

REVUE UNIVERSELLE DES MINES

Organe de l'Association des Ingénieurs sortis de L'École de Liège A. I. Lg.

97^{me} Année - Juin 1954

9^e Série — Tome X — N° 6

JOURNÉES INTERNATIONALES DE LA LUBRIFICATION

organisées par la Section de Liège de l'A. I. Lg.
à l'occasion de la Foire Internationale de Liège
(6-7 et 8 mai 1954)

INTRODUCTION

par Charles HANOCQ,
Ingénieur A. I. Lg.

Professeur Emérite de l'Université de Liège
Président d'Honneur des Journées

Résumé. — *Après avoir accueilli les auteurs des communications présentées aux Journées et dressé le tableau de celles-ci, l'auteur montre d'abord que le régime hydrodynamique est actuellement fort bien connu.*

Il n'en est pas de même de celui du frottement entre surfaces parallèles.

Dans ce domaine, l'auteur a pu cependant, pour la première fois, mettre sur pied des formules qui ont une valeur générale, grâce aux résultats des essais de Bodart à Liège sur le frottement de palettes sur un stator cylindrique et de ceux de Planiol à Paris, sur les frottements du piston et des segments dans le cylindre d'un moteur à gaz. Ces formules s'étendent également aux résultats des essais de Leloup à Liège sur le frottement des butées plates.

Outre l'influence de la pression, de la vitesse et de la viscosité, on a pu faire apparaître quatre coefficients, f_1 , n , a_1 et K , qui dépendent de l'état des surfaces, de la nature du lubrifiant et de sa conductibilité thermique.

L'auteur conclut en signalant qu'en appropriant la méthode d'essai de Planiol, on a un moyen de mieux connaître ce qui fait la supériorité de certaines huiles, dans les cas de fonctionnement qui ne relèvent pas du régime hydrodynamique.

Messieurs,

En ouvrant cette première séance, j'ai un devoir très agréable à remplir, celui de saluer et de remercier en votre nom, Messieurs les Délégués des pays voisins qui ont bien voulu répondre à notre appel et nous apporter leur concours, pour la réalisation de ces Journées consacrées à l'étude du Graissage.

Grâce à eux et à ceux des nôtres qui prendront la parole au cours de ces réunions, nous pouvons espérer faire un nouveau pas en avant dans la connaissance des phénomènes qui accompagnent la lubrification des organes de machines.

Faire le point à des intervalles assez réguliers dans les différents domaines qui relèvent de cette vaste question, c'est apporter à ceux qui s'y intéressent par profession, et ils sont nombreux, une aide d'autant plus précieuse qu'ils ne disposent jamais du temps suffisant pour procéder eux-mêmes à des travaux de synthèse.

La science, dans un tel domaine, atteint rarement un niveau suffisant pour parvenir à la formulation mathématique des lois qui régissent les phénomènes du graissage et, dès lors, les vues proposées par les auteurs peuvent présenter

un caractère personnel tel que la confrontation de leurs manières de voir s'avère nécessaire.

Dans les quelque vingt-cinq communications que nous allons avoir la satisfaction d'entendre au cours des cinq demi-journées qui seront consacrées à cette étude du graissage, trois ont trait à la théorie même de la lubrification et à l'évaluation du coefficient de frottement, celles de MM. Vogelpohl et Leloup et la mienne.

Elles visent à apporter une synthèse de l'ensemble des faits connus sur ce que l'on pourrait appeler :

le graissage hydrodynamique
le graissage semi-fluide
le graissage onctueux.

Le premier domaine, très étudié depuis cinquante ans, grâce à l'appui possible de la théorie mathématique, est susceptible aujourd'hui de donner lieu à une vaste synthèse, étant donné les nombreux travaux de recherche exécutés dans les principaux laboratoires du monde.

Si je me permets d'en parler en débutant, ce n'est pas que ce domaine prenne le pas sur tous les autres; s'il intéresse particulièrement le mécanicien qui poursuit le problème de la prédétermination des dimensions des organes en mouvement, il n'en est pas moins vital pour l'exploitant dont le rôle est d'approvisionner l'usine en choisissant pour chaque application, le lubrifiant le plus approprié.

Se référant aux travaux de recherche des laboratoires, l'exploitant doit être en mesure de fixer les conditions de réception et des assurer par des contrôles à sa portée, que ces conditions sont réalisées.

Un grand nombre de communications sont consacrées à ce sujet :

« Qualification des lubrifiants par leur performance. Méthodes actuelles et tendances » par M. Groff.

« Méthodes de recherche et applications mécaniques dans les laboratoires de la Socony Vacuum » par M. Killingworth.

« Résultats acquis dans la révision des méthodes d'échantillonnage des lubrifiants, de l'Institut Belge de Normalisation » par M. Malschaert.

« De l'examen de la structure des huiles minérales de graissage » par M. Souillard.

« L'interprétation des essais de laboratoire relatifs aux lubrifiants » par M. Lacourt.

Deux autres se rapportent plus particulièrement à l'organisation du graissage dans un grand complexe industriel, tels les houillères ou les grands ateliers de fabrication en série. Ce sont :

« L'organisation du graissage dans les houillères françaises », par M. Lefèvre

et,

« L'organisation du graissage dans une usine de construction mécanique », par M. Collée.

Des compétences viendront traiter le problème des spécifications particulières pour le graissage des groupes moteurs ou récepteurs de la grande industrie, tels :

La Turbine à vapeur, par M. Gilson.

Le Moteur Diesel, par M. Barrett.

Les Compresseurs à piston, par M. Pitesche.

Les Engrenages, par M. Pohl.

Les Cylindres de machines à vapeur à contre-pression pour lesquelles la suppression du graissage à l'huile serait un grand progrès, par M. Jost.

Une communication qui se rapproche de cette dernière est celle qui aborde le problème : « Préparation et méthodes de contrôle des graphites lubrifiants », par M. Migurski.

Ensuite, à côté du lubrifiant, il y a la matière dont sont constituées les surfaces en mouvement séparées par la couche de fluide visqueux utilisé et les communications de MM. Cuthbertson (Alliages aluminium-étain améliorés pour paliers lisses), et Diverse (L'utilisation des coussinets en résine synthétique dans les laminoirs) s'y rapportent.

Avoisinant le problème du graissage des organes en mouvement, il y a celui assez distinct du graissage des outils de travail dans la coupe des métaux, graissage qui fait appel à une propriété particulière qu'ont certaines huiles de former des épilamens très résistants qui protègent les surfaces en contact contre l'arrachement des particules du réseau cristallin superficiel.

Deux mémoires se rapportent à cette question des plus importantes :

« Les tests mécaniques des Cutting fluids » par M. Bingham et

« La lubrification dans la coupe des métaux » par M. Eugène. ⁽¹⁾

J'ai mis à part et pour terminer cette vue d'ensemble que vous n'estimerez pas superflue je pense, les études sur les roulements à billes et à rouleaux de MM. Berner (Quelques points de vue sur la lubrification des roulements) et Snedden (Les avantages des roulements à rouleaux coniques pour les tourillons de cylindres de laminoirs) qui, pour les fortes charges tout au moins, doivent utiliser des huiles analogues à celles requises pour l'application à la coupe des métaux.

