

INFLUÊNCIA DA CARGA APLICADA E DA TEMPERATURA DO ÓLEO DE ALIMENTAÇÃO NO DESEMPENHO DE UMA CHUMACEIRA RADIAL HIDRODINÂMICA COM DOIS SULCOS AXIAIS

F.P. Brito¹, J. Bouyer², M. Fillon², A.S. Miranda¹

¹Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade do Minho, Campus de Azurém, 4800-058 Guimarães
(francisco@dem.uminho.pt; asm@dem.uminho.pt)

²Université de Poitiers, Laboratoire de Mécanique des Solides, U.M.R. C.N.R.S. 6610, SP2MI, BP 30179,
86962 Futuroscope cedex, France (bouyer@lms.univ-poitiers.fr, michel.fillon@lms.univ-poitiers.fr)

RESUMO

As chumaceiras radiais hidrodinâmicas com dois sulcos de alimentação axiais são frequentemente utilizadas para suportar veios rotativos, em especial em condições de carga aplicada e velocidade de rotação elevadas. As condições limite de funcionamento são geralmente determinadas pela temperatura máxima do óleo no interior da chumaceira e pela espessura mínima da película lubrificante. Os parâmetros de desempenho da chumaceira são influenciados pelas condições operativas, nomeadamente: carga aplicada, velocidade de rotação, temperatura e pressão do óleo de alimentação. Neste trabalho são apresentados e discutidos resultados experimentais dos parâmetros de desempenho (pressão hidrodinâmica, temperatura nas interfaces óleo-casquilho e óleo-veio, caudal e espessura mínima de película) obtidos numa chumaceira de dois sulcos de alimentação axiais colocados a 90° com a linha de carga. A carga aplicada variou entre 2 kN e 10 kN, e a temperatura de alimentação do óleo tomou os valores de 35, 40 e 50 °C. A velocidade de rotação do veio e a pressão de alimentação de óleo, foram fixadas em 3000 rpm e 140 kPa, respectivamente.

1. INTRODUÇÃO

Actualmente o projecto mecânico é objecto de um elevado esforço de optimização com vista à redução dos custos de concepção e exploração bem como à melhoria da fiabilidade dos componentes. Nesse sentido, mesmo áreas tradicionais do conhecimento sobejamente estudadas têm sido ultimamente alvo de um esforço de aprofundamento notável, não sem a ajuda de ferramentas sucessivamente mais potentes como é o caso da simulação numérica.

As chumaceiras radiais hidrodinâmicas são amplamente usadas em sistemas mecânicos, sendo a única opção viável

quando é preciso suportar veios sujeitos a carga e velocidade periférica elevadas. Em resultado da optimização dos recursos disponíveis, estas chumaceiras têm vindo a ser submetidas a condições de funcionamento sucessivamente mais severas. Com o progressivo aumento da velocidade do veio e da carga aplicada à chumaceira, o calor gerado por dissipação viscosa e, conseqüentemente, a variação da viscosidade do óleo no interior da chumaceira, deixam de poder ser negligenciados. Torna-se, assim, necessário proceder a uma análise termo-hidrodinâmica (THD) do sistema, que permitindo a determinação dos campos de

temperatura e de pressão, possibilite uma avaliação mais correcta dos parâmetros de funcionamento e de alimentação no desempenho da chumaceira.

As condições de alimentação (temperatura e pressão de alimentação, dimensões e localização dos sulcos de alimentação) afectam directamente o caudal de óleo fornecido à chumaceira, que tem um papel determinante na distribuição de temperatura do sistema. Dentre as condições de alimentação revestem-se de particular importância a temperatura e a pressão de alimentação do óleo.

A investigação experimental em chumaceiras hidrodinâmicas tem sido desenvolvida desde há várias décadas, especialmente no que concerne às chumaceiras radiais com um sulco de alimentação axial. Neste contexto, são de referir os trabalhos de Dowson et al (1985), que estudaram a influência das condições de alimentação na localização das fronteiras de cavitação e regeneração, Mitsui et al (1983), que estudaram a influência da temperatura de alimentação e da termoviscosidade do lubrificante no desempenho de uma chumaceira de um sulco, Claro & Miranda (1993), que levaram a cabo um estudo paramétrico da influência das condições de alimentação com vista à validação de um modelo isotérmico de análise de chumaceiras com um e dois sulcos axiais e Costa et al (2000), que estudaram a influência das condições de alimentação para várias geometrias e posições do sulco de alimentação. Relativamente às chumaceiras com dois sulcos axiais, os trabalhos experimentais são mais escassos. São dignos de menção os trabalhos experimentais de Lund & Tonnesen (1984), amplamente referenciado por ser um trabalho rigoroso com condições experimentais exaustivamente descritas, Gethin & El-Deihi (1990), que estudaram o efeito da direcção de aplicação da carga no desempenho da chumaceira, Fitzgerald & Neal (1992), que obtiveram resultados detalhados dos campos de temperatura no veio e no casquilho para várias velocidades

de rotação e cargas aplicadas, e Ma & Taylor (1994), que obtiveram resultados experimentais para chumaceiras circulares e elípticas.

