

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : Génie-Mécanique

ECOLE NATIONALE
POLYTECHNIQUE

POLYTECHNIQUE
NATIONALE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

Pompe à Engrenage pour
Brûleurs de Mazout

Proposé par :

M. BOUAZIZ

Etudié par :

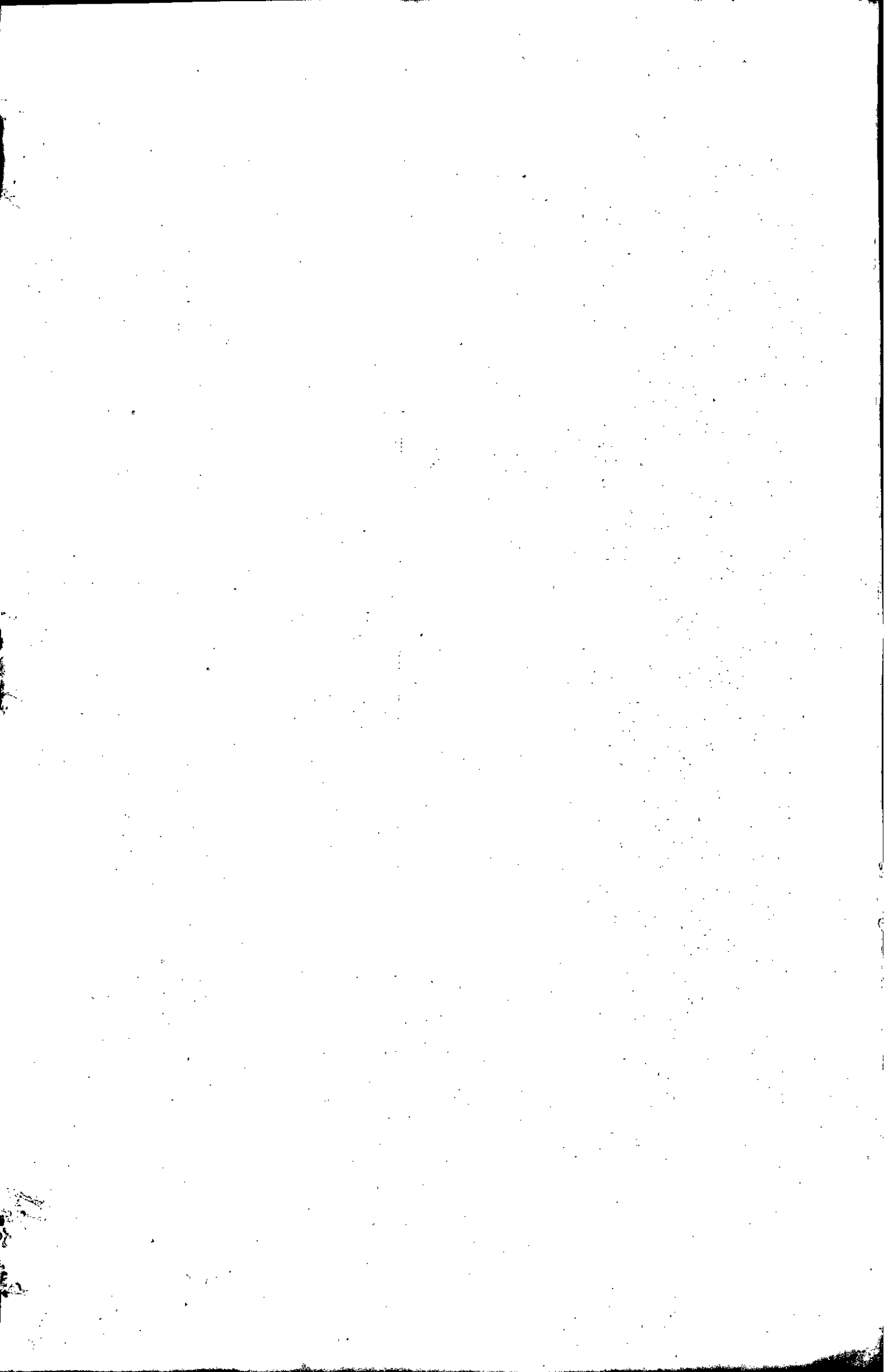
Zaoui MOUSSA

Dirigé par :

M. Bouaziz



PROMOTION : Janvier 84



بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

وَالْعَصِيرَانِ الْإِنْسَانَ لِفِي خُسْرٍ
إِلَّا الَّذِينَ ءَامَنُوا وَعَمِلُوا الصَّالِحَاتِ
وَتَوَاصَوْا بِالْحَقِّ وَتَوَاصَوْا بِالصَّبْرِ

صدق الله العظيم

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

يَا مَعْشَرَ الْجِنِّ وَالْإِنسِ إِنِ اسْتَطَعْتُمْ
أَنْ تَنفُذُوا مِنْ أَقْطَارِ السَّمَاوَاتِ
وَالْأَرْضِ فَأَنفُذُوا لَا تَنفُذُونَ
إِلَّا بِسُلْطَانٍ

صدق الله العظيم

Remerciements:

- Je tiens à remercier mon promoteur: Mr. Bouaziz pour son aide et ses conseils le long de mon travail.
- Je remercie également Mr. Pjerozak et Mr. Grefkovicz pour leurs conseils qui m'ont été d'une grande utilité, ainsi que tous les professeurs qui ont contribué à ma formation.
- Mes remerciements vont aussi à tous à qui je doit le tirage de ce polycopié.

Dédicaces:

- A mes très chers parents.
 - A mes très chers frères et sœurs.
 - A mon unique honorable oncle Latchdar et sa famille.
 - A toute ma famille grands et petits.
 - A mes chers amis: S. Ahmed et S. Omar qui m'ont été toujours fidèles et confidents.
 - A mes amis B. Azeddine et M. Allia, et tous mes collègues du promotion. Ainsi qu'à la famille "JYTKSB".
 - A tous les amis que j'ai connu à Sétif, ainsi qu'à la cité Bouraoui d'el-Harrach.
 - A tous qui me sont très chers, en particulier: R. Chaouch, et O. Khalfallah, et tous les amis du "Rahba".
- ... Je dédie ce travail.

● TABLE DE MATIERES

● Introduction.

● Présentation du Sujet.

● Chapitre I

1. Classification des pompes.

2. Choix de la pompe.

● Chapitre II

1. débit théorique.

2. Calcul du module.

3. calcul à la résistance.

4. Vérification à la pression superficielle.

5. " à la rupture.

6. " à l'usure.

7. éléments de tailleage.

● Chapitre III

Calcul dynamique:

1. efforts sur les dents:

2. charge radiale sur les paliers:

3. Calcul d'arbre:

4. étude des paliers.

5. choix des butées.

6. étanchéité.

● Chapitre IV

- emprisonnement du liquide dans les creux de denture.

● Chapitre V

1. variation du débit instantané.

2. coefficient d'irrégularité.

3. raccordement de la pompe.

• Chapitre VI

Protection contre les surpressions.

1. Soupape de sûreté.
2. Calcul de ressort.

• Chapitre VII

1. Calcul de clavette.
2. Choix du moteur d'entraînement.

• Conclusion.

• BIBLIOGRAPHIE :

- G. Henriot : *Traité théorique et pratique des engrenages.*
Tome 1 et 2
 - A. L. Tourancheau : *Elements de construction à l'usage de l'ingénieur.* Tome 1, 3 et 6.
 - C. MACABREY : *le formulaire des engrenages.*
 - *Technique de l'ingénieur (Mécanique et chaleur).*
 - L. LÉLOUP : *étude de la lubrification et calcul des Paliers.*
 - J. FAISANDIER : *Mécanismes hydrauliques.*
 - G. Lemasson : *matériaux de construction mécanique.*
 - Catalogue "intersigma" sur les pompes à l'usage de l'industrie des constructions mécaniques.
 - Duriod : *Aide-mémoire : Calcul et Conception en constructions mécaniques.*
-

Introduction :

Les transports des fluides d'un point à un autre restent toujours un mécanisme qui possède une importance considérable dans la vie moderne.

Pour ces transports, on utilise depuis longtemps plusieurs types d'appareils parmi lesquels les pompes trouvent un domaine d'utilisation très large, à titre d'exemple, une machine aussi répandue qu'une automobile moderne, comporte trois pompes :

pompe à huile, pompe à essence, pompe de circulation d'eau.

Le mot pompe sert à indiquer une machine qui transforme l'énergie mécanique en énergie hydraulique, en faisant circuler un liquide (eau, huile, pétrole, ...). C'est-à-dire, elle transmet au fluide qui la traverse une certaine puissance qui permet à ce fluide de couler dans un tuyau, ou de s'élever à une certaine hauteur.

Presentation du Sujet :

ce projet consiste à étudier une pompe à engrenage pour brûleur de mazout . Cette pompe est destinée à amener du mazout sous pression jusqu'à la buse des brûleurs de mazout automatiques .
Les caractéristiques de cette pompe sont :

- pression nominale : 15 à 20 bars .

- vitesse de rotation : 1500 à 3000 tr/mn .

- Débit :

à 1500 tr/mn : 6 à 125 dm³/h .

à 3000 tr/mn : 12 à 250 dm³/h .

- liquide de travail : mazout à indice :

• viscosité à 20°C : 2,5 à 6 cst

• température : de -10°C à 40°C

- Température ambiante : de -10°C à 60°C .

CLASSIFICATION DES POMPES:

Il existe plusieurs types de pompes dont chacune possède une construction et un principe de fonctionnement qui diffère presque totalement des autres pompes.

Cependant, ils peuvent être tous classés dans deux grandes catégories :

I. Turbo-pompes.

II. Pompes volumétriques.

I. Les turbo-pompes sont des ^{turbo} machines receptrices dont la rotation de la roue ou rotor, produit un régime de pression et de vitesse qui détermine la circulation du liquide pompé.

dans cette catégorie on rencontre :

1. les pompes monocellulaires centrifuges qui conviennent bien pour des débits modérés et des pressions de refoulement moyennes.

Pour des débits plus élevés, on utilise des pompes hélico-centrifuges alors que pour des débits aussi plus élevés, on utilise les pompes axiales.

2. les pompes multicellulaires : Ces machines sont conçues pour délivrer des pressions de refoulement élevées. Elles sont constituées de plusieurs étages monocellulaires dans un enveloppe unique.

II. Pompes volumétriques :

Ils sont beaucoup plus divers et plus nombreux que les pompes centrifuges.

Dans les pompes volumétriques la transformation de l'énergie mécanique en énergie hydraulique, diffère considérablement de la transformation correspondante dans les pompes à aubes.

Les pompes volumétriques sont caractérisées par le fait que l'écoulement du liquide se réalise grâce à la variation du volume de ce liquide qui est aspiré et refoulé d'une façon alternative. C.à.d que le fonctionnement des pompes volumétriques consiste en un déplacement périodique

du volume déterminé de liquide de la chambre d'aspiration vers la chambre de refoulement ; à ce déplacement s'accompagne une augmentation de pression .

les pompes volumétriques ne permettent pas l'obtention de gros débits sous faibles hauteurs manométriques, par contre, elle permettent d'obtenir de très petits débits à des pressions élevées, Ce qui laisse à ces appareils un champs d'application où ils ne rencontrent aucune concurrence ; (alimentation de brûleurs de moteur, graissage sous pression, ... et...). dans ces application, il est nécessaire de prévoir une soupape régulatrice de débit .

La classification des pompes volumétriques est caractérisée par la nature du mouvement d'un organe commandé mécaniquement pour avoir une variation de volume dans les capacités des pompes .

en générale les pompes volumétriques peuvent-êtré classées en deux groupes selon le mode de travail :

1. pompes à mouvement alternatif rectiligne :

Ce sont des pompes à mouvement de va- et vient exemple : pompes à piston ou pompes à diaphragme (membrane).

le corps de ces pompes est pourvu de soupapes d'aspiration et de refoulement.

les pompes à pistons sont à simple et à double effet :

Une telle pompe est dite à simple effet si le piston n'a qu'une seule face active (fig-1.)

dans les pompes à double effet, le piston présente deux faces actives (fig-2-).

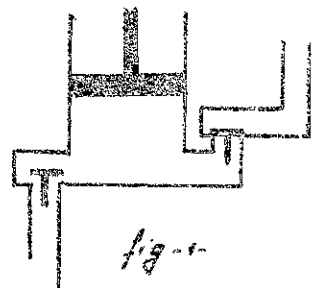
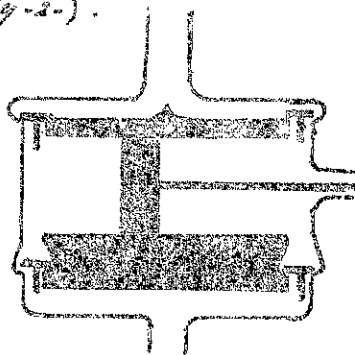


fig-2-



les pompes à piston conviennent à tout les débits et à des pressions faibles ou élevées; elles se prêtent au pompage de tous les liquides non chargés de particules dures et abrasifs.

2. pompes volumétrique à mouvement rotatif:

dans cette catégorie certaines pompes possèdent deux sortes de mouvement puisque les organes mobiles de ces pompes sont soumis simultanément d'une mouvement de rotation et à un mouvement rectiligne alternatif; c'est le cas des pompes à palettes qui se composent d'un corps de pompe et d'un rotor généralement excentré par rapport au corps de pompe. Ce rotor comporte des palettes permettant de créer au cours de la rotation, des variations dans le volume réservé au liquide. Ces variations sont réalisées de telle sorte que le volume soit relié à l'aspiration pendant sa croissance, et au refoulement pendant sa décroissance.

Il existe des pompes volumétriques qui décrivent seulement un mouvement de rotation continu, c'est le cas des pompes à engrenages, et des pompes à vis. Ce type des pompes peut-être utilisé au transport des liquides à pouvoir lubrifiant; aussi, elle se prêtent au pompage des huiles et de différents produits chimiques, et également au pompage des liquides chauds.

3. Pompes à engrenages:

Ces pompes comportent un grand nombre de variantes, qui diffèrent entre elles, soit par la disposition des engrenages, soit par la forme de ceux-ci. Dans tous les cas, le principe de fonctionnement de ces pompes consiste à aspirer le liquide dans l'espace compris entre deux dents consécutives et à le faire passer ensuite vers la section de refoulement. Les pompes à engrenages figurant parmi les plus anciens systèmes de pompages en hydrostatique. d'une construction simple, et d'un prix compétitif, elles répondent à des très nombreuses applications dans les secteurs de petites et moyennes puissances. Aussi elle sont utilisées avantageusement au pompage des liquides visqueux

dans l'industrie alimentaire, les sucreries et ailleurs tant qu'ils sont exempts d'impuretés mécaniques de caractéristique abrasif (sable, cristaux, .. et...) Ces pompes ne se prêtent pas au pompage des liquides sans pouvoir lubrifiant comme l'eau.

dans les pompes à engrenages on distingue:

- les pompes à engrenages extérieurs.

- " " " " Intérieurs.

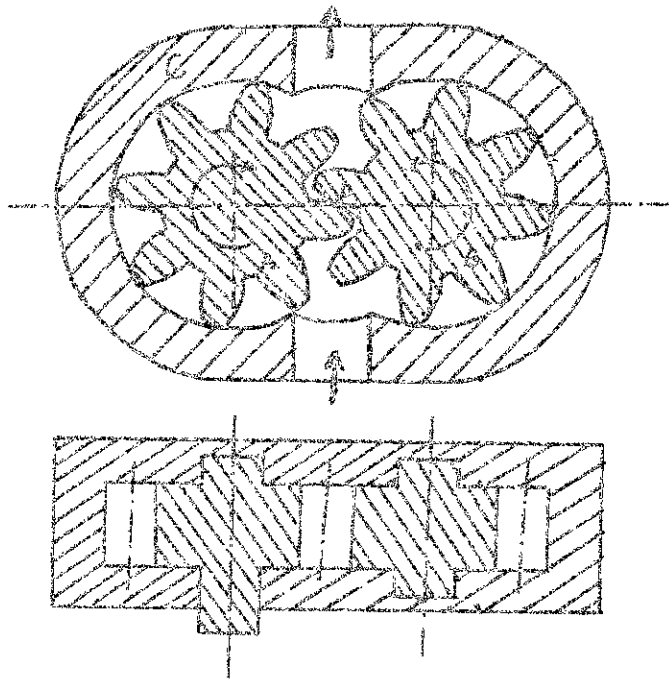


fig-3-

la figure (3) représente le type le plus simple de pompe à engrenages extérieurs. les engrenages sont enfermés dans un corps de pompe (C) qui les enserre à frottement doux tant sur leurs faces qu'à leur périphérie, à l'exception des orifices d'aspiration et de refoulement.

