Zeitschrift: Bulletin technique de la Suisse romande

Band: 89 (1963)

Heft: 8: Foire de Bâle, 20-30 avril 1963

Artikel: Quelques considérations sur les conditions de fonctionnement des butées des groupes hydro-électriques

Autor: Piguet, P.

DOI: https://doi.org/10.5169/seals-66317

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Mehr erfahren

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. En savoir plus

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. Find out more

Download PDF: 06.07.2025

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, https://www.e-periodica.ch

89e année Lausanne, 20 avril 1963 N° 8

BULLETIN TECHNIQUE DE LA SUISSE ROMANDE

paraissant tous les 15 jours

ORGANE OFFICIEL
de la Société suisse des ingénieurs et des architectes
de la Société vaudoise des ingénieurs et des architectes (S.V.I.A.)
de la Section genevoise de la S.I.A.
de l'Association des anciens élèves de l'EPUL (Ecole polytechnique de l'Université de Lausanne)
et des Groupes romands des anciens élèves de l'E.P.F. (Ecole polytechnique fédérale de Zurich)

COMITÉ DE PATRONAGE
Président: † J. Calame, ing. à Genève
Vice-président: E. d'Okolski, arch. à Lausanne
Secrétaire: S. Rieben, ing. à Genève
Membres:
Fribourg: H. Gicot, ing.; M. Waeber, arch.
Genève: G. Bovet, ing.; Cl. Grosgurin, arch.; E. Martin, arch. J.-C. Ott, ing.
Neuchâtel: J. Béguin, arch.; R. Guye, ing.
Valais: G. de Kalbermatten, ing.; D. Burgener, arch.
Vaud: A. Chevalley, ing.; A. Gardel, ing.; M. Renaud, ing.; J.-P. Vouga, arch.

CONSEIL D'ADMINISTRATION
de la Société anonyme du « Bulletin technique »
Président: D. Bonnard, ing.
Membres: Ed. Bourquin, ing.; G. Bovet, ing.; M. Bridel; J. Favre, arch.; A. Robert, ing.; J.-P. Stucky, ing.
Adresse: Avenue de la Gare 10, Lausanne

RÉDACTION
D. Bonnard, E. Schnitzler, S. Rieben, ingénieurs; M. Bevilacqua, architecte
Rédaction et Editions de la S.A. du « Bulletin technique »
Tirés à part, renseignements
Avenue de Cour 27, Lausanne

ABONNEMENTS

1 an	Suisse	Fr. 34.—	Etranger	Fr. 38.—
Sociétaires	»	» 28.—	»	» 34.—
Prix du numéro . . .	»	» 1.60		

Chèques postaux: « Bulletin technique de la Suisse romande », N° II 57 75, Lausanne

Adresser toutes communications concernant abonnement, vente au numéro, changements d'adresse, expédition, etc., à : Imprimerie La Concorde, Terreaux 29, Lausanne

ANNONCES
Tarif des annonces:

1/1 page	Fr. 350.—
1/2 »	» 180.—
1/4 »	» 93.—
1/8 »	» 46.—

Adresse: Annonces Suisses S.A.
Place Bel-Air 2. Tél. (021) 22 33 26. Lausanne et succursales

SOMMAIRE

Quelques considérations sur les conditions de fonctionnement des butées des groupes hydro-électriques, par P. Piguet, ingénieur EPUL.
Nouvelle conception des extrudeuses pour matières plastiques, par Charles Maillefer, ingénieur EPUL.
Calcul de bride circulaire, par un ingénieur des ACMV, ancien élève de l'EPUL.
Bibliographie. — Divers. — Société suisse des ingénieurs et des architectes. — Les congrès.
Documentation générale. — Documentation du bâtiment. — Informations diverses.

QUELQUES CONSIDÉRATIONS SUR LES CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT DES BUTÉES DES GROUPES HYDRO-ÉLECTRIQUES

par P. PIGUET, ingénieur EPUL [1]

Les principes de fonctionnement des butées de machines tournantes, basés sur les théories de Michell et de Kingsbury sont connus de chacun. Il suffit de rappeler que les caractéristiques du film d'huile sous un patin articulé peuvent s'écrire comme suit :

$$f = A\sqrt{\frac{MV}{P}} \qquad \frac{hs}{l} = C\sqrt{\frac{MV}{P}}$$

$$\mathrm{tg}\alpha = B\sqrt{\frac{MV}{P}}$$

Dans ces équations :

M = viscosité de l'huile — V = vitesse linéaire de l'anneau tournant — P = charge par unité de largeur du patin — α = inclinaison du patin — l = longueur du patin — f = coefficient de frottement — hs = épaisseur minimum du film.

