

COMPORTEMENT AU FROTTEMENT DES PIVOTEMENTS DU BALANCIER

F. AUBERT *, G. ROCHAT ET C. STETTLER

LABORATOIRE SUISSE DE RECHERCHES HORLOGERES (LSRH), NEUCHÂTEL, SUISSE

RESUME

Le comportement au frottement des pivotements des mobiles horlogers est mal connu, car il est généralement étudié sur des simulateurs de dimensions relativement plus grandes, ce qui donne parfois lieu à des résultats contradictoires.

On décrit une première méthode de mesure indirecte, utilisant l'appareil Balisomètre du LSRH, appliquée au frottement des pivotements du balancier. Cette méthode est basée sur l'analyse au moyen d'un ordinateur, de la courbe d'amortissement du balancier libre sans spirale. Elle est appliquée à l'étude de l'influence sur le frottement des paramètres position, vitesse, ébat radial, géométrie de l'extrémité du pivot, rugosité, et lubrification.

Ces mesures sont complétées par l'application d'une seconde méthode, basée sur la mesure directe du couple de réaction du palier au moyen d'un microdynamomètre.

Les résultats obtenus montrent qu'aux pivotements du balancier on est en présence de lubrification limite et que les paramètres jeu et rugosité ont une faible influence. Ils sont interprétés en relation avec les propriétés des lubrifiants utilisés et des caractéristiques géométriques et mécaniques des pivots et des paliers.

KURZFASSUNG

Das Reibeverhalten der beweglichen Uhrenteile ist wenig bekannt, da es meistens auf Simulatoren verhältnismässig grösserer Ausmasse untersucht wird, was oft zu widersprechenden Ergebnissen führt.

Es wird eine erste indirekte Messmethode beschrieben, welche die Balisometer-Apparatur des LSRH zur Bestimmung der Reibung in den Unruhlagern benützt. Diese Methode beruht auf der Analyse, mittels eines Computers, der Dämpfungskurve der freien Unruhe, ohne Spiralfeder. Sie wird angewandt auf die Untersuchung des Einflusses der Lage, der

Geschwindigkeit, des radialen Spieles, der Geometrie der Zapfenenden, der Rauigkeit und der Schmierung auf die Reibung.

Diese Messungen werden durch eine zweite Methode ergänzt, bei der das Reaktionsmoment des Lagers direkt mit Hilfe eines Mikrodynamometers gemessen wird.

Die erhaltenen Resultate zeigen, dass man es in den Unruhlagern mit einer Grenzschmierung zu tun hat und dass die Parameter Spiel und Rauigkeit nur einen geringen Einfluss haben. Diese Ergebnisse werden in Zusammenhang mit den verwendeten Schmiermitteln und den geometrischen und mechanischen Charakteristiken der Zapfen und Lager interpretiert.

SUMMARY

The friction behaviour of the pivots in moving watch mechanisms is rather poorly known since it is usually studied on simulators which, as a result of their relatively large dimensions, sometimes provide contradictory results.

A first indirect method of measurement using the LSRH "Balisomètre" will be described, as applied to the friction behaviour of the balance-wheel pivot. This method is based on the analysis, using a computer, of the damping curve of the free balance-wheel without the hair-spring. It is used to study the influence on the friction of the following parameters: position; speed; radial play; geometry of the pivot end; rugosity; and lubrication.

The measurements are completed by the application of a second method which is based on the direct measurement of the reaction torque of the bearing using a microdynamometer.

The results obtained show that, for the balance-wheel pivot, a boundary lubrication exists and that the parameters play and rugosity have a small influence.

The results are interpreted in relation to the properties

* Actuellement PORTESCAP, 2300 La Chaux-de-Fonds, Suisse

of the used lubricants, and to the geometry and mechanical characteristics of pivots and bearings.

INTRODUCTION

De nombreuses études sont actuellement en cours pour tenter de remplacer, dans la montre mécanique, les lubrifiants liquides par des lubrifiants solides, par des filmogènes ou par des matériaux autolubrifiants.

Mais pour choisir les matériaux de remplacement adéquats, il est nécessaire de bien connaître les lois auxquelles obéit le frottement dans les mécanismes horlogers, et de disposer de méthodes de mesure des forces de frottement à l'échelle des éléments de la montre.

