

Des phénomènes de "frottement saccadé" dans les moteurs hydrauliques

Citation for published version (APA):

Schlösser, W. M. J. (1965). Des phénomènes de "frottement saccadé" dans les moteurs hydrauliques. *Hydraulique pneumatique et asservissements*, 33-38.

Document status and date:

Gepubliceerd: 01/01/1965

Document Version:

Uitgevers PDF, ook bekend als Version of Record

Please check the document version of this publication:

- A submitted manuscript is the version of the article upon submission and before peer-review. There can be important differences between the submitted version and the official published version of record. People interested in the research are advised to contact the author for the final version of the publication, or visit the DOI to the publisher's website.
- The final author version and the galley proof are versions of the publication after peer review.
- The final published version features the final layout of the paper including the volume, issue and page numbers.

[Link to publication](#)

General rights

Copyright and moral rights for the publications made accessible in the public portal are retained by the authors and/or other copyright owners and it is a condition of accessing publications that users recognise and abide by the legal requirements associated with these rights.

- Users may download and print one copy of any publication from the public portal for the purpose of private study or research.
- You may not further distribute the material or use it for any profit-making activity or commercial gain
- You may freely distribute the URL identifying the publication in the public portal.

If the publication is distributed under the terms of Article 25fa of the Dutch Copyright Act, indicated by the "Taverne" license above, please follow below link for the End User Agreement:

www.tue.nl/taverne

Take down policy

If you believe that this document breaches copyright please contact us at:

openaccess@tue.nl

providing details and we will investigate your claim.

hydraulique pneumatique & asservissements

Des phénomènes de «frottement saccadé» dans les moteurs hydrauliques

par le Prof. Dr-Ing. **W. M. J. SCHLOSSER**

Introduction

On sait qu'il est difficile d'imprimer à un moteur hydraulique une rotation régulière à très basse vitesse. Les causes de cette rotation irrégulière ne sont pas précisées. Le présent article décrit quelques facteurs agissant sur cette rotation irrégulière. Le modèle mathématique utilisé est simplifié par rapport à la pratique, mais il peut toutefois être étendu et affiné selon les besoins.

Blok a décrit en 1940 les phénomènes de «glissement saccadé» (stick-slip) pour des éléments de machine glissant à une faible vitesse relative /1/. Des auteurs russes — Derjaguin, Push, Tolstoi — ont indiqué une représentation mathématique de ces observations /2/. Les aperçus ainsi obtenus peuvent maintenant être appliqués au moteur hydraulique.

Un moteur hydraulique peut être comparé lors de son démarrage à une masse déplacée par un ressort. La masse est déplacée quand la force exercée par le ressort bandé est suffisante pour vaincre le frottement statique de la masse. Dès que la masse se met en mouvement, le frottement diminue en passant du frottement statique au frottement de glissement. La force du ressort bandé, devenant trop importante, accélère la masse. Dans certaines conditions la masse s'immobilise quand le ressort se débande. Le processus peut alors se répéter et la masse présente des oscillations de relaxation.

Le point de départ de notre raisonnement est constitué par l'équation du mouvement du moteur hydraulique. Le ressort moteur est constitué par une canalisation contenant un liquide compressible. Ce ressort est bandé par la pompe jusqu'à ce que le frottement statique du moteur hydraulique soit vaincu. Le moteur commence ensuite à tourner. Des phénomènes identiques à ceux décrits ci-dessous pour la masse en translation peuvent alors se produire.

Etablissement de l'équation du mouvement

La transmission hydraulique est constituée par une pompe, une canalisation et un moteur hydraulique comme l'indique la figure 1.

La cylindrée εW_{th1} de la pompe est variable de 0 à $\varepsilon_{max} \cdot W_{th1}$. La cylindrée W_{th2} du moteur hydraulique est invariable. Nous ne considérons d'abord qu'une pompe et qu'un moteur à débit constant par radian de rotation de l'arbre. Ce débit est

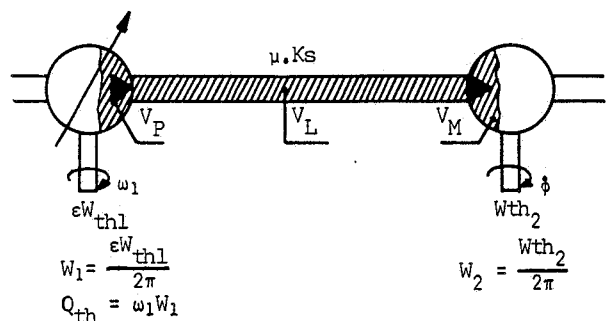
$$W_1 = \frac{\varepsilon W_{th1}}{2\pi} \text{ pour la pompe et}$$

$$W_2 = \frac{W_{th2}}{2\pi} \text{ pour le moteur.}$$

Les pompes et moteurs hydrauliques à débit constant par radian sont par exemple du type à vis ou à palettes.

