

SUR LE COUPLE DES ROULEMENTS A BILLES

N° D'ORDRE :

THÈSES

PRÉSENTÉES

A LA FACULTÉ DES SCIENCES
DE L'UNIVERSITÉ DE LILLE

POUR OBTENIR

LE TITRE D'INGÉNIEUR-DOCTEUR

PAR

MARCEL DELFOSSE

INGÉNIEUR DES ARTS-ET-MÉTIERS
INGÉNIEUR DE L'INSTITUT ÉLECTROMÉCANIQUE DE LILLE
LAURÉAT DE LA FACULTÉ DES SCIENCES DE LILLE



1^{re} THÈSE

SUR LE COUPLE DES ROULEMENTS A BILLES

2^e THÈSE

PROPOSITIONS DONNÉES PAR LA FACULTÉ

ADSORPTION. ADHÉRENCE DES MOLÉCULES LUBRIFIANTES

Soutenues le 12 mars 1936, devant la Commission d'Examen



Jury. { MM. SWYNGEDAUW
Kampfe de Seret
CHAUDRON } Président.
MAZET } Examineurs.

FACULTÉ DES SCIENCES DE L'UNIVERSITÉ DE LILLE

MM.

Doyen : MAIGE, botanique générale et appliquée.

Assesseur : MALAQUIN, zoologie générale et appliquée.

Professeurs honoraires : HALLEZ, CHATELET, BARROIS, BRUHAT, FOSSE, PASCAL, PAUTHENIER, PAILLOT, BÉGHIN, CHAZY.

Maître de Conférences honoraire : QUINET.

<i>Professeurs</i>	}	SWYNGEDAuw.....	Physique et électricité industrielles.
		GAMBIER.....	Calcul différentiel et intégral.
		PARISELLE.....	Chimie générale.
		BERTRAND.....	Paléobotanique.
		LERICHE	Géologie générale et géographie physique.
		DEHORNE.....	Histologie et embryologie comparées.
		PRUVOST.....	Géologie et minéralogie.
		JOUNIAUX.....	Chimie analytique et agricole.
		CHAUDRON.....	Chimie appliquée à l'Industrie et à l'Agriculture.
		FLEURY.....	Physique générale.
<i>Professeurs sans chaire</i>	}	KAMPÉ DE FÉRIET..	Mécanique des fluides.
		CHAPELON	Mécanique rationnelle et calcul des probabilités.
		GALLISSOT.....	Mathématiques appliquées et Astronomie.
		CAU	Physique expérimentale.
		LAMBREY.....	Radiotélégraphie.
		DOLLÉ	Hydrogéologie.
		DUPARQUE	Pétrographie des roches combustibles.
		MAZET	Mécanique.
		LEFEBVRE.....	Chimie de la houille.
		DECARRIÈRE.....	Chimie générale.
<i>Maîtres de conférences</i>	}	FRANÇOIS.....	Chimie générale.
		HOCQUETTE.....	Botanique agricole.
		ROUELLE.....	Mécanique physique et électricité industrielle.
		DUTERTRE.....	Géologie générale et géographie physique.
		MARTINOT-LAGARDE .	Mécanique des fluides.

Chargé du Secrétariat de la Faculté des Sciences : DONNART.

Secrétaire honoraire : LEBRUN.

A MES PARENTS

A Monsieur René SWYNGEDAUF

Hommage respectueux et reconnaissant

TABLE DES MATIÈRES

PAGES

CHAPITRE PREMIER

Introduction..	1
---------------------------------	---

CHAPITRE II

Méthode de la lame dynamométrique	7
I. — Principe du dynamomètre à lame	7
II. — Réalisation du dynamomètre	7
III. — Etalonnage statique des lames.	13
IV. — Application de la méthode	19

CHAPITRE III

Méthode de ralentissement	21
I. — Etalonnage dynamique des lames dynamométriques	21
II. — Critique de la méthode de ralentissement pour la mesure du couple des roulements	24

CHAPITRE IV

Influence de la température et du bain d'huile sur le couple des roulements à billes	29
I. — Viscosité de l'huile employée	29
II. — Influence de la température	29
III. — Influence de la quantité d'huile.	32
IV. — Conclusions	35

CHAPITRE V

Variation du couple des roulements à billes, suivant leurs conditions de fonctionnement.	37
Conclusions	43

CHAPITRE VI

Influence de la vitesse et de la charge sur la valeur du couple des roulements à billes	44
I. — Influence de la vitesse.	44
II. — Influence de la charge.	50
III. — Conclusions	52

CHAPITRE VII

Conclusions	53
I. — Avant-propos	53
II. — Interprétation des résultats	55
III. — Remarques d'ordre pratique	63
IV. — Conclusions	63
Résumé	64

CHAPITRE PREMIER

INTRODUCTION

Le but de ce travail est la mesure du couple de frottement des roulements à billes, en fonction de leurs conditions de marche, notamment de la charge qu'ils supportent, du mode d'application de cette charge, de leur température, de leur graissage et de leur vitesse.

Un travail semblable a déjà été fait par un certain nombre d'expérimentateurs. STRIBECK, entre 1900 et 1910, est l'un des premiers qui se soient occupés de cette question ⁽¹⁾. Outre de nombreux essais sur la charge de rupture des billes, il a déterminé le couple C de frottement des roulements, à l'aide d'une balance spéciale dite « balance de Stribeck »; il en déduit un *coefficient de frottement fictif* f , défini non pas en partant de la circonférence de roulement des billes, mais du *rayon r de l'arbre*, tel que :

$$C = P \cdot r \cdot f$$

P étant la charge du roulement.

Il résulte des essais de STRIBECK que pour des roulements rigides à deux rangées de billes, montés sur un arbre de 70 mm de diamètre, le coefficient de frottement f :

1° Varie très peu avec la vitesse (jusqu'à 780 t/mn);

2° Varie peu avec la température de l'huile (températures expérimentées : de 18 à 45° centigrades);

3° Décroit quand la charge du palier croît pour rester stationnaire et voisin de 0,0015 à partir d'une charge égale à 1 000 kg, et jusqu'à 3 000 kg.

Vers la même époque, SCHWINNING, HEERWAGEN, GÉGAUFF, multiplient aussi les essais de billes et de roulements à billes. GÉGAUFF ⁽²⁾, après avoir expérimenté plusieurs genres de roulements, grâce à une balance dynamométrique fournissant le couple sur la bague extérieure, note que « la résistance à vaincre au démarrage est, comme pour les paliers sans roulements, beaucoup plus grande que pendant la marche » — le double, dit-il, — pour une vitesse

(1) *Revue de Mécanique*, avril 1901.

Paliers à roulement à billes, à rouleaux, à aiguilles, par BEHR et GOHLKE.

(2) *Génie civil*, n° 1486, 3 décembre 1910.

modérée. Quand la vitesse croît, cette résistance diminue, puis reste stationnaire. Il indique encore, « après des essais très minutieux », *qu'il n'y a aucune différence dans la force motrice absorbée avec ou sans graissage* (1).

Ces résultats généraux ont trait à des roulements que l'on ne rencontre plus actuellement, ou que la technique moderne a considérablement améliorés en les modifiant.

Les résultats les plus importants ont été obtenus par M. HANOCQ (2) qui détermine le coefficient de frottement des paliers lisses en mesurant le couple résistant de roulements à billes par la méthode de ralentissement et par la balance dynamométrique.

Dans le premier cas, les roulements à essayer sont montés sur un arbre de transmission, et reposent sur des chaises- consoles; l'arbre porte en son milieu un volant plein en acier, pesant P kg. Le système, entraîné par un arbre auxiliaire et moteur électrique, est lancé à une vitesse N t/mn, puis abandonné à lui-même. En relevant au tachymètre les différentes vitesses décroissantes de la transmission *toutes les dix secondes*, par exemple, on peut tracer la courbe de ralentissement du système et en déduire son accélération angulaire $\frac{d\omega}{dt}$ à chaque instant, ω étant la vitesse angulaire de l'arbre au temps t .

Durant le ralentissement, l'accélération angulaire est égale à chaque instant à la somme des moments, par rapport à l'axe de rotation, des forces F agissant sur le système, divisé par le moment d'inertie I_z du système :

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\sum M_z F}{I_z}.$$

Dans le cas du dispositif de la *figure 1*, chacun des roulements A et B supporte une charge de $\frac{P}{2}$ kg. Les forces qui ralentissent le système en rotation sont des frottements : d'une part, le frottement des roulements, d'autre part, le frottement de la jante et des flasques du volant sur l'air.

Si f est le coefficient de frottement des roulements,

r le rayon de l'arbre,

C_v le couple de ventilation du volant,

nous pouvons écrire :

$$\sum M_z F = 2 \frac{P}{2} \cdot f \cdot r + C_v = I_z \frac{d\omega}{dt}.$$

Le moment d'inertie du système peut être assimilé au moment d'inertie du volant seul, le moment d'inertie de l'arbre et des roulements étant négligeable, par suite, R_1 étant le rayon du volant :

$$I_z = \frac{P \cdot R_1^2}{2g}$$

(1) Pour ces derniers essais, comme GÉGAUFF opérait sur des roulements sans palier en fonte, il n'y avait pas de bain d'huile.

(2) Ch. HANOCQ. — *Revue universelle des mines* (Belge). Étude expérimentale des paliers de transmission, n° des 1^{er} avril et 1^{er} mai 1927.

et :

$$f = \frac{1}{2g} \cdot \frac{R_1^2}{r} \cdot \frac{d\omega}{dt} - \frac{C_v}{P \cdot r}$$

C_v est calculé à l'aide de la formule :

$$C_v = \frac{4}{5} \pi k \delta \omega^2 \left(1 + \frac{5}{2} \varepsilon \right) R_1^3$$

k , coefficient de frottement de l'air sur la surface polie du volant,

δ , poids spécifique de l'air,

$\varepsilon = \frac{l}{R_1}$, l étant la largeur de la jante.

De façon à déterminer l'influence de la charge sur le coefficient de frottement, M. HANOCQ adapte à l'arbre en expérience une chaise spéciale M

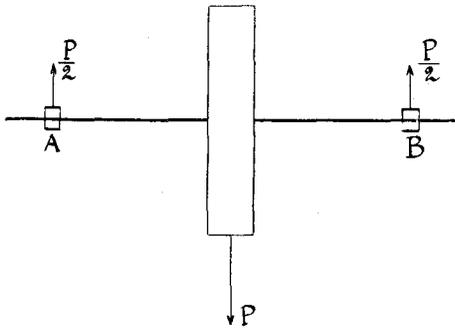


Fig. 1

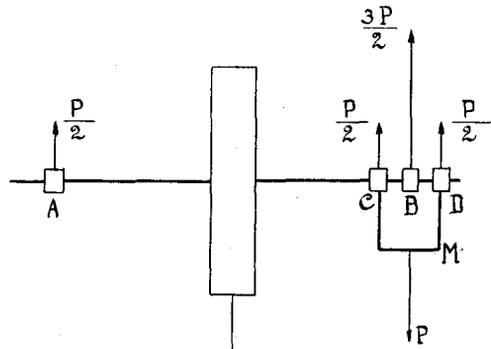


Fig. 2

(fig. 2) portant deux roulements, C et D identiques aux précédents; la charge supplémentaire égale à P est communiquée à la chaise M par un ressort tracteur. Les roulements A, C et D sont chargés à $\frac{P}{2}$ kg et le roulement B à $\frac{3P}{2}$ kg.

L'expérience précédente (fig. 1) ayant fait connaître le coefficient de frottement f relatif aux roulements A, C et D, on peut obtenir le coefficient de frottement f' relatif à B par la relation :

$$I_x \frac{d\omega}{dt} = 3 \cdot \frac{P}{2} \cdot f \cdot r + \frac{3P}{2} \cdot f' \cdot r + C_v$$

ou :

$$\frac{3}{2} f' = \frac{1}{2g} \cdot \frac{R_1^2}{r} \frac{d\omega}{dt} - \frac{3}{2} f - \frac{C_v}{P \cdot r}$$

Mais cette méthode a fourni des résultats inadmissibles, certains essais donnant en effet à f' des valeurs négatives.

« Après avoir écarté toute cause d'erreur pouvant provenir d'une déformation de l'arbre », M. HANOCQ attribue les résultats inadmissibles qu'il avait obtenus au mode d'application de la charge, le coefficient de frottement variant suivant que la charge est appliquée aux roulements par l'intermédiaire d'un poids ou d'un ressort. En tenant compte de ce fait, si l'on désigne par f_1 le coefficient de frottement des roulements C et D, la valeur de f' est donnée par :

$$I_z \frac{d\omega}{dt} = \frac{P}{2} \cdot f \cdot r + 2 \cdot \frac{P}{2} \cdot f_1 \cdot r + \frac{3P}{2} \cdot f' \cdot r + C_v.$$

Pour mesurer le couple sur des roulements uniquement chargés par un ressort, M. HANOCQ a modifié l'expérience de la *figure 2* comme suit : les

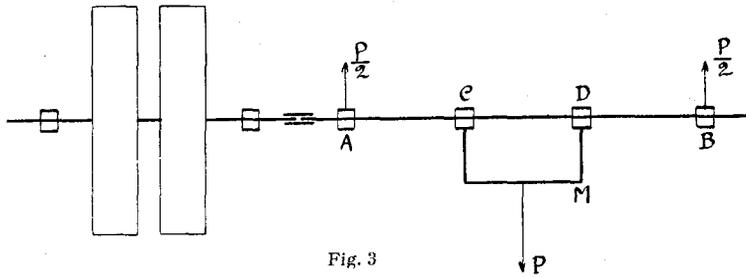


Fig. 3

quatre roulements sont équidistants (*fig. 3*) et chargés à $\frac{P}{2}$ kg par la chaise M et le ressort; l'arbre est entraîné par une seconde transmission portant deux volants. La courbe de ralentissement de l'ensemble, puis la courbe de ralentissement des volants seuls fournissent par différence la valeur du couple de frottement des quatre roulements A, B, C, D.

« Afin d'éviter tout doute sur la valeur de cette méthode », qu'il dénomme *indirecte*, M. HANOCQ compare les résultats qu'elle fournit à ceux obtenus par

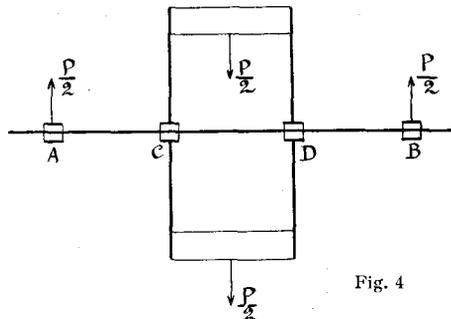


Fig. 4

la méthode de la balance dynamométrique qu'il appelle *directe*. Pour cela, deux roulements, C et D, sont rendus solidaires (*fig. 4*) et l'ensemble, libre d'osciller sur l'arbre; quand celui-ci tourne, le couple résistant C des roulements fait prendre aux deux paliers une certaine inclinaison. On les ramène à leur position initiale par un couple antagoniste pl équilibrant le couple C; p étant

le poids qu'il faut placer à la distance l de l'axe de rotation pour maintenir la position initiale.

La méthode directe lui fournit des résultats tout à fait comparables à ceux obtenus par la méthode indirecte (1).

Or, la méthode de ralentissement donne le couple de frottement sur l'arbre, ou plus exactement, le couple de frottement mesuré sur la bague interne du roulement. La méthode de la balance dynamométrique mesure le couple de frottement relevé sur la bague externe.

Les résultats de M. HANOCQ peuvent alors se traduire de la façon suivante : *Dans la limite des erreurs d'expérience, les couples de frottement des billes relevés sur les bagues externe et interne d'un palier à billes sont égaux entre eux.* Cette égalité a d'ailleurs été admise par tous les expérimentateurs.

M. SWYNGEDAuw et nous-même avons indiqué, dans une note aux Comptes Rendus (2) que ces deux couples peuvent différer notablement; nous donnerons plus loin l'exposé détaillé des expériences qui le démontrent.

La méthode indirecte de ralentissement a fourni néanmoins à M. HANOCQ un certain nombre de lois importantes sur l'action de la vitesse, de la charge, de la viscosité de l'huile, etc., sur lesquelles nous reviendrons dans l'exposé de nos propres expériences. Cette méthode prête cependant à certaines critiques.

Qu'il nous suffise pour le moment de signaler que le couple absorbé par les roulements A, B, C, D (*fig. 3*) étant déduit par différence de deux couples déterminés indirectement, par la méthode de ralentissement, manque de ce fait de précision. Pour éviter l'incertitude qui pèse sur l'évaluation du couple de ventilation et, par suite, du couple de frottement, il était à désirer qu'on puisse mesurer le couple sur la bague interne par une autre méthode; c'est ce qui a amené M. le Duc de GRAMMONT (3) à mesurer le couple résultant sur cette bague à l'aide d'une balance dynamométrique particulière, grâce à laquelle il a notamment montré l'influence du rodage sur les valeurs du couple. Cette influence a été nettement mise en évidence à la même époque par M. SWYNGEDAuw, qui fut amené à déterminer les couples de frottement des paliers à billes des machines asynchrones-balances qu'il utilisait dans ses recherches sur les pertes d'énergie dans les courroies (4), par la méthode de ralentissement aussi bien que par la méthode de la balance-dynamométrique; il put ainsi mettre en évidence ces deux faits importants :

1° Le couple de frottement des paliers à billes varie progressivement plus ou moins vite au fur et à mesure de leur durée d'emploi : pour un des paliers, il a baissé en moins de six mois de près de 40 % de sa valeur première.

(1) Il note toutefois que la méthode directe donne des résultats légèrement *supérieurs* à ceux de la méthode indirecte de ralentissement.

Plus récemment, il indique que la balance dynamométrique a « conduit aux mêmes résultats que ceux fournis par la méthode de ralentissement ». Frottement fluide, par Ch. HANOCQ, *Revue des mines* (Belge), 1^{er} août, 1^{er} et 15 septembre 1929.

(2) *C. R.*, tome 196, p. 41, 3 janvier 1933.

(3) *C. R.* du 3^e Congrès international de mécanique appliquée, Stockholm, 1930.

(4) *R. G. E.*, 18 octobre 1930.

2° Le couple de frottement d'un même palier peut différer notablement, parfois d'un jour à l'autre, alors que toutes les conditions semblent inchangées.

L'auteur attribue cette variabilité du couple à ce que la sphéricité des billes n'étant pas parfaite, un changement d'orientation de l'axe de rotation des billes peut faire changer la pression qu'exercent sur elles les bagues interne et externe et il se demande même s'il n'y a pas lieu de considérer pour les paliers à billes, un effet de coin d'huile analogue à celui des paliers lisses. C'est afin de déterminer de façon précise la loi de variation des couples de frottement des paliers à billes qu'il nous conseilla de déterminer ce couple en employant comme dynamomètre une lame de ressort étalonnée. Ce travail a été fait sous sa direction, et c'est guidé par ses conseils que nous avons pu le mener à bien.

MÉTHODE de la LAME DYNAMOMÉTRIQUE

I. — Principe du dynamomètre à lame.

Le couple de frottement de glissement et de roulement de deux roulements à billes est mesuré à l'aide d'un dynamomètre de transmission. Les deux roulements à essayer A et B (fig. 5), sont montés sur un arbre a_2 et reposent dans

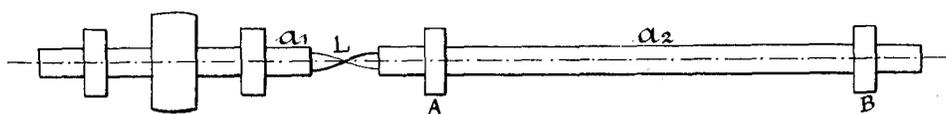


Fig. 5

leurs paliers respectifs. Cet arbre a_2 est réuni à un arbre moteur a_1 par l'intermédiaire d'une lame d'acier L , de longueur et de section convenablement choisies, qui joue le rôle de dynamomètre. Quand les arbres tournent, le couple résistant des roulements A et B provoque une torsion de la lame, variant avec le couple et servant à la mesure de celui-ci.

II. — Réalisation du dynamomètre.

A. — *Lame*.

La lame dynamométrique est étalonnée, c'est-à-dire que l'on a déterminé au préalable le couple qui correspond à un angle de torsion quelconque. Elle est en acier à ressort. Sa longueur active est voisine de 100 mm ⁽¹⁾, sa section est un rectangle dont le grand côté mesure 10 à 12 mm et le petit côté 0,3 à 1 mm suivant la lame.

La lame qui sert à un essai est maintenue entre les bouts contigus des arbres a_1 et a_2 grâce à deux supports de lame identiques m ; m_1 pour l'arbre a_1

(1) La longueur réelle est de 120 mm mais 10 mm environ à chaque extrémité servent à maintenir la lame, de sorte que seule, la partie restée libre, soit 100 mm peut se tordre.

et m_2 pour l'arbre a_2 (fig. 6). Chacun de ces supports, constitué par un corps de révolution, est claveté sur le bout d'arbre correspondant. Il porte un alésage fendu suivant deux génératrices opposées (ces fentes permettent le montage de la lame), dans lequel viennent deux demi-lunes (s) rendues solidaires du support par deux vis (k); quand les demi-lunes sont en place, l'intervalle laissé entre leurs surfaces planes est tel qu'il permet l'introduction à frottement doux, entre ces surfaces, de l'extrémité de la lame dynamométrique L .