Les coefficients A, B, C sont fonction exclusivement de la position du point d'articulation du patin et sont indépendants de la nature des matériaux en présence. Cependant le constructeur n'est pas libre dans le choix de ceux-ci, car en régime transitoire le contact métallique s'établit lorsque la vitesse est inférieure à une valeur critique pour laquelle l'épaisseur minimum h_s du

[1] Cette étude est tirée du Recueil de travaux offert au professeur **A. Stucky**, en hommage de reconnaissance, sur l'initiative de l'*Association amicale des anciens élèves de l'Ecole polytechnique de Lausanne*, le 27 octobre 1962, l'année de son 70e anniversaire.

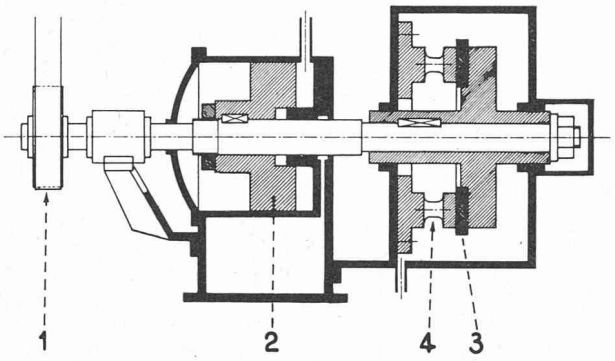

Fig.1

1. Poulie d'entraînement.
2. Servomoteur tournant de mise en charge de la butée.
3. Anneau à patins.
4. Anneau tournant.

film d'huile est voisine de la somme des aspérités de surface du patin et de l'anneau tournant. Il est vrai que sur les grosses unités le danger présenté par cette phase de fonctionnement est fortement réduit par la précaution prise d'injecter momentanément de l'huile sous haute pression au centre de chaque patin, créant ainsi artificiellement un film d'épaisseur convenable, quelle que soit la vitesse de la machine ; mais une défaillance de cet artifice lors d'un arrêt forcé du groupe reste possible et les conditions particulières de fonctionnement aux faibles vitesses conservent toute leur importance.

Afin de sélectionner les meilleurs métaux, les Ateliers des Charmilles ont effectué des essais avec l'appareil représenté sur la figure 1 ; il comprend essentiellement un servo-moteur tournant (2) permettant la mise sous charge d'une butée à deux patins (4). L'anneau mobile (3), solidaire du piston. est entraîné à de faibles vitesses par une poulie à courroie (1).

L'huile sous pression dans le servo-moteur exerce une charge bien définie sur les patins et l'essai consiste à relever pour chaque valeur de celle-ci la pression du film d'huile au voisinage du centre du patin, c'est-à-dire à l'endroit où elle atteint normalement sa valeur maximum. Vu que les pressions engendrées par un film d'huile bien établi peuvent être représentées par une colline dont la base coïncide avec la lisière du patin, on peut affirmer que la butée fonctionne avec un film imparfait pour le moins aussi longtemps que la pression mesurée au voisinage de ce qui devrait être le sommet de la colline reste inférieure à la pression moyenne sur le patin. Les meilleures associations de matériaux soumises à l'essai, c'est-à-dire celles qui favorisent au maximum la formation du film d'huile, sont celles pour lesquelles les pressions mesurées au centre du patin sont les plus élevées pour une charge donnée, les autres conditions de vitesse et de viscosité d'huile étant maintenues inchangées.

Chacune des six associations de matériaux retenues fut essayée sous deux vitesses circonférentielles, différentes, soit à 0,041 et à 1,173 m/sec et pour chacune de ces deux vitesses l'essai fut répété deux fois, soit avec de l'huile à 22°C et à 50°C. Les résultats les plus intéressants, c'est-à-dire ceux obtenus lors de l'essai à faible vitesse, sont reproduits sur le graphique II. Ils