J'ai également réservé pour la fin, parce qu'il est hors série, le mémoire de M. Gérard

⁽¹⁾ Note de la rédaction : M. Eugène, qui est ingénieur militaire en France, n'a pu obtenir en temps opportun l'autorisation de nous remettre son texte pour publication. Nous espérons être à même de combler cette lacune dans un des prochains numéros de la *Revue Universelle des Mines*.

sur « Le Palier fluide » qui constitue une nouveauté par le fait que la portance n'est pas basée en ce qui concerne le fluide en jeu, sur la viscosité de celui-ci.

* * *

Ce coup d'œil d'ensemble jeté sur la matière traitée par nos invités, je voudrais revenir un moment sur le problème du mécanicien, celui de la prédétermination des dimensions des organes en mouvement.

Le coefficient de frottement, qui permet d'évaluer la quantité de chaleur produite dans l'unité de temps, et qui en régime, doit être dissipée dans le même temps par convection, conductibilité et rayonnement, est à la base de cette prédétermination.

Le Laboratoire d'Éléments de Machines de l'Université de Liège s'est attaché depuis vingt-cinq ans à apporter les éléments nécessaires à la résolution de ce problème fondamental.

Après l'étude systématique du frottement en régime hydrodynamique et des lois de dissipation dans le milieu ambiant de la chaleur produite par le frottement, le laboratoire a abordé la question du « point critique » qui sépare le régime du frottement hydrodynamique du régime onctueux.

M. Leloup, mon collaborateur dans toutes ces recherches et mon successeur à la chaire du Cours de Construction des Machines, traitera de cette question dans la séance de demain après-midi et s'efforcera de présenter une vaste synthèse des travaux du laboratoire et de les situer dans la connaissance actuelle des sujets envisagés ⁽²⁾. Il montrera qu'à l'heure actuelle ce domaine est à ce point connu qu'il n'existe plus de doute sur la manière de coordonner l'ensemble des connaissances acquises par cinquante ans de recherches, et de formuler des conclusions sous la forme mathématique.

* * *

À côté de ces recherches je dirai volontiers classiques, il reste un domaine inexploré, celui du frottement entre surfaces *strictement parallèles*, le cas du piston et des cercles de piston dans le cylindre, de la butée plate dans les coussinets, pour prendre deux exemples concrets.

Vous pourrez vous rendre compte de l'importance de cette question quand je vous aurai dit que les 2/3 de la puissance mécanique perdue dans un moteur alternatif viennent du frottement du piston et des cercles de piston dans

⁽²⁾ Voir à la bibliographie, les mémoires les plus importants publiés par le Laboratoire de l'Université de Liège dans le domaine du frottement et de la lubrification.

le cylindre (et du patin de crosse dans son guide quand il existe), toutes les autres pertes, relevant du graissage hydrodynamique, n'absorbant que le 1/3 du total.

Qu'à l'heure actuelle après tant de travaux de laboratoire on en soit encore à ignorer les facteurs principaux qui entrent en jeu pour fixer le rendement organique d'une machine alternative, c'est, vous en conviendrez, un signe d'impuissance assez peu explicable si l'on tient compte de l'énorme effort de recherche dépensé dans les laboratoires du monde entier à propos du graissage.

Pour préciser, je dirai que ce que l'on en connaît généralement, c'est qu'en première approximation on peut regarder la puissance perdue en charge comme égale à la puissance perdue à vide.

Par cette simplification, on arrive aux approximations suivantes pour la valeur du rendement organique :

d'un moteur à gaz à 4 temps à simple effet :
0,78 au lieu de 0,84 ;

d'un moteur à gaz à 4 temps et à double effet :
0,86 au lieu de 0,92 ;

d'une machine à vapeur à double effet : 0,92
au lieu de 0,96.

Le premier chiffre est le chiffre observé ou calculé en partant d'une théorie approfondie, le second chiffre celui qui résulte du calcul basé sur l'hypothèse de la constance des pertes par frottement en fonction de la charge.

Comment expliquer pareille situation ? C'est il faut en convenir, en tout premier lieu la complexité en apparence inextricable de la question qui en est la cause.

Mais c'est aussi dans l'absence d'un effort de synthèse qu'il faut rechercher un facteur responsable. Tous, nous tendons trop volontiers à accumuler des documents et à les laisser en vrac.

Je voudrais vous en donner une idée claire par l'exemple suivant.

En 1924, j'avais l'occasion de faire la connaissance d'un jeune ingénieur français, M. Planiol, attaché au Laboratoire de Mécanique Appliquée de la Sorbonne, du Professeur Kœnig.

Il avait présenté une thèse sur le rendement organique des moteurs à gaz et était arrivé à mettre en évidence, par une œuvre expérimentale d'une exceptionnelle valeur, conduite avec une maîtrise digne des plus grands éloges, que le couple résistant dû au frottement était donné par une loi linéaire en fonction de la pression moyenne p_i kg/cm² (fig. 1).

Il avait pu en déduire également que pour une pression constante, ce couple résistant variait linéairement avec la vitesse moyenne du piston.

Ce document qui avait coûté des années d'un travail ordonné et intelligent, n'avait donné lieu à aucun commentaire particulier ni à une recherche susceptible de conduire à des conclusions générales.

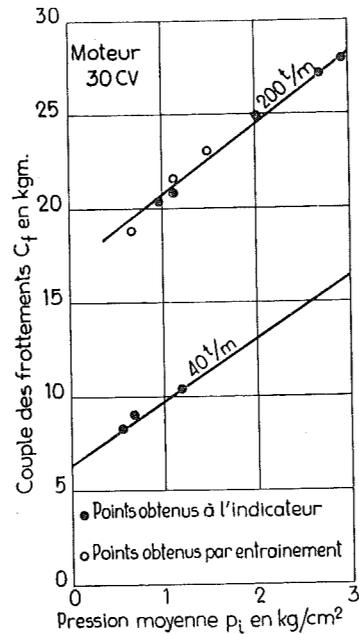


Fig. 1.

De mon côté j'avais été conduit à demander à M. Bodart, alors chef de Travaux à l'Institut de Mécanique, d'utiliser un appareil à palettes susceptible de faire connaître le coefficient de frottement en régime que je voudrais appeler *semi-fluide*, celui qui s'établit entre surfaces strictement parallèles (fig. 2.)

Par la mesure du couple appliqué au stator porté sur roulements à billes, on pouvait déduire directement la valeur de f .

La température à la paroi était maintenue constante par une circulation interne d'un courant d'eau chauffé extérieurement pour conserver une température de 42,5° C.

La pression sur les palettes résultait à la fois de la force centrifuge et de l'action de pistons disposés radialement, s'appuyant sur une membrane en caoutchouc soumise à une pression d'huile réglée et mesurée de l'extérieur.