No que respeita ao estudo experimental sistemático da influência das condições de alimentação, a literatura existente é claramente escassa e necessita ser complementada. Foi este o principal objectivo do presente trabalho. Espera-se que os resultados experimentais obtidos contribuam para uma melhor compreensão dos fenómenos em jogo e possibilitem a validação de modelos teóricos preditivos do desempenho de chumaceiras hidrodinâmicas.

2. PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO

As chumaceiras radiais com dois sulcos axiais são particularmente aptas para cargas e velocidades de rotação elevadas em regime estacionário. Ao contrário das chumaceiras de um sulco, permitem a rotação do veio em ambos os sentidos e trabalham geralmente a uma temperatura mais baixa. A Figura 1 representa esquematicamente a chumaceira em funcionamento.

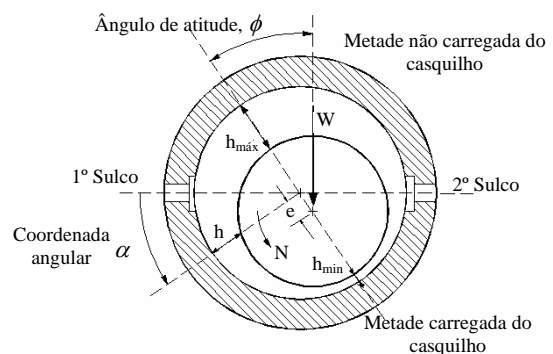


Fig 1 – Descrição esquemática da chumaceira em funcionamento.

Devido à existência de folga entre o veio e o casquilho, em funcionamento o veio toma uma posição excêntrica relativamente ao casquilho, o que confere ao filme lubrificante a forma convergente/divergente. O sulco de alimentação que se encontra na zona de película convergente, ou seja, a montante da zona de espessura mínima de

película, é aqui designado por 1º sulco. O sulco da zona de película divergente é chamado de 2º sulco.

O aumento da pressão que ocorre na parte inferior do casquilho, designada neste trabalho como *metade carregada do casquilho*, é devida à existência de uma película de óleo convergente nessa zona, que gera o campo de pressão hidrodinâmica por efeito de cunha. Esta é a zona que mais contribui para a capacidade de carga da chumaceira. Este campo de pressão é tal que origina uma força resultante de igual valor e sentido oposto ao da carga aplicada, conduzindo, em última análise, ao equilíbrio de forças no sistema. Na zona divergente ocorre a ruptura da película lubrificante em vários filamentos de fluido, com a formação de bolsas de ar entre estes. Este fenómeno, designado por *cavitação gasosa*, estende-se por boa parte da metade superior do casquilho dando origem a pressões próximas da atmosférica. Dada a sua insignificante contribuição para a capacidade de carga da chumaceira, é designada por *metade não carregada do casquilho*.

A regeneração da película tem lugar na zona convergente antes do 1º sulco ou junto deste. Ocorre devido à convergência da película lubrificante e ao escoamento inverso proveniente do sulco de alimentação, quando a pressão de alimentação é elevada.

3. EQUIPAMENTO E PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

Na Figura 2 representa-se esquematicamente a instalação experimental, cuja descrição detalhada pode ser encontrada em Costa (2000).

Este equipamento permite o controlo dos parâmetros de funcionamento velocidade de rotação do veio e carga aplicada, e das condições de alimentação pressão e temperatura de alimentação. São medidos os seguintes parâmetros: caudal de alimentação de óleo, distribuição de temperatura na interface óleo-casquilho,

temperatura de alimentação, temperatura de saída do óleo, temperatura do veio, excentricidade, distribuição de pressão hidrodinâmica no plano médio da chumaceira, binário de atrito na chumaceira.

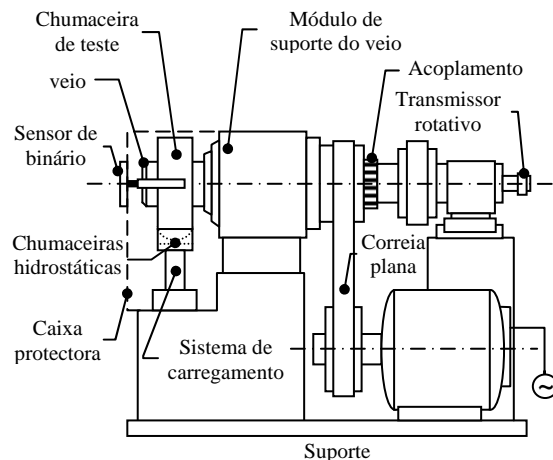


Fig 2 – Representação esquemática da instalação experimental

O veio é movido por meio de um motor DC de 21kW, de velocidade variável, através de uma correia multiplicadora. Encontra-se apoiado em 3 rolamentos de precisão pré-carregados, que proporcionam um funcionamento com uma adequada estabilidade e rigidez do conjunto. A velocidade do motor é controlada por intermédio de um variador electrónico de velocidade que por sua vez é comandado através da plataforma Labview instalada num computador pessoal.

O sistema de carregamento consiste num cilindro pneumático, ligado a uma linha de azoto com pressão regulável pelo operador, que actua sobre a chumaceira. Através de uma curva de calibração obtém-se a pressão que é necessário fornecer ao sistema de forma a obter a carga aplicada pretendida.

