

RÉPUBLIQUE DU SÉNÉGAL



ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE THIÈS

Gm. 0289

PROJET DE FIN D'ETUDES

EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME D'INGÉNIEUR DE CONCEPTION

TITRE

ENTRETIEN ET REPARATION
DE LA ROUE MOTORISEE
DES DUMPERS DE LA
C.S.P. TAIBA

DATE : MAI 1988

AUTEUR : Abdoulaye BABOU
DIRECTEUR : Papa MBOUP
CO-DIRECTEUR : Alpha KANE

Dedicacé

A mes parents

A mes frères et sœurs

A tous ceux qui m'ont guidé
dans la vie

A tous mes amis et proches

Remerciements

J'exprime mes remerciements les plus sincères à toutes les personnes qui ont contribué à l'élaboration de ce projet. Je réserve une mention particulière au personnel de l'Atelier Matériel Roulant, à leur chef ALPHA KANE qui, après le stage m'ont encadré, à mon directeur interne PAPA MBOUP qui n'ont ménagé aucun effort pour la réussite de ce travail.

Mes sentiments de gratitude vont également à l'endroit de toutes les personnes qui de près ou de loin m'ont aidé, ou encouragé.

Sommaire

Le système actuel de maintenance des roues motorisées des Dumpers de la CSPT semble défectueux. En effet, un taux élevé de bris des éléments qui composent la roue motorisée est constaté. Dans ce projet nous nous proposons de revoir ce système et d'en apporter des améliorations. C'est ainsi que nous nous y prenons :

- Principe des dumpers
- Principe de la roue motorisée
- Importance de l'alignement dans la roue motorisée où nous verrons les effets de la variation des entraxes sur le système.
- Éléments qui doivent être considérés pour contrôler cette variation d'entraxe
- Causes et défaillance des roulements
- Détérioration des engrenages, comment y remédier
- Durée de vie des roulements
- Contrôle des dentures
- Vérification de la lubrification du système

- Nous concluons par les améliorations proposées.

L'objectif de ce projet est, d'établir des consignes de maintenance pour améliorer celle par rapport au système existant.

Table des matières

	Pages
Dedicace	.
Remerciements	i
Sommaire	ii
<u>Chapitre I Introduction</u>	
I - Introduction	1
II - Principe du dumper	4
III - Principe de la roue motorisée	5
<u>Chapitre II Importance de l'alignement dans la machine</u>	6
I - Jeu entre les deux engrenages	8
II - Les effets induits dans le fonctionnement et l'état des engrenages	14
<u>Chapitre III Causes et défaillances des roulements</u>	19
I - Détériorations causées par la fatigue	19
II - Détériorations ne résultant pas de la fatigue	20
III - Analyse des défauts constatés.	21

<u>Chapitre IV</u> <u>Durees de vie des roulements</u>	25
I - Vitesses des éléments du train d'engrenages	28
II - Charges sur les roulements du moyeu de roue	30
III - Charges sur les roulements de l'induit	32
IV - Evaluation des efforts sur les dentures et sur les roulements planétaires	33
<u>Chapitre V</u> <u>Détérioration des engrenages,</u> <u>comment y remédier</u>	43
<u>Chapitre VI</u> <u>Contrôle des dentures</u>	53
I - Pignon solaire - Engrenage planétaire	53
II - Pignon planétaire - Couronne dentée.	59
<u>Chapitre VII</u> <u>Lubrification</u>	67
A - Choix des lubrifiants	67
B - Quantités de graisse d'appoint	76
C - Intervalles de graissage	79
<u>Chapitre VIII</u> <u>Analyse qualitative des résultats</u>	80
I - Dynamique de la machine	80
II - Lubrification du système	82
<u>Chapitre IX</u> <u>Plan de maintenance proposé</u>	86
<u>Chapitre X</u> <u>Conclusion et recommandations</u>	90
<u>Bibliographie</u>	93
<u>Annexe</u>	

CHAPITRE I

I - Introduction

II - Principe du Dumper

III - Principe de la Roue Motorisée

I Introduction

L'entretien se définit comme étant l'action de "tenir en bon état" un équipement. Il a consisté à effectuer des réparations, des interventions ponctuelles de dépannage ou de réparation. Avec le transfert de technologies, que connaissent nos pays sous-développés, cette action était surtout l'appontage des constructeurs étrangers ce qui gonflait énormément son coût sans compter les coûts induits dus aux arrêts de production. On voit alors la nécessité de se tourner vers la maintenance qui est un ensemble d'opérations et d'approvisionnement permettant de maintenir en service les équipements et ouvrages. Les matériels deviennent de plus en plus complexes, obsolètes de plus en plus rapide entraînant une durée d'amortissement réduite de sorte que tout arrêt d'un équipement ou encore de production représente une part de plus en plus grande des investissements. Il s'agit donc de rechercher une utilisation optimale des investissements allée à un rendement maximum du personnel ; elle devient alors une nécessité.

Cette maintenance se heurte souvent à des difficultés :

Pour être efficace tout système de maintenance doit être conçu en même temps que la conception des ouvrages. C'est la notion de maintenabilité qui prolonge celle de la fiabilité. Le choix du matériel et la technologie doivent s'adapter à l'environnement d'utilisation. Or dans nos pays, sous industrialisés, cela reste difficile à réaliser, compte tenu de la dépendance de ces derniers en équipement de l'étranger. Les pièces de rechange viennent de l'extérieur, ce qui autorise le fournisseur à des fantaisies de prix, de délais et souvent de qualité.

C'est dans ce cadre que ce projet s'inscrit, il s'y agit d'améliorer un système de maintenance d'un équipement. Son objectif est d'établir des consignes de marche et d'approvisionnement pour les exploitants ou d'en rectifier ceux qui, actuellement sont en vigueur. En effet, ceci s'est avéré nécessaire à la suite du constat que le taux de bris de certains éléments demeure élevé avec l'actuel système de maintenance.

Le soubassement de ce travail est la documentation générale constituée par les ouvrages tech-

niques sur les éléments de machine et les catalogues, universels et la documentation de l'équipement constituée par les dossiers techniques qui le plus souvent, sont incomplets.

CHAPITRE II

Importance de l'alignement dans la machine

I - Jeu entre les deux engrenages

II - Les effets induits dans le fonctionnement
et l'état des engrenages

I Principe du DUMPER

Le Dumper est un véhicule à traction électrique conçu pour le transport de charges lourdes dans les mines (la charge pouvant peser jusqu'à 120 tonnes). Il est composé de :

- Un moteur Diesel 12 cylindres en V de puissance 1000 cv
- Un Générateur principal entraîné par le moteur Diesel qui fournit du courant continu
- Deux Roues Motorisées alimentées par le générateur principal. Elles sont actionnées par un moteur série à courant continu.
- Des organes de commande et de régulation
- Des organes annexes de fonctionnement.
- La carrosserie.

Le système fonctionne grâce au moteur de la roue qui entraîne un train planétaire ayant à sa sortie les pneus. Il est alimenté par la génératrice principale entraînée par le Diesel en même temps que l'excitatrice et la génératrice auxiliaire. L'excitatrice fournit le courant d'excitation de l'inducteur et la génératrice auxiliaire fournit un courant continu de 24V pour le circuit de commande.

III Principe de la ROUE MOTORISÉE

La roue motorisée est une machine à pôles de commutation, à enroulement en série, muni d'un système de ventilation forcée. Elle fonctionne avec du courant continu. Elle sert à la fois d'essieu et de source d'énergie de traction et est montée directement sur la carrosserie. Le moteur est situé à l'intérieur d'un bâti se composant d'une boîte d'engrenages et d'une culasse magnétique et servant d'essieu pour le montage du moyeu destiné à recevoir le pneu. Le train d'engrenages est en prise directe avec le rotor du moteur. Lorsque le moteur est sous tension, l'induit rotor entraîne le pignon solaire qui engrène avec les engrenages planétaires, le couple est entièrement repris par les pignons planétaires qui engrenent avec la couronne dentée à laquelle est fixé le moyeu de roue qui supporte les pneus qui est ainsi mis en rotation et fait se déplacer le véhicule.

Importance de l'alignement dans la machine.

La machine qui constitue la Roue Motorisée se compose essentiellement d'un train planétaire d'engrenages dont les arbres sont montés sur des paliers à roulements. Ces arbres ont un certain alignement à respecter durant le fonctionnement de la machine pour que les éléments qui s'engrenent conservent leurs entraxes avec lesquels ils sont dimensionnés. En effet les caractéristiques de fonctionnement sont étroitement liées à l'entraxe pour un engrenage. Dans ce chapitre nous tentons de montrer les relations théoriques qui existent entre l'entraxe et ces caractéristiques et les effets néfastes que la variation d'entraxe peut entraîner.

Aussi, les arbres qui sont sur des paliers reçoivent des charges par les engrenages, et sont des masses tournantes, le moindre jeu dans ces paliers entraîne des vibrations, qui sont très destructives.

Pour une répartition équitable du couple transmis entre les trois engrenages planétaires, les entraxes

se doivent de rester constant.

Par exemple si l'un des trois engrenages planétaires se dégage trop du système les deux autres transmettent à eux seuls le couple et par conséquent subiront de fortes charges qui peuvent briser leurs dents ou accélérer leur usure, dans tous les cas, ces deux ne fonctionneront pas dans les conditions pour lesquelles ils ont été dimensionnés.

Le désalignement entre moyen de et culasse a des effets néfastes sur le système de lubrification. En effet, la machine est divisée en deux parties du point de vue lubrification : une partie côté intérieur lubrifiée à l'huile et une partie côté extérieur lubrifiée à la graisse, ces deux parties sont séparées par des joints d'étanchéité. Un jeu d'alignement peut amener le tube de poussée à trop appuyer sur les lèvres de joint et par frottement et une pression trop importante accélère son usure ou même l'arrache, et ainsi l'huile passe dans l'espace du moyen de roue s'amalgame avec la graisse détruisant ainsi la lubrification des roulements et atteint la tête de culasse d'où des fuites.

I. Jeu entre les deux engrenages

1) Distance entre les centres C

La distance entre les centres est donnée par l'équation :

$$C = \frac{N_1 + N_2}{2P} \quad (1)$$

et le rapport de vitesse par

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{N_2}{N_1} \quad (2)$$

On voit qu'il n'existe aucune relation entre ces deux équations et qu'il peut y avoir incompatibilité c'est ce qui arrive par exemple dans une transmission d'automobile. Si la distance réelle entre les centres n'est pas égale à celle donnée par l'équation (1) il y aura un jeu radial plus grand que celui qui a été prévu et le jeu au cercle primitif ne sera pas nul.

Si la distance entre les centres est augmentée on aura : $C' = C + \Delta C$ ou C' est la nouvelle distance entre les centres, ΔC l'augmentation.

Comme le montre la figure les cercles primitifs ne coïncident plus avec ceux qui ont été prévus mais les cercles de base et le rapport de vitesse demeurent les mêmes : Résultat l'angle de pression devient ϕ'

$$\frac{w_1}{w_2} = \frac{N_2}{N_1} = \frac{R_2'}{R_1'}$$

$$C' = R_1' + R_2' = R_1' + R_1' \frac{N_2}{N_1}$$

$$R_1' = C' \left(\frac{N_1}{N_1 + N_2} \right) \quad R_2' = C' \left(\frac{N_2}{N_1 + N_2} \right)$$

d'autre part nous savons que

$$R_1' = \frac{R_{b1}}{\cos \phi'} \quad R_2' = \frac{R_{b2}}{\cos \phi'}$$

$$R_{b1} = R_1 \cos \phi \quad R_{b2} = R_2 \cos \phi$$

$$\begin{aligned} \text{on a alors } C' &= \frac{R_{b1} + R_{b2}}{\cos \phi'} = \frac{(R_1 + R_2) \cos \phi}{\cos \phi'} \\ &= \frac{C \cos \phi}{\cos \phi'} \end{aligned}$$

d'où le nouvel angle de pression

$$\boxed{\phi' = \arccos \left[\frac{C}{C'} \cos \phi \right]}$$

Conclusion pratique :

L'angle de pression ϕ de fonctionnement augmente, avec la distance entre les centres. C

2) Jeu au cercle primitif

A cause de l'augmentation de la distance entre les centres, le cercle primitif d'opération ne coïncidera pas avec le cercle primitif des engrenages. Il en résulte ainsi un jeu B . Le pas circulaire mesuré sur le cercle primitif d'opération doit être égal au jeu plus l'épaisseur des dents :

$$t'_1 + t'_2 + B = \frac{2\pi R'_1}{N_1} = \frac{2\pi R'_2}{N_2}$$

Figure sur page suivante

Fig

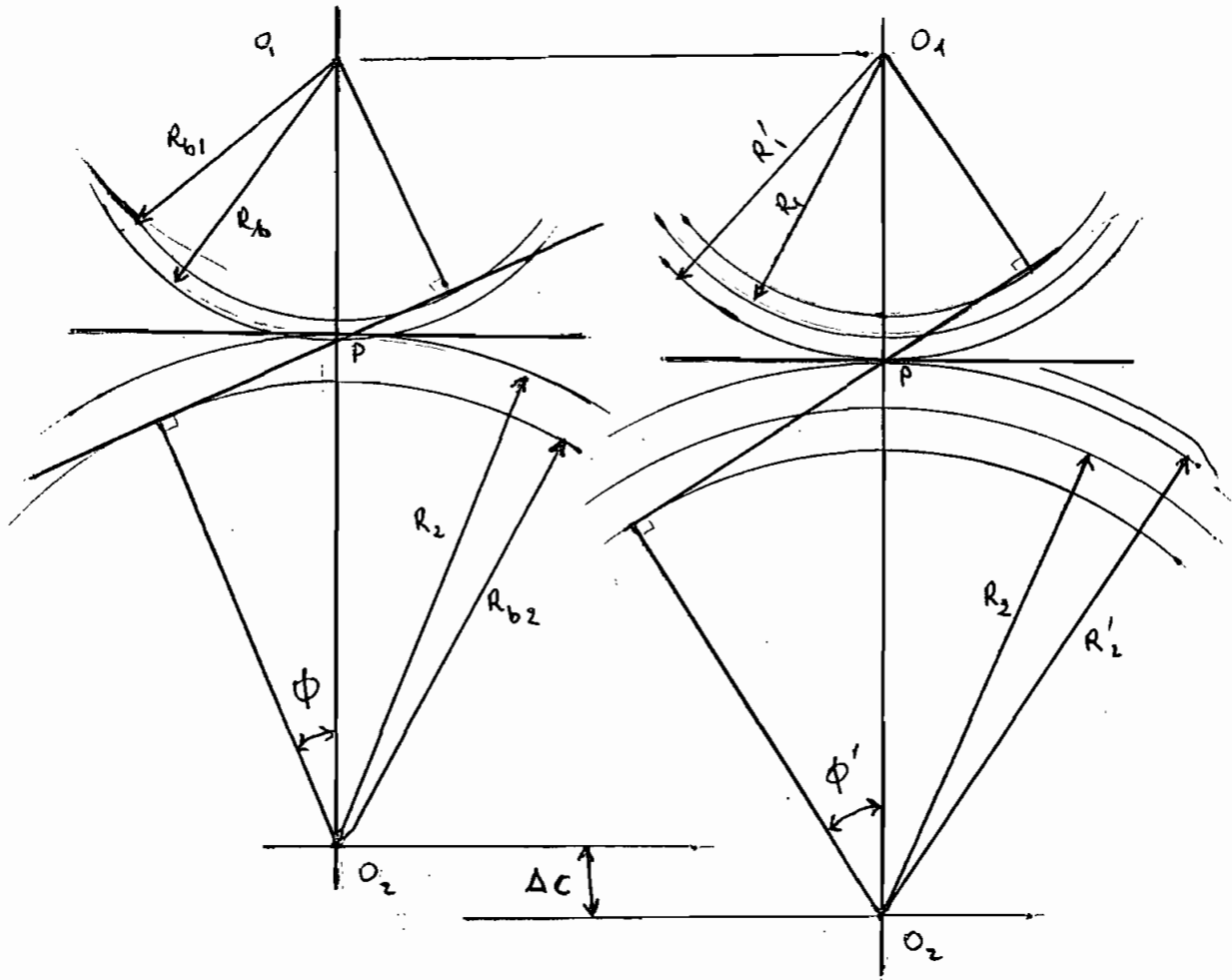
$$t'_1 = 2R'_1 \left[\frac{t_1}{2R_1} + \text{inv } \phi - \text{inv } \phi' \right]$$

$$t'_1 = \frac{R'_1}{R_1} t_1 - 2R_1 (\text{inv } \phi' - \text{inv } \phi)$$

$$t'_2 = \frac{R'_2}{R_2} t_2 - 2R_2 (\text{inv } \phi' - \text{inv } \phi)$$

$$\text{on avait : } R'_1 = C' \left(\frac{N_1}{N_1 + N_2} \right) \quad R'_2 = C' \left(\frac{N_2}{N_1 + N_2} \right)$$

Fig 1 - schema de la variation d'entreaxe



NB Conf. R. Vinet "Éléments de machines"
Nouvelle édition

d'où on tire $\frac{R_1}{R'_1} = \frac{R_2}{R'_2} = \frac{c}{c'}$

et alors : $\frac{c'}{c} (t_1 + t_2) - 2C'(\text{inv } \phi' - \text{inv } \phi) + B =$
 $2\pi \frac{R_1}{N_1} \frac{c'}{c}$

et $B = \frac{c'}{c} [p - (t_1 + t_2) + 2C(\text{inv } \phi' - \text{inv } \phi)]$

pour les engrenages normalisés on a $p/2 = t_1 = t_2$

$\Rightarrow \boxed{B = 2C'(\text{inv } \phi' - \text{inv } \phi)}$

Conclusion pratique :

De cette étude on peut déduire que le jeu B augmente avec l'augmentation de la distance entre les centres c' . Précédemment on avait vu que cette augmentation de la distance entre les centres entraînait une augmentation de l'angle de pression de fonctionnement ϕ' donc une augmentation du jeu B .

3) Diamètres primitifs de fonctionnement

Soient m_G le rapport d'engrenage
 d' le diamètre primitif de fonctionnement
du pignon

D' le diamètre primitif de fonctionnement
de la roue

Pour un engrenage externe on a :

$$d' = \frac{2C'}{m_G + 1} \quad D' = \frac{2C'm_G}{m_G + 1}$$

Pour un engrenage interne on a :

$$d' = \frac{2C'}{m_G - 1} \quad D' = \frac{2C'm_G}{m_G - 1}$$

Conclusion pratique

Ces équations définissent les diamètres primitifs de fonctionnement comme étant proportionnels au rapport de transmission et à la distance entre les centres

II - Les effets induits dans le fonctionnement et l'état des engrenages

Nous allons dans ce chapitre voir les effets de toutes les conclusions précédentes sur le fonctionnement du train d'engrenages. En effet l'étude précédente nous a permis de déceler certaines variables de fonctionnement qui étaient étroitement liées à l'entraxe. Quelles sont les effets de ces variations sur le fonctionnement, le rendement, l'usure, les charges sur les dents des engrenage, ...

