

IRAMAR DA SILVA TERTULIANO

**MODELAGEM DO COEFICIENTE DE ATRITO
EM CONTATOS LUBRIFICADOS
NÃO-CONFORMES**

São Paulo
2023

IRAMAR DA SILVA TERTULIANO

**MODELAGEM DO COEFICIENTE DE ATRITO
EM CONTATOS LUBRIFICADOS
NÃO-CONFORMES**

Tese apresentada à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para obtenção
do Título de Doutor em Ciências.

São Paulo
2023

IRAMAR DA SILVA TERTULIANO

**MODELAGEM DO COEFICIENTE DE ATRITO
EM CONTATOS LUBRIFICADOS
NÃO-CONFORMES**

Tese apresentada à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para obtenção
do Título de Doutor em Ciências.

Área de Concentração:

Projetos e Fabricação

Orientador:

Profa. Dra. Izabel Fernanda Ma-
chado

Co-orientador:

Prof. Dr. Francisco José Profito


São Paulo
2023

Autorizo a reprodução e divulgação total ou parcial deste trabalho, por qualquer meio convencional ou eletrônico, para fins de estudo e pesquisa, desde que citada a fonte.

Este exemplar foi revisado e corrigido em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.

São Paulo, 16 de outubro de 2023

Assinatura do autor: Iramar Da Silva Tertuliano

Assinatura do orientador:  **IZABEL FERNANDA MACHADO**
Data: 16/10/2023 21:16:00-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Documento assinado digitalmente

Catálogo-na-publicação

Tertuliano, Iramar da Silva

Modelagem do coeficiente de atrito em contatos lubrificados não conformes / I. S. Tertuliano -- versão corr. -- São Paulo, 2023.

148 p.

Tese (Doutorado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos.

1..Lubrificação Elastohidrodinâmica 2.Coefficiente de atrito 3.Espessura de filme 4.Reologia 5.Modelagem I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos II.t.

Dedicatória

Para minha amada esposa Ana Júlia e nossa adorável filha Gabriela

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer de todo coração à incrível professora Izabel Machado, minha orientadora e amiga. Com muita paciência, você sempre me guiou e auxiliou para que eu tivesse uma boa formação. Sua rigidez precisa foi um apoio fundamental nos momentos em que precisei, e você nunca me abandonou em momentos de desânimo, mesmo em uma pandemia. Os anos valiosos que passei na Universidade de São Paulo sob sua orientação foram marcados pelo seu cuidado e carinho constantes. A importância que você teve na minha vida é imensurável, e sou eternamente grato.

Gostaria de agradecer também ao Francisco Profito, que conseguiu ensinar até mesmo a uma pessoa com um raciocínio limitado como eu. Obrigado pelos muitos ensinamentos, tentativas e pela amizade.

Ao professor Amilton Sinatora, que me trouxe ao LFS e me introduziu ao mundo intrigante da tribologia.

Ao professor Deniol Tanaka (in memoriam), que mostrou que cada aula, independentemente do tema, pode ser um espetáculo visual e de conhecimento.

Ao professor Roberto Martins, pelo apoio logístico indispensável e arriscado com os lubrificantes deste trabalho. Obrigado por todo o aprendizado.

Ao meu orientador professor Quaresma.

Aos meus amigos Silene e Sidney (in memoriam), pelo acolhimento constante.

Ao meu amigo paraense Paulo Machado, que me mostrou que correr em uma avenida segurando o escapamento de um fusca não é tão fácil quanto parece.

Aos meus amigos lubrificadores Juan Sebastian e Tiago Cousseau, que até em seus estudos de tribologia utilizaram o álcool como análise.

Ao ex-abrasivo (com recaídas) Gustavo Tressia, meu amigo, quase amante.

Ao meu amigo e chefe Jimmy Penagos, que estranhamente gostava de me dar carona de moto. Obrigado por proporcionar a melhor micrografia já vista pela humanidade.

Ao Franco, meu amigo, que tem mais saúde que eu, mesmo sendo 40 anos mais velho.

À linda e maravilhosa Vanessa Seriacopi, obrigado por todos os dias que passamos juntos, com risos, choros e ensinamentos. Você sempre será parte da minha vida.

À Larissa Ihara, minha amiga, que compartilhou tantos momentos comigo e minha família.

À minha amiga Renatinha, a melhor engenheira do Brasil. Muito obrigado.

Ao poderoso amigo Guido, que além da amizade, proporcionou esta tese, disponibilizando seu precioso tempo europeu para me ajudar com os ensaios em London. Obrigado por tudo.

Aos amigos colombianos Juan Ignacio e Pablo Correa, ex-vizinhos, amigos e parceiros.

Ao meu amigo Roberto Oliveira, que mostrou que a mágica também acontece na tribologia, lubrificando cerâmica com água e criando um coeficiente de atrito mais baixo que meu saldo bancário.

Ao meu amigo palmeirense Alexander Zuleta, obrigado pelas caronas noturnas.

Ao meu irmão e grande amigo Raphael Oliveira, muito obrigado por tudo. Você foi um grande presente da vida.

Ao meu amigo de matlab Pedrinho, que nossa amizade tenha resistência infinita aos ciclos da vida.

Ao meu amigo mais rico, Newton Fukumasu, obrigado por conseguir modelar (com muitos elementos) uma amizade comigo.

Meus amigos e parceiros de Raid, Arnaldo e Cassiano, obrigado por toda a amizade.

Ao chefe supremo, Eleir, que demonstrou sempre uma concentração inabalável em todas as reuniões e discussões.

Ao Luiz Lima, grande amigo, com o cavanhaque mais invejável da USP.

Ao amigo Rafael Obara, o melhor “shape” já visto pelo LFS.

Ao Gustavo Siebert, grande amigo, a quem devo muito pelas indicações e constantes ajudas em tudo. Muito obrigado!

Ao Luiz Varela, meu amigo, que mudou a minha vida.

À maravilhosa Nila, minha amiga, você é incrível.

Aos técnicos Francisco (in memoriam), Fábio, Leandro, Cássio, Carlos e Rodnei. Obrigado por viabilizarem e proporcionarem todo o nosso trabalho.

Aos amigos da FCA Guilherme Machado e Tiago Petermann.

Aos meus amigos Roberto “bonitão”, Francisco Briones, Karolina Tonello, Pâmella Jureves, e André Freire, Thiago Gatti e toda a equipe LFS, muito obrigado!

Ao CNPq pelo apoio financeiro (processo 168066/2017-3) proporcionado pela bolsa de doutorado com vigência de outubro de 2017 a novembro de 2019.

Aos meus amigos Filipe, Gustavo, Ellon e Vinícius.

Ao meu melhor amigo Gleidson, Lico.

Ao meu tio Antônio Gomes e minhas tias Priscila (in memoriam) e Ilzanir, que me deram suporte em tudo e sempre acreditaram em mim.

Às minhas irmãs Ianny e Carla.

À melhor mãe que um dia já pisou neste planeta, minha mãe Terezinha, que me deu tudo e mostrou como a vida pode ser boa e simples.

À minha companheira Ana Júlia e nossa filha Gabriela, pelo amor incondicional, muito obrigado!

Ao Grande e Bom Deus!

“You should enjoy the little detours to the fullest. Because that’s where you’ll find the things more important than what you want ”

-- Yoshihiro Togashi

RESUMO

A presente tese aborda a complexa problemática da modelagem do contato lubrificado elastohidrodinâmico (EHL), que se caracteriza por exigir elevado custo computacional e um demorado processo de resolução numérica. Com o objetivo de simplificar o desenvolvimento de projetos de elementos de máquina, pé proposta a criação de um modelo semi-analítico para o cálculo do coeficiente de atrito e da espessura do filme lubrificante em contatos EHL. Esse modelo busca facilitar sua aplicação em lubrificantes comerciais e em situações de regime misto de lubrificação. A metodologia adotada baseia-se em equações empíricas e aproximações, com exceção do cálculo da temperatura, que é resolvido numericamente. Para validar experimentalmente o modelo proposto, conduzimos testes no tribômetro MTM a temperaturas de 40°C, 80°C e 120°C, com forças normais de 5, 10 e 28 N, e uma taxa de escorregamento relativo (SRR) de até 120%, mantendo uma velocidade constante de 2,5 m/s. A validação do cálculo da espessura do filme lubrificante foi realizada no equipamento EHD2 a 40° C em condições de rolamento puro. Para obter dados de viscosidade em alto cisalhamento, empregamos o reômetro de alto cisalhamento USV, com taxas cisalhantes de até 10^{-7} s^{-1} . Os testes foram conduzidos utilizando não apenas o lubrificante base PAO6, mas também dois lubrificantes de transmissões manuais, dois de transmissões automáticas e um lubrificante de motor. Os resultados obtidos demonstram uma boa correlação entre os cálculos da espessura do filme lubrificante e os experimentos realizados no equipamento EHD2 em condições de rolamento puro, com erro em torno de 12%. Da mesma forma, os cálculos do coeficiente de atrito também apresentam boa concordância com os experimentos, com erro de no máximo 20%, especialmente em condições de carregamento mais elevado, mesmo quando se utilizam parâmetros de fluidos de referência, como o esquelano e uma mistura de PAO4 com 50% de PAO100. No entanto, observa-se uma menor precisão dos cálculos de atrito em temperaturas acima de 80°C. Além disso, os resultados em regime misto também mostram uma boa relação entre os cálculos e os experimentos, com erro de no máximo 20%, exceto no caso do lubrificante de motor, possivelmente devido à presença de aditivos específicos.

Palavras-Chave – Lubrificação Elastohidrodinâmica, Coeficiente de atrito, espessura do filme lubrificante.

ABSTRACT

This doctoral thesis addresses the complex issue of elastohydrodynamic lubricated (EHL) contact modeling, characterized by high computational costs and a time-consuming numerical resolution process. To simplify the development of machine element designs, we propose creating a semi-analytical model for calculating the friction coefficient and lubricant film thickness in EHL contacts, enabling its application in commercial lubricants and under mixed lubrication regimes. The methodology adopted is based on empirical equations and approximations, except for calculating the temperature, which is numerically resolved. To experimentally validate the proposed model, tests were conducted on the MTM tribometer at temperatures of 40°C, 80°C, and 120°C, with normal forces of 5, 10, and 28 N and a relative sliding speed ratio (SRR) of up to 120%, maintaining a constant velocity of 2.5 m/s. The lubricant film thickness calculation was validated on the EHD2 equipment at 40°C under pure rolling conditions. The high-shear rheometer USV was used to obtain high-shear viscosity data, with shear rates of up to 10^{-7} s^{-1} . Tests were conducted using not only the base PAO6 lubricant but also two manual transmission lubricants, two automatic transmission lubricants, and an engine lubricant. The results demonstrate a good correlation between the lubricant film thickness calculations and experiments conducted on the EHD2 equipment under pure rolling conditions, with an error of approximately 12 %. Similarly, the friction coefficient calculations also show good agreement with experiments, with errors of at most 20 %, especially under higher loading conditions, even when using reference fluid parameters such as squalane and a mixture of PAO4 with 50 % PAO100. However, friction calculations have a lower precision at temperatures above 80°C. Additionally, results under mixed lubrication conditions demonstrate a good relationship between calculations and experiments, with errors of at most 20 %, except for the engine lubricant, possibly due to specific additives.

Keywords – Elastohydrodynamic lubrication, Friction coefficient, Lubricant film thickness.

LISTA DE FIGURAS

1	Perdas mecânicas em automóveis movidos a gasolina, com destaque ao motor de combustão.	26
2	Transmissão manual de veículo com interfaces e o fluxo de torque quando a 1 ^a marcha é engatada.	27
3	Crescimento na capacidade instalada de energia eólica no Brasil	27
4	Exemplo da distribuição das perdas mecânicas em transmissões mecânicas e, caixas multiplicadoras de turbinas eólicas. P_{e1} e P_{e2} são perdas de potência no engrenamento sem e com dependência do carregamento; P_r são perdas devido aos rolamentos; P_s são perdas devidos aos selamentos e P_{aux} são perdas auxiliares. Exemplo da distribuição relativa de perdas de energia em função das condições operacionais para óleo de turbina. Analogia das perdas mecânicas em turbinas com transmissões manuais automotivas.	28
5	Custo computacional e complexidade da modelagem associada ao tipo de abordagem teórica	30
6	Hipóteses abordadas pelos principais modelos de cálculo analítico e semi-analítico do coeficiente de atrito nos contatos EHL. EoS = Equações de Estado (“Equation of State”).	32
7	Diferenças na abordagem deste trabalho de tese em relação ao modelo analítico de Liu et al. (2020)	32
8	Esquema do problema completo do contato EHL	35
9	Contato elastohidrodinâmico e diferenças no fluxo de fluido nas zonas de contato. Zona convergente fluxos de Couette + Poiseuille com sentidos opostos; Zona de contato predominante fluxo de Couette; Zona divergente Fluxos de Couette + Poiseuille com mesmo sentidos. Condição de rolamento puro ($u_1 = u_2$).	36
10	Exemplos de mecânica do contato aplicado a elementos mecânicos. Aproximação de contato linear para o sistema came-seguidor e contato elíptico para rolamentos de esfera.	38

11	Geometria de dois corpos elásticos com superfícies côncavas e convexas em contato.	40
12	Esboço principal do contato EHD destacando a espessura de filme central h_c e a espessura mínima de filme h_0 na constricção da saída do contato. Imagem ilustrativa, não estando em escala, uma vez que a área de contato é significativamente menor que o raio de curvatura dos sólidos.	42
13	Curva de Stribeck ilustrando os diferentes regimes de lubrificação.	46
14	Geometria de contato (a) conforme e (b) não conforme, com exemplos de elementos mecânicos.	48
15	A baixa viscosidade dos isômeros C12: 5-propilnonano; 2,4-dimetildecano; 2-metil 5-etilnonano; 2,2,4,6,6-pentametil-heptano, PMH	53
16	A dependência de temperatura e pressão da viscosidade em baixo cisalhamento para dois fluidos modelo, (a) T9 óleo mineral; (b) esqualano. Os modelos em volume livre têm um bom ajuste aos dados medidos; A equação clássica de Roelands não mostra a mudança sigmoideal da viscosidade. . . .	54
17	a) Curva de fluxo reológico (tensão de cisalhamento versus taxa de cisalhamento aparente em uma escala log-log) para o óleo mineral naftênico LVI 260 medido com um reômetro Couette pressurizado medido. A curva mostra as transições de comportamento Newtoniano para os efeitos de shear-thinning e depois para a resposta independente da taxa (LSS).	57
18	a) – Curva de fluxo (tensão de cisalhamento versus taxa de cisalhamento) - resposta não-linear ao cisalhamento de um líquido comprimido com base em medidas de viscosímetros, (a) base linear; (b) base logarítmica. Linha sólida: isotérmica; linha tracejada: com aquecimento por cisalhamento . . .	58
19	Representação esquemática (a) do comportamento constitutivo e (b) da viscosidade efetiva de fluidos sob efeito de “shear-thinning”. Note que μ é a viscosidade de baixo cisalhamento (comportamento Newtoniano), enquanto η^* é a viscosidade de alto cisalhamento.	59
20	Influência do parâmetro a , n e τ_c sobre a viscosidade generalizada versus taxa de cisalhamento para o modelo de Carreau Yasuda. (para $a = 2$, Carreau-Yasuda = modelo Carreau)	61

21	Evidências de tensão cisalhante limite (LSS) através de medidas de tração (Óleo mineral de turbina Shell T9, realizado a $T = 313$ K e $u_e = 1,3$ m/s, para pressões de contato hertzianas de 0,75 a 3,0 GPa)	63
22	Dependências de pressão e temperatura da tensão de cisalhamento limite através de medidas de tração. (Óleo mineral de turbina Shell T9, $T = 293, 313$ e 353 K com pressão média de contato hertziana de até 2,0 GPa).	65
23	Determinação da dependência de pressão do <i>MSS</i> para o esqualano com base nas curvas de tração medidas em altas pressões de contato. (a) as curvas de tração medidas com uma máquina Disco x Disco a 5 m/s e 40 °C; (b) a função bilinear da tensão de cisalhamento média máxima versus a pressão média de contato).	67
24	Variação de G_∞ com pressão e temperatura para ftalato de di(2-etil-hexilo)	69
25	Dependência de pressão (a) e temperatura (b) da condutividade térmica do esqualano.	71
26	Mapa de tração para o lubrificante Santotrac 50, considerando amostras de roletes em aço rolamento, com $R' = 20mm$. Nesse mapa é possível definir o regime de tração do lubrificante, onde as coordenadas escolhidas para o mapa são pressão adimensional e um parâmetro que está intimamente relacionado com a espessura do filme. Dada a carga, velocidade e temperatura, as condições de funcionamento podem ser localizadas como um ponto no mapa. Os regimes são definidos por equações constitutivas, onde a partir das quais se podem prever as forças de tração	76
27	Esquema de um contato EHL com rolamento/deslizamento e os parâmetros de entrada essenciais para a modelagem do atrito no contato, englobando o comportamento não-Newtoniano e térmico do lubrificante	80
28	Domínio computacional e malha para diferenças finitas nos contatos elípticos em coordenadas não dimensionais (fora de escala) (a) domínio de pressão e tensão cisalhante local no plano <i>XOY</i> b) malha de domínio no plano <i>XOZ</i> .	82
29	Esquema de um problema de EHL térmico de contato pontual e as condições de contorno de temperatura.	84
30	O modelo de fluido visco-plástico utilizado no cálculo da tração EHL. A parte viscosa é não-linear e modelada por modelos de fluido reológico com cisalhamento não-Newtoniano.	88

31	Sequência de cálculos para obtenção do coeficiente de tração	92
32	Esquema ilustrando o equipamento USV com os principais componentes. 1 - servo motor CC; 2 - volante; 3 - embreagem eletromagnética; 4 - acoplamento flexível; 5 - aquecedores; 6 - Câmara de PTFE; 7 - rotor; 8 - estator; 9 - sensor de temperatura.	95
33	Equipamento Esfera-disco EHD2 com seus respectivos corpos de prova. Esquema com metodologia de medição da espessura de filme. Equipamento PCS Instruments London.	96
34	Vista esquemática lateral do equipamento MTM.	100
35	Esquema mostrando o contato entre os corpos de prova da MTM.	100
36	Esquema mostrando o equipamento MTM, amostras utilizadas, aplicação do lubrificante e contato entre esfera/disco.	101
37	Viscosidade dinâmica em função da taxa de cisalhamento para os lubrificantes: a) PAO6, b) TRA1, c) TRA2, d) TRM1, e) TRM2 e f) EN1.	106
38	Parâmetros de Carreau obtidos a partir da eq. de potência de Carreau-Yasuda: a) PAO6, b) TRA1, c) TRA2, d) EN1.	107
39	Valores experimentais e calculados de espessura de filme a 40 °C para os óleos PAO6 e óleo sintético TRA1 com 0,5 GPa de pressão máxima. Cálculos utilizando os modelos de Masjedi e Khonsari (M&K), e Hamrock e Dowson (H&D)	108
40	Curvas de tração para o lubrificante sintético base PAO6 obtidas no equipamento MTM. Resultados com 5, 10 e 28N nas temperaturas de a) 25 °C b) 40 °C c) 80 °C e d) 120 °C.	109
41	Curvas de tração para o lubrificante TRA1 obtidas no equipamento MTM. Resultados com 5, 10 e 28N nas temperaturas de a) 25 °C b) 40 °C c) 80 °C e d) 120 °C.	110
42	Curvas de tração para o lubrificante TRA2 obtidas no equipamento MTM. Resultados com 5, 10 e 28N nas temperaturas de a) 25 °C b) 40 °C c) 80 °C e d) 120 °C.	110

43	Curvas de tração para o lubrificante EN1 obtidas no equipamento MTM. Resultados com 5, 10 e 28N nas temperaturas de a) 25 °C b) 40 °C c) 80 °C e d) 120 °C.	111
44	Curvas de tração para o lubrificante TRM1 obtidas no equipamento MTM. Resultados com 5, 10 e 28N nas temperaturas de a) 25 °C b) 40 °C c) 80 °C e d) 120 °C.	111
45	Curvas de tração para o lubrificante TRM2 obtidas no equipamento MTM. Resultados com 5, 10 e 28N nas temperaturas de a) 25 °C b) 40 °C c) 80 °C e d) 120 °C.	112
46	Curvas de tração para o lubrificante sintético base PAO6 obtidas no equipamento MTM. Resultados com 5, 10 e 28 N nas temperaturas de a) 25 °C e b) 40 °C	115
47	Curvas de tração para o lubrificante comercial TRA1 obtidas no equipamento MTM. Resultados com 5, 10 e 28 N nas temperaturas de a) 25 °C e b) 40 °C	117
48	Variação da viscosidade dinâmica em função do peso molecular dos fluidos PAO, PDMS e PPMS	118
49	Curvas de tração para o lubrificante comercial TRA2 obtidas no equipamento MTM. Resultados com 5, 10 e 28 N nas temperaturas de a) 25 °C e b) 40 °C	119
50	Curvas de tração para o lubrificante comercial EN1 obtidas no equipamento MTM. Resultados com 5, 10 e 28 N nas temperaturas de a) 25 °C e b) 40 °C	119
51	Curvas de Stribeck para o lubrificante PAO6 obtidas no equipamento MTM. Resultados com 5, 10 e 28 N, temperaturas de 25 °C, 40 °C e 100 °C, com SRR's de 5, 10, 40, 60, 80 e 100 %. Três repetições para cada condição. f é o coeficiente de atrito e U_e a velocidade de rolamento	124
52	Curvas de Stribeck para o lubrificante TRA1 obtidas no equipamento MTM. Resultados com 5, 10 e 28 N, temperaturas de 25 °C, 40 °C e 100 °C, com SRR's de 5, 10, 40, 60, 80 e 100 %. Três repetições para cada condição. f é o coeficiente de atrito e U_e a velocidade de rolamento.	125

53	Curvas de Stribeck para o lubrificante TRA2 obtidas no equipamento MTM. Resultados com 5, 10 e 28 N, temperaturas de 25 °C, 40 °C e 100 °C, com SRR's de 5, 10, 40, 60, 80 e 100 %. Três repetições para cada condição	126
54	Curvas de Stribeck para o lubrificante EN1 obtidas no equipamento MTM. Resultados com 5, 10 e 28 N, temperaturas de 25 °C, 40 °C e 100 °C, com SRR's de 5, 10, 40, 60, 80 e 100 %. Três repetições para cada condição. f é o coeficiente de atrito e U_e a velocidade de rolamento.	127
55	Curvas de Stribeck para o lubrificante TRM1 obtidas no equipamento MTM. Resultados com 5, 10 e 28 N, temperaturas de 25 °C, 40 °C e 100 °C, com SRR's de 5, 10, 40, 60, 80 e 100 %. Três repetições para cada condição. f é o coeficiente de atrito e U_e a velocidade de rolamento.	128
56	Curvas de Stribeck para o lubrificante PAO6 obtidas no equipamento MTM. Resultados com 28 N, temperatura de 40 °C, com SRR's de a) 10, b) 60 e c) 100 %. Validação dos cálculos comparando os modelos de M&K e G&T (λ)	129
57	Curvas de Stribeck para o lubrificante PAO6 obtidas no equipamento MTM. Resultados com a) 10 N e <i>SRR</i> 10 % , b) 10 N e <i>SRR</i> 60 %, c) 10 N e <i>SRR</i> 100 % 10 N, d) 28 N e <i>SRR</i> 10 %, e) 28 N e <i>SRR</i> 60 % e f) 28 N e <i>SRR</i> 100 %. Validação dos cálculos comparando o modelo de contato de G&T e O&S com os dados experimentais	130
58	Curvas de Stribeck para o lubrificante TRA1 obtidas no equipamento MTM. Resultados com a) 10 N e <i>SRR</i> 10 % , b) 10 N e <i>SRR</i> 60 %, c) 10 N e <i>SRR</i> 100 % 10 N, d) 28 N e <i>SRR</i> 10 %, e) 28 N e <i>SRR</i> 60 % e f) 28 N e <i>SRR</i> 100 %. Validação dos cálculos comparando o modelo de contato de G&T e O&S com os dados experimentais	131
59	Curvas de Stribeck para o lubrificante TRA2 obtidas no equipamento MTM. Resultados com a) 10 N e <i>SRR</i> 10 % , b) 10 N e <i>SRR</i> 60 %, c) 10 N e <i>SRR</i> 100 % 10 N, d) 28 N e <i>SRR</i> 10 %, e) 28 N e <i>SRR</i> 60 % e f) 28 N e <i>SRR</i> 100 %. Validação dos cálculos comparando o modelo de contato de G&T e O&S com os dados experimentais	132

60	Curvas de Stribeck para o lubrificante EN1 obtidas no equipamento MTM. Resultados com a) 10 N e <i>SRR</i> 10 % , b) 10 N e <i>SRR</i> 60 %, c) 10 N e <i>SRR</i> 100 % 10 N, d) 28 N e <i>SRR</i> 10 %, e) 28 N e <i>SRR</i> 60 % e f) 28 N e <i>SRR</i> 100 %. Validação dos cálculos comparando o modelo de contato de G&T e O&S com os dados experimentais	133
----	--	-----

LISTA DE TABELAS

1	Modelos para tensão cisalhante limite	64
2	Constantes na expressão da condutividade térmica dependente da pressão para diferentes tipos de lubrificantes	73
3	Fluidos de referência e parâmetros reológicos, esqualano (SQL), poliglicol (PGLY) e Poliisopreno (PIP)	74
4	Diferenças entre EHL clássica e EHL quantitativa	79
5	Óleos lubrificantes testados: características, base e aplicações. As nomenclaturas foram criadas para facilitar a análise dos resultados	95
6	Geometria, superfície e propriedades das amostras testadas na EHD2	98
7	Viscosidade em baixo cisalhamento e coeficiente de piezo-viscosidade	99
8	Parâmetros operacionais utilizados nos testes na EHD-2	99
9	Propriedades das amostras testadas na MTM	102
10	Parâmetros operacionais utilizados nos testes na MTM para obtenção das curvas de Tração	103
11	Parâmetros operacionais utilizados nos testes na MTM para obtenção das curvas de Stribeck	103
12	Gravidade específica dos lubrificantes testados	104
13	Viscosidades dinâmicas dos lubrificantes testados extrapoladas a partir dos resultados da USV. Valores obtidos a partir dos ensaios na USV, com taxa de cisalhamento em torno de 10^{-3} s	105
14	Coefficientes Λ para determinação da tensão cisalhante limite LSS . Valores extraídos a partir da média de 3 repetições nos ensaios com 10 e 28N testados no equipamento MTM	113
15	Inclinação ψ para determinação da tensão cisalhante limite LSS . Valores extraídos a partir da média de 3 repetições nos ensaios com 10 e 28N testados no equipamento MTM	114

16	Compilação de modelos, equações e lubrificantes de referência para os cálculos de previsão do atrito	120
----	--	-----

LISTA DE ABREVIATURAS

CVT	Transmissão continuamente variável (Continuously Variable Transmission)
CCD	Charge-Coupled Device
DOP	Lubrificantes sintético representativo
EHL	Lubrificação Elasto-Hidrodinâmica
EHD	Contato Elasto-Hidrodinâmico
EOS	Equações de estado (Equation Of State)
FVA	Research Association for Drive Technology
GT	Modelo de contato de Greenwood and Tripp
GA	Algoritmo Genético
HL	Lubrificação Hidrodinâmica
HD	Modelo de espessura de filme de Hamrock-Dowson
LSS	Tensão cisalhante limite (Limitating Shear Stress)
MSS	Tensão cisalhante limite média (Mean Shear Stress)
MK	Modelo de espessura de filme de M. Masjedi e M.M. Khonsari
NEMD	Dinâmica molecular em não-equilíbrio (Non-Equilibrium Molecular Dynamics)
OS	Modelo de contato de Olver and Spikes
PAO	Polialfaolefina
PFPE	Èter polialquílico perfluorado
PVT	Relação de Pressão-Volume-Temperatura
PIP	cis-poliisopreno
SQL	Esquelano
PGLY	Poliglicol
PTFE	Politetrafluoretileno
SAE	Society of Automobile Engineers
TMP	Trioleato de trimetilolpropano
USV	Viscosímetro de alto cisalhamento (Ultra Shear Viscometer)
VisPT	Viscosidade-Pressão-Temperatura
VPC	Coefficiente de pressão-viscosidade
WLF	Williams-Landel-Ferr

LISTA DE SÍMBOLOS

a	m	Largura do contato de Hertz na direção y
a_c	-	Expoente da equação de Carreau
a_v	m ³ /K	Coefficiente de expansividade térmica
$a_{1,2}$	-	Constantes para cálculo da condutividade térmica
A_1	°C	Parâmetro de Yasutomi
A_2	GPa ⁻¹	Parâmetro de Yasutomi
b	m	Largura do contato de Hertz na direção x
B	-	Parâmetro de Doolittle
B_1	GPa ⁻¹	Parâmetro de Yasutomi
B_2	-	Parâmetro de Yasutomi
B_k	-	Parâmetro para cálculo da condutividade térmica
c	J/m ³ K	Inércia térmica
c_p	W/mK	Parâmetro para cálculo da condutividade térmica
$c_{1,2}$	J/(kgK)	Capacidade térmica dos sólidos
C_k	-	Parâmetro para o cálculo da condutividade térmica
C_1, C_2	-	Parâmetros do princípio de Williams-Landel-Ferr
D	-	Razão do raio equivalente
De	-	número Deborah
f	-	Coefficiente de tração / atrito
$E_{1,2}$	Pa	Módulo de elasticidade
E'	Pa	Módulo de elasticidade equivalente
f_{max}	-	Coefficiente de tração / atrito máximo da curva de tração
F	-	Expansão térmica relativa
F_f	N	Força de atrito
F_2	-	Integral elíptica do segundo tipo
g	m/s ²	Aceleração da gravidade
g_c	-	Parâmetro para cálculo de inércia térmica
G		Parâmetro do material para espessura de filme
G_∞	Pa	Módulo limitador de alta frequência de cisalhamento do lubrificante
$G_{\infty 0}$	Pa	Módulo limitador de alta frequência de cisalhamento do lubrificante em função de T
$G'_{\infty 0}$	Pa	Módulo limitador de alta frequência de cisalhamento do lubrificante em função de p
h_c	m	Espessura central de filme lubrificante
h_{min}	m	Espessura mínima de filme lubrificante
$k_{1,2}$	J/ms°C	Condutividade térmica dos sólidos 1 e 2
k_{oil}	J/ms°C	Condutividade térmica do lubrificante
k_0	W/(mK)	Constante para cálculo da condutividade térmica
k_e	-	Razão de elipticidade
$k_{s,s1,s2}$	J/ms°C	Condutividade térmica dos sólidos
K_0	Pa	Módulo de massa isotérmico da EoS de Tait a pressão = 0
K'_0	Pa	Taxa de variação de pressão do módulo de massa isotérmico a pressão = 0
K_{00}	Pa	Módulo de massa isotérmico da EoS de Tait a temperatura de zero absoluto
La	%	Fração de área de asperezas no contato EHD

L_T		Número de Brinkman ou parâmetro de carga térmica
n	-	Expoente de Carreau
p	Pa	pressão de contato
$p_{0,mean}$	Pa	pressão de contato máxima e média
p_c	Pa	Pressão crítica
Q_{comp}	W	Termo de geração de calor pela compressão
Q_{shear}	W	Termo de geração de calor pelo cisalhamento
R_0	-	Fração de volume ocupado em T_R e $p = 0$
$R_{x1,x2,y1,y2}$	m	Raio de curvatura dos sólidos nas direções x e y
$R_{x,y}$	m	Raio de curvatura equivalente nas direções x e y
R'	m	Raio de curvatura efetivo
$Rq_{1,2}$	m	Parâmetro de rugosidade Rq dos sólidos 1 e 2
s	-	Parâmetro adimensional de Roeland
SRR	%	Slide-to-Roll ratio (2x a taxa de escorregamento)
$t, t_{observado}$	s	Tempo de relaxamento
T	°C	Temperatura do ensaio
T_R	°C	Temperatura de referência para uso de propriedades reológicas do lubrificante
T_0	°C	Temperatura em condições de pressão = 0
$T_{s1,s2}$	°C	Temperatura dos sólidos = 0
U		Parâmetro de velocidade para espessura de filme
u_1	m/s	Velocidade tangencial na superfície do sólido 1
u_2	m/s	Velocidade tangencial na superfície do sólido 2
u_e	m/s	Entrainment velocity (velocidade de rolamento)
u_s	m/s	Sliding velocity (velocidade de deslizamento)
V	m ³	Volume em T e p
V_R	m ³	Volume em T_R e $p = 0$
V_{inf}	m ³	Volume ocupado
$V_{inf R}$	m ³	Volume ocupado em T_R e $p = 0$
w	N	Força normal
W		Parâmetro de carga para espessura de filme
w_{asp}	N	Parcela da força normal sustentada pelas asperezas
w_{lub}	N	Parcela da força normal sustentada pelo filme de lubrificante
z	-	Parâmetro adimensional de Roeland

α, α^*	-	Coefficiente de piezo-viscosidade, * efeito da temperatura
β	-	Coefficiente de Termo-viscosidade do lubrificante
$\dot{\gamma}_{x,y,z}$	$1/s^{-1}$	Taxa de cisalhamento nas direções x, y e z
$\dot{\gamma}_{el,visc}$	$1/s^{-1}$	Taxa de cisalhamento com elementos elásticos e viscosos
$\dot{\gamma}_e$	$1/s^{-1}$	Taxa de cisalhamento equivalente
ε_C	K^{-1}	Expansividade térmica do volume ocupado
η, η^*	Pa s	Viscosidade dinâmica em alto cisalhamento
η_R	Pa s	Viscosidade dinâmica em alto cisalhamento em T_R e $p = 0$
η_e	Pa s	Viscosidade dinâmica em alto cisalhamento em T_s e $p = 0$
λ	-	Tempo característico ou de relaxamento em um estado de referência
λ_{film}	-	Espessura específica de filme lubrificante
Λ	-	Coefficiente de pressão- <i>LSS</i> para cada pressão média
μ	Pa s	Viscosidade dinâmica em baixo cisalhamento
μ_0	Pa s	Viscosidade dinâmica em baixo cisalhamento (segundo patamar Newtoniano)
ρ	kg/m^3	Densidade do lubrificante
ρ_R	kg/m^3	Densidade de referência do lubrificante
$\rho_{1,2}$	kg/m^3	Densidade dos sólidos
σ	m	Desvio padrão das asperezas $\sqrt{Rq_1^2 + Rq_2^2}$
$\bar{\sigma}$	-	Parâmetro de rugosidade
$\tau_{x,y,z}$	Pa	Tensão cisalhante nas direções x, y e z
$\tau_{LSS,MSS}$	Pa	Tensão cisalhante limite
τ_{L0}	Pa	intercepção no eixo y da tensão de cisalhamento em $p = 0$
τ_c	Pa	Tensão cisalhante crítica
$\nu_{1,2}$	-	Coefficiente de Poisson
φ_T	-	Fator de correção térmica para espessura de filme
φ_{ST}	-	Fator para correção pelo cisalhamento na espessura de filme
χ_c	-	Parâmetro para cálculo de inércia térmica
ψ	-	Coefficiente de pressão- <i>LSS</i>

SUMÁRIO

1	Introdução	25
1.1	Perdas mecânicas e coeficiente de atrito	25
1.2	Modelos simplificados para o cálculo do atrito EHL	29
1.3	Objetivos	33
1.3.1	Objetivo principal	33
1.3.2	Objetivos específicos	33
2	Fundamentos da lubrificação elastohidrodinâmica (EHL)	34
2.1	Lubrificação Elasto-Hidrodinâmica (EHL)	34
2.2	Teoria do contato Hertziano	37
2.2.1	Cálculos de pressão e área de Hertz para um contato elíptico	39
2.2.2	Espessura de filme lubrificante	41
2.2.2.1	Equação de Hamrok e Dowson	42
2.2.2.2	Equação de Masjedi e Khonsari	43
2.2.2.3	Correção Térmica	45
2.2.2.4	Correção pelo cisalhamento	45
2.2.3	Regimes de lubrificação	46
2.3	Reologia de lubrificantes	48
2.3.1	Relação densidade-pressão-temperatura	49
2.3.1.1	Modelo de Dowson e Higginson	49
2.3.1.2	Modelo de Tait	50
2.3.1.3	Modelo de Murnaghan	52
2.3.2	Viscosidade em baixo cisalhamento	52
2.3.2.1	Relação viscosidade-pressão-temperatura	52

	A equações clássicas: Barus e Roelands	54
	Termo-piezoviscosidade - Volume-livre Doolittle	55
	Correlação melhorada da equação de Yasutomi	55
2.3.3	Viscosidade em alto cisalhamento	56
2.3.3.1	Curva de fluxo	56
2.3.3.2	O efeito “shear-thinning” no contato lubrificado	58
	A lei de potência de Carreau	60
2.3.3.3	Tensão cisalhante limite (<i>LSS</i>)	61
	Definição e evidências físicas	61
	Equações empíricas para <i>LSS</i>	63
	Obtenção experimental de τ_{LSS}	66
2.3.3.4	Comportamento viscoelástico dos fluidos lubrificantes no contato EHL	67
	O papel do módulo de cisalhamento	67
	O papel viscoelasticidade no atrito EHL	69
2.3.4	Propriedades térmicas	70
2.3.4.1	Condutividade térmica de amostras de aço SAE52100	70
2.3.4.2	Condutividade térmica dos lubrificantes	71
2.4	Referências de fluidos lubrificantes na lubrificação EHL	73
2.5	Diferentes abordagens na lubrificação EHL	75
2.5.1	Abordagem clássica	75
2.5.2	Abordagem quantitativa na lubrificação EHL	77
3	Metodologia para o cálculo da temperatura e do coeficiente de atrito	80
3.1	Lubrificação Termo-ElastoHidrodinâmica (TEHL)	81
3.1.1	Equação da energia para o filme lubrificante	81
3.1.2	Equação da energia para o sólido	84

3.1.3	Equação do fluxo de calor na interface sólido/lubrificante	85
3.1.4	Resumo das considerações em TEHL	85
3.2	Cálculo simplificado do coeficiente de atrito no contato EHL	86
3.2.1	Principais premissas	86
3.2.1.1	Cálculo de atrito isotérmico	87
3.2.1.2	Cálculo de atrito no regime misto de lubrificação	88
3.2.2	Método 2D não-newtoniano	90
3.2.2.1	Solução numérica	91
4	Metodologia experimental	94
4.1	Medidas de viscosidade em alto cisalhamento - “Ultra Shear Viscometer”(USV)	94
4.1.1	Princípio	94
4.1.2	Lubrificantes testados	95
4.2	Espessura de filme	96
4.2.1	Equipamento EHD2 e medição da espessura de filme	96
4.2.2	Materiais testados na EHD2	98
4.2.2.1	Esfera e disco	98
4.2.2.2	Lubrificante	98
4.2.3	Condições operacionais – EHD2	99
4.3	Ensaio para obtenção do coeficiente de tração	99
4.3.1	Equipamento Mini-Traction Machine - 2 (MTM2)	99
4.3.1.1	Materiais e lubrificantes testados	101
Material da esfera e do disco	101	
Lubrificante	102	
Condições operacionais	102	
5	Resultados	104

5.1	Introdução	104
5.1.1	Viscosidade e densidade em baixo cisalhamento	104
5.1.2	Resultados de viscosidade em alto cisalhamento - Ultra Shear Viscometer - USV	105
5.2	Espessura de filme	107
5.2.1	Resultados e validação do modelo semi-analítico	107
5.3	Ensaio na MTM - Tensão cisalhante limite e coeficiente de atrito	109
5.3.1	Obtenção dos coeficientes da tensão cisalhante limite - <i>LSS</i>	109
5.3.2	Verificação do modelo analítico: curvas de tração em 25 e 40 °C	114
5.3.3	Obtenção das curvas experimentais de Stribeck	120
5.3.4	Cálculo do coeficiente de atrito para um regime misto de lubrificação	122
6	Conclusões	134
7	Trabalhos futuros	137
	Referências	139

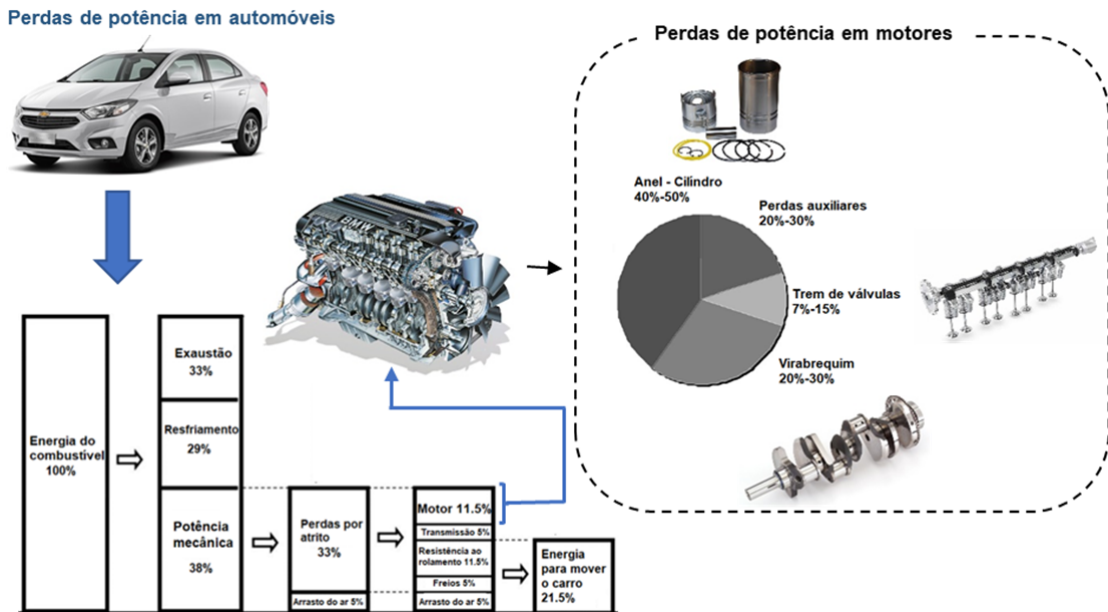
1 INTRODUÇÃO

1.1 Perdas mecânicas e coeficiente de atrito

A eficiência energética é uma questão de extrema importância em diversas áreas da engenharia, especialmente naquelas que envolvem sistemas de transmissão de potência. Elementos de máquinas como mancais de rolamentos, engrenagens e cames são componentes fundamentais nesses sistemas, e o atrito, lubrificação e desgaste desses elementos têm um impacto direto na eficiência energética e durabilidade dos sistemas como um todo. Na busca por soluções mais econômicas e sustentáveis, torna-se cada vez mais importante compreender e modelar os fenômenos tribológicos que afetam a eficiência energética e durabilidade desses elementos de máquinas. Neste contexto, existem várias maneiras de melhorar o desempenho energético dos elementos da máquina. Uma abordagem é melhorar o controle e precisão de materiais e processos de fabricação, o que envolve aumento de custos. Outra estratégia é aprimorar os sistemas de lubrificação e refrigeração para reduzir o atrito e aumentar a dissipação térmica, diminuindo ainda mais as perdas de energia. Por exemplo, em um automóvel de passeio, cerca de 11,5% da energia disponível da combustão é perdida devido ao atrito entre as partes móveis do motor, com destaque para os sub-sistemas anel-camisa, trem de válvulas e virabrequim (ver a Figura 1) (HOLMBERG; ANDERSSON; ERDEMIR, 2012; WONG; TUNG, 2016).

Além das perdas nos sub-sistemas do motor, cerca de 5% de perdas por atrito são dispendidas devido ao sistema de transmissão do veículo (ver Figura 1). Neste cenário, o desenvolvimento de pesquisas e tecnologias voltadas ao aumento da eficiência energética e durabilidade de transmissões automotivas (Figura 2) vem ganhando destaque nas últimas décadas devido às crescentes demandas de mercado e legislações voltadas à redução de gases poluentes e economia de combustível (HOLMBERG; ANDERSSON; ERDEMIR, 2012). A menor dissipação térmica proporcionada pelo aumento da eficiência de sistemas de transmissão também contribui para sua confiabilidade em termos de desgaste e falhas, uma vez que conduz a um aumento da vida útil do equipamento.

Figura 1 – Perdas mecânicas em automóveis movidos a gasolina, com destaque ao motor de combustão.

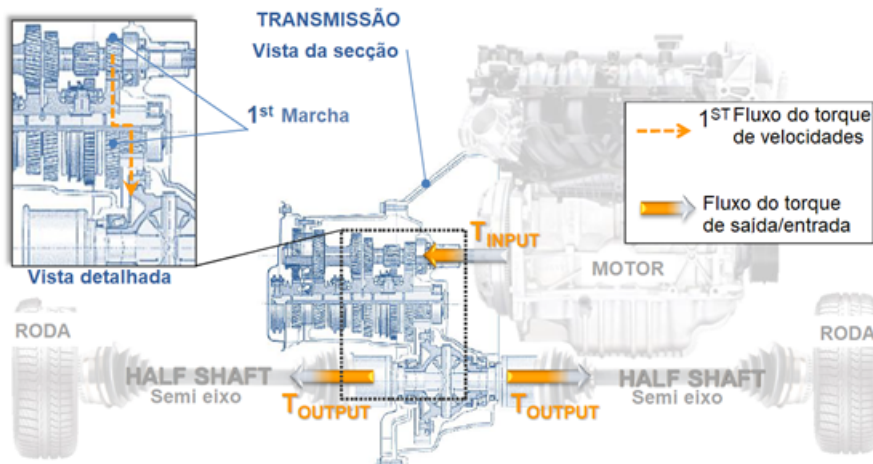


Fonte: Holmberg, Andersson e Erdemir (2012) e Wong e Tung (2016).

A Figura 2 ilustra o fluxo de torque proveniente do motor até a saída nos eixos dos pneus. Vale destacar que transmissões de potência não são restritas somente aos sistemas automotivos. Diversas configurações de turbinas eólicas, cuja aplicação está em ascensão, em particular no Brasil (ver Figura 3), utilizam sistemas de transmissão por engrenamento (FERNANDES et al., 2015a). Uma série de trabalhos publicados pelo grupo de tribologia da Universidade do Porto – Portugal demonstraram a influência do lubrificante na eficiência global de transmissões (FERNANDESS, 2015; FERNANDES et al., 2015a, 2015b, 2015c, 2015d).

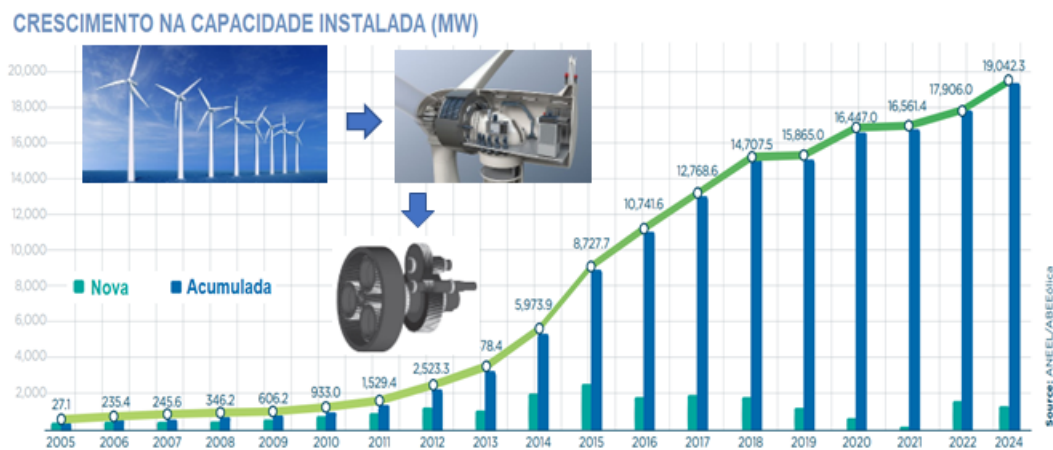
As caixas de transmissão também são subdivididas por elementos mecânicos móveis lubrificadas, como engrenagens, mancais de rolamentos e selos. É importante deixar claro que dependendo da caixa de transmissão e do sistema na qual elas são aplicadas, a significância de cada elemento sobre o desempenho total pode variar. As principais fontes de dissipação de energia em transmissões mecânicas são categorizadas conforme ilustrado na Figura 4 (HOEHN; MICHAELIS; HINTERSTOIBER, 2009), sendo que esta divisão foi levantada para caixas de turbinas eólicas, mas devido às semelhanças dos elementos constituintes de sistemas de transmissão automotivos, uma analogia da distribuição das perdas pode ser levantada. As perdas são aproximadas da seguinte forma (FERNANDES et al., 2015a):

Figura 2 – Transmissão manual de veículo com interfaces e o fluxo de torque quando a 1ª marcha é engatada.