La pompe tourne en outre à une vitesse angulaire constante ω_1 . Le débit de la pompe en régime sans pertes est alors $Q_{th1} = W_1 \cdot \omega_1$. Le passage de la pompe de $\varepsilon = 0$ à $\varepsilon \neq 0$ s'effectue en un temps très court par rapport au

Fig. 1



temps nécessaire pour produire dans la canalisation une pression suffisante pour vaincre le frottement statique du moteur.

Le volume V_p se trouve dans la pompe, entre le joint de la chambre de refoulement et la limite extérieure de la pompe, sur la canalisation de refoulement. Le volume V_m se trouve à l'endroit correspondant du moteur hydraulique. Le volume devant être mis en pression par la pompe est $V = V_p + V_L + V_m$. Nous ne considérerons pas ici la variation de V_p et V_m en fonction de la rotation de l'arbre du moteur hydraulique.

Le liquide a une compressibilité apparente de

$$\frac{1}{K_s}$$

K_s désignant le module apparent de compressibilité du liquide dans le volume V et des gaz entraînés, et tenant compte des influences du corps élastique de la pompe, du moteur hydraulique et de la canalisation [3/].

La différence de pression Δp^* sur le moteur hydraulique est établie par la pompe. L'augmentation de p^* en fonction du temps est donnée par :

$$p^* = \frac{K_s}{V} Q_{th1} t^* \quad (1)$$

Lorsque p^* désigne la surpression dans la canalisation par rapport à la pression atmosphérique et quand la pression en aval du moteur est égale à la pression atmosphérique, $p^* = \Delta p^* =$ différence de pression sur le moteur hydraulique. Lorsque Δp^* atteint la valeur $\Delta p^*_0 = M_0/W_2$, le couple M_0 de frottement statique du moteur hydraulique est vaincu et l'arbre du moteur commence à tourner.

Dès que le moteur hydraulique tourne, les pertes par frottement diminuent, car le frottement statique se transforme en frottement de glissement. Les couples de pertes apparaissant alors ont été décrits en détail dans [4/ et 5/]. Sans répéter cette description, nous posons pour les couples de pertes :

$$M_{th} - M_a = M_c + M_p + M_v + M_t \quad (2)$$

$$M_{th} - M_a = M_c + c_{pv} \cdot W_2 + c_{vv} \cdot \mu \cdot \dot{\varphi} \cdot W_2 + c_{tv} \frac{\rho}{2} \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot W_2^{5/3} \quad (3)$$

Dans le cas d'un moteur hydraulique à vide et à faibles pertes, $M_p = 0$. M_t peut également être négligé pour l'étude des phénomènes correspondant aux faibles valeurs de $\dot{\varphi}$ (fig. 2). A noter que M_t ne peut pas être négligé pour l'analyse des phénomènes dynamiques sur des moteurs hydrauliques à amortissement quadratique, aux valeurs élevées de $\dot{\varphi}$. Van den Kroonenberg a présenté cette analyse dans [6/]. L'équation (3) peut maintenant s'écrire :

$$M_{th} - M_a = M_c + c_{vv} \mu \dot{\varphi} W_2 \quad (4)$$

Cette simplification est admissible parce que la théorie des paliers lisses montre que :

$$\omega_2 = \left(\frac{\Delta r}{r} \right)^2 \frac{\bar{p}}{\mu}$$

Dans le cas des moteurs hydrauliques à faible jeu radial Δr , ω_2 est pratiquement nulle, car \bar{p} , charge moyenne des paliers du moteur hydraulique à vide, est pratiquement nulle.

La différence de pression sur le moteur hydraulique tend à accélérer la rotation de ce dernier. Quand le frottement statique est vaincu, la variation de cette différence de pression est décrite par l'équation (5).

