

SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO EFEITO DA TEXTURIZAÇÃO DO TIPO BRUNIMENTO EM UM MOTOR LINEAR A PISTÃO LIVRE TEÓRICO

Felipe Kevin Correia Luz, felipekevin.fkcl@furg.br¹
Henara Lillian Costa Murray, henaracosta@furg.br^{1,2}
Francisco José Profito, fprofito@usp.br³
Marcelo Braga dos Santos, marcelo.bragadossantos@ufu.br²

¹Laboratório de Engenharia de Superfícies, Universidade Federal do Rio Grande

²Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia

³Laboratório de Fenômenos de Superfície, Universidade de São Paulo

Resumo. O objetivo deste estudo foi avaliar a influência dos sulcos de brunimento na formação do filme lubrificante em camisas de cilindro de pistão de ferro fundido cinzento. Para isso, foi utilizado um modelo numérico determinístico para analisar a região de mid-stroke, onde estão localizadas as maiores perdas por atrito devido à tensão de cisalhamento do fluido lubrificante. Foram avaliadas diferentes distâncias entre a superfície da camisa de cilindro de pistão e um anel de controle de óleo lubrificante idealizado, levando em consideração a influência da rugosidade da superfície através da equação modificada de Reynolds implementada no modelo numérico utilizado. A faixa de distâncias estudadas usando o parâmetro adimensional de separação $\Lambda = h/S_{pq}$ variou de 0 até 5, a fim de estudar o efeito dos sulcos de brunimento na formação do filme lubrificante através do aumento das pressões geradas na região de platô pelo fenômeno de mancal hidrodinâmico. Foi observado que a presença dos sulcos de brunimento pode aumentar a pressão na região de platô, gerando a cavitação do óleo lubrificante, o que pode afetar a formação do filme lubrificante. Além disso, verificou-se que a distância entre a superfície da camisa e o anel de controle de óleo lubrificante idealizado influencia a formação do filme lubrificante. Os resultados obtidos neste estudo contribuem para uma melhor compreensão do processo de lubrificação em motores a pistão, especialmente aqueles que operam com combustíveis de baixa capacidade calorífica.

Palavras-chave: Texturização, Simulação Numérica, Lubrificação, Motor Linear de Pistão Livre, Simulation-Driven Design.

Abstract. The aim of this study was to evaluate the influence of honing grooves on the formation of a lubricating film in gray cast iron piston cylinder liners. For this, a deterministic numerical model was used to analyze the mid-stroke region, where the greatest friction losses are located due to the shear stress of the lubricating fluid. Different distances between the surface of the piston cylinder liner and an idealized lubricating oil control ring were evaluated, considering the influence of surface roughness through the modified Reynolds equation implemented in the numerical model used. The range of distances studied using the dimensionless separation parameter $\Lambda = h/S_{pq}$ ranged from 0 to 5, in order to study the effect of honing grooves on the formation of the lubricating film through the increase in pressures generated in the plateau region by the phenomenon of hydrodynamic bearing. It was observed that the presence of honing grooves can increase the pressure in the plateau region, generating lubricating oil cavitation, which can affect the formation of the lubricating film. Furthermore, it was found that the distance between the liner surface and the idealized lubricating oil control ring influences the formation of the lubricating film. The results obtained in this study contribute to a better understanding of the lubrication process in piston engines, especially those that operate with low calorific capacity fuels.

Keywords: Texturization, Numerical Simulation, Lubrication, Linear Free Piston Engine, Simulation-Driven Design.

1. INTRODUÇÃO

O acesso a energia limpa é um dos “Sustainable Development Goals for 2030” propostos pela Organização das Nações Unidas como metas a serem alcançadas até 2030 [1]. Atualmente a matriz energética usada no Brasil e no mundo é predominantemente à base de combustíveis fósseis, que emitem grandes quantidades de dióxido de carbono (CO₂) e

outros gases poluentes. De acordo com a *International Energy Agency* [2], nas últimas décadas, o uso de combustíveis fósseis como fonte de energia no mundo tem sido aproximadamente 80% e é esperado que essa dependência de combustíveis fósseis diminua para 75% em 2030 e chegue próximo de 60% em 2050. A busca por alternativas ao uso desses combustíveis fósseis vem sendo estudada amplamente como a utilização de fontes de energia renováveis (ex., hidrelétricas, energia solar e eólica, e com a utilização de combustíveis renováveis). Outro problema associado a poluição é o acúmulo de resíduos sólidos urbanos e industriais que geram consequências como contaminação do solo e dos lençóis freáticos, alagamentos e danos a fauna e a flora. Segundo previsões feitas pela Agência Internacional de Energia com o aumento da utilização de fontes de energia renováveis e com a diminuição da utilização de petróleo, carvão e gás natural haverá uma redução nas emissões de CO₂ [2].