Les trois variables p , V et μ (pression, vitesse, viscosité) pouvaient donc être évaluées avec précision et le couple de frottement mesuré avec une approximation largement suffisante.

Malheureusement, le frottement des palettes sur les parois latérales des couvercles fermant l'enveloppe, donnait lieu à un couple impossible à isoler en marche et la possibilité pour les palettes de se déplacer latéralement ne fusse que d'un dixième de millimètre, rendait impos-

sible le rodage des surfaces des palettes. C'est ainsi qu'entre deux séances d'essai, il pouvait y avoir un écart important des valeurs notées pour f , les variables p , V et μ ayant repris les mêmes valeurs antérieures.

Il fallut pour écarter des erreurs accidentelles, refaire un grand nombre de fois les mêmes expériences, de façon à opérer ultérieurement sur des valeurs moyennes pour la mise en diagramme en fonction de V .

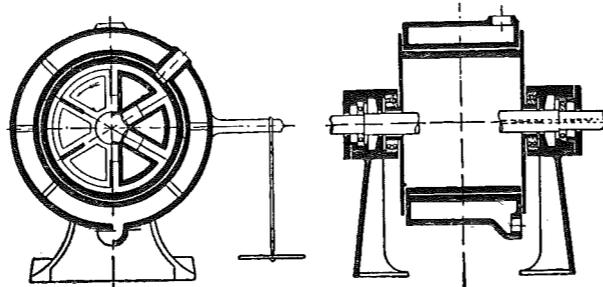


Fig. 2.

Une autre source d'erreurs venait de ce que nous n'avions pas voulu recourir à la mesure de la température à la paroi de la palette et que de ce fait, une erreur s'introduisait dans la valeur de μ que nous supposions constante et égale à 0,006, celle qui correspondait à la température de circulation réalisée.

Malgré les très grands soins pris par M. Bodart au cours de ses expériences, l'ensemble des résultats se présentait sous un aspect relativement désordonné qui faisait croire à l'origine, que la synthèse s'avérerait impossible.

En schématisant un peu les courbes expérimentales influencées par le fait que nous ne pouvions apprécier la vraie valeur de la viscosité, nous aboutissions pour l'ensemble, aux diagrammes de la figure 3.

Entre 0,50 et 5,50 m/s, on pouvait tracer des droites partant d'un point I, et distinctes pour chacune des pressions :

$$p = 5 \text{ kg/cm}^2 \quad p = 1 \text{ kg/cm}^2 \quad p = 0,4 \text{ kg/cm}^2$$

Au-delà, l'allure était plus complexe ; je n'insisterai pas sur ce point, M. Bodart étant parvenu à expliquer le décrochement en D puis en E (10).

Comme les vitesses moyennes de piston dépassent rarement 5,50 m/s dans les machines fixes, nous pouvions nous en tenir à la phase I, II.

Si nous imaginons que la température est la même en tous les points de l'épaisseur de la couche d'huile, c'est-à-dire que μ y est constant, le principe de l'égalité de l'action et de la réaction entre les différentes couches élémentaires (fig. 4) conduit à

$$F = \mu S \frac{dw}{dy}$$

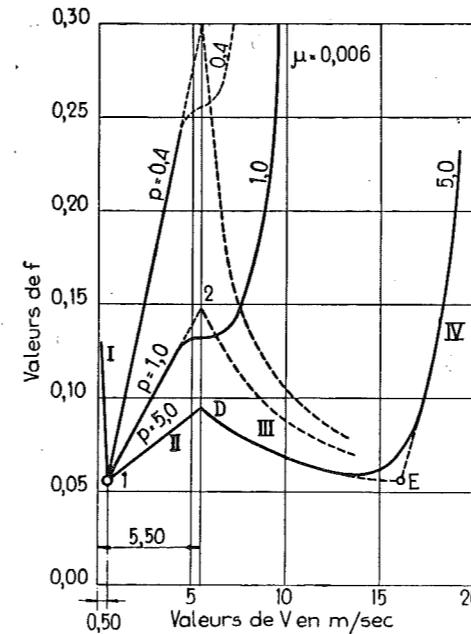


Fig. 3.

soit à :

$$f = \frac{F}{P} = \mu \frac{V l}{p a} \quad (1)$$

a étant l'épaisseur de la couche.

Dans la réalité,

$$f = A(\mu) + \frac{\mu V l}{p a} \quad (2)$$

Il est possible de rendre compte des résultats expérimentaux en adoptant pour ap la relation

$$ap = \frac{mp}{p + n \cdot 10^4 n} \quad (3)$$

lorsqu'on donne à

m la valeur 1,6

n la valeur 5,2

p étant exprimé en kg/m^2 .

Cela conduit à

$$f = A(\mu) + \frac{\mu V}{m} \left(1 + 10^4 \frac{n}{p} \right) \quad (4)$$

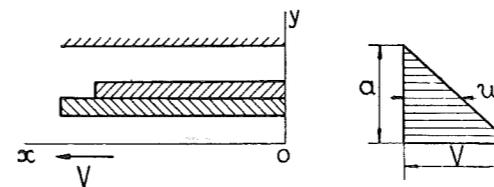


Fig. 4.

Nous aurions hésité à proposer cette formule si nous n'avions eu l'occasion de l'appliquer aux résultats d'essais obtenus par M. Planiol opérant sur le moteur à gaz de 30 CV du Laboratoire de la Sorbonne. Ces essais avaient porté sur

A : trois huiles distinctes, désignées par les lettres A, C, R, dont les viscosités sont indiquées dans le diagramme de la figure 5.

B : quatre températures de régime :

24° 45° 65° 95°

Je n'insisterai pas sur toutes les précautions prises, notamment celle d'une circulation intense dans l'enveloppe avec une eau maintenue rigoureusement à température constante, précaution faute de laquelle les points d'observation étaient complètement dispersés.

Avant d'entreprendre les essais en charge, l'expérimentateur avait eu soin par la méthode de ralentissement et par la méthode directe de l'entraînement au moyen d'un moteur électrique, de déduire des mesures les couples dus aux organes du mouvement de rotation et aux organes distributeurs.

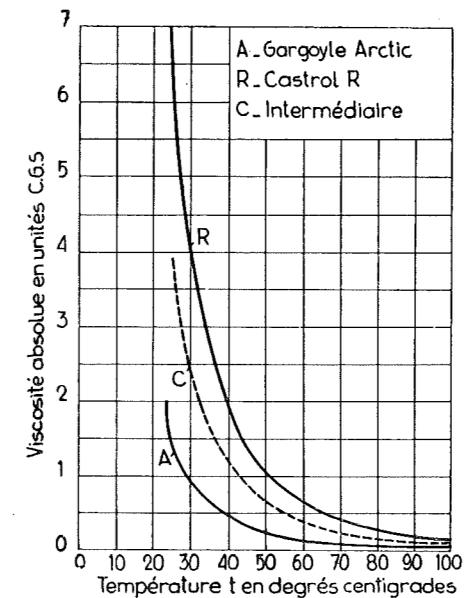


Fig. 5.

