

Método simplificado para o cálculo de chumaceiras radiais hidrodinâmicas

J. C. Pimenta Claro (*)
A. A. Sousa Miranda (*)

RESUMO:

Apresenta-se um método analítico simplificado para o cálculo de chumaceiras radiais hidrodinâmicas funcionando em regime estacionário.

O procedimento de cálculo desenvolvido, baseado num método gráfico devido a Burke & Neale, permite uma fácil implementação em micro-computador e inclui indicações para a selecção dos valores de determinados parâmetros de partida.

É analisada a correlação entre resultados obtidos usando este método e os de um outro método de cálculo mais elaborado, e também com resultados experimentais. São estabelecidos limites de aplicabilidade do método.

1. INTRODUÇÃO

A chumaceira radial hidrodinâmica — o vulgar casquilho ou bronze — é de aplicação universal no apoio de veios rotativos sujeitos a cargas e velocidades de rotação elevadas.

Este componente, de constituição extremamente simples — um casquilho, geralmente em bronze ou outro metal revestido de ligas especiais, formado por uma só peça, duas metades ou apenas um pequeno arco, e um moente, a maior parte das vezes o próprio veio — pode ser encontrado em equipamentos relativamente pequenos, como cambotas e caixas de velocidades, e em equipamentos «pesados», como turbinas, geradores, linhas de veios de navios, etc..

Em termos de dimensionamento da chumaceira pode, hoje em dia, considerar-se como perfeitamente ultrapassado um método do tipo «tentativa-erro» para selecção das variáveis em jogo, mesmo quando se trate de um problema pontual.

Durante longo tempo, o recurso a tabelas e fórmulas empíricas e o conhecimento de casos de aplicação análogos, foi o único sistema disponível de dimensionamento.

No entanto, convém não esquecer que o facto de um componente funcionar não significa que o faça nas melhores condições possíveis.

(*) Engenheiros mecânicos. Centro de Ciências e Tecnologia de Materiais da Universidade do Minho.

A utilização de métodos teóricos de cálculo torna-se, assim, imprescindível para um dimensionamento capaz, tendo em vista questões como custos de produção e manutenção, mas também de eficiência, fiabilidade, optimização, etc. Um outro campo em que o emprego do cálculo teórico se pode revelar útil é na análise de sistemas já existentes e no estudo de alterações a introduzir-lhes.

Assim, modificações na capacidade de carga ou no ritmo de trabalho de um equipamento traduzem-se, do ponto de vista da chumaceira, em carga sustentada ou velocidade de rotação diferentes daquelas para que foi dimensionada, podendo conduzir à sua ruína.

Do mesmo modo, alterações nas condições de alimentação de lubrificante — situações tão comuns como as de implantação de sistemas centralizados de lubrificação, de redução da gama de lubrificantes em stock, etc. — podem conduzir a situações de funcionamento da chumaceira inteiramente diferentes das iniciais.

Em termos de manutenção curativa, igualmente algumas questões se podem levantar, impondo decisões solidamente baseadas. Por exemplo, perante um problema comum como o de excessivo desgaste de um moente, com a conseqüente alteração da folga radial primitiva, pode não ser imediatamente perceptível uma opção entre a substituição integral do veio, o seu enchimento e recuperação ou a adaptação de um novo casquilho ao diâmetro do moente após rectificação, sobretudo tendo presente as dimensões (e custos) que alguns equipamentos podem alcançar.

2. NOMENCLATURA

2.1 Parâmetros dimensionais

- a — comprimento (axial) do sulco de alimentação
- b — comprimento (axial) da chumaceira
- c_d — folga diametral
- c_r — folga radial
- d — diâmetro (nominal) da chumaceira
- d_c — diâmetro do casquilho
- d_v — diâmetro do moente (veio)
- e — excentricidade
- h — espessura de película lubrificante
- h_{max} — espessura máxima de película
- h_{min} — espessura mínima de película
- h_s — espessura de segurança
- p — pressão específica = $W / (b \cdot d)$
- \bar{p}_F — pressão de alimentação do lubrificante

- t — temperatura (nominal) do lubrificante
- t_i — temperatura de entrada do lubrificante
- t_o — temperatura de saída do lubrificante
- w — dimensão circunferencial do sulco de alimentação
- H — potência dissipada por atrito viscoso
- N — velocidade de rotação do moente
- Q — caudal de lubrificante circulado
- W — carga suportada pela chumaceira
- α — ângulo de posição (a partir da linha de carga)
- Δt — aumento de temperatura do lubrificante = $t_o - t_i$
- μ — viscosidade (nominal) do lubrificante
- μ_o — viscosidade do lubrificante à temperatura (t_o)

2.2 Parâmetros adimensionais

- \bar{p}_F — parâmetro de alimentação = $w \cdot p_F / p$
- \bar{H} — parâmetro de potência = $H \cdot c_d / (b \cdot d^3 \cdot N^2 \cdot \mu)$
- \bar{Q} — parâmetro de caudal = $Q / (b \cdot d \cdot c_d \cdot N \cdot \epsilon)$
- \bar{W} — parâmetro de carga = $W \cdot c_d^2 / (b^3 \cdot d \cdot N \cdot \mu)$
- ϵ — excentricidade relativa = $e/c_r = 2 \cdot e/c_d$

3. GEOMETRIA

Numa chumaceira radial hidrodinâmica o casquilho e o moente não rodam concêntricamente e a excentricidade daí resultante não se verifica segundo a direcção de aplicação da carga. A situação encontra-se esquematizada (de uma forma muito exagerada) na figura 1, juntamente com a definição dos principais parâmetros geométricos e de funcionamento que caracterizam este tipo de chumaceira.