Fonte: Rego (2016).

Figura 3 – Crescimento na capacidade instalada de energia eólica no Brasil

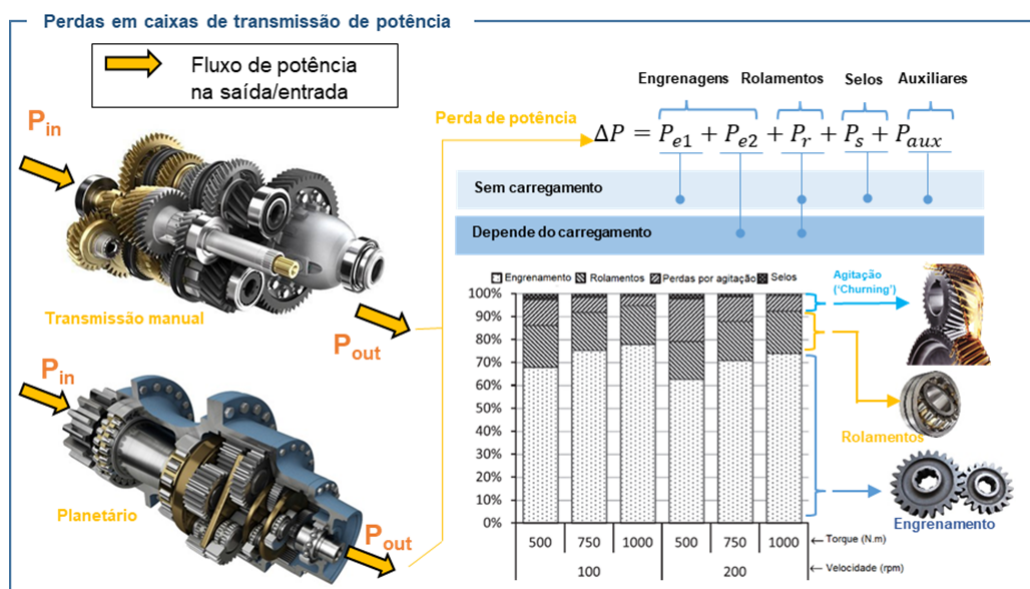


Fonte: Association (2020).

- Perdas nas engrenagens: perdas devido ao atrito no contato entre os dentes engrenados (“meshing loss”) além das perdas associadas ao arrasto das engrenagens devido à sua imersão em óleo (“churning loss”) e ar (“windage loss”) internos à caixa de transmissão.
- Perdas nos mancais e selos mecânicos: perdas devido ao atrito nos mancais de rolamentos/rolos e selos mecânicos responsáveis pela vedação da caixa de transmissão.
- Perdas em componentes auxiliares: perdas por atrito nas demais partes móveis da transmissão, com destaque ao sincronizador no caso de transmissões automotivas manuais.

Dentre as perdas citadas, algumas são independentes do carregamento, como o arrasto das engrenagens imersas em óleo/ar, bem como o atrito nos rolamentos e selos mecânicos (ver Figura 4). Por outro lado, as perdas dependentes do carregamento estão relacionadas ao atrito no contato lubrificado dos dentes engrenados, que ocorre devido ao carregamento localizado resultante do torque transmitido. Por isso, o desenvolvimento de modelos matemáticos que permitam avaliar com precisão o coeficiente de atrito, as pressões de contato e a espessura do filme lubrificante nos contatos é uma área de crescente interesse para o mercado de energia limpa.

Figura 4 – Exemplo da distribuição das perdas mecânicas em transmissões mecânicas e, caixas multiplicadoras de turbinas eólicas. P_{e1} e P_{e2} são perdas de potência no engrenamento sem e com dependência do carregamento; P_r são perdas devido aos rolamentos; P_s são perdas devidos aos selamentos e P_{aux} são perdas auxiliares. Exemplo da distribuição relativa de perdas de energia em função das condições operacionais para óleo de turbina. Analogia das perdas mecânicas em turbinas com transmissões manuais automotivas.



Fonte: Hoehn, Michaelis e Hinterstoißer (2009) e Marques et al. (2014).

Embora a complexidade dos sistemas mecânicos mencionados seja evidente devido à grande quantidade de componentes e suas particularidades, é exatamente essa complexidade que motiva o trabalho em questão. A motivação principal é aproveitar as semelhanças existentes entre alguns componentes, como o fato de serem contatos lubrificados do tipo não-conforme, e agregar modelos analíticos simplificados de mecânica do contato, lubrificação e reologia para desenvolver um modelo semi-analítico simplificado para contatos com lubrificação elastohidrodinâmica (EHL). Esse modelo seria capaz de calcular, de forma robusta e computacionalmente eficiente, valores aproximados de espessura de filme e coeficiente de atrito com base em dados de geometria, material e lubrificante. O desenvolvimento de um modelo semi-analítico com essas características permitiria a

rápida estimativa da espessura de filme e do coeficiente de atrito em contatos EHL não-conformes, proporcionando assim agilidade na seleção de lubrificantes e/ou alteração da geometria de contato durante o projeto de componentes.

No próximo item, serão apresentados os principais modelos encontrados na literatura que utilizam uma abordagem analítica para o cálculo do coeficiente de atrito em contatos EHL. Além disso, serão descritas as principais diferenças, vantagens e limitações entre esses modelos, destacando as principais contribuições desta tese em relação aos modelos existentes.

1.2 Modelos simplificados para o cálculo do atrito EHL

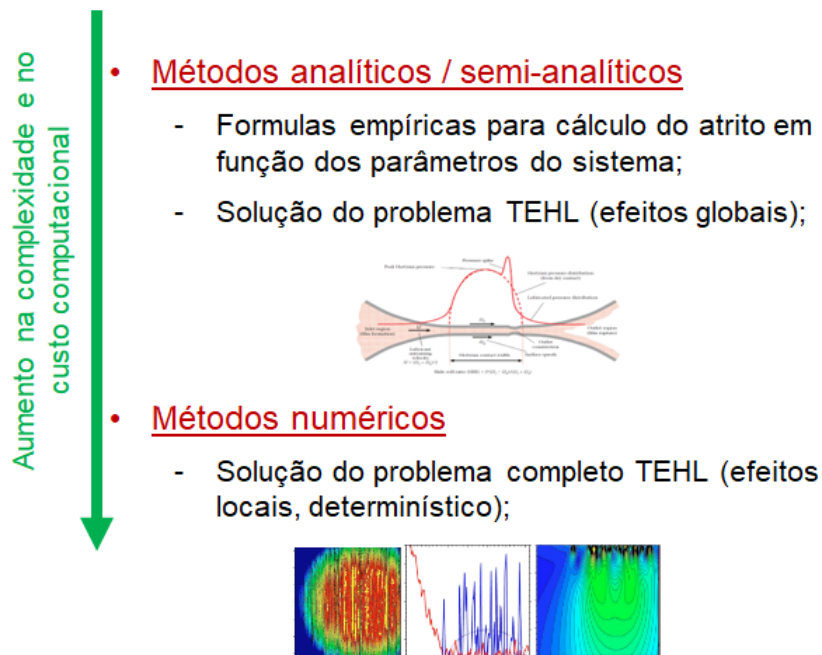
Como discutido no capítulo anterior, a previsão da espessura de filme e do coeficiente de atrito em contatos com lubrificação elastohidrodinâmica (EHL) pode ser uma ferramenta poderosa e prática para projetos de elementos de máquina. Embora a abordagem experimental seja a mais confiável para investigar os comportamentos tribológicos, ela pode não ser eficaz ao lidar com um grande número de variáveis de projeto de um produto/componente (BI; MUELLER; ZHANG, 2021). Por essa razão, várias abordagens teóricas foram desenvolvidas, incluindo modelos experimentais, numéricos (estatísticos e determinísticos) e analíticos (ou semi-analíticos). Essas abordagens levam em consideração as propriedades das superfícies, dos materiais e do lubrificante no contato EHL para calcular o coeficiente de atrito.

Dentre os tipos de modelos teóricos citados, a escolha do mais adequado para cada projeto está diretamente ligada à sua aplicação (BI; MUELLER; ZHANG, 2021). Um fator chave a ser considerado é o custo computacional associado à modelagem (ver Figura 5). Especialmente em modelos numéricos, a obtenção de resultados pode demandar um tempo computacional significativo. Por outro lado, os modelos analíticos ou semi-analíticos possuem um custo computacional consideravelmente mais reduzido, sendo mais adequados para aplicações que demandam rápidas estimativas de desempenho com acurácia moderada. A simplicidade dos modelos semi-analíticos torna-os acessíveis a um público amplo (eng. de desenvolvimento de produto, pesquisadores da indústria e pesquisadores acadêmicos), o que é importante na comunicação dos resultados para pessoas que não são especialistas na área. Além disso, modelos analíticos também são apropriados para serem adotados em documentos normativos.

Na literatura especializada, encontramos diversos modelos analíticos e semi-analíticos para abordar o fenômeno da lubrificação EHL clássica, como exemplificado pelo estudo conduzido por Olver e Spikes (1998). Este modelo em particular oferece a capacidade de calcular o coeficiente de atrito em situações de contato não-conforme, ao empregar valores médios de pressão, viscosidade e cisalhamento extrapolados para todo o contexto da lubrificação EHL.

No entanto, algumas restrições limitam a sua aplicabilidade. Isso inclui uma simplificação do comportamento não-Newtoniano do lubrificante no contato, modelado pelo fluxo viscoso de Eyring, que é comumente observado em muitas aplicações envolvendo elementos de máquinas (HABCHI, 2018). Além disso, o modelo assume que a viscosidade varia apenas de forma exponencial com a pressão, restringindo sua aplicação a pressões inferiores a 0,5 GPa (BAIR, 2007). Também é importante notar que o modelo presume que o fluido é incompressível e que a condutividade térmica do lubrificante permanece constante em relação à temperatura e pressão.

Figura 5 – Custo computacional e complexidade da modelagem associada ao tipo de abordagem teórica



Fonte: Autor (2023)

Os estudos conduzidos por Otero et al. (2011) e Otero et al. (2022) adotam uma abordagem semelhante àquela proposta por Olver e Spikes (1998). Ambos utilizam valores médios para a análise do Efeito Elasto-Hidrodinâmico (EHL), integrando-o a partir do campo de pressão de Hertz. No entanto, é importante notar que esse modelo leva em consideração o efeito do cisalhamento na espessura do filme, especialmente na região de

entrada, e a influência da viscosidade do fluido de contato, utilizando a relação de Carreau. Embora essas melhorias ampliem a faixa de aplicação do modelo, é importante ressaltar que algumas limitações anteriores ainda persistem, como a modelagem da viscosidade em relação à pressão por meio da equação de Barus/Roelands (que segue uma relação exponencial), a consideração da incompressibilidade do fluido e a suposição de condutividade térmica constante.

De acordo com Bair (2019), os modelos de mencionados acima podem ser considerados como pertencentes à categoria de lubrificação elastohidrodinâmica clássica (EHL clássica), apesar de suas limitações. No entanto, abordagens mais quantitativas foram propostas em trabalhos como os de Bair e Winer (1979) e Bair, McCabe e Cummings (2002), que incorporam a compressibilidade e a piezoviscosidade por meio de equações de estado. Essa abordagem baseia-se na quantificação das propriedades reológicas e de estado de lubrificantes de referência, como o esquelano, utilizando viscosímetros de alta pressão e cisalhamento. Embora essa abordagem seja altamente precisa (HABCHI, 2018), ainda apresenta algumas limitações. Além de não considerar o aumento da temperatura no contato, a grande quantidade de fatores e constantes envolvidas depende essencialmente de cada lubrificante, o que significa que seria necessário determiná-las para diferentes lubrificantes. Esse processo pode ser demorado e oneroso.

Recentemente, Liu et al. (2020) desenvolveram um modelo (semi-analítico) mais abrangente e preciso para o cálculo do coeficiente de atrito em contatos EHL. O modelo unifica os conceitos apresentados por trabalhos anteriores (OLVER; SPIKES, 1998; BAIR; WINER, 1979; BAIR; MCCABE; CUMMINGS, 2002; OTERO et al., 2022), incorporando uma série de variáveis que incluem a variação na condutividade térmica do lubrificante com a pressão, as variações nas propriedades do lubrificante ao longo da espessura do filme e a mudança na taxa de cisalhamento associada ao campo de temperatura, calculado numericamente pela equação da energia simplificada. As principais diferenças entre os modelos semi-analíticos acima descritos podem ser observadas no esquema da Figura 6.

Apesar das melhorias em relação aos trabalhos de Bair e Winer (1979) e Bair, McCabe e Cummings (2002), o modelo proposto por Liu et al. (2020) apresenta algumas limitações importantes a serem consideradas ao aplicá-lo em diferentes regimes de lubrificação e para diferentes lubrificantes. Por exemplo, ele só pode ser aplicado a um fluido de referência com pressões de contato elevadas (acima de 1 GPa) e baixas taxas de escorregamento entre os sólidos (menos de 10%), além de considerar um regime de lubrificação em que as superfícies são totalmente separadas pelo filme de lubrificante.

Figura 6 – Hipóteses abordadas pelos principais modelos de cálculo analítico e semi-analítico do coeficiente de atrito nos contatos EHL. EoS = Equações de Estado (“Equation of State”).

	Reologia		Densidade		Piezoviscosidade		Condutividade térmica		Tensão cisalhante no contato		Temperatura	
	Newtoniano	Não-newtoniano	Compressível	Incompressível	Roeland / Barus	EOS	Constante	Varia com pressão	Constante	Varia	Global	Campo
Olver e Spikes (1998)		✓		✓	✓		✓		✓		✓	
Otero et al. (2022, 2011)		✓		✓	✓		✓		✓		✓	
Bair e Winer (1979) Bair e McCabe (2002)		✓	✓			✓	✓		✓		✓	
Liu (2020)		✓	✓			✓		✓		✓		✓

Fonte: Autor (2023)

Neste contexto, esta tese apresenta uma abordagem semi-analítica para a determinação do coeficiente de atrito em contatos Elasto-Hidrodinâmicos (EHL), inspirada pelo estudo de Liu et al. (2020). A presente proposta visa estender a aplicabilidade do modelo, permitindo sua utilização em cenários que não foram abordados no trabalho de Liu (2020). Isso inclui a consideração de diferentes tipos de lubrificantes, incluindo lubrificantes comerciais, bem como a análise em condições de baixas pressões de contato (inferiores a 1 GPa) e elevados valores de escorregamento (SRR superior a 10%).

Adicionalmente, a nossa abordagem será estendida para acomodar situações de lubrificação mista, nas quais uma parte da carga é sustentada pelas asperezas superficiais dos materiais sólidos. As principais divergências em relação ao trabalho de Liu et al. (2020) são detalhadas na Figura 7.

Figura 7 – Diferenças na abordagem deste trabalho de tese em relação ao modelo analítico de Liu et al. (2020)

	Pressão de contato		Lubrificante		Regime de lubrificação		Ensaio para obtenção de parâmetros				
	> 0,5 GPa	> 1,2 GPa	Referência (esquelano)	Comercial	Misto	Filme completo	Tribômetros	Reômetro com baixa pressão	Reômetro com alta pressão	Densidade com alta pressão	Cond. Térmica com pressão
Liu (2020)		✓	✓			✓	✓	✓	✓	✓	✓
Tese	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓			

Fonte: Autor (2023)

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo principal

O objetivo deste doutorado é desenvolver um modelo semi-analítico para cálculo integrado das pressões de contato, espessura de filme lubrificante e coeficiente de atrito em contatos elastohidrodinâmicos não-conformes. O modelo poderá servir de base para a determinação rápida e com acurácia moderada (erro $< 20\%$) da eficiência em elementos mecânicos, como por exemplo engrenagens, mancais de elementos rolantes e sistemas came-tucho.

1.3.2 Objetivos específicos

- Desenvolver um modelo simplificado para determinação do coeficiente de atrito em contato EHL para diferentes lubrificantes comerciais, incluindo lubrificantes de motores e de transmissões automotivas manual e automática;
- Estender o modelo proposto para incluir o regime misto de lubrificação.
- Validar o modelo semi-analítico proposto a partir de dados experimentais.

2 FUNDAMENTOS DA LUBRIFICAÇÃO ELASTOHIDRODINÂMICA (EHL)

Neste capítulo, serão discutidos os conceitos fundamentais de lubrificação e reologia aplicados ao contato EHL, juntamente com os modelos disponíveis que explicam o comportamento físico do lubrificante no contato. Diversos fatores físicos podem afetar o coeficiente de tração ou atrito em contatos lubrificados, tais como o aumento da temperatura, a deformação elástica dos materiais, e as dimensões e geometria das amostras dos sólidos em contato. Quando se trata de contatos com lubrificação EHL com filme completo, as propriedades reológicas dos lubrificantes dominam o atrito, já que o filme fluido comprimido entre os sólidos suporta quase toda a pressão de contato. Aqui, abordaremos o entendimento atual sobre o comportamento não-Newtoniano de um fluido comprimido, incluindo a curva de fluxo e modelos de fluido, como “shear-thinning”, tensão de cisalhamento limite e comportamento viscoelástico.

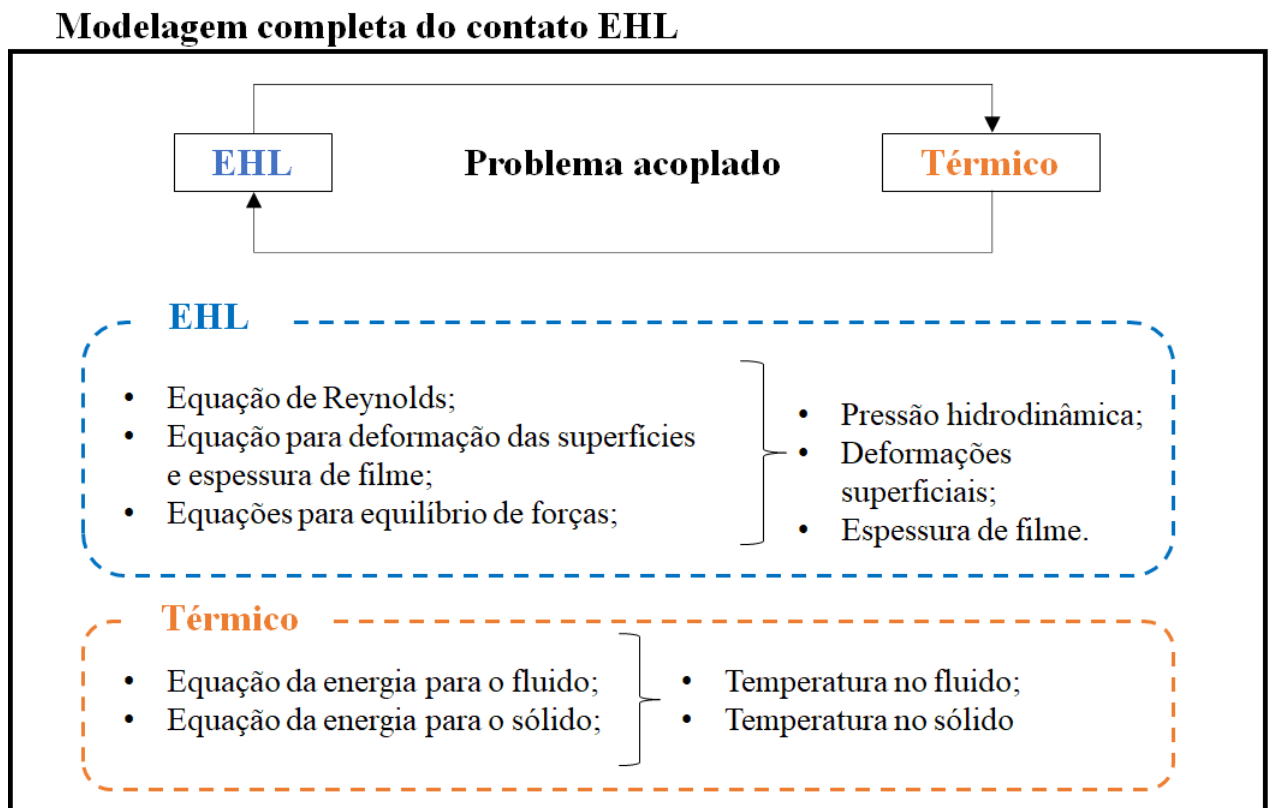
2.1 Lubrificação Elasto-Hidrodinâmica (EHL)

Na metade do século XX, os mecanismos relacionados à lubrificação EHL foram corretamente identificados, uma vez que os modelos hidrodinâmicos (HL) não conseguiam prever condições de operação seguras para alguns elementos mecânicos (HAMROCK; SCHMID; JACOBSON, 2004), sem explicar a ausência de desgaste com espessuras de filme menores que os valores de rugosidade. O entendimento inicial desse fenômeno ocorreu quando se considerou o efeito da pressão no fluido, tanto em termos de deformação elástica dos sólidos quanto nas mudanças das propriedades reológicas do lubrificante. A lubrificação elastohidrodinâmica (EHL) é de grande interesse em razão da sua ocorrência em diversos elementos mecânicos. No entanto, a lubrificação EHL é complexa, envolvendo diversas variáveis que são significativamente alteradas devido às altas pressões no contato e às altas taxas de cisalhamento no contato (BAIR, 2007).

O problema do contato EHL (Elástico-Hidrodinâmico) e Thermo EHL (Elástico-

Hidrodinâmico-Térmico) refere-se geralmente ao estudo da lubrificação entre superfícies sólidas não-conformes, levando em consideração os efeitos elásticos, hidrodinâmicos e térmicos, conforme esquematizado na Figura 8. O contato EHL envolve a formação de uma película de lubrificante entre as superfícies sólidas em contato, que é sustentada por uma pressão hidrodinâmica gerada pelo movimento das superfícies. Os efeitos elásticos são considerados quando as superfícies deformam-se sob a ação da pressão do fluido. O contato Termo EHL (TEHL) adiciona a consideração dos efeitos térmicos, levando em conta a geração de calor devido ao atrito.

Figura 8 – Esquema do problema completo do contato EHL



Fonte: Autor (2023)

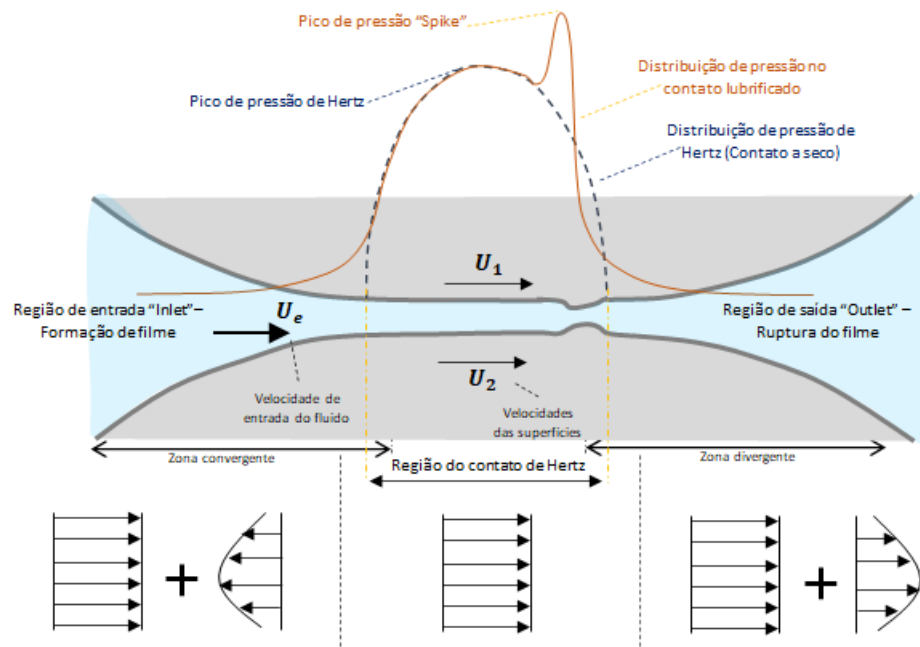
Para modelar matematicamente esse problema, são utilizadas as equações de Reynolds generalizada e a equação da energia para o filme lubrificante; as equações que relacionam as propriedades do lubrificante com a pressão, temperatura e taxa de cisalhamento; e finalmente as equações para o cálculo das deformações e transferência de calor nos sólidos em contato. O acoplamento dessas equações é necessário porque as propriedades do lubrificante são afetadas pela pressão e temperatura, que, por sua vez, são influenciadas pelas deformações nas superfícies sólidas e pela transferência de calor. Portanto, todas essas equações estão inter-relacionadas e precisam ser resolvidas simultaneamente para

obter uma descrição precisa do comportamento do sistema EHL. Resolver o problema EHL de forma isolada é difícil devido à complexidade das equações e ao acoplamento entre elas. É comum usar métodos numéricos, como o Método dos Elementos Finitos (FEM) ou o Método das Diferenças Finitas (FDM), para resolver essas equações acopladas de forma eficiente. Essas abordagens permitem modelar o comportamento do sistema EHL considerando todas as interações entre as variáveis relevantes. Portanto, resolver o problema EHL isoladamente é desafiador e geralmente requer o uso de software de simulação especializado e recursos computacionais significativos (HABCHI, 2018).

Em modelos analíticos ou semi-analíticos, entretanto, o problema completo descrito acima e esquematizado na Figura 8 não é resolvido integralmente, sendo utilizados apenas equações pre estabelecidas para o cálculo da espessura de filme e pressão no contato. Para este cálculo simplificado de pressão, aplica-se a hipótese de que a distribuição de pressões resultante da presença do lubrificante para carregamentos elevados/moderados não é significativamente diferente da obtida em condições elasto-estáticas em que a teoria de Hertz se aplica (ver ilustrado na Figura 9) (STACHOWIAK; BATCHELOR, 2013).

Figura 9 – Contato elastohidrodinâmico e diferenças no fluxo de fluido nas zonas de contato.

Zona convergente fluxos de Couette + Poiseuille com sentidos opostos; Zona de contato predominante fluxo de Couette; Zona divergente Fluxos de Couette + Poiseuille com mesmo sentidos. Condição de rolamento puro ($u_1 = u_2$).



Fonte: Autor (2023)

Para condições de carregamentos elevados/moderados, a Figura 9 mostra as diferenças mais significativas entre os campos de pressões EHD e Hertziano, uma vez que, nos elementos de máquina que possuem contato EHL, as pressões hidrodinâmicas desenvolvidas

na interface atingem valores extremamente elevados, geralmente na faixa de 1 – 4 GPa, que é da mesma ordem de grandeza das pressões de contato de Hertz (HAMROCK; SCHMID; JACOBSON, 2004; STACHOWIAK; BATCHELOR, 2013). Em primeiro lugar, na zona do “inlet”, a pressão EHD cresce suavemente e rapidamente se aproxima da zona de alta pressão de Hertz, enquanto a pressão Hertziana começa abruptamente com gradientes muito elevados. Em segundo lugar, na zona divergente do contato, a pressão Hertziana decresce até zero de forma contínua e inversa ao convergente, enquanto o campo de pressões EHD apresenta um pico acentuado de pressão, seguido de uma queda abrupta para quase zero na saída do contato.

O fluxo no contato EHL é uma combinação de um fluxo de Poiseuille e um fluxo de Couette (ver ilustrado na Figura 9). O fluxo de Poiseuille possui um perfil parabólico, movido pela diferença de pressão entre os dois lados do escoamento, com a velocidade máxima concentrada na camada central do escoamento. Por outro lado, o fluxo de Couette é movido pela diferença de velocidade das superfícies, com um perfil linear.

Conforme mencionado anteriormente, uma abordagem simplificada para descrever o problema do contato EHL é considerar um campo de pressão semelhante ao campo de pressão de Hertz. Na seção seguinte, serão apresentados os principais conceitos da teoria do contato Hertziano.

2.2 Teoria do contato Hertziano

A teoria de Hertz é fundamental para entender o contato entre duas superfícies sólidas deformáveis e é um precursor essencial para se aprofundar no problema do contato EHL (Elástico-Hidrodinâmico).

Ao estudar o contato entre superfícies sólidas, a teoria de Hertz descreve a distribuição de pressão e deformação elástica resultante da aplicação de uma carga externa. Essa teoria é baseada em suposições simplificadas, como a consideração de superfícies perfeitamente lisas e elásticas, ignorando a influência do lubrificante.

A compreensão da teoria de Hertz é importante para estabelecer as bases do contato sólido e entender os fenômenos que ocorrem nessa etapa inicial. Ao analisar o contato elástico, é possível determinar parâmetros importantes, como a área de contato, a distribuição de pressão e a deformação das superfícies.

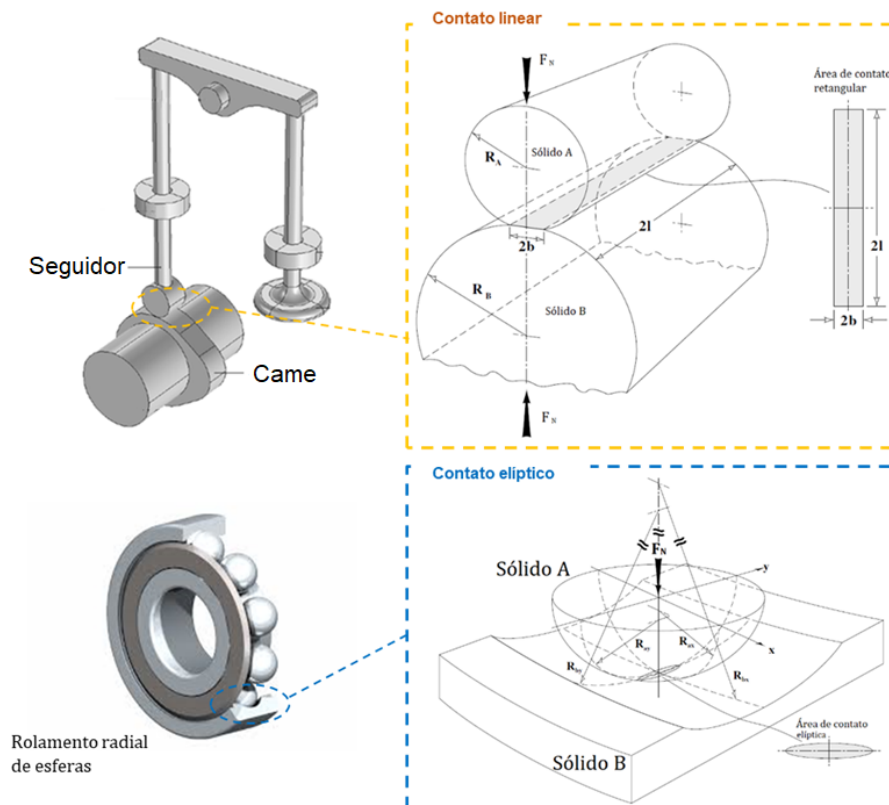
Uma vez que a teoria de Hertz tenha sido estabelecida, é possível avançar para o estudo do problema EHL. O contato EHL considera a presença de um filme lubrificante entre

as superfícies sólidas em contato, onde os efeitos hidrodinâmicos, elásticos e térmicos são levados em conta. Esses efeitos adicionais são cruciais para compreender o comportamento do lubrificante e seu papel na redução do desgaste e da fricção.

Ao apresentar a teoria de Hertz antes de abordar o problema EHL, é possível estabelecer uma base sólida de compreensão dos fundamentos do contato sólido e da distribuição de pressão. Essa base é essencial para identificar os desafios e as limitações da teoria de Hertz e, posteriormente, incorporar os efeitos hidrodinâmicos, elásticos e térmicos no estudo do contato EHL.

A teoria do contato estático Hertziano é fundamental para a EHL, pois a espessura do filme EHL é menor do que as deformações elásticas das superfícies na direção normal e muito menor do que a metade da largura da zona de contato hertziana. Quando dois sólidos elásticos de revolução entram em contato, inicialmente o contato é restrito a um ponto ou uma linha. À medida que são pressionados por uma força normal, os corpos se deformam na vizinhança da região de contato, gerando uma pequena área cujas dimensões geométricas são significativamente menores do que as dimensões dos corpos (JOHNSON, 1985). A Figura 10 mostra exemplos de contatos linear e elíptico.

Figura 10 – Exemplos de mecânica do contato aplicado a elementos mecânicos. Aproximação de contato linear para o sistema came-seguidor e contato elíptico para rolamentos de esfera.



Fonte: Adaptado de Stachowiak e Batchelor (2013)

O problema de contato entre dois sólidos elásticos foi modelado por Hertz (1882). Para resolver esse problema, Hertz estabeleceu algumas hipóteses que incluem: i) os materiais de contato são sólidos homogêneos, isotrópicos e lineares elásticos de acordo com a lei de Hooke; ii) os corpos em contato são sólidos de revolução, suas superfícies são contínuas e seus raios principais de curvatura na vizinhança do ponto inicial de contato são conhecidos; e iii) a carga aplicada é puramente normal e as superfícies não estão sujeitas a qualquer tensão cisalhante (contato sem atrito).

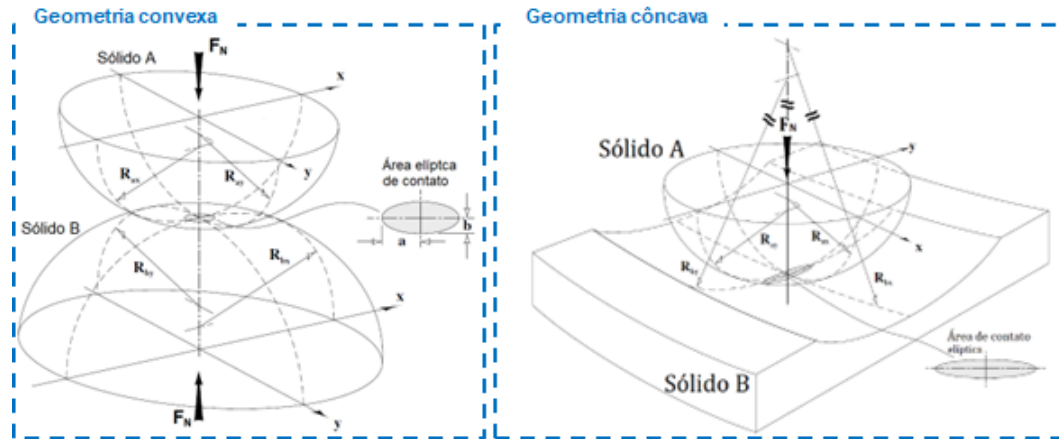
Com o objetivo de avaliar os deslocamentos no contato, Hertz considerou os sólidos em contato como semi-espacos elásticos, submetidos a uma carga normal aplicada sobre uma pequena área elíptica. Essa simplificação implica em duas hipóteses adicionais que devem ser satisfeitas: iv) as dimensões da área de contato são muito pequenas quando comparadas com as dimensões de cada sólido em contato; e v) as dimensões da área de contato devem ser muito pequenas comparadas aos raios de curvatura (JOHNSON, 1985).

A hipótese iv) é essencial para garantir que os sólidos se assemelhem a um semi-espaço elástico, de forma que a pressão de contato não é influenciada pela presença de bordas ao longo da área de contato. A última hipótese garante que as superfícies dos sólidos fora da área de contato sejam similares ao plano de superfície do semi-espaço elástico.

2.2.1 Cálculos de pressão e área de Hertz para um contato elíptico

A curvatura dos corpos vai definir a forma da área de contato. Por exemplo, contatos circulares ocorrem entre duas esferas ou uma esfera e um plano, contatos de linha ou retangulares ocorrem entre dois cilindros paralelos e contatos elípticos, que são substancialmente mais encontrados em muitas aplicações práticas de engenharia, ocorrem quando dois cilindros são cruzados ou uma esfera em movimento está em contato com a pista interna de um rolamento. A curvatura dos corpos pode ser convexa, plana ou côncava em relação ao plano central do contato. É definido por convenção que superfícies convexas possuem uma “curvatura positiva” e superfícies côncavas possuem uma “curvatura negativa” (HAMROCK; DOWSON; TALLIAN, 1982). A regra geral a seguir pode ser aplicada para distinguir essas superfícies: se o centro da curvatura estiver dentro do sólido, a curvatura será positiva; se estiver fora do sólido, a curvatura será negativa. Essa distinção é crítica na definição do parâmetro que caracteriza a geometria de contato, conhecido como raio de curvatura equivalente (STACHOWIAK; BATCHELOR, 2005). Os dois casos gerais de contato elíptico são mostrados na Figura 11.

Figura 11 – Geometria de dois corpos elásticos com superfícies côncavas e convexas em contato.



Fonte: Adaptado de Stachowiak e Batchelor (2013)

O raio equivalente (-côncavo e + convexo) pode ser calculado por:

$$\frac{1}{R_x} = \frac{1}{R_{x1}} + \frac{1}{R_{x2}} \quad (2.1)$$

$$\frac{1}{R_y} = \frac{1}{R_{y1}} + \frac{1}{R_{y2}} \quad (2.2)$$

$$\frac{1}{R'} = \frac{1}{R_x} + \frac{1}{R_y} \quad (2.3)$$

O módulo de Young equivalente das duas superfícies em contato (E') é definido por:

$$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \quad (2.4)$$

A máxima pressão de Hertz, p_0 , é dada por:

$$p_0 = \frac{3}{2} \frac{w}{\pi ab} \quad (2.5)$$

com

$$a = \left(\frac{6k_e^2 F_2 R w}{\pi E'} \right)^{1/3} \quad (2.6)$$

$$b = \frac{a}{k_e} \quad (2.7)$$

onde a e b são semi eixos da elipse de contato nas direções transversal e de movimento, respectivamente; k_e é a razão de elipticidade. Existem várias fórmulas empíricas disponíveis para descrever as relações entre k_e e F_2 em função do raio efetivo R' . Neste caso, serão utilizadas as equações propostas por Markho (1987), as quais são as seguintes:

$$k_e = D^{0,6268}[1 + 0,0632 \sin(0,6315 \ln D)] \quad (2.8)$$

$$F_2 = [1 + (\frac{\pi}{2} - 1)D^{-1,0238}][1 + 0,0486D^{-1,3358}(\ln D)^{1,0997}] \quad (2.9)$$

onde F_2 é a integral elíptica de segundo tipo, D a proporção do raio de curvatura reduzido e w a força normal

Destaca-se a utilização do parâmetro k_e nos cálculos para contato pontual, denominado parâmetro de elipsidade, que relaciona o comprimento e a largura da área de contato hertziana, dependente apenas das curvaturas das superfícies em contato.

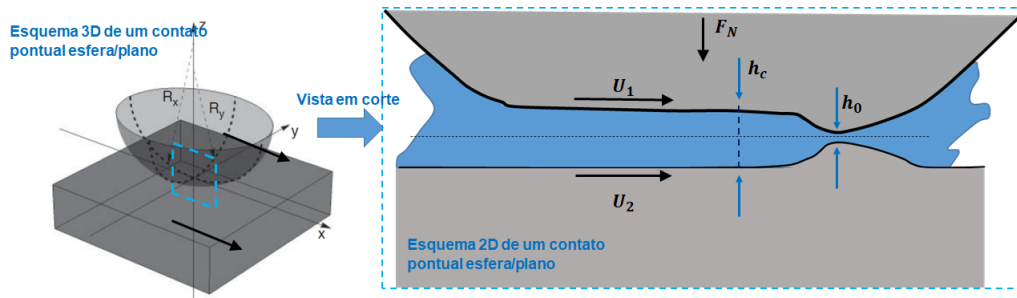
2.2.2 Espessura de filme lubrificante

Uma segunda hipótese para modelos simplificados de cálculo do coeficiente de atrito em contatos EHL, consiste em determinar de forma analítica a espessura do filme lubrificante, através de equações pré estabelecidas. Pela Figura 9 é possível identificar as diferenças do perfil de escoamento do fluido lubrificante no contato elastohidrodinâmico nas diferentes zonas do contato. Para o problema EHL, devido às condições de continuidade, o fluxo total deve ser o mesmo em todas as posições. Para manter a continuidade do fluxo, uma constrição e um aumento abrupto da pressão são necessários para neutralizar o aumento no fluxo que de outra forma ocorreria na saída com o gradiente de pressão acentuado (HAMROCK; SCHMID; JACOBSON, 2004). Como consequência, a quantidade arrastada de lubrificante na zona “inlet” controla a espessura do filme na parte central do contato e na constrição de saída. O movimento combinado que arrasta o lubrificante para o contato é geralmente definido como a velocidade de rolamento (“entrainment velocity”). A velocidade de rolamento é responsável pelo arraste do lubrificante para o contato (fluxo de Couette), criando o fluxo acionado pela superfície e, portanto, é um dos parâmetros mais importantes associados à espessura do filme dentro do contato. As velocidades tangenciais das superfícies neste trabalho são representadas por u_1 e u_2 .

$$u_e = \frac{u_1 + u_2}{2} \quad (2.10)$$

Em abordagens simplificadas, a espessura do filme é na maioria dos casos definida no centro do contato, h_c e na constricção onde ocorre a espessura mínima do filme, h_0 (ver Figura 12). Várias fórmulas simplificadas para cálculos de espessura de filme em contatos EHD foram propostas. Uma das mais famosas é a equação de Hamrock e Dowson para contatos elípticos (HAMROCK; DOWSON, 1976a, 1976b). Este e outros modelo serão mostrados a seguir.

Figura 12 – Esboço principal do contato EHD destacando a espessura de filme central h_c e a espessura mínima de filme h_0 na constricção da saída do contato. Imagem ilustrativa, não estando em escala, uma vez que a área de contato é significativamente menor que o raio de curvatura dos sólidos.



Fonte: Autor (2023)

2.2.2.1 Equação de Hamrock e Dowson

A primeira abordagem sistemática para o estudo do EHL em contatos pontuais foi proposta por Hamrock e Dowson em 1976 (HAMROCK; DOWSON, 1976a, 1976b). Eles resolveram numericamente o problema utilizando o método de relaxamento Newton-Raphson modificado e, posteriormente, propuseram expressões de ajuste de curva para a espessura central e mínima do filme lubrificante, amplamente utilizadas até hoje para descrever o caso em que o filme é suficientemente espesso para evitar a falta de lubrificação (“no starvation”), conforme ilustrado na Figura 12. O fator de relaxamento controla a taxa de convergência e ajuda a evitar divergência durante o processo de iteração. Desde então, diversos pesquisadores aprimoraram a metodologia da solução numérica para incluir maiores carregamentos (HOOKE, 1980; EVANS; SNIDLE, 1982). Entre as várias contribuições que se seguiram, Venner 1991 desenvolveu um método de solução rápida para o contato esférico EHL utilizando a técnica multinível, que posteriormente foi estendido para o contato elíptico (NIJENBANNING; VENNER; MOES, 1994; VENNER; LUBRECHT, 2000). A partir da solução numérica, pela abordagem de (HAMROCK;

DOWSON, 1976a, 1976b), a espessura central de filme em contatos pontuais, h_c é definida pela seguinte equação (HAMROCK; SCHMID; JACOBSON, 2004):

$$h_c = 2,69R_x U^{0,67} G^{0,53} W^{-0,067} (1 - 0,61 \exp^{-0,73\varepsilon}) \quad (2.11)$$

Ou na forma adimensional:

$$H_c = 1,165C_0 \frac{[\eta_0(u_1 + u_2)]^{0,67} \alpha^{0,53} R_x^{0,464}}{w^{0,067} E_*^{0,073}} \quad (2.12)$$

Onde, R_x é o raio equivalente na direção x , E^* é módulo de Young equivalente, U o parâmetro adimensional de velocidade, η_0 a viscosidade dinâmica do lubrificante na temperatura de “inlet”, G o parâmetro adimensional do material, v a viscosidade cinemática do lubrificante na temperatura de alimentação, α o coeficiente de piezoviscosidade do lubrificante na temperatura de alimentação, W o parâmetro adimensional de carga, w a força normal e R_y o raio equivalente na direção y . Estes parâmetros adimensionais ajudam a caracterizar a geometria das superfícies, a velocidade relativa, a carga aplicada e as propriedades do lubrificante. Através desses parâmetros, é possível compreender como esses fatores afetam a formação e a sustentação do filme lubrificante, bem como as pressões e forças envolvidas no sistema EHL.

$$U = \frac{\eta_0(u_1 + u_2)}{2R_x E^*} \quad (2.13)$$

$$G = 2\alpha E^* \quad (2.14)$$

$$W = \frac{2w}{E^* R_x^2} \quad (2.15)$$

$$\varepsilon = 1,03 \left(\frac{R_y}{R_x} \right)^{0,64} \quad (2.16)$$

2.2.2.2 Equação de Masjedi e Khonsari

Embora o modelo original de Hamrock e Dowson para cálculo da espessura do filme lubrificante seja amplamente utilizado na literatura, ele não considera a influência da rugosidade das superfícies em contato no cálculo da espessura em regime misto. Como o

acabamento superficial dos componentes mecânicos é um fator crucial, uma metodologia alternativa para o cálculo da espessura do filme lubrificante foi buscada, baseada nos trabalhos recentes de Masjedi e Khonsari (MASJEDI; KHONSARI, 2015).

Nesse modelo proposto, a equação de Reynolds para o escoamento do lubrificante e a equação de Boussinesq para a deformação elástica das superfícies são resolvidas de forma acoplada, considerando a interação fluido-estrutura. A distribuição das pressões na região de contato é dividida em duas parcelas: (i) pressão hidrodinâmica ao longo do filme de óleo e (ii) pressão de contato rugoso devido à interação entre as asperezas (modelo elasto-plástico de rugosidade). Esse modelo é resolvido numericamente utilizando o método das diferenças finitas, para uma ampla gama de condições de entrada, como carga normal, velocidades relativas, propriedades elásticas e plásticas e acabamentos superficiais. O conjunto de soluções é utilizado para obter, por regressão, a relação entre cada um dos parâmetros de entrada e a espessura central e mínima do filme resultante (MASJEDI; KHONSARI, 2015).

As equações obtidas por regressão para o contato pontual são as seguintes: espessura central do filme h_c , espessura mínima do filme h_0 e porcentagem de carga sustentada por asperezas L_a . Essas formulações são baseadas em uma ampla gama de condições de entrada e acabamentos superficiais. Estas equações consideram os mesmos parâmetros adimensionais mostrados no item anterior.

$$h_c = 3,672^{-0,045e^{0,18}} U^{0,66e^{0,025}} G^{0,502e^{0,064}} \dots \\ (1 - 0,57e^{-0,74e}) (1 + 0,025\bar{\sigma}^{1,248} V^{0,119} W^{-0,133} U^{-0,884} G_e^{-0,9770,081}) R' \quad (2.17)$$

$$h_0 = 1,637^{-0,09k_e^{0,15}} U^{0,711k_e^{-0,023}} G^{0,65k_e^{-0,045}} \dots \\ (1 - 0,974e^{-0,676k_e}) (1 + 0,141\bar{\sigma}^{1,073} V^{0,149} W^{-0,044} U^{-0,828} G^{-0,954} k_e^{-0,395}) R' \quad (2.18)$$

$$L_a = 10W^{-0,083} U^{0,143} G^{0,314} [\ln(1 + \bar{\sigma}^{4,689} V^{0,509} W^{-0,501} U^{-2,9} G^{-2,87})] \quad (2.19)$$

2.2.2.3 Correção Térmica

A espessura do filme lubrificante no contato pontual depende principalmente das condições de “inlet” do contato EHL, que podem levar a altas deformações por cisalhamento do filme devido ao gradiente de pressão e à velocidade de deslizamento. É importante destacar que as condições assumidas para a obtenção das equações de espessura de filme no contato pontual levaram em conta o contato isotérmico. No entanto, análises realizadas por (CHENG; Y., 1967; GUPTA et al., 1992; JUBAULT et al., 2003) consideram os efeitos viscosos do aquecimento devido ao cisalhamento na zona de entrada (“inlet”), o que pode levar a uma redução adicional na espessura de filme. Essa dissipação de energia resultante do cisalhamento pode aumentar ainda mais a temperatura do lubrificante e diminuir a viscosidade, agravando a redução da espessura do filme. Essa redução é estimada por meio do parâmetro φ_T na equação de espessura de filme proposta por Gupta et al. (1992).

$$\varphi_T = \frac{1 - 13,2 \left(\frac{p_0}{E'}\right) L_T^{0,42}}{1 + 0,213 \left[1 + 2,23 \left(\frac{u_s}{u_e}\right)^{0,83} \right] L_T^{0,64}} \quad (2.20)$$

$$L_T = \frac{\beta \eta_0 u_e^2}{k_{oil}} \quad (2.21)$$

Assim, a espessura de filme corrigida devido aos efeitos térmicos no “inlet” é dada por:

$$h_{cT} = h_c \varphi_T \quad (2.22)$$

O parâmetro para correção térmica é calculado em função da pressão média de contato p_0 , velocidades de rolamento e deslizamento respectivamente u_e e u_s , módulo de elasticidade equivalente E' e do parâmetro L_T que é o número de Brinkman ou parâmetro de carga térmica para a redução térmica da entrada em relação à espessura do filme.