La plupart des travaux portant sur le frottement des pivotements des mobiles de la montre, et plus particulièrement du balancier, ont été effectués sur des simulateurs de plus grandes dimensions. Certains auteurs (1-4) ont, de cette manière, déterminé l'influence des propriétés des lubrifiants et des matériaux utilisés en horlogerie. D'autres ont plus spécialement étudié l'effet de la vitesse et de la charge mécanique sur le frottement (5,6). Ils ont mis en évidence des comportements semblables à ceux décrits par la courbe de Stribeck et ont établi la relation expérimentale suivante:

$$\mu = \mu_0 e^{-\lambda\omega} + A\omega \quad (I)$$

où μ : coefficient de frottement
 ω : vitesse angulaire (rad/s)
 μ_0, λ, A : constantes positives.

D'autres travaux (7-9), effectués à l'échelle de la montre par la mesure de l'amortissement libre du balancier, avec et sans spiral, ont au contraire montré que le frottement variait avec la vitesse avec une pente constamment positive, selon la relation:

$$\mu = A + B\omega + C\omega^2 \quad (II)$$

A, B et C étant des constantes (A et B positives).

On a tenté d'expliquer ce comportement particulier par la géométrie des paliers horlogers (jeux importants, olivage) et par le couple de frottement visqueux C_f du lubrifiant qui s'exprime approximativement par la relation:

$$C_f = \frac{2R^3 \cdot L}{e} \eta \cdot \omega \quad (III)$$

où R : rayon du pivot
 L : longueur du palier
 e : jeu radial du pivot
 η : viscosité du lubrifiant (poises)
 ω : vitesse angulaire (rad/s).

Rappelons les deux domaines principaux de la lubrification:

- la lubrification hydrodynamique pour laquelle la force de portance due aux gradients de pression dans l'huile est suffisante pour séparer les pivots des paliers. Le frottement est alors approximativement proportionnel à la vitesse ω , comme le montre la relation (III).

- La lubrification limite qui apparaît aux faibles vitesses et pour les fortes pressions mécaniques; dans ce domaine, les pivots et les paliers sont constamment en contact et le frottement dépend essentiellement des propriétés des surfaces et des films lubrifiants adsorbés.

Dans le domaine limite, par analogie au frottement sur des films solides (oxydes, lubrifiants solides, etc.) (10-14), en supposant la pression mécanique uniformément répartie sur l'aire réelle de contact entre pivot et palier, le coefficient de frottement est exprimé approximativement par la relation:

$$\mu = \frac{1}{p} (\alpha \tau_s + (1-\alpha) \tau_f) \quad (IV)$$

où p : pression
 τ_s : résistance au cisaillement du matériau constituant le pivot (si le palier est en rubis)
 τ_f : résistance au cisaillement du film lubrifiant adsorbé à la surface du pivot
 α : proportion de l'aire réelle de contact non revêtue du film lubrifiant.

Cette expression est compliquée par le fait que τ_f est une fonction de la pression p de la forme

$$\tau_f = \tau_{f0} + a \cdot p^N \quad (V)$$

où τ_{f0} , a et N sont des constantes ($N \leq 1$).

Les travaux présentés ici ont pour but de contribuer à une meilleure compréhension des phénomènes de frottement aux pivotements du balancier par des mesures du couple de frottement effectuées en variant les paramètres suivants:

- vitesse
- position
- jeu radial
- rayon de l'extrémité des pivots
- rugosité
- lubrification
- charge mécanique.

Plus de 500 mesures ont été nécessaires pour déterminer l'influence de ces divers paramètres. Elles ont été effectuées sur un calibre UT 6431 de 18½" qui a été choisi en raison de la masse importante du balancier par rapport aux dimensions des pivots, de façon à accentuer l'effet de la variation des paramètres.

MESURE DU FROTTEMENT PAR AMORTISSEMENT DU BALANCIER SANS SPIRAL

Méthode de mesure

Cette méthode bien connue a déjà été décrite par divers auteurs (7-9). Elle consiste à lancer le balancier dépourvu de son spiral en rotation libre, et à mesurer sa vitesse ω en fonction du nombre de tours n jusqu'à l'arrêt.

La vitesse ω est déterminée au moyen d'un dispositif opto-électronique, par la mesure du temps Δt entre les passages

successifs de deux stries gravées sur la serge du balancier et séparées par un angle α :

$$\omega = \frac{\alpha}{\Delta t}$$

On en tire le couple de frottement $C(\omega)$ par la relation

$$C(\omega) = \frac{I}{2\pi} \frac{d\omega}{dn} \cdot \omega$$

où I est le moment d'inertie du balancier.