A espessura de película lubrificante (h) correspondente à posição angular (α) é dada por:

$$h = c_r \cdot e \cdot \cos \alpha$$

em que (c_r) é a folga radial, dada por:

$$c_r = (d_c - d_v) / 2$$

A espessura máxima de película (h_{max}) obtém-se para $\alpha = 0^\circ$ e a espessura mínima (h_{min}) para $\alpha = 180^\circ$

O quociente (e/c_r), designado por excentricidade relativa (ϵ), é um importante parâmetro de funcionamento da chumaceira, podendo escrever-se, recorrendo às expressões acima, que:

$$h_{min} = (1 - \epsilon) \cdot c_r$$

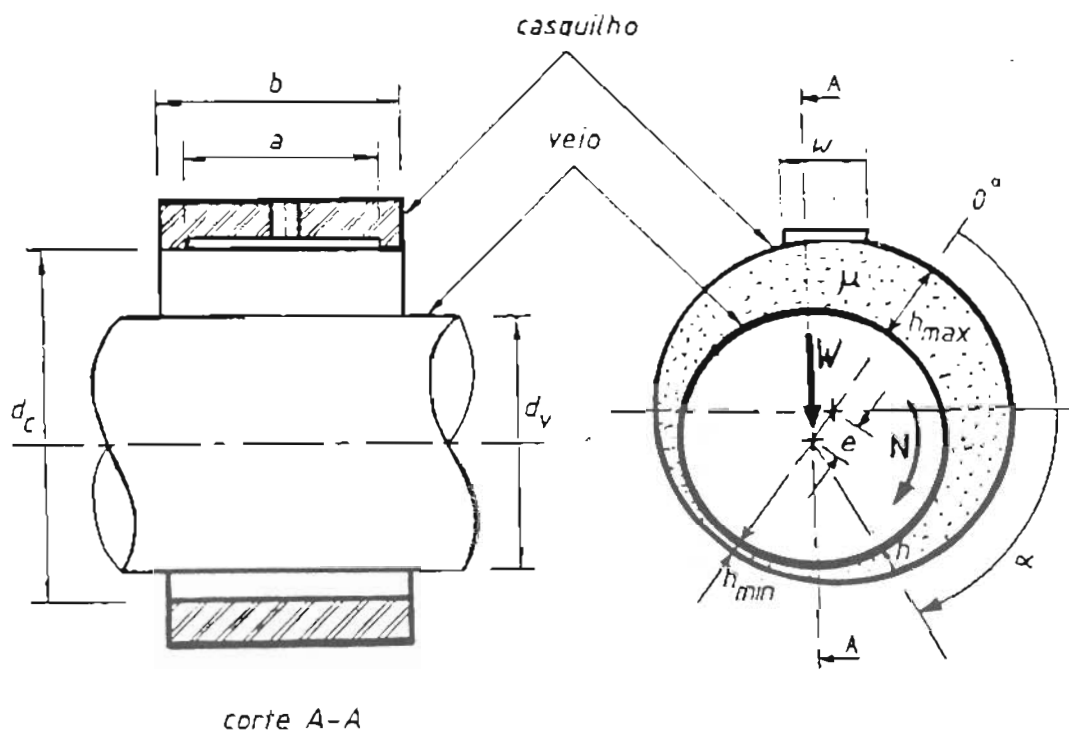


Fig. 1 — Parâmetros geométricos e de funcionamento de uma chumaceira radial hidrodinâmica

4. CONSIDERAÇÕES SOBRE OS MÉTODOS DE CÁLCULO

O projectista de chumaceiras radiais hidrodinâmicas dispõe desde há algumas décadas, de uma base científica de cálculo que, muito embora aproximada, tem sofrido constante aperfeiçoamento, no intuito de responder cada vez melhor à grande variedade de condições de funcionamento deste tipo de órgãos mecânicos.

Uma dificuldade se levanta, no entanto, ao potencial utilizador. Da consulta de bibliografia genérica e específica sobre o assunto ressalta a existência de vários métodos teóricos de cálculo, envolvendo um maior ou menor número de variáveis, abrangendo total ou apenas parcialmente a multiplicidade de soluções construtivas adoptadas na prática, fornecendo ou não indicações complementares quanto a acabamentos superficiais, metais de base seleccionáveis, etc..

A escolha do método mais conveniente passa, assim, pelo conhecimento não só das grandes linhas mestras por que aqueles métodos se orientam, mas também pela definição exacta das necessidades em termos de projecto. Um método pode ser bastante elaborado, consumir apreciável volume de cálculos e tempo de manuseamento e, todavia, revelar-se inadequado ao caso concreto em estudo. Por seu turno, um sistema de cálculo simples pode, de uma forma rápida e prática, fornecer dados suficientemente aproximados dos parâmetros em jogo.

Tudo depende, fundamentalmente, da adequação das condições reais à simulação adoptada na elaboração do método, ou seja, ao facto de este considerar ou não a influência de factores que se possam revelar preponderantes no desempenho da chumaceira, nesse caso concreto.

Os métodos mais vulgarizados para o cálculo completo de chumaceiras radiais hidrodinâmicas carregadas estaticamente podem ser agrupados em três categorias:

- I) os que não entram em consideração com as condições de alimentação de lubrificante, como os propostos por Wilcock [1] e por Raimondi & Boyd [2];
- II) os que têm em conta a influência de algumas das condições de alimentação, como os propostos por Burke & Neale [3] e por Connors [4];
- III) os que permitem introduzir todas as condições de alimentação normalmente encontradas na prática, como os propostos por Woolcott [5] e pelos documentos ESDU 66023 [6] e 84031 [7].

Esta classificação baseia-se no grau de sofisticação utilizado na simulação das condições de alimentação de lubrificante à chumaceira.

Uma outra classificação é possível, com base nos pressupostos adoptados na génese do processo analítico de simulação do escoamento na chumaceira. Desta forma distinguíramos duas categorias:

- a) métodos baseados em soluções de uma equação simplificada de escoamento (considerando apenas um desenvolvimento uniaxial de pressões hidrodinâmicas) e, portanto, de aplicação limitada pela relação (comprimento/diâmetro) da chumaceira; como único exemplo, entre os métodos citados anteriormente, temos o de Burke & Neale [3];
- b) métodos baseados em soluções da equação de escoamento completa (biaxial), não sendo assim restringidos pela relação (b/d); encontram-se nesta categoria todos os restantes métodos já referidos.