1 - Rendement et usure des engrenages

Deux profils en contact se déplaçant avec une vitesse relative de glissement $v_g = z_c (w_p + w_g)$ ou z_c est la distance sur la droite d'engrenement du point de contact au point primitif

La vitesse de déplacement du point de contact est :

$$c = \frac{w_p D_p}{2} \cos \phi_c$$

La force normale étant w_N , la force de frotte-

ment est $f W_N$ et agit suivant la tangente commune. Pour le pignon elle est dirigée dans le sens opposé de celui de v_g . La force de frottement change de direction dans le point primitif ou elle est nulle. Le travail élémentaire de la force de frottement est :

$$dT = f W_N z_c (w_p + w_g) dt$$

le déplacement du point de contact est :

$$dz_c = c dt$$

$$dT = f W_N (w_p + w_g) z_c \frac{dz_c}{c}$$

Nous pouvons faire l'hypothèse que l'usure est proportionnelle au travail de frottement par unité de surface

$$\text{Usure} = \text{prop} \frac{dT}{ds} = \text{prop} z_c \frac{dz_c}{ds}$$

or les triangles CMN et ABC sont semblables nous avons alors

$$\frac{dz_c}{ds} = \frac{\overline{MN}}{\overline{NC}}$$

\overline{MN} étant constant peut être inclus dans le facteur de proportionnalité, on obtient finalement

$$\text{Usure} = \text{prop} \frac{z_c}{\overline{NC}}$$

Le rapport $\frac{z_c}{\overline{NC}}$ caractérise l'usure, il peut être

calculé ou construit graphiquement.

On constate que l'usure est beaucoup plus forte sur le profil de pied que sur le profil de tête. En intégrant le travail élémentaire de frottement dT entre les limites $0 < z_c < l_a$

$$0 < z_c < l_r$$

ou l_a et l_r sont les longueurs d'approche et de retraite, on obtient le travail de frottement d'un profil sur toute la longueur de l'engrenement.

$$T_p = T_{\text{perte}} = f W_N \frac{w_p + w_g}{c} \cdot \frac{l_a^2 + l_r^2}{2}$$

D'autre part le travail utile est égal à

$$T_u = W_N (l_a + l_r)$$

Le rendement est défini comme :

$$\eta = \frac{T_u}{T_p + T_u} = \frac{1}{1 + \frac{T_p}{T_u}} \approx 1 - \frac{T_p}{T_u}$$
$$\approx 1 - f \frac{w_p + w_g}{2c} \cdot \frac{l_a^2 + l_r^2}{l_a + l_r}$$

Après quelques transformations on a

$$\eta = 1 - \frac{f}{\cos \phi} \frac{l_a^2 + l_r^2}{l_a + l_r} \left(\frac{1}{N_p} + \frac{1}{N_g} \right)$$

ou encore

$$\eta = 1 - \frac{T}{m_c} \cdot (m_{cp}^2 + m_{cg}^2) f \left(\frac{1}{N_p} + \frac{1}{N_g} \right)$$

Conclusion pratique

De là nous voyons que le rendement diminue quand ϕ augmente. Donc la puissance transmise est réduite et la chaleur à évacuer s'élève. Ce qui peut avoir des conséquences sur l'huile.

L'expression de la force normale sur la dent est calculée par

$$W = \frac{60 \cdot 10^3 P_u}{\pi D n \cos \phi}$$

que nous verrons plus loin, dans l'étude dynamique de la machine

C'est cette force, qui est utilisée pour calculer la pression de Hertz sur la dent

Conclusion

- La charge sur dents et roulements augmente, lorsque ϕ augmente
- La pression de Hertz augmente, lorsque ϕ augmente.

2. Les éléments qui doivent être considérés pour contrôler les distances entre les centres.

Les paliers, que nous avons dans cette machine sont tous des paliers à roulements. L'entraxe de fonctionnement pour une paire d'engrenage est composé de plusieurs éléments, les tolérances sur chacun d'eux doivent être cumulées dans les applications ou, un minimum de jeu est requis.

Mais les éléments, qui contribuent dans une large mesure, à la variation des distances entre les centres dans de tels paliers sont les roulements.

De par les usures qu'ils peuvent subir au niveau des bagues, des éléments roulants (billes ou rouleaux) ils font varier l'entraxe d'une manière considérable. C'est pourquoi au vu des conclusions précédentes nous nous proposons de faire une étude complète des roulements pour trouver leurs durée de vie, leur maintenance pour mieux réduire les variations d'entraxe.

CHAPITRE III

Cause et défaillances des roulements

Causes et défaillances des roulements

I. Détériorations causées par la fatigue

1. Ecaillage par inclusion

Analyser les facteurs d'environnement suivants :

- a) Vitesse et charge
- b) Zone de charge
- c) Lubrification (faible épaisseur de film)

2. Ecaillage par concentration de contraintes géométriques.

Analyser les facteurs d'environnement suivants :

- a) Défaut d'alignement (charge et déformations)
- b) Zone de charge
- c) Lubrification (faible épaisseur de film)

3. Ecaillage par origine ponctuelle en surface

Analyser les facteurs d'environnement suivants :

- a) Aspérités de surface
- b) Lubrification (faible épaisseur de film).

4. Ecaillage superficiel

Analyser les facteurs d'environnement suivants :

- a) Lubrification (faible épaisseur de film)

5. Fatigue en sous-couche

Facteur à analyser

a) Charge

6. Fissuration transversale

Facteur à analyser

a) Autres modes de fatigue aggravés par conditions de frottement

II Détériorations ne résultant pas de la fatigue

1. Usure

Facteurs à analyser

a) Lubrification (choix du lubrifiant)

b) Contamination

2. Grippage et échauffement du roulement.

Facteurs à analyser

a) Lubrification (Faible épaisseur de film.)

b) Charge et vitesse

3. Corrosion de contact.

Facteur à analyser

a) Vibrations

Analyse des défaillances constatées des roulements.

I. Usure

① Il a été constaté que les roulements des planétaires s'usent beaucoup jusqu'à ce que les rouleaux glissent dans l'engrenage, et causent par là des bris de dents d'engrenage entre le pignon planétaire et la couronne dentée du tube de poussée.

② Une deuxième défaillance constatée est le jeu dans les roulements. Nous estimons que ce jeu provient de l'usure des éléments des roulements :

- Le jeu radial, au niveau des roulements du moyeu de roue fait que souvent les joints sont arrachés par les paliers. Et le jeu axial entraîne des fuites de lubrifiant au niveau de la tête de culasse

- Le fait que aussi les rouleaux glissent hors de leur loge fait aussi penser à un jeu axial nait de l'usure des éléments de roulement.

Analyse

D'après la classification précédente, des causes et défaillances des roulements, nous constatons que cette défaillance ne résulte pas de la fatigue. Les facteurs indiqués à analyser sont :

- a) La lubrification : le choix du lubrifiant
- Des essais effectués ont montré qu'il existe une viscosité optimale donnant la plus faible usure
 - La température de l'huile a une influence directe sur le taux d'usure des roulements
 - Le type de lubrifiant quant aux additifs a une influence directe sur le taux d'usure.

b) La contamination

- Introduction d'impuretés dans le lubrifiant.
- Désintégration des additifs, à cause d'une température élevée de fonctionnement.

Après vérification des caractéristiques des lubrifiants utilisés nous allons faire un choix de lubrifiant pour nos roulements et donner des instructions quant au montage, à l'étanchéité et aux intervalles de changement de lubrifiant.

II Grippage.

Le grippage a été constaté au niveau des roulements du moyeu de roue. Les proportions atteintes sont parfois si excessive, que la couronne intérieure du roulement tourne par rapport à la culasse, et ainsi arraché du métal sur celle-ci (accident grave parce que détérioration de la culasse) Le cisaillement de cette couronne détruit aussi celle-ci par rupture.

Analyse

La classification précédente nous indique les facteurs à analyser :

- a) La lubrification : faible épaisseur du film de lubrifiant.
- b) Charge et vitesse

Il nous sera difficile d'intervenir sur ces facteurs

Nous pensons résoudre ce problème en choisissant un lubrifiant qui nous assure une épaisseur de film suffisante, et un film pas fragile.

III Ecaillage

Un écaillage a été constaté au niveau des galets des roulements du moyeu de roue

Analyse

Toujours d'après la classification précédente les facteurs à analyser sont:

a) La lubrification

- faible épaisseur du film de lubrifiant.
- la quantité de lubrifiant nécessaire

b) défaut d'alignement

c) Asperités de surface

d) Charge et vitesse

Il nous est pratiquement impossible d'intervenir sur ces trois derniers facteurs

e) Zone de charge

Là nous ne pouvons que conseiller de voir parmi les fabricants, celui qui offre le même roulement, avec une capacité de charge dynamique de base supérieure.

Un lubrifiant qui assure une épaisseur suffisante de film et qui a une bonne tenue (non fragile) sera une solution de ce problème.

CHAPITRE IV

Durées de vie des roulements

- I. Vitesses des éléments du train d'engrenages
- II Charges sur les roulements du moyeu de roue
- III Charges sur les roulements de l'induit
- IV Evaluation des efforts sur les dentures et sur les roulements planétaires

Durées de vie des roulements.

C'est le nombre de tours ou d'heures, à vitesse constante, que le roulement effectue avant la manifestation des premiers signes de fatigue dans la matière de l'une des bagues ou de l'un des éléments roulants. Comme la dispersion des valeurs expérimentales est assez élevée et afin de concilier les exigences de sécurité de fonctionnement et un prix de revient aussi bas que possible, la durée minimale est le nombre de tours, d'heures que 90% des roulements peuvent effectuer dans les conditions identiques avant qu'apparaissent des signes de fatigue. La pratique a démontré que cette durée est dépassée par la plus grande partie des roulements.

La durée nominale d'un roulement, la charge dynamique de base et la charge appliquée sont liées par la formule de durée :

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

ou L_h est la durée nominale en heures de fonctionnement

C la charge dynamique de base donnée par les catalogues

P la charge dynamique équivalente

$P = 3$ pour les roulements à billes

$= \frac{10}{3}$ pour les roulements à rouleaux

n la vitesse de rotation en tr/mn.

Charge dynamique de base

Lorsque la charge F agissant sur un roulement correspond aux conditions définies pour la charge dynamique de base elle peut être comparée directement à celle-ci dans la formule de durée. Dans le cas contraire qui est fréquent il est nécessaire de ramener cette charge F aux conditions de définition de la charge dynamique de base, en calculant une charge dynamique équivalente.

La charge dynamique équivalente est donc une charge fictive qui répond aux hypothèses valables pour la charge dynamique de base et dont l'influence sur la durée serait la même que celle des charges agissant réellement.

Si la résultante des charges agissant est constante en intensité et en direction on obtient la charge dynamique équivalente à l'aide de la formule générale :

$$P = X F_r + Y F_a$$

dans laquelle

P est la charge dynamique équivalente

F_r la composante radiale de la charge

F_a " " axiale " " "

X coefficient radial du roulement

Y " " axial " " "

Pour les roulements à billes à une rangée
 X et Y sont fonction de $\frac{F_a}{C_0}$ et e ou C_0
est la charge statique de base et e le jeu
dans le roulement

si $\frac{F_a}{C_0} = 0$ alors $X = 1$ et $Y = 0$

c'est notre cas puisque $F_a = 0$

donc $P = F_r$

Pour les roulements à rouleaux à une rangée

$$P = F_r$$

donc tous nos roulements $P = F_r$.

Calculons alors à partir de cette formule
de durée la durée de fonctionnement à
une fiabilité de 90% de nos roulements.

I. Vitesses des éléments du train d'engrenage.

Pour déterminer la vitesse de chacun des éléments du train nous appliquerons la loi suivante

$$n_G Z_G = n_P Z_P$$

ou n_G et n_P sont les vitesses de la roue et du pignon respectivement, et Z_G et Z_P les nombres de dents de la roue et du pignon respectivement dans un engrenage. Soient les variables suivantes :

Z_s le nombre de dents du pignon solaire et n_s sa vitesse

Z_{ep} le nombre de dents de l'engrenage planétaire et n_{ep} sa vitesse

Z_{pp} " " du pignon " " n_{pp} " "

Z_{tp} " " du tube de poussée " n_{tp} " "

Nous avons les relations suivantes en suivant la chaîne de transmission de mouvement :

$n_{pneu} = n_{tp}$ où n_{pneu} est la vitesse de rotation du pneu du véhicule.

$$n_{pp} = \frac{n_{tp} Z_{tp}}{Z_{pp}}$$

$$n_{pp} = n_{ep}$$

$$n_s = \frac{n_{ep} Z_{ep}}{Z_s}$$

Déterminons la vitesse de rotation du pneu.
Pour cela nous allons partir de la vitesse limite
du camion qui est de 27 MPH

$$V_{lim} = 27 \text{ MPH} = 724,05 \text{ m/mn}$$

$$\text{Diamètre du pneu} = 2,70 \text{ m.}$$

$$\Rightarrow n_{pneu} = \frac{724,05}{\pi \times 2,70} = 85,36 \text{ tpm}$$

$$\Rightarrow n_{tp} = 85,36 \text{ tpm} \approx 85 \text{ tpm.}$$

$$Z_{tp} = 102$$

$$Z_{ep} = 72$$

$$Z_{pp} = 17$$

$$Z_s = 15$$

$$\Rightarrow n_{pp} = \frac{85 \times 102}{17} = 510 \text{ tpm}$$

$$n_{ep} = 510 \text{ tpm}$$

$$n_s = 2448 \text{ tpm.}$$

Vitesse de rotation de l'induit = 2448 tpm

Vitesse de rotation de l'ensemble planétaire = 510 tpm

Vitesse de rotation du moyeu de roue = 85 tpm

II Les charges sur les roulements du moyeu de roue.

~~1-~~ Roulements du moyeu de roue

C'est le moyeu de roue, qui supporte, les pneus donc l'ensemble du poids de l'essieu arrière repose sur les 4 roulements (2 pour chaque tube de chaque roue)

Repartition du poids :

Poids a vide	Essieu avant	35 374	kg
	Essieu arrière	45 473	"
Poids en charge	Essieu avant	63 350	"
	Essieu arrière	126 350	"

On considere un facteur de surcharge de 10%

Considérant seulement l'essieu arrière nous avons

$$\text{Poids à vide} : 45\,473 \times 1,10 \times 9,81 = 490\,700\text{N}$$

$$\text{Poids en charge} : 126\,350 \times 1,10 \times 9,81 = 1\,363\,540\text{N}$$

Cette charge, se repartit également sur les 4 roulements, si nous négligeons la distance entre les deux roulements du même moyeu.

$$\text{à vide} \quad P = 490\,700 \div 4 = 122\,675 \text{ N}$$

$$\text{en charge} \quad P = 1\,363\,540 \div 4 = 340\,885 \text{ N}$$

Le camion est chargé la moitié du temps et vide l'autre moitié, on peut alors évaluer la charge moyenne comme suit :

$$P_m = 340885 \times \left[0,5 \times 1 + 0,5 \left(\frac{122675}{340885} \right)^{10/3} \right]^{3/10}$$

$$= 279.607 \text{ N}$$

d'après la formule de pondération de la charge, proposée par le catalogue Timken

$$F_{mp} = F_{max} \left[T_1 \left(\frac{F_1}{F_{max}} \right)^{10/3} + T_2 \left(\frac{F_2}{F_{max}} \right)^{10/3} + \dots + T_n \left(\frac{F_n}{F_{max}} \right)^{10/3} \right]^{3/10}$$

ou T_i est le pourcentage de temps où F_i est appliquée

III Les roulements de l'induit. (charge)

L'induit du moteur, est supporté par deux roulements : le 8864950 P172 et le 8864951 P139

Son poids est connu mais son centre de gravité n'est pas donné pour connaître alors les efforts sur ces roulements nous faisons la supposition suivante : Le roulement côté collecteur supporte $\frac{3}{5}$ du poids et le roulement côté entraînement supporte les $\frac{2}{5}$ du poids.

$$\text{Poids} = 544 \text{ kg} \times 9,81 = 5336,64 \text{ N}$$

En tenant compte des cahots, des vibrations et la traction magnétique unilatérale et les efforts d'excentricité, multiplions par $f_z = 1,5$

$$\text{Poids fictif} = 8005 \text{ N}$$

$$\text{Roulement côté collecteur: } 8005 \times \frac{3}{5} = 4803 \text{ N}$$

$$\text{Roulement côté entraînement: } 8005 \times \frac{2}{5} = 3202 \text{ N}$$

IV Evaluation des efforts sur les dents et sur les roulements planétaires

La puissance à transmettre P_u est proportionnelle au produit du couple (T) et de la vitesse de rotation (n). Ainsi

$$P_u = \frac{T n}{k}$$

P_u : puissance transmise en W

T : Couple transmis en Nm.

n : vitesse de rotation en rpm

k : facteur de conversion

$$\text{or } T = W_t \cdot \frac{D}{2}$$

W_t : Charge tangentielle transmise en N

D : diamètre primitif de l'engrenage en mm

donc

$$W_t = \frac{60 \cdot 10^3 P_u}{\pi D n} \quad \text{en N}$$

$$W = \frac{W_t}{\cos \phi}$$

ϕ : angle de pression de l'engrenage

Les moteurs de traction ne tournent pas en permanence et avec une puissance constante ; on parle de fonctionnement intermittent. Pour calculer la durée de vie des roulements on part de ce que l'on appelle

la puissance horaire, c'est à dire la puissance fournie par le moteur durant une heure sans qu'il y ait échauffement excessif du bobinage. C'est à partir de ce débit horaire qu'on peut calculer les efforts d'engrenage du pignon et par conséquent les réactions, des roulements. A elles-ci s'ajoutent des efforts d'excentricité et de cahots. On ne connaît avec exactitude que le poids du rotor, pour tenir compte de tous les autres facteurs on multiplie l'effort connu par $f_z = 1,5$ à $2,5$

Nous travaillerons nous avec la puissance nominale du moteur et multiplions par $f_z = 1,5$ pour tenir compte des surcharges, irrégulières, dues aux pentes, aux cahots et à la traction magnétique unilatérale

Nous avons :

$$P_n = 450 \text{ HP} = 450 \times 736 = 331200 \text{ W}$$

$$P_u = 1,5 P_n = 331200 \times 1,5 = 496800 \text{ W}$$

$$D_s = 122,65 \text{ mm}$$

$$n = n_s = 2448 \text{ tpm}$$

L'effort tangentielle sur la dent est donnée par la formule :

$$W_t = \frac{60 \cdot 10^3 \times P_u}{\pi D n}$$

L'application numérique donne :

$$W_t = \frac{60 \cdot 10^3 \times 496,800}{\pi \times 123,65 \times 2448} = 31601 \text{ N}$$

$$W = \frac{31601}{\cos 20} = 33.630 \text{ N}$$

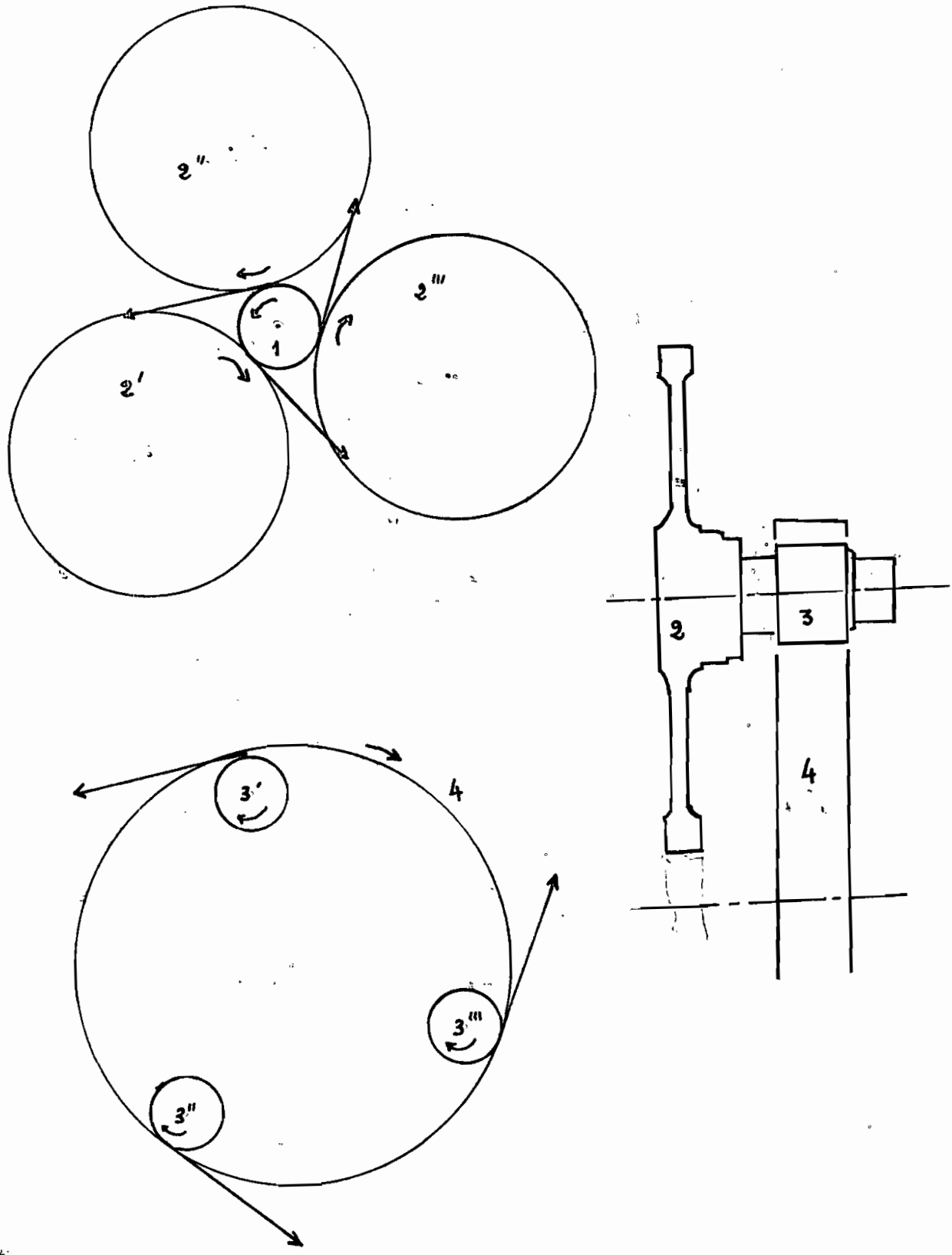
Soit sur chacun des trois engrenages planétaires :

$$\frac{W}{3} = \frac{33630}{3} = 11.210 \text{ N}$$

Ce sera l'effort sur l'engrenage planétaire
 $F_{ep} = 11.210 \text{ N}$

Nous pouvons alors, construire le schéma des efforts sur l'ensemble planétaire, et déterminer les efforts sur les roulements.