Cette méthode a l'avantage de déterminer le frottement sans contact mécanique. Les mesures sont par contre influencées par le frottement de l'air, les chocs et les vibrations. De plus, si on effectue au maximum une mesure par tour, la méthode ne permet pas de déterminer le couple de frottement en position verticale au-dessous de 10 rad/s environ, l'amortissement du balancier étant trop rapide.

La méthode a été améliorée au LSRH en travaillant sous vide de façon à séparer le frottement de l'air du frottement des paliers, et en augmentant jusqu'à 72 le nombre de mesures par tour (une strie gravée tous les 5° sur la serge du balancier). Il est alors nécessaire de disposer d'un système d'acquisition des données assez rapide, comme par exemple un enregistreur ou un ordinateur directement branchés sur l'installation de mesure. De plus, malgré une précision de gravage très élevée, des techniques de filtrage doivent être appliquées aux vitesses mesurées si on ne veut pas que la dispersion des résultats soit trop grande. On peut en effet montrer qu'une erreur de gravage de 0,1° conduit à une erreur d'environ 50 % sur le calcul du couple de frottement.

Pendant les mesures, le mouvement, équipé de son balancier sans spirale, est placé dans une enceinte fermée, branchée à une station de pompage. Le balancier est lancé par la friction d'une petite courroie élastique entraînée par un moteur électrique. La figure 1 montre le mouvement placé dans son enceinte, avec le système d'entraînement du balancier; on remarque les 72 stries de la serge.

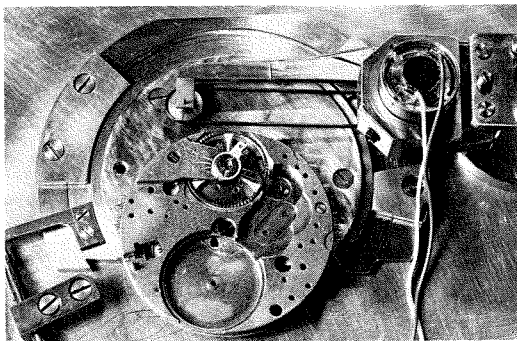


Fig. 1 Dispositif de lancement du balancier.

Ce dispositif est placé sur l'appareil "BALISOMETRE" du LSRH qui, couplé à un ordinateur, effectue les mesures de vitesse et les calculs. Les résultats sont donnés graphiquement et numériquement par les coefficients de la fonction quadratique utilisée pour lisser les valeurs expé-

mentales:

$$C(\omega) = A + B\omega + C\omega^2$$

L'ensemble de l'installation permet ainsi d'effectuer rapidement des mesures de frottement, avec un minimum de manipulations.

Le Balisomètre

Le "BALISOMETRE" est un instrument conçu de façon suffisamment souple pour permettre l'analyse d'oscillateurs mécaniques de petites dimensions, ainsi que l'étude des déplacements angulaires de petits mobiles.

Le centre du système est un ordinateur HP 2100 avec une mémoire (minimum) de 16 K mots de 16 bits. L'acquisition des données s'effectue au travers d'une électronique composée essentiellement de trois compteurs, d'une base de temps, d'un bloc de mise en forme et d'un bloc de sélection. Cette acquisition se fait en mode d'interruption et sa vitesse maximum se situe à 20 kHz environ. Cette vitesse peut encore être sensiblement augmentée en utilisant un interface permettant un accès direct à la mémoire centrale.

La configuration complète du système pour la mesure de l'amortissement libre du balancier-spirale dans l'air, est représentée sur la figure 2.

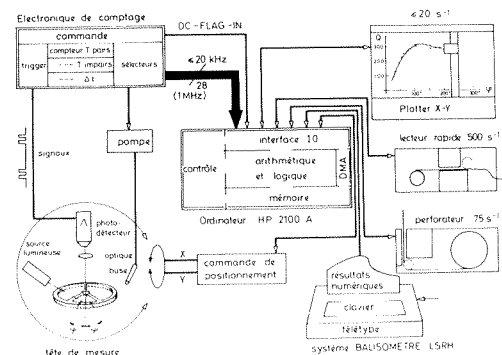


Fig. 2 Schéma de principe du système BALISOMETRE LSRH

Deux cartes microcircuits 12566A HP sont utilisées pour l'acquisition; deux "drivers" en langage ASSEMBLEUR sont à disposition, l'un pour travailler en ASSEMBLEUR, en FORTRAN ou en ALGOL, et l'autre pour travailler en BASIC.