2.2.2.4 Correção pelo cisalhamento

Adicionalmente ou sinergicamente aos efeitos térmicos, o modelo proposto por Bair, Vergne e Querry (2005) corrige a equação 2.22 para considerar os efeitos (i) do aquecimento do filme de óleo por cisalhamento na entrada do contato e (ii) do “shear-thinning” na zona de contato, conforme equacionamento abaixo:

$$\varphi_{ST} = 1 + 0,79 \left[\left(1 + \frac{SRR}{100} \frac{u_e \eta_0}{h_c \varphi_T G} \right)^{\frac{1}{1+0,002 SRR}} \right]^{-3,6(1-n)^{1,7}} \quad (2.23)$$

Corrigindo a espessura também pelo cisalhamento, temos:

$$h_{cST} = h_c \varphi_T \varphi_{ST} \quad (2.24)$$

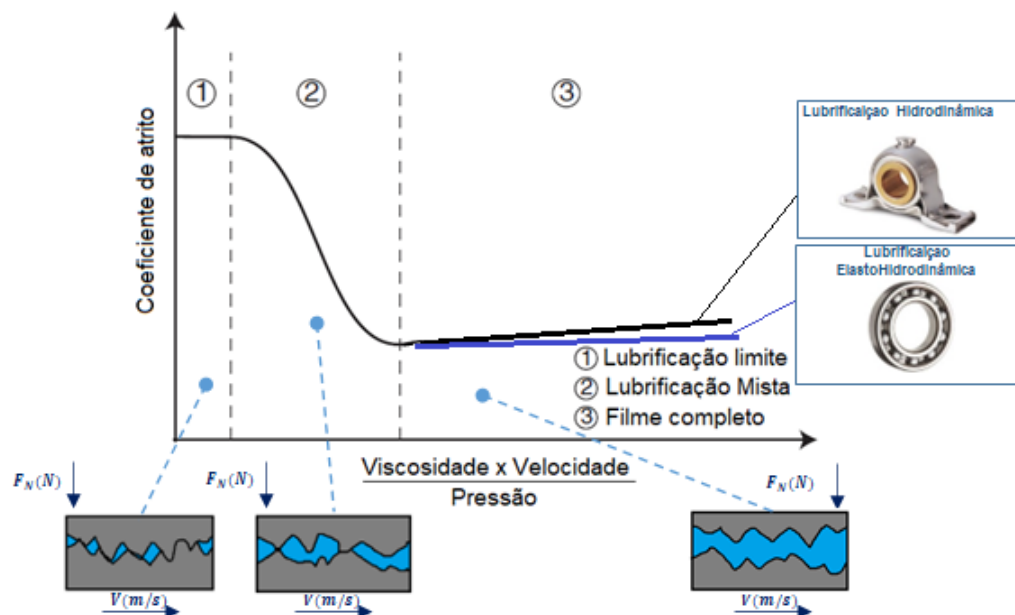
onde SRR é a relação de deslizamento e rolamento no contato, η_0 é a piezoviscosidade em baixo cisalhamento e G o módulo de cisalhamento do lubrificante.

Ao incluir os efeitos térmicos e de “shear-thinning”, o modelo de Bair, Vergne e Query (2005) é capaz de estimar com maior precisão a espessura central do filme de óleo (ver Figura 12).

2.2.3 Regimes de lubrificação

Dependendo da espessura do filme de lubrificante que separa as superfícies, a lubrificação EHL se divide em alguns regimes, que dependem das condições operacionais e de geometria na qual o contato está exposto. Em geral, os diferentes regimes de lubrificação são distinguíveis pelo intervalo de variação do coeficiente de atrito/tração de acordo com a curva de Stribeck, como ilustrado na Figura 13. Os regimes comumente identificados nesta curva são:

Figura 13 – Curva de Stribeck ilustrando os diferentes regimes de lubrificação.



Fonte: Autor, 2023.

Lubrificação limitrofe (1) – As superfícies não são separadas por um filme lubrificante, os efeitos do filme de fluido são negligenciados e há considerável contato das asperezas (HAMROCK; SCHMID; JACOBSON, 2004). O atrito e o desgaste do contato são governados pelas propriedades físico-químicas do filme molecular formado (tribofilme) na superfície em combinação com as propriedades dos materiais.

Lubrificação mista (2) – Neste regime os carregamentos externos são sustentados por ambos os efeitos hidrodinâmicos/elastohidrodinâmicos e de contatos de asperezas (BJÖRLING, 2014). Este regime é chamado de misto dado que se encontra uma combinação dos fenômenos próprios dos regimes de filme completo e os fenômenos do regime de lubrificação limitrofe.

Regime de lubrificação com filme completo (3) – Quando não há contato entre asperezas e o contato é totalmente sustentado pelos efeitos hidrodinâmicos. O atrito neste regime é totalmente regido pelas propriedades reológicas do lubrificante, mas também pelas propriedades térmicas das superfícies em contato.

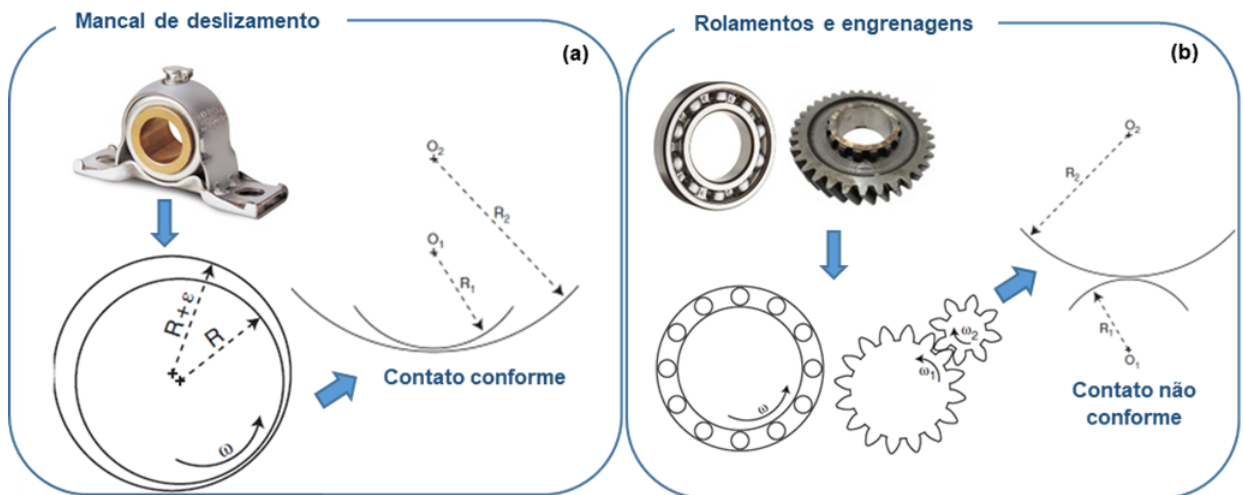
O regime de lubrificação com filme completo pode ser tratado com duas abordagens:

Lubrificação Hidrodinâmica (HL) – As pressões geradas no filme lubrificante são relativamente baixas $< 0,5$ MPa e não induzem deformação elástica significativa nas superfícies. Este comportamento é típico de contatos conformes, no qual os centros de curvatura (pontos O_1 e O_2) das superfícies de contato estão localizadas no mesmo quadrante (ver Figura 14.a). Tais contatos tem características de elevadas áreas de contato e conseqüente baixas pressões. Mancais radiais de deslizamento (ver. Figura 14.a) são elementos de máquinas sujeitos a este tipo de lubrificação.

Lubrificação Elastohidrodinâmica (EHL) – A pressão gerada no filme lubrificante atinge níveis consideravelmente elevados, resultando em deslocamentos significativos nas superfícies de contato. Estes deslocamentos costumam exceder a própria espessura do filme lubrificante que separa os sólidos. Nesse cenário, os contatos se caracterizam frequentemente como não-conformes, como ilustrado na Figura 14.b, onde os centros dos raios de curvatura estão em lados opostos (convexos), ou como contatos côncavos, nos quais o raio de curvatura de um dos sólidos é significativamente maior, como exemplificado por uma pista de rolamento em contato com uma esfera (conforme mostrado na Figura 10). Em casos de contato não-conformes, os dois corpos em contato não se encaixam e a pressão hidrodinâmica é distribuída em uma área relativamente pequena, com elevadas magnitudes. Este tipo de contato aparece em elementos como rolamentos, engrenagens (ver Figura 14.b) e sistemas came-tucho. A lubrificação conhecida como

“soft-EHL” ocorre quando pelo menos um dos materiais possui baixa rigidez, como a borracha. A pressão máxima é de cerca de 1 GPa, enquanto a espessura do filme é de cerca de $1 \mu\text{m}$ (HABCHI, 2018). A reologia no contato não é tão significativa neste caso. Por outro lado, “hard-EHL” ocorre entre materiais com maior rigidez. A pressão máxima é geralmente entre 0,5 a 3 GPa, enquanto a espessura do filme varia em torno de $0,1 \mu\text{m}$. A reologia do lubrificante (piezo-viscosidade e efeitos não-Newtoniano) neste caso tem bastante significância, pois a viscosidade pode variar em 10 ordens de grandeza dentro do contato. Este último caso é objeto de estudo neste trabalho (HAMROCK; SCHMID; JACOBSON, 2004).

Figura 14 – Geometria de contato (a) conforme e (b) não conforme, com exemplos de elementos mecânicos.



Fonte: Adaptado de Habchi (2018)

2.3 Reologia de lubrificantes

Após explorar as principais hipóteses em modelos simplificados do contato EHL, que abrangem campo de pressão e espessura de filme, torna-se crucial a compreensão do comportamento constitutivo do lubrificante na zona de contato EHL. Esse entendimento é especialmente importante quando o lubrificante é exposto aos campos de pressão mencionados. Nesse contexto, destacam-se as principais equações e modelos, em sua maioria empíricos, que descrevem esses comportamentos.

Os fluidos lubrificantes utilizados na lubrificação EHL geralmente operam em condições extremas de carregamento, uma vez que a transmissão de potência é sua principal finalidade. A pressão máxima pode chegar a até 4 GPa (BAIR, 2007). O fluxo de lubrificante passa pelo contato EHL em milissegundos e sofre altas taxas de cisalhamento, normal-

mente na faixa de $10^5 - 10^7 \text{ s}^{-1}$, o que faz a resposta de tensão de cisalhamento do fluido ser não-linear (não newtoniana). Quando a hipótese de fluido Newtoniano é adotada, é possível observar que a tração EHL prevista pode ser ordens de grandeza maior do que as medidas, enquanto a maioria dos modelos funciona bem para prever a espessura do filme. Porém, muitos fluidos de baixo peso molecular (em grande parte lubrificantes) exibem efeitos não-Newtonianos em contatos EHL rolantes/deslizantes (CROOK; ALLIBONE, 1963; JOHNSON; TEVAARWERK, 1977; HIRST; MOORE; ALLIBONE, 1979; JOHNSON, 1993; BAIR; WINER, 1993; BAIR, 2002b, 2006), como o efeito de “shear-thinning” e a tensão de cisalhamento limite *LSS*. A compreensão e a modelagem precisa desses comportamentos não-Newtonianos de lubrificantes a altas tensões e/ou altas taxas de cisalhamento são críticas para prever tanto a tração EHL quanto a espessura do filme. Dessa forma, nos próximos capítulos serão abordados alguns modelos físicos que descrevem o comportamento reológico do contato EHL, tanto em baixo quanto em alto cisalhamento, principalmente relacionado à alteração de viscosidade.

2.3.1 Relação densidade-pressão-temperatura

A densidade de um lubrificante pode ser afetada pela pressão e temperatura, embora não tanto quanto a viscosidade. Na lubrificação hidrodinâmica HL, a variação da densidade é relativamente pequena devido às pressões baixas envolvidas, geralmente abaixo de 200 MPa (HAMROCK; SCHMID; JACOBSON, 2004). No entanto, em pressões EHL, os lubrificantes líquidos se tornam compressíveis. De acordo com Bair (2006), a compressão relativa de um lubrificante pode chegar a 20% em 1 GPa a 0 °C e 30% a 200 °C. A compressibilidade e a relação pressão-volume-temperatura (PVT) dos lubrificantes não apenas afetam a espessura do filme EHL, mas também são úteis para entender e estimar a dependência da viscosidade em relação à pressão (por volume livre ou escala termodinâmica), condutividade térmica, permissividade e índice de refração (HABCHI, 2018). Existem três equações de estado (EOS) mais usadas, a EOS de Tait (MACDONALD, 1966), a EOS de Murnaghan (MURNAGHAN, 1944) e EOS Dowson e Higginson (DOWSON; HIGGINSON, 1966), que podem ser usadas para descrever a dependência da densidade em relação à pressão e temperatura dos lubrificantes no contato EHL.

2.3.1.1 Modelo de Dowson e Higginson

Esta equação de estado (EOS) é a mais utilizada dentre os pesquisadores de lubrificação EHL. Muito disso se deve à sua simplicidade em termos de quantidade de

constantes necessárias. Inicialmente tratava de um modelo isotérmico, para pressões relativamente baixas (< 350 MPa) e uma temperatura fixa em um óleo mineral. Esta relação foi posteriormente modificada para diferentes temperaturas (HABCHI, 2018):

$$\rho(p, T) = \rho_R \left[1 + \frac{0,6 \times 10^{-9} p}{1 + 1,7 \times 10^{-9} p} - \gamma(T - T_R) \right] \quad (2.25)$$

Onde

ρ_R = Densidade de referência (kg/m^3);

γ = Coeficiente de densidade-temperatura;

T = Temperatura ($^{\circ}C$);

T_R = Temperatura de referência ($^{\circ}C$);

Este modelo possui algumas limitações pois nem sempre os lubrificantes têm a compressibilidade seguindo estas equações (BAIR; MCCABE, 2007), uma vez que por este modelo o lubrificante não pode ter um aumento maior que 35% em sua densidade, aumento este que pode acontecer na prática. Variações na densidade dos lubrificantes tem significativo efeito sobre espessura de filme no centro do contato (HABCHI, 2018), o que mostra novamente a importância da compressibilidade na lubrificação EHL. Dessa forma, na medida do possível, utilizar modelos mais avançados é sempre mais recomendado.

2.3.1.2 Modelo de Tait

Este modelo (HIRSCHFELDER et al., 1954), comparado ao de Dowson e Higginson, oferece informações mais precisas sobre a variação da densidade do fluido que acontece em um contato EHL, pois pode ser utilizado em pressões de contato mais elevadas (YASUTOMI; BAIR; WINER, 1984). Contudo, a complexidade vem junto com a maior precisão, exigindo um número maior de parâmetros para cada óleo testado. A equação de estado de Tait é mostrada a seguir:

$$\rho(p, T) = \frac{\rho_R}{\left\{ [1 + a_v(T - T_R)] \times 1 - \frac{1}{1+K'_0} \ln \left[1 + \frac{(1+K'_0)p}{K_0} \right] \right\}} \quad (2.26)$$

Onde

ρ_R = Densidade de referência (kg/m^3);

a_v = Expansividade térmica;

K_0 = Módulo de massa isotérmico da EOS de Tait a pressão zero;

K'_0 = Taxa de variação de pressão do módulo de massa isotérmico a pressão zero;

p = Pressão (Pa);

Neste caso, K'_0 pode ser admitido independente da temperatura (BAIR, 2007; RAMESH, 1991) e, conseqüentemente, considerado como valor constante $K'_0 = 10,2$. No entanto, deve-se notar que o valor universal foi baseado em medidas realizadas em uma variedade de hidrocarbonetos líquidos (CUTLER et al., 1958), e foram encontrados valores tão baixos quanto 9 para hidrocarbonetos leves, e até 12 para lubrificantes de alto peso molecular. Uma vez que K'_0 é considerado independente da temperatura, os efeitos térmicos estão totalmente agrupados por K_0 , que pode ser aproximado (FAKHREDDINE; ZOLLER, 1990) por:

$$K_0 = K_{00} \exp(-\beta_k T) \quad (2.27)$$

K_{00} = Módulo de massa isotérmico da EOS de Tait a temperatura de zero absoluto (Pa);

β_k = Coeficiente de termo-viscosidade de K'_0 (C^{-1});

Onde K_{00} e β_k são aproximadamente 9 GPa e $0,006K^{-1}$ respectivamente. Esta equação parece ser compatível para todas as temperaturas (BAIR, 2007; BJÖRLING, 2014). Presume-se que o volume à pressão ambiente V_0 relativo ao volume à pressão ambiente V_R na temperatura de referência T_R varie linearmente com a temperatura como:

$$\frac{V_0}{V_R} = 1 + a_v(T - T_R) \quad (2.28)$$

Os parâmetros nas equações de Tait modificadas por temperatura (Eqs. 2.26, 2.27 e 2.28) podem ser determinados por técnicas de medição de PVT para um lubrificante, como dilatômetros e piezômetros de fole. Bair 2019 ofereceu um conjunto de parâmetros gerais de Tait EOS para simulações de EHL com $K'_0 = 11$, $a_v = 8 \times 10^{-4} K^{-1}$, $K'_{00} = 9$ GPa, $\beta_K = 0,0065 K^{-1}$. Esses valores devem ser precisos para simulações da espessura do filme EHL.

2.3.1.3 Modelo de Murnaghan

A equação isotérmica de Murnaghan foi derivada de uma teoria linear de deformação finita (MURNAGHAN, 1944) e pode ser representada como:

$$\frac{V}{V_0} = \left(1 + \frac{K'_0}{K_0} p\right)^{-\frac{1}{K'_0}} \quad (2.29)$$

As equações 2.27 e 2.28 podem ser usadas para acomodar mudanças na temperatura.

2.3.2 Viscosidade em baixo cisalhamento

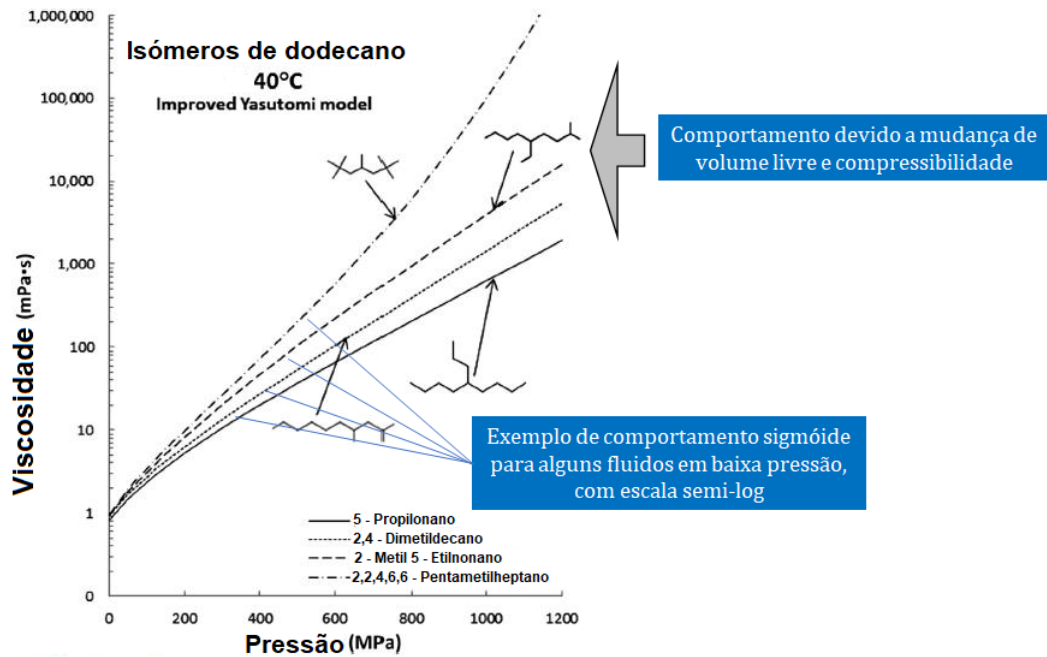
2.3.2.1 Relação viscosidade-pressão-temperatura

A viscosidade é uma propriedade fundamental dos lubrificantes para garantir a lubrificação completa e é crucial para a previsão da espessura do filme, atrito e aumento de temperatura no contato. A viscosidade pode ser influenciada por fatores como pressão, temperatura e taxa de cisalhamento.

Esta seção se concentrará na viscosidade de baixo cisalhamento ($\tau < 100$ Pa em (BAIR, 2006)) e nas relações viscosidade-pressão-temperatura (VisPT) dos lubrificantes. Compreender essas relações é essencial para prever com precisão a formação do filme e a tração no contato.

Para lubrificantes com transição vítrea (grande maioria dos lubrificantes convencionais), a viscosidade aumenta mais do que exponencialmente em resposta à pressão acima de um certo limite crítico p_c (MARTINIE; VERGNE, 2016). A relação entre viscosidade e pressão muitas vezes segue uma curva sigmoideal em escala semi-logarítmica, com uma taxa de aumento menor que exponencial em baixas pressões, conforme mostrado na Figura 15. Essa curva resulta das mudanças no volume livre e na compressibilidade do fluido sob pressão e indica que o coeficiente de pressão-viscosidade (VPC) aumenta com a pressão acima de p_c . A resposta não-linear das medidas independentes não pode ser descrita por equações clássicas exponenciais, como a equação de Roelands, que é a primeira hipótese na EHL clássica. O uso de equações empíricas clássicas pode limitar a precisão na previsão da tração e, às vezes, é necessário considerar a viscoelasticidade do lubrificante com valores impróprios do módulo de cisalhamento para ajustar os resultados da simulação às curvas de tração medidas.

Figura 15 – A baixa viscosidade dos isômeros C12: 5-propilnonano; 2,4-dimetildecano; 2-metil 5-etilnonano; 2,2,4,6,6-pentametil-heptano, PMH

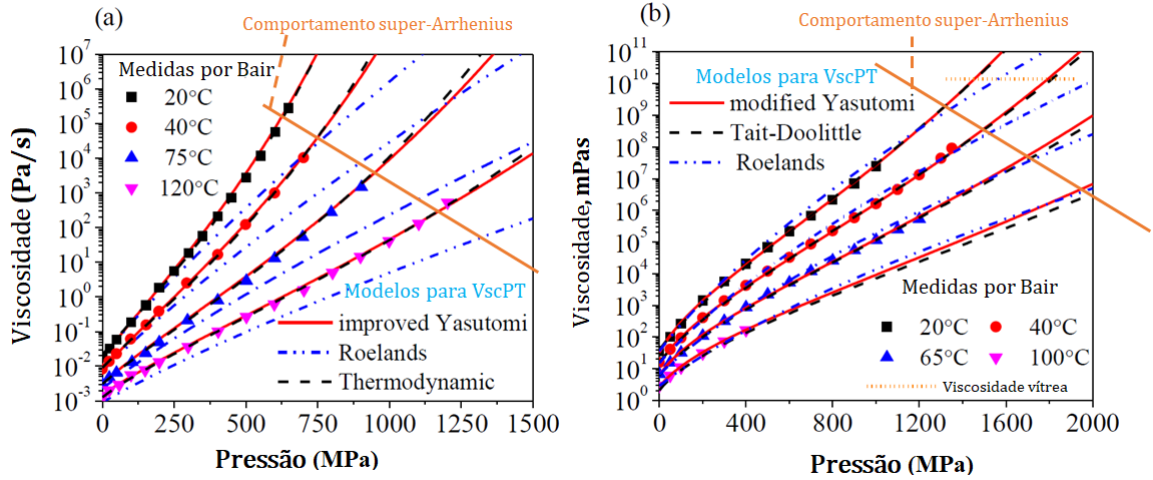


Fonte: Adaptado de Bair (2006)

Para a dependência de pressão da viscosidade a altas pressões, modelos de viscosidade de volume livre têm sido utilizados quase exclusivamente (BAIR, 2007; HABCHI, 2018). Atualmente, ainda é difícil obter a equação Vis_{PT} através de simulações de dinâmica molecular para a maioria dos lubrificantes, embora a viscosidade tenha se mostrado uma função de $\rho g/T$ por simulações NEMD (“Non-Equilibrium Molecular Dynamics”) já em 1975 (ASHURST; HOOVER, 1975). Portanto, modelos e equações empíricas de volume livre são utilizados para a descrição da viscosidade em baixo cisalhamento (μ) em diferentes temperaturas e pressões (BJÖRLING et al., 2013).

Para previsão da viscosidade com pressão e temperatura, três correlações populares em EHL quantitativa e a clássica equação de Roelands para as relações Vis_{PT} são dadas a seguir. A Figura 16 mostra a comparação da viscosidade de baixo cisalhamento entre estes modelos para dois fluidos de referência, Shell T9 e esqualano.

Figura 16 – A dependência de temperatura e pressão da viscosidade em baixo cisalhamento para dois fluidos modelo, (a) T9 óleo mineral; (b) esqualano. Os modelos em volume livre têm um bom ajuste aos dados medidos; A equação clássica de Roelands não mostra a mudança sigmoidal da viscosidade.



Fonte: Adaptado de Liu et al. (2020)

A equações clássicas: Barus e Roelands

Nas simulações clássicas de EHL, a equação de Barus e a equação de Roelands (ROELANDS, 1966) têm sido amplamente utilizadas por causa de sua simplicidade (quantidade de parâmetros) e falta de dados medidos em reômetros. Entretanto, deve-se notar que estas duas equações não conseguiram capturar o comportamento maior que o exponencial a altas pressões. A equação de Roelands pode ser usada para descrever a viscosidade até 0,4 GPa (HABCHI, 2018), que é adequada para a previsão da espessura do filme, mas não para o coeficiente de atrito.

A equação de Barus em uma versão modificada de temperatura é dada por:

$$\mu(p) = \mu_0 \exp(\alpha p) \quad (2.30)$$

$$\mu(p, T) = \mu_0 \exp[\alpha p - \beta(T - T_0)] \quad (2.31)$$

onde α é o coeficiente de viscosidade-pressão (VPC) e β é o coeficiente de viscosidade-temperatura (VTC). A equação de Roelands é baseada na equação de Barus, modificando o VPC de α para α^*

$$\alpha^* = \frac{1}{p}(\ln \mu_0 + 9,67) \left[-1 + (1 + 5,1 \times 10^{-9} p)^z \left(\frac{T - 138}{T_0 - 138} \right)^{-s} \right] \quad (2.32)$$

onde os dois parâmetros adimensionais, z e s , podem estar relacionados ao VPC α e VTC β por (HOUPERT, 1985).

$$z = \frac{\alpha}{[5,1 \times 10^{-9}(\ln \mu_0 + 9,67)]} \quad (2.33)$$

$$s = \frac{\beta}{\frac{T-38}{\ln \mu_0 + 9,67}} \quad (2.34)$$

Termo-piezoviscosidade - Volume-livre Doolittle

Outro modelo que oferece uma representação precisa da dependência da viscosidade-pressão-temperatura e captura o efeito Super-Arrhenius, foi proposto (DOOLITTLE, 1951) como:

$$\eta(p, T) = \eta_R \exp \left[BR_0 \left(\frac{\frac{V_\infty}{V_{\infty R}}}{\frac{V}{V_R} - R_0 \frac{V_\infty}{V_{\infty R}}} - \frac{1}{1 - R_0} \right) \right] \quad (2.35)$$

$$\frac{V_\infty}{V_{\infty R}} = 1 + \varepsilon_c(T - T_R) \quad (2.36)$$

Neste caso, um fator bem interessante é a adição da com $V/V_R = \rho_R/\rho$, sendo preferida a Tait e a Murnaghan EOS em vez de Dowson e Higginson. Além disso, este modelo de volume-livre é bastante complexo e requer um procedimento de caracterização tedioso. Para um dado fluido, quatro parâmetros devem ser determinados por medições (η_R, B, R_0 e ε_C), além dos parâmetros necessários para a definição da EOS empregada. Esses parâmetros são calculados empiricamente por viscosímetros com fluxo de Couette pressurizado (BAIR, 13).

Correlação melhorada da equação de Yasutomi

Esta correlação foi derivada da teoria do volume livre de Doolittle por Yasutomi, Bair e Winer 1984. É uma versão modificada por pressão do princípio da sobreposição Williams-Landel-Ferry (WLF) e não requer nenhum EOS (BAIR, 2007).

$$\mu = \mu_g \exp \left(\frac{-2,303C_1(T - T_g)F}{C_2 + (T - T_g)F} \right) \quad (2.37)$$

onde C_1 e C_2 são os parâmetros da WLF, $T_g(p)$ é a temperatura de transição vítrea que varia com pressão como

$$T_g = T_{g0} + A_1 \ln(1 + A_2 p) \quad (2.38)$$

e a relativa expansividade de volume livre F pode ser expressa por:

$$F = (1 + B_1)^{b_2} \quad (2.39)$$

A medição de T_g em função da pressão por dilatometria é relativamente fácil (WEITZ; WUNDERLICH, 1974) em comparação com a viscometria a altas pressões. Os parâmetros A_1, A_2, B_1, B_2, C_1 e C_2 precisam ser regredidos a partir dos dados de viscosidade medidos independentemente para um fluido específico. Esta função é ainda mais precisa em pressões elevadas (BAIR et al., 2018).

2.3.3 Viscosidade em alto cisalhamento

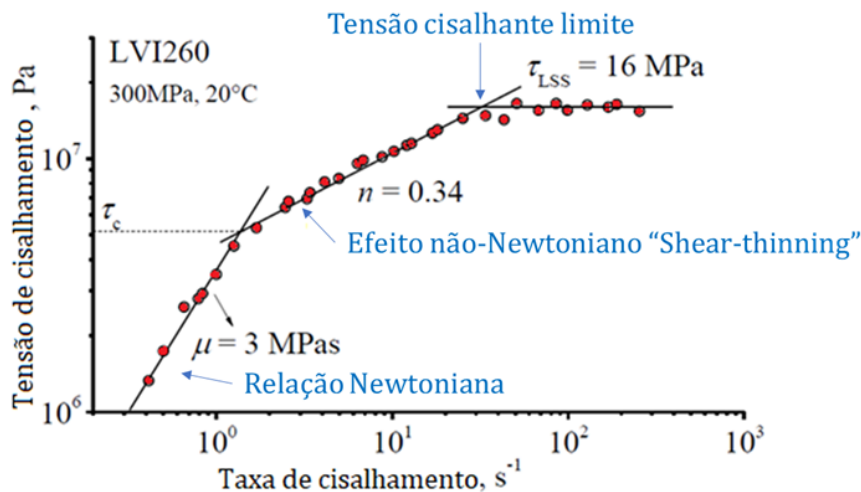
2.3.3.1 Curva de fluxo

Curvas de fluxo são dados de variação da tensão cisalhante em função da taxa de cisalhamento, necessárias para modelagem do efeito do cisalhamento nos lubrificantes. É importante esclarecer, em primeiro lugar, que a curva de fluxo não é obtida a partir de um equipamento Mini-Traction Machine (MTM) por exemplo, que será detalhada no capítulo de materiais e métodos. As curvas de fluxo são obtidas a partir de equipamentos projetados para isolar os efeitos de pressão e temperatura, permitindo verificar a influência da taxa de cisalhamento de forma homogênea sobre a tensão cisalhante no filme de fluido. Essa diferenciação é fundamental, pois, antes de prever o comportamento de cisalhamento não-linear em um filme EHL, é importante compreender o comportamento constitutivo do fluido em um estado bastante homogêneo, como em um viscosímetro de alta pressão. O comportamento constitutivo se refere à variação da tensão de cisalhamento em relação à taxa de cisalhamento de um fluido sob pressão, e pode ser representado em uma curva de fluxo, isto é, tensão de cisalhamento versus taxa de cisalhamento (ou viscosidade efetiva versus taxa de cisalhamento). Bair e Winer (1992) realizaram medições destas curvas de fluxo para diversos lubrificantes com alta tensão e investigaram suas respostas não-

Newtonianas (BAIR; WINER, 1992; BAIR, 2002b, 2006).

A curva apresentada na Figura 17 ilustra a relação entre a tensão de cisalhamento e a taxa de cisalhamento para um fluido modelo, medida por Bair utilizando um reômetro com fluxo de Couette pressurizado (BAIR, 2002a). Conforme a taxa de cisalhamento é aumentada, é possível observar distintas etapas na curva, incluindo o comportamento Newtoniano, o efeito de “shear-thinning” e a tensão de cisalhamento limite. Na curva de fluxo apresentada na Figura 17, é possível observar que, para tensões de cisalhamento inferiores a uma tensão de cisalhamento crítica τ_c , a tensão de cisalhamento viscosa aumenta linearmente com a taxa de cisalhamento, apresentando uma inclinação constante em escala de log-log, indicando um comportamento Newtoniano.

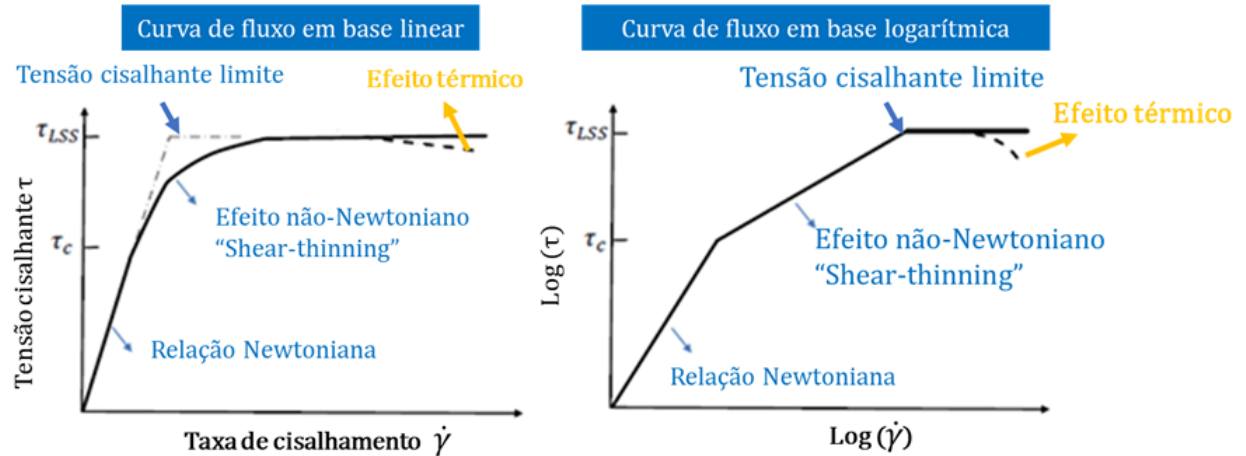
Figura 17 – a) Curva de fluxo reológico (tensão de cisalhamento versus taxa de cisalhamento aparente em uma escala log-log) para o óleo mineral naftênico LVI 260 medido com um reômetro Couette pressurizado medido. A curva mostra as transições de comportamento Newtoniano para os efeitos de shear-thinning e depois para a resposta independente da taxa (LSS).



Fonte: Adaptado de Bair (2002a)

Para $\tau_c < \tau < \tau_{LSS}$ na Figura 17, a tensão de cisalhamento se aproxima de uma linha reta com um declive menor que um, indicando um afinamento do filme por cisalhamento, ou como conhecido na comunidade de lubrificação EHL, efeito “shear-thinning”. Para $\tau > \tau_{LSS}$, a tensão de cisalhamento atinge um valor limite (LSS, τ_{LSS}) e torna-se independente da taxa, indicando o comportamento “plástico” do fluxo. A transição de fluxo Newtoniano para “plástico” também foi observada com muitos outros fluidos na Georgia Tech, tais como 5P4E (BAIR; WINER, 1990; BAIR; MCCABE, 2004) e um PFPE ramificado (éter polialquílico perfluorado) (BAIR, 2002b). As curvas de fluxo podem ser apresentadas em escala linear ou logarítmica, conforme a Figura 18. Os regimes não-linear e “plástico” serão descritos conforme o item a seguir.

Figura 18 – a) – Curva de fluxo (tensão de cisalhamento versus taxa de cisalhamento) - resposta não-linear ao cisalhamento de um líquido comprimido com base em medidas de viscosímetros, (a) base linear; (b) base logarítmica. Linha sólida: isotérmica; linha tracejada: com aquecimento por cisalhamento



Fonte: Adaptado de Bair e Winer (1990) e Bair e McCabe (2004)

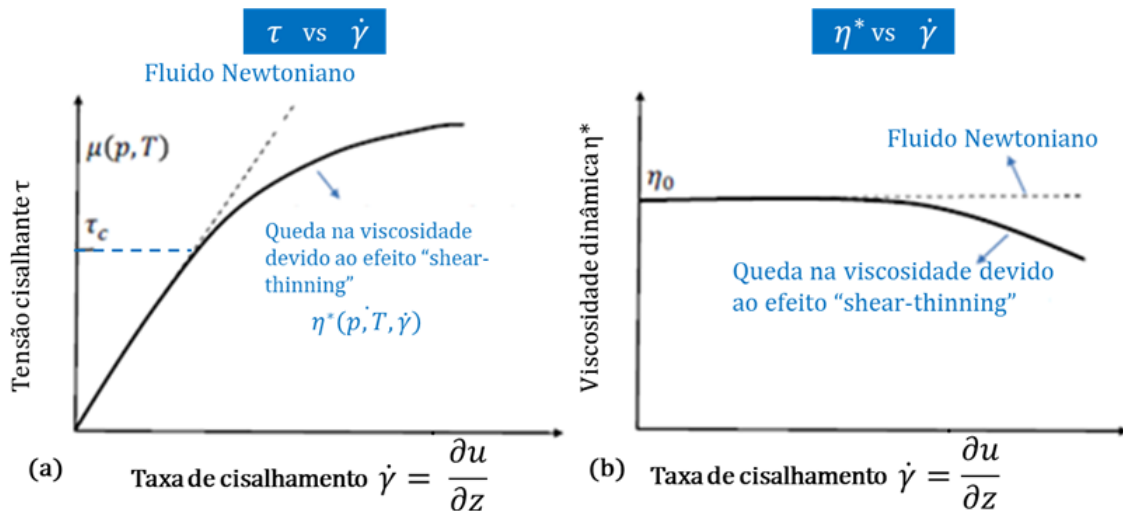
2.3.3.2 O efeito “shear-thinning” no contato lubrificado

A queda na viscosidade dos fluidos lubrificantes com o aumento da taxa de cisalhamento, conhecida como efeito “shear-thinning”, é geralmente observada em lubrificantes convencionais, como por exemplo em lubrificantes de motor a combustão. Acredita-se que este fenômeno esteja relacionado ao alinhamento das moléculas ao longo da direção do escoamento (Hutton; Phillips, 1972; DAVIS; EVANS; MORRIS, 1992; BAIR, 2006). O efeito de “shear-thinning” descreve a dependência da viscosidade pelo cisalhamento e desempenha um papel importante na tração da lubrificação EHL em deslizamentos (SRRs) moderados para condições de pressão baixa a moderada (aproximadamente $p_H < 1$ GPa). Para fluidos com mistura de polímeros e outros fluidos de grande peso molecular, o efeito de “shear-thinning” também poderia afetar a espessura do filme EHL, diminuindo a viscosidade efetiva na região de entrada (BAIR; WINER, 1997; LIU et al., 2007, 2020).

A Figura 19 ilustra a relação constitutiva e a viscosidade efetiva de um fluido não-Newtoniano em comparação com um fluido Newtoniano. O efeito de “shear-thinning” pode ser uma indicação de um comportamento dependente de tempo/frequência ou efeito viscoelástico (evidenciado pela diferença de tensão normal devido a efeitos elásticos) (Dyson, 1965; BAIR, 2002b, 2019). Viscosímetros de alta pressão e simulações de dinâmica molecular em não-equilíbrio (NEMD) são os principais métodos no estudo constitutivo do efeito de “shear-thinning” para lubrificantes. Nos estudos clássicos de EHL, o conceito de viscosidade generalizada em função da taxa de cisalhamento $\eta^* = \tau/\dot{\gamma}$ é exclusivamente

usado, desta forma, um problema não-Newtoniano pode ser resolvido como um problema Newtoniano generalizado. Isso pode ser suficiente para prever o comportamento da EHL a uma taxa de cisalhamento constante.

Figura 19 – Representação esquemática (a) do comportamento constitutivo e (b) da viscosidade efetiva de fluidos sob efeito de “shear-thinning”. Note que μ é a viscosidade de baixo cisalhamento (comportamento Newtoniano), enquanto η^* é a viscosidade de alto cisalhamento.



Fonte: Adaptado de Bair (2007)

O efeito do cisalhamento na reologia do lubrificante pode ser afetado também pela aditivação, especificamente pelas blendas poliméricas. Os polímeros solúveis em óleo, conhecidos como modificadores de viscosidade, representam uma importante categoria de aditivos para óleos básicos, que aumentam a viscosidade e, portanto, a espessura do filme lubrificante. Na maioria dos casos, as cadeias macromoleculares dispersas no óleo adotam uma conformação progressivamente mais aberta à medida que a temperatura aumenta, de modo que os polímeros contribuem mais para a viscosidade geral da mistura a altas temperaturas do que a baixas temperaturas. Por outro lado, com taxas de cisalhamento muito altas, que estão presentes nos componentes de transmissão de potência (mancais, cames, pistões, etc.), os polímeros podem apresentar uma queda na viscosidade pelo efeito “shear-thinning”. Como consequência, óleos contendo polímeros podem formar filmes hidrodinâmicos muito mais finos do que o previsto a partir da baixa taxa de cisalhamento. De um ponto de vista prático, é muito importante para prever a espessura do filme EHD em lubrificantes aditivados com blendas poliméricas, pois ela influencia o atrito, o desgaste e ou mesmo fadiga de contato (BERCEA; PALEU; BERCEA, 2004).

No estudo conduzido por Liu et al. (2020), é possível observar que ainda há um debate em andamento sobre qual modelo é mais apropriado para descrever o efeito de “shear-thinning” de um filme EHL sob altas tensões de cisalhamento (SPIKES; ZHANG, 2014;

BAIR et al., 2015; JADHAO; ROBBINS, 2019). Apesar dessas discussões, nesta seção, apresentaremos apenas a lei de potência de Carreau como modelo representativo.

A lei de potência de Carreau

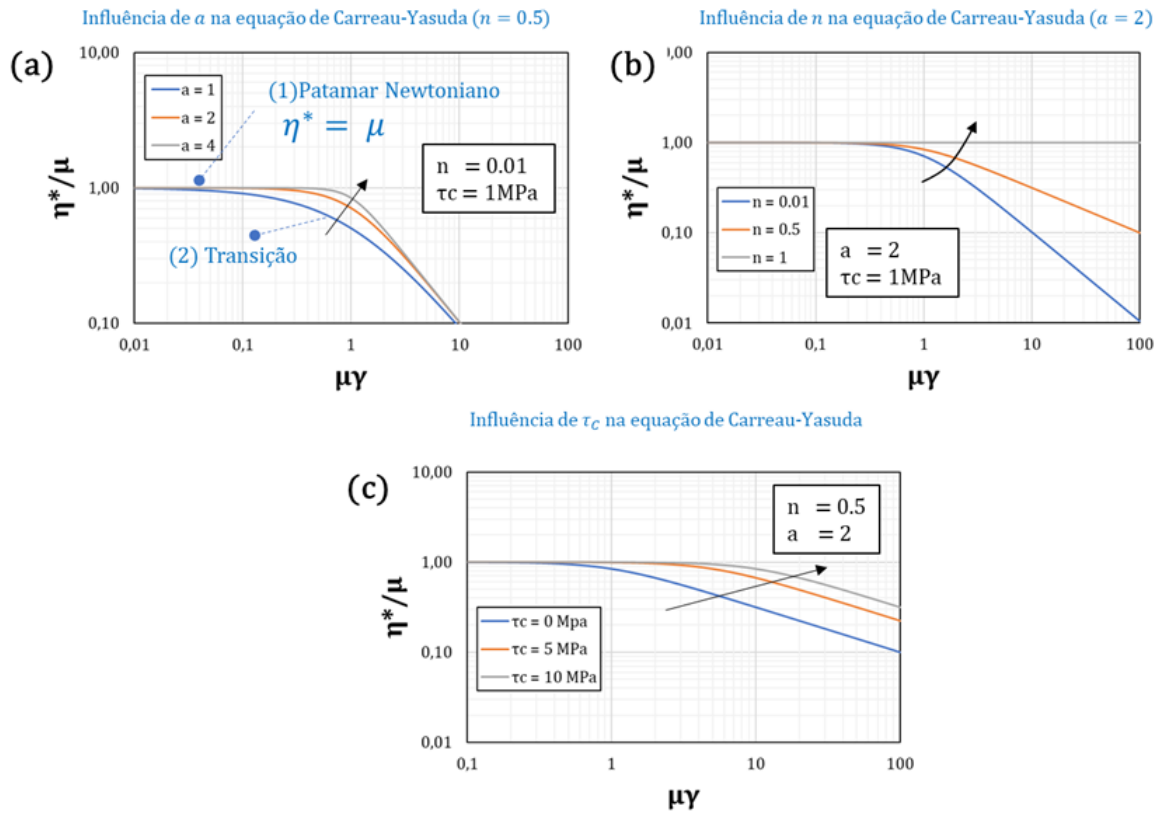
A medição da curva de fluxo de um lubrificante pode ser realizada por meio de reômetros especialmente projetados, como os reômetros Couette e capilar, sob altas pressões. Os dados obtidos podem ser ajustados a equações constitutivas fenomenológicas. Resultados obtidos por Bair e colegas (BAIR, 1995, 2002b; BAIR; GORDON, 2006) em reômetros de alta pressão sob condições isotérmicas mostraram que a viscosidade generalizada do lubrificante, quando submetido a altas tensões de cisalhamento, segue uma lei de potência, que se assemelha à característica de um fluido sob o efeito “shear-thinning”. Existem várias equações empíricas baseadas na lei de potência que podem representar as curvas de fluxo de cisalhamento medidas, e uma delas é a equação Carreau-Yasuda (YASUDA; ARMSTRONG; COHEN, 1981; BAIR, 2002b).

$$\eta = (\mu - \mu_2) \left[1 + \left(\frac{\mu \dot{\gamma}}{\tau_c} \right)^a \right]^{\frac{n-1}{a}} + \mu_2 \quad (2.40)$$

onde τ_c é a tensão crítica de cisalhamento ou o limite de linearidade da tensão do fluido e $\dot{\gamma}$ é a taxa de cisalhamento. Quando a tensão de cisalhamento é maior que τ_c , a viscosidade em alto cisalhamento η^* torna-se menor do que a viscosidade em baixo cisalhamento (Newtoniana) μ . μ_2 é a viscosidade no segundo regime Newtoniano, que é relevante para fluidos multicomponentes (BAIR, 2007). Para um lubrificante monocomponente, $\mu_2 = 0$, e a equação (2.40) torna-se a única equação de Carreau-Yasuda. A Figura 20 ilustra a influência dos parâmetros a , n e τ_c na viscosidade generalizada para a equação de Carreau-Yasuda. O parâmetro a representa a duração da transição do regime Newtoniano para o regime comportamental de acordo com a lei de potência, sendo que quanto menor, mais ampla é a transição. O parâmetro n representa a inclinação da curva, ou seja, $n - 1$. O parâmetro τ_c indica o início do efeito “shear-thinning”. Quando $a = 1 - n$, a equação (2.40) se torna a equação de Cross (HIEBER; CHIANG, 1992). Quando $a = 2$, a equação (2.40) se torna o modelo de Carreau (CARREAU, 1972; BAIR, 2006).

$$\eta = (\mu - \mu_2) \left[1 + \left(\frac{\mu \dot{\gamma}}{\tau_c} \right)^2 \right]^{\frac{n-1}{2}} + \mu_2 \quad (2.41)$$

Figura 20 – Influência do parâmetro a , n e τ_c sobre a viscosidade generalizada versus taxa de cisalhamento para o modelo de Carreau Yasuda. (para $a = 2$, Carreau-Yasuda = modelo Carreau)



Fonte: Autor (2023)

As equações (2.40) e (2.41) expressam a viscosidade generalizada como uma função da taxa de cisalhamento. No entanto, Bair propôs equações modificadas que utilizam a tensão cisalhante como variável independente para descrever a equação de Carreau modificada (BAIR, 2007):

$$\eta = (\mu - \mu_2) \left[1 + \left(\frac{\mu\dot{\gamma}}{\tau_c} \right)^2 \right]^{\frac{1-(1/n)}{2}} + \mu_2 \quad (2.42)$$

Para $n > 0,5$, as eq. (2.40), (2.41) e (2.42) produzem resultados semelhantes.