Fig.2 Schématisation de la transmission du couple dans le train



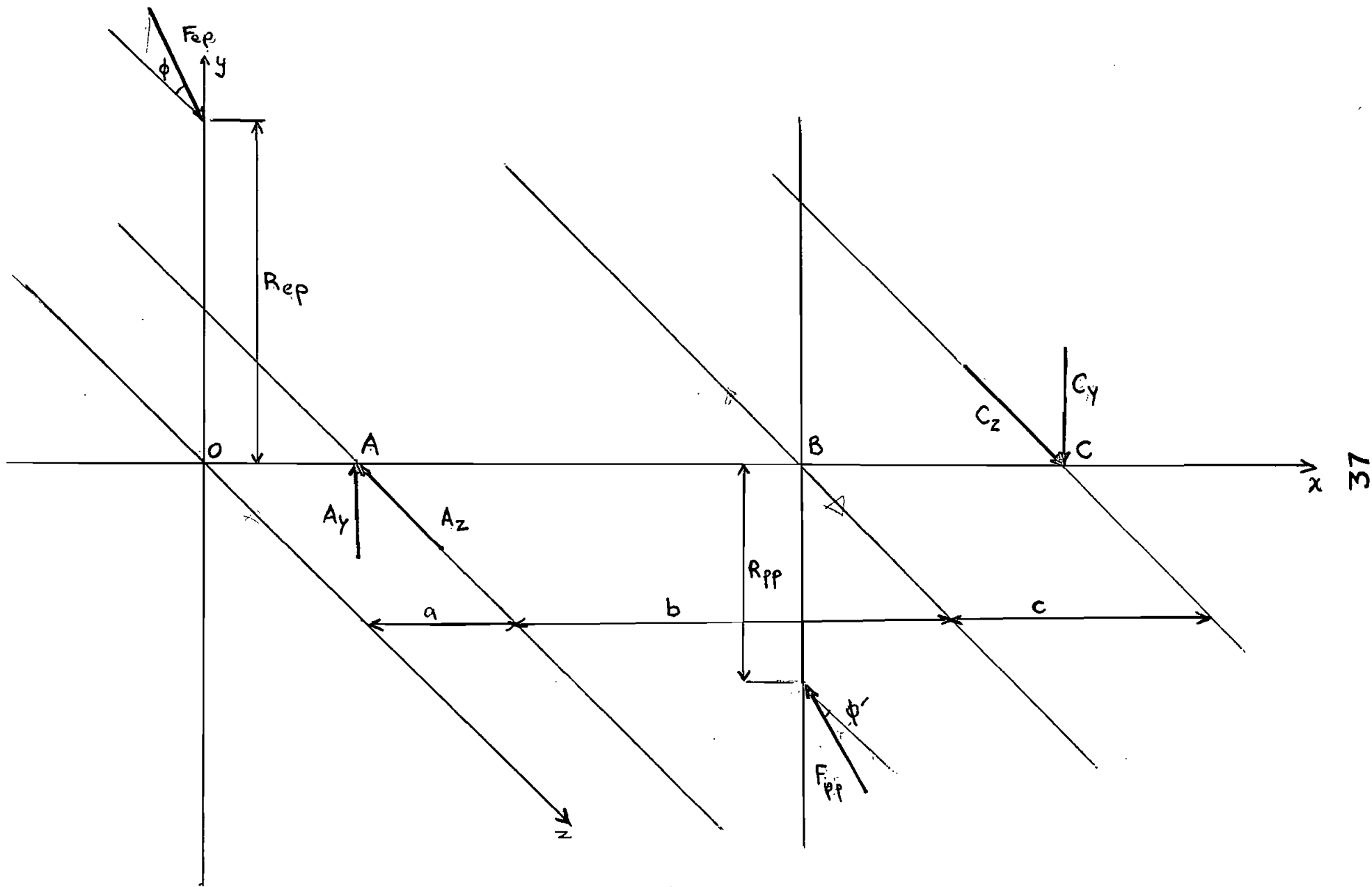


Fig-3 Représentation des forces

Déterminons A_y , A_z , C_y , C_z

$$\bullet \sum M_{Ox} = 0 \Rightarrow$$

$$R_{ep} F_{ep} \cos \phi + R_{pp} F_{pp} \cos \phi' = 0$$

Nous considérons dans nos calculs que $\phi = \phi' = 20^\circ$ comme l'angle de pression des dentures des engrenages.

$$\text{Donc on a : } R_{ep} F_{ep} = -R_{pp} F_{pp} =$$

$$\Rightarrow \boxed{F_{pp} = -\frac{R_{ep} F_{ep}}{R_{pp}}}$$

$$\bullet \sum M_{Az} = 0 \quad \curvearrowright$$

$$-a F_{ep} \sin 20 - b F_{pp} \sin 20 + C_y (b+c) = 0$$

$$\Rightarrow \boxed{C_y = \frac{(a F_{ep} + b F_{pp}) \sin 20}{(b+c)}}$$

$$\bullet \sum F_y = 0$$

$$-F_{ep} \sin 20 + A_y + F_{pp} \sin 20 - C_y = 0 \quad \times$$

$$\boxed{A_y = C_y + (F_{ep} - F_{pp}) \sin 20}$$

$$\bullet \sum M_{Ay} = 0 \quad \curvearrowleft$$

$$a F_{ep} \cos 20 + b F_{pp} \cos 20 - C_z (b+c) = 0$$

$$\boxed{C_z = \frac{(a F_{ep} + b F_{pp}) \cos 20}{(b+c)}}$$

$$\bullet \sum F_z = 0$$

$$F_{ep} \cos 20 - A_z - F_{pp} \cos 20 + C_z = 0$$

$$\Rightarrow A_z = (F_{ep} - F_{pp}) \cos 20 + C_z$$

Nous avons les valeurs suivantes

$$a = 58,35 \text{ mm}$$

$$b = 168,35 \text{ mm}$$

$$c = 100 \text{ mm}$$

$$R_{ep} = 294,35$$

$$R_{pp} = 71,135$$

$$F_{ep} = 11.210$$

Donc on peut calculer les autres valeurs

On a :

$$F_{pp} = -46.386 \text{ N}$$

$$F_{ep} = 11.210 \text{ N}$$

$$C_y = \frac{(58,35 \times 11210 - 168,35 \times 46386) \sin 20}{226,7}$$

$$= -10.794,65 \text{ N}$$

$$A_y = -10.794,65 + (11.210 + 46386) \sin 20$$

$$= 8904,34 \text{ N}$$

$$C_z = \frac{(58,35 \times 11210 - 168,35 \times 46386) \cos 20}{226,7}$$

$$= -29.658,06 \text{ N}$$

$$A_z = (11.210 + 46386) \cos 20 - 10794,65$$

$$= 43.328 \text{ N}$$

Ce qui donne les modules suivants :

$$A = 44.233,4 \text{ N}$$

$$C = 31.561,4 \text{ N}$$

Ce sont les charges des roulements à ces points

Tab. 1 Caractéristiques et charges des roulements

Designations	d (mm)	D (mm)	B (mm)	n (rpm)	P (N)	C (N)
Roulement de l'induit côté collecteur	90	190	43	2448	4803	110.000
Roulement de l'induit côté entraînement	120	215	40	2448	3202	260.000
Roulement de l'en- grenage planétaire	170	260	30	510	44.234	245.000
Roulement du pignon planétaire	95	170	32	510	31.562	156.000
Roulement du Moyeu de roue (int.)	762	888	69,85	85	279.607	1434.000
Roulement du Moyeu de roue (ext.)	760	888	69,85	85	279.607	1434.000

Tab.2 Calcul des durées de vie des roulements

Emplacement	Charges dyn eq.	Durées théoriques	Tps de fonctionnement actuels	Durées proposées	Observations
REC	4803	81.786	10 000	40.000	
REE	3202		10 000	à inspecter	Durée excessivement grande
REP	44234	9.824	10 000	8.000	
RPP	31562	6722	10 000	8.000	
RMR 1	279607	45.614	10 à 20000	40.000	
RMR 2	279607	45.614	10 à 20000	40.000	

CHAPITRE V

Détérioration des engrenages comment y remédier.

Détérioration des engrenages

Comment y remédier

I Etude des deteriorations

1. Rupture

Les causes de rupture des dents sont :

a) Capacité de charge trop faible

Il convient dans les engrenage, d'observer un certain facteur de sécurité à la rupture par un choix de matériau adéquat.

b) Surcharge instantanée trop importante

Nous tenons de cette éventualité par les facteurs f_z et de surcharge. Notre train d'engrenage transmet la puissance fournie par le moteur qui débite une puissance bien limitée et que les caractéristiques du moteur serie à courant continu évitent d'une certaine manière ces surcharge.

La surcharge de la dent due au glissement d'un rouleau de roulement, entre les engrenage ne peut être évitée, que par le remplacement à temps, avant bris du roulement.

c) Rupture de fatigue

Les courbes de fatigue de WHÖLER indique que lorsque la contrainte est supérieure à la limite de fatigue, du matériau, il se produit rupture après un certain nombre de cycle de mise en charge. Elle commence souvent par une petite crique qui se remplit d'huile et s'agrandit, et où le léger glissement qui se produit occasionne une sorte de "fretting". On perçoit d'ailleurs nettement, dans des ruptures de fatigue les foyers de départ de l'avarie qui présente un aspect plutôt soyeux contrairement aux rupture brutales qui se manifestent par une surface arrachée et fibreuse. On aperçoit également des ondes de propagation de la fissure correspondant aux cycles de mise en charge.

d) Choix du matériau

Dans certaines applications fonctionnant avec chocs importants il convient de veiller particulièrement à la résilience du matériau. Notre système n'est pas soumis à des chocs importants et ceci n'est pas des avaries constatées.

e) Défaut de traitement thermique

Il se manifeste par des criques qui peuvent être des amorces de fissures. Causé le plus souvent par une discontinuité de structure dans la zone du pied, des dents soumise aux contraintes maximum de flexion.

Ce défaut n'est pas des cas d'avaries signalés.

f) Défauts de rectification

Une rectification de surface conduite avec une passe de profondeur excessive ou une avance trop grande peut entraîner des criques par suite d'échauffement localisé important.

Ce défaut n'est pas des cas signalés

g) Rupture provoquée par une détérioration superficielle trop prononcée.

La détérioration superficielle par piqures (pitting) peut créer des sillons longitudinaux sur les dentures.

Dans notre cas ces piqures sont constatées et elles se stabilisent. Néanmoins nous tenterons une étude, et éventuellement une amélioration, de la lubrification, qui est la cause principale.

2. Piqûres (pitting)

Cette détérioration superficielle se manifeste par de très fortes piqûres et même parfois des trous à la surface des dentures; elle est plus ou moins influencée par la pression superficielle de Hertz

Nous verrons que la contrainte de cisaillement a une valeur maximale à une certaine profondeur. Ce cisaillement provoque un glissement moléculaire intense et un échauffement pouvant être suffisant pour entraîner la désagrégation de la matière dans la sous couche. Des criques se développent vers la surface, la propagation étant d'ailleurs accélérée par l'onde de déformation de la denture introduite par le glissement.

Si la pression superficielle est raisonnable, nous avons des piqûres naissantes qui se stabilisent et ne troublent en rien le fonctionnement de l'engrenage. Si par contre la pression de Hertz est élevée, les piqûres continuent de se développer et peuvent devenir destructives

Une augmentation de la viscosité de l'huile réduit les risques de piqûres, car cette huile

à beaucoup plus de mal à pénétrer à l'intérieur des petites criques superficielles. En effet les piqûres tendent à s'ouvrir sous l'influence de la tension exercée par le flanc de tête de la dent conjugué, et qui sont couchées par le fluage de telle sorte qu'elles sont justement dirigées dans le sens du déplacement de contact, c'est à dire dans les meilleures conditions de remplissage par l'huile. Lorsque ces criques passent dans la zone de contact, l'huile qui s'y trouve enfermée est soumise à une pression hydrostatique très élevée qui provoque le refoulement latéral du métal.

Certaines hypothèses laissent entendre que les piqûres apparaissent lorsque la pression de Hertz dépasse la charge de rupture du matériau, d'autres lorsque la contrainte de cisaillement maximum dépasse la limite élastique du matériau.

Donc vis à vis, et de la pression de Hertz et du cisaillement maximum, nous allons vérifier par calcul les sécurités de nos engrenages, et une autre étude tentera d'améliorer la lubrification.

3. Grippage

Dans un engrenage, les conditions de vitesse de glissement et de pression superficielle peuvent devenir suffisamment défavorables pour développer une température de contact très élevée, suffisante pour provoquer la rupture du film d'huile; il se produit alors contact métal sur métal, avec une tendance au soudage d'autant plus prononcée que les dentures se trouvent plus ou moins ramolies. Le grippage se manifeste par des arrachements de métal dans la direction du glissement.

Dans la théorie hydrodynamique classique qui a été remplacée par la théorie élasto-hydrodynamique le Russe GRUBIN, donne la formule suivante, exprimant l'épaisseur minimum du film d'huile :

$$h_{\min} = 1,18 \rho_r \left(\frac{E_r \rho_r}{F_{nu}} \right)^{0,08} \left(\frac{\eta_0 \alpha (V_{r1} + V_{r2})}{\rho_r} \right)^{0,773}$$

$$\text{ou } \frac{1}{\rho_r} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}$$

F_{nu} = effort normal unitaire

E_r = module d'élasticité réduit

$$\frac{1}{E_r} = \frac{1}{2} \left[\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right]$$

E_1 et E_2 , modules d'élasticité longitudinale des matériaux

ν_1 et ν_2 coefficients de poisson (= 0,3 pour acier). Avec des matériaux identiques

$$E_r = E / (1 - \nu_2)$$

$U = (v_{r1} + v_{r2})$ v_{r1} et v_{r2} vitesses de roulement définies par la formule

$$v_{r1} = \omega_1 T_1 M$$

$$v_{r2} = \omega_2 T_2 M$$

η_0 : viscosité dynamique

α : coefficient de variation de viscosité en fonction de la pression

$$\alpha = \left(\frac{1}{\eta} \frac{d\eta}{dP} \right)_0$$

Nous remarquons que le film d'huile sera d'autant plus épais

- que le rayon de courbure relatif sera grand
 - que la charge faible
 - que la vitesse de roulement sera importante
 - que la viscosité sera importante
- = que le film d'huile est presque insensible aux fortes charges (la viscosité augmente fortement lorsque la pression augmente)

Nous allons calculer le coefficient de sécurité au grippage. Et à la lumière de cette formule guider notre choix quant au choix du lubrifiant.

Une autre théorie celle du professeur BLOK affirme que l'apparition du grippage serait due à une rupture brutale du film d'huile. lorsque la température de contact atteint une certaine valeur

Soit T_b : température du corps de l'organe considéré

T_f : "température éclair" : élévation instantanée de température dans la zone de contact.

T_c température des dentures dans la zone de contact.

$$T_c = T_b + T_f$$

$$T_f = 0,0017 \frac{f}{b} \rho_r^{1/2} \sigma_H |\sqrt{v_{r1}} - \sqrt{v_{r2}}|$$

Si T_s est la température critique de grippage qui caractérise le lubrifiant on a T_f température maximum admissible

$T_f = T_s - T_b$ et l'effort normal de grippage sera :

$$F_{nu,s} = \left(\frac{b}{25}\right)^{4/3} \left(\frac{T_s - T_b}{f}\right)^{4/3} e_r^{1/3} |\sqrt{v_{r1}} - \sqrt{v_{r2}}|^{-4/3}$$

A la lumière de cette formule nous voyons une fois de plus, comment la variation instantanée de la pression superficielle de Hertz, des rayons de courbure et des vitesses, et du coefficient de frottement du lubrifiant; peut entraîner un grippage; l'importance des caractéristiques du lubrifiant par son coefficient de frottement f est aussi mise en exergue.

4. Usure de contact

Un engrenage fonctionnant avec un film d'huile suffisant, et non soumis à des conditions de pitting ou de grippage, se présente avec des dentures bien polies et une usure très réduite. Par contre, si l'épaisseur du film d'huile est insuffisante comparativement à la hauteur des aspérités superficielles, il se produira contact métal métal qui ne conduira pas forcément au grippage si les conditions de vitesse ne sont pas suffisamment sévères pour provoquer un échauffement important. Par contre il peut être la cause d'une usure très importante anormale. La formule de GRUBIN indique que l'épaisseur du film d'huile peut devenir critique pour les engrenages à faible vitesse et forte charge, et lorsque le film de surface n'est pas très poussé.

Il convient d'utiliser l'huile ou la graisse de plus forte viscosité.

CHAPITRE VI

Contrôle des dentures

- I Pignon solaire - Engrenage planétaire
- II Pignon planétaire - Couronne dentée

Contrôle des dentures

Tout d'abord nous allons calculer les grandeurs de fonctionnement que nous affichons sur les tableaux de caractéristiques.

