

## RECHERCHES SUR LA LOI DE DISSIPATION DE LA CHALEUR DANS LES PALIERS REFROIDIS PAR CONVECTION NATURELLE

par Ch. HANOCQ  
Professeur à l'Université de Liège

**Résumé.** — La présente étude a pour objet la détermination de la loi de dissipation de la chaleur produite par le frottement dans un palier, en fonction de la différence entre la température du bain d'huile et la température ambiante, dans les conditions habituelles de fonctionnement, c'est-à-dire par convection naturelle stricte.

Ce problème très complexe n'a pas reçu de solution satisfaisante jusqu'à présent et pourtant, il est à la base de la prédétermination de la température de régime d'un palier en fonction de la température ambiante et de la courbe de viscosité de l'huile employée.

On pourra juger du progrès réalisé dans cette voie, grâce aux recherches dont il va être rendu compte.

La connaissance d'une telle loi est aussi indispensable à la résolution des problèmes posés par le calcul d'un palier, que la connaissance du coefficient de frottement lui-même.

Or cette question paraît n'avoir fait l'objet d'aucune recherche systématique depuis l'époque où nous avons signalé qu'une erreur s'était installée à la base des travaux entrepris dans cette voie, erreur résultant de la confusion entre le coefficient de frottement vrai  $f$ , et le coefficient de frottement apparent  $f_c$ , résultant de la mesure du couple au coussinet.

En évaluant la chaleur produite par  $\text{cm}^2$  et par seconde, au moyen de la relation

$$Q = A p f_c V$$

on commet une erreur qui peut aller du simple au double et même au triple dans certaines régions d'utilisation du palier.

Nous montrerons à la fin de cet exposé, que c'est là qu'il faut voir la source des différences systématiques entre les résultats présentés il y a une quarantaine d'années par Lasche, et les nôtres publiés dans la R. U. M. de 1929.

Nous allons dans un premier chapitre rendre

compte des essais entrepris depuis 1941, avec l'appui du Fonds du Centenaire, en vue d'établir, sur une base plus large, les résultats acquis dès 1929.

### § 1. — Dispositif expérimental et méthode utilisée

Pour déterminer la loi de dissipation avec le minimum d'erreur, nous avons utilisé la chambre isothermique représentée schématiquement figure 1 en élévation, et figure 2 en photographie.

Grâce à un radiateur placé sous la dépendance d'un thermostat, il a été possible de maintenir dans cette chambre une température constante à  $\pm 1\frac{1}{2}$  degré près.

La température de régime pouvait être portée à une valeur comprise entre 25° et 50° pour fixer les idées.

Nous avons conduit la plupart des essais à une température ambiante  $t_a$  voisine de 28°.

Pour mettre sous charge le palier expérimenté, nous avons utilisé l'effort d'un dynamomètre agissant par l'intermédiaire d'un levier, sur un

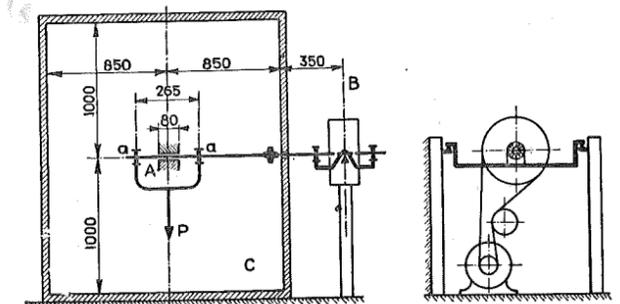


Fig. 1.

palonnier lié à deux paliers à billes, situés à égale distance du palier essayé (fig. 1).

Celui-ci était isolé dans la chambre, la commande de l'arbre, se faisant de l'extérieur, et cela afin d'éviter tout remous artificiel. En plaçant ainsi le palier dans les conditions les plus défavorables au



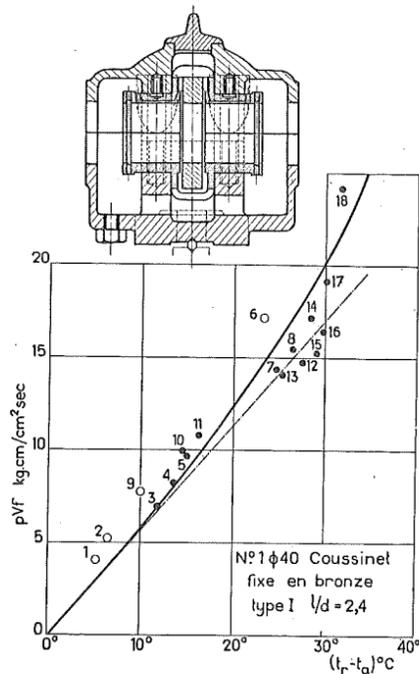


Fig. 5.

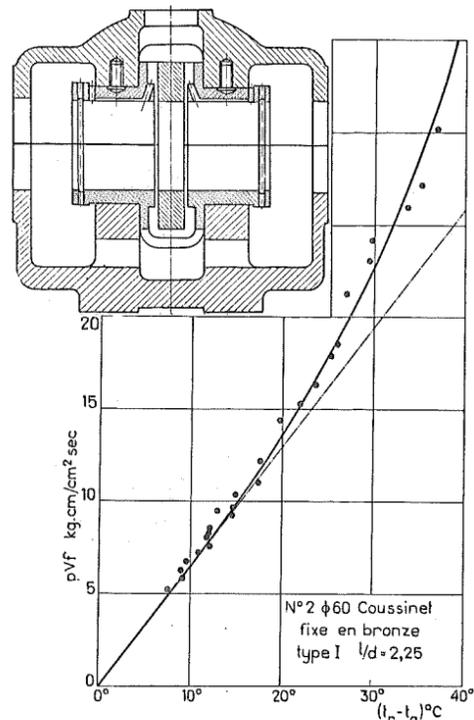


Fig. 6.

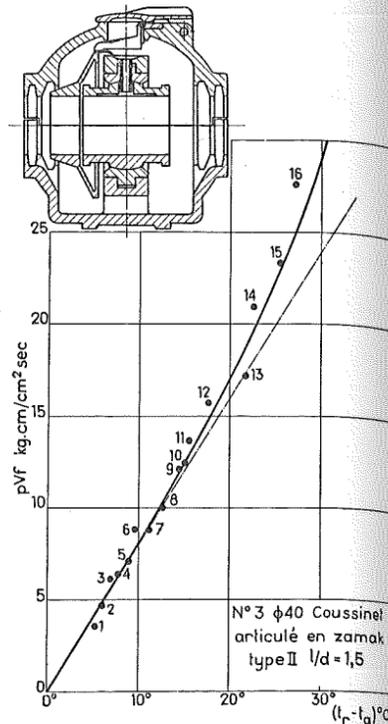


Fig. 7.

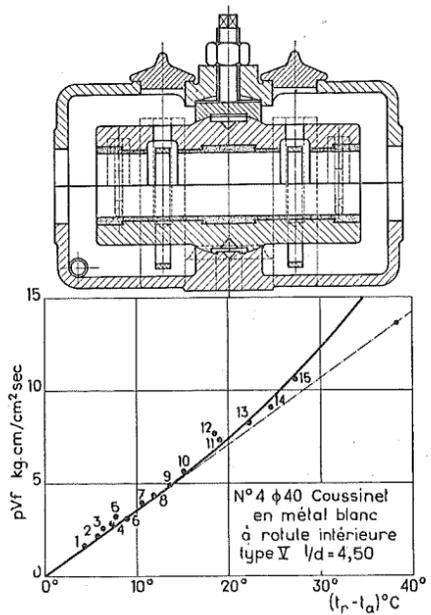


Fig. 8.

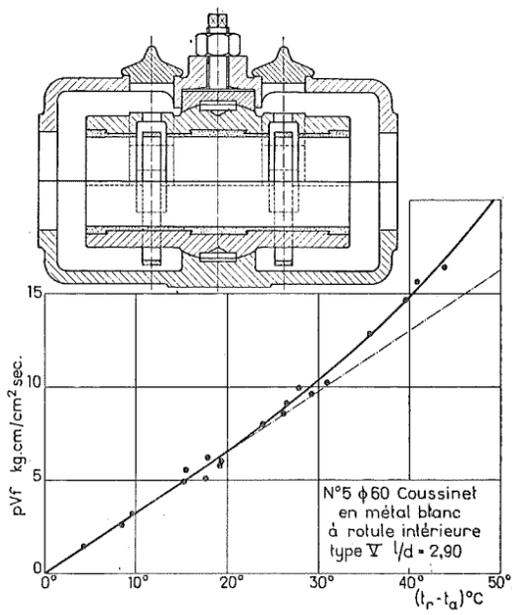


Fig. 9.