Com a produção de combustíveis renováveis a partir de biomassa é possível reduzir a emissão de CO₂ e de outros gases poluentes resultantes da queima de combustíveis fósseis. A utilização de gás metano obtido a partir da síntese de resíduos sólidos urbanos apresenta uma alternativa a ser explorada. Contudo, o gás metano possui uma baixa capacidade calorífica [3], fator que inviabiliza sua utilização como combustível em motores convencionais. A utilização do gás metano com um aumento na eficiência do ciclo térmico é uma forma de conseguir explorar o potencial desse combustível renovável. Rigobello [3] apresentou uma proposta de utilização de um motor linear a pistão livre como forma de melhorar a eficiência do ciclo térmico de combustão do gás metano. A utilização deste tipo de motor pode otimizar a eficiência de um ciclo térmico em 56% [4] em comparação com motores convencionais. O aumento da eficiência do ciclo térmico melhora o desempenho de combustíveis de baixa capacidade calorífica. O estudo conduzido por Rigobello [3] consiste na modelagem computacional de um motor a pistão livre com dois pistões opostos objetivando a geração de 10 kW de energia, associando este tipo de motor com um gerador elétrico e a queima de gás metano obtido através da síntese de resíduos sólidos urbanos. O aumento na eficiência do motor linear a pistão livre em comparação com motores convencionais ocorre pela não restrição do movimento dos pistões por elementos de uma cadeia cinemática através da ausência de um mecanismo de quatro barras composto por pistão, biela, manivela e bloco do motor. Com a redução de partes móveis presentes no motor há uma redução das perdas por atrito [3].

A redução das perdas por atrito pode ser analisada pelo contato do par tribológico camisa de pistão e anel de controle de óleo lubrificante. Aproximadamente 50 a 75 % das perdas por atrito ocorrem no contato entre os anéis de controle de óleo e a camisa de cilindro do pistão [5]. Nos processos que ocorrem internamente em um motor de combustão interna, as maiores forças de atrito se localizam nos pontos mortos superior e inferior; porém por conta da baixa velocidade nesses pontos eles são responsáveis por uma pequena parte das perdas por atrito [5]. Os regimes de lubrificação que estão presentes no contato lubrificado entre anel de controle de óleo e camisa de pistão são: (i) lubrificação limítrofe - caracterizada pelo maior contato de asperezas na superfície com pouca ou quase nenhuma presença de lubrificante; (ii) regime de lubrificação mista - caracterizada por um contato menor entre as asperezas e com a presença de lubrificante entre elas; e; (iii) regime de lubrificação hidrodinâmica com filme completo - caracterizado pela ausência de contato de asperezas e a formação de um filme de óleo lubrificante completo. [5, 6]. A maior parte das perdas por atrito presentes em motores de combustão interna estão localizadas no regime hidrodinâmico de lubrificação na região central do curso do pistão [5].

Com base em análises conduzidas por Wakuri, Hamatake, Soejima and Kitahara [7], Johansson, Nilsson, Ohlsson and Rosén [8], Hoshi [9], a maior parte das perdas por atrito presentes em motores de combustão interna estão localizadas no regime hidrodinâmico de lubrificação na região central do curso do pistão, conhecida por "*mid stroke*". A velocidade do pistão alcança seu ponto máximo durante o "*mid stroke*", aumentando o cisalhamento sofrido pelo óleo lubrificante e consequentemente as perdas viscosas.

O acabamento superficial das camisas de cilindro de pistão é um fator de grande influência no coeficiente de atrito e na capacidade de apoio entre o par tribológico camisa de pistão e anel de controle de óleo lubrificante, bem como na durabilidade de anéis de vedação. O processo de brunimento pelo qual as camisas de pistão passam é um processo de acabamento superficial, removendo os picos mais altos na topografia da superfície das camisas resultando em uma menor rugosidade da superfície. O brunimento gera uma texturização superficial no formato de vales profundos que atuam como reservatórios de lubrificantes [10]. Durante o "*mid stroke*" as pressões geradas pelo movimento relativo entre o anel de controle de óleo lubrificante e a camisa de cilindro de pistão geram um efeito de micro sustentação da camada de filme lubrificante. Este efeito é proporcionado pela cavitação controlada que ocorre nos vales gerados pelos sulcos de brunimento, atuando como mancais hidrodinâmicos [11]. Ao mesmo tempo, as regiões de platô relativamente lisas entre os sulcos são responsáveis pela boa capacidade de carga de contato.