Esta última classificação torna-se, no entanto, irrelevante relativamente ao método de Burke & Neale, uma vez que este cobre com aproximação razoável, segundo os autores e também por estudos comparativos realizados com dados experimentais (ver ref. [8] e [9]), a gama de valores de (b/d) até à unidade, o que engloba a grande maioria das aplicações práticas.

5. MÉTODOS DE CÁLCULO PROPOSTO

5.1 Apresentação

O procedimento para o cálculo de chumaceiras radiais hidrodinâmicas aqui proposto consta, fundamentalmente, de duas partes.

A primeira é constituída por uma compilação de indicações úteis em termos de parâmetros construtivos que, embora fazendo parte da estrutura geral de alguns dos métodos já citados no ponto anterior, não são contemplados pelo processo analítico em si, antes tendo uma origem semi-empírica, o que não invalida a sua utilização como forma de quantificar certas variáveis do processo.

A parte de cálculo, propriamente dita, baseia-se num método simplificado e extremamente expedito, cujas restrições de utilização não impedem, contudo, a sua aplicabilidade à grande maioria das situações encontradas na prática — o método devido a Burke & Neale [3].

A apresentação do método, originariamente gráfico, foi tratada por forma a tornar possível a introdução do processo de cálculo num micro-computador ou numa calculadora programável, facilitando assim a sua utilização de uma forma mais prática. Tal foi realizado através do estabelecimento de equações relacionando os

parâmetros dimensionais utilizados e garante um erro de cálculo sempre inferior a 5%, o que se pode considerar como perfeitamente admissível quando comparado com o erro de leitura dos gráficos originais.

5.2 Descrição

Certos parâmetros terão, à partida, de ser conhecidos, nomeadamente a carga suportada pela chumaceira (W), a velocidade de rotação (N), o diâmetro do moente (d) e a pressão de alimentação de lubrificante (p_p) disponível. Valores usuais deste último parâmetro situam-se na gama de 70 a 350 kN/m².

Outros dados poderão ser impostos ou deixados ao critério do projectista. Estão neste caso o comprimento da chumaceira (b), a folga diametral (c_d), as características do lubrificante empregue e a sua temperatura de entrada (t_i).

Quanto a esta última, caso seja desconhecida, um valor de 40° C é indicado como aceitável. Os gráficos das figuras 2 a 5 fornecem indicações em termos de selecção ou verificação dos restantes parâmetros, necessários aos estabelecimento do processo de cálculo.

O parâmetro de carga (\bar{W}), calculado pela fórmula {F.1}*, é introduzido conforme o seu valor, nas fórmulas {F.2} ou {F.3}, a partir das quais se obtém a excentricidade relativa (e).

Igualmente a partir de (\bar{W}) se obtém o parâmetro de potência dissipada (\bar{H}) e, deste, a potência dissipada por arito viscoso (H), respectivamente pelas fórmulas {F.4} e {F.5}.

O parâmetro de alimentação (\bar{p}_p), função do parâmetro de carga (\bar{W}) e da pressão específica (p), esta última dada por {F.6}, é obtido através de {F.7}. A fórmula {F.8} permite a determinação do parâmetro de caudal (\bar{Q}), a partir do qual se calcula o caudal de alimentação à chumaceira (Q), utilizando a fórmula {F.9}.

O aumento de temperatura do lubrificante na chumaceira (Δt), determinado através de {F.10} admitindo que apenas 80% do calor gerado é removido pelo caudal circulado, torna possível o cálculo da temperatura de saída do lubrificante (t_o) - fórmula {F.11} - que é então comparada com o valor inicialmente atribuído (t_i).

O processo é assim iterativo, tomando-se a temperatura de partida do lubrificante num novo ciclo de cálculo como a média aritmética das temperaturas inicial e final do ciclo anterior, e terminado quando a diferença entre estes dois valores for inferior a 2°C - fórmula de recorrência {F.12}.

* As fórmulas F.1 a F.12 são apresentadas junto ao Quadro I.

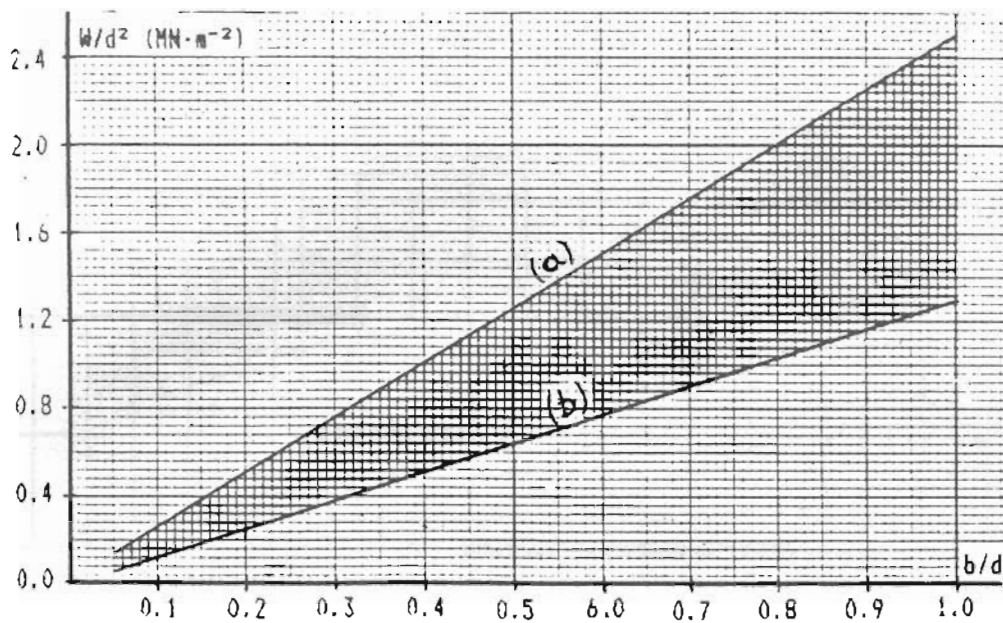


Fig. 2 — Valores recomendados da razão (b/d)
 a) Serviço contínuo (uma paragem dia)
 b) Serviço intermitente