I. Pignon solaire - engrenage planétaire

a) Efforts nominaux sur la denture

Couple moteur total

$$M_{t1} = \frac{450 \times 736 \times 1,5}{256,35} = 1937,9455 \text{ mN} \\ = 1937945,5 \text{ mmN}$$

Force tangentielle nominale

$$F'_t = \frac{2 \times 1937945,5}{3 \times 122,65} = \frac{31601}{3} \text{ N} = 10534 \text{ N}$$

Force normale nominale

$$F_b = \frac{31601}{3 \cos 20^\circ} = \frac{33630}{3} \text{ N} = 11210 \text{ N}$$

Vitesse circonférentielle

$$u_1 = \frac{0,12265}{2} \times 256,35 = 15,72 \text{ m/s}$$

Facteur de charge dynamique

qualité supposée de 7 à 10 on lit $k_v = 1,17$

b) Contrôle de la résistance de la dent

Force tangentielle de calcul : 10534 N

largeur de la dent $b = 63,3$

$$\lambda = \frac{b}{m} = \frac{63,3}{8} = 7,9$$

$$\frac{b}{d} = \frac{63,3}{122,85} = 0,516$$

Facteur de forme des dents

$$Y_{F1} = 1,85$$

$$Y_{F2} = 2$$

Facteur de charge partielle

$$\alpha_{a1} = 34^\circ$$

$$\varepsilon_1 = \frac{15}{2\pi} (\operatorname{tg} 34 - \operatorname{tg} 20) = 0,74$$

$$\alpha_{a2} = 23,9$$

$$\varepsilon_2 = \frac{72}{2\pi} (\operatorname{tg} 23,9 - \operatorname{tg} 20) = 0,906$$

$$\Rightarrow \varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 = 0,74 + 0,906 = 1,646$$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon} = \frac{1}{1,646} = 0,607$$

Contrainte maximale de flexion dans le pied de la dent:

$$\sigma_{Fmax} = \frac{F_t}{b m} Y_F Y_\varepsilon k_i k_v$$

$$\begin{aligned} \sigma_{Fmax1} &= \frac{10534}{8 \times 63,3} \times 1,85 \times 0,607 \times 1,25 \times 1,17 \\ &= 34,16 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

$$\sigma_{Fmax2} = \frac{10534}{8 \times 63,3} \times 2 \times 0,607 \times 1,25 \times 1,17$$

$$= 36,93 \text{ N/mm}^2$$

Sécurité en charge dynamique

Pignon en A 4620 Cr 0,5% . Ni 3,5%

$$\sigma_{Flim} = 440 \text{ N/mm}^2$$

$$\Rightarrow S_{F1} = \frac{440}{34,16} = 12,88$$

Roue en A 4142 Cr 1%

$$\sigma_{Flim} = 350 \text{ N/mm}^2$$

$$\Rightarrow S_{F2} = \frac{350}{36,93} = 9,5$$

e) Contrôle de la pression superficielle

Facteur géométrique

$$Z_H = \sqrt{\frac{1}{\sin 20^\circ \cos 20^\circ}} = 1,76$$

Facteur des matériaux

$$Z_M = 86,7 \times 3,16 = 274 \sqrt{\text{N}}/\text{mm}$$

Facteur de conduite

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4-\epsilon}{3}} = \sqrt{\frac{4-1,646}{3}} = 0,886$$

Pression superficielle maximale sur le flanc de la dent.

$$PH_{max} = \sqrt{\frac{F_t}{bd} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot K_1 K_v} \cdot Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\epsilon$$

$$\begin{aligned}
 P_{H_{\max}} &= \sqrt{\frac{10534}{63,3 \times 122,65} \cdot \frac{16,72}{15,72} \cdot 1,25 \cdot 1,17 \cdot 1,76 \cdot 274 \cdot 0,886} \\
 &= 620,7 \text{ N/mm}^2
 \end{aligned}$$

Facteur du lubrifiant

La température de fonctionnement est 80°C , la viscosité du lubrifiant à cette température est: 50 est

on a alors $K_L = 0,9125$

Facteur de vitesse $V = 15,72$ $Z_V = 1,05$

Facteur de rugosité : rétrofini $Z_R = 1,0$

Coefficient de sécurité pour la pression superficielle

$$S_H = \frac{PH_{\text{lim}}}{PH_{\max}} \cdot K_L \cdot Z_V \cdot Z_R$$

$$S_{H1} = \frac{1920}{620,7} \cdot 0,9125 \cdot 1,05 \cdot 1,0 = 2,96$$

$$S_{H2} = \frac{1770}{620,7} \cdot 0,9125 \cdot 1,05 \cdot 1,0 = 2,73$$

d) Contrôle du grippage à l'extrémité de la dent
longueur de retraite de la dent.

$$g_1 = \varepsilon_1 P_b = 0,74 \times 23,617 = 17,48$$

$$g_2 = \varepsilon_2 P_b = 0,906 \times 23,617 = 21,4$$

$$g_{\max} = 21,4$$

Le contrôle de la limite de grippage se fait au moyen de la formule expérimentale de G Niemann :

$$z_G \approx \frac{160}{d_1^2} \left(\frac{u+1}{u} \right)^2 \left(1 + (0,1 g_{\max})^4 \right) \sqrt{m}$$

$$z_G = \frac{160}{122,65^2} \left(\frac{5,8}{4,8} \right)^2 \left(1 + (0,1 \times 21,4)^4 \right) \sqrt{8}$$

$$= 0,965$$

Pression superficielle limite $P_{es} = 720 \text{ N/mm}^2$

Pression superficielle au point de contact. c

$$P_H = P_{H\max} = 620,7 \text{ Nmm}^2$$

$$S_G = \frac{720}{0,965 \times 620,7} = 1,202$$

La sécurité au grippage doit être au moins 1,2.

e) glissement spécifique de l'engrenage

Coefficients de calcul

$$q_1 = \frac{u+1}{u} \left(1 - \frac{\operatorname{tg} \alpha'}{\operatorname{tg} \alpha_{a1}} \right) = \frac{5,8}{4,8} \left(1 - \frac{\operatorname{tg} 20}{\operatorname{tg} 34} \right) \\ = 0,556$$

$$q_2 = \frac{u+1}{u} \left(1 - \frac{\operatorname{tg} 20}{\operatorname{tg} 23,9} \right) = 0,216$$

Glissement spécifique

$$\gamma_1 = \frac{q_1}{1-q_1} = \frac{0,556}{1-0,556} = 1,25$$

$$\gamma_2 = \frac{q_2}{1-q_2} = \frac{0,216}{1-0,216} = 0,275$$

Sur le graphique de contrôle du glissement spécifique nous vérifions que le point figuratif y est bien situé

f) Rendement de la denture seule

On admet un coefficient de frottement $f = 0,08$

$$\eta = 1 - \frac{\pi(u+1)}{2,1u} f (1 + \varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2 - \varepsilon)$$

$$= 1 - \frac{\pi \times 5,8 \times 0,08}{15 \times 4,8} (1 + 0,74^2 + 0,906^2 - 1,646)$$

$$= 0,985$$

II Pignon planétaire - couronne dentée

a) Efforts nominaux

$$\text{Force normale nominale} : F_b = 46386 \text{ N}$$

$$\text{Force nominale tangentielle} : F_t = 46386 \cos 20 = 43589 \text{ N}$$

Vitesse circonférentielle :

$$u_1 = \frac{\pi \times 510}{60} \cdot 0,14227 = 3,8 \text{ m/s}$$

Facteur de charge dynamique

Qualité 7 à 8 et $u_1 = 3,8$ selon figure 5.35

$$K_v = 1,04$$

b) Contrôle de la résistance de la dent

$$F_t = 43589$$

largeur de la denture : $b = 130,7 \text{ mm}$

$$\lambda = \frac{b}{m} = \frac{130,7}{8} = 16,34$$

$$\frac{b}{d_1} = \frac{130,7}{142,27} = 0,92$$

Facteurs de forme des dents

$$Y_{Fa} = 1,85$$

$$Y_{Fa} = 2$$

Facteur de charge partielle

$$\alpha_{a1} = 32,67^\circ$$

$$\varepsilon_1 = \frac{17}{2\pi} (\operatorname{tg} 32,67 - \operatorname{tg} 20) = 0,75$$

$$\alpha_{a3} = 16,86$$

$$\varepsilon_3 = \frac{102}{2\pi} (\operatorname{tg} 20 - \operatorname{tg} 16,86) = 0,99$$

$$\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_3 = 1,74$$

$$y_e = \frac{1}{\varepsilon} = 0,57$$

Contrainte maximale de flexion dans le pied de la dent

$$\text{Pignon 1} : \sigma_{Fmax1} = \frac{43589}{130,7 \times 8} \cdot 1,85 \times 0,57 \times 1,04 \times 1,25$$

$$\text{Couronne 3} : \sigma_{Fmax3} = \frac{43589}{130,7 \times 8} \cdot 2 \times 0,57 \times 1,04 \times 1,25$$

$$\Rightarrow \sigma_{Fmax1} = 57,15 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{Fmax3} = 61,78 \text{ N/mm}^2$$

Sécurité en charge dynamique

Pignon planétaire en Acier 4142 1% Cr : $\sigma_{Flim} = 350$

Couronne dentée en Acier 4142 1% Cr : $\sigma_{Flim} = 350$

$$S_{F1} = \frac{350}{57,15} = 6,12$$

$$S_{F3} = \frac{350}{61,78} = 5,66$$

c) Contrôle de la pression superficielle

Facteur géométrique $Z_H = 1,76$

Facteur des matériaux $Z_M = 274$

Facteur de conduite $Z_E = 0,865$

Pression superficielle maximale sur le flanc de la dent

$$P_{Hmax} = \sqrt{\frac{43589}{130,7 \cdot 142,27} \cdot \frac{7}{6} \cdot 1,25 \cdot 1,04 \cdot 1,76 \cdot 276 \cdot 0,865}$$

$$= 786,5 \text{ N/mm}^2$$

$$S_{H1} = S_{H3} = \frac{1770}{786,5} = 2,25$$

$$S_H = 2,25$$

d) Contrôle du grippage à l'extrémité de la dent

$$g_1 = 0,75 \cdot 23,617 = 17,713$$

$$g_3 = 0,99 \cdot 23,617 = 23,381$$

$$Z_G = \frac{160}{142,27} z \left(\frac{7}{6}\right)^2 \left[1 + (0,1 \times 23,381)^4\right] \sqrt{8}$$

$$= 0,94$$

Pression superficielle au point de contact $c = P_{Hmax}$

$P_{es} = 900 \text{ N/mm}^2$ pour une huile minérale pure

$$S_G = \frac{900}{0,94 \cdot 786,5} = 1,22$$

Ce contrôle nous permet de tirer les conclusions suivantes :

- Les facteurs de sécurité trouvés sont largement satisfaisants, pour la sécurité au grippage nous trouvons une valeur exactement égale à la valeur recommandée par la littérature 1,2 quand on calcule pour une huile minérale pure. Si on avait une huile avec additifs ce facteur de sécurité aurait augmenté. Donc la qualité de l'huile est d'une importance capitale pour le grippage. Par ailleurs une inspection visuelle nous a permis de constater cette usure caractéristique sur les têtes de dents. Donc si l'huile subit une altération la sécurité au grippage n'est plus assurée.
- Ces calculs effectués avec certaines suppositions
 - Nous avons considéré les engrenages non déportés
 - L'angle de pression égale à 20°
 - L'angle de pression de fonctionnement à 20°
 - Les grandeurs théoriques égales aux grandeurs de fonctionnement.
- Nous allons donc nous appuyer sur la lubrification ; faire son contrôle et si nécessaire proposer certaines améliorations.

LE TRAIN D'ENGRENAGE

Caractéristiques des roues dentées

Pignon solaire

nombre de dents	z	15
diametre primitif	d	123,65
Materiau		
Vitesse de rotation	n	2448
Saillie	h _a	8
Vide a pond. de dent	c	2,04
Creux	h _f	10,22
Diametre de tete	d _a	139,00
Diametre de pied	d _f	102,21
Hauteur de dent	h	18,4
module	m	8
Pas primitif	P	25,69
epaisseur de dent	s	12,845
entraxe	a	355,68
largeur	b	63,3

Acier 4620 Cr 0,5%
Ni 3,5%

Acier 4320 Cr 0,5%
Ni 19%

Engrenage Planétaire

nombre de dents	z	72
diametre primitif	d	588,7
Materiau		
Vitesse de rotatwou	n	510
Saillie	h_a	8,22
Vide à fond de dent	c	2,04
Creux	h_f	10,22
Diamètre de tête	d_a	605,1
Diamètre de pied	d_f	568,3
Hauteur de dent	h	18,4
module	m	8,22
Pas primitif	p	25,69
epaisseur de dent	s	12,845
entraxe	a	355,68
largeur	b	63,3

Acier 4142 Cr1%

Pignon planétaire

nombre de dents	z	17
diametre primitif	d	142,27
Materiau		
Vitesse de rotation	n	510
Sauilie	ha	8,33
Vide à fond de dent	c	2,09
Creux	hf	10,46
Diametre de tete	da	159,01
Diametre de pied	df	121,35
Hauteur de dent	h	18,83
module	m	8,33
Pas primitif	p	26,29
epaisseur de dent	s	13,146
entraxe	a	355,68
largeur	b	130,7

Acier 4142
Cr 1%

Couronne dentée : tube de poussée

nombre de dents	z	102
diamètre primitif	d	853,623
Matériau		
Vitesse de rotation	n	85
Saillie	h _a	8,00
Vide à fond de dent	c	2,09
Creux	h _f	10,46
Diamètre de tête	d _a	836,9
Diamètre de pied	d _f	874,5
Hauteur de dent	h	18,83
module	m	8
Pas primitif	p	26,29
épaisseur de dent	s	13,146
entraxe	a	355,68
Largeur	b	130,7

Acer 4142
Cr 1%

CHAPITRE VII

Lubrification

- A - Choix des lubrifiants
- B - Quantités de graisse d'appoint
- C - Intervalles de graissage

A Choix des lubrifiants

I Choix de l'huile pour les roulements planétaires

L'une des principales caractéristiques d'une huile est sa viscosité; à la température de fonctionnement elle ne doit pas être inférieure à une certaine valeur pour que la résistance du film lubrifiant, entre éléments roulants et chemins, soit suffisante. Cependant, pour des vitesses de rotation élevées, la viscosité ne doit pas être trop grande afin de ne pas engendrer de frottement, et par suite de dégagement de chaleur trop important. Le diagramme du catalogue général SKF (Diagramme 42 page 116 CG) donne, en fonction du diamètre d'alesage d et de la vitesse de rotation.

Pour les engrenages planétaires les roulements utilisés doivent alors être lubrifiés avec une huile de viscosité :

Roulement de l'engrenage planétaire

$$d = 170 \text{ mm} \quad n = 510 \text{ rpm} \quad \Rightarrow \quad v = 176 \text{ est}$$

t° de fonctionnement estimée à 70°C

d'où viscosité à $40^\circ = 55 \text{ est}$.

Roulement du pignon planétaire

$$d = 95 \quad n = 510 \text{ rpm} \quad t_f^{\circ} = 70^{\circ} \text{C}$$

$$\text{On lit } \nu = 21 \text{ cst}$$

$$\text{Viscosité à } 40^{\circ} \text{C} = 70 \text{ cst}$$

La viscosité de l'huile utilisée est 460 mm²/s soit 460 cst. Elle est de loin supérieure à viscosité requise (BP ENERGOLGRXP-460)

Faisons la vérification de la lubrification par la formule utilisée par SKF :

$$\Lambda = K d_m (\eta \alpha n)^{0,73} P_0^{-0,09}$$

$K = 1900$ pour roulement à rouleaux cylindriques
 ν viscosité à la température de fonctionnement est 85 cst dans l'abaque on lit :

$$(\eta \alpha)^{0,73} = 3,5 \cdot 10^{-7}$$

$$n = \text{vitesse en rpm} = 510 \text{ rpm} \Rightarrow n^{0,73} = 90$$

$$P_0 = \text{charge du roulement (daN)} = 4423,34 \text{ daN}$$

$$\Rightarrow P_0^{-0,09} = 4423,34^{-0,09} = 0,47$$

$$d_m = \text{diamètre moyen} = \frac{1}{2}(d+D) \text{ (mm)}$$

$$d = \quad \text{mm}, \quad D = 215$$

$$\begin{aligned} \Rightarrow \Lambda &= 1900 \times 215 \times 3,5 \cdot 10^{-7} \times 90 \times 0,47 \\ &= 6,05 \end{aligned}$$

Pour le roulement du pignon planétaire nous avons :

$$(\eta \alpha)^{0,73} = 3,5 \cdot 10^{-7}$$

$$n^{0,73} = 90$$

$$P_0 = 3156,2 \Rightarrow P_0^{-0,09} = 0,48$$

$$d_m = 124$$

$$\Lambda = 1000 \times 124 \times 3,5 \cdot 10^{-7} \times 90 \times 0,48$$

$$\Lambda = 3,56$$

Si $\Lambda < 0,8$ la lubrification n'est pas correcte

Si $0,8 < \Lambda < 3,5$ la lubrification est correcte

Si $\Lambda > 4$ on se trouve en présence d'un film lubrifiant continu, on peut s'attendre à une durée deux fois plus longue

Visiblement, nous voyons que cette lubrification selon cette formule est correcte.

III Vérification du film d'huile du réducteur

Dans notre contrôle précédent au niveau du grippage nous nous sommes aperçu que le coefficient de sécurité observé était juste égal à la valeur recommandée. Nous allons ici voir l'épaisseur du film d'huile. Pour cela la formule de GRUBIN sera utilisée:

$$h_{\min} = 1,18 \rho_r \left(\frac{E_r \rho_r}{F_{nu}} \right)^{0,09} \left(\frac{\eta_0 \alpha (\nu_{r1} + \nu_{r2})}{\rho_r} \right)^{0,73}$$

$$\rho_r = \frac{1}{2} d_1 \sin \alpha \frac{u}{u+1} = \frac{1}{2} \times 122,65 \sin 20 \frac{4,8}{5,8} \\ = 17,36 \text{ mm}$$

$$F_{nu} = \frac{F_n}{b} = \frac{11210}{63,3} = 177,1 \text{ N/mm}$$

$$E_r = \frac{1}{\frac{1}{2} \left[\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right]}$$

$$E_r = \frac{E}{1-\nu_2} = \frac{210 \cdot 10^9}{1-0,3} = 300 \cdot 10^9$$

$$(\eta_0 \alpha)^{0,73} = 3,5 \cdot 10^{-7} \text{ (lu sur abaque)}$$

$$\nu_{r1} = \omega_1 \frac{1}{2} d_1 \sin 20 = \frac{2 \times 2448 \times \pi}{60} \frac{1}{2} 122,65 \sin 20 \\ = 2 \times 2688 \text{ mm/s}$$

$$\nu_{r2} = \omega_2 \frac{1}{2} d_2 \sin 20 = 2 \cdot \frac{510 \times \pi}{60} \frac{1}{2} 588,7 \sin 20 \\ = 2 \times 2688 \text{ mm/s}$$

$$\left(\frac{\nu_{r1} + \nu_{r2}}{\rho_r} \right)^{0,73} = \left(\frac{2 \times 2688}{17,36} \right)^{0,73} = 65,82 \times 2,75$$

$$\begin{aligned} \Rightarrow h_{\min} &= 1,18 \times 17,36 \times \left(\frac{300 \cdot 10^9 \times 17,36}{177,1} \right)^{0,09} \times 3,5 \cdot 10^{-7} \\ &\quad \times 65,82 \times 2,75 \\ &= 0,0041306 \text{ mm} \times 2,75 = 0,01136 \text{ mm} \end{aligned}$$

Pour l'engrenage pignon planétaire - couronne dentée on aura :

$$e_r = \frac{1}{2} 142,27 \sin 20 \cdot \frac{6}{7} = 20,85 \text{ mm}$$

$$F_{nu} = \frac{46386}{130,7} = 355 \text{ N/mm}$$

$$E_r = 300 \cdot 10^9$$

$$(\eta \cdot \alpha)^{0,73} = 3,5 \cdot 10^{-7}$$

$$J_{r1} = \frac{1}{2} \cdot \frac{2 \cdot 510 \times \pi}{60} \cdot 142,27 \sin 20 = 250 \text{ mm/s}$$

$$J_{r3} = \frac{1}{2} \cdot \frac{2 \cdot 85 \times \pi}{60} \cdot 853,623 \sin 20 = 1300 \text{ mm/s}$$

$$\left(\frac{J_{r1} + J_{r2}}{e_r} \right)^{0,73} = 20,5$$

$$\begin{aligned} \Rightarrow h_{\min} &= 1,18 \times 20,85 \left(\frac{300 \cdot 10^9 \cdot 20,85}{355} \right)^{0,09} \cdot 3,5 \cdot 10^{-7} \cdot 20,5 \\ &= 0,0015 \text{ mm.} \end{aligned}$$