Les résultats mesurés du couple C_f à cylindre ouvert avec piston et cercles de piston, sont consignés en traits pleins dans les diagrammes des figures 6, 7 et 8.

On observera que pour la température de 65°, les courbes observées sont rectilignes ; pour l'huile R cela n'est pas tout à fait vrai : c'est pour une température comprise entre 65° et 95° que l'on observerait une allure rectiligne.

Comment expliquer ce fait ?

A la température de 65°, la quantité de chaleur produite par les frottements est évacuée totalement par la surface interne du piston qui est ouvert et la température réelle de l'huile est celle de l'eau de circulation : elle reste donc constante et avec elle la valeur de μ .

S'il en est ainsi, en traçant en pointillés les droites tangentes aux courbes expérimentales, nous obtiendrons les valeurs de C_f dans l'hypothèse où μ serait constant.

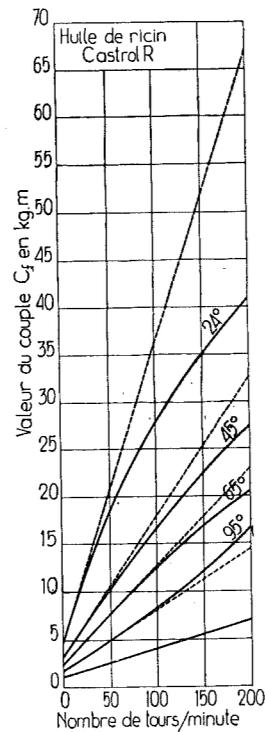


Fig. 6.

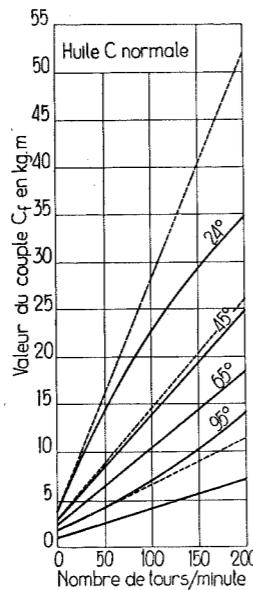


Fig. 7.

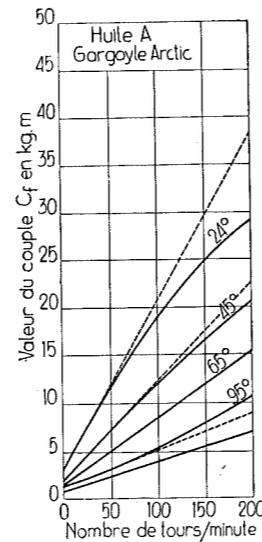


Fig. 8.

Sur ces diagrammes, nous avons également tracé la droite qui donne la valeur du couple correspondant aux organes du mouvement de rotation.

En faisant les différences, nous obtiendrons les valeurs du couple absorbé par le piston et les cercles de piston. On voit en passant l'importance que peuvent prendre les frottements dus à ces derniers organes par rapport à l'ensemble, même quand ceux-ci sont entraînés à vide.

Avant d'aller plus loin, il est bon de donner une expression du couple C_f en fonction des forces en jeu. Pour deux courses de longueur C (fig. 9), on peut écrire :

$$2\pi C_f = (F_1 \times f_1 + F_2 \times f_2) \times 2C \quad (5)$$

$F_1 f_1$, effort moyen de frottement dans le tour pour les cercles de piston.

$F_2 f_2$, effort moyen de frottement dans le tour pour le piston lui-même.

Cette notion de moyenne pourrait donner lieu à discussion, mais étant donné que f se présente sous la forme

$$f = a + bV_x \quad (6)$$

on peut montrer que le travail des forces de frottement pour un tour peut s'exprimer sans erreur, en fonction de

$$a + bV_m$$

V_m désignant la vitesse moyenne donnée par la formule :

$$V_m = \omega r \frac{\pi}{4} \quad (7)$$

Nous avons tout rapporté à la vitesse moyenne V telle qu'on a l'habitude de la définir :

$$V = 2C \frac{N}{60} \quad (8)$$

Entre les deux valeurs, il y a un rapport constant égal à 1,23 dont il faudrait tenir compte si l'on passait des résultats obtenus sur un moteur alternatif aux résultats obtenus sur des palettes en translation.

L'évaluation des forces F_1 et F_2 ne peut se faire qu'en partant des pressions moyennes mais en reprenant la formule (4), on peut voir que

$$pf = pA(\mu) + \frac{\mu V}{m} (p + 10^4 n) \quad (9)$$

ce qui autorise à prendre pour l'estimation de (Spf) la valeur moyenne de p correspondant à 2 courses, ou avec le moteur à 4 temps, correspondant à 4 courses.

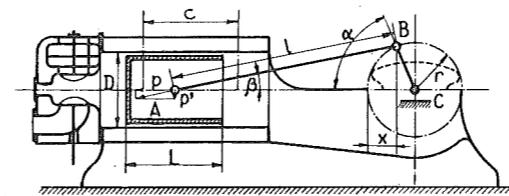


Fig. 9.

Seule l'évaluation de la pression moyenne sur les cercles de piston donne lieu à quelques difficultés, étant donné la répartition assez mal définie de la pression derrière les cercles.

Nous avons admis que la répartition se faisait sur 3 cercles alors qu'il y avait en présence 6 cercles ; naturellement la pression des cercles due à leur propre élasticité a été comptée pour chacun des six ; elle avait été évaluée expérimentalement avec soin.

* * *

Revenons à présent aux courbes des figures 6, 7 et 8.

La formule (1) fait prévoir que f et partant le couple C_f varie avec μ ; mais μ représente la viscosité dans la couche d'huile séparant les organes en mouvement.

Or, il est évident que la valeur de μ n'est constante que pour une température particulière de l'eau de circulation qui conduit à l'évacuation totale des calories produites par le frottement à travers la surface intérieure du piston en contact avec l'air ambiant. Il se fait que pour l'huile C cette température est de 65° bien exactement. Pour l'huile R, elle est comprise entre 65° et 95°, tandis que pour l'huile A, elle serait également de 65°.

En traçant les tangentes à l'origine aux courbes expérimentales comme nous l'avons proposé, il sera possible de déterminer la valeur C_f qui serait réalisée à 200 tr/min par exemple dans l'hypothèse où μ serait resté constant.

La courbe inférieure donnant le couple propre aux organes du mouvement alternatif, il suffira de mesurer les ordonnées à partir de cette courbe. Nous obtiendrons ainsi pour n'importe quelle vitesse, la valeur C_0 du couple qui serait observé si la viscosité μ était restée égale à μ_0 .

En remplaçant dans la formule (5) f_1 et f_2 par leurs valeurs tirées de (4) nous ferons apparaître pour chacun d'eux, deux termes, l'un dépendant de V , l'autre indépendant de V .