L'engrenage (A) est solidaire d'un arbre du moteur de la pompe, il entraîne l'engrenage (B) qui tourne fou sur son axe.

le profil des dents est calculé de telle sorte qu'il existe toujours en (D), un contact assurant l'étanchéité et empêchant toute communication directe entre l'aspiration et le refoulement.

le volume engendré par tour est évidemment égal au produit du nombre des dents, et du volume du creux entre deux dents. Ce volume

et donc indépendant de la pression de refoulement, il en résulte que le débit d'une pompe donnée ne dépend que de sa vitesse de rotation, et est proportionnel à celle-ci.

le débit d'une telle pompe ne peut être important que si la vitesse de rotation est élevée.

Pour augmenter le débit d'une pompe à engrenage sans modifier le diamètre ni la vitesse de rotation des roues, on peut agir de plusieurs manières: par exemple, on donne aux dents un profil particulier caractérisé par un évidement profond pour augmenter le volume du creux entre les dents. Cette solution exige l'emploi de garnitures pour assurer l'étanchéité. Une autre solution consiste à réduire le nombre de dents, mais cette solution conduit à une pompe de plus petites dimensions. Il faut aussi se rappeler que la régularité du débit est meilleure, lorsque le nombre de dents augmente.

les pompes à engrenages peuvent avoir une denture droite, hélicoïdale, ou encore à chevron. cette dernière solution présente l'avantage de rendre le mouvement plus uniforme, tout en évitant les poussées axiales.

la denture hélicoïdale permet un fonctionnement silencieux aux grandes vitesses, mais pour les fortes pressions, leur utilisation n'est pas conseillée, à cause des poussées axiales qui tendent à augmenter l'usure sur les faces latérales des couvercles.

II-CHOIX DE LA POMPE :

Le choix d'une pompe en vue d'une application donnée est un Problème pratique important. Il faut d'abord préciser le type de pompe à adopter, en se servant des données de base comme : débit, pression de refoulement, viscosité du fluide utilisé... etc...

Parfois, ces données essentielles sont insuffisantes pour choisir une pompe, alors il nous faut aussi des données complémentaires par exemple : la température du produit pompé, la nature du fluide, parcequ'il y'a des pompes ayant des parties mobiles en contact avec les parties fixes, avec un jeu interne assez faible (pompe à piston, pompe à engrenage, ...). Ce type de pompe ne convient plus aux liquides corrosifs abrasifs, et chargés. Dans le cas des liquides visqueux, le meilleur type sont les pompes rotatives.

Dans le choix d'une pompe à engrenage, on doit tenir compte de la forme de denture, ainsi que celle du profil de cette denture.

Pour la forme de la denture, on trouve par exemple que les engrenages hélicoïdaux prennent un avantage sur les dentures droites, car ils possèdent une action d'engrenement continue, ce qui assure un débit plus régulier par rapport aux dentures droites. d'autre part, les dents hélicoïdaux sont à module égale, plus résistantes que les droites, et aussi, les pignons à denture hélicoïdale ont en générale un fonctionnement plus silencieux aux grandes vitesses.

Pour le profil de la denture, on trouve bien que la développante de cercle a pratiquement apporté de grandes simplifications dans l'outillage nécessaire au taillage des engrenages. Notons aussi parmi les avantages de la denture en développante, qu'une seule outil générateur peut tailler tous les engrenages d'un même module quelque soit leur nombre de dents. Ces engrenages qui ont également l'avantage d'être interchangeables entre eux quelque soit leur nombre de dents, à condition qu'ils soient taillés suivant le même

angle de pression et même angle d'hélice (inclinaison).

• Remarque:

le profil de la dent est la développante exacte tracé d'après un cercle de construction de diamètre plus petit que le diamètre primitif de l'engrenage à exécuter. il est désigné par: "cercle de base".

• Choix du type d'engrenage:

Comme les arbres moteur et récepteur de notre pompe sont parallèles, et vu l'avantage de la denture hélicoïdale pour les grandes vitesses de rotation (3000 tr/min dans notre cas), nous choisissons un engrenage cylindrique à denture hélicoïdale.

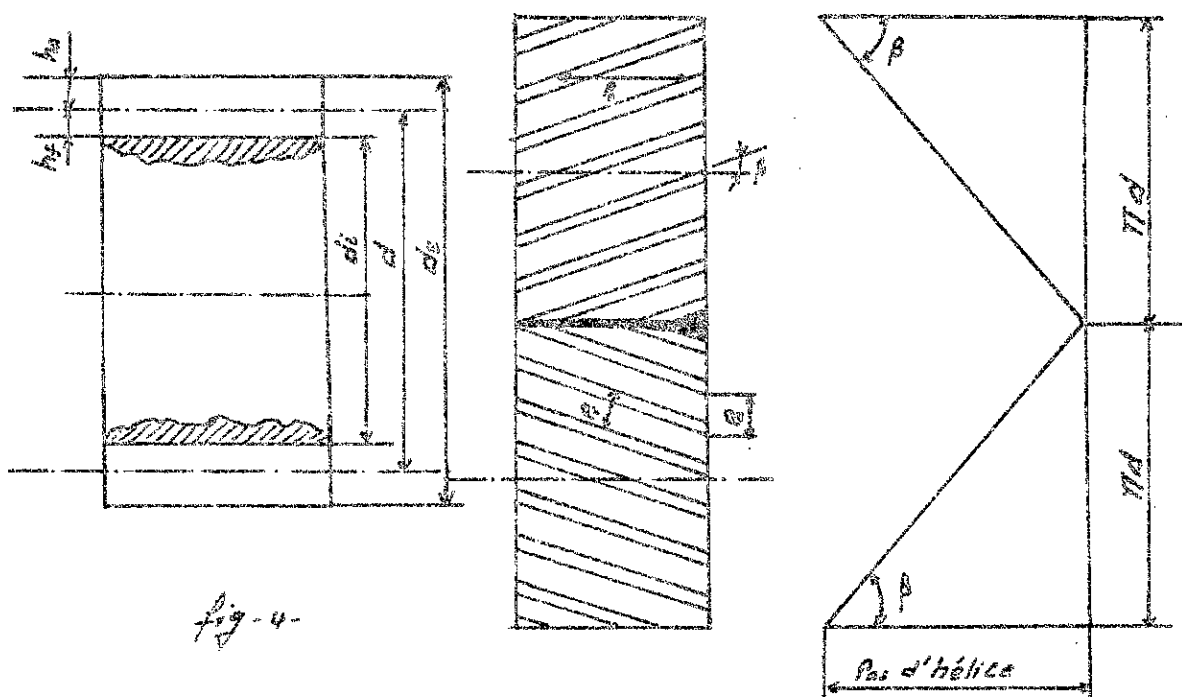


fig-4-

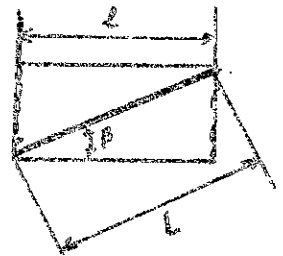
Lorsque deux roues hélicoïdales qui engrenent ont leurs axes //, le sens de l'inclinaison de la dent est inverse pour les deux roues.

Dans une roue à denture hélicoïdale on distingue:

- 1/ quatre pas: normal, apparent, pas de l'hélice, pas axial ou oblique. (fig. 4.)
- le pas normal ou réel est mesuré perpendiculairement à la tangente à l'hélice.
- le pas apparent ou circulaire est mesuré sur la circonférence primitive.
- les pas des hélices sont différents, lorsque les diamètres primitifs n'ont pas la même valeur, l'angle d'inclinaison β est le même pour les deux roues le pas apparent est donc le même.

2. d_a : angle de pression apparent.
3. d_n : angle de pression normal ou réel. on adopte $d_n = 20^\circ$ valeur normalisée.
4. β : angle d'inclinaison de l'hélice. on adopte $\beta = 10^\circ$
5. module réel: $M_n = M_a \cos \beta$
6. module apparent: $M_a = F_a / \pi$ avec F_a : F_a apparent.
7. la saillie: $h_a = M_n$ pour une denture normalisée.
8. le creux: $h_f = 1,25 M_n$ " " " " " "
9. la hauteur de la dent: $h = h_a + h_f = 2,25 M_n$
10. largeur de la denture: $L = \frac{d}{\cos \beta}$

$k = \frac{L}{M_n}$ est un coefficient dépendant des guidages des arbres, du matériau constituant la denture etc... ($k = 10$ à 30)



11. diamètre primitif: $d = m_n \cdot z$
 z: nombre des dents.
12. diamètre de base: $d_b = d \cos d_n$
13. diamètre de pieds: $d_f = d - 2h_f$
14. diamètre de tête: $d_e = d + 2h_a$
15. épaisseur normal: $S_n = F_n / 2$
16. épaisseur apparent: $S_a = F_a / 2$
17. nombre des dents virtuels: $z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}$
18. profil de la denture:

nous adoptons une denture à développante de cercle.

19. rapport de conduite total: $E_v = E_a + E_b$ avec:
 - E_a : rapport de conduite apparent.
 - E_b : rapport de recouvrement: $E_b = \frac{L \cos \beta}{\pi M_n}$

Pour utiliser avec profit une denture hélicoïdale, il convient d'avoir un rapport de recouvrement égal au moins à un.

Remarque: le rapport total de conduite nous indique le nombre de couples de dents en prise.

le couple auquel est soumis chaque couple des dents en prise est: $E = E_m / E_v$ avec E_m : couple moteur (total).

• Problème d'interférence :

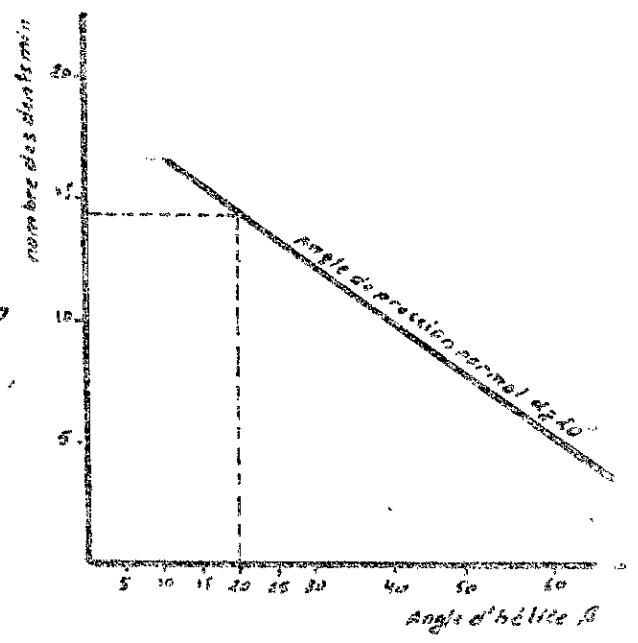
Pour engrener correctement, deux profils en contact doivent rester constamment tangents, dans le cas des dentures à développante de cercle, le lieu des points de contact successifs est une droite tangente aux cercles de base.

On dit qu'il se produit le phénomène d'interférence, si le point de contact n'appartient pas à cette droite.

On peut éviter l'interférence en utilisant un nombre des dents minimum, au-dessous duquel il y aura interférence pour deux pignons en prise.

le diagramme ci-contre indique pour le cas d'engrenage hélicoïdale à denture extérieure.

le nombre des dents minimum qu'il est possible d'employer en fonction des angles de pression normal α_n , et pour des angles d'hélice β .



dans notre cas, on a :

- $\alpha_n = 20^\circ$
- $\beta = 20^\circ \Rightarrow$

le diagramme nous donne un nombre des dents minimum égale à 15 dents presque.

Alors, pour éviter l'interférence on utilise un nombre de dents supérieur ou égale à 15 dents.

DIMENSIONNEMENT DE LA DENTURE

Les dimensions de la denture d'une pompe à engrenage sont déterminées en fonction du débit à obtenir.

2. Débit théorique:

Considérons la (fig. 5) relative d'une pompe à deux pignons identiques. Le liquide est entraîné du côté aspiration ou côté refoulement, enfermé entre les creux de denture et le coster de la pompe. Considérons par exemple le volume emprisonné dans le creux A, et à la manière d'un petit piston, la dent B du deuxième pignon pénètre dans le creux A après une certaine rotation de la pompe, et chasse le liquide vers l'orifice de refoulement. Le contact des dents empêchant le retour vers l'orifice d'aspiration, le creux aussi libéré de son liquide repasse dans la zone d'aspiration, se remplit à nouveau, et ainsi de suite..... Ce mécanisme est vraie pour tous les creux qu'ils appartiennent au pignon menant ou mené.

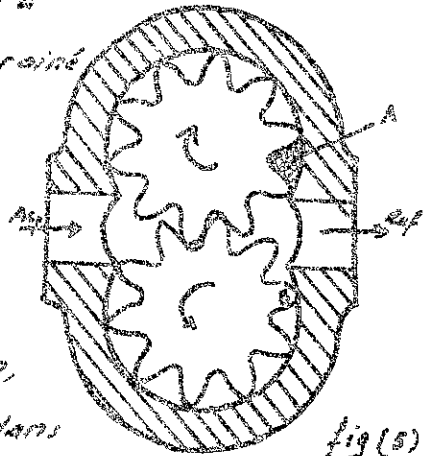


fig (5)

Si v est le volume de chacun des creux, et z et le nombre des dents de chacun des pignons, le volume de liquide refoulé à chaque tour sera ainsi : $Q = z \cdot z \cdot v$.

G. HENRIOT nous indique à la page "486" une valeur théorique du débit sous la forme :

$$Q_{th} = \frac{z \cdot \pi \cdot N \cdot d \cdot s \cdot l \cdot 10^{-6}}{\cos \beta} \quad \text{en (l/mn)}. \quad \dots (A)$$

avec :

d : diamètre primitif de fonctionnement de chaque pignon, en (mm).

s : soillie apparente de fonctionnement en (mm).

N : rotation en (tr/mn).

l : Largeur de denture en (mm).

β : inclinaison primitive de fonctionnement.

Q_{th} est donné en (l/mn), or dans l'équation (1) on a :

$$Q_{th} = \frac{2\pi \cdot N \cdot S \cdot \ell \cdot d \cdot (10^{-6})}{\cos \beta}$$

$$Q_{th} = (\text{tr/mn}) \cdot (\text{mm}) \cdot (\text{mm}) \cdot (\text{mm}) = \text{mm}^3/\text{mn}$$

et on a : $1 \text{ mm}^3 = (10^{-2} \text{ dm})^3 = 10^{-6} \text{ dm}^3 = 10^{-6} \text{ l}$

$$\Rightarrow 1 \text{ mm}^3/\text{mn} = 10^{-6} \text{ l/mn}$$

C'est pourquoi on multiplie par (10^{-6}) dans l'équation (1).

2. Calcul du module :

En posant :

$$s = Mr$$

$$d = Ma \cdot z = \frac{Mr}{\cos \beta} \cdot z$$

$$K = \frac{\ell}{d} \Rightarrow \ell = K \cdot d = K \cdot \frac{Mr}{\cos \beta} \cdot z$$

la formule (1) prend la forme suivante :

$$Q_{th} = \frac{2\pi \cdot N \cdot \frac{Mr}{\cos \beta} \cdot z \cdot Mr \cdot K \cdot \frac{Mr}{\cos \beta} \cdot z \cdot 10^{-6}}{\cos \beta}$$

$$Q_{th} = \frac{2\pi \cdot N \cdot z^2 \cdot Mr^3 \cdot K \cdot 10^{-6}}{\cos^3 \beta} \dots (2)$$

le module réel peut-être calculé à partir de l'équation (2) :

$$\text{on a : } Mr^3 = \frac{Q_{th} \cdot \cos^3 \beta \cdot 10^6}{2\pi \cdot N \cdot K \cdot z^2}$$

$$\Rightarrow Mr = \sqrt[3]{\frac{Q_{th} \cdot \cos^3 \beta \cdot 10^6}{2\pi \cdot N \cdot K \cdot z^2}}$$

le débit théorique est donné par : $Q_{th} = Q / \eta_v$ tel que :

Q est le débit de la pompe, et η_v est son rendement volumétrique.
Pour faire notre calcul, on doit choisir convenablement les valeurs des paramètres : η_v , z , et K .