2.3.3.3 Tensão cisalhante limite (LSS)

Definição e evidências físicas

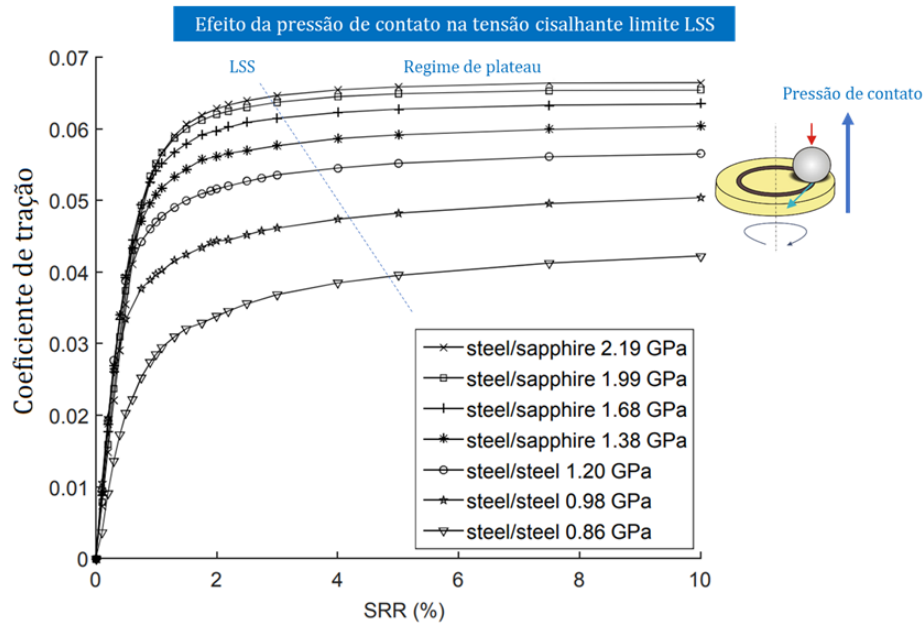
O conceito de limite de tensão cisalhante (LSS) foi introduzido por Smith (1960) nos anos 60, quando observou que a tensão cisalhante média medida em um equipamento de

tração raramente excede um décimo da pressão de contato média. Ele postulou que existe um limite máximo para a tensão de cisalhamento que um fluido pode transmitir, mesmo quando sob pressões elevadas. Quando o *LSS* é atingido, um aumento adicional na taxa de cisalhamento não resulta em um aumento correspondente na tensão cisalhante, ou seja, o fluido sob pressão se comporta como um sólido que atingiu um patamar plástico (LIU et al., 2020).

Existem diversas evidências experimentais na literatura para apoiar a existência do conceito de tensão cisalhante limite (*LSS*) (LIU et al., 2020). Uma dessas evidências é a observação de um plateau em curvas de tração medidas por máquinas de tração (MTM), como exemplificado pelas curvas de tração mostradas na Figura 21 (PLINT, 1967; JOHNSON; TEVAARWERK, 1977; EVANS; JOHNSON, 1986; POLL; WANG, 2012; NDIAYE et al., 2017; BADER, 2018; LIU et al., 2020). Esse plateau indica uma resposta independente da taxa sob elevada pressão e elevado cisalhamento, sugerindo que o regime de plateau é dominado pelo *LSS*, e não por aquecimento devido ao cisalhamento (NDIAYE et al., 2017). Entretanto, algumas hipóteses ainda levantam dúvidas quanto à possibilidade de aquecimento influenciar na curva de tração (JOHNSON; GREENWOOD, 1980; ZHANG; SPIKES, 2020). Em condições de medição aproximadamente isotérmicas, o plateau pode se estender por mais de uma ordem de magnitude na taxa de cisalhamento, mostrando apenas um máximo local (JOHNSON; TEVAARWERK, 1977; EVANS; JOHNSON, 1986; NDIAYE et al., 2017). Além disso, simulações térmicas de EHL que desconsideram o *LSS* geralmente preveem um coeficiente de atrito irrealisticamente maior do que as medições, fornecendo outra evidência experimental de sua existência (LIU et al., 2020). Outra forte evidência experimental vem de medições em células de alta pressão e viscosímetros de Couette realizadas por Bair e Winer (1979, 1982, 1993), que também mostraram um comportamento de cisalhamento independente da taxa, desde que os efeitos de aquecimento do cisalhamento sejam insignificantes.

A origem física do *LSS* ainda é desconhecida. Alguns estudos Evans e Johnson (1986) associaram este fenômeno com operações de bandas de cisalhamento baseadas no comportamento do escoamento de polímeros sólidos amorfos (IMAI; BROWN, 1976). Quando a tensão no fluido atinge um valor limite, o mecanismo de fluxo muda do movimento de segmentos moleculares independentes para a formação de uma banda de cisalhamento através do movimento colaborativo de segmentos adjacentes. Bair et al (BAIR; QURESHI; WINER, 1993; BAIR; MCCABE, 2004) observaram bandas de cisalhamento inclinadas e localização intermitente do cisalhamento em líquidos através de uma célula de visualização de fluxo de alta pressão especialmente projetada (280 MPa).

Figura 21 – Evidências de tensão cisalhante limite (LSS) através de medidas de tração (Óleo mineral de turbina Shell T9, realizado a $T = 313\text{ K}$ e $u_e = 1,3\text{ m/s}$, para pressões de contato hertzianas de 0,75 a 3,0 GPa)



Fonte: Adaptado de Ndiaye et al. (2017)

Outros possíveis mecanismos do LSS, como a transição vítrea e o deslizamento limite, foram discutidos no documento de revisão de Martinie e Vergne (2016). Eles sugeriram que o mecanismo físico que inicia o *LSS* é um cisalhamento localizado, no entanto, muitas questões permanecem sobre a própria iniciação da localização do cisalhamento (MARTINIE e VERGNE, 2016).

Equações empíricas para *LSS*

A Tabela 1 apresenta vários modelos propostos para descrever a dependência do *LSS* em relação à pressão e temperatura, utilizando técnicas experimentais discutidas na seção anterior. Em geral, há um consenso de que o *LSS* é proporcional à pressão e pode apresentar uma ligeira dependência da temperatura (JOHNSON, 1993; BAIR, 2006).

Um dos modelos mais utilizados para descrever o *LSS* é a relação linear proposta por (JOHNSON; TEVAARWERK, 1977), que se baseia nas tensões médias de cisalhamento (τ_{LSS}) e nas pressões médias (p) de contato medidas em máquinas como a esfera sobre disco:

$$\tau_{LSS} = \tau_{L0} + \psi p \quad (2.43)$$

Tabela 1 – Modelos para tensão cisalhante limite

Modelos	Autor	Tipo de teste	Lubrificante e parâmetros
$\tau_{LSS} = \tau_{L0} + \psi p$	Johnson e Tevaarwerk 1977, Evans e Johnson 1986a	Disco x Disco	T33, LVI260, 5P4E, Santotrac 50, HVI 650 $p_{mean} \in (0, 5, 2, 4)GPa, T \in (17, 100)^\circ C$
$\tau_{LSS} = \Lambda p$	Bair et al 2002, 2012	Esfera x Disco: Testes de tração	T9, Squalane: $p_{mean} = 1, 28GPa$
$\tau_{LSS} = \tau_{L0} + \psi p + \beta T$	Ndiaye et al 2017	Esfera x Disco: Testes de tração	Benzyl benzoate e Shell T9: $p_{mean} \in (0, 6, 2, 0)GPa, T \in (20, 80)^\circ C$.
$\tau_{LSS} = \begin{cases} \psi(p - p_0) & \text{para } p \geq p_0 + \tau_c/\psi \\ \tau_c & \text{para } p < p_0 + \tau_c/\psi \end{cases}$	Poll e Wang 2012	Disco x Disco	óleo mineral e um ester $p_{mean} \in (0, 5, 1, 3)GPa, T \in (20, 80)^\circ C$
$\tau_{LSS} = (\psi - aT)p$	Bair e Winer 1992	Viscosímetro Couette [1990] e dispositivo de translação axial com cilindro concêntrico [1982]	5P4E: Baixa taxa de cisalhamento $\dot{\gamma}$; $p_{mean} \in (0, 1)GPa, T \in (20, 80)^\circ C$.
$\tau_{LSS} = (\psi p - a)e^{\beta(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_0})}$	Houpert et al 1981	Disco x Disco	Óleo sintético diester $p_{mean} \in (0, 38, 0, 76)GPa, T \in (25, 95)^\circ C$.
$\tau_{LSS} = a + bp + cT + dpT$ para $\tau_{LSS} = \tau_{L0} + \psi p$ ou $\tau_{LSS} = (\tau_{L0} - \psi)[1 - \eta(T - T_R)]$	Wikström e Höglund 1994 $T \in (-20, 110)^\circ C$; Reshetov and Gryazin 1990 $T \in (27, 150)^\circ C$	“Bouncing ball test”	PAO e um óleo naftenico: $\dot{\gamma} = 10^6 s^{-1}$, $p_{mean} \in (5, 8, 7)GPa$

Fonte: Adaptado de Liu et al. (2020)

O coeficiente de pressão-LSS ψ parece variar de 0,03 a 0,12 dependendo dos lubrificantes, embora Johnson (JOHNSON; TEVAARWERK, 1977) tenha medido $\psi \cong 0,09$ para uma ampla gama de fluidos. O segundo parâmetro, τ_{L0} , representa a intercepção no eixo y da tensão de cisalhamento em $p = 0$, que geralmente é pequena em comparação com ψp nas pressões de EHL.

Quando $\tau_{L0} = 0$, a Equação 2.43 pode ser simplificada para:

$$\tau_{LSS} = \Lambda p \quad (2.44)$$

Onde o Λ é o coeficiente de pressão-LSS para cada pressão média (p).

Uma maneira de determinar o coeficiente Λ seria através da medição de uma única curva de tração em alta pressão, sob a suposição de que o LSS é alcançado em toda a área de contato e que Λ é aproximadamente igual à força máxima de tração (f_{max}), como segue:

$$f_{max} = \frac{\iint \tau_{LSS} dx dy}{w} = \frac{\iint \Lambda p dx dy}{\iint p dx dy} = \Lambda \quad (2.45)$$

Ao encaixar os dados de tração medidos na Eq. 2.43, τ_{L0} é menor do que 0 para a maioria dos lubrificantes. A fim de evitar os valores negativos de LSS a baixas pressões, a tensão de cisalhamento crítica τ_c é definida como o limite inferior para Eq. 2.43 (POLL; WANG, 2012). Portanto, a relação pressão-LSS pode ser expressa por uma forma bilinear:

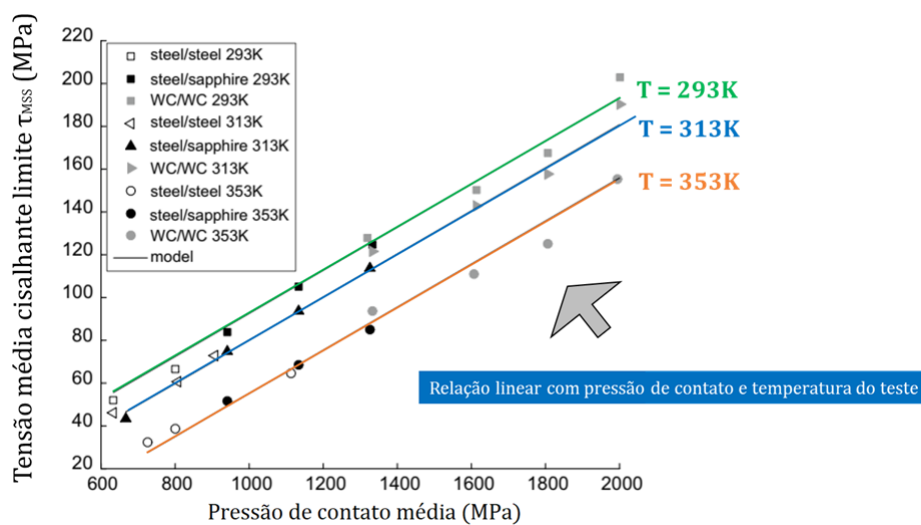
$$\tau_{LSS} = \begin{cases} \psi(p - p_0) & \text{para } p \geq p_0 + \tau_c/\psi \\ \tau_c & \text{para } p < p_0 + \tau_c/\psi \end{cases} \quad (2.46)$$

ψ e p_0 precisam ser determinados pela medição de um conjunto de curvas de tração a altas pressões.

Com base nas medições de tração realizadas em um éster sintético e um óleo mineral de turbina (Figura 22), Ndiaye et al. (2017) identificaram que as dependências do LSS em relação à pressão e temperatura podem ser expressas por funções lineares simples, com os dois fatores de influência podendo ser dissociados. A equação média para a tensão limite de cisalhamento é dada por:

$$\tau_{LSS} = \tau_{L0} + \psi p + \beta T \quad (2.47)$$

Figura 22 – Dependências de pressão e temperatura da tensão de cisalhamento limite através de medidas de tração. (Óleo mineral de turbina Shell T9, $T = 293, 313$ e 353 K com pressão média de contato hertziana de até 2,0 GPa).



Fonte: Adaptado de Liu et al. (2020)

Obtenção experimental de τ_{LSS}

Como mencionado anteriormente, o coeficiente de atrito máximo de uma curva de tração é altamente influenciado pela propriedade de LSS dos lubrificantes em contatos concentrados. Para prever a tração EHL, é essencial ter uma equação apropriada de LSS em função da pressão. O LSS de um fluido pode ser medido por meio de técnicas independentes de alta pressão, como o viscosímetro de alta pressão projetado por Bair e Winer (1990), o dispositivo de cilindro concêntrico de translação axial (BAIR; WINER, 1982) e a câmara de alta pressão projetada por Hoglund e Jacobson (1986).

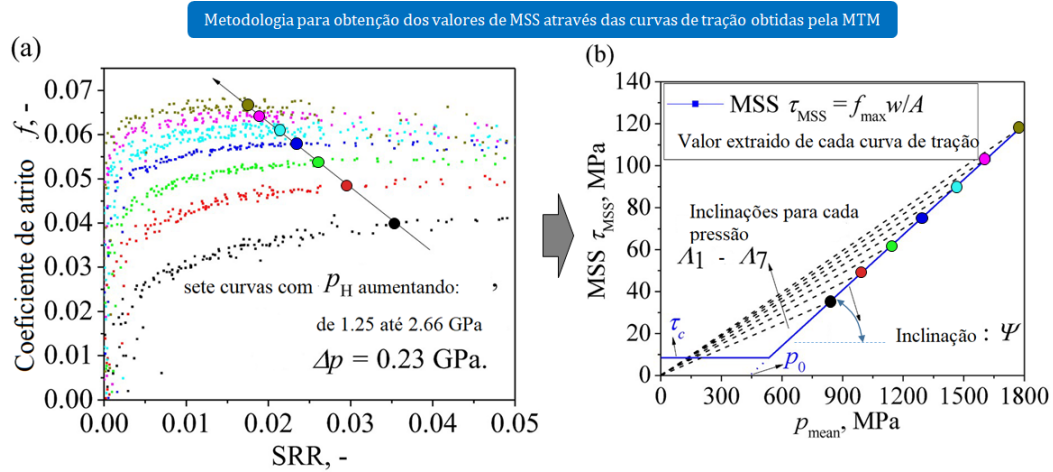
Na prática, é desafiador realizar o cisalhamento de um fluido homogêneo pressurizado em alta tensão e alta taxa de cisalhamento, mantendo a temperatura quase constante. Como alternativa, tribômetros de tração têm sido amplamente utilizados como reômetros para caracterizar o LSS de lubrificantes. É possível medir o LSS, que é a tensão de cisalhamento média sobre o contato EHL correspondente ao coeficiente de atrito máximo em uma curva de tração (ver equação 2.48).

Embora o MSS não seja uma propriedade inerente do lubrificante, para contatos altamente carregados, com a hipótese de que o LSS é alcançado em quase todas as partes na zona de contato e os efeitos térmicos são insignificantes até a ocorrência do coeficiente de atrito máximo, o valor do MSS medido em uma curva de tração está próximo do LSS com aquela pressão média de contato correspondente. Neste trabalho, a dependência de pressão do MSS para os lubrificantes testados foi obtida das curvas de tração medidas usando a abordagem proposta por Poll e Wang (2012), conforme explicado por Liu (2020) e ilustrado na Figura 23. Embora existam muitas dificuldades na medição direta do LSS devido às condições extremas envolvidas, os tribômetros de tração fornecem uma técnica viável para a determinação do LSS, desde que as hipóteses mencionadas acima sejam atendidas. Além disso, o MSS pode ser uma medida útil para avaliar a capacidade de um lubrificante de suportar cargas elevadas em condições EHL.

$$\tau_{LSS} = \frac{f_{max}w}{\pi ab} \quad (2.48)$$

A Figura 23 ilustra que o MSS aumenta de forma linear em função da pressão média de contato, com a curva de ajuste não passando pela origem das coordenadas. Por meio de ensaios em diferentes cargas, é possível determinar a inclinação para calcular τ_{MSS} usando a Equação 2.44 (BJÖRLING et al., 2013; BAIR, 2007; BAIR; MCCABE; CUMMINGS, 2002), ou a inclinação ψ usando a Equação 2.46 (POLL; WANG, 2012).

Figura 23 – Determinação da dependência de pressão do *MSS* para o esqualano com base nas curvas de tração medidas em altas pressões de contato. (a) as curvas de tração medidas com uma máquina Disco x Disco a 5 m/s e 40 °C; (b) a função bilinear da tensão de cisalhamento média máxima versus a pressão média de contato).



Fonte: Adaptado de Liu et al. (2020)

Resumindo, este trabalho considera que o *LSS* depende apenas da pressão, sendo um parâmetro crucial para prever a tração em baixas taxas de cisalhamento. No entanto, é também um parâmetro difícil de ser compreendido completamente. Alguns estudos discutiram o efeito da dependência do *LSS* na temperatura para prever a tração. Como uma aproximação, a tensão média cisalhante (*MSS*) é derivada das curvas de tração para representar o *LSS*, supondo que depende apenas da pressão, como visto em estudos específicos (BJÖRLING et al., 2013, 2014; HABCHI et al., 2010b; HABCHI; BAIR; VERGNE, 2013; HABCHI; VERGNE, 2015; HABCHI; BAIR, 2019).

2.3.3.4 Comportamento viscoelástico dos fluidos lubrificantes no contato EHL

O papel do módulo de cisalhamento

Os fluidos viscosos podem exibir comportamento viscoelástico quando sujeitos a altas taxas de cisalhamento. Esse efeito foi demonstrado por Barlow et al. (1967) por meio de ensaios de cisalhamento oscilatório de alta frequência. O experimento revelou uma transição do comportamento viscoso para um comportamento predominantemente elástico quando a frequência de oscilação era comparável ou superior ao tempo de relaxamento do fluido, isto é, quando o número Deborah $De > 1$.

$$De = \frac{\lambda_\infty}{t_0} = \frac{\mu}{G_\infty t_0} \quad (2.49)$$

Sendo λ_∞ o tempo característico ou de relaxamento do fluido em um estado de referência e t_0 o tempo característico observado. O módulo limitador de alta frequência de cisalhamento do lubrificante é representado por G_∞ , e é usualmente igual a 10^9 Pa para óleos minerais, consistindo no valor do módulo de cisalhamento de um material quando ele está sujeito a condições de alta frequência ou frequências extremamente altas de carregamento ou estresse. À temperatura e pressão ambiente, é difícil detectar qualquer comportamento elástico em um óleo lubrificante devido ao seu tempo de relaxamento, t_0 , relativamente curto, ou seja, $De \ll 1$. No entanto, quando a pressão de contato atinge níveis suficientemente elevados ou quando a temperatura é consideravelmente baixa, a viscosidade μ aumenta substancialmente, e é de se esperar que o tempo de relaxamento também se prolongue. Por exemplo, para esqualano com um pressão de contato maior que 1,5 GPa a $40^\circ C$, a ordem de viscosidade μ é de 10^6 Pas e o tempo de relaxamento é da ordem de $10^{-3}s$. Esse tempo de relaxamento é da mesma magnitude do tempo de observação em EHL ($t_{observado} = 2a/u_e$, onde $2a$ é da ordem de $10^{-3}m$ e u_e é da ordem de $1m/s$). Com $De > 1$, a viscoelasticidade do lubrificante pode desempenhar um papel importante na tração EHL. Para descrever a resposta do fluido viscoelástico ao cisalhamento simples transitório quando a tensão é infinitesimal, o modelo Maxwell pode ser a maneira mais simples de se fazer isso (JOHNSON; TEVAARWERK, 1977).

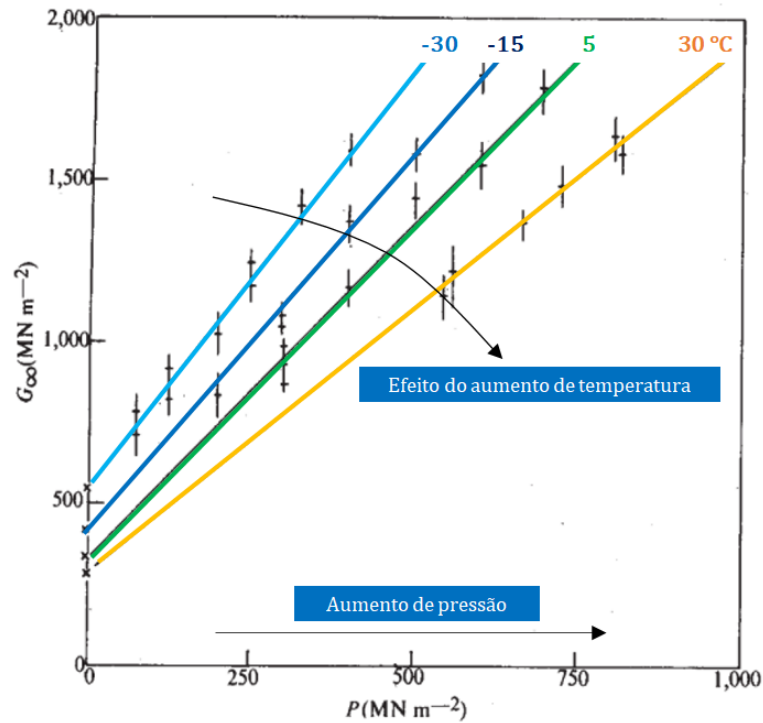
$$\dot{\gamma} = \dot{\gamma}_{el} + \dot{\gamma}_{visc} = \frac{d}{dt} \left(\frac{\tau}{G_\infty} \right) + F(\tau) \quad (2.50)$$

onde os subscritos *el* e *visc* indicam os elementos elásticos e viscosos da taxa de cisalhamento $\dot{\gamma}$, respectivamente. $F(\tau)$ representa a função viscosa para o efeito “shear-thinning” de Carreau. Note que o módulo de cisalhamento elástico medido, G_∞ , difere (sendo, na verdade, maior do que) da tensão crítica de cisalhamento, τ_C (às vezes chamado de módulo de cisalhamento efetivo), nas equações de “shear-thinning”, pois um elemento fluido se translada, gira e deforma em cisalhamento simples (Hutton; Phillips, 1972). O módulo G_∞ é igualmente importante com o termo viscosidade na equação 2.50 e deve ser medido em cisalhamento de alta frequência (cisalhamento oscilatório de pequena deformação) em uma ampla gama de pressões e temperaturas de contato EHL.

Para uma certa temperatura, geralmente considera-se que G_∞ aumenta linearmente com a pressão, (ver Figura 24):

$$G_\infty = G_{\infty 0}(T) + G'_\infty(T)p \quad (2.51)$$

Figura 24 – Variação de G_{∞} com pressão e temperatura para ftalato de di(2-etil-hexilo)



Fonte: Adaptado de Hutton e Phillips (1972)

De acordo com Bair (2006), $G_{\infty 0}(T)$ tem uma magnitude da ordem de 1 GPa. Algumas amostras de G'_{∞} próximas à temperatura ambiente incluem 1,6 GPa para DOP (Hutton; Phillips, 1972) e 4 – 5 GPa para 5P4E (BARLOW et al., 1972; BEZOT et al., 1986). A dependência da temperatura de ambos os coeficientes na equação 2.51 pode ser descrita por uma função do tipo $[(a + bT)]^{(-2)}$ (Hutton; Phillips, 1972). Em um artigo instigante, Tabor (1981) discutiu a relação entre o módulo de cisalhamento e a resistência ao cisalhamento de materiais, incluindo lubrificantes. Esta relação pode ser expressa por uma fórmula geral:

$$G_{\infty} = 30\tau_{LSS} \quad (2.52)$$

O papel viscoelasticidade no atrito EHL

Acredita-se que a viscoelasticidade dos lubrificantes afete o atrito EHL em pequenos SRRs para contatos altamente carregados (BAIR, 2006). Nos estudos clássicos sobre EHL, o módulo de cisalhamento tem sido frequentemente utilizado como um parâmetro ajustável para harmonizar simulações com medições experimentais. No entanto, para ajustar os resultados experimentais de tração, geralmente é necessário diminuir em duas

ordens de magnitude o valor de G_∞ medido independentemente (LIU et al., 2020). O DOP, que é um representante dos lubrificantes sintéticos amplamente estudados, é relatado como tendo a dependência de pressão mais fraca em relação a G_∞ ($G_\infty=1,6$), tornando-o ideal para evidenciar os efeitos da viscoelasticidade do óleo sobre a tração em comparação com outros fluidos. Em um estudo recente, Habchi e Bair (2019) simularam o cisalhamento com DOP para um contato de linha em estado estacionário, utilizando propriedades viscoelásticas medidas por Hutton e Phillips (1972). Eles concluíram que a viscoelasticidade de cisalhamento é insignificante no atrito EHL, quando as propriedades medidas foram adotadas. A razão para invocar um valor muito menor de G_∞ para explicar o atrito é atribuída às suposições reológicas errôneas na teoria clássica EHL, por exemplo, a relação entre viscosidade e pressão.

2.3.4 Propriedades térmicas

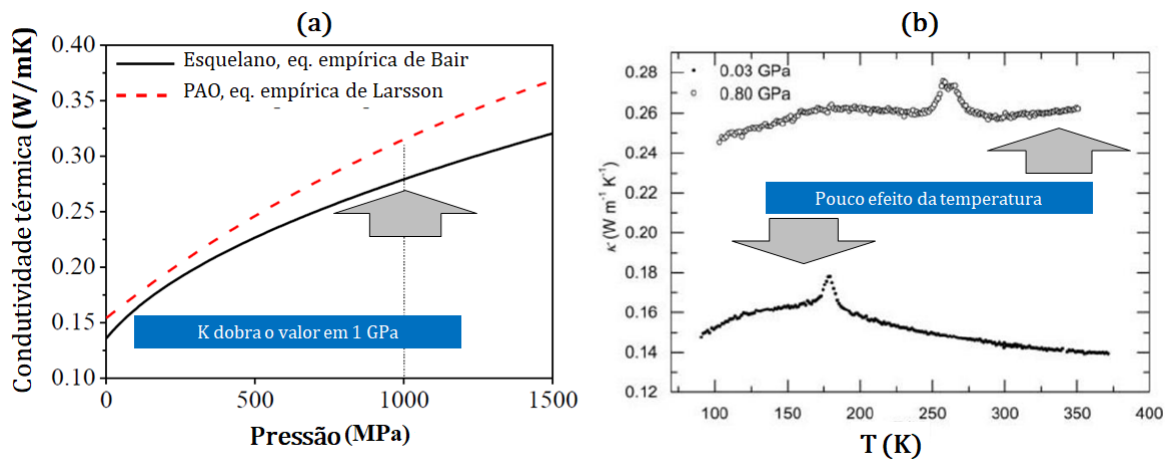
2.3.4.1 Condutividade térmica de amostras de aço SAE52100

A condutividade térmica dos sólidos tem um impacto significativo na tração em EHL, já que influencia a remoção de calor e o aumento de temperatura no contato. Recentemente, Reddyhoff, Schmidt e Spikes (2019) realizaram medições de condutividade térmica em amostras utilizadas na Mini-Traction-Machine (MTM), que é feita de aço para rolamento AISI 52100, utilizando um método de termoreflexão de domínio de frequência (FDTR). Os resultados indicaram que tanto a esfera quanto o disco possuem uma condutividade térmica média de cerca de 21 W/mK, que é menos da metade do valor comumente citado de cerca de 46 W/mK nas simulações TEHL (“Thermal Elasto-Hidrodinamic”) para um contato feito de aço AISI 52100 (HABCHI et al., 2010b; BJÖRLING et al., 2013; SHIRZADEGAN et al., 2015). Além disso, observou-se que a discrepância pode ser resultado do encruamento do aço, que supostamente leva a uma condutividade térmica menor. O valor de 46 W/mK é obtido para um estado de aço recozido. Esses resultados estão em conformidade com estudos prévios que relataram a dependência da condutividade térmica em relação à condição microestrutural do aço (KOHLRAUSCH, 1888; WILZER et al., 2013). Uma menor condutividade térmica pode resultar em uma temperatura máxima mais alta no filme lubrificante (HABCHI, 2018), o que pode levar a uma redução na viscosidade e no coeficiente de tração para contatos de rolamento/deslizamento com filme completo EHL. É crucial compreender o impacto da condutividade térmica do aço no desempenho da EHL, incluindo a temperatura máxima atingida no filme/sólido.

2.3.4.2 Condutividade térmica dos lubrificantes

Os efeitos térmicos relacionados as propriedades físicas dos lubrificantes, também são importantes para às previsões do atrito EHL. O calor gerado precisa ser transferido por condução de calor através da fina película do filme EHL. O aumento de temperatura no filme também pode causar instabilidade e degradação de alguns aditivos do óleo. A condutividade térmica do lubrificante tem um papel importante neste processo. Nas simulações clássicas da EHL, a condutividade térmica do óleo era geralmente assumida como um valor constante (0,14 W/mK) e independente das pressões (a terceira hipótese na EHL clássica, como discutido). Entretanto, medições transientes de “hot-wire” (técnica de medição de condutividade térmica) mostraram que a condutividade térmica duplica seu valor em aproximadamente 1 GPa (RICHMOND; NILSSON; SANDBERG, 1984; LARSSON; ANDERSSON, 2000; NELIAS et al., 2002; BAIR et al., 2018), veja Figura 25. O aumento depende do volume livre e do coeficiente de compressibilidade isotérmica (isto é, módulo de volume) dos fluidos (KAMAL; MCLAUGHLIN, 1964; WERNER et al., 2008). A dependência de pressão da condutividade térmica dos líquidos pode influenciar o aumento da temperatura no filme e, portanto, a previsão do atrito.

Figura 25 – Dependência de pressão (a) e temperatura (b) da condutividade térmica do esquelano.



Fonte: Adaptado de Bair et al. (2018)

A condutividade térmica k depende de temperatura e pressão de acordo com um parâmetro de escala e uma equação empírica (BAIR, 2006)

$$k_{oil} = B_k + C_k \kappa^{-2} \quad (2.53)$$

$$\kappa = \frac{V}{V_R} \left[1 + \left(\frac{T}{T_R} \right) \left(\frac{V}{V_R} \right)^{-g} \right] \quad (2.54)$$

onde B_k , C_k , e q são parâmetros que dependem dos lubrificantes. Estes parâmetros precisam ser determinados através da condutividade térmica medida em diferentes temperaturas e pressões para um lubrificante específico. Quanto à capacidade volumétrica de calor $c = \rho c_p$ do óleo, depende da temperatura e da pressão, de acordo com

$$c = C' + m\chi_c \quad (2.55)$$

$$\chi_c = \left(\frac{T}{T_R} \right) \left(\frac{V}{V_R} \right)^{-g_c} \quad (2.56)$$

onde C' , m e g são parâmetros que dependem dos lubrificantes. O termo V/V_R nas duas equações acima é igual a ρ_R/ρ . Os outros parâmetros devem ser determinados a partir de medições em diferentes pressões e temperaturas. Observe que a transição de um estado líquido para um estado sólido amorfo ou vítreo pode ser detectada nas medições de capacidade térmica.

Larsson e Andersson (2000) mediram a condutividade térmica e a capacidade volumétrica de calor para uma série de lubrificantes e equações empíricas foram propostas para descrever a dependência de pressão e temperatura das propriedades termodinâmicas. A condutividade térmica pode ser modelada como independente da temperatura entre 295 e 380 K e a dependência de pressão da condutividade térmica pode ser expressa por:

$$k_{oil} = k_0 \left(1 + \frac{a_1 p}{1 + a_2 p} \right) \quad (2.57)$$

onde p é a pressão em GPa e as constantes k_0 , a_1 e a_2 foram dadas na Tabela 2 para diferentes lubrificantes.

Tabela 2 – Constantes na expressão da condutividade térmica dependente da pressão para diferentes tipos de lubrificantes

Tipo de lubrificante	k_0 W/(mK)	a_1	a_2
Mineral parafínico	0,137	1,72	0,54
Mineral naftênico	0,118	1,54	0,33
PAO	0,154	1,40	0,34
Polyglicol	0,148	1,56	0,61
Sandrotrac	0,104	1,85	0,50
Ester (TMP oleat)	0,162	1,44	0,56
Óleo de semente	0,164	1,41	0,58

Fonte: Adaptado de Liu et al. (2020)

2.4 Referências de fluidos lubrificantes na lubrificação EHL

O texto apresenta informações sobre os fluidos de referência utilizados em estudos de lubrificação EHL. Esses fluidos são óleos cujas propriedades físicas, reológicas e térmicas foram caracterizadas por técnicas experimentais que isolam o fator de análise, com sistemas quase isotérmicos ou isobáricos (BAIR, 2006). No entanto, é importante que os fluidos de referência sejam capazes de representar a viscosidade dependente da temperatura, pressão e cisalhamento que pode ser observada na lubrificação EHL. A FVA fornece uma série de fluidos de referência (óleos de engrenagem) com bases de óleos minerais e sintéticos, e um dos mais utilizados é o óleo mineral FVA-3. Além disso, existem outros líquidos de referência estabelecidos para EHL quantitativa, como o sebacato de 2-etilhexilo, ftalato de diisodetila, trimelitato de 2-etilhexilo e hexaisnonanoato de dipentaeritritol ou hexa(7-metiloctanoato de pentaeritritol) (BAIR, 2019). A sigla “FVA” no contexto da “Research Association for Drive Train Technologies” (Associação de Pesquisa para Tecnologias de Transmissão) na Alemanha provavelmente se refere a “Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V.”, que é o nome completo da organização em alemão. Em inglês, isso pode ser traduzido como “Research Association for Drive Train Technologies.”

O lubrificante esqualano é um alceno ramificado de baixo peso molecular (422,81 g/mol) que pode representar a dependência de pressão e temperatura da viscosidade para um óleo mineral parafínico de baixa viscosidade ou polialfaolefina (PAO) (BAIR, 2006). Esse fluido foi bem caracterizado por Bair e colegas de trabalho e amplamente estudado (BAIR, 2006; BAIR et al., 2018; BJÖRLING, 2014; BAIR; FLORES-TORRES, 2018). É um dos fluidos mais caracterizados no que diz respeito às propriedades termofísicas e modelos de fluidos para estudos em EHL, e também tem sido amplamente utilizado em

simulações de dinâmica molecular. Os modelos e parâmetros de fluidos para o esqualano e PAO (BAIR; FLORES-TORRES, 2018) estão resumidos nas Tabelas 3, que apresenta apenas os modelos “shear-thinning”, pois as equações são versões modificadas da equação do tipo Carreau. Alguns valores de lubrificantes polialfaolefinas para a correlação de Yasutomi podem ser consultadas em Bair e Flores-Torres (2018).

Para o esqualano, uma equação de Carreau é usada para descrever a viscosidade dependente do cisalhamento a partir de medições de alta pressão e simulações NEMD (BJÖRLING et al., 2013),

$$\eta^*(\dot{\gamma}) = \mu \left[1 + \left(\dot{\gamma}_e \lambda_R \frac{\mu}{\mu_R} \frac{T_R}{T} \frac{V}{V_R} \right)^2 \right]^{\frac{n-1}{2}} \quad (2.58)$$

Para o óleo T9, uma equação Carreau-Yasuda modificada única foi graficamente ajustada à viscosidade medida dependente do cisalhamento em um viscosímetro Couette pressurizado (HABCHI et al., 2010a),

$$\eta^*(\dot{\gamma}) = \mu \left[1 + \left(\frac{\tau}{\tau_c} \right)^a \right]^{\frac{1-\frac{1}{n}}{a}} \quad (2.59)$$

Tabela 3 – Fluidos de referência e parâmetros reológicos, esqualano (SQL), poliglicol (PGLY) e Poliisopreno (PIP)

Lubrificantes de referência	Parametro		esqualano	Shell T9	SQL + PIP	PGLY	
1 Shear-thinning							
Carreau	T_R	$^{\circ}C$					
	μ_R	$mPas$	15,6				
	λ_R	s	$2,26e^{-9}$				
	a		0,5				
	τ_c	MPa	7				
	m		0,1		0	0,1	
	G_R	MPa	6,94			0,01	0,256
	n		0,463		0,35	0,8	0,33
Rabinowitsch	m				0,05		
	G_R	MPa			0,32		
	n				0,33		
2 Densidade baseada em volume livre							
Tait EOS	a_v	K^1	0,000836	0,000773	0,000752		
	ρ_R	kg/m^3	795,8	875			
	β_R	K^1	0,006232	0,006090	0,006765		
	K'_0		11,74		11,29		
	K_{00}	GPa	8,658		8,375		
	a		0,000835			0,000775	
	β_R	K^1	0,006321			0,00764	

Continua na próxima página

Lubrificantes de referência	Parametro		esqualano	Shell T9	SQL + PIP	PGLY
Murnaghan EOS	K'_0		10,85	10,545		10,8
	K_{00}	<i>GPa</i>	8,824	9,234		19,49
3 Viscosidade em baixo cisalhamento						
Improved Yasutomi	A_1	$^{\circ}C$	263,8	188,86	554,1	
	A_2	GPa^1	0,3527	0,719	0,0933	
	B_1	GPa^1	13,73	8,2	8,39	
	B_2		-0,3426	-0,5278	-0,53	
	C_1		11,66	16,09	15,49	
	C_2	$^{\circ}C$	39,17	17,38	20,12	
	T_{g0}	$^{\circ}C$	-88,69	-83,2	-73,62	
	μ_{g0}	<i>Pas</i>	$1,23E + 07$	$1,00E + 12$	$1,00E + 12$	
Doolittle (EOS Murnaghan)	B	<i>Pas</i>	4			
	μ_R		0,0157			
	R_0		0,6683			
	ε	$10^{-4}^{\circ}C^{-1}$	$-7,87E - 01$			
Doolittle (EOS Tait)	B		4,71		4,2	3,661
	μ_R	<i>Pas</i>	0,0157		0,0711	16,3
	R_0		0,6568		0,658	0,6813
	ε	$^{\circ}C^{-1}$	7,273		-9,599	11,57
4 Condutividade térmica						
Bair, Larsson e Anderson	B_K		0	0,053		
	A		-0,115	-0,101		
	C_K	<i>W/mK</i>	0,074	0,026		
	s		4,5	7,6		
	q		2	3		
5 Capacidade térmica						
	C'	<i>J/m³K</i>	$9,40E + 05$	$1,17E + 06$		
	m	<i>J/m³K</i>	$6,20E + 05$	$3,90E + 05$		
	g		3	4		
6 Tensão cisalhante limite						
	Inclinação Λ		0,075	0,083		

Fonte: Adaptado de Liu et al. (2020) e Bair (2006).

2.5 Diferentes abordagens na lubrificação EHL

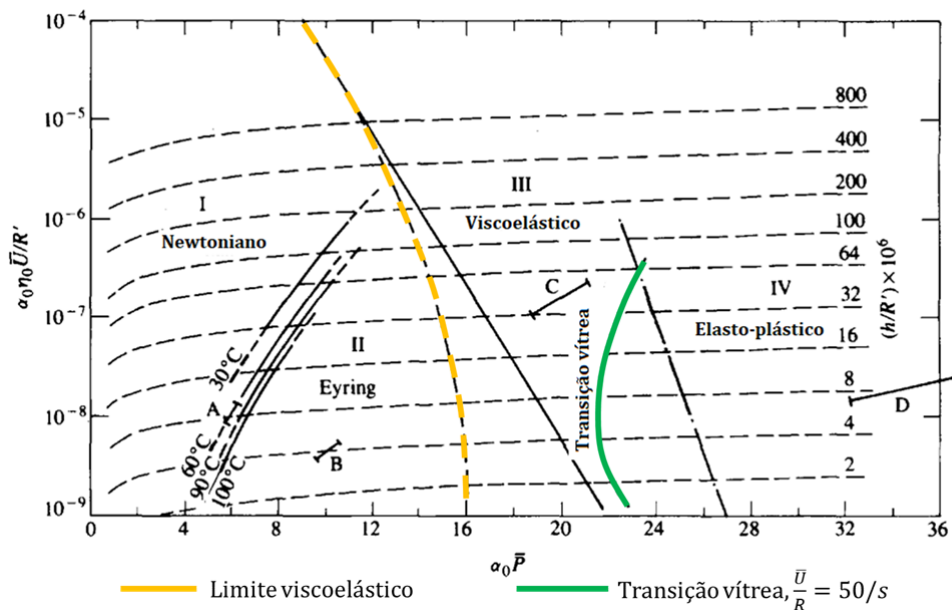
2.5.1 Abordagem clássica

A partir das hipóteses e modelos apresentados é possível entender que, antes de conhecer o comportamento constitutivo não-Newtoniano e as propriedades termofísicas dos lubrificantes nas condições EHL, seria impossível prever com precisão o coeficiente de atrito no contato lubrificado. Essa era a situação nos estudos clássicos de EHL, nos quais faltavam dados de viscosidade de alta pressão para um fluido em massa medido em instrumentos específicos, como viscosímetros de alta pressão. Tribômetros usualmente

eram/são utilizadas como reômetros de alta pressão para fornecer a equação constitutiva de “shear-thinning”. Embora limitados, muitos aspectos importantes da tração no EHL, considerados até hoje, foram revelados em estudos clássicos (BAIR, 2019, 2019) com esta abordagem.

Primeiramente, foi observado que uma curva de tração (conforme a Figura 21) de um lubrificante não pode ser modelada por efeitos térmicos ou não-Newtonianos de forma independente (LIU, 2020). Em situações de alta pressão e taxas de cisalhamento, típicas da lubrificação EHL, o calor gerado afeta a viscosidade do lubrificante, enquanto o comportamento não-Newtoniano do lubrificante, que varia com a taxa de cisalhamento, influencia sua capacidade de formar uma película lubrificante eficaz. Portanto, uma abordagem de modelagem precisa requer a consideração simultânea e interconectada desses fatores para compreender adequadamente o comportamento do lubrificante e suas consequências na EHL. Em segundo lugar, modelos de fluidos não-Newtonianos viscoelasto-plásticos foram propostos para explicar os regimes de tração, como no mapa de tração para o lubrificante Santotrac 50 mostrado na Figura 26. Em terceiro lugar, o coeficiente máximo de atrito em contatos altamente carregados foi mostrado como sendo dominado pela tensão de cisalhamento limite (LSS), que é proporcional à pressão média de contato.

Figura 26 – Mapa de tração para o lubrificante Santotrac 50, considerando amostras de roletes em aço rolamento, com $R' = 20mm$. Nesse mapa é possível definir o regime de tração do lubrificante, onde as coordenadas escolhidas para o mapa são pressão adimensional e um parâmetro que está intimamente relacionado com a espessura do filme. Dada a carga, velocidade e temperatura, as condições de funcionamento podem ser localizadas como um ponto no mapa. Os regimes são definidos por equações constitutivas, onde a partir das quais se podem prever as forças de tração



Fonte: Adaptado de Evans e Johnson (1986)

Apesar de serem contribuições importantes, existem ainda várias hipóteses difundidas nos estudos clássicos de tração, considerada por diversos modelos de cálculos de atrito (OLVER; SPIKES, 1998; OTERO et al., 2011, 2022), que foram aos poucos sendo refutadas e reestruturadas, como:

- I - a dependência da viscosidade da pressão e da temperatura descrita por uma equação empírica para lubrificantes, por exemplo, a amplamente utilizada equação de Roelands (ROELANDS, 1966);
- II - a curva de fluxo (relação tensão de cisalhamento versus taxa de cisalhamento para um fluido homogêneo) (BAIR, 2007) de um fluido lubrificante foi considerada como a relação entre a tensão de cisalhamento média e a taxa de cisalhamento média obtida de uma curva de tração extraída de um tribômetro;
- III - a condutividade térmica do lubrificante foi usada como uma constante e independente da pressão (HABCHI et al., 2010b);
- IV - o fluido na zona de entrada (ou zona “inlet”) é Newtoniano (BAIR, 2007).

2.5.2 Abordagem quantitativa na lubrificação EHL

Embora Bair e Winer (1979) tenham evidenciado a importância da abordagem quantitativa na previsão do atrito EHL, avanços significativos foram alcançados apenas em 2007, quando as hipóteses restritivas mencionadas anteriormente foram eliminadas (LIU et al., 2007; BAIR et al., 2009). Essa melhoria foi possível graças ao uso de técnicas de medição mais precisas e independentes das propriedades termofísicas dos fluidos de referência, como viscosímetros de alta pressão.

Estudos conduzidos por Habchi et al. (2010b) e Bair (2006) destacaram a importância dessas técnicas na obtenção de dados mais precisos sobre as propriedades físicas dos lubrificantes, como viscosidade, densidade e condutividade térmica. Essas informações são cruciais para o desenvolvimento de modelos mais precisos de atrito EHL e para a melhoria do desempenho de sistemas tribológicos em diversas aplicações.

A determinação do comportamento da viscosidade em altas pressões é de suma importância para prever a tração em contato EHL. Estudos recentes demonstram que a piezoviscosidade super-Arrhenius é uma característica universal dos lubrificantes líquidos típicos (BAIR; MARTINIE; VERGNE, 2016). No entanto, a equação clássica de Roelands não é capaz de descrever esse comportamento e acaba subestimando os valores de

viscosidade em pressões elevadas, acima de 400 MPa (BAIR, 2007).

Para a hipótese clássica I (BAIR, 2006), existem alguns modelos de volume livre fisicamente estabelecidos para descrever as variações de densidade e viscosidade de fluidos em função da pressão e temperatura, como a correlação de Yasutomi ou Doolittle, baseados em medições independentes de viscosidade em alta pressão, deixando de lado o comportamento exclusivamente exponencial.

Já na hipótese II, o contato EHL de uma máquina de tração foi utilizado como um viscosímetro de alta pressão para extrair a relação de tensão cisalhante e taxa de cisalhamento para lubrificantes. A tensão de cisalhamento em um filme EHL não é homogênea devido à distribuição da pressão semi-elíptica hertziana, que pode ser afetada por efeitos térmicos, como a temperatura máxima no filme e o aumento da temperatura nos sólidos (LIU et al., 2020). Assim, a curva de tração medida em um tribômetro não corresponde a uma curva de fluxo. Bair (BAIR, 2006) argumentou que a relação entre a tensão de cisalhamento e a taxa de cisalhamento de um fluido (descrita pela lei de potência) não possui a mesma forma que a relação entre a tensão de cisalhamento média e a taxa de cisalhamento média obtida a partir de uma curva de tração (descrita pela definição hiperbólica ou “lei do seno hiperbólico”). As propriedades reológicas, como a viscosidade em alta pressão, a tensão crítica de cisalhamento (LSS) e o módulo de cisalhamento, não podem ser precisamente obtidos a partir de curvas de tração medidas em tribômetros (BAIR, 2019).

Com relação à hipótese III, medições independentes (efeito de pressão e temperatura) de condutividade térmica dos lubrificantes (RICHMOND; NILSSON; SANDBERG, 1984; LARSSON; ANDERSSON, 2000; HABCHI, 2018) indicam que essa propriedade aumenta significativamente em altas pressões, o que contribui para a dissipação do calor gerado pelo filme para os sólidos, influenciando assim a tração EHL no regime termo-viscoso.