Afin qu'un couple accidentel quelconque, supérieur au couple maximum que peut supporter la lame sans dommage, ne détériore celle-ci, chaque

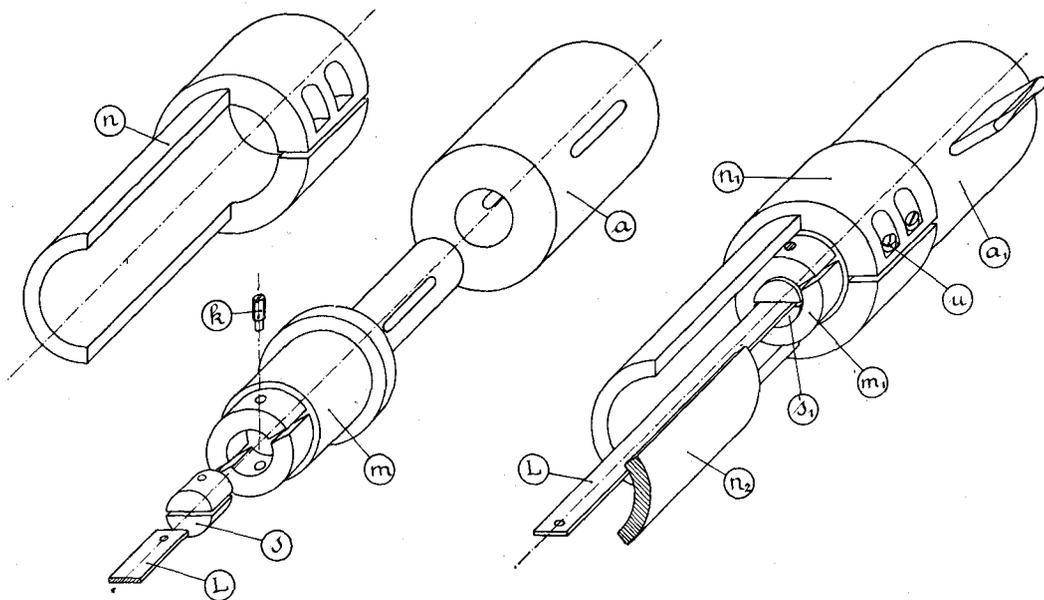


Fig. 6

support de lame reçoit une butée n , comportant une douille fendue de façon à la rendre élastique et à permettre son blocage à l'aide de vis (u) sur le corps cylindrique du support de lame.

Quand les arbres tournent et que le couple augmente, l'écart angulaire des deux arbres croît jusqu'au moment où les deux butées viennent en contact, limitant ainsi la torsion à une valeur qui n'introduit aucune déformation permanente, 60° au maximum.

En résumé, le couple résistant de deux roulements à billes est équilibré par le couple de torsion d'une lame d'acier. A une certaine vitesse, les arbres-moteur et mené prennent, par rapport à la position de repos, un écart angulaire qui définit l'angle de torsion de la lame.

B. — Mesure de l'écart angulaire des deux arbres.

a) *Dispositif de mesure.* — En marche, l'angle de torsion est mesuré par un système de contacts électriques porté par les bouts d'arbre-moteur (a_1)

et mené (a_2). Sur chacun d'eux est fixé un disque isolant en fibre (d_1 sur l'arbre a_1 , d_2 sur l'arbre a_2 , *fig. 7*), dans lequel est insérée suivant une génératrice une mince lamelle en cuivre (l_1 et l_2) qui affleure la jante. Cette lamelle est soudée à un anneau plat en cuivre (b_1 et b_2) rivé sur une des bases du disque en fibre. Un frotteur (F_1 et F_2), également en cuivre, appuie sur la jante du disque; un autre frotteur (f_1 et f_2), identique au premier, appuie sur l'anneau en cuivre.

Les frotteurs f_1 et f_2 sont réunis par un fil de cuivre. Le frotteur F_1 est relié directement à l'une des bornes du réseau électrique. Le frotteur F_2 est relié à l'autre borne par l'intermédiaire d'un ampèremètre sans shunt, jouant le rôle de millivoltmètre, d'une résistance variable et d'un interrupteur.

Les frotteurs f_1 et f_2 sont fixes, ainsi que le frotteur F_2 posant sur la jante du disque d_2 de l'arbre mené. Le frotteur F_1 , relatif à l'arbre a_1 , est monté sur un curseur N en laiton (*fig. 8*) coulissant sur un anneau O en acier, dont le plan est perpendiculaire à l'axe des arbres et dont le centre est sur cet axe. Ce curseur peut être immobilisé par un écrou à oreilles vissé sur la vis r . Ainsi, l'azimut du contact du frotteur F_1 avec la jante du disque d_1 de l'arbre-moteur, peut faire un angle quelconque avec celui de la ligne de contact fixe du frotteur F_2 avec la jante du disque d_2 de l'arbre mené. La position de l'azimut du frotteur F_1 est repérée avec précision sur l'anneau gradué O grâce au vernier dont est muni le curseur. La graduation de l'anneau est faite en degrés et elle est portée sur une bague O' concentrique à l'anneau et pouvant tourner sur celui-ci.

b) *Pratique d'une mesure.* — Soit une lame montée entre les deux bouts des arbres menant et mené; elle est bloquée dans le support m_1 par les deux vis pressant les demi-lunes (*fig. 6*); elle s'engage à frottement doux, sans jeu, entre les deux demi-lunes du support m_2 . A son étalonnage, chaque lame a une longueur déterminée, relevée au compas d'épaisseur. Cette longueur est conservée entre les supports m_1 et m_2 afin d'éviter une correction. Elle est vérifiée par le même compas d'épaisseur et obtenue en déplaçant axialement l'arbre mené, en faisant glisser légèrement les roulements dans leurs boîtes en fonte avant que celles-ci soient bloquées. Il faut alors trouver la position du curseur sur l'anneau pour laquelle le frotteur F_1 ferme le circuit électrique. Les arbres ne tournant pas, le zéro du curseur dans cette position indique le zéro de la graduation de l'anneau (le couple est nul, puisque la lame est sans torsion).

On peut faire cette mise au zéro quand les arbres sont au repos. La génératrice conductrice l_2 du disque en fibre de l'arbre a_2 étant amenée sous le frotteur F_2 et la lame maintenue sans torsion, il suffit de déplacer le curseur sur l'anneau jusqu'à obtenir une déviation du millivoltmètre.

Mais cette méthode est défectueuse. Soient, en effet, jj' la surface développée de la portion de la jante du disque en fibre de l'arbre a_2 portant la lamelle de cuivre l_2 d'épaisseur α (*fig. 9*) et le frotteur F_2 d'épaisseur β . Pour toutes les positions de la lamelle l_2 comprises entre 1 et 2, le circuit électrique

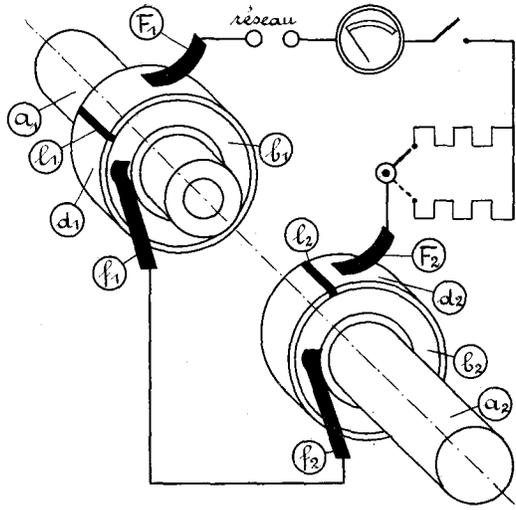


Fig. 7

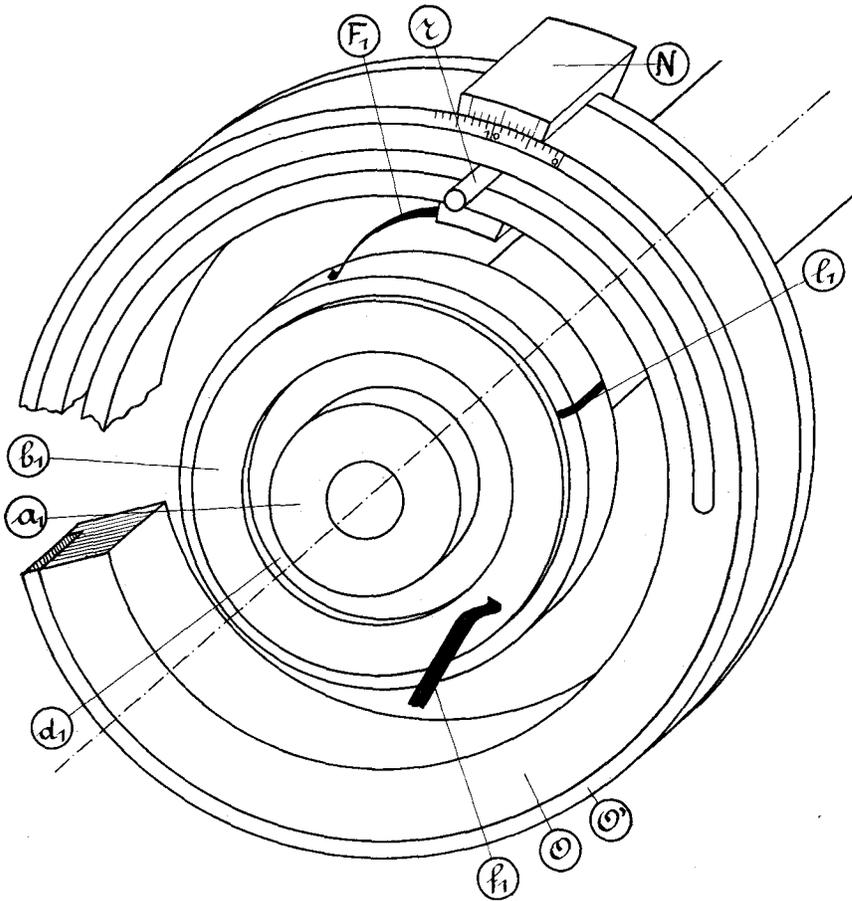


Fig. 8

sera fermé (à condition que le contact électrique ait lieu entre le frotteur F_1 et la lamelle conductrice l_1 correspondante).

Il en résulte une plage d'indétermination du zéro, au plus égale dans tous les cas à $\alpha + \beta$, qui se traduit par 1 à 3° sur l'anneau gradué. Aussi est-il préférable de déterminer le zéro quand les arbres tournent. Cette façon de faire n'exclut pas la plage d'indétermination, mais elle la situe exactement sur la graduation de l'anneau.

La lame étant au repos, et montée comme il a été indiqué, on la presse entre deux réglettes d'acier (longues de 99 mm), dont les faces sont rectifiées et qui font disparaître toute torsion (la lame pourrait en avoir une due au couple résistant des roulements, qui n'est pas nul au repos). A l'aide de brides appropriées, on empêche toute rotation des deux arbres. On ôte les réglettes

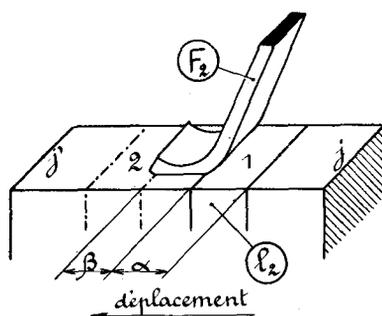


Fig. 9

d'acier, on monte les deux butées de façon qu'elles soient en contact et on supprime les brides qui bloquaient les arbres. Ainsi, l'arbre menant, en tournant, entraîne l'arbre mené sans torsion de la lame. On déplace le curseur sur l'anneau dans le sens du mouvement de rotation, jusqu'à obtenir une impulsion de l'aiguille du millivoltmètre à chaque tour; on l'immobilise dans cette dernière position et on amène le zéro de l'anneau en coïncidence avec son zéro, en faisant tourner la bague O' . On a le zéro de la graduation de l'anneau. En continuant à déplacer le curseur dans le sens du mouvement, pour une certaine longueur d'arc (un à trois degrés), les déviations du millivoltmètre persistent. Au delà, elles cessent.

Pour faire une mesure, la butée de l'arbre a_2 est tournée dans le sens du mouvement d'un angle voisin de 50° qui est le maximum de torsion de la lame dynamométrique que l'on admet. Quand les arbres tournent, la lame se tord d'un angle proportionnel au couple transmis — qui est la somme des couples des roulements, de ventilation et des frotteurs F_2 et f_2 . Si le frotteur F_1 a gardé la même position (celle de zéro) à aucun instant le circuit électrique ne peut se fermer, car les frotteurs F ne posent pas simultanément sur les génératrices métalliques l des jantes de leurs disques. Pour que les contacts simultanés soient possibles, il faut tourner le curseur à vernier dans le sens du mouvement

d'un angle égal à l'angle de torsion de la lame (1). La simultanéité des contacts des deux frotteurs F sur la génératrice métallique l des jantes des disques isolants est réalisée une fois par tour d'arbres et pendant un temps très court. Elle est signalée par un courant instantané à travers le millivoltmètre. On peut ainsi déterminer avec toute la précision désirable l'angle de torsion de la lame dynamométrique et, par suite, le couple transmis, à condition d'admettre *qu'en marche comme au repos, à une torsion donnée, correspond un seul couple.*

C. — *Remarques.*

a) *Durée de fermeture du circuit électrique.* — Si α mm est la largeur de la lamelle conductrice à la jante du disque isolant, et β mm la largeur du frotteur F relatif à ce disque, la plus grande longueur d'arc de la périphérie du disque correspondant à la fermeture du circuit est égale à :

$$\frac{\alpha + \beta}{R} \text{ radian}$$

(R : rayon en mm du disque isolant).

Les arbres tournant à N tours-minute, la durée t de la fermeture est égale à :

$$t = \frac{\alpha + \beta}{2\pi R} \frac{N}{60} \text{ seconde.}$$

Les disques isolants ont un diamètre de 110 mm, les lamelles conductrices des jantes des disques, une épaisseur de 0,8 mm que l'on peut assimiler à α , les frotteurs, une épaisseur de 0,5 mm. Ils posent sur la jante des disques sous une incidence voisine de 30°, ce qui fait que β est sensiblement égal à 0,6 mm.

La durée t de fermeture, à 1 000 t/mn par exemple, est donc égale à :

$$\frac{0,8 + 0,6}{2 \times 3,14 \times 55 \times \frac{1000}{60}}$$

soit un peu moins de $\frac{2,5}{10\,000}$ de seconde, et à 2 000 t/mn $\frac{1,2}{10\,000}$ de seconde. Malgré cette faible valeur de t , à 2 000 t/mn, l'aiguille du millivoltmètre garde une déviation constante de trente à quarante divisions (2) sur une échelle linéaire de cent divisions.

b) *Usure des frotteurs.* — Quand les arbres tournent à 2 000 t/mn durant deux heures, cela équivaut à dérouler sous les frotteurs F une longueur de 83 km. Il en résulte une usure de ceux-ci qui provoque un léger déplacement

(1) Il faut lire l'angle indiqué par le début de la plage — dans le sens du mouvement de rotation — pour laquelle il y a des déviations du millivoltmètre, puisque le zéro de la graduation de l'anneau correspond au début de cette plage.

(2) Cette déviation dépend évidemment de la résistance introduite dans le circuit.

du zéro de la graduation de l'anneau O. Comme les mesures du couple se font en général après deux heures de marche, il vaut mieux faire la mise au zéro quand l'essai est terminé.

c) *Vérification des frotteurs.* — Il peut arriver que l'un des frotteurs F , par un mauvais portage sur la jante du disque isolant correspondant, ou pour toute autre cause, ne ferme jamais le circuit électrique. Pour déterminer quel est celui des deux frotteurs qui ne fonctionne pas, un petit commutateur (*fig. 10*) permet de court-circuiter successivement chaque paire de frotteurs en reliant F

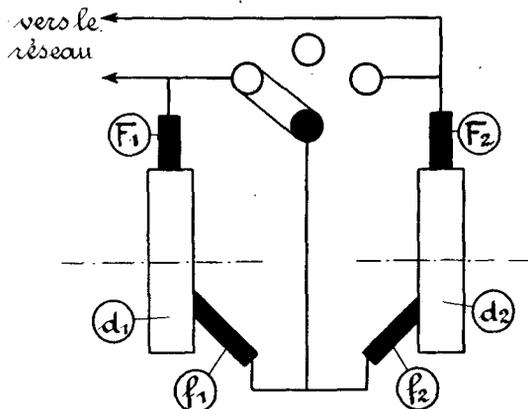


Fig. 10

et f relatifs à un même disque. Si les frotteurs F_1 et f_1 étant court-circuités, il n'y a pas de déviation du millivoltmètre, c'est que le frotteur F_2 est défectueux. (Les frotteurs f fonctionnent bien, en général).

d) *Couple résistant des frotteurs.* — Les frotteurs F_2 et f_2 par leur pression légère sur le disque isolant de l'arbre mené, créent un couple supplémentaire qui s'ajoute au couple des roulements. Ce couple supplémentaire est de l'ordre de 2 à 3 gm. Il a été déterminé en doublant les frotteurs F_2 et f_2 et par la méthode de ralentissement.

III. — Étalonnage statique des lames.

Les lames dynamométriques sont bien planes. Leur étalonnage est obtenu à la balance de torsion (*fig. 11*).

La lame à étalonner est suspendue verticalement dans le sens de sa longueur et solidement maintenue par sa partie supérieure à un fer replié. A sa partie inférieure, est fixé un anneau horizontal en acier, gradué en degrés sur une de ses faces. La jante de cet anneau est rainurée et porte deux tenons diamétralement opposés, auxquels s'accrochent deux cordons flexibles s'enroulant sur la jante rainurée de l'anneau et renvoyés sur deux petites poulies d'une très grande mobilité, montées entre pointes.

A l'extrémité libre de chaque cordon est attaché un plateau pouvant recevoir des poids marqués.

Soit d le diamètre de la circonférence théorique d'enroulement des cordons sur l'anneau et p la charge de chaque plateau. Le couple de torsion appliqué

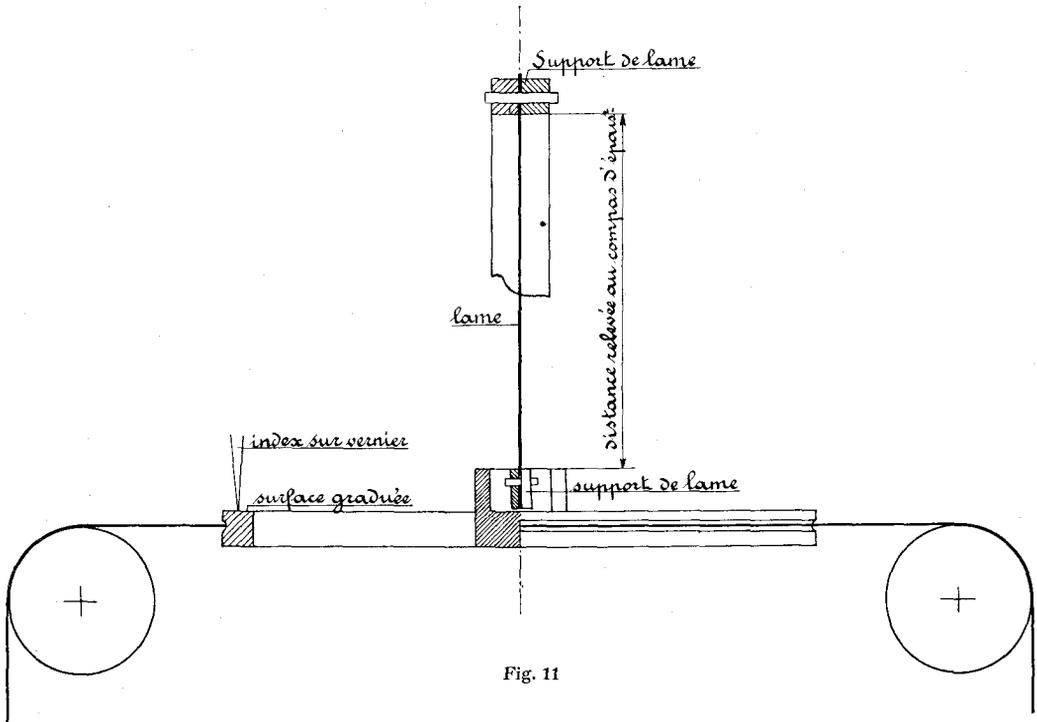


Fig. 11

à la lame est pd . Celle-ci se tort d'un angle θ lu avec précision sur la graduation de l'anneau, grâce à un index à vernier à vis.

La longueur de la lame qui travaille à la torsion, est relevée au compas d'épaisseur : c'est celle que l'on admettra entre les bouts d'arbres a_1 et a_2 . Pour

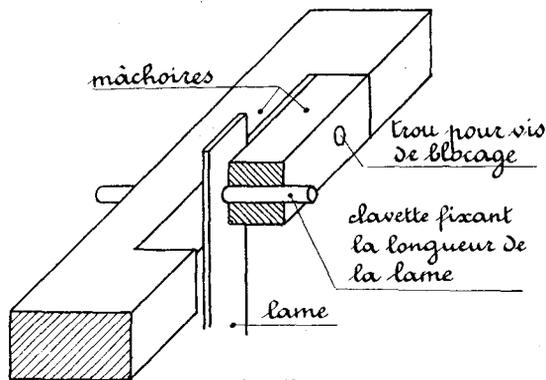


Fig. 12

que cette longueur, voisine de 100 mm, soit maintenue à tout nouvel étalonnage, la lame, à chacune de ses extrémités, est percée d'un trou qui reçoit une clavette cylindrique traversant les mâchoires de fixation de la lame sur la balance (fig. 12).