• choix du nombre de dents Z :

Comme on l'a signalé, l'adaptation d'un petit Z conduit à une pompe de petites dimensions. les faibles nombres de dents sont évidemment limités par l'épaisseur trop faible des dents au sommet, entraînant une moins bonne étanchéité périphérique. En plus, il ne faut pas oublier la question de régularité du débit qui est meilleur pour un nombre de dents augmenté, aussi, il faut tenir compte du phénomène d'interférence qui peut être évité en utilisant un nombre supérieur ou égale à 15. on adopte alors comme valeur: $Z = 16$ dents.

• choix du rendement η_v :

le rendement volumétrique dépend tout d'abord de la précision d'exécution de la pompe et du maintien de cette précision en fonction du temps de fonctionnement (usures). Alors il ya intérêt à réduire le plus possible les jeux entre le cylindre de tête des pignons et l'alésage du carter, et surtout entre les faces latérales des pignons, et le carter. Le rendement volumétrique varie également avec les conditions de fonctionnement de la pompe: viscosité du liquide refoulé, vitesse de rotation, et pression de refoulement.

Pour le choix d'une valeur moyenne du rendement volumétrique

On a:

- pour les pompes à basses pressions jusqu'à 10 bars, on peut adopter une valeur moyenne $\eta_v = 0,9$

- pour des pressions entre 10 et 40 bars, on prends une valeur un peu plus faible par exemple $\eta_v = 0,85$.

pour notre cas on adopte la valeur: $\eta_v = 0,85$.

• choix du coefficient $K = e/D$:

M. Pomper nous donne dans son ouvrage: "Commande hydraulique des machines-outils", des valeur moyennes de base, on trouve que pour des pression entre 10 et 20 bars on a :

($K = 0,55$ à $0,65$). On adopte une valeur: $K = 0,58$.

la dureté HB est de 130 daN/mm^2 .

la résistance pratique à l'értention est donnée par: $R_{pe} = \frac{R_t}{S}$ tel que S est un coefficient de sécurité. Dans notre cas pour une bonne construction, et un calcul soigné, on adopte un coefficient $S=4$.

On trouve alors que $R_{pe} = \frac{R_t}{S} = \frac{40}{4} = 10 \text{ daN/mm}^2 \Rightarrow R_{pe} = 100 \text{ N/mm}^2$

• Calcul du couple:

Lorsque l'énergie mécanique entre sous la forme d'un arbre tournant, la loi de conservation de l'énergie donne:

$$P = C_m \cdot \omega = p \cdot q \cdot \frac{1}{\eta_t} \text{ avec:}$$

- P: puissance nécessaire pour la commande de la pompe en (watt).

- C_m : couple sur l'arbre en (N.m).

- ω : rotation en (rad/s). $\omega = \pi \cdot N / 30$ Nien tr/min.

- p: pression de refoulement en (P_a)

- q: débit refoulé en (m^3/s).

- η_t : rendement global de la pompe.

G. Henriot nous donne des valeurs moyennes du rendement total η_t :

$\eta_t = 0,40$ à $0,50$ pour les pompes à basse pression.

$= 0,50$ à $0,75$ " " " " à haute pression.

Pour notre cas $p = 20 \text{ bars}$, on adopte une valeur moyenne $\eta_t = 0,60$.

le couple est donné par: $C_m = p \cdot q / \omega \cdot \eta_t$ on a:

$$p = 20 \text{ bars} = 20 \cdot 10^5 \text{ Pascals}$$

$$q = 250 \text{ l/min} = \frac{250 \cdot 10^{-3}}{60} = 0,004167 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\omega = \frac{2\pi N}{60} = \frac{2\pi \cdot 3000}{60} = 314,16 \text{ rad/s}$$

$$\text{le couple sera finalement: } C_m = \frac{20 \cdot 10^5 \cdot 0,004167 \cdot 10^{-3}}{314,16 \cdot 0,6} = 0,736 \text{ N.m}$$

$$\Rightarrow C_m = 0,736 \text{ N.m}$$

C_m est le couple total sur l'arbre.

le couple appliqué sur chaque dent sera: $C = C_m / E_x$ avec:

E_x est le rapport de conduite total qui représente le nombre des cour-

-tes des dents en prise. On a: $E_x = E_k + E_g$.

$\epsilon_{\alpha} = U_1 + U_2$. l'abaque fig III-5 page 122 (Henriot) donne les valeurs de U_1 et U_2 en fonction des nombres des dents, et de l'angle de pression apparent α_t qui est donné par: $\tan \alpha_t = \tan \alpha_n / \cos \beta \Rightarrow \alpha_t = 21,17^\circ$
 dans notre cas $Z_1 = Z_2 = 16$ dents $\Rightarrow U_1 = U_2 = 0,75$
 $\Rightarrow \epsilon_{\alpha} = 2 \cdot 0,75 = 1,5 \Rightarrow \epsilon_{\alpha} = 1,5$

ϵ_{β} peut être tiré de l'abaque fig III-10a page 133 (Henriot). en fonction de β et de l/m_n . on a:

$$\left. \begin{array}{l} \beta = 20^\circ \\ l/m_n = 10 \end{array} \right\} \Rightarrow \epsilon_{\beta} = 1,1$$

Alors: $\epsilon_{\gamma} = 1,5 + 1,1 = 2,6 \Rightarrow \epsilon_{\gamma} = 2,6$.

On adopte un nombre des couples des dents en prise égale à trois. le couple appliqué sur chacune des dents est donc:

$$C = \frac{C_m}{\epsilon_{\gamma}} = \frac{0,736}{3} = 0,245 \text{ N.m} \Rightarrow C = 0,245 \text{ N.m} \\ = 245 \text{ N.mm}$$

le module est alors:

$$M_r \geq \sqrt[3]{\frac{10,6 \cdot C}{Z' \cdot k \cdot R_{pe}}} \quad \text{avec: } Z' = 19, \quad k = 10 \\ R_{pe} = 100 \text{ N/mm}^2$$

$$M_r \geq \sqrt[3]{\frac{10,6 \cdot 245}{19 \cdot 10 \cdot 100}} = 0,51 \text{ mm.}$$

On trouve bien que le calcul à la résistance nous donne un module faible par rapport à la valeur calculée en fonction du débit. On a intérêt alors à choisir le module le plus résistant pour notre denture. On adopte alors le module $m_n = 1,25$.

le diamètre primitif est: $d = \frac{m_n \cdot Z}{\cos \beta} = \frac{1,25 \cdot 16}{\cos 20} = 21,28 \text{ mm.}$

Chacune des dents en prise est soumise à un effort tangentiel de: $F_t = \frac{2 \cdot C}{d} = \frac{2 \cdot 245}{21,28} = 23 \text{ N.} = 2,3 \text{ daN.}$

Cet effort doit être inférieur aux efforts tangentiels admissibles de rupture et d'usure qui tiennent compte des conditions d'utilisation

et de la matière, la durée de fonctionnement de la roue. ect

4. Vérification à la pression superficielle :

D'après G. Henriot, l'effort tangentiel admissible est donné par :

$$F_{adm} = \sigma_H \cdot b \cdot d \frac{C_r \cdot K_v \cdot K_H \cdot K_m \cdot K_A}{Z_e \cdot Z_B \cdot Z_c} \quad \text{avec :}$$

- σ_H : valeur limite de base de pression de HERTZ, donnée sur les abaques en fonction de la dureté Brinell. dans notre cas on a : $HB = 130 \text{ daN/mm}^2 \Rightarrow \sigma_H = 60 \text{ daN/mm}^2$.
- b : largeur de la denture : $L = \ell / \cos \alpha$.
 $\ell / m = 10 \Rightarrow L = 10 m = 12,5 \Rightarrow b = 12,5 \text{ mm}$.
- d : diamètre primitif : $d = 21,28 \text{ mm}$.
- C_r : facteur du rapport : $C_r = \frac{2}{2+2} \Rightarrow C_r = 0,5$
- K_v : facteur de vitesse, dépend de la classe de précision des engrenage, et de la vitesse tangentielle. dans Henriot l'abaque nous donne la valeur : $K_v = 0,94$.
- K_H : facteur de durée : dépend du nombre de cycle de mise à charge d'une dent. Si on adopte une durée de 10000 heures le nombre des cycles sera : $N_c = 10000 \cdot 3000 \cdot 60 = 18 \cdot 10^8$
 $\Rightarrow N_c = 1,8 \cdot 10^9$, et pour $N_c > 10^9$ on a : $K_H = 0,5$.
- K_m : facteur de portée : pour $\frac{\ell}{d} \leq 1$ on a $K_m = 1$.
- K_A : facteur de service : tient compte du type de l'organe moteur et de l'organe récepteur. pour un moteur électrique travaillant jusqu'à 12 h/j dans choes on a $K_A = 1$
- Z_e : facteur du matériau : fonction du module d'élasticité longitudinale : $Z_e = \sqrt{0,35E}$ on a pour les aciers $E = 21 \cdot 10^3 \text{ daN/mm}^2$
 $\Rightarrow Z_e = \sqrt{0,35 \cdot 21 \cdot 10^3} = 85,73 \Rightarrow Z_e = 85,73$
- Z_B : facteur de longueur de contact. si $Z_B > 1 \Rightarrow Z_B^2 = \frac{1}{Z_a}$
 Diffé : $Z_B = 1,1 > 1$ } $\Rightarrow Z_B^2 = \frac{1}{1,5} = 0,66$ $Z_B^2 = 0,66$.
 et $Z_a = 1,5$

- Z_c : facteur géométrique, dépend de l'angle d'inclinaison de l'hélice à base (β_b), et de l'angle de pression apparent α_t : on a:

$$Z_c^2 = \cos \beta_b / \cos \alpha_t \cdot \sin \alpha_t \quad \text{nous avons déjà calculé } \alpha_t = 21,17^\circ$$

pour β_b : $\tan \beta_b = \tan \beta_p \cdot \cos \alpha_t = \tan 20 \cdot \cos 21,17 = 0,339 \Rightarrow \beta_b = 18,74^\circ$

$$\Rightarrow Z_c^2 = \cos 18,74 / \cos 21,17 \cdot \sin 21,17 \Rightarrow Z_c^2 = 2,8$$

L'effort tangentiel admissible est donc:

$$F_{tadm} = (60)^2 \cdot 12,5 \cdot 21,28 \frac{0,5 \cdot 0,34 \cdot 0,5 \cdot 1 \cdot 1}{(25,73)^2 \cdot 0,66 \cdot 2,8} = 16,56 \text{ daN}$$

Cet effort admissible est largement supérieur à l'effort tangentiel appliqué sur la denture qui est: $F_t = 2,3 \text{ daN} < 16,56 \text{ daN}$.

5. Vérification à la rupture:

L'effort tangentiel admissible est donné par:

$$F_{tadm} = \sigma_{lim} \cdot b \cdot m_r \frac{K_v \cdot K_{bL} \cdot K_m \cdot K_A}{Y_z \cdot Y_s \cdot Y_\beta}$$

les facteurs qui changent sont les suivants:

- σ_{lim} : contrainte limite à la rupture sur la roue, donnée par l'abaque en fonction de la charge de rupture.
pour $R_r = 40 \text{ daN/mm}^2 \Rightarrow \sigma_{lim} = 12 \text{ daN/mm}^2$
- K_{bL} : facteur de durée, pour des nombres des cycles supérieur à 20 on a: $K_{bL} = 0,65$.
- Y_z : facteur de conduite tient compte qu'à certain instants de l'engrenement, l'abaque dans Henriot nous donne Y_z sous la forme: $Y_z = \frac{1}{Z_r} = \frac{1}{1,5} = 0,66 \Rightarrow Y_z = 0,66$.
- Y_s : facteur de forme en fonction du nombre de dents virtuel Z' et de l'angle β . pour un départ nul l'abaque nous donne la valeur: $Y_s = 2,8$.
- Y_β : facteur d'inclinaison: dépend de l'angle β .
pour $\beta < 30^\circ$ on a: $Y_\beta = \frac{25}{9} \cdot 10^{-4} \beta (\beta - 60) + 1 = 0,77$
 $\Rightarrow Y_\beta = 0,77$.

L'effort tangentiel admissible est :

$$F_{adm} = 12,5 \cdot 1,25 \cdot \frac{0,24 \cdot 0,65 \cdot 1,1}{0,66 \cdot 2,8 \cdot 0,77} = 80,50 \text{ daN.}$$

$F_{adm} = 80,50 \text{ daN}$. Cet effort admissible est largement supérieur à F_t appliqué sur la denture. $80,50 > 2,3 \text{ daN/mm}^2$.

• Puissance admissible :

la puissance admissible exprimée en chevaux est donnée par :

$$P_{adm} = \frac{10^{-6}}{1,432} \frac{m \cdot z \cdot N}{\cos \beta} \cdot F_{adm}$$

la puissance admissible la plus faible correspond à $N = 1500 \text{ tr/mn}$.

$$\text{on a donc : } P_{adm} = \frac{10^{-6}}{1,432} \frac{1,25 \cdot 16 \cdot 1500}{\cos 20} \cdot 16,56 = 0,368 \text{ ch}$$

la puissance transmise par dent est :

$$P = \frac{P}{E_t} = \frac{C_m \cdot \omega}{E_t} = \frac{0,736 \cdot 314,16}{3} = 77 \text{ watts}$$

$$\text{ou : } P = \frac{77 \cdot 10^{-3}}{0,736} = 0,104 \text{ ch} \quad \text{car } (1 \text{ ch} = 0,736 \text{ kW})$$

On trouve que cette puissance est inférieure à la puissance admissible. $P < P_{adm}$.

6. Vérification à l'usure :

le facteur d'usure est donné par :

$$U = \frac{F_t}{l} \quad \text{avec : } F_t : \text{effort tangentiel en daN.}$$

l : largeur de la denture en mm.

le facteur d'usure U doit être inférieur à :

- 100 daN/mm pour la fonte.
- 200 " " un acier moulé ou forgé.
- 200 à 250 " " les aciers spéciaux traités.

On vérifie la denture à l'usure pour un effort tangentiel maximum. $F_t = 2,3 \text{ daN}$, $l = 12,5 \text{ mm}$

$$\Rightarrow U = \frac{2,3}{12,5} = 0,184 \text{ daN/mm}$$

On trouve que le facteur d'usure est très inférieur à 200 donc.

7° Element de taillage :

les deux roues sont identiques soit :

- nombre des dents : $Z = 16$ dents.
- angle de pression normale : $\alpha_n = 20^\circ$
- " d'inclinaison $\beta = 20^\circ$
- " de pression apparent : $\alpha_t = 21,17^\circ$
- module réel ou normale : $M_r = 1,25$ mm.
- " apparent $M_a = M_r / \cos \beta \Rightarrow M_a = 1,33$ mm.
- Saillie : $h_a = M_r = 1,25$ mm.
- Creux : $h_f = 1,25 M_r = 1,25 \cdot 1,25 = 1,56$ mm
- hauteur de la dent : $h = h_a + h_f = 2,25 M_r \Rightarrow h = 2,81$ mm.
- Pas réel : $P_r = \pi M_r = 1,25 \cdot \pi = 3,92$ mm.
- Pas apparent : $P_t = \pi M_a = 1,33 \pi = 4,18$ mm.
- Largeur de la dent : $\ell / m_r = 10 \Rightarrow \ell = 10 m_r \Rightarrow \ell = 12,5$ mm
 $L = \ell / \cos \beta = 12,5 / \cos 20 \Rightarrow L = 13,3$ mm.
- diamètre primitif : $d = 21,28$ mm.
- " de base : $d_b = d \cos \alpha_t = 19,84$ mm.
- " de pieds : $d_i = d - 2 h_f = 18,16$ mm.
- " de tête : $d_e = d + 2 h_a = 23,78$ mm.
- entreaxe : $a = d = 21,28$ mm.