Entre a chumaceira e o sistema de carregamento existem duas chumaceiras hidrostáticas. Uma delas, esférica, assegura um correcto alinhamento entre o casquilho e o veio. A outra, plana, permite o alinhamento entre a cabeça do cilindro pneumático e a chumaceira. Obteve-se assim um sistema livre de desalinhamentos e binários parasitas.

A pressão de alimentação é regulada através de uma válvula de passo fino, que restringe o caudal proveniente de um sistema de bomba-

gem de óleo. Esta pressão é aferida no colector de distribuição de óleo para os sulcos, através de um manómetro de precisão do tipo Bourdon.

A temperatura de alimentação é regulada através de um criostato, que actua sobre a temperatura do depósito acumulador de óleo. A medição da temperatura de alimentação é feita por meio de um termopar colocado no colector de distribuição de óleo para os sulcos.

O caudal de óleo é medido com um caudalímetro de engrenagens do tipo volumétrico, com saída de impulsos eléctricos, ligado ao sistema de aquisição de dados.

A temperatura da interface óleo-casquilho é medida em vários pontos da superfície interior do casquilho (Figura 3), em particular no plano médio, através de termopares de precisão, do tipo K, inseridos em bainha metálica com 0.5 mm de diâmetro. A ponta dos termopares ficou praticamente à face da superfície interior do casquilho. Também foram colocados termopares para medir a temperatura de saída do óleo, a temperatura ambiente, a temperatura de alimentação e a temperatura da superfície exterior do casquilho. A temperatura do veio é medida por meio de três termopares do tipo J, interligados ao sistema através de uma interface de mercúrio. O sinal dos termopares é adquirido por um sistema de aquisição de dados, interligado à plataforma Labview.

A pressão hidrodinâmica ao longo do plano médio da chumaceira é medida através de tomadas de pressão ligadas a manómetros de precisão do tipo Bourdon (Figura 3).

A excentricidade foi medida através de dois pares de sensores de proximidade sem contacto, cujo princípio de funcionamento se

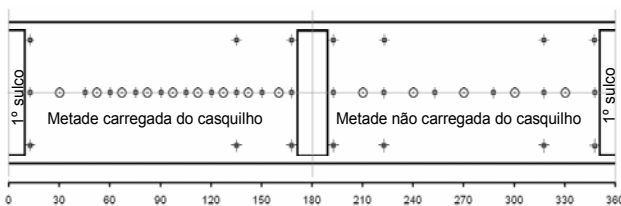


Fig 3 - Localização angular dos termopares (símbolos ⊕) e das tomadas de pressão (símbolos ⊙) na superfície planificada do casquilho de teste.

baseia em *Correntes de Eddy*. As medições foram corrigidas de forma a entrar em linha de conta com as dilatações térmicas, que alteram a folga diametral de uma forma não desprezável. Para tal foi calculada uma temperatura média do veio e uma temperatura média do casquilho com base nos campos de temperatura medidos.

O binário resistente foi medido por intermédio de um sensor de binário do tipo estático montado na caixa protectora e interligado com a chumaceira através de dois braços metálicos (ver esquema da Figura 2).

O casquilho, representado na Figura 4, foi construído em bronze e preparado para ser inserido numa camisa do mesmo material, já existente. A existência desta camisa tem por objectivo possibilitar o teste de diferentes geometrias de chumaceira numa só instalação experimental. O veio é fabricado em aço inox.

Os parâmetros geométricos e de funcionamento assim como as características do lubrificante utilizado, são apresentados na Tabela 1.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

São apresentados e discutidos separadamente os resultados relativos à variação da carga aplicada e à variação da temperatura de alimentação. Em cada caso, os parâmetros de desempenho medidos são: distribuição de pressão hidrodinâmica, distribuição de temperatura, caudal de óleo e espessura mínima da película.

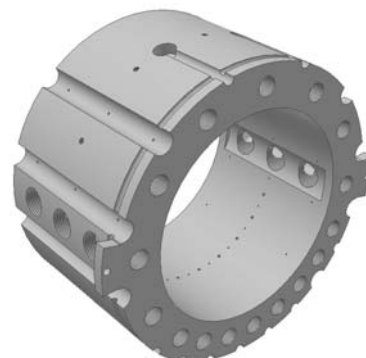


Fig 4 – Desenho 3D da parte interior do casquilho.

Tabela 1 – Parâmetros geométricos, de funcionamento e de alimentação utilizados nos testes.