A hipótese IV não pode ser aplicada a lubrificantes com cadeias longas ou lubrificantes com blendas, devido ao possível efeito de redução da viscosidade próximo à entrada do filme (chamado de “inlet shear-thinning”) (LIU et al., 2020). Isso significa que o coeficiente de piezo-viscosidade não pode ser obtido com precisão a partir das medições de espessura do filme utilizando equações empíricas que assumem espessura constante no centro do filme, quando o “inlet shear-thinning” está presente. Além disso, é importante notar que o “inlet shear-thinning” pode afetar a distribuição de tensão no filme, levando a uma tensão de cisalhamento não uniforme, o que pode prejudicar a obtenção de valores confiáveis de propriedades reológicas a partir de medições de tração.

No geral, para melhorar a precisão dos modelos de EHL, é necessário levar em consideração alguns fatores, como a influência da pressão e temperatura nos fluidos lubrificantes e a condutividade térmica desses fluidos em altas pressões (RICHMOND; NILSSON; SANDBERG, 1984; LARSSON; ANDERSSON, 2000; HABCHI, 2018). Além disso, a aplicabilidade de algumas equações empíricas de espessura central do filme pode ser afetada por efeitos como o “inlet shear-thinning”. Portanto, é importante considerar diferentes técnicas de medição, como viscosímetros de alta pressão e outras técnicas independentes, para obter propriedades reológicas precisas.

A Tabela (4) resume as principais diferenças entre a abordagem clássica e a abordagem quantitativa de EHL, evidenciando as limitações da primeira e a importância de aprimorar os modelos teóricos.

Tabela 4 – Diferenças entre EHL clássica e EHL quantitativa

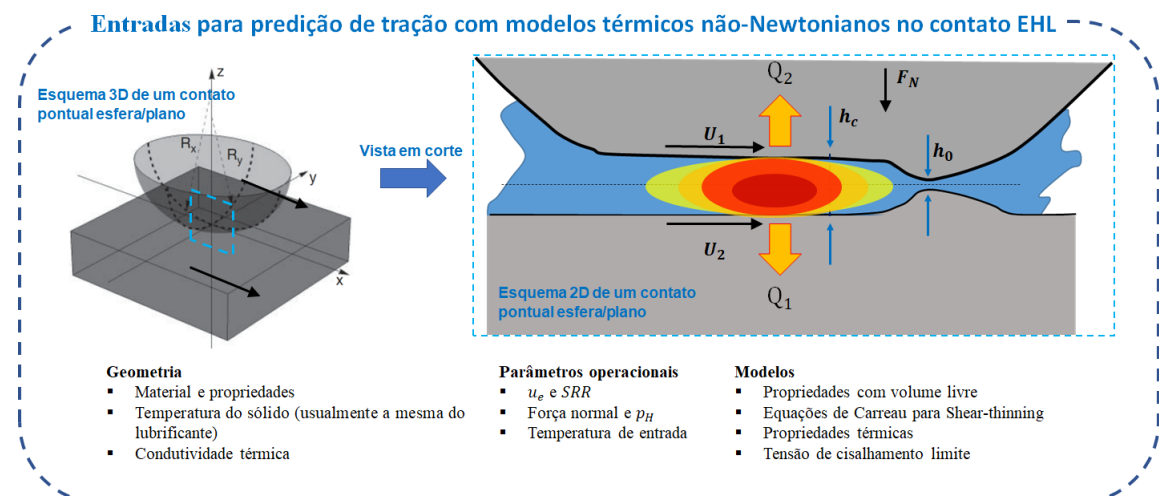
Item	EHL Quantitativa	EHL Clássica
Método de estudo	Medidas de alta pressão independentes e fora do contato EHL são essenciais para estudos de EHL	Máquina de tração é usada como viscosímetro (propriedades médias); parâmetros reológicos derivados da adaptação dos resultados da simulação às medições
Equação de Viscosidade	Medidas a serem ajustadas em modelos de volume livre para cada lubrificante	Uma equação empírica para diferentes lubrificantes, por exemplo, a equação de Roelands
Coefficiente de piezo-viscosidade	Medição independente usando viscosímetro	Pode ser derivado da espessura medida do filme com a equação de Hamrock-Dowson ou semelhantes
Modelo de shear-thinning	Equação de potência de Carreau	Equação hiperbólica de Eyring (Sinh-law)
Viscoelasticidade do óleo G_{∞}	Ordem de GPa	Ordem de MPa

Fonte: Adaptado de Bair (2019)

3 METODOLOGIA PARA O CÁLCULO DA TEMPERATURA E DO COEFICIENTE DE ATRITO

No cálculo simplificado do coeficiente de atrito para este estudo, várias simplificações e equações foram adotadas para lidar com os desafios relacionados ao cálculo acoplado do campo de pressões, deformação superficial e espessura de filme. No entanto, é importante destacar que, para este trabalho, o campo de temperaturas foi abordado de forma numérica, introduzindo um processo iterativo que considera as propriedades constituintes do lubrificante na zona de contato EHL, conforme a abordagem de Liu et al. (2020). Ao resolver numericamente o campo de temperaturas, torna-se possível capturar com maior precisão as variações térmicas e seus efeitos no atrito, mantendo ainda o baixo custo computacional. Um esquema envolvendo a interação do campo de temperaturas com os parâmetros citados pode ser encontrado na Figura 27.

Figura 27 – Esquema de um contato EHL com rolamento/deslizamento e os parâmetros de entrada essenciais para a modelagem do atrito no contato, englobando o comportamento não-Newtoniano e térmico do lubrificante .



Fonte: Adaptado de Liu et al. (2020)

Para desenvolver um modelo térmico não-Newtoniano EHL todos estes fatores precisam ser modelados e, geralmente, consistem em três partes; (1) módulo EHL para

o cálculo da pressão de contato e a espessura do filme; (2) módulo para o cálculo do comportamento não-Newtoniano do lubrificante; (3) módulo para o cálculo dos efeitos térmicos no lubrificante e nas superfícies em contato. Observe que os modelos reológicos descritos anteriormente são unidimensionais e, para calcular uma viscosidade efetiva para um contato pontual em duas dimensões, a taxa de cisalhamento $\dot{\gamma}$ no modelo reológico deve ser substituída pela taxa de cisalhamento equivalente $\dot{\gamma}_e$.

Ao levar em conta os fatores mencionados, é possível afirmar que o problema térmico no contato EHL requer uma série de suposições para ser modelado. Isso se deve ao fato de que o processo envolve a geração e condução de calor tanto pelo filme lubrificante quanto pelos sólidos em contato. Nos capítulos seguintes, serão apresentadas todas as hipóteses e considerações adotadas na metodologia proposta para o cálculo da espessura de filme, atrito e aumento da temperatura em contatos EHL.

3.1 Lubrificação Termo-ElastoHidrodinâmica (TEHL)

Nesta seção, é apresentado um modelo térmico EHL que governa as equações e métodos numéricos utilizados neste estudo, separando na parte referente aos sólidos com a parte referente ao filme lubrificante. Medições de temperatura no sólido ao longo do contato EHL foram obtidas e relatadas por outros pesquisadores (HIRST; MOORE, 1980; BADER, 2018; CASTRO; SEABRA, 2018; ISAAC et al., 2018). Entretanto, em modelagens analíticas sobre o contato EHL, geralmente supõe-se que a temperatura do óleo fornecido seja a temperatura do corpo sólido, e o efeito da temperatura do corpo sólido raramente é considerado, com poucos trabalhos considerando esse efeito, como os trabalhos de Liu e Yang (2009) e Clarke et al. (2006). O aumento de temperatura do corpo sólido pode reduzir a viscosidade do óleo na região de entrada e influenciar a espessura do filme EHL. Para a tração EHL, a temperatura do corpo sólido influenciaria a distribuição de calor e a viscosidade através do filme na zona de alta pressão. Neste trabalho, porém, por tratar-se de uma abordagem simplificada, assim como em Liu et al. (2009), não foi considerado efeito de geração de temperatura nos sólidos, sendo restrito apenas a condução e dissipação do calor.

3.1.1 Equação da energia para o filme lubrificante

O campo de temperatura no filme lubrificante pode ser obtido resolvendo a equação de energia em três dimensões para contatos pontuais (conforme Figura 28). Negligenciando

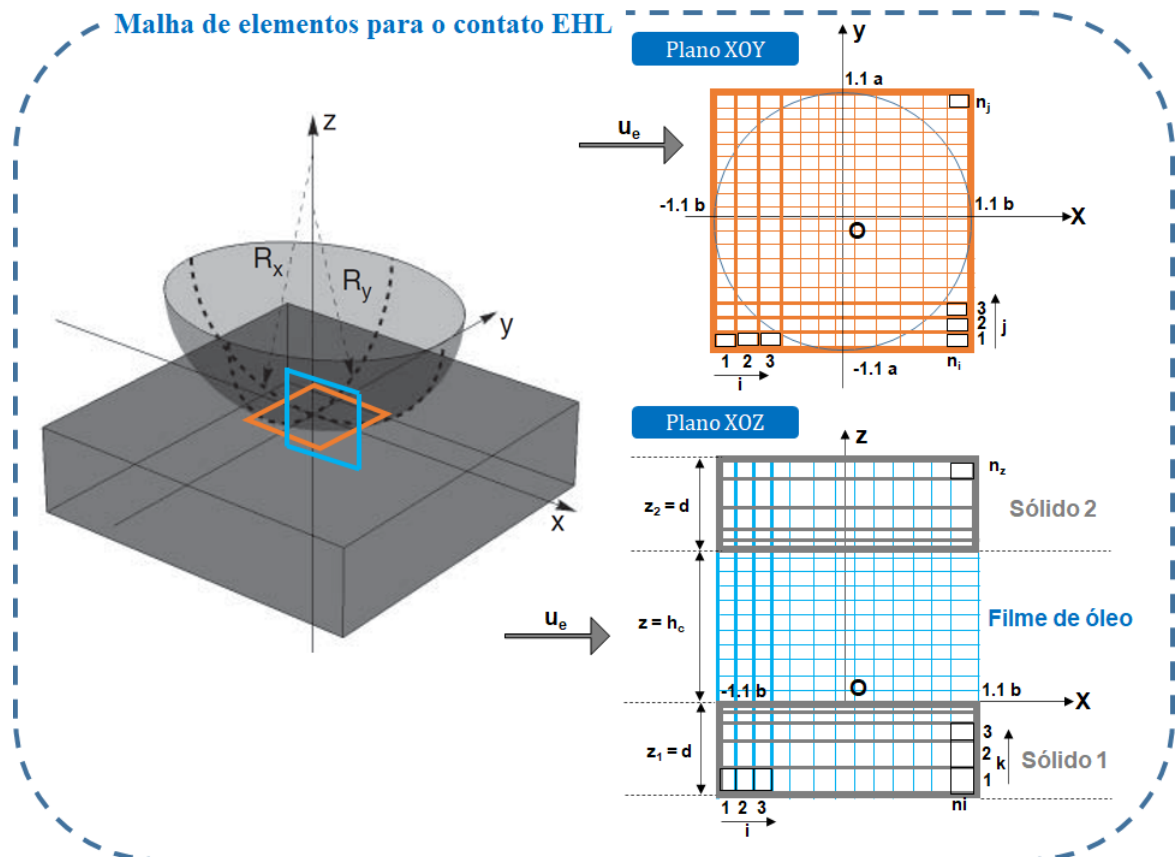
os termos de condução térmica nas direções x e y em comparação com a pequena dimensão da espessura para o filme na direção z , a equação de energia do lubrificante pode ser escrita como (CHENG, 1965).

$$c \left(\rho u \frac{\partial T}{\partial x} + \rho v \frac{\partial T}{\partial y} - q \frac{\partial T}{\partial z} \right) - \frac{\partial (k_{oil} \partial T / \partial z)}{\partial z} = Q_{comp} + Q_{shear} \quad (3.1)$$

onde $q = \frac{\partial}{\partial x} \int_0^z \rho u dz + \frac{\partial}{\partial y} \int_0^z \rho v dz'$. Q_{comp} é o termo de geração de calor por compressão do lubrificante, dado por:

$$Q_{comp} = -\frac{T}{\rho} \frac{\partial T}{\partial \rho} \left(u \frac{\partial \rho}{\partial x} + v \frac{\partial \rho}{\partial y} \right) \quad (3.2)$$

Figura 28 – Domínio computacional e malha para diferenças finitas nos contatos elípticos em coordenadas não dimensionais (fora de escala) (a) domínio de pressão e tensão cisalhante local no plano XOY b) malha de domínio no plano XOZ .



Fonte: Autor (2023)

O aquecimento compressivo e o resfriamento descompressivo são influenciados principalmente pelo gradiente de pressão, mas também pela velocidade, temperatura e coeficiente de expansão térmica. Normalmente, próximo à entrada e saída do contato EHL, onde existem altos gradientes de pressão, os efeitos de aquecimento/resfriamento compres-

sivo podem ser significativos (SADEGHI; SUI, 1990; REDDYHOFF; SPIKES; OLVER, 2009; KANETA; SHIGETA; YANG, 2005). Fora isso, o aquecimento compressivo pode ser insignificante para a previsão de tração em contatos EHL.

Q_{shear} é o termo de geração de calor pelo cisalhamento do filme.

$$Q_{shear} = \dot{\gamma}_e \tau_e = \eta^* \dot{\gamma}_e^2 = \eta^* \left[\frac{\partial u^2}{\partial z} + \frac{\partial v^2}{\partial z} \right] \quad (3.3)$$

De acordo com Peiran e Shizhu 1990a, as componentes de velocidade do filme u e v nas direções x e y podem ser expressas por:

$$u = \left(\int_0^z \frac{z'}{\eta^*} dz' - \frac{\eta_e}{\eta'_e} h \int_0^z \frac{1}{\eta^*} dz' \right) \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\eta_e}{h} (u_2 - u_1) \int_0^z \frac{1}{\eta^*} dz' + u_1 \quad (3.4)$$

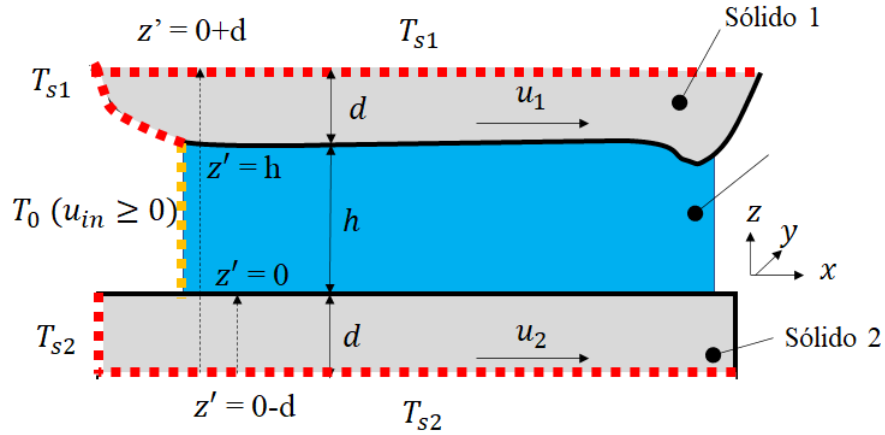
$$v = \left(\int_0^z \frac{z'}{\eta^*} dz' - \frac{\eta_e}{\eta'_e} h \int_0^z \frac{1}{\eta^*} dz' \right) \frac{\partial p}{\partial y} \quad (3.5)$$

O primeiro termo na expressão u é o componente de Poiseuille, do fluxo, enquanto os termos restantes são os componentes de Couette. Sob condições puras de de rolamento puro, devido ao fluxo de Poiseuille, pode existir um gradiente de velocidade através do filme na direção z , o que resulta no aquecimento por cisalhamento como consequência da resistência viscosa do lubrificante. Em condições de rolamento/deslizamento, o fluxo do Couette prevalece devido ao gradiente de velocidade direto através do filme através da diferença de velocidades das superfícies (LIU et al., 2020). A temperatura do filme lubrificante na entrada do contato (ver Figura 29 , em $x = x_{in}$) representa a temperatura do óleo fornecido, T_0 .

$$T(x_{in}, y, z) = T_0 \quad se \quad u(x_{in}, y, z) \geq 0 \quad (3.6)$$

Observe que na borda de entrada quando há fluxo reverso $u(x_{in}, y, z) < 0$, assim como em outras bordas, nenhuma condição de contorno é necessária para a equação de energia do lubrificante.

Figura 29 – Esquema de um problema de EHL térmico de contato pontual e as condições de contorno de temperatura.



Fonte: Autor (2023)

3.1.2 Equação da energia para o sólido

Negligenciando os termos de geração de calor da Eq. (3.1), as equações da energia dos dois sólidos são:

$$\begin{cases} c_1 \rho_1 u_1 \frac{\partial T}{\partial x} = k_{s1} \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \\ c_2 \rho_2 u_2 \frac{\partial T}{\partial x} = k_{s2} \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \end{cases} \quad (3.7)$$

onde k_s é a condutividade térmica do sólido. Observe que a condução de calor nas direções x e y é ignorada neste estudo por se admitir condições com elevado número de Peclet para os sólidos em contato ($Pe = 2bu/\chi$), ou seja, se distanciando de um problema de fonte de calor estacionário. Para equipamentos de teste de atrito em contatos EHD, as amostras são normalmente feitas de aço para rolamento AISI 52100. A condutividade térmica é de 21 W/mK ao invés do valor amplamente citado na literatura EHL. Ao longo da direção z na Figura 29, os domínios de temperatura do sólido-1 e sólido-2 são definidos com uma espessura de d , que deve ser suficientemente espessa para garantir a transferência de calor nos sólidos. As condições de contorno de temperatura dos sólidos podem ser expressas como (veja Figura 29)

$$\begin{cases} T(x_{in}, y, z_1) = T_{s1} & T(x, y, h + d) = T_{s1} \\ T(x_{in}, y, z_2) = T_{s2} & T(x, y, -d) = T_{s2} \end{cases} \quad (3.8)$$

Presume-se que as temperaturas do corpo dos sólidos sejam iguais, ou seja, $T_s = T_{s1} = T_{s2}$. Observe que nas simulações clássicas de EHL, T_s é normalmente assumido como igual

à temperatura do óleo fornecido T_0 . Entretanto, pode haver um efeito da temperatura do sólido, resultando em $T_s \neq T_0$.

3.1.3 Equação do fluxo de calor na interface sólido/lubrificante

Nas duas interfaces sólido/lubrificante, existem duas condições de contorno. A primeira é para a temperatura: $T_{s1}|_{z_1=0} = T_{oil}|_{z=h}$, e $T_{s1}|_{z_2=0} = T_{oil}|_{z=0}$. A outra é Eq. 3.9 para a continuidade do fluxo de calor:

$$\begin{cases} k_{s1} \left(\frac{\partial T}{\partial z_1} \right) \Big|_{z_1=0} = k_{oil} \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right) \Big|_{z=h} \\ k_{s2} \left(\frac{\partial T}{\partial z_2} \right) \Big|_{z_2=0} = k_{oil} \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right) \Big|_{z=0} \end{cases} \quad (3.9)$$

3.1.4 Resumo das considerações em TEHL

Em resumo, os mecanismos de geração de calor em um filme EHL são: (a) aquecimento por cisalhamento no “inlet” (mesmo em rolamento puro), devido ao fluxo de Poiseuille e possível fluxo reverso (CHENG, 1965; SADEGHI; SUI, 1990); (b) aquecimento compressivo, que afeta principalmente a região de “inlet” (KANETA; SHIGETA; YANG, 2005; HABCHI; VERGNE, 2015; REDDYHOFF; SPIKES; OLVER, 2009); (c) cisalhamento viscoso do filme EHL na junção rolamento/deslizamento. Este terceiro efeito predomina sobre os demais já a partir de SRR baixo (HABCHI; VERGNE, 2015; REDDYHOFF; SPIKES; OLVER, 2009), que representa grande parte das aplicações. A quantidade de calor gerada por meio do cisalhamento viscoso depende da viscosidade e da tensão de cisalhamento no filme confinado, e, portanto, da pressão e da velocidade das condições de funcionamento. A condução através do filme tem um papel dominante na remoção de calor, enquanto a convecção por calor pelo filme pode ser ignorada (YANG et al., 2000), devido ao fato do filme EHL ser muito fino (geralmente menor que $1 \mu m$). Para contatos sólidos, convecção de material e condução de calor contribuem para o calor dissipado.

3.2 Cálculo simplificado do coeficiente de atrito no contato EHL

Todos os modelos aplicados neste trabalho baseiam-se em modificações de propriedades físicas do lubrificante que acontecem no contato EHL e em algumas hipóteses que permitem quantificar o atrito no contato EHL. Os métodos simplificados para cálculo de atrito, referem-se a modelos que não envolvem a solução a equação de Reynolds e a equação de deformação do sólido. A distribuição de pressão e a espessura média do filme são normalmente calculadas com a já apresentada teoria de contato hertziana e as equações empíricas da espessura central do filme, respectivamente. O método simplificado é prático para aplicações de engenharia, pois economiza tempo de computação e não há problema de convergência para condições de alta carga. A seguir, será apresentada a descrição do modelo semi-analítico proposto para o cálculo da espessura de filme e atrito no contato EHL.

3.2.1 Principais premissas

- a) Uma distribuição de pressão hertziana (JOHNSON, 1985);

$$p(x, y) = \sqrt{1 - \left(\frac{x}{b}\right)^2 - \left(\frac{y}{a}\right)^2} \quad (3.10)$$

Os eixos de contato, a e b , podem ser calculados com base na teoria de contato hertziana e fórmulas empíricas, por exemplo Markho (1987) apresentadas na próxima secção.

- b) Uso de equações empíricas e fatores de correção (por exemplo, “shear-thinning” na região de “inlet” e fatores de correção de aquecimento) para o cálculo da espessura central do filme, por exemplo, a amplamente utilizada equação Hamrock-Dowson (HD) ou o modelo misto de Khonsari. Assume-se que o contato é totalmente lubrificado (fully-flooded condition) e a espessura do filme pode ser representada pela espessura central do filme na zona de contato EHL.
- c) Fluxo dominante de Couette: a contribuição de tensão de cisalhamento do Poiseuille ou fluxo impulsionado por pressão pode ser insignificante para a previsão de tração. Justifica-se assumir que a resistência ao cisalhamento é dominada pelo fluxo acionado pela superfície. Para EHL isotérmica a pequenos SRRs, a taxa de cisalhamento no filme pode ser aproximada como;

$$\dot{\gamma}_x = \frac{\partial u}{\partial z} \approx \frac{\Delta u}{h_c} \quad (3.11)$$

Ao ignorar o fluxo de Poiseuille, a velocidade local do fluido u pode ser expressa como (PEIRAN; SHIZHU, 1990b):

$$u = \frac{\eta_e}{h} (u_2 - u_1) \int_0^z \frac{1}{\eta^*} dz' + u_1 \quad (3.12)$$

onde $\frac{1}{\eta_e} = \frac{1}{h} \int_0^h \frac{1}{\eta^*} dz$ com $h \approx h_c$. A taxa de cisalhamento na equação (3.11) então torna-se:

$$\dot{\gamma}_x = \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{\eta_e}{\eta^*} \frac{u_1 - u_2}{h_c} \quad (3.13)$$

3.2.1.1 Cálculo de atrito isotérmico

Considerando um modelo de fluido reológico visco-plástico para representar a tração no contato EHL, a tensão cisalhante no lubrificante seria dada por:

$$\tau = \min[\dot{\gamma}_x \eta^*(p, T, \dot{\gamma}_e), \tau_{LSS}] \quad (3.14)$$

$\dot{\gamma}_x$ é a taxa de cisalhamento na direção x , $\dot{\gamma}_e$ é a taxa de cisalhamento inicial, η^* é a viscosidade em alto cisalhamento, p é a pressão no contato e T é a temperatura do contato.

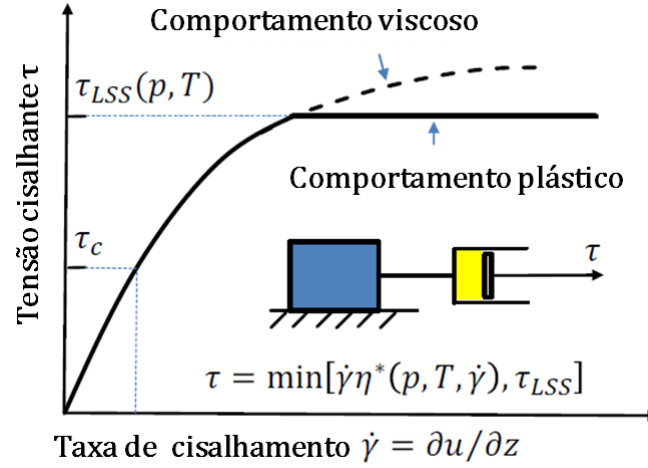
A eq. (3.14) pode ser esquematicamente representada pela Figura 30, mostrando assim como na curva de fluxo, uma tensão crítica τ_C e uma tensão limite τ_{LSS} .

O coeficiente de atrito global (f) é definido como a relação entre a força de atrito e a força normal,

$$f = \frac{\iint \tau_x dx dy}{w} \quad (3.15)$$

Onde τ_x é tensão cisalhante na direção x e w a força normal. Por sua vez, a tração medida nos tribômetros pode ser considerada como a média das trações presentes em ambas as superfícies. Assim sendo, em simulações, o coeficiente de atrito de um contato de rolamento/deslizamento é definido como a média dos coeficientes de tração na superfície superior ($z = h$) e na superfície inferior ($z = 0$), podendo ser expresso como:

Figura 30 – O modelo de fluido visco-plástico utilizado no cálculo da tração EHL. A parte viscosa é não-linear e modelada por modelos de fluido reológico com cisalhamento não-Newtoniano.



Fonte: Adaptado de Liu et al. (2020)

$$f = -\frac{1}{2w} \iint \left[\eta^* \left(\frac{du}{dz} \right) \Big|_{z=0} + \eta^* \left(\frac{du}{dz} \right) \Big|_{z=h} \right] dx dy \quad (3.16)$$

Para simulações isotérmicas de tração EHL, o sistema modelo é conduzido como um problema bidimensional no plano xy , pois pode-se assumir que a taxa de cisalhamento é homogênea em todo o filme (ver Figura 29). De acordo com a Eq. (3.15), o coeficiente de atrito pode ser calculado rapidamente, já que não é necessária nenhuma iteração neste cálculo. A distribuição da taxa de cisalhamento pode ser considerada como uniforme em toda a área de contato para condições isotérmicas (hipótese 2) e (γ_x) pode ser obtido com $\delta u/h_c$. A viscosidade (η^*) é calculada usando a equação Yasutomi melhorada e a equação de “shear-thinning” de Carreau listadas na Tabela 2. Quando a tensão de cisalhamento local calculada é maior que o LSS correspondente a uma dada pressão, a tensão de cisalhamento é definida para o valor do LSS (BAIR; MCCABE; CUMMINGS, 2002).

3.2.1.2 Cálculo de atrito no regime misto de lubrificação

Considera-se que uma superfície rugosa é separada por um filme de fluido. Se os planos médios das superfícies rugosas forem separadas por um filme com espessura h , e se a rugosidade média quadrática (RMS) combinada das superfícies for σ , então estima-se um parâmetro tribológico útil adimensional, que é a relação λ_{film} , definida como h/σ . Em alguns trabalhos clássicos (HUTCHINGS; SHIPWAY, 2017; STACHOWIAK; BATCHELLOR, 2013) considera-se geralmente que as superfícies estão completamente separadas se

$\lambda_{film} > 3$ (lubrificação com filme completo), enquanto se $\lambda_{film} < 1$, o contato está no regime de lubrificação de limítrofe. Se $1 < \lambda_{film} < 3$, então assume-se um contato no regime misto de lubrificação.

Se a carga total suportada pelo contato for W_{TOTAL} , esta pode ser dividida entre a carga suportada pelas asperezas w_{asp} e a carga suportada pelo filme lubrificante w_{lub} , como:

$$w_{TOTAL} = w_{asp} + w_{lub} \quad (3.17)$$

A força de atrito, F_{TOTAL} , do contato pode ser escrita como:

$$F_{TOTAL} = f_{asp}w_{asp} + f_{lub}w_{lub} \quad (3.18)$$

onde f_{asp} é o coeficiente de atrito das asperezas (isto é, quando $\lambda_{film} = 0$) e f_{lub} é o coeficiente de atrito/tração do fluido (isto é, quando $\lambda_{film} > 3$). O coeficiente de atrito, f , do contato pode então ser escrito como $f = F_{TOTAL}/W_{TOTAL}$, que é igual a

$$f = \frac{F_{TOTAL}}{W_{TOTAL}} = f_{asp}La + f_{lub}(1 - La) \quad (3.19)$$

onde La pode ser considerado como a proporção de lubrificação mista. Espera-se que $La = 1$ quando $\lambda_{film} = 0$ e La é aproximadamente zero quando $\lambda_{film} > 3$. É de grande interesse para a modelagem do atrito misto, saber como La varia com λ_{film} , e também é de interesse experimental medir esta variação.

No capítulo 2.2.2.2 foi apresentado uma equação para espessura de filme (M&K) que é adaptada para um regime misto de lubrificação. No mesmo capítulo também foi introduzido uma equação para o cálculo de La . Além da abordagem de M&K (MAS-JEDI; KHONSARI, 2015), outros modelos de contato (TAYLOR, 2022; GREENWOOD; TRIPP, 1970), como Greenwood and Tripp (G&T) também podem ser usados para estimar La a partir da variação de λ_{film} . O modelo de G&T considera uma distribuição exponencial de asperezas, no qual pode ser obtido o valor de La a partir de λ_{film} pela seguinte equação:

$$La = \frac{F_{5/2}(c\lambda_{film})}{F_{5/2}(0)} \quad (3.20)$$

A função $F_{5/2}$ pode ser encontrada em Greenwood e Tripp (1970). Na ausência de

informações, c pode ser considerado 1 (TAYLOR, 2022). Neste contexto, o “ $F5/2$ ” é um valor que representa o quinto momento estatístico da distribuição das alturas das asperezas elevado à potência de 2. Para calcular esse valor, você elevaria cada altura da aspereza à quinta potência, somaria esses valores e, em seguida, tomaria a raiz quadrada do resultado.

Além de G&T, Olver e Spikes (1998) (O&S) propuseram a seguinte relação:

$$La = \frac{1}{(1 + \lambda_{film})^2} \quad (3.21)$$

3.2.2 Método 2D não-newtoniano

A arquitetura de simulação TEHL empregada nesta tese teve como base o trabalho de Liu et al. 2020, o qual, por sua vez, foi originalmente proposto por Guo, Yang e Qu (2000) na Universidade de Tecnologia de Qindao. Essa arquitetura seguiu essencialmente o trabalho de Venner (1991) e foi atualizada por Liu et al. (2019), que implementaram vários modelos de fluidos para fins de previsão de tração e validação usando fluidos de referência, como Shell T9, esqualano e DEHS.

O método proposto por Liu et al. (2020), adaptado nesta tese, é explicado com mais detalhes abaixo.

A presença de efeitos não-Newtonianos em problemas de lubrificação é frequentemente tratada por meio da implementação de uma equação constitutiva específica para lubrificantes juntamente com a solução da equação generalizada de Reynolds. Para solucionar problemas não-Newtonianos, é necessário adicionar uma sub-rotina iterativa para calcular a viscosidade equivalente. A viscosidade generalizada na equação constitutiva dos fluidos pode ser descrita usando a taxa ou tensão de cisalhamento como variável independente, ou seja, $\eta^* = f(\dot{\gamma}_e)$ ou $\eta^* = f(\dot{\tau}_e \mu)$, com μ sendo a viscosidade em baixo cisalhamento.

Para resolver fluxos bidimensionais não-Newtonianos em um contato EHL, existem dois procedimentos/algoritmos: i) solução baseada em taxa de cisalhamento; ii) solução baseada em tensão de cisalhamento. O método baseado em tensão de cisalhamento é demorado porque requer o cálculo da viscosidade generalizada η por meio do método de Newton-Raphson, determinando primeiro a tensão de cisalhamento em um limite sólido/líquido. Como resultado, na maioria das simulações para problemas de contato EHL, apenas o “shear-thinning” 1D na direção do deslizamento é resolvido. Por outro

lado, as dificuldades no método baseado em cisalhamento desaparecem quando se adota um modelo reológico baseado na taxa de cisalhamento. Na solução baseada em taxa de cisalhamento, a determinação da viscosidade equivalente η_e e da taxa de cisalhamento é requer apenas uma simples rotina de tentativa e erro. A literatura tem mostrado que a solução baseada em tensão de cisalhamento é amplamente utilizada, enquanto que a solução baseada em taxa de cisalhamento tem recebido menor atenção.

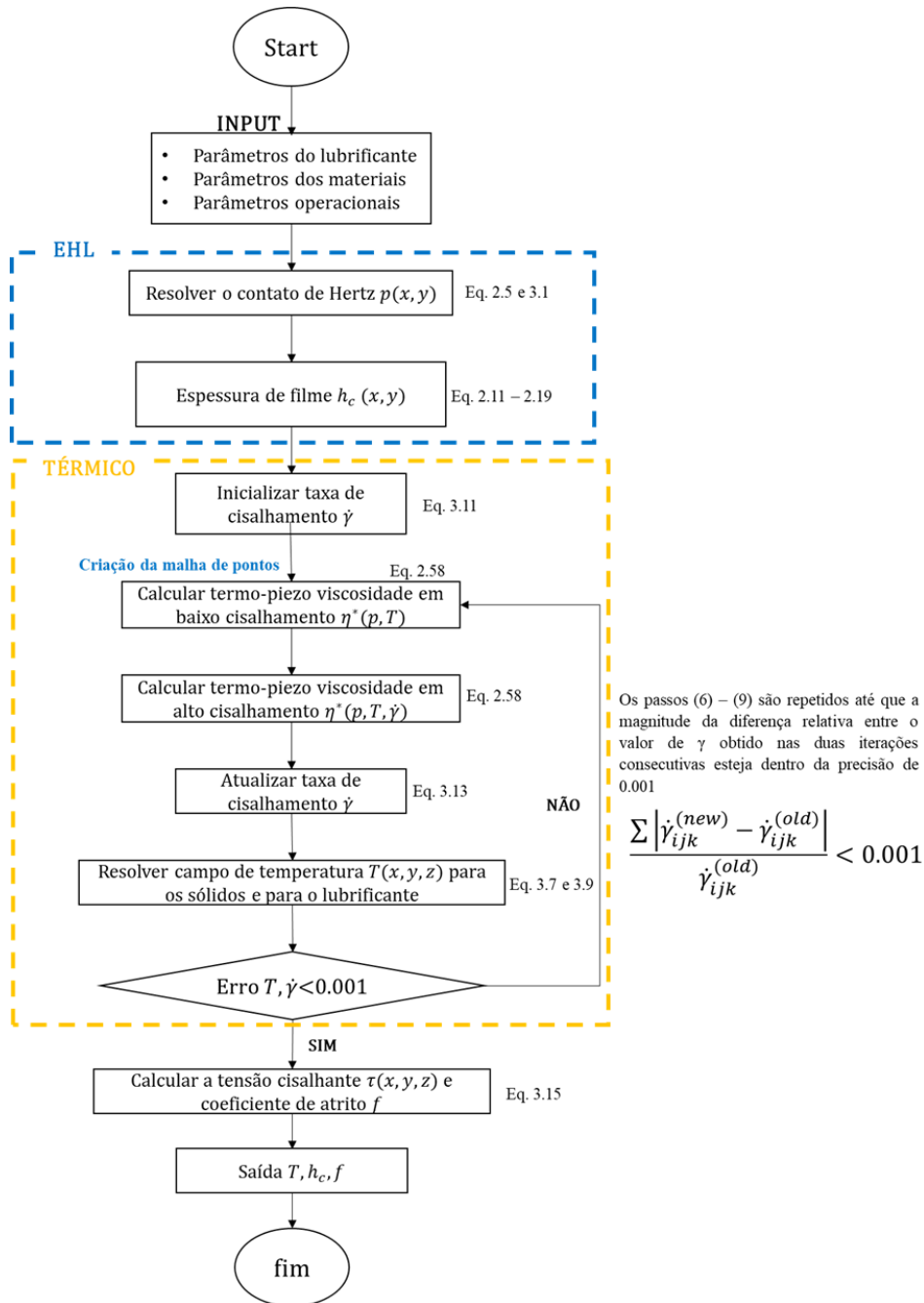
A primeira fase deste trabalho consistiu na verificação de um modelo de lubrificação para um contato elíptico. Após a obtenção de todos os parâmetros necessários, vários modelos são acoplados para chegar nas tensões cisalhantes, coeficiente de atrito e espessura de filme, conforme ilustrado de forma mais intuitiva na Figura (31). O fluxograma começa com um cálculo isotérmico da pressão e da espessura do filme, seguido pela inicialização da taxa de cisalhamento local e velocidade equivalente. Os valores dessas variáveis são fixados, e o cálculo da temperatura é realizado. As temperaturas resultantes são utilizadas para atualizar a viscosidade, a velocidade e a taxa de cisalhamento. Esse processo é iterativo até que a temperatura e os campos de taxa de cisalhamento sejam convergidos com um erro relativo menor que 0,001. Finalmente, o coeficiente de atrito e os campos de temperatura são salvos.

3.2.2.1 Solução numérica

A escolha do número de elementos da malha discretizada no cálculo do EHL é um desafio ao utilizar o método de diferenças finitas (FDM) para resolver as equações diferenciais parciais iterativamente, como na equação de Reynolds. Uma malha grosseira pode levar a dificuldades na obtenção de uma solução convergente, enquanto uma malha fina resulta em um longo tempo de cálculo para resolver as grandes equações algébricas discretizadas a partir da equação diferencial parcial. Além disso, a maioria dos esquemas de relaxamento tem problemas com a taxa de convergência, especialmente na redução dos componentes de baixa frequência dos erros, que são difíceis de serem reduzidos em relação ao tamanho da malha.

No entanto, o método Multigrid (MG) é um solver eficiente na modelagem da lubrificação EHL (VENNER, 2014), que utiliza malhas de diferentes tamanhos para o relaxamento. Esse método resolve o problema da convergência reduzindo os componentes de baixa frequência do erro em malhas cada vez mais grossas. O Multigrid pode reduzir significativamente o tempo de cálculo e melhorar a precisão da solução, tornando-o uma abordagem eficaz para resolver problemas complexos de lubrificação EHL.

Figura 31 – Sequência de cálculos para obtenção do coeficiente de tração



Fonte: Autor (2023)

O método de simulação utilizado para modelar a tração EHL é baseado em uma abordagem bidimensional para condições isotérmicas. A Figura (28) ilustra o domínio computacional e os elementos utilizados para calcular a pressão local e a tensão de cisalhamento. A distribuição da taxa de cisalhamento é uniforme em toda a área de contato para condições isotérmicas, e a taxa de cisalhamento $\dot{\gamma}$ pode ser obtida através da Eq. (3.13). A viscosidade η^* na Eq. (3.14) é calculada utilizando a equação de Yasutomi melhorada e a equação de "shear-thinning" de Carreau, conforme apresentado na Tabela

3. Quando a tensão de cisalhamento local calculada é maior do que o valor correspondente ao MSS (calculado pela Eq. (2.46)) para essa pressão ou ponto local, a tensão de cisalhamento é ajustada para o valor do MSS (BAIR; MCCABE; CUMMINGS, 2002). Isso permite o cálculo rápido do coeficiente de atrito utilizando a Eq. (3.14). A área de cálculo adimensional é dada por $1 \leq X \leq 1$ e $-k_e \leq Y \leq k_e$, com 257 nós em cada direção.

Ao modelar os efeitos térmicos, a complexidade computacional aumenta devido ao acoplamento entre as variações de tensão de cisalhamento e temperatura. A viscosidade e a taxa de cisalhamento podem variar ao longo do filme devido ao gradiente de temperatura. Portanto, a Eq. (3.13) é utilizada para o cálculo local da taxa de cisalhamento, em vez da Eq. (3.11). O cálculo da tração torna-se um problema tridimensional, com a adição do componente z , em comparação com o problema isotérmico. A Figura (28) ilustra esquematicamente as malhas na direção z para o cálculo da temperatura no plano XOZ . Existem 20 nós igualmente distribuídos no filme EHL e 12 nós não distribuídos igualmente dentro de cada um dos sólidos. A profundidade adimensional de penetração do calor D é 6,3, o que é grande o suficiente para atingir um gradiente de temperatura próximo de zero.

4 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Neste capítulo, serão descritos os ensaios necessários para obtenção dos parâmetros de entrada e validação dos cálculos do coeficiente de atrito. Além disso, serão apresentadas as características do lubrificante e das amostras utilizadas nos testes.

4.1 Medidas de viscosidade em alto cisalhamento - “Ultra Shear Viscometer” (USV)

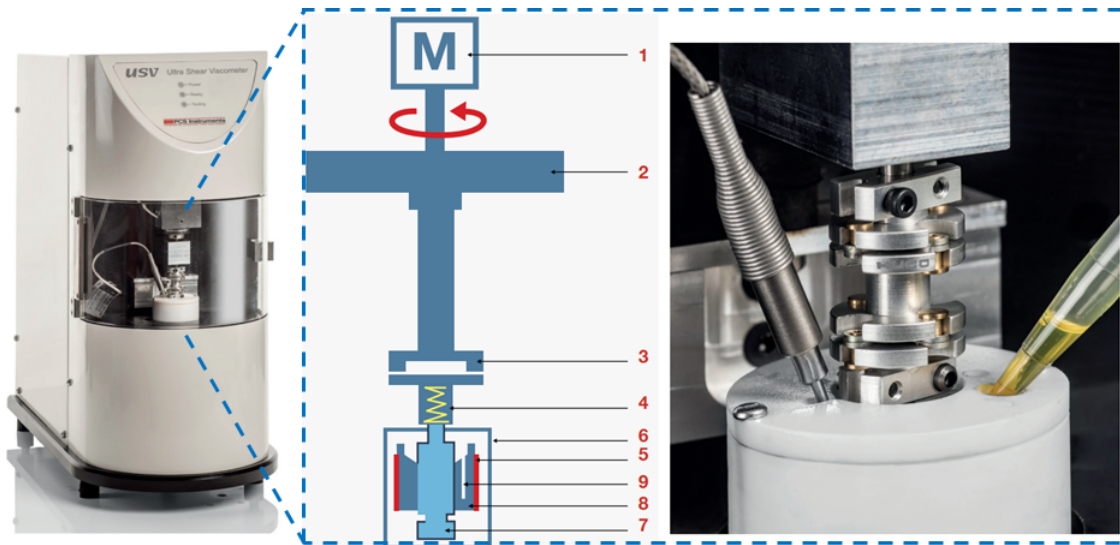
O “Ultra Shear Viscometer” (USV) é um instrumento capaz de medir a viscosidade em taxas de cisalhamento de até 10^7 s^{-1} , ultrapassando as taxas máximas alcançáveis em viscosímetros tradicionais. Com o equipamento, é possível replicar o comportamento de “shear-thinning”, permitindo a análise das propriedades reológicas de lubrificantes de baixa viscosidade em altas taxas de cisalhamento (10^7 s^{-1}). O equipamento elimina a necessidade de recalibração, reduzindo o tempo de preparação e aumentando a precisão e eficiência das medições experimentais.

4.1.1 Princípio

O USV (mostrado na Figura 32) é equipado com um servo motor de corrente contínua capaz de alcançar rotações superiores a 20.000 rpm, além de uma embreagem eletromagnética que fixa o rotor por um curto período de tempo (geralmente 30 ms). Esse intervalo de cisalhamento curto minimiza o aquecimento do lubrificante devido ao cisalhamento, o que reduz o efeito térmico. Tanto o motor quanto a embreagem são controlados pelo microprocessador embutido, que também registra os dados de torque de um transdutor de força piezoelétrico acoplado ao estator. Tanto o rotor quanto o estator são feitos do mesmo material, que é aquecido uniformemente na temperatura de teste. A expansão uniforme significa que a variação do espaço livre com a temperatura é insignificante. Além disso, como o aquecimento por cisalhamento é mínimo, a distorção térmica do espaço livre não é significativa, permitindo que o rotor tenha uma forma cilíndrica. Como resultado,

a folga radial é constante, não sendo necessário um procedimento de calibração a cada mudança de lubrificante. A posição do rotor é definida e o valor da folga é fixo para um determinado par de rotor e estator. Essa folga constante permite ao USV realizar testes multitemperatura em uma ampla gama de taxas de cisalhamento (PCS, 2022b)

Figura 32 – Esquema ilustrando o equipamento USV com os principais componentes. 1 - servo motor CC; 2 - volante; 3 - embreagem eletromagnética; 4 - acoplamento flexível; 5 - aquecedores; 6 - Câmara de PTFE; 7 - rotor; 8 - estator; 9 - sensor de temperatura.



Fonte: Adaptado de PCS (2022b).

4.1.2 Lubrificantes testados

Algumas amostras de óleos comerciais totalmente formulados foram avaliadas para a medição de viscosidade em alto cisalhamento, juntamente com um óleo base sintético PAO6. Informações adicionais sobre as amostras de óleo estão disponíveis na Tabela 5. Os lubrificantes foram escolhidos devido à sua aplicação em componentes de máquinas, tais como engrenagens e rolamentos, onde se utilizam lubrificantes para transmissões. Enquanto isso, para sistemas de came-seguidor, optou-se por utilizar óleos de motor.

Tabela 5 – Óleos lubrificantes testados: características, base e aplicações. As nomenclaturas foram criadas para facilitar a análise dos resultados

Nomeclatura	Classificação	Detalhes	Base	Aplicações
TRA1	ATF 2		-	Óleo lubrificante para transmissões automotivas automáticas
TRA2	ATF 4000	DEXRON III (H)	-	Óleo lubrificante para transmissões automotivas automáticas
TRM1	90W		Míneral	Óleo lubrificante para transmissões automotivas manuais
TRM2	80W		Míneral	Óleo lubrificante para transmissões automotivas manuais
EN1	SAE 0W-20		Sintético	Óleo para motores de combustão interna
PAO6	PAO 6		Sintético	Óleo lubrificante base

Fonte: Autor (2023).

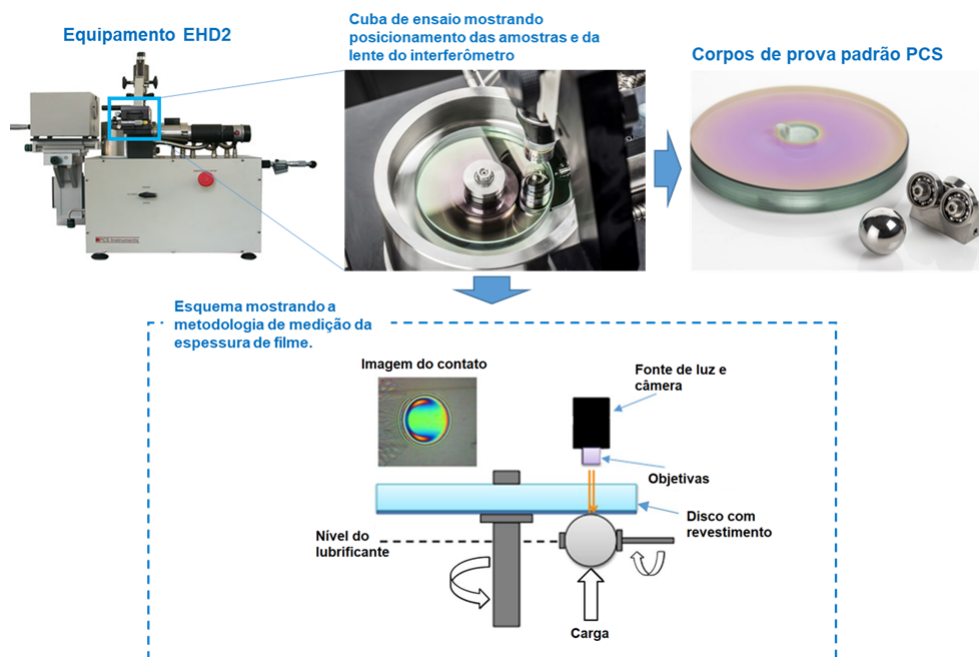
4.2 Espessura de filme

Uma etapa crucial no processo de determinação do coeficiente de atrito envolve o cálculo da espessura do filme que separa dois corpos sólidos em movimento relativo. Portanto, além das medições de viscosidade realizadas em condições de alto cisalhamento, é indispensável efetuar medições da espessura desse filme para garantir que as equações de cálculo estejam em concordância com os valores obtidos experimentalmente.

