On obtient: $F_1 = \frac{2}{3} F_0$; $R_1 = \frac{2}{3} R_0$, pour $f = 0$

$F_2 = \frac{1}{3} F_0$; $R_2 = \frac{1}{3} R_0$, pour $f = -F$

Ces résultats se traduisent approximativement par une formule due à Seefehlner:

$$R_1 = \frac{2}{3} R_0 \cdot (1 + \frac{1}{2} \cdot \frac{f}{F})$$

f pouvant devenir négatif.

La tension admissible est donnée, dans chaque cas, par la formule:

$$R = \frac{2}{3} \frac{R_0}{K} \cdot (1 + \frac{1}{2} \cdot \frac{f}{F})$$

où K est le coefficient de sécurité à choisir.

3) Efforts dynamiques.-

Si les pièces sont soumises à des chocs, les conditions de résistance

changent complètement.

Supposons un effort P, appliqué avec choc, effort produit, par ex., par la chute d'un poids P tombant d'une hauteur h. Le travail P.h devra être absorbé par le travail des forces moléculaires pendant la déformation. Or, ce travail est représenté, dans la limite des déformations élastiques, par l'aire du diagramme oAa (fig.28).

Pour ne pas dépasser la limite des déformations élastiques, on devra donc poser:

$$P_0 (h + \lambda) = T (0Aa)$$

L'étude de la variation de la tension en fonction du temps en un point quelconque de la pièce, constitue un problème très ardu. Force nous est donc de calculer la pièce comme si elle était soumise à un effort statique P et d'adopter un coefficient de sécurité approprié.

Le minimum sera donc évidemment: 4 pour le fer et l'acier,

8 - 10 pour la fonte et le cuivre,

puisque un effort appliqué avec choc est en même temps un effort agissant instantanément avec toute son intensité.

4) Efforts mal définis.-

Souvent, les conditions de sollicitation sont mal déterminées et il s'agit de connaître la valeur de K à adopter. Le problème se pose donc comme suit: Etant donnée une pièce et ne sachant dans quelles conditions elle doit exactement fonctionner, établir ses dimensions. On opère par comparaison. On choisit une pièce analogue ayant donné déjà entière satisfaction; on fait diverses hypothèses sur le mode de sollicitation de cette pièce, et, moyennant ces hypothèses, on calcule le coefficient de résistance fictif du modèle. Avec celui-ci et avec des hypothèses identiques aux précédentes, on calculera la pièce demandée.

Exemple: Calculer les dimensions du chapeau d'un palier de poinçonneuse (fig.31). On connaît l'effort P qui tend à soulever le palier, le diamètre d de l'arbre, la longueur l et la largeur b du palier.

Nous ferons les hypothèses suivantes:

- 1°) la force P est concentrée sur l'axe; en réalité, elle est répartie sur une certaine surface;
- 2°) les réactions $\frac{P}{2}$ sont concentrées suivant les axes des boulons;
- 3°) nous considérerons le chapeau comme reposant simplement sur 2 appuis, bien que, du fait des boulons, il y ait un certain encastrement - imparfait d'ailleurs - vu l'élasticité des boulons;
- 4°) nous assimilerons enfin le chapeau à une poutre rectiligne. Nous appliquerons à un palier existant, adopté comme modèle, la formule d'équarissage:

$\frac{M_f}{R} = \frac{I}{V}$, les hypothèses précédentes étant adoptées, et nous en déduisons:

$$R = \frac{P l}{4} \cdot \frac{bh^2}{6}$$

Possédant cette valeur de R, nous reprendrons pour la pièce demandée la formule d'équarissage dans laquelle les dimensions deviennent les inconnues.

B.- CISAILLEMENT.-

Pour les cas de cisaillement, on remplace

$$R_0 \text{ par } R'_0 = k \cdot R_0 \quad \text{où, généralement, } k = \frac{4}{5}$$

Pour le fer et l'acier, il faut faire la distinction entre le sens des fibres et le sens perpendiculaire aux fibres:

$$\text{pour le premier sens: } R'_0 = \frac{3}{5} R_0$$

$$\text{pour le second " : } R'_0 = \frac{4}{5} R_0$$

C.- FLEXION.-

Lorsqu'il s'agit du calcul de pièce soumise à flexion on peut adopter une charge unitaire R_f égale à celle considérée comme admissible dans le cas de la traction.

Cependant s'il s'agit d'efforts constants, ou répétés, à l'exclusion des efforts alternés, on peut conserver une sécurité équivalente à celle admise pour la traction, en majorant R_f dans une certaine proportion et en admettant

$$R_f = k_f \cdot R$$

avec k_f égal à, suivant la forme de la section :

1,3 pour une section carrée ou rectangulaire

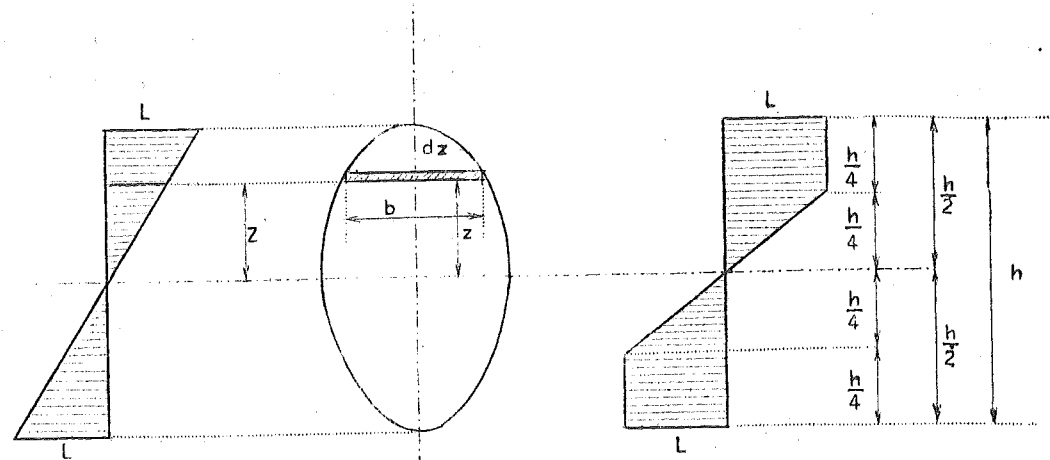
1,4 pour une section circulaire

1,15 pour une section en simple ou double té.

Cette manière de faire repose sur la remarque suivante: si l'on dépasse la limite élastique dans la fibre extrême, et que l'on admet que l'allongement de cette fibre puisse être le double de l'allongement élastique limite, le moment d'inertie de la section est dans ce cas considérablement augmenté; le moment d'inertie habituel résulte en effet du calcul fait dans l'hypothèse où les fibres s'allongent proportionnellement à la distance z comprise entre elles et l'axe neutre; or, si la limite élastique vient à être dépassée, les tensions cessent de croître dans les fibres dont la déformation dépasse l'allongement élastique limite, et l'on a la répartition ci-après des tensions sur la hauteur de la section, pour la déformation totale double de cet allongement élastique limite. (voir fig. page 30).

Dès lors, le moment d'inertie qui normalement est le quotient:

$$I = \frac{M_f \cdot V}{R_f} = \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} b z^2 dz$$



A la limite d'élasticité proportionnelle

Au delà de la limite d'élasticité proportionnelle pour une déformation double de la déformation élastique limite

Répartition des tensions.

devient,

$$I = \frac{M_f \cdot v}{L} = M_f \cdot \frac{h}{2L} = \left(\int_{\frac{h}{4}}^{\frac{h}{4}} b dz \cdot L \frac{z}{h} \cdot z + 2 \int_{\frac{h}{4}}^{\frac{h}{2}} b dz \cdot L \cdot z \right) \frac{h}{2L}$$

c'est-à-dire

$$I = 4 \int_0^{\frac{h}{4}} b z^2 dz + h \int_{\frac{h}{4}}^{\frac{h}{2}} b z dz$$

Pour une section rectangulaire par exemple, b étant constant, on obtient en effectuant l'intégration, dans le premier cas

$$I = \frac{bh^3}{12}$$

et dans le second

$$\begin{aligned} I &= b \left[4 \left(\frac{z^3}{3} \right)_{\frac{h}{4}}^{\frac{h}{4}} + h \left(\frac{z^2}{2} \right)_{\frac{h}{4}}^{\frac{h}{2}} \right] \\ &= b \left(\frac{h^3}{48} + \frac{3h^3}{32} \right) \\ &= bh^3 \times \frac{11}{96} \end{aligned}$$

c'est-à-dire

$$I = 1,375 \frac{bh^3}{12}$$

On voit que le moment d'inertie devient notablement plus grand, même pour le dépassement très faible admis de l'allongement limite élastique, dépassement qui ne compromet en rien la sécurité de résistance de la pièce.

Le calcul et l'expérience (car l'expérience confirme remarquablement le calcul) sont d'accord pour établir les chiffres cités ci-dessus.

Pour la fonte, qui ne présente pas de palier d'élasticité, le sulconnement ci-dessus ne pourrait justifier l'emploi du coefficient k_e on peut cependant le conserver mais cette fois pour une autre raison: le coefficient d'élasticité à la compression est pour la fonte, plus faible que le coefficient d'élasticité à la traction. De ce fait, l'axe neutre est déplacé et le moment d'inertie calculé en tenant compte de ce déplacement est majoré; si l'on tient compte en outre de ce que la loi liant tensions et déformations est curviligne, les gains globaux sur le moment d'inertie sont de l'ordre de ceux signalés ci-dessus (voir à ce sujet dans la Revue Universelle des Mines, 1937, le mémoire de Mr Leloup).

*

rivets
bois
clavettes
cales
pattes

DEUXIEME PARTIE

Étude des Organes d'Assemblage.

§ 1.- LES RIVETS.

1) UTILISATION.-

Les rivets sont employés pour assembler des pièces plates, particulièrement des tôles, dans le cas où l'on ne prévoit pas de démontage et où l'on veut empêcher ces pièces de glisser l'une sur l'autre. Dans ces conditions, les rivets résistent au cisaillement. Exceptionnellement, lorsqu'ils établissent la liaison entre des pièces qui tendent à s'écarter l'une de l'autre, ils sont soumis à la traction.

2) FORMES ET PROPORTIONS A DONNER AUX RIVETS.-

Un rivet se compose d'un corps cylindrique, d'une tête façonnée d'avance et d'une seconde tête que l'on façonne au moment de la mise en place. Celle-ci sera de la même forme que la première (fig. 32) ou en recevra une autre, celle d'un cône (fig. 33), par exemple, si le marteau est le seul outil dont on dispose.

La tête sphérique nécessite, en effet, pour son exécution, l'emploi d'une matrice ou bouterolle.

Les rivets sont généralement posés à chaud. Par refroidissement, ils se contractent; les têtes, en s'opposant à tout raccourcissement, font naître des tensions qui tendent à les séparer du corps même du rivet. C'est pour quoi on est amené, lorsque ces tensions peuvent devenir importantes, soit à cause de la longueur du rivet, soit à cause de la haute température à laquelle il est placé, à éviter des changements brusques de section entre le corps et les têtes, en ménageant des raccords tronc-coniques, comme indiqué à la fig. 34.

Enfin, il se présente des cas où les pièces assemblées doivent être dépourvues de saillies extérieures, en vue de diminuer le frottement (coques de navires). On emploie alors des rivets dits "à tête noyée" (fig. 35); on réalise, à la fraise, un logement en tronc de cône dans l'épaisseur de la tôle et on y rabat la queue du rivet. Avec ce type de rivet, la sécurité est moindre et la main-d'oeuvre plus coûteuse.

Les proportions généralement adoptées sont (les rivets sont des organes standardisés):

a) pour le type normal (fig. 32)	$d_1 = d - 0,5 \text{ à } 1\%$ $D = 1,8 d$ $h = 0,6 d$ $f = 1,4 \text{ à } 1,6 d$	b) pour le type de la fig. 34	$D = 1,6 d$ $h = 0,6 d$ $e' = 1/8 d$ $\alpha = 45^\circ$
----------------------------------	--	-------------------------------	---

La longueur ne dépasse jamais 100 à 150 mm, de façon à éviter des tensions exagérées par refroidissement.

Les rivets se font dans le même métal que les tôles qu'ils servent à assembler. On évite ainsi des différences de dilatation qui pourraient nuire à l'étanchéité et aux conditions de résistance. Les rivures bien exécutées représentent, en fait, le seul exemple où l'on ait à faire uniquement au cisaillement simple, sans flexion.

3) CLASSIFICATION.-

On distingue:

- les rivures de force (ponts, charpentes), dont le but est uniquement de résister aux efforts extérieurs qui tendent à séparer les pièces assemblées.
- les rivures d'étanchéité: destinées à former joints étanches (cloches de gazomètres et autres réservoirs contenant des fluides à basse pression).
- les rivures de force et d'étanchéité combinées, qui doivent, d'une part, résister à des efforts considérables et, d'autre part, assurer une étanchéité parfaite (chaudières à vapeur).

Nous ne traiterons que ce dernier cas, qui envisage la question dans toute sa généralité.

4) EXECUTION D'UNE RIVURE.-

Cette exécution comporte cinq opérations:

- le traçage.- La tôle étant blanchie, on y trace à la pointe d'acier, les axes des rivets, puis, par un coup de poinçon appliqué à la rencontre de ces axes, on marque, dans la tôle, les centres des rivets (+ 4 coups de poinçons sur la circonférence du trou).
- le poinçonnage (fig. 36).- A l'aide d'une poinçonneuse, on perce la tôle d'un seul coup, pour y ménager un logement du rivet.

Pour le repérage du poinçon, celui-ci porte une pointe, qu'on amène en coïncidence avec les empreintes laissées par le poinçon dans l'opération précédente. Le poinçonnage écroute le métal dans une zone entourant le trou poinçonné, c.à.d. que, dans cette région, les fibres ont gardé une déformation permanente, comme l'indique la fig. 36. Nous pouvons facilement nous rendre compte du danger que fait naître cet écrouissage. Supposons, en effet, que, sur un graphique (fig. 37), nous ayons figuré le diagramme OADE donnant les allongements que prend le métal non écrouti sous l'action d'efforts sta-

tiques P croissants. Le métal écroui a gardé une déformation permanente figurée, par exemple, par Od, de sorte que, sous l'action de nouveaux efforts, il donnera cette fois le diagramme dDE. La comparaison des deux diagrammes montre que le métal écroui se comportera comme un nouveau métal qui aurait même charge de rupture que le métal non écroui, mais présenterait aux chocs une résistance vive élastique très inférieure.

C'est pour cette raison que l'on poinçonne généralement à un diamètre d' inférieur de 4 à 6 mm à celui d du rivet et que, ensuite, on réalèse au diamètre définitif d, en enlevant ainsi toute la couronne où le métal a été écroui (fig.38).

Le réalésage ne se pratique qu'après le cintrage et la superposition des tôles. On obtient, de cette façon, des trous parfaitement concordants entre les deux parties assemblées. Souvent, au lieu de poinçonner et de réalésier ensuite, on procède uniquement par forage.

c) Cintrage.- Le but en est de donner à la tôle, la forme cylindrique. Pour des épaisseurs dépassant 10 mm, l'opération se fait à chaud. La tôle passe plusieurs fois dans des laminoirs spéciaux à trois cylindres a, b, c (fig.39). A chaque passe successive, le cylindre c est abaissé d'une certaine quantité, de telle manière que la courbure de la tôle s'accroît de plus en plus, on parvient finalement à enrouler la tôle suivant un cylindre circulaire, du diamètre désiré.

Il existe d'autres dispositifs pour les pièces de grandes dimensions. On a construit notamment des cintruses à cylindres verticaux, évitant la déformation de la tôle sous son propre poids.

On a cherché aussi à supprimer, autant que possible, le cintrage à chaud, qui entraîne une perte de métal par oxydation et une dépense de combustible.

On peut utiliser à cet effet une presse opérant par petites portions sur la tôle à l'aide d'un tampon c (fig.40). Le fait que la tôle, pour prendre une flèche permanente, doit être soumise à des efforts dépassant la limite élastique ne constitue pas un bien grand inconvénient. En effet, en raison de la faible déformation permanente nécessaire et de la ductilité relativement grande du métal, la nouvelle limite élastique se trouve encore très éloignée de la charge de rupture.

d) Rivetage.- On n'opère à froid que pour des diamètres inférieurs à 6 mm. Lorsque le travail se fait à la main, il exige 4 hommes: l'un d'eux s'occupe de placer le rivet dans son logement et de l'y maintenir pendant l'opération du façonnage; un second appuie, sur l'extrémité libre du rivet, une bouterolle en acier ayant, en creux, la forme de la tête et sur laquelle deux autres ouvriers frappent à coups de marteau, aussi rapidement que possible (fig.41). Le métal s'écrase de plus en plus pour affecter finalement la forme sphérique de la matrice.

Le rivetage peut aussi se faire mécaniquement:

1°) au marteau pneumatique (fig.42). Un piston M est projeté à intervalles très rapprochés sur la pièce B (intérieur sphérique) que l'ouvrier

Mise de la main pour: avec marteau pour matricier.

appuie sur la tige du rivet. Le marteau est d'un usage courant sur chantier.

2°) à la presse hydraulique (fig.43). Le fluide, agissant sur le piston p, écrase le rivet entre les deux pièces B présentant, en creux, la forme des têtes.

3°) à la machine à air comprimé (fig.44). Même dispositif que la presse. Mais, comme on ne dispose, avec l'air comprimé, que de pressions de 5 à 6 kg, insuffisantes pour agir directement, on a recours à un système de leviers qui amplifient l'effort. Cette machine remplace avantageusement le marteau pour les opérations à poste fixe.

e) le Rematage.- C'est l'opération destinée à parfaire l'étanchéité. La tôle étant chanfreinée, on presse le biseau sur l'autre tôle, à l'aide d'un outil b (fig.45), de manière à obtenir un contact intime d'une tôle sur l'autre. Aujourd'hui que l'on dispose du marteau pneumatique, on préfère utiliser le matage anglais, qui n'exige pas le chanfreinage en biseau, de la tôle. Avec un outil approprié b, on pratique une véritable rainure dans le bord libre de la tôle t (fig.46). En faisant alors agir le marteau b, sur la face inférieure de cette rainure (fig.47), on refoule le métal au joint et on réalise une pression énergique des tôles l'une sur l'autre.

Pour les tôles de faible épaisseur (< 5 mm) on interpose entre celles-ci, avant le rivetage, une matière obturatrice (papier imprégné d'huile de lin, par exemple).

5) CALCUL DES ASSEMBLAGES PAR RIVETS.-

On peut considérer les :

		a) 1 rangée de rivets,
I) Assemblages à recouvrement et à	}	b) 2 rangées "
		c) 3 " "
II) Assemblages		}
à franc bord	2 rangées "	
	}	3 " "
		1 rangée "
	}	2 rangées "
		3 " "

Assemblage à recouvrement et à simple rangée de rivets.-

1°) cisaillement. Quel est le mode d'action des rivets? La liaison qu'ils établissent entre les tôles est-elle due à un frottement qui s'oppose au glissement de ces tôles, ou bien celles-ci ne sont-elles maintenues en place que par la résistance que les rivets opposent au cisaillement? Nous ferons nos calculs en ne tenant compte que du cisaillement. Cette manière d'opérer se justifie par le fait que les assemblages proportionnés de cette façon jusqu'à présent, ont toujours parfaitement résisté et ont toujours conduit à des dispositions tout aussi rationnelles que celles qui découleraient de l'hypothèse proposée par certains auteurs, d'après lesquels les assemblages résisteraient surtout par suite du frottement qui se développe entre les tôles.

Important

x1 ouvrier pendant le rivet chauffe

de machine

D'ailleurs, si, par suite d'efforts répétés, les tôles viennent à glisser l'une sur l'autre, la résistance de l'assemblage ne résultera plus que de la résistance au cisaillement des rivets.

Considérons donc l'assemblage de 2 tôles (fig.5, Pl.I). Celles-ci seront forcément affaiblies par la rivure, l'affaiblissement étant maximum dans la section qui passe par les centres des rivets. Admettons qu'elles aient une épaisseur e, telle que, même dans cette section, elles soient capables de résister aux efforts de traction qui les sollicitent. Nous nous occuperons plus loin de la détermination de cette épaisseur, mais pour établir la théorie des rivures, nous la supposerons provisoirement connue.

Il est évident que la disposition la plus économique est celle pour laquelle la résistance des rivets au cisaillement est égale à la résistance de la tôle à la traction dans sa section la plus affaiblie. Nous assurons ainsi aux rivets le même coefficient de sécurité qu'aux tôles.

Cette condition se traduit par l'équation:

$$(E - d) \cdot e \cdot R = \frac{\pi d^2}{4} \cdot R'$$

en considérant la partie comprise entre les centres de deux rivets consécutifs et en appelant: R, le coefficient de résistance de la tôle à la traction et R' le coefficient de résistance des rivets au cisaillement.

On en tire:

$$E = d \left(1 + \frac{\pi \cdot d}{4 \cdot e} \cdot \frac{R'}{R} \right) \quad (I)$$

Connaissant e, nous pourrions nous imposer une valeur de d et calculer alors, d'après l'équation (I), la valeur de E correspondante.

On peut se demander si le choix de d est indifférent. Pour cela, déterminons ce que l'on peut appeler le coefficient r d'utilisation de la tôle, c.à.d. le rapport entre la section nette et la section brute; on a:

$$r = \frac{(E - d) \cdot e}{E \cdot e} = \frac{\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \frac{R'}{R}}{d \left(1 + \frac{\pi \cdot d}{4 \cdot e} \cdot \frac{R'}{R} \right) \cdot e} = \frac{1}{1 + \frac{4}{\pi} \cdot \frac{e}{d} \cdot \frac{R}{R'}} \quad (II)$$

On conçoit que l'épaisseur des tôles sera d'autant plus faible que le coefficient sera plus élevé; il faut donc chercher à rendre le rapport e/d le plus petit possible. Cependant, on est rapidement limité dans cette voie.

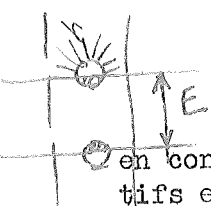
En effet, il ne suffit pas que le rivet résiste au cisaillement, mais il faut encore que ce rivet, de même que la tôle, ne s'écrasent pas sous l'action des pressions qui s'exercent sur les surfaces de contact. Nous devons donc exprimer que la résistance à l'écrasement doit être au moins égale à la résistance au cisaillement, soit:

$$p \cdot d \cdot e = \frac{\pi d^2}{4} \cdot R' \quad (III)$$

p étant la pression spécifique limite admise.

2° Rivure simple

3°



Il est aisé de voir que cette pression ne peut être prise supérieure à 2,5 R'. En effet, ceci conduirait à

$$p = 2,5 R' = 2,5 \frac{4 R_0}{5 K} = 0,5 R_0, \quad \text{si } K = 4$$

Or, comme il s'agit d'un métal ductile, on ne doit pas dépasser 0,5 R₀ si l'on veut rester en-dessous de la limite élastique.

Dans la relation (III), si nous remplaçons p par sa valeur maximum 2,5 R', il vient:

$$d \cdot e \cdot 2,5 R' = \frac{\pi d^2}{4} \cdot R'$$

$$\frac{d}{e} = \frac{4 \cdot 2,5}{\pi} = 3$$

Ainsi, pour éviter l'écrasement du métal, le rapport d/e doit être limité à 3. Cette limite est d'ailleurs beaucoup plus faible dans les assemblages qui doivent assurer l'étanchéité.

Avec d/e = 3, la distance entre les rivets voisins serait trop forte et les tôles auraient une tendance à bailler au joint. La pratique indique que l'on doit s'en tenir à une valeur voisine de celle donnée par la relation

$$d = e + 9 \text{ à } 10 \text{ mm} \quad (\text{formule de PROHNAN}).$$

Détermination de l. Nous pouvons supposer tracées dans la tôle des bandes contournant les rivets et de largeur telle qu'elles présentent à la traction une résistance égale à celle d'un demi-rivet au cisaillement. Ces bandes doivent, dans la ligne des centres des rivets, se toucher mais non s'entamer.

Leur largeur est donc $s = \frac{E - d}{2}$

La distance l cherchée doit évidemment être telle que les bandes d'égale résistance entourant les rivets ne soient pas entamées par le bord de la tôle. Il faut donc $l \geq s$. On admet généralement:

$$l \approx 1,5 d$$

REMARQUE. - Après avoir calculé E, il faudra s'assurer que $E \geq 2d + 10 \text{ mm}$, de façon à laisser une place suffisante pour le façonnage des têtes de rivets. En appliquant les formules établies ci-dessus, on trouve:

pour	e = 10	d = 20	r = 0,55
pour	e = 20	d = 30	r = 0,485

On voit par là, qu'avec une rivure simple, on perd environ la moitié de la résistance de la tôle.

Rivure double à recouvrement (fig.6, Pl.I). - Nous envisagerons la partie comprise entre les centres de 2 rivets consécutifs d'une même rangée, et nous écrirons, comme plus haut, qu'il doit y avoir égalité entre la résistance



de la tôle et la résistance des rivets:

$$(E - d) e.R = 2 \frac{\pi d^2}{4} \cdot R' \quad (I)$$

On tire de là:

$$E = d \left(1 + \frac{2 \pi d R'}{4 e R} \right)$$

et

$$r = \frac{E - d}{E} = \frac{1}{1 + \frac{2 \pi d R'}{4 e R}}$$

On adoptera ici

$$d = e + 7 \text{ à } 8 \text{ mm.}$$

Calcul de E': Considérons encore dans la tôle des bandes d'égale résistance, qui contournent les rivets et qui se touchent sans se superposer. Leur largeur est donnée par

$$s = \frac{E - d}{4}$$

or, sur la distance E', il doit y avoir deux bandes plus un diamètre de rivet. Donc:

$$E' \geq 2s + d$$

On s'assurera que E et E' sont $\geq 2d + 10$ mm, et l'on adoptera encore:

$$l \geq s = 1,5 d$$

Remarque: On trouve: pour e = 10, d = 17, r = 0,68
pour e = 23, d = 30, r = 0,62

La tôle se trouve donc mieux utilisée que dans le cas d'une rivure simple.

Assemblage triple à recouvrement (fig.7, Pl.I).

Le calcul est le même; on écrira donc:

$$(E - d) e.R = 3 \frac{\pi d^2}{4} \cdot R'$$

$$E = d \left(1 + \frac{3 \pi d R'}{4 e R} \right)$$

On adoptera, dans ce cas,

$$d = e + 6 \text{ mm.}$$

Si on considère encore des bandes, comme précédemment, leur largeur sera donnée par:

$$s = \frac{E - d}{6}$$

d'où:

$$E' \geq 3s + d$$

On trouve pour ce genre de rivure:

$$e = 10, \quad d = 16, \quad r = 0,75$$

$$e = 23, \quad d = 29, \quad r = 0,71$$

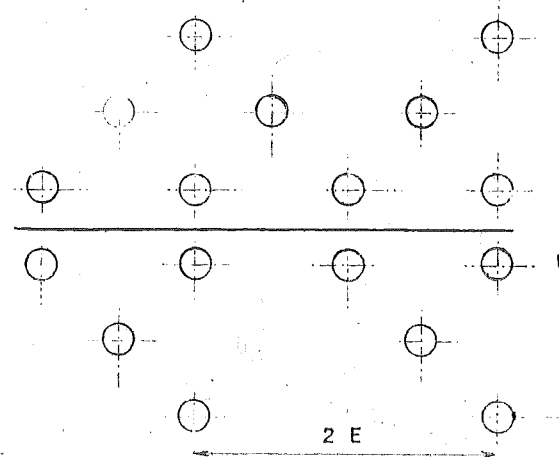
Le coefficient d'utilisation s'est encore amélioré.

Rivure à double couvre-joint (fig.8, Pl.I).

On voit, sur la fig.8, la disposition spéciale des rivets adoptée pour éviter d'affaiblir trop fortement les tôles. On supprime, dans la ligne extérieure, 1 rivet sur 2. C'est suivant cette ligne que se trouve généralement la section dangereuse.

Considérons, en effet, l'effort P appliqué sur la largeur 2E. Cet effort est également réparti entre les 5 rivets compris dans cet intervalle. L'effort transmis à chacun d'eux est donc P/5.

Nous pouvons alors dresser le tableau suivant:



Sections	I	II	III
Effort	P	4 $\frac{P}{5}$	2 $\frac{P}{5}$
Section résistante	(2E-d)e	2(E-d)e	2(E-d)e
Charge unitaire	$\frac{P}{(2E-d)e}$	$\frac{4 \frac{P}{5}}{2(E-d)e}$	$\frac{2 \frac{P}{5}}{2(E-d)e}$

La charge unitaire dans la section II est plus grande que la charge unitaire dans la section III. La section I sera la section dangereuse, si l'on a:

$$\frac{P}{(2E - d)e} > \frac{4 \frac{P}{5}}{2(E - d)e}$$

soit si E > 3 d,

ce qui est généralement le cas.

Vu la grande distance entre deux rivets externes voisins, on donne au bord du couvre-joint la forme ondulée, pour assurer une plus grande étanchéité.

A cause des couvre-joints, les rivets sont cisailés cette fois dans deux sections, de sorte que, pour égaler leur résistance au cisaillement, à celle de la tôle à la traction, on écrira:

$$(2E - d).e.R = 2.5 \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot R' \quad (I)$$

en considérant la partie comprise entre les centres de deux rivets consécutifs externes. On tire de là:

$$2E = d \left(1 + 10 \frac{\pi d R'}{4 e R} \right) \quad (II)$$

*(2E-d)e R par 5
considère la section dangereuse*

d'où
$$r = \frac{2E - d}{2E} = \frac{1}{1 + \frac{1}{10} \cdot \frac{4}{\pi} \cdot \frac{R}{R'} \cdot \frac{e}{d}}$$

La formule (II) donnera encore E si on choisit d. Par un raisonnement analogue à celui qui a été fait pour la rivure simple à recouvrement, on montrerait qu'il faut limiter le rapport d/e à la valeur 1,5 - 2 section de cisaillement, si l'on veut que la résistance à l'écrasement soit au moins égale à la résistance au cisaillement. Cette valeur 1,5 pouvant encore être trop forte pour l'étanchéité, on choisira d d'après la formule de Prohmann: $d = e + 5 \text{ mm.}$

On trouve: pour e = 10, d = 15, r = 0,9
 pour e = 23, d = 28, r = 0,88

Pour trouver la valeur de E', nous imaginerons encore des bandes tournant les rivets et se touchant sur la ligne externe sans se superposer:

$$s = \frac{2E - d}{10}$$

Nous prendrons alors: $E' = 3s + d$

Calcul de l'épaisseur e' des couvre-joints.

On peut prouver, par un raisonnement analogue à celui fait plus haut pour la tôle, que la section dangereuse des couvre-joints se trouve suivant la ligne intérieure des rivets. Nous écrirons donc que la résistance des deux couvre-joints dans cette section doit être égale à la résistance des rivets, c'est-à-dire:

$$2(2E - 2d) e' R_1 = 5 \cdot 2 \frac{\pi d^2}{4} R' \quad \text{(III)}$$

R₁ étant le coefficient de résistance des couvre-joints à la traction.

En comparant cette équation avec l'équation (I) obtenue plus haut, il vient:

$$(2E - 2d) e' R_1 = \frac{(2E - d) e R}{2} \quad \text{(IV)}$$

Les couvre-joints sont de même métal que les tôles, mais, tandis que celles-ci sont courbées dans le sens du laminage et travaillent par conséquent dans ce sens, les couvre-joints, au contraire, résistent perpendiculairement au laminage, de telle sorte que:

$$R_1 = \frac{4}{5} R$$

L'équation (IV) donne alors:

$$e' = \frac{e}{2} \cdot \frac{2E - d}{2E - 2d} \cdot \frac{R}{R_1} = \frac{e}{2} \cdot \frac{2E - d}{2E - 2d} \cdot \frac{5}{4}$$

Cette valeur doit être considérée comme un minimum. Elle est souvent dépassée lorsque l'on a $E < 4d$, afin d'éviter le découpage du couvre-joint.

Remarque: Nous avons supposé, pour établir les rivures, que nous connaissions l'épaisseur des tôles. Mais ces tôles étant affaiblies par les rivets, on conçoit que, pour calculer leur épaisseur de manière qu'elles résistent dans leurs sections affaiblies, il faut tenir compte du coefficient d'utilisation, ce qui suppose la rivure préalablement déterminée. Nous tournons ainsi dans un cercle vicieux et la détermination de l'épaisseur ne peut se faire aisément par une méthode directe. On opère par tâtonnement, comme nous le verrons au chapitre suivant.

92.- LES CHAUDIÈRES A VAPEUR.

Nous examinerons les différents problèmes dans l'ordre où ils se présentent lors de l'établissement d'un avant-projet, en passant plus rapidement sur ceux qui relèvent d'autres cours, tels que la physique industrielle.

Données du problème.

La question se présente généralement comme suit: Construire une chaudière fournissant de la vapeur à une pression absolue p₁ kg/cm² et capable d'alimenter un moteur d'une puissance effective de N e HP.

Au lieu de parler de pression absolue de la vapeur, on parle quelquefois de pression effective, c.à.d. de la différence entre la pression intérieure ou pression absolue p₁ et la pression atmosphérique p₀. Cette différence p est ce que l'on appelle le timbre de la chaudière: $p = p_1 - p_0$.

1.- DETERMINATION DE LA SURFACE DE CHAUFFE ET DE LA SURFACE DE GRILLE.

Si on désigne par η₀ le rendement organique de la machine, une puissance effective de N e HP correspond à une puissance indiquée

$$N_i = \frac{N_e}{\eta_0}$$

La consommation industrielle de vapeur par cheval-heure indiqué pour une machine compound à vapeur saturée étant en moyenne de 6,5 kg, la consommation totale par heure sera dans cette hypothèse:

$$Q_v = N_i \cdot 6,5 \text{ kg}$$

Comme on connaît la pression p₀ de cette vapeur, on trouvera, dans les tables, sa chaleur totale λ et, par conséquent, on en déduira, en décomptant les calories contenues dans l'eau d'alimentation, quelle est la quantité de chaleur C à fournir par heure à la chaudière. Par comparaison avec des générateurs existants, nous pourrions fixer à η le rendement de la chaudière en marche industrielle, de telle sorte que la quantité de chaleur à fournir réellement par heure sera C₁ = C/η. Connaissant le pouvoir calorifique c du combustible employé, on pourra calculer le poids Q de combustible à utiliser par heure, soit Q = C₁/c.

On peut admettre que, par heure et par m² de surface de grille, on peut brûler en moyenne 60 à 70 kgs de houille, 55 à 70 kgs de coke, 80 à 100 kgs

de bois ou de tourbe, avec un tirage ordinaire; avec un tirage forcé, ces chiffres peuvent être doublés et parfois triplés.

Ces considérations nous mettent en mesure de déterminer la surface de grille. Par exemple, si on chauffe à la houille:

$$s = \frac{Q}{60} \text{ m}^2$$

Quant à la surface de chauffe S, elle se déduira immédiatement de la consommation de vapeur Q_v . On admet généralement que la vaporisation varie de 12 à 15 kgs d'eau par heure et par m^2 de surface de chauffe. Si, pour une surface de chauffe relativement petite, on force la production de vapeur, il y a entraînement d'eau. Pour les chaudières à grand volume d'eau, au contraire, on peut forcer cette vaporisation et aller jusqu'à 20 kgs.