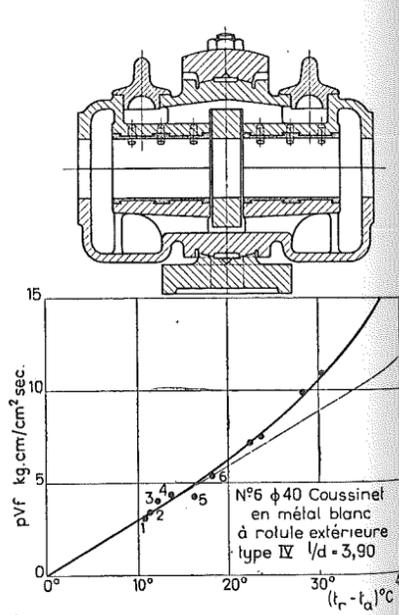


Fig. 10.

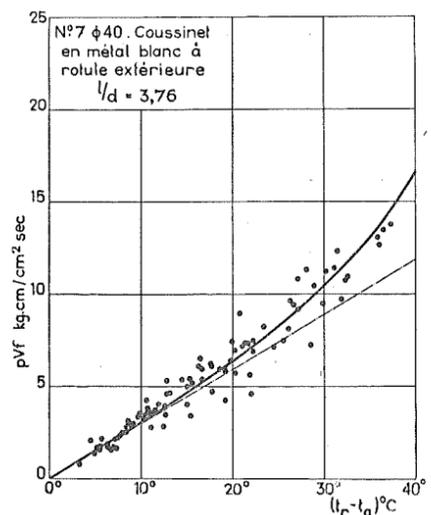


Fig. 11.

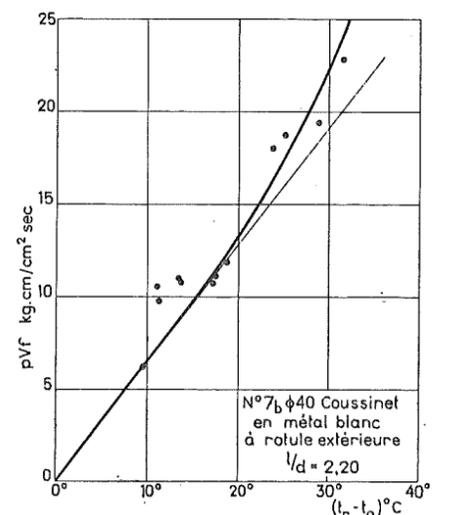


Fig. 12.

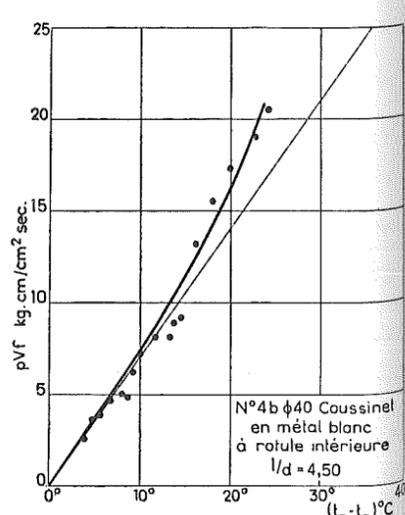


Fig. 13.

pour un besoin de clarté, nous avons été amené par la suite, à grouper les paliers essayés suivant les formes extérieures, le mode d'alimentation et le rapport  $l/d$ .

Nous avons groupé les paliers très trapus à coussinet en bronze, à bague de graissage centrale fixe sur l'arbre, l'un de 40, l'autre de 60 mm de diamètre, sous l'indication type I; nous avons rapproché de ce type le palier à rotule à faible portée, avec coussinet en zamak et bague fixe latérale que nous avons tracé nous-mêmes (type II).

Le palier à coussinet en bronze fixe avec bague latérale, présentant un rapport  $l/d$  minimum égal à l'unité, que nous avons dessiné et essayé plus tard, constitue le type III.

Dans le groupe IV nous avons placé deux paliers à rotule extérieure, à bague de graissage centrale fixe présentant un rapport  $l/d$  très élevé, les deux ne différant l'un de l'autre, que par le jeu relatif  $\frac{a}{r}$ .

Le groupe V est constitué par deux paliers à rotule intérieure à bagues flottantes, avec coussinet à grande portée garni de métal blanc, l'un de 40, l'autre de 60 mm de diamètre.

Enfin dans le groupe VI, nous avons fait figurer à côté des paliers 4 et 7, les paliers 4b et 7b transformés par réduction de moitié de la portée du coussinet.

Les coupes de ces différents paliers accompagnent les diagrammes résultant des essais, ceux se rapportant au type III ayant été réservés pour une présentation spéciale à l'occasion de l'analyse d'ensemble des essais au § 3.

Ces diagrammes sont présentés ci-après, sous les numéros de figure : 5 à 13.

Nous avons déduit des mesures sur ces diagrammes les coefficients  $k$  et  $k'$  qui permettent d'identifier les courbes expérimentales avec les courbes théoriques formées par l'équation (1) (colonnes 11 et 12 du tableau I).

On voit qu'il serait impossible de considérer  $k$  et  $k'$  comme constants, même par groupe.

Par contre si on cherche à exprimer la quantité de chaleur totale produite  $APfV$ , en multipliant les deux membres de la relation (1) par  $AS$ , et si ensuite, on fait apparaître les coefficients

de transmission par convection naturelle  $Ak_0$  de rayonnement  $Ak'_0$

on trouve

$$ApfSV = A [k_0 S'(t_r - t_a) + k'_0 S'(t_r - t_a)^4] \quad (2)$$

puis finalement

$$pfV = k_0 S'/S(t_r - t_a) + k'_0 S'/S(t_r - t_a)^4 \quad (3)$$

$k_0$  et  $k'_0$  ayant pour valeurs respectives en fonction de  $k$  et  $k'$

$$k_0 = \frac{k}{S'/S} \times 10^2 \quad (4)$$

$$k'_0 = \frac{k'}{S'/S} \times 10^2 \quad (5)$$

Les résultats étant cette fois donnés en  $\text{kgm}$  par  $\text{m}^2$  et par seconde.

Ces deux coefficients inscrits dans les colonnes (13) et (14) du tableau I conduisent en fin d'analyse, comme nous le verrons plus loin, à deux valeurs invariables quel que soit le type de palier envisagé.

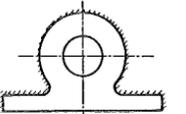


Fig. 14.

Soulignons que par surface  $S'$  nous entendons la surface extérieure complète, indiquée sur la figure 14 par un liséré de hachures en exceptant la surface d'appui de la semelle.

### § 3. — Analyse d'ensemble des résultats en ce qui concerne $k_0$

Si on rapproche les résultats obtenus pour le type I et le type V, on constate

1) que pour l'un comme pour l'autre, la valeur de  $k_0$  grandit avec le diamètre;

2) que les valeurs sont beaucoup plus faibles pour le même diamètre avec le type V qu'avec le type I, la coussinet du type V étant beaucoup plus long et plus isolé de l'enveloppe.

Si on rapproche les résultats obtenus avec le palier de 40, type IV et type V, on voit que la circulation de l'huile plus active créée par la bague fixe dans le type IV, jointe à une meilleure liaison entre le coussinet et le corps proprement dit du palier, conduit à une valeur de  $k_0$  plus élevée.

Cette dernière constatation s'explique par le fait qu'une partie de la chaleur dissipée par la paroi extérieure du palier a été amenée non par l'huile, mais par conduction à travers la zone de contact du coussinet avec la paroi de l'enveloppe, et que dans le cas du type V à rotule intérieure, cette surface de contact est réduite à presque rien.

Nous pourrions faire remarquer que le type II et plus encore le type III conduisent à des valeurs

de  $k_0$  très élevées; mais pour le moment nous ne pourrions donner une explication satisfaisante de ce fait;

nous reviendrons donc sur cette question au § 6 en utilisant les résultats des essais sur le type III représenté figure 15, très spécial, réalisant un rapport  $l/d = 1$ , à très forte liaison entre coussinet et corps de palier, que nous avons conçu en vue de porter à la limite la valeur apparente de  $k_0$  (3,60). Le diagramme de la figure 16 donne pour ce type III, les valeurs de  $pfV$ .