En mettant dans les plateaux des poids p_1, p_2, \dots , on lit les angles $\theta_1, \theta_2, \dots$. L'étalonnage ainsi conduit, — après avoir effectué le montage de la lame sur la balance (centrage de la lame sur l'anneau, position verticale de la lame, horizontalité de l'anneau), — fournit la courbe des couples en fonction des angles de torsion. L'allure de cette courbe varie légèrement avec les différentes lames expérimentées; en général, c'est une droite, d'autres fois, le couple varie plus vite ou moins vite que l'angle de torsion. Le tableau suivant donne les résultats d'un étalonnage.

TABLEAU 1

ANGLE θ	COUPLE	ANGLE θ	COUPLE
degrés	gm	degrés	gm
5,91	10,5	43,60	84,4
8,14	14,8	46,54	90,8
11,58	21,1	49,67	97
15	27,4	52,56	103,2
18	33,8	55,25	109,8
21,33	40	58	116
24,49	46,4	60,53	122,4
27,70	52,8	63,5	128,8
30,9	59	66,35	135
34,11	65,4	69,17	141,4
37,23	71,8	72	147,8
40,5	78		

On sait que la formule générale de la torsion est :

$$R = \frac{C \times \rho}{I_p},$$

R représente la fatigue du métal, par unité de surface d'une fibre située à une distance ρ de l'axe de torsion;

C est le couple de torsion;

I_p le moment d'inertie polaire.

Lorsqu'il s'agit d'un solide à section rectangulaire, le moment d'inertie doit subir une correction ⁽¹⁾, car la déformation des sections exerce une influence notable sur la résistance. Si a et b sont les dimensions du rectangle, r sa diagonale, on doit prendre :

$$I_p = \frac{1}{3} \cdot \frac{a^3 b^3}{a^2 + b^2},$$

et :

$$\frac{I_p}{r} = \frac{a^2 b^2}{3\sqrt{a^2 + b^2}},$$

(1) BAZARD, Cours de mécanique.

ou approximativement, si $b > a$:

$$\frac{I p}{r} = \frac{a^2 b^2}{3 (0,4 a + 0,96 b)}$$

La formule générale devient :

$$R = \frac{3 \times C (0,4 a + 0,96 b)}{a^2 b^2}$$

La courbe d'étalonnage (*fig. 13*) est relative à une lame de section droite égale à :

$$0,75 \text{ mm} \times 11,04 \text{ mm.}$$

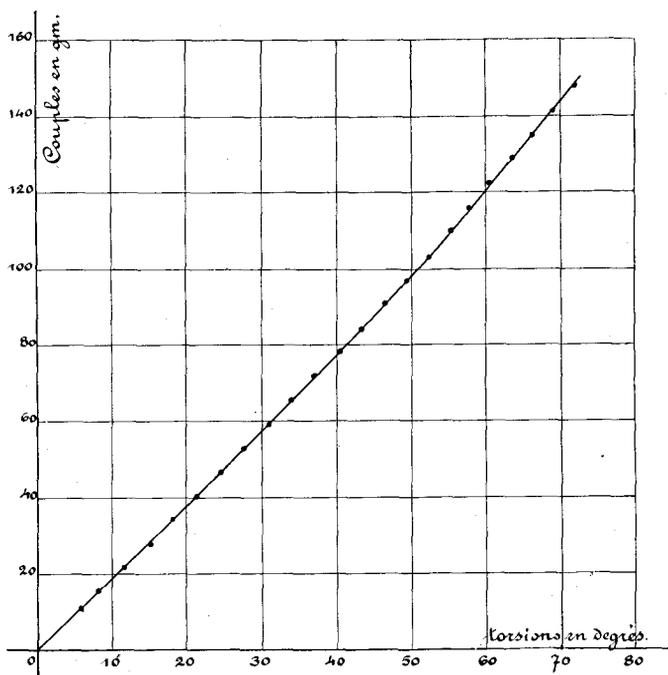


Fig. 13

Le plus grand couple appliqué à la lame a été voisin de 150 gm, l'angle de torsion correspondant étant voisin de 75°. La fatigue maximum de l'acier a donc été :

$$R_m = \frac{3 \times 150 (0,4 \times 0,75 + 0,96 \times 11,04)}{0,75^2 \times 11,04^2} = 72 \text{ kg/mm}^2.$$

Comme, en général, la résistance à la rupture d'un bon acier à ressort est comprise entre 80 et 100 kg, quand la lame sera montée pour des mesures, il n'y aura pas à craindre de rupture ou de déformation permanente, puisque les butées ne permettent pas une torsion de plus de 60° pour laquelle la fatigue

du métal de la lame considérée est de 57,500 kg par mm². Nous avons vérifié que des étalonnages successifs d'une même lame ayant servi plusieurs mois fournissent la même courbe : la lame ne « bouge » pas.

REMARQUE I. — Quand la lame est montée sur la balance de torsion, outre le couple de torsion, elle subit une traction longitudinale due au poids de l'anneau d'acier. Nous avons mis en évidence l'influence de cette force verticale sur la valeur de l'angle de torsion correspondant à un couple donné. Pour cela, la lame étant montée sur la balance et tordue d'un certain angle, à l'aide de poids attachés sous l'anneau, on augmente la traction et on note la variation de l'angle de torsion.

Le tableau suivant résume les résultats obtenus avec une lame de 100 mm de longueur et ayant une section droite égale à $0,4 \times 11,04$ mm. L'anneau pèse 760 g. La première ligne horizontale indique les valeurs de la force de traction ; la première colonne verticale des valeurs de couples pour lesquelles nous avons constaté la variation de l'angle θ . A côté des valeurs de cet angle, nous avons fait figurer leur différence, en centièmes de degré, avec les valeurs du même angle pour une traction de 2 760 g.

TABLEAU 2

gm	760 g		1 010 g		1 260 g		1 760 g		2 760 g
	degrés (a)	a — e	degrés (b)	b — e	degrés (c)	c — e	degrés (d)	d — e	degrés (e)
5,3	18,28	14	18,24	10	18,22	8	18,18	4	18,14
10,7	34,19	17	34,14	12	34,12	10	34,07	5	34,02
15,9	48,07	28	48	21	47,95	16	47,89	10	47,79
21,2	60,08	37	60,02	31	59,97	26	59,84	13	59,71

Pour le couple de 15,9 gm par exemple, portons ces différences en abscisses, et en ordonnées les valeurs de la traction. La courbe obtenue (*fig. 14*), extrapolée jusqu'à une traction nulle, permet de déduire l'angle θ_0 de torsion correspondant au couple appliqué quand la lame est uniquement tordue. Cet angle est, en effet, égal à l'angle de $48^{\circ}07$ (qui est voisin du maximum de torsion) fourni par la balance, augmenté de $2/10$ de degré environ, ce dernier angle (donné par la courbe de la *figure 14*) étant la diminution que subit l'angle θ_0 quand la lame est tirée par une force de 760 g ($\theta_0 = 48^{\circ}07 + 0,2$). Or, c'est la valeur θ_0 qui intervient quand la lame réunit les arbres a_1 et a_2 puisqu'alors elle ne subit aucun effort longitudinal. En adoptant comme courbe d'étalonnage la courbe des couples en fonction des angles de torsion directement lus à la balance, nous commettons donc une erreur absolue maximum par défaut de $2/10$ de degré. Cette erreur est négligeable, car la lame tordue de un degré équilibre un couple de $1/3$ de gm.

Nous avons constaté que les dimensions de la section droite de la lame (dans l'ordre de grandeur qui nous intéresse) influent peu sur la variation de

l'angle de torsion avec une traction longitudinale; mais pour de plus fortes lames que celle considérée, l'erreur maximum commise sur le couple augmente, un angle de torsion de un degré équilibrant par exemple un couple de 3 gm. Cette erreur reste voisine de 1 %.

En nous reportant aux différentes courbes de correction relatives à une même lame, mais à des couples différents, nous constatons que l'erreur augmente

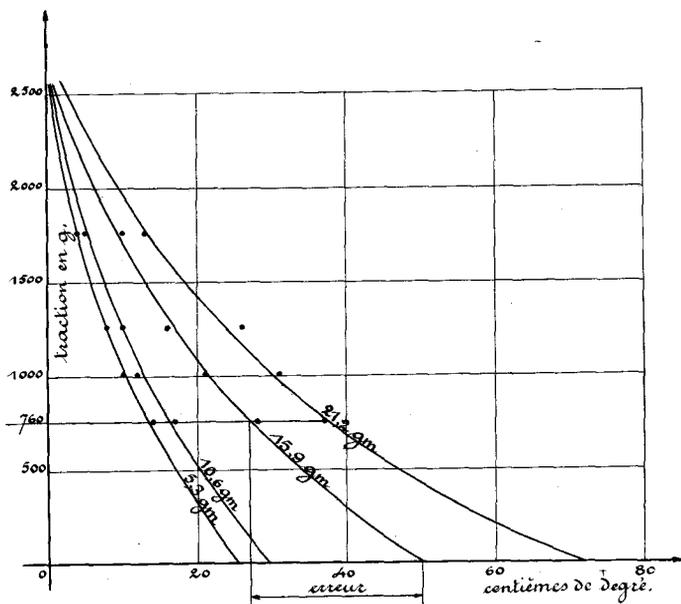


Fig. 14

avec le couple, autrement dit l'influence du poids de l'anneau est plus grande quand la lame est plus tordue.

REMARQUE II. — Dans l'étude de la torsion, on admet généralement que l'angle dont deux sections tournent l'une par rapport à l'autre est proportionnel à la distance de ces sections. Si L est la longueur de la lame (relevée sur la balance de torsion quand la lame est sans torsion), θ l'angle de torsion :

$$\theta = kL$$

et :

$$C_0 = k_1 L$$

C_0 étant le couple correspondant à l'angle θ .

Or, quand la lame est tordue sur la balance, sa longueur diminue d'une fraction ν_0 de sa valeur. Donc, pour un angle θ , le couple d'étalonnage est C'_0 tel que :

$$C'_0 = k_1 L (1 - \nu_0) = k_1 L'$$

alors que pour le même angle, quand la lame est entre les arbres a_1 et a_2 , le couple est C_0 puisque dans ce cas la longueur L est invariable. Par suite, la

lame étant tordue d'un angle θ entre les arbres, le couple réel est supérieur au couple d'étalonnage d'une quantité :

$$\Delta C_\theta = C_\theta - C'_\theta$$

$$\Delta C_\theta = \frac{k_t L'}{1 - \nu_\theta} - k_t L' = C'_\theta \frac{\nu_\theta}{1 - \nu_\theta},$$

ν_θ étant de l'ordre de 1/1000 pour la plus grande torsion de la lame, la valeur de ΔC_θ est négligeable, car :

$$\Delta C_\theta = \frac{C'_\theta}{999}.$$

En définitive, nous pouvons donc admettre que le couple fourni par la lame dynamométrique est valable à moins de 3 à 4 % près, de façon à tenir compte des erreurs de tracé des courbes et de lectures sur ces mêmes courbes.

IV. — Application de la méthode.

Nous avons appliqué le dynamomètre décrit à la mesure du couple résistant de deux ou quatre roulements à billes pour arbre de 50 mm de

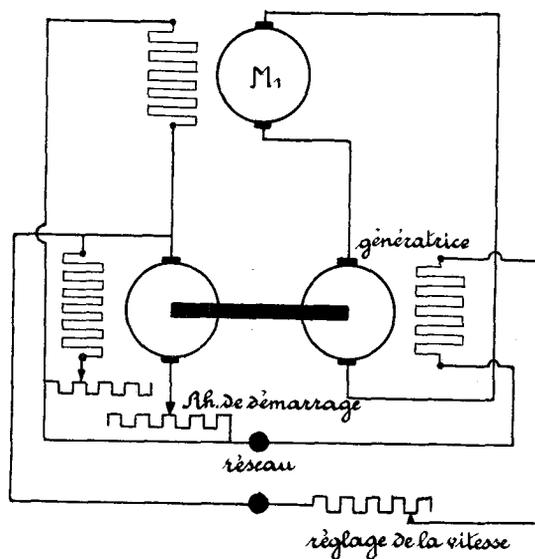


Fig. 15

diamètre. Ces roulements sont à deux rangées de billes à rotule sur billes, à cage en tôle emboutie et à fixation par buselure conique et écrou. L'arbre a_2 portant les roulements à essayer est horizontal, il mesure 1,200 m de longueur et repose sur deux chaises murales, dont les axes sont distants de 0,950 m ; l'arbre a_1 est monté sur chaises murales réglables en hauteur.

L'entraînement de l'arbre a_2 à une vitesse donnée est obtenu par moteur électrique (M_1) et courroie. La lame dynamométrique constitue un accouplement élastique sensible, absorbant les légères variations de vitesse de l'un des arbres a_1 par rapport à l'autre a_2 , et cela au détriment de la mesure, puisqu'alors l'angle θ de torsion de la lame oscille autour d'une valeur moyenne. La vitesse de l'arbre a_1 doit donc être aussi uniforme que possible; les modifications brusques et momentanées, telles celles provoquées par le passage de l'agrafe d'une courroie sur une poulie, sont à proscrire. A cet effet, les poulies employées sont en fonte, à jante usinée; la courroie est en soie, sans fin; sa tension est facilement réglable par déplacement du socle du moteur M_1 .

La vitesse des arbres a_1 et a_2 peut varier de 100 à 3 000 t/mn et plus, grâce au réglage de l'excitation d'un groupe auxiliaire Ward-Léonard (*fig. 15*) (l'induit de la génératrice de ce groupe entraîné à vitesse constante par le moteur auxiliaire est branché en série avec l'induit du moteur M_1). Elle est mesurée à l'aide d'un tachymètre à ressort et d'un tachymètre à magnéto Chauvin-Arnoux.

MÉTHODE de RALENTISSEMENT

I. — Étalonnage dynamique des lames dynamométriques.

Pour vérifier que l'étalonnage statique des lames dynamométriques restait valable durant la rotation de celles-ci, nous avons mesuré un même couple, à la fois par le dynamomètre à lame et par la méthode de ralentissement.

Pour mettre cette dernière méthode en œuvre, nous avons opéré sensiblement comme M. HANOCQ. Un volant cylindrique en acier moulé d'environ 150 kg est bloqué au milieu de la portée des roulements A et B ⁽¹⁾ de l'arbre a_2 , à l'aide d'une buselure conique fendue portant un contre-écrou de démontage. Le dynamomètre de transmission est remplacé par un embrayage à griffes permettant l'entraînement de l'arbre a_2 par l'arbre a_1 . Pour expérimenter par cette méthode, généralement on lance la transmission a_2 à une vitesse donnée, 1 200 t/mn par exemple, et on débraie. A l'aide du chronomètre et du tachymètre, on relève les temps relatifs aux différentes vitesses décroissantes 1 150, 1 100, 1 050 t/mn. La courbe des vitesses en fonction des temps s'en déduit immédiatement et à partir de là, la valeur du couple de ralentissement C :

$$C = M^t F = I \frac{d\omega}{dt},$$

$\frac{d\omega}{dt}$ représentant le coefficient angulaire de la tangente à la courbe au point considéré.

Mais nous indiquons plus loin que la température de l'huile des roulements croît notablement durant les deux premières heures de marche, puis reste à peu près stationnaire. Comme le couple varie beaucoup avec cette température, il est intéressant de faire les mesures quand l'équilibre est établi, et préférable de conduire l'expérience comme suit : on fait tourner l'arbre avec volant à la vitesse voulue, 1 200 t/mn par exemple, durant une heure et demie à deux heures, afin d'atteindre le régime stable de température (la température ambiante restant sensiblement constante), puis, aussi rapidement que possible, on monte la vitesse à 1 250 t/mn et on débraie l'arbre a_2 . Durant le ralentissement, on mesure les temps correspondants aux différentes vitesses,

(1) Tous nos essais indistinctement ont été effectués les paliers étant démunis de feutres de protection.

le point de vitesse 1 250 représentant le point O. La tangente de la courbe au point de vitesse 1 200 fournit la valeur du couple à la température stationnaire des paliers, en admettant que le passage rapide de la vitesse de 1 200 à 1 250 tours n'influe pas sensiblement sur cette température.

Le ralentissement étant suffisamment lent (le système lancé à 1 200 t/mn s'arrête après plus de trente minutes), on peut confondre la corde et la tangente pour de faibles variations de vitesse et écrire :

$$C = \frac{P \cdot R^2}{2g} \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{\Delta N}{\Delta t}$$

Δt étant la variation de temps durant laquelle s'effectue la perte de vitesse ΔN . Le volant pèse 154 kg; son rayon est égal à 25 cm. Par suite :

$$C = 51,5 \times \frac{\Delta N}{\Delta t}$$

La variation de vitesse ΔN est prise égale à 100 tours. Pour la mesure du couple à 1 200 tours, la vitesse est portée à 1 250 tours et l'on compte le temps qui s'écoule depuis l'instant où l'arbre a_2 est débrayé jusqu'à ce que la vitesse soit égale à 1 150 t/mn.

On trouve, par exemple, un temps de 1'40", soit 100". Le couple est :

$$C = 51,5 \times \frac{100}{100} = 51,5 \text{ gm.}$$

Cette méthode fournit donc le couple à 1 200 t/mn des deux roulements A et B chargés chacun à 85 kg (arbre et volant) augmenté du couple de ventilation du volant (celui de l'arbre étant négligeable).

Nous avons ensuite mesuré le couple dans les mêmes conditions à la lame dynamométrique, en conservant le volant sur l'arbre. Mais une difficulté nouvelle apparaît :

L'arbre a_2 portant seulement les deux roulements A et B a une faible inertie lui permettant de suivre, malgré l'élasticité de la lame, les légères variations de vitesse de l'arbre a_1 dues aux variations de tension du réseau électrique; mais l'adjonction d'un volant rend toute mesure impossible, car, tandis que la vitesse de l'arbre a_2 est pratiquement constante et uniforme, N t/mn celle de l'arbre a_1 suit les variations de la tension du réseau; si bien que si l'on imprimait à l'ensemble une vitesse — N t/mn, l'arbre a_2 serait au repos et l'arbre a_1 animé d'oscillations autour d'une position moyenne correspondant à une certaine torsion θ de la lame dynamométrique.

Pour remédier à cet inconvénient, nous avons contrarié les variations de vitesse de l'arbre a_1 en entraînant par le moteur électrique un deuxième volant identique au premier (1). Ainsi, les oscillations de l'un des arbres par rapport

(1) Et en utilisant comme source de courant une batterie d'accumulateurs dont nous étions seuls à nous servir.

à l'autre se trouvent « disciplinées », leur période est plus longue et leur amplitude plus faible : elles deviennent mesurables.

Les arbres tournant à N t/mn si l'on déplace lentement le curseur sur l'anneau dans le sens du mouvement de rotation, il arrive que pour un angle θ_1 , à chaque tour des arbres, l'aiguille du millivoltmètre dévie; ces déviations cessent, puis reparaissent après un certain temps, et ainsi de suite. Le temps qui sépare deux séries de déviations du millivoltmètre pour l'angle θ_1 correspond à la période du mouvement oscillatoire des arbres. En continuant à déplacer le curseur dans le même sens, on constate toujours des déviations temporaires puis, pour un angle θ_2 , ces déviations disparaissent complètement. L'angle θ_1 mesure la plus petite torsion de la lame, l'angle θ_2 sa plus grande torsion, et l'angle $\frac{\theta_2 - \theta_1}{2}$ l'amplitude du mouvement oscillatoire. Nous admettons comme angle de torsion :

$$\theta = \frac{\theta_1 + \theta_2}{2}.$$

Une correction reste à faire sur la valeur de θ ainsi obtenu. Nous avons indiqué qu'à cause des épaisseurs du frotteur F_1 et de la lamelle l_1 , il résultait une plage d'indétermination du zéro de la graduation de l'anneau O. Pour lever cette indétermination, nous avons convenu de mesurer les angles de torsion en déplaçant le curseur dans le sens du mouvement de rotation des arbres et de lire l'angle correspondant au début de la plage. L'angle θ_1 est lu dans ces conditions, mais l'angle θ_2 correspond à la fin de la plage d'indétermination; si θ_0 est la valeur de cette plage, l'angle θ_2 , qui correspond au début de cette plage, est égal à $\theta_2 - \theta_0$. Par suite :

$$\theta = \frac{\theta_2 + \theta_1}{2} - \frac{\theta_0}{2}.$$

Les angles θ_1 et θ_2 peuvent différer de 6 à 10° suivant les cas; θ_0 est compris entre 1 et 3°. Par exemple, à 1 200 t/mn, $\theta_1 = 30^\circ$; $\theta_2 = 38^\circ$; $\theta_0 = 3^\circ$:

$$\theta = \frac{30 + 38}{2} - \frac{3}{2} = 32,5^\circ.$$

Lors de la mesure, le zéro de la graduation était décalé en sens inverse du mouvement de rotation des arbres d'un angle de 5°5, par rapport au zéro réel fourni par la lame sans torsion; l'angle réel de torsion est donc 27° et le couple correspondant 55 gm, soit 52 gm, en tenant compte du couple des frotteurs F_2 et f_2 .