On aura donc pour le cas normal:

$$S = \frac{Q_v}{15} \text{ m}^2$$

2.- DIAMETRE DE LA CHAUDIERE.-

De la valeur s , on déduira la largeur de la grille, en choisissant arbitrairement la longueur. Celle-ci ne dépassera pas 2 mètres pour la facilité du chargement. La grille étant placée suivant un plan diamétral du tube foyer, sa largeur sera le diamètre de ce tube. Par conséquent, nous consulterons le tableau qui renseigne les dimensions normalisées des fonds de la chaudière, soit à 1 foyer, soit à 2 (fig.9, Pl.II), suivant le type que nous désirons réaliser. Nous y chercherons le fond correspondant à un diamètre de tube foyer égal au diamètre trouvé. C'est ce fond que nous adopterons. Son diamètre D sera naturellement celui de la chaudière.

Souvent, à l'intérieur des tubes foyers, on place des "tubes Galloway" qui augmentent la résistance à l'écrasement des foyers ainsi que la surface de chauffe et provoquent la circulation de l'eau. Nous reviendrons plus loin sur ces éléments pour ne nous occuper, pour l'instant, que des dimensions principales de la chaudière.

3.- LONGUEUR DE LA CHAUDIERE.-

Nous évaluerons la surface de chauffe totale en considérant les diverses parties qui participent à la transmission de la chaleur. En égalant cette expression à la valeur S trouvée plus haut, nous obtiendrons une équation dans laquelle la seule inconnue sera la longueur L de la chaudière.

Dans l'évaluation de la surface de chauffe, nous aurons généralement trois termes provenant de:

a) Corps cylindrique de la chaudière.-

Une fraction seulement de ce cylindre subit l'action des gaz chauds qui circulent dans les carneaux. D'autres parties y sont soustraites, soit parce qu'elles sont immédiatement en contact avec la maçonnerie de soutien,

soit parce qu'elles se trouvent au-dessus de la ligne de fumée, qui est généralement tangente aux tubes-foyers.

b) Tubes foyers.-

Il faudra tenir compte également que la partie qui se trouve sous la grille est inopérante au point de vue des échanges de chaleur.

c) Tubes Galloway.-

Leur nombre sera L/λ , λ étant la distance entre deux tubes. Leur surface participe toute entière à la transmission de chaleur.

La largeur des tôles livrées dans le commerce ne dépasse pas 3 mètres et elles peuvent avoir une longueur développée de 8 m.50 et plus. La chaudière doit donc être constituée de plusieurs viroles, s'emboitant les unes dans les autres. On choisira un nombre impair de viroles (3, 5 ou 7), de telle manière que les diamètres aux deux extrémités soient les mêmes et que l'on puisse utiliser deux fonds identiques.

4.- EPAISSEUR DU CORPS DE LA CHAUDIERE.-

La rupture peut se produire suivant un plan diamétral ou suivant une section circulaire transversale. Recherchons les tensions qui tendent à produire ces deux modes de rupture.

a) Rupture suivant un plan diamétral.-

Par raison de symétrie, toutes les sections diamétrales sont identiques. - Considérons l'une d'elles, soit la section horizontale (fig.48) et évaluons la résultante des forces agissant d'un même côté de cette section.

La portion de surface correspondant à l'arc $r \, d\alpha$ et à l'unité de longueur est sollicitée par un effort radial qui résulte des pressions interne et externe et qui est égal à:

$$df = r \, d\alpha \cdot p_i - (r + e) \cdot d\alpha \cdot p_o$$

Tous les efforts analogues admettent des composantes horizontales df'' qui se neutralisent deux-à-deux à cause de la symétrie, et des composantes df' qui s'ajoutent algébriquement:

La résultante sera donc:

$$P = \int_0^\pi [r(p_i - p_o) - ep_o] \cdot \sin \alpha \cdot d\alpha$$

$$\text{ou } P = 2 r \cdot (p_i - p_o) - 2 ep_o$$

Nous pouvons négliger le second terme, faible vis-à-vis du premier, ce qui ne fera d'ailleurs qu'augmenter notre sécurité; il vient:

$$P = 2 r (p_i - p_o)$$

$$\text{ou } P = D \cdot p$$

r de l'ordre de 1.500 mm

Attention à la valeur de p

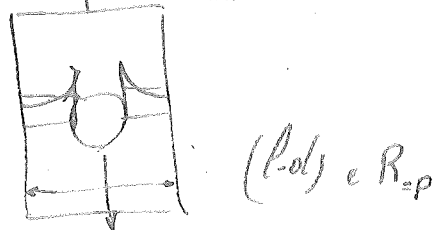
en désignant par p le timbre de la chaudière.

Cet effort doit être équilibré par les tensions développées dans la section résistante, d'où

$$D \cdot p = 2 e \cdot l \cdot R$$

Comme généralement:

- p est exprimé en kg/cm²
- R en kg/mm²
- D en mm,



et que l'on désire obtenir e en mm, il convient d'écrire la relation précédente comme suit:

$$D \cdot \frac{p}{100} = 2 e \cdot l \cdot R$$

$$\text{d'où } e = \frac{p \cdot D}{200 R}$$

Mais tout ceci suppose une tôle de section continue. Or, les rivets longitudinaux affaiblissent certaines de ces sections, de telle sorte que si r est le coefficient d'utilisation de la rivure longitudinale, on écrira:

$$e = \frac{Dp}{200 Rr}$$

où R est le coefficient de résistance dans le sens du laminage.

b) Rupture suivant une section transversale.

La section résistante est $\pi D e$ et l'effort qui la sollicite est

$$\frac{\pi D^2}{4} \cdot (p_a - p_o) = \frac{\pi D^2}{4} \cdot p$$

partant

$$\frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{p}{100} = \pi D e \cdot R_1$$

R₁ kg/mm² étant la charge unitaire admissible dans le sens perpendiculaire au laminage.

Il faut encore tenir compte de l'affaiblissement dû à la rivure transversale, de telle sorte que si r₁ est le coefficient d'utilisation de cette rivure, il vient:

$$\frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{p}{100} = \pi D \cdot e \cdot r_1 \cdot R_1$$

$$\text{d'où } e = \frac{D \cdot p}{400 R_1 r_1} \quad \text{(II)}$$

La formule (I) donne une valeur de e supérieure à celle qui résulte de (II), c.à.d. que les tensions développées dans une section longitudinale sont plus fortes que celles qui sont développées dans une section transver-

sale. C'est donc la formule (I) qui devra intervenir pour le calcul de e. Cela étant, voyons la façon de procéder pour arriver à la détermination de e, ainsi que du diamètre d des rivets de la rivure longitudinale.

On s'impose d'abord, pour la rivure longitudinale, un type déterminé (rivure double ou triple, à recouvrement ou à couvre-joint).

On adopte alors pour d/e une valeur arbitraire comprise entre 1,3 et 1,6. Ce rapport étant fixé, on pourra calculer le coefficient d'utilisation r pour le type de rivure adopté. Cette valeur de r introduite dans la formule

$$e = \frac{D p}{200 R r}$$

fournira l'épaisseur e des tôles. En multipliant e par le rapport choisi d/e, on trouve enfin le diamètre d des rivets. Il reste alors à vérifier si les valeurs de d et de e, ainsi obtenues, satisfont à la formule de Prohmann: $d = e + a$ mm, a dépendant du type de rivure. Dans le cas contraire, on recommencera les mêmes opérations après avoir légèrement modifié la valeur du rapport d/e. *et on ne va pas changer de rivures.*

Remarque. - Il est souvent admis de ne pas adopter des tôles d'épaisseur inférieure à 13 mm pour les corps de grand diamètre. Aucun élément d'une chaudière ne peut avoir une épaisseur inférieure à 7 mm.

5.- DETERMINATION DES RIVURES.

a) Rivure longitudinale.

Ce qui guide dans le choix du type de rivure longitudinale, c'est le prix de revient. En choisissant une rivure compliquée, on diminue l'épaisseur de la chaudière, mais on augmente la main d'oeuvre. Chaque constructeur fera varier ces deux facteurs suivant les circonstances.

Généralement, pour des "timbres" inférieurs à 7 ou 8 kg/cm², on adopte la rivure double ou triple, à recouvrement, réservant ainsi les rivures à couvre-joint pour des pressions dépassant 9 à 10 kg/cm².

Une fois le type choisi, on en calculera facilement tous les éléments puisqu'on connaît d et e (voir Calcul des rivures).

Les rivures longitudinales seront toujours placées en dehors de la ligne de fumée pour éviter la corrosion.

b) Rivure transversale.

Elle peut être plus simple, car nous avons vu plus avant que les tensions y sont plus faibles. On s'en tiendra, par ex., à une rivure simple pour $e < 13$, double pour $e < 25$ et triple pour $e > 25$. On adoptera pour cette rivure le même diamètre de rivets d que pour la précédente. Il reste alors à déterminer le nombre de rivets à placer sur le pourtour. Nous pouvons trouver, pour ce nombre, deux valeurs limites, l'une inférieure, l'autre supérieure. En effet, supposons - pour fixer les idées - que nous désirions adopter la rivure simple. Nous pourrions calculer cette rivure, comme il a été indiqué au chapitre des rivets. Puisque nous connaissons e et d,

e = 1/100 p = 1/100 (1000) = 10 mm
R = R₀ / K
R₀ = 36-38
38-42 25%

nous pourrons calculer E et le nombre de rivets d'une rivure correcte ainsi calculée sera donné par

$$n = \frac{\pi D}{E} \quad (1)$$

Ce nombre est évidemment un maximum puisqu'il assure à la tôle une résistance égale à celle des rivets.

Nous trouverons d'autre part un minimum n', en écrivant que la résistance des rivets doit être capable d'équilibrer les efforts qui s'exercent sur les fonds et qui tendent à les cisailer:

$$n' \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot R' = \frac{\pi D^2}{4} \cdot p \quad (2)$$

Si $n > n'$, il suffira, par conséquent, d'adopter un nombre de rivets compris entre ces deux limites et, en tous cas, suffisant pour que la distance entre deux rivets voisins ne dépasse pas huit fois l'épaisseur de la tôle.

Si au contraire, $n < n'$, il ne sera pas possible d'assurer la résistance de l'assemblage avec une rivure simple, et il faudra refaire les mêmes calculs pour une rivure double.

Choix du coefficient de sécurité.-

Le métal employé pour les tôles et les rivets est l'acier extra doux ($R_o = 38$ à 42 kg/mm^2) ou le fer homogène ($R_o = 36$ à 38 kg/mm^2).

Le coefficient de sécurité est imposé par des Instructions Ministérielles belges:

- " Pour le corps, le coefficient de sécurité sera pris égal à 4,5;
- " toutefois, pour les rivures à deux couvre-joints couvrant chacun
- " toutes lignes de rivets, pour les joints soudés et les viroles fa-
- " briquées sans soudure, ce coefficient pourra être pris égal à 4,
- " sauf pour les chaudières de locomotives des chemins de fer et des
- " tramways timbrées à plus de 12 kg/cm^2 ; pour lesquelles ce coeffi-
- " cient pourra être pris égal à 3,75.
- " Quant aux rivets, on adoptera pour le calcul de leur diamètre avant
- " la pose, un coefficient de sécurité égal à 4,5 "

6.- EMBOITEMENT DES VIROLES.-

Les viroles successives doivent s'emboîter de façon à réaliser un joint parfaitement étanche sur toute la longueur. Chaque virole sera elle-même constituée d'une seule tôle ou de plusieurs tôles assemblées. D'une virole à la suivante, on alternera les joints longitudinaux (fig.49). Supposons maintenant, pour simplifier, le cas de viroles constituées par une seule tôle, dont les bords s'assemblent par recouvrement simple. La tôle ne pourra conserver cet aspect sur la longueur de l'emboîtement, car la condition de l'étanchéité par le contact exige que la surépaisseur disparaisse. On obtient ce résultat par rabotage ou à l'aide d'un amincissement de la tôle à la forge. Dans ce cas, cet amincissement détermine un élargissement

local, auquel on donne le nom de pince (Voir les fig.10 et 11, Planche II). A la fig.50 est schématisée une "pince" usinée (rabotée) pour rivure à couvre-joint.

7.- TUBES FOYERS ET TUBES GALLOWAY.-

Les tubes foyers sont soumis à des pressions extérieures, sous l'action desquelles ils ne se rompent pas par écrasement de la matière, mais par aplatissement du tube. L'expérience a montré que la déformation dépend du rapport l/d (fig.51).

Les tubes foyers sont de trois sortes:

- 1°) Tubes ondulés (Fox ou Morrison).
- 2°) Tubes lisses, renforcés par
 - { a) des collets (Tubes Adamson)
 - { b) des tubes Galloway.

1°) Tubes ondulés.-

Système FOX (fig.52): Les ondulations sont fournies par des arcs de cercle, de même rayon pour les creux et les renflements. L'épaisseur se calcule d'après la formule:

$$e = \frac{p d}{200 R} + C$$

p étant exprimé en kg/cm^2 et d en mm.

$$R = 5 \text{ kg/mm}^2 \quad C = 3 \text{ mm.}$$

Le moment d'inertie est augmenté, mais le nettoyage de ces tubes est difficile.

Système MORRISSON: Les ondulations sont plus larges (fig.9, pl.II). Le nettoyage est plus facile. Même formule pour e.

2°) Tubes lisses.-

Système ADAMSON (fig.53): Les viroles sont unies par joint Adamson. Les extrémités des tronçons tubulaires sont rabattues de manière à former un collet extérieur d'assemblage; on insère entre deux collets voisins un anneau dont le diamètre extérieur est supérieur à celui des collets, ce qui permet de remater les bords de ces derniers sur l'anneau. Celui-ci contribue à la rigidité du joint.

L'épaisseur du tube se calcule d'après une formule proposée par Bach:

$$e = \frac{p d}{200 R} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{a}{p} \frac{l}{l+d}} \right) + c,$$

p en kg/cm^2 , l et d en mm.

R =	10 kg/mm^2	c =	1,5 mm	pour	p ≤ 5 kg/cm^2
			1,0 "	"	p ≤ 6 "
a =	80 - 100		0,5 "	"	p ≤ 7 "
			0 "	"	p ≤ 7 "

3°) Tubes foyers avec (fig. 54 et fig. 9, Pl. II).-

Les tubes Galloway sont des tubes tronco-coniques (forme destinée à permettre leur placement, par bollets aux extrémités. Ils sont placés au travers du tube-foyer et inclinés alternativement à droite et à gauche. L'inclinaison est de 45°, sauf pour les tubes tournés vers la paroi de la chaudière. Ceux-ci sont relevés pour permettre leur nettoyage (fig. 9). L'épaisseur du tubo-foyer se calcule dans ce cas par:

$$e = \frac{p \cdot d}{200 R} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{l}{l+d}} \right) + c,$$

l étant la distance entre deux tubes Galloway.

8.- CONSIDERATIONS SUR LES FONDS DE CHAUDIERE.-

Les fonds de chaudière sont généralement en forme sphérique, suivant une série de diamètres de 1 m.50 à 2 m.60. D'où nécessité de choisir des dimensions normalisées ainsi que nous l'avons fait précédemment.

Nous pouvons donner un exemple de calcul d'un fond plein.

Considérons (fig. 54^a) les deux secteurs sphériques interceptés par les deux plans d'ouverture d'α. La surface de chacun de ces secteurs sera

$$\frac{D}{2} d\alpha \cdot \frac{D}{4}$$

Si nous désignons par p la pression (kg/cm²), l'effort agissant sur la surface considérée sera:

$$F = 2 \frac{D}{2} d\alpha \cdot \frac{D}{4} \cdot \frac{p}{100} \quad (1)$$

relation dans laquelle D est exprimé en mm.

Cet effort est équilibré par deux tensions tangentielles T, qui donnent une résultante égale et opposée à F; il s'en suit:

$$\frac{F}{2} = T \sin \varphi \quad (2)$$

Or, $\frac{D}{2} = \rho \sin \varphi$, d'où, en remplaçant dans (2):

$$\frac{F}{2} = \frac{T}{\rho} \cdot \frac{D}{2}, \quad \text{soit} \quad T = \frac{\rho}{D} \cdot F$$

Si nous faisons F égal à la valeur donnée par l'équation (1), il vient:

$$T = \frac{R \cdot D \cdot p}{400} d\alpha \quad (3)$$

Or, cette tension T est équilibrée par les réactions moléculaires développées dans la section correspondante de surface égale à $e' \cdot D/2 \cdot d\alpha$, et l'on peut écrire:

$$T = e' \cdot \frac{D}{2} \cdot d\alpha \cdot R \quad (4)$$

d'où, en égalant les valeurs (3) et (4) de T:

$$e' = \frac{p \cdot \rho}{200 R} \quad (5)$$

e' désignant l'épaisseur du fond.

Ce calcul n'est qu'approché. Nous n'avons, en effet, tenu aucun compte des efforts qui tendent à soumettre la couronne à la flexion. Dans tous les cas, on n'adoptera jamais $e' < e$, car il y a aussi une partie cylindrique rivée à la 1^{re} virole.

Pour des fonds plats, la formule (5) n'est plus valable. Elle conduirait à une épaisseur infinie. En fait, pour des diamètres supérieurs à 2 m.60, on a toujours recours à des fonds plats; les fonds bombés nécessitant alors un matériel trop coûteux. Ces fonds plats sont entretoisés, consolidés.

Consolidation des fonds plats (fig. 55).-

On dispose sur tout le pourtour des goussets, ayant la forme de console. Ils sont attachés sur le fond suivant des rayons et sur la virole suivant des génératrices. Lorsque la chaudière comporte un ou deux tubes-foyers, ceux-ci forment entretoises entre les 2 fonds et l'on n'a recours aux goussets que pour la partie supérieure. S'il s'agit de très grandes chaudières, telles que les chaudières marines, qui peuvent atteindre 4 m. à 4 m.50 de diamètre, les fonds ne peuvent plus se faire en une seule pièce; on assemble, alors, pour les réaliser, une série de tôles, généralement trois. Pour la consolidation de ces chaudières, leurs fonds plats sont réunis par des tirants en fer ou en acier doux (fig. 56), qui s'engagent dans les fonds et dont les extrémités sont filetées. Deux écrous, l'un intérieur, l'autre extérieur, enserrant le fond. Pour augmenter l'efficacité des tirants et pour réaliser l'étanchéité, on interpose entre l'écrou extérieur et le fond une rondelle de tôle p fixée par plusieurs rivets à tête fraisée et, à l'intérieur, une rondelle de cuir r (fig. 57).

Le diamètre des tirants peut se calculer en supposant qu'ils supportent seuls tout l'effort agissant sur le fond:

$$P = n \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot R,$$

R = 5 kg/mm² pour le cas d'une tige en une pièce, sans soudure, et

R = 3 1/2 kg/mm², s'il y a soudure.

9.- ACCESSOIRES.-

a) Trou d'homme; b) Dôme; c) Raccords pour: le manomètre, le niveau d'eau, la prise de vapeur, le robinet de purge, la soupape de sûreté.

Trou de visite ou Trou d'homme.

Les chaudières peuvent ne comporter qu'un seul trou d'homme (à la partie supérieure), mais ceci implique l'existence d'un passage de dimensions suffisantes entre les tubes-foyers, de façon à rendre possible le nettoyage de la partie inférieure de la chaudière. Dans le cas contraire, il faut prévoir un second trou d'homme, au bas de la chaudière. On adopte généralement, pour ce trou de visite, la section elliptique de 300 mm sur 400 mm, la petite dimension étant orientée suivant les génératrices, de façon à déformer la chaudière le moins possible dans un plan axial.

On renforce la virole en restituant la matière enlevée sous forme d'anneau entourant le trou, anneau tiré d'une plaque estampée.

Le trou d'homme est fermé par un couvercle elliptique, que l'on introduit par le petit côté, puis que l'on fait tourner de 90°. La pression de la vapeur assure l'étanchéité (joint autoclave). Les bords du joint sont garnis d'amiante. Pour empêcher le couvercle de tomber quand il n'y a pas de pression dans la chaudière, on se sert de cavaliers en tôle emboutie soutenant le plateau à l'aide d'un écrou et d'un boulon (fig. 9, Pl. II).

Le Dôme.

On lui donne un diamètre de 600 à 700 mm et une hauteur de 700 à 1000 mm. On applique encore un collet de renfort. (fig. 9, Pl. II).

10.- FIXATION DES CHAUDIERES AUX FONDATIONS.

La chaudière repose sur sa fondation et est légèrement inclinée vers l'avant (1/2 cm. par mètre), ceci en vue d'en faciliter la vidange.

La chaudière est simplement posée sur la maçonnerie. Autrefois, on la faisait reposer sur deux supports rivés, mais, par suite des dilatations et contractions, la rivure des supports tendait à se disloquer. Les chaudières à tubes d'eau sont suspendues à une charpente métallique: des étriers les suspendent à des traverses qui portent sur des colonnes.

§ 3.- BOULONS ET ECROUS.

Les boulons servent à unir des pièces qui tendent à s'écarter l'une de l'autre. Ils résistent donc habituellement à des efforts de traction, et ce n'est qu'exceptionnellement qu'ils entrent dans des ensembles où ils résistent au cisaillement. Les boulons sont utilisés quand les assemblages doivent pouvoir être supprimés sans détérioration d'organes.

1.- DIMENSIONS ET FORME.

Le boulon est constitué par un corps cylindrique, terminé par une tête à une extrémité et fileté à l'autre.

L'écrou est la tête amovible, que l'on fait glisser le long du filet

de l'extrémité filetée du boulon. Exceptionnellement, quand, notamment, le boulon est soumis au cisaillement, le corps est de forme conique.

Le filet peut être tracé suivant diverses règles. Nous n'indiquerons que la plus utilisée, c.à.d. celle de Whitworth. Elle conduit à des boulons à filet triangulaire, dont les proportions sont les suivantes: (fig. 1, Pl. III); d étant le diamètre extérieur du filet.

$$p \text{ (pas du filet)} = 0,085 d + 1 \text{ mm,}$$
$$\alpha \text{ (angle du filet)} = 55^\circ$$

De là on tire:

$$a = \frac{p}{2} : \operatorname{tg} \frac{55^\circ}{2} = \frac{p}{1,04},$$

$$d_1 = d - \frac{4}{3} a = 0,89 d - 1,3 \text{ mm.}$$

La tête du boulon est généralement de forme hexagonale (il en existe des carrées et des rectangulaires); elle permet, à l'aide d'une seconde clef, de maintenir le boulon fixe pendant le serrage de l'écrou. Si une telle tête n'est pas immobilisée par clef, pendant le serrage de l'écrou, il convient de concevoir l'organe sur lequel elle s'appuie, de telle manière que la tendance au pivotement soit contrecarrée.

Lorsqu'on emploie d'autres formes de têtes (cylindriques, coniques, hémisphériques ...), on doit prévoir à leur base une saillie ou ergot qui, en s'encastrant dans un logement pratiqué dans la pièce correspondante, empêche toute rotation du boulon pendant le serrage.

Quant à l'écrou, sa forme habituelle est aussi la forme hexagonale; le diamètre du cercle circonscrit à cet hexagone étant égal à 2 d ou 1,7 d suivant que d est < ou > à 1".

Les arêtes des bases sont rabattues et remplacées par de petites surfaces appartenant à un cône, dont les génératrices font un angle de 60° avec l'axe.

On adopte comme hauteur de l'écrou : h = d, valeur qui peut se justifier d'ailleurs. Remarquons pour cela que toute force tendant à écarter l'une de l'autre les pièces assemblées produira non seulement une traction dans la tige du boulon, mais aussi un cisaillement dans les filets, cisaillement qui peut amener leur arrachement. En appelant h la hauteur de l'écrou, la mesure de la surface cisailée est: $\pi d_1 h$ et nous déterminerons la hauteur h minimum en exprimant que les filets doivent résister au cisaillement tout autant que le noyau du boulon à la traction, soit:

$$\pi d_1 \cdot h \cdot R' = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot R \quad \text{avec} \quad R' = \frac{4}{5} R$$

d'où
$$h = \frac{1}{4} \cdot \frac{R}{R'} \cdot d_1 = \frac{5}{16} d_1,$$

soit
$$h = \frac{1}{3} d_1$$

On ne peut toutefois se contenter de cette valeur minima: $h = \frac{1}{3} d_1$. En effet, pour y arriver, nous avons supposé que les filets étaient uniquement soumis au cisaillement. Mais ceci nécessiterait un contact parfait entre les filets du boulon et de l'écrou sur toute la profondeur du filet. C'est là une condition impossible à réaliser. Il subsiste toujours un léger jeu, qui va d'ailleurs en s'accroissant si la pièce est démontée souvent. Ce jeu a pour effet de soumettre les filets à flexion. C'est pourquoi on adopte généralement:

$$h = d, \quad \text{ou plutôt} \quad \boxed{h = d}$$

2.- QUELQUES TYPES D'ASSEMBLAGES PAR BOULONS.-

Les formes généralement adoptées que nous signalons ci-dessus pour les boulons et les écrous peuvent subir certaines variantes suivant les conditions particulières d'utilisation. Nous nous en rendrons parfaitement compte en examinant quelques assemblages particuliers.

Considérons pour cela l'assemblage d'une bride de cylindre avec le fond:

a) (Fig.2, Pl.III).- Le cylindre est muni d'un collet (bride), sur lequel le fond est maintenu par l'intermédiaire de boulons du type normal: tête hexagonale invariablement liée au corps et écrou hexagonal. Il faut noter que le logement fait dans les deux pièces pour le boulon est un trou brut de fonderie. C'est pourquoi le dessin figure un jeu entre le boulon et son logement.

b) (Fig.3, Pl.III).- On remplace parfois les boulons par des tiges filetées aux deux bouts (dont l'un est vissé dans la pièce inférieure). Ils portent le nom de goujons. L'avantage de cette disposition est qu'elle conduit à une diminution notable du porte-à-faux et permet un meilleur serrage: le diamètre extérieur du collet appartenant au cylindre peut être moindre, d'où diminution du moment de flexion qui sollicite le collet et, par conséquent, réduction de l'épaisseur.

c) (fig.4, Pl.III).- Les goujons peuvent parfois être remplacés par des VIS à tête hexagonale. Ce dispositif doit être évité pour l'assemblage de pièces en fonte nécessitant des démontages fréquents, répétés, car, dans ce cas, les filets tarçudés dans la fonte seront rapidement mis hors d'usage. Pour de faibles efforts, on a recours à de petites vis à tête sphérique saillante (fig.11, pl.IV) ou bien à tête cylindrique ou tronc-conique noyée (fig.12 et 13, pl.IV). Le serrage, qui se fait à l'aide d'un tourne-vis, est nécessairement faible.

d) (fig.5, pl.III).- Avec des boulons à "tête à marteau", on peut réduire le porte-à-faux tout autant qu'avec des goujons ou des vis. Il arrive que l'on néglige de dresser les parties de la pièce sur lesquelles doivent porter les écrous; on interpose alors une rondelle de métal qui déborde légèrement et dont l'épaisseur est environ le 1/10 du diamètre. Pour les boulons de gros diamètre, on dresse les surfaces d'appui des têtes et des écrous en vue d'éviter que la résultante des pressions ne soit excentrée et ne provoque un moment de flexion appréciable.

e) La figure 6, pl.III, montre un assemblage de trois pièces: le boulon employé dans ce cas est d'un type tout-à-fait spécial: le corps est fileté aux deux extrémités sur lesquelles se vissent des écrous de forme hexagonale. Dans la partie médiane de la tige, on a réalisé un tronc de cône muni d'un ergot. Ce tronc de cône permet d'enlever la pièce supérieure tout en maintenant les deux autres assemblées. Quant à l'ergot, il s'engage dans une encoche de la pièce intermédiaire, et assure la fixité du boulon lors du serrage des écrous.

f) La figure 26, pl.V, représente l'écrou à chapeau ou écrou borgne. Il s'emploie quand le boulon se trouve dans un milieu oxydant et qu'on veut, pour permettre la facilité du démontage, préserver le filet de la corrosion. L'écrou est souvent, dans ce cas, en bronze, ce métal étant moins altérable à l'humidité que le fer et l'acier.

g) Citons encore comme forme possible, l'écrou cylindrique, qui s'emploie pour les grands diamètres, lorsqu'on ne prévoit pas de fréquents démontages. Leur serrage exige une clef spéciale:

1°) Ecrou et clef portent des rainures hémicylindriques que l'on fait correspondre. On réalise ainsi un certain nombre de logements cylindriques, dans chacun desquels on introduit une goupille. Ces goupilles établissent une liaison entre l'écrou et la clef et l'entraînement de l'un par l'autre est ainsi rendu possible (fig.24, pl.V).

2°) On introduit les tétons d'une clef ad hoc dans des trous cylindriques ménagés dans l'épaisseur de l'écrou (fig.25, pl.V).

Ces écrous ne permettent pas d'obtenir un serrage aussi énergique que l'écrou hexagonal.

h) Les boulons de fondations peuvent affecter des dispositions diverses:

1°) Boulon noyé (fig.30, pl.VI), employé quelquefois pour les machines légères. La tête conique, dans laquelle on a pratiqué des bavures par coups de burin ou autrement, est introduite dans une cavité que l'on remplit de ciment. On conçoit qu'un tel système est fort peu avantageux, puisqu'en cas de rupture, il faut enlever la machine et détruire la fondation pour en recommencer une autre.

2°) Boulon avec tête à marteau (fig.31, pl.VI): une plaque de fonte est scellée dans la maçonnerie. Elle présente une ouverture rectangulaire, à travers laquelle il sera possible d'introduire la tête à marteau du boulon. Cela fait, il suffira d'imprimer au boulon une rotation de 90° pour que la tête vienne buter contre la partie inférieure de la plaque.

3°) Fondations à couloirs (fig.32, pl.VI).- Le boulon possède deux bouts filetés. Un écrou vissé, sur le bout inférieur, s'appuie comme plus haut sur une plaque en fonte logée dans la maçonnerie. On ménage dans la fondation des ouvertures et des couloirs, grâce auxquels il est possible de remplacer les boulons sans devoir déplacer la machine. Ce système est utilisé pour les gros moteurs à gaz.

i) Dans des cas exceptionnels, les boulons sont cisailés. Il faut éviter de les soumettre à ce genre de sollicitation, car il est très difficile d'obtenir des tiges remplissant exactement leur logement. Si les tiges sont cylindriques, il faut qu'elles soient telles qu'elles doivent être

dans les 2 cas il faut déplacer la machine pour pouvoir remplacer le boulon

enfoncées au marteau, sinon elles doivent être légèrement coniques.

j) Goupilles de repère (fig.15, 16, 17, 18, pl.IV).- Il arrive que dans les machines, certains axes doivent occuper l'un vis-à-vis de l'autre une position bien définie. Si l'on prévoit des démontages, on pourra permettre le repérage rapide des axes par le moyen suivant: la machine étant montée correctement, on fore dans les pièces des trous de petit diamètre, dans lesquels on place des goupilles. Après chaque démontage, il suffit de remettre celles-ci en place, pour assurer un montage correct.

3.- CALCUL DES BOULONS.-

Nous distinguerons trois cas, suivant les conditions de sollicitation:

1^{er} cas.- Effort statique constant sans serrage initial:

n boulons de diamètre d, mm à fonds de filet) doivent supporter un effort P :

$$n \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot R = P$$

Si l'on admet que: $\frac{\pi d^2}{4} = 0,7 \frac{\pi d^2}{4}$

il vient: $n \cdot 0,7 \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot R = P$ (1)

de plus $R = \frac{R_0}{K}$ avec $\begin{cases} R_0 = 38 - 42 \text{ kg} \\ K = 4 - 5 \end{cases}$

Si on adopte un diamètre d, on déduit n de la formule (1).

2^{me} cas.- Effort statique constant avec serrage initial (cylindre et couvercle).-

Ce serrage crée des tensions supplémentaires, dont on tiendra compte par un coefficient k, introduit dans la formule comme suit:

$$n \cdot 0,7 \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot R = P (1 + k)$$

$k = \frac{R_1}{R_2} = \frac{R_2}{R_1}$

k varie de 0,25 à 0,50. Il est évidemment d'autant plus élevé que les boulons sont plus gros.

3^{me} cas.- Efforts répétés, variant de 0 à P, et serrage initial. (Cylindre de machine à vapeur).

$$n \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot 0,7 \cdot R = P (1 + k)$$

et l'on adoptera: $R = \frac{2}{3} \cdot \frac{R_0}{K}$

REMARQUES.- Le nombre de boulons à placer dans un assemblage est évidemment limité par le fait qu'il faut ménager une place suffisante en-

tre eux pour la manoeuvre de la clef.

Il est préférable d'avoir recours à de petits boulons, mais plus nombreux qu'à un petit nombre de gros boulons.

Il faut remarquer que les tensions introduites par le serrage se font d'autant plus sentir que le diamètre est plus petit. C'est la raison pour laquelle on ne prendra pas de diamètre inférieur à 1/2". Il sera, de même, prudent d'adopter pour des diamètres voisins de ce minimum, un coefficient de sécurité pouvant atteindre 5 ou 6.

4.- DISPOSITIFS DE SURETTE.-

Ces dispositifs sont destinés à empêcher, ou tout au moins à retarder, le desserrage des écrous, causé par les trépidations.

a) Emploi d'un contre-écrou (fig.19, pl.V).-

Dans un assemblage par boulon, c'est le frottement du filet qui s'oppose au desserrage de l'écrou. Or, ce frottement est d'autant plus fort que la pression qui règne entre les filets est plus élevée. Il est donc avantageux de soumettre l'écrou à une forte tension initiale. Mais comme cette tension peut devenir dangereuse pour la section de filet offerte par l'écrou, on procède comme suit: on crée l'excédent de tension, par le serrage d'un second écrou superposé au premier et de hauteur moitié moindre. La pression entre les filets est ainsi accrue. Evidemment, l'effort total qui tend à cisailer les filets est aussi plus grand, mais il est réparti sur une plus grande surface. Le dispositif n'est pas d'une sécurité absolue: le contre-écrou peut se desserrer au bout d'un certain temps.

b) Rondelle de serrage (fig.20, pl.V).-

On interpose entre l'écrou et la pièce une rondelle élastique fendue, qui est comprimée par le serrage et qui, vu son élasticité, pousse continuellement l'écrou vers le haut.

c) La figure 21, pl.V, représente un autre type de rondelle; celle-ci a été fendue et est pliée 1) de façon à empêcher sa propre rotation, d'une part, et 2) celle de l'écrou d'autre part.

d) Emploi d'une goupille (fig.9, pl.IV).-

Un trou circulaire est percé dans le boulon et l'écrou, après le serrage à bloc; on y passe ensuite une goupille fendue à l'extrémité. La liaison par goupille présente une sécurité absolue, mais elle ne permet pas de rappel. Avec la goupille encastrée dans des fentes ménagées dans l'écrou, le rappel est possible pour 1/6 de tour. En forant deux ouvertures dans le boulon, comme l'indique la fig.10^b, on pourra faire un rappel de 1/12 de tour.

On peut aussi employer une clavette chassée dans le boulon au-dessus de l'écrou (fig.10, pl.IV). Ce dispositif permet un rappel de jeu aussi faible que l'on veut.

e) Emploi de clefs.

La fig.7, pl.IV, représente un écrou dont le desserrage est rendu impossible par une clef qui constitue, pour cet écrou, un véritable encastrément. Elle est taillée de façon à permettre un rappel de 1/12 de tour.