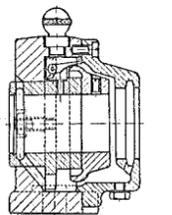


Fig. 15.

Fait décisif, si on rapproche les valeurs de  $k_0$  pour les paliers 4 et 4b, 7 et 7b, on peut acquérir la certitude qu'il n'y a qu'une différence pratiquement nulle, compte tenu des erreurs d'expérience quand on fait varier la surface portante du coussinet du double au simple.

Nous disons qu'il s'agit d'un fait décisif parce qu'il apporte la preuve que le phénomène est

commandé essentiellement par la surface extérieure, puisque la surface portante du coussinet a pu varier du simple au double, sans que la valeur de  $k_0$  change d'une façon sensible.

Avant d'aborder d'une façon plus approfondie la question de la variation de  $k_0$  avec les dimensions, nous voudrions examiner :

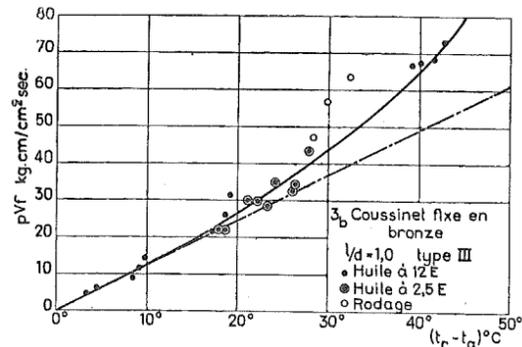


Fig. 16.

- A. L'influence de la structure interne du palier ;
- B. L'influence du métal ainsi que celle du mode de production de calories par le phénomène du frottement.

A. Pour la première influence, celle de la structure interne, on comprend que le mode de circulation de l'huile qui facilite les échanges d'une part, l'importance des contacts entre le coussinet et le corps du palier, qui permet d'autre part un passage plus ou moins aisé de la chaleur vers la surface extérieure, aient pour effet d'amener une différence entre la température  $t_r$  du bain d'huile et la température  $t_e$  de la paroi externe, quand on passe d'un type à l'autre. Or, comme nous rapportons tout à  $t_r$  en admettant implicitement que  $t_e$ , la température de la paroi externe, est très voisine de  $t_r$ , nous commettons une erreur d'autant plus grande que la différence entre les deux est plus grande. Si  $t_e$  est très différent de  $t_r$ , la valeur apparente de  $k_0$  doit être plus faible.

Nous montrerons plus loin comment nous avons pu tenir compte de cette chute ( $t_r - t_e$ ) avec une assez grande certitude.

B. En ce qui concerne l'influence du métal et du mode de production des calories dues au frottement, nous disposons des essais sur le palier n<sup>o</sup> 1 (fig. 5), muni successivement d'un coussinet en bronze puis d'un coussinet en zamak ; nous traiterons ces deux questions d'importance dans les paragraphes 4 et 5 qui vont suivre.

§ 4. — Influence du métal

Influence de l'articulation au coussinet

Examinons tout d'abord avant d'aborder ce sujet, la raison d'être de la grande dispersion des points observés. Pour cela traçons figure 18 le diagramme du coefficient de frottement tel qu'il résulte des essais effectués au cours de l'étude du

palier n<sup>o</sup> 1 muni du coussinet en bronze ; en trait plein la courbe des valeurs théoriques de  $f$  calculées au moyen de formules que nous rappellerons au § 7.

Sur le diagramme de la figure 17, nous avons reproduit les points 1, 2, 6, 9 de la figure 5 qui se groupent sur une courbe distincte B : ces points correspondent tous à des valeurs de  $f$  nettement en dehors du régime hydrodynamique comme le montre le diagramme de la figure 18 : les deux premiers parce qu'ils sont établis dans la période de rodage, les deux autres parce qu'ils ont été obtenus au début d'une période correspondant à un changement de pression important.

Si pour les autres points du diagramme de  $f$  (fig. 18) qui se groupent, avec une forte dispersion il est vrai, mais d'une façon caractéristique sur la courbe théorique, nous apportons une correction dans le calcul de  $pvf$  en introduisant la valeur théorique de  $f$ , nous constatons que toutes les valeurs ainsi obtenues donnent lieu à des points parfaitement groupés sur la courbe  $B_n$  que nous considérons comme donnant les vraies valeurs de  $pvf$ . Cette courbe ne s'écarte pas en fait, de celle que nous avons tracée figure 5, en partant des points non corrigés, mais elle met en évidence la raison d'être principale, de la grande dispersion.

A l'examen de ces résultats, une première constatation s'impose : la chaleur ne se dissipe pas de la même manière, suivant qu'elle provient du frottement en régime hydrodynamique strict, ou du frottement partiellement réalisé par contact comme cela se produit nécessairement en période de rodage, période au cours de laquelle un enlèvement de matière a lieu.

Pour confirmer cette manière de voir de façon irrécusable, nous disposons des résultats obtenus avec le même palier n<sup>o</sup> 1, le coussinet en bronze étant remplacé par un coussinet en zamak de mêmes dimensions.

Ces résultats ont été groupés sur la figure 19 ; sur la figure 20 nous avons indiqué les valeurs de  $f$  correspondantes.

Comme pour le coussinet en bronze, il est possible de tracer une courbe  $Z_n$  qui passe par les points 4, 5, 6, 7, ces points correspondant à des valeurs de  $f$  groupées sur la courbe théorique (fig. 20), et ne donnant lieu qu'à des corrections relativement peu importantes (le point 10 faisant exception).

Les points 1, 9, 14 qui sont nettement en dehors du régime hydrodynamique, se fixent sur une courbe  $Z'$  très au-dessus de  $Z_n$  ; quant aux points 2, 8, 12, 13 plus rapprochés de la courbe théorique, on voit qu'ils pourraient se relier par une courbe  $Z$  très rapprochée de  $Z_n$ .

Si nous comparons les résultats ainsi groupés, nous pouvons constater en les rapprochant dans l'ensemble de la figure 21, que la courbe  $Z_n$  a la même allure que  $B_n$  mais est constamment au-dessus de cette dernière, et qu'ainsi, est mise nettement en évidence, l'importance de la conductibilité du métal.

Si nous comparons les diagrammes des valeurs de  $f$  pour le bronze et le zamak, il apparaît que

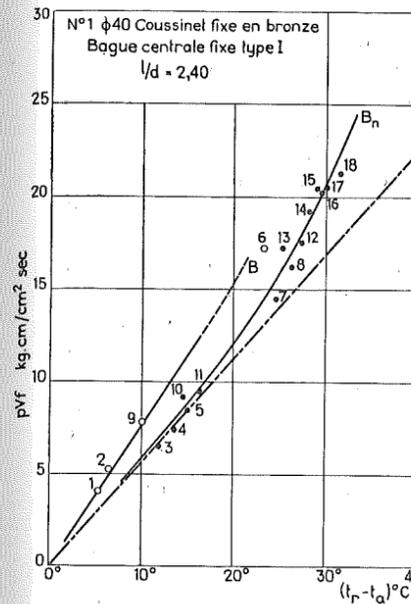


Fig. 17.

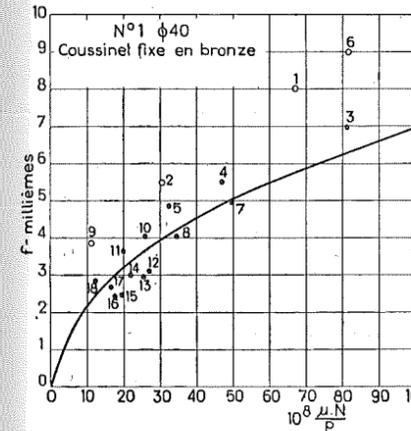


Fig. 18.

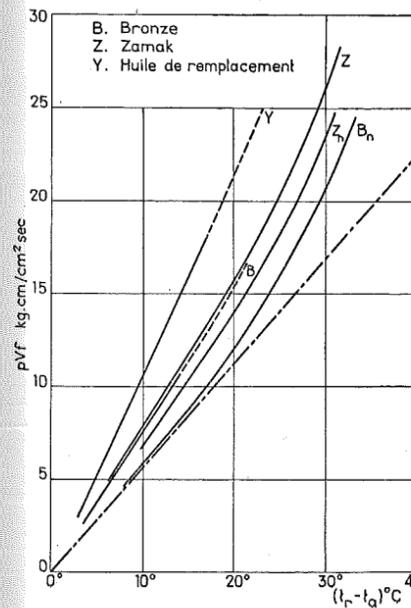


Fig. 21.