$$\Delta p = \Delta p^*_0 + \frac{K_s}{V} (Q_{th1} t - \varphi W_2) \quad (5)$$

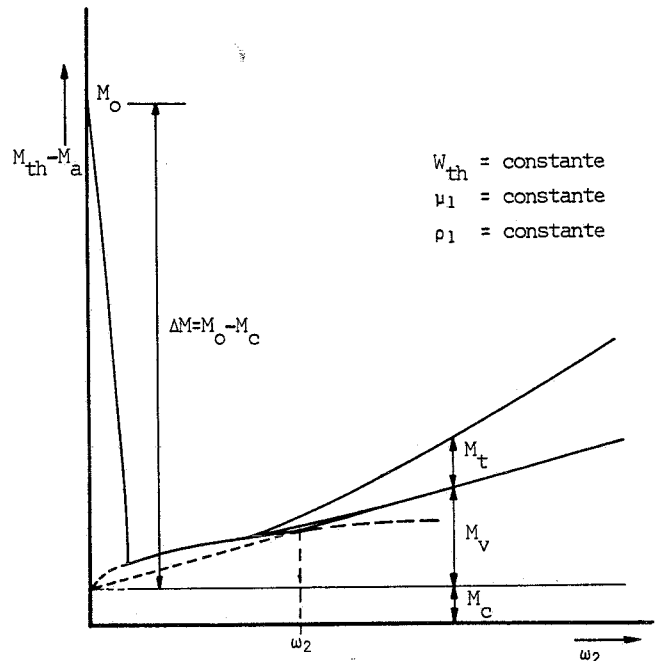


Fig. 2 — Couples de pertes d'un moteur hydraulique à vide.

$$\Delta p = \frac{M_0}{W_2} + \frac{K_s}{V} (Q_{th1} t - \varphi W_2) \quad (6)$$

$t = 0$ étant l'instant du début de la rotation du moteur hydraulique. Pour Δt et φ , on a alors $\Delta p = \Delta p^*_0$ et $\varphi = 0$.

L'équation du mouvement du moteur hydraulique est alors :

$$J \cdot \ddot{\varphi} + M_c + c_{vv} \cdot \mu \cdot \dot{\varphi} \cdot W_2 = M_0 + \frac{K_s}{V} (Q_{th1} t - \varphi \cdot W_2) W_2 \quad (7)$$

$$\text{ou } \ddot{\varphi} + 2p \dot{\varphi} + q^2 \cdot \varphi = \frac{1}{J} (\Delta M + \frac{K_s}{V} \cdot Q_{th1} \cdot W_2 \cdot t) \quad (8)$$

$$\text{avec } 2p = \frac{c_{vv} \cdot \mu \cdot W_2}{J} \quad (9)$$

$$q^2 = \frac{K_s W_2^2}{V J} \quad (10)$$

$$\Delta M = M_0 - M_c \quad (11)$$

Solution de l'équation différentielle du moteur hydraulique à vide, aux faibles vitesses, avec amortissement linéaire

La solution de l'équation (8) s'écrit :

$$\varphi = C_1 e^{s_1 t} + C_2 e^{s_2 t} + \alpha \cdot \beta + \gamma t \quad (12)$$

$$\text{quand } s_1 = -p + \sqrt{p^2 - q^2} \quad (13)$$

$$s_2 = -p - \sqrt{p^2 - q^2} \quad (14)$$

$$C_1 = \frac{1}{(s_2 - s_1)} (\gamma - s_2 \cdot \alpha \cdot \beta) \quad (15)$$

$$C_2 = \frac{1}{(s_1 - s_2)} (s_1 \cdot \alpha \cdot \beta - \gamma) \quad (16)$$

$$\alpha = \frac{1}{c_{vv} W_2^2} = \frac{V}{K_s W_2^2} \quad (17)$$

$$\beta = \Delta M - c_{vv} \cdot \mu \cdot Q_{th1} \quad (18)$$

$$\gamma = \frac{Q_{th1}}{W_2} \quad (19)$$

$$p = \frac{1}{2} \frac{c_{vv} \cdot \mu \cdot W_2}{J} \quad (9)$$

$$q = W_2 \sqrt{\frac{K_s}{VJ}} \quad (10)$$

La vitesse angulaire du moteur hydraulique s'obtient par différentiation de l'équation (12) :

$$\dot{\varphi} = s_1 C_1 e^{s_1 t} + s_2 C_2 e^{s_2 t} + \gamma \quad (20)$$

La différence de pression Δp sur le moteur hydraulique à vide est donnée par :

$$\Delta P = \Delta P_0^* - (C_1 e^{s_1 t} + C_2 e^{s_2 t} + \alpha \cdot \beta) \frac{K_s}{V} W_2 \quad (21)$$

On peut distinguer trois cas, selon le rapport des valeurs de p et q :

$p > q$ amortissement relativement important

$p = q$ amortissement critique

$p < q$ amortissement relativement faible.

Cas d'un amortissement relativement important.