Le dispositif de la fig.8, pl.IV, représente une clef spécialement employée dans l'assemblage d'un piston à vapeur avec sa tige. La clef, d'une hauteur égale à 1/4 de celle de l'écrou, est évidée intérieurement, de telle façon qu'elle affecte exactement la forme hexagonale de l'écrou. Elle présente en plus une coulisse circulaire dont le développement dépasse légèrement 1/6 de tour. Un boulon prisonnier traverse cette coulisse et, par serrage d'un écrou sur ce boulon, on peut empêcher toute rotation de la clef. Si l'on veut effectuer un resserrage inférieur à 1/6 de tour, il suffit de desserrer l'écrou et de faire tourner la clef de l'angle voulu. Pour des rappels plus importants, il faut évidemment enlever l'écrou du prisonnier, resserrer l'écrou principal, replacer la clef de façon que la coulisse vienne se placer au-dessus du prisonnier, et, enfin, resserrer l'écrou sur ce dernier: on évite d'ailleurs tout desserrage de cet écrou par une goupille.

f) Écrou de Penn (fig.23, pl.V).

Cet écrou comprend une partie hexagonale et une partie cylindrique correspondant au cercle inscrit dans l'hexagone. Cette dernière porte à mi-hauteur une gorge circulaire, contre laquelle appuie une vis de pression passée dans un trou taraudé dans la pièce. C'est le serrage de cette vis qui empêche le desserrage. Le dispositif ainsi conçu ne peut guère s'appliquer que si l'écrou est suffisamment rapproché d'une face latérale de la pièce, ceci pour éviter une longueur exagérée de la vis de pression. Cependant, le système peut subir une légère variante permettant son emploi dans le cas contraire (fig.22, pl.V). La vis de pression ne traverse plus la pièce, mais une bague entourant la partie cylindrique de l'écrou, et invariablement liée à la pièce par l'intermédiaire d'un goujon.

pour placer la bague, on enlève l'écrou du ressort alors on la tourne et on met devant la tête du goujon dans un logement préparé dans la pièce.

§ 4. - C L A V E T T E S.

Les CLAVETTES ont pour but d'empêcher le glissement relatif de deux pièces sollicitées à glisser l'une contre l'autre sous l'action de forces opposées. Nous verrons que dans le cas où les efforts changent de sens, il faut adopter des dispositions telles que le rapprochement des pièces soit rendu impossible. Ce mode d'assemblage permet un démontage facile, en même temps qu'un rappel du jeu. Le rappel se fait en frappant au marteau sur le grand face de la clavette dans le dispositif de la fig.58, la valeur maximum du rappel r est:

$$r = l \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

FORMES ET DIMENSIONS DES CLAVETTES.

La section transversale des clavettes affecte généralement la forme représentée à la fig.59. Cette disposition est plus avantageuse que la forme rectangulaire, parce que, d'une part, elle évite les changements brusques de section dans les pièces assemblées et, d'autre part, elle supprime les coins vifs. Si la forme adoptée pour la section transversale conduit à une exécution un peu plus compliquée pour la clavette, celle du logement se fait très simplement: il suffit, en effet, de forer deux trous et de mortaiser le métal entre ceux-ci.

Quant à la section longitudinale, elle aura la forme d'un trapèze rectangle (fig.57) ou d'un trapèze isocèle (fig.59). La première est de réalisation plus facile, parce qu'elle ne comporte, dans les deux faces à dresser, qu'une seule face oblique. Il est même possible de disposer les choses de façon à éviter complètement le dressage des faces obliques; on a recours, pour cela, à la clavette double (fig.60). Elle est formée de deux clavettes en trapèze rectangle se touchant par leurs faces inclinées. Le délicat du parachèvement réside dans le dressage de deux faces parallèles. Le rappel se fait en agissant sur les gros bouts des 2 clavettes, qui glissent l'une sur l'autre suivant leurs faces inclinées.

Lorsque les pièces assemblées sont d'épaisseur relativement faible, on peut avoir recours à un dispositif à contre-clavette (fig.61). La clavette proprement dite présente en élévation un trapèze rectangle; quant à la contre-clavette, elle est comme une seconde clavette fixe, se terminant par deux ergots qui s'appliquent contre les pièces plates.

Les clavettes se calculent en considérant qu'elles travaillent au double cisaillement. Si on désigne par h la hauteur moyenne, on écrira:

$$P = 2 \cdot (e \cdot h \cdot R') \quad (I)$$

avec $R' = \frac{4}{5} R$, $R = \frac{R_0}{K}$, $K = 4$

On obtient ainsi une première relation entre l'épaisseur e et la hauteur moyenne h . Evidemment, pour diminuer l'affaiblissement des pièces, dû à l'existence du logement de la clavette, il y aurait intérêt à faire l'épaisseur très faible, c.à.d., à adopter un rapport h/e relativement grand. Cependant, ce rapport est susceptible d'une borne supérieure. En effet, l'épaisseur e doit avoir une valeur suffisante pour que la transmission de la force entre la clavette et la pièce ne produise pas de pression locale exagérée, qui conduirait à l'écrasement des surfaces en contact. Nous aurons donc toujours à considérer des équations assurant:

- 1) la résistance au cisaillement; 2) la résistance à l'écrasement.

Un exemple de ce calcul sera développé plus loin (assemblage de deux tiges par clavettes). La résistance à l'écrasement est généralement assurée lorsqu'on prend un rapport $h/e = 4$.

Pour pouvoir dessiner et finalement réaliser la clavette, il reste à fixer la valeur de α . La valeur maximum de rappel étant $r = l \cdot \operatorname{tg} \alpha$, on voit que pour une longueur de clavette déterminée, le rappel possible sera d'autant plus grand que α sera plus élevé. Cet angle doit cependant

être pris inférieur à une certaine limite, ainsi qu'il résulte de la théorie générale du coin.

THEORIE DU COIN.-

1°) Effort nécessaire pour enfoncer le coin (fig.62).-

Supposons le coin introduit entre les deux surfaces A₁B₁ et A₂B₂. Considérons-le au moment où il est sur le point de glisser.

A cet instant, les différents efforts qui le sollicitent se font équilibre. Appelons Q l'effort nécessaire pour déplacer le coin, N₁ et N₂ les réactions normales aux parois, résultant de cet effort. Ces actions normales engendrent, dès que le mouvement tend à se produire, des efforts tangentiels de frottement T₁ et T₂ qui s'opposent au déplacement. R₁ et R₂ étant les résultantes de N₁ et T₁ d'une part, de N₂ et T₂ d'autre part, on peut considérer le coin au moment où il va céder, comme soumis aux seules forces Q, R₁ et R₂. Celles-ci se faisant équilibre, il vient:

tg φ = f coef de frottement.

$$\bar{Q} + \bar{R}_1 + \bar{R}_2 = 0 \quad (I)$$

ou, en projetant sur la verticale:

$$Q - R_1 \cdot \sin(\varphi_1 + \alpha_1) - R_2 \cdot \sin(\varphi_2 + \alpha_2) = 0 \quad (II)$$

Si on désigne par V₁ et V₂ les composantes horizontales de R₁ et R₂, on a, en projetant (I) sur l'horizontale:

$$V_1 = V_2$$

Appelons V cette valeur commune (V = effort de cisaillement dans la clavette).

$$V_1 = V = R_1 \cdot \cos(\varphi_1 + \alpha_1)$$

$$V_2 = V = R_2 \cdot \cos(\varphi_2 + \alpha_2)$$

ou
$$R_1 = \frac{V}{\cos(\varphi_1 + \alpha_1)}$$

et
$$R_2 = \frac{V}{\cos(\varphi_2 + \alpha_2)}$$

Remplaçons dans (II):

$$Q = V [tg(\varphi_1 + \alpha_1) + tg(\varphi_2 + \alpha_2)]$$

2°) Effort nécessaire pour retirer le coin (fig.63).-

On raisonnera encore comme plus haut et, en considérant de nouveau le moment où le coin va céder, il viendra:

$$Q - R_1 \cdot \sin(\varphi_1 - \alpha_1) - R_2 \cdot \sin(\varphi_2 - \alpha_2) = 0$$

$$R_1 = \frac{V}{\cos(\varphi_1 - \alpha_1)}$$

$$R_2 = \frac{V}{\cos(\varphi_2 - \alpha_2)}$$

d'où

$$Q = V [tg(\varphi_1 - \alpha_1) + tg(\varphi_2 - \alpha_2)]$$

Si nous voulons que le coin ne puisse sortir seul de son logement, il suffira d'exprimer que Q doit être positif, c.à.d.:

$$tg(\varphi_1 - \alpha_1) + tg(\varphi_2 - \alpha_2) > 0$$

ou

$$(\varphi_1 - \alpha_1) + (\varphi_2 - \alpha_2) > 0 \quad (III)$$

Appliquons ce résultat aux clavettes. Pour la clavette en trapèze rectangle, on fera:

$$\alpha_1 = \alpha, \quad \alpha_2 = 0, \quad \varphi_1 = \varphi_2 = \varphi \quad \left. \begin{array}{l} \text{m}^e \text{ matière donc} \\ \text{m}^e \text{ coefficient de} \\ \text{frottement.} \end{array} \right\}$$

La condition (III) devient donc:

$$\alpha < 2\varphi \quad (A)$$

Pour la clavette isocèle $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$; $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi$, d'où:

$$\alpha < \varphi \quad (B)$$

Or, tg φ est environ égal à 1/12 pour des surfaces légèrement onctueuses. La relation (A) donne donc:

$$tg \alpha < tg 2\varphi.$$

Or,
$$tg 2\varphi = \frac{2 \cdot tg \varphi}{1 - tg^2 \varphi} = \frac{2 \cdot \frac{1}{12}}{1 - \frac{1}{144}} = 2 \cdot \frac{1}{12}, \text{ approximativement.}$$

d'où

$$tg \alpha < \frac{1}{6}.$$

et si nous adoptons un coefficient de sécurité égal à 4, il faudra, pour empêcher la clavette de sortir seule de son logement, limiter α à une valeur telle que

$$tg \alpha < \frac{1}{24} \quad 0,417. \quad \alpha = 22^\circ 34'$$

Pour la clavette isocèle, on trouverait de la même façon:

$$tg \alpha < \frac{1}{48} \quad \frac{1}{48} = 0,208 \quad \alpha = 11^\circ 45'$$

Comme on est parfois amené, lorsqu'on veut réaliser un rappel de jeu déterminé avec une longueur de clavette relativement faible, à adopter pour α des valeurs supérieures à ces limites, on a recours à des dispositifs supplémentaires, dont le but est de maintenir la clavette dans son logement. Nous en examinerons 2 types:

a) fig.64.- C'est un système à contre-clavette. Un oeillet évidé dans un prolongement recourbé du gros bout de cette dernière sert de logement à

une tige filetée qui prolonge le petit bout de la clavette. Sur cette tige, est engagé un écrou muni d'un contre-écrou, qui maintient la clavette malgré la tendance qu'elle pourrait avoir à s'échapper de son logement. L'œillet doit être de forme allongée, pour qu'on puisse faire le rappel par enfoncement de la clavette. Quant à la tige filetée, sa longueur doit être suffisante pour permettre l'enfoncement complet de la clavette.

ou l'axe de la tige filetée s'écarte de la contre-clavette lors du rappel d'usage
 b) Fig. 65. Parfois, le dispositif de sûreté consiste en une simple vis de pression qui passe dans un trou taraudé dans l'une des pièces à assembler. Cette vis presse la clavette sur une de ses grandes faces trapézoïdales. Pour éviter de détériorer celle-ci, on y ménage une rainure sur toute la longueur du déplacement prévu. Cette rainure empêchera aussi que la clavette soit projetée hors de son logement, lorsque la pression de la vis sera insuffisante pour la maintenir en place.

car elle devrait cisailier la vis

CALCUL DE L'ASSEMBLAGE DE DEUX TIGES CYLINDRIQUES SOUMISES A DES EFFORTS CONSTANTS (fig. 66).

Soient deux tiges qui tendent à s'écarter l'une de l'autre sous l'action d'un effort de sens constant égal à P. L'une des tiges se termine par un renflement creux et constitue la douille, l'autre par un renflement plein qui se loge dans la douille. Ce fait que la partie emmanchée est de diamètre supérieur au reste de la tige provient évidemment de la diminution de section due au logement de la clavette. Cela étant, déterminons les dimensions de l'assemblage, de façon à réaliser un même coefficient de sécurité, 4 par exemple, pour chacune de ses parties. Nous supposons que les tiges sont en fer, tandis que la clavette est en acier doux, de telle sorte que nous pourrions admettre que celle-ci offre au cisaillement la même résistance que les tiges à la traction.

En égalant la résistance des diverses parties aux efforts extérieurs qui les sollicitent, nous obtiendrons les équations suivantes:

1°) Résistance de la tige à la traction dans la partie extérieure de la douille:

$$\frac{\pi d^2}{4} \cdot R = P \quad (1)$$

2°) Résistance de la tige à la traction dans la partie affaiblie par le logement de la clavette:

$$\left(\frac{\pi d'^2}{4} - e d' \right) R = P \quad (2)$$

3°) La partie de la clavette engagée dans la tige résiste à la compression. Soit p la pression-limite admise:

$$(e \cdot d') \cdot p = P \quad (3)$$

4°) La clavette est soumise à un double cisaillement:

$$2(e \cdot h) \cdot R_c = P \quad (4)$$

5°) Résistance de la douille à la traction:

$$\left[\left(\frac{\pi d_1^2}{4} - \frac{\pi d'^2}{4} \right) - e(d_1 - d') \right] \cdot R = P \quad (5)$$

6°) Résistance à l'écrasement de la clavette au contact de la douille:

$$(d_1 - d') \cdot e \cdot p = P \quad (6)$$

Nous adopterons $p = 2R_c$. En effet, ceci conduit à:

$$p = 2R_c = 2 \frac{R_c}{K} = \frac{2R_c}{4} = \frac{1}{2} R_c < L.$$

Il suffira, pour obtenir les dimensions de l'assemblage, de résoudre le système des six équations. Le système ne contenant que 5 inconnues, d, d', d₁, e et h, nous obtiendrons deux valeurs de d' et nous adopterons la plus grande. Nous ferons les substitutions de façon à obtenir toutes les valeurs des autres inconnues en fonction de d.

La valeur de d peut se déduire directement de la première relation:

$$d = 2 \sqrt{\frac{P}{\pi R}}$$

En comparant (3) et (4), il vient:

$$2 e h R = e d' \cdot 2R$$

On tire de là:

$$h = d'$$

Remplaçons, dans (2), ed' par sa valeur tirée de (3):

$$ed' = \frac{P}{p} = \frac{P}{2R} \quad \left(\frac{\pi d'^2}{4} - \frac{P}{2R} \right) R = P$$

Tirons P de (1):

$$\frac{\pi d'^2}{4} R = \frac{3}{2} P = \frac{3}{2} \frac{\pi d^2}{4} R$$

$$\frac{\pi d'^2}{4} = \frac{3}{2} \frac{\pi d^2}{4}$$

$$d' = \sqrt{\frac{3}{2}} d$$

L'équation (3) donne:

$$ed' = \frac{P}{2R} = \frac{1}{2} \frac{\pi d^2}{4}$$

Remplaçons $\frac{1}{2} \frac{\pi d^2}{4}$ par $\frac{1}{3} \frac{\pi d'^2}{4}$; nous aurons:

$$e = \frac{1}{3} \frac{\pi}{4} d' = \frac{\pi}{12} d' \quad \text{ou } e = \frac{1}{4} d'$$

L'équation (6) peut s'écrire:

$$(d_1 - d') \cdot e \cdot 2R = \frac{\pi d^2}{4} R$$

$$(d_1 - d') \cdot e = \frac{1}{2} \frac{\pi d^2}{4} = \frac{1}{3} \frac{\pi d'^2}{4}$$

$$(d_1 - d') \frac{\pi d'}{12} = \frac{\pi d'^2}{12}$$

$$d_1' = 2 d'$$

On peut obtenir une seconde valeur de d_1' en considérant l'équation (5)

$$\left[\pi \frac{d_1'^2}{4} - \frac{d'^2}{4} - e (d_1' - d') \right] R = P = \frac{\pi d^2}{4} R$$

$$-\frac{\pi}{4} (d_1'^2 - d'^2) = \frac{3}{2} \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi d'^2}{4}$$

$$d_1'^2 - d'^2 = d'^2$$

$$d_1'^2 = 2 d'^2$$

$$d_1' = \sqrt{2} d'$$

La valeur $d_1' = 2d'$ étant plus grande, c'est elle qu'on adoptera.

Il reste à calculer h' et h'' : la tige tend à être cisailée par la clavette suivant deux surfaces égales à: $h'.d'$.
Nous écrirons donc:

$$2(h'.d').R' = P = \frac{\pi d^2}{4} \cdot R, \quad (1)$$

R' étant le coefficient de résistance au cisaillement dans le sens du laminage, sera pris égal à $3/5 R$. L'équation (1) devient donc:

$$\frac{6}{5} h'.d'.R = \frac{\pi d^2}{4} \cdot R,$$

$$h' = \frac{5}{6} \frac{\pi}{4} \frac{d^2}{d'} = \frac{5}{6} \frac{\pi}{4} \frac{d}{\sqrt{2}}$$

$$h' = 0,5 d$$

La détermination de h'' se ferait de la même manière, en exprimant que la douille est cisailée suivant deux surfaces égales à $h'' (d_1 - d')$.

ASSEMBLAGE DES TIGES SOUMISES A DES EFFORTS ALTERNATIFS. - *voir notes de calcul*

Il faut, dans ce cas, adopter une disposition spéciale, qui empêche le rapprochement des pièces quand l'effort change de sens.

Une première solution consiste à créer à la naissance de la tige qui pénètre dans la douille, une saillie ou bourrelet (fig.67). La clavette intervient seule quand les tiges sont soumises à la traction pour transmettre l'effort. Au contraire, quand il y a compression, le bourrelet vient buter contre les bords de la douille, empêche les tiges de se rapprocher et à lui seul permet la transmission de la force. Ce dispositif n'est cependant pas

applicable dans tous les cas.

Il devra être rejeté, par exemple, pour l'assemblage d'une tige de piston avec la crosse, car le bourrelet ne permettrait pas le passage de la tige dans la boîte à bourrage.

On a alors recours à l'emboîtement conique (fig.68). La partie de la tige qui pénètre dans la douille est un tronc de cône tel que $d = d_1 + l$ à 1,5 mm. On limite la conicité à $\text{tg } \alpha = 1/10$ pour éviter des pressions excessives qui produiraient l'éclatement de la douille.

Le calcul de ces assemblages repose sur le même système d'équations, que celui qui a été établi dans le cas précédent. La seule différence apparaît lorsqu'il s'agit de faire choix des diverses charges unitaires à introduire dans ces équations. Il s'agit, en effet, de distinguer les parties soumises à des efforts variant de 0 à F, des parties subissant des efforts passant de -F à +F. Pour les premiers, on adoptera une tension unitaire égale aux $2/3$ de la valeur R admise pour des efforts constants; pour les autres, on adoptera $1/3 R$. Supposons, par exemple, qu'il s'agisse de l'assemblage représenté à la fig.66. La partie non emmanchée de la tige est sollicitée par un effort variant de -F à +F. Elle se calculera, par conséquent, en adoptant comme tension:

$$R_1 = \frac{1}{3} \frac{R_0}{K}$$

La partie emmanchée est soumise à la traction seule (effort de 0 à F) et on introduira dans l'équation qui s'y rapporte, comme charge unitaire:

$$R_2 = \frac{2}{3} \frac{R_0}{K}$$

La douille, travaillant à la traction et à la compression alternatives, se calculera en adoptant comme tension: R_1 .

Pour la clavette la charge unitaire de résistance au cisaillement à choisir sera:

$$R' = \frac{2}{3} \cdot \frac{4}{5} R$$

(si elle est faite du même métal que les tiges assemblées, et $R' = 2/3 R$, si elle est faite d'un métal de qualité supérieure comme nous l'avons supposé précédemment.

On aura donc les 3 équations:

$$\frac{\pi d^2}{4} R_1 = P$$

$$\left[\frac{\pi d_1^2}{4} - \frac{\pi d_2^2}{4} - e (d_1 - d_2) \right] R_1 = P$$

$$\left(\frac{\pi d_2^2}{4} - e d_2 \right) R_2 = P$$

$$\pi d_2 l \frac{4}{5} R_1 = P$$

à voir
 $\pi d_2 l \frac{2}{5} R_1 = P$

$$2 e h R' = P$$

$$e d_2 p = P$$

$$(d_1 - d_2) e p = P$$

$$\left(\frac{\pi d_1^2}{4} - \frac{\pi d_2^2}{4} \right) p = P$$

analogues aux précédentes.

Dans le cas de la fig.69, où l'on a supprimé le bourrelet et où la partie emmanchée s'appuie sur le fond de la douille, celle-ci n'est soumise qu'à la traction, l'effort y variant de 0 à P. On doit donc pour son calcul utiliser:

$$R_2 = \frac{2}{3} \cdot \frac{R_0}{K}$$

Toutefois, le calcul fait avec cette valeur donne des dimensions trop faibles pour la douille. Cela tient au fait que nos hypothèses sur les conditions de sollicitation de la douille sont trop favorables.

Si, en effet, nous considérons la section située en-dessous de la clavette, les efforts sont loin d'être répartis également dans cette section.

La fig.70 schématise un assemblage de deux tiges par manchon de deux clavettes.

§ 5.- C A L E S.

Les cales sont destinées à assembler des pièces cylindriques tendant à glisser l'une par rapport à l'autre autour de leur axe commun. Accessoirement, elles empêchent aussi le glissement axial, par le serrage qu'elles déterminent entre les surfaces en contact.

La partie de l'arbre destinée à recevoir la poulie, comporte généralement une portée de calage d'un diamètre supérieur à celui des autres parties (fig.1, Pl.VII et fig.71). Sans cette précaution, on est astreint à creuser dans l'arbre une rainure ayant une longueur au moins double de celle de la cale. Pour rendre l'introduction de celle-ci possible sans toucher à la pièce (fig.2, pl.VII), la rainure de cale peut être réalisée:

1°) à l'aide d'une fraise circulaire (fig.72) ayant une largeur égale à celle de la rainure. Avec ce système, les faces terminales de la rainure sont planes et la profondeur décroît vers les extrémités;

2°) à l'aide d'une fraise en bout (fraise verticale, fig.73), on obtient une rainure ayant même profondeur sur toute son étendue et terminée par deux surfaces cylindriques.

On peut distinguer les cales chassées des cales dormantes. Les premières, en forme de coin, sont introduites à coups de marteau dans leur logement et déterminent ainsi un serrage énergique entre l'arbre et le moyeu.

On donne généralement aux cales chassées une conicité indiquée par la relation:

$$c = c' + \frac{1}{60} \ell \text{ à } \frac{1}{120} \ell \quad (\text{fig.74})$$

Les secondes ne portent que sur les faces latérales et ne donnent lieu à aucun serrage dans le sens du diamètre. Ces cales s'introduisent dans leur logement à frottement doux. Elles ne peuvent convenir que pour la transmission d'efforts appliqués sans choc. D'autre part, elles offrent l'avantage de ne pas introduire de tensions initiales qui ont comme effet de décentrer la pièce calée et de rendre impossibles de grandes vitesses de rotation.

Lorsqu'une cale chassée n'est pas accessible à l'extrémité opposée à celle par laquelle on l'a introduite, on prévoit un ergot qui donne prise à l'outil pour l'enlèvement de la cale (fig.3, Pl.VII). On peut quelquefois, lorsque l'épaulement contre lequel vient s'appuyer le moyeu n'est pas trop fort, recourir à deux cales en contact par leurs faces inclinées, et rendre possible ainsi le démontage. Cette disposition a l'avantage de faire en sorte que la face à mortaiser dans le moyeu est parallèle à l'axe.

DIFFERENTS TYPES DE CALES.-

1°) Les cales rectangulaires peuvent s'appuyer simplement sur une côte plate dressée sur l'arbre. Ce mode de calage ne peut convenir que pour des efforts relativement faibles et appliqués sans chocs. Il est plus facile d'exécution lorsqu'on doit réaliser le travail à la main sur un arbre en place (fig.8, a et b, Pl.VII).

2°) La fig.8^c représente le type normal. La cale pénètre à la fois dans l'arbre et dans le moyeu.

3°) On peut avoir recours aussi à la double cale. Deux cales sont placées à 90° (fig.8, pl.VII) ou à 120° (fig.75), l'une de l'autre. Ces cales déterminent par serrage des pressions radiales P qui donnent une résultante F'. Cette dernière engendre un effort de frottement s'opposant à un déplacement relatif de l'arbre et du moyeu.

4°) Calage double tangentiel (fig.76 et fig.8^d, pl.VII).- Ce mode de calage se rencontre dans les assemblages soumis à des efforts de torsion appliqués brusquement et dans les deux sens. Il présente certains avantages sur le calage double ordinaire: l'exécution des rainures est plus simple, car on n'a à mortaiser que deux faces dans l'arbre et deux faces dans le moyeu. Ce calage double tangentiel permet la mise sous tension énergique du moyeu sur l'arbre, en chassant les deux parties de chacune des cales en sens inverse l'une de l'autre.

DIMENSIONS DES CALES.-

On adopte généralement pour les cales du type normal les dimensions suivantes (fig.77):

$$a = 0,2 d + 4 \text{ mm.},$$

$$b = \frac{1}{2} a \text{ à } \frac{2}{3} a,$$

$$b' = \frac{1}{3} b \text{ à } \frac{1}{2} b.$$

Ces proportions qu'on donne aux cales peuvent d'ailleurs se justifier ainsi que nous allons le montrer. Nous nous placerons pour cela dans le cas le plus défavorable, c.à.d. celui des cales dormantes, qui résistent uniquement par leurs faces latérales qui sont comprimées, et par leur section $a \ell$ au niveau $d/2$ (qui est cisailée).

Si nous supposons, pour fixer les idées, que la rotation de l'arbre se fait dans le sens inverse à celui des aiguilles d'une montre, la fig. 77 se rapportera alors à une poulie qui sera motrice. Le moyeu de cette poulie exerce un effort F sur une des faces de la cale; la face opposée subit une réaction $-F$ de la part de l'arbre. Ces deux efforts n'étant pas dans le prolongement l'un de l'autre, engendrent un couple. Nous n'en tiendrons pas compte et n'envisagerons que le cisaillement. La force F agissant à la périphérie de l'arbre crée par rapport au centre de celui-ci un couple de torsion,

$$M_t = F \cdot \frac{d}{2} \quad (1)$$

Le diamètre d de l'arbre satisfait à la formule fondamentale de la torsion, soit:

$$M_t = R' \cdot \frac{\pi d^3}{16} \quad (2)$$

En comparant (1) et (2), il vient:

$$F \cdot \frac{d}{2} = R' \cdot \frac{\pi d^3}{16}$$

$$F = R' \cdot \frac{\pi d^2}{8}$$

C'est cet effort F qui tend à cisailier la cale dans une section égale à $a \ell$, de sorte que:

$$a \ell \cdot R' = F = R' \cdot \frac{\pi d^2}{8},$$

$$a = \frac{\pi}{8} d \cdot \frac{d}{\ell}$$

$$\text{Si } \ell = 2d, \quad a = \frac{\pi d}{16} = 0,2 d$$

Il convient d'y ajouter un terme constant et de prendre, par ex., $a = 0,2 d + 4 \text{ mm.}$, afin de tenir compte de ce que, pour les petites cales, les influences des efforts que nous avons négligés peuvent se faire sentir

d'une façon plus appréciable. Nous trouvons donc bien pour a la valeur signalée précédemment.

Remarquons que si l'effort F est trop élevé par rapport au développement des faces en contact, il peut y avoir écrasement du métal.

Pour éviter cet écrasement, nous écrirons, en appelant p la pression unitaire limite qu'on peut admettre:

$$b' \cdot \ell \cdot p = F = a \cdot \ell \cdot R'$$

d'où

$$p = \frac{a}{b'} \cdot R'$$

Nous allons rechercher les valeurs que prend p dans les 2 cas particuliers suivants:

$$1^\circ) \quad b = \frac{1}{2} a \quad ; \quad b' = \frac{1}{3} b$$

$$p = 3 \frac{a}{b} R' = \frac{3 a R'}{\frac{1}{2} a} = 6 R'$$

Or, en prenant $K = 6$:

$$R' = \frac{4}{5} R = \frac{4}{5} \frac{R_0}{K} = \frac{4}{5} \frac{R_0}{6}$$

d'où:

$$p = \frac{4}{5} R_0,$$

pression qui est nettement supérieure à la limite élastique L .

$$2^\circ) \quad b = \frac{2}{3} a \quad ; \quad b' = \frac{1}{2} b.$$

En faisant un calcul identique, on trouve:

$$p = 3 R' = \frac{2}{5} R_0.$$

valeur inférieure à L , mais s'en approchant fortement.

CONCLUSIONS.

Ces deux derniers résultats sembleraient indiquer que les proportions généralement admises sont trop faibles.

Remarquons toutefois qu'en écrivant la relation (2), nous avons supposé implicitement que le diamètre d de l'arbre était calculé uniquement pour résister à la torsion. Comme on le verra plus loin, le diamètre résulte d'un calcul à la flexion et à la torsion combinées.

Le moment M_t tiré de l'équation (2) est donc exagéré, c.à.d. que nous augmentons la sécurité.

De plus, nous n'avons pas tenu compte du couple des frottements provoqué par le serrage initial de la cale sur le moyeu, couple qui diminue

l'effort appliqué sur la cale, lorsqu'il s'agit d'une cale chassée, évidemment. On pourra donc descendre, pour la cale, jusqu'à des dimensions minima, bien que celles-ci conduisent à une pression supérieure à la limite élastique.

Il faudra choisir des dimensions comprises entre:

$$b = \frac{1}{2} a, \quad b' = \frac{1}{3} b \quad \text{d'une part, et}$$

$$b = \frac{2}{3} a, \quad b' = \frac{1}{2} b \quad \text{d'autre part.}$$

Si les efforts deviennent importants et s'ils sont appliqués avec chocs, il peut arriver que les dimensions maxima ne suffisent plus; on adopte alors des cales chassées, donnant une sécurité plus grande, grâce à ce que l'effort transmis est en partie équilibré par les frottements qui se développent entre l'arbre et le moyeu.

QUELQUES MODES DE CALAGE.-

La fig.5, Pl.VII, montre un assemblage par cale dormante. Une rainure a été faite dans l'arbre par une fraise en bout. La cale, ayant exactement la forme de la rainure, y est maintenue par des vis à tête noyée. La poulie est rainurée de façon que la cale ne presse pas sur elle par sa face supérieure. Une vis de pression passant dans un trou taraudé dans le moyeu et appuyant sur la cale empêche tout déplacement axial de la poulie pendant la rotation.

Dans les machines tournant à grande vitesse, il importe d'assurer un centrage parfait de la pièce mobile par rapport à l'axe de rotation. Le calage sur portée conique assure particulièrement ce centrage. L'arbre se prolonge par une partie cylindrique fileté, munie d'un écrou qui s'oppose à un déplacement axial de la poulie. Celle-ci est soigneusement alésée avec la même conicité que celle de l'arbre (fig.6, pl.VII).

Si la poulie doit se placer sur un arbre lisse, on adopte une buselure conique rapportée sur l'arbre (fig.7, pl.VII). Comme le montre la vue en plan, cette buselure est fendue sur toute sa longueur.

Cette disposition est adoptée avec succès lorsqu'on veut assurer un centrage parfait et un démontage très aisé.

Dans les laminoirs, où les volants et les arbres sont soumis à des chocs violents, il faut assurer un calage particulièrement énergique. On fait alors le calage sur portée carrée (fig.78). L'arbre est plané sur 4 faces, des portées cylindriques étant maintenues pour assurer le centrage.

Le moyeu est alésé cylindrique et possède huit rainures de cales. Les cales sont introduites dans ces ouvertures et reposent à plat sur les surfaces planes. Elles sont placées aux extrémités de ces surfaces, de façon à réaliser pour l'effort un plus grand bras de levier et diminuer par conséquent cet effort pour une puissance déterminée. Les vides qui subsistent entre les cales, le moyeu et l'arbre sont remplis par des cales en bois de chêne chassées.

CALAGE A LA PRESSE.-

L'assemblage de deux pièces cylindriques peut se faire sans cale, par le simple fait d'un frottement résultant d'un serrage assez énergique de la pièce extérieure sur la portée qui la reçoit. Ce procédé ne peut s'employer que quand on n'a pas à prévoir de démontage (manivelles) (fig. 79 et 80). Il est avantageux, parce que les cales qui tendent à déterminer sur le moyeu des efforts dissymétriques par rapport à l'axe de la poulie sont évitées. L'arbre et le moyeu, légèrement coniques en vue de faciliter l'introduction ont des diamètres tels que le moyeu doit être dilaté pour être placé sur l'arbre. On peut opérer en chauffant la pièce qu'il s'agit de caler; le refroidissement crée une pression suffisante entre les deux pièces. Les dimensions de l'arbre et du moyeu doivent être telles que le serrage soit suffisant, sans que le moyeu soit soumis à des tensions trop élevées.

On opère généralement à froid, en se servant de la presse hydraulique pour l'introduction de l'arbre dans le moyeu. La pression nécessaire à l'introduction permet de se rendre compte de l'effort limite que l'on peut appliquer à l'assemblage sans craindre le glissement.

Au besoin, on peut consolider l'assemblage par une cale tronconique. On adopte les dimensions suivantes (fig.80):

$$d_1 = d - 0,1 \text{ à } 0,2 \text{ mm}$$

$$D_1 = D - 0,1 \text{ à } 0,2 \text{ mm}$$

Avec des surfaces préalablement graissées, telles qu'on doit les préparer pour la mise en place, on peut compter sur un coefficient de frottement $f = 0,06$.

Si les proportions du moyeu sont les suivantes:

$$l = 0,75 d, \quad \frac{\delta}{r} = 0,4$$

on peut calculer que, pour ne pas dépasser dans le moyeu 20 kg/mm², on doit admettre:

$$D = d + 0,00139 d,$$

soit, pour $d = 200,$

$$D = 200 + 0,278 \text{ mm.}$$

§ 6.- FRETTES.

Les frettes sont des bagues en fer ou en acier que l'on peut employer, soit pour assembler, soit pour consolider certaines pièces (assemblage de deux parties d'un manchon d'accouplement, consolidation des moyeux de volants ou de réservoirs contenant des fluides sous pression).

On peut distinguer deux catégories de frettes, suivant qu'elles sont posées à froid ou à chaud. Ces dernières sont inamovibles.

FRETTES POSEES A FROID.

Soit à établir la liaison entre deux arbres (fig.81). On fait usage d'un manchon qui a été tourné de façon à lui donner extérieurement une forme biconique. Le manchon qui a été réalisé en une pièce est, après alésage, fendu longitudinalement. L'alésage du manchon est légèrement inférieur au diamètre de l'arbre. Le pinçage de l'arbre entre les deux coquilles est assuré en utilisant des frettes que l'on enfonce de part et d'autre de l'axe de symétrie, à coups de maillet.

On limite généralement la conicité à un angle α tel que $tg \alpha = \frac{1}{30}$. L'inconvénient des frettes posées à froid est qu'elles se déplacent parfois pendant la marche.

FRETTES POSEES A CHAUD.

On emploie alors des frettes cylindriques, tournées à un diamètre légèrement inférieur au diamètre des portées sur lesquelles elles doivent se placer. On les dilate, en les chauffant, au moment de les mettre en place. C'est ainsi qu'on procède, par ex., pour l'assemblage des deux parties d'un volant de grandes dimensions (fig.82).

Il existe des frettes de consolidation, qui se posent toujours à chaud et qui ont pour effet de renforcer des cylindres soumis à des pressions intérieures très élevées (âmes des canons).

Le calcul des frettes est assez complexe, par le fait qu'outre la tension provenant des effets agissant sur l'assemblage, la frette subit en plus la tension résultant de la construction et celle-ci dépend, au moment de la pose, de la différence entre l'alésage et le tournage de la douille.