• Les résultats, d'essais de spécialistes montrent que pour chaque roulement il existe une viscosité optimum qui, lorsqu'on s'en écarte, le taux d'usure augmente exponentiellement, la viscosité optimum donne le minimum d'usure. (Confirmer "Les lubrifiants industriels" une publication, de l'association française des techniciens du pétrole)

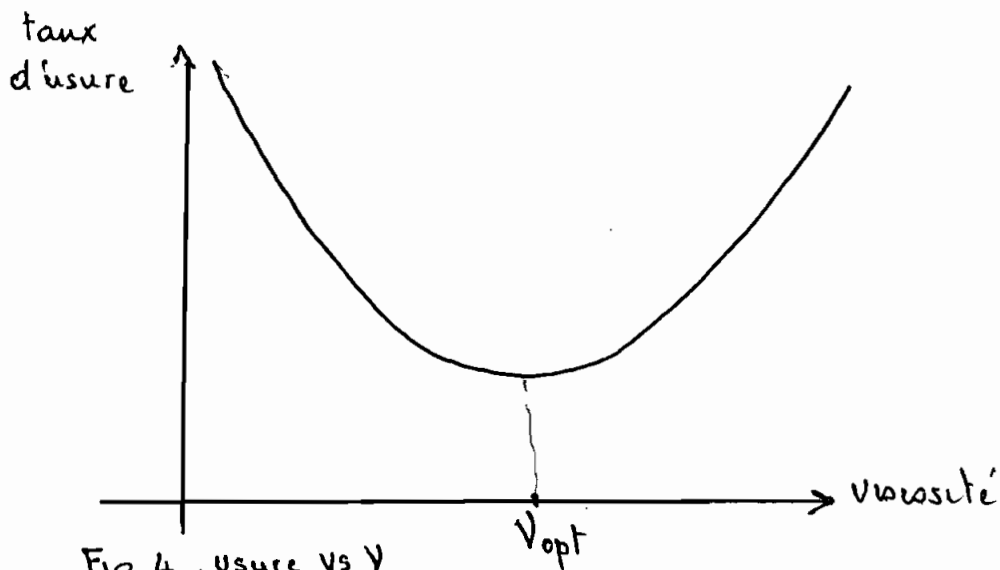


Fig 4 . Usure vs V

• Dans un système de lubrification, où il y a à la fois, des roulements, et des engrenages le choix de la viscosité de l'huile et de ses caractéristiques est guidé par les engrenages. Dans notre système nous, avons, calculé, l'épaisseur du film minimum, comparé, aux, aspérités des engrenages déjà utilisés qui, ont des figures superficielle, est faible, il nous faudra alors l'augmenter.

Dans la formule générale de h_{min} , le terme sur lequel on agit pour augmenter cette épaisseur est $(\eta \alpha)^{0,73}$ en augmentant la viscosité de l'huile.

- La sécurité au grippage, que nous avons calculée précédemment nécessite qu'on se prémunisse d'un film suffisant pour éviter le grippage par le contact métal à métal.

Nous proposons de passer au grade supérieur

GR-XP 680 (voir catalogue BP : Lubrifiants et produits spéciaux, 1987)

- Il faudra changer les roulements à temps pour éviter leur usure

- Les spécialistes indiquent pour le temps de changement de l'huile l'intervalle maximum qui est de 500 h.

Pour éviter les altérations dues à l'atmosphère des exploitations minières nous proposons de réduire l'intervalle de changement de l'huile du réducteur de 500h à 400h.

IV Choix de la graisse

Les roulements qui sont concernés sont :

- Les roulements du moyeu de roue caractérisé par une forte charge et une vitesse faible relativement.
- Les roulements de l'induit, faiblement chargés et tournant, à une vitesse élevée.

Dans le tableau indiquant les caractéristiques des différentes graisses nous constatons que la graisse au Lithium est satisfaisante, on relève la graisse suivante :

Graisse à savon complexe de lithium

- Excellente résistance à l'altération.
- Résiste jusqu'à 90°C
- Utilisée pour température, vitesse et charge élevées
- Améliorable par additifs

Les additifs que nous proposons sont :

- MoS_2 qui augmente la résistance en haute pression (3 à 10%)
- Graphite qui protège les joints contre l'imprégnation. Ceci s'avère nécessaire parce qu'ici, les joints séparent le milieu lubrifié à l'huile et celui lubrifié à la graisse. Ils permettent d'éviter l'amalgame graisse à huile.

Au vu des graisses proposées par BP, nous retenons

la graisse : LS - EP 1 avec les additifs :

MoS_2 et Graphite

B Quantités de graisse d'appoint

La quantité de graisse à introduire dans un palier à chaque appoint est :

$$G = 0,005 D B$$

G étant la quantité de graisse en g

D le diamètre extérieur du roulement en mm

B la largeur de la bague intérieure du roulement en mm

Si les conditions de fonctionnement permettent d'effectuer les appoints, à des intervalles assez longs, il suffit que le palier soit bien accessible et qu'il soit facile de l'ouvrir. Si le logement est en deux pièces, on démonte le chapeau ; s'il est en une pièce, on prélève la graisse usée, on introduit de la graisse neuve entre les éléments roulants, après avoir enlevé le couvercle.

Si les appoints doivent être rapprochés, il est recommandé de prévoir un moyen plus rapide d'introduction de la graisse. La meilleure solution est d'adapter sur le corps de palier un raccord de graissage dans lequel la graisse sera injectée à l'aide d'une pompe. Afin que la graisse neuve parvienne effectivement à l'intérieur du roulement,

la graisse usée étant repoussée sur les cotés du palier, le canal de graissage doit déboucher soit à proximité immédiate de la face de la bague extérieure, soit dans les trous de lubrification dont celle-ci est percée dans certains cas

Après plusieurs appoints il est nécessaire d'ouvrir le palier et de retirer la graisse usée en excès, ce qui peut être fait lors des révisions systématiques ou changements de roulements.

En plus l'espace libre de part et d'autre du roulement doit être rempli de graisse

- entièrement si $n/n_g < 0,2$
- au tiers si $0,2 < n/n_g < 0,8$
- reste vide si $n/n_g > 0,8$

n vitesse effective

n_g vitesse maximum de l'arbre

La vitesse maximum du moteur est 3100 tpm

La vitesse moyenne est inférieure à 2448

donc $0,2 < n/n_g < 0,8$ donc remplissage au tiers

Ses quantités de graisse pour les roulements concernées sont alors :

① Roulement de l'extrémité de collecteur d'induit

$$D = 190 \text{ mm}$$

$$B = 43 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow G = 0,005 \times 190 \times 43 = 41 \text{ g}$$

② Roulement d'induit côté entraînement:

$$D = 215 \text{ mm}$$

$$B = 58 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow G = 0,005 \times 215 \times 58 = 63 \text{ g}$$

③ Roulement de moyeu de roue

$$D = 888,85 \text{ mm}$$

$$B = 70 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow G = 0,005 \times 888,85 \times 70 = 312 \text{ g}$$

Ces quantités sont, à enduire, dans l'espace entre les bagues; elles lubrifient les billes et les rouleaux.

En plus il faut remplir les cavités, au tiers, le manuel indique, pour chaque cavité, la quantité à mettre; il faut les respecter dans la mesure où nous n'avons pas les outils pour les calculer.

C. Intervalles de graissage

Les intervalles de graissage dépendent surtout du type et de la taille de roulement, de sa vitesse de rotation, de la température de fonctionnement et de la qualité de la graisse. Ils sont trouvés par les nommogrammes. Ici nous avons utilisé celui fourni par SKF.

① Roulement d'induit côté collecteur

$$d = 90 \text{ mm}$$

$$t^\circ = 70^\circ \text{C}$$

$$n = 2448 \text{ tpm}$$

$$k = 10 \text{ (roulement à billes)}$$

$$\Rightarrow t_f \approx 2600 \text{ heures}$$

② Roulement d'induit côté entraînement

$$d = 120 \text{ mm}$$

$$t^\circ = 70^\circ \text{C}$$

$$n = 2448 \text{ tpm}$$

$$k = 5 \text{ (Roulement à rouleaux cyl.)}$$

$$\Rightarrow t_f = 300 \text{ heures}$$

③ Roulements du moyeu de roue

Nous ne pouvons lire sa valeur sur l'abaque néanmoins nous allons l'estimer avec la formule

fournie par SKF valable pour les machines sta-

tiques, qui est: $t_f = k \left(\frac{14 \cdot 10^6}{n \sqrt{d}} - 4d \right)$

pour ce roulement $k = 1$

$$\Rightarrow t_f = \left(\frac{14 \cdot 10^6}{85 \sqrt{762}} - 4 \times 762 \right) = 2918,66$$

$\approx 3000 \text{ heures}$

CHAPITRE VIII

Analyse qualitative des résultats

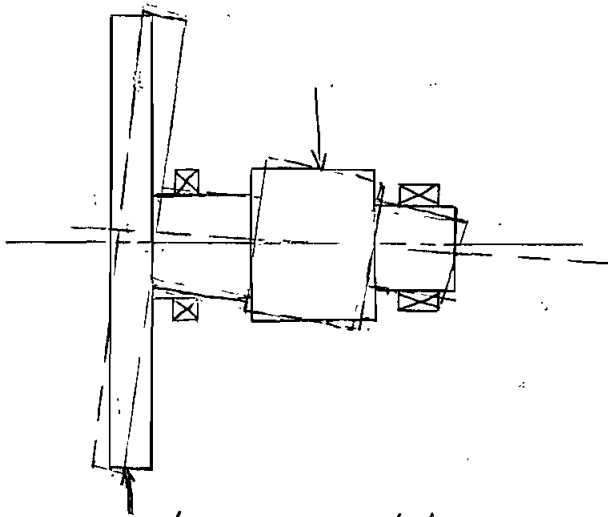
I Dynamique de la machine

II Lubrification du système

Analyse qualitative des résultats

I Dynamique de la machine

Dans les chapitres précédents nous avons fait l'inventaire des forces dans la machine et nous voyons que les roulements de l'ensemble planétaire sont fortement chargés ce qui réduit leur durée. La présence de jeu dans ces deux roulements des effets graves sur le système. En effet nous avons fait l'étalage des conséquences de la variation d'entraxe. Or ce que nous aurons dans ce cas peut se schématiser ainsi:



Ce schéma exagéré montre la perturbation qui est induite, les entraxes, les contacts de dents ne sont plus correctes, le pignon solaire n'est plus en rotation sur un axe mais décrit une certaine courbure tout en tournant, autour de son axe.

ce qui entraîne des vibrations, usure des rainures et dentures de l'accouplement.

Toutes les conclusions tirées de l'étude de la variation d'entraxe se manifestent. Et, les repercussions sur tous les éléments de la chaîne sont des causes d'une usure accélérée.

Donc nous voyons la nécessité, changer ces roulements, à temps.

II La lubrification du système et ses effets.

1 Rupture de dent

La rupture peut être provoquée par une détérioration superficielle trop prononcée créée par des sillons longitudinaux sur les dentures. La rupture par fatigue se manifeste parce que les petites criques se remplissent d'huile et s'agrandissent, le léger glissement occasionne une sorte de "fretting", propage la rupture avec le nombre de cycle et la concentration de contraintes. D'où la nécessité d'éviter les piqûres pouvant aller jusqu'à occasionner des trous à la surface. Une augmentation de la viscosité de l'huile réduit les risques de piqûres car cette huile aurait beaucoup plus de mal à pénétrer à l'intérieur des petites criques superficielles.

2. Le grippage

Les arrachement de métal nés du grippage sont constatés sur les flancs des dents. Cet arrachement réduit l'épaisseur des dents et ainsi crée un jeu entre les engrenages et les conséquences d'un tel fait ont déjà été établies. En effet le grippage provient des conditions de charge et de vitesse défavorables qui entraînent une augmentation de la température de contact suffisante pour

provoquer la rupture du film d'huile. ce qui entraîne qu'il est nécessaire d'augmenter l'épaisseur du film. La valeur de cette épaisseur de film se trouve justement très faible comparée au asperité des surfaces de denture. De par la formule de Grubin nous voyons que nous pouvons le faire par augmentation de la viscosité de l'huile. Cette huile devra aussi avoir une bonne résistance par une haute température de point de goutte.

Le coefficient de sécurité au grippage trouvé ne laisse pas une marge de manœuvre au vu de toutes les hypothèses de calcul posées nous nous devons donc de consentir des efforts pour nous protéger contre ce grippage.

3. Usure de contact.

Le contact métal à métal n'entraîne pas seulement un pitting ou un grippage si le film d'huile est suffisant. Dans ce cas il se produit usure de contact. Tel peut être le cas des engrenages ou encore des roulements. Or nos roulements du moyeu de roue sont trop chargés et ont une faible vitesse. Il convient dans de tels cas d'augmenter la viscosité des lubrifiants.

4 Ecaillage

Au niveau des roulements du moyeu de roue l'ecaillage, est souvent, constaté et la cause, comme, indiquée, dans le chapitre "Causes et défaillances des roulements.", est soit la charge soit une épaisseur de film faible. Donc nous devons, l'augmenter par la viscosité.

5 Usure

L'usure, des roulements peut provenir aussi bien de la lubrification, dans, le choix du lubrifiant que, la contamination, de celui-ci. Il faut donc, faire un choix, de l'huile adéquate: Des essais ont montré, qu'il existe pour chaque, type de machine, une viscosité optimale, lorsqu'on, s'éloigne de celle-ci, le taux d'usure, augmente, exponentiellement. Il faut éviter, aussi, la contamination qui, peut naître de l'amalgame graisse-huile (au montage les roulements, du planétaire, sont enduit de graisse or ils sont, lubrifiés, à l'huile pendant le fonctionnement. Eviter, cette amalgame par pénétration de l'huile dans la zone, du moyeu de roue en, augmentant l'étanchéité (Choisir un joint plus efficace, ou usiner la culasse pour en

ajouter un troisième.

6. Intervalles de graissages

Les intervalles de graissage doivent être respectés pour éviter, et la contamination, et le vieillissement, de la graisse, et par là son efficacité.

7. Intervalles de changement d'huile.

Pour ces intervalles, les spécialistes indiquent seulement, qu'ils doivent être inférieurs à 500 heures. Nous jugeons que cette huile peut être légèrement altérée, lors du stockage, ou par l'atmosphère trop impure, des carrières pendant l'exploitation, ou, que la chaleur n'est pas correctement évacuée, des carters à l'ambiance. Nous nous devons, alors, pour être plus sécuritaire, et dans la mesure où les défaillances persistent avec un changement d'huile à 500 heures, de réduire cet intervalle à 400 heures.

Pour cela, nous recommandons d'effectuer l'analyse spectrographique, des échantillons d'huile prélevés, durant le fonctionnement, à des temps de fonctionnement, échelonnés de 50 à 500 heures par intervalles de 50 heures (Voir un exemple d'analyse effectuée en annexe)

CHAPITRE IX

Plan de maintenance proposé.

1 Lubrification à l'huile

- Huile actuellement utilisée
BP ENERGOL GR-XP 460
- Huile proposée
BP ENERGOL GR-XP 680
- Intervalle de changement actuellement adopté
500 heures de fonctionnement
- Intervalle de changement proposé
400 heures de fonctionnement.

2 Lubrification à la graisse.

- Graisse actuellement utilisée
BP ENERGREASE LS 3
- Graisse proposée
BP ENERGREASE LS-EP 1
- Intervalles de graissage, actuellement adoptés:
Tous les roulements, sont, graissés à vie, à
10.000 heures de fonctionnement.
- Intervalles proposés
 - Roulement de l'induit coté collecteur
2000 h
 - Roulement de l'induit coté entraînement.
400 heures (Ne peut être lubrifié, qu'après vi-
dange, du carter, d'huile).

- Roulements du moyeu de roue

Pendant la révision systématique on graisse le roulement, si son temps de fonctionnement est inférieur à 40.000 h. Sinon on le remplace.
Révision systématique à 8000 heures

3- Remplacement des roulements

- Actuellement, le remplacement de tous les roulements se fait à la révision systématique à 10.000 heures de fonctionnement du véhicule, sauf des fois, pour le roulement du moyeu de roue qui, à 10000 h est inspecté visuellement, si l'usure n'est pas visible (pas d'écaillage) il est reconduit pour faire 20000 h.

- Nous proposons les temps de fonctionnement suivants :

- o Roulement de l'induit cote collecteur
40.000 h
- o Roulement de l'induit cote entraînement
à inspecter à chaque révision, veiller à son graissage
- o Roulements de l'engrenage planétaire
8000 h
- o Roulement du moyeu de roue
40.000 h.

Remarques

- Les points de changement que nous venons d'apporter au plan de maintenance, sont à insérer dans un plan beaucoup plus global de maintenance, car ce ne sont pas seulement les éléments de machines qui nécessitent une surveillance. En fait là machines, à beaucoup d'organes, annexes, qui contribuent au bon fonctionnement de ce système, ceux-ci, doivent être entretenus, comme l'indique le manuel de service de la Row motorisé.
- Pour que les roulements puissent fonctionner pendant les temps indiqués ils ont besoin d'être lubrifié correctement ; ce n'est qu'avec un respect strict des règles de montage, de propreté, d'approvisionnement aux appoints que l'atteinte de ces temps de fonctionnement est garantie.

CHAPITRE X

Conclusion et Recommandations

Conclusion & Recommendations

Dans le manuel de service, qui est le catalogue, d'entretien de la Roue Motorisée nous lisons, je cite "En general, le programme d'inspection de la Roue Motorisée devrait se conformer au programme d'inspection établi pour l'ensemble des véhicules, mais peut être modifier selon les besoins, en fonction des conditions, réelles d'opération", fin de citation. Donc le travail, que nous venons de faire se justifie d'autant plus, que, le programme de maintenance, suivi, actuellement, s'est, révélé inefficace; le taux de bris, est resté élevé.

Dans ce travail nous, n'avons pas disposé de tous les outils nécessaires pour, avoir, des résultats, rigoureusement exacts et les formules fournies par les spécialistes, sont pour la plupart empiriques. D'où le, caractère estimatif de ce projet. Par exemple, le fournisseur ne donne pas toutes les caractéristiques, de ses engrenages (coefficient de déport, angle de pression, épaisseur des dents, pas, ...). Mais il est suffisant pour donner, des prescriptions

pour palier, à certains bris constatés, qui est l'objectif premier, de ce projet. La machine ne comporte pas seulement les éléments que nous avons traités, mais aussi, d'autres, accessoires, annexes, qui aident, au bon fonctionnement, des principaux, qui sont le train planétaire, d'engrenages et les roulements. Donc ceux-ci; les accessoires je veux dire, doivent aussi, d'être bien, bien entretenus, pour faire correctement ce travail. En recommandations, nous insisterons beaucoup sur les points suivants :

- Les éléments, de machine surtout les roulements, sont conditionnés, de beaucoup dans leur fonctionnement correcte par le respect scrupuleux, des prescriptions, de montage. Il faut donc respecter, le mode, de montage, des roulements indiqué, en annexe.
- Aussi il faut veiller, sur la propreté, éviter d'exposer, les lubrifiants, à l'air libre, à leur stockage
- Pour l'approvisionnement en huile, du carter, nous conseillons, de faire une étude spectrographique, dont un exemple figure en annexe

- Le manuel de service est le fondement de la maintenance de la Roue, nous conseillons alors de respecter ses instructions, se référer au projet pour les points changés après étude.
- Un séjour à l'Entretien Matériel Roue nous a permis aussi de constater que les opérations routinières n'étaient pas correctement faites ou n'étaient pas du tout faites. Par exemple les opérations de contrôle du pignon solaire, l'huile ne repose carrément. Et certaines instructions devaient être données sur le comportement de la Roue par exemple lorsque des écrous desserrent ou se brisent ça peut être dû à des vibrations excessives dues généralement à des jeux anormaux donc usure excessive d'un élément.
- Doter le personnel de moyens de travail pour respecter les opérations; nous recommandons fortement l'installation d'un banc d'essai (la conception a déjà été faite.)
- Enfin maintenir le contact avec la Général Electric pour faire part des bris graves constatés pour une solution définitive sinon préventive.