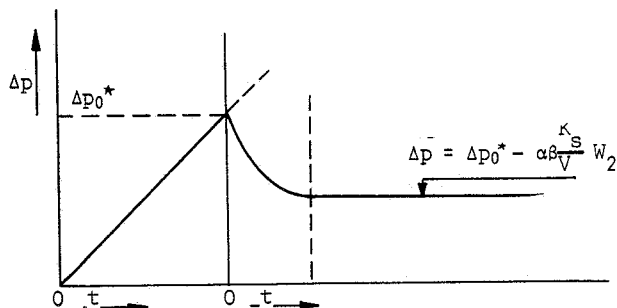
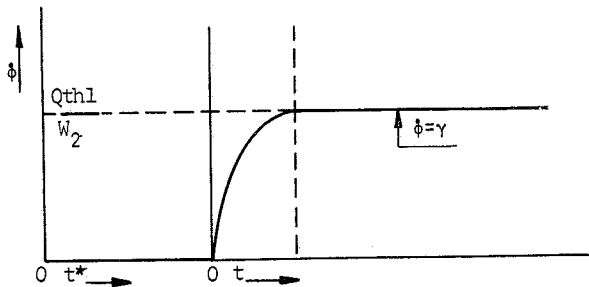
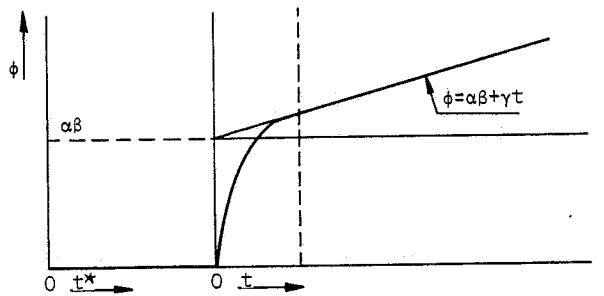
Dans ce cas, $p > q$ ou

$$\frac{2}{c_{vv} \mu} \sqrt{\frac{J \cdot K_s}{V}} < 1 \quad (22)$$

Les valeurs de S_1 et S_2 sont réelles et négatives. Le terme périodique des équations (12), (20) et (21) s'annule rapidement et il reste les équations :

$$\varphi = \alpha \cdot \beta + \gamma \cdot t \quad (23)$$

Fig. 3



$$\dot{\varphi} = \gamma \quad (24)$$

$$\Delta p = \Delta p_0 - \alpha \cdot \beta \frac{K_s}{V} \cdot W_2 \quad (25)$$

La figure 3 représente ces équations.

Cas de l'amortissement critique.

$$\text{Dans ce cas } p = q \text{ ou } \frac{2}{c_{vv} \mu} \sqrt{\frac{J \cdot K_s}{V}} = 1 \quad (26)$$

Les valeurs de S_1 et S_2 sont dans ce cas réelles, égales et négatives. On obtient alors les formules :

$$\varphi = \frac{\gamma}{p} (e^{-pt} - 1 + t) \quad (27)$$

$$\dot{\varphi} = -\gamma (1/p - e^{-pt}) \quad (28)$$

$$\Delta p = \frac{1}{W_2} (M_0 + c_{vv} \mu Q_{th1} + e^{-pt} (M_0 - M_0 - c_{vv} \mu Q_{th1})) \quad (29)$$

avec :

$$p = \frac{c_{vv} \mu W_2}{2J} \quad (9)$$

La constante de temps $t_0 = 1/p$ de ce système désigne le temps pendant lequel φ passe de 0 à $0,63 \varphi_{\infty}$. En tenant compte de l'amortissement quadratique M_0 , van den Kroonenberg aboutit dans [6] à de nouvelles conclusions quant à cette grandeur.

Cas de l'amortissement hypocritique

Dans ce cas $p < q$ ou

$$\frac{2}{c_{vv} \mu} \sqrt{\frac{J \cdot K_s}{V}} > 1 \quad (30)$$

Les valeurs de s_1 et s_2 sont maintenant complexes. On aboutit alors aux formules :

$$\varphi = e^{-pt} (-\alpha \cdot \beta \cdot \cos \omega t + C_2' \cdot \sin \omega t) + \alpha \beta + \gamma t \quad (31)$$

$$\dot{\varphi} = e^{-pt} \left\{ \left(\frac{Q_{th1}}{W_2} \right) \cos \omega t + \frac{1}{2J\omega} (2 \Delta M - c_{vv} \mu Q_{th1}) \sin \omega t \right\} + \frac{Q_{th1}}{W_2} \quad (32)$$

$$\Delta p = \frac{1}{W_2} \left\{ M_0 + c_{vv} \mu \cdot Q_{th1} - e^{-pt} (-\alpha \beta \cos \omega t + C_2' \cdot \sin \omega t) \frac{W_2^2 K_s}{V} \right\} \quad (33)$$

$$\omega = \sqrt{q^2 - p^2} \quad (34)$$

$$C_2' = \frac{-(\gamma + \alpha \beta p)}{\omega} \quad (35)$$

$$p = \frac{c_{vv} \mu \cdot W_2}{2J} \quad (9)$$

$$q^2 = \frac{K_s W_2^2}{VJ} \quad (10)$$

La figure 4 représente les équations (31), (32) et (33).