*

TROISIÈME PARTIE

Étude des Transmissions.

Nous étudierons successivement, dans ce chapitre, les parties constitutives d'une transmission normale: les arbres et les paliers; les accouplements et les supports; les poulies et les courroies, les câbles, les chaînes et les engrenages. La fig.83 donne la vue, en plan, d'une transmission.

Toute transmission bien étudiée doit être conçue de façon:

- 1°) à permettre la libre dilatation de l'arbre,
- 2°) à assurer la rigidité de l'arbre et des supports,
- 3°) à rendre les organes accessibles pour le nettoyage et le graissage.

51.- ARBRES.

Il y a lieu de distinguer entre ce qu'on appelle le tronçon de commande et l'arbre normal ou arbre de manège. La force motrice produite par le moteur doit être transmise aux récepteurs, les machines-outils, par exemple, répartis par groupes dans des locaux distincts, parfois fort étendus. A cet effet, un tronçon principal de commande reçoit la puissance entière fournie par le moteur, et transmet une fraction par l'arbre accouplé sur son prolongement et le reste sur (un arbre) ou une série d'arbres parallèles.

On conçoit que le tronçon de commande, qui subit des efforts beaucoup plus considérables que les autres, doive être soumis à un calcul plus complet et plus rigoureux.

Les arbres de manège sont généralement réalisés à section constante. Cette forme se justifie, non seulement par la nécessité d'en abaisser le prix de revient, mais encore par le fait que nous ne connaissons pas les conditions précises de sollicitation, emplacement exact des poulies, ou même leur nombre, n'étant pas déterminés au moment de l'établissement du projet. Il arrive fréquemment que l'on est amené à ajouter ou à soustraire des machines réceptrices après que l'installation est faite, et il ne peut être question d'avoir à remplacer pour cela l'arbre existant par un arbre nouveau.

Les arbres cylindriques sont constitués par des tronçons dont la longueur est de 5 m. au plus pour des diamètres de 50 mm, de 7 m. au plus pour des diamètres supérieurs. On ne dépasse pas 7 m. pour des facilités de

transport et de manèment. Le métal employé est l'acier doux possédant une charge de rupture $R_0 = 42 \text{ à } 50 \text{ kg/mm}^2$.

Ces tronçons cylindriques peuvent être façonnés de deux manières:

- 1) barres rondes laminées, puis tournées, calibrées et polies,
- 2) barres laminées, puis simplement étirées à la filière.

Ce dernier procédé est moins coûteux d'exécution, mais la traction à laquelle il faut soumettre les barres pour les faire passer au travers de la filière, crée des tensions initiales qui peuvent faire voiler l'arbre lors des opérations ultérieures, par exemple, lors de la réalisation des rainures de calos.

On emploie parfois des arbres cylindriques creux qui, pour un même poids, offrent un plus grand moment d'inertie. On se heurte dans ce cas, à des difficultés d'assemblage, le moment d'inertie variant très brusquement aux endroits où l'on est amené à réduire la section. Ces arbres creux résistent mal aux chocs et leur emploi ne s'est pas généralisé.

VITESSE NORMALE DE ROTATION.

On admet généralement une vitesse de 150 à 180 tours pour les arbres destinés à la commande des machines-outils; 250 à 300 tours pour les arbres destinés à commander des appareils à plus grande vitesse.

DISTANCE ENTRE LES PALIERS.

Les paliers doivent être d'autant plus rapprochés que le diamètre de l'arbre est plus faible. On adopte normalement les valeurs suivantes pour la distance L entre deux paliers voisins:

Diamètre de l'arbre (d)	Distance L entre 2 paliers:
50 mm	1,75 à 2 m.
70	2,00 à 2,25
80	2,25 à 2,50
100	2,50 à 2,75
125	2,75 à 3,00
150	3,00 à 3,25

A) Calcul d'un arbre cylindrique ou arbre de manège (fig. 83).

Le problème se pose habituellement comme suit:

Déterminer le diamètre d'un arbre capable de transmettre une puissance maximale de Ne chevaux, à raison de N tours par minute.

L'arbre est soumis à la fois à la flexion (poids des poulies et ten-

sions des courroies) et à la torsion.

a) Le moment de torsion maximale s'obtient aisément par la relation:

$$M_t \cdot \omega = 75 Ne \quad (1)$$

Or,

$$\omega = \frac{2\pi N}{60}$$

d'où

$$M_t \cdot \frac{2\pi N}{60} = 75 Ne$$

soit

$$M_t = \frac{75 \cdot 60}{2\pi} \cdot \frac{Ne}{N} \text{ kgm,}$$

et, si nous voulons exprimer ce moment en kgmm:

$$M_t = \frac{75 \cdot 60}{2\pi} \cdot \frac{Ne}{N} \cdot 1000 \text{ kgmm} \quad (2)$$

b) Quant au moment de flexion maximum, il ne nous est pas possible de rechercher sa valeur, car nous ne connaissons pas l'emplacement des poulies et des paliers, c.à.d. les points d'application des efforts qui tendent à fléchir l'arbre. Seulement, la pratique nous apprend qu'on arrive généralement à des dimensions satisfaisantes si on adopte, pour les calculs, un moment de flexion: $M_f = 0,7 M_t$.

Nous sommes donc ramenés à déterminer une section circulaire capable de résister à deux moments simultanés de flexion et de torsion. La résistance des matériaux nous apprend que la résistance est la même que si la section était soumise à un moment de flexion idéal M_1 , défini par

$$M_1 = \frac{3}{8} M_f + \frac{5}{8} \sqrt{M_f^2 + M_t^2}$$

Si on fait $M_f = 0,7 M_t$, on trouve que M_1 est sensiblement égal à M_t , c.à.d.:

$$M_1 = \frac{75 \cdot 60}{2\pi} \cdot \frac{Ne}{N} \cdot 1000$$

En introduisant dans la relation d'équarissage le moment de flexion idéal, on a, en appelant d le diamètre de l'arbre:

$$\frac{M_1}{R} = \frac{I}{v} = \frac{\pi d^3}{32} \quad (3)$$

d'où

$$d = \sqrt[3]{\frac{75 \times 60 \times 1000 \times 32}{2\pi^2 R}} \times \sqrt[3]{\frac{Ne}{N}}$$

Soit:

$$d = 120 \sqrt[3]{\frac{Ne}{N}} \quad (4)$$

Nous admettrons comme charge unitaire: $R = 4 \text{ kg/mm}^2$ adaise normale-
ment par
les constructeurs d'organes de transmission.

Remarque. Si, comme il est rationnel de le faire, on adopte un coefficient de
résistance d'autant plus petit que l'arbre est de plus petit diamètre, la
distance d'entre-axe des paliers étant proportionnellement plus grande pour
les petits diamètres que pour les grands, soit:

$$R = \frac{d}{30}$$

$$d^4 = \frac{30 \times 32 \times N_i}{\pi} = \frac{30 \times 32 \times 75 \times 60 \times 1000}{\pi} \frac{N_i}{N}$$

On trouve, au lieu de la formule (4):

$$d = 120 \sqrt[4]{\frac{N_e}{N}}$$

$$\begin{aligned} d^4 &= \frac{432 \cdot 10^8}{\pi} = \frac{4}{\pi} \cdot 10^8 \sqrt{\frac{N_e}{N}} \\ &= 1,2 \cdot 10^2 \sqrt{\frac{N_e}{N}} \end{aligned}$$

On est conduit à la même formule si on limite l'angle de torsion à 1/4
de degré par mètre.

L'angle de torsion pour une longueur l est donné par:

$$\varphi = \frac{M_t}{GI_0} \cdot l$$

Pour une longueur de 1000 mm, cet angle sera:

$$\varphi = \frac{M_t}{GI_0} \cdot 1000 \text{ radians}$$

En exprimant que cette valeur de φ doit être égale à 1/4 de degré,

soit $(\frac{2\pi}{360} \cdot \frac{1}{4})$ radians, on obtient:

$$\frac{2\pi}{360} \cdot \frac{1}{4} = \frac{75000 \cdot 60}{2\pi} \cdot \frac{N_e}{N} \cdot \frac{1000}{G \cdot \frac{\pi d^4}{32}}$$

et, partant:

$$d = 120 \sqrt[4]{\frac{N_e}{N}} \quad (5)$$

On voit donc que, suivant que N_e/N est supérieur ou inférieur à l'u-
nité, la valeur de d la plus forte est fournie par la relation (4) ou
par la relation (5). En d'autres termes, si l'application de la formule (4)
conduit à une valeur de d supérieure à 120 mm., celle-ci sera adoptée;
dans le cas contraire, on tirera d de la formule (5).

B) Tracé du tronçon de commande.

1) DETERMINATION DU SOLIDE D'EGALE RESISTANCE.

Le problème a déjà reçu une solution au point de vue purement grapho-
statique (voir Rappel des notions de graphostatique), c.à.d.: étant donné
(fig.19) un arbre qui tourne entre les deux paliers A et B, et qui sup-
porte deux poulies O et O', l'une motrice, l'autre réceptrice, nous avons
établi le diagramme M_t (fig.22). Celui-ci nous fournit, pour chaque section,
la valeur du moment idéal de flexion qui créerait dans les fibres la même
tension que celle qui est produite par la flexion et la torsion combinées.
Dès lors, M_t étant connu pour toutes les sections, il suffira d'appliquer,
pour un nombre plus ou moins grand de celles-ci, la formule d'équarissage:

$$\frac{M_t}{R} = \frac{I}{v} = \frac{\pi d^3}{32}$$

de telle sorte qu'en s'imposant un coefficient de résistance R déterminé
pour le métal choisi, la valeur de d sera:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \frac{1}{R} M_t} = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \frac{1}{R}} \sqrt[3]{M_t} \quad (I)$$

Remarquons que les différentes valeurs de M_t sont représentées sur
le diagramme par une courbe discontinue. Pour obtenir les valeurs réelles
de M_t à introduire dans la formule (I), il faudra tenir compte de l'échelle
commune des moments de flexion et de torsion, qui est aussi celle du diagramme
des M_t .

Ainsi donc, si Y_t représente une ordonnée du diagramme, le M_t cor-
respondant sera:

$$M_t = Y_t \cdot p \cdot \lambda \cdot \mu$$

On peut simplifier les calculs en remarquant que si Y et Y_t repré-
sentent deux ordonnées du diagramme, d et d_t , les diamètres des sections
correspondants, on a:

$$\frac{d}{d_t} = \sqrt[3]{\frac{Y}{Y_t}}, \quad \text{c'est-à-dire: } d = d_t \sqrt[3]{\frac{Y}{Y_t}} \quad (II)$$

Après avoir calculé un seul diamètre d par la formule (I), il sera
donc possible d'obtenir tous les autres, par application de la formule (II),
dans laquelle on n'a plus à introduire les échelles, mais tout simplement
les ordonnées mesurées sur le diagramme.

Après avoir ainsi déterminé d pour un assez grand nombre de sections,
on portera ces valeurs par moitiés de part et d'autre de l'axe, et, en joi-
gnant les divers points obtenus, on déterminera le contour d'une section mé-
ridienne du solide d'égale résistance.

Nous avons envisagé ici le cas simple: un arbre supporté par deux paliers et portant deux poulies entre ces paliers. On suivra exactement la même méthode pour des cas plus complexes, où l'arbre porterait, par ex., un plus grand nombre de poulies, ou de roues dentées, etc...

Supposons qu'après avoir opéré comme il vient d'être indiqué, nous ayons obtenu le profil représenté en pointillé à la fig.84. L'arbre devra avoir une forme légèrement différente. En effet:

1°) ces formes d'égale résistance sont d'une réalisation mécanique très coûteuse;

2°) le calcul s'est fait en ne tenant compte que de la flexion et la torsion, et on est ainsi amené à avoir, par exemple, une section nulle à une extrémité alors qu'à cet endroit, la réaction du palier crée un effort tranchant appréciable auquel il faudra, par conséquent, offrir une section convenable. On devra, de toute façon, ménager des portées cylindriques pour les tourillons de support, et l'on raccordera ces diverses parties par des surfaces tronconiques n'entamant, en aucun point, bien entendu, le solide d'égale résistance.

2) CALCUL DES TOURILLONS.

Dans le tracé de l'arbre, les tourillons devront être parfaitement tournés et leurs dimensions doivent être telles qu'elles satisfassent aux conditions essentielles suivantes:

- a) assurer une résistance suffisante aux forces extérieures,
- b) éviter un trop grand échauffement et une usure rapide.

Nous envisagerons d'abord le cas des tourillons d'extrémité.

Les tourillons d'extrémité ne sont soumis qu'à la flexion. On vérifiera donc la première condition, si on satisfait à la formule d'équarissage pour la section la plus fatiguée. Si nous supposons que le tourillon appuie sur le palier d'une façon uniforme, sur toute sa longueur, nous pourrions considérer la réaction du palier comme appliquée au milieu de cette longueur (fig. 85). On crée alors dans la section extrême du tourillon un $M_f = P_l/2$; la formule d'équarissage donne alors:

$$\frac{Pl}{2R} = \frac{\pi d^3}{32} \quad (2)$$

En réalité, l'hypothèse faite de la réaction appliquée à la distance $l/2$ de la section extrême, n'est pas nécessairement vérifiée. L'arbre, en effet, fléchit et, par suite de cette déformation, l'effort P peut être appliqué avec un bras de levier λ différent de $l/2$ (fig.86). D'autre part, la section donnée au tourillon a une grande influence sur la flèche de l'arbre. On pourrait, par le calcul, montrer qu'à une diminution relativement faible de la section du tourillon, correspond une augmentation sensible de l'angle que fait la tangente à la fibre neutre au point d'origine, c'est-à-dire au point où l'arbre est supporté par le palier. Aussi, pour limiter cet angle, c.à.d. pour donner à l'arbre une rigidité suffisante,

on est amené à introduire dans la formule (2), une valeur de R égale à

$$\frac{R \text{ normal}}{1,5}$$

Pour satisfaire à la seconde condition, il faut dimensionner le tourillon de façon à assurer un graissage convenable. Or, il est évident que ce graissage ne peut se faire normalement que pour autant que la température de régime ne diminue pas trop la viscosité de l'huile, et que la pression agissant sur les pièces en contact ne soit pas suffisante pour expulser celle-ci.

La théorie du graissage - voir in fine - nous montrera qu'il faut, pour respecter ces conditions:

1°) limiter à 20 kg/cm² la valeur de la pression spécifique p définie par

$$\frac{P}{l \times d}$$

2°) limiter à 10 kg/cm² m/sec, le produit pV, V désignant la vitesse périphérique du tourillon.

Le calcul complet du tourillon se fera donc comme suit:

1°) on adoptera un rapport $l/d = n$ d'autant plus grand que la vitesse N de l'arbre sera plus élevée (1,5 - 2,0 - 2,5 - 3,0) qui, combinée à l'équation (2) fournira les valeurs de l et de d;

2°) on vérifiera alors si ces valeurs satisfont aux relations:

$$\frac{P}{l \cdot d} < 20 \text{ kg/cm}^2, \quad \text{et} \quad pV \leq 10 \text{ kgm/cm}^2/\text{sec.}$$

Le calcul d'un tourillon intermédiaire se ferait de la même façon; la seule différence est que le tourillon est soumis à la flexion et à la torsion composées. Le moment à introduire dans la formule d'équarissage (2) sera donc un moment idéal:

$$M_1 = \frac{3}{8} M_f + \frac{5}{8} \sqrt{M_f^2 + M_t^2}$$

Les conditions imposées par le graissage restent évidemment les mêmes.

3) EPAULEMENTS.

Ces épaulements sont des saillies cylindriques butant contre les paliers de façon à éviter un déplacement axial de l'arbre. Elles doivent être placées à l'un des deux paliers, de façon à en permettre la libre dilatation. L'épaisseur e (fig.85) est prise égale à 0,07 d + 3 mm., la largeur de l'embase égale à 1,5 e.

4) PORTÉES DE CALAGE.

Le diamètre doit être tel que la rainure de cale n'entame nulle part le solide d'égale résistance.

En appelant D le diamètre de la portée de calage, d le diamètre maximum du solide d'égale résistance, b la hauteur de la cale, on doit avoir:

$$D = d + 2 \left(\frac{1}{2}\right) b$$

Remarque: Le bon fonctionnement exige que la flèche de flexion soit faible. Elle ne doit jamais dépasser 1/1200 à 1/1500 L, L étant la longueur. En appliquant la méthode graphique exposée précédemment, on pourra s'assurer que les dimensions adoptées provisoirement conduisent bien à une flèche ne dépassant pas cette valeur.

§ 2.- PALIER S.

Un PALIER comprend généralement:

- { le corps, avec la semelle d'attache,
- { le couvercle, ou chapeau,
- { le coussinet (souvent en 2 pièces),
- { les boulons d'attache,
- { les organes de graissage.

La fig.1, Pl.VIII représente le type le plus simple. Le corps est en une seule pièce; le coussinet, en une pièce également, est constitué par une buselure introduite à frottement doux, et dont le déplacement axial est empêché au moyen d'une vis engagée, partie dans la fonte constituant le corps et partie dans le coussinet. Quant au graissage, il se fait par capillarité: un godet, venu de fonte avec le corps, est muni d'un tube central rapporté que traverse une mèche dont l'extrémité baigne dans l'huile du godet.

Par capillarité, cette mèche amène l'huile au contact de l'arbre.

Avec un palier aussi rudimentaire, le démontage est difficile, le rappel d'usure n'est pas possible, et, enfin, le graissage ne peut être réglé.

La fig.2, pl.VIII nous montre un type déjà plus perfectionné. Dans le corps du palier un chapeau est encastré, l'encastrement empêche tout déplacement dans le sens perpendiculaire.

Le coussinet est également en deux pièces, ce qui permet - au besoin - de rappeler l'usure. Ce coussinet en 2 pièces permet de dégager l'arbre du palier sans avoir à déplacer axialement toute la transmission.

Le remplacement du coussinet est également très facile.

On empêche le déplacement en rotation du coussinet au moyen d'un tenon s'encastrant dans le chapeau. Si le tenon appartenait à la moitié inférieure, il faudrait, quand il s'agirait de remplacer le coussinet, soulever l'arbre d'une hauteur égale à celle du tenon, ce qui ne serait pas possible

sans démonter la transmission.

Il faut encore éviter que le coussinet ne se déplace suivant l'axe. Pour cela, les deux moitiés sont terminées par des oreilles qui embrassent le corps et le chapeau.

Le graissage se fait encore par mèche. Des cuvettes ménagées à droite et à gauche du corps du palier, permettent de recueillir l'huile en excès.

De tels paliers, avec graissage par mèche, ne peuvent être employés que pour des transmissions tournant lentement. Pour des vitesses supérieures, à 40 ou 50 tours/minute, on a recours aux paliers à graissage automatique par bague, que nous décrirons plus loin.

ETUDE DU COUSSINET.

Le coussinet doit être fait d'un métal moins résistant à l'usure que le métal dont est constitué l'arbre. Il est plus économique, en effet, d'avoir à remplacer le coussinet que l'arbre lui-même.

Pour les fortes pressions et les faibles vitesses, on choisit généralement le bronze (84% de Cu, 16% de Sn).

Pour les arbres tournant vite et faiblement chargés, on préfère l'antifricition ou métal blanc (alliage d'antimoine et d'étain). Il résiste très bien à l'usure, bien qu'il présente très peu de dureté. Il ne possède pas assez de raideur pour constituer le coussinet proprement dit et ne peut être utilisé que pour garnir ce dernier intérieurement. L'antimoine est coulée dans une coquille en fonte. Pour le cas où elle n'adhérerait pas suffisamment à la fonte, on prévoit des rainures en queue d'aronde et des trous radiaux qui établissent une liaison entre le métal et la coquille (fig.87).

Enfin, pour des paliers très faiblement chargés (par exemple $p = 2 \text{ kg/cm}^2$), on utilise souvent la fonte, car, avec des pressions aussi faibles, l'usure est extrêmement faible. Le coussinet en fonte est évidemment moins cher que le coussinet en bronze; comparé au coussinet avec antifricition, il exige moins de main-d'oeuvre.

La surface extérieure comporte une partie dressée, la plus réduite possible, et une partie restant brute.

Les dimensions adoptées sont les suivantes (fig.88):

$$e_1 = 0,07 d + 5 \text{ mm} \quad e = 0,07 d + 2 \text{ à } 3 \text{ mm.}$$

Pour les coussinets avec garniture de métal blanc, on prendra des valeurs un peu supérieures (fig.87):

$$e_1 = 0,07 d + 8 \text{ mm} \quad e = 0,02 d + 2 \text{ à } 3 \text{ mm.}$$

Pour faciliter la circulation de l'huile, on creusait dans le coussinet supérieur des rainures en hélice, ou pattes d'araignée, qui aboutissaient au niveau de l'axe à une rainure creusée suivant une génératrice.

La théorie moderne du graissage montre que l'on a avantage à remplacer ces pattes d'araignée par des rainures axiales à bords chanfreinés.

Par ce procédé, on évite la rupture du film d'huile et, dans certaines conditions, on peut provoquer la formation de coins d'huile multiples favorables à l'obtention d'un coefficient de frottement faible.

Un point essentiel consiste à prévoir des moyens de liaison empêchant:

- a) un déplacement axial,
- b) un déplacement en rotation du coussinet.

a) Pour éviter un déplacement axial, on peut, ainsi que nous l'avons déjà vu, munir le coussinet d'oreilles ou rebords, s'encastrant sur le corps et le coussinet (fig. 89).

Une autre disposition consiste à réaliser dans la partie médiane du coussinet, un renflement cylindrique s'encastrant dans le chapeau et le corps (fig. 90). Les deux faces verticales de ce renflement doivent être dressées.

b) Pour empêcher la rotation du coussinet, on peut avoir recours à un tenon venu de fonte avec les coussinets. C'est une sorte de piton cylindrique appartenant à la moitié supérieure du coussinet et s'encastrant dans le chapeau (fig. 91). Ce dispositif n'est évidemment applicable que si l'épaisseur du coussinet permet de faire une rentrée pour ne parachever qu'une partie et laisser brute toute la partie médiane. Lorsqu'on ne peut laisser brute une partie du coussinet, on peut adopter un ou des tenon(s) rapporté(s) (fig. 92); on fore un trou dans le coussinet, on le taraude et on y introduit un prisonnier p, dont l'extrémité s'engage dans un logement de même forme ménagé dans le chapeau.

LE CHAPEAU.-

Il faut prévoir des dispositifs analogues pour le chapeau. On empêche tout déplacement du chapeau perpendiculairement à l'axe, à l'aide d'un encastrement t du chapeau entre le corps et l'arbre (fig. 93).

Pour le déplacement axial, on donne aux oreilles O du coussinet, des dimensions telles que le rebord du coussinet supérieur recouvre une partie du corps du palier. Le coussinet sera, de cette façon, immobilisé; il en sera de même du chapeau qui est encasté entre les oreilles de ce coussinet.

On pourrait aussi, pour éviter à la fois les deux déplacements, se servir d'un encastrement t, (fig. 94). Cette disposition conduit à un parachevement qui ne peut être exécuté mécaniquement.

Aujourd'hui, on a généralement recours à l'emboîtement cylindrique, qui empêche le déplacement suivant l'axe et le déplacement perpendiculaire. Cet emboîtement consiste en un creux cylindrique dans le chapeau qui correspond à une surépaisseur dans le corps (t, fig. 95). Avec ce système, il reste comme mouvement possible, une rotation autour d'un axe vertical passant par le centre des circonférences délimitant cet emboîtement. Mais l'arbre constitue à ce point de vue une liaison suffisante, puisque cette rotation aurait pour effet de le cisailer.

L'emboîtement cylindrique est réalisable mécaniquement d'une manière simple. Il suffit de fixer successivement le chapeau et le corps à la plateforme du tour pour le réaliser.

Fixation du palier au support.-

On pourrait fixer le palier directement sur sa fondation. Mais, généralement, on interpose une semelle(s) d'attache qui facilite le démontage (fig. 96).

Les vides entre le palier et les griffes de la semelle sont comblés par des cales en bois (fig. 96).

GRAISSAGE DANS LES PALIERS.

On peut employer pour le graissage:

- a) des huiles animales, végétales ou minérales,
- b) des graisses plus ou moins consistantes.

Nous pouvons résumer comme suit les différents modes de graissage:

- 1°) graissage avec une graisse consistante par un graisseur appelé STAUFFER;
- 2°) graissage par mèche;
- 3°) graissage par compte-gouttes,
- 4°) graissage par bague fixe ou mobile,
- 5°) graissage forcé.

1°) Graissage par Stauffer.-

Le graisseur est représenté à la fig. 6^a, pl. XV. C'est, en somme, un godet portant une partie filetée, sur laquelle on visse un couvercle.

En faisant tourner ce couvercle, on exerce une pression sur la graisse qui remplit le godet et on l'oblige à passer par le tube central, du godet au coussinet.

Ce système a l'inconvénient de n'être pas automatique. Il offre cependant une sécurité assez grande: en effet, si, par suite du manque d'attention de l'ouvrier, le palier s'échauffe trop fortement, la graisse fond et le graissage se réalise de lui-même. Le graisseur Stauffer présente, par contre l'avantage de pouvoir être employé dans les mécanismes exposés aux projections d'eau, de boue ou de poussières (graisseurs de ressorts d'autos sur les organes en mouvement).

2°) Graissage par mèche.-

Nous avons eu l'occasion de voir le système appliqué dans les paliers rudimentaires étudiés au début du chapitre. La fig. 6^c, Pl. X, donne le schéma d'un godet graisseur qui se prolonge dans sa partie centrale par un tube qui conduit au coussinet. La mèche traverse ce tube et vient baigner dans l'huile du godet et la conduit à l'arbre par capillarité.

L'inconvénient de ce système consiste en ce que l'on ne peut pas régler la quantité d'huile fournie.

3°) Graissage par compte-gouttes.-

Le graisseur (fig. 6^e, pl. X) est constitué d'un réservoir cylindrique en verre, de telle manière qu'on puisse voir le niveau de l'huile. Au-dessus du couvercle, un dispositif déplace un pointeau qui laisse passer, en un temps donné, un nombre déterminé de gouttes. Un dispositif permet également d'arrêter le fonctionnement sans toucher au pointeau, c.à.d. sans rien changer au réglage.

Planche XV

Ces graisseurs ne sont pas utilisés dans les transmissions parce que la surveillance n'y est pas assez grande. On les emploie - par exemple - dans les machines à vapeur, pour le graissage des organes importants, le machiniste pouvant, à tout instant, se rendre compte du fonctionnement.

4°) Le graissage le plus communément employé dans les transmissions est le graissage par bagues. Aussi l'étudierons-nous spécialement. (voir fascicule spécial).

5°) Le graissage forcé consiste à refouler l'huile par une pompe; c'est le système utilisé dans les machines à très grandes vitesses angulaires, telles les turbines à vapeur. Cette pompe envoie l'huile par un système de canalisations, jusqu'aux différents endroits à graisser. Une série de pointeaux réglables permet de doser la quantité d'huile destinée à chacun des organes. Ce système présente l'avantage de permettre un graissage rationnel des machines tout en simplifiant la surveillance.

* *
*

Avant d'aborder l'étude des paliers à bague de graissage, il nous reste à examiner les dispositions adoptées pour éviter que l'huile amenée en excès par les bagues de graissage ne puisse dépasser les extrémités des coussinets et s'écouler hors du palier.

La fig. 9a représente une bague coupe-huile b séparée du coussinet et fixée à l'arbre par une vis noyée. L'huile cheminant le long de l'arbre à sa sortie du coussinet, arrive à l'aplomb de cette bague. La rotation de cette bague amène cette huile sur la face verticale et, sous l'action de la force centrifuge, la disperse en gouttelettes, qui retombent à la partie inférieure et sont ramenées par des conduits inclinés au réservoir d'huile.

Dans la fig. 9b, on a remplacé cette bague par des rainures faites dans l'arbre; ce système est moins efficace et a pour résultat de déformer l'arbre. On préfère généralement, surtout quand on ne peut savoir quel sera l'emplacement exact de l'arbre vis-à-vis des paliers, utiliser le système représenté à la fig. 9c.

Une rainure circulaire r creusée dans le coussinet communique, par 2 ouvertures, avec l'extérieur; l'une, à la partie inférieure, permet l'écoulement de l'huile; l'autre, à la partie supérieure, est destinée à permettre à la pression atmosphérique, de s'établir dans la rainure et de créer ainsi une hauteur de charge égale au diamètre assurant l'écoulement vers le bas.

On se borne quelquefois à forer un trou o dans le coussinet et à donner un coup de scie f (fig. 10a). L'huile est râclée par les bords de cette fente et ramenée ainsi dans le palier.

Dans la fig. 10b, le râclage de l'huile se fait par les bords d'un biseau r pratiqué dans le coussinet.

PALIER A BAGUE DE GRAISSAGE.

Il y a lieu de distinguer dans cette catégorie:

- 1) les paliers à bague fixe,
- 2) les paliers à bague flottante.

Chacun de ces types comprend des:


- a) paliers à coussinets fixes,
- b) paliers articulés à coussinets mobiles.

PALIER A BAGUE MOBILE (fig. 3, Pl. IX).-

La bague, d'un diamètre supérieur à celui de l'arbre, repose sur ce dernier. Par le bas, elle plonge dans un réservoir plein d'huile et en participant au mouvement de rotation, grâce au frottement, elle entraîne l'huile qui se répand sur l'arbre.

Les bagues sont généralement en deux parties, pour faciliter la mise en place.

PALIER A BAGUE FIXE. (fig. 4, Pl. IX).-

Une bague alésée au diamètre de l'arbre et fixée sur celui-ci par la pression de petits ressorts-dilatation baigne dans l'huile à sa partie inférieure et entraîne par sa rotation une couche d'huile qui est détachée à la partie supérieure par un racloir en forme de . Elle s'écoule par deux conduits vers une rainure longitudinale creusée dans le plafond du coussinet supérieur, d'où elle se répand entre l'arbre et le coussinet. Souvent, cette rainure est supprimée.

Une bague peut être fixée et servir de butée. (fig. 4, pl. IX).

Le fonctionnement des bagues (fixes ou mobiles) étant compris, il importe d'insister sur la forme à donner aux demi-coussinets pour pouvoir les réaliser en une seule pièce. Dans le cas de la bague mobile, on réalise dans le coussinet supérieur une sorte de pont sous lequel la bague trouve place et on choisit les dimensions de cette bague de façon à ce qu'elle n'entame pas le coussinet inférieur. Dans le cas d'un palier à bague fixe, on ménage un pont dans le coussinet inférieur comme dans le coussinet supérieur.

PALIER ARTICULES OU A ROTULES.-

Ce sont des paliers à coussinet mobile, que l'on emploie quand il faut supporter des tourillons présentant un rapport l/d égal ou supérieur à 3, la flexion de l'arbre pouvant, si le coussinet est fixe, créer des pressions locales trop fortes, qui provoqueraient l'échauffement du coussinet et le grippement.

Le principe du palier à rotules est le suivant: le coussinet porte en relief, à la partie supérieure et à la partie inférieure, deux calottes sphériques appartenant à une même sphère, dont le centre est sur l'axe du tourillon. Celles-ci se placent dans deux calottes de même forme, réalisées en creux dans le corps et le chapeau.

De cette façon, le coussinet peut subir des déplacements dans toutes les directions. Les paliers à rotules peuvent d'ailleurs appartenir à deux types différents:

- a) (fig. 5, Pl. X).- Le coussinet est mobile dans une boîte fixe, qui

sert de réservoir à huile. Une précaution s'impose dans ce cas; il faut assurer un contact parfait entre le couvercle et le corps du palier pour éviter que des poussières viennent salir le bain d'huile. Or, il n'est pas possible d'assurer ce contact parfait par le travail de parachèvement à la fois entre la rotule et son logement et entre le couvercle et le corps du palier. Aussi a-t-on soin de rendre mobile, à l'aide d'une vis de pression, la calotte destinée à recevoir la rotule supérieure. On pourra ainsi, par le serrage de la vis, assurer un contact parfait, sans serrage de nature à rendre difficile le déplacement du coussinet.

b) (fig.6, Pl.XI).- Les coussinets viennent de fonderie avec une boîte qui les enveloppe et qui constitue le réservoir d'huile. C'est tout cet ensemble qui se meut entre le corps et le chapeau de la cage portant le coussinet. La disposition à rotule conduit presque inévitablement à utiliser deux bagues de graissage.

PALIER A BILLES.

Dans ces paliers, on substitue, au frottement de glissement, le frottement de roulement. Ils absorbent donc moins de puissance que les précédents.

Quoique le principe soit fort simple, les roulements à billes ont tardé à se répandre dans la pratique. C'est, qu'en effet, ils exigent des billes d'une régularité absolue, sinon sous l'action des pressions et des vibrations, elles se brisent et les fragments entraînés entre les chemins de roulement détruisent rapidement ceux-ci. Actuellement, la fabrication est arrivée à une perfection telle que les roulements à billes ne donnent plus lieu à aucun mécompte.

Les paliers les plus connus sont les paliers S.K.F. (fig.7, Pl.XII). Ils sont caractérisés par l'emploi de deux rangées de billes disposées, en quinconce, dans une cage appropriée et d'un chemin de roulement extérieur sphérique permettant aux billes de conserver, lorsque l'arbre s'incline, un contact parfait avec celui-ci.

Faute de cette disposition du chemin de roulement extérieur, on est forcé d'enfermer celui-ci dans une enveloppe dont le tracé extérieur, en forme de sphère, rend possible l'inclinaison de l'arbre. Il résulte de cette disposition même des paliers à billes, que la flèche, que tend à prendre l'arbre, est plus grande, toutes choses égales, qu'avec les paliers ordinaires et qu'il y a lieu d'en tenir compte dans le calcul.

La supériorité des paliers à billes est manifeste au point de vue rendement lorsqu'il s'agit de transmissions fortement chargées; tandis que le coefficient de frottement par roulement à billes est voisin de 0,002, il doit être pris, pour les paliers ordinaires bien graissés, aux environs de 0,01.

L'usage des paliers à billes s'explique donc pour les transmissions de grande longueur, fortement chargées et, tout particulièrement, dans le cas où le courant servant à la fourniture de la force motrice doit être acheté.

PALIER DE BUTEE A BILLES (Fig.8, Pl.XII).-

Le roulement à billes est utilisé avec succès pour équilibrer un effort axial.

PIVOTS ET CRAPAUDINES.

Quand il s'agit d'un arbre vertical, l'extrémité engagée dans le support porte le nom de PIVOT. Quant à ce support, il s'appelle CRAPAUDINE.

La crapaudine (fig.9, Pl.XII) se compose d'une buselure alésée intérieurement au diamètre du pivot et munie à la partie supérieure d'un épaulement par l'intermédiaire duquel elle repose sur un corps en fonte.

Un ergot encastré en partie dans la fonte et en partie dans la buselure empêche toute rotation de celle-ci. Le pivot, passant à l'intérieur de la buselure, est muni, à son extrémité, d'une pièce en acier trempé, par l'intermédiaire de laquelle il presse sur un grain en acier trempé également. Ce grain repose sur le corps en fonte par une surface sphérique, qui lui permet de prendre de légères inclinaisons et maintenir toujours, de cette façon, une répartition uniforme de la pression entre le pivot et le grain. Un prisonnier empêche la rotation du grain. Pour le graissage, les choses sont conçues de la façon suivante: on ménage dans la fonte un conduit horizontal, que nous désignerons par I. Celui-ci aboutit au centre de la pièce à un conduit vertical II, qui se prolonge dans le grain lui-même jusqu'à la surface de contact entre le grain et le pivot. La face de contact du pivot porte une rainure diamétrale. L'huile contenue dans cette rainure est projetée à la périphérie par suite de la force centrifuge. On a laissé tout autour du grain une couronne creuse, sauf quelques nervures nécessaires pour le centrage du grain.