Parâmetros	Unidades	Valor / gama
Diâmetro interior do casquilho (nominal)	d mm	100
Diâmetro exterior do casquilho (incluindo camisa)	D mm	200
Largura do casquilho	b mm	80
Largura dos sulcos de alimentação	a mm	70
Extensão circunferencial de cada sulco de alimentação	w mm	16
Folga diametral (a 20°C)	C_d μm	171
Velocidade de rotação do veio	N rpm	3000
Carga aplicada	W kN	2, 4, 6, 8, 10
Pressão de alimentação	P_a kPa	140
Temperatura de alimentação	T_a °C	35, 40, 50
Tipo de lubrificante	-	ISO VG 32
Viscosidade do lubrificante a 40°C	μ_{40} Pa.s	0.0293
Viscosidade do lubrificante a 70°C	μ_{70} Pa.s	0.0111
Massa específica do lubrificante	r kg/m ³	870
Calor específico do Lubrificante	C_p J/kgK	2000
Condutibilidade térmica do lubrificante	K_l W/mK	0.13
Condutibilidade térmica do casquilho	K_b W/mK	50
Temperatura ambiente (no interior da caixa de protecção)	T_{amb} °C	30 - 50

4.1 Influência da carga aplicada

Distribuição de pressão hidrodinâmica

Os testes realizados englobam situações de carga baixa (2kN e 4 kN) que possuem um interesse mais académico do que prático, uma vez que correspondem a excentricidades relativas muito baixas, indício claro de um sub-aproveitamento da capacidade de carga do sistema. No entanto são uma preciosa ajuda para melhor compreender os mecanismos em jogo.

Na Figura 5 são apresentados os perfis de pressão hidrodinâmica no plano médio da chumaceira, para cargas aplicadas que variam entre 2kN e 10kN. A coordenada angular, α , tem como origem o plano central do 1º sulco, conforme indicado nas Figuras 1 e 3.

O aumento da carga aplicada, origina o crescimento da pressão máxima na chumaceira. Para a gama de valores testada, este valor aumenta de uma forma aproximadamente linear com o aumento da carga aplicada. Na metade não carregada do casquilho verifica-se uma ausência quase total de pressões superiores à atmosférica, Isto é um indício claro da existência de película cavitada. Somente no ensaio com carga mais baixa (2kN) se obtiveram pressões positivas

imediatamente a jusante do 2º sulco. Isto é sinal da ocorrência da ruptura da película mais a jusante que nos restantes casos. Para este valor da carga aplicada a excentricidade relativa resultante é muito baixa (ou seja, espessura mínima elevada - ver Figura 6), o que faz com que a película nesta zona seja muito pouco divergente e por conseguinte a ruptura de película tenha ocorrido mais a jusante.

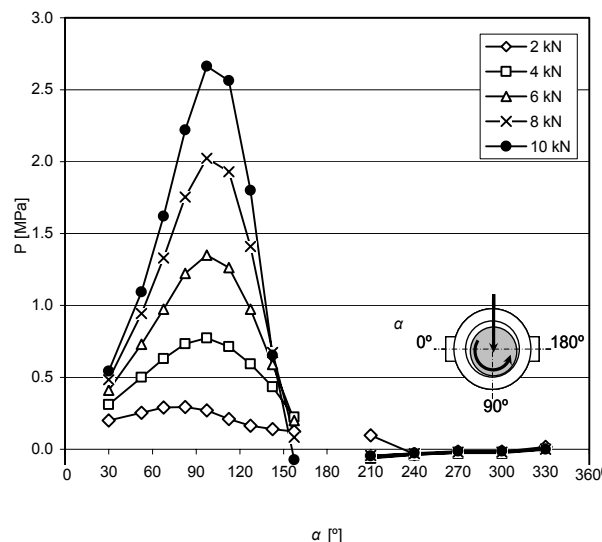


Fig 5 – Pressão hidrodinâmica no plano médio da chumaceira em função da carga aplicada. (N=3000rpm; $P_a=0.14\text{MPa}$; $T_a=40^\circ\text{C}$)

Verifica-se também que apenas no ensaio com maior carga aplicada (10kN) se verifica uma pressão inferior à pressão ambiente a montante do 2º sulco. Isto denota claramente a ocorrência de cavitação antes do sulco de alimentação. Este fenómeno explica-se pelo facto de que excentricidades mais elevadas originam películas mais divergentes, o que faz com que a geração de pressão hidrodinâmica seja mais localizada e a ruptura da película se verifique numa posição circunferencial mais a montante.

Na zona onde ocorre a ruptura da película a pressão toma valores ligeiramente inferiores à pressão ambiente, seguindo-se uma subida gradual até à pressão atmosférica ao longo de toda a zona cavitada. Uma evolução semelhante de pressão na zona cavitada foi, também, obtida por outros autores, como Lund & Tonnesen (1984).

A evolução da espessura mínima da película é apresentada na Figura 6. A carga aplicada afecta fortemente este parâmetro, que diminui

com o aumento da carga. Para a carga de 10kN a espessura mínima medida corresponde a uma excentricidade relativa de 0,61.