Si on fixe le curseur N dans la position $\theta_1 = 30^\circ$, le millivoltmètre dévie aux temps suivants (en secondes) :

11 — 19 — 28 — 37 — 47 — 55 — 64 — 73 — 81 — 90 ...

dont les intervalles sont :

8 — 9 — 9 — 10 — 8 — 9 — 9 — 9 — 9...

soit une période moyenne égale à 9 secondes. Si on fixe le curseur dans l'azimut $\theta_1 = 34^\circ$ environ, les déviations ont lieu toutes les 4,5 secondes.

Nous obtenons ainsi, à l'aide de la lame dynamométrique, la valeur du couple absorbé par le système volant-roulements, à une vitesse donnée N t/mn et pour une température de régime de l'huile des paliers déterminée.

Le dynamomètre étant remplacé par l'embrayage à griffes, l'arbre tournant à N t/mn et la température d'équilibre étant atteinte, — la même que précédemment, — on mesure à nouveau, mais par ralentissement, le couple roulements-volant. De sorte qu'à diverses vitesses ⁽¹⁾, nous avons la valeur d'un couple d'équilibre déterminé à la fois par la lame dynamométrique et par la méthode de ralentissement. Le tableau n° 3 résume les résultats.

TABLEAU 3

VITESSE	MESURES A LA LAME		MESURES PAR RALENTISSEMENT	
	COUPLES	TEMPÉRATURES	COUPLES	TEMPÉRATURES
t/mn	gm	degrés	gm	degrés
1 200	54	23	54	23
1 000	43	21	43,4	20,5
800	37	20	35,3	20,5
1 000	42,5	20,8	41,6	20,9
1 200	50,5	22,6	51,6	22,4
800	36,2	20	36,3	19,9
500	30,5	17,9	29,8	18,1

La concordance des résultats montre que l'étalonnage statique des lames dynamométriques est valable durant la rotation; pour un même couple C appliqué à la lame, celle-ci se tord du même angle θ , qu'elle soit au repos ou qu'elle tourne à une vitesse quelconque.

II. — Critique de la méthode de ralentissement pour la mesure du couple des roulements.

La méthode de ralentissement a l'avantage de fournir par une seule expérience les couples de frottement pour toute une série de vitesses, pour une charge donnée, à condition de connaître exactement le couple de ventilation et la température de l'huile des paliers aux diverses vitesses. Elle a, par contre, le défaut de manquer de précision. Le couple de ventilation, qui devient très important aux grandes vitesses, demanderait à être déterminé avec la plus grande exactitude. Nous avons cherché à éliminer l'incertitude provenant de l'évaluation de ce couple par une formule empirique de la façon suivante :

(1) Nous n'avons pas dépassé 1200 t/mn, cette vitesse étant voisine de la vitesse critique de l'arbre chargé du volant.

A. — Couple de ventilation du volant.

Le couple C ⁽¹⁾, absorbé par la rotation de l'arbre muni de son volant de 150 kg tournant dans les paliers A et B normalement graissés ⁽²⁾ à une vitesse donnée, peut s'écrire :

$$C = C_0 + \Delta C + C_v,$$

C_0 : couple des roulements à vide (sans volant) ;

ΔC : accroissement du couple des roulements, dû à la charge du volant ;

C_v : couple de ventilation.

En substituant au volant d'acier de 150 kg un volant creux de poids négligeable, de même forme géométrique extérieure avec cloisonnements intérieurs pour entraîner l'air, dans les mêmes conditions de graissage, de vitesse et de température des paliers, la lame dynamométrique fournit un couple C' tel que :

$$C' = C_0 + C_v,$$

C_0 se détermine facilement ; on peut donc avoir C_v et ΔC en admettant que le couple de ventilation du volant creux est le même que celui du volant d'acier.

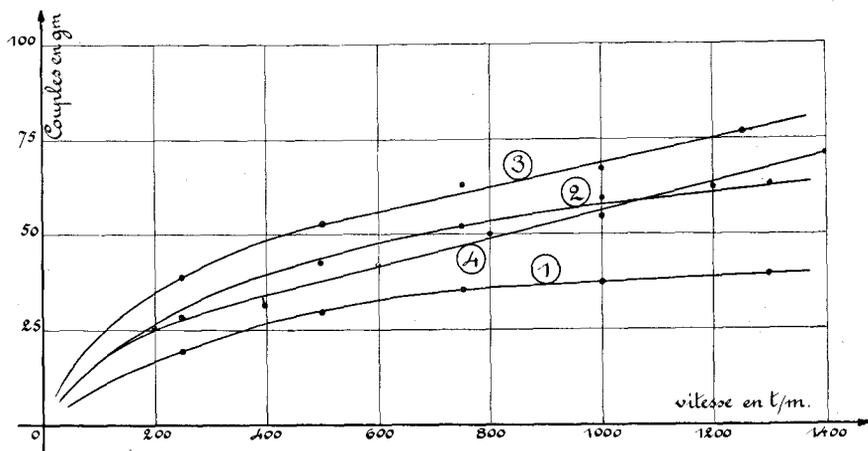


Fig. 16

Mais nous n'avons pu conserver cette hypothèse. En faisant des essais avec un volant en bois, dont les surfaces étaient aussi lisses que possible, nous avons constaté que le couple C' était nettement supérieur au couple C avec volant d'acier, alors qu'il aurait dû lui être inférieur si dans les deux expériences le couple de ventilation était resté le même. La courbe 1 de la *figure 16* représente les couples C_0 en fonction de la vitesse, obtenus en faisant tourner l'arbre démuné de son volant ; la courbe 2, les couples C et la courbe 3 les couples C' . L'écart constaté entre C et C' ne peut être imputé qu'à des couples de ventilation différents. De façon à nous rapprocher des conditions aérodynamiques

(1) Mesuré à la lame dynamométrique.

(2) Il est admis que les roulements sont normalement graissés quand la surface du bain d'huile du palier passe au niveau du centre de la bille la plus basse du roulement.

du volant d'acier, nous avons répété la mesure des couples C' avec un volant en tôle; nous avons obtenu la courbe 4 qui nous a fait abandonner toute idée de mesurer ainsi C_p .

Son calcul par une formule mathématique offre la même incertitude, à cause de la grande influence de la nature de la surface, que montrent encore les courbes de la *figure 17*.

La courbe 1 donne les couples C avec volant d'acier plein. En enroulant sur la jante du volant (large de 0,10 m) une épaisseur de toile, les couples

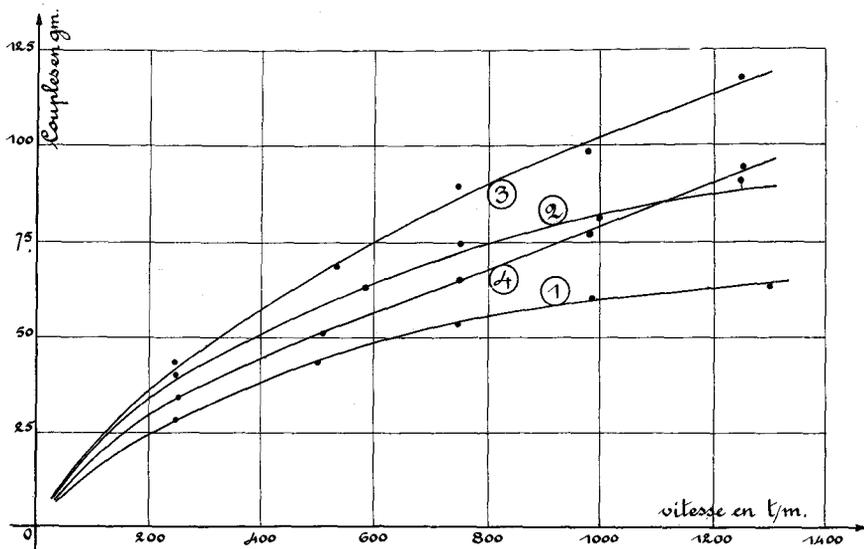


Fig. 17

sont plus élevés (courbe 2). Si le volant est complètement recouvert de toile (jante et flasques), on a la courbe 3.

Enfin, en passant une couche de peinture sur la toile, on obtient la courbe 4.

B. — Variation de la température des paliers dans le ralentissement.

Les différents points qui ont permis de tracer les courbes des *figures 16* et *17* ont été obtenus par mesure à la lame dynamométrique, après mise en régime de température stationnaire de l'huile des paliers. Ces températures d'huile sont très sensiblement les mêmes pour des points relatifs à une même vitesse, la température ambiante étant voisine de 15° pour tous ces essais.

Les mesures relatives à la température de régime sont les seules précises, car la température des paliers change assez bien au fur et à mesure que baisse la vitesse dans l'expérience de ralentissement.

Pour le mettre en évidence, nous avons tracé deux courbes, 1 et 2 (*fig. 18*) suggestives à ce sujet : la courbe 1 correspond au ralentissement de l'arbre a_2 avec volant de 150 kg, après mise en régime de deux heures, à 1250 t/mn (expérience 1), alors que la courbe 2 a été relevée immédiatement après le

lancement à 1 300 t/mn (expérience 2); les deux essais ont été faits à la même température ambiante de 14°; en même temps que les vitesses et les temps, on a relevé la température des paliers.

La courbe 3 (fig. 18) traduit la variation de cette température (1) en fonction du temps, — durant l'expérience 1 : au voisinage de 1 250 t/mn, elle reste constante, justifiant notre façon d'opérer par ralentissement, puis décroît

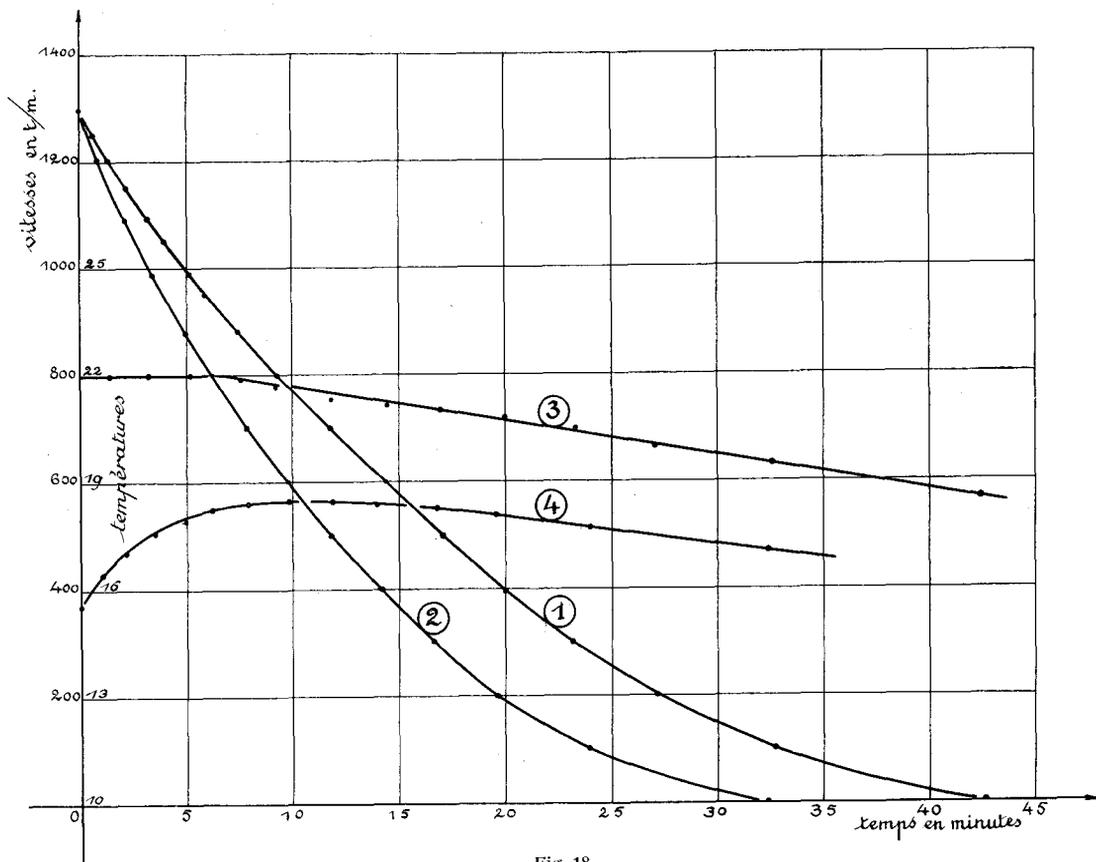


Fig. 18

linéairement en fonction du temps, passant de 22° à 18°5, à partir de 6 mn après le début du ralentissement, jusqu'à l'arrêt.

La courbe 4 est relative à l'expérience 2 (sans régime stationnaire à la vitesse maximum). Elle indique que la température (dans l'expérience de ralentissement) commence à croître, passe par un maximum, pour décroître ensuite jusqu'à l'arrêt.

M. HANOCQ a toujours pris la précaution de faire tourner l'arbre dans ses paliers à la vitesse maximum pendant deux heures avant de l'observer dans son ralentissement; il a relevé la température de régime atteinte par l'huile

(1) Il s'agit de la moyenne des températures de l'huile des deux paliers.

des paliers, mais il n'a pas noté les températures successives de ces derniers aux diverses phases de l'expérience de ralentissement.

A cause de la grande variation de la viscosité de l'huile avec la température et de la part importante de la viscosité dans le couple des frottements, les déterminations de ce couple faites sans indication de la température sont imprécises et d'autant plus erronées que la vitesse est plus faible et la température plus basse. Les déterminations au voisinage de la température de régime, à la vitesse maximum, fournissent seules des résultats précis; toutefois, on peut admettre que dans les expériences de M. HANOCQ, la variation de température suit une loi linéaire, analogue à celle que nous avons constatée dans les nôtres, et on peut ainsi corriger au moins d'une façon approchée ses résultats relatifs aux vitesses inférieures à la vitesse stationnaire.

CHAPITRE IV

INFLUENCE de la TEMPÉRATURE et du BAIN d'HUILE sur le COUPLE des ROULEMENTS à BILLES

I. — Viscosité de l'huile employée.

Nous avons déterminé, en fonction de la température, la viscosité — en degrés Engler — de l'huile de graissage que nous avons utilisée (1) et tracé la courbe correspondante (fig. 19).

TABLEAU 4

TEMPÉRATURES	VISCOSITÉ ENGLER
degrés	degrés
0	131,9
12,40	48,3
20,50	25,4
25,65	17,8
29,90	13,7
34,85	10,3
39,70	7,7
45	6,0

II. — Influence de la température.

M. HANOCQ a montré que le couple des roulements à billes varie linéairement avec la viscosité de l'huile de graissage; nous avons vérifié cette propriété de la façon suivante, et étendu la loi à des vitesses atteignant 2 000 t/mn.

Deux roulements A et B (2) normalement graissés étant montés sur l'arbre a_2 (sans volant-charge 10 kg par roulement) — et tournant à une vitesse donnée (500 t/mn par exemple); on mesure les couples et les températures (3) correspondantes en fonction du temps. Sur deux axes rectangulaires, en portant en abscisses les temps et en ordonnées les couples et les moyennes des températures des paliers, on obtient les courbes 1 et 2 (fig. 20). Au début de l'essai,

(1) Huile D. T. E. Heavy Medium, de la Vacuum Oil Company.

(2) Roulements S. K. F. n° 1511 dans paliers fonte. F. 11.

(3) Les températures des paliers sont mesurées à l'aide de thermomètres à mercure dont les réservoirs plongent entièrement dans l'huile.

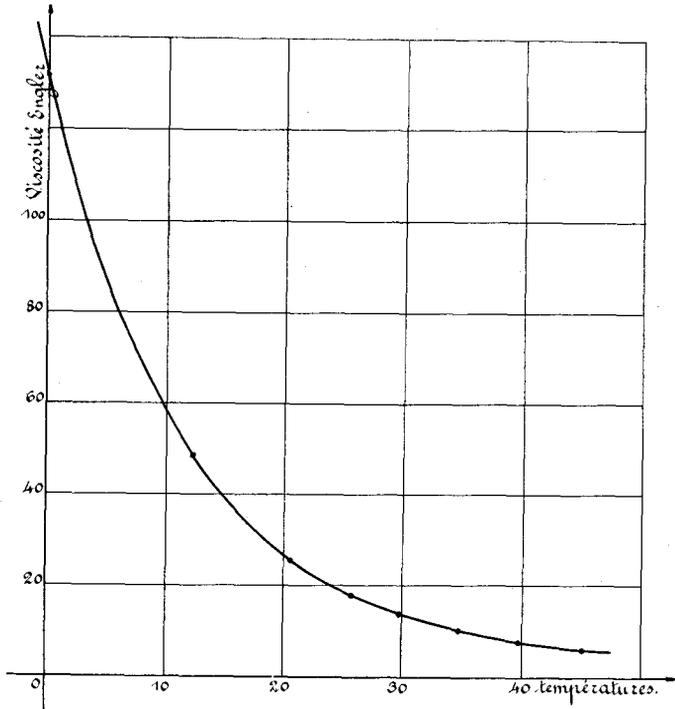


Fig. 19

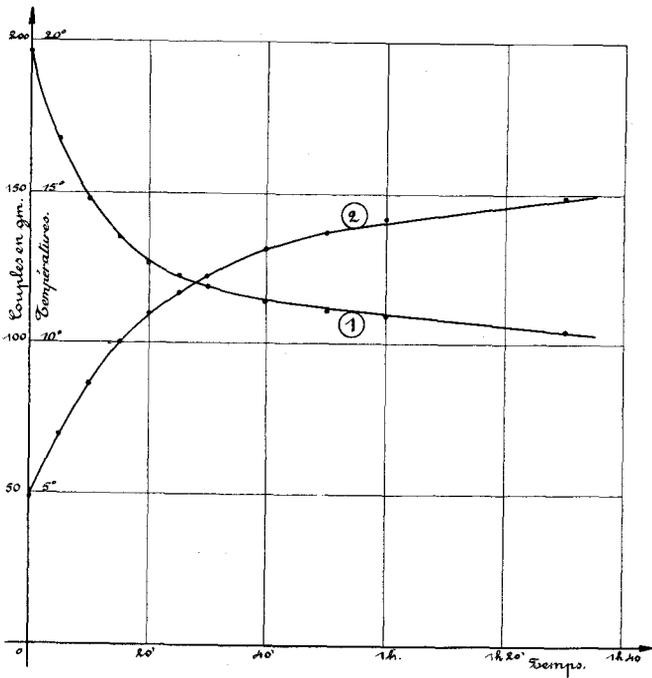


Fig. 20

la température croît assez rapidement, tandis que le couple décroît, puis ces deux grandeurs tendent vers une limite.

A 500 t/mn, cette limite de régime stationnaire d'équilibre est atteinte après deux heures de marche environ. Ce temps diminue quand la vitesse augmente : à 2 000 t/mn, il est voisin d'une heure.

Connaissant la courbe de variation de la viscosité avec la température, nous avons pu tracer la courbe de la variation du couple en fonction de la

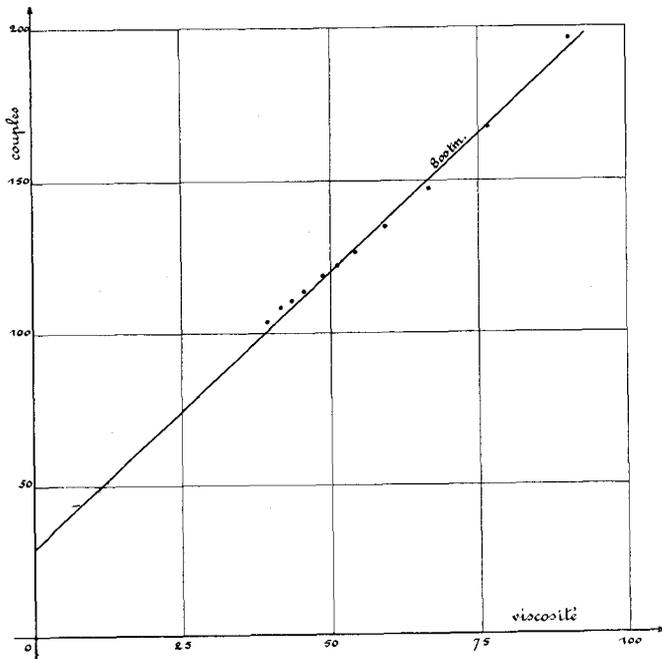


Fig. 21

viscosité (*fig.* 21). Dans tous les cas, expérimentés en graissage normal, pour une vitesse et une charge données, nous avons obtenu une droite :

$$C = A_0 + A \mu$$

μ représentant la viscosité est toujours positif et n'est jamais nul. Toutefois, ce dernier cas ($\mu = 0$) peut être assimilé au fonctionnement des roulements secs. Nous désignons ainsi des roulements qui ont été soigneusement lavés à l'essence et remontés sans huile; sur de tels roulements, il reste un léger épilamen de lubrifiant. Nous avons constaté que A_0 déduit de la courbe des couples en fonction des viscosités était en général égal au couple des roulements secs mesuré directement; A_0 semble indépendant de la vitesse. Il n'en est pas de même de A , comme nous le verrons aux chapitres suivants.