A aplicação de texturização na superfície da camisa de pistão consiste em atribuir características funcionais à superfície, controlando propriedades como coeficiente de atrito, controle do desgaste e otimização da lubrificação [10]. Texturizações no formato de bolsos semi-esféricos conhecidos como *dimples* apresentam uma influência na formação e manutenção de filme lubrificante, de modo que, *dimples* mais profundos tendem a funcionar como reservatórios de lubrificante e geram filmes mais finos de lubrificantes em comparação com *dimples* mais rasos, que agem como mancais hidrodinâmicos gerando filmes mais espessos de lubrificante [10, 11].

O uso de simulação numérica auxilia na teorização dos fenômenos relacionados com o par tribológico camisa de cilindro de pistão e anel de controle de óleo lubrificante através de modelos determinísticos. Comparando os resultados

de simulações numéricas entre diferentes tipos de texturizações superficiais, a texturização que apresenta o melhor desempenho teórico pode ser fabricada e validada com ensaios utilizando seções de camisa de pistão [5, 6].

Com o avanço das técnicas de projeto a fabricação de protótipos e realização de testes é considerada obsoleta. O conceito de “*simulation driven design*” consiste em se utilizar de ferramentas computacionais para projetar e testar protótipos de forma mais eficiente e econômica [12]. Coletando e analisando os dados de simulações, é possível realizar uma categorização do desempenho do protótipo e então harmonizar essas características com alterações pontuais no design. Após a realização de simulações apenas os protótipos com melhor desempenho teórico são fabricados e testados para obter uma validação experimental [12].

O uso de motores lineares a pistão livre associados a geradores elétricos com o uso de combustíveis renováveis é uma área de estudo ainda recente apesar desse modelo de motor ser conhecido há quase um século. As pesquisas relacionadas a esses motores têm mais ênfase no desempenho termodinâmico. As análises mais categóricas da influência da superfície ainda são escassas para esse tipo de motor. Neste trabalho foi realizado um estudo do efeito do padrão de brunimento no coeficiente de atrito e na formação de filme lubrificante com base nos perfis de velocidade e deslocamento simulados por Rigobello [3]. Foi utilizado o modelo proposto por Profito [13] para a análise da influência da topográfica da superfície de uma camisa de cilindro de pistão brunida na espessura de filme lubrificante e no coeficiente de atrito.

2. MATERIAIS E MÉTODOS

2.1. Modelo numérico

Foi utilizado o modelo determinístico proposto por Profito, Tomanik and Zachariadis [6]. Utilizando a equação modificada de Reynolds a fim de simular a capacidade de carregamento hidrodinâmico e atrito implementado em um código computacional chamado SurfLUBE desenvolvido no estudo de Profito [13]. Foi analisado apenas o desempenho da superfície e sua influência nas pressões hidrodinâmicas e de contato de asperidades. A superfície do anel de controle de óleo lubrificante foi considerada suave e rígida e os efeitos da dinâmica do anel de controle de óleo lubrificante foram negligenciados [6]. A equação 1 é a equação modificada de Reynolds, descrita da seguinte forma:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p_H}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p_H}{\partial z} \right] = \frac{\partial}{\partial x} \left[\theta \rho h \frac{U}{2} \right] \quad (1)$$

onde ρ é a massa específica do fluido lubrificante, h é a espessura do filme lubrificante local levando em consideração as asperidades da superfície, μ é a viscosidade dinâmica, p_H é a pressão hidrodinâmica, U é a velocidade de deslizamento entre as superfícies do anel de controle de óleo lubrificante e a camisa do pistão. A variável de campo de velocidades θ é designada como fração de filme lubrificante que considera a presença de zonas de cavitação durante a solução da equação modificada de Reynolds [6].

A equação 2 é derivada da teoria de filme de fluido lubrificante e foi proposta por Profito, Tomanik and Zachariadis [6]. É utilizada para o cálculo da tensão de cisalhamento hidrodinâmico τ_H na direção de deslizamento, e é descrita da seguinte forma:

$$\tau_H = \frac{h}{2} \frac{\partial p_H}{\partial x} + \mu \theta \left(\frac{U}{h} \right) \quad (2)$$

O modelo de contato de asperidades utilizador por Profito, Tomanik and Zachariadis [6] usa a teoria de Hertz para o contato elástico entre corpos de formato esférico. Este modelo caracteriza o contato entre a superfície rugosa da camisa de pistão com a superfície lisa e rígida do anel de controle de óleo lubrificante, onde o contato entre as asperidades é descrito como:

$$A_s = \pi \beta_s w_s \quad (3)$$

$$p_{asp} = \begin{cases} \frac{4E_s}{3\pi} \left(\frac{w_s}{\beta_s} \right)^{\frac{1}{2}}, & p_{asp_s} \leq H \\ H, & p_{asp_s} > H \end{cases} \quad (4)$$

Onde: w_s é a interferência por contato, β_s é o raio de curvatura do platô local, E_s é o módulo elástico e H a dureza do material da camisa do pistão.