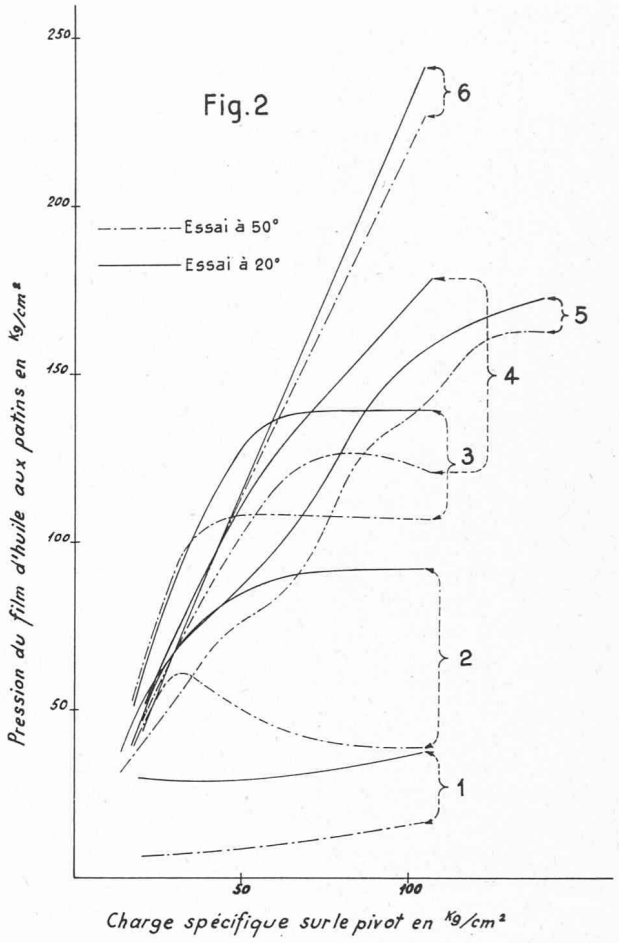

Fig. 2.

Courbe 1 : Anneau à patins en fonte ordinaire non recuite, surface grattée.
Anneau tournant en fonte ordinaire, recuite, surface grattée.

Courbe 2 : Anneau à patins en fonte à grain fin, recuite, surface rodée.
Anneau tournant en fonte à grain fin, recuite, surface rodée.

Courbe 3 : Anneau à patins en fonte à grain fin, recuite, surface grattée.
Anneau tournant en acier Siemens Martin doux, cémenté, trempé, rectifié.

Courbe 4 : Anneau à patins en fonte ordinaire, recuite, surface grattée.
Anneau tournant en fonte ordinaire recuite, surface rectifiée.

Courbe 5 : Anneau à patins en fonte avec couche de métal blanc, surface grattée.
Anneau tournant en acier forgé R 50-60 kg/mm², surface grattée.

Courbe 6 : Anneau à patins en bronze 10, surface grattée.
Anneau tournant en acier Siemens Martin doux, cémenté, trempé, surface rectifiée.

confirment l'influence prépondérante de deux facteurs, soit celle des matériaux en présence et de leur mode de préparation. Les meilleures associations sont celles groupant un anneau tournant en acier SM doux, cémenté, trempé et rectifié et un jeu de patins en bronze contenant 90 % de cuivre, 10 % d'étain. Malheureusement, cette solution est onéreuse et n'est retenue que pour les butées de petites dimensions fortement sollicitées. Dans les cas courants, on préfère un anneau en acier forgé s'appuyant sur des patins de fonte recouverts de métal blanc. D'après les essais, cette association est moins favorable que la précédente, mais cette

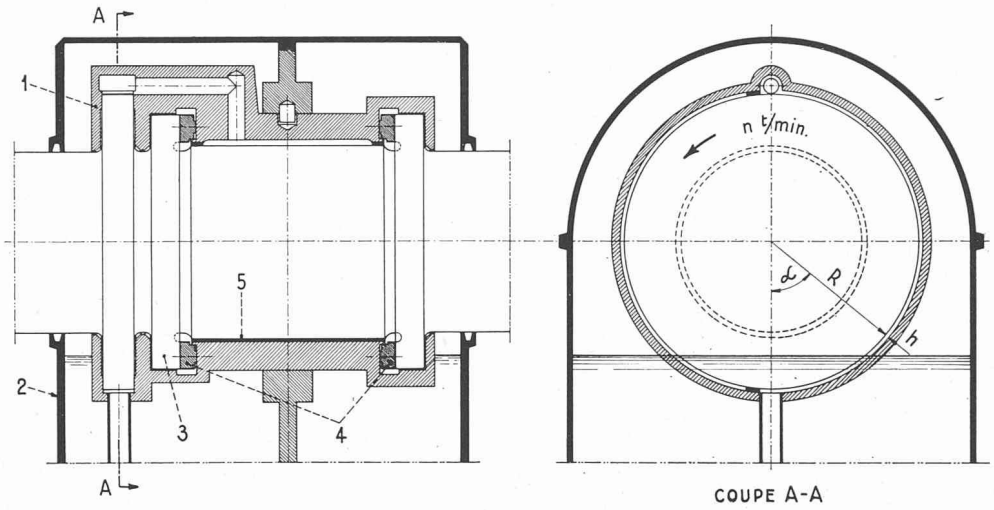

Fig. 3.