Deux programmes en FORTRAN permettent l'analyse de l'oscillateur à balancier-spirale en régimes libre et entre-tenu. On peut ainsi calculer le facteur de qualité et l'isochronisme du balancier libre, l'amplitude, la marche et l'isochronisme du balancier entre-tenu. Plusieurs programmes complémentaires en BASIC sont utilisés pour l'étude du frottement des pivotements du balancier.

Conditions d'essai

Les phénomènes de frottement limite sont très sensibles à l'état des surfaces. Un très grand soin doit par conséquent être apporté à la préparation des mouvements pour

que les mesures soient reproductibles. Le nettoyage, la lubrification, les conditions de stockage avant les mesures (humidité de l'air, durée et position du mouvement), et finalement les conditions de rodage doivent être parfaitement identiques d'un essai à l'autre.

Les essais sont effectués à température ambiante sur trois mouvements différents et en répétant plusieurs fois chaque essai. Les balanciers ont les caractéristiques suivantes:

Masse: 251 mg
 Moment d'inertie: 113,5 mg cm²
 Diamètre des pivots: 0,11 mm.

Les modalités ci-dessous ont été données aux paramètres variables:

- a) Positions horizontale (frottement axial) et verticale (frottement radial)
- b) Diamètre des paliers: 0,115 mm, 0,125 mm, 0,138 mm
- c) Rayon de l'extrémité des pivots: 0,1 mm, 0,2 mm, infini (extrémité plane)
- d) Profondeur maximale de rugosité: ~ 0,02 µm, ~ 0,08 µm
- e) Lubrification: Les modalités de ce paramètre sont données sur le tableau ci-dessous:

| LUBRIFIANT | TYPE | VISCOSITE à 20°C (stokes) |
|--|-----------------------------------|---------------------------|
| Synt-A-Lube (SAL) avec et sans acide palmitique | Synthétique | 1,15 - 1,20 |
| Synta-Visco-Lube (SVL) avec et sans acide palmitique | Synthétique | 2,55 - 2,60 |
| Moebius 8000 | Classique (trioléine) | 0,93 - 0,95 |
| Paraffine PLS | Minérale (non polaire) | 1,32 |
| Miracle-Plastic | Filmogène (Silicone + Minérale) | - |
| Fluorée | Polyéther perfluoré (non polaire) | 1,15 |
| Sans lubrification | - | - |

- f) Charge: Quelques essais ont été effectués avec de l'huile SAL avec et sans additif, en augmentant la masse du balancier.

RESULTATS DES MESURES

Les figures 3 à 7 ne donnent que les résultats les plus intéressants, ceux pour lesquels la variation des paramètres considérés a une influence déterminante sur le frottement. Ces résultats sont représentés par les enveloppes des courbes de frottement en fonction de la vitesse.

En frottement radial, les coefficients de frottement sont calculés en divisant le couple de frottement par le rayon du pivot et le poids du balancier.

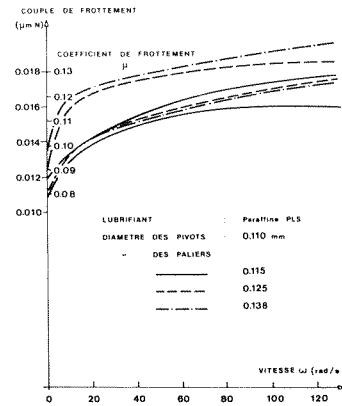


Fig. 3 Variation du frottement radial avec le jeu.

Sur la figure 3, l'effet du jeu radial n'est représenté que pour l'huile Paraffine; l'effet du jeu dans le cas des autres lubrifiants, ainsi que l'effet de la rugosité, sont minimes et cachés par la dispersion des résultats. La faible influence du jeu a été confirmée par des mesures du facteur de qualité et de l'isochronisme du balancier-spiral en amortissement libre sous vide.