A tensão de cisalhamento de contato de asperidades τ_{asp} é calculada com base na pressão de contato de asperidades p_{asp} e no coeficiente de atrito limite μ_{BL} obtido experimentalmente. Os modelos numéricos utilizados por Profito [13] foram o modelo de Greenwood e Greenwood-Tripp [14], usando como base para o cálculo as Leis de

Coulomb-Amontons aplicada para o contato seco de sólidos. A equação 5 refere-se à tensão de cisalhamento de contato de asperidades é descrita como:

$$\tau_{ASP}^{(GW,GT)}(\bar{h}_{ASP}) = \mu_{BL} \bar{p}_{ASP}^{(GW,GT)}(\bar{h}_{ASP}) \quad (5)$$

onde: \bar{h}_{ASP} é a separação média normalizada das superfícies.

Através da solução computacional para as equações 1, 2, 4 e 5 obtém-se os resultados escalares médios para: (i) a pressão hidrodinâmica, (ii) a tensão de cisalhamento hidrodinâmica, (iii) a pressão de contato de asperidades e (iv) a tensão de cisalhamento de contato de asperidades para o conjunto de pontos da superfície da camisa de pistão em função do parâmetro de separação adimensional $\Lambda = h_m/S_{pq}$, este parâmetro representa a separação entre o plano médio da superfície da camisa de pistão e a superfície idealizada do anel de controle de óleo lubrificante; onde: h_m é a separação média entre as superfícies de contato e S_{pq} corresponde ao desvio padrão da rugosidade da região de platô da superfície de camisa de pistão. A partir dos resultados escalares médios obtidos nas simulações numéricas podem ser calculados três fatores de correlação. Tais fatores fornecem os coeficientes de atrito hidrodinâmico (COF_H), coeficiente de atrito de contato de asperidades (COF_{ASP}) e o coeficiente de atrito médio (\overline{COF}) conforme as equações 6, 7 e 8 respectivamente.

$$COF_H(\Lambda) = \frac{\bar{\tau}_H(\Lambda)}{\bar{p}_H(\Lambda)} \quad (6)$$

$$COF_{ASP}(\Lambda) = \frac{\bar{\tau}_{ASP}(\Lambda)}{\bar{p}_{ASP}(\Lambda)} \quad (7)$$

$$\overline{COF}(\Lambda) = \frac{\bar{\tau}_H(\Lambda) + \bar{\tau}_{ASP}(\Lambda)}{\bar{p}_H(\Lambda) + \bar{p}_{ASP}(\Lambda)} \quad (8)$$

2.2. Caracterização da superfície da camisa de pistão

A superfície utilizada foi a de uma camisa de pistão de caminhão com texturização do tipo brunimento. A topografia da superfície interna de uma seção da camisa de pistão foi medida por interferometria a laser e tratada utilizando o software MounstainsMap® para ser utilizada na simulação numérica. O pré-tratamento da superfície interna da camisa de pistão consiste em (I) nivelção da superfície (fig. 1), (II) preenchimento dos pontos não mensurados durante a medição por interferometria a laser, (III) remoção da forma resultando em uma superfície plana e (IV) a aplicação de um filtro metroológico gaussiano robusto para separar a ondulação da asperidade da superfície (fig. 2). Então, foram extraídas a curva do perfil de rugosidade (fig. 3), a tabela de parâmetros da superfície (fig. 4) e a curva de Abbot-Firestone, (fig. 5).