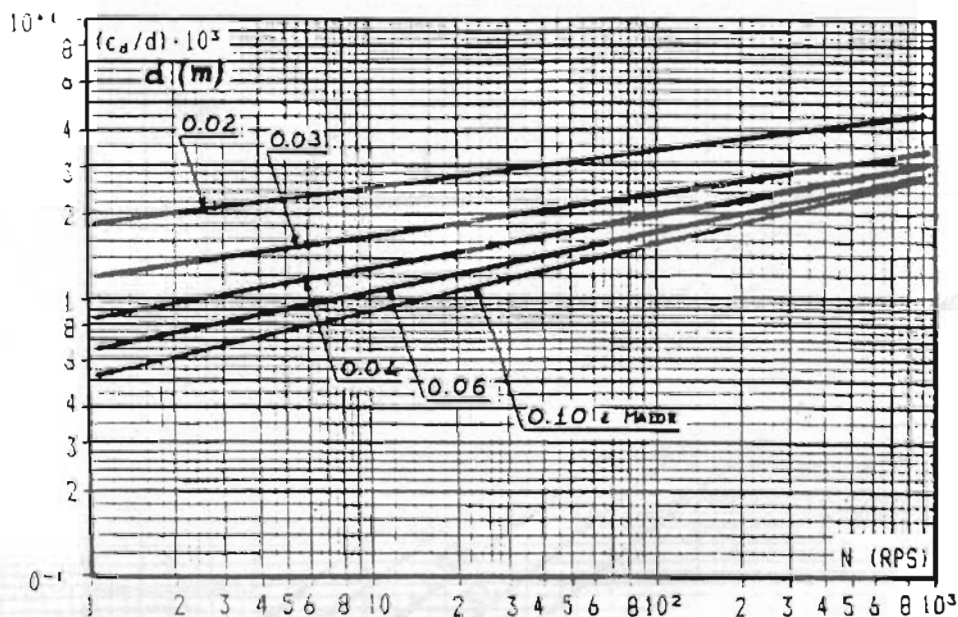


Fig. 3 — Folga diametral mínima recomendada

Normalmente a convergência verifica-se rapidamente, não necessitando de mais de dois ou três ciclos iterativos.

Por uma questão de facilidade de cálculo é fornecido um Quadro (Q.1) em que o processo se encontra condensado, podendo as variáveis ser introduzidas sequencialmente, e em que se encontram referenciados os gráficos e fórmulas necessários ao seu cálculo.

As características de desempenho da chumaccira assim obtidas, deverão satisfazer determinados critérios de dimensionamento para um funcionamento capaz. Os critérios usualmente utilizados são discutidos no ponto 5.3.