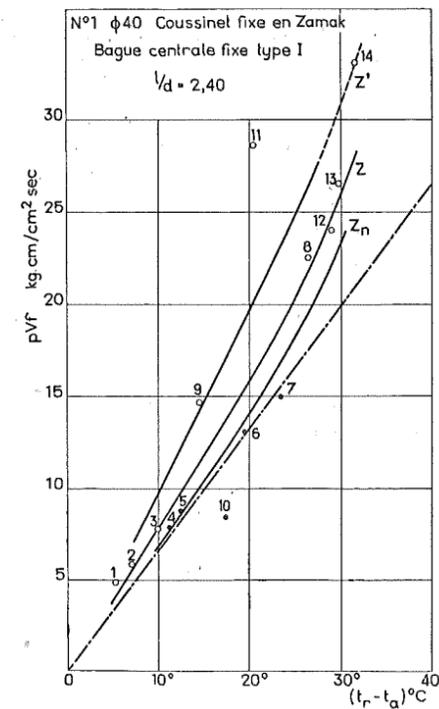


Fig. 19.

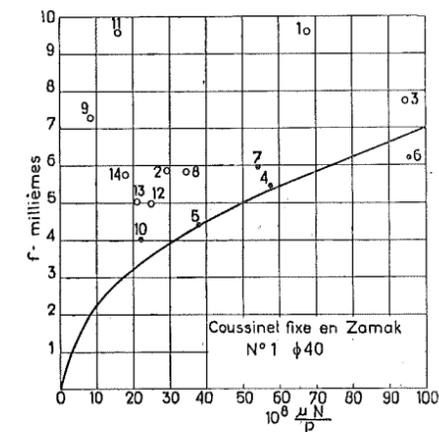


Fig. 20.

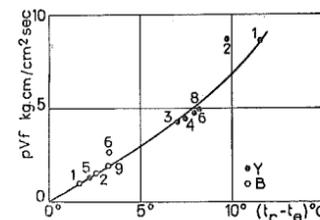


Fig. 25.

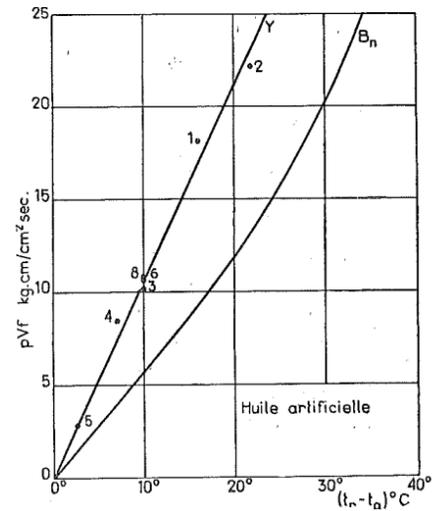


Fig. 24.

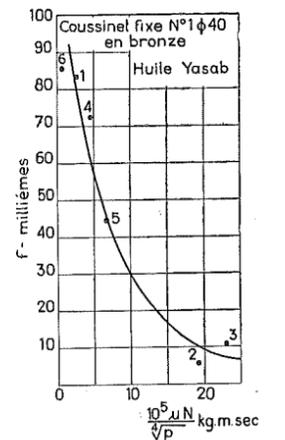


Fig. 23.

celles-ci sont plus irrégulières avec ce dernier métal. Cela est dû aux plus grandes difficultés de rodage avec le zamak, fait particulièrement observable quand le coussinet n'est pas articulé. Nous pouvons donner en passant une preuve de l'importance de l'articulation à ce point de vue, en présentant la courbe de  $f$  pour le palier type II, avec coussinet en zamak comme le palier précédent, mais dont le coussinet est articulé (fig. 22).

Tous les points qu'ils aient été obtenus dans la période de rodage ou après rodage, se trouvent pratiquement groupés sur une courbe unique qui se confond sensiblement avec la courbe théorique tracée en trait plein.

Si on se reporte au diagramme du palier type II (fig. 7) donnant les valeurs de  $pvf$ , on voit également que les points expérimentaux s'alignent cette fois sur une courbe unique, avec une dispersion des points relativement plus réduite que dans le diagramme figure 19 ; cela confirme l'explication que nous avons donnée ci-dessus, de l'influence non seulement du métal mais du mode de

production des calories soit par frottement dans la couche fluide (cas du régime hydrodynamique), soit par frottement direct des surfaces en présence (cas du rodage imparfait).

La conclusion que le mode de transmission de la chaleur qui va du coussinet à la paroi intérieure, a beaucoup d'importance, est rendue évidente par le fait que dans l'opération de mise en régime pour le palier n<sup>o</sup> 1, muni successivement d'un coussinet en bronze puis d'un coussinet en zamak, l'asymptote à la courbe donnant la croissance de la température en fonction du temps, s'est trouvée systématiquement déportée vers le bas de 1½ à 2½ degrés avec le coussinet en zamak, toutes les autres conditions restant les mêmes (fig. 3).

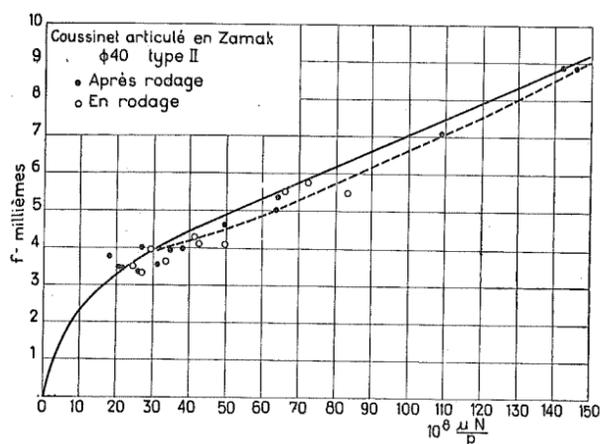


Fig. 22.

La meilleure conductibilité du zamak a donc eu pour effet d'amener *directement*, une plus grande quantité de chaleur à la paroi extérieure, sans passer par le circuit d'huile, et de faire que le bain d'huile s'est finalement trouvé à une température inférieure de 2° pour une même quantité de chaleur totale véhiculée, ce qui revient à dire pour une même température extérieure de la paroi.

Et l'on peut voir sur les diagrammes de la figure 21, que pour ramener la courbe  $Z_n$  en coïncidence avec la courbe  $B_n$  il suffirait d'admettre une différence de l'ordre de 2°, c'est-à-dire d'admettre que si pour le coussinet en bronze  $t_e$  peut être pris égal à  $t_r$  ( $t_e$  étant la température à la paroi extérieure), pour le coussinet en zamak il faudrait admettre que  $t_e$  soit supérieur à  $t_r$  de 2 degrés, ce qui revient à dire que pour le tracé du diagramme c'est  $(t_e - t_a) = (t_r - t_a) + 2°$  qu'il aurait fallu utiliser comme abscisse.

### § 5. — Influence du mode de production des calories

Avant de conclure à ce sujet, nous croyons devoir attirer l'attention sur les résultats d'essais effectués avec le palier n<sup>o</sup> 1 à coussinet en bronze, graissé avec une huile artificielle de très faible viscosité qui a maintenu le fonctionnement du palier

*tout à fait en dehors du régime hydrodynamique*, ainsi qu'en fait foi le diagramme de  $f$  de la figure 23. En portant les valeurs  $pfV$  en ordonnées (fig. 24), nous avons obtenu le diagramme rectiligne très au-dessus de la courbe  $B_n$  normale. Transportée dans le diagramme d'ensemble de la figure 21, on voit qu'elle apparaît comme une limite, celle qui correspond à des contacts étendus entre les surfaces frottantes, par suite de la diminution de l'épaisseur de la couche d'huile.

Si nos vues sont justes, il sera possible de ramener les points de la courbe B sur la courbe  $B_n$  (ceux de la courbe Z sur  $Z_n$ ) (fig. 21) moyennant l'acceptation d'une différence positive entre la température réelle de la paroi externe  $t_e$  et la température du bain d'huile  $t_r$ .