° Remarque :

- dans les données de la pompe on trouve que la pression varie entre 15 et 20 bars, mais on a fait le calcul pour le cas le plus défavorable en utilisant la pression maximale $p = 20$ bars.
- même chose pour les vitesses de rotation et les débits refoulés du marteau, car on trouve bien que N_2 et Q_2 sont respectivement les doubles de N_1 et Q_1 , on a :

$$P_1 = C_{m1} \cdot \omega_1 = p \cdot q_1$$

$$P_2 = C_{m2} \cdot \omega_2 = p \cdot q_2$$

P : puissance, C_m : couple, ω : rad/s, p : pression, q : débit.

et comme on a $\omega_2 = 2\omega_1$ et $q_2 = 2q_1$ on trouve :

$$\left. \begin{array}{l} C_{m1} \cdot \omega_1 = p \cdot q_1 \\ C_{m2} \cdot \omega_2 = p \cdot q_2 \end{array} \right\} \Rightarrow \begin{array}{l} C_{m1} \cdot \omega_1 = p \cdot q_1 \\ C_{m1} \cdot 2\omega_1 = p \cdot 2q_1 \end{array}$$

$$\Rightarrow C_{m1} = \frac{p \cdot q_1}{\omega_1} \quad \text{et} \quad C_{m2} = \frac{p \cdot q_1}{\omega_1}$$

alors on remarque bien que $C_{m1} = C_{m2}$ ce qui implique que pour un même diamètre d on trouve les forces sur la denture $F_{t1} = F_{t2}$.

et comme on trouve les mêmes valeurs pour les deux cas on a fait seulement le calcul pour les valeurs moyennes de N et de Q .

• Correction du rendement volumétrique pour le module adopté $m_r = 1,25 \text{ mm}$:

$\eta_v = \frac{Q}{Q_{th}}$, le débit théorique est donné par :

$$M_T^3 = \frac{Q_{th} \cdot \cos^3 \beta \cdot 10^6}{2\pi \cdot N \cdot K \cdot z^2}$$

$$\Rightarrow Q_{th} = \frac{M_T^3 \cdot 2\pi \cdot N \cdot K \cdot z^2}{\cos^3 \beta \cdot 10^6} \\ = \frac{(1,25)^3 \cdot 2\pi \cdot 1500 \cdot 0,52 \cdot (16)^2}{\cos^3 20 \cdot 10^6} = 3,13 \text{ l/mn}$$

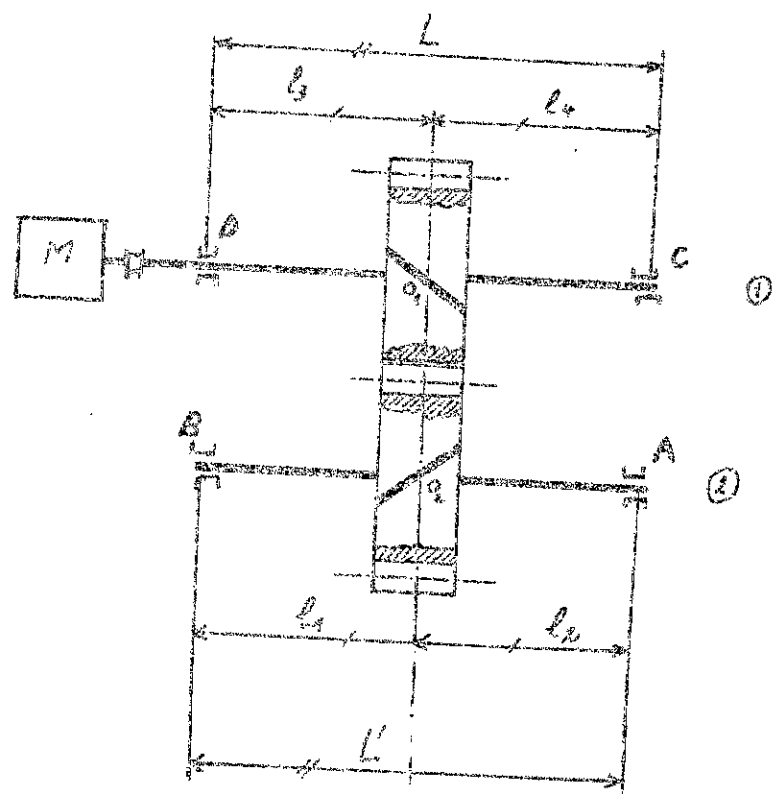
$$\Rightarrow Q_{th} = 3,13 \text{ l/mn}$$

et on a $Q = 2,083 \text{ l/mn}$

$$\Rightarrow \eta_v = \frac{Q}{Q_{th}} = \frac{2,083}{3,13} = 0,66$$

$$\Rightarrow \eta_v = 0,66$$

● CALCUL DYNAMIQUE :



①

②

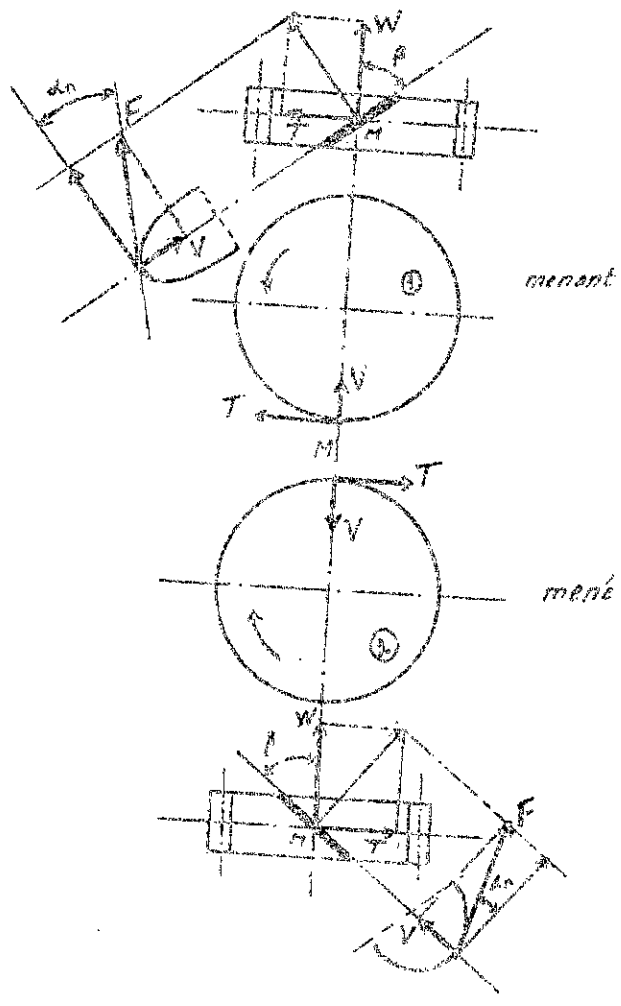
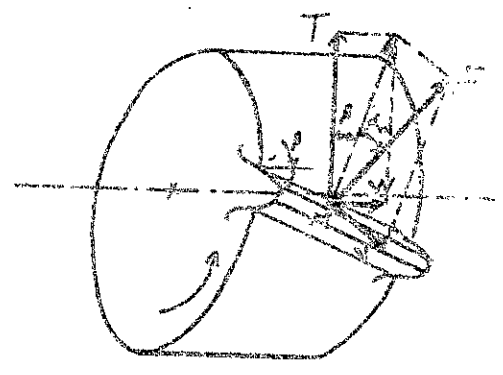


fig-6-

• l'action de la denture du pignon ① sur celle du pignon ② se traduit par une force F dirigée suivant la normale commune en leur point de contact, nous supposons cette force appliquée en M sur l'hélice primitive à la moitié de la largeur de denture. Nous voyons à priori que F subit l'effet de deux inclinaisons dues aux angles β et α_n . (fig. 6) les composantes de F sont: (voir fig. 6-).

- a) Composante tangentielle aux cylindres primitifs: T .
- b) composante axiale suivant une direction // aux axes: W .
- c) Composante radiale suivant une direction radiale: V .

Adoptons les notations suivantes:

- P : puissance en (ch).
- N : rotation du pignon en (tr/mn).
- r : rayon primitif en (mm).
- β : inclinaison primitive.
- α_n : angle de pression réel.

• T est donnée par Henriot page (253):

$$T = 716500 \frac{P}{N r} \quad \text{en (daN)}.$$

la puissance est donnée par: $P = C_m \cdot \omega = 0,736 \cdot 314,16 = 231,5$ watts
 en (ch) P est: $\frac{231,5 \cdot 10^{-3}}{0,736} = 0,314$ ch (1 ch = 0,736 Kw).

$$N = 3000 \text{ tr/mn} \quad \text{et} \quad r = d/2 = 10,64 \text{ mm}.$$

$$\Rightarrow T = 716500 \frac{0,314}{3000 \cdot 10,64} = 7,05 \text{ daN} \quad \Rightarrow T = 70,5 \text{ N}$$

• W est donnée par la formule suivante:

$$W = T \tan \beta = 70,5 \tan 20 = 25,6 \text{ N} \quad \Rightarrow W = 25,6 \text{ N}$$

• V est donnée par l'expression suivante:

$$V = T \tan \alpha_n / \cos \beta \\ = 70,5 \tan 20 / \cos 20 = 29 \text{ N} \quad \Rightarrow V = 29 \text{ N}$$

la charge F que subissent les dents est donnée en fonction de T :

$$F = T / \cos \alpha_n \cdot \cos \beta = 70,5 / \cos 20 \cdot \cos 20 = 79,84 \text{ N} = 80 \text{ N}$$

$$\Rightarrow F = 80 \text{ N}$$

2. Charge radiale Sur les paliers :

la détermination exacte de la charge radiale sur les paliers est une opération assez difficile, d'autant plus qu'un certain nombre de facteurs sont mal connus. C'est l'une des raisons pour laquelle on utilise très souvent, la formule simplifiée donnée par G. Henriot suivante :

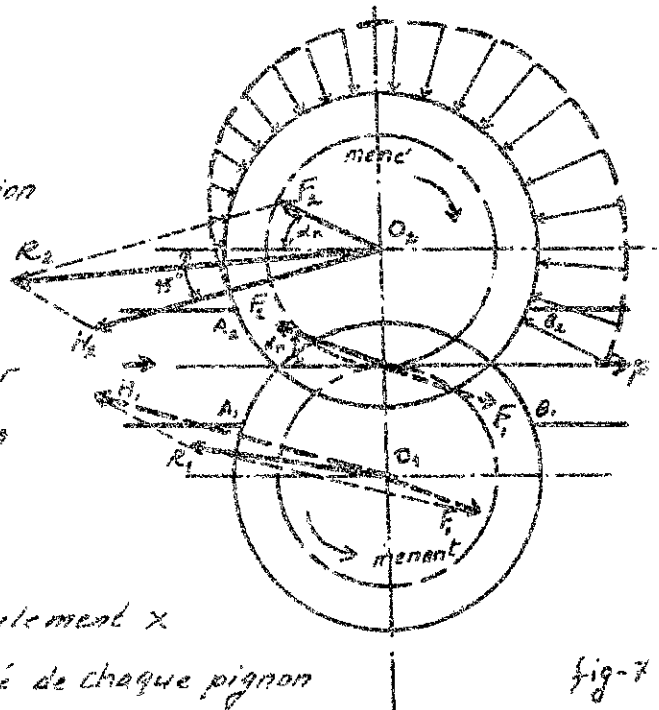


fig-7.

Charge radiale = pression de refoulement x
Surface projetée de chaque pignon

$$R_{(daN)} = 0,01 \cdot p \cdot d_e \cdot l \quad \text{avec:}$$

- p : pression de refoulement en (daN/cm²)
- d_e : diamètre extérieur en (mm)
- l : largeur de denture en (mm).

Calcul de R :

$$R = 0,01 \cdot p \cdot d_e \cdot l \quad \text{avec: } p = 20 \text{ daN/cm}^2, \quad d_e = 23,78 \text{ mm}$$

$$l = 12,5 \text{ mm}$$

$$R = 0,01 \cdot 20 \cdot 23,78 \cdot 12,5 = 59,45 \text{ daN}$$

$\Rightarrow R = 59,45 \text{ daN}$. à répartir sur les deux paliers de chacun des pignons.

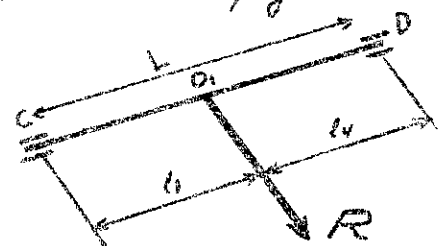
Sur les paliers de l'axe menant :

la représentation de la fig-6. nous donne

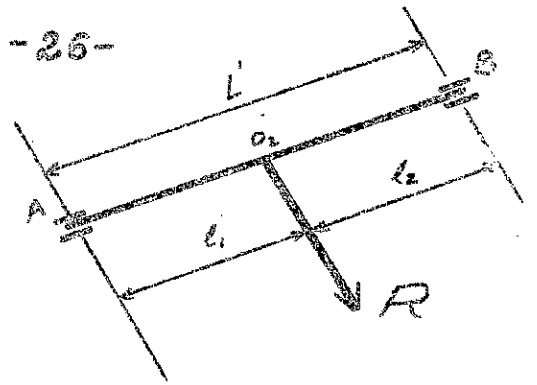
$$l_3 = l_4 = L/2 \quad \text{on a alors:}$$

$$R_c = R_d = R \cdot \frac{l_3}{L} = R \cdot \frac{l_4}{L} = R \cdot \frac{1}{2}$$

$$= \frac{59,45}{2} = 29,72 \text{ daN}$$



$$\Rightarrow R_c = R_d = 29,72 \text{ daN}$$



• Sur les paliers de l'axe mené :

puisque on a : $l_1 = l_2 = L/2$

$$\Rightarrow R_A = R_B = R/2$$

$$= 59,45/2$$

$$\Rightarrow R_A = R_B = 29,72 \text{ daN}$$

Dans le cas des pompes spéciales, G. Henriot nous donne quelques éléments permettant une étude plus approfondie :

Sur chacun des deux axes, l'effort radial R est la résultante de la charge hydraulique H , et de la charge mécanique F .

Considérons la fig-7 où la charge mécanique $|F_1| = |F_2|$ est :

$$F = T / \cos \alpha \cdot \cos \beta$$

la détermination de la charge hydraulique est plus délicate, le gradient de la pression à la périphérie des pignons, est assez mal connu. La pression est nulle en A_1 et A_2 , et atteint la valeur p en B_1 et B_2 . Entre A_1 et B_1 , A_2 et B_2 , la variation de la pression est assez mal définie.

Un résultat qui semble admis par la majorité est le suivant :

l'action de la pression hydraulique à la périphérie des pignons peut-être matérialisée sur les axes de ces pignons par les charges hydrauliques H_1 et H_2 définie par :

- leurs intensités $H_1 = H_2 \approx (0,75 \text{ à } 0,80) (0,01 \cdot p \cdot de \cdot \ell)$

- l'inclinaison de H_1 et H_2 par rapport à une normale à la ligne des centres oi , comprise entre $(10 \text{ et } 20^\circ)$. les vecteurs \vec{H}_1 et \vec{H}_2 sont dirigés vers l'orifice d'aspiration. (voir Henriot page - 493-).

Dans notre cas, on admet une inclinaison de H de 15° , et une intensité de $H_1 = H_2 = 0,8 \cdot 0,01 \cdot p \cdot de \cdot \ell$

$$p = 20 \text{ daN/cm}^2, \quad de = 23,78 \text{ mm}, \quad \ell = 12,5 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow H_1 = H_2 = 0,8 \cdot 0,01 \cdot 20 \cdot 23,78 \cdot 12,5 = 47,56 \text{ daN}$$

$$H_1 = H_2 = 47,56 \text{ daN}$$

On a déjà dit que les vecteurs \vec{H}_1 et \vec{H}_2 sont dirigés vers l'orifice d'aspiration. il nous reste encore à déterminer leurs composantes sur les deux axes.

d'après la fig-7- on voit bien que la pression varie sur la périphérie de chaque pignons en augmentant de l'aspiration jusqu'au refoulement où elle atteint la valeur maximale qui est la pression de refoulement mais si on prends un élément du pignons suivant l'axe fig (8), on distingue que l'effet axiale de H s'annule de part et d'autre sur les deux flancs de la dent. il reste l'effet tangentiel, et l'effet radial.