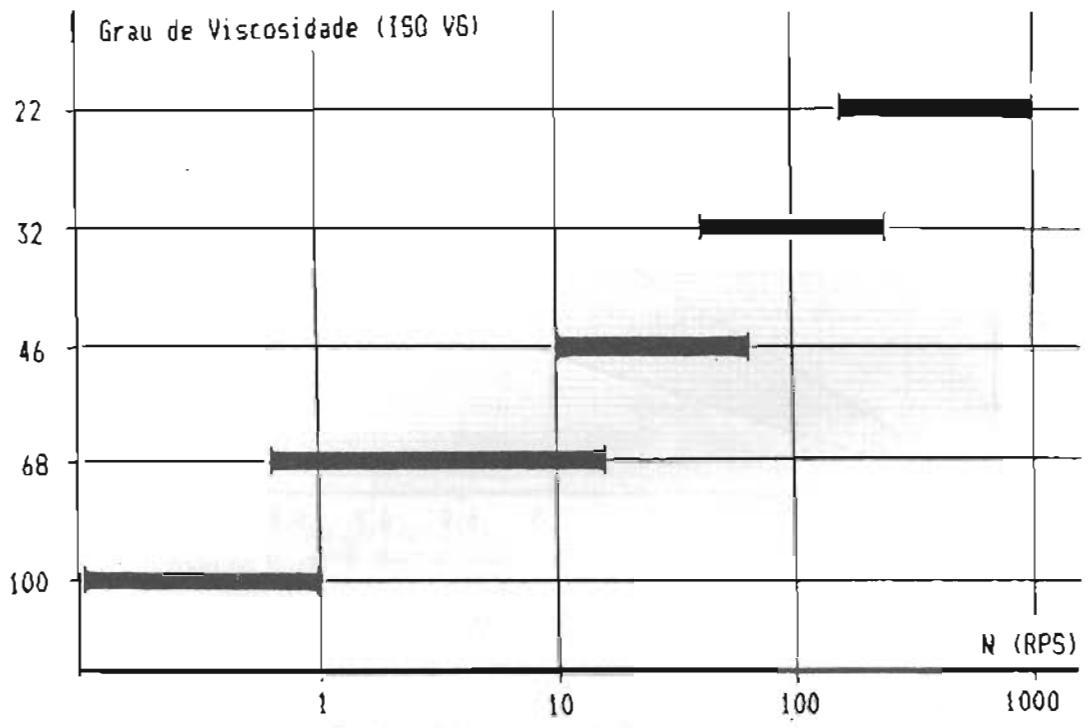


Fig. 4 — Guia para a escolha do lubrificante

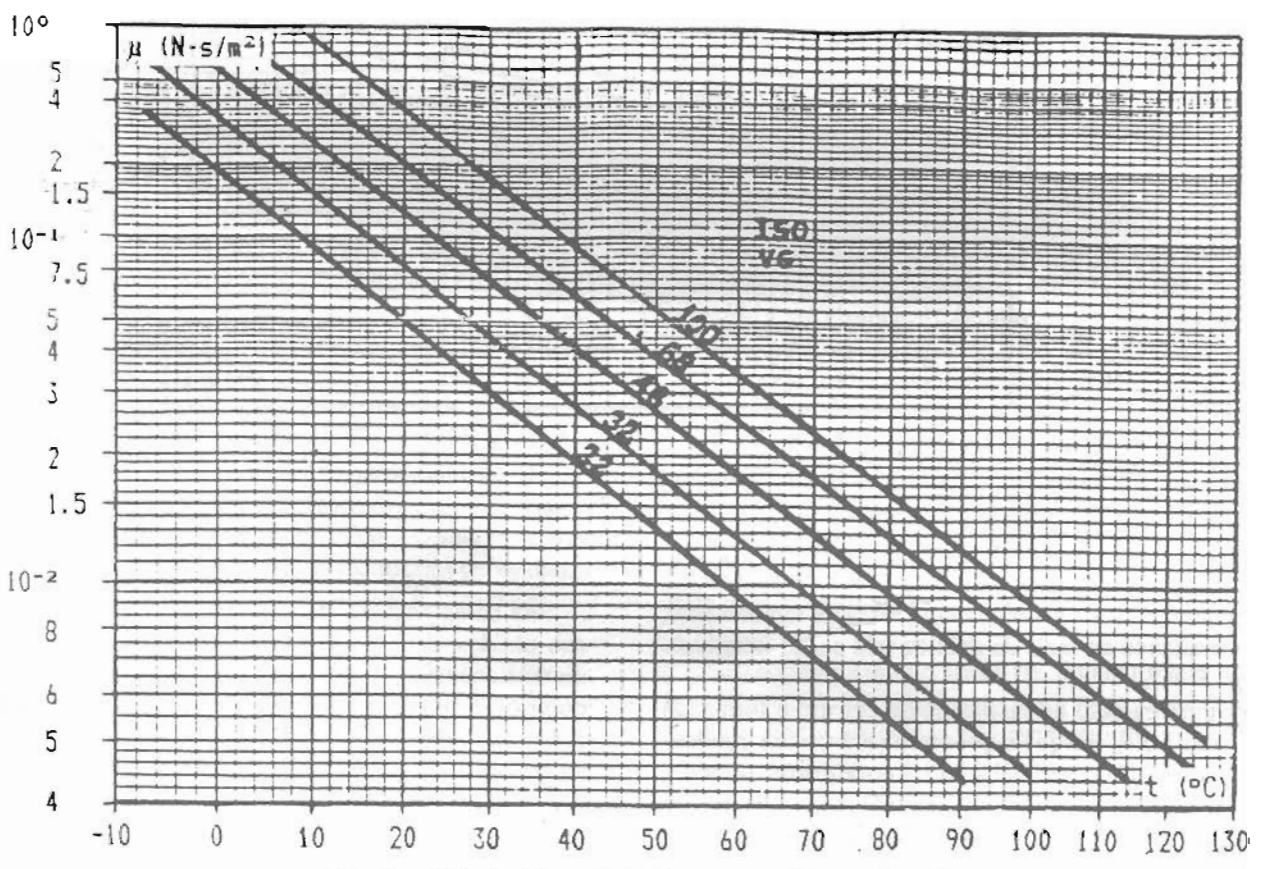


Fig. 5 — Relação Viscosidade-Temperatura (óleos minerais)

QUADRO I

W	N	d	t _i	p _F

b	c _a
G.1	G.2

t	μ	W̄	ε	H̄	H	p	p̄ _F	Q̄	Q	Δt	t ₀	FÓRMULA RECORR.
	G.4	F.1	F.2/3	F.4	F.5	F.6	F.7	F.8	F.9	F.10	F.11	F.12
	(*)											

F.1: $\bar{W} = (c_a^2 \cdot W) / (b^3 \cdot d \cdot N \cdot \mu)$

F.2: se $0 < (\bar{W}) < 16$

$\epsilon = 4.791E-2 + 7.556E-2 \cdot \bar{W} - 2.908E-3 \cdot \bar{W}^2$

F.3: se $16 < (\bar{W}) < 250$

$\epsilon = 0.340 + 0.103 \cdot \ln(\bar{W})$

F.4: $\bar{H} = 4.88E-3 + 5.352E-3 \cdot \ln(\bar{W})$

F.5: $H = \bar{H} \cdot b \cdot d^3 \cdot N^2 \cdot \mu / c_a$

F.6: $p = W / (b \cdot d)$

F.7: $\bar{p}_F = \bar{W} \cdot p_F / p$

F.8: $\bar{Q} = 1.203E-1 + 2.188E-2 \cdot \bar{p}_F$

F.9: $Q = \bar{Q} \cdot \epsilon \cdot b \cdot d \cdot N$

F.10: $\Delta t = 4.706E-7 \cdot H / Q$

F.11: $t_0 = t_i + \Delta t$

F.12: se $|t_0 - t| > 2^\circ C \rightarrow t = (t_0 + t) / 2 \rightarrow$ nova iteração

(*) para a primeira iteração, caso não seja conhecido o valor de (μ), ou o tipo de lubrificante, utilizar as indicações constantes do gráfico (G.33).

5.3 Verificações (critérios de dimensionamento)

a) Em contacto com o ar os óleos minerais degradam-se rapidamente por oxidação, a temperaturas superiores a 80°C (perda das características de viscosidade). Por esta razão deverá garantir-se que:

$$t_o \leq 80^\circ\text{C} \quad \text{(F.13)}$$

b) Por outro lado, deverá haver limitações à temperatura máxima do lubrificante no interior da chumaceira, para evitar a quebra da resistência mecânica do material da superfície do casquilho.