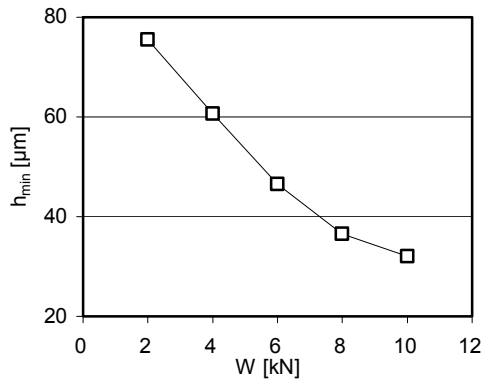


Fig 6 – Espessura mínima de película em função da carga aplicada ($N=3000\text{rpm}$; $P_a=0.14\text{MPa}$; $T_a=40^\circ\text{C}$)

Distribuição de temperatura

Na Figura 7 está representada a evolução da temperatura da interface fluido-casquilho no plano médio, para vários valores da carga aplicada. A subida de temperatura na metade carregada do casquilho deve-se à diminuição da espessura da película lubrificante, que origina o aumento da geração de calor por dissipação viscosa devido ao aumento da taxa de corte a que o óleo fica sujeito. Esta subida é tanto maior quanto maior é a carga aplicada. A subida de temperatura na metade não carregada do casquilho deve-se a uma conjugação de factores. Além da geração de calor por dissipação viscosa, que é muito inferior nesta zona por existirem gradientes de velocidade menos pronunciados e por existir ar (com baixa viscosidade) no escoamento, existe ainda a cedência de calor por parte do veio, que nesta zona se encontra substancialmente mais quente do que o óleo. A queda de temperatura verificada antes dos sulcos de alimentação deve-se não só ao escoamento inverso de óleo fresco para montante por efeito da pressão de alimentação, mas também à perda de calor por condução através do casquilho. Esta pode tornar-se mais significativa do que a geração de calor por atrito viscoso, conduzindo ao abaixamento da temperatura da interface.

É interessante verificar a evolução dos perfis de temperatura para os vários valores da carga aplicada: quanto maior é a

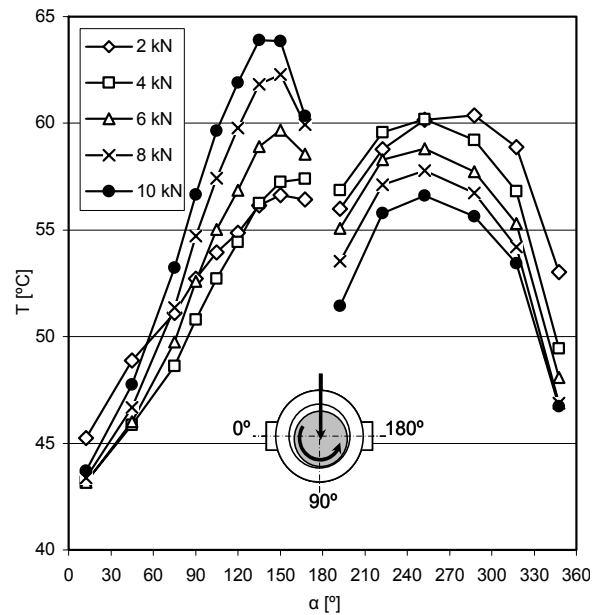


Fig 7 – Temperatura no plano médio da interface óleo-casquilho em função da carga aplicada ($N=3000\text{rpm}$; $P_a=0.14\text{MPa}$; $T_a=40^\circ\text{C}$)

temperatura máxima atingida na metade carregada do casquilho, menor é a temperatura máxima atingida na metade não carregada. Pode verificar-se ainda na Figura 7 que quanto maior é a carga aplicada maior é a queda de temperatura à passagem pelo 2º sulco. Isto deve-se necessariamente a uma maior entrada de óleo fresco nos sulcos, que pode ser verificada pela Figura 9, onde é representada a variação de caudal de alimentação de óleo em função da carga aplicada. Baixas cargas aplicadas originam uma menor renovação do óleo nos sulcos de alimentação. Pelo contrário, cargas aplicadas elevadas provocam a saída de grande parte do óleo da película para o exterior da chumaceira, pelo que existe uma maior entrada de óleo fresco no 2º sulco.

Em suma, para baixas cargas aplicadas a evolução da temperatura da interface é pouco afectada pela presença do 2º sulco. O efeito deste sulco de alimentação torna-se mais patente à medida que a carga aplicada aumenta: o caudal de alimentação aumenta originando um abaixamento do nível de temperaturas na metade não carregada do casquilho. Este fenómeno pode tornar vantajosa a utilização das chumaceiras com dois sulcos.

A temperatura máxima na chumaceira acaba assim por não variar de uma forma substancial ao longo da gama de cargas testadas. Apesar disso, as temperaturas máximas na 1ª e 2ª metades do casquilho sofrem evoluções com a variação da carga, com tendência claramente crescente e decrescente, respectivamente, com o aumento da carga.

Na Figura 8 é apresentada a temperatura média da interface óleo-casquilho (T_{med}) em função da carga aplicada. Este valor foi calculado através do integral da curva de temperatura, pelo método dos trapézios.

Os valores de temperatura do óleo à saída da chumaceira ($T_{saída}$), apresentados também na Figura 8, estão bastante próximos de T_{med} , verificando-se que aquela não é afectada significativamente pela carga aplicada, na gama de valores testados.