Si les deux roulements A et B sont montés en balance dynamométrique, — en rendant les semelles de leurs paliers solidaires grâce à une plaque d'acier portant fléau et plateaux (l'ensemble est sensible à moins de un gm) — on

constate la même variation du couple avec la viscosité. A 800 t/mn et à 1 200 t/mn par exemple, on obtient les droites de la *figure 22*.

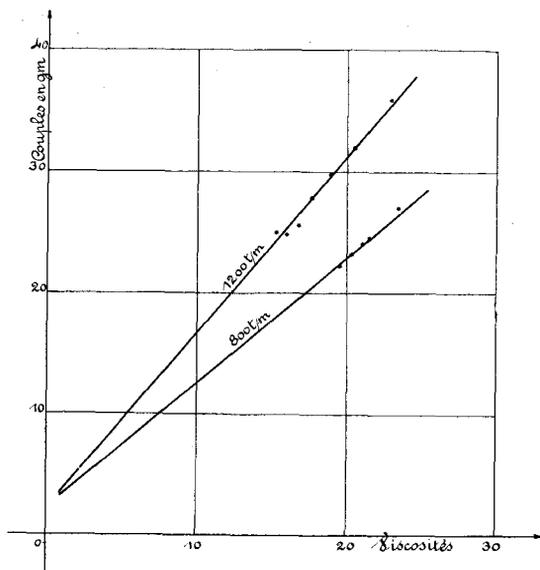


Fig. 22

Donc, le couple absorbé par deux roulements à billes, mesuré sur la bague intérieure ou sur la bague extérieure des roulements, peut se mettre sous la forme :

$$C = A_0 + A\mu$$

μ : représente la viscosité de l'huile de graissage à la température considérée;

A_0 : le couple pour une viscosité nulle;

A : étant un coefficient indépendant de la viscosité.

III. — Influence de la quantité d'huile.

De façon à déterminer le rôle joué par le bain d'huile dans la marche des roulements à billes, nous avons exécuté les essais suivants :

a) Deux roulements A et B chargés à 10 kg chacun, normalement graissés, tournent à 1 500 t/mn; en fonction du temps, on note les couples et les températures T_0 des bains d'huile. Les résultats sont consignés au tableau n° 5.

b) On répète le même essai après avoir doublé la quantité d'huile des paliers; résultats au tableau n° 6.

c) Les roulements ayant été nettoyés, on les graisse par trois ou quatre gouttes de lubrifiant, huilant seulement les surfaces frottantes. Dans les mêmes conditions de vitesse et de charge, l'expérience fournit les résultats du tableau n° 7.

Dans ce dernier cas de fonctionnement sans bain d'huile, les températures ne sont qu'approximativement celles des épilamens d'huile des billes et des bagues.

TEMPS	COUPLES	TEMPÉRA- TURE T ₀	VISCOSITÉ	TEMPÉRA- TURE AMBIANTE	EXCÈS T ₀ sur TEMPÉR. AMBIANTE
TABLEAU 5					
0	58	17	33,2	16	1
5'	51	18,5	29,6	16,2	2,05
10'	47	19,8	26,7	16,4	3,4
15'	44,5	20,85	24,8	16,5	4,35
20'	42,5	21,7	23,4	16,7	5
25'	41,3	22,4	22,3	16,8	5,6
30'	40	23	21,4	17	6
40'	38,5	24	20	17,1	6,9
50'	37,8	24,5	19,2	17,2	7,3
1 h	37,3	25	18,6	17,2	7,8
1 h 15	36,3	25,4	18,2	17,2	8,2
1 h 30	36	25,7	17,8	17,5	8,2

TABLEAU 6					
0	98	12,8	46	9,5	3,3
25	83	15,1	38,6	9,6	5,5
5'	77,5	16,7	34	9,8	6,9
75	71,3	18	30,8	10	8
10'	66,6	18,8	28,9	10	8,8
15'	62,6	20,2	26	10,2	10
20'	60	21	24,5	10,2	10,8
25'	57,3	21,9	23	10,3	11,6
30'	56	22,4	22,3	10,4	12
425	53,5	23,15	21,2	10,4	12,75
50'	51,6	23,5	20,6	10,5	13
1 h	51	24	20	10,5	13,5
1 h 15	51	24	20	10,5	13,5

TABLEAU 7					
0	44	11,8	50,8	10,8	1
5'	37,2	13,6	44,8	11	2,6
10'	32,5	15	38,9	11,2	3,8
15'	29,3	15,75	36,7	11,3	4,45
20'	27,3	16,25	35,2	11,3	4,95
25'	26,2	16,6	34,2	11,4	5,2
30'	25	16,8	33,7	11,4	5,4
40'	24	17	33,2	11,4	5,6
50'	22,3	17,3	32,5	11,5	5,8
1 h	22	17,4	32,2	11,5	5,9
1 h 15	22	17,4	32,2	11,5	5,9

Ces tableaux permettent de tracer les courbes (fig. 23) des couples en fonction des viscosités dans les trois cas considérés; la courbe 1 est relative aux roulements à bain d'huile normal; la courbe 2, au fonctionnement quand la quantité d'huile est doublée; la courbe 3 traduit le fonctionnement des deux roulements uniquement huilés. Nous voyons que la loi linéaire de variation du couple en fonction de la viscosité est conservée quand il y a bain d'huile, mais qu'elle ne semble plus vérifiée quand ce dernier est supprimé (1).

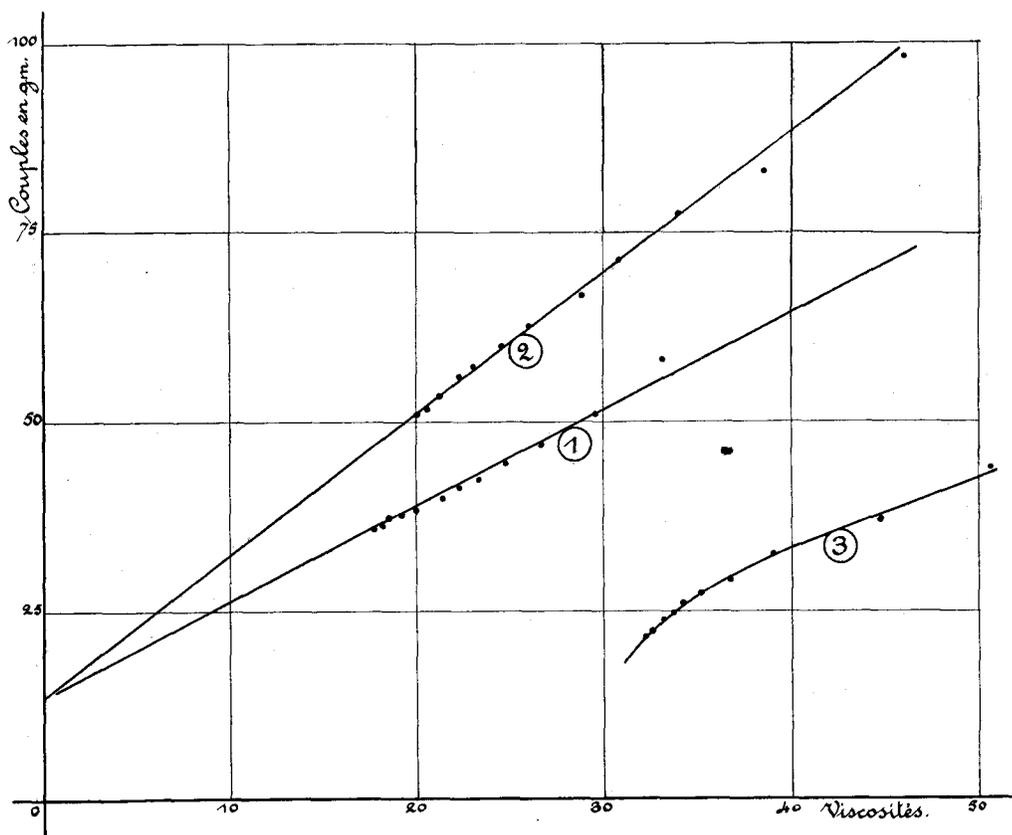


Fig. 23

Par ailleurs, ces trois courbes mettent en évidence la puissance absorbée par le frottement des billes et de la cage du roulement dans le bain d'huile. Pour une viscosité d'huile égale à 35° Engler par exemple, les deux roulements uniquement huilés absorbent un couple de 27 gm; s'ils sont normalement graissés, le couple monte à 57 gm; enfin, s'il y a de l'huile en excès, le couple atteint 78,5 gm. Par suite, quand un roulement fonctionne normalement, la puissance perdue par frottement des parties tournantes dans l'huile chiffre pour une bonne part de la puissance totale consommée. Si l'on augmente la quantité

(1) Dans ce dernier cas, nous n'avons qu'une idée de la température des épilamens d'huile des billes et des bagues.

d'huile, le graissage n'est pas amélioré, et la puissance perdue croît avec cette augmentation.

Les courbes 1, 2 et 3 de la *figure 24* représentent la variation de l'excès de la température de l'huile sur la température ambiante en fonction du temps.

Courbe 1 : graissage normal.

Courbe 2 : quantité d'huile doublée.

Courbe 3 : roulements seulement huilés.

Elles montrent que cet excès est de beaucoup le plus grand quand la quantité d'huile est la plus grande et que le temps nécessaire pour arriver au

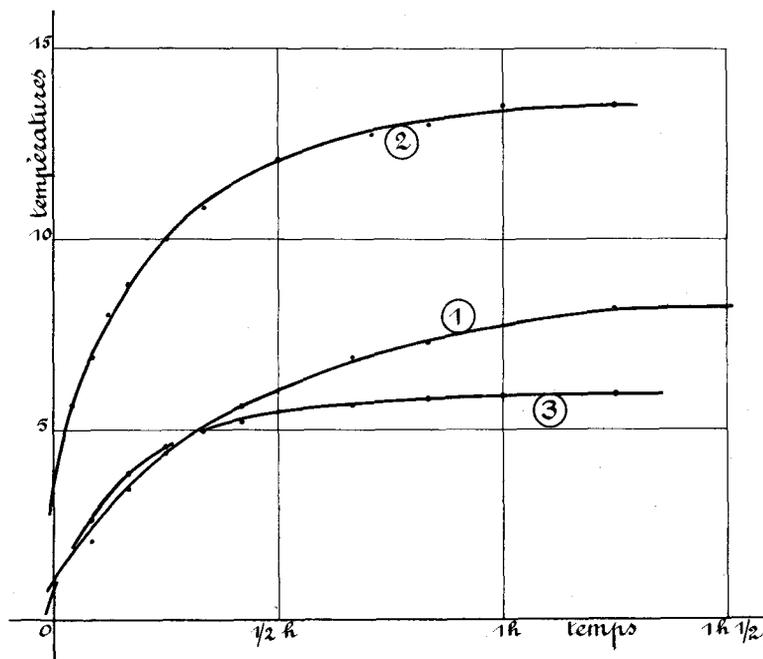


Fig. 24

couple de régime correspondant à la température d'équilibre du palier (ce couple étant le plus intéressant à considérer en pratique) — est le plus petit quand les roulements sont seulement huilés.

IV. — Conclusions.

Le bain d'huile d'un roulement à billes occasionne une importante perte d'énergie; celle-ci varie en sens inverse de la température de ce bain d'huile.

Les résultats de l'essai consigné au tableau n° 5 permettent de tracer les courbes du couple (*fig. 25*, courbe 1) et de la température (courbe 2), en fonction du temps. Le premier couple mesuré est 58 gm pour lequel la température de l'huile est déjà 17°. En extrapolant les courbes jusqu'à la température ambiante 16°, nous obtenons la valeur du couple lors d'un démarrage brusque à 1500 t/mn, soit 64 gm.

A la température ambiante de 16°, le couple de démarrage C_d est donc sensiblement double du couple de régime C_r pour une température ambiante normale et pour l'huile considérée. La différence $C_d - C_r$ est d'autant plus grande que la température ambiante est plus basse, car, dans ce cas, la courbe

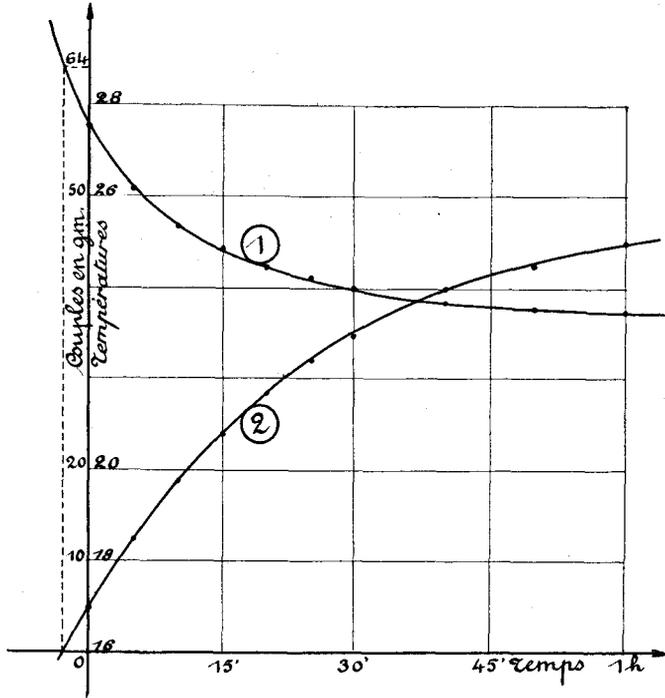


Fig. 25

de viscosité (fig. 19) se relève rapidement. Au contraire, elle diminue au fur et à mesure que la température ambiante croît. A 40°, $C_d - C_r$ serait relativement faible.

En définitive, l'huile de graissage occasionne une perte de puissance importante et les variations de température de cette huile produisent les variations de la puissance consommée.

CHAPITRE V

VARIATION du COUPLE des ROULEMENTS à BILLES SUIVANT leurs CONDITIONS de FONCTIONNEMENT

On admet généralement :

1^o Que le couple de frottement des billes relevé sur la bague interne de deux roulements à billes A et B montés suivant l'expérience « a » (fig. 26) est égal au couple de frottement des billes relevé sur la bague externe des mêmes roulements (dans des conditions identiques de charge, graissage, température, vitesse) montés suivant l'expérience « b » (1).

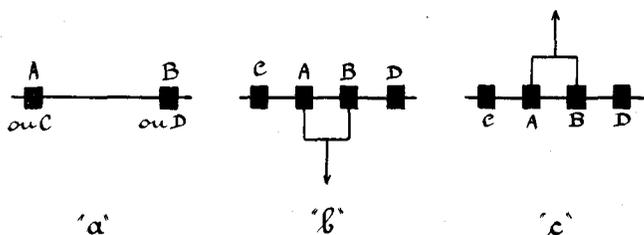


Fig. 26

2^o Que dans l'expérience « b », les roulements intermédiaires A et B absorbent le même couple que les roulements extrêmes C et D (1).

Afin de déterminer l'influence de la charge sur le couple de frottement des roulements à billes, nous avons fait plusieurs séries d'essais permettant de mesurer avec précision les divers couples entrant en jeu. Ces essais ont infirmé les deux hypothèses précédentes, comme nous l'avons annoncé antérieurement (2).

Pour contrôler la première hypothèse — que nous admettions d'abord avec nos prédécesseurs (3), nous avons mesuré pour deux mêmes roulements A et B à une même vitesse :

(1) Ch. HANOCQ. — Étude expérimentale des paliers de transmission. *Revue Universelle des Mines* (Belge), 1^{er} avril et 1^{er} mai 1927.

Ch. HANOCQ. — Le frottement fluide. *Revue Universelle des Mines* (Belge) 1^{er} août, 1^{er} et 15 septembre 1929.

(2) DELFOSSE et SWYNGEDAUV. — Sur certaines conditions de fonctionnement des paliers à billes. (*C. R.* t. 196, p. 41, 3 janvier 1933).

(3) DELFOSSE et SWYNGEDAUV. — Sur la mesure du couple de frottement d'un arbre dans ses coussinets. (*C. R. t.* 194, p. 1 792, 23 mai 1932).

1° Le couple $2C_1$ sur bague interne des roulements, par la lame dynamométrique (expérience « a »).

2° Dans une autre expérience, le couple $2c$ sur la bague externe par la balance dynamométrique (expérience « b ») (1).

A 500 t/mn, les roulements étant chargés à 10 kg chacun, en faisant alterner les mesures du couple sur bague interne et sur bague externe dans cinq séries d'expériences, nous avons obtenu les résultats suivants :

TABLEAU 8

VALEURS de $2C_1$ MESURÉES A LA LAME			VALEURS de $2c$, MESURÉES A LA BALANCE		
VALEUR des couples	TEMPÉRATURES		VALEUR des couples	TEMPÉRATURES	
	A	B		A	B
gm	degrés	degrés	gm	degrés	degrés
32	22	23	24,5	21,5	21
34,3	23	22,5	29,7	23,8	22
34,3	22,2	23,3	30,8	23,5	24
38,5	21,5	22	30,1	23,4	22,2
36,4	22,4	22,8	26,9	23	22
Valeurs moyennes ..			à la lame à la balance		
couples			35,1 gm	28,4 gm	
températures			22°5	22°7	

Nous constatons une différence marquée entre les deux couples C_1 et c , ce dernier étant plus faible. En poursuivant nos essais, à diverses vitesses — et pour la même charge : 10 kg par roulement, — nous avons obtenu les valeurs consignées dans le tableau ci-contre.

Les nombreuses séries d'expériences que nous venons de rapporter démontrent nettement que le couple de frottement sur la bague intérieure, relevé à l'expérience « a » par la lame dynamométrique, dépasse de 15 à 30 % environ le couple de frottement sur la bague extérieure, relevé à l'expérience « b » par la balance dynamométrique.

La contradiction de ces résultats avec ceux de M. HANOCQ s'explique notamment par le défaut de précision, bien connu des électriciens, de la méthode de ralentissement. La valeur de la variation de vitesse dans un temps qui ne comporte que quelques secondes est nécessairement entachée d'une erreur relative notable; les résultats obtenus par la méthode indirecte (de M. HANOCQ, fig. 3) étant la différence de deux valeurs tirées de deux expériences de ralentissement sont entachés d'une erreur beaucoup plus grande.

On remarquera, d'autre part, que dans deux expériences faites dans des conditions identiques, les couples relevés diffèrent parfois de 10 à 12 %; cela

(1) Les couples C_1 et c sont relatifs à un roulement.

tient surtout à la force p de serrage des billes, qui peut différer assez notablement d'une expérience à l'autre (1). C'est pourquoi il est nécessaire, pour conclure avec certitude, de faire plusieurs expériences et d'en prendre la moyenne.

TABLEAU 9

VALEURS MOYENNES A LA VITESSE DE :		A LA LAME 2 C, (bague interne)	A LA BALANCE 2c (bague externe)
500 t/mn.	couples	35,1	28,4
	températures	22,5	22,7
	viscosités correspondantes.	23,1	21,8
1 006 t/mn.	couples	29,7	22,3
	températures	28,4	29
	viscosités correspondantes.	15	14,4
1 500 t/mn.	couples	35,5	25,7
	températures	31	32,1
	viscosités correspondantes.	12,8	12,1
2 000 t/mn.	couples	48,7	33
	températures	33	33
	viscosités correspondantes.	11,5	11,5
2 500 t/mn.	couples	48,5	34,9
	températures	36,5	36,7
	viscosités correspondantes.	9,3	9,2

Les multiples mesures que nous avons rappelées et les résultats toujours concordants qu'elles nous ont fournis, ne laissent aucun doute sur la supériorité des couples relevés à la lame par l'expérience « a » sur ceux relevés à la balance dans l'expérience « b » et une question se pose : quelle est la cause de cette inégalité ? Ne se trouve-t-on pas en présence, comme le suppose M. SWYNGEDAuw (2) d'un effet analogue à celui qui rend le couple sur l'arbre supérieur au couple sur les coussinets dans les paliers à film d'huile ? Ou bien cette différence n'est-elle pas attribuable à ce que dans les expériences « a » et « b », la charge agit différemment sur les roulements ? En effet, quand le roulement est chargé, à la force p s'ajoute une force P due à la charge. Si la charge est verticale et agit sur le roulement par l'intermédiaire de l'arbre (expérience « a »), l'augmentation de pression due à la charge se manifeste pour des surfaces de contact billes-bagues situées en partie dans le bain d'huile du palier. Si la charge est appliquée par l'intermédiaire de la bague extérieure (cas des roulements montés en balance, expérience « b »), ce sont les billes

(1) Soit en effet un roulement monté sur un arbre ; il existe entre les billes et les bagues une force p que nous admettons uniforme (la même à vide pour toutes les billes) due :

- à la tension de mise en place des billes,
- au forçage de la bague interne du roulement sur l'arbre par blocage de la buselure conique,
- au coinçage de la bague externe par blocage des boulons de fixation du chapeau du palier.

(2) R. G. E. 18 octobre 1930.

supérieures qui supportent la charge; l'augmentation de pression est ici relative à des surfaces de contact billes-bagues situées hors du bain d'huile.

Pour contrôler ces hypothèses, nous avons mesuré les couples de frottement C sur la bague interne et c sur la bague externe des mêmes roulements A et B dans la même expérience « b ».