En portant en abscisses (fig. 25) les différences des abscisses des deux courbes B et  $B_n$ , et en ordonnées les différences d'ordonnées correspondantes qui traduisent l'énergie supplémentaire véhiculée  $pf_sV$  provenant de l'accroissement de  $f$ , en passant d'un régime de rodage incomplet à un régime hydrodynamique pur, nous obtiendrons les points 1, 2, 9, 6.

Si nous faisons la même opération pour la courbe  $y$ , nous trouverons les points marqués en noir, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 8, qui se retrouvent sur une courbe commune avec la précédente. Celle-ci fournit la différence entre  $t_e$  et  $t_r$ , en fonction de la quantité de chaleur produite par le frottement non hydrodynamique, celle qui passe *directement* à la paroi extérieure à travers le métal du coussinet et du corps de palier, sans passer par le bain d'huile.

### § 6. — Influence des dimensions

Nous avons souligné au § 3 que le coefficient de transmission par convection était influencé par les dimensions du palier. C'est ainsi que le rapport des valeurs obtenues respectivement pour les dimensions 40 et 60, apparaît comme étant de l'ordre de 1,25, qu'il s'agisse du type I ou du type V.

D'un autre côté les résultats que nous analyserons au § 8, trouvés sur des paliers de moteurs électriques

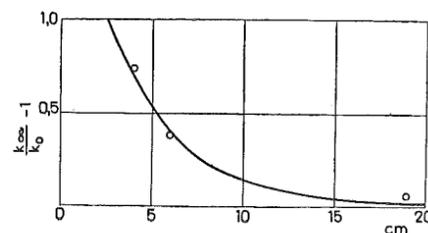


Fig. 26.

de 160 et 190 mm de diamètre, montrent que  $k_o$  atteint une valeur de l'ordre 3,00 au lieu de 1,90 pour 40 et 2,40 pour 60 mm.

Si nous admettons que la limite de  $k_o$  pour ce type de palier analogue au type I est de l'ordre de 3,30, nous pourrions calculer les rapports  $(k_o/k_o - 1)$  en fonction de la dimension  $d$  :

pour $d = 40$	$k_o/k_o - 1 = 0,74$
$d = 60$	» 0,38
$d = 190$	» 0,06

Si nous traçons (fig. 26) en fonction de  $d$  le diagramme des valeurs de  $(k_o/k_o - 1)$ , nous obtenons une courbe d'allure asymptotique à l'axe des abscisses, de telle sorte que le rapport  $k_o/k_o - 1$  peut se mettre sous la forme

$$k_o/k_o - 1 = \frac{a}{d^3 + a} \text{ ou } k_o/k_o = \frac{d^3 + 2a}{d^3 + a} \quad (6)$$

$d$  étant exprimé en cm,  $a$  étant égal à 150.

De là nous pouvons tirer la valeur de  $k_o$  en fonction de  $d$ .

$$k_o = k_\infty \frac{d^3 + a}{d^3 + 2a} \quad (7)$$

Lorsque le diamètre  $d$  tend vers zéro,  $k_o$  tend vers  $\frac{k_\infty}{2}$ . L'explication est la suivante : quand l'arbre

ne joue aucun rôle dans les échanges avec le milieu, la surface totale se ramène à la surface  $S'$  du corps du palier. Quand le diamètre  $d$  tend vers l'infini  $k_o$  tend vers  $k_\infty$ , c'est-à-dire vers une valeur double, ce qui signifie physiquement que la surface de l'arbre prend part aux échanges pour une valeur de même importance que  $S'$ .

En d'autres termes si nous désignons par  $S''$  la surface de l'arbre qui participe aux échanges et par  $y$  le rapport  $\frac{S''}{S'}$  :

$$k_o = \frac{k_\infty}{2} \frac{S' + S''}{S'} \quad (8)$$

D'où

$$k_o / \frac{1}{2} k_\infty = \frac{S' + S''}{S'} = 1 + \frac{S''}{S'} = (1 + y) = 2 \frac{d^3 + a}{d^3 + 2a} \quad (9)$$

Nous pouvons tirer de cette dernière relation,

$$y = \frac{k_o - \frac{1}{2} k_\infty}{\frac{1}{2} k_\infty} = \frac{S''}{S'} = 2 \frac{d^3 + a}{d^3 + 2a} - 1 = \frac{d^3}{d^3 + 2a} \quad (10)$$

La courbe ayant été tracée pour des paliers présentant un rapport  $l/d$  de l'ordre de 2,5, nous voyons que pour ce rapport 2,5, on trouve

$d = 40$	$y = 0,176$
$d = 60$	$y = 0,420$
$d = 190$	$y = 0,960$
$d = \infty$	$y = 1,000$

Ce résultat signifie que le rapport  $y$  tend assez rapidement vers l'unité quand le diamètre grandit, c'est-à-dire que la quantité dissipée par l'arbre tend rapidement à être égale à celle dissipée par la surface extérieure du palier lui-même. Et quand on y réfléchit, on comprend qu'il en soit ainsi, si tout au moins rien ne s'oppose à l'écoulement de la chaleur par l'arbre, d'ailleurs facilité par la vitesse

relative de l'air en contact avec la surface extérieure de l'arbre : toute la quantité de chaleur qui se développe dans la couche d'huile se répartit normalement en deux moitiés, l'une qui passe à la surface de l'arbre et l'autre qui passe à la surface du coussinet.

Pour comprendre que l'écoulement du côté de l'arbre peut être limité si le rapport  $l/d$  devient trop grand, il suffit de se représenter ce que peuvent devenir les lignes de courant dans le cas du rapport  $l/d = \frac{1}{2}$  (fig. 27) ; pour ce cas limite peut-on dire,

à chaque surface élémentaire prise à la périphérie de l'arbre peut correspondre une surface égale prise dans la section de sortie puisque

$$r d\alpha \times \frac{r}{2} = r d\alpha \frac{l}{2} \quad (11)$$

relation qui conduit à

$$n = \frac{l}{d} = \frac{1}{2} \quad (12)$$

Quand  $n$  devient plus grand que  $\frac{1}{2}$ , et dans la pratique il ne descend pas en dessous de 0,8, le flux doit subir une contraction dans la section de sortie. On peut même dire que cette contraction est plus importante que ne le laisse prévoir le raisonnement

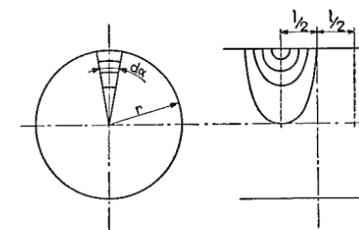


Fig. 27.

un peu simpliste que nous venons de faire ; il est possible de se rendre compte que l'écoulement doit intéresser davantage la périphérie de l'arbre : de là l'influence des dimensions sur la quantité de chaleur dissipée par l'arbre.

Nous manquons de données expérimentales pour pouvoir réellement établir avec certitude la loi qui commande cette variation : ce que nous pouvons affirmer c'est que tous les résultats tirés de nos expériences joints aux résultats fournis par les paliers de moteurs électriques que nous examinerons au paragraphe suivant, sont parfaitement coordonnés quand nous admettons que

$$y = \frac{S''}{S'} = \frac{1}{n^2} \left( \frac{d}{d_0} \right)^2 \quad (13)$$

Nous admettons ainsi que la loi asymptotique que nous avons tracée figure 25, et qui nous avait conduit à la conception décisive  $S'' = S'$  pour  $d = \infty$ , n'est pas exactement vraie, mais que pour chaque rapport  $l/d$  ou mieux chaque rapport  $L/d$ ,

L désignant la longueur du corps dans le sens axial, il existe un diamètre  $d$  pour lequel  $y$  est égal à 1, et au delà duquel  $y$  reste égal à 1.

Après un premier examen nous avons dû, en effet, admettre que, au point de vue des échanges de l'arbre avec l'air ambiant, c'était la longueur de l'enveloppe qui comptait et non la longueur du coussinet; nous avons dû, pour le surplus, tant la question est complexe, tenir compte pour les paliers des types II et III, de ce que la bague de graissage, qui est ici latérale, intervient au point de vue de la conduction de la chaleur, pour réduire l'influence de l'espace mort compris entre l'extrémité du coussinet et l'extrémité de l'enveloppe.

Nous avons indiqué dans le tableau I les valeurs de  $n_1 = L/d$  ainsi calculées, à côté des valeurs de  $n = l/d$ .

Pour retrouver par le calcul, avec une approximation suffisante, au moyen de la formule (13) transformée

$$y = \frac{1}{n_1^2} \left( \frac{d}{d_1} \right)^2 \quad (14)$$

les valeurs indiquées plus haut, il faut adopter  $d_1 = 2,7$ .