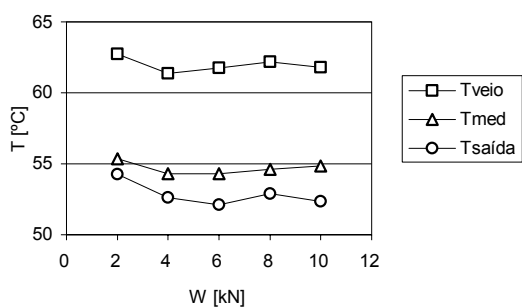


Fig 8 – Temperatura da interface óleo-veio, Temperatura média da interface óleo-casquilho, Temperatura de saída do óleo em função da carga aplicada. (N=3000rpm; $P_a=0.14\text{MPa}$; $T_a=40^\circ\text{C}$)

A terceira curva apresentada na Figura 8 corresponde à temperatura da superfície do veio (T_{veio}). Por um lado, verifica-se que esta temperatura, tal como a temperatura de saída do óleo da chumaceira, não tem uma variação muito acentuada com a carga. Por outro lado, esta temperatura é bastante elevada quando comparada com a temperatura máxima do casquilho. Verifica-se assim que, para baixas excentricidades relativas, a temperatura do veio pode ser superior à temperatura máxima do casquilho. Para excentricidades mais elevadas (8kN e 10 kN), esta situação inverte-se, conforme é também reportado na literatura.

Caudal

A Figura 9 mostra a variação do caudal de óleo de alimentação em função da carga aplicada. Pode observar-se que quanto maior é a carga aplicada maior é o caudal fornecido à chumaceira, situação já referida atrás. Esta influência pode ser melhor entendida voltando a olhar para o gráfico da pressão (Figura 5): maiores cargas originam campos de pressão mais intensos, o que provoca na zona carregada do casquilho um maior escoamento de óleo para o exterior, que tem que ser compensado com um maior caudal de alimentação que irá repor o óleo que foi perdido para os bordos. A variação deste parâmetro é mais pronunciada para baixas cargas.

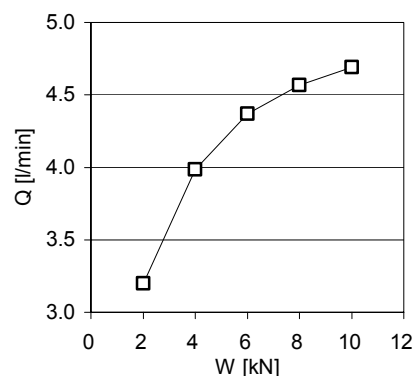


Fig 9 – Variação caudal de alimentação de óleo em função da carga aplicada (N=3000rpm; $P_a=0.14\text{MPa}$; $T_a=40^\circ\text{C}$)

4.2 Influência da temperatura de alimentação

Distribuição de pressão hidrodinâmica

Dentre as condições de alimentação tem especial importância a temperatura de alimentação. Nos testes realizados este parâmetro tomou os valores 35°C , 40°C e 50°C . A temperatura de alimentação mostrou uma influência muito ligeira na distribuição de pressão para os vários valores de carga testados.

Na Figura 10 mostra-se a influência da temperatura de alimentação no campo de pressões para a carga de 10kN. No entanto, parece existir um maior pico de pressão para a temperatura de alimentação de 50°C . A viscosidade do óleo é o factor

responsável pelo efeito hidrodinâmico de sustentação da carga. Assim, a perda de viscosidade que o óleo lubrificante sofre com a subida da temperatura média de funcionamento, é compensada pelo aumento da pressão máxima e pela diminuição da espessura mínima da película lubrificante. Esta diminuição é mais evidente para condições de carga aplicada elevada, como se pode observar na Figura 11.

Para carga baixa (2kN) a espessura mínima praticamente não se altera com a variação da temperatura de alimentação, para a gama testada.

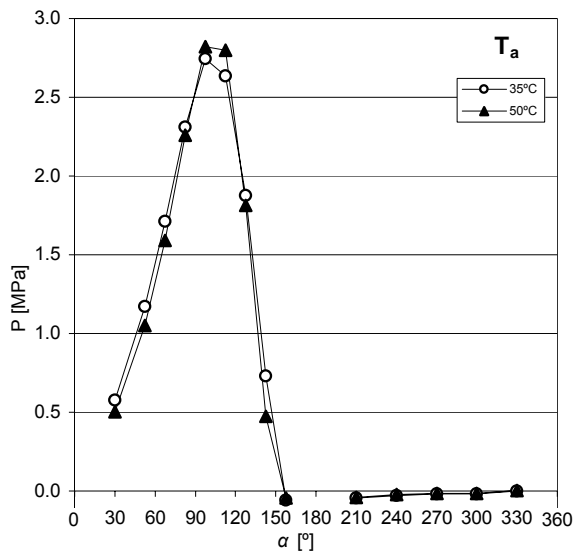


Fig 10 - Pressão hidrodinâmica no plano médio da chumaceira em função da Temperatura de alimentação. ($N=3000\text{rpm}$; $W=10\text{kN}$; $P_a=0.14\text{MPa}$)