Nous avons obtenu le couple de frottement C sur la bague intérieure des roulements A et B dans l'expérience « b » (qui fournit le couple c sur la bague extérieure des mêmes roulements par la balance dynamométrique) en retranchant du couple total C_t lu à la lame dynamométrique dans cette expérience, le couple des roulements C et D (légèrement majoré, comme on le dira plus loin) lu à la lame dynamométrique dans l'expérience « a » où l'arbre ne porte pas de paliers intermédiaires.

Les couples C et c sont relatifs à des contacts billes-bagues surpressés hors du bain d'huile.

Ces essais ont été réalisés avec des roulements extrêmes C et D secs (non graissés); nous avons constaté, en effet, que pour une faible charge (10 kg), ces roulements absorbent un couple environ dix fois plus petit que s'ils étaient graissés normalement. Dans ces conditions, on réduit l'erreur commise sur le couple de A et B.

Les essais ont été conduits de la manière suivante : nous avons fait à 1 500 t/mn :

— L'expérience « a » avec C et D non graissés seuls. On note le couple C' .

— L'expérience « b » avec des roulements A et B normalement graissés à l'huile, montés en balance et chargés verticalement vers le bas, chacun par une force égale à 10 kg, les roulements extrêmes C et D n'étant pas graissés. On relève le couple total C_t à la lame dynamométrique et le couple $2c$ sur la bague extérieure des roulements A et B à la balance.

Le couple C' , relevé sur les roulements C et D dans l'expérience « a », n'est pas rigoureusement égal au couple absorbé par ces roulements dans l'expérience « b », car le couple de frottement des roulements lorsqu'ils sont secs croît plus rapidement avec la charge que lorsqu'ils sont graissés à l'huile; pour obtenir une valeur exacte du couple $2C$ sur la bague intérieure des roulements A et B dans l'expérience « b », il faut retrancher du couple total C_t relevé dans cette expérience, le couple C' , légèrement majoré comme suit :

Si l'on admet un coefficient de frottement constant, le couple des roulements secs est proportionnel à la force p_1 qui s'exerce aux points de contact des bagues et des billes sous une charge donnée. Comme pour les roulements chargés, il existe entre les bagues et les billes une force p initiale de mise en place, la force p_1 n'est pas doublée quand on double la charge en passant de l'expérience « a » à l'expérience « b ». (La balance pèse 20 kg, et l'arbre 20 kg).

Une expérience directe (1) montre que le couple des roulements C et D dans l'expérience « b » est égal à C' augmenté de 1,5 gm.

(1) Voir note à la fin du chapitre.

Les roulements A et B étant graissés normalement à l'huile, chargés à 10 kg chacun, température moyenne de l'huile : 24° et l'arbre tournant à 1500 t/mn sur roulements extrêmes C et D à l'état sec, le tableau n° 10 (I) donne les couples 2C relevés sur bague interne et 2c sur bague externe quand les billes surpressées sont hors de l'huile.

TABLEAU 10

I. — BILLES SURPRESSÉES HORS DE L'HUILE		II. — BILLES SURPRESSÉES DANS L'HUILE	
2 C	2 c	2 C ₁	2 c ₁
gm	gm	gm	gm
37,5	32,65	38,5	39
36,5	31,5	36,8	35
35,5	32,2	37,5	35
36,5	31,5	38,5	36
Moy. 36,5	31,9	Moy. 37,8	36,25

Dans ce tableau, il ressort nettement que le couple sur bague interne est supérieur au couple sur bague externe d'environ 15 %.

Par suite, dans un palier à billes graissé normalement à l'huile, *le couple de frottement sur la bague interne est supérieur à celui que les billes exercent sur la bague externe*, ce qui démontre un effet de coin d'huile analogue à celui des paliers lisses.

Nous avons essayé de mettre en évidence le même effet avec des billes surpressées dans l'huile. Pour cela, nous avons répété l'expérience « b » sous la forme « c » (fig. 26) en appliquant à chaque palier intermédiaire A et B une force verticale de 10 kg dirigée de bas en haut. Ces paliers, pesant ensemble 20 kg, étaient tirés vers le haut à l'aide de cordons passant sur des poulies très mobiles, aux extrémités de chacun desquels était suspendu un poids de 20 kg. Ces expériences nous ont fourni :

2C₁, couple sur bague interne,

2c₁, couple sur bague externe.

Les résultats — tableau n° 10 (II) — ont été obtenus dans les mêmes conditions que les précédents : graissage normal, charge 10 kg, vitesse 1500 t/mn, température moyenne de l'huile : 24°, roulements extrêmes C et D secs.

La comparaison des résultats du tableau n° 10 montre :

1° Que la moyenne des valeurs de C₁ dépasse la moyenne des valeurs de c₁, mais d'une quantité moindre que lorsque les billes surpressées sont hors de l'huile. Cela tient pour une bonne part à ce que dans l'expérience « c », les billes des roulements extrêmes C et D ne sont plus soumises — théoriquement — à aucune charge supplémentaire. Aussi, en retranchant, comme on l'a fait, du couple total C'₁ relevé par la lame dynamométrique dans l'expérience « c »,

la valeur du couple C' de l'expérience « a », on a obtenu une valeur trop faible pour le couple C_1 (la valeur retranchée étant trop forte) (1).

2° Que les valeurs C_1 et c_1 des couples sur bagues interne et externe quand les billes surpressées sont dans l'huile sont supérieures aux valeurs C et c des mêmes couples quand les billes surpressées sont hors de l'huile. Pour expliquer cette supériorité, M. SWYNGEDAuw nous a suggéré l'hypothèse suivante :

« Lorsque les billes surpressées sont dans l'huile, celle-ci par son mouvement constant et sa grande surface de contact avec le palier, évacue constamment la chaleur dégagée par le frottement aux épilamens d'huile des billes surpressées; au contraire, si ces dernières sont hors de l'huile, les épilamens chauffés ne sont pas refroidis aussitôt et leur température peut être notablement plus élevée que dans le premier cas. Comme la résistance au roulement prend surtout naissance aux surfaces de contact bagues-billes surpressées, le couple de frottement est nécessairement plus grand lorsque lesdites billes sont dans l'huile plutôt que hors de l'huile.

Pour vérifier cette hypothèse, nous avons mesuré à la fois la température T_0 du bain d'huile des paliers (2) et la température T_s à la partie supérieure de la bague externe des roulements, grâce à des thermomètres à mercure, dont le réservoir est dans le trou de graissage du chapeau de palier.

Le tableau suivant donne, à différentes vitesses et pour une charge de 10 kg, les températures des paliers A et B.

TABLEAU 11

VITESSES		A	B	MOYENNE	$T_s = T_0$	TEMPÉRATURE AMBIANTE
500 t/mn	T_s	14,4	14,4	14,4	0,7	10
	T_0	13,5	13,9	13,7		
1 000 t/mn	T_s	18,2	20	19,1	1,55	11
	T_0	16,6	18,5	17,55		
1 500 t/mn	T_s	20,5	22,9	21,7	2,3	10
	T_0	18	20,8	19,4		
2 000 t/mn	T_s	25,8	28	26,9	2,9	11
	T_0	22,7	25,3	24		

La température T_s mesurée, qui est évidemment inférieure à celle de l'épilamen d'huile de la bille qui passe à la partie haute du roulement, est supérieure à la température T_0 du bain d'huile, et la différence $T_s - T_0$ croît avec la vitesse.

(1) D'autre part, il y a lieu de noter que les différences $C_1 - c_1$ d'une part, $C - c$ d'autre part, que nous attribuons à un effet de coin d'huile, peuvent elles-mêmes varier suivant que les couples mesurés sont relatifs à des billes surpressées dans l'huile ou hors de l'huile, car les phénomènes de coin d'huile peuvent être influencés par le bain d'huile au sein duquel il y a turbulence.

(2) Qui est celle des épilamens d'huile des billes passant à la partie inférieure du roulement.

Par ailleurs, nous avons très souvent vérifié que l'excès de la température T_s sur la température T_0 est plus grand pour les paliers dont les billes surpressées sont hors de l'huile (position intermédiaire de l'expérience « b ») que pour les mêmes paliers dont les billes surpressées sont dans l'huile (positions extrêmes de l'expérience « b »).

En définitive, le couple total C_t mesuré dans l'expérience « b » quand les quatre roulements sont normalement graissés, peut s'écrire :

$$C_t = 2 C_1 + 2 C.$$

Conclusion.

En résumé, on peut distinguer pour un même palier ayant atteint un régime stable de température, quatre valeurs différentes de couples, comme suit :

	BILLES SURPRESSÉES	
	dans l'huile	hors de l'huile
Sur bague interne	C_1	C
Sur bague externe	c_1	c

Les phénomènes de coin d'huile font que :

$$\begin{aligned} C_1 &> c_1 \\ C &> c. \end{aligned}$$

La répartition de températures inégales le long du roulement fait que :

$$\begin{aligned} C_1 &> C \\ c_1 &> c. \end{aligned}$$

Des essais nombreux nous ont montré que d'une façon générale, C dépasse c de 15 à 20 % suivant la vitesse et les températures, et que C_1 dépasse C dans les mêmes proportions.

D'après les hypothèses faites, les quatre valeurs du couple s'expliquent par la seule présence du bain d'huile dans le palier. Nous avons vérifié par ailleurs sur des roulements secs, à l'aide d'expériences analogues à celles consignées aux tableaux nos 8 et 9, que :

$$C_1 = c$$

NOTE. — Cette égalité nous a permis de déterminer l'influence d'une charge du même ordre de grandeur que le poids de l'arbre a_2 , sur la valeur du couple C' des roulements C et D secs (expériences a et b).

Pour cela, ces roulements ont été montés — secs — en balance dynamométrique (expérience b). Nous avons fait varier la charge de la balance par adjonction de poids p, p_1, p_2, \dots , l'arbre étant entraîné à 1500 t/mn et nous avons mesuré sur la bague externe des roulements C et D , les couples c correspondants à p, p_1, p_2, \dots

CHAPITRE VI

INFLUENCE de la VITESSE et de la CHARGE sur la VALEUR du COUPLE des ROULEMENTS à BILLES

I. — Influence de la vitesse.

Pour mettre en évidence l'action de la vitesse sur le couple des roulements à billes, nous nous sommes efforcés de maintenir constants tous les facteurs qui influent sur la valeur de ce couple, à l'exception de la vitesse, que nous avons fait varier jusqu'à 2 000 t/mn. Nous avons opéré de la façon suivante :

Deux roulements A et B montés sur l'arbre a_2 sont chargés uniquement par le poids de l'arbre (soit 10 kg par roulement) et reposent sur les chaises- consoles (expérience « a », fig. 26). Nous avons mesuré, par le dynamomètre à lame, le couple $2C_1$ sur la bague interne de ces deux roulements. A cet effet, l'arbre a_2 tourne à 2 000 t/mn jusqu'à ce que soit atteint le régime d'équilibre de température. Puis, rapidement, la vitesse est ramenée aux valeurs 1 750, 1 500, 1 250 t/mn, pour lesquelles on mesure les couples correspondants. La température du bain d'huile ne variant que très peu pendant les mesures (cette variation est de l'ordre d'un demi-degré), on obtient les couples à différentes vitesses sous une charge donnée et pour une même température d'huile. Les résultats sont consignés au tableau suivant :

TABLEAU 12

VITESSES	COUPLES $2 C_1$
t/mn	gm
2 000	33,25
1 750	30,50
1 500	27,50
1 250	26,50
1 000	23
750	21,50
500	17,50
250	14

Moyenne des températures. $\left\{ \begin{array}{l} T_0 = 26^\circ, \\ T_s = 31^\circ. \end{array} \right.$ Température ambiante 12° .

Ces résultats permettent de tracer la courbe 1 de la *figure 27* qui montre la variation linéaire du couple avec la vitesse.

Nous avons ensuite repris cet essai quand l'arbre a_2 porte quatre roulements A, B, C, D, normalement graissés et équidistants les uns des autres. Les roulements extrêmes A et B reposent sur les chaises-consoles; les roulements intermédiaires C et D peuvent être chargés par des poids, grâce à un système de leviers (*fig. 28*).

Nous avons mesuré le couple C_t sur la bague interne des quatre roulements pour des charges de 20, 170 et 320 kg, appliquées aux paliers intermédiaires (1) (tableau n° 13).

TABLEAU 13

VITESSES	COUPLES C_t			
	CHARGE 20 KG	CHARGE 170 KG	CHARGE 320 KG	
t/mn	gm	gm	gm	
2 000	62	76	87,5	
1 750	58,5	69,5	81	
1 500	52,5	65,5	75,5	
1 250	49	59,5	71,5	
1 000	43,5	55	65	
750	39	49,5	60	
500	35	43,5	54	
250	28,5	38	46,5	
Moyenne des températures $T_o...$ Roul. A. B. C. D.		26°1	26°	26°2
Moyenne des températures $T_s...$ Roul. C et D.		31°3	31°2	31°5
Température ambiante.....		12°	12°	12°

Ce tableau fournit les courbes 2, 3, 4 de la *figure 27*. Elles montrent encore la variation linéaire du couple avec la vitesse (cependant les points relatifs à la vitesse de 250 t/mn ont des ordonnées inférieures à celles tracées). Nous avons donc :

$$C = A'_0 + A'N$$

N étant le nombre de tours-minute de l'arbre;

A'_0 le couple pour une vitesse nulle;

A' un coefficient indépendant de la vitesse.

(1) Le poids de l'arbre fait que les roulements A et B supportent une charge légèrement supérieure (10 kg) à celle des roulements C et D.

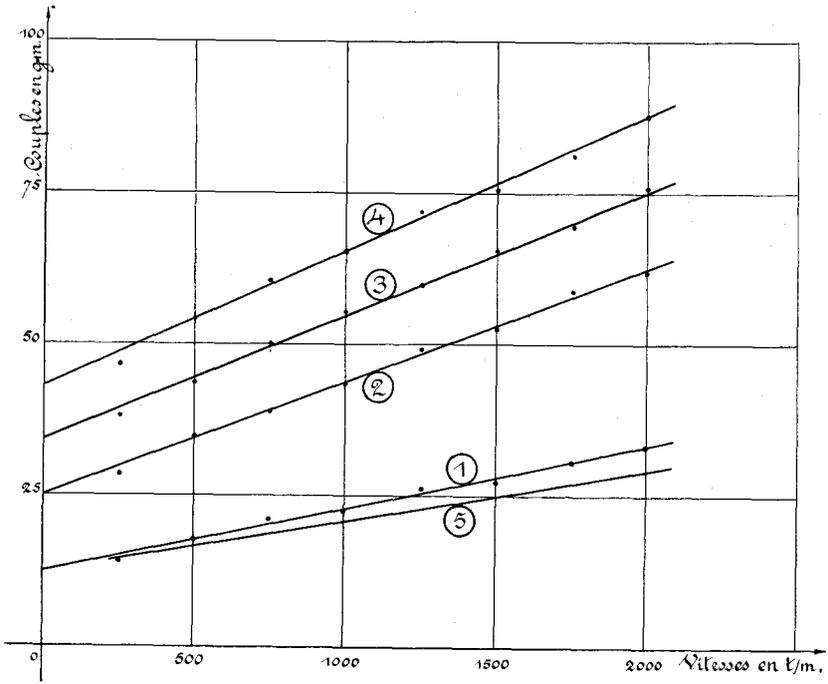


Fig. 27

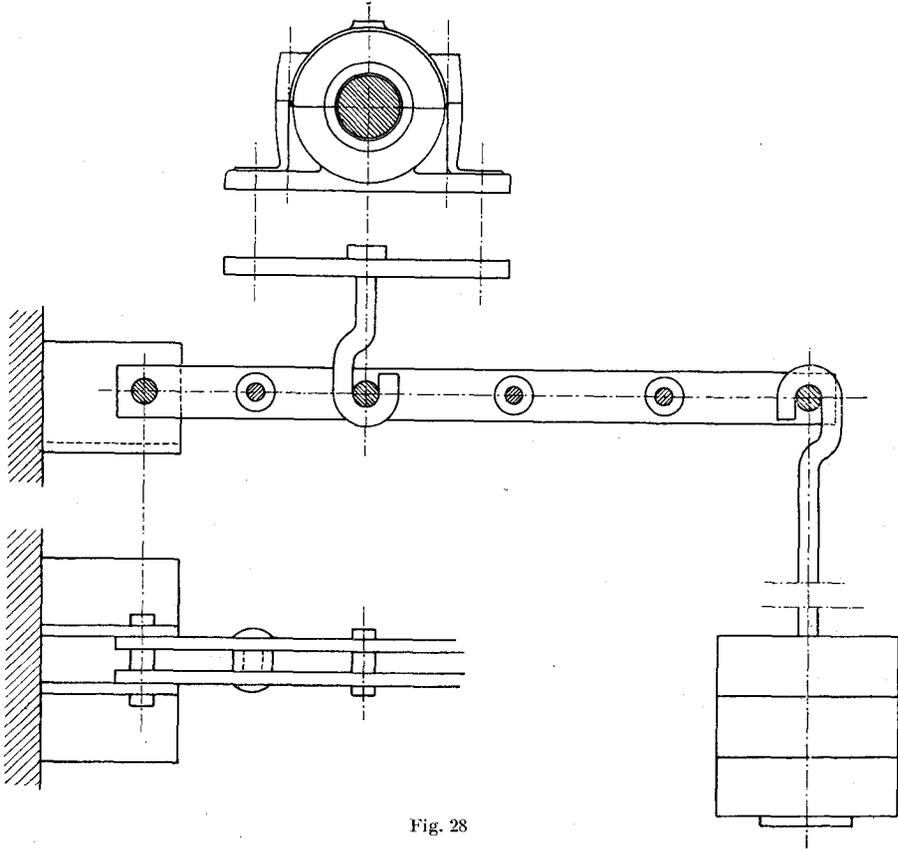


Fig. 28

Alors que l'essai du tableau n° 12 se rapporte à deux roulements à billes surpressées dans l'huile, les dernières séries de mesures ont trait à quatre roulements (expérience « b », fig. 26), dont les deux extrêmes ont leurs billes surpressées dans l'huile et les deux intermédiaires leurs billes surpressées hors de l'huile.

Nous avons appelé C_t le couple total, C_1 le couple d'un des roulements placés aux extrémités de l'arbre, et C le couple d'un des roulements intermédiaires. Nous avons :

$$C_t = 2 C_1 + 2 C.$$

Les tableaux 12 et 13 fournissent C_t et C_1 dans des conditions identiques de vitesse et de température et très sensiblement pareilles quant à la charge — en ne considérant C_t que pour une charge de 20 kg. Ils permettent donc d'obtenir C . Les résultats sont consignés au tableau n° 14 où nous avons fait figurer pour C_t et $2C_1$ les valeurs lues sur les droites 1 et 2 et non les résultats des points expérimentaux. La droite 5 (fig. 27) représente la variation du couple $2C$ avec la vitesse.

TABLEAU 14

VITESSES	C_t	$2 C_1$	$2 C$
t/mn	gm	gm	gm
2 000	62,5	33,25	29,25
1 750	58	30,6	27,4
1 500	53	28	25
1 250	48,5	25,5	23
1 000	43,7	23	20,7
750	39,1	20,2	18,9
500	34,5	17,6	16,9
250	30	15	15
0	25	12,5	12,5

Des couples de roulement C_1 et C , on peut déduire les valeurs des coefficients de frottement f_1 et f relatifs au rayon r de l'arbre :

$$f_1 = \frac{C_1}{P \cdot r},$$

$$f = \frac{C}{P \cdot r}$$

P étant la charge supportée par chaque roulement (10 kg).

Pour la faible charge considérée, nous avons pu déterminer les couples C_1 et C (nous connaissons à la fois C_t et C_1) et en déduire les coefficients de frottement f_1 et f ; mais pour des charges plus élevées, cette détermination est moins précise, car C_1 doit être déterminé par la méthode de ralentissement, qui laisse à désirer, comme on l'a dit plus haut.

Aussi, pour ces charges, nous déterminons le coefficient de frottement f' en admettant que les quatre roulements A, B, C et D absorbent le même couple : $\frac{C_t}{4}$ (comme l'ont fait les expérimentateurs antérieurs).

TABLEAU 15

VITESSES	f_1	f
t/mn		
2 000	0,066	0,058
1 750	0,061	0,055
1 500	0,056	0,050
1 250	0,051	0,046
1 000	0,046	0,041
750	0,040	0,038
500	0,035	0,034
250	0,030	0,030

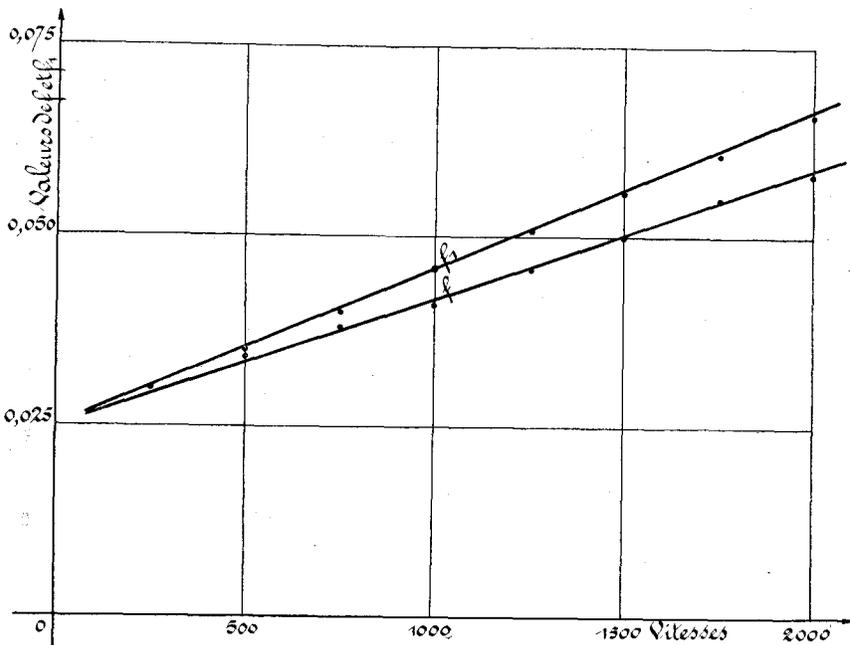


Fig. 29

Nous savons, d'après nos études précédentes, que ce couple moyen est inférieur au couple absorbé par les roulements extrêmes qui sont porteurs, et supérieur à celui absorbé par les roulements intermédiaires, qui sont tracteurs.