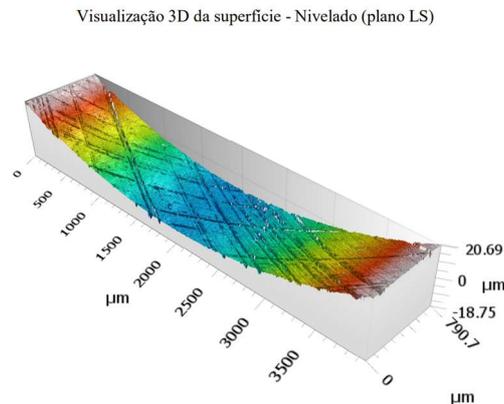


Figura 1 – Visualização 3D da superfície da camisa de cilindro de pistão

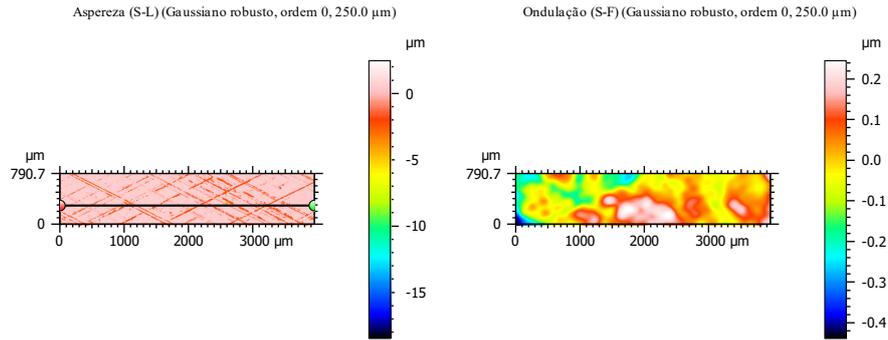


Figura 2 – Asperidade e ondulação com filtro metroológico de 250 μm

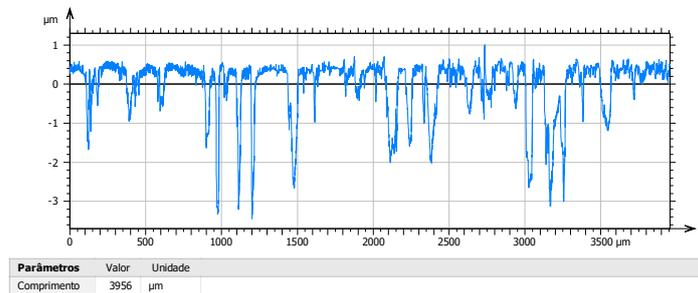


Figura 3 – Curva do perfil de rugosidade

Aspezeza (S-L) (Gaussiano robusto, ordem 0, 250.0 μm)	
ISO 25178 - Superfície primária	
F: [Fluxo de trabalho] Forma removida (Poli LS2)	
Filtro S (As): Nenhum	
Parâmetros de altura	
Sq	0.7042 μm
Ssk	-3.316
Sku	31.22
Sp	2.463 μm
Sv	18.48 μm
Sz	20.94 μm
Sa	0.4786 μm
Parâmetros espaciais	
Std	153.7 °
Parâmetros funcionais (Superfícies estratificadas)	
Sik	0.3938 μm
Spk	0.1495 μm
Svk	1.771 μm
Smrk1	7.606 %
Smrk2	70.41 %
Spq	0.1714
Avisos	
O fluxo de trabalho contém um operador "Filtro metroológico". Mas os parâmetros calculados não devem ser filtrados.	

Figura 4 – Tabela de parâmetros da superfície

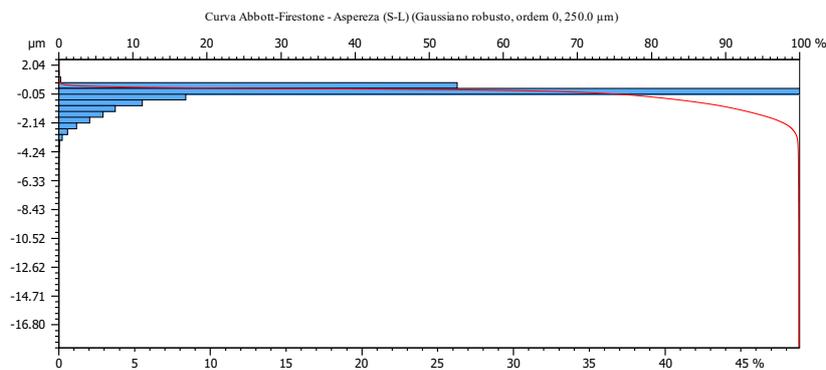


Figura 5 – Curva de Abbot-Firestone da superfície da camisa de pistão

A topografia da superfície foi exportada para o programa *Surface Analysis Tool (SURFAT)*, desenvolvido por Profito [13], a fim de ajustar o número de pontos no formato de malha de elementos finitos para 376 x 251. Este ajuste foi realizado por meio de interpolação linear para a discretização da solução numérica e separada em fatias com a espessura do anel de controle de óleo lubrificante em 200 μm , (fig. 6). Os parâmetros mostrados na tab.1 são os dados de entrada utilizados na simulação numérica.