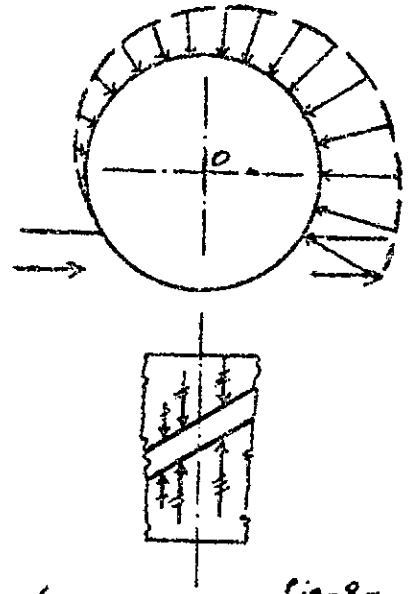


fig-8-

Soit H dans le plan de T , et d'après la fig-7- on trouve la représentation vectorielle suivante dans la fig-9-

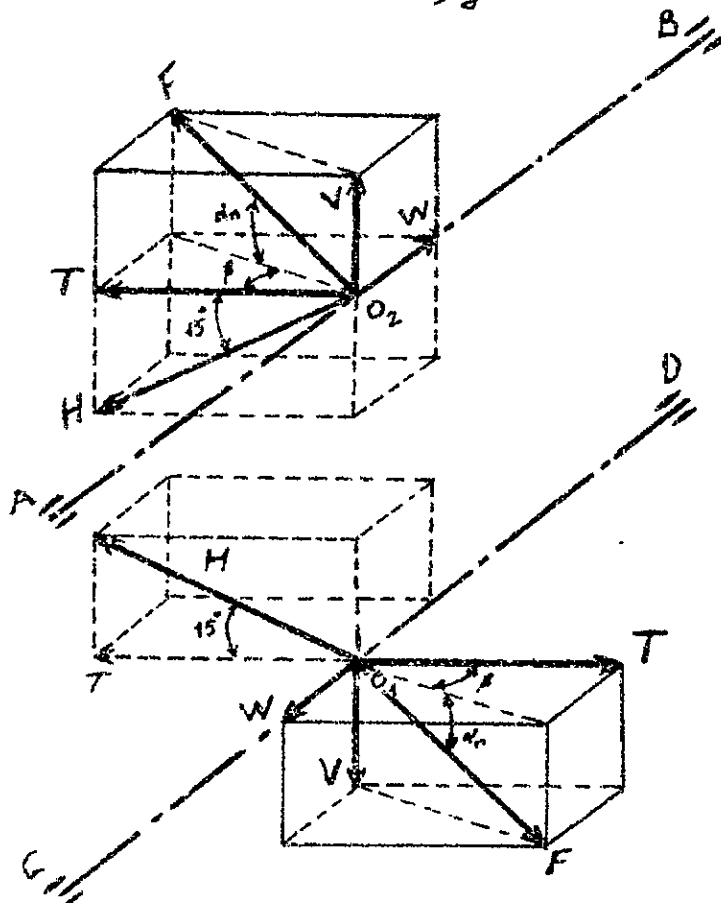


fig-9-

En analysant sur la fig-9, on peut déterminer les Composantes de H qui sont :

- la Composante tangentielle H_t tel que : $H_t = H \cos 15^\circ$

$$\Rightarrow H_t = 47,56 \cdot \cos 15 = 45,94 \text{ daN}$$

$$\Rightarrow H_t = 459,4 \text{ N.}$$

- la Composante radiale H_v tel que : $H_v = H \cdot \sin 15^\circ$

$$\Rightarrow H_v = 47,56 \cdot \sin 15^\circ = 12,30 \text{ daN}$$

$$\Rightarrow H_v = 123 \text{ N.}$$

Alors les Composantes totales sur les axes seront :

• Sur l'axe ① :

$$- T_{\text{tot}} = H_t - T = 459,4 - 70,5 = 388,9 \text{ N}$$

$$\Rightarrow T_{\text{tot}} = 389 \text{ N}$$

$$- V_{\text{tot}} = H_v - V = 123 - 29 = 94 \text{ N}$$

$$\Rightarrow V_{\text{tot}} = 94 \text{ N}$$

$$- W_{\text{tot}} = W = 25,6 \text{ N.}$$

• Sur l'axe ② :

$$- T_{\text{tot}} = H_t + T = 459,4 + 70,5 = 529,9 \text{ N}$$

$$\Rightarrow T_{\text{tot}} = 530 \text{ N}$$

$$- V_{\text{tot}} = H_v - V = 123 - 29 = 94 \text{ N}$$

$$\Rightarrow V_{\text{tot}} = 94 \text{ N}$$

$$- W_{\text{tot}} = W = 25,6 \text{ N.}$$

• Remarque :

En ce qui concerne le sens des charges axiales, il faut bien tenir compte de l'inclinaison de l'hélice de la denture, ainsi que du sens de rotation du moteur d'entraînement, car si l'un de ces deux facteurs change, le sens des charges axiales change aussi. Comme c'est indiqué dans la fig-6, les charges axiales dans notre cas doivent être absorbées par des butées disposées dans les paliers B et C.

3 • CALCUL D'ARBRE :

la largeur de la denture est de $l = 12,5 \text{ mm}$. dans la fig-6- on prends pour les distances l_1, \dots, l_4 les valeurs suivantes :

$$l_1 = l_2 = l_3 = l_4 = 15 \text{ mm} \Rightarrow L = L' = 30 \text{ mm}.$$

$$r: \text{rayon primitif } r = \frac{d}{2} = 21,18/2 \Rightarrow r = 10,64 \text{ mm}$$

le diamètre de l'arbre est donné par la formule :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 M_i}{R_{pe}}} \quad \text{avec :}$$

- M_i : moment fléchissant idéal : $M_i = \sqrt{M_f^2 + M_t^2}$

M_t : moment de torsion .

M_f : moment fléchissant total : $M_f = \sqrt{M_{fv}^2 + M_{fh}^2}$

M_{fv} : moment fléchissant maximum dans le plan vertical .

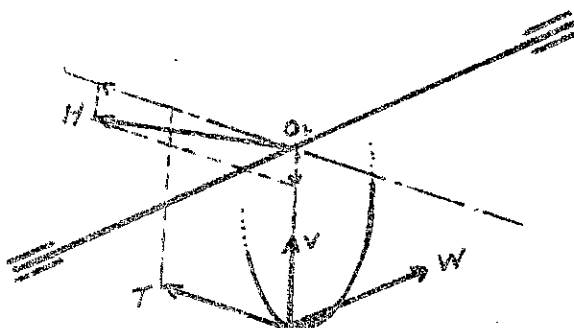
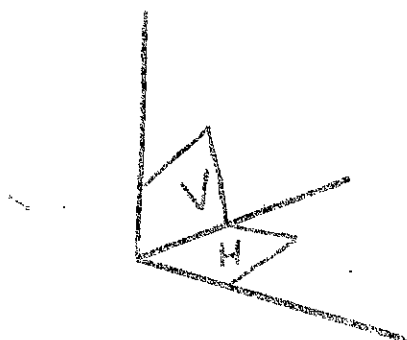
M_{fh} : " " " " " Horizontal .

- R_{pe} : résistance pratique à l'extension du matériau constituant les arbres (axes) .

les engrenages et les arbres sont monobloc , et sont en acier de cémentation XC10 .

la résistance pratique à l'extension de cet acier est de :

$$\begin{aligned} R_{pe} &= 10 \text{ daN/mm}^2 \\ &= 100 \text{ N/mm}^2 . \end{aligned}$$



• Calcul de l'arbre menant :-

- Poids de la roue (pignon) :

On considère la roue comme étant pleine, et on prends le diamètre primitif pour le calcul :

$$d = 21,28 \text{ mm} \quad , \quad \ell = 12,5 \text{ mm}$$

$\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$ masse volumique de l'acier.

Volume de la roue :

$$V = \pi \frac{d^2}{4} \cdot \ell = \pi \cdot \frac{(21,28 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 12,5 \cdot 10^{-3} = 4445,73 \cdot 10^{-9} \text{ m}^3$$

$$Q = \rho V = 7800 \cdot 444,73 \cdot 10^{-9} = 0,034 \text{ kg} \Rightarrow Q = 34 \text{ g}$$

Alors, on peut négliger le poids de la roue.

- Etude de l'arbre dans le plan Horizontal :

on a calculé $T_{tot} = 389 \text{ N}$.

• Calcul des réactions R_{CH} et R_{DH} :

T_t est appliquée au milieu de L

$$\text{alors on a : } R_{CH} = R_{DH} = \frac{T_t}{2} \\ = \frac{389}{2} = 194,5 \text{ N}$$

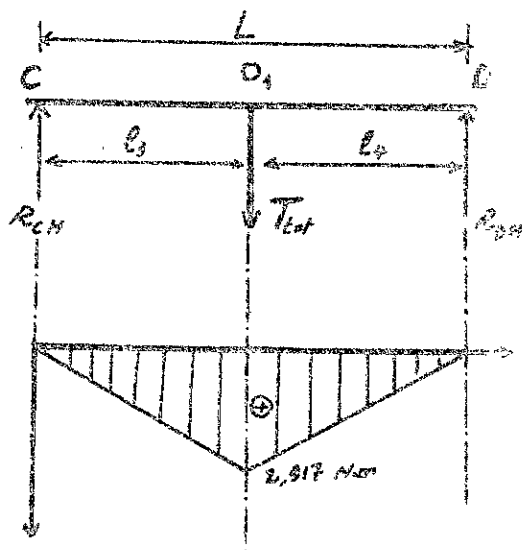
$$\Rightarrow R_{CH} = R_{DH} = 194,5 \text{ N}$$

• Calcul du moment fléchissant :

le point dangereux est O_1 alors :

$$M_{f_{O_1}} = R_{CH} \cdot \ell_3 = 194,5 \cdot 15 \cdot 10^{-3} = 2,917 \text{ N.m}$$

$$\Rightarrow M_{f_{O_1}} = 2,917 \text{ N.m}$$



- Etude de l'arbre dans le plan Vertical :

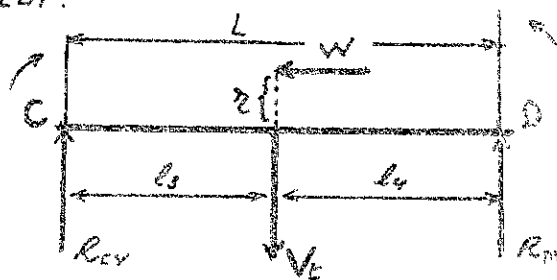
on a : $V_t = 94 \text{ N}$.

$$W = 25,6 \text{ N}$$

• Calcul des réactions R_{CV} et R_{DV} :

$$\sum M/O = 0 \Rightarrow$$

$$R_{CV} \cdot L - W \cdot z - V_t \cdot \ell_4 = 0$$



$$\Rightarrow R_{cv} = \frac{V_t \cdot l_4 + W \cdot z}{L} = \frac{94 \cdot 15 + 25,6 \cdot 10,64}{30} = 56 \text{ N.}$$

$$\Rightarrow R_{cv} = 56 \text{ N.}$$

$$\sum M/c = 0 \Rightarrow R_{dv} \cdot L + W \cdot z - V_t \cdot l_3 = 0$$

$$\Rightarrow R_{dv} = \frac{V_t \cdot l_3 - W \cdot z}{L} = \frac{94 \cdot 15 - 25,6 \cdot 10,64}{30}$$

$$\Rightarrow R_{dv} = 37,92 \text{ N}$$

o calcul du moment fléchissant:

$$X = (0, L)$$

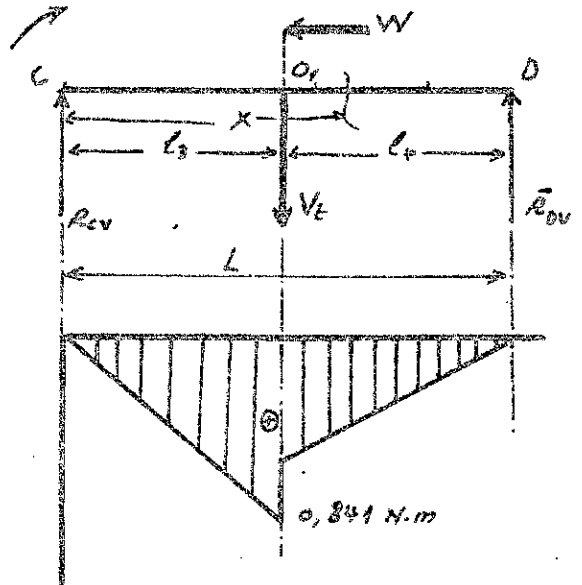
$$M(x) = R_{cv} \cdot x - W \cdot z - V_t(x - l_3)$$

le point le plus chargé est O_1 pour

$$x = l_3 \Rightarrow$$

$$M_{f_{O_1}} = R_{cv} \cdot l_3 - W \cdot z = R_{dv} \cdot l_4 + W \cdot z = (56 \cdot 15 \cdot 10^{-3}) = 0,841 \text{ N.m}$$

$$M_{f_{O_1}} = 0,841 \text{ N.m}$$



le moment fléchissant total en O_1 :

$$M_{f_{tot}} = \sqrt{M_{fv}^2 + M_{th}^2} = \sqrt{(0,841)^2 + (2,917)^2} = 3,0358 \text{ N.m}$$

$$\text{le moment de torsion: } M_t = C_m = \frac{P}{\omega} = 0,736 \text{ N.m}$$

le moment idéal est:

$$M_i = \sqrt{M_f^2 + M_t^2} = \sqrt{(3,0358)^2 + (0,736)^2} = 3,1237 \text{ N.m}$$

$$\Rightarrow M_i = 3,1237 \text{ N.m}$$

le diamètre de l'axe menant sera donc:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_i}{R_{pe}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 3,1237 \cdot 10^3}{100}} = 6,78 \text{ mm.}$$

$$\Rightarrow d \geq 6,78 \text{ mm.}$$

• Calcul de l'arbre mené :

- Etude dans le plan Horizontal :

on a $T_{tot} = 530 \text{ N}$

• Calcul des réactions R_{AH} et R_{BH} :

T_e est appliquée en O_2 milieu de L .

$$\Rightarrow R_{AH} = R_{BH} = \frac{T_e}{2} = \frac{530}{2}$$

$$\Rightarrow R_{AH} = R_{BH} = 265 \text{ N.}$$

• Calcul du moment fléchissant :

le point dangereux est O_2

$$\Rightarrow M_{f_{O_2}} = R_{AH} \cdot l_1 = 265 \cdot 15 \cdot 10^{-3}$$

$$\Rightarrow M_{f_{O_2}} = 3,975 \text{ N.m.}$$

- Etude dans le plan Vertical :

on a : $V_e = 94 \text{ N}$

$W = 25,6 \text{ N}$

• Calcul des réactions R_{AV} et R_{BV}

$$\Sigma M/O = 0 \Rightarrow$$

$$R_{AV} \cdot L + W \cdot z - V_e \cdot l_2 = 0$$

$$\Rightarrow R_{AV} = \frac{V_e \cdot l_2 - W \cdot z}{L}$$

$$= \frac{94 \cdot 15 - 25,6 \cdot 10,64}{30}$$

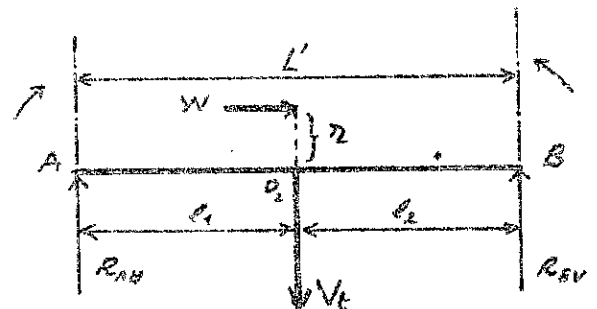
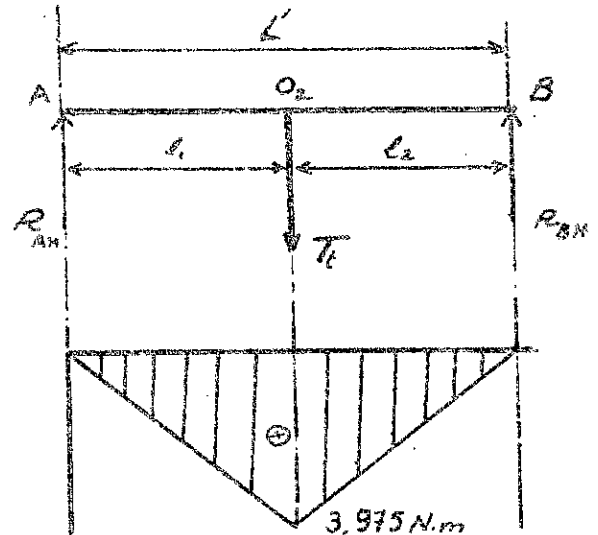
$$\Rightarrow R_{AV} = 37,92 \text{ N}$$

$$\Sigma M/A = 0 \Rightarrow R_{BV} \cdot L - W \cdot z - V_e \cdot l_1 = 0$$

$$\Rightarrow R_{BV} = \frac{V_e \cdot l_1 + W \cdot z}{L}$$

$$= \frac{94 \cdot 15 + 25,6 \cdot 10,64}{30} = 56 \text{ N}$$

$$\Rightarrow R_{BV} = 56 \text{ N.}$$



• Calcul du moment fléchissant :