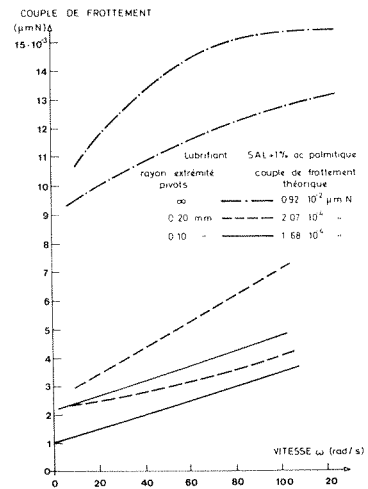


Fig. 4 Variation du frottement axial avec le rayon de l'extrémité des pivots.

La figure 4 montre l'effet de la variation du rayon de courbure de l'extrémité des pivots sur le couple de frottement axial. Pour les pivots à extrémités hémisphériques, les valeurs expérimentales sont environ 10 fois supérieures aux valeurs théoriques calculées par les formules de Hertz. Dans le cas des pivots à extrémités planes la différence est relativement faible. Les formules de Hertz ne sont donc pas valables probablement en raison de l'augmentation de l'aire réelle de contact entre pivot et contre-pivot par usure et déformation plastique.

L'effet de la nature du lubrifiant sur le couple de frottement radial est représenté à la figure 5, pour les lubrifiants synthétiques, et à la figure 6 pour les autres lubrifiants. En frottement axial, les résultats ne sont donnés que pour quelques lubrifiants du fait de leur importante dispersion.

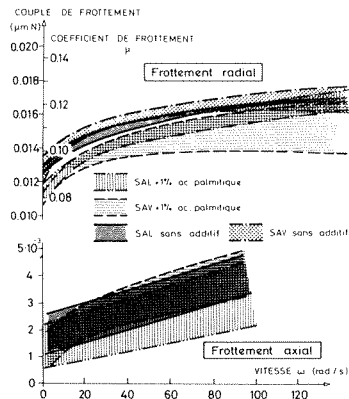


Fig. 5 Effet du lubrifiant (viscosité et additif) sur le frottement.

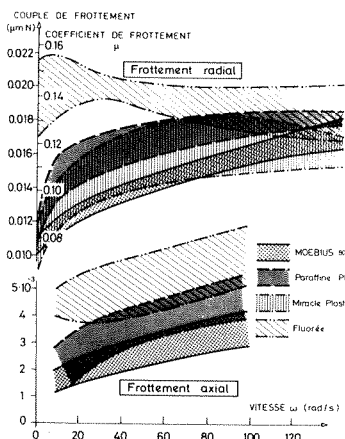


Fig. 6 Effet du lubrifiant sur le frottement.

On remarque la pente positive et croissante vers les faibles vitesses, de la plupart des courbes. Le frottement axial est environ dix fois inférieur au frottement radial. Les frottements les plus faibles sont mesurés avec l'huile Moebius 8000, avec une pente maximum en fonction de la vitesse malgré sa faible viscosité. Viennent ensuite les huiles synthétiques pour lesquelles on remarque l'effet bénéfique de l'acide palmitique. Malgré sa viscosité, c'est l'huile SVL qui donne lieu à la pente minimum. L'huile Paraffine donne des couples de frottement plus élevés, mais avec une forte diminution aux faibles vitesses. Pour l'huile fluorée, les coefficients de frottement sont de l'ordre de grandeur de ceux mesurés sans lubrification, avec, en fonction de la vitesse, une pente et une concavité inverses de celles observées pour les autres lubrifiants. Par leur grande dispersion, les résultats obtenus avec le lubrifiant filmogène recouvrent en grande partie les domaines des autres lubrifiants.

La comparaison de ces résultats à ceux obtenus antérieurement au LSRH (15-17) dans la montre et sur une machine à quatre billes montre une bonne cohérence du point de vue des coefficients de frottement.

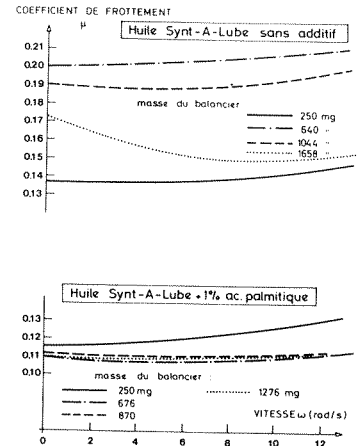


Fig. 7 Variation du frottement radial avec la charge.