Le terme indépendant de V ne dépend que de μ . Si l'on mesure au diagramme la valeur de la différence entre C_0 pour 200 tr/min ($V = 2,86$ m/sec) et la valeur de C_f à l'origine, que nous désignerons par C_A pour $V = 0$ à la même température, c'est-à-dire pour la même viscosité $\mu = \mu_0$, la différence $C_0 - C_A$ donnera μ_0 car

$$C_0 - C_A = K \frac{V\mu_0}{m} \quad (10)$$

K étant déterminé en fonction des dimensions du moteur et des pressions moyennes.

Dans notre exemple,

$$C_0 - C_A = 3900 \frac{\mu_0}{m} \quad (11)$$

n étant pris d'après les expériences de M. Bodart égal à 5,2.

En portant en abscisses les logarithmes de $10^2 \mu_0$ et en ordonnées, les logarithmes de m , résultant des chiffres relevés pour $C_0 - C_A$, nous avons trouvé les courbes de la figure 10, qui peuvent se traduire par la formule

$$m = a_1 \sqrt{\mu} \quad (12)$$

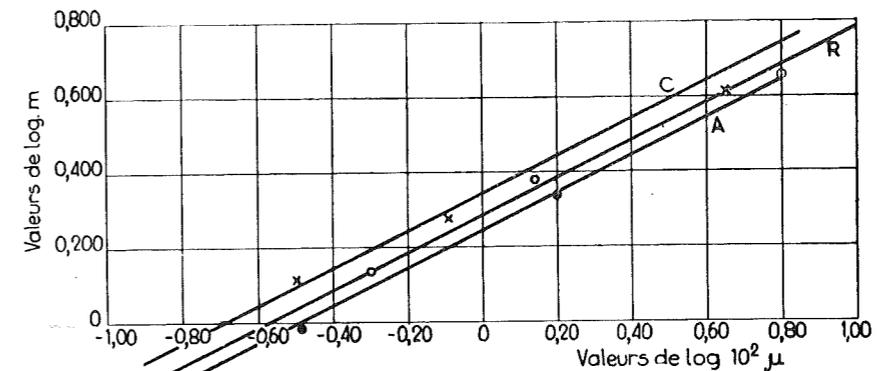


Fig. 10.

avec

$$a_1 = 17,38 \text{ pour l'huile A}$$

$$a_1 = 21,88 \text{ pour l'huile C}$$

$$a_1 = 18,93 \text{ pour l'huile R}$$

alors que a_1 pour l'huile utilisée par M. Bodart, dont le coefficient de viscosité était de 0,006, avait pour valeur

$$a_1 = 21.$$

Si nous transportons cette valeur de m dans la relation (3), on voit que

$$a = \frac{a_1 \sqrt{\mu}}{p + 10^4 n} \quad (13)$$

p étant exprimé en kg/m^2 .

Ceci veut dire que l'épaisseur de la couche d'huile dépend de $\sqrt{\mu}$ et de la nature de l'huile, puisque a_1 varie avec celle-ci.

Lorsque les pressions sont relativement très grandes, la formule (13) montre que

$$ap = a_1 \sqrt{\mu} \quad (14)$$

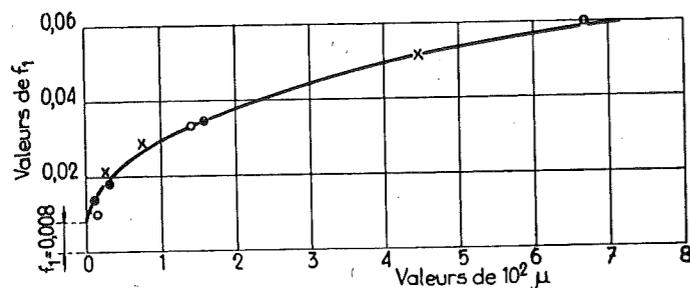


Fig. 11.

c'est-à-dire que pour une même valeur de la viscosité, a est inversement proportionnel à p , mais reste dépendant de la nature de l'huile.

n a pu être pris égal à 5,2 pour coordonner aussi bien les expériences de M. Bodart que les expériences de Planiol.

Mais nous verrons à la fin de cet exposé que n dépend de l'état des surfaces et que pour une surface de butée bien rodée, il faut pour coordonner les valeurs observées, prendre encore $a_1 = 20$ (valeur moyenne), mais adopter

$$m = 13$$

Nous pouvons déterminer à présent $A(\mu)$ avec le relevé aux diagrammes des valeurs de C_f qui correspondent à $V = 0$.

En traçant le diagramme passant par les points observés (fig. 11) nous pouvons admettre

$$A(\mu) = f_1 + 0,2 \sqrt{\mu} \quad (15)$$

avec $f_1 = 0,008$.

Cette valeur de f_1 varie certainement avec l'état de rodage des surfaces en présence et

le chiffre de 0,008 doit être considéré comme valant pour des surfaces bien rodées.

Nous venons d'avoir l'occasion de montrer que les huiles employées conduisent à des valeurs de a (épaisseur de la couche de lubrifiant) différentes suivant leur nature, tous les autres facteurs gardant évidemment la même valeur.

Nous pouvons mettre en évidence une autre influence propre à des huiles travaillant avec la même viscosité mais de nature différente.

Utilisant les courbes des figures 6, 7 et 8, nous pouvons établir les valeurs de

$$R = \frac{C_r - C_A}{C_0 - C_A} \quad (16)$$

pour la vitesse $V = 2,86$ m/sec, correspondant à $N = 200$ tr/min, C_r désignant le couple réel lu pour la viscosité réelle μ_r que nous ne connaissons pas.

Il est facile de montrer que le rapport R est égal à $\sqrt{\frac{\mu_r}{\mu_0}}$, ce qui va nous permettre de calculer μ_r

$$R = \sqrt{\frac{\mu_r}{\mu_0}} \quad (17)$$

En nous reportant aux courbes de viscosité, nous pouvons déduire de μ_r , la valeur de t_r puis

$$(t_r - t_0)$$

En régime, il y a évidemment égalité entre la quantité de chaleur Q produite par heure par le frottement et la quantité de chaleur dissipée par heure par l'eau de circulation et par l'air baignant intérieurement le piston.

Nous sommes donc en droit de dire que Q qui a pour valeur à la vitesse de 200 tr/min.

$$Q = 176 C_r \quad (18)$$

est égal à :

$$Q = KS (t_r - t_e) + K'S' (t_r - t_s) \quad (19)$$

t_e étant la température de l'eau de circulation, t_s désignant la température de l'air à l'intérieur du carter et du piston, les surfaces S et S' étant respectivement la surface du cylindre en contact avec l'eau de circulation et la surface du piston en contact avec l'air ambiant.

Pour cette dernière valeur, nous avons admis, faute de mieux, que

$$t_s = t_a + kt_r$$

t_a représentant la température ambiante que nous connaissons, k un coefficient qui pris égal à 0,2 a conduit aux valeurs les plus régulières pour KS .