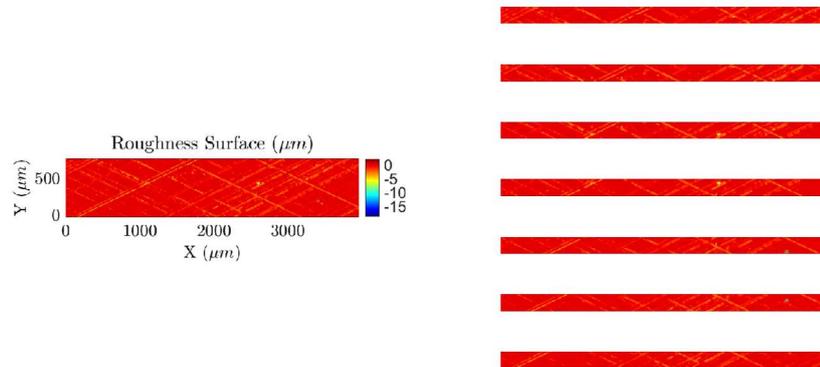


Figura 6 – Fatias para simulação numérica.

Velocidade de deslizamento (U)	2,82 m/s
Viscosidade dinâmica (μ)	4 cSt
Densidade (ρ)	0,82 g/cm ³
Módulo de elasticidade (E_s)	120 GPa
Dureza (H)	420 HV
Coefficiente de atrito limite (μ_{BL})	0,14

Tabela 1 – Parâmetros da simulação

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Há uma transição sutil do regime de lubrificação limítrofe para o regime misto observada no coeficiente de atrito global com base no parâmetro adimensional $\Lambda = h/S_{pq}$ (veja Fig. 13). Isso é causado pelo acabamento superficial da camisa de pistão, que gera uma baixa rugosidade de $S_{pq} = 0,17$ na região de platô e uma baixa capacidade de apoio da superfície da camisa de pistão, como mostrado pela curva de Abbot-Firestone (veja Fig. 5).

Devido à dispersão dos valores calculados para $\Lambda < 0,20$, a posição do ponto de transição não pode ser determinada com precisão. Este ponto é caracterizado pelo início da queda da curva do coeficiente de atrito (veja Fig. 7) em relação ao parâmetro adimensional Λ . A razão para este ponto estar tão próximo de $\Lambda = 0$ é devido à baixa capacidade de apoio da camisa de pistão, mostrada na Fig. 5, que ainda é nova e não sofreu o desgaste necessário para atingir uma capacidade mais elevada. Quando $\Lambda \cong 0$, há presença de lubrificante entre o contato da camisa de pistão e o anel de controle de óleo lubrificante.

O regime de lubrificação mista está presente na faixa de $\Lambda < 3$, o início do regime de lubrificação hidrodinâmica é caracterizado pela pressão de contato de asperidades (veja Fig. 7) e tensão de cisalhamento de asperidades (veja Fig. 10) tendendo a zero em $\Lambda = 3$, a ausência de contato de asperidades é a principal característica do regime de lubrificação hidrodinâmica [5]. A partir deste ponto, o aumento no coeficiente de atrito é influenciado apenas pela pressão hidrodinâmica e tensão de cisalhamento hidrodinâmico (veja Fig. 7). O coeficiente de atrito de contato de asperidades permanece constante, como observado na Fig. 7, pois está diretamente relacionado com o parâmetro de entrada μ_{BL} .

A cavitação é um fenômeno físico que ocorre quando a pressão de um fluido diminui subitamente até o seu ponto de vaporização, resultando na formação de bolhas de vapor. Este processo é controlado no regime de lubrificação hidrodinâmica e é observado nos sulcos de brunimento devido à queda da pressão hidrodinâmica. Isso gera o efeito de mancal hidrodinâmico, que pode ser correlacionado ao gráfico de pressão hidrodinâmica (fig. 7) e ao mapa de distribuição da pressão do fluido e da fração de filme lubrificante para o parâmetro adimensional $\Lambda = 4$ (fig. 8). É possível notar o

aumento da pressão de fluido nas regiões de platô da camisa de pistão, o que resulta na formação de um filme completo de lubrificante.

O aumento da pressão no filme lubrificante devido ao efeito de mancal hidrodinâmico tem um impacto negativo nos coeficientes de atrito hidrodinâmico e global (fig.7), devido à tensão de cisalhamento do fluido. A espessura aumentada do filme lubrificante potencializa as perdas causadas pela viscosidade do fluido lubrificante na tensão de cisalhamento hidrodinâmico. No entanto, o aumento no coeficiente de atrito é pequeno devido à baixa viscosidade dinâmica do lubrificante PAO, mitigando as perdas causadas pelo atrito hidrodinâmico.