4.2.1 Equipamento EHD2 e medição da espessura de filme

As medições da espessura do filme foram realizadas utilizando um tribômetro esfera-disco (equipamento EHD2, da PCS Instruments London), equipado com interferometria óptica. Esse dispositivo permite a medição da espessura do filme lubrificante no contato entre uma esfera de aço com diâmetro de 19,05 mm e um disco de vidro rotativo na presença de um fluido lubrificante (Figura 33). A técnica de interferometria óptica possibilita a medição da espessura do filme em qualquer ponto da imagem, medindo o comprimento de onda da luz nesse ponto. O sistema mede normalmente o comprimento de onda da luz retornada do plateau central do contato, calculando assim a espessura do filme central.

Figura 33 – Equipamento Esfera-disco EHD2 com seus respectivos corpos de prova. Esquema com metodologia de medição da espessura de filme. Equipamento PCS Instruments London.



Fonte: Adaptado de Peng, Spikes e Kadiric (2019).

A técnica utilizada neste trabalho foi baseada em trabalhos anteriores (CANN; SPIKES; HUTCHINSON, 1996), e uma breve descrição da técnica é fornecida. Em síntese, o processo consiste em iluminar a região de interesse do contato com uma fonte de luz branca, de modo que a luz refletida pelo contato seja capturada por uma câmera e projetada em um interferômetro. A partir da análise das interferências geradas pela luz, é possível determinar a espessura do filme lubrificante com alta precisão.

O equipamento EHD2, da PCS Instruments London, é usado para obter medições da espessura do filme lubrificante em um tribômetro esfera-sobre-disco. A espessura do filme lubrificante em qualquer ponto da imagem pode ser calculada com precisão medindo o comprimento de onda da luz nesse ponto por interferometria óptica.

A superfície plana do disco de vidro revestida com um revestimento de cromo semi-refletivo é o contraponto da esfera refletora de aço. Uma camada espaçadora de SiO_2 é depositada sobre o revestimento de cromo. A carga é aplicada movendo a esfera em direção ao disco. O disco é montado em um eixo acionado por um motor elétrico e a esfera de aço também é controlada por um motor elétrico independente, permitindo a execução de testes em condições de rolamento e deslizamento. Detalhes desta técnica foram relatados em outros lugares (CANN; SPIKES; HUTCHINSON, 1996), mas uma breve descrição é fornecida aqui.

O método para realizar medições de espessura de filme usando o EHD2 é descrito em 4 etapas (FERNANDESS, 2015):

- O contato é iluminado por uma fonte de luz branca direcionada por um microscópio através de um disco de vidro para o contato.
- Parte da luz é refletida na camada de cromo e parte viaja através da camada de SiO_2 e filme de lubrificante e é refletida de volta na esfera de aço.
- A recombinação dos dois caminhos de luz forma uma imagem de interferência que é transferida para um espectrômetro e uma câmera CCD (‘‘charge-coupled device’’) em preto e branco de alta resolução.
- A imagem da câmera é capturada por um captador de quadro de vídeo e analisada pelo software de controle para determinar a espessura do filme.

As características dos equipamentos, imagens e metodologia de medição são fornecidas pelo fabricante do equipamento (PCS, 2022a).

4.2.2 Materiais testados na EHD2

4.2.2.1 Esfera e disco

A esfera padrão utilizada na medição tem um diâmetro de 19,05 mm e é feita de aço para rolamentos SAE 52100 com acabamento superficial refinado, garantindo boa refletividade. A rugosidade da esfera e do disco estão apresentadas na Tabela 6. Os discos são feitos de vidro, revestidos com uma camada de aproximadamente 20 nm de Cr e outra de 500 nm de SiO₂. O disco é capaz de suportar uma pressão máxima de Hertz de cerca de 0,7 GPa. A camada espaçadora de sílica tem um índice de refração de 1,4785. As propriedades da esfera e do disco estão resumidas na Tabela 6.

Tabela 6 – Geometria, superfície e propriedades das amostras testadas na EHD2

Geometria, superfície e propriedades	Esfera	Disco
Módulo de elasticidade – E (GPa)	210	64
Coefficiente de Poisson – ν	0,29	0,2
Raio – r (mm)	9,525	25
Altura média de aspereza – Sa (nm)	20	≈ 5
Espessura da camada espaçadora - (nm)	-	≈ 500

Fonte: Autor (2023).

4.2.2.2 Lubrificante

Em função de disponibilidade do equipamento, os lubrificantes usados nos experimentos da EHD2 foram o óleo base sintético polialfaolefina (PAO6) e o óleo totalmente formulado sintético para transmissões automáticas ATF-2 (TRA1). Embora algumas propriedades do PAO6 sejam amplamente documentadas em trabalhos acadêmicos, o mesmo não ocorre com o TRA1. A Tabela 7 apresenta algumas propriedades físicas do PAO-6, incluindo o coeficiente de temperatura-viscosidade $\beta = 0,033 \text{ K}^{-1}$, os parâmetros n e G do modelo de Carreau ($n = 0,81$, $\tau_c = 0,1 \text{ MPa}$) e a condutividade térmica ($K_l = 0,15 \text{ W/m}^\circ\text{C}$) (OTERO et al., 2011). Para o óleo TRA1, utilizou-se o mesmo valor do coeficiente de piezo-viscosidade e condutividade térmica do PAO6 para o cálculo da espessura do filme. Os valores de $n = 0,89$ e $\tau_c = 0,028$ foram determinados a partir dos resultados da análise de velocidade de cisalhamento não linear (USV) apresentados no capítulo anterior.

Tabela 7 – Viscosidade em baixo cisalhamento e coeficiente de piezo-viscosidade

$T^{\circ}C$	PAO6		Mineral básico	
	μ_0 (mPa s)	α (GPa $^{-1}$)	μ_0 (mPa s)	α (GPa $^{-1}$)
30	37,95	12,3	36,25	16,8
40	25	11,5	23,38	15,7
80	12,57	10,1	11,51	13,9
60	7,36	9	6,66	12,6
100	4,78	8,2	4,22	11,4

Fonte: Adaptado de Otero et al. (2011) (2011).

4.2.3 Condições operacionais – EHD2

Foram realizados testes na EHD2 seguindo os parâmetros descritos na Tabela 8. É importante mencionar que este equipamento tem algumas limitações em termos de severidade do ensaio, o que restringe certos parâmetros, como a força normal e a taxa de deslizamento. Como resultado, no ensaio realizado, não houve presença de deslizamento e a pressão de contato foi baixa.

Tabela 8 – Parâmetros operacionais utilizados nos testes na EHD-2

Parâmetros	
Força normal - w (N)	19,5
Temperatura - T ($^{\circ}C$)	40
Taxa de deslizamento - (%)	0
Velocidade de rolamento - u_e (m/s)	0,2 – 2,2
Pressão máxima de Hertz - p_0 (GPa)	≈ 500

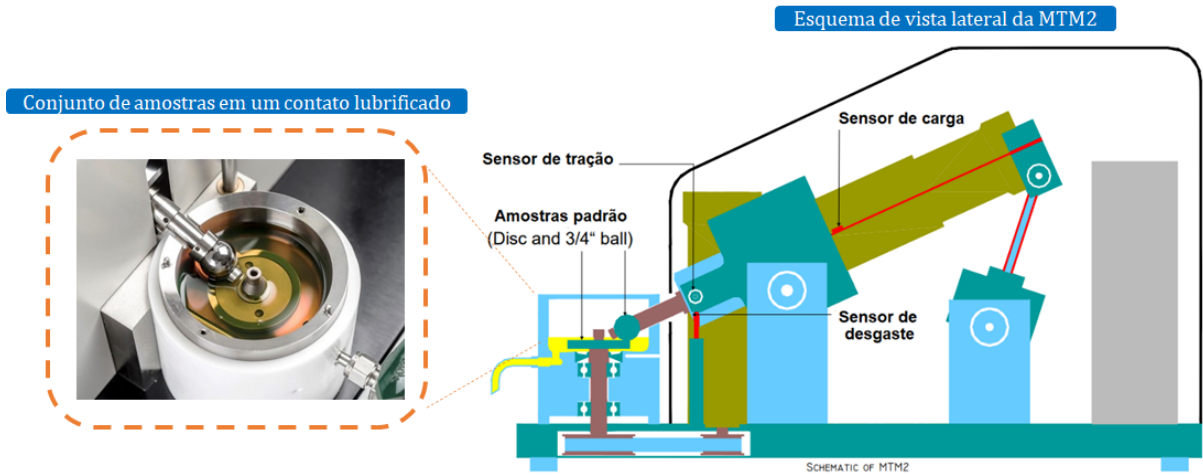
Fonte: Autor (2023)

4.3 Ensaio para obtenção do coeficiente de tração

4.3.1 Equipamento Mini-Traction Machine - 2 (MTM2)

O equipamento MTM2 possui uma ampla variedade de usos para medir as propriedades de atrito em contatos lubrificadas e não lubrificadas sob uma ampla faixa de condições de rolamento e deslizamento. Um dos principais usos do equipamento é o mapeamento de tração de lubrificantes de forma totalmente automatizada, sob condições típicas encontradas em motores de combustão interna ou outros elementos de máquinas. A Figura 34 apresenta um esquema com a vista lateral do equipamento. Pela figura percebe-se uma câmara isolada para controle da temperatura e um exemplo da quantidade de lubrificante usualmente adicionada.

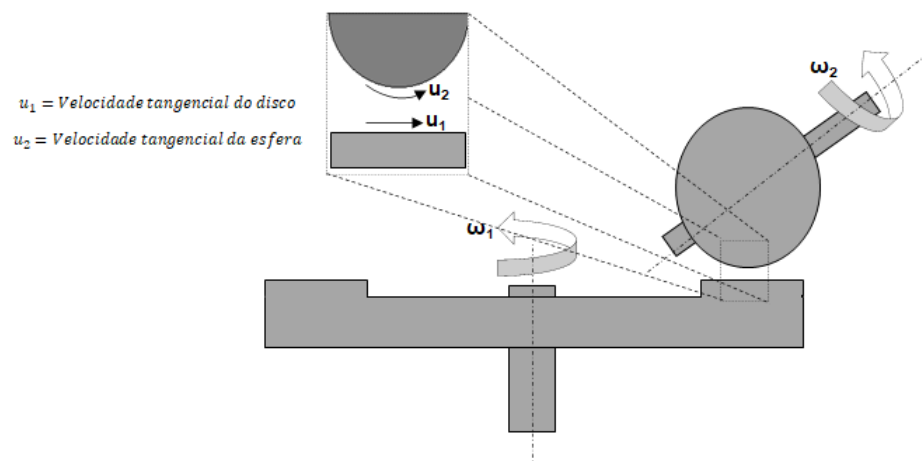
Figura 34 – Vista esquemática lateral do equipamento MTM.



Fonte: Autor (2023).

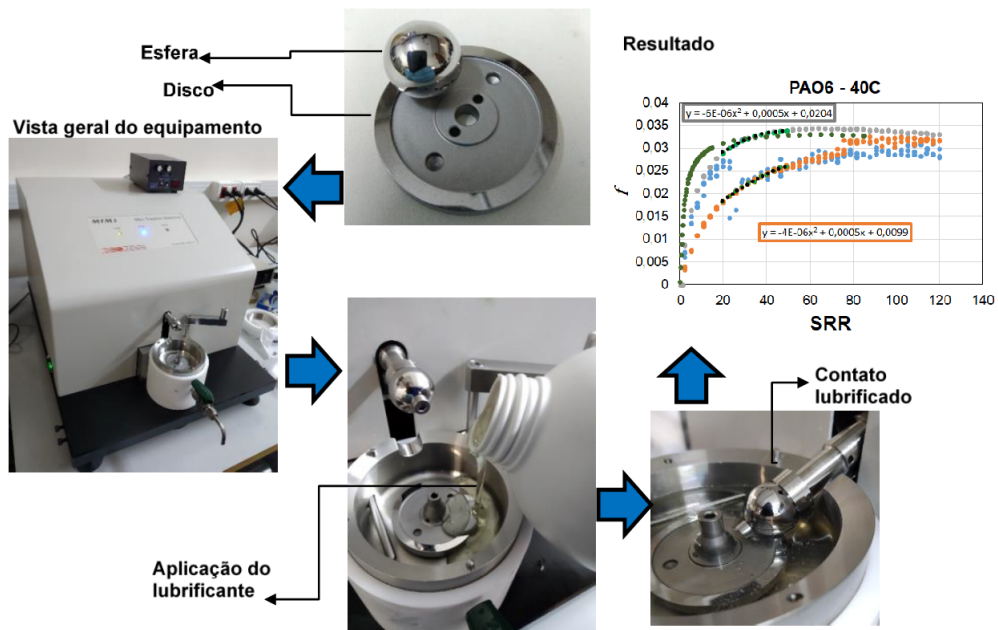
Na configuração padrão, o equipamento utiliza um corpo de prova composto por uma esfera de aço com diâmetro de 19,05 mm e um disco de aço com 46 mm de diâmetro externo. A esfera é pressionada contra a face do disco, onde eles são acionados independentemente para criar um contato com uma relação de rolamento/deslizamento (*SRR*). A força de atrito entre a esfera e o disco é medida por um transdutor de força, enquanto sensores adicionais medem a carga aplicada, a temperatura do lubrificante e, opcionalmente, a resistência elétrica entre os corpos de prova e o desgaste relativo entre eles, de modo a identificar uma possível separação entre superfícies (“full-film condition”). A Figura 35 apresenta em detalhes o contato entre a esfera e o disco e as velocidades envolvidas no ensaio, enquanto a Figura 36 fornece uma visão geral do equipamento, dos corpos de prova em contato - esfera e disco - e da colocação do óleo. Além disso, um exemplo de gráfico que é gerado ao final de um ensaio é mostrado na Figura 36.

Figura 35 – Esquema mostrando o contato entre os corpos de prova da MTM.



Fonte: Autor (2023).

Figura 36 – Esquema mostrando o equipamento MTM, amostras utilizadas, aplicação do lubrificante e contato entre esfera/disco.



Fonte: Autor (2023).

Os ensaios foram realizados com o objetivo de avaliar o desempenho de óleos lubrificantes em diferentes condições de carga, temperatura e deslizamento, conforme o trabalho de Otero et al. 2011. A variação do deslizamento nos ensaios é fundamental, pois em um contato de engrenagens, por exemplo, o deslizamento varia de zero - rolamento puro na região de contato dos diâmetros primitivos - até valores elevados quando o contato se afasta dessa região central dos dentes. Nessas condições, um ensaio com deslizamento puro, como o pino-sobre-disco, talvez não seja adequado para essa aplicação. Os resultados obtidos pela MTM são comumente apresentados em função da relação deslizamento/rolamento (SRR, “slide to roll ratio”), que é definida como a relação entre a diferença de velocidades de dois corpos (esfera e disco) no ponto de contato e a velocidade média. Isso é especialmente importante para avaliar o comportamento do coeficiente de atrito sob diferentes condições de deslizamento e rolamento.

4.3.1.1 Materiais e lubrificantes testados

Material da esfera e do disco

Os discos e as esferas testadas foram feitos de aços para rolamentos SAE 52100, nos quais as principais propriedades e dimensões são mostradas na Tabela 9.

Tabela 9 – Propriedades das amostras testadas na MTM

Propriedades e dimensões	Esfera	Disco
Dureza - H (N)	749 ± 11	749 ± 7
Módulo elástico - E (GPa)	210	210
Coefficiente de poisson - ν (-)	0,3	0,3
Diâmetro - D (mm)	19,05	46
Altura média de aspereza - Sq (nm)	3	3

Fonte: Autor (2023)

Lubrificante

Os dados referentes aos lubrificantes testados na MTM podem ser encontrados na Tabela 5.

Condições operacionais

Foram realizados ensaios na MTM com o objetivo de reproduzir uma ampla gama de parâmetros, conforme descrito no trabalho de Otero et al. (2011). Tanto a previsão analítica quanto as medições experimentais foram conduzidas sob as mesmas condições, conforme detalhado nas Tabelas 10 e 11. Esses parâmetros também foram controlados para garantir a integridade do disco e da esfera em contato, com a pressão de contato limitada a um máximo de 900 GPa.

Cada tipo de lubrificante utilizou uma combinação exclusiva de esfera e disco. Em cada configuração operacional, que inclui força, temperatura e Taxa de Rolamento Relativo (SRR), foram realizadas três repetições na mesma trilha para avaliar a estabilidade dos resultados do ensaio. Os ensaios foram inicialmente conduzidos em temperaturas mais baixas e progressivamente aumentadas. Após a conclusão de cada ensaio, foram repetidos os primeiros ensaios para assegurar que não ocorreram alterações nas superfícies do disco ou da esfera que pudessem afetar os resultados.

Os resultados desses ensaios incluíram curvas de tração, que representam o coeficiente de atrito em relação à relação deslizamento/rolamento (SRR), e curvas de Stribeck, que exibem o coeficiente de atrito em relação à velocidade de rolamento.

Tabela 10 – Parâmetros operacionais utilizados nos testes na MTM para obtenção das curvas de Tração

Parâmetros	
Força normal - W (N)	5 – 10 – 28
Temperatura - T (°C)	40 – 80 – 120
Taxa de deslizamento - (%)	0 – 90%
Velocidade de rolamento - U_e (m/s)	2, 5
Pressão máxima de Hertz - p_0 (MPa)	522 – 657 – 926
Pressão média de Hertz - p_{mean} (MPa)	348 – 438 – 618

Fonte: Autor (2023)

Tabela 11 – Parâmetros operacionais utilizados nos testes na MTM para obtenção das curvas de Stribeck

Parâmetros	
Força normal - W (N)	5 – 10 – 28
Temperatura - T (°C)	25 – 40 – 100
Taxa de deslizamento - (%)	5 – 10 – 40 – 60 – 80 – 100%
Velocidade de rolamento - U_e (m/s)	2, 5
Pressão máxima de Hertz - p_0 (MPa)	522 – 657 – 926
Pressão média de Hertz - p_{mean} (MPa)	348 – 438 – 618

Fonte: Autor (2023)

5 RESULTADOS

5.1 Introdução

Neste capítulo, serão apresentados os resultados obtidos a partir da medição da espessura do filme, viscosidade em alto cisalhamento e coeficiente de tração de um óleo base sintético PAO6, bem como de diversos óleos comerciais totalmente formulados. Adicionalmente, serão apresentadas as curvas de tração obtidas por meio do método analítico descrito no capítulo anterior, complementando os resultados experimentais.

5.1.1 Viscosidade e densidade em baixo cisalhamento

Nas Tabelas 12 e 13, são apresentados os resultados de gravidade específica e viscosidade dinâmica em função da temperatura, respectivamente. É importante ressaltar que os valores de gravidade específica foram obtidos a partir dos “datasheets”. A viscosidade é uma propriedade que varia com a temperatura e pode impactar diretamente o desempenho dos lubrificantes em diferentes aplicações (DOWSON, 2004). Os valores foram medidos em baixas taxas de cisalhamento (10^{-3} s).

Tabela 12 – Gravidade específica dos lubrificantes testados

	TRA1	TRA2	TRM 1	TRM 2	EN 1	PAO6
Densidade 15°, g/ml	0,85	0,86	0,90	0,857	0,848	0,8271

Fonte: Autor (2023).

Tabela 13 – Viscosidades dinâmicas dos lubrificantes testados extrapoladas a partir dos resultados da USV. Valores obtidos a partir dos ensaios na USV, com taxa de cisalhamento em torno de 10^{-3} s

Viscosidade dinâmica (Pa s)						
T (°C)	TRA1	TRA2	TRM1	TRM2	EN1	PAO6
40	0,018	0,021	0,128	0,076	0,021	0,021
50	0,013	0,015	0,074	0,045	0,015	0,015
60	0,009	0,010	0,046	0,029	0,010	0,011
70	0,007	0,008	0,030	0,020	0,008	0,008
80	0,005	0,006	0,021	0,014	0,006	0,006
90	0,004	0,005	0,015	0,010	0,005	0,005
100	0,004	0,004	0,011	0,008	0,004	0,004
110	0,003	0,003	0,009	0,006	0,003	0,004
120	0,003	0,003	0,007	0,005	0,003	0,003
130	0,002	0,002	0,006	0,004	0,002	0,003

Fonte: Autor (2023).

5.1.2 Resultados de viscosidade em alto cisalhamento - Ultra Shear Viscometer - USV

A análise dos resultados de viscosidade em alto cisalhamento é uma ferramenta essencial para avaliar o comportamento dos lubrificantes em condições de operação reais. Neste estudo, foram investigados os efeitos da taxa de cisalhamento na variação da viscosidade dos lubrificantes PAO6, TRA1, TRA2 e EN1. A Figura 37 apresenta os resultados obtidos. Observou-se que, em taxas de cisalhamento de 10^{-6} , a viscosidade desses lubrificantes diminuiu à temperatura de 40°C, indicando uma transição para um comportamento não-Newtoniano. Esse resultado é particularmente relevante para aplicações com altas velocidades de operação, como as encontradas no setor automotivo (BAIR et al., 2011), uma vez que as taxas de cisalhamento, em geral, ultrapassam valores de 10^{-7} s. Resultados semelhantes foram encontrados por Zheng et al. (2018) em seu estudo sobre a viscosidade de lubrificantes de motor em altas taxas de cisalhamento.

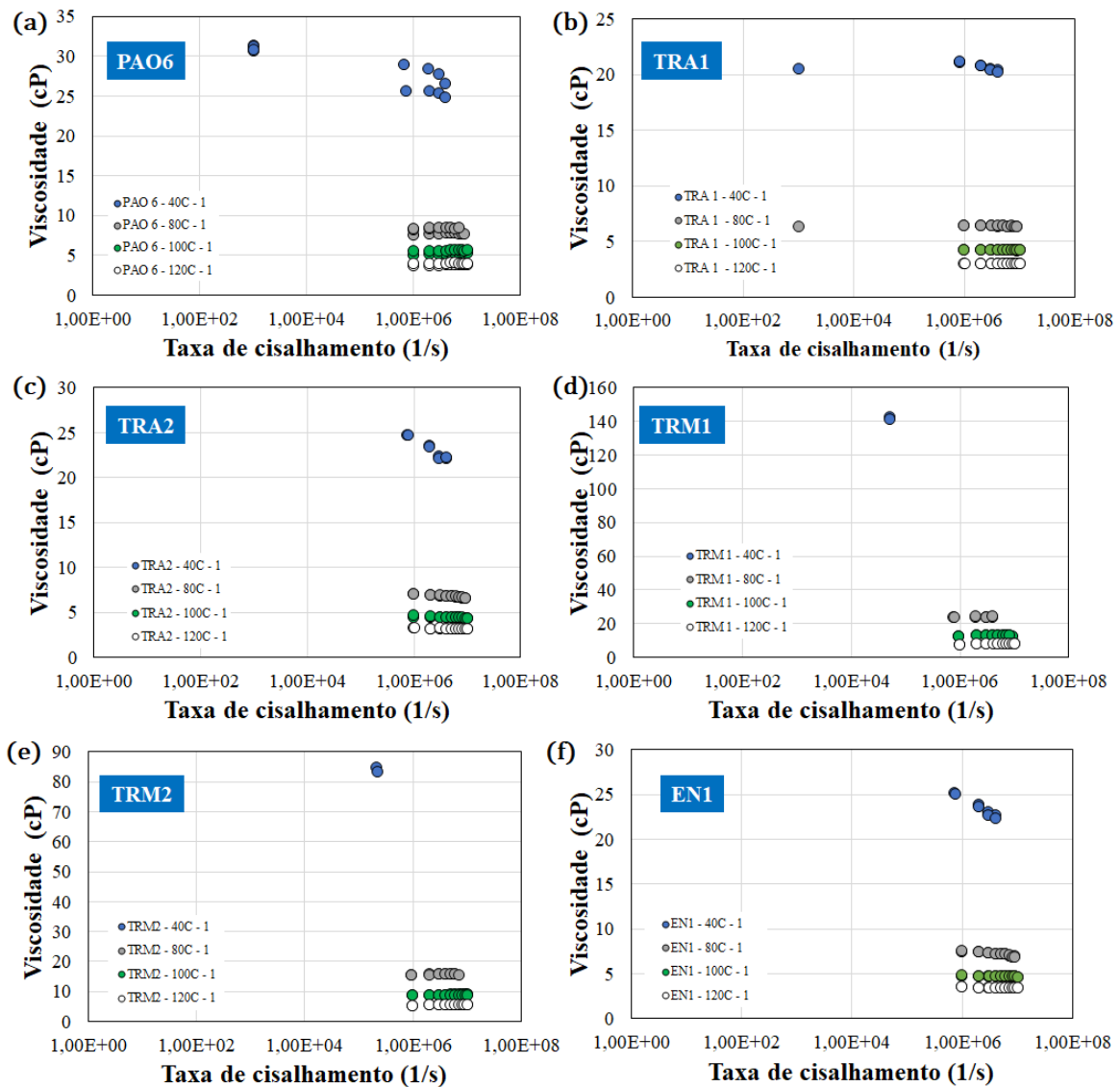
Em relação a outros lubrificantes testados, como TRM1 e TRM2, observou-se que eles apresentaram viscosidade elevada, ultrapassando a máxima tensão cisalhante suportada pelo equipamento de medição. Portanto, não foi possível extrair um ponto de transição para esses lubrificantes, indicando um comportamento diferenciado em relação aos demais lubrificantes testados.

A fim de comparar os valores experimentais com a teoria, foram utilizados parâmetros de Carreau (n e τ_c) obtidos por meio da equação 2.42 de Carreau-Yasuda para os lubrificantes PAO6, TRA1, TRA2 e EN1 a uma temperatura de 40°C. A Figura 38 ilustra essa comparação. Notavelmente, os valores de n e τ_c para o lubrificante PAO6 foram

semelhantes aos relatados por Otero (2011), demonstrando consistência com estudos anteriores. A equação de Carreau-Yasuda é amplamente utilizada na indústria para modelar o comportamento de fluidos não-Newtonianos (VILLANUEVA; SPIKES, 2017). A base conceitual por trás da utilização dessa equação está relacionada à necessidade de modelar a viscosidade aparente desses fluidos em função da taxa de deformação ou velocidade de cisalhamento, conforme descrito no item 2.3.3.2.

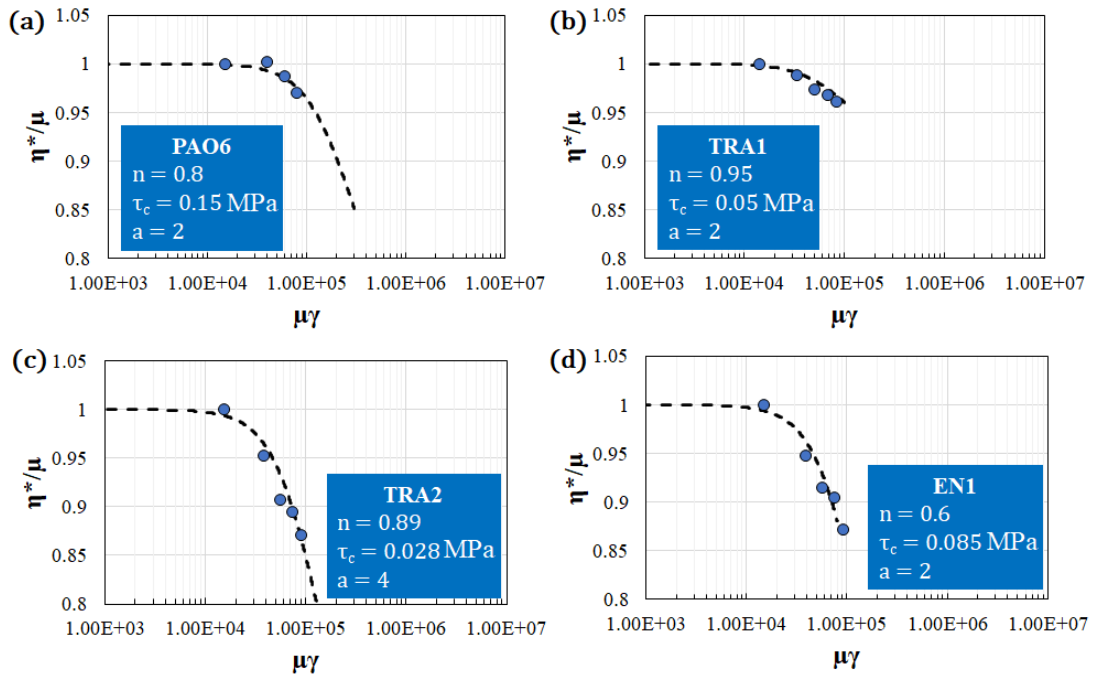
Os valores encontrados serão utilizados como base para o cálculo simplificado do coeficiente de atrito, descrevendo o comportamento do lubrificante em um regime não-Newtoniano pela relação de Carreau.

Figura 37 – Viscosidade dinâmica em função da taxa de cisalhamento para os lubrificantes: a) PAO6, b) TRA1, c) TRA2, d) TRM1, e) TRM2 e f) EN1.



Fonte: Autor (2023)

Figura 38 – Parâmetros de Carreau obtidos a partir da eq. de potência de Carreau-Yasuda: a) PAO6, b) TRA1, c) TRA2, d) EN1.



Fonte: Autor (2023)

5.2 Espessura de filme

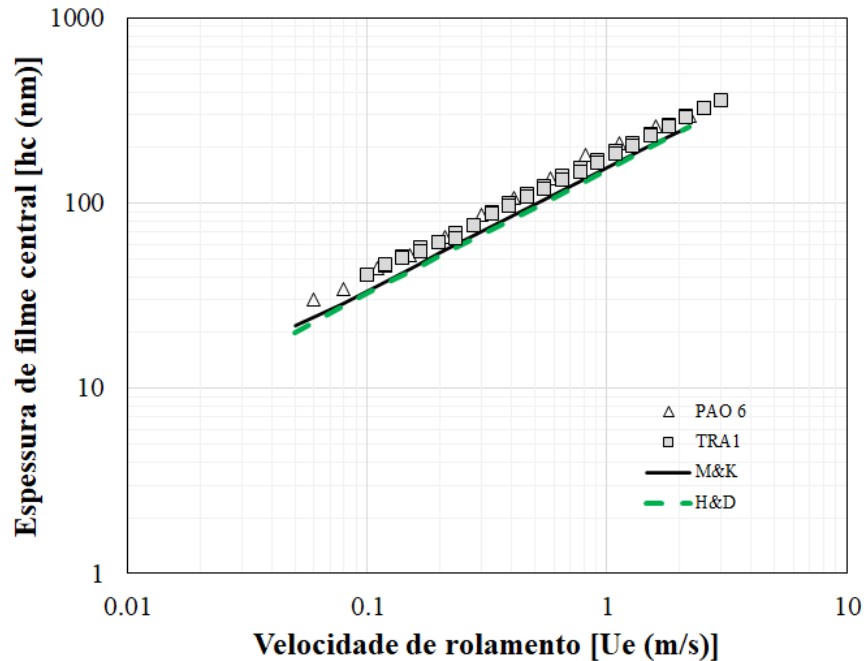
5.2.1 Resultados e validação do modelo semi-analítico

A Figura 39 apresenta os resultados de espessura de filme obtidos para os dois óleos testados TRA1 e PAO6. Os resultados mostram que ambos os óleos apresentaram espessuras de filme semelhantes.

Como pode ser observado na Tabela 13, os valores de viscosidade dos óleos sugerem que eles provavelmente possuem a mesma base sintética. Este resultado é interessante, uma vez que indica que os aditivos presentes nos lubrificantes e possíveis blendas poliméricas têm pouco efeito na zona de entrada do contato EHL, sendo a viscosidade inicial μ e a temperatura das superfícies das amostras os fatores mais proeminentes.

Nos contatos EHL (elastohidrodinâmicos) de filme completo, em que a espessura do filme lubrificante é significativamente maior do que a rugosidade superficial, o atrito EHD é predominantemente influenciado pelas propriedades reológicas do lubrificante e pelas altas pressões e taxas de deformação presentes (GUEGAN et al., 2016). No entanto, a espessura desse filme lubrificante é afetada pelas propriedades na região de entrada (zona "inlet") do contato (MASJEDI; KHONSARI, 2015).

Figura 39 – Valores experimentais e calculados de espessura de filme a 40 °C para os óleos PAO6 e óleo sintético TRA1 com 0,5 GPa de pressão máxima. Cálculos utilizando os modelos de Masjedi e Khonsari (M&K), e Hamrock e Dowson (H&D)



Fonte: Autor (2023).

Devido à viscosidade semelhante em baixas pressões e taxas de cisalhamento, esperava-se obter valores aproximados de espessura do filme. Além disso, a Figura 39 ilustra que o modelo analítico utilizado neste estudo calculou a espessura do filme de forma relativamente próxima aos dados experimentais, tanto para as equações clássicas de Hertz e Dowson (H&D) quanto para o modelo misto de Moes e Kweon (M&K). Esses resultados são significativos, pois sugerem que a formulação do óleo terá uma influência menos significativa no cálculo da espessura do filme para outros lubrificantes testados, uma vez que o modelo considera as propriedades na região de entrada (HABCHI, 2018). A semelhança nos resultados entre ambos os modelos é atribuída, em grande parte, à baixa rugosidade das amostras, ou seja, à sua menor altura média de asperezas. Isso torna improvável a ocorrência de um regime misto durante o contato. Portanto, em condições de filme completo, é esperada a similaridade entre os modelos de H&D e M&K.

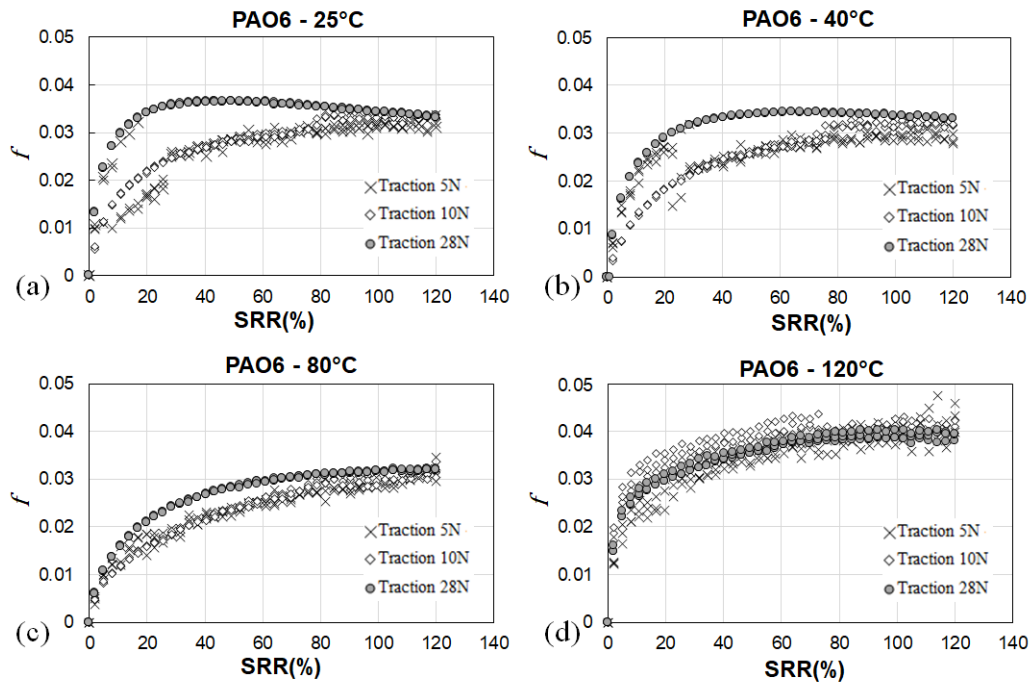
5.3 Ensaios na MTM - Tensão cisalhante limite e coeficiente de atrito

5.3.1 Obtenção dos coeficientes da tensão cisalhante limite - *LSS*

A fase atual do trabalho teve como objetivo a obtenção dos coeficientes necessários para o cálculo da tensão cisalhante limite. Para isso, utilizamos as curvas de tração adquiridas nos testes realizados na Mnini-Traction Machine (MTM). Nestes testes, observamos o pico de atrito que ocorre no final do regime não-Newtoniano. Os coeficientes ψ (POLL; WANG, 2012) e λ (BAIR, 2002b) foram determinados a partir dos ensaios realizados com cargas de 10 e 28 N em todos os lubrificantes testados. A Figura 23 ilustra esses coeficientes para o lubrificante esquelano.

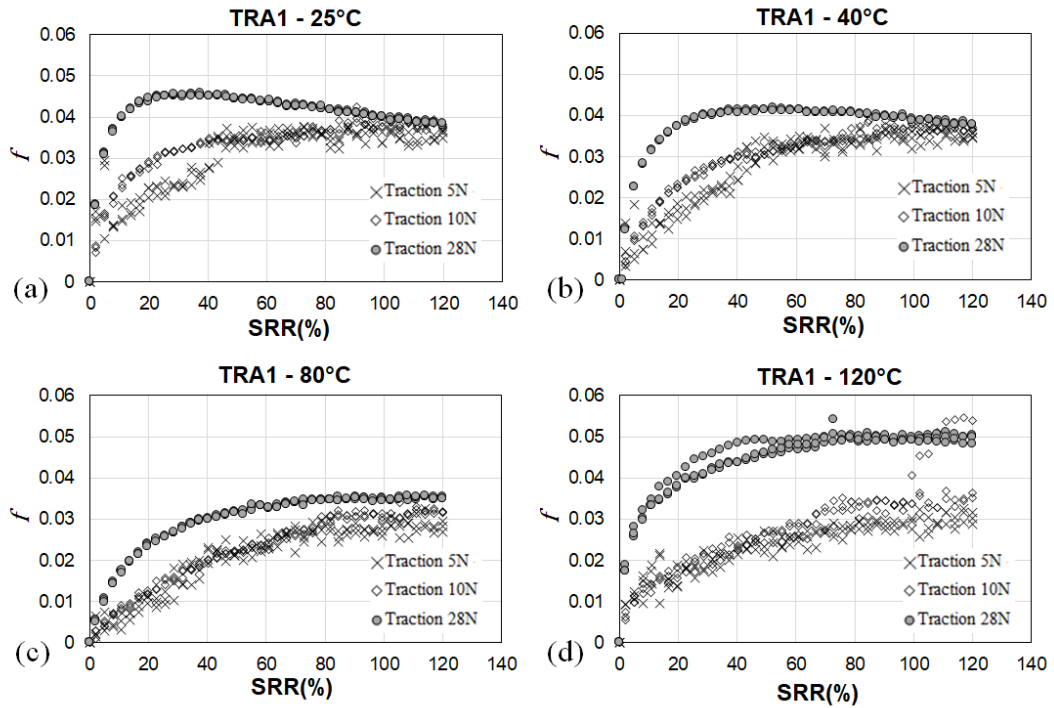
As Figuras 40 a 45 exibem as curvas de tração obtidas para todos os lubrificantes testados. Estas curvas foram geradas a partir dos ensaios realizados na MTM, nos quais foram alteradas condições de pressão, taxa de deslizamento e temperatura do óleo. Em cada conjunto de teste, incluímos três repetições, todas mostradas nas figuras.

Figura 40 – Curvas de tração para o lubrificante sintético base PAO6 obtidas no equipamento MTM. Resultados com 5, 10 e 28N nas temperaturas de a) 25 °C b) 40 °C c) 80 °C e d) 120 °C.



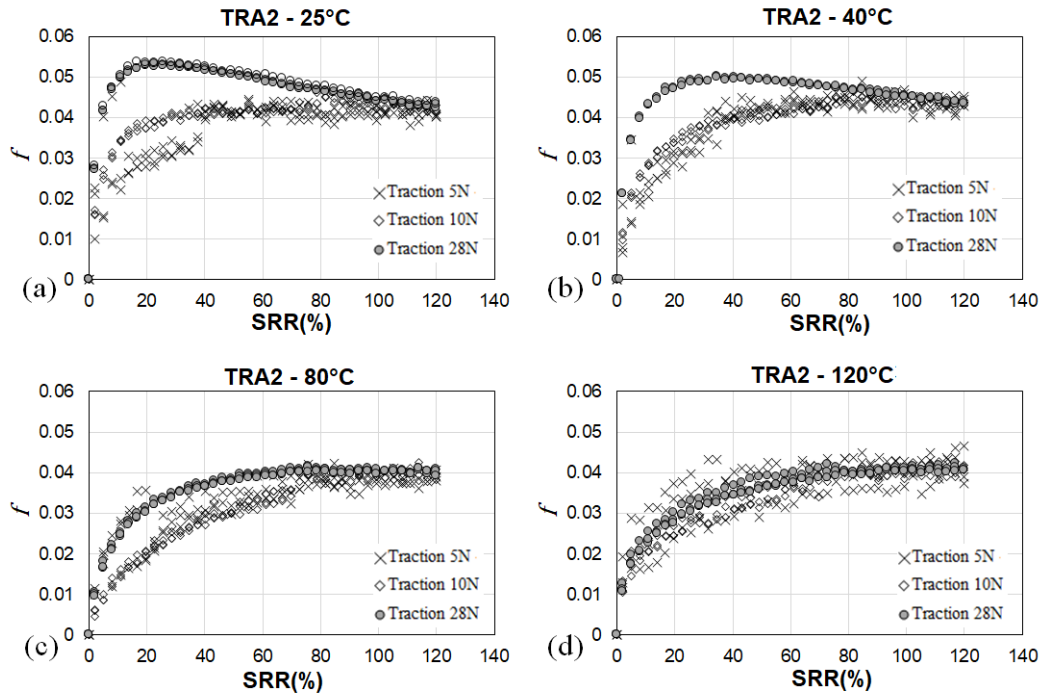
Fonte: Autor (2023).

Figura 41 – Curvas de tração para o lubrificante TRA1 obtidas no equipamento MTM. Resultados com 5, 10 e 28N nas temperaturas de a) 25 °C b) 40 °C c) 80 °C e d) 120 °C.



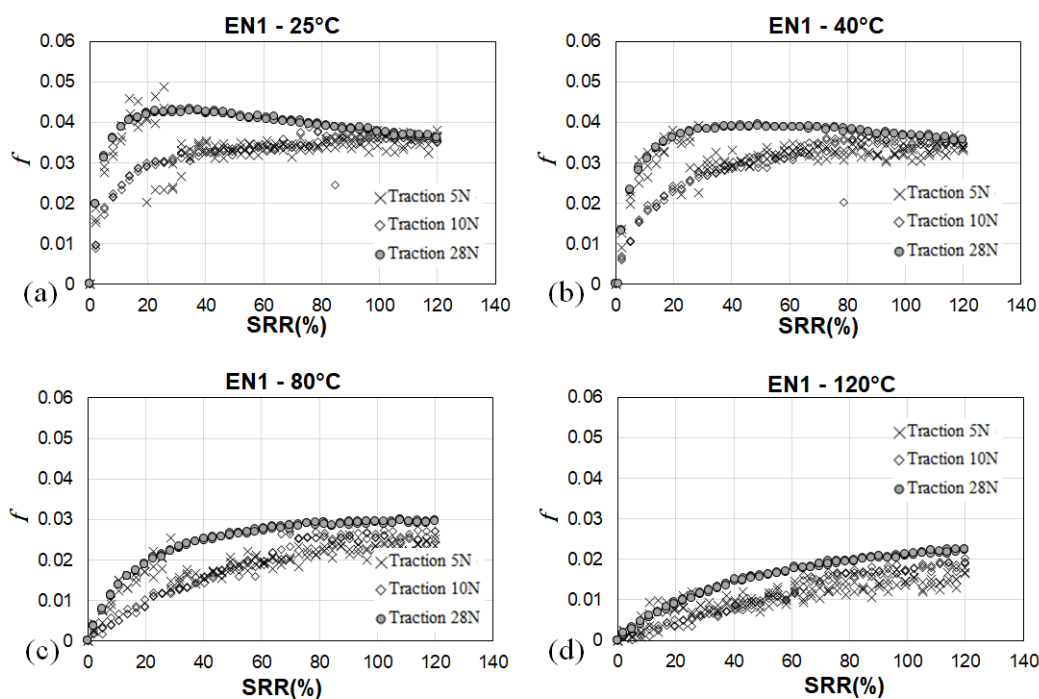
Fonte: Autor (2023).

Figura 42 – Curvas de tração para o lubrificante TRA2 obtidas no equipamento MTM. Resultados com 5, 10 e 28N nas temperaturas de a) 25 °C b) 40 °C c) 80 °C e d) 120 °C.



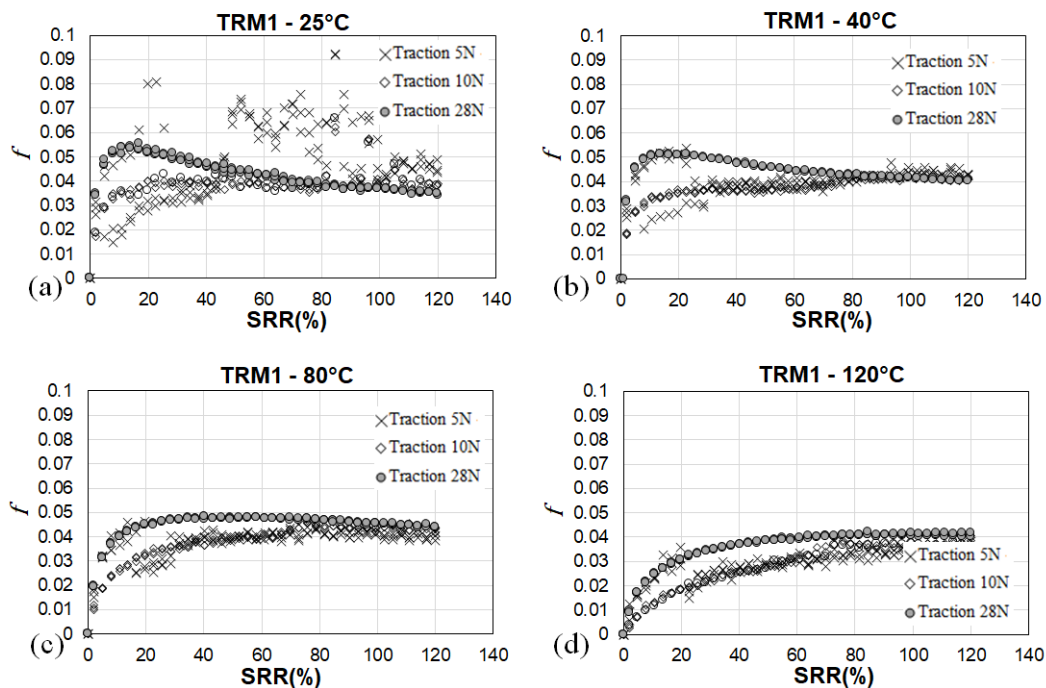
Fonte: Autor (2023).

Figura 43 – Curvas de tração para o lubrificante EN1 obtidas no equipamento MTM. Resultados com 5, 10 e 28N nas temperaturas de a) 25 °C b) 40 °C c) 80 °C e d) 120 °C.



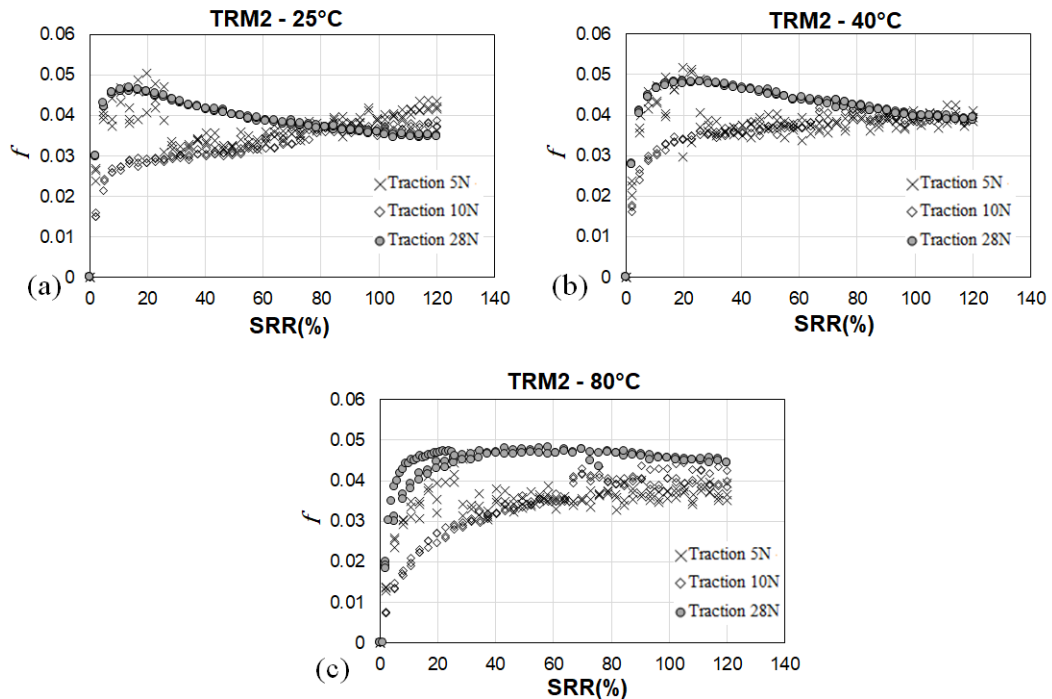
Fonte: Autor (2023).