Les résultats d'expériences faites à des vitesses variant entre 250 t/mn et 2 000 t/mn, avec des charges de 170 kg et 320 kg (tableau n° 13) permettent de calculer f' (tableau n° 16).

Les variations de f' , f et f_1 sont linéaires avec la vitesse (fig. 29 et 30) comme celles des couples qui sont proportionnels à ces coefficients de frottement.

TABLEAU 16

VITESSES	f'	
	170 kg	320 kg
2 000	0,0044	0,0027
1 750	0,0040	0,0025
1 500	0,0038	0,0023
1 250	0,0035	0,0022
1 000	0,0032	0,0020
750	0,0029	0,0018
500	0,0025	0,0016
250	0,0022	0,0014

Cette proposition généralise à des vitesses atteignant 2 000 t/mn la conclusion formulée par M. HANOCQ pour des vitesses ne dépassant pas 700 t/mn.

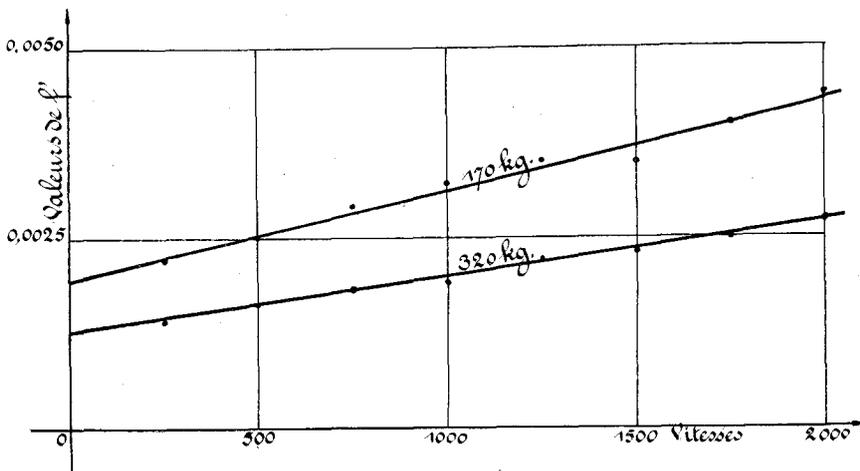


Fig. 30

Cet auteur la restreignait au seul cas où les roulements sont chargés par des ressorts ⁽¹⁾, nos expériences utilisant des poids montrent que cette restriction ne doit pas être maintenue.

(1) CH. HANOCQ, Étude expérimentale des paliers de transmission, *Revue des Mines* (Belge), n° des 1^{er} avril et 1^{er} mai 1927.

II. — Influence de la charge.

Le fabricant des roulements étudiés indique que la charge que peut supporter un roulement est donnée approximativement par :

$$P = \frac{Q}{S},$$

en appelant :

- Q : la capacité de charge fournie par le constructeur et égale pour les roulements considérés à 845 pour 1 000 t/mn;
- S : le coefficient de durée, égal à 2,5 pour une durée de travail de cinq ans à raison de 8 heures par jour ⁽¹⁾.

Dans ces conditions :

$$P = \frac{845}{2,5} = 338 \text{ kg.}$$

Les charges que nous avons utilisées sont de l'ordre de grandeur de celles mises en jeu industriellement.

Pour voir comment varie le couple des roulements avec la charge, nous avons suivi le même mode opératoire que celui qui nous a montré l'influence de la vitesse; les quatre roulements étant montés comme précédemment, nous avons fait les mesures à vitesse et à température constantes et nous avons fait varier la charge de 20 à 320 kg par palier intermédiaire. Pour cela, les roulements chargés à 320 kg — 330 kg pour les roulements extrêmes — tournent à vitesse constante N t/mn jusqu'à ce que soit atteinte la température stationnaire d'équilibre; puis, la vitesse étant toujours N t/mn, on ramène rapidement la charge aux valeurs 260, 200, 140 kg, pour lesquelles on mesure le couple C. La température des roulements restant la même durant les mesures, on obtient les couples pour une vitesse donnée, à des températures constantes. Nous avons expérimenté aux vitesses 500, 1 000, 1 500 et 2 000 t/mn. Les résultats sont consignés au tableau n° 17.

TABLEAU 17

CHARGES	500 t/mn	1 000 t/mn	1 500 t/mn	2 000 t/mn
kg				
320	63,5	71,5	73,5	77
260	60	68	70	72,5
200	56	64	66	68,5
140	52,5	60	62	65
80	49	56	58	61
20	44,5	52	53,5	57,5
Moyenne des températures T ₀	15°2	20°5	25°	28°
Moyenne des températures T _s	18°1	25°	30°	33°5
Température ambiante.....	12°8	13°	12°5	12°

(1) Catalogue général de la maison S. K. F.

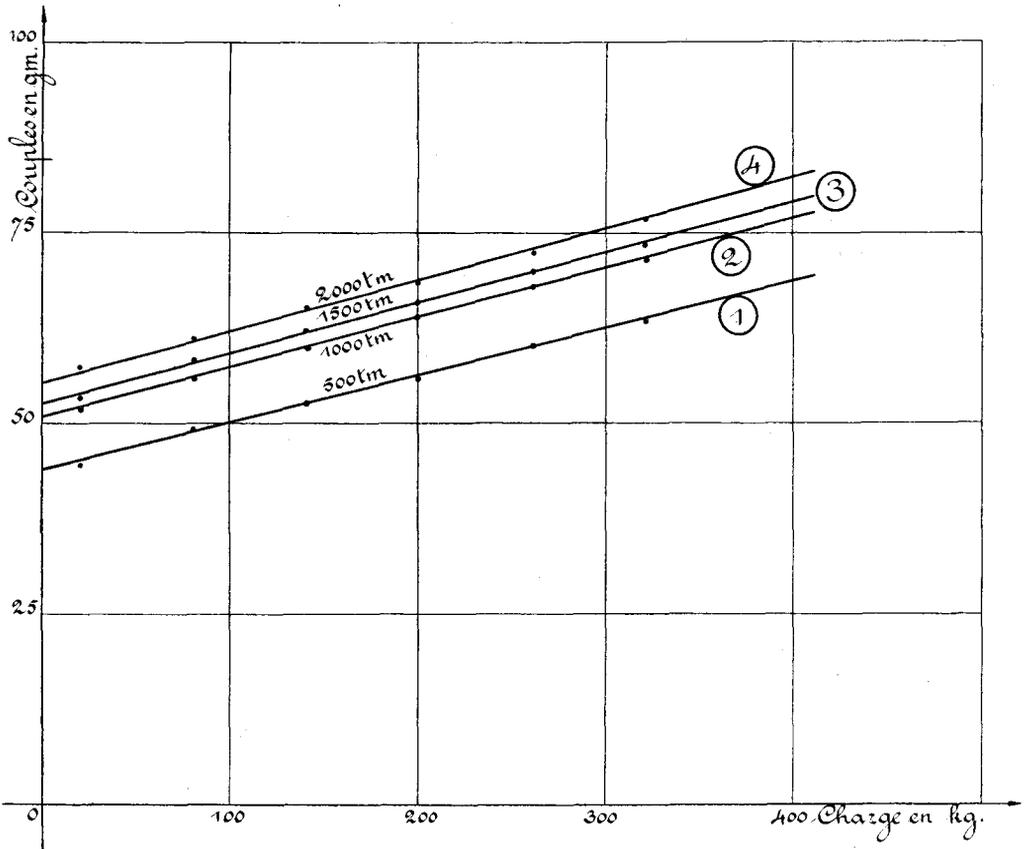


Fig. 31

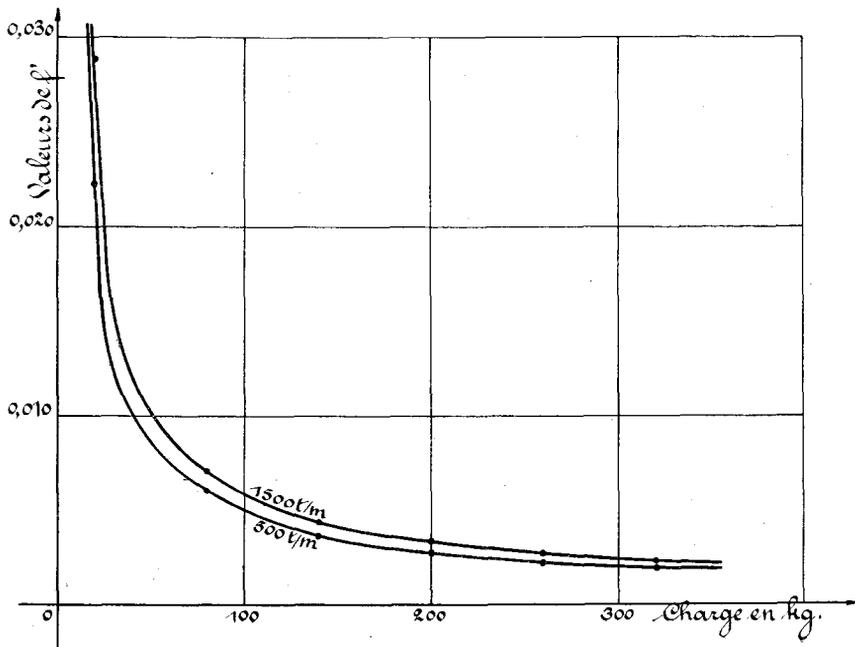


Fig. 32

Ils permettent de tracer les courbes de la variation du couple C_t avec la charge, et de constater que le couple varie linéairement avec la charge (*fig. 31*) suivant la loi :

$$C = A''_0 + A'' \cdot P,$$

P étant la charge appliquée au roulement;
 A''_0 le couple correspondant à une charge nulle;
 A'' un coefficient indépendant de P .

Des valeurs du couple en fonction de la charge, nous avons déduit les coefficients de frottement f' (tableau n° 18) pour les vitesses de 500 et 1 500 t/mn (*fig. 32*).

TABLEAU 18

CHARGES	VALEUR DE f'	
	500 t/mn	1 500 t/mn
kilogrammes		
320	0,0019	0,0023
260	0,0023	0,0027
200	0,0028	0,0033
140	0,0037	0,0044
80	0,0061	0,0072
20	0,0223	0,0288

Ces valeurs sont légèrement plus faibles que celles obtenues par M. HANOCQ, par exemple :

	NOTRE ESSAI	ESSAI DE M. HANOCQ
Vitesse.....	500 t/mn	500 t/mn
Charge.....	400 kg	350 ou 500 kg
Température ambiante.....	12°8	18°
Température de l'huile.....	15°2	18°
Alésage des roulements.....	50 mm	40 mm
Coefficient de frottement.....	0,0019	0,0025

III. — Conclusions.

Le couple des roulements à billes varie linéairement avec la charge et avec la vitesse.

Si la charge appliquée au roulement est doublée et passe par exemple de 200 à 400 kg, la vitesse de rotation étant de 1 500 t/mn, le couple augmente d'environ 25 % de sa valeur. Sous une charge de 320 kg, quand la vitesse passe de 1 000 à 2 000 t/mn, le couple du roulement augmente de 40 %.

Mais, étant donné qu'en général un roulement à billes doit assurer un travail quasi constant, sa charge et sa vitesse variant dans des limites relativement restreintes, la puissance absorbée ne dépend que peu de ces deux facteurs, dont nous venons d'examiner l'influence.

CHAPITRE VII

CONCLUSIONS

I. — Avant-propos.

Des essais dont nous venons de rendre compte, il résulte que la variation du couple sur la bague interne d'un roulement à billes est proportionnelle :

1° à la viscosité des épilamens d'huile des billes surpressées, pour une charge et une vitesse données;

2° à la vitesse de rotation, pour une viscosité d'huile et une charge données;

3° à la charge, pour une viscosité d'huile et une vitesse données.

M. HANOCQ est arrivé aux conclusions expérimentales suivantes : la méthode de la balance dynamométrique (suivant *fig. 4*) lui a indiqué que « le coefficient de frottement croît rapidement quand la température diminue », et la méthode de ralentissement (suivant *fig. 3*) que « pour une charge constante, ce coefficient varie suivant une loi strictement linéaire avec la vitesse de rotation, tout au moins lorsque la charge résulte, non de l'application d'une masse, mais d'une tension provoquée par un ressort » pour des vitesses ne dépassant pas 700 t/mn.

Pour expliquer ces conclusions, il admet que la puissance W perdue dans un roulement à billes se décompose en :

— une perte par frottement de roulement que l'on peut écrire :

$$W_r = (P + p) \cdot f_r \cdot r \cdot k_1 \cdot \omega$$

où P est la charge;

p la pression de mise en place des billes;

f_r le coefficient de frottement de roulement;

k_1 un coefficient qui tient compte de ce que la vitesse de translation de la force $(P + p) f_r$ n'est pas la vitesse périphérique ωr de l'arbre;

— une perte par frottement de glissement :

$$W_g = (P + p) \cdot f_g \cdot r \cdot k_2 \cdot \omega$$

où f_g est le coefficient de frottement de glissement;

k_2 un coefficient tenant compte de ce que la vitesse de glissement n'est qu'une fraction de la vitesse périphérique de l'arbre.

— une perte par chocs, due à ce que les billes tendent « à partir d'une certaine vitesse, à rebondir et à sautiller » :

$$W_c = (m + k'M) k_3 \omega^2 r^2$$

où m est la masse des billes;

$k'M$ une fraction de la masse M supportée par le palier et participant aux chocs;

$k_3 \omega^2 r^2$ le carré de la vitesse de translation des billes.

Il attribua d'abord aux chocs des billes la variation linéaire du couple avec la vitesse; mais, en opérant avec ressort, il constata que cette loi était conservée, et que de plus « le terme qui dépendait de ω croissait nettement à mesure que la température allait en diminuant ».

Négligeant alors le troisième terme (quand les roulements sont chargés par ressort), il suppose la perte par chocs nulle, et retranchant du couple total C les valeurs des premier et deuxième termes, déterminés indirectement, il obtient un quatrième terme, proportionnel à la viscosité de l'huile, et où intervient la vitesse :

Ce terme rend compte de la perte par frottement des billes dans l'huile et s'écrit :

$$W_h = k_4 \cdot \mu \cdot \omega^2 \cdot r^2 \cdot \sigma$$

où σ est la surface des billes;

μ la viscosité de l'huile;

$k_4 \omega^2 r^2$ le carré de la vitesse périphérique des billes.

Par suite, d'après M. HANOCQ, la perte totale dans un roulement est :

$$W = (P + p) f_r k_1 r \omega + (P + p) f_g k_2 r \omega + (m + k'M) k_3 \omega^2 r^2 + \mu k_4 \omega^2 r^2 \sigma$$

et le couple absorbé :

$$C = P \cdot f \cdot r = (P + p) f_r k_1 r + (P + p) f_g k_2 r + (m + k'M) k_3 r^2 \omega + \sigma \mu k_4 r^2 \omega$$

En comparant les résultats obtenus avec volant et avec ressort, M. HANOCQ remarqua que le couple est plus élevé quand les roulements sont chargés par le volant; il pense qu'alors le troisième terme, relatif aux chocs provoqués par les rebondissements et sautilllements des billes intervient. Or, l'examen d'un roulement montre que la cage et les bagues interne et externe limitent les déplacements des billes qui pourraient occasionner les rebondissements. M. HANOCQ reconnaît de plus qu' « il est certain que la masse des billes est négligeable ».

Par ailleurs, un roulement en bon état a une marche silencieuse, écartant l'idée de chocs.

Il ne paraît donc pas que le terme tenant compte des chocs et où intervient la masse du volant puisse expliquer la différence des couples mesurés avec volant et avec ressort. Mais cette différence se justifie si l'on admet, comme nous l'avons indiqué, que le couple d'un roulement varie avec le mode d'application de la charge.

L'expression analytique du couple tel que le conçoit M. HANOCQ, se ramène donc, dans tous les cas, à :

$$C = P \cdot f \cdot r = (P + p) f_r k_1 r + (P + p) f_g k_2 r + \sigma \mu k_4 r^2 \omega.$$

Cette expression n'indique pas le rôle des phénomènes de viscosité tel que nous l'avons mis en relief.

II. — Interprétation des résultats.

M. SWYNGEDAUX a proposé ⁽¹⁾ une expression du couple concordant en majeure partie avec nos essais; nous produisons ici la partie de son cours professé à l'Institut Electromécanique qui se rapporte à cette expression :

« 1^o Si les surfaces des bagues et des billes sont recouvertes seulement d'un épilamen d'huile, sans excès de liquide, au contact des billes entre elles, et avec les bagues, l'épilamen d'huile est écrasé et le coefficient de frottement est celui de l'acier sur l'acier; sur les surfaces qui entourent le point de contact, le frottement qui s'exerce est celui des épilamens des billes entre elles, ou celui des billes sur celui des bagues, de sorte que le coefficient de frottement des billes entre elles et des billes sur bagues est la somme de deux termes, l'un, m_0 , constant, dépendant de la nature des solides en contact, l'autre dépendant de la nature du liquide, que nous mettrons sous la forme $m\mu$, m étant une autre constante, μ le coefficient de viscosité de liquide qui caractérise le frottement des couches liquides les unes sur les autres.

« Si les contacts sont baignés par l'huile en excès, la température des épilamens est celle du réservoir d'huile; si les contacts sont hors de l'huile, les épilamens s'échauffent davantage, n'étant rafraîchis par le bain d'huile qu'après un parcours qui dépasse généralement une demi-révolution, et le coefficient de viscosité moyen μ' est alors plus faible que dans le premier cas. Le couple de frottement des billes hors de l'huile est alors proportionnel à $(m_0 + m\mu')$; m_0 et m ayant les valeurs précédemment définies.

« Si les billes et le palier avaient un poids négligeable, les pressions normales qui s'exercent entre billes et bagues, par suite du serrage de ces dernières au moment du montage des paliers seraient égales entre elles aux divers points de contact; la somme arithmétique de ces pressions normales aurait la valeur k pour les contacts qui sont dans l'huile, et k' pour ceux qui sont hors de l'huile, k croissant et k' décroissant avec la quantité d'huile en excès.

« A cause de l'élasticité, les billes et les bagues ne se touchent pas suivant des points, mais suivant de très petites surfaces qui sont d'autant plus grandes que la pression normale qui applique les billes sur les bagues, est plus grande. Or, sous l'influence de la pesanteur et de la traction qui s'exerce sur les paliers intermédiaires, la pression normale augmente pour les paliers porteurs au

(1) SWYNGEDAUX. — Sur le couple de frottement des paliers à billes. *Compte Rendus*, t. 198, p. 796.

contact des billes de la partie inférieure, si la traction est dirigée vers le bas, et elle diminue au contact des billes de la partie supérieure où la traction agit en sens inverse.

« Au contraire, pour les paliers intermédiaires, les billes surpressées sont à la partie supérieure et les billes soulagées sont à la partie inférieure, de sorte que pour les paliers porteurs, les billes surpressées étant dans l'huile, les billes soulagées, hors de l'huile, k devient $k + p$, et k' devient $k' - p'$.

« Pour les paliers intermédiaires contenant la même quantité d'huile, k' devient $k' + p'_1$ et k devient $k - p_1$, de sorte que le couple de frottement, pour les paliers extrêmes — qui sont porteurs — s'écrit :

$$c'_1 = (m_0 + m_\mu) (p + k) + (m_0 + m_{\mu'}) (k' - p')$$

et pour les paliers intermédiaires qui sont tirés vers le bas :

$$c' = (m_0 + m_\mu) (k - p_1) + (m_0 + m_{\mu'_1}) (k' + p'_1)$$

μ étant la viscosité de l'huile en excès, supposée à la même température dans les deux genres de paliers, μ' la valeur moyenne de celle de l'épilamen pour les contacts hors de l'huile des paliers porteurs, μ'_1 cette même valeur moyenne pour les paliers tracteurs. A cause de la faible différence de température, nous pouvons prendre pour μ' ou μ'_1 la valeur de la viscosité à la température T_s du sommet des paliers; le couple de frottement croissant avec la charge et la viscosité diminuant quand la température croît, on a :

$$\mu > \mu' > \mu'_1$$

p , p' , p_1 et p'_1 dépendant respectivement du nombre et de la position des contacts dans l'huile et hors de l'huile; p et p_1 croissent, et p' et p'_1 décroissent quand la quantité d'huile en excès augmente; de plus, nous pouvons admettre que p , p' , p_1 et p'_1 sont proportionnels à la charge P .