O valor aproximado da temperatura máxima pode obter-se usando a expressão (ref. [6]):

$$t_{\text{max}} = t_i + 2 \cdot (t_o - t_i) \quad \text{(F.14)}$$

Assim deverá garantir-se que:

$$t_{\text{max}} \leq \begin{cases} 120^\circ\text{C} & \text{— casquilho revestido a metal branco} \\ 150^\circ\text{C} & \text{— casquilho revestido a liga de alumínio} \\ 200^\circ\text{C} & \text{— casquilho em bronze} \end{cases} \quad \text{(F.15)}$$

c) A espessura mínima da película lubrificante na chumaceira é dada por:

$$h_{\text{min}} = c_d \cdot (1 + \epsilon) / 2 \quad \text{(F.16)}$$

Para evitar o risco de gripagem, e considerando eventuais desalinhamentos originados por imprecisão de

montagem e/ou por deflexão do moente sob acção da carga deverá garantir-se que:

$$h_{\text{min}} \geq 2 \cdot h_s \quad \text{(F.17)}$$

em que (h_s) é uma espessura mínima de segurança que pode obter-se do gráfico da figura 6, construído a partir de informação retirada da referência [7].

d) Conforme indicado pelo método de cálculo original [3], o valor da potência dissipada (H) calculado usando a expressão [F.5], só é válido se:

$$(N \cdot d \cdot c_d) / \mu \leq 0.875 \quad \text{(F.18)}$$

Em caso de necessidade de alteração de alguns parâmetros de funcionamento, seja para fazer com que se verifiquem os critérios anteriores, seja porque se pretende otimizar o dimensionamento, deverá ter-se em atenção que:

- pode aumentar-se (h_{min}) aumentando (b) ou (d);
- a temperatura máxima do lubrificante (t_{max}) diminui quando aumenta a pressão de alimentação (p_f) ou a folga diametral (c_d), ou quando diminui a temperatura de entrada do lubrificante (t_i);
- o caudal de lubrificante (Q) diminui quando a folga (c_d) ou a pressão de alimentação (p_f) diminuem

Nota: os gráficos das figuras 3, 4 e 6 foram obtidos a partir de informação contida na ref.[7].

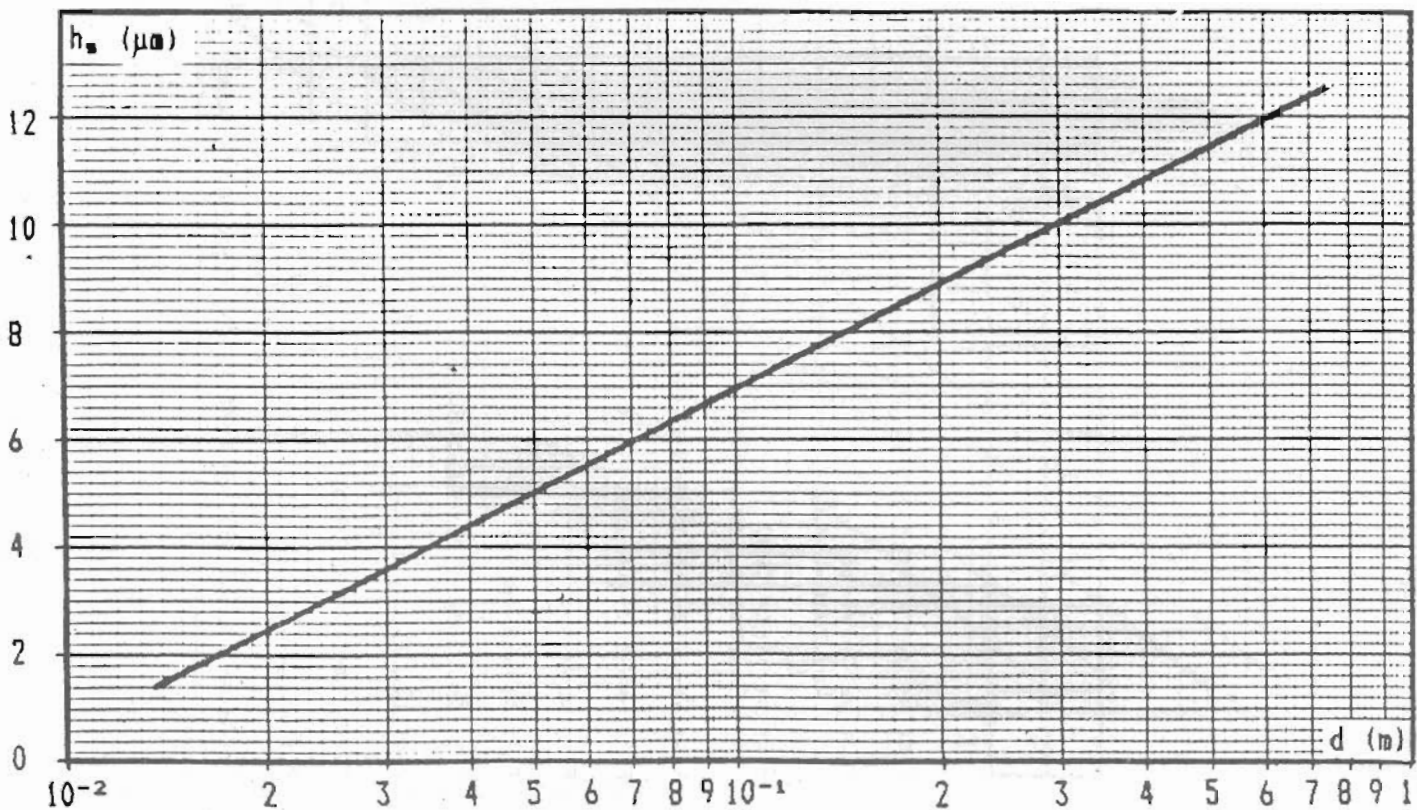


Fig. 6 — Gráfico representativo da espessura de Película de Segurança

6. COMPARAÇÃO DE RESULTADOS

Uma confrontação das previsões de caudal, potência dissipada e temperatura do lubrificante — os três parâmetros preponderantes no projecto — obtidas utilizando o procedimento aqui proposto, com previsões de um dos métodos mais elaborados actualmente existentes — o método EDSU 84031 — revelou uma correlação notável, atendendo à diferença no grau de complexidade dos dois métodos.