L'évolution du frottement radial en fonction de la charge appliquée est illustrée à la figure 7, dans le cas de l'huile SAL avec et sans acide palmitique. Sans additif, l'augmentation de la charge se traduit, aux faibles vitesses, par l'inversion de la pente et par le passage des coefficients de frottement par un maximum.

Avec additif, l'augmentation de la charge fait varier la pente dans une moindre mesure, et tend à abaisser le coefficient de frottement.

Sans lubrification, les coefficients de frottement mesurés sont compris entre 0,15 et 0,30.

MESURE DU FROTTEMENT SUR SIMULATEUR

Dans le but de contrôler les résultats obtenus par la première méthode de mesure, et de pouvoir également faire des mesures à vitesse croissante, un simulateur de frottement des pivotements du balancier a été construit à l'échelle de la montre, avec des paliers et des axes de balanciers identiques à ceux utilisés pour la méthode précédente.

Le principe de ce simulateur est de mesurer le couple de réaction C_r du palier au moyen d'un capteur de couple de haute sensibilité, et d'en tirer le couple de frottement C_f sur le pivot qui en frottement radial limite vaut (18):

$$C_f = \frac{C_r}{1 + \frac{e}{R}}$$

où e = jeu radial du pivot
 R = rayon du pivot.

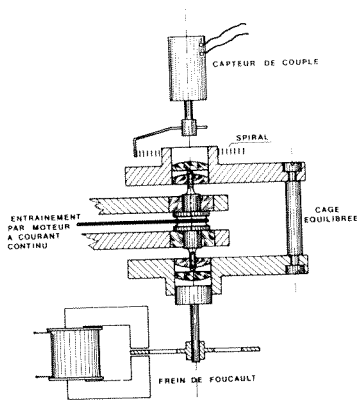


Fig. 8 Dispositif de mesure du couple de réaction des paliers.

Comme le montre la figure 8, ce dispositif est constitué d'un axe de balancier entraîné à vitesse déterminée par un moteur électrique. Les paliers sont montés sur une cage pivotant librement sur les pivots de l'axe. Cette cage mobile, dont le poids est de l'ordre de grandeur du poids d'un balancier, est reliée au capteur par l'intermédiaire d'un spiral. Les oscillations de la cage sont amorties par un frein de Foucault.

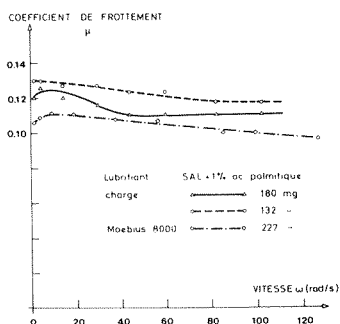


Fig. 9 Mesure du frottement radial sur simulateur.

La figure 9 donne quelques résultats obtenus en frottement radial pour diverses charges et deux lubrifiants. On remarque que le frottement varie en fonction de la vitesse avec une pente négative contrairement aux courbes établies avec la méthode précédente, avec néanmoins des coefficients de frottement semblables en valeur absolue.

DISCUSSION

Les résultats obtenus peuvent être interprétés en fonction des propriétés des huiles et des caractéristiques géométriques des paliers horlogers.

Effet de la viscosité

Comme le montrent la faible influence du jeu radial ainsi que l'effet de la variation de la viscosité, il n'y a pas d'effet de portance hydrodynamique et de frottement vis-

queux sur le couple de frottement radial des pivots du balancier dans le domaine de vitesse considéré. La pente négative des courbes obtenues sur le simulateur confirme cette affirmation.

Le couple de frottement visqueux dû au cisaillement de la couche d'huile entre pivot et palier peut être déterminé par la relation (III) qui ne tient pas compte des gradients de pression dans l'huile. Dans le cas particulier considéré ici, pour une vitesse de 100 rad/s et une viscosité de 2 poises, le couple de frottement visqueux vaut environ $1,5 \cdot 10^{-3} \mu \cdot N$; il est donc petit par rapport aux couples de frottement radial mesurés. Par contre, il n'est plus négligeable vis-à-vis du frottement axial, et explique partiellement les différences observées entre les valeurs expérimentales et les valeurs théoriques calculées par les formules de Hertz.

Effet de l'onctuosité

Les molécules polaires (trioléine, acide palmitique, etc.) contenues dans les huiles onctueuses favorisent la formation de films adsorbés continus, solidement ancrés sur les surfaces.