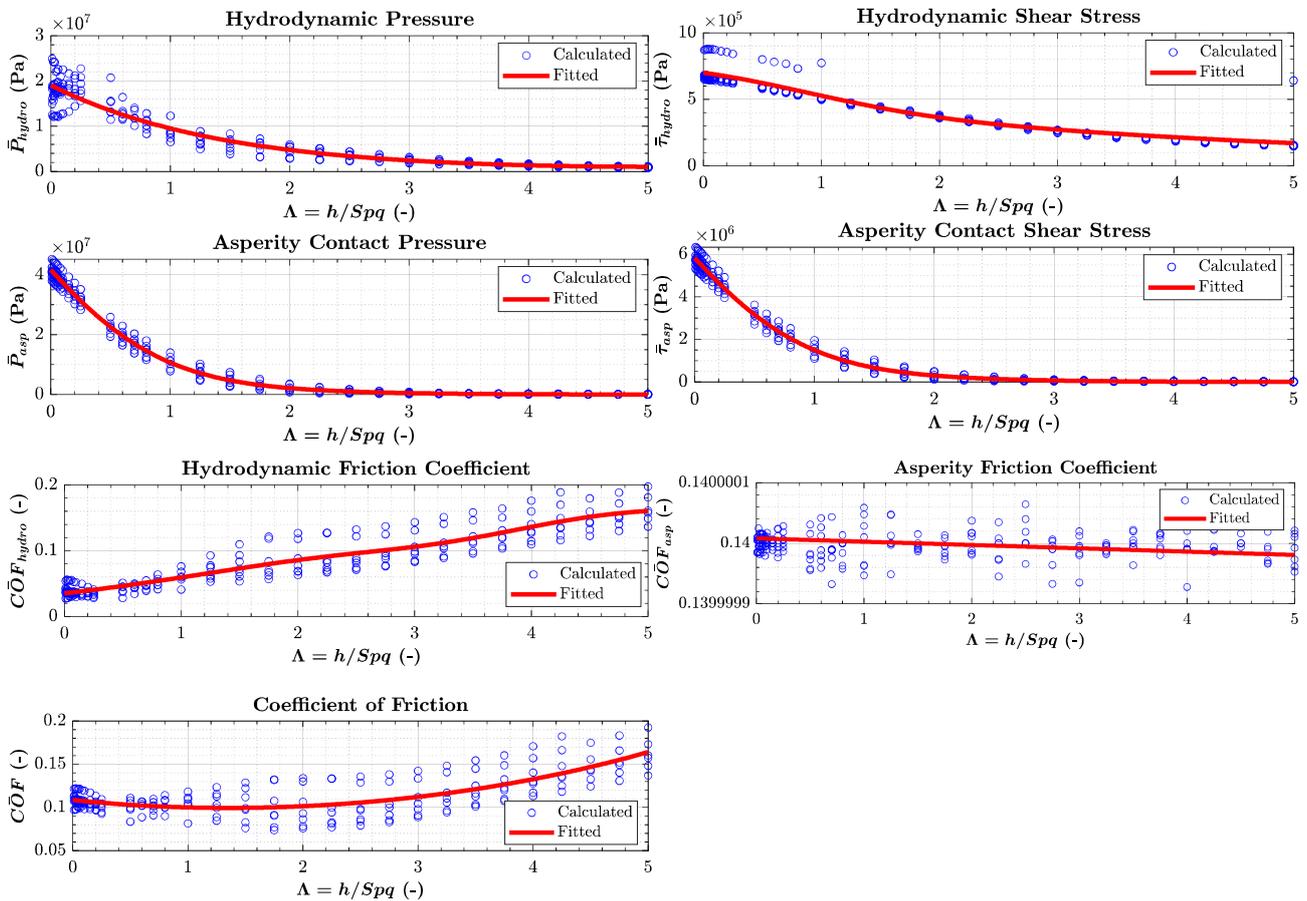


Figura 7 – Gráficos dos Resultados Escalares Médios e fatores de correlação

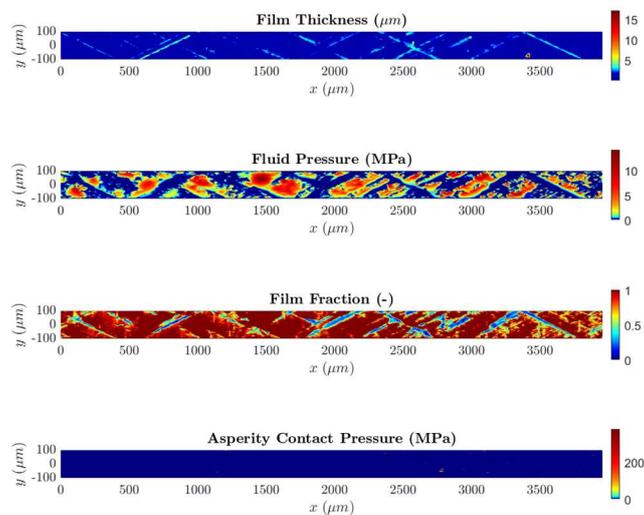


Figura 8 – Mapas de distribuição da espessura de filme lubrificante, pressão do fluido, fração de filme lubrificante e pressão de contato de asperidades para $\Lambda = 4$