$x = (0, l)$

$M(x) = R_{AV} \cdot x + W \cdot z - V_t(x - l_1)$

le point dangereux est O_2 avec

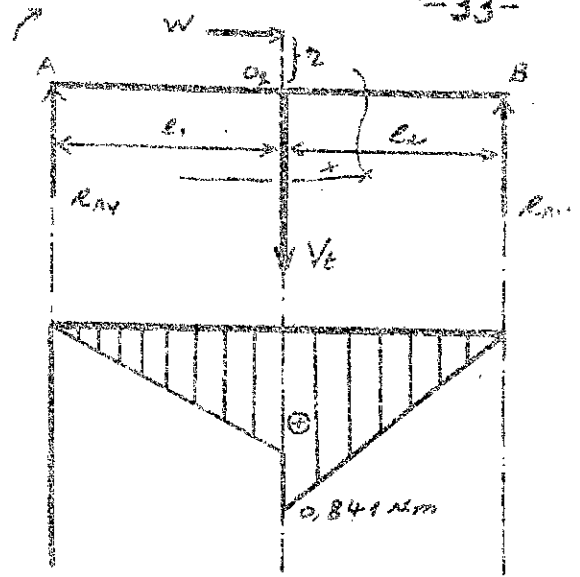
$x = l_1 \Rightarrow$

$M_{f_{O_2}} = R_{AV} \cdot l_1 + W \cdot z$

$= (37,92 \cdot 15 + 25,6 \cdot 10,64) \cdot 10^3$

$= 0,841 \text{ N.m}$

$\Rightarrow M_{f_{O_2}} = 0,841 \text{ N.m}$



le moment fléchissant total en O_2 est :

$M_{f_t} = \sqrt{M_{f_v}^2 + M_{f_H}^2} = \sqrt{(3,975)^2 + (0,841)^2} = 4,06299 \text{ N.m}$

$\Rightarrow M_{f_t} = 4,063 \text{ N.m}$

le moment de torsion : $M_t = C_m = \frac{P}{\omega} = 0,736 \text{ N.m}$

le moment idéal sera :

$M_i = \sqrt{M_{f_t}^2 + M_t^2} = \sqrt{(4,063)^2 + (0,736)^2} = 4,129 \text{ N.m}$

$\Rightarrow M_i = 4,129 \text{ N.m}$

le diamètre de l'axe mené sera :

$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_i}{R_{ps}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 4,129 \cdot 10^3}{100}} = 7,44 \text{ mm}$

$\Rightarrow d \geq 7,44 \text{ mm}$

les charges axiales dans B et C sont absorbées par des butées à aiguilles. Et comme il n'existe pas des butées avec des diamètres intérieurs inférieur à 10 mm. On doit adapter pour nos axes les diamètres $d_1 = d_2 = d = 10 \text{ mm}$.

donc : $d_1 = d_2 = 10 \text{ mm}$.

4. ETUDE DES PALIERS :

Vu que le liquide pompé (mazout) est autolubrifiant, il nous assure la lubrification des engrenages, et des paliers.

L'étude ou le choix d'un palier lisse doit tenir compte essentiellement de l'efficacité du graissage.

On cherche à avoir un régime de frottement hydrodynamique c'est-à-dire avoir un graissage parfait, sur film.

M. Martinet estime que dans la majeure partie des cas, ce régime est obtenu pour des valeurs du coefficient sans dimension :

$(10^8 \frac{Z \cdot N}{p})$ Supérieures :

- à 15 avec un arbre en acier et un coussinet en bronze;
- à 5 avec un arbre en acier traité et rectifié et un coussinet en antifriction.

- à 2 avec des surfaces obtenues par les procédés de superfinitivité les paramètres du coefficient sont :

• Z : est le coefficient de viscosité.

• N : nombre de tours/seconde.

• p : la pression de contact arbre coussinet : $p = \frac{F}{L \cdot D}$ avec :

F : charge verticale sur le palier.

L : longueur du palier.

D : diamètre de l'arbre.

dans nos calcul on utilise la viscosité dynamique exprimée en $[N \cdot s / m^2]$.

les charges appliquées sur les paliers sont :

$$\bullet \bar{F}_A = \sqrt{R_{AH}^2 + R_{AV}^2} = \sqrt{(255)^2 + (37,92)^2} = 267,7 \text{ N.}$$

$$\bullet \bar{F}_B = \sqrt{R_{BH}^2 + R_{BV}^2} = \sqrt{(265)^2 + (56)^2} = 270,85 \text{ N.}$$

$$\bullet \bar{F}_C = \sqrt{R_{CH}^2 + R_{CV}^2} = \sqrt{(194,5)^2 + (56)^2} = 202,40 \text{ N.}$$

$$\bullet \bar{F}_D = \sqrt{R_{DH}^2 + R_{DV}^2} = \sqrt{(194,5)^2 + (37,92)^2} = 198,16 \text{ N.}$$

On fait le calcul pour la charge la plus forte qui correspond au palier B : $F = 270,85 \text{ N}$.

le diamètre de l'arbre est de 10 mm, et la pression de contact est : $p = \frac{F}{L \cdot D}$ tel que (L.D) est la surface portante (pour une surface de contact cylindrique on considère la surface diamétrale) alors :

$$D = 10 \text{ mm}$$

$$L = 17 \text{ mm (donnée par le dessin)}$$

$$\Rightarrow p = \frac{270,85}{17 \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 10^{-3}} = 1,59 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

la viscosité de notre fluide est de (2,5 à 6 est).

On fait le calcul pour le cas le plus défavorable, c.à.d on va prendre la viscosité de 2,5 est, et on fait le calcul pour une vitesse de rotation de : 1500 tr/min.

$$\text{on a : } 2,5 \text{ est} \rightarrow 1,182 \text{ Engler (E}^\circ\text{)}$$

le coefficient de viscosité est donné par :

$$\zeta = \rho \left(0,0731 E - \frac{0,0631}{E} \right) \quad \text{avec } \rho : \text{densité du mazout}$$

$$\text{on a : } \rho = 0,85 \text{ g/cm}^3$$

$$\zeta = 0,85 \left(0,0731 \cdot (1,182) - \frac{0,0631}{1,182} \right) = 0,028 \text{ poises}$$

$$\Rightarrow \zeta = 0,028 \text{ poises} = \frac{0,028}{98,1} = 0,0286 \cdot 10^{-2} \text{ dyn.s/m}^2$$

$$\Rightarrow \zeta = 0,0286 \cdot 10^{-1} \text{ N.s/m}^2$$

$$N = 1500 \text{ tr/min} = \frac{1500}{60} = 25 \text{ tr/s}$$

le coefficient sans dimension sera :

$$S = 10^8 \cdot \frac{\zeta \cdot N}{p} = 10^8 \cdot \frac{0,0286 \cdot 10^{-1} \cdot 25}{1,59 \cdot 10^6} = 4,49$$

$$\Rightarrow S = 4,49$$

la valeur $S = 4,49$ permet d'obtenir un graissage parfait en utilisant un palier antifriktionné avec des surfaces obtenues par les procédés de Superfinition.

• Coefficient de frottement :

pour un jeu diamétral égale à $\frac{D}{1000}$ on a à peu près :

$$f = 9,5 \sqrt{\frac{2 \cdot N}{p}}$$

$$\Rightarrow f = 9,5 \sqrt{\frac{0,0286 \cdot 10^7 \cdot 25}{4,59 \cdot 10^6}} = 0,002 \Rightarrow f = 0,002$$

Le jeu diamétral est : $\frac{D}{1000} = \frac{10}{1000} = 0,01 \text{ mm}$

$$\Rightarrow \text{jeu} = 0,01 \text{ mm.}$$

• hauteur du film d'huile :

$$h = 0,33 \cdot \frac{D}{1000} (1 - e^2)$$

e : c'est l'excentricité. au repos $e = 1$, et pour une vitesse extrêmement grande $e = 0$.

la valeur optimale indiquée est voisin de 0,5

Soit $e = 0,5$.

$$\Rightarrow h = 0,33 \frac{10}{1000} (1 - 0,5^2) = 0,0025 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow h = 0,0025 \text{ mm.}$$

Alors, on utilise pour les paliers, des coussinets en antifriktion qui sont des alliages à base de plomb avec des durcisseurs tels que cuivre, antimoine, etc... le plomb forme facilement une surface polie dès que la température s'élève, et confère à ces alliages des qualités autolubrifiantes précieuses en cas d'insuffisance de graissage.

la pression de contact admissible de ces coussinets est :

$$P_{adm} = 80 \text{ daN/cm}^2 \text{ et le produit pression-vitesse en (daN/cm}^2)(\text{m/s}) = 1000 \text{ (daN/cm}^2)(\text{m/s}).$$

• Vérification de la résistance et de l'échauffement des paliers :

- Il faut que la pression du contact coussinet-tourillon soit inférieure à la valeur admissible.

$$\text{On a déjà trouvé que } p = 1,59 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$\Rightarrow p = 15,9 \text{ daN/cm}^2$$

Cette valeur est inférieure à 80 $\Rightarrow p < p_{adm}$.

donc la résistance est vérifiée.

- la vitesse périphérique sur l'arbre est :

$$v = \omega \cdot \frac{D}{2} \quad \text{la valeur la plus forte est}$$

$$v = \frac{\pi N}{30} \cdot \frac{D}{2} = \frac{\pi \cdot 3000}{30} \cdot \frac{10 \cdot 10^{-3}}{2} = 1,57 \text{ m/s}$$

$$\Rightarrow pv = 15,9 \cdot 1,57 = 24,97 \text{ (daN/cm}^2\text{)(m/s)}$$

$$\Rightarrow pv = 25 \text{ (daN/cm}^2\text{)(m/s)}$$

Cette valeur est inférieure à la valeur admissible qui

est de l'ordre de 400. $\Rightarrow pv < (pv)_{adm}$.

\Rightarrow l'échauffement est vérifié.

5. CHOIX DES BUTÉES :

Pour supporter les charges axiales dans les patiers B et C on utilise des butées à aiguilles.

la charge dynamique dans ce cas est :

$$P = F_a = W = 25,6 \text{ N} \quad \Rightarrow \quad P = 2,56 \text{ daN}$$

la charge dynamique de base C est donnée par :

$$L_h = \frac{16666}{N} \left(\frac{C}{P} \right)^k \quad \text{avec :}$$

N: rotation en tr/min on prends $N = 3000 \text{ tr/min}$.

P: charge dynamique équivalente : $P = 2,56 \text{ daN}$.

k: $= \frac{10}{3}$ pour les butées à aiguilles.

L_h : durée de vie. on veut une $L_h = 10000 \text{ Heures}$.

$$\Rightarrow C = P \left(\frac{L_h \cdot N}{16666} \right)^{\frac{3}{10}} = 2,56 \left(\frac{10000 \cdot 3000}{16666} \right)^{\frac{3}{10}}$$

$$\Rightarrow C = 24,25 \text{ daN.}$$

On adopte un coefficient de sécurité égale à 1,1

$$\Rightarrow C' = 1,1 \cdot 24,25 = 26,68 \text{ daN}$$

$$\Rightarrow C' = 26,68 \text{ daN.}$$

les butées choisies supportent des charges dynamiques de base C jusqu'à 278 daN. valeur dépassant de loin la charge dynamique de base ainsi calculée. Les butées admettent des vitesses de rotation arrivent jusqu'à 22000 tr/min.

• Remarque:

la plaque incorporée ou la contreplaque d'une butée ne doivent pas être emmanchées serrées.

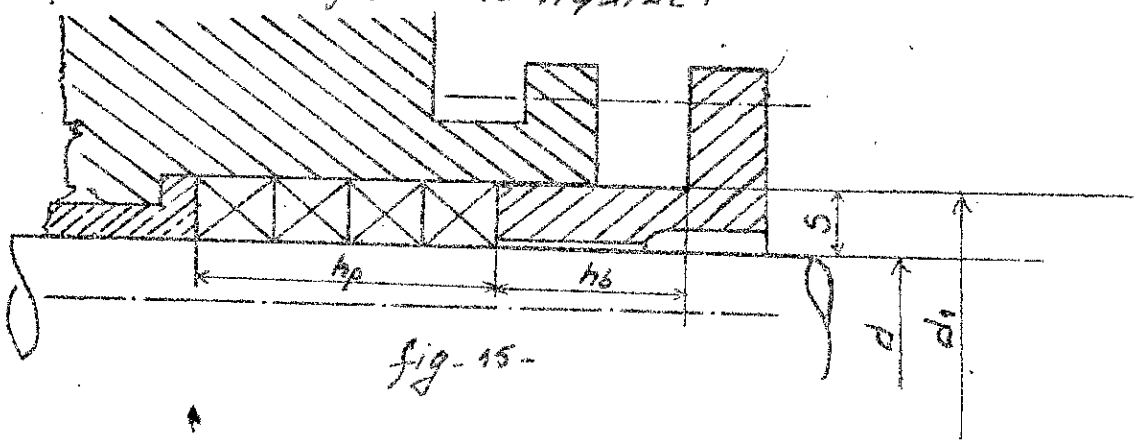
Tolérance des centrages: arbre: h10

logement: H10.

6. ETANCHEITÉ :

Un des problèmes importants de la Conception des pompes à engrenages est l'étanchéité dans la chambre de travail. Si les jeux nécessaires au fonctionnement de la machine, entre la périphéries des pignons et le carter, sont trop faibles, les risques de grippages sont à craindre. D'autre part si le jeu est trop grand, le rendement volumétrique de l'appareil devient très faible (surtout aux faibles vitesses de rotation). Actuellement l'usinage de pièces au centième ou au millième de millimètre est une opération courante dans la mécanique de haute précision. Avec de bonnes machines-outils, et une connaissance parfaite des propriétés physico-chimiques des matériaux servant à la réalisation des pompes à engrenages, on arrive à des résultats plus que satisfaisants. Bien sûr, on ne peut éliminer complètement les jeux entre les pignons et le corps de la pompe, mais des profils judicieusement usinés permettent d'avoir des valeurs de ces jeux de l'ordre du dixième de millimètre.

Le problème d'étanchéité dans les pompes à engrenages se pose aussi au niveau de l'arbre d'entraînement. généralement la solution adoptée pour assurer ce genre d'étanchéité est l'utilisation d'une presse-étoupe compressible, empêchant les fuites du liquide.



le diamètre de l'arbre est de : $d = 10 \text{ mm}$.

la valeur de l'épaisseur de la garniture est donnée par :

$$S \geq 1,15 \sqrt{d} = 1,15 \sqrt{10} = 3,63 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow S \geq 3,63 \text{ mm} \rightarrow \text{on prends } S = 4 \text{ mm.}$$

$$\bullet h_p \geq d + 2S = 10 + 2 \cdot 4 = 18 \text{ mm} \Rightarrow h_p \geq 18 \text{ mm.}$$

$$\Rightarrow \text{on adopte une valeur de } h_p = 20 \text{ mm.}$$

$$\bullet h_b \geq h_p - 2S = 20 - 2 \cdot 4 = 12 \text{ mm} \Rightarrow h_b \geq 12 \text{ mm}$$

$$\text{on prends } h_b = 12 \text{ mm.}$$

• La garniture utilisée est en "Bourage Huhn" qui consiste en anneaux métalliques à section carrée, fractionnés en deux demi-cercles et remplis de graphite spécialement préparé.