Bibliographie

- 1 - Traité théorique et pratique des engrenages
de Georges Henriot ed. DUNOD
- 2 - Gear Handbook
de Darle W. DUBLEY ed Mc.Graw Hill.
- 3 - Elements de machines
de G. Drouin - M. Gou - P. Thiry - R. Vinet.
ed. EPM.
- 4 - Eléments de machines
de M. Szwarcman. ed Lavoisier
- 5 - Les lubrifiants industriels
Publication de l'association Française des Techniciens
du Pétrole.
- 6 - Catalogue General SKF
- 7 - Catalogue General Timken
- 8 - Eléments de machines
de Nicolet et Trotet.
- 9 - Technique et pratique du graissage
- 10 - Notes de cours Mach 4.11
- 11 - Lubrifiants et produits spéciaux
Catalogue BP. 1987

ANNEXES

① Montage des roulements

I Roulement de l'induit côté entraînement.

1. En vue de ce montage le cadre peut être horizontal ou avec l'extrémité de bride vers le haut.
2. Garnissez la cavité de boîtier de roulement du cadre avec 215 g de graisse et 40g aux rouleaux.
3. Montez les rouleaux et la bague externe du roulement dans l'alesage du roulement du cadre.
Si nécessaire tapez sur la bague externe avec un maillet et une barre d'acier doux pour la faire reposer sur son siège.
4. Vérifiez l'ajustement de roulement entre l'entraînement de roulement et la bague de roulement à l'aide d'une jauge d'épaisseur.
5. Garnissez la cavité du chapeau de roulement de 70 g de graisse.
6. Appliquez du Silmate à la surface correspondante du chapeau de roulement.
7. Montez le chapeau de roulement sur le cadre avec des boulons. Serrez les boulons de 69 à 76 Nm.

Ceci pour le modèle H

Pour les modèles K et V faire les opérations 2 - 5 - 6 - 7 précédentes ; entre 2 et 5 Montez la bague externe dans le boîtier de roulement et frappez-la pour la pousser contre l'épaulement.

Sur l'induit

1. Rechauffez le collier d'espacement et la bague interne à 120°C
2. Montez le collier d'espacement et la bague interne et maintenez-les en place jusqu'à ce qu'ils soient suffisamment froids pour se fixer à l'arbre. Lorsque la bague est froide, vérifiez l'ajustement à l'aide d'une jauge d'épaisseur $0,001$ pour vous assurer qu'ils sont bien serrés sur l'arbre et entre eux.
3. Rechauffez le collier à 150°C et montez le sur l'arbre.

NB Après le montage de l'induit dans le cadre Vérifiez le jeu axial qui doit être de $0,76$ à $1,27$ mm

II Roulement à billes du côté du collecteur

1. Garnissez la cavité de tête de cadre et le côté interne du roulement de 113g de graisse.
2. Montez les colliers, bord chanfreiné vers l'intérieur
3. Pressez le roulement à son emplacement dans la tête de cadre en exerçant une force, autour de la bague externe. La tête de cadre peut aussi être, chauffée à 100°C et le roulement installé. Vérifiez l'ajustement dans le siège de roulement à l'aide d'une jauge d'épaisseur 0,03 mm. Si la jauge peut être insérée, l'ajustement n'est pas satisfaisant.
4. Montez le chapeau de roulement et serrez les boulons à 69-76 Nm. Cela assurera que la bague externe de roulement repose sur le collier de roulement.
5. Vérifiez la surface, au roulement de l'arbre d'induit pour détecter des entailles, des barburés et des écaillures. Entendez tout point élevé.
6. Chauffez l'ensemble de tête de cadre et de roulement à 100°C au maximum et montez le sur l'arbre d'induit de manière à ce que le collier de la bague interne de roulement bute contre l'épaulement de l'arbre d'induit. Ceci faisant, servez vous d'un mallet et d'une barre d'acier doux.

7. Demontez le chapeau de roulement, les boulons et rondelles et soulevez le chapeau à l'aide de trous filetés prévus.
8. Mettez 60 g de graisse dans les espaces entre les billes du roulement.
9. Montez le collier sur l'arbre contre la bague interne
10. Remplissez le chapeau de roulement de 140 g de graisse. Montez le chapeau de roulement sur la tête de cadre et serrez les boulons à 60-76 Nm.

III Roulements du moyeu de roue (MR)

Bagues externes

1. Placez le MR à plat sur le bloc, l'extrémité interne dirigée vers le haut. Nettoyez l'alésage de roulement avec du MEK. Vérifiez que la goupille de positionnement est en place.
2. Insérez la coupelle de roulement interne : refroidissez-la à environ 2°C à l'aide de glace sèche. Vérifiez sur l'épaule-ment du MR à l'aide d'une jauge de 0,02 mm pour vous assurer que la coupelle repose correctement sur son siège. Si la jauge peut être insérée, remplacez la coupelle de roulement sur son siège.
3. Garnissez la cavité de MR avec 1760 g de graisse.
4. Pressez la goupille de positionnement dans le MR si

elle n'a pas été montée au paravant.

5. Retournez le MR et placez le sur une face propre. Nettoyez l'alesage du roulement externe avec du MEK. Vérifiez l'alesage et l'épaulement de roulement et limez toute aspérité ou obstruction. Répétez les opérations 2 et 3.

Bagues internes

1. Rechauffez le cône de roulement à 100°C
2. Placez trois morceaux de polypropylène (environ $250 \times 50 \times 27 \text{ mm}$ à 120°) sur la bague de la coupelle de roulement externe
3. Placez soigneusement le cône rechauffé sur le cadre et abaissez le sur les morceaux de plastique.
4. Lorsque le roulement a refroidi, placez 850 g de graisse dans et autour de l'ensemble de rouleaux et retirez les morceaux de polypropylène.

Chapeau de roulement

1. Nettoyez toutes les surfaces avec du MEK et garnissez de 1130 g de graisse la cavité interne
2. Rglez le chapeau en place sur le MR et pressez le en place à l'aide de boulons et rondelles à 75-81 Nm
3. Garnissez de 170 g de graisse la cavité externe du chapeau de roulement.

IV Roulements planetaires

Bague externe du roulement de pignon planetaire:

1. Examinez les brides de serrage du roulement pour vous assurer qu'elles sont dépourvues de peinture, entailles ou aspérités sur l'une quelconque des surfaces apparées.

2. Placez la bride de serrage sur l'outil special

3. Montez la bague externe du roulement sur l'outil special contre la bride de serrage du roulement de façon que le goujon de retenue de la bride de serrage s'engage dans le trou de la bague de roulement.

Si l'anneau de retenue est utilisé pour positionner la bague externe du roulement à la place de la goupille de retenue:

- Insérez l'anneau dans la gorge de bride de serrage du roulement.

- Appuyez bague externe de roulement à l'anneau de retenue

Procédez comme l'opération 3. Montez avec la gorge dirigée vers l'extrémité de bride du cadre.

4. Insérez la bague interne dans l'ensemble de roulement. Le roulement doit être monté en place avec la bague interne.

- Enduisez de graphite et d'huile les boulons et rondelles et insérez les dans la bride de serrage.
5. Faites coulisser le roulement et la bride de serrage à travers l'ouverture en forme de fente du tube de poussée et serrez pour fixer les boulons.
 6. À l'aide de l'outil spécial, qui supporte encore l'ensemble, serrez alternativement les boulons de bride de serrage à 393 - 427 Nm.
 7. Utilisez l'outil pour vérifier le mouvement de la bague interne dans l'ensemble, elle doit se mouvoir librement et tomber de l'ensemble lorsque l'outil est retiré. Si ce n'est pas le cas insérez de nouveau l'outil, desserrez les boulons et vérifiez de nouveau.

Bague interne d'extrémité de pignon

1. Réchauffer la bague interne à 100°C et placez la à retrait sur l'arbre (au four)
2. Monter la plaque de retenue et serrez les boulons à 69-76 Nm. Bloquez les boulons au fil de fer.
3. Répétez les opérations 1 et 2 pour tous les trois engrenages.

Roulement de l'engrenage planétaire

Extrémité d'engrenage

1. Placez l'engrenage et le pignon sur une surface plane, l'extrémité de pignon dirigée vers le haut. Inspectez toutes les dents pour déceler des irrégularités; utilisez une pierre à rectifier si nécessaire. Nettoyez toutes les surfaces de roulement avec du MEK.
2. Placez l'anneau retenu de roulement sur l'arbre, la face portant l'ouverture en forme de fente dirigée vers le haut.
3. Réchauffez le roulement d'engrenage planétaire à $95 - 100^{\circ}\text{C}$ et placez le roulement sur l'arbre fermement contre l'épaule de l'arbre.
4. Réchauffez l'anneau de retenue de roulement à 250°C environ et placez le sur l'arbre contre la bague interne de roulement.
5. Répétez les opérations 1 à 4 pour tous les trois engrenages.

Bague interne d'extrémité de pignon

1. Réchauffez la bague interne à 100°C et placez la à retrait sur l'arbre déjà décrit.

Nous faisons ici, l'inventaire des opérations de montage des roulements parce qu'elles, d'une importance capitale, dans leur fonctionnement normal - Il fonctionneront dans les temps prévus, si et seulement, les conditions de montage sont réalisées :

- mettre les quantités de graisse là où elles sont prévues, et dans les ordres indiqués ; par exemple dans le roulement du moyeu de roue, on a constaté que la quantité de 3,9 kg et 3,7 kg de graisse, est mise d'un coup sur le roulement or ce n'est pas ce qui est indiqué

- les roulements du planétaire, sont enduits de graisse or, qu'ils sont lubrifiés à l'huile, et il n'est pas inscrit, dans les opérations.

- Il faut veiller à la propreté, dans le montage

- éviter d'exposer les roulements à l'air libre

- respecter les opérations de nettoyage

- ordonnancer le montage, de manière à éviter d'espacer les assemblages, des bagues, des roulements.

- Il faut se munir de tous les outils nécessaires prescrits

- Il faut éviter les chocs métal-métal

- Il faut respecter les couples de serrage prescrits

- Vérifier les jeux prescrits, ils sont d'une importance capitale dans le fonctionnement: nous remarquons, que la méthode employée pour observer le jeu axial, sur le roulement du moyeu de roue n'est pas fiable, en fait, il faudrait respecter la méthode décrite dans le manuel de service.

- Nécessite d'avoir un banc d'essai pour cette méthode et aussi pour l'essai des roues après montage pour détecter les bruits anormaux des roulements.

Inspection des roulements

Ce projet propose la reutilisation de certains roulements après les révisions systématiques. Et à une première application du nouveau calendrier de maintenance pour une expérimentation, cette inspection est très nécessaire pour déceler les contradictions entre le projet et ce qui se passe.

Les opérations sont les suivantes, se reporter au tableau II "Inspection des roulements":

1. Nettoyer les roulements, démontés.
2. Inspecter pour déceler des bris d'éléments, des bagues éraflées, rayées, égratignées ou abîmées ou des signes d'usure excessive sur les rouleaux ou billes. Remplacer le roulement si une de ces conditions existe, et relever son temps de fonctionnement.
3. Rechercher des signes de barbouillage causés par une lubrification incorrecte, de rayures de corrosion entre les rouleaux causées par l'humidité ou d'autres agents corrosifs. Remplacer le roulement alors.
4. Inspecter les bagues externes de roulement de moyeu de roue pour déceler les entailles causées par la saleté ou les corps étrangers. Si les entailles sont petites ou peu nombreuses, le roulement peut encore servir. Si les entailles sont grandes et nombreuses, les rouleaux ou le

cône commençant à être broyés

5. Examiner les rouleaux pour y déceler l'usure, l'attaque acide ou le broyage. On doit accorder une attention particulière aux extrémités de rouleaux.

Observer pour déceler un rodage ou une éraflure excessifs.

6. A l'aide d'une sonde courte et fine (trombone) inspecter la bague interne de moyen, du roue (cône) Déplacer la sonde arrière en avant à travers la surface du chemin de roulement, entre un rouleau et sa cage de rouleau, pendant la lente rotation de l'ensemble cage-rouleau. Si on perçoit des défauts superficiels, il faut remplacer le roulement.

7. Tremper les bonnes pièces du roulement dans une huile minérale légère (SAE 10) chauffée à 90°C. pour éviter la corrosion avant le montage,

8. Si le roulement n'est pas monté immédiatement envelopper le dans un papier étanche à l'huile.

9. Remonter et remballer les bons roulements avec la qualité correcte de graisse s'ils sont lubrifiés à la graisse.

NB : Il faut, à chaque fois noter les avaries constatées, et les temps de fonctionnement de chaque roulement changé.

Jeu axial final du moyeu de roue

Le jeu axial final du moyeu de roue conditionne le jeu de fonctionnement des roulements du moyeu de roue. En effet les roulements du moyeu de roue ont un jeu fonctionnel bien défini : 0,1 à 0,2 mm et on nous indique que si le jeu axial est supérieur à 0,48 mm, inspecter le roulement pour détecter le broyage et l'usure de cage. En plus il y a des éléments qui doivent tourner par rapport à d'autres et par conséquent, un certain jeu doit être observé. En fait un jeu correct évite le frottement excessif et les vibrations, qui entraînent le martelage des pièces. Au remontage de la roue motorisée, nous avons remarqué que la méthode employée pour observer ce jeu n'est pas fiable, nous proposons la méthode prescrite par fabricant qui est la suivante :

- 1 - Monter deux appareils de levage à l'extrémité externe du moyeu de roue
- 2 - Hisser la RM et placer la sur un bloc approprié, l'extrémité de boîte de vitesse dirige vers le bas.
- 3 - Placer les chevilles de fixation 863,6 mm de long à travers les rouis de bride de façon à empêcher la

rotation du corps lors des opérations suivantes

4. Placer deux indicateurs à base magnétique diamétralement opposés sur le bord externe du MR. La pointe des indicateurs doit reposer sur la bague de butée (moteurs à freins à disques) ou sur l'anneau d'adaptation du frein (moteurs à freins à tambour). Reperer la position de la pointe. Toutes les lectures devront être faites la pointe étant à cette position.

5. Régler les indicateurs à zéro. Permettre à l'indicateur de se déplacer de 1,53 mm.

6. Brancher les conducteurs du moteur à une source électrique capable de fournir 30 à 40 A et 20 à 25 V (souduse CC). Cela devrait faire tourner le MR à 3 tpm.

7. À l'aide de la source électrique faire tourner le MR jusqu'à ce que les indicateurs à cadran fournissent des lectures répétées lorsque les positions repérées passent sous les pointes. Il faut généralement pour cela 10 à 15 rotations.

8. Couper l'alimentation électrique et les indicateurs étant à leurs positions repérées, les remettre à zéro.

9. Attacher des câbles de dimensions correctes aux appareils de levage. À l'aide d'un crochet pi-

votant et d'une grue soulever la RM, du sol (13mm environ) faire tourner de nouveau, comme à 7.

10- Avant d'abaisser le moteur, la valeur du jeu axial peut maintenant être lue directement en tant que moyenne des lectures, des deux indicateurs à cadran.

11- Régler les paquets de cales en vue d'obtenir un jeu axial, de 0,10 à 0,20 mm

12- Remplacer le paquet de cales, selon les besoins répéter les opérations 7 à 10

① Détermination des intervalles de changement de l'huile du réducteur par analyse spectrographique

Préambule

Les résultats qui suivent sont obtenus d'une roue motorisée 772/776 mais peuvent être étendus aux roues 787 et 788. Par un inventaire d'échantillons routiniers et une analyse spectrographique de l'huile utilisée pour lubrifier le train planétaire de la roue motorisée, on peut esquisser un programme de contrôle de la roue motorisée. L'analyse spectrographique est utilisée ici pour déterminer les conditions de fonctionnement de la RM. Il faut éviter de conserver l'huile à plus de 500 heures de fonctionnement, et les échantillons sont prélevés à des intervalles de 250h et à la même profondeur de fond de carter, une demi-heure après l'arrêt du camion. Pour cette détermination notre analyse se base sur la présence des éléments suivants dans l'huile analysée : Fer, Silicium, plomb, cuivre et chrome.

Problemes liés à la presence d'un element dans l'huile analysée

Fer , Silicium , Plomb

La presence d'un taux important de ces elements indique qu'il y a des problemes au niveau de joint anti-boue

- Silicium : provient de l'atmosphere de la mine et s'est introduit dans l'espace du joint anti-boue

- Plomb : provient de la desintegration de la graisse lubrifiant le joint anti-boue.

- Fer : provient de l'usure acceleree des elements de l'engrenage

Fe	Si	Pb	Cr	Cu
↑	↑	↑	→	→

Action :

Le joint antiboue doit etre purgé avec 320z g de graisse par roue, l'huile changée

Fer , Silicium

Fer : un taux important de fer indique qu'il y a des problèmes au niveau des orifices du système de graissage ou des chapeau de filtre d'huile.

Silicium : la contamination du silicium peut entrer dans ces espaces et encore le taux important de fer causé par la contamination de l'huile.

Fe	Si	Pb	Cr	Cu
↑	↑	→	→	→

Action:

Démonter et nettoyer les orifices ou les remplacer si nécessaire. Les chapeau de fond de carter doivent être inspectés. L'huile changée et échantillonnée à 250h pour vérification.

Fer

La présence d'un taux important en fer seulement indique qu'il y a des problèmes soit au niveau du tube de poussée soit au niveau des engrenages.





Fe	Si	Pb	Cr	Cu

Action :

Inspecter le réducteur (chaîne d'engrenages) et les jeux et par là inspecter le pignon solaire l'accouplement pignon solaire - arbre de l'induit perd souvent du fer et peut être la cause. Il a été trouvé qu'un jeu au niveau des engrenages aux environs de 1,016 mm entraîne un bris de dent du tube de poussée.

Chrome

Un taux important en chrome seulement indique une défaillance de roulement. Généralement accompagné de fer






Fe	Si	Pb	Cr	Cu
			$\uparrow > 5$	

Action :

Remplacer l'huile et inspecter le train d'engrenage. Si un jeu important est détecté ou bien si la nouvelle contient toujours du chrome, la roue doit être mise hors service.

Cuivre

Le taux en fonctionnement normal est de 5PPM. Lorsqu'il y a accroissement, c'est qu'il y a une défaillance de roulement du pignon planétaire et comme la plaque de retenue est en bronze, la graisse lubrifiante, le roulement se liquéfie et entre dans le réducteur par le pignon solaire.

Fe	Si	Pb	Cr	Cu
				

Action :

Le pignon solaire devra être remplacé et la roue inspectée pour une accumulation de graisse dans le chapeau de roulement et un échantillon de cette graisse contenant des particules de bronze indique un bris du roulement. Si c'est le cas le chapeau doit être remplacé et le roulement changé.

Voici les résultats d'analyse spectrographique obtenus, d'une roue fonctionnant dans des conditions normales.

Temps de fonctionnement de l'huele	Fe	Si	Pb	Cr	Cu
224 h	11	7	3	2	1
276	11	8	3	1	2
290	11	4	2	1	1
407	22	10	2	1	1
440	19	7	1	1	2
547	13	8	11	1	10
555	16	8	2	1	4

Pour une roue fonctionnant, avec un joint antiboue, dans de mauvaises conditions.