L'huile projetée par la rotation peut, de cette façon, redescendre dans le canal I et il s'établit ainsi une circulation abondante entre le pivot et le grain.

CALCUL DU PIVOT.-

Le pivot résiste à la compression; mais les efforts-limites que l'on peut tolérer sont bien inférieurs à ceux fixés pour les conditions de résistance, car il importe, avant tout, d'assurer un bon graissage et, partant, de limiter la pression spécifique à une valeur inférieure à celle qui déterminerait l'expulsion de l'huile.

Supposons que le pivot reçoive une poussée axiale P et soit soumis à une rotation de N tours par minute.

Etudions la répartition des pressions. Pour cela, considérons une couronne annulaire de rayon r et d'épaisseur dr (fig.101). Si nous désignons par p la pression unitaire à une distance r du centre, la couronne supportera une pression égale à $p \cdot 2\pi r dr$ et nous pourrions écrire:

$$P = \int_0^{r_0} p \cdot 2\pi r dr \tag{1}$$

Pour effectuer cette intégrale, nous devons trouver la loi qui lie p à r.

Nous admettons que l'usure normale μ_n est proportionnelle au travail par unité de surface

$$\mu_n = k \frac{dT}{2\pi r dr} \quad (2)$$

En faisant encore l'hypothèse d'un coefficient de frottement μ , indépendant de p, nous aurons évidemment:

$$dT = 2\pi r dr p \mu_1 \omega r \quad (3)$$

ω étant la vitesse angulaire.

En remplaçant dT par cette valeur dans l'équation (2), il vient:

$$\mu_n = k p \mu_1 \omega r$$

Or, l'expérience nous apprend que l'usure normale est la même en tous les points: μ_n est donc constant

$$\mu_n = k p \mu_1 \omega r = k'$$

et l'on peut tirer de là:

$$pr = \text{constante} = k''$$

L'expression de P devient donc, d'après (1)

$$P = \int_0^{r_1} 2\pi k'' dr = 2\pi k'' r_1 = 2\pi p_m r_1$$

et enfin

$$p = \frac{1}{2} \frac{P}{\pi r_1} \frac{1}{r} = \frac{1}{2} \frac{P}{\pi r_1^2} \frac{r_1}{r} = \frac{1}{2} p_m \frac{r_1}{r}$$

p_m désignant la pression spécifique moyenne.

On se trace, à la figure 101, le diagramme de p en fonction de r. De ce que $pr = k''$, on conclut que la courbe représentative de p est une hyperbole équilatère pour laquelle l'axe du pivot est un asymptote.

Au centre, c.à.d. pour $r = 0$, la pression est théoriquement infinie. En pratique, il n'en est pas ainsi, la partie centrale étant d'ailleurs supprimée pour permettre l'arrivée de l'huile.

La notion de pression spécifique étant introduite, on s'arrangera pour limiter celle-ci à:

$$p_m = 60 \text{ kg/cm}^2 - 90 \text{ kg/cm}^2 = \frac{P}{\pi r_1^2}$$

Ces valeurs sont nettement différentes de celles qui sont adoptées pour les paliers porteurs. Le mode de graissage est d'ailleurs absolument différent. Dans la crapaudine, l'expulsion de l'huile détermine la continuité du graissage.

Comme pour les paliers porteurs, il ne suffit pas de limiter la pression spécifique, il faut encore limiter le produit pv.

De l'équation (3), on peut tirer:

$$T = \int_0^{r_1} 2\pi r dr p \mu_1 \omega r = \frac{1}{2} p_m r_1 \int_0^{r_1} 2\pi \mu_1 \omega r dr = \frac{1}{2} p_m 2\pi r_1 \mu_1 \omega \frac{r_1^2}{2}$$

$$T = (p_m \cdot \pi r_1^2) \frac{\mu_1 \omega r_1}{2} = \frac{1}{2} P \mu_1 \omega r_1 = \frac{1}{2} P \mu_1 v$$

si v désigne la vitesse périphérique.

On voit que la puissance spécifique perdue est plus petite à pression et vitesse égales que pour le tourillon. Cela tient à ce que, dans le tourillon, les différents éléments participant au frottement ont tous la vitesse maximum v, tandis que, dans le pivot, les éléments ont des vitesses variant de 0 pour le centre à v pour la périphérie seulement. On pourra, en conséquence, adopter pour le produit pv une limite supérieure à celle qui a été choisie pour les tourillons. Soit, dans les mêmes conditions:

$$pv \leq 30 \text{ kgm/cm}^2/\text{sec.}$$

PALIER A CANNELURES.-

Quand un arbre horizontal est soumis à un effort axial important qu'il faut équilibrer, on a recours à une butée à billes ou à un palier à cannelures (fig.10, p.XI). On peut calculer le diamètre d à donner aux cannelures, en vérifiant le travail spécifique et la pression. Si P est la poussée axiale, n le nombre de cannelures, et p la pression-limite admise, le diamètre d' sera donné par la relation (1), dans laquelle on met n/2 pour n:

$$p = \frac{P}{\frac{n}{2} \left(\pi \frac{d'^2}{4} - \pi \frac{d^2}{4} \right)}$$

Les cannelures ne portant jamais toutes également.

En effet, pour obtenir une répartition uniforme de la pression, les cannelures sont rodées. Mais, quel que soit le soin apporté dans cette opération, il n'est pas possible de faire de sorte que la poussée axiale se répartisse uniformément sur toutes les cannelures, étant donné que l'arbre et le coussinet ne se dilatent pas de la même façon. Il est donc prudent, pour le calcul, de ne pas compter sur toutes les cannelures. On s'imposera, pour la même raison que précédemment, une valeur du produit pv relativement faible: 10 kgm/cm²/sec.

Dans les navires, les paliers à cannelures sont conçus de telle sorte que la position de ces cannelures puisse être réglée à volonté. Pour cela, elles sont supportées par une tige filetée et maintenues en place par écrou et contre-écrou. Si une cannelure vient à porter trop fort, elle s'échauffe; en la déplaçant légèrement de façon à diminuer la pression, on rétablit l'équilibre.

Remarque.-

La théorie du graissage dans un palier a été faite par Osborne REYNOLDS. Il a été amené aux conclusions suivantes: théoriquement, le graissage n'est pas possible entre deux surfaces planes rigoureusement parallèles. Pratique-

ment, on s'approche d'ailleurs de ce résultat, car on a vu, en effet, que les pressions-limites admises étaient relativement faibles: 20,30 kg/cm². Reynolds a établi, au contraire, que le graissage peut se faire d'une façon parfaite entre deux surfaces pressées l'une sur l'autre par des efforts atteignant 300 kg/cm², si on s'arrange pour que les surfaces ne soient pas maintenues parallèles, mais soient capables de prendre un très petit angle d'inclinaison l'une par rapport à l'autre. On réalise ainsi une sorte de coin d'huile. Cette théorie de Reynolds a été récemment appliquée par A. MITCHELL, avec un réel succès, à un palier de butée. On arrive à réaliser ainsi des paliers supportant de fortes pressions avec un seul anneau de butée, et, par conséquent, un moindre encombrement. C'est ce qui explique que ce type de palier soit aujourd'hui d'un usage courant, pour les turbines notamment. Il en existe de différents modèles, mais dans tous, la caractéristique essentielle est la substitution d'une surface portante composée de segments oscillant autour d'un couteau placé à peu près à égale distance des arêtes d'entrée et de sortie.

Le point délicat est de permettre aux différents segments de se placer automatiquement à la même hauteur, de façon que la pellicule d'huile ait la même épaisseur moyenne dans tous les segments. Diverses dispositions sont employées à cet effet, par les différents constructeurs.

§ 3.- SUPPORTS DE PALIERS.

Les paliers sont généralement fixés sur des supports spéciaux, ces derniers étant reliés à une fondation, à une partie horizontale, à un mur ou à une colonne verticale. Suivant ces différents cas, les supports reçoivent des formes appropriées.

a) Le palier doit reposer sur une fondation. - Dans ce cas, on ne fixe pas directement le palier sur la fondation, ce qui aurait pour résultat de créer de grandes difficultés pour le démontage et pour le réglage lors de la mise en place. On utilise une semelle d'attache (fig.1, Pl.XIII). Cette semelle consiste en une épaisse plaque de fonte avec nervures, fixée à titre définitif sur le massif en maçonnerie.

Les surfaces de portée des paliers sur la semelle sont rabotées. Les semelles ont l'avantage de répartir la charge des paliers.

b) Pour des paliers devant supporter des arbres traversant des murs, on a recours à la niche murale (fig.2, Pl.XIII), dont le profil en forme d'arc est approprié pour soutenir la maçonnerie.

c) Les chaises en bout sont destinées à être placées à l'extrémité d'une ligne de transmission dans le sens de la longueur, contre un mur ou un poteau (fig.3, Pl.XIII).

d) Les chaises pendantes (fig.4, Pl.XIV) sont employées pour la fixation des transmissions au plafond ou à des poutrelles. Leur grande assise assure une stabilité parfaite. Elles se fixent au moyen de boulons qui, selon le genre de poutrellage, sont tenus par des contre-plaques en fonte ou

en acier (voir fig. 102, 103).

On peut employer aussi des pendants pour coussinets à rotules (fig.102). Leur application s'impose pour des arbres tournant à de grandes vitesses; les pressions se répartissent, en effet, uniformément sur toute la largeur du coussinet, grâce à la rotule dont l'axe devient le centre de pression de toutes les charges.

La disposition adoptée a l'avantage de permettre un réglage de l'axe dans le sens vertical. Le réglage est obtenu par l'emploi de deux grosses vis à filet carré, dont les surfaces de contact présentent une cavité fraisée se rapportant exactement aux calottes sphériques des coussinets. Ces vis sont immobilisées après réglage par une vis de calage.

Les pendants à rotule peuvent être munis d'une entretoise, dans le cas où les coussinets exercent de fortes tensions dans le sens horizontal.

Nous trouvons aussi, basées sur le même principe, les consolles murales (fig.106).

e) Pour les transmissions fixées le long des murs, on utilise la console murale (fig.5, Pl.XV). La fig.104 montre une console pour paliers à rotule.

§ 4.- ACCOUPLLEMENTS.

Les accouplements sont destinés à relier deux arbres entre eux, de façon à communiquer à l'un le mouvement de rotation de l'autre.

On distingue les

ACCOUPLLEMENTS	}	A) <u>Fixes</u>	{ à manchon fretté à manchon pincé à plateaux
		B) <u>Mobiles</u>	{ à griffes à friction
		C) <u>Spéciaux</u>	{ à broches à lanières à la cardan

A) ACCOUPLLEMENTS FIXES.-

Ces accouplements réunissent les arbres invariablement, comme si ceux-ci étaient d'une seule pièce.

1) Accouplement à frettes (fig.1, Pl.XVI).-

Il est constitué par deux coquilles en fonte alésées intérieurement à un diamètre légèrement inférieur au diamètre des arbres à assembler; extérieurement, elles sont biconiques, de façon que des frettes en acier chassées sur ces coquilles déterminent un serrage énergique qui amène les arbres à être rigoureusement en ligne et crée un frottement suffisant pour transmettre le couple de torsion.

Le montage et le démontage se font rapidement, sans déplacement latéral des arbres. Souvent, pour des facilités de réalisation, le manchon est coulé en une seule pièce, après avoir eu soin d'y ménager deux rainures longitudinales diamétralement opposées ne laissant subsister que quelques millimètres d'épaisseur. On alèse le manchon et on le tourne extérieurement, puis, ayant foré quelques trous dans le fond des rainures, on sépare le manchon en 2 pièces, par des coups de burin.

2) Accouplement à pincage (fig.2, Pl.XVI).-

Cet accouplement est constitué par un manchon en fonte, en 2 pièces séparées par un plan passant par l'axe des arbres à assembler. Ces pièces sont pincées, sur les deux bouts d'arbres, à l'aide de boulons qui sont soumis, de ce chef, à la traction. Le pincage des pièces cylindriques sur les arbres crée un frottement qui contribue à produire une solidarité entre les arbres et le manchon; cette solidarité peut être accrue par la présence d'une cale lorsque les efforts sont appliqués avec chocs.

Extérieurement, le manchon a la forme d'un cylindre, dans lequel des évidements sont pratiqués pour le placement des boulons. Ceux-ci se calculent de façon à ce que le moment dû au frottement soit égal au moment résistant de l'arbre.

3) Accouplement à plateaux (fig.3, Pl.XVI).-

Les arbres à accoupler portent à leur extrémité des plateaux calés au moyen de cale chassée. La liaison entre les plateaux qui s'appliquent parfaitement l'un contre l'autre est établie au moyen de boulons travaillant au cisaillement.- Les trous de boulons doivent être alésés et les corps des boulons devront être tournés de façon à ce que l'introduction dans leur logement doive se faire au maillet.

Calcul de l'accouplement.- Soit d le diamètre des arbres à accoupler. On adopte d'abord, pour le moyeu, un diamètre $d' = 1,8 d$, suffisant pour éviter l'éclatement du moyeu sous l'action de la cale, et une longueur $= 1,5 d$ assurant une longueur suffisante à la cale pour éviter que la pression sur les faces ne dépasse une valeur admissible et assurer une orientation parfaite du plateau par rapport à l'arbre.

On se fixe alors un diamètre s de boulon. Généralement, on adopte $s = d/8 + 10$ mm. sans toutefois descendre en-dessous de $5''/8$ pour des raisons de manipulation. Le diamètre s étant ainsi choisi, les écrous auront un diamètre $2s$ et, dès lors, la valeur la plus faible qu'il soit possible d'adopter pour D' sera:

$$D' = d' + 2s + 20 \text{ mm}$$

le dernier terme étant introduit pour tenir compte des congés de raccord.

Pour transmettre un moment de torsion M_t , il doit se développer à la périphérie de la circonférence de diamètre D' un effort F donné par:

$$F \cdot \frac{D'}{2} = M_t = R' \cdot \frac{\pi d^3}{16} \quad (1)$$

R' étant le coefficient de résistance de l'arbre au cisaillement, soit

$$R' = \frac{4}{5} \frac{R_o}{K} \frac{2}{3} \quad \text{cisaillement et effort par arbre}$$

Si $R_o = 45 \text{ kg}$

$$R' = 4 \text{ Kg/mm}^2$$

en prenant un coefficient de sécurité égal à 6.

Après avoir tiré la valeur de F de la relation (1), il suffira d'écrire que les boulons doivent présenter, dans leur ensemble, une résistance au cisaillement égale à F :

$$F = n \cdot \frac{\pi s^2}{4} \cdot R' \quad (2)$$

relation dans laquelle R' représente, cette fois, le coefficient de résistance au cisaillement des corps de boulon.

La relation (2) permettra de trouver le nombre n des boulons. Il reste enfin à voir si ces n boulons répartis sur une circonférence de diamètre D' laissent entre eux un espace suffisant pour le placement.- Le diamètre extérieur D des plateaux sera ensuite fixé de façon à réduire autant que possible l'encombrement, tout en ménageant une couronne destinée à protéger les têtes de boulons et les écrous.

Il existe une variante de cet accouplement à plateaux, qui n'entraîne pas la nécessité d'avoir des boulons emplissant exactement leur logement.

L'entraînement ne se fait plus grâce à la résistance des boulons au cisaillement, mais il est dû au frottement créé entre les plateaux par un serrage énergique des écrous. Les boulons résistent, dans ce cas, à la traction. Le contact des plateaux se fait uniquement par une surface annulaire parfaitement dressée et située à la périphérie. Si on désigne par D'' le diamètre moyen de cette surface annulaire, on peut admettre que le frottement créé entre les deux surfaces annulaires se réduit à un effort Q appliqué à la périphérie de la circonférence de diamètre D'' . Cet effort tangentiel Q doit être suffisant pour transmettre le moment de torsion M_t , de sorte que

$$Q \cdot \frac{D''}{2} = M_t = \frac{R' \cdot \pi d^3}{16} \quad (1)$$

On tire Q de cette relation. Cet effort de frottement Q ne pourra être produit que par une pression appropriée entre les deux surfaces en contact, pression F qui se déduira de

$$F \cdot f = Q \quad (2)$$

f , coefficient de frottement, sera pris égal à 0,15.

Les boulons seront donc soumis à un effort de traction total égal à F . Si n est leur nombre

$$F = n \cdot 0,7 \frac{\pi s^2}{4} \cdot R \quad (3)$$

R étant le coefficient de résistance des boulons à la traction, soit

reduit supplémentaire laise

R = 4 à 5 kg/mm². La relation (3) permet de déterminer l'une des valeurs n ou s, si on s'impose l'autre.

Dans les machines marines, en vue de diminuer l'encombrement, on fait usage de plateaux venus de forge avec l'arbre (fig.105). De plus, on remplace les boulons cylindriques par des boulons coniques remplissant mieux leur logement. On peut, dans ce cas, calculer l'épaisseur à donner au plateau. Il faut remarquer, en effet, que sous l'action du couple de torsion, le plateau tend à se cisailer suivant une surface cylindrique de diamètre d et de hauteur e (en ne tenant pas compte du congé). On doit donc avoir:

$$\pi d e R' \cdot \frac{d}{2} = M_t = R \frac{\pi d^3}{16}$$

$$e = \frac{R}{R'} \cdot \frac{d}{8}$$

R représente la résistance de l'arbre à la torsion.

Or, la charge R n'est rien d'autre qu'un cisaillement, de telle sorte qu'on devrait prendre R = R'. Mais en faisant l'hypothèse que le plateau travaille seulement au cisaillement, nous avons fait une hypothèse trop favorable. En effet, sous l'action de leur poids et du poids de l'arbre, les plateaux tendent à fléchir. Aussi, pour conserver le même coefficient de sécurité, devons-nous prendre R' < R. Nous adopterons R' = 1/2 R, ce qui donne: e = d/4.

S'il s'agissait d'un plateau en fonte, on devrait prendre pour R', non la valeur de R, mais la valeur correspondant au cisaillement de la fonte, plus faible dans le rapport des charges de rupture, soit 4, ce qui conduit à:

$$e = \frac{d}{2}$$

B) ACCOUPLLEMENTS MOBILES.-

1) Accouplement à griffes (fig.106 et fig.6, Pl.XVI).-

Les deux plateaux portent des dents alternant avec des creux, de dimensions telles que les dents de l'un puissent pénétrer dans les creux correspondants de l'autre, sans qu'il y ait de jeu.

L'un des manchons, m₁, est calé sur l'arbre au moyen d'une cale chassée; l'autre, m₂, peut coulisser sur une cale fixée sur l'arbre par des vis à tête noyée. On peut faire glisser le manchon mobile dans le sens de l'axe de façon à embrayer ou débrayer. La manoeuvre se fait par un levier en fer du premier genre, dont le petit bras est en forme de fourche. Aux extrémités des bras formant la fourche, se trouvent vissés deux petits tourillons, sur lesquels pivotent deux coussinets ayant la largeur de la gorge r pratiquée dans le moyeu du plateau mobile. Une bague b, fixée à l'arbre par vis noyée, limite le déplacement du manchon. Le nombre des dents est de deux pour les petits manchons, de 4 à 6 pour les grands.

Si nous développons la surface cylindrique limitant extérieurement les plateaux, les dents viennent s'aligner en ligne droite et affecter, sui-

vant les cas, les formes représentées aux Figures 107 et 108.

La disposition de la Fig.107 a l'avantage de donner des dents robustes et de permettre, à la fois, la marche avant et la marche arrière. Mais le débrayage est difficile. Les dents de la fig.108 au contraire, ne peuvent réaliser la marche que dans un sens, mais elles permettent un débrayage plus facile.

Les accouplements à griffes présentent sur les accouplements fixes l'avantage de pouvoir débrayer pendant la marche; le couplage ne peut toutefois se faire qu'en période d'arrêt. A cause de la présence de la cale dormante sur laquelle coulisser le manchon mobile, il n'est guère possible de faire usage de ces accouplements dans le cas où les efforts de démarrage sont considérables et appliqués brusquement; on arriverait très rapidement, dans ces conditions, au matage de la cale dormante. On peut remédier à ce dernier défaut par l'emploi d'un embrayage à griffes avec coulisseau intermédiaire (fig.7, Pl.XVII). Ces embrayages se composent de deux plateaux dentés fixés par cales chassées sur les deux bouts d'arbre. Sur le moyeu de l'un des plateaux coulisser un 3^{me} plateau, portant des dents de même longueur que celles des autres plateaux. Ce plateau coulissant, en venant intercaler ses dents sur les creux laissés par les autres, empêche tout mouvement relatif des 2 plateaux fixes. Les cales des moyeux de cet accouplement étant chassées, elles ne risquent pas de prendre du jeu et de provoquer le décalage.

Remarque.- On peut utiliser des manchons à griffes calés sur les deux bouts pour assembler des tronçons de grande longueur, de façon à assurer la libre dilatation de ceux-ci avec les variations de température. Les accouplements mobiles ne permettent pas d'embrayer pendant la marche. Lorsque l'embrayage en marche s'impose, on a recours aux accouplements à friction.

2) Accouplements à friction.-

On peut distinguer les accouplements à friction par:

- { cônes
- { bague élastique
- { patins.

Dans ces accouplements, la liaison est établie par les forces de frottement qui se développent entre des surfaces entrant en contact au moment de l'embrayage. Dans l'accouplement de la fig.8, Pl.XVII, ces surfaces sont coniques et appartiennent à deux plateaux, dont l'un est rendu solidaire de l'arbre par l'emploi d'une cale chassée, et dont l'autre peut coulisser sur une cale dormante, sous l'action d'un levier approprié. Dans cette disposition, si les plateaux viennent à gripper, il est très difficile de les désembrayer. D'autre part, les pressions qui s'exercent normalement aux surfaces coniques donnent lieu à des composantes axiales, qu'il est nécessaire d'équilibrer. Ces inconvénients disparaissent dans l'accouplement à bague élastique représenté à la fig.109.

Un manchon m₂ fixé sur l'extrémité d'un des arbres se prolonge pour constituer une sorte de cuvette. Un manchon m₁, logé à l'intérieur de cette cuvette, est calé sur l'extrémité de l'autre arbre; il porte par un bras une couronne cylindrique fendue suivant le rayon opposé au bras.

Un manchon à gorge m, mobile suivant l'axe sur la cale C, attaque

par un levier l_1, l_2 la couronne b qui peut s'ouvrir et presser sur la cuvette fixe (embrayage) ou se fermer et cesser d'être en prise (désembrayage). A cet effet, la couronne est rendue flexible par une diminution continue de l'épaisseur à partir de la nervure qui la rattache au moyeu; les deux lèvres en regard sont munies de brides taraudées en sens inverse, qui reçoivent un axe filoté aux deux bouts (en sens inverse également). Cet axe est mis en rotation dans un sens ou dans l'autre, suivant que le levier l_1, l_2 s'élève ou s'abaisse. Le double filet de cet axe produit alors l'écartement ou le rapprochement des 2 oreilles de la couronne. - Dans ce dispositif, il n'y a aucun danger de coincement. En outre, la dilatation du cercle intérieur produit des pressions normales à l'axe, qui n'admettent, par conséquent, pas de résultante suivant cet axe.

Enfin, une troisième disposition d'accouplement à friction est donnée par la fig.9, Pl.XVII. Deux plateaux sont encore calés sur les extrémités des arbres, l'un enveloppant l'autre. Ce dernier porte des glissières dans lesquelles des patins peuvent coulisser radialement. Ces patins peuvent être pressés sur la surface interne du premier plateau, grâce à la tension des ressorts. Les patins sont garnis de sabots en chêne, qui donnent lieu à un frottement supérieur à celui qui correspond à la fonte sur fonte.

Calcul d'un accouplement à friction. - Soit à calculer un accouplement avec cônes, tel que celui de la fig.8, Pl.XVII. Nous allons déterminer le rayon moyen r des cônes (fig.110). Désignons par Q la force totale (dirigée suivant l'axe) déployée pour embrayer, par N , l'effort normal qui en résulte au contact de deux demi-surfaces coniques et par f , le coefficient de frottement.

La théorie du coin qui a été faite nous permet d'écrire:

$$Q = 2 V \operatorname{tg} (\alpha + \varphi) \quad (1)$$

Or, $V = R \cos (\alpha + \varphi)$

et $R = \frac{N}{\cos \varphi}$

Donc: $V = \frac{N \cos (\alpha + \varphi)}{\cos \varphi}$

En remplaçant dans (1), il vient:

$$Q = \frac{2 N \cos (\alpha + \varphi)}{\cos \varphi} \operatorname{tg} (\alpha + \varphi)$$

Or, $\operatorname{tg} \varphi = f$

donc $Q = 2 N (\sin \alpha + f \cos \alpha) \quad (2)$

L'effort normal N engendre pour chaque demi-surface conique, un effort tangentiel Nf , soit un effort $2 Nf$ pour la surface conique entière. L'expression $2 Nf.r$ représente donc le couple d'entraînement dû au frottement. Ce couple, moyennant une vitesse angulaire $2\pi N.60$, doit transmettre une puissance $75 N_e$:

$$2 Nf.r \cdot \frac{2\pi n}{60} = 75 N_e \quad (3)$$

n = nombre de tours.

Si nous remplaçons N par sa valeur tirée de (2), nous aurons:

$$\frac{Qf}{\sin \alpha + f \cos \alpha} 2\pi r = 75 \cdot 60 \cdot \frac{N_e}{n} \quad (4)$$

De là, nous déduirons Q ou r . Si, par exemple, l'embrayage se fait à la pédale, Q ne doit pas dépasser une certaine valeur. En introduisant, dans la relation, cette valeur de Q maximum, on pourra en déduire r :

$$r = 75 \cdot 60 \cdot \frac{N_e}{n} \cdot \frac{\sin \alpha + f \cos \alpha}{f} \cdot \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{1}{Q}$$

($f = 0,1 \dots 0,15$).

Détermination de α . - On peut s'imposer la condition que α soit assez petit pour que l'embrayage reste embrayé de lui-même. Il suffit d'exprimer, pour cela, que l'effort Q nécessaire pour désembrayer doit être positif: (fig.111).

$$\frac{Q}{2} = V \operatorname{tg} (\varphi - \alpha)$$

$$V = R \cos (\varphi - \alpha)$$

$$N = R \cos \varphi$$

$$\frac{Q}{2} = \frac{N}{\cos \varphi} \cos (\varphi - \alpha) \cdot \operatorname{tg} (\varphi - \alpha)$$

$$\frac{Q}{2} = N (\operatorname{tg} \varphi \cos \alpha - \sin \alpha)$$

Puisque $Q > 0$, il faut:

$$\operatorname{tg} \varphi \cos \alpha > \sin \alpha$$

soit $\operatorname{tg} \alpha < \operatorname{tg} \varphi$ ou $\alpha < \varphi$

Souvent, on choisit $\alpha > \varphi$ pour empêcher l'embrayage de se bloquer. Le calcul de l'embrayage à patins avec ressorts se fera de la même façon, mais au lieu de la relation (3), établie plus haut, nous aurons ici, en supposant 4 patins:

$$4 N f r \cdot \frac{2\pi n}{60} = 75 N_e$$

R = rayon de la jante;

N = effort radial sur chaque patin.

r sera choisi assez grand pour pouvoir y loger le mécanisme. On en déduira N et, par conséquent, les dimensions des ressorts.

C) ACCOUPLLEMENTS ELASTIQUES.-

1) Accouplements à broches (fig.4, Pl.XVI).-

Chaque arbre porte un plateau calé sur bout. Ces plateaux ne sont pas en contact l'un avec l'autre. L'un d'eux porte des broches boulonnées en porte-à-faux et garnies d'autre part de buselures en caoutchouc tenues en place par une rondelle goupillée. Dans le second plateau, des trous sont forés à un diamètre supérieur de 1 mm à celui des buselures et reçoivent celles-ci. Cet accouplement offre les avantages suivants: 1) il atténue les chocs au démarrage; 2) permet un déplacement axial relatif des deux arbres; 3) enfin, corrige l'influence des erreurs de montage.

Il est très difficile, en effet, de placer deux arbres exactement dans le prolongement l'un de l'autre. Voici comment on opère, par ex., pour raccorder une pompe à un moteur électrique (fig.112): Le moteur électrique et la taque sur laquelle il est posé sont placés sur la fondation de façon à ce qu'il soit parfaitement horizontal. Les paliers A et B sont mis dans leur position définitive. On place alors l'arbre de la pompe dans le prolongement de l'arbre du moteur, aussi exactement que possible, C et D figurent ses paliers. Ayant fixé sur le plateau d'accouplement du moteur une vis micrométrique V réglable au 1/100 de mm., on fait tourner le moteur et on voit s'il y a contact sur toute la périphérie du plateau de la pompe. On s'assure ainsi que les centres sont en face l'un de l'autre. Pour voir enfin si les axes sont bien dans le prolongement l'un de l'autre, on se sert d'un calibre e introduit entre les deux plateaux et qui doit porter partout sur les deux surfaces. Le réglage se fait en déplaçant légèrement les paliers C et D. Malgré toutes les précautions et en raison d'ailleurs de l'usure inégale des paliers, il peut se produire encore des erreurs de l'ordre de 1/10 mm, mais une dénivellation des deux arbres de 1/10 mm n'ayant pour effet que de comprimer les broches en caoutchouc de 1/10 mm, n'engendre qu'un effort relativement insignifiant, incapable de faire vibrer l'arbre.

Calcul de l'accouplement des broches.- Soit F l'effort développé pour l'ensemble des broches (fig.112):

$$F \cdot \frac{D}{2} \cdot \frac{2\pi N}{60} = 85 Ne \quad (1)$$

On pourra, par exemple, s'imposer D' et en déduire F. Si on emploie n broches, chacune d'elles sera donc soumise à un effort d'écrasement F/n:

$$\frac{F}{n} = (\ell \cdot m) \cdot p \quad (2)$$

p ≤ 3 ou 4 kg/cm²; m = diamètre de la broche.

D'autre part, si δ est le diamètre de la tige en fer, on a, vu que celle-ci est soumise à la flexion:

$$\frac{F}{n} \frac{\ell}{2} = R \cdot \frac{\pi \delta^3}{32} \quad (3)$$

ne pas dépasser R = 3 kg/mm².

On prend généralement une épaisseur de broche (épaisseur de caoutchouc) égale à 10 ou 15 mm, de sorte que

$$m = \delta + 20 \text{ à } 30 \text{ mm} \quad (4)$$

En combinant les 3 équations (2), (3), (4), il sera possible d'en déduire ℓ, m, δ.

2) Accouplement à lanières (fig.113).-

Cet accouplement s'emploie principalement dans les installations électriques exposées à de fortes et brusques variations de la charge.

La lanière est calculée de telle sorte qu'elle se rompt si le couple transmis dépasse une certaine valeur. On évite ainsi une rupture possible d'organes plus importants, sous l'action d'une surcharge brusque. L'inconvénient provient de ce que la lanière a une tendance à se détériorer à la courbure.

3) Accouplement à la cardan.-

Quand le mouvement doit être transmis d'un arbre à un autre faisant un certain angle avec lui, on utilise le joint universel (leminoirs, machines outils).

Dans un premier système, on a un croisillon avec fourches articulées (fig.115).

Dans un deuxième système, les fourches fixées sur les arbres possèdent des tourillons tournant dans des coussinets portés par une couronne en fonte (fig.116).

Joint d'Oldham.- Il unit deux arbres parallèles, mais non situés dans le prolongement l'un de l'autre (fig.117).

§ 5.- COURROIES ET POULIES.

La courroie est un lien flexible qui permet de transmettre le mouvement continu d'un arbre à un autre par l'intermédiaire de poulies. Suivant les cas, on peut avoir les dispositions suivantes:

1) Les arbres sont parallèles: les poulies sont dans un même plan (fig.118). La rotation des 2 poulies peut se faire dans le même sens ou en sens inverses, si on croise la courroie. On adopte:

$$L = 3 \text{ à } 3,5 \frac{D_1 + D_2}{2}$$

2) Les axes sont perpendiculaires (fig.119). Il n'y a plus qu'un sens de rotation possible, sinon la courroie saute. Il faut que la ligne d'intersection des plans médians des poulies soit tangente à celles-ci aux points où la courroie les quitte.

$$D_2 \geq 50 e, \quad L = 10 \sqrt{D_1 \cdot b}$$

e = épaisseur de la courroie; b = largeur de la courroie;
D₁ = diamètre de la plus grande poulie.

3) Les axes sont quelconques (fig. 124). - Il faut avoir recours à des galets supplémentaires (g₁, g₂), appelés galopins.

CALCUL DES COURROIES. -

Soit (fig. 121) à calculer une courroie devant transmettre une puissance Ne chevaux à la vitesse de N tours/minute. Nous supposons provisoirement que le diamètre de la poulie est déterminé.

Si Q est l'effort utile transmis à la périphérie, T et t, les tensions dans les brins, on a:

$$Q = T - t$$

Considérons l'élément de courroie correspondant à un angle au centre d. Sur cet élément de longueur D/2 dα = r dα agissent les forces suivantes:

- dF, force centrifuge,
- dN, réaction de la poulie sur la courroie,
- dR, réaction due au frottement,
- θ et θ + dθ, tensions dans les 2 faces limitant l'élément.

Toutes ces forces, se faisant équilibre, fournissent une équation vectorielle qui, projetée sur la tangente et sur la normale, conduit aux deux équations algébriques suivantes:

$$1) \quad \theta \cos \frac{d\alpha}{2} - (\theta + d\theta) \cos \frac{d\alpha}{2} + dR = 0 \quad (1)$$

$$2) \quad \theta \sin \frac{d\alpha}{2} + (\theta + d\theta) \sin \frac{d\alpha}{2} - dF - dN = 0 \quad (2)$$

Si nous posons $\cos \frac{d\alpha}{2} = 1$ et $\sin \frac{d\alpha}{2} = \frac{d\alpha}{2}$, ce qui revient à négliger des infiniment petits de 2^d ordre, les deux équations se réduisent à

$$- d\theta + dR = 0 \quad (3)$$

$$\theta d\alpha - dF - dN = 0 \quad (4)$$

Or, dF = (masse de l'élément) · $\frac{V^2}{r}$

$$dF = \frac{s r d\alpha}{g} \delta \frac{V^2}{r} = \frac{s \delta V^2}{g} d\alpha$$

s étant la section de la courroie et V la vitesse périphérique.

De (3), on tire

$$d\theta = dR = f dN \quad \text{ou} \quad dN = \frac{d\theta}{f}$$

En remplaçant dF et dN par leur valeur dans (4), il vient:

$$\theta d\alpha - \frac{s \delta V^2}{g} d\alpha - \frac{d\theta}{f} = 0$$

$$\left(\theta - \frac{s \delta V^2}{g} \right) d\alpha = \frac{d\theta}{f}$$

$$f d\alpha = \frac{d\theta}{\theta - \frac{s \delta V^2}{g}}$$

$$\int_0^{\alpha} f d\alpha = \int_t^T \frac{d\theta}{\theta - \frac{s \delta V^2}{g}}$$

$$f\alpha = \left[\ln_{\text{esp.}} \left(\theta - \frac{s \delta V^2}{g} \right) \right]_t^T$$

ou
$$e^{f\alpha} = \frac{T - \frac{s \delta V^2}{g}}{t - \frac{s \delta V^2}{g}} = e^{f\alpha}$$

De là on tire:

$$\frac{T - t}{t - \frac{s \delta V^2}{g}} = \frac{e^{f\alpha} - 1}{1}$$

$$\frac{Q}{t - \frac{s \delta V^2}{g}} = e^{f\alpha} - 1$$

D'où

$$t = \frac{Q}{e^{f\alpha} - 1} + \frac{s \delta V^2}{g}$$

et, puisque T = Q + t:

$$T = Q \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} + \frac{s \delta V^2}{g} \quad (5)$$

(f = 0,20 - 0,28).