Nous avons fait les calculs en donnant au rapport $\frac{K'S'}{KS}$ la valeur 0,1 qui correspond bien à ce que l'on connaît ; on trouve alors les valeurs suivantes :

$$\text{Huile A} \quad KS = 450$$

$$\text{Huile C} \quad KS = 520$$

$$\text{Huile R} \quad KS = 330$$

L'huile considérée comme normale dans le graissage du moteur était l'huile C.

Non seulement, cette huile C conduisait à une épaisseur plus forte de la couche d'huile, tous les autres facteurs étant constants, mais à présent, nous voyons que cette huile est capable d'évacuer plus de calories par heure, c'est-à-dire, qu'elle présente une meilleure conductibilité.

Nous n'oserions dire qu'il y a là un moyen pratique de caractériser une huile de graissage pour moteurs, encore que, en opérant toujours

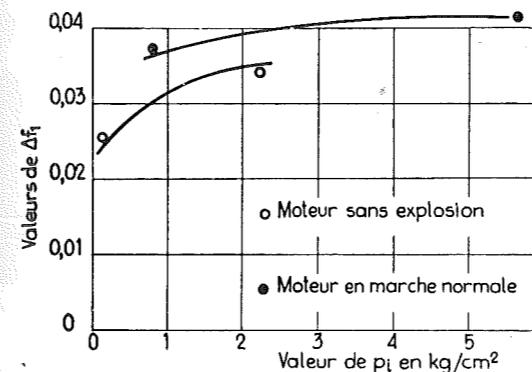


Fig. 12.

sur le même moteur approprié, permettant de fixer les températures t_r et t_s par des méthodes convenables, le tracé des courbes telles que celles des figures 6, 7 et 8 ne demanderait qu'un temps peu considérable.

Nous nous en voudrions de poursuivre cet exposé au-delà de cette introduction ; ceux qui s'y intéresseraient pourront trouver un complément important dans la brochure publiée en 1944 par la Société Belge pour l'Etude du Pétrole et de ses dérivés (16).

Qu'il nous suffise de dire que par la même voie déductive, nous avons pu montrer que la formule donnant $A(\mu)$ devait se compléter d'un terme Δf_1

$$A(\mu) = f_1 = 0,008 + 0,2 \sqrt{\mu} + \Delta f_1 \quad (20)$$

qui est fourni par le diagramme de la figure 12, lorsqu'il ne s'agit plus du moteur marchant à vide à cylindre ouvert, mais du cylindre fermé :

sans explosion avec compression seulement (courbe inférieure) ;

avec explosion en marche normale, en fonction de la pression p_i en kg/cm^2 relevée au diagramme indicateur.

Ceci montre, en effet l'aggravation de la résistance de frottement, provenant de la forte température dans le haut du cylindre.

Si l'on admet que la fraction de course intéressée par l'augmentation de la température n'est que le $\frac{1}{5}$ de la course totale, les valeurs

de Δf_1 devront être multipliées par 5 pour avoir une idée du coefficient de frottement régnant dans cette région, ce qui conduit à des valeurs allant jusqu'à 0,2.

Utilisant la formule (4) combinée avec la relation (13), ce qui peut s'écrire

$$f = f_1 + \frac{\sqrt{\mu} V}{a_1} \left[1 + 10^4 \frac{n}{p} \right] \quad (21)$$

$A(\mu)$ étant remplacé par f_1 , nous pouvons dire que, à un facteur constant près $\frac{\pi}{2S}$:

$$\frac{C_f}{r} = pf = p \left[f_1 + \frac{1}{a_1} \sqrt{\mu} V \right] + 10^4 \frac{n}{a_1} \sqrt{\mu} V$$

soit :

$$\frac{C_f}{r} = Ap + B \quad (22)$$

si V est constant (il s'agit ici de la vitesse moyenne du piston V_{moy})

et :

$$\frac{C_f}{r} = pf = pf_1 + \frac{1}{a_1} (p + 10^4 n) \sqrt{\mu} V$$

soit :

$$\frac{C_f}{r} = A' + B'V \quad (23)$$

si p est constant (il s'agit ici de la pression moyenne au cylindre).

Nous reproduisons, figures 13 et 14, les courbes du mémoire de Planiol obtenues par la voie expérimentale, donnant C_f en fonction de la pression moyenne pour un nombre de tours constant, puis en fonction de la vitesse moyenne du piston, la pression moyenne restant constante.

Les chiffres cités pour le rendement organique au début de mon exposé, peuvent être déduits des formules tirées de l'analyse que nous venons de présenter et cadrent parfaitement avec ce que l'on connaît par des mesures effectuées sur des groupes moteurs à attaque directe en relevant des diagrammes aux cylindres.

Je me permettrai de retenir encore un instant votre attention pour présenter un document tiré des essais effectués par M. Leloup sur des butées plates (21). Je ne dirai rien du dispositif expérimental, le palier essayé étant représenté par la figure 15.

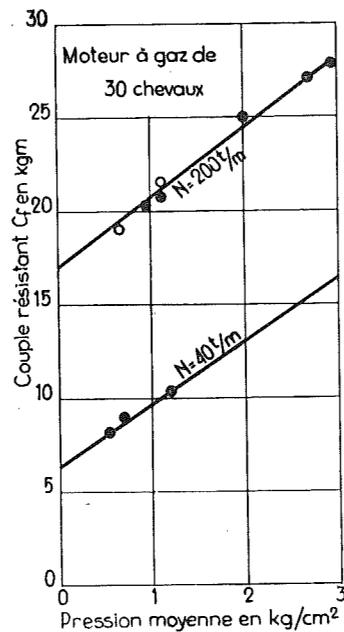


Fig. 13.

Il s'agit d'une surface rodée finement, travaillant en surface parallèle avec le coussinet en bronze; cette surface ne ressemble en rien par son étendue et son mode de déplacement, aux surfaces du dispositif de M. Bodart ni au cylindre-piston de M. Planiol.

La figure 16 donne les résultats observés pour 25, 50, 75 et 100 kg de charge.

Pour faire apparaître très clairement la conclusion, nous avons utilisé les résultats expérimentaux

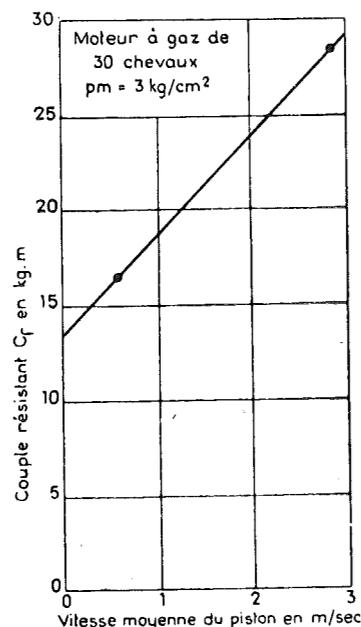


Fig. 14.