Apparition des phénomènes de glissement saccadé

Les phénomènes de glissement saccadé se reconnaissent à ce que le moteur hydraulique, après avoir démarré à l'instant $t = 0$ ($\varphi = 0$, $\dot{\varphi} = 0$, $\ddot{\varphi} \neq 0$), s'immobilise de nouveau à un instant $t_1 > 0$ ($\varphi \neq 0$, $\dot{\varphi} = 0$, $\ddot{\varphi} = 0$). Pendant cet arrêt, la pression continue à croître dans la canalisation par suite du refoulement de liquide par la pompe. Lorsque cette pression est suffisante pour vaincre le frottement statique du moteur hydraulique, ce dernier démarre

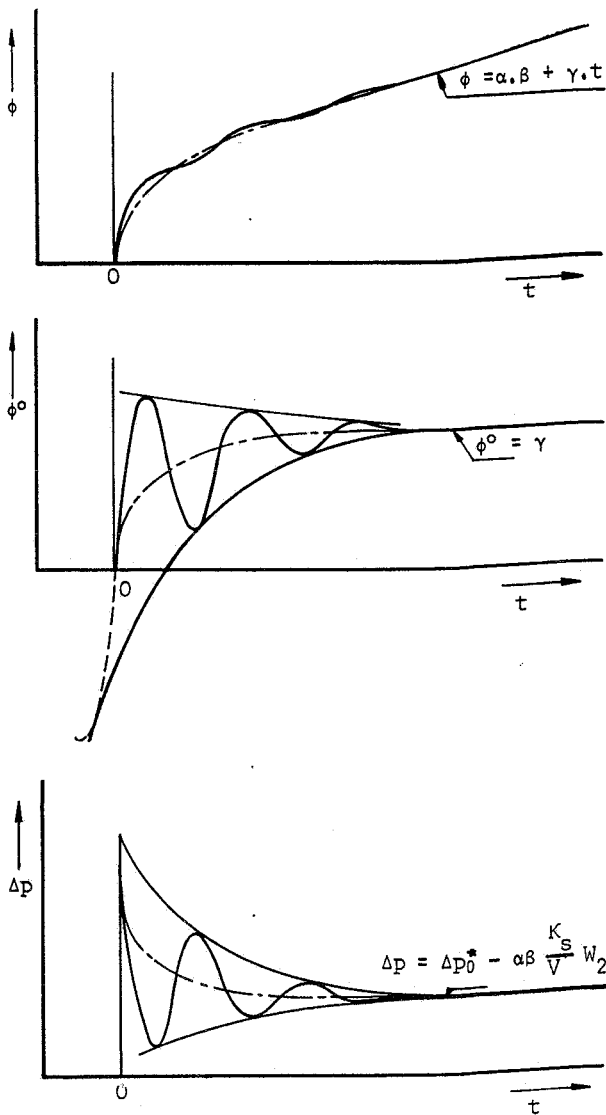


Fig. 4

et le phénomène *peut* se répéter. La figure 5 représente la vitesse angulaire $\dot{\phi}$ en fonction du temps, lors de l'apparition de phénomènes de glissement saccadé.

Une étude détaillée des phénomènes de glissement saccadé montre qu'il existe une valeur critique de la vitesse de rotation $Q_{th1}/W_2 = \gamma$ du moteur hydraulique (fig. 6). Il ne peut pas y avoir de phénomènes de glissement saccadé quand cette vitesse est supérieure à $\gamma_{crit} / 2$. Pour $\gamma > \gamma_{crit}$, $\dot{\phi} > 0$ toujours pour $\ddot{\phi} = 0$. On peut inverse-