« Valeur rapprochée des couples c'_1 et c' :

Les couples c'_1 et c' peuvent s'écrire :

$$\begin{aligned} c'_1 &= (m_0 + m_\mu) (p - p' + k + k') - m (\mu - \mu') (k' - p') \\ c' &= (m_0 + m_{\mu'_1}) (p'_1 - p_1 + k + k') + m (\mu - \mu'_1) (k - p_1). \end{aligned}$$

« Si on admet qu'en graissage normal, $\mu - \mu'$ est une fraction de μ généralement inférieure à $1/4$, que $k' - p'$ est inférieur à $1/4$ de $(k + p + k' - p')$ que m_0 est de l'ordre de $m\mu$; c'_1 est donné *par excès* à moins de 3 % par l'expression :

$$c'_1 = (m_0 + m_\mu) (p - p' + k + k').$$

« Cette erreur va en diminuant quand la température s'élève, à cause de la diminution progressive de μ et de $\mu - \mu'$.

« Posons :

$$k + k' = K$$

et remarquons que si la traction sur les paliers intermédiaires est dirigée dans le sens de la pesanteur et si d'autre part les paliers intermédiaires et les paliers porteurs sont identiques et contiennent la même quantité de la même huile, la différence $p - p'$ est proportionnelle à la charge P de sorte que :

$$c'_1 = (a_0 + a \mu) (P + K)$$

a_0 et a dépendant des coefficients de frottement acier sur acier et épilamen sur épilamen, K étant fonction de la pression de serrage au montage du palier, μ étant la viscosité à la température T_h du bain d'huile.

« De même, c' sera exprimé avec une approximation du même ordre, mais par défaut, par la formule :

$$c' = (a_0 + a \mu'_1) (P + K)$$

μ'_1 étant la viscosité de la température T_s du sommet du palier. Par suite, si un arbre tourne entre quatre paliers identiques équidistants, dont les deux extrêmes sont porteurs, les deux intermédiaires tirés vers le bas par la charge P , le couple moyen absorbé aux contacts billes-bagues et épilamens est :

$$\frac{c'_1 + c'}{2} = c_m = (a_0 + a \mu_m) (P + K).$$

En prenant pour μ_m la valeur moyenne $\frac{\mu + \mu'_1}{2}$ ou ce qui revient sensiblement au même, la valeur de μ à la moyenne des températures $\frac{T + t}{2}$, l'erreur par excès commise sur C'_1 compensant sensiblement l'erreur par défaut sur c' , la formule qui donne le couple moyen c_m se trouve être ainsi plus exacte que les expressions des couples c'_1 et c' .

« 2° Si les billes roulent dans un excès plus ou moins grand d'huile, la résistance que celle-ci oppose au mouvement des billes et de l'arbre peut être considérée comme une force extérieure au système précédemment considéré des billes et des bagues recouvertes seulement d'un épilamen d'huile. Les forces qui s'exercent en un point donné des surfaces de contact des billes et des bagues avec l'huile peuvent être décomposées en forces tangentielles et forces normales.

« Le couple des forces tangentielles appliquées aux billes peut être différent de celui appliqué à la bague externe par un processus analogue, quoique plus complexe, à celui qui se passe dans les paliers à film d'huile, pour lesquels la surface en mouvement subit un couple de frottement visqueux supérieur à celui que subit la surface fixe; c'est ce que nous avons appelé : *effet de coin d'huile*.

« D'autre part, les composantes de la résistance au mouvement, qui sont normales à la surface des bagues externe et interne, rencontrent l'axe de rotation et leur moment est nul, mais celles qui sont normales aux billes peuvent avoir un moment différent de zéro.

« Pour ramener les paliers intermédiaires montés en balance à leur position d'équilibre au repos, il faut appliquer aux bagues externes un couple c supérieur au couple c' , précédemment défini, et que nous écrirons :

$$c = c' + \gamma.$$

« Le couple C transmis à la bague interne devient de même :

$$C = c' + \Gamma.$$

γ et Γ étant des couples des forces résistantes créés par l'huile respectivement sur la bague externe et sur la bague interne. Il reste à expliciter les valeurs des couples γ et Γ .

« *Couples supplémentaires γ et Γ .*

« Le couple total qui s'exerce sur les bagues externe et interne est égal à c'_1 ou à c' qui viennent d'être calculés augmenté du couple résistant que l'huile oppose au mouvement des billes; si on admet que ces forces résistantes sont proportionnelles à :

1° la viscosité;

2° la vitesse du centre des billes, elle-même proportionnelle à la vitesse de l'arbre;

3° la surface de contact des billes avec l'huile, qui croît elle-même avec la quantité d'huile au palier,

le couple supplémentaire Γ qui s'exerce sur les billes et se transmet à la bague interne peut se mettre sous la forme :

$$\Gamma = B \mu N.$$

« De même, le couple additionnel γ sur la bague externe peut s'écrire :

$$\gamma = b \mu N$$

B et b étant des constantes croissant avec la quantité d'huile.

« Or, il est évident que les couples γ et Γ dus à la résistance opposée par le bain d'huile au mouvement des billes sont — si la température ne change pas — les mêmes que les billes surpressées soient dans l'huile ou hors de l'huile.

On peut donc écrire :

	SUR BAGUE INTERNE	SUR BAGUE EXTERNE
pour les paliers porteurs :	$C_1 = c'_1 + \Gamma$	$c_1 = c'_1 + \gamma$
pour les paliers tracteurs :	$C = c' + \Gamma$	$c = c' + \gamma$

« Le couple moyen absorbé sur l'arbre par quatre paliers, dont deux extrêmes porteurs et deux intermédiaires tirés vers le bas par la charge P serait exprimée par la relation :

$$C_m = (a_0 + a \mu_m) (P + K) + B \mu N.$$

« Or, le terme $a\mu_m (P + K)$ n'est qu'une fraction n'atteignant pas un quart du couple total et μ_m diffère peu de μ : viscosité de l'huile du bain.

« Aussi, pratiquement, le couple moyen sur l'arbre peut être représenté par la formule :

$$C = (a_0 + a \mu) (P + K) + B \mu N \text{ »}.$$

Par suite, quand un roulement tourne dans des conditions données, avec de l'huile en quantité et de qualité déterminées, le couple est fonction de la charge P , de la vitesse de rotation N et de la viscosité μ .

En étudiant le fonctionnement des roulements en faisant varier alternativement une seule des trois quantités précitées, nous obtiendrons trois relations.

A. — *Première relation. Variation du couple avec la viscosité dans le fonctionnement à charge et vitesses constantes.*

L'expression générale du couple est de la forme :

$$C = A_0 + A \mu$$

en posant :

$$A_0 = a_0 (P + K)$$

$$A = a (P + K) + B N.$$

1° Le couple varie linéairement avec la viscosité comme le montrent les résultats expérimentaux (*fig.* 21, 22, 23). Cette loi a été formulée par M. HANOCQ.

2° L'ordonnée à l'origine de la droite $C = f(\mu)$ est proportionnelle à la charge et indépendante de la vitesse. Autrement dit, pour une charge donnée, les droites relatives à diverses vitesses ont même ordonnée à l'origine. Les droites des *figures* 33 et 22 traduisent ce résultat. Sur la *figure* 33, les couples ont été obtenus sur bagues internes de deux roulements faiblement chargés, les billes surpressées étant dans l'huile. Dans ce cas, $a_0 (P + K)$ vaut 10 gm. Sur la *figure* 22, les couples ont été mesurés sur bagues externes de deux roulements chargés comme les précédents, les billes surpressées étant hors de l'huile; $a_0 (P + K)$ ne représente que 2 gm.

La grande différence entre ces deux valeurs de $a_0 (P + K)$ doit être attribuée à ce que les roulements qui ont servi à la détermination des résultats de ces deux séries d'expériences n'étaient pas les mêmes (le serrage des chapeaux des paliers et des buselures coniques peut aussi intervenir dans cette différence pour la justifier en partie).

3° Le coefficient angulaire de la droite $C = f(\mu)$ est proportionnel à la charge et à la vitesse : les droites des *figures* 33 et 22, obtenues à charge constante, sont d'autant moins inclinées sur l'axe des abscisses que la vitesse est plus élevée — *figure* 33, à la viscosité de 30° Engler, le couple croît de 11,5 gm quand la vitesse passe de 1 000 à 1 500 t/mn et de 12 gm quand elle passe de 1 500 à 2 000 t/mn.

A charge constante, l'expression de A est linéaire avec la vitesse. Les résultats de la *figure* 33 permettent de tracer une telle droite; toutefois, cette

droite donne à $a(P+K)$ une valeur négative. Les résultats de la *figure 22* fournissent au contraire un terme $a(P+K)$ positif.

B. — *Deuxième relation. Variation du couple avec la vitesse dans le fonctionnement à charge et viscosité constantes.*

L'expression générale du couple s'écrit :

$$C = A'_0 + A'N$$

en posant :

$$A'_0 = (a_0 + a v) (P + K)$$

$$A' = B \mu.$$

1° Le couple varie linéairement avec la vitesse. M. HANOCQ a vérifié cette loi jusqu'à 700 t/mn. Nous l'avons étendue à 2000 t/mn et plus, comme

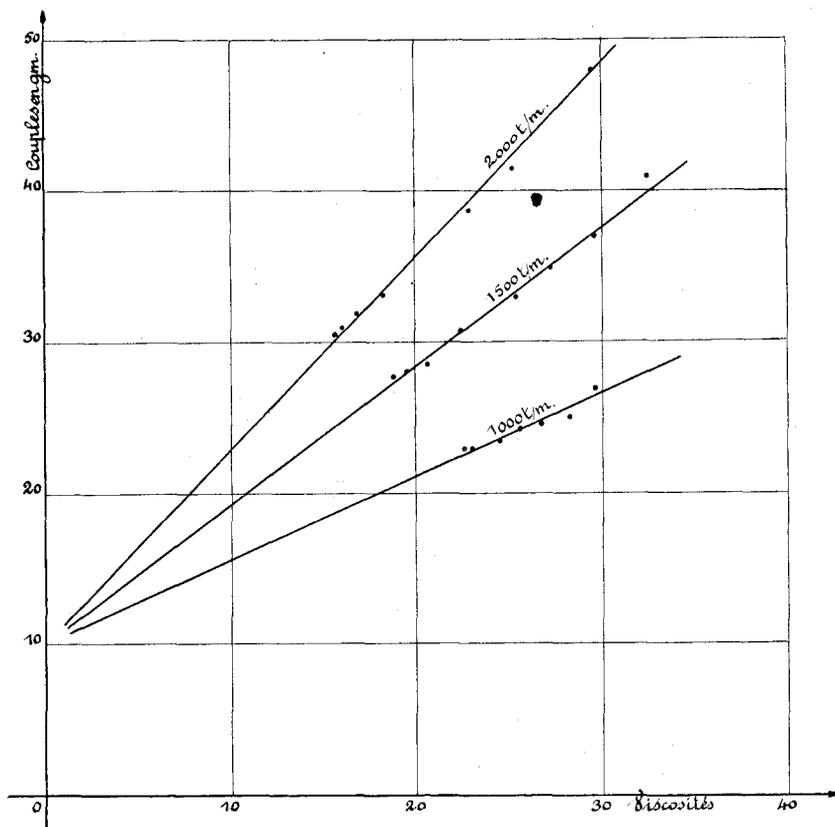


Fig. 33

l'indique la droite 1, *figure 27*. Cette droite est obtenue en mesurant sur bagues internes le couple absorbé par deux roulements, billes surpressées dans l'huile. Les droites 2, 3, 4 de la même figure vérifient la même loi, mais elles fournissent un couple total C_t relevé sur les bagues internes de quatre roulements, deux roulements ayant leurs billes surpressées dans l'huile et les deux autres roulements leurs billes surpressées hors de l'huile.

2° L'ordonnée à l'origine de ces droites varie avec la viscosité et avec la charge. A mêmes températures, quand la charge passe de 20 à 170 kg par roulement (*fig. 27*) A_0 augmente de 9 gm et quand la charge passe de 170 à 320 kg, A_0 augmente de 8,5 gm.

3° L'inclinaison de la droite $C=f'(N)$ sur l'axe des abscisses varie avec la viscosité. De sorte qu'à mêmes températures, pour diverses charges, on obtient des droites sensiblement parallèles.

C. — *Troisième relation. Variation du couple avec la charge dans le fonctionnement à viscosité et vitesse constantes.*

L'expression générale du couple s'écrit :

$$C = A''_0 + A''P$$

en posant :

$$A''_0 = (a_0 + a \mu) K + B \mu N.$$

$$A'' = a_0 + a \mu.$$

1° Le couple varie linéairement avec la charge comme l'indique les droites de la *figure 31*. Cette loi a été mise en évidence par M. HANOCQ quand les roulements sont seulement chargés par des ressorts pour des vitesses ne dépassant pas 700 t/mn. Nous avons montré au cours des précédents chapitres qu'il faut considérer cette loi comme générale, valable pour toute charge (masse ou ressort) à condition de tenir compte du mode d'application de cette charge.

2° L'ordonnée à l'origine de ces droites est proportionnelle à la fois à la vitesse et à la viscosité.

3° Leur coefficient angulaire est proportionnel à la viscosité. En conséquence, les droites de la *figure 31*, obtenues à diverses températures, devraient être différemment inclinées sur l'axe des abscisses. Ce fait n'est pas marqué par les résultats expérimentaux.

4° Quand la charge est nulle et le graissage inexistant, le couple est égal à :

$$C = a_0 K.$$

Il est indépendant de la vitesse, comme nous l'avons constaté pour des roulements secs et très faiblement chargés. Nous avons fait cette vérification sur bagues internes et externes. Les résultats de la *figure 34* ont été obtenus sur bagues internes de deux roulements.

Le couple a_0K devrait toujours être égal à lui-même. Or, nous avons constaté d'un essai au suivant, après un démontage des roulements, des variations de a_0K allant du simple au double, qui ne s'expliquent que par des valeurs différentes de K dues à des conditions fortuites, telles le blocage du roulement sur l'arbre et le serrage du chapeau du palier. Le rodage du roulement lui aussi modifie K .

Cette remarque est générale, les couples mesurés sur des roulements donnés — fonctionnant normalement — avant démontage, puis après remontage

dans les mêmes conditions présentent presque toujours des différences atteignant 15 et 20 %. Ce qui nous a obligé à multiplier les essais pour obtenir des moyennes.

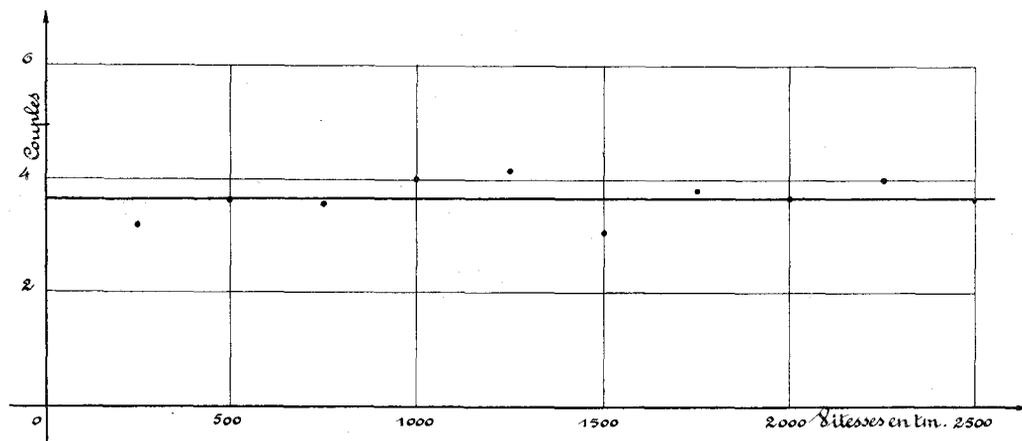


Fig. 34

Les constantes qui interviennent dans l'expression du couple peuvent être déterminées, en théorie tout au moins. Pratiquement, l'existence de K dans les diverses relations étudiées rend cette détermination incertaine. Enfin, ces

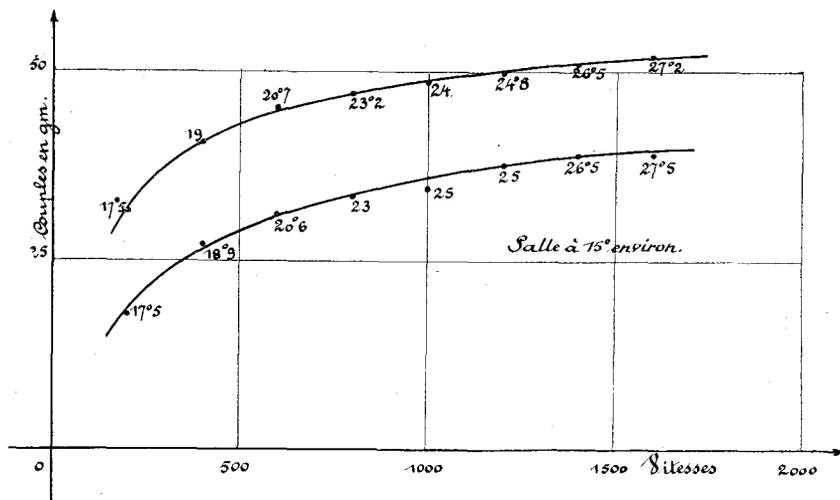


Fig. 35

constantes seraient-elles connues, que, dans la majorité des cas, elles ne seraient applicables qu'aux seuls roulements étudiés.

En effet, les courbes de la *figure 35* traduisent chacune la variation du couple avec la vitesse, d'une paire de roulements. Ces courbes ne sont pas des droites, car les divers points d'une même courbe n'ont pas été obtenus à la même température. Ces roulements sont de même fabrication, ont les mêmes dimensions, sensiblement le même nombre d'heures de marche; or, nous constatons que dans des conditions identiques de température et de charge, les

couples diffèrent de 35 % à 1 000 t/mn. Cela est énorme, si l'on songe que les roulements sont des organes dont les pièces sont travaillées au 1/1 000 de mm et moins.

Aussi, il nous paraît que la plus grande prudence s'impose quant à la généralisation de résultats numériques que nous pourrions obtenir relativement aux constantes de l'expression analytique du couple, ainsi qu'à l'extension de ces résultats à d'autres roulements de même fabrication, mais plus grands ou plus petits.

III. — Remarques d'ordre pratique.

Les applications des roulements à billes les astreignent à un travail relativement constant, les conditions de vitesse et charge ne variant qu'assez peu (cas des organes de transmission par exemple). La puissance absorbée sera donc uniquement fonction de la température de l'huile des paliers et de la qualité de cette huile. Par suite :

a) De la variation linéaire du couple avec la viscosité, nous pouvons conclure qu'il y a intérêt à employer de l'huile à grande fluidité de façon à diminuer :

- la perte par frottement;
- la valeur du couple à la mise en route.

b) Du fait que le couple est dû en partie au frottement de l'huile, un bain d'huile de faible importance diminue :

- la valeur du couple;
- le temps de mise en régime stationnaire de température pour lequel le couple est le plus petit. Il serait donc avantageux d'utiliser des roulements sans bain d'huile, uniquement huilés pour éviter le grippage.

IV. — Conclusions.

En résumé, grâce aux méthodes de mesure que nous avons adoptées et mises au point :

1° Nous avons relevé *quatre couples différents* sur un palier à billes *en fonctionnement*; ces quatre couples s'expliquent par la présence de l'huile dans le palier.

2° Nous avons étendu jusqu'à 2 500 t/mn, pour des températures courantes et des charges industriellement admises :

- a) la loi de proportionnalité du couple à la vitesse;
- b) la loi de proportionnalité du couple à la viscosité de l'huile;
- c) la loi de proportionnalité du couple à la charge.

RÉSUMÉ

1° Nous avons mis en évidence l'imprécision des résultats obtenus par la méthode de ralentissement dans la mesure du couple des roulements à billes.

2° Pour mesurer le couple résistant d'un arbre tournant dans ses paliers, nous avons employé un dynamomètre de transmission constitué par une lame d'acier, et mis au point une méthode électrique permettant de mesurer avec précision le couple de torsion en marche.

3° Nous avons relevé sur un palier à billes en fonctionnement quatre couples différents, suivant qu'on les mesure sur la bague interne ou sur la bague externe :

— le couple mesuré sur bague interne d'un roulement à billes surpasse de 10 à 20 % le couple mesuré sur bague externe du même roulement fonctionnant dans des conditions rigoureusement identiques;

— chacun de ces couples peut prendre deux valeurs différant de 10 à 20 % suivant que les billes surpressées sont dans ou hors de l'huile, le couple étant le plus grand quand les surfaces à frottement maximum baignent dans l'huile.

4° Nous avons étendu jusqu'à 2 500 t/mn, pour des températures courantes et des charges industriellement admises, les lois de variation linéaire du couple avec la viscosité de l'huile du bain, avec la vitesse de rotation de l'arbre, et avec la charge appliquée au roulement.

DEUXIÈME THÈSE

Propositions données par la Faculté

ADSORPTION
ADHÉRENCE DES MOLÉCULES LUBRIFIANTES

Vu et approuvé :

Lille, le 25 Juillet 1935

Le Doyen de la Faculté des Sciences

Albert MAIGE

Vu et permis d'imprimer :

Lille, le 25 Juillet 1935

Le Recteur de l'Académie de Lille,

Albert CHATELET