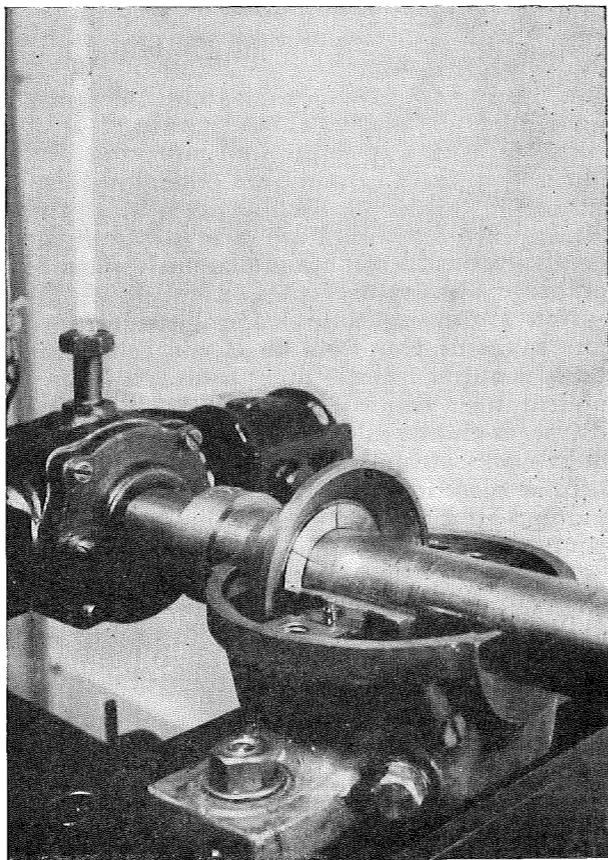


Fig. 15.

en portant en diagramme, non plus f mais :

$$pf = \frac{C}{S \times r}$$

S étant la surface totale en jeu, r le rayon moyen de la butée, C le couple mesuré sur lequel porte l'erreur relative qui est de plus en plus grande à mesure que ce couple diminue ($S \times r = 370 \times 10^{-7}$).

En faisant appel à la formule (21), on voit que

$$\frac{pf - pf_1}{p + 10^4 n} = \frac{1}{a_1} \sqrt{\mu} V.$$

Ceci veut dire que si on porte en ordonnée la valeur du premier membre, en abscisse $\sqrt{\mu} V$, la courbe reliant les points ainsi obtenus, devra être représentée par une droite passant par l'origine.

Si nous ne disposions que des résultats obtenus pour les pressions de 3,46 kg/cm² et 5,19 kg/cm², la conclusion serait très nette comme on peut le voir sur la figure 16 où nous avons tracé les droites I_a et I_b qui relient les points correspondant aux faibles vitesses: 0,705 m/sec. pour I_a ,

1,385 m/sec pour I_b . La courbe moyenne I conduit aux constantes suivantes :

$$a_1 = 20 \quad f_1 = 0,005 \quad n = 13$$

Toutefois lorsque la vitesse V au rayon moyen passe à 2,350 m/sec, les points s'écartent de la droite : la couche d'huile s'amincit sous l'action de la force centrifuge imprimant aux particules non plus un mouvement circulaire, mais un mouvement spiraliforme de plus en plus prononcé.

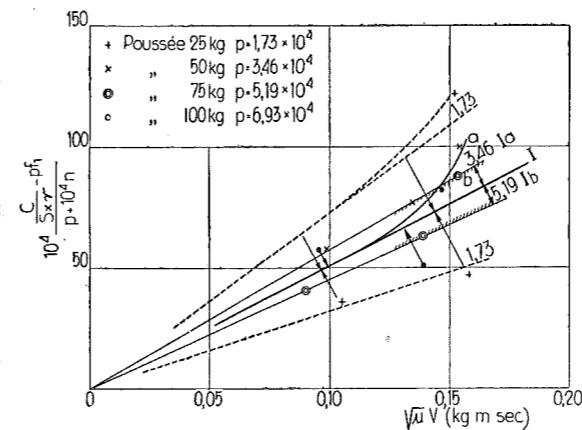


Fig. 16.

Pour les plus fortes pressions, pour $p = 6,93$ kg/cm², la dispersion des points apparaît relativement grande, en raison de la quantité de chaleur plus grande qui doit être dissipée et qui fait que dans la région des faibles vitesses, en l'absence de tout mouvement spiraliforme, la lubrification ne se renouvelle pas et amène un écart plus appréciable entre la valeur réelle de μ et la valeur supposée dans le calcul, qui est prise constamment égale à la viscosité du bain d'huile.

Pour les points correspondant à la plus faible pression ($p = 1,73$ kg/cm²) c'est-à-dire pour le cas de faibles couples mesurés, la dispersion est telle que nous aurions été tenté de les passer sous silence. Néanmoins si on tient compte des trois points, on est en droit de regarder la courbe I comme la courbe moyenne, les écarts ne représentant en fait que le double des écarts observés pour la plus forte pression (points noirs), c'est-à-

dire pour des couples en moyenne deux fois plus petits.

Dans les deux cas extrêmes, la dispersion est accentuée par l'instabilité de la couche d'huile, pour les faibles pressions en raison de ce que l'épaisseur dépasse 1,5 centième de mm, pour les fortes pressions en raison de ce que, si le mouvement spiraliforme ne s'amorce, l'huile de la couche ne se renouvelle pas. Nous n'en voulons pour preuve, que la régularité observée pour les points se groupant sur la partie courbe, points qui se rapportent aux trois pressions et qui sont tous établis dans la région des grandes vitesses pour lesquelles le mouvement spiraliforme existe.

On se rend compte par cette analyse, de la complexité du phénomène, en raison de l'influence de la force centrifuge qui dans le mouvement de translation simple, n'intervient pas; on comprend aussi pourquoi la loi linéaire observée dans les premières recherches, (expériences de M. Bodart et de M. Planiol) ne peut subsister ici que dans la région des faibles vitesses tangentielles pour lesquelles la force centrifuge est sans influence.

Sous le bénéfice de cette dernière remarque il me semble que l'on est en droit de dire que l'on connaît en dehors du terme f_1 qui dépend du rodage, la valeur du coefficient de frottement en régime semi-fluide aussi bien qu'en régime hydrodynamique.

Ce serait là un progrès certain et peut-être pourrait-on, en essayant d'approprier la méthode, obtenir un moyen de mieux connaître ce qui fait la supériorité de certaines huiles où la viscosité ne joue pas seule, contrairement à ce qui est observé en régime hydrodynamique.

Je vous remercie de votre très aimable attention et je me tiens à la disposition de ceux qui, un peu sceptiques, voudraient disposer de renseignements complémentaires pour se faire une opinion formelle.

Je répondrai bien volontiers en dehors des séances à des questions qu'ils croiraient devoir poser et dans la mesure de mes moyens je leur procurerai les documents sur lesquels je me suis appuyé pour présenter le raccourci d'aujourd'hui.