Temps de fonctionnement de l'huele	Fe	Si	Pb	Cr	Cu
138	95	237	73	1	1
326	38	18	8	1	1
329	34	5	4	1	2
376	187	398	154	1	1
404	98	195	68	1	1

Rowe fonctionnant avec des problèmes sur les orifices et chapeaux

heures	Fe	Si	Pb	Cr	Cu
250	65	45	8	1	2
150	64	30	4	0	1
250	52	29	6	1	2
250	70	45	6	1	2
500	78	46	4	0	2

Rowe fonctionnant avec un taux important de fer, bris du tube de poussée découvert après 12000 heures

heures	Fe	Si	Pb	Cr	Cu
43	31	0	4	2	1
144	78	25	1	2	2
366	315	23	6	1	2
412	37	12	10	1	2
714	71	20	6	3	2

Usure des roulement indiquée par un taux du plus de 5 PPM de chrome.

heures	Fe	Si	Pb	Cr	Cu
40	90	50	31	2	2
100	180	100	54	4	2
160	250	140	71	13	3
300	117	58	37	2	2
300	250	110	54	4	2

Grippage du roulement du pignon planétaire

he

heures	Fe	Si	Pb	Cr	Cu
250	60	40	8	1	10
250	73	40	12	3	26
250	84	30	10	3	41
500	87	52	10	2	30
500	110	60	14	4	50

heures	Fe	Si	Pb	Cr	Cu
250	11	7	3	1	4
250	18	10	4	3	12
250	29	14	4	3	18
500	16	9	5	3	10
500	30	15	5	4	20

Vérification des roulements

Comme toutes les pièces essentielles d'une machine, les roulements doivent être nettoyés et vérifiés périodiquement. La fréquence d'une telle opération et le procédé à employer dépendent avant tout des conditions de fonctionnement.

Si l'on peut surveiller le comportement des roulements en cours de fonctionnement, par exemple en écoutant leur bruit en rotation, en mesurant leur température, en contrôlant le lubrifiant, il suffit de nettoyer complètement et de vérifier les bagues, la cage, les éléments roulants, ainsi que toutes les autres pièces du montage une fois par an environ. Par contre, les roulements de laminoirs par exemple, qui supportent des charges élevées, sont généralement démontés et contrôlés à chaque changement de cylindre.

Pour le nettoyage, on utilise de préférence du white spirit, du pétrole de bonne qualité, de l'essence ou du benzol. (En raison de leur inflammabilité, ces deux derniers produits doivent être utilisés avec beaucoup de précautions).

Après cette opération les pièces seront immédiatement enduites d'huile ou de graisse, pour les protéger contre l'oxydation. Cette prescription doit être observée surtout lorsqu'il s'agit de roulements montés dans des machines restant au repos pendant une période prolongée.

Stockage des roulements

En règle générale, les roulements reçoivent, en usine, un traitement anti-rouille avant d'être emballés. Ils peuvent être conservés pendant plusieurs années dans leur emballage d'origine, à condition que l'humidité relative dans le local de stockage ne dépasse pas 60 %. Une plus grande humidité relative, jusqu'à 75 %, est toutefois admissible pour un stockage de courte durée.

La durée de stockage des roulements protégés par flasques ou joints est limitée par le vieillissement de la graisse dont ils sont garnis; elle ne doit pas dépasser 2 ans pour les premiers et 3 ans pour les seconds. Après un stockage assez long, ces roulements ont un couple résistant plus élevé au début de leur utilisation; de plus, la durée de service de la graisse est souvent plus courte que ne l'indique la formule de la page 108.

La première étape dans la sélection d'un roulement approprié pour une application consiste à déterminer les charges sur les roulements. Ceci implique que les forces extérieures agissant sur le roulement doivent être correctement évaluées. Les pages qui suivent donnent les formules permettant de déterminer les forces créées par les éléments de machines et couramment rencontrées dans les applications de roulements.

A. Engrenages

ENGRENAGES A DENTURE DROITE

$$\text{Effort tangentiel, } P_t = \frac{1,91 \times 10^6 \times N}{D_p \times n}$$

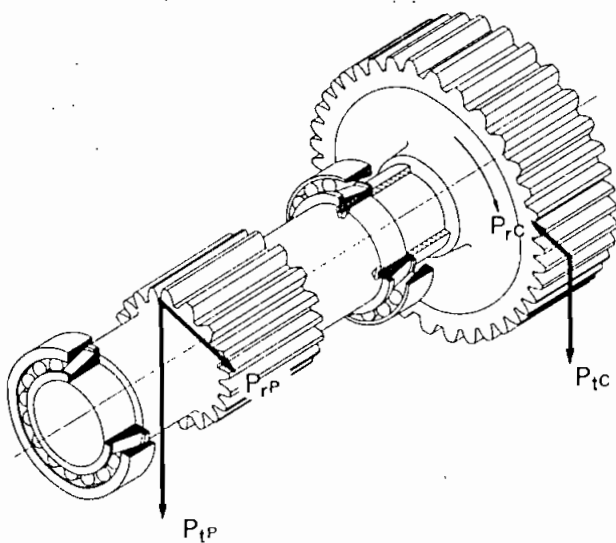
$$\text{Effort de séparation, } P_r = P_t \times \text{tg } \phi$$

D_p étant le diamètre primitif de l'engrenage ou du pignon (en mm),

N la puissance en kW,

n la vitesse de rotation,

ϕ l'angle de pression des dents.



ENGRENAGES A DENTURE HELICOÏDALE SIMPLE

$$\text{Effort tangentiel, } P_t = \frac{1,91 \times 10^6 \times N}{D_p \times n}$$

$$\text{Effort de séparation, } P_r = \frac{P_t \times \text{tg } \phi}{\text{Cos } \lambda}$$

Effort axial dû à l'inclinaison de la denture :
 $P_a = P_t \times \text{tg } \lambda$

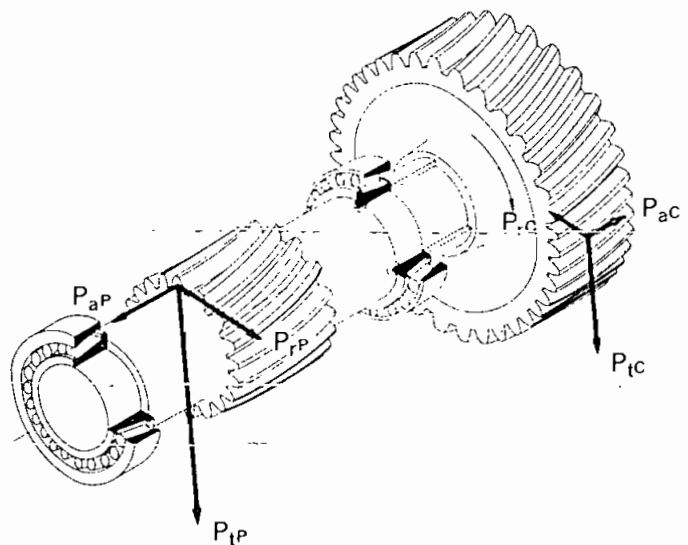
D_p étant le diamètre primitif de l'engrenage du pignon,

N la puissance en kW,

ϕ l'angle de pression des dents d'engrenage,

λ l'angle d'hélice des dents de l'engrenage ou du pignon.

N. B. : Pour les engrenages hélicoïdaux doubles (chevrons), $P_a = 0$



DENTURES CONIQUES

Taille droite — zérol — spirale — hypoïde.

Dans les engrenages coniques à denture soit droite, soit zérol à angle de spirale nul, les efforts des engrenages tendent à séparer le pignon de la couronne. Dans certains genres de dentures zérol, les dents ont une forme spirale inclinée. Pour ce type de denture, les forces se déterminent de la même façon que pour les engrenages coniques à denture spirale. Dans les couples du type spiral ou hypoïde, la direction de la poussée axiale et des forces radiales dépend du rapport de réduction, de l'angle et du sens de la spirale (à droite ou à gauche), du sens de rotation et du rôle de l'engrenage considéré (moteur ou récepteur). La spirale est dite à droite ou à gauche selon qu'un observateur voit la courbure des dents inclinée vers la droite ou la gauche de l'axe de l'engrenage. C'est généralement par les sens de la spirale et de la rotation du pignon

dimensions nécessitent en général des appoints de lubrifiant à intervalles réguliers. Ces intervalles doivent être bien entendu inférieurs à la durée de service de la graisse, de façon qu'aucun défaut de lubrification ne soit à craindre. Ils sont déterminés à l'aide du diagramme ci-après ou de la formule précédente, la valeur de k étant prise dans la colonne de gauche du tableau 44.

Les valeurs déterminées à l'aide du diagramme ou de la formule s'appliquent à des graisses résistant au vieillissement et sous réserve que les températures de fonctionnement, mesurées sur bague extérieure, n'excèdent pas 70 °C. Au-delà, la valeur calculée de t_f doit être divisée par 2 pour chaque augmentation de 15 °C. Il va de soi que, par ailleurs, la température maximale en service doit être compatible avec la nature de la graisse utilisée.

Si la graisse risque d'être souillée par des matières étrangères, des intervalles de lubrification beaucoup plus courts peuvent se révéler néces-

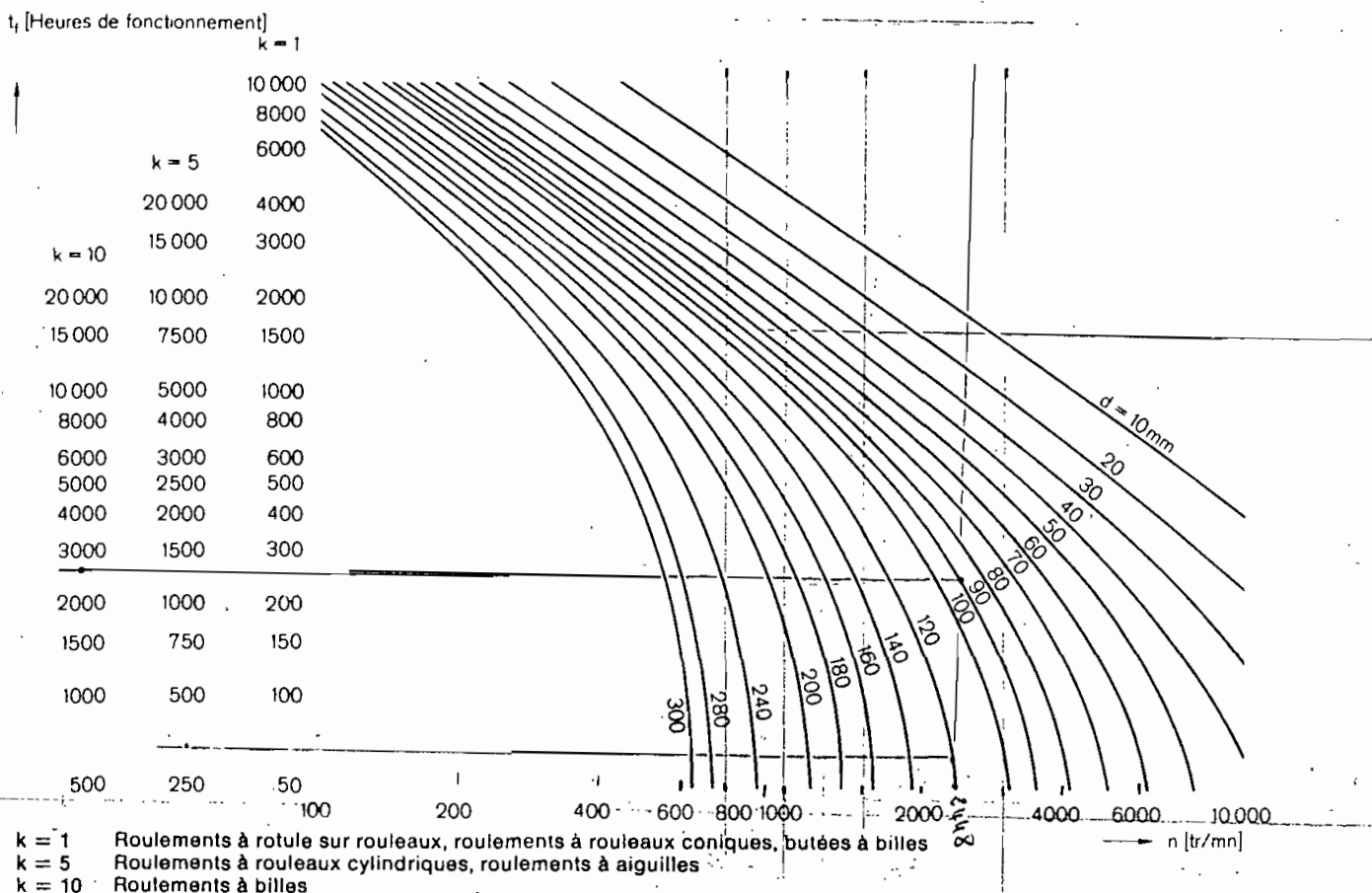
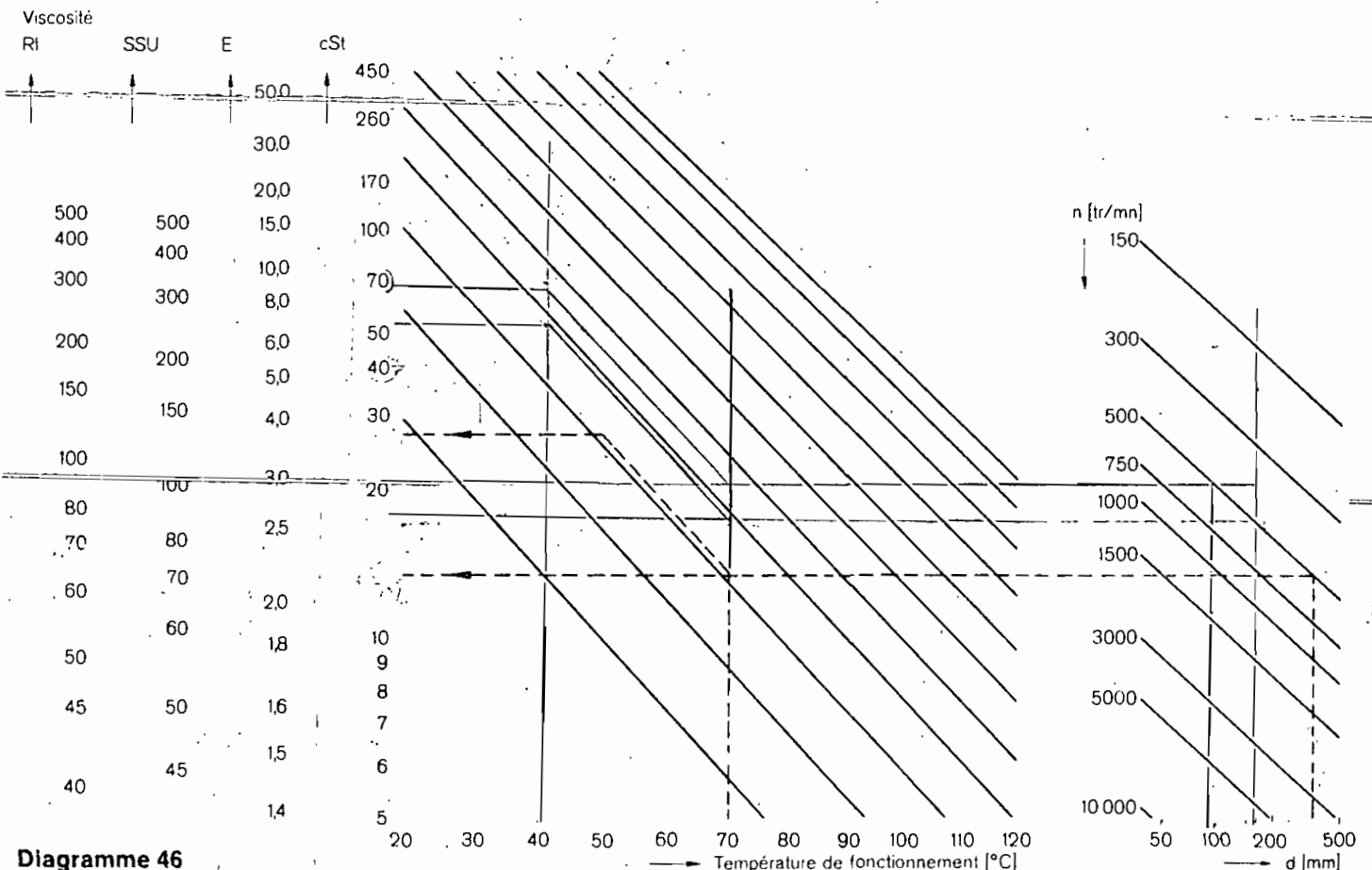


Diagramme 43

Choix de l'huile

L'une des principales caractéristiques d'une huile est sa viscosité. Celle-ci décroît lorsque la température augmente; à la température de fonctionnement du roulement, elle ne doit pas être inférieure à une certaine valeur pour que la résistance du film lubrifiant, entre éléments roulants et chemins, soit suffisante. Cependant, pour des vitesses de rotation élevées, la viscosité ne doit pas être trop grande afin de ne pas engendrer de frottement, et par suite de dégagement de chaleur trop important.

Pour les roulements de grandes et moyennes dimensions, la viscosité ne doit pas être inférieure à 12 cSt ($\approx 2E$) à la température de fonctionnement. Pour les roulements de petites dimensions fonctionnant à vitesse élevée, il peut être nécessaire, notamment lorsqu'on cherche à réduire la résistance au démarrage, d'employer une huile plus fluide. Le diagramme suivant donne, en fonction du diamètre d'alésage d et de la vitesse de rota-



tion n , la viscosité nécessaire à la température de fonctionnement. Exemple: Pour un roulement d'alésage $d = 340$ mm tournant à une vitesse $n = 500$ tr/mn, la viscosité de l'huile doit être de 13,2 cSt à la température de fonctionnement. Si l'on estime celle-ci à 70 °C, il faut prendre une huile de viscosité 26 cSt à 50 °C.

Dans le cas de vitesses très basses ou très élevées ou de conditions de lubrification exceptionnelles, se reporter aux indications données page 41 pour vérifier que l'huile prévue assurera une lubrification convenable.

Renouvellement de l'huile

Les intervalles entre deux renouvellements dépendent surtout des contraintes mécaniques et thermiques auxquelles l'huile est soumise et de la quantité d'huile en jeu.

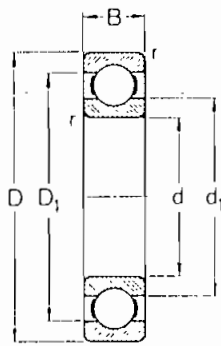
Dans le cas d'une lubrification par bain d'huile, si la température de fonctionnement est toujours inférieure à 50 °C et s'il n'y a pas grand risque de pénétration d'impuretés, l'huile doit être renouvelée environ une fois par an. Pour des températures plus élevées ou dans des conditions de fonctionnement difficiles, il faut renouveler l'huile plus fréquemment: tous les deux ou trois mois pour une température de 100 °C.

Dans un système à circulation d'huile, les intervalles dépendent, d'une part du nombre de rotations de l'huile dans le circuit par unité de temps, d'autre part de la présence éventuelle d'un système de refroidissement du lubrifiant. Seuls des essais ou des examens fréquents de l'huile permettent donc de déterminer le moment opportun pour procéder au renouvellement. Il en est de même pour la lubrification par jet d'huile.

Dans le cas d'une lubrification par brouillard d'huile, le lubrifiant n'est en général pas récupéré.