Figura 44 – Curvas de tração para o lubrificante TRM1 obtidas no equipamento MTM. Resultados com 5, 10 e 28N nas temperaturas de a) 25 °C b) 40 °C c) 80 °C e d) 120 °C.



Fonte: Autor (2023).

Figura 45 – Curvas de tração para o lubrificante TRM2 obtidas no equipamento MTM. Resultados com 5, 10 e 28N nas temperaturas de a) 25 °C b) 40 °C c) 80 °C e d) 120 °C.



Fonte: Autor (2023).

De forma geral, observou-se que o coeficiente de atrito máximo aumenta com o aumento da pressão média de contato e a redução da temperatura do óleo. Quando se analisa um deslizamento mais elevado (SRR acima de 40%), o coeficiente de atrito máximo apresenta uma diminuição gradual, indicando o início do regime termoviscoso. Esse comportamento é observado nos casos de alta pressão e baixas temperaturas (25 °C e 40 °C). As características das curvas de tração obtidas estão em concordância com o comportamento previsto por Gohar (2001) e com os regimes descritos por Björling et al. (2013). No entanto, alguns lubrificantes, como TRA1 e TRM2, apresentam um comportamento diferenciado em relação ao padrão descrito na literatura, possivelmente devido à presença de um pacote de aditivos incorporado. Por exemplo, o lubrificante TRA2 demonstra valores ligeiramente mais elevados de coeficiente de atrito em comparação com os lubrificantes PAO6 e TRA1, o que pode indicar uma maior presença de blendas poliméricas nesse lubrificante. De fato, Bercea, Paleu e Bercea (2004) mostraram que adições mínimas de polietileno em concentrações reduzidas podem aumentar o coeficiente de atrito máximo.

Os ensaios realizados com uma carga de 5 N e baixo SRR apresentaram uma alta dispersão, possivelmente devido à força de atrito extremamente baixa (inferior a 0,15 N),

que se aproxima da resolução mínima do transdutor de força. Isso gerou instabilidade nos testes nessas condições. Apesar da dispersão observada, valores de SRR acima de 40 % resultaram em valores semelhantes tanto para testes com 5 N quanto para testes com 10 N, independentemente do lubrificante utilizado.

Em contatos concentrados e lubrificados, a espessura do filme é pouco sensível à carga (conforme a Equação 2.11). No entanto, a espessura do filme é muito mais sensível à velocidade de rolamento e à viscosidade na zona de “inlet” ((JOHNSON, 1985). Portanto, para as mesmas condições de velocidade e viscosidade, a carga exerce pouco efeito na espessura do filme e, conseqüentemente, no atrito, ao considerar o aumento de 5N para 10N (um aumento de 17% na pressão média de contato). No entanto, nos ensaios com uma carga de 28 N, o aumento da pressão média de contato é maior (28%), o que afeta a piezoviscosidade e o aquecimento do contato. Esse efeito da temperatura é mais evidente nos ensaios realizados em temperaturas mais altas (80° C e 120° C), onde as curvas de tração são semelhantes para todas as cargas testadas (desconsiderando o efeito térmico gerado no contato, uma vez que o contato inicial já ocorre em uma temperatura elevada).

Os valores dos coeficientes Λ estão registrados na Tabela 14 apenas para 25 e 40 , pois não parece que os pontos de máximo atrito tenham sido alcançados a 80 e 120 . Mesmo para 25 e 40 , observa-se que houve pouca variação nos valores obtidos, o que está de acordo com o comportamento descrito por Ndiaye et al. (2017). Eles identificaram uma diminuição de MSS a uma taxa de aproximadamente 0,5 MPa/K para temperaturas crescentes, independentemente da pressão média de contato. Assim, parte-se da hipótese de que, mesmo a 80 e 120 , os valores de tensão cisalhante limite (MSS) não são significativamente diferentes. Os valores apresentados representam a média de três repetições. Conforme evidenciado pelas curvas de tração, a variação entre as repetições foi mínima, caracterizando uma dispersão praticamente negligenciável.

Tabela 14 – Coeficientes Λ para determinação da tensão cisalhante limite LSS . Valores extraídos a partir da média de 3 repetições nos ensaios com 10 e 28N testados no equipamento MTM

Força (N)	Temperatura (°C)	PAO6	TRA1	TRA2	TRM1	TRM2	EN1
5N	25	0,033	0,038	0,046	0,040	0,042	0,038
	40	0,030	0,036	0,045	0,042	0,040	0,036
10N	25	0,033	0,038	0,046	0,040	0,042	0,038
	40	0,030	0,036	0,045	0,042	0,040	0,036
28N	25	0,037	0,046	0,054	0,055	0,046	0,043
	40	0,034	0,042	0,050	0,051	0,048	0,039

Fonte: Autor (2023)

Os valores das inclinações ψ são apresentados na Tabela 15, os quais são utilizados no cálculo da tensão cisalhante limite por meio do modelo proposto por Poll e Wang (2012). Além disso, o valor do ponto de interseção no eixo x , p_{int} , também é exibido na Tabela 15, conforme ilustrado na Figura 38. Assim como no coeficientes Λ , foi considerado uma média de 3 repetições, sendo a variação entre as repetições mínima, caracterizando uma dispersão praticamente negligenciável.

Tabela 15 – Inclinação ψ para determinação da tensão cisalhante limite LSS . Valores extraídos a partir da média de 3 repetições nos ensaios com 10 e 28N testados no equipamento MTM

Parâmetro	Temperatura (°C)	PAO6	TRA1	TRA2	TRM1	TRM2	EN1
ψ	25	0,048	0,066	0,072	0,092	0,082	0,058
	40	0,045	0,057	0,062	0,074	0,048	0,041
p_{int} (MPa)	25	209	276	246	384	413	237
	40	222	242	255	304	323	181

Fonte: Autor (2023)

5.3.2 Verificação do modelo analítico: curvas de tração em 25 e 40 °C

Devido à grande quantidade de parâmetros necessários para o cálculo da tração no contato EHL, neste trabalho foram consideradas algumas simplificações de modo a tornar viável e tangível o cálculo do coeficiente de atrito para lubrificantes comerciais (ou que não detenham de dados suficientes na literatura). As principais aproximações são as seguintes:

1 - A seleção do óleo de referência para cada lubrificante neste estudo foi baseada na viscosidade (também podendo estar relacionada ao peso molecular) ou na possível presença de uma blenda polimérica. Em particular, a equação modificada de Yasutomi inclui diversos coeficientes experimentais que descrevem a relação entre a viscosidade do fluido, pressão e temperatura às quais ele está submetido. Esta equação requer uma série de coeficientes, nomeadamente A1, A2, B1, B2, C1 e C2, que podem ser desafiadores de se obter. No entanto, na literatura, já existem fluidos de referência que disponibilizam essas propriedades. Os parâmetros de Yasumomi foram derivados desses lubrificantes de referência, desde que apresentassem um peso molecular semelhante;

2 – O coeficiente de piezo viscosidade foi escolhido somente em função da base do óleo lubrificante, variando somente entre sintético e mineral;

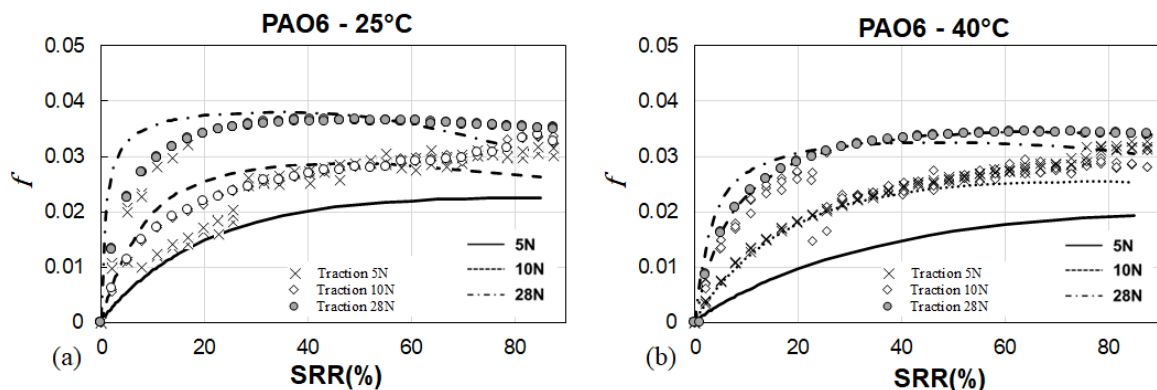
3 – O SRR máximo analisado foi de 90 %, uma vez que acima desse valor os efeitos térmicos extrapolam as simplificações aplicadas no modelo matemático para correção

térmica no contato, como por exemplo, desconsiderar geração de calor sólido com o deslizamento.

Inicialmente, são avaliados os lubrificantes testados no equipamento USV. A partir dos resultados obtidos na USV, é possível utilizar o coeficiente de Carreau (n) e a tensão cisalhante crítica (τ_c) no cálculo do coeficiente de atrito.

Na Figura 46, são apresentados os resultados para o lubrificante PAO6. Observa-se que o coeficiente de atrito calculado para ambas as temperaturas e cargas é similar aos resultados experimentais, exceto nos testes com 5N, em que o valor calculado ficou abaixo do valor experimental. O cálculo do coeficiente de atrito na lubrificação elastohidrodinâmica (EHL) tende a funcionar de maneira mais precisa em maiores carregamentos devido à hipótese de que o campo de pressão no filme lubrificante seja aproximadamente igual ao campo de pressão de Hertz (HAMROCK; SCHMID; JACOBSON, 2004). Em baixas cargas, a região de “inlet” do filme lubrificante é relativamente maior em comparação a cargas mais elevadas. Essa região é influenciada pela pressão aplicada, a qual afeta a espessura e distribuição do filme lubrificante (DOWSON; HIGGINSON, 1998). No entanto, em cargas baixas, a extensão da região de “inlet” pode resultar em uma distribuição menos uniforme do filme lubrificante e maior probabilidade de desvios em relação ao campo de pressão de Hertz. Esses desvios podem levar a erros na estimativa do coeficiente de atrito (LUBRECHT; IOANNIDES; VENNER, 2009). Por outro lado, em maiores carregamentos, a região de “inlet” é reduzida em tamanho, permitindo uma melhor conformidade entre o campo de pressão real e o campo de pressão de Hertz. Isso resulta em uma estimativa mais precisa do coeficiente de atrito na lubrificação EHL (HAMROCK; SCHMID; JACOBSON, 2004).

Figura 46 – Curvas de tração para o lubrificante sintético base PAO6 obtidas no equipamento MTM. Resultados com 5, 10 e 28 N nas temperaturas de a) 25 °C e b) 40 °C



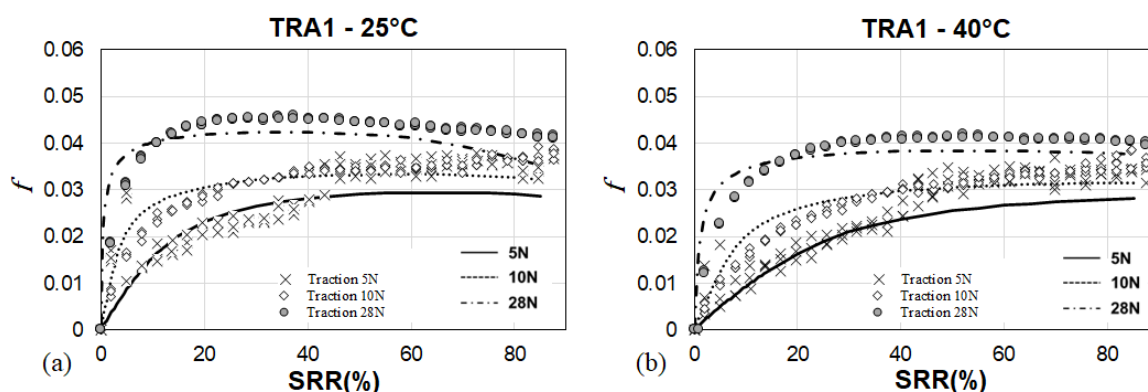
Fonte: Autor (2023).

A presente discussão dos resultados destaca a boa correlação obtida entre os resultados experimentais e os cálculos simplificados para 10 e 28 N, apesar das simplificações adotadas. Essa correlação fortalece a validade e a aplicabilidade dos cálculos simplificados na modelagem do comportamento reológico de lubrificantes com baixo peso molecular, como o PAO6, em determinadas condições. Esses achados corroboram a proposta anteriormente apresentada por Bair (2006), que aponta o lubrificante esquelano como uma opção adequada para representar esse comportamento reológico.

Cabe destacar que os resultados deste estudo complementam e expandem as descobertas de Liu et al. (2020), os quais demonstraram a aplicabilidade do modelo simplificado em pressões de contato elevadas e baixas taxas de escorregamento. Neste estudo, no entanto, foram investigadas pressões máximas de contato consideravelmente menores e uma taxa de escorregamento máxima de 90%, representando um aumento significativo de 9 vezes em relação ao estudo anterior. Essa ampliação do intervalo de condições exploradas fornece uma compreensão mais abrangente e confiável do comportamento reológico dos lubrificantes estudados. Além disso, os resultados encontrados no trabalho de Liu et al. (2020) têm implicações importantes para aplicações em elementos de maior escala, como contatos de componentes mecânicos, nos quais o atrito é um parâmetro crítico. Os achados confirmam que o modelo simplificado, validado por meio dessa correlação satisfatória com os resultados experimentais, pode ser uma ferramenta confiável para a análise e a previsão do atrito nessas aplicações. Isso é particularmente relevante quando consideramos a aplicação do método de elementos finitos, no qual o atrito é frequentemente introduzido como um parâmetro de entrada, como o trabalho de Zhang et al. (2009).

Os cálculos de atrito com o lubrificante comercial TRA1 são mostrados na Figura 47. Observando os valores de viscosidade apresentados na Tabela 12, percebe-se é um lubrificante com similar viscosidade a do PAO6. Neste sentido, como lubrificante de referência, também foi utilizado o esquelano. Para este lubrificante percebemos uma relação ainda melhor dos valores calculados com os valores experimentais, para ambas as temperaturas de 25 e 40 °C.

Figura 47 – Curvas de tração para o lubrificante comercial TRA1 obtidas no equipamento MTM. Resultados com 5, 10 e 28 N nas temperaturas de a) 25 °C e b) 40 °C

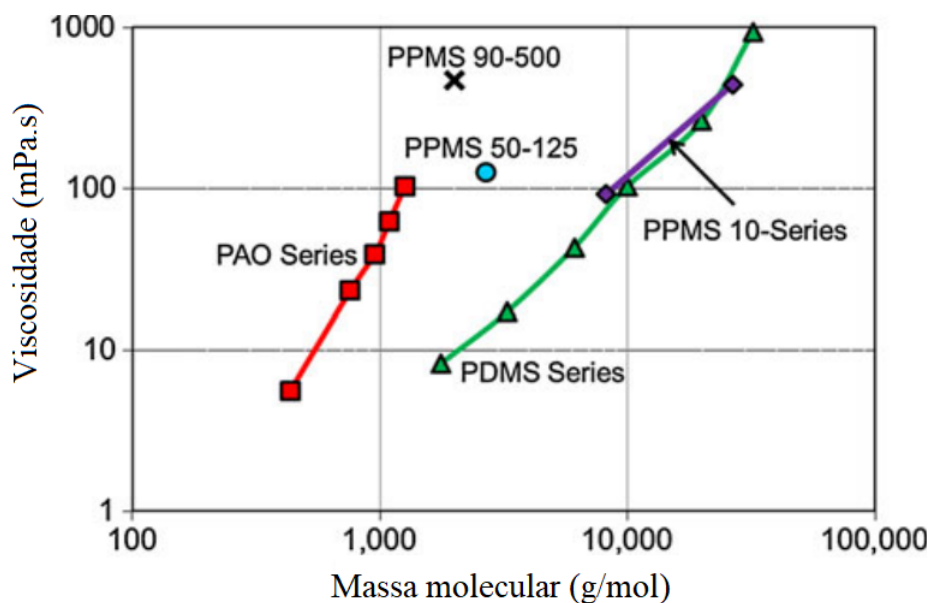


Fonte: Autor (2023).

Os lubrificantes TRA2 e EN1 apresentaram desafios na escolha de um lubrificante de referência adequado. Embora ambos apresentassem viscosidade semelhante ao PAO6 e TRA1, indicando um peso molecular semelhante com base na equação de Mark-Houwink-Sakurada (CANEVAROLO; CANEVAROLO, 2002)), não foi possível utilizar o esquelano como lubrificante de referência. Isso provavelmente se deve à presença de uma blenda polimérica incorporada nesses lubrificantes. A influência das blends poliméricas nas propriedades reológicas dos lubrificantes já foi demonstrada por Bair (2006), que indica a presença de uma solução de 15% em peso de cis-polisopreno (PIP) nesses casos.

Embora Bair (2006) tenha considerado a referência da solução de 15% em peso de cis-polisopreno (PIP) para lubrificantes com modificadores de viscosidade, a maioria das formulações de lubrificantes contém apenas 5% (MORTIER; FOX; ORSZULIK, 2010). Nessa condição, uma solução de 15% em peso de cis-polisopreno (PIP) já resulta em um aumento considerável no peso molecular da solução. O lubrificante de referência que proporcionou a melhor representação para o cálculo de atrito para TRA2 e EN1 foi uma mistura de PAO4 + 50% PAO100, conforme apresentado por Bair e Flores-Torres (2018). Com base na relação apresentada por Zolper et al. (2012) (ver Figura 48), estima-se que o lubrificante PAO4 + 50% PAO100 tenha um peso molecular em torno de 1280 g/mol, o que é mais próximo de uma solução contendo 5% de um polímero com peso molecular de 10000 g/mol.

Figura 48 – Variação da viscosidade dinâmica em função do peso molecular dos fluidos PAO, PDMS e PPMS

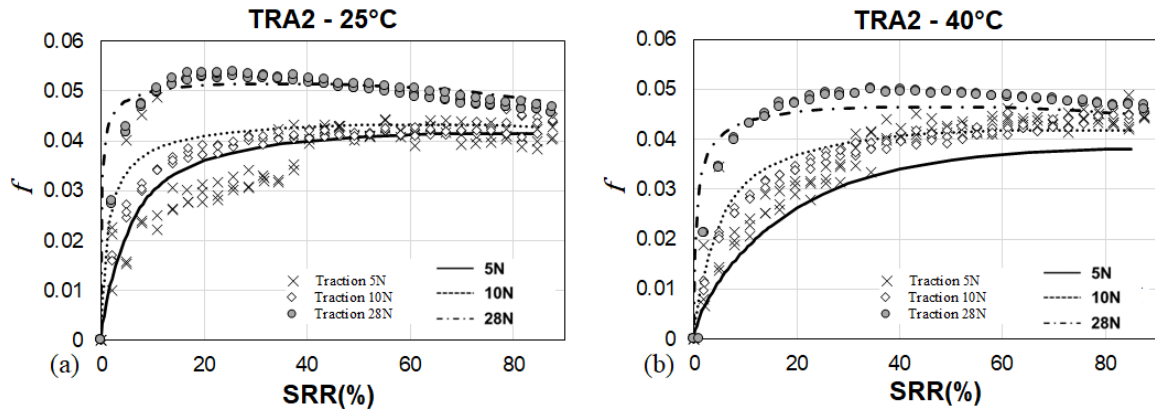


Fonte: Zolper et al. (2012).

No presente estudo não foram realizadas análises da composição ou de outras características químicas dos lubrificantes, como termogravimetria (TGA), calorimetria exploratória diferencial (DSC), espectroscopia de infravermelho (FTIR) ou análise por Difração de raio-X (DRX). A ausência dessas análises tornou a criação de uma relação funcional entre a quantidade/tipo de blenda polimérica e a escolha do lubrificante de referência bastante complexa. Portanto, como critério para a seleção do lubrificante de referência neste modelo, estabeleceu-se uma relação entre o peso molecular e a viscosidade dos lubrificantes, optando-se pelo lubrificante considerado mais representativo entre os disponíveis (consultar Tabela 3).

Os cálculos de atrito para o lubrificante TRA2 são mostrados na Figura 49. Nota-se também nestes resultados uma boa relação para dados calculados com os dados experimentais, assim como evidenciado para o lubrificante TRA1. Para este caso, porém, a alteração do lubrificante de referência foi essencial para a boa correlação de dados, uma vez que o lubrificante esquelano não representa um fluido de alto peso molecular.

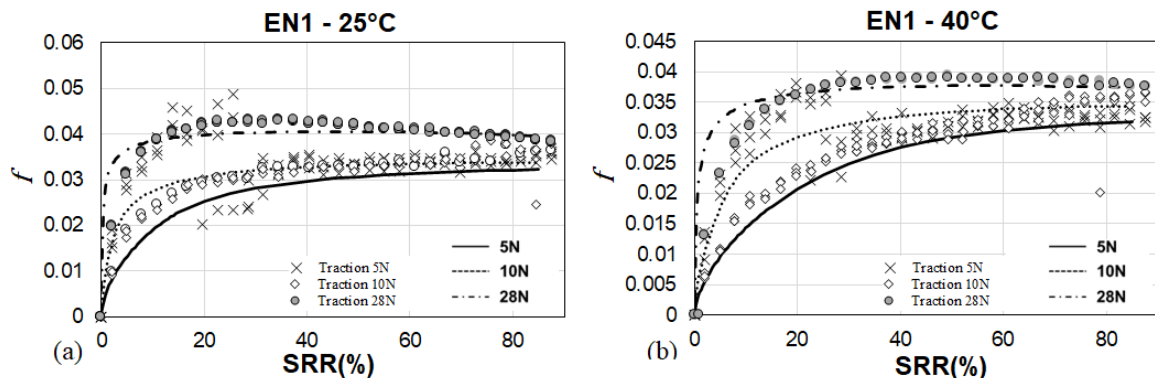
Figura 49 – Curvas de tração para o lubrificante comercial TRA2 obtidas no equipamento MTM. Resultados com 5, 10 e 28 N nas temperaturas de a) 25 °C e b) 40 °C



Fonte: Autor (2023).

Os cálculos de atrito para o lubrificante EN1 também foram muito bem representados pela solução de PAO4+10% PAO100 como lubrificante de referência, conforme mostrado na Figura 50. A maior diferença encontrada foi para 40 °C ao final do regime não-Newtoniano, com 20 % de erro em relação aos valores experimentais.

Figura 50 – Curvas de tração para o lubrificante comercial EN1 obtidas no equipamento MTM. Resultados com 5, 10 e 28 N nas temperaturas de a) 25 °C e b) 40 °C



Fonte: Autor (2023).

As informações relacionadas ao lubrificante de referência e aos modelos reológicos utilizados foram compiladas na Tabela 16. O modelo de tensão cisalhante limite (MSS) que melhor representou os cálculos foi o de Bair (2002b). Entretanto, como as pressões de contato utilizadas não foram tão elevadas quanto as utilizadas em outros trabalhos (LIU et al., 2020; BJÖRLING et al., 2013; BAIR, 2002b), que consideram apenas um valor de coeficiente (pois em elevadas pressões a variação é mínima, esquema ilustrado na Figura 23), para cada força normal testada foi obtido um valor diferente de Λ (ver Tabela 14).

Tabela 16 – Compilação de modelos, equações e lubrificantes de referência para os cálculos de previsão do atrito

	Lubrificantes					
	PAO6	TRA1	TRA2	EN1	TRM1	TRM2
Lubrificantes de referência	SQL	SQL	PAO4+10%PAO100	PAO4+10%PAO100	-	-
Mecânica do contato			Hertz (eq. simplificadas de Markho)			
Densidade e volume livre			Murnaghan EOS)			
Viscosidade em baixo cisalhamento			Improved Yasutomi			
Shear-thinning			Carreau			
Tensão cisalhante limite			Bair			
Espessura de filme			Masjedi e Khonsari			
Condutividade Térmica			Bair, Larsson e Anderson			

Fonte: Autor (2023)

5.3.3 Obtenção das curvas experimentais de Stribeck

Neste capítulo são mostrados os resultados experimentais de coeficiente de atrito como curva Stribeck, ou seja, que pode abranger diferentes regimes de lubrificação. Estes resultados são necessários para apresentação das verificações analíticas no regime misto, apresentadas no próximo capítulo. O regime misto se diferencia pela sustentação da carga normal que o componente ou elemento mecânico está sujeito, seja ela pelo filme de óleo (pressão hidrodinâmica) no contato, pelas asperezas das superfícies sólidas, ou mesmo de ambos os casos. Infelizmente, as curvas de Stribeck para o lubrificante TRM2 foram perdidas devido ao arquivo corromper na exportação.

Os resultados apresentados nas Figuras 52 a 56 representam três repetições para cada conjunto de condições de temperatura, pressão e deslizamento, com as três curvas apresentadas no gráfico.

Os resultados para o lubrificante PAO6 são mostrados na Figura 51. Em temperaturas menores (25 e 40 °) foi possível observar os regimes de lubrificação misto e filme completo, com um possível início do limítrofe. Já para os ensaios em 100 °C foi observado somente uma transição do regime limítrofe para um regime misto, com a queda mais acentuada no coeficiente de atrito com o aumento da velocidade de rolamento. Este comportamento já é esperado pela redução da viscosidade com a temperatura, que altera diretamente a espessura de filme lubrificante. A carga normal teve pouco efeito no coeficiente de atrito, mostrando um leve aumento do atrito no regime limítrofe e uma leve redução em um regime com filme completo. O efeito da força normal no regime limítrofe provavelmente é explicado por uma alteração na área real de contato. Entretanto, para um regime com filme completo, o efeito da carga normal na espessura de filme é bem menos acentuado que o efeito da temperatura por exemplo, que é mostrado pelos expoentes da equação clássica de H&D (HABCHI, 2018). Por último, a taxa de deslizamento também mostrou

pouco efeito nos valores de coeficiente de atrito, tanto em regime limítrofe quanto em regime com filme completo. Foi observado somente um leve aumento no atrito em ambos os regimes, mas somente entre o intervalo 5 – 40 % de *SRR*, com um valor constante a partir de 40 %.

Os resultados para o óleo lubrificante TRA1 são mostrados na Figura 52. Assim como nas curvas de tração do capítulo anterior e nos resultados de espessura de filme, as respostas para este lubrificante foram muito similares as encontrados para PAO6 com o mesmo efeito da temperatura, pressão de contato e deslizamento no coeficiente de atrito.

Os resultados para o lubrificante TRA2 entretanto, mostraram algumas diferenças na transição de regimes. Conforme a Figura 53, foi observado um regime de filme completo em um maior intervalo de velocidades (500 – 2500 mm/s) principalmente nos ensaios com baixo deslizamento (5 e 40 %). Mesmo na temperatura de 100 °C as curvas de atrito apresentam uma inflexão indicando o início de um regime com filme completo, diferentemente dos demais lubrificantes. Os lubrificantes PAO6 e TRA1 por exemplo, quando apresentaram patamar com filme completo, foram em velocidades próximas à 2000 mm/s.

Em essência, os resultados do lubrificante EN1 também desempenharam um comportamento diferente dentre os observados até o momento. Pela Figura 54 percebe-se uma dominância maior do regime de filme completo dentre os parâmetros testados, não chegando a um patamar limítrofe nos ensaios em 25 °C. Os ensaios em 40 °C mostram também grande dominância de um patamar com filme completo, adentrando ao regime misto com uma inflexão da curva de atrito. Nos ensaios com 100 °C por sua vez é possível perceber um platô de regime limítrofe, sendo exibido o regime misto e uma transição para um regime com filme completo. O efeito dos parâmetros pressão de contato e escorregamento seguem o mesmo comportamento dos demais lubrificantes.

Finalmente, na Figura 55, são apresentadas as curvas de Stribeck para o lubrificante TRM1. Esse lubrificante possui uma viscosidade aproximadamente uma ordem de magnitude maior do que os outros. Portanto, é intuitivo que ele apresente uma espessura de filme maior e uma maior predominância dos regimes mistos nesse filme completo (verificar o efeito da viscosidade nas equações 2.11 e 2.17). Como mostrado na figura, apenas um patamar limítrofe é observado nos testes a 100 °C. No entanto, é interessante destacar que o coeficiente de atrito nesses patamares fica abaixo do coeficiente de atrito no início da curva dos testes a 40 °C (possível regime limítrofe). Isso pode ser um indicativo da ativação de algum aditivo modificador de atrito, como o bissulfeto de molibdênio (BART;

GUCCIARDI; CAVALLARO, 2013). Outra possibilidade é que, mesmo exibindo um patamar estável de atrito, o transporte de carga não esteja totalmente suportado pelos sólidos, ou seja, o contato ainda esteja em um regime misto.

5.3.4 Cálculo do coeficiente de atrito para um regime misto de lubrificação

Este capítulo será focado no cálculo do coeficiente de atrito considerando também um regime misto de lubrificação. A validação anteriormente apresentada considerava apenas o coeficiente de atrito em duas superfícies de contato na qual toda a pressão de contato seria suportada pelo filme de lubrificante. No regime misto, porém, as asperezas dos sólidos em contato compartilham também o carregamento, de forma que torna-se necessário estimar qual percentagem de carregamento está sendo suportada pelas asperezas e qual percentagem do carregamento está sendo suportado pelo filme de lubrificante.

Uma comparação entre os cálculos de atrito utilizando os diferentes modelos de La pode ser vista na Figura 56 para um teste utilizando lubrificante PAO6 em uma temperatura de 40 °C. Percebe-se que o modelo M&K nas condições testadas não apresenta uma boa correlação com as curvas de Stribeck, uma vez que não identifica precisamente a fração de área de asperezas responsáveis pelo suporte do carregamento. No trabalho de Masjedi e Khonsari (2015) o modelo analítico é validado em testes que consideram superfícies com rugosidade muito acima ($Rq = 2E^{-5}$ m) da encontrada neste trabalho ($Rq = 5E^{-8}$ m), podendo ser uma limitação a aplicação em superfícies com baixa rugosidade. O modelo G&T por sua vez identificou a transição filme completo / misto sendo portanto utilizado neste trabalho, juntamente com O&S.

As curvas de Stribeck e os cálculos de coeficiente de atrito para o lubrificante PAO6 são mostrados na Figura 57. Os cálculos foram comparados com ensaios em 40 °C e SRR' s de 10, 60 e 100 %. Percebe-se uma boa correlação entre os resultados, em ambos os modelos de contato. Em escorregamentos mais elevados, logo após a inflexão da curva, nota-se um erro mais acentuado (de até 20 %) para o modelo de G&T. Dada a complexidade integrada no regime misto de lubrificação, como por exemplo a deformação elástica e plástica das asperezas, alteração na fração de área de asperezas em contato e temperatura “flash” de contato (HABCHI, 2018), para um modelo simplificado de cálculo, pode-se considerar uma boa aproximação.

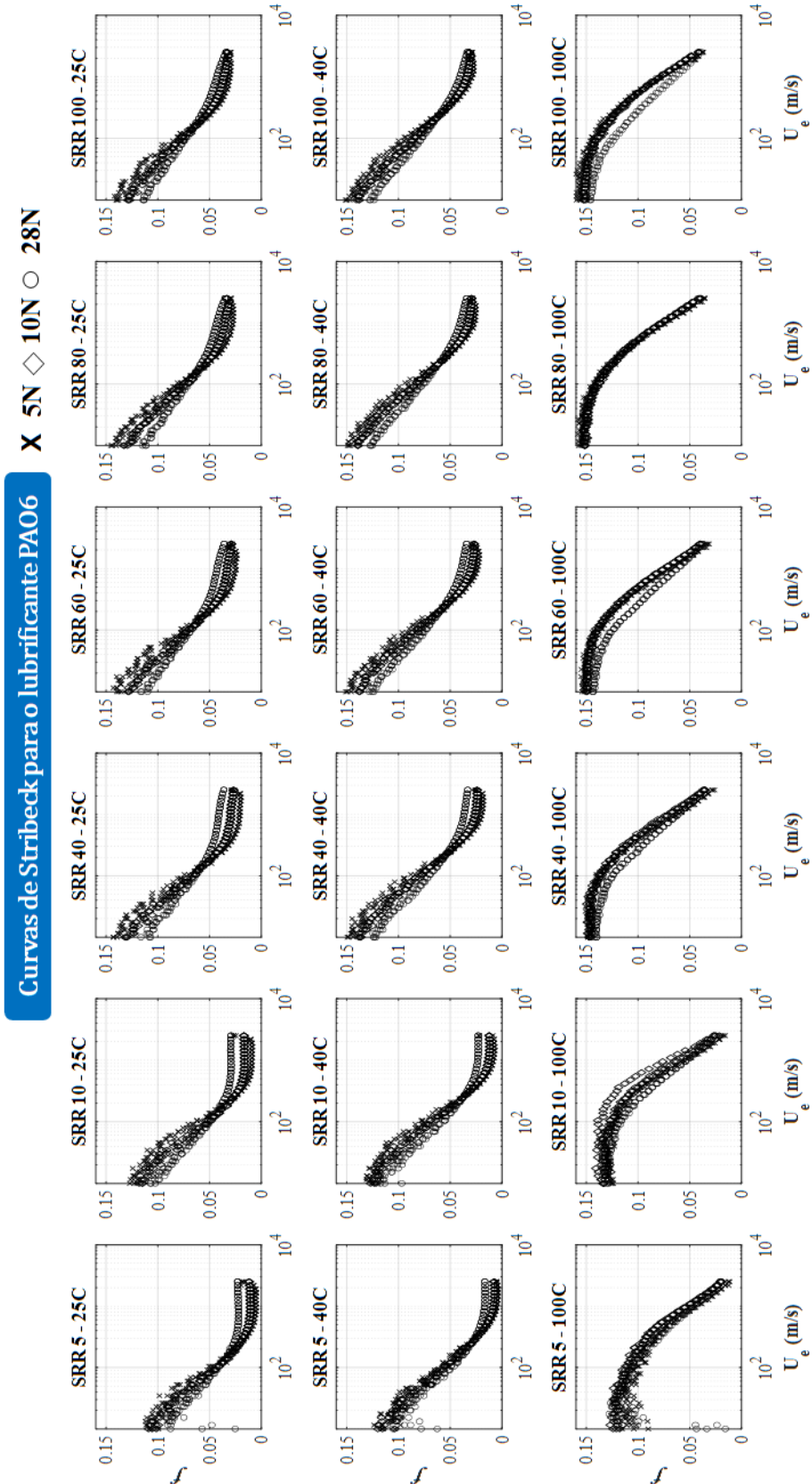
Para o lubrificante TRA1 (ver Figura 58), novamente, os cálculos acompanharam bem os resultados experimentais em ambos os modelos de contato, tendo o clássico O&S um

menor erro associado.

Os resultados dos cálculos considerando o lubrificante TRA2 são mostrados na Figura 59. Neste caso, diferentemente dos testes com o TRA1, o modelo de G&T teve destaque pelo baixo erro associado. O modelo de contato de O&S também apresentou boa correlação com os resultados experimentais, porém alcançando erros de até 23% na carga de 10N, no ponto de inflexão entre os regimes filme completo / misto.

Por fim, os cálculos para o lubrificante EN1 foram os que pior desempenharam na comparação com os dados experimentais (ver Figura 60). Analisando o perfil da curva de Stribeck, aparentemente as amostras, mesmo em velocidades baixas, não entraram em regime misto de lubrificação. Neste caso, provavelmente as blendas poliméricas incorporadas estão alterando a espessura de filme, conseqüentemente o regime de lubrificação no contato, podendo-se destacar a forte ligação entre a estrutura química e as características de conformação das soluções poliméricas e sua resposta tribológica em contatos EHL (CUSSEAU et al., 2019).

Figura 51 – Curvas de Stribeck para o lubrificante PAO6 obtidas no equipamento MTM. Resultados com 5, 10 e 28 N, temperaturas de 25 °C, 40 °C e 100 °C, com SRR's de 5, 10, 40, 60, 80 e 100 %. Três repetições para cada condição. f é o coeficiente de atrito e U_e a velocidade de rolamento



Fonte: Autor (2023).

Figura 52 – Curvas de Stribeck para o lubrificante TRA1 obtidas no equipamento MTM. Resultados com 5, 10 e 28 N, temperaturas de 25 °C, 40 °C e 100 °C, com SRR's de 5, 10, 40, 60, 80 e 100 %. Três repetições para cada condição. f é o coeficiente de atrito e U_e a velocidade de rolamento.

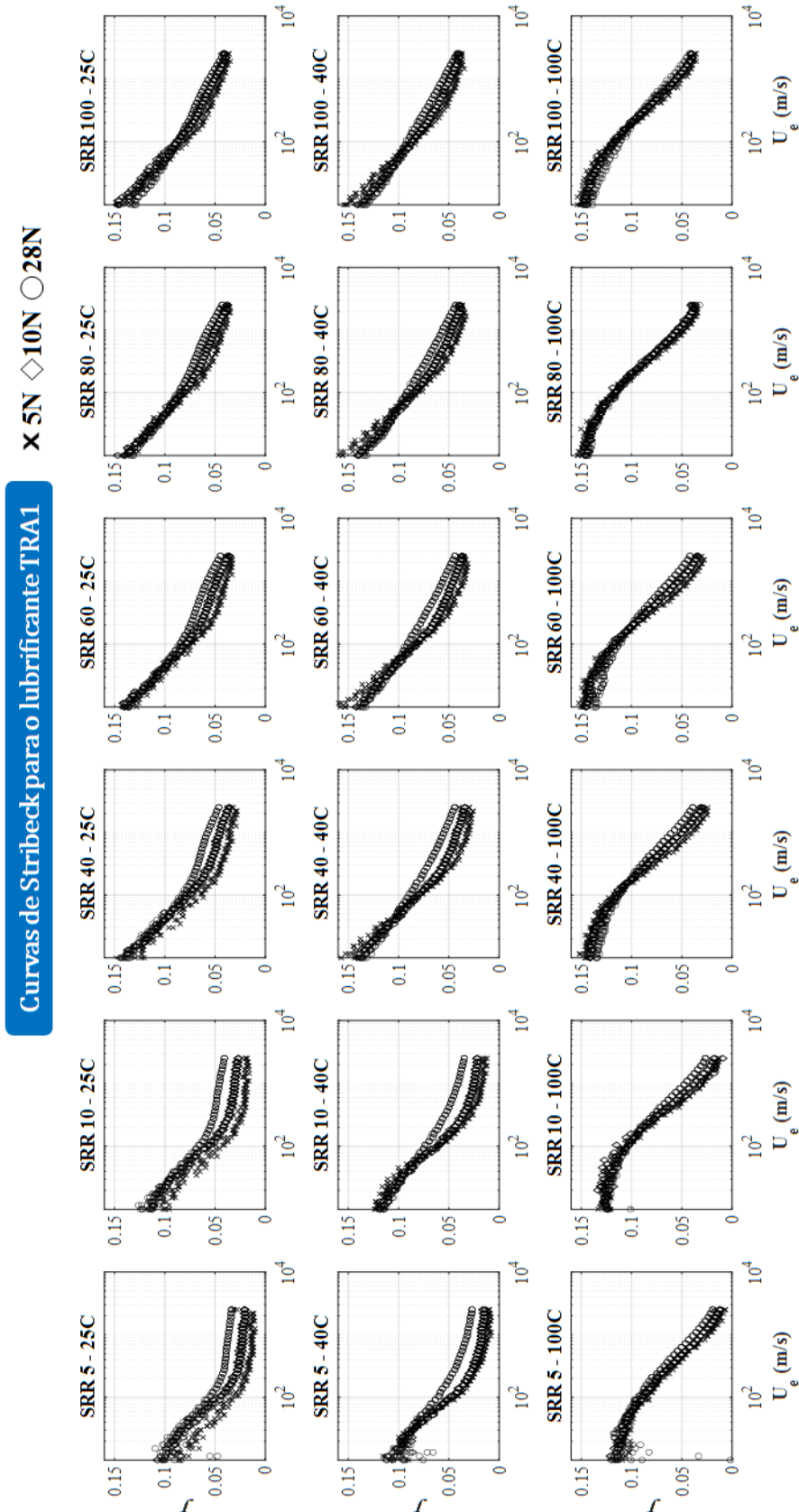
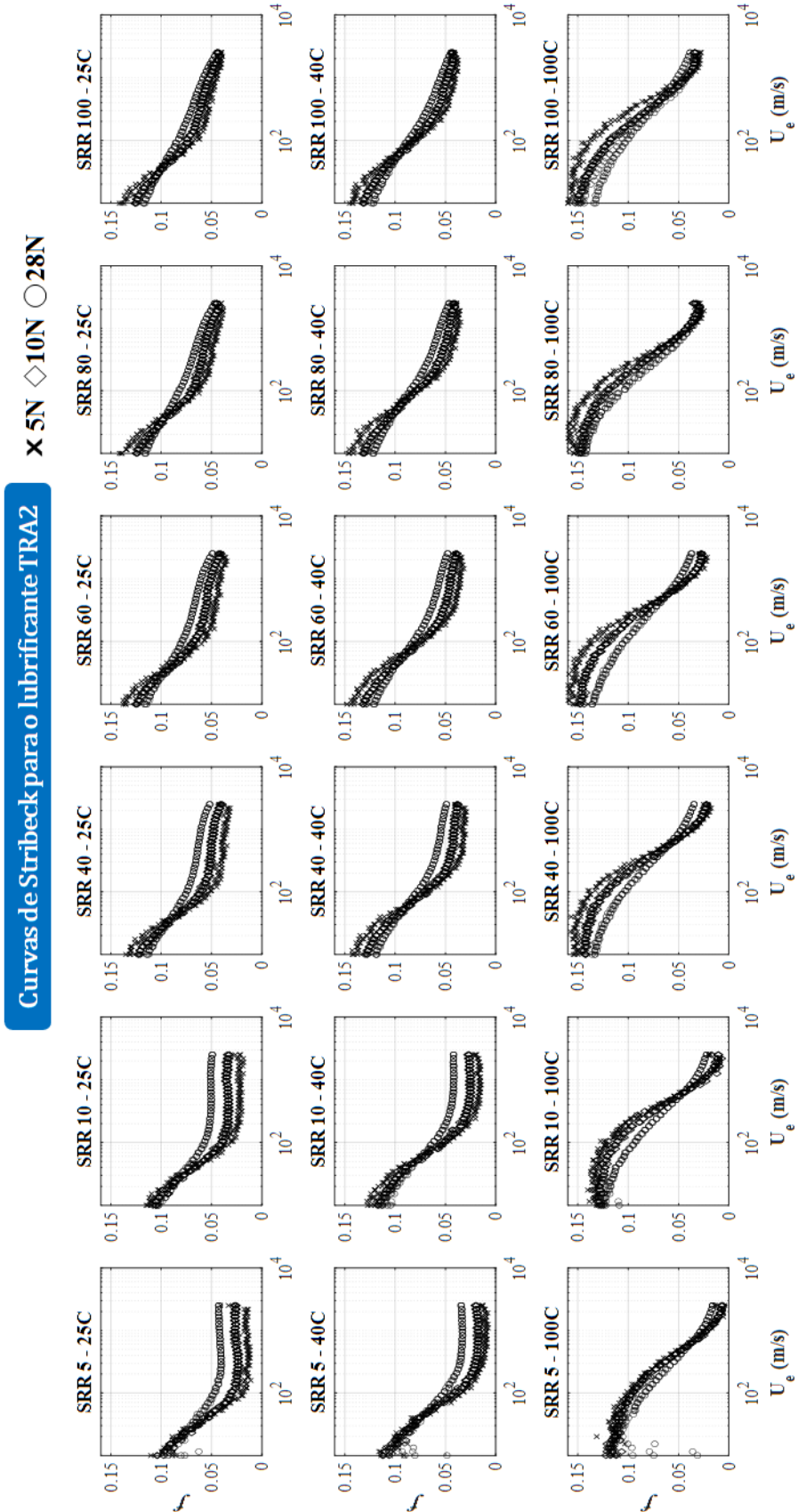


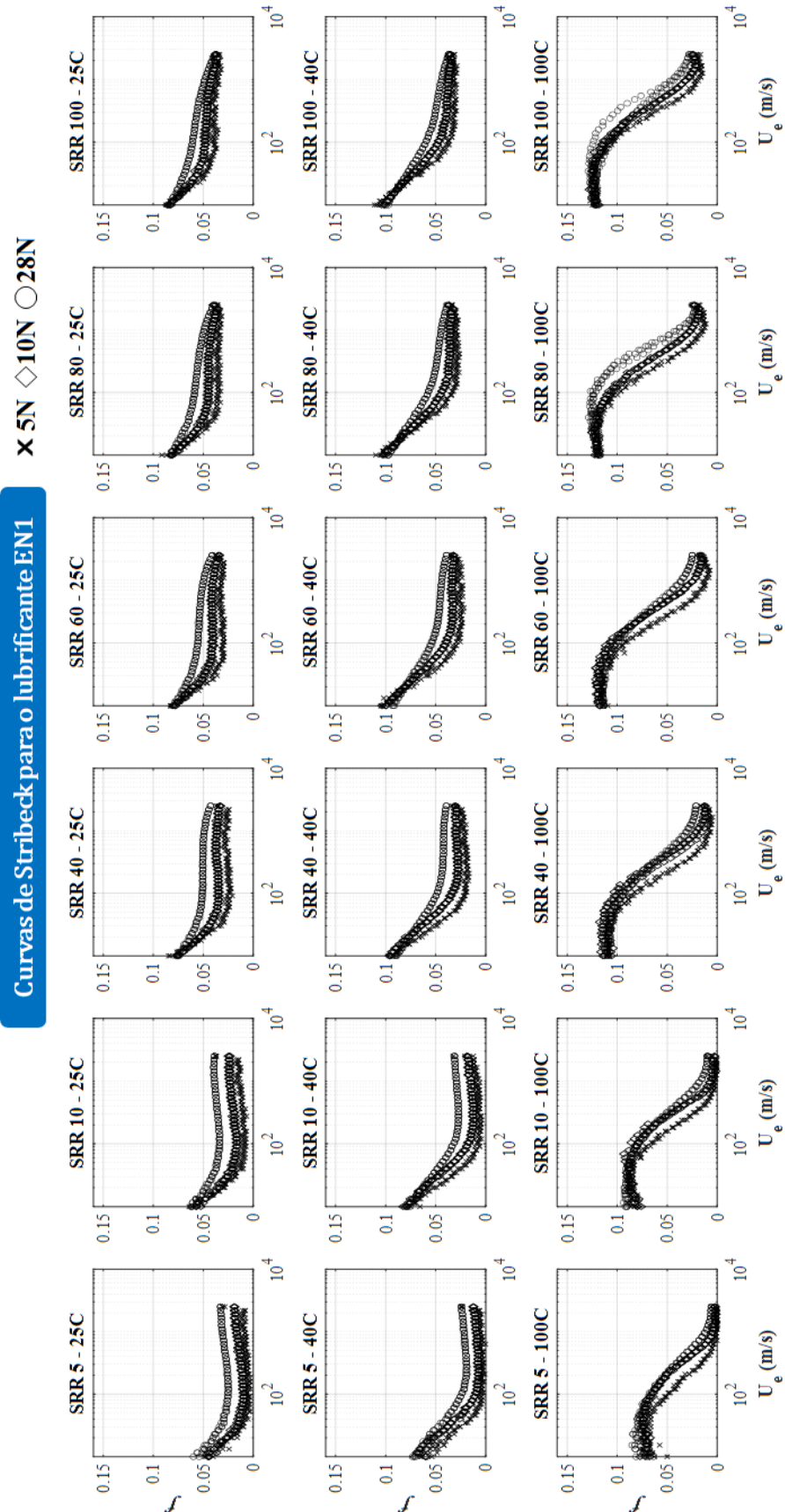
Figura 53 – Curvas de Stribeck para o lubrificante TRA2 obtidas no equipamento MTM. Resultados com 5, 10 e 28 N, temperaturas de 25 °C, 40 °C e 100 °C, com SRR's de 5, 10, 40, 60, 80 e 100 %. Três repetições para cada condição

. f é o coeficiente de atrito e U_e a velocidade de rolamento.