Esta correlação pode ser observada nas figuras 7 e 8 bem como nas 10 e 11 — correspondentes a condições de funcionamento experimentais de McKee [10] e de Dowson [11], respectivamente — para as quais os desvios não ultrapassam 15% nas previsões de caudal (Q), 18% na temperatura (t_o) e 11% na perda de potência (H), quando comparados com os valores experimentais, e são da ordem dos 17%, 15% e 8%, respectivamente, quando comparados com os previstos pelo método EDSU 84031 [7].

Importantes discrepâncias são, no entanto, de registar para determinadas condições de alimentação do lubrificante à chumaccira. Estão nesta situação os casos ilustrados nas figuras 9 e 12 correspondentes aos resultados experimentais de Dowson [11] e Miranda [12] — e em que se verificam erros que atingem, respectivamente, 44% e 118% nas previsões do caudal (Q) quando comparadas com os resultados experimentais, e 57% e 52% relativamente às previsões do método EDSU 84301. Estas situações ficam a dever-se às dimensões do sulco de alimentação (no primeiro caso) e à pressão de alimentação (no segundo) utilizados no processo experimental, para as quais o método não responde capazmente.

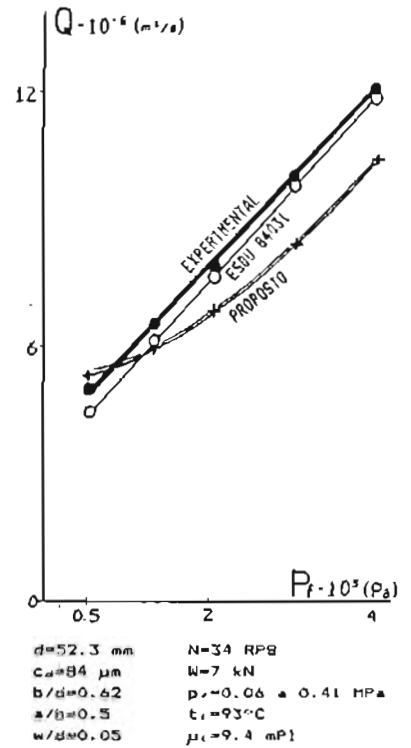
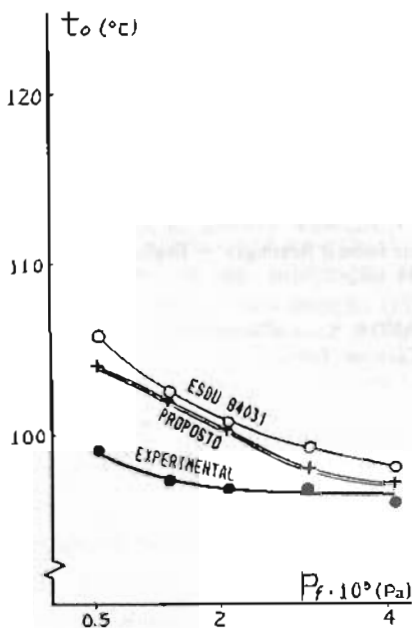
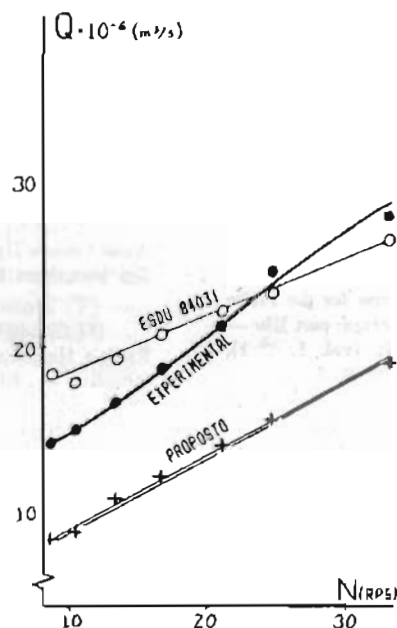


Fig. 7



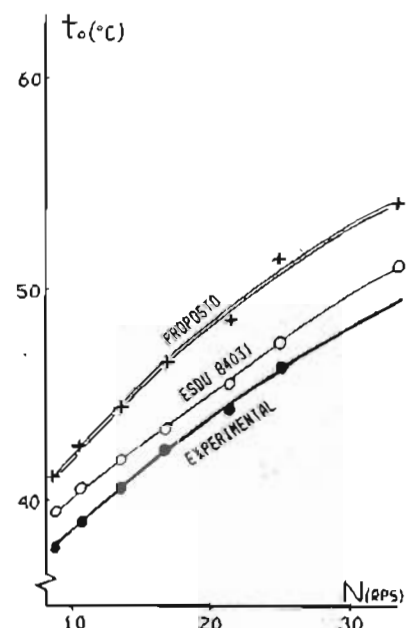
$d=52.3$ mm	$N=34$ RPS
$c_d=84$ μ m	$W=7$ kN
$b/d=0.62$	$p_s=0.06$ a 0.41 MPa
$a/b=0.5$	$t_s=93^\circ\text{C}$
$w/d=0.05$	$\mu_s=9.4$ mP

Fig. 8



$d=102$ mm	$N=8$ a 33 RPS
$c_d=127$ μ m	$W=9$ kN
$b/d=0.75$	$p_s=0.3$ MPa
$a/b=0.9$	$t_s=37^\circ\text{C}$
$w/d=0.05$	$\mu_s=29$ mP

Fig. 9



$d=102$ mm	$N=8$ a 33 RPS
$c_d=127$ μ m	$W=9$ kN
$b/d=0.75$	$p_s=0.3$ MPa
$a/b=0.9$	$t_s=37^\circ\text{C}$
$w/d=0.05$	$\mu_s=29$ mP