La valeur de  $k_o$  peut donc se mettre sous la forme générale

$$k_o = \frac{k_{\infty}}{2} \left[ 1 + \frac{1}{n_1^2} \left( \frac{d}{d_1} \right)^2 \right] \text{ avec } d_1 = 2,7$$

Comme nous avons trouvé pour le type III qui représente la forme la plus parfaite au point de vue de l'écoulement de la chaleur,  $k_o$  observé égal à 3,60 et que pour  $d = 4$  et le rapport  $n_1 = 1,5$  qui correspond à ce type,  $y$  est pratiquement égal à 1,

$$k_o = 3,60 = k_{\infty} \times 2$$

soit  $k_{\infty} = 1,80$ .

Explicitement la formule définitive qui donne la valeur de  $k_o$  est donc la suivante

$$k_o = 1,80 \left[ 1 + \frac{1}{n_1^2} \left( \frac{d}{d_1} \right)^2 \right] \text{ avec } d_1 = 2,7 \quad (15)$$

le terme entre crochets ne pouvant pas dépasser la valeur 2.

Nous ferons remarquer qu'à cette valeur de 1,80 exprimée en kg/m par m<sup>2</sup> et par sec, correspond le coefficient de transmission exprimé en calories par m<sup>2</sup> et par heure de

$$15^{2/10}$$

15 étant le nombre généralement cité dans la technique pour la valeur du coefficient de transmission par convection naturelle stricte.

En appliquant la relation ci-dessus aux paliers de 40 puis de 60, nous obtiendrons les valeurs de  $k_o$  que nous aurions dû observer si la température  $t_e$  de la paroi extérieure était égale à la température  $t_r$  du bain d'huile; nous les avons inscrites dans la

colonne 16 du tableau I. Pour le palier limite, le type III, nous pouvons admettre que  $t_e = t_r$ ; le rapport

$$K = \frac{t_e - t_a}{t_r - t_a} \quad (16)$$

qui donne la réduction du chiffre théorique pour passer au chiffre expérimental, est indiqué dans la colonne 17.

Nous voyons que nous pouvons classer les paliers de la manière suivante au sujet du coefficient K :

type III	K = 1,000	1,000 en chiffres ronds
type I	K = 0,915	0,900 en chiffres ronds
type II	K = 0,850	0,850 en chiffres ronds
type IV	K = 0,840	0,850 en chiffres ronds
type V	K = 0,810	0,800 en chiffres ronds

Nous trouverons une confirmation de ces chiffres en remarquant qu'en ce qui concerne le coefficient  $k'_o$  relatif au rayonnement, nous devons introduire un coefficient de correction K' égal à K<sup>4</sup>, puisque

$$k'_o (t_r - t_a)^4 = k'_v (t_e - t_a)^4 = k'_v \left( \frac{t_e - t_a}{t_r - t_a} \right)^4 (t_r - t_a)^4$$

soit

$$k'_o = k'_v K^4 \quad (17)$$

la valeur de  $k'_v$  devant devenir une constante.

Ce raisonnement suppose toutefois que nous ne tenons pas compte de ce que la surface de l'arbre entre en jeu également pour la dissipation de la chaleur par rayonnement; en vérité, en raison de l'influence de la vitesse sur le coefficient de transmission, la valeur réelle de S'' est beaucoup plus petite que la surface calculée dans l'hypothèse  $k_o$  constant pour la surface S' et pour la surface S'' comme nous l'avons admis. Nous commettrions une erreur plus grande en tenant compte du rapport  $y$  qu'en le négligeant. Bien entendu la valeur de  $k'_v$  coefficient de rayonnement ainsi trouvé sera un peu plus élevée que la valeur réelle.

Avec  $k'_v = 24,10 \cdot 10^{-6}$ , valeur observée pour le type III pour lequel  $k = 1$ , on retrouve comme le montre la colonne 20, les valeurs expérimentales d'une façon satisfaisante (le palier n<sup>o</sup> 5, type V, de 60 mm excepté pour lequel le rodage n'était pas suffisamment parfait et qui a fourni aux essais des points hors du régime hydrodynamique; les rapports entre valeurs expérimentales et valeurs calculées, indiquées colonne 21, accusent il est vrai, des écarts de 30% en plus ou en moins, mais il est facile de se rendre compte que l'erreur expérimentale pour ce terme complémentaire très petit, est à peu près de cet ordre.

Ce chiffre de 24,10 correspond, comme nous le montrerons dans les conclusions, à une valeur du coefficient de rayonnement de la loi de Stefan-Boltzman tout à fait normale, plus particulièrement encore si l'on tient compte de la remarque ci-dessus, au sujet de l'étendue réelle de la surface rayonnante (S' + S'').

Nous pouvons conclure de façon satisfaisante que la valeur de  $pfV$  peut être calculée dans les différents cas pratiques de la manière suivante :

1) pour un palier d'extrémité non ventilé :

$$pfV = \frac{S'}{S} \left\{ 1,80 \left[ 1 + \frac{1}{2} \frac{1}{n_1^2} \left( \frac{d}{d_1} \right)^2 \right] K (t_r - t_a) + 24,1 \times 10^{-6} K^4 (t_r - t_a)^4 \right\} \quad (18)$$

le facteur 1/2 du terme entre crochets, signifiant que l'arbre n'est actif que d'un seul côté;

2) pour un palier d'extrémité ventilé :

$$pfV = \frac{S'}{S} \left\{ 1,80 \left[ \left( 1 + \frac{1}{2} \sqrt{v} \right) + \frac{1}{2} \frac{1}{n_1^2} \left( \frac{d}{d_1} \right)^2 \right] K (t_r - t_a) + 24,1 \times 10^{-6} K^4 (t_r - t_a)^4 \right\} \quad (19)$$

le palier étant supposé ventilé d'un seul côté, le facteur complémentaire, tenant compte de la vitesse, étant pris égal à  $(1 + \sqrt{v})$  ( $v$  étant exprimé en m par sec.) de telle sorte que

$$k_o = 1,80 [1 + \sqrt{v}]^2 \quad (20)$$

3) pour un palier intermédiaire ventilé des deux côtés :

$$pfV = \frac{S'}{S} \left\{ 1,80 \left[ (1 + \sqrt{v}) + \frac{1}{n_1^2} \left( \frac{d}{d_1} \right)^2 \right] K (t_r - t_a) + 24,1 \times 10^{-6} K^4 (t_r - t_a)^4 \right\} \quad (21)$$

Dans ces relations  $d_1$  doit être pris égal à 2,7  $d$  étant exprimé dans cette formule en cm.

### § 7. — Application des formules au cas des paliers de moteurs électriques

Avant de passer aux conclusions, nous voudrions confronter les résultats fournis par les formules ci-dessus, avec les résultats observés sur des paliers de moteurs électriques.

Les Ateliers de Constructions électriques de Charleroi ont bien voulu nous communiquer à cette fin tous les renseignements nécessaires à une vérification, c'est-à-dire

- 1) la courbe de viscosité de l'huile employée;
- 2) la charge totale par palier;
- 3) le nombre de tours par minute;
- 4) le diamètre  $d$ ;
- 5) le rapport  $l/d$ ;
- 6) le jeu relatif  $\frac{a}{r}$ ;

(<sup>2</sup>) Lorsque le coefficient est exprimé en calories par m<sup>2</sup> et par heure

$$k_o = 15 + 15 \sqrt{v}$$

7) la surface extérieure  $S_1$  du palier telle que nous l'avons établie dans nos paliers d'essais.

Nous en avons déduit les valeurs de  $p$ ,  $V$ ,  $S'/S$ ,  $\mu$  et finalement  $f$  par l'une des deux formules (<sup>3</sup>)

$$f = 7,2 \sqrt{\frac{\mu N}{P}} \quad (22) \text{ lorsque } X = \left( \frac{\mu N}{P} \right) \left( \frac{r}{a} \right)^2 \leq 0,03$$

$$f = 7,2 \frac{a}{r} + 16,3 \frac{r}{a} \left( \frac{\mu N}{P} \right) \quad (23)$$

$$\text{lorsque } X = \left( \frac{\mu N}{P} \right) \left( \frac{r}{a} \right)^2 \geq 0,03$$

ces deux relations étant celles qui ont fourni les limites théoriques tracées sur les diagrammes des figures 18, 20 et 22.