1. Enveloppe secondaire.
2. Bac principal.
3. Bague de la pompe à viscosité.
4. Butées.
5. Coussinet porteur.

infériorité relative est compensée en pratique par la protection que constitue en cas d'accident la couche de métal blanc, dont la fusion à basse température limite les détériorations à la surface active des patins, qui sont des éléments indépendants facilement remplaçables.

La couche de métal blanc est déposée aux Ateliers des Charmilles par projection au pistolet ; son épaisseur, d'environ 1,5 mm, a été choisie aussi faible que possible pour réduire les risques de désagrégation provenant d'une part des écarts entre les coefficients de dilatation thermique du métal antifriction et du métal de base, d'autre part des contraintes de cisaillement dues aux déformations du patin sous sa charge, ceci sans nuire à sa propriété de protéger l'anneau tournant en cas d'accident.

L'expérience montre que la mise en place d'une couche de métal blanc homogène, adhérant parfaitement à la pièce de base, reste un problème délicat dont une solution satisfaisante ne peut être obtenue que par la recherche expérimentale. Pour comparer les résultats obtenus par diverses méthodes, on isole des îlots circulaires de 25 mm de diamètre par une gorge taillée au burin traversant la garniture tendre. Sur chacun de ceux-ci on colle ensuite, avec une résine synthétique, un tourillon d'acier permettant d'exercer une traction d'arrachement sur le métal blanc. Les meilleurs procédés d'application donnent des couches d'antifriction dont la résistance à l'arrachement dépasse 100 kg/cm².

Les pivots des machines verticales sont installés dans une cuve munie d'une cheminée centrale enveloppant l'arbre permettant d'immerger sans complication les parties actives dans un bain d'huile.

Les butées des groupes horizontaux, fonctionnant sans garniture d'étanchéité, sont compliquées par le fait que le niveau d'huile dans la cuve ne peut s'élever au-dessus de la génératrice inférieure de l'arbre pour éviter les débordements, tandis que les parties actives doivent être immergées dans l'huile pendant la marche normale. (V. fig. 3). Ces conditions peuvent être satisfaites en faisant usage d'une enveloppe secondaire dans laquelle on injecte l'huile sous faible pression, en laissant retomber les fuites des extrémités dans le bac principal (2).

L'injection d'huile s'effectue fréquemment au moyen d'une pompe à viscosité, constituée par une bague (3) fixée à l'arbre et dont la partie inférieure reste toujours en contact avec l'huile de la cuve. Le débit d'une telle pompe, qui doit assurer l'évacuation de la chaleur dégagée dans le palier, se calcule à partir de l'équation régissant l'équilibre du film d'huile soit :

$$\frac{dp}{d\alpha} = \frac{6MV}{h^3} R\,(h - h^*)$$

Dans celle-ci, h représente la hauteur de la gorge de la pompe et h^* une hauteur fictive, telle que le débit par unité de largeur de la bague est égal à :

$$Q_1 = \frac{Vh^*}{2}.$$

On obtient, après intégration et quelques transformations, la relation cherchée :

$$Q_1 = \frac{h}{12}\left[\frac{\pi\, nR}{5} - \frac{P_0 h^2}{RM\alpha}\right].$$

Le débit de la pompe s'annule lorsque la contre-pression, à la sortie de la gorge, est supérieure à :

$$P_0 \geqq \frac{R^2 M\alpha\pi n}{5\, h^2}$$

tandis que le débit maximum pour une contre-pression donnée inférieure à la limite précédemment définie s'obtient avec une hauteur de gorge h telle que :

$$\frac{dQ_1}{dh} = 0$$

soit, pour

$$h = R\sqrt{\frac{\pi n M\alpha}{15\, P_0}}$$

Précisons, pour terminer, que ce mode de graissage est généralement insuffisant pour les grosses pivoteries, car le débit d'huile de la pompe à viscosité n'est pas capable d'évacuer correctement la chaleur provenant des pertes de la butée.