Quand α diminue, T augmente. Il y a donc intérêt à écarter les poulies pour augmenter l'angle embrassé [quand l'entr'axes doit être faible, on peut utiliser un enrouleur de courroie pour augmenter α (fig. 124).]

Cette dernière relation conduit aisément à la valeur de la section s de la courroie. En effet, si R est le coefficient de résistance de la courroie, on a:

$$s = \frac{T}{R} \quad \text{ou} \quad T = sR$$

En remplaçant T par sa valeur dans (5), il vient:

$$s \left(R - \frac{\delta V^2}{g} \right) = \frac{Q e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}$$

d'où

$$s = \frac{Q}{R - \frac{\delta V^2}{g}} \cdot \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} \quad (6)$$

Dans cette valeur de s interviennent Q et V, qui sont facilement exprimables en fonction des données Ne, N, D.

$$V = \frac{\pi D N}{60} \quad Q = \frac{75 Ne}{V} = \frac{75 \cdot 60}{\pi D} \frac{Ne}{N}$$

Choix du diamètre D.- Choisir le diamètre D de la poulie revient en somme à choisir la vitesse périphérique V, puisque le nombre de tours est donné. Les diamètres D et D' des poulies réceptrice et motrice doivent vérifier la relation:

$$\frac{\pi D N}{60} = \frac{\pi D' N'}{60} \quad \text{et} \quad \frac{N}{N'} = \frac{D'}{D}$$

Mais on peut choisir arbitrairement l'un d'eux, D, par exemple.

Voyons s'il existe une valeur de D et par conséquent de V, qui correspond à une section minimum pour la courroie.

On a trouvé

$$s = \frac{75 Ne}{V \left(R - \frac{\delta V^2}{g} \right)} \cdot \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}$$

Le minimum de s produira en même temps que le maximum de l'expression

$$E \equiv V \left(R - \frac{\delta V^2}{g} \right)$$

or

$$\frac{dE}{dV} = R - \frac{3 V^2 \delta}{g}$$

et le minimum de V correspondra à

$$R = \frac{3 \delta V^2}{g}$$

soit

$$V = \sqrt{\frac{gR}{3\delta}}$$

Telle est donc la valeur de la vitesse périphérique conduisant au minimum de section. Si on prend R = 25 kg/cm², ou 250.000 kg/m², et g = 1000 kg/m³, on trouve:

$$V = 28 \text{ m/sec.}$$

Cette valeur de V est supérieure à celle que l'on emploie générale-

ment. En effet, le prix de la courroie dépend de son volume et non pas de sa section, Or, le minimum de ces deux valeurs n'est pas atteint pour les mêmes valeurs de V.

En effet, le volume v = s [2 L + a R₁ + a R₂], a et a₁ étant les arcs embrassés sur chacune des poulies de rayons R et R₁.

Si nous prenons comme valeur de L distance des deux poulies, la valeur leur admise généralement:

$$L = 3,5 \frac{D_1 + D}{2}$$

on aura:

$$v = s [7 (R_1 + R) + a R_1 + a R_2]$$

est préférable de prendre une valeur de L plus grande que celle admise généralement.

Il est possible, au moyen de cette équation, de déterminer la valeur de V rendant le volume de la courroie, c.à.d. son prix minimum. On arrive ainsi à:

$$V = 25 \text{ m/sec.}$$

Toutefois, dans un projet complet d'installation, il faut également tenir compte du prix des poulies. Celui-ci augmente, en effet, avec le diamètre, c.à.d. la vitesse. Pour cette raison, et afin d'obtenir une solution donnant le prix d'installation minimum, on prend généralement:

$$V = 22 \text{ m/sec.}$$

Remarquons que, jusqu'ici, il n'a pas été question de vitesse économique au point de vue des frais d'exploitation.

Nous verrons plus loin que ceux-ci varient fortement avec la tension totale λ à laquelle est soumise la courroie, et qu'il y a avantage à diminuer cette tension.

Celle-ci se compose d'une tension de traction R (et d'une tension de flexion R_f due à la raideur de la courroie. Elle passe, en effet, de la partie rectiligne (à rayon de courbure infini) à une partie où son rayon de courbure est fini et égal à r, rayon de la poulie. Il est évident que cette variation n'est pas instantanée. Il en résulte:

- 1) une diminution de l'angle embrassé sur la poulie;
- 2) une tension dans les fibres de la courroie les plus éloignées de la jante, d'autant plus grande que e/r est plus grand.

Si M est le moment de flexion, on aura en effet

$$\frac{M}{EI} = \frac{1}{r} = \frac{1}{r} \quad (1)$$

et si R_f est le taux de travail à la flexion, la formule d'équarissage donne:

$$\frac{M}{R_f} = \frac{I}{v} \quad \text{ou} \quad \frac{M}{I} = \frac{R_f}{v}$$

En remplaçant cette valeur de M/I dans (1), et, en remarquant que v = e/2, on aura

$$R_f = \frac{EI}{2} \cdot \frac{e}{r}$$



Pour diminuer R_f , il faut diminuer e .

Épaisseur de la courroie.-

Les courroies livrées dans le commerce sont le plus souvent en cuir, quoiqu'il en existe d'autres matières composées, telles le balata, etc...

Les épaisseurs varient de 4 à 6 mm., mais on peut en réunir 2 ou 3 en les colant.

Nous venons de voir qu'il y a avantage à prendre une épaisseur très petite, afin de diminuer la tension de flexion. Un autre fait nous pousse également dans cette voie: l'expérience montre que le coefficient de frottement augmente lorsque la pression spécifique diminue, c.à.d. lorsque la largeur de la courroie augmente.

On est cependant limité dans cette voie, d'abord par des questions d'encombrement; il faut, ensuite, assurer à la courroie une raideur transversale suffisante, afin d'éviter des fouettements en marche. De plus, une courroie double a l'avantage d'atténuer l'importance des défauts locaux puisque la probabilité que ceux-ci viennent se superposer est extrêmement faible.

En pratique, l'épaisseur ne dépasse pas souvent 20 mm. Il est recommandé de ne pas dépasser pour la valeur de $\frac{l}{e}$:

$$\frac{l}{e} = 70$$

et de s'en tenir, quand c'est possible à

$$\frac{e}{D} < \frac{1}{30}$$

Après avoir choisi e , on peut calculer la largeur de la courroie $l = s/e$, et on en déduit la largeur de la poulie:

$$l' = 1,05 l + 10 \text{ à } 15 \text{ mm.}$$

Valeur de R_f . - Il faut d'abord observer que R désigne la tension de traction et non la tension totale λ . Pour fixer R , il faut déduire de λ la valeur de R_f .

$$\lambda = R + R_f$$

Voir page 102.

La fixation de λ est des plus délicate, car l'expérience montre que la durée de la courroie en dépend essentiellement.

Par exemple, pour $\lambda = 70 \text{ kg/cm}^2$, la durée de la courroie ne dépassera pas un an, alors que pour $\lambda = 40 \text{ kg/cm}^2$, elle atteindra 12 à 15 ans. R_f étant, en pratique, de l'ordre de 15 kg/cm^2 , on peut donc admettre $R = 25 \text{ kg/cm}^2$.

D'autre part, les raccourcissements sont d'autant plus fréquents et les frais d'entretien d'autant plus élevés que R est plus grand. Il y a donc avantage à prendre:

$$R = 15 \text{ à } 20 \text{ kg/cm}^2.$$

Distance d'entre axes des poulies.-

Il est préférable de prendre cette distance aussi grande que possible. On augmente ainsi l'angle embrassé sur chacune des deux poulies et on dimi-

nue ainsi la tension dans la courroie.

De plus, on augmente ainsi la longueur de la courroie, et cette longueur a une influence considérable, bien qu'elle n'intervienne pas directement dans les formules précédentes.

On s'aperçoit, en effet, que plus une courroie est courte, plus souvent elle doit être retendue.

Ce fait est une conséquence immédiate de l'élasticité rémanente.

Le poids propre de la courroie a une influence négligeable pour de faibles longueurs. Au contraire, pour des distances suffisantes, la puissance maximum transmissible avec une même tension initiale peut être plus que doublée.

En pratique, on prend

$$L \geq 3,5 \frac{D_1 + D_2}{2}$$

Quand les poulies sont de diamètres très différents, on peut augmenter l'angle embrassé à l'aide d'un tendeur (fig. 122).

Remarque: On peut dresser une abaque pour le calcul des courroies (fig. 174):

$$s = \frac{75 N e}{V R - \frac{\delta V}{g}} \cdot \frac{e^{fa}}{e^{fa} - 1}$$

Si on prend $f = 0,28$ et $\alpha = 0,4 (2\pi)$ - ce qui est le cas normal - on trouve:

$$\frac{e^{fa}}{e^{fa} - 1} = 2$$

d'où section par cheval

$$\sigma = \frac{150}{V \left(R - \delta \frac{V^2}{g} \right)}$$

Dans le diagramme de la fig. 130, on a tracé les courbes de σ en fonction de V pour les cas où on adopte $R = 20, 25$ ou 30 kg/cm^2 . On a également porté les vitesses en mètres-secondes en fonction du nombre de tours par minute.

Glissement des courroies.-

Important La courroie étant éminemment extensible, il y a lieu de tenir compte dans le fonctionnement, de son élasticité. Quand la courroie arrive sur la poulie réceptrice, ses éléments passent progressivement de la tension t à la tension T , en s'allongeant proportionnellement à l'effort appliqué. Il en résulte forcément un glissement de la courroie sur la poulie, dont nous allons déterminer la vitesse ω .

Un élément $rd\alpha$ passant de la tension unitaire θ/s à la tension unitaire $(\theta + d\theta)/s$, s'allonge de

$$r d\alpha \frac{d\theta}{s E}$$

$$\epsilon = \frac{\sigma}{E}$$

Section de courroies dépend de longueur entre poulies.

Cet allongement, se produisant pendant un temps égal à $\frac{r d\alpha}{v}$, la vitesse de glissement croîtra de

$$d\omega = \frac{d\theta}{s \cdot E} v$$

La vitesse de glissement pour la poulie est donc:

$$\omega = \int_0^w d\omega = \int_t^T \frac{v d\theta}{s E} = \frac{v}{s E} (T - t) = \frac{v Q}{s E}$$

Si nous admettons que les poulies tournent avec une vitesse à la jante égale à la vitesse du premier élément de courroie pris à l'entrée, nous aurons, en désignant par v la vitesse périphérique de la poulie motrice et v' la vitesse périphérique de la poulie réceptrice:

$$v' = v - \omega$$

$$\frac{v'}{v} = 1 - \frac{Q}{s E} = \frac{2\pi r' N'}{2\pi r N}$$

d'où

$$\frac{N'}{N} = \frac{r}{r'} \left(1 - \frac{Q}{s E}\right)$$

au lieu de

$$\frac{N'}{N} = \frac{r}{r'}$$

valeurs obtenues sans tenir compte de l'élasticité.

Si $\frac{Q}{s} = 14 \text{ kg/cm}^2$, $E = 1200 \text{ kg/cm}^2$, valeurs normales,

$$\ell = \frac{Q}{s E} = 0,98 \text{ à } 0,99$$

Si on ajoute à cela une perte d'environ 2 à 3% dans les paliers, on trouve pour rendement total de la transmission: 96%.

POULIES.

Les poulies se construisent en fer, en fonte ou en bois.

1) Poulies EN FONTE. - Ces poulies peuvent se faire en une pièce (fig. 1, Pl. XVIII) ou en 2 pièces (fig. 2 et 4, Pl. XVIII). Dans ce dernier cas, on peut, pour faciliter l'usinage, couler la poulie en une seule pièce; en introduisant dans le moule des plaques de fer recouvertes de noir de fonderie, on ménage dans la jante et le moyeu, des vides, aux pattes de jonction, qui permettent la séparation, en deux pièces, après parachèvement. Dans certaines applications, où le démontage n'est pas à prévoir, on utilise des poulies en une seule pièce, dont le moyeu, alésé préalablement à un diamètre inférieur de 1/10 ou 2/10 mm. à celui de l'arbre, est fendu et pincé sur celui-ci sans câles (fig. 4, Pl. XVIII).

2) Poulies EN FER (fig. 3, Pl. XVIII). Le moyeu est en fonte. Les bras sont en fer, noyés dans la fonte en les introduisant dans le moule avant la coulée. Parfois, ils y sont vissés par après. La jante est constituée par une tôle cintrée. Ces poulies sont légères et peu coûteuses. Elles conviennent pour les grandes vitesses ($> 25 \text{ m/sec.}$), mais résistent mal aux chocs.

3) Poulies EN BOIS. - Elles sont moins lourdes encore et meilleur marché que les poulies en fer. Elles ne conviennent pas pour les efforts importants.

Remarque: Pour tourner une poulie d'une façon absolument parfaite, il convient, après avoir effectué l'alésage du moyeu, de la monter sur mandrin. En fixant, en effet, la poulie par les bras à la plateforme de façon à effectuer successivement l'alésage, puis le tournage de la jante, les bras peuvent être légèrement déformés; la poulie tournée dans ces conditions, voilerait, puisqu'après enlèvement du tour, les bras reprendraient leur forme primitive.

CALCUL DES POULIES EN FONTE.

On adopte (fig. 1, Pl. XVIII) les proportions suivantes:

$$L = 1,05 \ell + 10 \text{ à } 15 \text{ m/m}$$

ℓ étant la largeur de la courroie,

$$d' = 1,8 d + 10 \text{ à } 20 \text{ m/m}$$

$$e = 0,01 D + 3 \text{ mm.}$$

$$a = 0,08 \frac{L}{2}$$

$$b = KD \sqrt{L}, \text{ b étant compté en m/m, D et L en}$$

mètres, avec

$$K = 2,5 \text{ pour } D < 500 \text{ m/m}$$

$$K = 2 \text{ " } D = 1250$$

$$K = 1,75 \text{ " } D = 1750$$

$$K = 1,5 \text{ " } D > 2000$$

La longueur du moyeu est égale à L pour $D = 1300$ et elle est supérieure à L pour $D > 1300$.

Il reste à fixer les dimensions des bras. Ordinairement, les bras sont de dimensions plus faibles à la jante qu'au moyeu. On adopte, par exemple,

$$h_1 = \frac{3}{4} h_2$$

La section des bras est souvent elliptique. Désignons par h et m les axes de la section au moyeu. Les bras travaillent à la flexion. Nous les supposons encastrés au moyeu d'une part, libres à l'extrémité opposée et sollicités par un effort total Q agissant à la périphérie.

En appliquant la formule d'équarrissage à un bras, il vient:

$$\frac{Q}{n} \cdot \frac{D}{2} = R \frac{I}{v} = R \frac{\pi m h^2}{32} \quad (1)$$

On posera, par exemple

$$m = 0,4 h \quad \text{et} \quad R = 1,5 \text{ kg/mm}^2$$

Nous adoptons pour R une valeur relativement faible. Cela se justifie par le fait que le calcul résultant de la relation (1) suppose que tous les bras travaillent de la même façon, ce qui n'a pas lieu dans la réalité, puisqu'il faudrait pour cela que la jante fût absolument rigide.

Poulies folles.

Lorsque la machine réceptrice à actionner ne fonctionne que par intermittence, on peut recourir à l'emploi de deux poulies semblables: l'une fixée à l'arbre par cale et transmettant le mouvement, l'autre, folle sur l'arbre et recevant la courroie pendant les périodes de repos. Le déplacement de la courroie se fait à l'aide d'une tringle avec fourche embrassant le brin conduit (fig.123). Une buselure en fonte fixée à l'arbre (fig.5, Pl. X) protège l'arbre et une buselure en bronze fixée au moyeu de la poulie folle, protège celui-ci contre l'usure. Le graissage est assuré par un stauffer fixé à la buselure en fonte, pour pouvoir graisser sans arrêter le moteur.

§ 6.- CABLES.

Pour les transmissions importantes, quand les courroies devraient avoir des dimensions exagérées, on a recours aux câbles. Ceux-ci ont, en outre, l'avantage de permettre la commande de plusieurs axes parallèles en partant d'une même poulie (poulie à gorges).- Les câbles sont formés de trois torons, leur diamètre d varie de 25 à 50 m/m. La section utile est égale à

$$0,9 \times \frac{\pi d^2}{4}$$

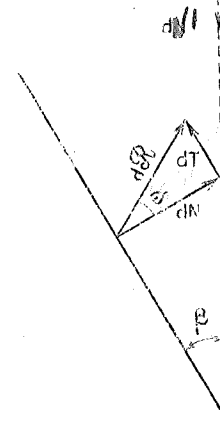
Pour éviter la détérioration du câble et un fonctionnement defectueux dû à la fatigue d'incurvation, il importe de proportionner le diamètre du câble au diamètre de la poulie. On adoptera, par exemple, un diamètre égal à 1/20 de celui de la poulie, s'il s'agit de câbles en coton; 1/30 s'il s'agit de câbles en chanvre.

Les câbles ont une charge de rupture $R_0 = 500 - 600 \text{ kg/cm}^2$. On ne les fait guère travailler qu'à 20 à 25 kg/cm^2 .

Le schéma de la jante d'une poulie pour câbles fait l'objet de la fig.124.

CALCUL DES CABLES.

Le câble étant engagé dans la gorge, presse sur les faces de celle-ci et tend à descendre, sollicité par un effort dN' dirigé suivant le



rayon. Il éprouve, par conséquent, de la part des deux parties inclinées de la gorge, des réactions normales dN et des réactions tangentielles dR . Ces réactions se composent en une réaction résultante dR . Les deux réactions dR font équilibre à l'effort dN' , de telle sorte qu'en projetant sur la direction de dN' , on peut écrire:

$$dN' = 2 dR \cdot \sin(\varphi + \beta) \quad (1)$$

or

$$dR = \frac{dN}{\cos \varphi}$$

$$dN' = 2 dN \frac{\sin \varphi \cos \beta + \sin \beta \cos \varphi}{\cos \varphi}$$

$$dN' = 2 dN (\text{tg } \varphi \cos \beta + \sin \beta)$$

$$dN' = 2 dN (\sin \beta + f \cos \beta) \quad (2)$$

f étant le coefficient de frottement du câble sur la poulie. On a, en effet:

$$f = \text{tg } \varphi$$

Si nous considérons, comme nous l'avons fait pour les courroies, un élément de câble correspondant à un angle $d\alpha$, nous trouvons encore que cet élément est soumis aux différents efforts suivants: dF , dû à la force centrifuge et dirigé suivant le rayon; dN' , réaction radiale de la poulie sur le câble, θ et $(\theta + d\theta)$, tensions aux deux faces terminales de l'élément; dR , résistance due au frottement du câble sur les faces inclinées de la gorge ($dR = 2 f dN$). Toutes ces forces se font équilibre. En projetant sur la tangente et sur la normale, il vient:

$$\theta \cos \frac{d\alpha}{2} + dR + (\theta + d\theta) \cos \frac{d\alpha}{2} = 0 \quad (3)$$

$$dF + dN' - \theta \sin \frac{d\alpha}{2} - (\theta + d\theta) \sin \frac{d\alpha}{2} = 0 \quad (4)$$

ou, en posant $\sin \frac{d\alpha}{2} = \frac{d\alpha}{2}$ et $\cos \frac{d\alpha}{2} = 1$

$$d\theta = dR \quad (5)$$

$$dF + dN' - \theta d\alpha = 0 \quad (6)$$

De (5), on tire

$$d\theta = dR = 2 f dN = dN' \cdot \frac{f}{\sin \beta + f \cos \beta}$$

Si nous posons

$$f' = \frac{f}{\sin \beta + f \cos \beta}$$

nous aurons donc:

$$dN' = \frac{d\theta}{f'}$$

or, $dF = \frac{s \delta V^2}{g} d\alpha$. Remplaçons dN' et dF par leur valeur dans (6):

$$\frac{s \delta V^2}{g} d\alpha + \frac{d\theta}{f'} - \theta d\alpha = 0$$

et, en séparant les variables:

$$f' d\alpha \left(\frac{s \delta V^2}{g} - \theta \right) = - d\theta,$$

$$\int_t^T \frac{d\theta}{\theta - \frac{s \delta V^2}{g}} = \int_0^\alpha f' d\alpha.$$

On trouve exactement la même relation que celle qui a été obtenue pour les courroies. La seule différence consiste en ce que f y est remplacé par f' . On aura donc

$$T = Q \frac{e^{f'\alpha}}{e^{f'\alpha} - 1} + \frac{s \delta V^2}{g}$$

où $f' = \frac{f}{\sin \beta + f \cos \beta}$

Généralement $2\beta = 45^\circ$

D'où, avec $f = 0,28$ $f' = 0,43$

$f = 0,15$ $f' = 0,28$

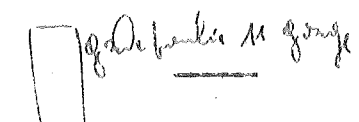
La tension maximum dans le câble sera donc moindre que celle qu'on observerait dans une courroie placée dans les mêmes conditions, car

$$\frac{e^{f'\alpha}}{e^{f'\alpha} - 1}$$

diminue si f' augmente.

Connaissant T , la section du câble se calculera aisément comme pour les courroies.

Le rendement d'une transmission par câble est un peu plus faible que le rendement d'une transmission par courroie: le câble nécessite, en effet, un plus grand travail d'incurvation et donne lieu à un travail de frottement supplémentaire dû au glissement à l'entrée et à la sortie sur les parois de la gorge dans laquelle il s'engage.

comme trapézoïdale. 

petite partie sur gorge: on calcule à la partie de l'axe
" " : voir à l'axe

§7. CHAINES.

Les transmissions par chaînes permettent de transmettre des puissances importantes avec des rayons de roues dentées faibles et distances d'entre-axes également très faibles. Cependant, un grand inconvénient de l'emploi de chaînes résulte de leur usure et de leur allongement, obligeant le constructeur à prévoir le moyen de modifier la distance d'entre-axes.

On peut distinguer les chaînes destinées à transmettre un effort considérable avec une faible vitesse (appareils de levage) et les chaînes transmettant un effort relativement faible avec une grande vitesse (automobiles).

On adopte comme dimensions (fig. 125 et 126):

$$a = 0,75 d$$

$$a_1 = 0,85 d$$

$$l \geq d + 2 a_1 \quad \text{soit} \quad l = 2,9 d$$

$$d_1 = 1,2 d \quad (d_1 = \text{diamètre du tourillon}).$$

Déterminons maintenant l'épaisseur e , sachant que l'effort transmis est Q . S'il y a n séries de maillons, chacun sera soumis à un effort Q/n . Si nous désignons par p la pression spécifique, nous écrirons une première relation:

$$e \cdot d \cdot p = \frac{Q}{n} \quad (1)$$

L'effort $\frac{Q}{n}$ soumet la maille à l'extension, donc:

$$2 (e \cdot a \cdot R) = \frac{Q}{n}$$

ou, en remplaçant a par $0,75 d$:

$$1,5 d \cdot e \cdot R = \frac{Q}{n} \quad (2)$$

Enfin, le tourillon est soumis à la flexion. Désignons par $Q \cdot k$ le moment de flexion dans la section dangereuse; nous écrirons alors

$$Q \cdot k = R_f \cdot \frac{\pi d^3}{32} \quad (3)$$

On peut voir que k est égal à $e/2$, quel que soit le nombre de maillons n (cfr. fig. 127).

Soit $n = 2$: $M_f = \frac{Q}{n} \cdot 1,5 e - \frac{Q}{n} \cdot 0,5 e = Q \cdot \frac{e}{2}$

$n = 4$: $M_f = \frac{Q}{4} (3,5 e - 2,5 e + 1,5 e - 0,5 e) = Q \cdot \frac{e}{2}$

L'équation (3) peut donc s'écrire dans les deux cas:

$$Q \cdot \frac{e}{2} = R_f \cdot \frac{\pi d^3}{32} \quad (4)$$

En comparant (2) et (4), on peut écrire:

$$1,5 d.e.R.n \cdot \frac{e}{2} = R_f \cdot \frac{\pi d^3}{32}$$

$$\left(\frac{d}{e}\right)^2 = \frac{32}{2\pi} \cdot 1,5 n \frac{R}{R_f}$$

En prenant $R = 6 \text{ kg/mm}^2$; et $R_f = 8,4 \text{ kg/mm}^2$, il vient:

$$\frac{d}{e} = 2,3 \sqrt{n} \quad (5)$$

On peut tirer $d.e$ de la relation (1) en t faisant $p = 1,5 R$

$$d.e = \frac{Q}{1,5 n} \cdot \frac{1}{6} = \frac{Q}{9 n} \quad (6)$$

Les équations (5) et (6) permettent de tirer les deux inconnues d et e . - Du fait que nous avons adopté $p = 1,5 R$ et $R = 6 \text{ kg/mm}^2$, il vient:

$$p = 1,5 R = 9 \text{ kg/mm}^2$$

Cette valeur est admissible pour les chaînes des appareils de levage, mais elle est trop forte pour les chaînes qui doivent fonctionner à grande vitesse et subir, par conséquent, un grand nombre de flexions par unité de temps. Aussi, pour ces chaînes (chaînes d'automobiles, par ex.), on a recours à des dispositions différentes, dont une est représentée à la fig. 128. Une buselure en acier entoure le tourillon. Le maillon extérieur est fixé sur ce dernier, tandis que le maillon intérieur est calé par une partie plane appartenant à la buselure. La pression se répartit entre la tige et la buselure sur toute la longueur de celle-ci; la valeur de la pression spécifique et, partant, l'usure est donc fortement diminuée.

§ 8.- ENGRENAGES.

Lorsque les axes sont rapprochés et qu'il s'agit de transmettre un grand effort sous une faible vitesse, ou de réduire la vitesse dans un rapport très élevé, on utilise l'engrenage.

On a recours à l'engrenage droit pour transmettre le mouvement d'un arbre à un arbre parallèle.

L'engrenage conique transmet le mouvement d'un arbre à un autre arbre qui le rencontre.

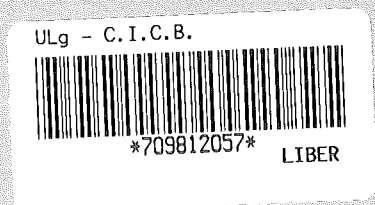
Quand les deux arbres sont situés dans des plans parallèles, on adopte l'engrenage hélicoïdal.

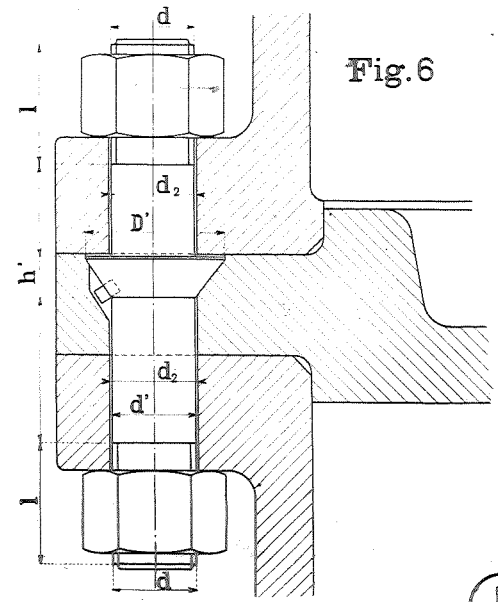
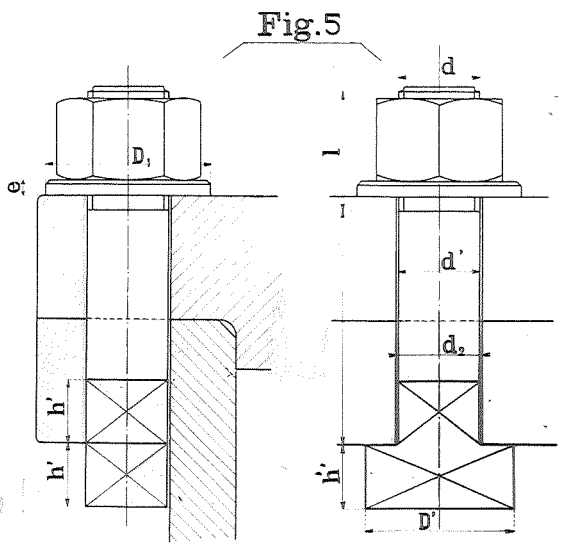
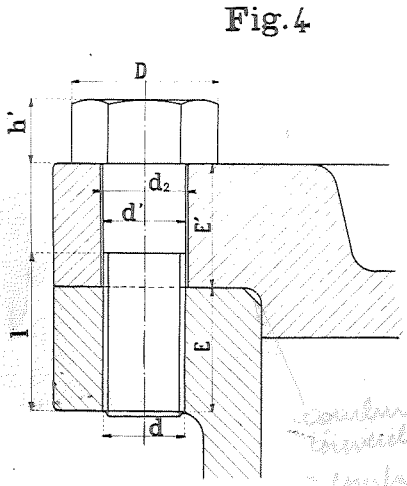
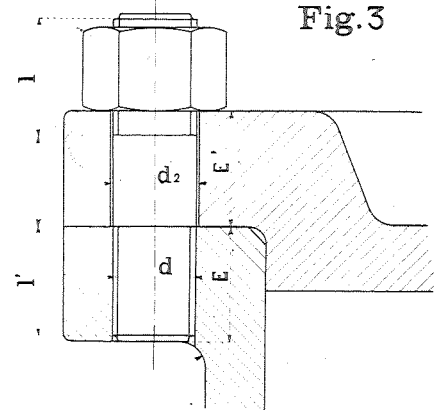
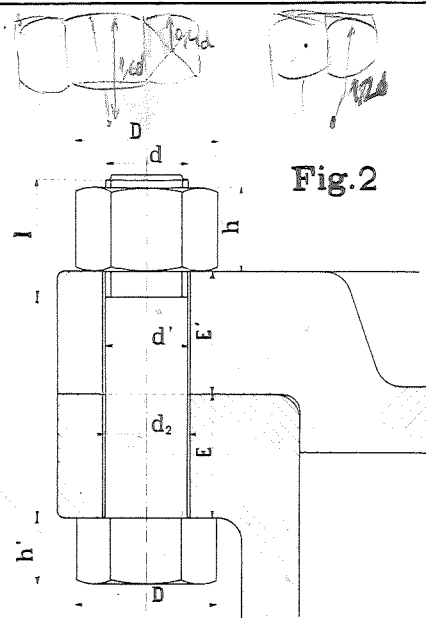
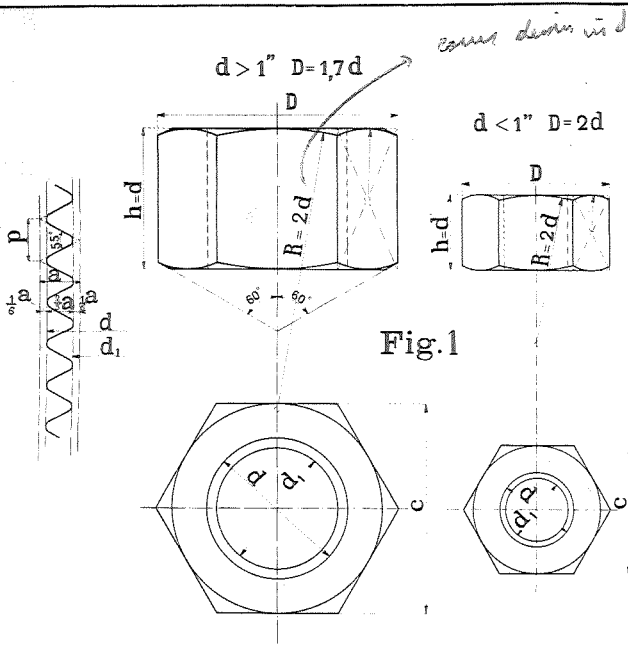
Enfin, pour passer d'un axe à un autre, perpendiculaires et situés dans des plans parallèles avec une grande réduction de vitesse, on utilise la vis sans fin à 1, 2, 3 ou 4 entrées.

La question du tracé des dentures, du calcul du pas pour transmettre N chevaux à raison de N tours/minute, sera traitée dans le "Cours des engrenages" proprement dit.