Comme les jeux ne sont fixés qu'avec une certaine tolérance, nous avons dû calculer  $f$  pour les valeurs limites de  $\frac{a}{r}$  résultant des tolérances

admises par la fabrication. Pour le calcul de  $\mu$ , nous avons utilisé la relation

$$\mu = a/v^n$$

avec les coefficients  $a = 3$  et  $n = 1,83$  qui conduisent à la courbe de viscosité en fonction de  $t$ , dans la région utilisée de cette courbe.

Le tableau II donne les caractéristiques des 9 paliers sur lesquels ont porté les observations. Le diagramme qui accompagne ce tableau indique

- 1) en trait fin, la température ambiante  $t_a$ ;
- 2) en trait fort, la température  $t_r$  de régime observée;
- 3) en trait pointillé, les températures limites calculées en utilisant les formules (18), (19) et (21)  $v$  étant pris égal à

- 1) la valeur 0 pour le palier non ventilé;
- 2) la valeur 0,4 m/sec pour le palier d'extrémité peu ventilé;

- 3) la valeur 0,5 m/sec pour le palier intermédiaire soumis à la ventilation des moteurs situés de part et d'autre du palier ausculté.

On peut se rendre compte des coïncidences remarquables qui s'établissent ainsi entre les valeurs observées et les valeurs limites résultant du calcul, et cela pour tous les paliers auscultés.

### § 8. — Conclusions

Utilisant les conclusions de Lasche, Falz, qui fait autorité en la matière, avait proposé pour représenter la quantité de chaleur dissipée par m<sup>2</sup> et par heure, une loi de la forme

$$Q = a (t_r - t_a)^{1,3} \quad (22)$$

la valeur de  $a$  pouvant être prise égale à 2,83,

(<sup>3</sup>) « Le graissage en régime hydrodynamique ». Publication de la S. B. M. Revue Standards, 1941.

Tableau II

	Palier d'extrémité non ventilé	Palier d'extrémité ventilé						Palier de milieu ventilé	
		N <sup>o</sup> 1	N <sup>o</sup> 2	N <sup>o</sup> 3	N <sup>o</sup> 4	N <sup>o</sup> 5	N <sup>o</sup> 6	N <sup>o</sup> 7	N <sup>o</sup> 8
d mm	190	190	190	160	160	190	250	190	
√d	1,7	2,0	2,0	1,7	1,6	1,7	1,9	1,7	
γ <sub>a</sub>	530 à 800	530 à 800	530 à 800	570 à 800	570 à 800	530 à 800	530 à 800	530 à 800	
N t/min.	500	750	750	500	750	750	750	750	
P kg	850	5040	5640	2300	1275	1760	10120	3750	
p kg/cm <sup>2</sup>	1,48	7,29	8,16	3,98	3,21	3,05	8,61	6,49	
S dm <sup>2</sup>	5,80	6,92	6,92	5,80	4,00	5,80	11,75	5,80	
S' dm <sup>2</sup>	140	325	325	140	104,3	127,5	470	136,3	
S'/S	24	47	47	24	26	22	40	24	

Le trait fin indique la température ambiante  $t_a$ ; le trait fort, la température de régime  $t_r$  observée; les traits pointillés indiquent les deux valeurs limites calculées.

pour un palier sans ventilation et sans circulation active de l'huile de graissage.

S'il est vrai que le phénomène de convection est activé par l'appel d'air provoqué dans le milieu ambiant, par les échanges avec celui-ci, il n'en est pas moins certain, quand il s'agit d'un corps aussi trapu dans le sens vertical, que l'influence de ce facteur est négligeable, et qu'ainsi la valeur de la chaleur dissipée doit rester proportionnelle à la différence de température ( $t_r - t_a$ ).

Les résultats des essais que nous venons de présenter dans cet exposé, ne laissent aucun doute à ce sujet: le coefficient angulaire de la courbe donnant  $pfV$  en fonction de ( $t_r - t_a$ ), à l'origine des axes, est constant.

En nous tenant au premier terme de la formule proposée, transformée pour donner la quantité de chaleur, en calories par m<sup>2</sup> et par heure, nous

tant des valeurs de  $f_c$  au lieu de  $f$ .

A la courbe de  $pfV$  tracée figure 4, comme conséquence de nos essais de 1928-1929, nous avons ajouté la courbe III pointillée à laquelle nous aurions été conduits si nous avions commis la même erreur; or cette courbe III pointillée est précisément celle qui avait été proposée par Lasche dans ses dernières conclusions et l'on peut voir que ses ordonnées sont précisément 4 fois plus faibles approximativement que celles fournies par la courbe en trait fort.

Nous pensons que ce rapprochement des deux courbes suffit à montrer l'importance de l'erreur commise antérieurement dans ce domaine, et

(4) Le chiffre 2 tient compte de ce que pour évaluer la quantité de chaleur dissipée, il faut d'après notre exposé, multiplier la surface extérieure  $S'$  par 2.

pouvons voir que  $Q$  est égal à

$$Q = 15,2(t_r - t_a) \times 2 \quad (4) \quad (23)$$

Pour une différence de 30°, on voit que les deux formules conduisent à des résultats très différents: 226 avec la première contre 910 avec la seconde, soit 4 fois plus. Falz, il est vrai, a soin de faire remarquer que les valeurs fournies par la formule (22) ne conviennent que pour un palier en air calme, et qu'il faut les multiplier par 3 ou 4 lorsque les paliers sont ventilés; par 8 ou 10 quand il s'agit de paliers de moteurs électriques.

On peut se rendre compte, après les coïncidences que nous avons signalées dans le paragraphe précédent concernant les paliers de moteurs électriques, jusqu'à quel point cette manière de présenter les choses ne correspond à aucune réalité physique.

Comment la formule de base utilisée par Falz peut-elle être présentée avec un facteur constant  $a = 2,83$ , aussi faible? C'est que, comme nous l'avons fait ressortir dans l'étude de 1929, les valeurs de  $ApfV$  ont été établies expérimentalement par Lasche en par-

à en établir la source. Non seulement les concordances entre valeurs calculées et observées en utilisant les formules proposées ici, sont plus que satisfaisantes quels que soient le type, les dimensions, le degré de ventilation, mais la valeur du coefficient de transmission  $k_o$  pour le cas limite de la convection strictement naturelle, 15 calories par m<sup>2</sup> et par heure, correspond à la valeur généralement citée et admise.

En ce qui concerne le coefficient  $k'_o$  qui tient compte du rayonnement, nous devons dire tout d'abord pourquoi nous avons proposé la 4<sup>e</sup> puissance de la différence ( $t_r - t_a$ ) et non la différence des 4<sup>es</sup> puissances des températures absolues comme le voudrait la loi de Stefan-Boltzman.

Tout d'abord la surface qui rayonne n'est pas constante, en ce sens qu'à mesure que la température générale  $t_r$  s'élève, celle de l'arbre et des parties en contact avec la patte d'attache croît, si bien que l'effet du rayonnement de ces parties, qui croît comme ( $T_r$ )<sup>4</sup>, cesse d'être négligeable: c'est ce qui explique que la quantité de chaleur rayonnée croît plus rapidement que ne l'impliquerait la différence des 4<sup>es</sup> puissances des températures absolues (tant qu'il ne s'agit pas de température  $t_r$  dépassant 60° pour fixer les idées). Inutile d'ajouter que le calcul est grandement facilité par l'adoption d'un second terme proportionnel à ( $t_r - t_a$ )<sup>4</sup>.

Pour nous faire une idée de la valeur du coefficient de la formule de Stefan-Boltzman qui correspond au coefficient  $k'_o = 24,1$  trouvé comme conséquence de notre analyse, il suffit d'écrire, pour une région dans laquelle les erreurs relatives sont faibles et pour une température inférieure à 60°, pour  $t_r = 58°$  et ( $t_r - t_a$ ) = 30° par exemple, l'égalité suivante:

$$Q_r = 3600 Ak'_o 10^{-6} (T_r - T_a)^4 = 10^8 K \left[ \left( \frac{T_r}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_a}{100} \right)^4 \right] \quad (24)$$

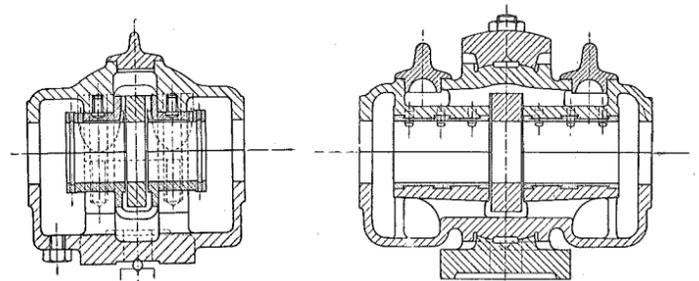
Le calcul donne  $10^8 K = 10^8 \times 4,40$  c'est-à-dire une valeur un peu supérieure à celles que l'on considère comme normales pour une surface brute de fonte, le chiffre de  $10^8 \times 4,95$  étant la limite atteinte pour le corps noir.