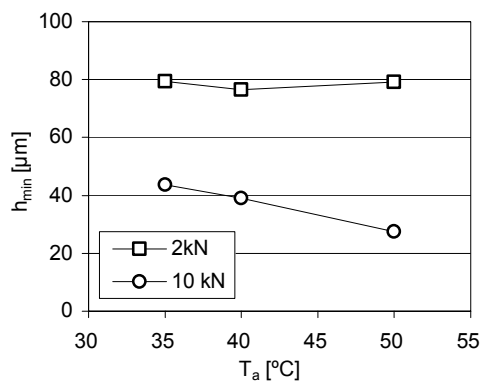


Fig 11 - Espessura mínima de película em função da temperatura de alimentação ($N=3000\text{rpm}$; $W=2, 10\text{kN}$; $P_a=0.14\text{MPa}$; $T_a=35, 40, 50^\circ\text{C}$)

Caudal

A Figura 12 representa a variação do caudal de alimentação de lubrificante em função da temperatura de alimentação, para valores de carga aplicada de 2 kN e de 10kN. Este parâmetro afecta de uma forma não desprezável o caudal de alimentação. Estes resultados podem ser explicados por duas causas distintas. Por um lado, a viscosidade do fluido lubrificante é fortemente dependente da temperatura, reduzindo-se com a subida desta. Menor viscosidade significa menor resistência ao escoamento, e para uma mesma pressão de alimentação traduz-se num aumento do caudal. Uma segunda razão prende-se com a constatação de que, como foi visto anteriormente, o decréscimo da espessura mínima da película (aumento da excentricidade) provoca um aumento do caudal de alimentação. Como se viu atrás (Figura 11), o aumento da temperatura de alimentação originou claramente uma redução da espessura mínima do escoamento para uma carga aplicada elevada (10kN).

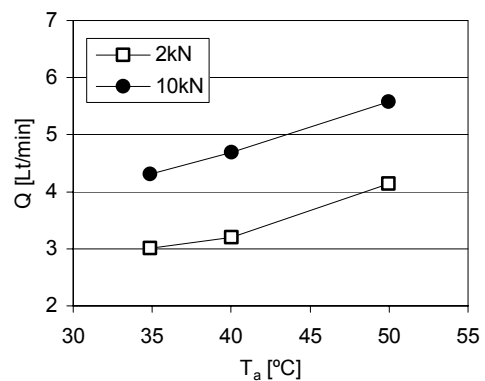


Fig 12- Caudal de alimentação de óleo em função da temperatura de alimentação ($N=3000\text{rpm}$; $P_a=0.14\text{MPa}$)

Distribuição de Temperatura

O campo de temperatura na interface óleo-casquilho é fortemente afectado pela temperatura de alimentação. As Figuras 13 e 14 apresentam, respectivamente para as cargas de 2kN e 10kN, as curvas de evolução da temperatura na interface óleo-casquilho para três temperaturas de alimentação diferentes. Para cada valor de temperatura de alimentação, o andamento das curvas é o já observado e discutido no caso da Figura 7.

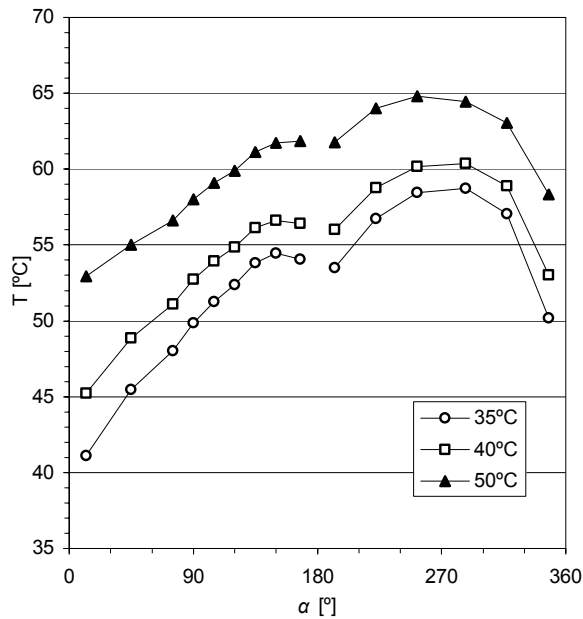


Fig 13 – Temperatura no plano médio da interface óleo-casquilho em função da temperatura de alimentação ($N=3000\text{rpm}$; $W=2\text{kN}$; $P_a=0.14\text{MPa}$)

A primeira observação que salta à vista é que as três curvas, excepto nos primeiros pontos de temperatura do gráfico, têm sensivelmente o mesmo andamento, mas encontram-se a níveis de temperatura diferentes.

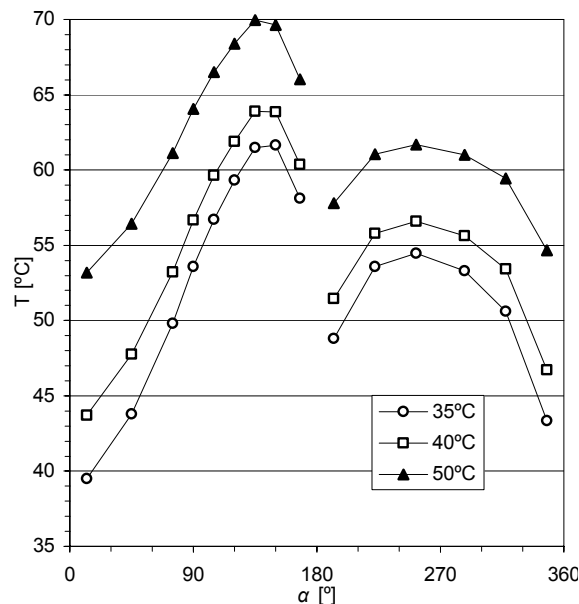


Fig 14 – Temperatura no plano médio da interface óleo-casquilho em função da temperatura de alimentação ($N=3000\text{rpm}$; $W=10\text{kN}$; $P_a=0.14\text{MPa}$)