Fig. 5

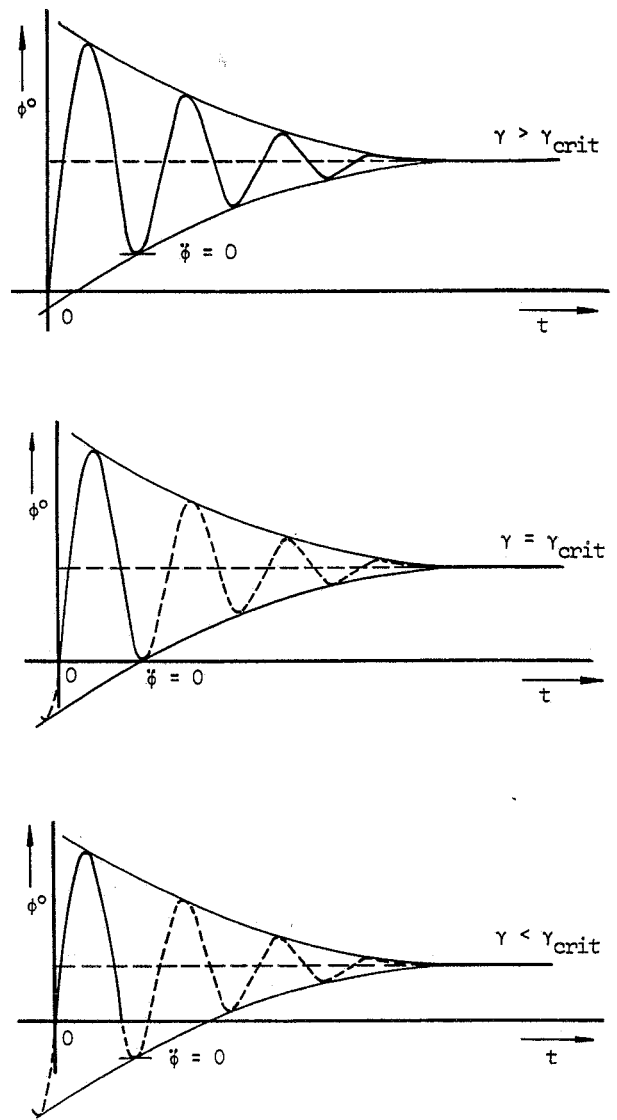
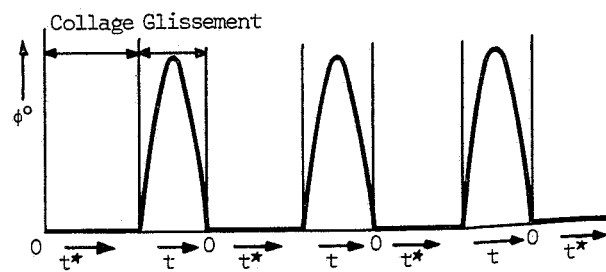


Fig. 6

ment calculer la valeur de γ_{crit} . à partir de l'hypothèse que $\dot{\phi} > 0$ pour $\ddot{\phi} = 0$ et $\pi < \omega t < 2\pi$. La transformation appropriée de l'équation (32) fournit le résultat représenté à la figure 7.

On constate que :

$$\frac{1}{\gamma} \left\{ \frac{1}{J\omega} (\Delta M - \frac{1}{2} c_{vv\mu} Q_{th1}) \right\} < \gamma_{crit} \quad (36)$$

γ_{crit} étant fonction de la valeur de

$$\frac{p}{\omega} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{q}{p}\right)^2 - 1}}$$

Il résulte de l'équation (36) que

$$\gamma > \frac{\Delta M}{J\omega} \cdot \frac{1}{\gamma_{crit} + \frac{p}{\omega}} \quad (37)$$

car

$$\gamma_{crit} = \frac{\Delta M}{J\omega} \cdot \frac{1}{\left(\gamma_{crit} + \frac{p}{\omega}\right)} \quad (38)$$

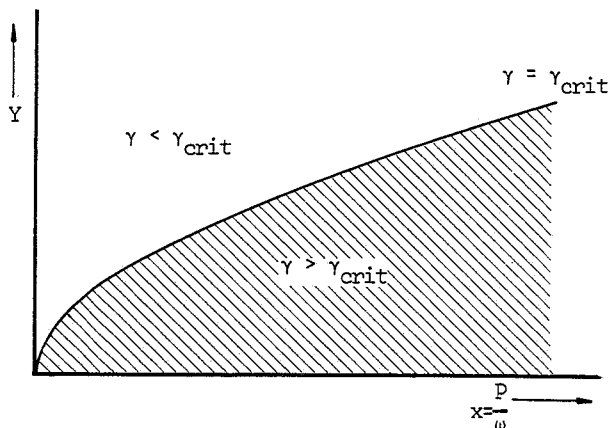


Fig. 7

$\gamma = \gamma_{crit}$	
X	γ_{crit}
$0,07 \cdot 10^{-2}$	0,099
$0,30 \cdot 10^{-2}$	0,200
$0,67 \cdot 10^{-2}$	0,297
$1,12 \cdot 10^{-2}$	0,391
$1,62 \cdot 10^{-2}$	0,478
$2,17 \cdot 10^{-2}$	0,558
$3,17 \cdot 10^{-2}$	0,695
$4,08 \cdot 10^{-2}$	0,802

$$X = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{q}{\omega}\right)^2 - 1}}$$

$$\gamma = \frac{1}{\gamma} \left\{ \frac{1}{j\omega} \left(\Delta M - \frac{1}{2} C_{vv} \mu Q_{th1} \right) \right\}$$

Nouvelle étude de la vitesse critique de rotation γ_{crit}

L'équation (38) permet une nouvelle étude de la vitesse critique de rotation.