Cette correspondance des valeurs établies par nos essais avec les constantes physiques fondamentales, nous permet de dire que la question est cette fois résolue de façon satisfaisante.

Il serait vain de vouloir reprendre cette étude pour apporter dans la recherche plus de précision, étant donné le caractère complexe et enchevêtré des phénomènes qui se présentent dans le mode de dissipation des calories. Peut-être serait-on tenté de simplifier ceux-ci, en isolant l'arbre et le palier par exemple, mais alors les chiffres trouvés n'auraient plus aucune valeur pour les paliers placés dans les conditions d'utilisation réelle.

La détermination directe de la température moyenne de la paroi externe, même si elle pouvait être entreprise sans trop de complications, n'aurait, elle non plus, aucune portée pratique, car dans l'industrie il faudra bien s'en tenir à mesurer la température du bain d'huile et à regarder cette température comme représentant avec une approximation suffisante, la température de la paroi externe.

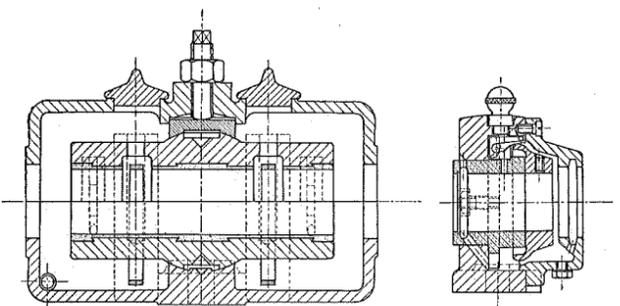
Pas de meilleur exemple que celui-ci pour montrer combien on ne peut confondre les méthodes de la science appliquée avec les méthodes de la science



$t_r = 56°$   
Fig. 28.

$t_r = 56,5$   
Fig. 29.

pure. Voici un problème fondamental qui constitue une base essentielle pour la détermination des dimensions des organes en mouvement: il n'a pas reçu jusqu'à présent une solution même approchée et pourtant grâce à des raisonnements grossiers servant à établir des moyens de comparaison plus ou moins valables dans un domaine pas trop étendu, le technicien se tire d'affaire. Il se tire



$t_r = 52°$   
Fig. 30.

$t_r = 48°$   
Fig. 31.

d'affaire pour autant qu'il n'extrapole pas trop les données qu'il tient de la pratique; mais s'il veut généraliser, donner une signification physique à la notion  $pV$  par exemple, il est conduit à énoncer des règles de construction qui l'égareront, comme nous allons en donner la preuve pour terminer cette étude.

Nous avons groupé à cette fin, les coupes en élévation à l'échelle 1/5, de quatre paliers, dont les trois premiers (fig. 28, 29, 30 et 31) sont utilisés dans l'industrie et regardés comme des paliers

perfectionnés. Tous ces paliers de même diamètre 40 mm, ont été essayés à la vitesse de 1000 tours par minute, sous 500 kg de charge avec la même huile et la même température extérieure 28°.

Les températures de régime ont été respectivement de 56°, 56° $\frac{1}{2}$ , 52°.

Pour le 4<sup>e</sup> (fig. 31), le plus petit et le plus ramassé, que nous avons dessiné nous-même pour nous placer dans des conditions limites au point de vue des échanges, la température de régime est tombée à 48°, ce qui signifie non seulement plus de sécurité, mais une puissance absorbée plus de deux fois inférieure.

Non seulement il n'y a pas intérêt au point de vue du refroidissement à augmenter le rapport  $l/d$  ainsi que le montrent les considérations émises au § 6, mais tout conduit à la conception du coussinet court et articulé. La notion extrapolée du produit  $pV$  est responsable de cette anomalie

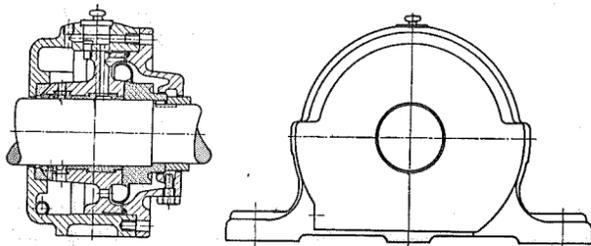


Fig. 32.

que constitue la pratique des paliers tracés comme ci-dessus : l'idée que plus la vitesse  $V$  est grande plus la pression doit être petite, conduit à une règle absurde. Quand on connaît la théorie du graissage et la loi de dissipation de l'énergie calorifique, on ne peut commettre cette erreur.

C'est donc par la voie d'une étude rationnelle que nous avons été conduit finalement à établir une forme de palier que nous considérons comme représentant un grand progrès, celle qui est indiquée en élévation et en profil figure 32. Avec son coussinet court, articulé et abondamment graissé par un disque extérieur jouant le rôle d'une véritable pompe, ce palier réalise des températures de régime, toutes choses égales, du même ordre que les températures notées dans les roulements à billes. Alimenté en un point situé à l'intérieur de la collerette en forme de tore, le disque graisseur débite à la géné-

ratrice supérieure de l'anneau solidaire du coussinet, une quantité d'huile importante. Sous cette forme et par le jeu de la force centrifuge qu'elle met en charge, la cuvette côté bague de butée, se vide jusqu'à un niveau suffisamment bas pour que la pression au niveau du trou d'alimentation inférieur soit au plus, la pression atmosphérique; tout barbotage d'huile est ainsi évité aux grandes vitesses.

L'ensemble a été étudié pour que le palier soit simple de forme et susceptible d'être équipé au dernier moment soit d'un coussinet lisse, soit d'un roulement à billes.

Aux essais, pour une vitesse de 1000 tours par minute, une charge de 500 kg, une température extérieure de 28°, la température de régime a atteint 51°, la valeur de  $K$  devant être prise dans ces conditions égale à 0,9.

Pour ceux qui auront acquis, après la lecture de cette note, la conviction qu'une telle question méritait d'être étudiée et de recevoir une solution générale satisfaisante, après tant de recherches et de tâtonnements infructueux, nous ne craignons pas de souligner la somme d'efforts accomplis pour en arriver là; un seul chiffre suffira pour en donner la mesure : chaque point figurant dans les diagrammes d'essai, a coûté une demi-journée de travail à deux hommes exercés à de telles recherches; et nous ne faisons pas intervenir dans cette évaluation, le travail minutieux de préparation des appareils, l'habileté dépensée pour assurer le montage parfait des paliers, etc.

Aussi ai-je un agréable devoir à remplir en terminant la rédaction de ce rapport, celui de rendre hommage à la valeur de mes deux collaborateurs qui ont apporté à la réalisation de ces essais, tout leur savoir, toute leur sagacité et leur habileté, et cela avec une constance, une persévérance peu communes : M. Leloup, ingénieur civil, chef de travaux du Cours de Construction des Machines; M. Damry, préparateur-technicien dans ce service.

J'adresserai également aux Membres du Comité du Fonds du Centenaire l'expression de ma gratitude pour l'appui financier qu'ils m'ont accordé en vue de compléter les ressources modestes du budget ordinaire affecté au Laboratoire d'Eléments de Machines.

Liège le 2 avril 1947.



P. 232/1

REVUE UNIVERSELLE

DES

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

DES SCIENCES ET DES ARTS APPLIQUÉS A L'INDUSTRIE

90<sup>me</sup> ANNÉE

**Annuaire de l'Association des Ingénieurs sortis de l'École de Liège**  
A. I. Lg.

*Revue paraissant le 15 de chaque mois*  
*Publié sous la direction du Comité Scientifique de l'A. I. Lg.*

**1947**

(9<sup>e</sup> SÉRIE - TOME III) N°7

**Rédaction et Administration : 31, Rue Saint-Gilles, LIEGE**

UNIVERSITÉ DE LIÈGE  
INSTITUT DE GÉOLOGIE

232/1  
BIBLIOTHÈQUE