Fig. 10

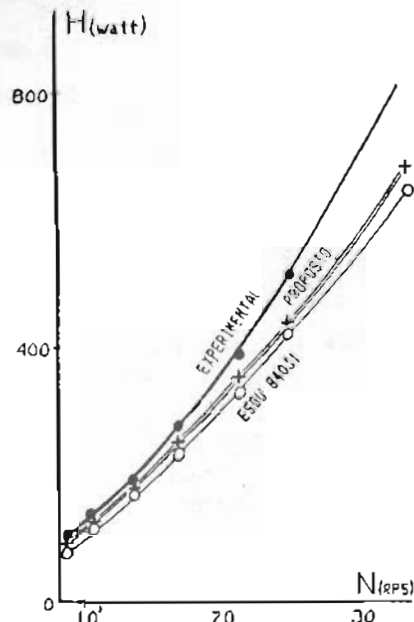
7. CONCLUSÕES

O método proposto, baseado num método gráfico simplificado devido a Burke & Neale [3], utiliza expressões analíticas em substituição das curvas do método base, o que o torna adequado para uma fácil implementação em micro-computador.

Os resultados obtidos por este método, quando comparados em termos de caudal de lubrificante, perda de potência e temperatura, apresentam razoável correlação com os obtidos utilizando outros métodos de cálculo mais elaborados e com resultados experimentais, para uma vasta gama de condições de funcionamento.

O método conduz, no entanto, a resultados menos precisos para determinadas condições de alimentação do lubrificante e de geometria do casquilho, as quais constituem restrições à sua aplicação. Assim, este método não deve ser utilizado quando ocorra uma das seguintes condições:

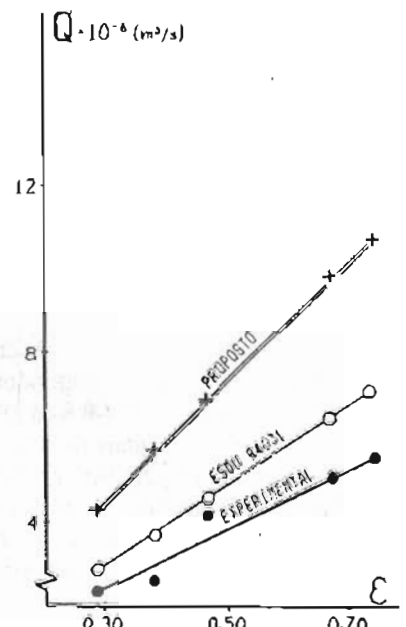
- pressão de alimentação nula, ou muito baixa;
- sulco de alimentação de comprimento superior a 70% da largura do casquilho;
- largura do casquilho superior ao diâmetro i.e., $(b/d) > 1$.



$d=102 \text{ mm}$
 $c_d=127 \mu\text{m}$
 $b/d=0.75$
 $a/b=0.9$
 $w/d=0.05$

$N=9 \text{ a } 33 \text{ RPS}$
 $W=9 \text{ kN}$
 $p_f=0.3 \text{ MPa}$
 $t_f=37^\circ\text{C}$
 $\mu_f=29 \text{ mPa}$

Fig. 11



$d=64 \text{ mm}$
 $c_d=277 \mu\text{m}$
 $b/d=1.0$
 $a/b=0.71$
 $w/d=0.2$

$N=10 \text{ RPS}$
 $E=0.29 \pm 0.74$
 $p_f=0.0 \text{ MPa}$
 $t_f=18.5^\circ\text{C}$
 $\mu_f=63 \text{ mPa}$

Fig. 12

REFERÊNCIAS

- [1] WILCOCK, D.F. — «Predicting Sleeve-Bearing Performances» — Proc. Conf. Lubr. & Wear, Inst. Mech. Engrs., 1957
- [2] RAIMONDI, A. A.; BOYD, J. — «A solution for the Finite Journal Bearing and its Application to Analysis and Design: part III» — Lubric. & Science Technology, Transactions A.S.L.E. (vol. 1, nº 1), 1958
- [3] BURKE, A.E.; NEALE, M.J. — «A Method of Designing Plain Journal Bearings for Steady Loads» — Proc. Conf. Lubr. & Wear, Inst. Mech. Engrs., 1957
- [4] CONNORS, H.J. — «An Analysis of the Effect of Lubricant Supply Rate on the Performance of the 360. Journal Bearing» — Transactions A.S.L.E. (vol. 5, nº 2), 1962
- [5] WOOLACOTT, R.G.; MACRAE, D. — «A Design Method for Hydrodynamic Journal Bearings» — National Engineering Laboratory, report nº 315, 1967
- [6] ESDU 67023 — «Calculation Methods for Steadily Loaded Pressure Fed Hydrodynamic Journal Bearings» — Engineering Science Data Unit, item 66023, 1966
- [7] ESDU 84031 — «Calculation Methods for Steadily Loaded Axial Groove Hydrodynamic Journal Bearings» — Engineering Science Data Unit, item 84031, 1984
- [8] CLARO, P.; MIRANDA, S. — «Desempenho de Chumaceiras Radiais Hidrodinâmicas: Cálculos Teóricos versus Resultados Experimentais» — III Jornadas Portuguesas de Tribologia, I.S.T., 1986
- [9] CLARO, P. — «Estudo Comparativo das Previsões Teóricas do Desempenho de Chumaceiras Radiais Hidrodinâmicas com Resultados Experimentais» — trabalho de síntese das P.A.P.C.C., U., 1987
- [10] MCKEE, S.A. — «Oil Flow in Plain Journal Bearings» — Transactions A.S.M.E. (vol. 74, págs. 841), 1952
- [11] DOWSON, D. — «Investigation of Cavitation in Lubricating Films Supporting Small Loads» — Proc. Conf. Lubr. Wear (paper nº 49, Inst. Mech. Engrs), 1957.
- [12] MIRANDA, S. — «Oil Flow, Cavitation and Film Reformation in Journal Bearings» — Ph. D. Thesis, Dep. Mech. Engr., Univ. of Leeds, 1983.