Nous écrivons maintenant la discontinuité ΔM de couple :

$$\Delta M = M_o - M_c \quad (11)$$

$$\Delta M = C_{pv_o} \cdot \Delta p_o^* \cdot W_2 - M_c \quad (39)$$

avec

$$C_{pv_o} = \frac{\sum (F_p \cdot f_o \cdot r)}{W_2} \quad (40)$$

Nous utilisons notre publication /5/ pour préciser les grandeurs C_{pv_o} , F_p et r . Niemann et Ehrlenspiel décrivent de façon très détaillée dans /7/ le coefficient f_o de frottement au démarrage pour divers métaux dans différentes conditions de lubrification. Cet article fournit au projecteur des indications très précieuses sur la réduction du frottement au démarrage des moteurs hydrauliques.

L'emploi de roulements est une autre possibilité de réduction du frottement au démarrage.

Nous laissons au lecteur le soin de déterminer les influences des grandeurs J , p et q , avec les quelques précisions suivantes :

La valeur de J est de $10 \cdot 10^{-6} \text{ kg.m}^2$ pour les moteurs à vis et de $500 \cdot 10^{-6} \text{ kg.m}^2$ pour les moteurs à palettes, avec $W_2 = \frac{50 \cdot 10^{-6}}{2\pi} \text{ m}^3$.

Les valeurs de C_{vv} sont les suivantes :

$$\text{moteurs à vis} \quad C_{vv} = 2 \cdot 10^4 \text{ à } 4 \cdot 10^4$$

$$\text{moteurs à palettes} \quad C_{vv} = 2 \cdot 10^4 \text{ à } 15 \cdot 10^4$$

La signification constructive de C_{vv} est décrite en détail dans /5/. Ces valeurs sont applicables pour

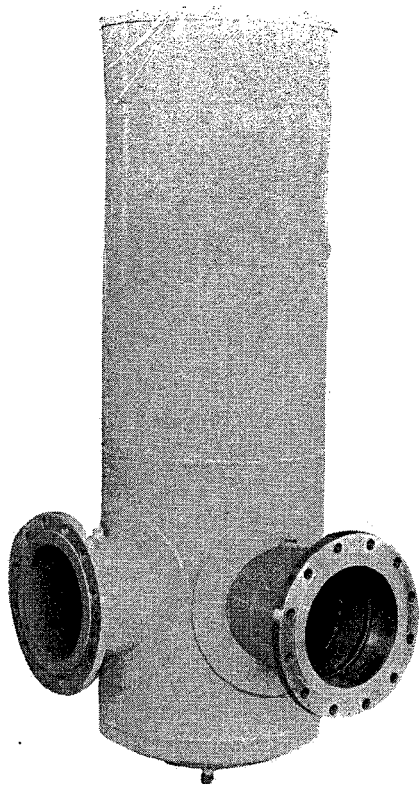
$$\frac{15 \cdot 10^{-6}}{2\pi} \text{ m}^3 < W_2 < \frac{60 \cdot 10^{-6}}{2\pi} \text{ m}^3$$

Les valeurs de K_s peuvent être tirées de /3/. A titre indicatif, on peut utiliser pour K_s des valeurs de $14000 \cdot 10^5 \text{ N.m}^{-2}$ à $18000 \cdot 10^5 \text{ N.m}^{-2}$.

Cette théorie doit être étendue pour les moteurs hydrauliques d'un modèle différent, car W_2 n'est alors pas constante, mais fonction de φ .

Liste des notations

C_{vv}	facteur de pertes du moteur hydraulique	[—]
f	coefficient de frottement	[—]
f_o	coefficient de frottement au démarrage	[—]
J	moment d'inertie du moteur hydraulique	[ML ²]
K_s	module apparent de compression du liquide dans un volume V	[MT ⁻² L ⁻¹]
M_a	couple disponible sur l'arbre du moteur hydraulique	[ML ² T ⁻²]
M_c	couple des pertes sur l'arbre du moteur hydraulique, ne variant pas dans des conditions constantes de fonctionnement	[ML ² T ⁻²]
M_o	couple des pertes sur l'arbre du moteur hydraulique, résultant du frottement statique	[ML ² T ⁻²]
M_p	couple des pertes sur l'arbre du moteur hydraulique, en fonction de la différence de pression Δp	[ML ² T ⁻²]
M_t	couple des pertes sur l'arbre du moteur hydraulique, résultant de la densité ρ	[ML ² T ⁻²]
M_{th}	$\Delta p \cdot W_2$ couple théoriquement disponible sur l'arbre du moteur hydraulique	[ML ² T ⁻²]
M_v	couple des pertes sur l'arbre du moteur hydraulique, en fonction de la viscosité μ	[ML ² T ⁻²]
p^*	pression dans le volume V avant le début de la rotation du moteur hydraulique	[ML ⁻¹ T ⁻²]
\bar{p}	charge moyenne d'une portée de palier lisse	[ML ⁻¹ T ⁻²]
Q_{th1}	débit théorique de la pompe	[L ³ T ⁻¹]
r	rayon d'une portée de palier lisse ou distance entre le point d'application d'une force de friction et l'axe de rotation	[L]
t	temps jusqu'au début de la rotation de l'arbre du moteur hydraulique	[T]
t^*	temps s'écoulant entre le début de l'élévation de pression dans la canalisation et le début de la rotation de l'arbre du moteur hydraulique	[T]
V	$V_p + V_m + V_L$	[L ³]
V_L	volume sous la pression p dans la canalisation	[L ³]
V_m	volume sous la pression p dans le moteur hydraulique	[L ³]
V_p	volume sous la pression p dans la pompe	[L ³]
W_1	$\frac{\epsilon W_{th1}}{2\pi}$	[L ³]
W_2	$\frac{W_{th2}}{2\pi}$	[L ³]
W_{th2}	cylindrée théorique du moteur hydraulique	[L ³]
ΔM	$M_o - M_c$	[ML ² T ⁻²]