Roulements rigides à une rangée de billes

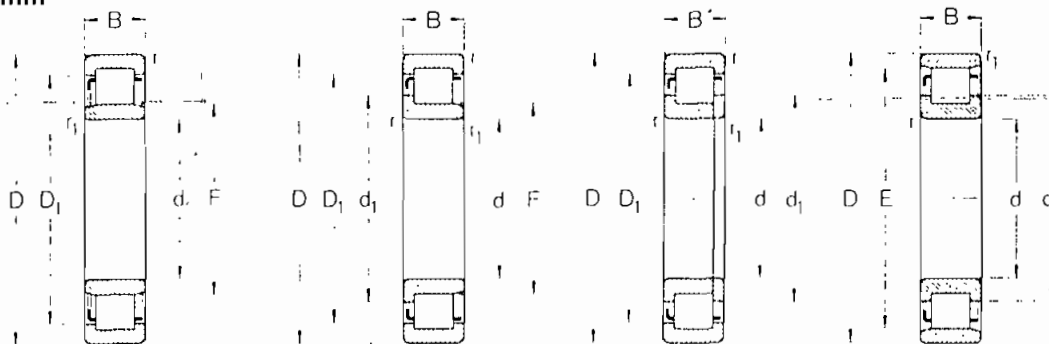
d 55-95 mm



Dimensions d'encombrement			Charge de base		Vitesse limite		Masse	Désignation
d	D	B	dyn. C	stat. C ₀	Lubrification à la graisse	à l'huile		
mm			daN		tr/mn		kg	-
55	72	9	640	560	8 500	10 000	0,083	61811
	90	11	1 500	1 220	7 500	9 000	0,26	16011
	90	18	2 160	1 700	7 500	9 000	0,39	6011
	100	21	3 350	2 500	6 300	7 500	0,61	6211
	120	29	5 500	4 150	4 500	6 700	1,35	6311
	140	33	7 650	6 300	5 000	6 000	2,30	6411
60	78	10	670	610	7 500	9 000	0,11	61812
	95	11	1 530	1 320	6 700	8 000	0,28	16012
	95	18	2 280	1 830	6 700	8 000	0,42	6012
	110	22	3 650	2 800	6 000	7 000	0,78	6212
	130	31	6 300	4 800	5 000	6 000	1,70	6312
	150	35	8 300	6 950	4 800	5 600	2,75	6412
65	85	10	900	830	7 000	8 500	0,13	61813
	100	11	1 630	1 460	6 300	7 500	0,30	16013
	100	18	2 360	1 960	6 300	7 500	0,44	6013
	120	23	4 300	3 400	5 300	6 300	0,99	6213
	140	33	7 100	5 600	4 800	5 600	2,10	6313
	160	37	9 150	7 800	4 500	5 300	3,30	6413
70	90	10	930	915	6 700	8 000	0,14	61814
	110	13	2 160	1 900	6 000	7 000	0,43	16014
	110	20	2 900	2 450	6 000	7 000	0,60	6014
	125	24	4 750	3 750	5 000	6 000	1,05	6214
	150	35	8 000	6 300	4 500	5 300	2,50	6314
	180	42	11 000	10 400	3 800	4 500	4,85	6414
75	95	10	965	980	6 300	7 500	0,15	61815
	115	13	2 200	2 000	5 600	6 700	0,46	16015
	115	20	3 050	2 600	5 600	6 700	0,64	6015
	130	25	5 100	4 050	4 800	5 600	1,20	6215
	160	37	8 650	7 200	4 300	5 000	3,00	6315
	190	45	11 800	11 400	3 600	4 300	6,80	6415
80	100	10	950	980	6 000	7 000	0,15	61816
	125	14	2 550	2 360	5 300	6 300	0,60	16016
	125	22	3 650	3 150	5 300	6 300	0,85	6016
	140	26	5 600	4 500	4 500	5 300	1,40	6216
	170	39	9 500	8 000	3 800	4 500	3,60	6316
	85	110	13	1 460	1 500	5 300	6 300	0,27
130		14	2 600	2 500	5 000	6 000	0,63	16017
130		22	3 800	3 350	5 000	6 000	0,89	6017
150		28	6 400	5 300	4 300	5 000	1,80	6217
180		41	10 200	9 000	3 600	4 300	4,25	6317
90		115	13	1 500	1 560	5 300	6 300	0,28
	140	16	3 200	2 900	4 800	5 600	0,85	16018
	140	24	4 500	3 900	4 800	5 600	1,15	6018
	160	30	7 350	6 100	3 800	4 500	2,15	6218
	190	43	11 000	9 800	3 400	4 000	4,90	6318
	95	145	24	4 650	4 150	4 500	5 300	1,20
170		32	8 300	6 950	3 600	4 300	2,60	6219
200		45	11 800	11 000	3 200	3 800	5,65	6319

Roulements à une rangée de rouleaux cylindriques
d 120–170 mm

SKF



Type NU

Type NJ

Type NUP

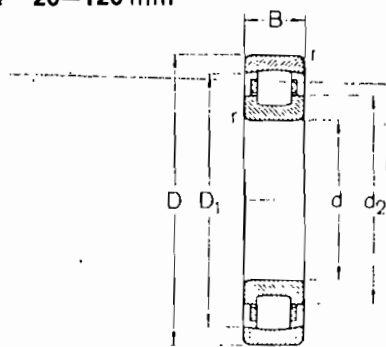
Type N

Dimensions d'encombrement			Charge de base		Vitesse limite		Masse	Désignation			
d	D	B	C	C ₀	Lubrification à la graisse	à l'huile		NU	NJ	NUP	N
mm			daN		tr/mn		kg	—			
120	180	28	12 000	9 650	3 400	4 000	2,45	NU 1024	—	—	—
	180	36	20 800	19 000	2 800	3 400	3,10	NU 2024 E	—	—	—
	215	40	23 600	18 300	2 800	3 400	5,65	NU 224	NJ 224	NUP 224	N 224
	215	40	30 500	25 000	2 400	3 000	5,85	NU 224 E	NJ 224 E	NUP 224 E	—
	215	58	33 500	28 000	2 600	3 200	8,55	NU 2224	NJ 2224	NUP 2224	—
	215	58	41 500	36 000	2 400	3 000	8,55	NU 2224 E	NJ 2224 E	NUP 2224 E	—
	260	55	44 000	34 000	2 200	2 800	13,0	NU 324	NJ 324	NUP 324	N 324
	260	55	48 000	38 000	1 900	2 400	15,0	NU 324 E	NJ 324 E	NUP 324 E	—
	260	86	72 000	63 000	1 900	2 400	24,0	NU 2324 E	NJ 2324 E	NUP 2324 E	—
	310	72	63 000	49 000	1 900	2 400	28,0	NU 424	NJ 424	—	—
130	200	33	14 600	12 000	3 200	3 800	3,75	NU 1026	—	—	—
	200	42	27 000	24 500	2 600	3 200	4,60	NU 2026 E	—	—	—
	230	40	25 500	20 400	2 600	3 200	6,50	NU 226	NJ 226	NUP 226	N 226
	230	40	32 500	26 000	2 200	2 800	6,60	NU 226 E	NJ 226 E	NUP 226 E	—
	230	64	48 000	42 500	2 200	2 800	10,5	NU 2226 E	NJ 2226 E	NUP 2226 E	—
	280	58	51 000	40 500	2 000	2 600	16,5	NU 326	NJ 326	NUP 326	N 326
	280	58	56 000	45 500	1 800	2 200	18,5	NU 326 E	NJ 326 E	NUP 326 E	—
	280	93	85 000	75 000	1 800	2 200	30,0	NU 2326 E	NJ 2326 E	NUP 2326 E	—
	140	210	33	15 600	13 200	3 000	3 600	4,00	NU 1028	—	—
250		42	29 000	23 600	2 400	3 000	8,25	NU 228	NJ 228	NUP 228	—
250		42	36 000	29 000	2 000	2 600	8,30	NU 228 E	NJ 228 E	NUP 228 E	—
250		68	52 000	48 000	2 000	2 600	13,5	NU 2228 E	NJ 2228 E	NUP 2228 E	—
300		62	57 000	45 500	1 900	2 400	20,0	NU 328	NJ 328	NUP 328	—
300		62	62 000	50 000	1 800	2 200	22,5	NU 328 E	NJ 328 E	NUP 328 E	—
300		102	95 000	86 500	1 800	2 200	37,5	NU 2328 E	NJ 2328 E	NUP 2328 E	—
150		225	35	17 000	14 300	2 600	3 200	4,85	NU 1030	—	—
	270	45	34 000	27 500	2 000	2 600	10,5	NU 230	NJ 230	NUP 230	—
	270	45	40 500	34 000	1 900	2 400	10,5	NU 230 E	NJ 230 E	NUP 230 E	—
	270	73	60 000	56 000	1 900	2 400	17,0	NU 2230 E	NJ 2230 E	NUP 2230 E	—
	320	65	71 000	57 000	1 700	2 000	27,0	NU 330 E	NJ 330 E	NUP 330 E	—
	320	108	108 000	98 000	1 700	2 000	45,0	NU 2330 E	NJ 2330 E	NUP 2330 E	—
	160	240	38	20 400	17 300	2 400	3 000	5,95	NU 1032	—	—
240		48	37 500	36 000	2 000	2 600	7,90	NU 2032 E	—	—	—
290		48	45 500	38 000	1 800	2 200	15,0	NU 232 E	NJ 232 E	NUP 232 E	—
290		80	73 500	69 500	1 800	2 200	24,0	NU 2232 E	NJ 2232 E	NUP 2232 E	—
340		68	80 000	65 500	1 500	1 800	32,0	NU 332 E	NJ 332 E	NUP 332 E	—
340		114	120 000	112 000	1 500	1 800	53,5	NU 2332 E	NJ 2332 E	NUP 2332 E	—
170		260	42	24 500	21 200	2 200	2 800	7,90	NU 1034	—	—
	260	54	44 000	41 500	1 900	2 400	11,0	NU 2034 E	—	—	—
	310	52	56 000	47 500	1 800	2 200	18,5	NU 234 E	NJ 234 E	NUP 234 E	—
	310	86	88 000	83 000	1 800	2 200	30,0	NU 2234 E	—	—	—
	360	72	73 500	61 000	1 600	1 900	38,5	NU 334	—	—	—
	360	120	112 000	104 000	1 400	1 700	62,5	NU 2334	—	—	—

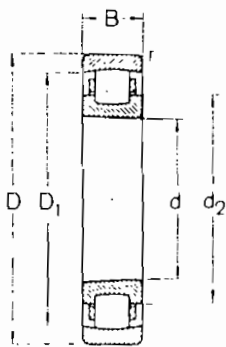
Roulements à rotule sur une rangée de rouleaux

d 20-120 mm

SKF



à alésage cylindrique

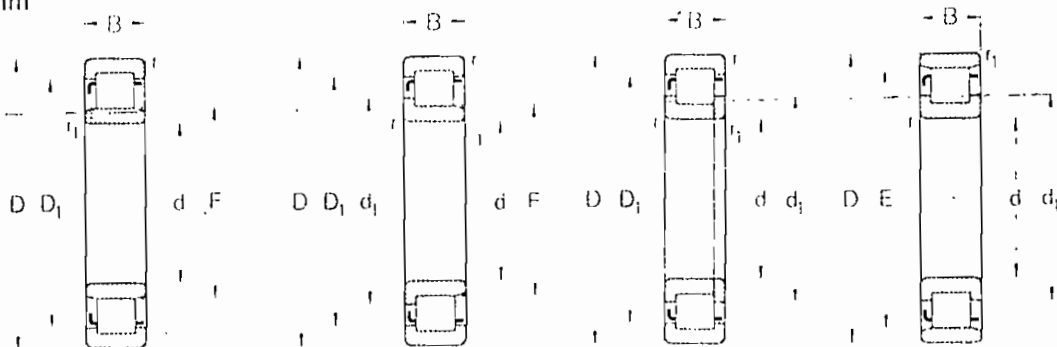


à alésage conique
conicité 1:12

Dimensions d'encombrement			Charge de base		Vitesse limite		Masse	Désignation du roulement à alésage	
d	D	B	dyn. C	stat. C ₀	Lubrification à la graisse tr/mn	à l'huile		cylindrique	conique
mm			daN				kg		
20	52	15	1 960	1 200	5 600	7 000	0,17	20304	20304 K
25	52	15	2 040	1 290	5 300	6 700	0,15	20205	20205 K
	62	17	2 750	1 730	4 800	6 000	0,27	20305	20305 K
30	62	16	2 800	1 800	4 500	5 600	0,23	20206	20206 K
	72	19	3 800	2 450	4 000	5 000	0,39	20306	20306 K
35	72	17	3 400	2 000	3 800	4 800	0,32	20207	20207 K
	80	21	4 900	3 250	3 600	4 500	0,53	20307	20307 K
40	80	18	4 050	2 700	3 400	4 300	0,42	20208	20208 K
	90	23	6 000	4 050	3 200	4 000	0,74	20308	20308 K
45	85	19	4 550	3 150	3 200	4 000	0,48	20209	20209 K
	100	25	7 500	5 200	2 600	3 400	0,98	20309	20309 K
50	90	20	4 900	3 400	2 800	3 600	0,54	20210	20210 K
	110	27	9 000	6 400	2 400	3 200	1,30	20310	20310 K
55	100	21	5 700	4 050	2 400	3 200	0,70	20211	20211 K
	120	29	10 600	7 650	2 000	2 800	1,65	20311	20311 K
60	110	22	6 550	4 750	2 200	3 000	0,92	20212	20212 K
	130	31	12 200	9 000	1 900	2 600	2,05	20312	20312 K
65	120	23	7 500	5 400	2 000	2 800	1,15	20213	20213 K
	140	33	14 000	10 400	1 800	2 400	2,50	20313	20313 K
70	125	24	8 500	6 400	1 900	2 600	1,25	20214	20214 K
	150	35	15 600	11 800	1 700	2 200	3,05	20314	20314 K
75	130	25	9 300	7 200	1 800	2 400	1,35	20215	20215 K
	160	37	18 000	14 000	1 700	2 200	3,70	20315	20315 K
80	140	26	10 400	7 800	1 800	2 400	1,70	20216	20216 K
	170	39	20 000	15 600	1 600	2 000	4,40	20316	20316 K
85	150	28	12 500	9 500	1 700	2 200	2,10	20217	20217 K
90	160	30	14 000	10 800	1 600	2 000	2,60	20218	20218 K
95	170	32	15 600	12 200	1 500	1 900	3,15	20219	20219 K
100	180	34	17 300	13 400	1 400	1 800	3,85	20220	20220 K
105	190	36	20 800	16 600	1 300	1 700	4,45	20221	20221 K
110	200	38	23 200	18 600	1 200	1 600	5,30	20222	20222 K
120	215	40	26 000	22 000	1 100	1 500	6,35	20224	20224 K

Roulements à une rangée de rouleaux cylindriques

d 90-110 mm



Type NU

Type NJ

Type NUP

Type N

Dimensions d'encombrement			Charge de base		Vitesse limite		Masse	Désignation			
d	D	B	C	C ₀	à la graisse	à l'huile		NU	NJ	NUP	N
mm			daN		tr/mn		kg	-			
90	140	24	7 350	5 600	4 800	5 600	1,35	NU 1018	—	—	—
	160	30	13 400	10 000	3 800	4 500	2,30	NU 218	NJ 218	NUP 218	N 218
	160	30	16 600	12 500	3 600	4 300	2,35	NU 218 E	NJ 218 E	NUP 218 E	—
	160	40	18 600	15 000	3 600	4 300	3,10	NU 2218	NJ 2218	NUP 2218	—
	160	40	22 000	18 300	3 600	4 300	3,20	NU 2218 E	NJ 2218 E	NUP 2218 E	—
	190	43	22 000	16 000	3 200	3 800	5,40	NU 318	NJ 318	NUP 318	N 318
	190	43	29 000	22 000	2 800	3 400	5,40	NU 318 E	NJ 318 E	NUP 318 E	N 318
	190	64	30 000	24 000	2 800	3 400	7,90	NU 2318	NJ 2318	NUP 2318	—
	190	64	40 000	32 500	2 800	3 400	8,10	NU 2318 E	NJ 2318 E	NUP 2318 E	—
	225	54	34 500	26 000	2 800	3 400	10,5	NU 418	NJ 418	—	—
95	145	24	7 500	5 850	4 500	5 300	1,40	NU 1019	—	—	—
	145	30	14 600	12 500	3 600	4 300	1,70	NU 2019 E	—	—	—
	170	32	15 000	11 200	3 600	4 300	2,80	NU 219	NJ 219	NUP 219	N 219
	170	32	20 000	15 300	3 400	4 000	2,90	NU 219 E	NJ 219 E	NUP 219 E	—
	170	43	20 800	17 000	3 400	4 000	3,85	NU 2219	NJ 2219	NUP 2219	—
	170	43	26 000	21 600	3 400	4 000	3,90	NU 2219 E	NJ 2219 E	NUP 2219 E	—
	200	45	25 000	19 000	3 000	3 600	6,20	NU 319	NJ 319	NUP 319	N 319
	200	45	31 000	23 600	2 600	3 200	6,25	NU 319 E	NJ 319 E	NUP 319 E	—
	200	67	36 000	30 000	2 600	3 200	9,40	NU 2319	NJ 2319	NUP 2319	—
	240	55	37 500	28 000	2 600	3 200	13,5	NU 419	NJ 419	—	—
	100	150	24	7 650	6 000	4 300	5 000	1,45	NU 1020	—	—
180		34	16 600	12 500	3 400	4 000	3,40	NU 220	NJ 220	NUP 220	N 220
180		34	22 800	17 600	3 200	3 800	3,50	NU 220 E	NJ 220 E	NUP 220 E	—
180		46	23 600	19 300	3 200	3 800	4,65	NU 2220	NJ 2220	NUP 2220	—
180		46	30 500	26 000	3 200	3 800	4,75	NU 2220 E	NJ 2220 E	NUP 2220 E	—
215		47	29 000	22 000	2 800	3 400	7,70	NU 320	NJ 320	NUP 320	N 320
215		47	35 500	27 000	2 400	3 000	7,65	NU 320 E	NJ 320 E	NUP 320 E	—
215		73	42 500	35 500	2 400	3 000	12,0	NU 2320	NJ 2320	NUP 2320	—
215		73	53 000	45 000	2 400	3 000	12,0	NU 2320 E	NJ 2320 E	NUP 2320 E	—
250		58	41 500	32 000	2 400	3 000	14,0	NU 420	NJ 420	—	—
105	160	26	9 000	7 100	4 000	4 800	1,85	NU 1021	—	—	—
	190	36	18 300	13 700	3 200	3 800	4,00	NU 221	NJ 221	—	N 221
	225	49	33 500	25 500	2 600	3 200	8,75	NU 321	NJ 321	NUP 321	—
	260	60	45 500	34 500	2 200	2 800	19,0	NU 421	NJ 421	—	—
110	170	28	11 200	8 800	3 800	4 500	2,30	NU 1022	—	—	—
	170	36	19 600	17 600	3 200	3 800	2,90	NU 2022 E	—	—	—
	200	38	22 000	16 600	3 000	3 600	4,65	NU 222	NJ 222	NUP 222	N 222
	200	38	26 500	21 200	2 800	3 400	4,85	NU 222 E	NJ 222 E	NUP 222 E	—
	200	53	30 500	25 500	2 800	3 400	6,95	NU 2222	NJ 2222	NUP 2222	—
	200	53	34 500	30 000	2 800	3 400	6,85	NU 2222 E	NJ 2222 E	NUP 2222 E	—
	240	50	37 500	29 000	2 400	3 000	10,5	NU 322	NJ 322	NUP 322	N 322
	240	50	42 500	32 500	2 000	2 600	12,0	NU 322 E	NJ 322 E	NUP 322 E	—
	240	80	62 000	55 000	2 000	2 600	19,0	NU 2322 E	NJ 2322 E	NUP 2322 E	—
	280	65	50 000	39 000	2 000	2 600	20,0	NU 422	NJ 422	—	—