L'alliage des anneaux est à base de plomb, étain, antimoine, zinc et cuivre. la bague est autolubrifiante, grâce aux dépôts de graphite sur la tige et entre les bagues.

Convient pour tous fluides, toutes pressions et température.

• Calcul des vis de fixation du chapeau :

la force exercée sur le chapeau (les vis) est due à la pression : $F = P \cdot S$ tel que S est la surface en contact avec le fluide, et elle est donnée par :

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

$$= \frac{\pi}{4} [(18)^2 - (10)^2] = 175,93 \text{ mm}^2.$$

$$\Rightarrow S = 176 \text{ mm}^2.$$

la pression maximale exercée sur S est de 20 bars

$$\Rightarrow P = 20 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 = 2 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

alors la force exercées sur les vis est :

$$F = P \cdot S = 2 \cdot 10^6 \cdot 176 \cdot 10^{-6} = 352 \text{ N.}$$

dans la pratique courante on calcule le diamètre des vis en utilisant la charge pratique qui est :

$$N = 1,3 F = 1,3 \cdot 352 = 457,6 \text{ N}$$

$$\Rightarrow N = 458 \text{ N.}$$

en utilisant deux vis, la charge exercée sur chaque vis sera:

$$N_1 = N/2 = 458/2 = 229 \text{ N}$$

la contrainte normale due à N_1 est égale:

$$\sigma = \frac{4 \cdot N_1}{\pi d^2} \quad \text{cette contrainte doit être inférieure à la contrainte admissible } R.$$

les vis sont en matériau d'une charge de rupture $R_t = 80 \text{ daN/mm}^2$

R est donné par: $R = R_t / S$, S coefficient de sécurité

on adopte un $S = 4$, $\Rightarrow R = \frac{80}{4} = 20 \text{ daN/mm}^2$

$$\Rightarrow R = 100 \text{ N/mm}^2.$$

Alors:

$$\sigma = \frac{4 \cdot N_1}{\pi \cdot d^2} \leq R \quad \Rightarrow \quad d^2 \geq \frac{4 \cdot N_1}{\pi \cdot R}$$

$$\Rightarrow d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot N_1}{\pi \cdot R}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 229}{\pi \cdot 100}} = 1,70 \text{ mm}$$

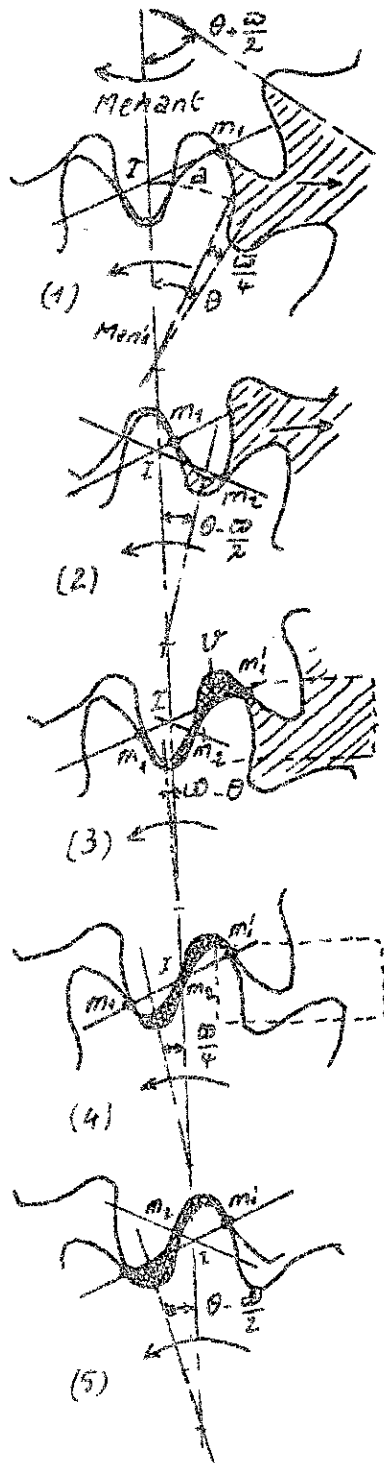
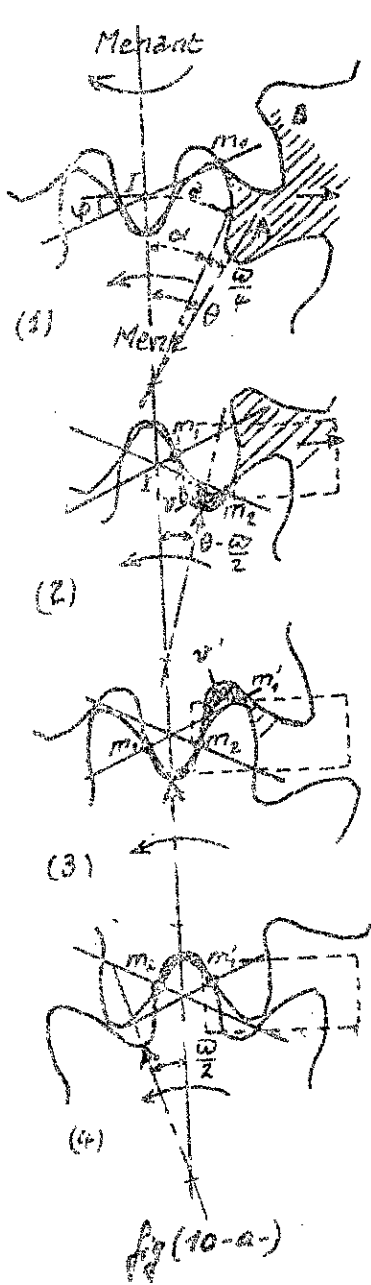
$$\Rightarrow d \geq 1,70 \text{ mm.}$$

On adopte des vis de diamètre de: $d = 4 \text{ mm}$.

• Pour les vis de fixation du flasque, on fait le même calcul et on adopte un diamètre: $d = 6 \text{ mm}$.

(on a 4 vis sur le flasque).

○ Emprisonnement du liquide dans les creux de denture



(voir Henriot tome II page 496).

la fig (10-a-) représente quelques phases de l'engrènement dans une pompe supposée sans jeu entre flancs :

(1) Contact « primaire » en m_1 , l'axe du creux A du pignon mené est distant de la ligne des centres de l'angle $\theta = \alpha + \frac{\pi}{4}$ avec : $\alpha =$ angle correspondant à l'arc α égal à $\frac{17m_1}{\cos \varphi}$;

$$\omega : \text{pas angulaire} = \frac{2\pi}{z} \text{ radians}$$

(avec z : nombre des dents).

(2) le creux A est fermé par le contact « secondaire » en m_2 . le liquide se trouve emprisonné dans l'espace v , dont le volume va diminuer jusqu'à la position (3) correspondant à la coïncidence de l'axe du creux A avec la ligne des centres. Notons qu'une partie du liquide du creux B est sur le point d'être enfermée en v' par un nouveau contact « primaire » m_1' . le volume v' va diminuer jusqu'à la position (4) correspondant à sa valeur minimum.

il est évident que la pression très élevée que peut subir le liquide enfermé dans les espaces v et v' peut-être à l'origine de phénomènes fâcheux pour le fonctionnement de la pompe (vibration, détérioration, ...).

Il est alors recommandé d'aménager des petites lumières sur les faces latérales du carter de la pompe de manière que les espaces entre dents sur les deux pignons restent en communication avec le refoulement jusqu'à ce qu'ils atteignent leur position de volume minimum. les positions de ces lumières sont indiquées sur la fig (10).

Considérons maintenant la fig (10-b-) relative à une pompe possédant un jeu important entre flancs.

le contact « secondaire » m_2 devient alors sans effet.

le volume v qui commence à être enfermé dans la position (3) va avoir son volume minimum dans la position (4); nous

Constatons que la variation de ce volume est moins importante que dans le cas de la pompe sans jeu, d'où pression d'emprisonnement moins élevée.

Il est donc recommandé d'aménager un jeu entre flancs suffisamment grand dans une pompe à engrenage. Les lumières peuvent également être exécutées pour canaliser le liquide enfermé vers le refoulement.

Dans le cas des pompes à haute pression, certains prétendent que les lumières d'évacuation sont à l'origine d'une baisse de débit par augmentation des fuites internes en direction de l'orificie d'aspiration. Ces lumières peuvent être pratiquement abandonnées avec une pompe ayant un jeu appréciable entre flancs et avec un rapport de conduite des dentures très voisin de 1

1.0 Variation Du Débit Instantané: détermination du (coefficient d'irrégularité).

la valeur du débit instantané varie constamment.

M. Pomper nous donne dans son ouvrage une formule déterminant cette valeur sous la forme:

$$Q: \text{Débit instantané} = 2\pi \cdot N \cdot \ell \left(\frac{d_e^2 - d^2}{4} - u^2 \right) \cdot 10^{-6}$$

avec:

- Q: en (l/mn.)
- N: rotation en (tr/mn.)
- ℓ : largeur de denture en (mm).
- d_e : diamètre extérieur des pignons (mm)
- d : " primitif " " " "
- u : distance du point de contact des dents au point de tangence des cercles de bases.

Chaque position d'engrènement est définie par la valeur correspondante. Le débit instantané est ainsi maximum lorsque le contact a lieu au point primitif ($u=0$), et

est minimum pour: $u = \frac{\text{longueur d'action}}{2} = \frac{\epsilon_a \cdot P_{bt}}{2}$

tel que:

ϵ_a : rapport de conduite apparent.

P_{bt} : pas de base apparent.

2.0 le coefficient d'irrégularité est donné par:

$$\xi = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\max}}$$

Une valeur pratique acceptable de ce coefficient se situe entre 15 et 20%.

nous avons déjà calculé la valeur de $E_d = 1,5 > 1$.

le pas de base apparent est : $P_{bt} = P_t \cdot \cos \alpha_t$ avec :

P_t : pas apparent = 4,18 mm

α_t : angle de pression apparent : $\alpha_t = 21,17^\circ$.

$$\Rightarrow P_{bt} = 4,18 \cdot \cos 21,17^\circ = 3,89 \text{ mm.}$$

$$\Rightarrow P_{bt} = 3,89 \text{ mm.}$$

donc la valeur de U est :

$$U = \frac{E_d \cdot P_{bt}}{2} = \frac{1,5 \cdot 3,89}{2} = 2,917 \text{ mm.}$$

On a aussi :

$$N = 3000 \text{ tr/mn} \quad , \quad d_e = 23,78 \text{ mm.}$$

$$l = 12,5 \text{ mm} \quad \quad d = 21,28 \text{ mm.}$$

• Alors pour $U=0$ on a :

$$\begin{aligned} Q_{\max} &= 2\pi \cdot N \cdot l \left(\frac{d_e^2 - d^2}{4} \right) \cdot 10^{-6} \\ &= 2\pi \cdot 3000 \cdot 12,5 \cdot \left(\frac{(23,78)^2 - (21,28)^2}{4} \right) \cdot 10^{-6} \end{aligned}$$

$$\Rightarrow Q_{\max} = 6,635 \text{ l/mn.}$$

• pour $U = 2,917 \text{ mm}$ on a :

$$\begin{aligned} Q_{\min} &= 2\pi \cdot N \cdot l \left[\frac{d_e^2 - d^2}{4} - U^2 \right] \cdot 10^{-6} \\ &= 2\pi \cdot 3000 \cdot 12,5 \left[\frac{(23,78)^2 - (21,28)^2}{4} - (2,917)^2 \right] \cdot 10^{-6} \end{aligned}$$

$$\Rightarrow Q_{\min} = 4,630 \text{ l/mn}$$

lorsque le rapport de conduite est supérieur à un on doit prendre des précautions pour l'évacuation du liquide enfermé au fond des creux.

1^{er} Cas

dans le cas de non utilisation du liquide comprimé dans les creux de la denture :-

la courbe sur la fig-11- est celle représentée par : « abb'cdd'... » et le débit minimum sera : Q_{min} .

Alors :

$$\delta = \frac{Q_{max} - Q_{min}}{Q_{max}} = \frac{6,63 - 4,63}{6,63} = 30\%$$

2^{ème} Cas :

dans le cas d'utilisation du liquide comprimé dans les creux de la denture :-

la courbe de variation sur la fig-11- est "abcde" et le débit minimum sera $Q'_{min} = 5,7 \text{ l/mn}$

Alors :

$$\delta = \frac{Q_{max} - Q'_{min}}{Q_{max}} = \frac{6,63 - 5,7}{6,63} = 14\%$$

On remarque bien que l'utilisation du liquide comprimé dans les creux a ramené le coeff. - ent δ de 30% à 14% .

3. Tuyauteries d'aspiration et de refoulement :-

l'expérience prouve que la principale cause de panne dans les installations de pompes est, outre le défaut d'alignement, une canalisation d'aspiration défectueuse.

l'étude de cette partie de la tuyauterie est donc très importante et elle doit être faite en s'assurant qu'on ne risque aucun désamarrage pour le plus grand débit susceptible de passer.

en général, une vitesse de 1 m/s pour le liquide est convenable.

On calcule le diamètre d'aspiration pour le débit maximum de la pompe qui est : $q = 250 \text{ dm}^3/\text{h} = 0,069 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$

$$\text{on a : } q = V \cdot S \quad \text{avec :}$$

V : vitesse d'écoulement du liquide (on prends $V = 1 \text{ m/s}$).

Si section de la tuyauterie : $S = \frac{\pi d^2}{4}$

$$S = q / V$$

$$= 0,069 \cdot 10^{-3} / 1 \quad \Rightarrow \quad S = 0,069 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$S = \frac{\pi d^2}{4} = 0,069 \cdot 10^{-3}$$

$$\Rightarrow \quad d^2 = \frac{4 \cdot 0,069 \cdot 10^{-3}}{\pi} = 0,0878 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\Rightarrow \quad d = 0,00937 \text{ m} \quad \Rightarrow \quad d = 9,37 \text{ mm}.$$

le raccordement de la pompe à la tuyauterie s'effectue par orifices taraudés. On adopte pour notre cas un orifice : M14 x 1,5.

la tuyauterie de refoulement présente moins de problème que celle d'aspiration. On peut lui donner le diamètre qu'on veut sans influencer sur le fonctionnement de la pompe.

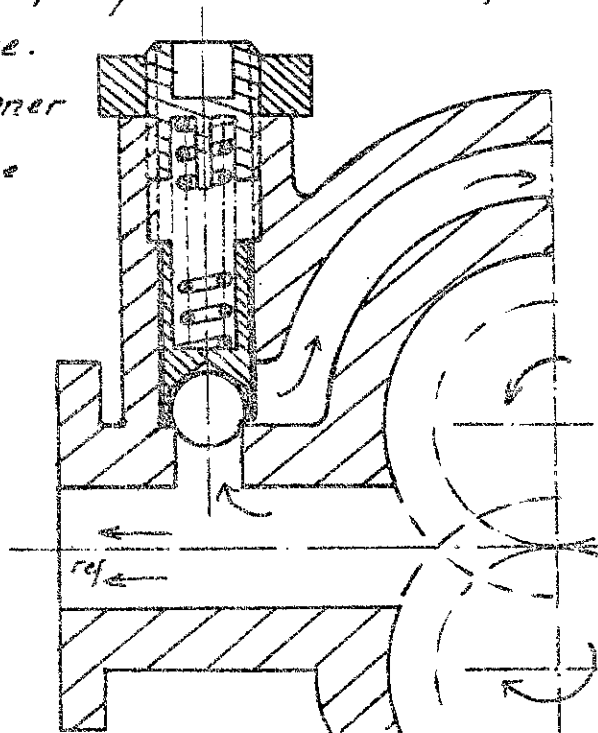
Protection contre les Surpressions:

1- Soupape de sûreté:

le débit des pompes à engrenages pour vitesse de rotation constante est indépendant de la hauteur manométrique, il en résulte comme c'est le cas dans l'alimentation des brûleurs à mazout un risque de surpression dans le corps de la pompe, et la tuyauterie de refoulement, dès que pour une raison quelconque le débit demandé diminue.