Très nombreux types de
FILTRES A GAZ COMPRIMÉ

- Retenue intégrale des poussières
- Démontage des plus faciles au moyen d'une culasse
- Spécifications de pression et de débit très étendues



Très vaste clientèle

Nombreux filtres en service au Gaz de France



Nous consulter également pour :

- nos séparateurs d'huile et d'eau dans l'air comprimé
- nos appareils avec mano-détendeurs
- nos superfiltres à niveau de colmatage visible pour la rétention intégrale des brouillards d'huile

FILTRES

PHILIPPE

109, Boulevard H. Barbusse - HOUILLES (S.-&-O.)

Tél. 968-79-90

Telex 22.971

- Δp^* différence de pression sur le moteur hydraulique avant le début de sa rotation [ML⁻¹T⁻²]
- Δp^*_o différence de pression sur le moteur hydraulique, servant à vaincre le couple M_o du frottement statique [ML⁻¹T⁻²]
- Δr jeu radial des paliers lisses [L]
- ϵ réglage de la pompe [L³]
- ϵW_{th1} cylindrée théorique de la pompe [L³]
- μ viscosité dynamique du liquide [ML⁻¹T⁻¹]
- φ angle de rotation de l'arbre du moteur hydraulique [—]
- φ vitesse angulaire de l'arbre du moteur hydraulique = ω_2 [T⁻¹]
- ω_1 vitesse angulaire de l'arbre de la pompe [T⁻¹]
- ω_2 vitesse angulaire de l'arbre du moteur hydraulique = φ [T⁻¹]
- ω_2^1 vitesse angulaire de l'arbre du moteur hydraulique, le coefficient de frottement des paliers lisses passant de $f = C^{te}$. $\sqrt{\omega}$ à $f = C^{te}$. ω quand ω croît.. [T⁻¹]

La signification des notations suivantes est indiquée dans le texte :

p	C_2	e
q	C_2^1	ω
s_1	α	γ_{crit}
s_2	β	γ_{crit}
C_1	γ	pV_o

Bibliographie

- /1/ H. BLOK
Fundamental Mechanical Aspects of Boundary Lubrication, SAE Journal, february 1940 p. 63-68.
- /2/ B. V. DERJAGUIN, V. E. PUSH and D. M. TOLSTOI
A theory of stick-slip sliding of solids, Paper No. 13, Conference on Lubrication and Wear, Institution of Mech. Engineers, London 1957, p. 257-268.
- /3/ W. M. J. SCHLOSSER und H. A. VERDUYN
Folgerungen aus einer Zustandsgleichung für Mineralöle, Oelhydraulik und Pneumatik, 1960, Nr. 2, S. 39-41.
- /4/ W. M. J. SCHLOSSER
Ein mathematisches Modell für Verdränger-pumpen und Motoren, Oelhydraulik und Pneumatik, 1961, Nr. 4, S. 122-130.
- /5/ W. M. J. SCHLOSSER und J.W. HILBRANDS
Ueber den hydraulisch-mechanischen Wirkungs-grad von Verdrängerpumpen, Oelhydraulik und Pneumatik, 1965, demnächst zu veröffentlichen.
- /6/ H. H. v. d. KROONENBERG
Aanloopverschijnselen van hydromotoren, T.H. Delft, 1961, nicht veröffentlichter Rapport.
- /7/ G. NIEMANN und K. EHRENSPIEL
Anlaufreibung und Stick-Slip bei Gleitpaarungen, V. D. I. Zeitschrift, BD. 105, Nr. 6, S. 221-233. Februar 1963.