BIBLIOGRAPHIE

- Principales publications du Laboratoire d'Eléments de Machines de l'Université de Liège.
- Hanocq, Ch. — Etude expérimentale des paliers de transmission. *Revue Universelle des Mines*, Liège, 1^{er} avril et 1^{er} mai 1927.
 - Hanocq, Ch. — Les recherches expérimentales du Laboratoire de construction des Machines sur le frottement fluide, *R. U. M.*, 1^{er} août, 1^{er} et 15 septembre 1929.
 - Hanocq, Ch. — Etat actuel de nos connaissances sur le frottement fluide, *Congrès International de Mécanique générale*, vol I, 1930. Liège.
 - Bodart, E. — Contribution à l'étude du frottement dans la phase onctueuse et semi-fluide, *R. U. M.*, 1^{er} et 15 juin 1933.
 - Hanocq, Ch. — Experimental Study of Journal Bearings, *Proc. General Discussion on Lubrication and Lubricants*, Vol. 1. p. 122, The Institution of Mechanical Engineers, 1937, Londres.
 - Hanocq, Ch. — Experimental Study of Ball and Roller Bearings, *idem*. Vol. 2. p. 76.
 - Hanocq, Ch. — Etude théorique et expérimentale des paliers lisses et des paliers à billes, *R. U. M.*, mai 1938.

8. Hanocq, Ch. — Le graissage en régime hydrodynamique, *Annales de la Société belge pour l'Etude du Pétrole*, n^o 7, 1938.
9. Demars, C. — Coefficient de frottement dans un pivot, *R. U. M.*, octobre 1938.
10. Bodart, E. — Etude du coefficient de frottement dans la phase onctueuse, *R. U. M.*, novembre 1932.
11. Leloup, L. — Le régime onctueux dans les paliers lisses. *Standards*, Société Belge des Mécaniciens, n^o 5 et 6, 1941.
12. Hanocq, Ch. — Etude des pertes par frottement dans les machines alternatives. *Standards*, n^o 1, 1942.
13. Hanocq, Ch. — Note sur les rainures chanfreinées à l'entrée des coussinets et blochets de butée. *Standards* n^o 4, 1942.
14. Leloup, L. — Essais comparatifs du comportement de paliers équipés de coussinets en bronze ou en zamak, *R. U. M.*, septembre 1942.
15. Hanocq, Ch. — Méthode de calcul d'un palier de transmission, *Notes techniques*, S. B. M., n^o 6, 1943.
16. Hanocq, Ch. — *Nos connaissances actuelles en matière de graissage*. Editeur : Société Belge pour l'Etude du Pétrole, Gand 1944.
17. Hanocq, Ch. — Recherches sur la loi de dissipation de la chaleur dans les paliers refroidis par convection naturelle, *R. U. M.*, juillet 1947.
18. Leloup, L. — Etude d'un régime de lubrification : le frottement onctueux des paliers lisses, *R. U. M.*, octobre 1947.
19. Leloup, L. — Boundary Friction, *Petroleum*, octobre 1948, Londres.
20. Leloup, L. — Le frottement onctueux des paliers lisses, *Revue générale de Mécanique*, janvier et février 1949, Paris.
21. Leloup, L. — Relation d'une série d'essais sur des paliers de butée. *R. U. M.*, juillet 1949.
22. Leloup, L. — Le calcul d'un palier : méthode de détermination de la température de régime et du coefficient de frottement (*Standards* S. B. M. n^o 3 et 4, 1949 et S. B. M. 1103, juin 1950).
23. Hanocq, Ch. — Au sujet du frottement semi-fluide, *S. B. M.* 1103, juin 1950.
24. Leloup, L. — Le calcul d'un palier. Analyse critique des bases proposées, *Mémoires de la Société belge des Ingénieurs et des Industriels*, n^o 3 et 4, 1950.

QUALIFICATION DES LUBRIFIANTS PAR LEUR PERFORMANCE MÉTHODES ACTUELLES ET TENDANCES

par J. GROFF,

Conseiller scientifique « Lubrifiants » de l'Institut Français du Pétrole.

Résumé. — La qualification des lubrifiants se conçoit selon qu'il s'agit d'identifier ces produits en conformité avec des échantillons témoins, soit dans le but de juger de leur aptitude à répondre à des exigences définies. Sur le premier point les lubrifiants, bien que ne représentant qu'une faible part de la production pétrolière font cependant appel à près de la moitié des normes d'analyses et d'essais en vigueur. C'est sur le second plan que se place le conférencier en rappelant qu'en définitive les machines elles-mêmes sont les seuls arbitres sans appel. A cet effet l'évaluation des performances est considérée, soit en service courant, soit à échelle plus réduite et, de préférence, simultanément.

Après avoir fait un tour d'horizon limité à l'Europe occidentale et sans entrer dans le détail des modes opératoires, cet exposé met en évidence quelques tendances actuelles de cette qualification non sans insister sur la part qui revient aux opérateurs et aux observateurs dont la valeur professionnelle n'a pas moins d'importance que la conduite et l'élaboration des méthodes d'essais qu'ils appliquent.

Lorsque votre Président, M. le Professeur Leloup, m'a fait l'honneur de m'inviter à prononcer cette conférence j'ai tout d'abord mesuré le redoutable privilège de traiter devant cet auditoire de spécialistes un sujet d'une telle ampleur. Le choix que j'en ai fait m'a conduit naturellement à présenter une synthèse d'observations et d'opinions où chacun de vous reconnaîtra les siennes propres bien plus que ma contribution personnelle à vos travaux.

S'il est dans l'ordre des choses que l'homme ne commande à la nature qu'en obéissant à ses lois, les machines, dont il fait ses esclaves mécaniques, ne lui obéissent à leur tour que dans la mesure où les lubrifiants qu'elles exigent répondent à ce que nous attendons d'elles, quelle que soit la part qui revient à la lubrification dans les performances globales. Il en est évidemment de même pour tous les organes de machines dont la matière, les formes et le comportement retiennent à bon droit l'attention des constructeurs. On ne saurait en dire autant à propos des lubrifiants trop souvent rangés parmi les « ingrédients » divers au même titre

P. 232/1

REVUE UNIVERSELLE

DES

**MINES, DE LA METALLURGIE,
= DES TRAVAUX PUBLICS, =**

DES SCIENCES ET DES ARTS APPLIQUÉS A L'INDUSTRIE

97^{me} ANNÉE

Annuaire de l'Association des Ingénieurs sortis de l'École de Liège

A. I. Lg.

Revue paraissant le 15 de chaque mois

Publication effectuée sous la direction du Comité Scientifique de l'A. I. Lg.

1954

(9^e SÉRIE - TOME X) N°6

Rédaction et Administration : 12, Quai Paul Van Hoegaerden, LIÈGE



SOCIÉTÉ GÉOLOGIQUE
DE BELGIQUE

Secrétariat :
7, Place du 20 Août, 7
B - 4000 LIEGE