Par contre, dans le cas d'huiles non ou très peu polaires, telle que l'huile Paraffine, il n'y a que la polarisation induite (fluctuations des charges électriques) qui permette l'adsorption des molécules lubrifiantes sous la forme de films discontinus de faible résistance mécanique.

Les propriétés de ces films apparaissent principalement lorsqu'on fait varier la pression mécanique. Dans le cas d'une huile onctueuse, telle que l'huile SAL avec acide palmitique, le coefficient de frottement diminue lorsque la pression augmente alors que dans le cas d'une huile peu onctueuse, comme SAL sans additif, le coefficient de frottement passe par un maximum. Cette différence de comportement peut être expliquée en considérant les expressions (IV) et (V). Pour un film continu, lorsque $\alpha = 0$, et N est plus petit que 1, le coefficient de frottement diminue lorsque la pression augmente. Par contre, dans le cas d'un film discontinu, α , p et τ_f varient simultanément et le coefficient de frottement peut passer par un maximum.

On a également vu que pour une huile peu onctueuse, comme SAL sans additif, il suffit d'augmenter quelque peu la pression pour que le renouvellement du film lubrifiant ne soit plus suffisant aux faibles vitesses et que le frottement augmente. Tout le comportement au frottement dépend donc d'un équilibre entre la vitesse de destruction du film adsorbé et sa vitesse de renouvellement, ces deux vitesses étant fonction des contraintes mécaniques appliquées, de l'onctuosité et de la vitesse.

C'est cet équilibre qui pourrait expliquer la différence de comportement entre les deux méthodes de mesure. Dans le premier cas aucune perturbation mécanique ne vient troubler le renouvellement du film et le frottement diminue jusqu'à des vitesses très faibles. Dans le cas du simulateur, des vibrations dues à l'entraînement de l'axe de balancier contribuent à la destruction du film, et le frottement augmente aux faibles vitesses.

Ceci montre bien la difficulté qu'il y a à mesurer le frottement dans le domaine limite, que cela soit à l'échelle de la montre ou pour de plus grandes dimensions, sans perturber les mécanismes de lubrification.

Malgré tous les phénomènes qui peuvent contribuer à diminuer le renouvellement du film lubrifiant, les coefficients de frottement mesurés restent bien inférieurs à ceux mesurés sans lubrification (sauf pour l'huile fluo-rée), même jusqu'à des vitesses très faibles, et la courbe de Stribeck, telle qu'elle est représentée dans la littérature (5), n'est pas valable dans le cas des pivotements du balancier. C'est probablement une conséquence de la géométrie des paliers horlogers qui, avec de grands jeux et des olivages, facilite la circulation du lubrifiant et le renouvellement des films adsorbés.

BIBLIOGRAPHIE

1. P. Langue, Annales françaises de Chronométrie 16 (1962) 153.
2. P. Langue, Annales françaises de Chronométrie 21 (1967) 7.
3. G. Ganguillet et Ch.-A. Grossenbacher, Bulletin annuel de la SSC 6 (1971) 153.
4. A. Simon-Vermot et C. Müller, Bulletin de la SSC 6 (1973) 427.
5. A. Jaquerod et al, Journal suisse d'horlogerie, 11/12 (1922); 1/2/3 (1923).
6. P. Mesnage et R. Sonzogno, Annales françaises de Chronométrie 3 (1949) 121.
7. G. Glaser, Jahrbuch der Deutschen Gesellschaft für Chronometrie 11 (1960) 29.
8. E. Favre et R. Dubois, Bulletin annuel de la SSC 5 (1965) 193.
9. F. Bonsack et al, Bulletin annuel de la SSC 5 (1967) 502.
10. E. Rabinowicz, "Friction and Wear of Materials", John Wiley and Sons, New York, 1965.
11. I. V. Kragelskii, "Friction and Wear", Butterworths, London, 1965.
12. R.C. Bowers and W.A. Zisman, J. of Applied Physics 39 (1968) 5385.
13. E. Rabinowicz, ASLE Transactions 10 (1967) 1.
14. E.F. Finkin, Transactions of ASME, J. of Lubrication Technology 91 (1969) 551.
15. J.-P. Renaud et al, Bulletin annuel de la SSC 6 (1972) 365.
16. N. Perucchi et J.-P. Renaud, Bulletin annuel de la SSC 6 (1970) 69.
17. LSRH, Travaux non publiés.
18. H. Detter, Wear 26 (1973) 121.