4. CONCLUSÃO

Em suma, este estudo investigou a influência dos sulcos de brunimento na formação de filme lubrificante em camisas de cilindro de pistão de ferro fundido cinzento. Foi utilizado um modelo numérico determinístico para analisar a região de mid-stroke, onde a maior parte das perdas por atrito ocorre devido à tensão de cisalhamento do fluido lubrificante. Foram avaliadas diferentes distâncias entre a superfície da camisa de cilindro de pistão e um anel de controle de óleo lubrificante idealizado, levando em consideração a rugosidade da superfície. Os resultados mostraram que a presença dos sulcos de brunimento pode aumentar a formação de filme lubrificante na região de platô, por meio do fenômeno de mancal hidrodinâmico causado pela queda rápida de pressão hidrodinâmica nos sulcos de brunimento, gerando a cavitação do óleo lubrificante. Com base nesses resultados, foi possível caracterizar as propriedades da superfície da camisa de pistão operando sob as condições propostas para um motor linear a pistão livre movido a um combustível renovável de baixa capacidade calorífica. Este estudo fornece uma importante contribuição para a compreensão do processo de lubrificação em motores de combustão interna e pode ser utilizado como base para o desenvolvimento de novas tecnologias de redução de atrito e consumo de combustível.

5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à FINEP pelo financiamento do projeto 01.21.0144.00 (0751/21). HLC agradece o apoio financeiro da Fapergs (Projeto 19/2551-0001849-5), do CNPq (Projeto 305453/2017-3), bem como do CNPq/ INCT CT Trib (Projeto 406654/2022-0).

6. REFERÊNCIAS

- [1] U.G. Assembly, Transforming our world: The 2030 agenda for sustainable development, United nations Organization, UN General Assembly, 21 October 2015.
- [2] I.E. Agency, World Energy Outlook 2022, International Energy Agency 2022.
- [3] L.d.S. Rigobello, Projeto e dimensionamento de um motor de pistão livre para operação em associação com um gerador elétrico linear, Repositório Institucional - Universidade Federal de Uberlândia, Universidade Federal de Uberlândia, 2020.
- [4] J.P. WU, Nicholas; Blarigan, Peter Van & Goldborough, Scott., Homogeneous Charge Compression Ignition Free Piston Linear Alternator, University of North Texas Libraries, UNT Digital Library, 1998.
- [5] M. Söderfjäll, Friction in Piston Ring - Cylinder Liner Contacts, Doctoral thesis / Luleå University of Technology 1 jan 1997 → ..., Luleå University of Technology, 2017.
- [6] F.J. Profito, E. Tomanik, D.C. Zachariadis, Effect of cylinder liner wear on the mixed lubrication regime of TLOCs, Tribology international, 93 (2016) 723-732.
- [7] Y. Wakuri, T. Hamatake, M. Soejima, T. Kitahara, Piston ring friction in internal combustion engines, Tribology international, 25 (1992) 299-308.
- [8] S. Johansson, P.H. Nilsson, R. Ohlsson, B.-G. Rosén, A Novel Approach to Reduction of Frictional Losses in a Heavy-Duty Diesel Engine by Reducing the Hydrodynamic Frictional Losses, Advances in tribology, 2017 (2017) 1-17.
- [9] M. Hoshi, Reducing friction losses in automobile engines, Tribology international, 17 (1984) 185-189.
- [10] H. Costa, I. Hutchings, Some innovative surface texturing techniques for tribological purposes, 229 (2015) 429-448.
- [11] A. Rosenkranz, H.L. Costa, F. Profito, C. Gachot, S. Medina, D. Dini, Influence of surface texturing on hydrodynamic friction in plane converging bearings - An experimental and numerical approach, Tribology international, 134 (2019) 190-204.
- [12] M. Karlberg, M. Löfstrand, S. Sandberg, M. Lundin, State of the art in simulation-driven design, Int. J. of Product Development, 18 (2013) 68-87.
- [13] F.J. Profito, On the development of advanced techniques for mixed-elastohydrodynamic lubrication modelling of journal and sliding bearing systems, Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, The Digital Library of Theses and Dissertations of the University of São Paulo, 2015.
- [14] J.A. Greenwood, J.B.P. Williamson, Contact of nominally flat surfaces, Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and physical sciences, 295 (1966) 300-319.

7. RESPONSABILIDADE PELAS INFORMAÇÕES

Os autores são os únicos responsáveis pelas informações incluídas neste trabalho.