*

V. 2664 d





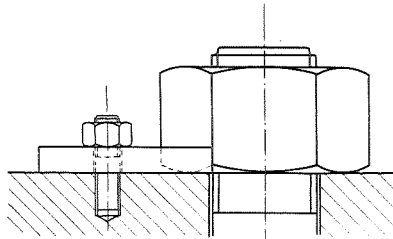


Fig. 7

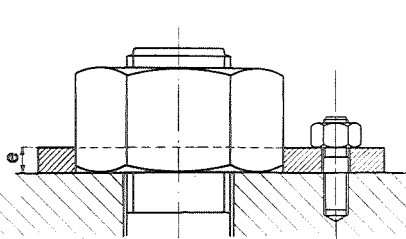


Fig. 8

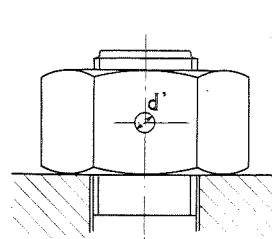


Fig. 9

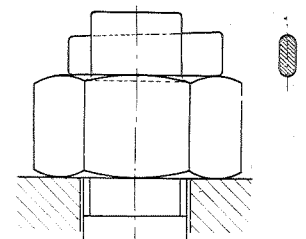


Fig. 10

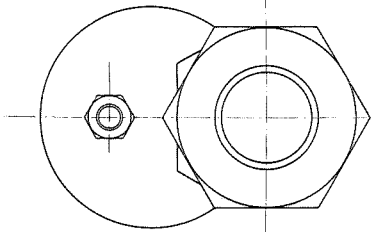


Fig. 15

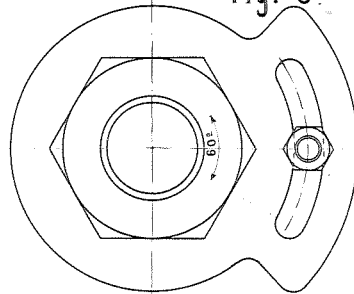


Fig. 16

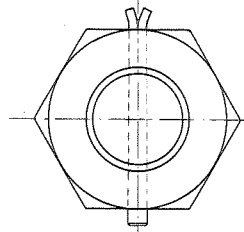


Fig. 17

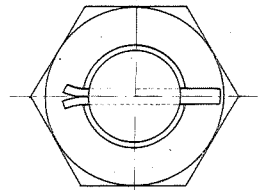


Fig. 10^b

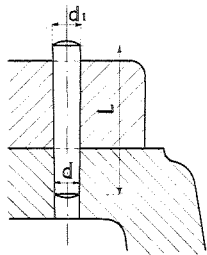


Fig. 11

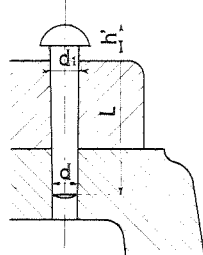


Fig. 12

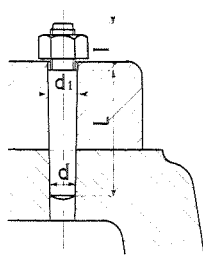


Fig. 13

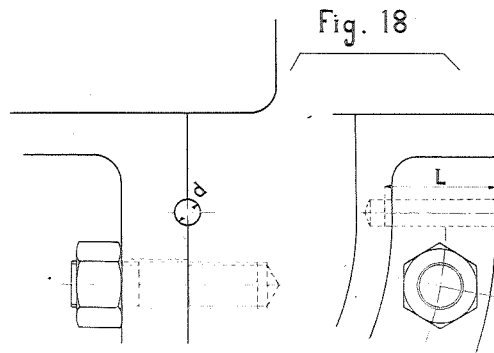
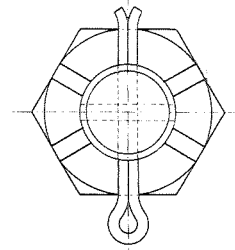
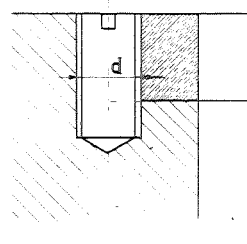
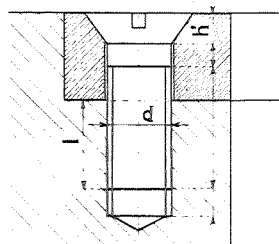
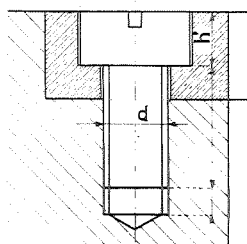
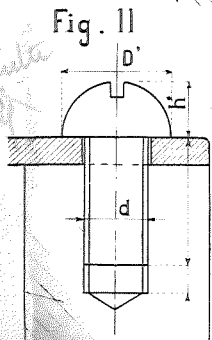


Fig. 14

Fig. 18



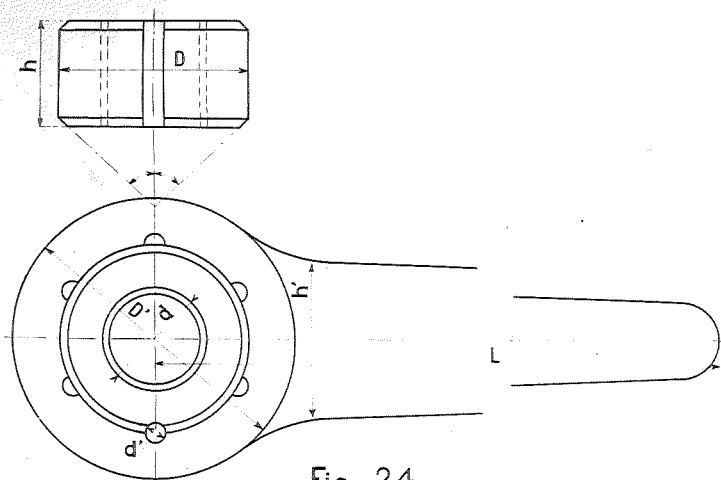


Fig. 24

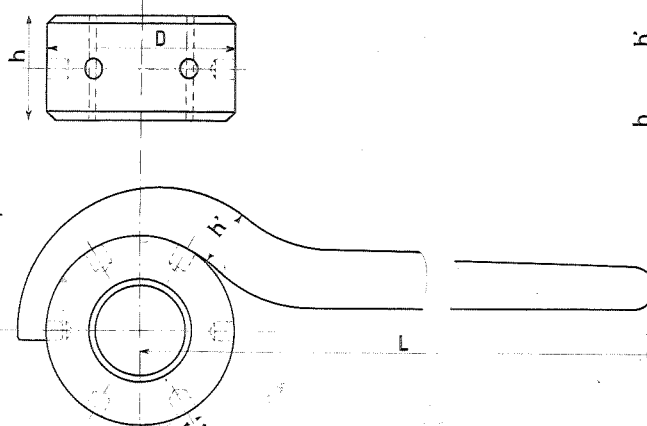


Fig. 25

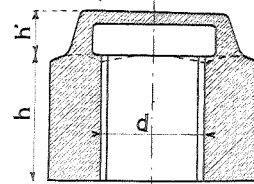


Fig. 26

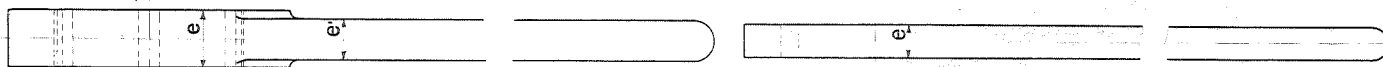


Fig. 22

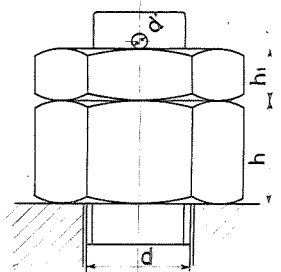


Fig. 19

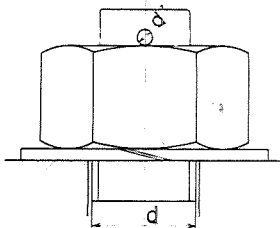


Fig. 20

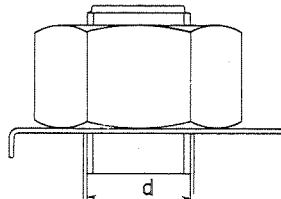


Fig. 21

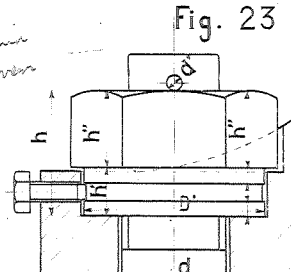
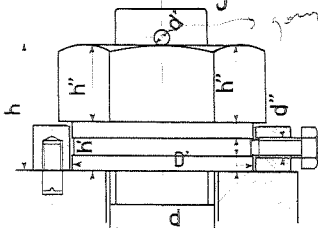


Fig. 23

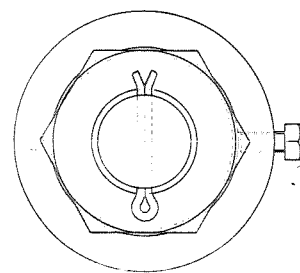
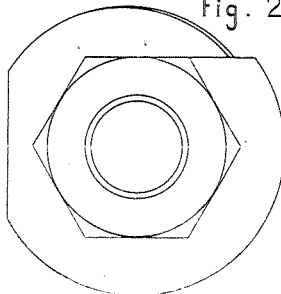
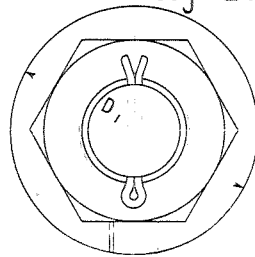
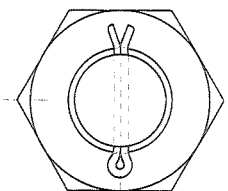


Fig.31

*solénoïde
+ évolutif*

Fig.32

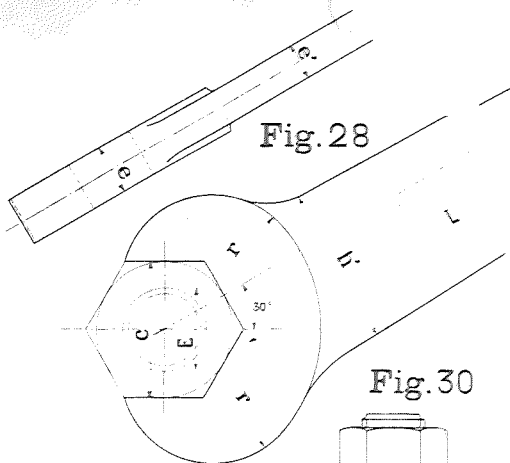
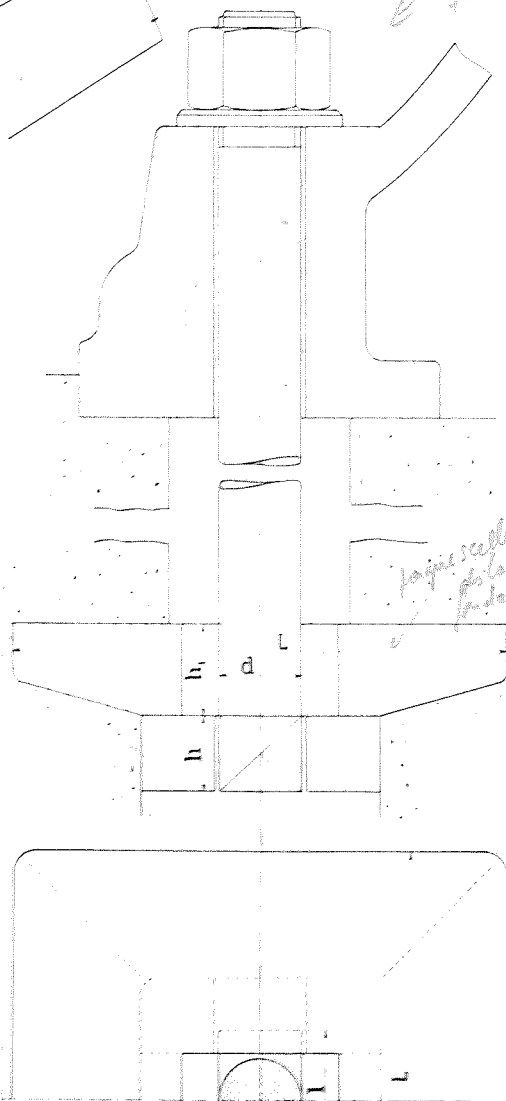


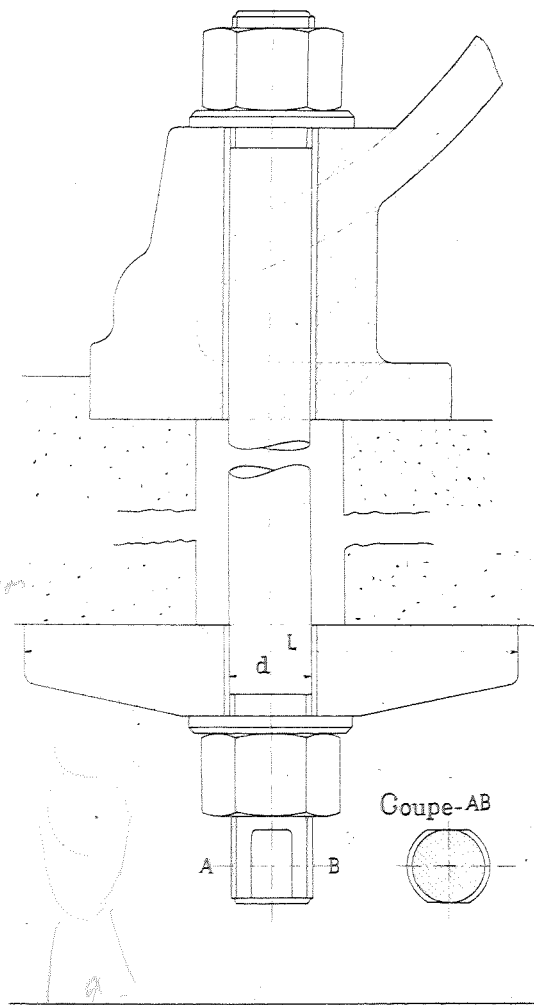
Fig.28

Fig.30

Fig.29



*saige scellée
dans la
fondation*



Coupe-AB

A B

*coupe de
base pour assemblée*

échelle

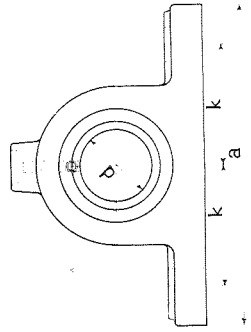


Fig. 1

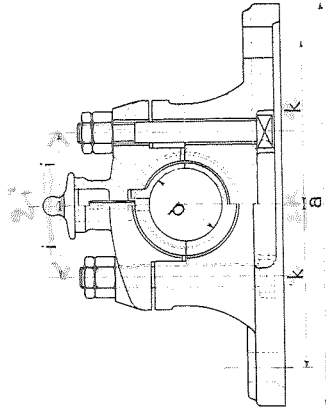
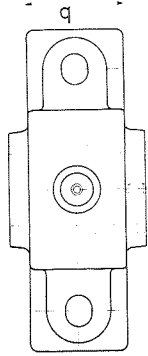
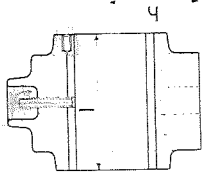


Fig. 2

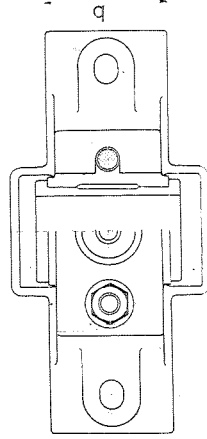
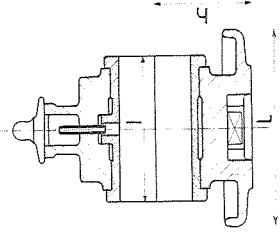


Fig. 1

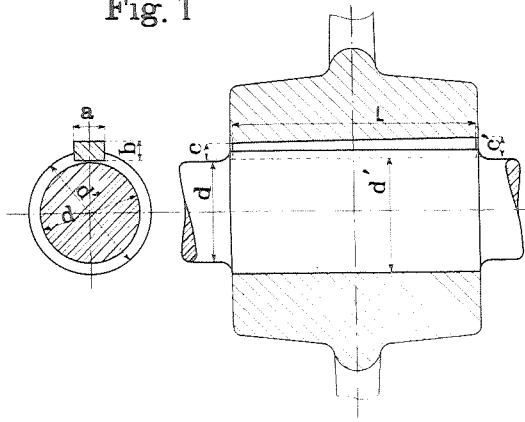


Fig. 2

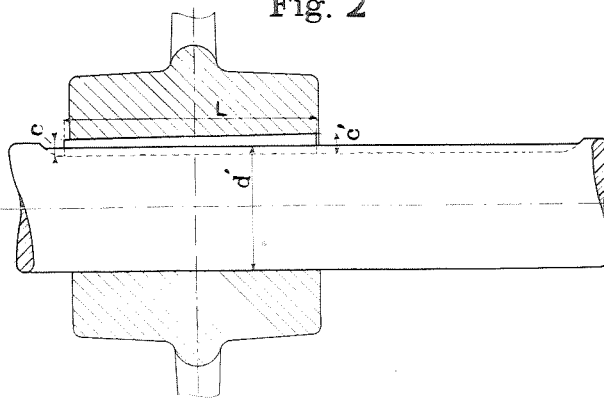


Fig. 3

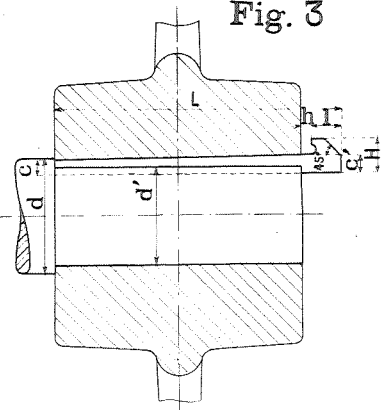


Fig. 4

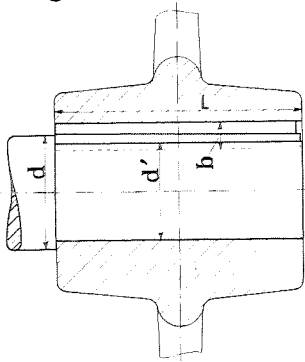


Fig. 5

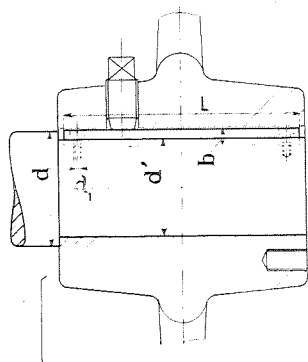


Fig. 6

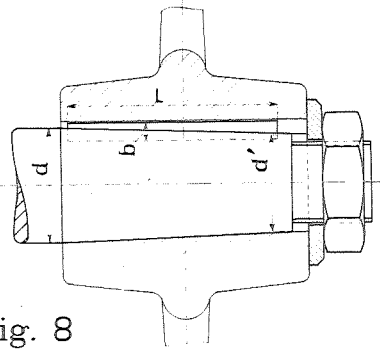
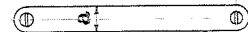
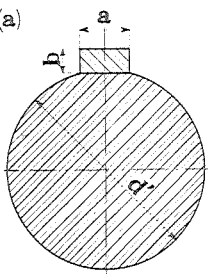


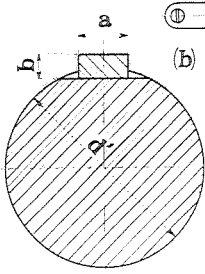
Fig. 8



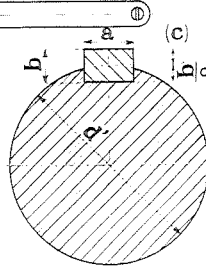
(a)



(b)



(c)



(d)

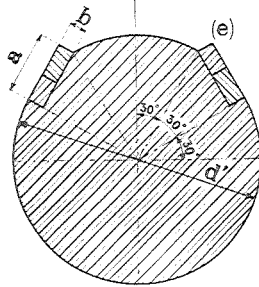
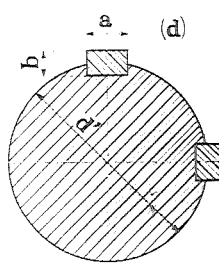
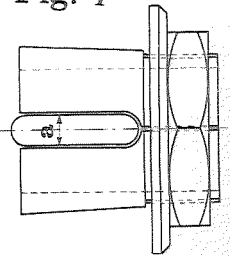


Fig. 7



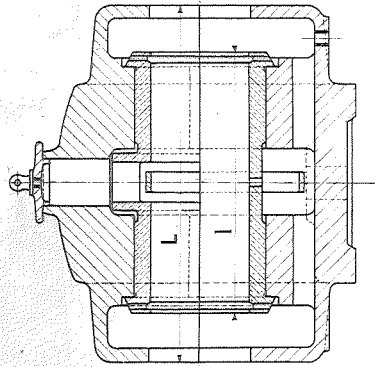
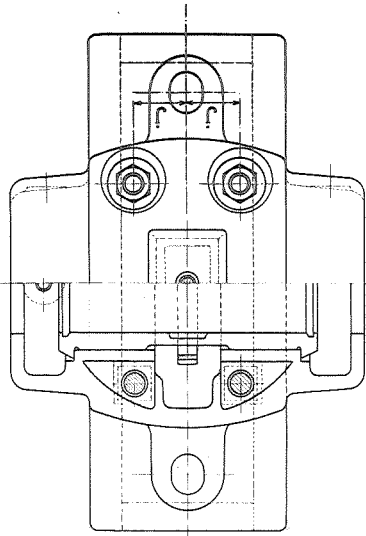
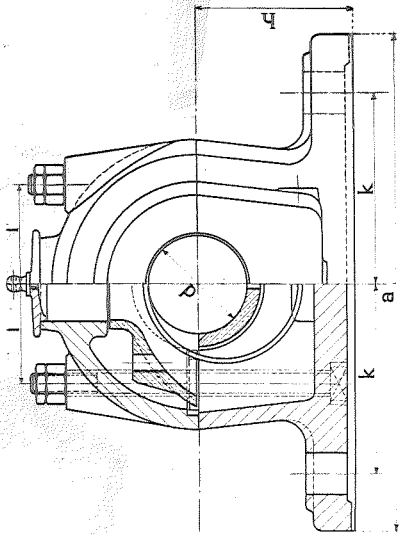


Fig. 3

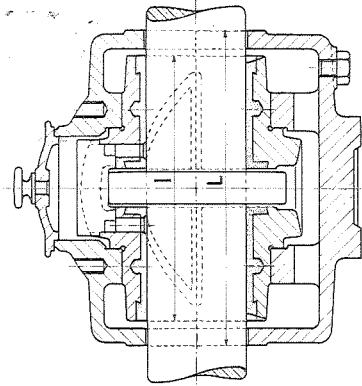
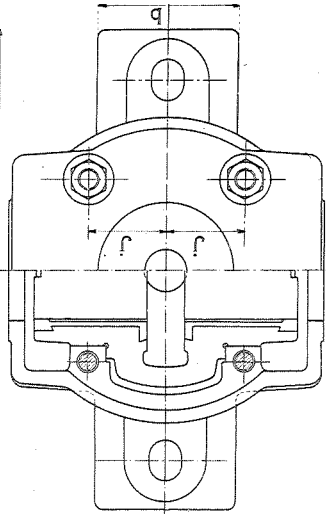
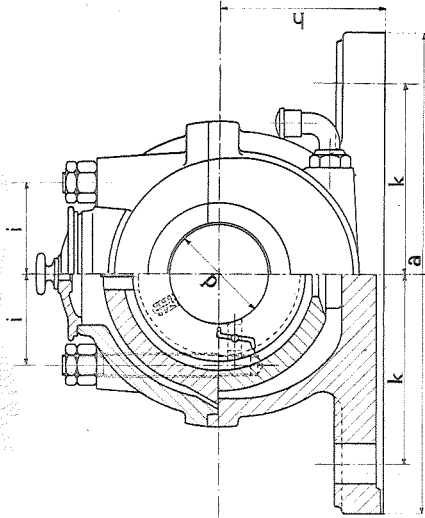


Fig. 4

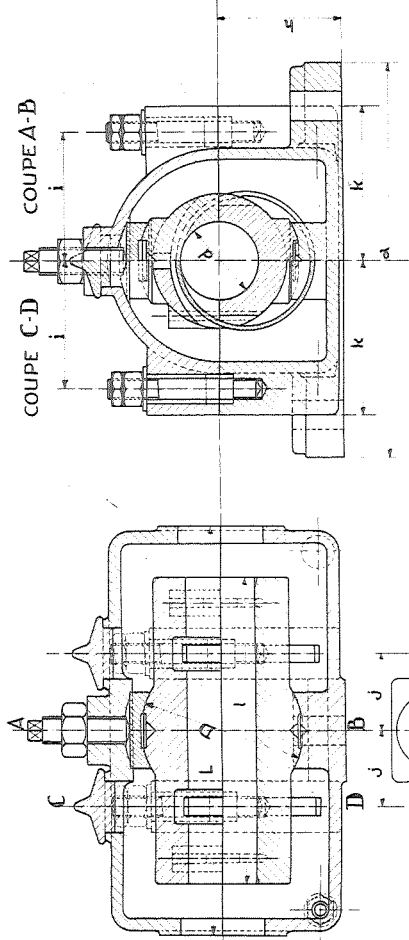


Fig. 5

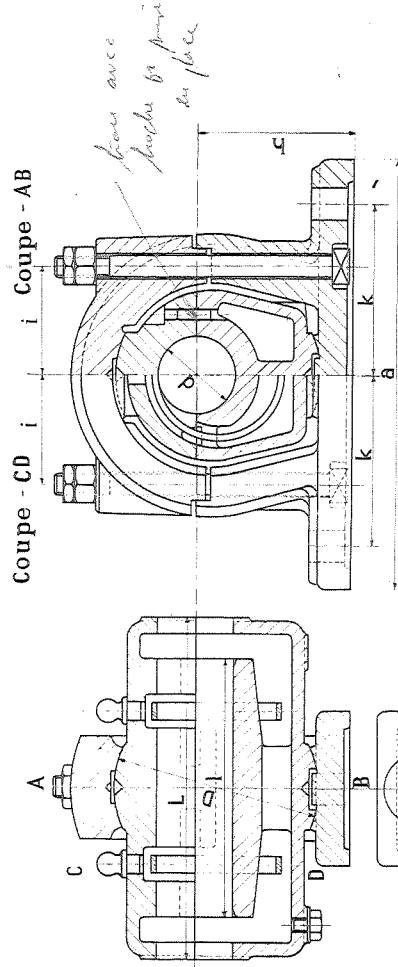


Fig. 6

Fig. 9

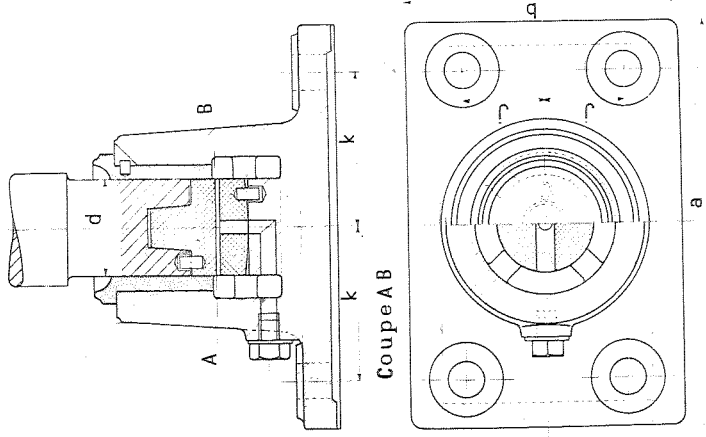


Fig. 10

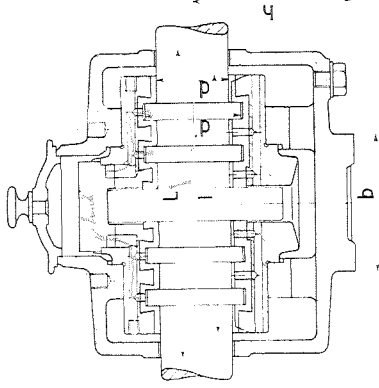


Fig. 8

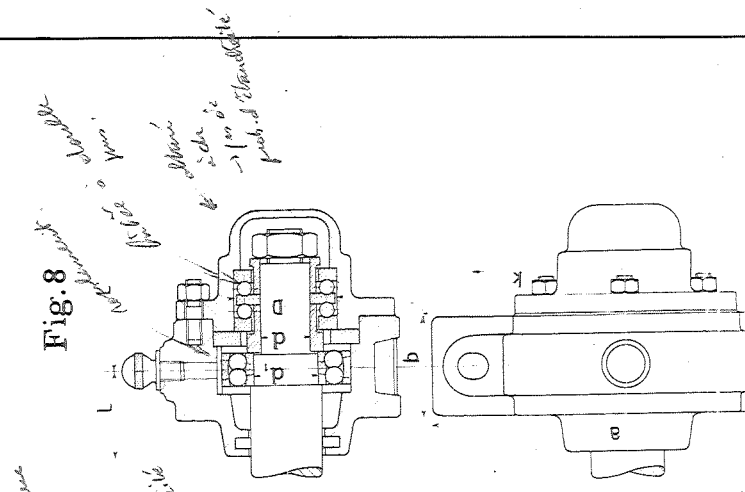
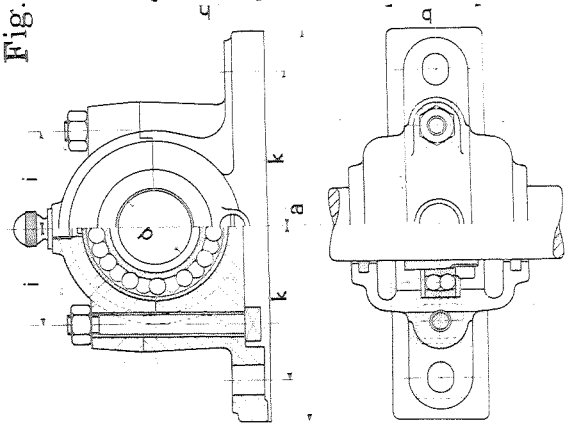
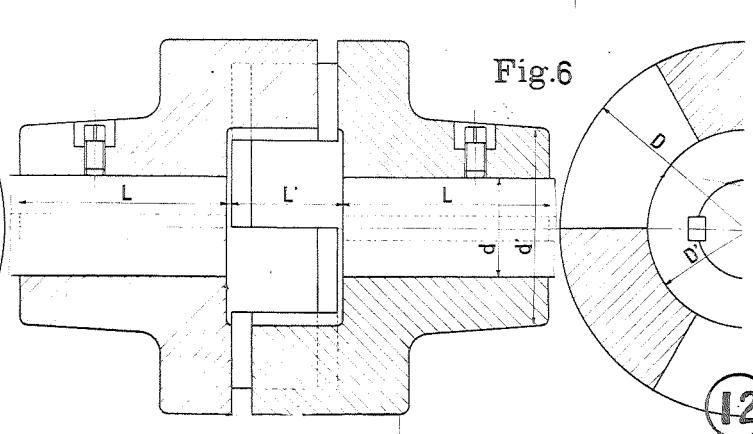
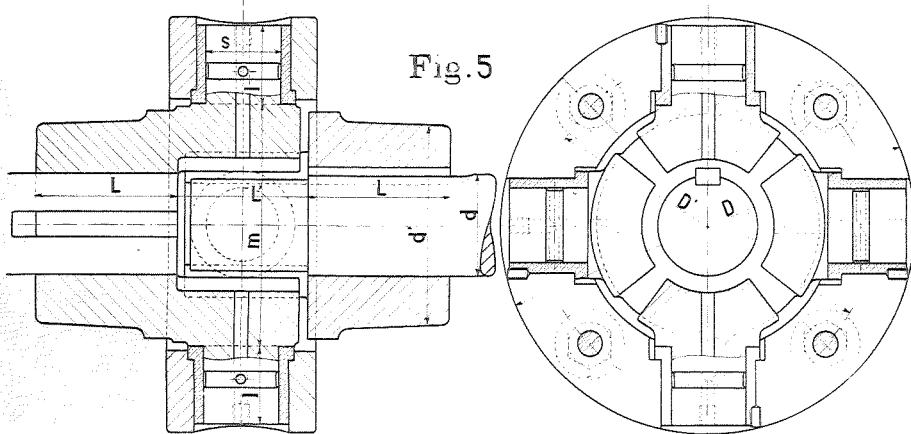
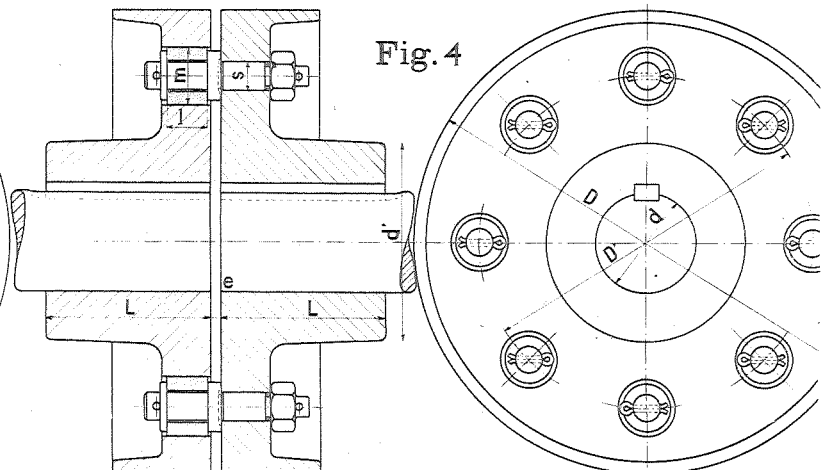
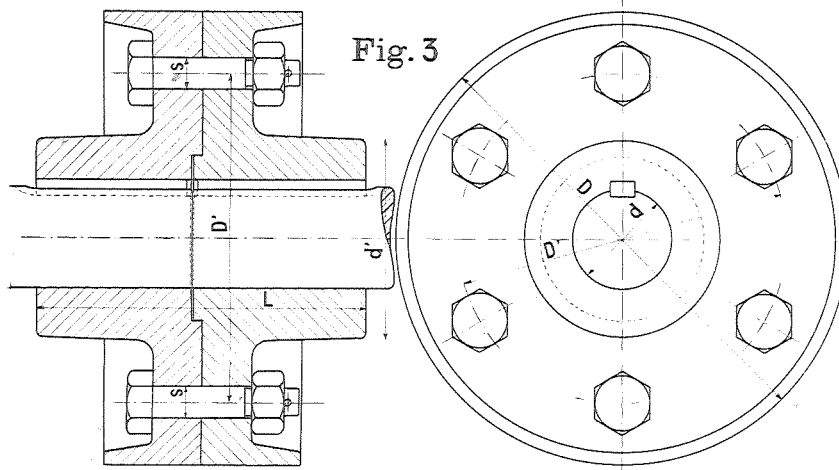
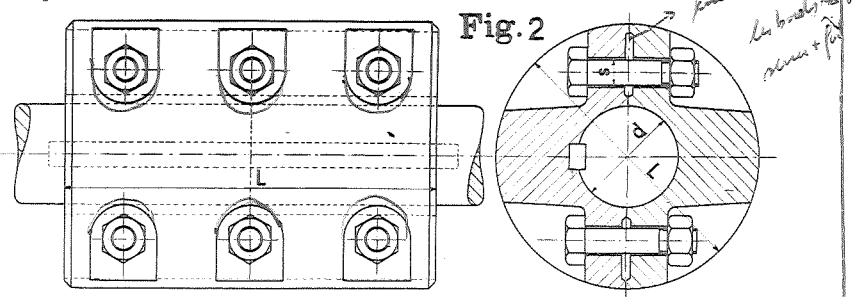
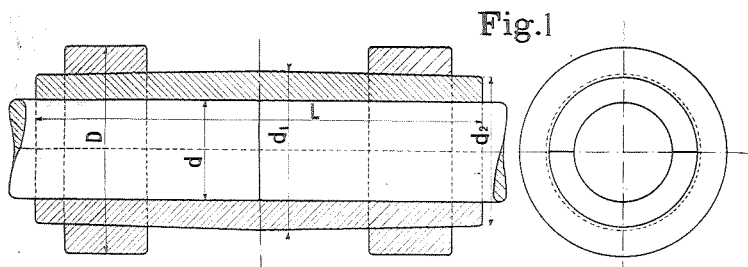
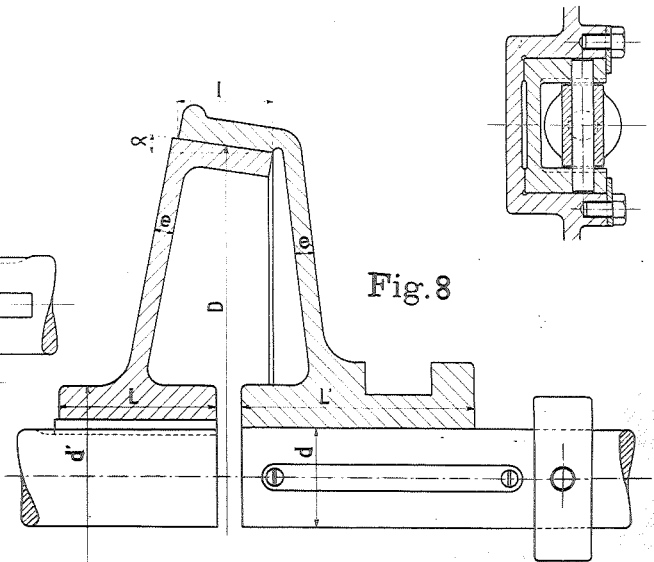
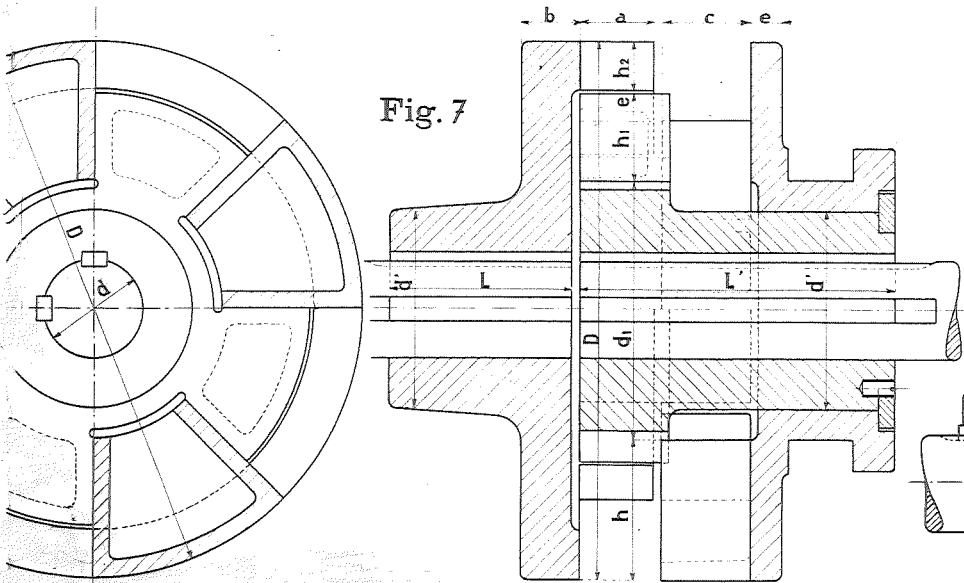
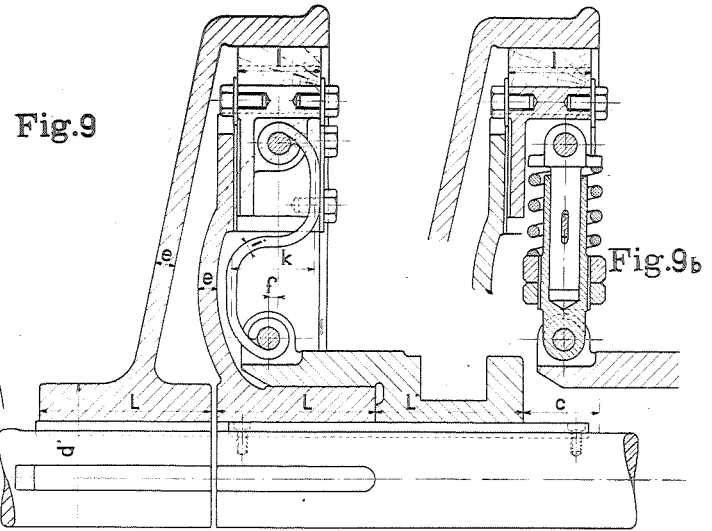
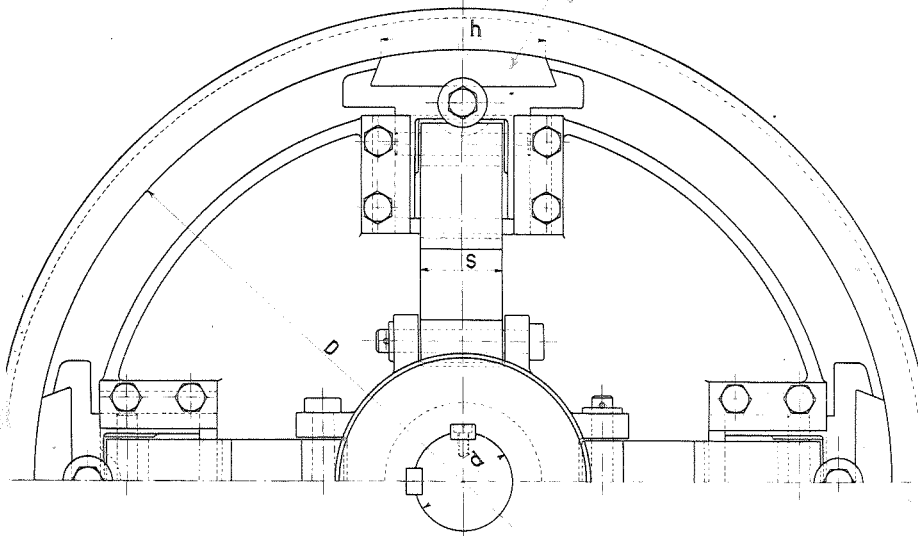