Verifica-se, no entanto, que a diferença entre as várias curvas é menor do que a diferença dos respectivos valores da temperatura de alimentação. O aumento de

T_a de 35 °C para 40 °C originou um aumento de apenas 2 °C na temperatura máxima. O aumento de T_a de 40 °C para 50 °C originou um aumento na temperatura máxima de apenas 6 °C. Quer dizer, incrementos da temperatura de alimentação reflectem-se em incrementos inferiores da temperatura máxima.

5. CONCLUSÕES

Foi levado a cabo um conjunto de ensaios experimentais a fim de avaliar a influência da carga aplicada, da velocidade de rotação e da temperatura de alimentação no desempenho de chumaceiras radiais hidrodinâmicas com dois sulcos axiais.

Foram apresentadas as distribuições de pressão hidrodinâmica e de temperatura da interface óleo-casquilho, a temperatura do veio, o caudal de alimentação de óleo e a espessura mínima de película.

- i) Verificou-se que a carga aplicada afecta fortemente a espessura mínima de película. O caudal de alimentação varia significativamente com a variação da carga, especialmente para as excentricidades relativas mais baixas;
- ii) O efeito arrefecedor do 2º sulco de alimentação é tanto mais eficaz quanto mais elevada é a carga aplicada;
- iii) Para cargas elevadas, a temperatura máxima na interface óleo-casquilho ocorre na metade carregada do casquilho, sendo superior à temperatura média da superfície do veio. Para cargas baixas, a temperatura máxima na interface óleo-casquilho ocorre na metade não carregada do casquilho, e é inferior à temperatura média da superfície do veio;
- iv) O caudal de óleo e a excentricidade do veio aumentam com o aumento da temperatura de alimentação. Também a temperatura máxima cresce com o aumento da temperatura de alimentação. Mas incrementos no valor desta, originam incrementos inferiores no valor da temperatura máxima na superfície do casquilho.

AGRADECIMENTOS

Este trabalho enquadra-se no âmbito do desenvolvimento do projecto POCTI/39202/EME/2001, financiado pela Fundação para a Ciência e a Tecnologia (FCT) e pelo POCTI, com participação do fundo comunitário FEDER. O trabalho experimental foi realizado no *Laboratoire de Mécanique des Solides, URM CNRS 6610*, da Universidade de Poitiers. Os autores agradecem as facilidades concedidas para a realização do trabalho.

REFERÊNCIAS

- Dowson D., Taylor C. M., Miranda A.S., “The prediction of liquid film journal bearing performance with a consideration of lubricant film reformation, part II”, Proc. ImechE, Vol 119, pp. 102-111, 1985.
- Mitsui, J. Hori Y., Tanaka, M., “Thermohydrodynamic analysis of cooling effect of supply oil in circular journal bearings” ASME Journal of Tribology, Vol Vol 105, pp414 – 421, 1983.
- Claro J. C. P., Miranda A.S., “Analysis of hydrodynamic journal bearings considering lubricant supply conditions”, Proc. ImechE, Vol 207, C2, pp. 93-101, 1993.
- Costa L., Fillon M., Miranda A. S., Claro J. C. P., “An experimental investigation of the effect of groove location and supply pressure on the THD performance of a steadily loaded journal bearing”, ASME Journal of Tribology, Vol 122, pp 227 – 231, 2000.
- Lund J. W. , Tonnesen J., “An approximate analysis of the temperature conditions in a journal bearing. Part II: Application”, ASME Journal of Tribology, Vol 106, pp. 237 – 245, 1984.
- Gethin D. T., El-Deihi M. K. I, “Thermal behavior of a twin axial groove bearing under varying loading direction”, Proc. ImechE, Vol 204, pp. 77-90, 1990.
- Fitzgerald M. K., Neal P. B., “Temperature distributions and heat transfer in journal bearings”, ASME Journal of Tribology, Vol. 114, pp. 122-130, 1992.
- Ma M. T., Taylor C. M., “A theoretical and experimental study of thermal effects in a plain circular steadily loaded journal bearing”, IMechE Seminar: Plain Bearings - Energy Efficiency and Design, Mech. Eng. Publications Ltd., London, 1994.
- Ma M. T., Taylor C. M., “An experimental investigation of thermal effects in circular and elliptical plain journal bearings”, Proceedings of the 4th International Tribology Conference - AUSTRIB '94, Vol I, pp 1-8, 1994.
- Costa L., “Análise do desempenho de chumaceiras radiais hidrodinâmicas considerando efeitos térmicos – Estudo da influência das condições de alimentação”, Tese de doutoramento, Universidade do Minho, Guimarães, 2000.