Ce phénomène risque d'occasionner les inconvénients graves, tels que rupture dans la tuyauterie de refoulement ou claquage du moteur entraînant l'appareil.

le remède le plus classique à ces inconvénients est l'utilisation d'une soupape de sûreté sur l'orifice de refoulement. Cette soupape est maintenue en service normal sur son siège par un ressort bravaillant à la compression.



(fig-12-)

la pression nécessaire pour faire fonctionner la soupape est réglée au moyen d'un pas de vis permettant de comprimer à volonté le ressort. le liquide passant à travers la soupape est renvoyé dans la tuyauterie d'aspiration par une turbu prévu à cet effet. Généralement l'ensemble du dispositif de protection est intégré dans le corps de la pompe. fig-12. .

2 • Calcul du ressort de la soupape :

le ressort choisi est un ressort hélicoïdal à fil rond travaillant à la compression :

Formules de base : on a les notations :

- d : diamètre du fil.
- D_m : " moyen du ressort.
- n : nombre des spires utiles
- R_{pg} : résistance pratique au glissement.
- f : flèche du ressort.
- N : charge du ressort.
- Contrainte de torsion :

elle est donnée par la relation :

$$R_t = \frac{8 \cdot D_m \cdot N}{\pi d^3}$$

• Condition de résistance :

Il faut que la contrainte de torsion soit inférieure ou égale à la contrainte admissible au glissement

$$R_{pg} : R_t \leq R_{pg} \Rightarrow \frac{8 \cdot N \cdot D_m}{\pi \cdot d^3} \leq R_{pg}$$

le ressort sera en acier ou Carbone dit " corde à piano " à haute propriétés mécaniques, et à haute teneur en C et ayant subi des passes successives d'étirage.

c'est le : XC65f.

- Sa contrainte de rupture est : 82-92 daN/mm²

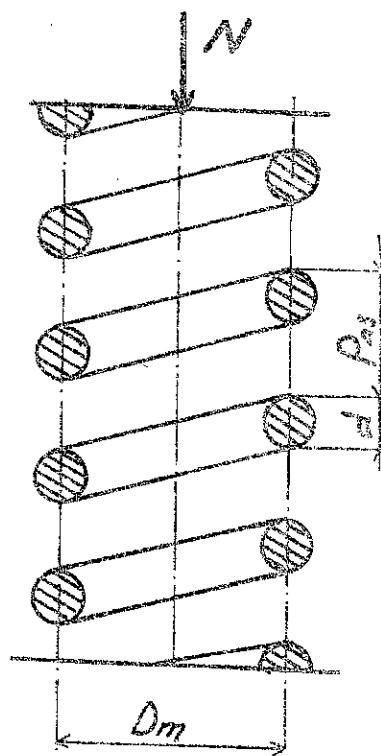
- Sa contrainte limite d'élasticité est 45 daN/mm².

En pratique pour les valeurs usuels $4,3 < \frac{D_m}{d} < 5$ et pour des ressorts de compression on peut admettre :

$$R_{pg} = 0,40 \text{ à } 0,425 R_e$$

$$\Rightarrow R_{pg} = 0,425 R_e = 0,425 \cdot 45 = 19,125 \text{ daN/mm}^2$$

$$\Rightarrow R_{pg} = 191,25 \text{ N/mm}^2$$



• Calcul de la charge du ressort:

le ressort subit la force due à la pression P : $F = P.S$
 On fait le calcul pour la valeur de réglage de la souppe,
 la plus forte qui est $P = 20 \text{ bars.} = 2 \text{ N/mm}^2$
 S : est la surface en contact avec le fluide
 (surface sur la bille fig-13).

On prends un $d' = 6 \text{ mm}$.

$$\Rightarrow S = \frac{\pi d'^2}{4} = \frac{\pi \cdot 6^2}{4} = 28,27 \text{ mm}^2$$

$$\Rightarrow F = P.S = 2 \cdot 28,27 = 56,548 \text{ N.}$$

$$\Rightarrow F = 56,548 \text{ N.}$$

On adopte un coefficient de sécurité

$S = 1,1$ pour tenir compte de la déformation éventuelle du ressort.

l'effort théorique de compression du ressort

$$\text{est: } N = 1,1 \cdot F = 1,1 \cdot 56,548 = 62,20 \text{ N}$$

$$\Rightarrow N = 62,20 \text{ N.}$$

• Dimensionnement du ressort:

- diamètre du fil:

$$\text{on a: } R_{qg} \geq \frac{8 \cdot N \cdot D_m}{\pi d^3} \Rightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{8 \cdot N \cdot D_m}{\pi \cdot R_{qg}}}$$

En prenant un $D_m = 8 \text{ mm}$, on trouve:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 62,20 \cdot 8}{\pi \cdot 181,25}} = 1,878 \text{ mm}$$

On prends un diamètre normalisé: $d = 2 \text{ mm}$.

• Remarque:

$$\frac{D_m}{d} = \frac{8}{2} = 4.$$

alors la condition $3,4 \leq \frac{D_m}{d} \leq 5$ est bien vérifiée.

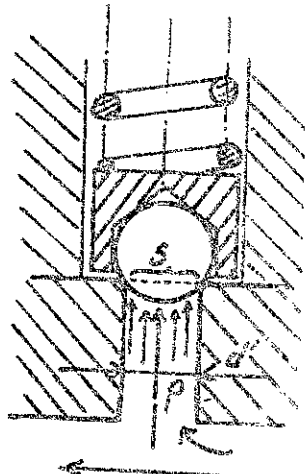


fig-13-

• flèche du ressort:

elle est donnée par la relation: $f = \frac{8 \cdot N \cdot D_m^3 \cdot n}{G \cdot d^4}$

G est le module d'élasticité transversale. pour les acier
on a: $G = 8000 \text{ daN/mm}^2$

prenons un nombre des spires $n = 12$

la flèche du ressort en place: (sous charge normale)

$$f = \frac{8 \cdot 62,20 \cdot 8^3 \cdot 12}{80000 \cdot 2^4} = 2,38 \text{ mm.}$$

• flèche sous charge d'applatissement:

Sous la charge normale, la contrainte de torsion est comprise entre (0,5 à 0,66) de la contrainte maximale, laquelle correspond à une charge qui bloque les spires les uns contre les autres sans rompre le ressort.

En prenant $R_t = 0,6 R_{tmax} \Rightarrow N = 0,6 N_{max}$
 N_{max} étant la charge d'applatissement correspondant à R_{tmax} . Alors la flèche sous cette charge sera

$$f_a = \frac{1}{0,6} f = \frac{1}{0,6} \cdot 2,38 = 3,96 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow f_a = 3,96 \text{ mm}$$

• Hauteur du ressort aplati:

En prenant la hauteur totale des deux spires de base égale à $1,5d$. la hauteur du ressort aplati sera

$$H_a = (n + 1,5) d = (12 + 1,5) \cdot 2 = 27 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow H_a = 27 \text{ mm.}$$

• Hauteur du ressort libre:

$$H_e = H_a + f_a = 27 + 3,96 = 30,96 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow H_e = 30,96 \text{ mm.}$$

• Hauteur du ressort en place:

$$H_e = H_e - f = 30,96 - 2,38 = 28,58 \text{ mm.}$$

$$\Rightarrow H_e = 28,58 \text{ mm.}$$

- diamètre extérieur du ressort:

$$D_e = D_m + d = 8 + 2 = 10 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow D_e = 10 \text{ mm.}$$

- diamètre intérieur du ressort:

$$D_i = D_m - d = 8 - 2 = 6 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow D_i = 6 \text{ mm.}$$

- Pas du ressort:

pour les ressort de compression, le pas de l'hélice

est donné par: $p = d + \frac{f_a}{n} + \alpha d + \beta \frac{D_m}{2}$

En pratique on adopte:

$$\alpha \geq 0,05 \text{ et } \beta \geq 0,04$$

on a alors pour: $\alpha = 0,05$ et $\beta = 0,04$:

$$p = 2 + \frac{3,96}{12} + 0,05 \cdot 2 + 0,04 \cdot \frac{8}{2} = 2,59 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow p = 2,59 \text{ mm}$$

- Caractéristique du ressort:

- flexibilité:

la flexibilité en % d'un ressort est

$$f\% = \frac{f}{N} \cdot 100 \quad f: \text{flèche}$$

N: charge.

$$\Rightarrow f\% = \frac{2,38}{62,20} \cdot 100 = 0,0382 \cdot 100 = 3,82 \text{ mm/100N}$$

$$\Rightarrow f\% = 3,82 \text{ mm/100N.}$$

- Raideur:

$$K = \frac{N}{f} = \frac{1}{f}$$

$$\Rightarrow K = \frac{62,20}{2,38} = 26,13 \text{ N/mm}$$

$$\Rightarrow K = 26,13 \text{ N/mm.}$$

10 Calcul de clavette :

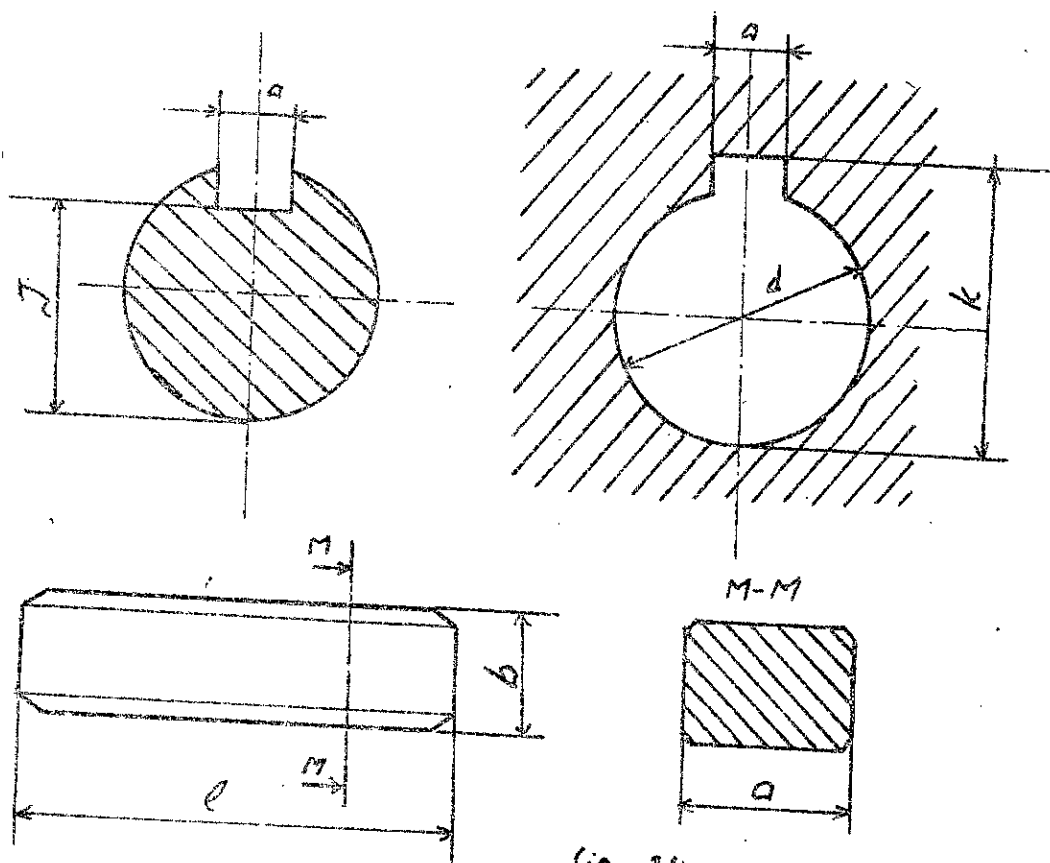


fig- 14 -

La largeur d'une clavette étant lié par normalisation, au diamètre de l'arbre, il convient de calculer la longueur de la clavette.

Soit une clavette // utilisée pour la liaison en rotation d'un moyeu sur un arbre.

Soit d le diamètre de l'arbre en (m)

P : puissance à transmettre en (watt).

ω : rotation en (rd/s)

le couple sera : $C = P/\omega$ en (N.m)

l'effort tranchant T appliqué sur la clavette est :

$$T = 2C/d$$

la section de la clavette à la condition de résistance au cisaillement, appelant T_0 la résistance limite tangentielle du matériau constituant la clavette,

la section sera :

$$S = T/\tau \quad \text{en (mm}^2\text{)}, \quad T: \text{en (N)}, \quad \tau: \text{en (N/mm}^2\text{)}$$

la longueur de la clavette est donc donnée par la relation: $l \geq \frac{S}{a} = T/\tau \cdot a$ car: $S = l \cdot a$

les matériaux recommandés pour les clavettes doivent avoir une charge de rupture supérieure à 600 N/mm^2 .

Les contraintes de cisaillement admissible varient généralement en fonction du type d'assemblage (rigide ou mobile) et de l'allure de la charge.

pour notre cas, on adopte pour τ , une valeur de :

$$\tau = 120 \text{ N/mm}^2$$

pour un diamètre $d = 8 \text{ mm}$ on trouve que la valeur correspondante de a est $a = 2 \text{ mm}$.

le couple sur l'arbre étant de $C = 736 \text{ N}\cdot\text{mm}$

$$\Rightarrow T = \frac{2C}{d} = \frac{2 \cdot 736}{8} = 184 \text{ N} \Rightarrow T = 184 \text{ N}$$

$$\Rightarrow l \geq T/\tau \cdot a = \frac{184}{120 \cdot 2} = 0,76 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow l \geq 0,76 \text{ mm}$$

Alors la clavette adoptée aura les dimensions :

• $a = 2 \text{ mm}$

• $b = 2 \text{ mm}$

• $l = 10 \text{ mm}$

On a aussi

• $J = d - 1,2 = 8 - 1,2 = 6,8 \text{ mm}$

• $k = d + 1 = 8 + 1 = 9 \text{ mm}$. (voir fig-14-)

2° Choix du moteur:

Notre pompe tourne à une vitesse de : 1500 à 3000 tr/min.
pour son entraînement, on utilise un moteur asynchrone
monophasé.

On intercale un reostat en série avec le bobinage
statorique, cela nous permet de varier la vitesse, et par
conséquent sélectionner le débit.

le moteur est choisi pour assurer un débit maximum qui
correspond à une vitesse de rotation : $N = 3000 \text{ tr/min}$.

et une puissance absorbée de : $P = 231,5 \text{ watts}$.

d'après la puissance absorbée, on détermine la puissance
du moteur d'entraînement (normalisée) qui devrait être
supérieur ou égale à 231,5 watts.

Alors le moteur choisi a les caractéristiques suivantes:

- Nombre de tours par minute : $N = 3000 \text{ tr/min}$.

- Puissance du moteur : $P = 250 \text{ watts}$.

- nombre de paire des poles $p = 1 \text{ paire}$.

- fréquence : $f = 50 \text{ Hz}$.

- Tension : $V = 220 \text{ volts}$.

• Conclusion :-

L'étude qui est faite ici, peut-être élargie à toute une série de pompes, il suffit de modifier les données de départ comme la vitesse de rotation, le débit, et la pression de refoulement.

Vu le manque de la documentation concernant ce type de machine et qui est pratiquement inexistante; on n'est pas arrivé à faire une étude plus approfondue.

L'inconvénient majeur des pompes à engrenage est le problème d'étanchéité entre la périphérie des pignons et le carter, le rendement volumétrique est par conséquent faible.

Leurs avantages c'est qu'elles permettent des pressions élevées et qu'elles tournent à des vitesses de rotation importantes, ce qui permette d'utilisation des moteurs électriques pour leur entraînement.

D'une construction simple et d'un prix compétitif, ces machines répondent à de très nombreuses applications dans les secteurs de petites et moyennes puissances.

Aujourd'hui encore, les constructeurs de pompes à engrenages apportent des améliorations techniques à ce produit, permettant en particulier d'élever les pressions, et d'améliorer le rendement global de l'appareil.