Fig. 7







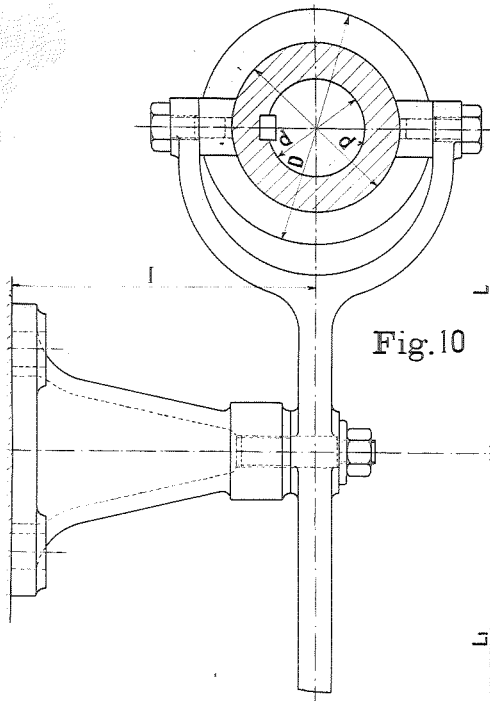


Fig.10

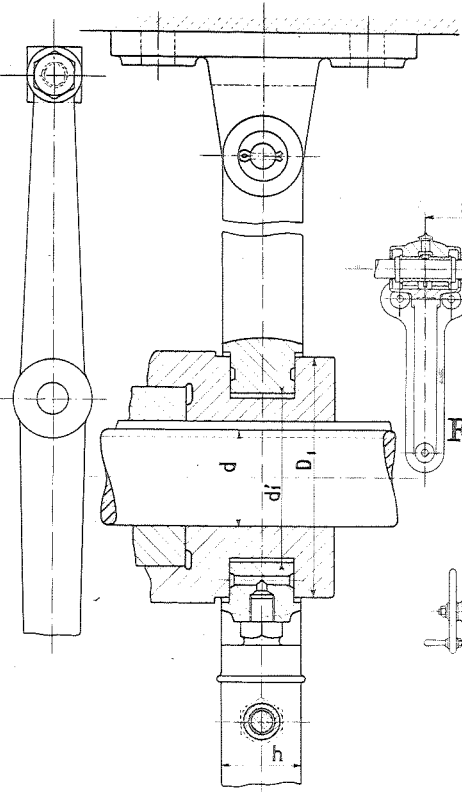


Fig.11

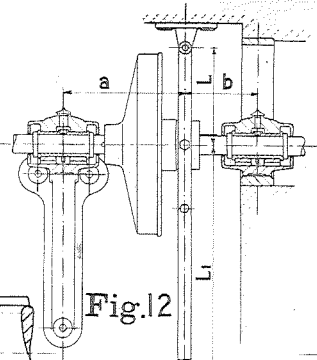


Fig.12

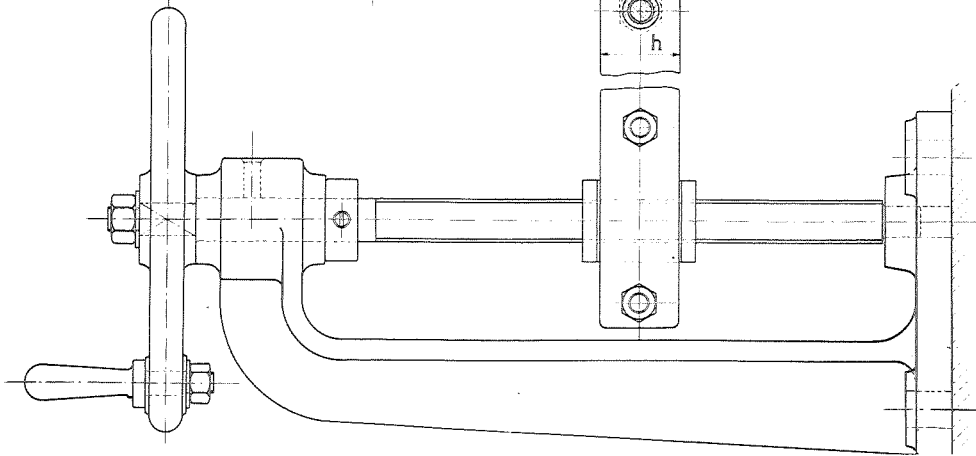
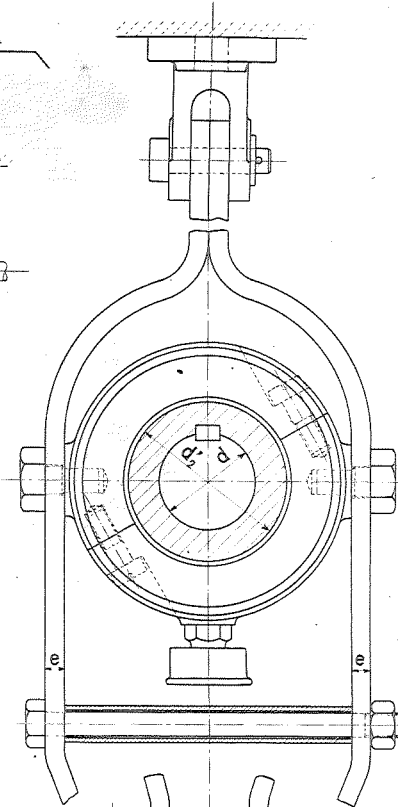


Fig. 1

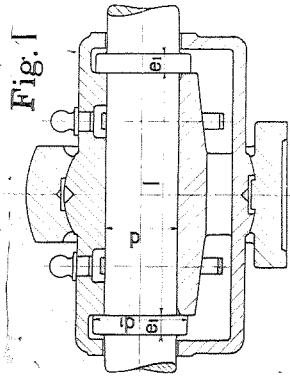


Fig. 2

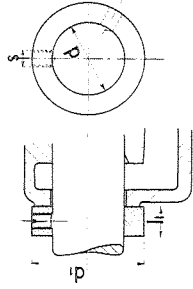


Fig. 3

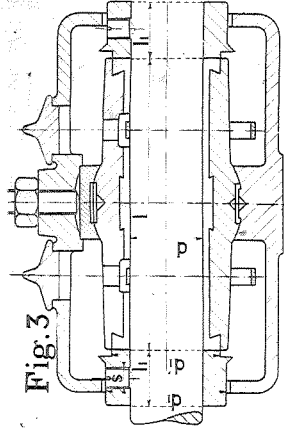


Fig. 4

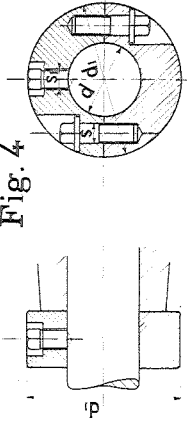


Fig. 5

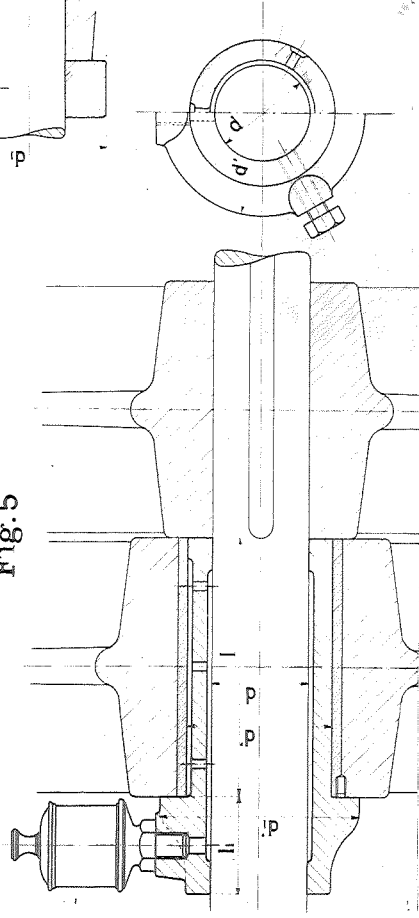
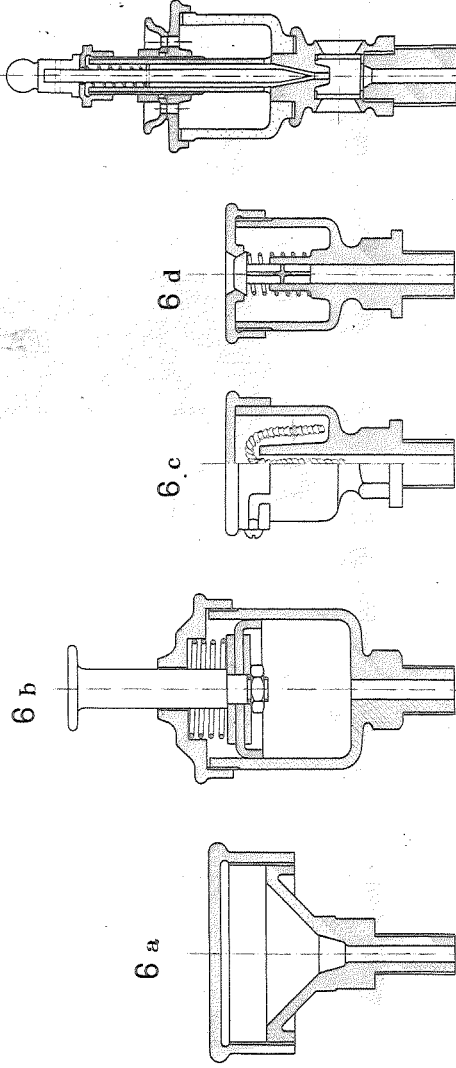


Fig. 6



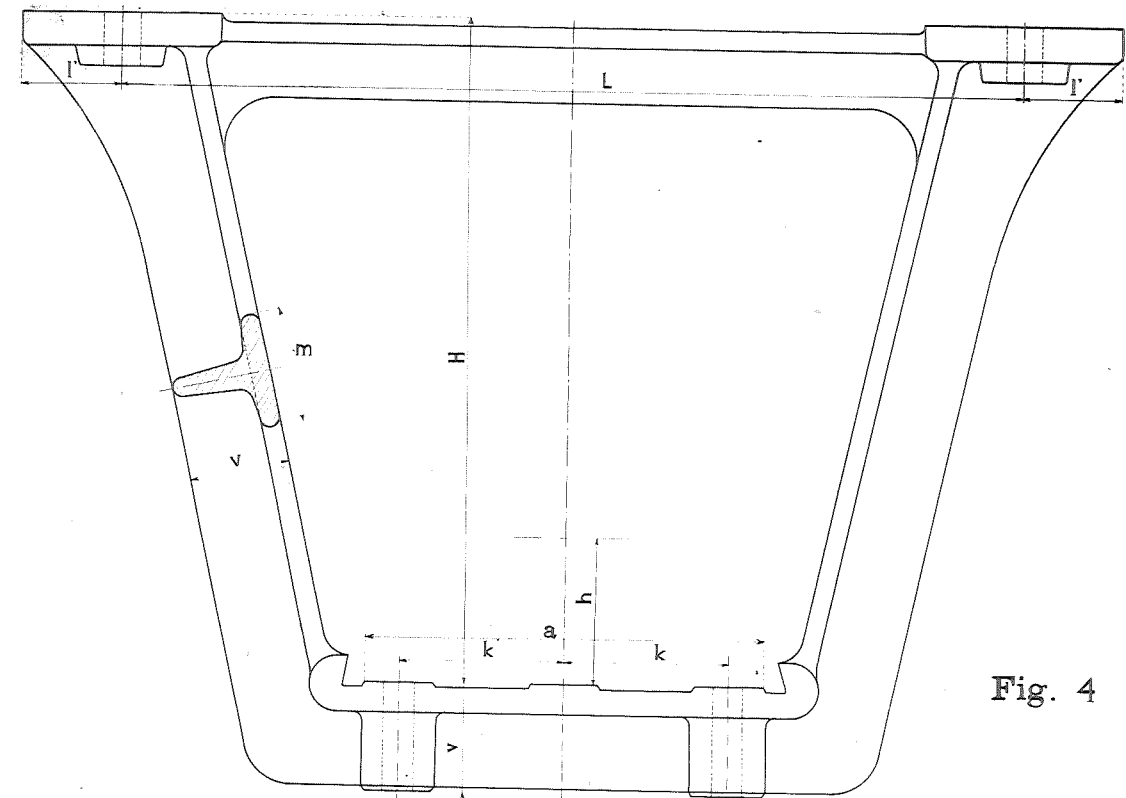
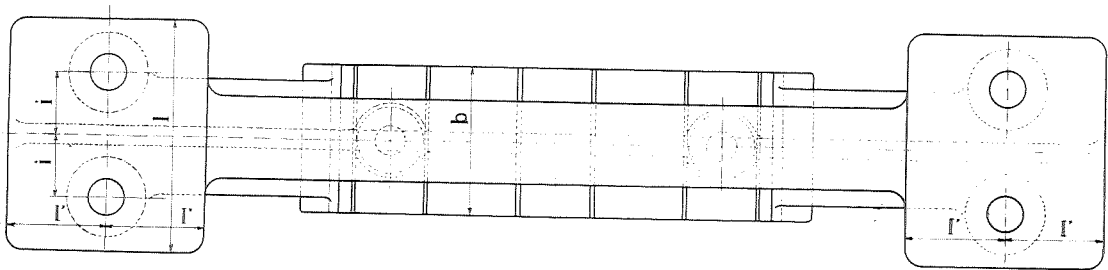
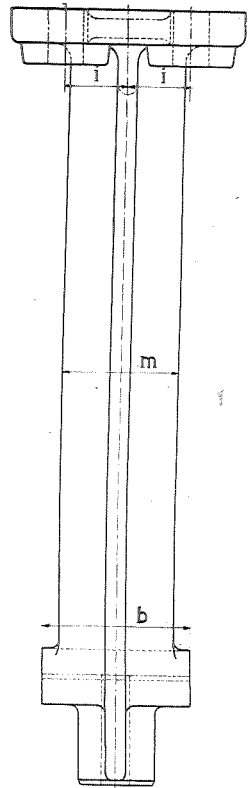
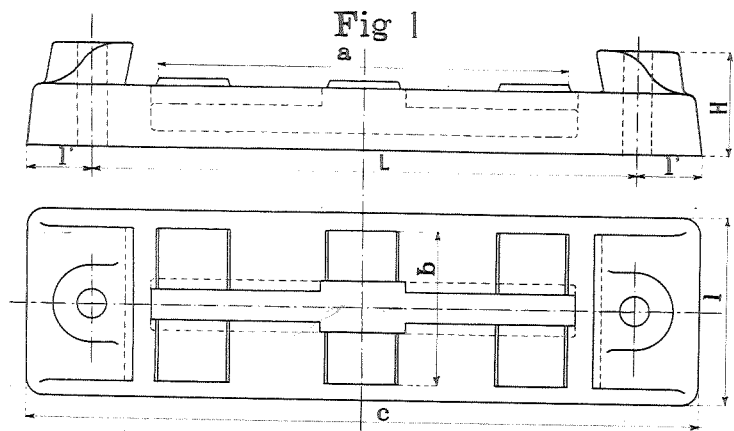
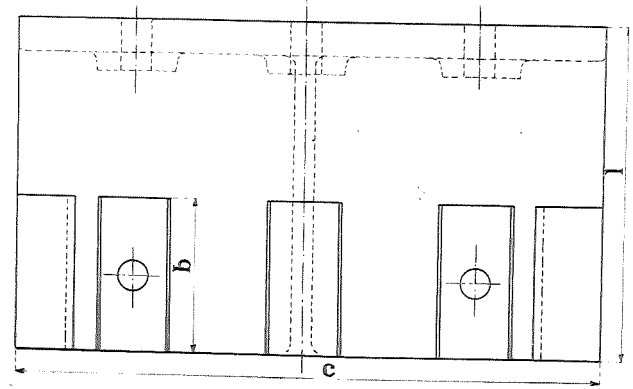
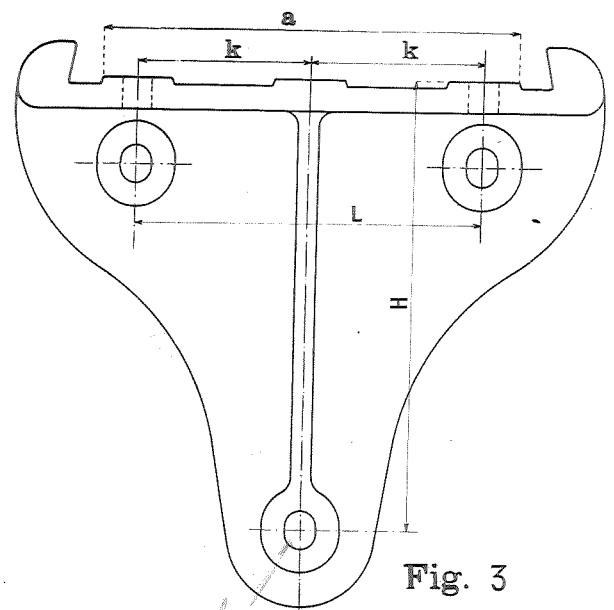
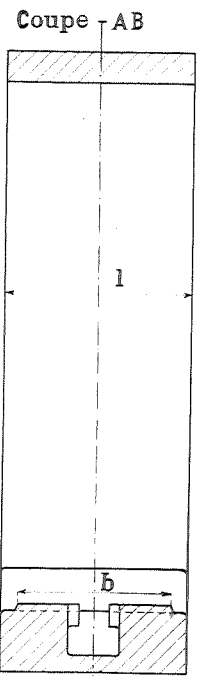
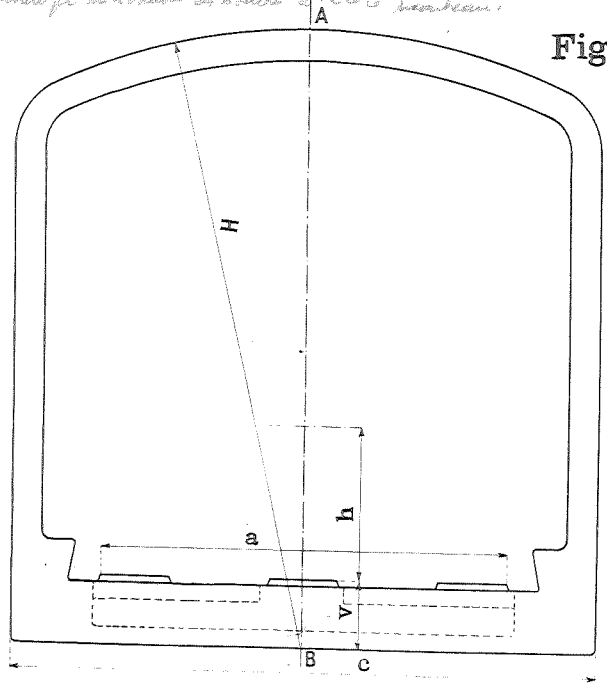


Fig. 4





arrêter la rotation de la bobine à l'arrêt



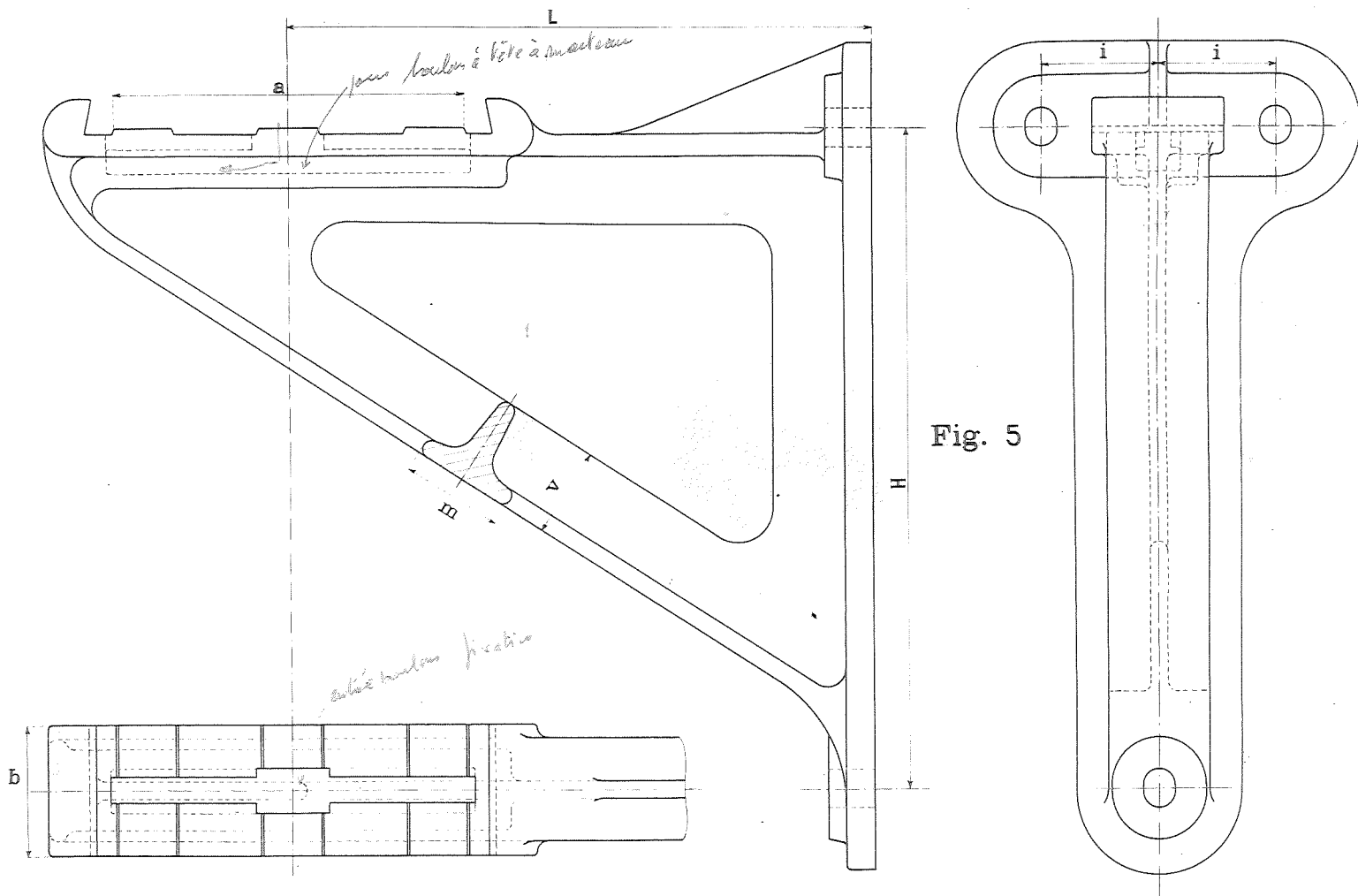


Fig. 5

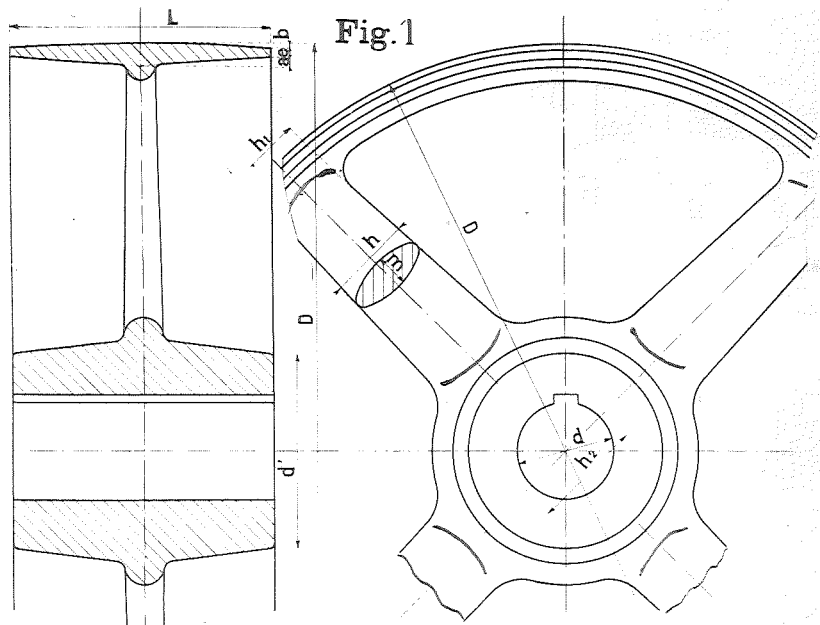


Fig. 1

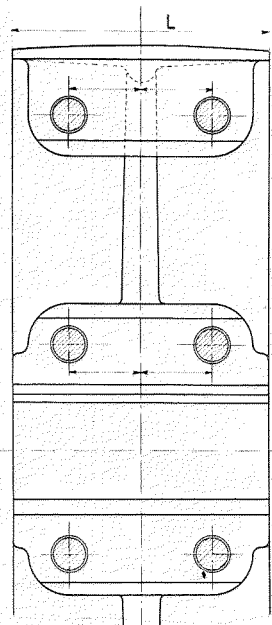


Fig. 2

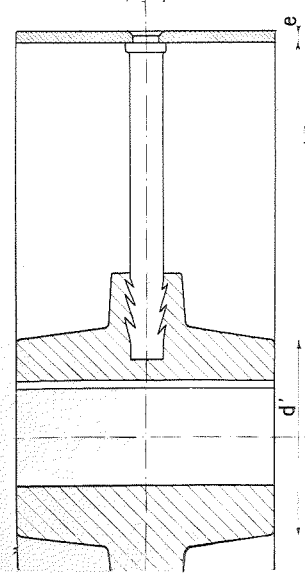
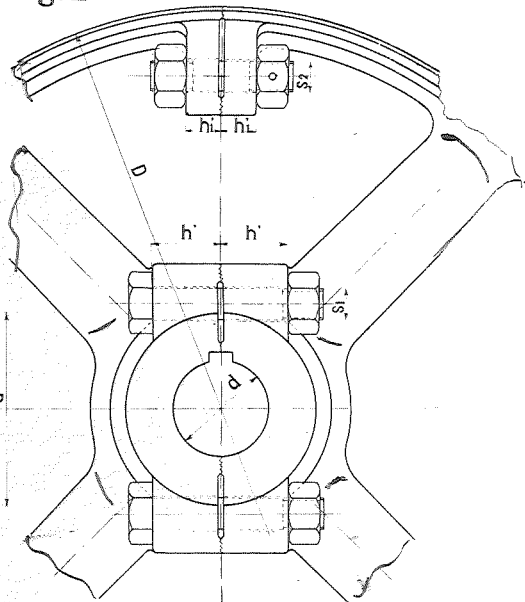


Fig. 3

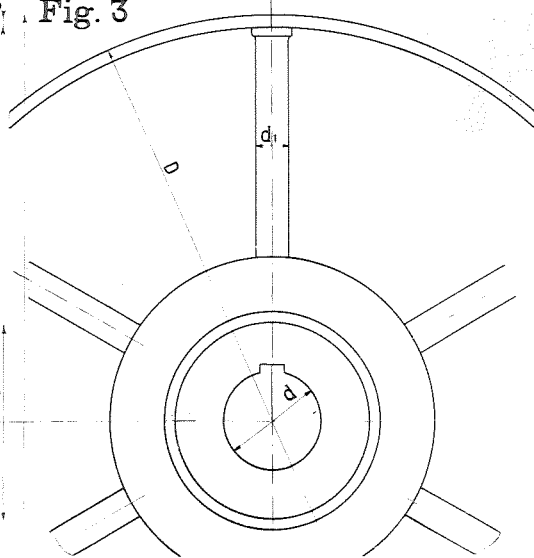


Fig. 4

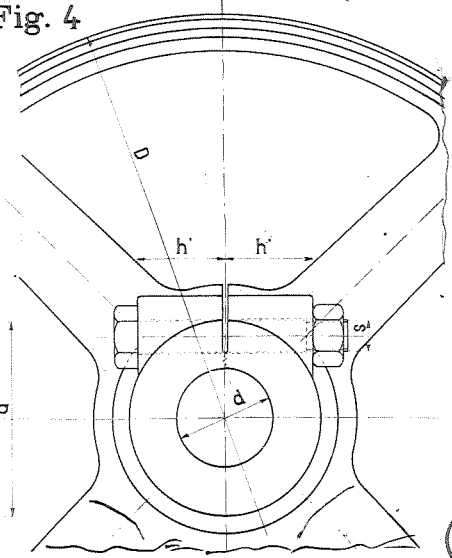
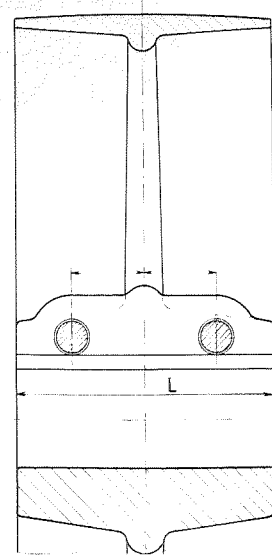


Fig. 5

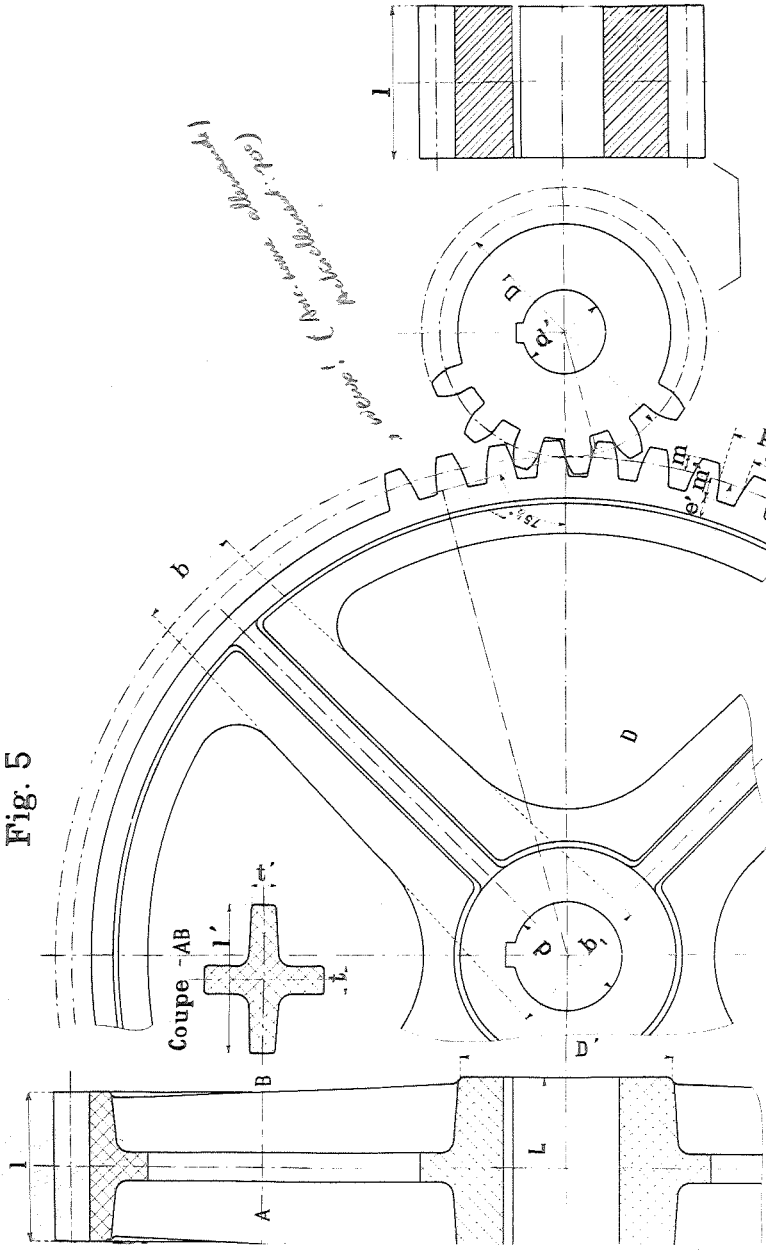


Fig. 6