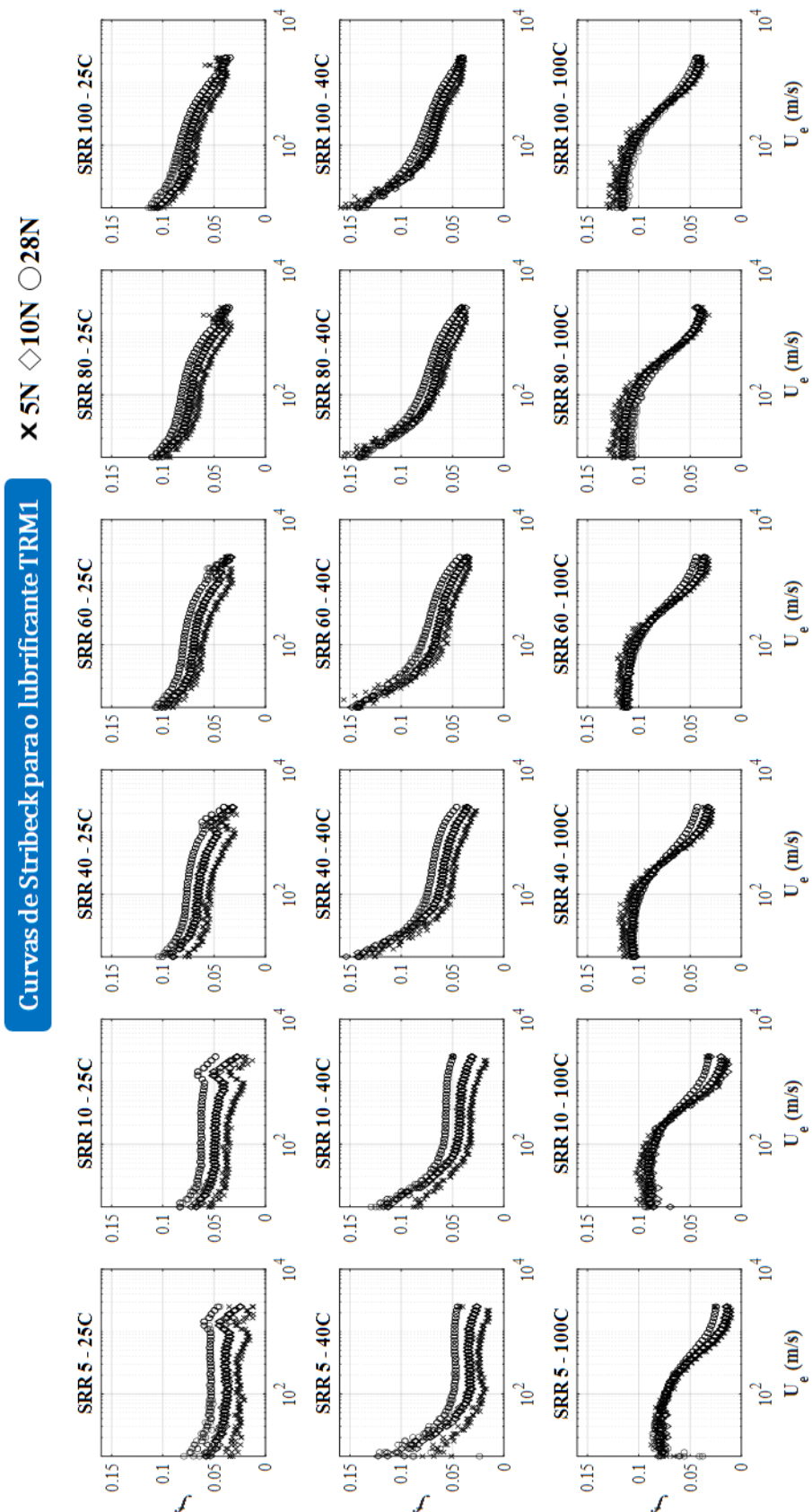
Fonte: Autor (2023).

Figura 54 – Curvas de Stribeck para o lubrificante EN1 obtidas no equipamento MTM. Resultados com 5, 10 e 28 N, temperaturas de 25 °C, 40 °C e 100 °C, com SRR's de 5, 10, 40, 60, 80e100 %. Três repetições para cada condição. f é o coeficiente de atrito e U_e a velocidade de rolamento.



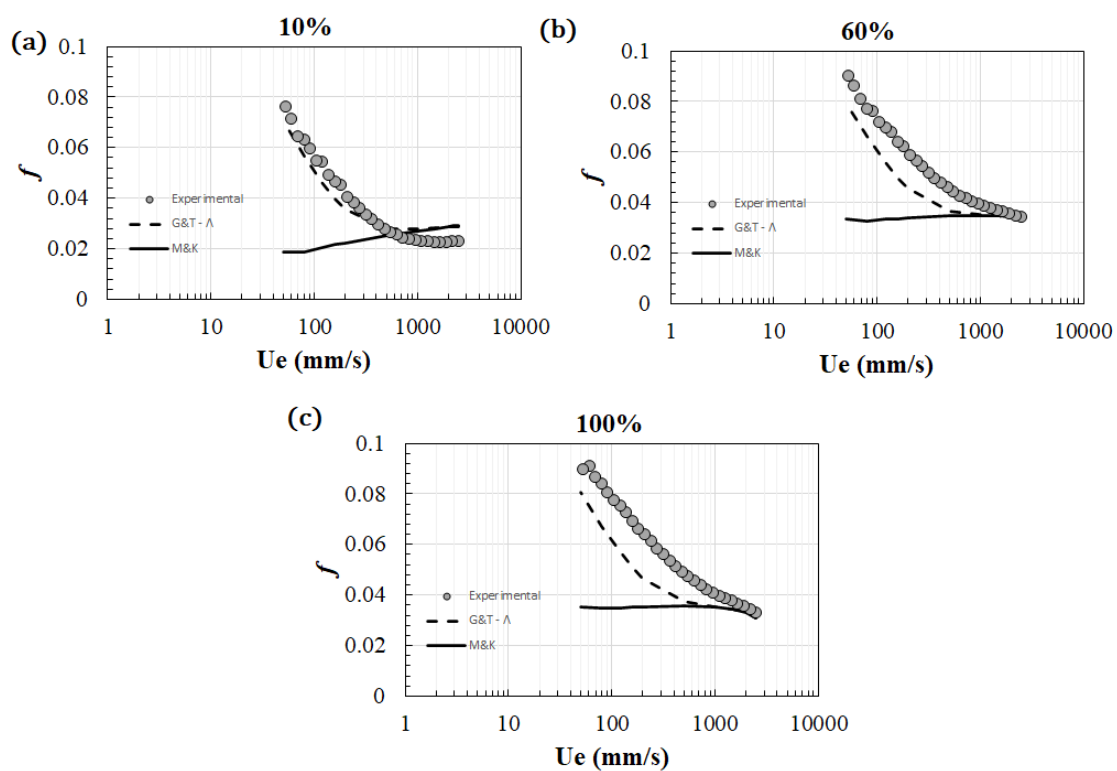
Fonte: Autor (2023).

Figura 55 – Curvas de Stribeck para o lubrificante TRM1 obtidas no equipamento MTM. Resultados com 5, 10 e 28 N, temperaturas de 25 °C, 40 °C e 100 °C, com SRR's de 5, 10, 40, 60, 80 e 100 %. Três repetições para cada condição. f é o coeficiente de atrito e U_e a velocidade de rolamento.



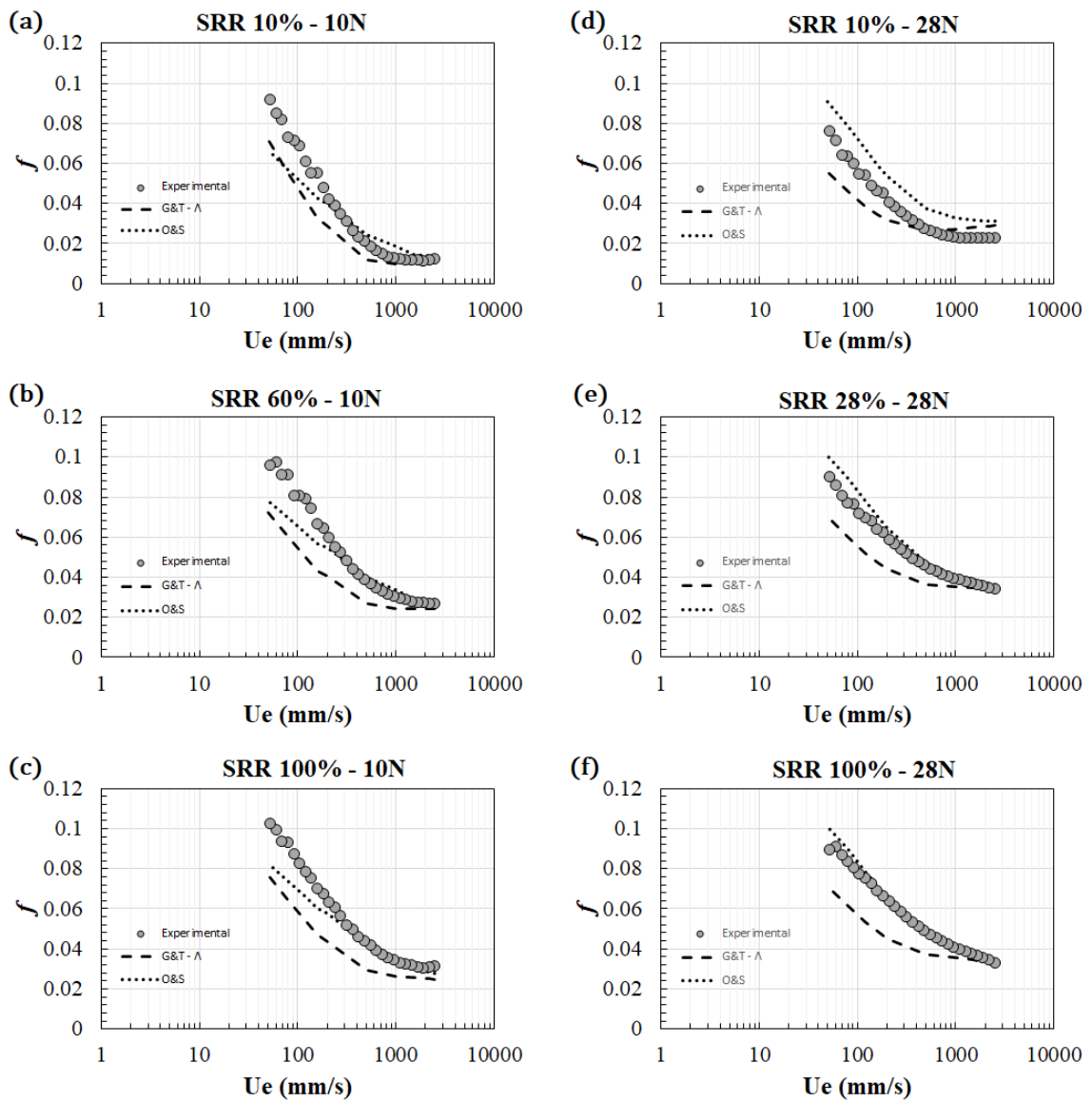
Fonte: Autor (2023).

Figura 56 – Curvas de Stribeck para o lubrificante PAO6 obtidas no equipamento MTM. Resultados com 28 N, temperatura de 40 °C, com SRR's de a) 10, b) 60 e c) 100 %. Validação dos cálculos comparando os modelos de M&K e G&T (λ)



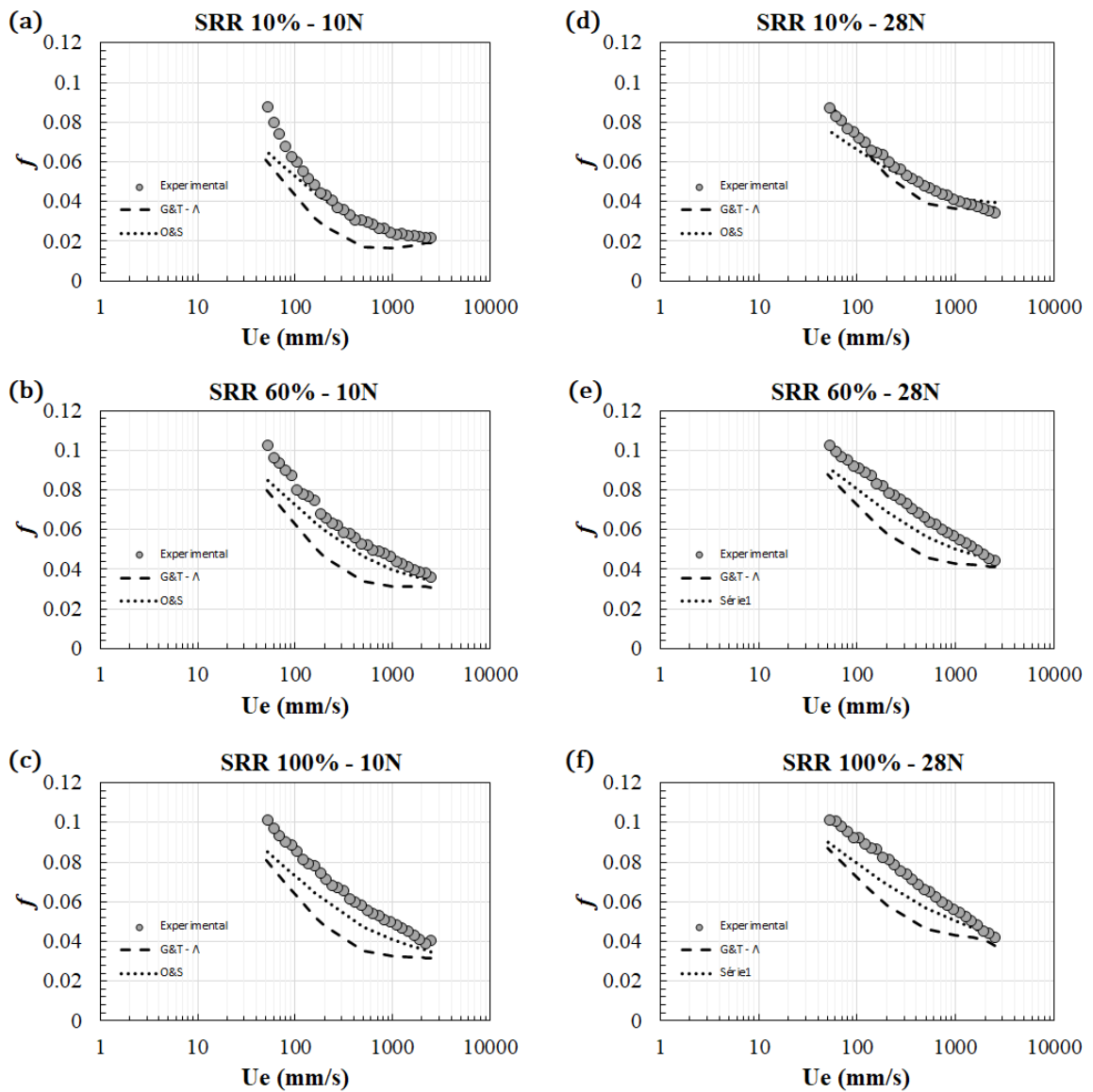
Fonte: Autor (2023).

Figura 57 – Curvas de Stribeck para o lubrificante PAO6 obtidas no equipamento MTM. Resultados com a) 10 N e *SRR* 10 % , b) 10 N e *SRR* 60 % , c) 10 N e *SRR* 100 % 10 N, d) 28 N e *SRR* 10 % , e) 28 N e *SRR* 60 % e f) 28 N e *SRR* 100 %. Validação dos cálculos comparando o modelo de contato de G&T e O&S com os dados experimentais



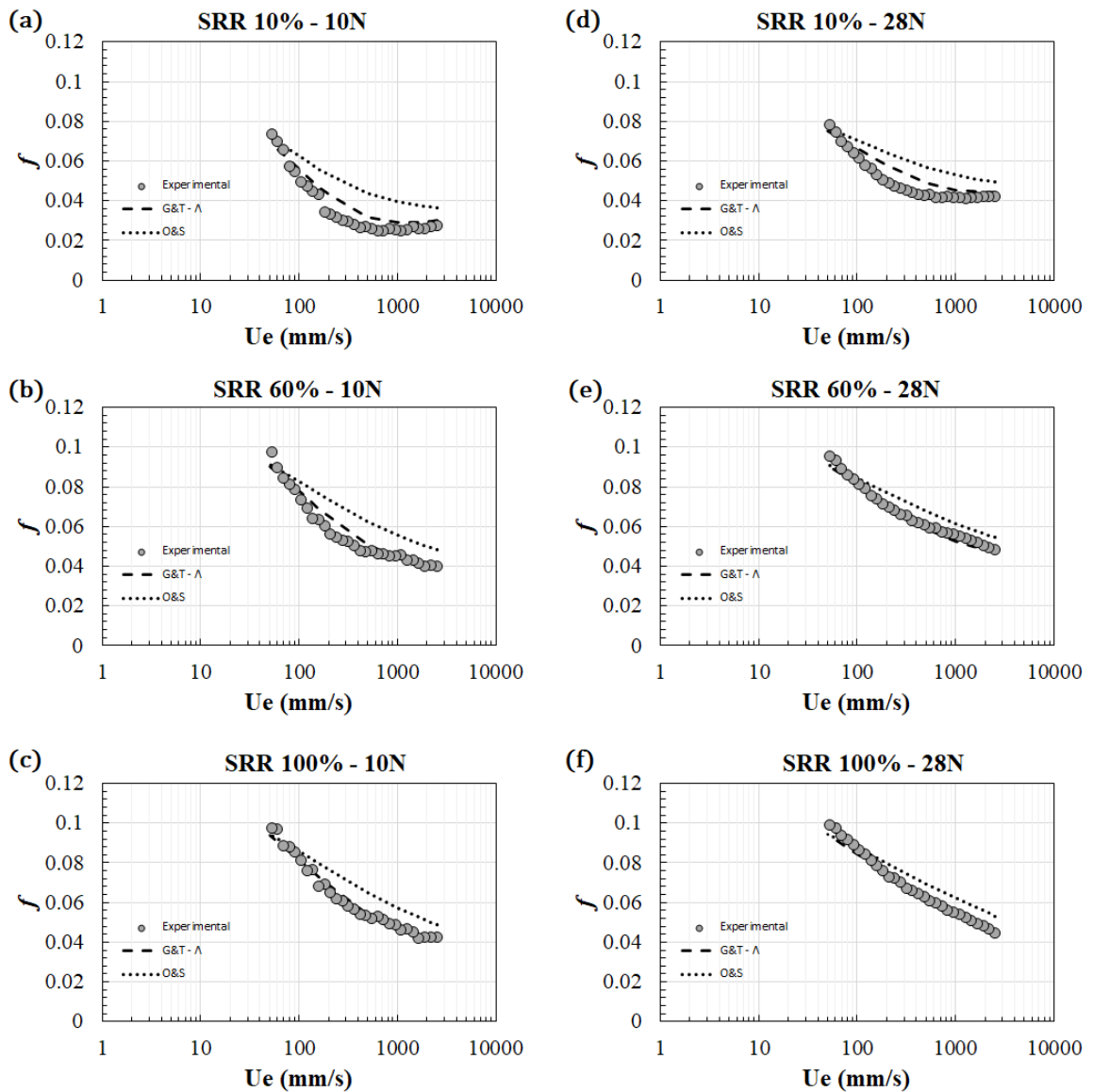
Fonte: Autor (2023).

Figura 58 – Curvas de Stribeck para o lubrificante TRA1 obtidas no equipamento MTM. Resultados com a) 10 N e *SRR* 10 % , b) 10 N e *SRR* 60 % , c) 10 N e *SRR* 100 % 10 N, d) 28 N e *SRR* 10 % , e) 28 N e *SRR* 60 % e f) 28 N e *SRR* 100 %. Validação dos cálculos comparando o modelo de contato de G&T e O&S com os dados experimentais



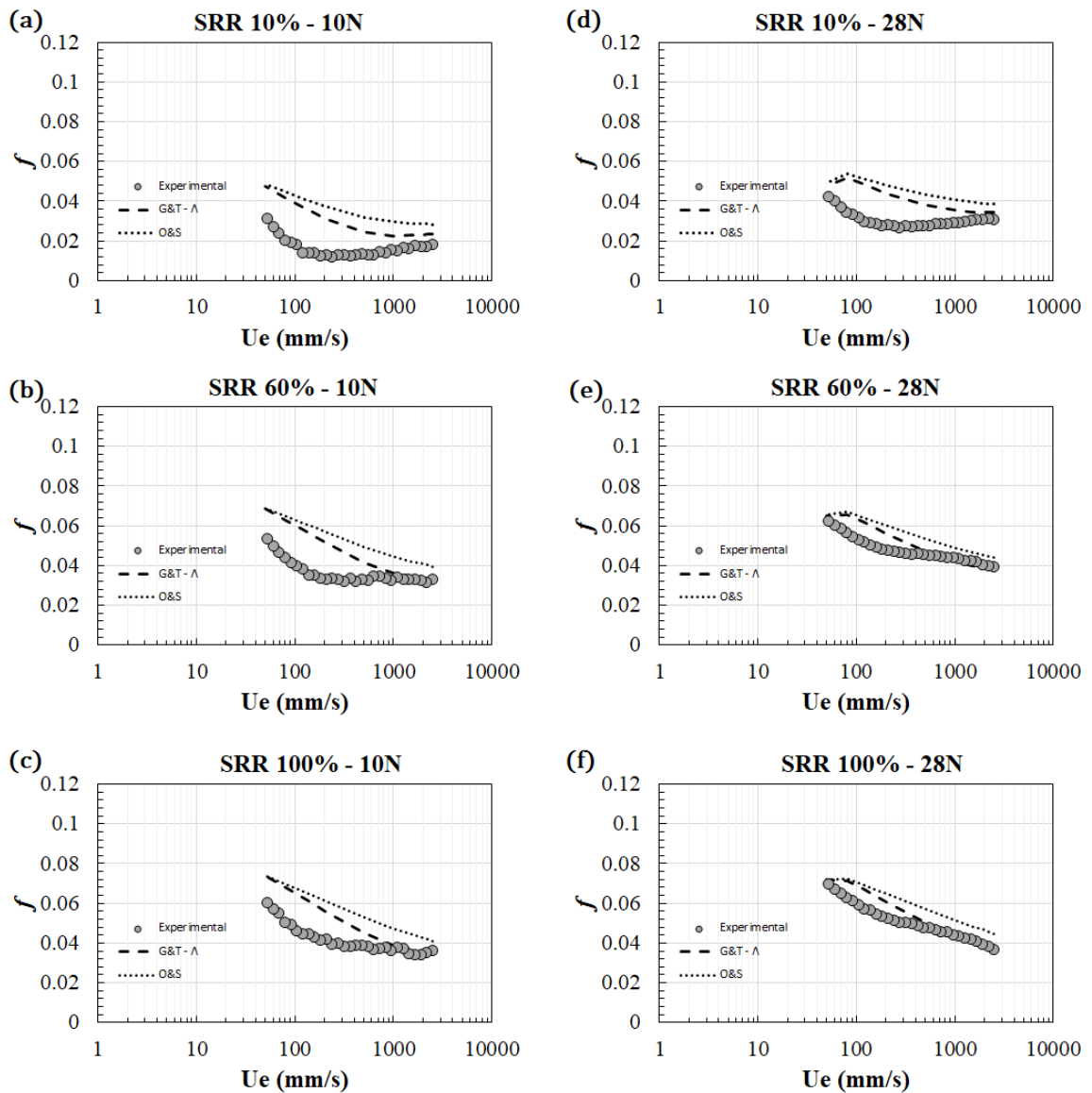
Fonte: Autor (2023).

Figura 59 – Curvas de Stribeck para o lubrificante TRA2 obtidas no equipamento MTM. Resultados com a) 10 N e *SRR* 10 % , b) 10 N e *SRR* 60 % , c) 10 N e *SRR* 100 % 10 N, d) 28 N e *SRR* 10 % , e) 28 N e *SRR* 60 % e f) 28 N e *SRR* 100 %. Validação dos cálculos comparando o modelo de contato de G&T e O&S com os dados experimentais



Fonte: Autor (2023).

Figura 60 – Curvas de Stribeck para o lubrificante EN1 obtidas no equipamento MTM. Resultados com a) 10 N e *SRR* 10 % , b) 10 N e *SRR* 60 % , c) 10 N e *SRR* 100 % 10 N, d) 28 N e *SRR* 10 % , e) 28 N e *SRR* 60 % e f) 28 N e *SRR* 100 %. Validação dos cálculos comparando o modelo de contato de G&T e O&S com os dados experimentais



Fonte: Autor (2023).

6 CONCLUSÕES

Neste trabalho foi verificado um método de previsão simplificado para o atrito EHL (Elasto-Hidrodinâmica) em contatos carregados considerando a reologia do lubrificante. Diferentemente da lubrificação EHL clássica, foram considerados cálculos de viscosidade baseados em equações de estado, levando em conta a compressibilidade do lubrificante. O método simplificado de cálculo da tração utilizado neste trabalho faz o cálculo da tração de uma forma simples, sem resolver os Reynolds e as equações de deformação sólida. Os efeitos não-Newtonianos e os efeitos térmicos são considerados na simulação, além de um regime misto de lubrificação.

Essa abordagem havia sido validada na literatura, somente considerando baixos valores de SRR (máximo 10 %) e elevadas pressões de contato (acima de 1,25 GPa) em um equipamento Disco x Disco, considerando apenas lubrificante sem aditivos esquelano. Neste trabalho o modelo foi verificado para SRR's de até 90 % (acima do encontrado em contatos de engrenagem), baixas pressões de contato (0,5, 0,6 e 0,9 GPa) para óleos totalmente formulados, com uma configuração de contato diferente, no tipo esfera-sobre-disco, mostrando uma diferença também no fator de escala. Os resultados indicaram que em baixos carregamentos ou pressões de contato, o erro pode aumentar, como no caso do PAO6, possivelmente pelo desvio do perfil de pressão de Hertz ao perfil da pressão hidrodinâmica, que são mais parecidos em pressões mais elevadas. Com exceção a essa condição de menor pressão de contato, o modelo mostrou uma boa correlação com os dados experimentais, encontrando erros máximos de 20 % no valor do coeficiente de atrito, nas demais condições de carregamento.

Além disso, neste trabalho foi também proposto uma aproximação para cálculos de atrito no regime misto de lubrificação, utilizando abordagens clássicas de contato de Greenwood and Tripp (G&T) e Olver and Spikes (O&S), além do fator expressado por Masjedi e Khonsari (M&K). Os resultados utilizando o fator de M&K não mostraram uma boa relação com os valores de atrito experimentais, possivelmente por não ser sensível a resultados com baixa rugosidade, que era o caso das amostras testadas, com Rq em

torno de 3 nm. Os modelos clássicos de G&T e O&S entretanto, parecem representar melhor a relação de área de contato de asperezas no contato EHL, uma vez que obtiveram boa correspondência com os resultados experimentais das curvas de Stribeck, possuindo erro máximo em torno de 20 %. Os resultados se mostraram coerentes para a maioria dos lubrificantes, exceto pelo lubrificante de motor EN1, possivelmente mais aditivado por modificadores de viscosidade e modificadores de atrito, não representando bem a transição entre os regimes misto e de filme completo.

Foram obtidos os parâmetros de Carreau n e τ_c com medidas de viscosidade em cisalhamento para alguns lubrificantes aplicados em caixas de transmissão de potência e motores de combustão interna. Estes parâmetros são necessários para cálculo de espessura de filme e coeficiente de atrito. Os lubrificantes mais viscosos entretanto, ultrapassaram a máxima tensão cisalhante suportada pelo equipamento, não sendo assim possível obter os resultados.

Verificou-se experimentalmente também que, nas condições apresentadas, mesmo óleos totalmente formulados aplicados em transmissões automáticas possuem espessura de filme medidas semelhantes a um óleo base (no caso, polialfaolefina – PAO 6), como já esperado, com pouco efeito do pacote de aditivos, confirmando maior dependência das propriedades da zona de “inlet”, que foi uma das hipóteses consideradas para a abordagem analítica.

Alguns parâmetros reológicos para óleos bases (PAO6) e totalmente formulados (óleo de câmbio manual, automático e óleo de motor) foram representados a partir de fluidos de referências que na literatura foram amplamente mapeados em ensaios com efeitos físicos isolados (pressão, temperatura e cisalhamento). Para alguns lubrificantes, foi utilizado o esquelano (“branched alkane, 2,6,10,15,19,23-hexamethyltetracosane”) como referência, uma vez que os óleos totalmente formulados testados são majoritariamente de baixo peso molecular. Em lubrificantes com possível blenda polimérica incorporada (EN1 e TRA2), foi utilizado o lubrificante PAO4+10%PAO100 como referência. Os resultados implicam na hipótese deste trabalho de que os parâmetros necessários para representação da viscosidade com pressão e temperatura, obtidos por equações de estado (EOS) através da relação de Yasutomi, variam conforme o peso molecular do fluido em questão. Isso foi demonstrado por exemplo, ao se utilizar os parâmetros do esquelano para o lubrificante base PAO6, representando um fluido de baixo peso molecular, e o lubrificante PAO4+10%PAO100 como referência para o lubrificante EN1, com alto peso molecular, devido as blendas poliméricas modificadoras de viscosidade. Estas modificações refletiram em boas relações com o cálculo final do coeficiente de atrito, pelo menos em temperaturas de 25 °C e 40 °C.

Para as temperaturas de 25 e 40 °C, os resultados dos cálculos do coeficiente de atrito foram bem sucedidos dentro das simplificações e hipóteses apresentadas ao longo do trabalho, desenvolvendo um modelo analítico rápido e prático, podendo ser empregado em etapas no desenvolvimento de produtos expostos a contatos EHL. Para os cálculos em 80 e 120 °C entretanto, não foi possível encontrar um valor analítico condizente com os experimentos. Possivelmente, essa divergência se encontra no modelo térmico apresentado, que despreza a parcela de convecção na dissipação de calor, possivelmente mantendo o campo temperaturas calculadas acima de uma condição real.

7 TRABALHOS FUTUROS

Neste capítulo, são apresentados os trabalhos futuros sugeridos para aprofundar o conhecimento sobre lubrificantes comerciais, blendas poliméricas de aditivos e a validação dos cálculos de espessura de filme. Essas investigações propostas visam preencher lacunas na compreensão do comportamento e desempenho dos lubrificantes em diferentes condições de operação.

Caracterização aprofundada de lubrificantes comerciais:

- I - Realizar análises adicionais da composição química de lubrificantes comerciais amplamente utilizados no mercado, utilizando técnicas como DSC e FTIR;
- II - Investigar a influência de contaminantes e impurezas nos lubrificantes, avaliando seu efeito nas propriedades tribológicas e de desempenho;
- III - Estudar a relação entre as propriedades físico-químicas dos lubrificantes totalmente formulados e seu desempenho tribológico em diferentes condições operacionais para compreensão da sua modelagem;

Estudo comparativo de lubrificantes com diferentes pesos moleculares:

- I - Selecionar lubrificantes com uma ampla faixa de pesos moleculares para realizar uma análise sistemática de seu desempenho tribológico;
- II - Investigar a influência do peso molecular na formação de filmes lubrificantes;
- III - Desenvolver uma solução analítica para as respostas encontradas;

Validação experimental dos cálculos de espessura de filme:

- I - Desenvolver um conjunto de amostras rugosas com geometrias controladas para a validação dos cálculos de espessura de filme em condições de escorregamento elevado;

II - Comparar os resultados experimentais com os valores calculados para avaliar a precisão e a confiabilidade dos modelos teóricos existentes;

Ao conduzir esses trabalhos futuros, espera-se que seja possível obter uma compreensão mais abrangente do comportamento e desempenho dos lubrificantes comerciais, bem como das blendas poliméricas de aditivos para uma solução analítica simplificada do contato EHL. Além disso, a validação experimental dos cálculos de espessura de filme permitirá um refinamento dos modelos teóricos existentes, proporcionando uma base sólida para o desenvolvimento de estratégias de lubrificação mais eficientes e confiáveis em diversas aplicações industriais.

REFERÊNCIAS

- ASHURST, W. T.; HOOVER, W. G. Dense-fluid shear viscosity via nonequilibrium molecular dynamics. **Phys. Rev. A**, American Physical Society, v. 11, p. 658–678, Feb 1975. Disponível em: <https://link.aps.org/doi/10.1103/PhysRevA.11.658>.
- ASSOCIATION, A. . W. E. **Annual wind energy report 2020**. Bela Vista, São Paulo, 2020.
- BADER, N. F. **Traction in EHL-contacts: the influence of local fluid rheology and temperatures**. Tese (PhD dissertation) — Hannover: Leibniz Universität Hannover, 2018.
- BAIR, E. S.; COLLARD, D. M.; NARVAEZ, P.; PEREZ, J. M. Tribological evaluation of fully formulated 0w-20 engine oils. **SAE International Journal of Fuels and Lubricants**, Society of Automotive Engineers, v. 4, n. 2, p. 549–557, 2011.
- BAIR, S. High pressure viscometers. In: WANG, Q. J.; CHUNG, Y.-W. (Ed.). **Encyclopedia of Tribology**. [S.l.]: Springer US, 13. p. 1663–1670.
- BAIR, S. Recent developments in high-pressure rheology of lubricants. In: DOWSON, D.; TAYLOR, C.; CHILDS, T.; DALMAZ, G. (Ed.). **Lubricants and Lubrication**. [S.l.]: Elsevier, 1995, (Tribology Series, v. 30). p. 169–187.
- BAIR, S. The nature of the logarithmic traction gradient. **Tribology International**, v. 35, n. 9, p. 591–597, 2002. ISSN 0301-679X. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X0200049X>.
- BAIR, S. The shear rheology of thin compressed liquid films. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology**, v. 216, n. 1, p. 1–17, 2002.
- BAIR, S. Reference liquids for quantitative elastohydrodynamics: Selection and rheological characterization. **Tribology Letters**, v. 22, p. 197–206, 05 2006.
- BAIR, S. High pressure rheology for quantitative elastohydrodynamics. **Tribology and Interface Engineering Series**, v. 54, 01 2007.
- BAIR, S. The rheological assumptions of classical ehl: What went wrong? **Tribology International**, v. 131, p. 45–50, 2019. ISSN 0301-679X. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X18305012>.
- BAIR, S.; FERNÁNDEZ, J.; KHONSARI, M.; KRUPKA, I.; QURESHI, F.; VERGNE, P.; WANG, Q. Letter to the editor: An argument for a change in elastohydrodynamic lubrication philosophy. **ARCHIVE Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part J Journal of Engineering Tribology 1994-1996 (vols 208-210)**, v. 223, p. I–II, 06 2009.

BAIR, S.; FLORES-TORRES, S. The viscosity of pao mixtures at high pressure and stress. **Journal of Tribology**, v. 141, 08 2018.

BAIR, S.; GORDON, P. Rheological challenges and opportunities for ehl. In: SPRINGER. **IUTAM Symposium on Elastohydrodynamics and Micro-elastohydrodynamics: Proceedings of the IUTAM Symposium held in Cardiff, UK, 1–3 September 2004**. [S.l.], 2006. p. 23–43.

BAIR, S.; MARTINIE, L.; VERGNE, P. Classical ehl versus quantitative ehl: A perspective part ii—super-arrhenius piezoviscosity, an essential component of elastohydrodynamic friction missing from classical ehl. **Tribology Letters**, v. 63, 08 2016.

BAIR, S.; MCCABE, C. A study of mechanical shear bands in liquids at high pressure. **Tribology International**, v. 37, n. 10, p. 783–789, 2004. ISSN 0301-679X. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X04000908>.

Chapter 5 the pressure and temperature dependence of the low-shear viscosity. In: BAIR, S.; MCCABE, C. (Ed.). **High-Pressure Rheology for Quantitative Elastohydrodynamics**. Elsevier, 2007, (Tribology and Interface Engineering Series, v. 54). p. 73–100. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0167892207800101>.

BAIR, S.; MCCABE, C.; CUMMINGS, P. Calculation of viscous ehl traction for squalane using molecular simulation and rheometry. **Tribology Letters**, v. 13, p. 251–254, 11 2002.

BAIR, S.; MCCABE, C.; CUMMINGS, P. T. Comparison of nonequilibrium molecular dynamics with experimental measurements in the nonlinear shear-thinning regime. **Phys. Rev. Lett.**, American Physical Society, v. 88, p. 058302, Jan 2002. Disponível em: <https://link.aps.org/doi/10.1103/PhysRevLett.88.058302>.

BAIR, S.; QURESHI, F.; WINER, W. O. Observations of Shear Localization in Liquid Lubricants Under Pressure. **Journal of Tribology**, v. 115, n. 3, p. 507–513, 07 1993. ISSN 0742-4787.

BAIR, S.; VERGNE, P.; KUMAR, P.; POLL, G.; KRUPKA, I.; HARTL, M.; HABCHI, W.; LARSSON, R. Comment on “history, origins and prediction of elastohydrodynamic friction” by spikes and jie. **Tribology Letters**, v. 58, 04 2015.

BAIR, S.; VERGNE, P.; QUERRY, M. A unified shear-thinning treatment of both film thickness and traction in ehd. **Tribology Letters**, v. 18, p. 145–152, 02 2005.

BAIR, S.; WINER, W. O. Shear Strength Measurements of Lubricants at High Pressure. **Journal of Lubrication Technology**, v. 101, n. 3, p. 251–257, 07 1979. ISSN 0022-2305. Disponível em: <https://doi.org/10.1115/1.3453339>.

BAIR, S.; WINER, W. O. Some Observations in High Pressure Rheology of Lubricants. **Journal of Lubrication Technology**, v. 104, n. 3, p. 357–364, 07 1982. ISSN 0022-2305. Disponível em: <https://doi.org/10.1115/1.3253219>.

BAIR, S.; WINER, W. O. The High Shear Stress Rheology of Liquid Lubricants at Pressures of 2 to 200 MPa. **Journal of Tribology**, v. 112, n. 2, p. 246–252, 04 1990. ISSN 0742-4787.

BAIR, S.; WINER, W. O. The High Pressure High Shear Stress Rheology of Liquid Lubricants. **Journal of Tribology**, v. 114, n. 1, p. 1–9, 01 1992. ISSN 0742-4787.

BAIR, S.; WINER, W. O. A new high-pressure, high-shear stress viscometer and results for lubricants. **Tribology Transactions**, Taylor Francis, v. 36, n. 4, p. 721–725, 1993.

BAIR, S.; WINER, W. O. A simple formula for ehd film thickness of non-newtonian liquids. In: DOWSON, D.; TAYLOR, C.; CHILDS, T.; DALMAZ, G.; BERTHIER, Y.; FLAMAND, L.; GEORGES, J.-M.; LUBRECHT, A. (Ed.). **Elastohydrodynamics - '96 Fundamentals and Applications in Lubrication and Traction**. Elsevier, 1997, (Tribology Series, v. 32). p. 235–241. Disponível em: [⟨https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0167892208704528⟩](https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0167892208704528).

BAIR, S. S. **High pressure rheology for quantitative elastohydrodynamics**. [S.l.]: Elsevier, 2019.

BAIR, S. S.; ANDERSSON, O.; QURESHI, F. S.; SCHIRRU, M. M. New ehl modeling data for the reference liquids squalane and squalane plus polyisoprene. **Tribology Transactions**, Taylor Francis, v. 61, n. 2, p. 247–255, 2018.

BARLOW, A. J.; HARRISON, G.; IRVING, J. B.; KIM, M. G.; LAMB, J.; PURSLEY, W. C. The effect of pressure on the viscoelastic properties of liquids. **Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences**, The Royal Society, v. 327, n. 1570, p. 403–412, 1972. ISSN 00804630.

BARLOW, A. J.; LAMB, J.; MATHESON, A. J.; PADMINI, P. R. K. L.; RICHTER, J.; ROBERTSON, J. M. Viscoelastic relaxation of supercooled liquids. i. **Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences**, v. 298, n. 1455, p. 467–480, 1967. Disponível em: [⟨https://royalsocietypublishing.org/doi/abs/10.1098/rspa.1967.0115⟩](https://royalsocietypublishing.org/doi/abs/10.1098/rspa.1967.0115).

BART, J. C.; GUCCIARDI, E.; CAVALLARO, S. 7 - formulating lubricating oils. In: BART, J. C.; GUCCIARDI, E.; CAVALLARO, S. (Ed.). **Biolubricants**. Woodhead Publishing, 2013, (Woodhead Publishing Series in Energy). p. 351–395. ISBN 978-0-85709-263-2. Disponível em: [⟨https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780857092632500070⟩](https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780857092632500070).

BERCEA, M.; PALEU, V.; BERCEA, I. Lubricant oils additivated with polymers in ehd contacts: Part 1. rheological behaviour. **Lubrication Science**, v. 17, n. 1, p. 1–24, 2004. Disponível em: [⟨https://onlinelibrary.wiley.com/doi/abs/10.1002/ls.3010170102⟩](https://onlinelibrary.wiley.com/doi/abs/10.1002/ls.3010170102).

BEZOT, P.; HESSE-BEZOT, C.; BERTHE, D.; DALMAZ, G.; VERGNE, P. Viscoelastic Parameters of 5P4E as a Function of Pressure and Temperature by Light Scattering Technique. **Journal of Tribology**, v. 108, n. 4, p. 579–583, 10 1986. ISSN 0742-4787. Disponível em: [⟨https://doi.org/10.1115/1.3261270⟩](https://doi.org/10.1115/1.3261270).

BI, Z.; MUELLER, D. W.; ZHANG, C. W. State of the art of friction modelling at interfaces subjected to elastohydrodynamic lubrication (ehl). **Friction**, Springer, v. 9, p. 207–227, 2021.

BJÖRLING, M. **Friction in elastohydrodynamic lubrication**. Tese (Doutorado) — Luleå tekniska universitet, 2014.

BJÖRLING, M.; HABCHI, W.; BAIR, S.; LARSSON, R.; MARKLUND, P. Towards the true prediction of ehl friction. **Tribology International**, v. 66, p. 19–26, 2013. ISSN 0301-679X. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X13001849>.

BJÖRLING, M.; HABCHI, W.; BAIR, S.; LARSSON, R.; MARKLUND, P. Friction reduction in elastohydrodynamic contacts by thin-layer thermal insulation. **Tribology Letters**, v. 54, p. 477–486, 02 2014.

CANEVAROLO, S.; CANEVAROLO, S. **Ciência dos polímeros: um texto básico para tecnólogos e engenheiros**. Artliber, 2002. ISBN 9788588098107. Disponível em: <https://books.google.com.br/books?id=Vm00AQAAACAAJ>.

CANN, P. M.; SPIKES, H. A.; HUTCHINSON, J. The development of a spacer layer imaging method (slim) for mapping elastohydrodynamic contacts. **Tribology Transactions**, Taylor Francis, v. 39, n. 4, p. 915–921, 1996.

CARREAU, P. J. Rheological equations from molecular network theories. **Transactions of the Society of Rheology**, v. 16, n. 1, p. 99–127, 1972.

CASTRO, J.; SEABRA, J. Influence of mass temperature on gear scuffing. **Tribology International**, v. 119, p. 27–37, 2018. ISSN 0301-679X. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X1730498X>.

CHENG, H.; Y., M. T. I. L. N. **Calculation of Elastohydrodynamic Film Thickness in High Speed Rolling and Sliding Contacts**. Defense Technical Information Center, 1967. Disponível em: <https://books.google.com.br/books?id=O1rbNwAACAAJ>.

CHENG, H. S. A refined solution to the thermal-elastohydrodynamic lubrication of rolling and sliding cylinders. **A S L E Transactions**, Taylor Francis, v. 8, n. 4, p. 397–410, 1965.

CLARKE, A.; SHARIF, K.; EVANS, H.; SNIDLE, R. Heat partition in rolling/sliding elastohydrodynamic contacts. **Journal of Tribology-transactions of The Asme - J TRIBOL-TRANS ASME**, v. 128, 01 2006.

CROOK, A. W.; ALLIBONE, T. E. The lubrication of rollers iv. measurements of friction and effective viscosity. **Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences**, v. 255, n. 1056, p. 281–312, 1963.

CUSSEAU, P.; VERGNE, P.; MARTINIE, L.; PHILIPPON, D.; DEVAUX, N.; BRIAND, F. Film Forming Capability of Polymer-Base Oil Lubricants in Elastohydrodynamic and Very Thin Film Regimes. **Tribology Letters**, Springer Verlag, v. 67, n. 2, jun. 2019. Disponível em: <https://hal.science/hal-02109255>.

CUTLER, W. G.; MCMICKLE, R. H.; WEBB, W.; SCHIESSLER, R. W. Study of the compressions of several high molecular weight hydrocarbons. **The Journal of Chemical Physics**, v. 29, n. 4, p. 727–740, 1958. Disponível em: <https://doi.org/10.1063/1.1744583>.

DAIVIS, P. J.; EVANS, D. J.; MORRISS, G. P. Computer simulation study of the comparative rheology of branched and linear alkanes. **The Journal of Chemical Physics**, v. 97, n. 1, p. 616–627, 1992.

DOOLITTLE, A. K. Studies in newtonian flow. ii. the dependence of the viscosity of liquids on free-space. **Journal of Applied Physics**, v. 22, n. 12, p. 1471–1475, 1951. Disponível em: <https://doi.org/10.1063/1.1699894>.

DOWSON, D. **History of Tribology**. [S.l.]: Professional Engineering Publishing, 2004.

DOWSON, D.; HIGGINSON, G. **Elasto-hydrodynamic Lubrication: The Fundamentals of Roller and Gear Lubrication**. [S.l.]: Pergamon Press, 1966. (Commonwealth and international library: Applied mechanics division). ISBN 9780080114729.

DOWSON, D.; HIGGINSON, G. R. **Elastohydrodynamic Lubrication**. [S.l.]: Pergamon Press, 1998.

Dyson, A. Flow Properties of Mineral Oils in Elastohydrodynamic Lubrication. **Philosophical Transactions of the Royal Society of London Series A**, v. 258, n. 1093, p. 529–564, dez. 1965.

EVANS, C. R.; JOHNSON, K. L. Regimes of traction in elastohydrodynamic lubrication. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science**, v. 200, n. 5, p. 313–324, 1986.

EVANS, H.; SNIDLE, R. The elastohydrodynamic lubrication of point contacts at heavy loads. **Proceedings of the Royal Society of London. A. Mathematical and Physical Sciences**, The Royal Society London, v. 382, n. 1782, p. 183–199, 1982.

FAKHREDDINE, Y. A.; ZOLLER, P. The equation of state of a polydimethylsiloxane fluid. **Journal of Applied Polymer Science**, v. 41, n. 5-6, p. 1087–1093, 1990. Disponível em: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/abs/10.1002/app.1990.070410518>.

FERNANDES, C.; HAMMAMI, M.; MARTINS, R.; SEABRA, J. Power loss prediction: Application to a 2.5 mw wind turbine gearbox. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology**, v. 230, 12 2015.

FERNANDES, C. M.; MARQUES, P. M.; MARTINS, R. C.; SEABRA, J. H. Gearbox power loss. part i: Losses in rolling bearings. **Tribology International**, v. 88, p. 298–308, 2015. ISSN 0301-679X. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X14004198>.

FERNANDES, C. M.; MARQUES, P. M.; MARTINS, R. C.; SEABRA, J. H. Gearbox power loss. part ii: Friction losses in gears. **Tribology International**, v. 88, p. 309–316, 2015. ISSN 0301-679X. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X14004320>.

FERNANDES, C. M.; MARQUES, P. M.; MARTINS, R. C.; SEABRA, J. H. Gearbox power loss. part iii: Application to a parallel axis and a planetary gearbox. **Tribology International**, v. 88, p. 317–326, 2015. ISSN 0301-679X.

FERNANDESS, C. M. da C. **Power loss in rolling bearings and gears lubricated with wind turbine gear oil**. Tese (Doutorado) — Faculdade de Engenharia da universidade do Porto, 2015.

GOHAR, R. **Elastohydrodynamics**. Imperial College Press, 2001. (Computing in Engineering). ISBN 9781860941702. Disponível em: [⟨https://books.google.com.br/books?id=AesBxowpka8C⟩](https://books.google.com.br/books?id=AesBxowpka8C).

GREENWOOD, J. A.; TRIPP, J. H. The contact of two nominally flat rough surfaces. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, v. 185, n. 1, p. 625–633, 1970.

GUEGAN, J.; KADIRIC, A.; GABELLI, A.; SPIKES, H. The relationship between friction and film thickness in ehd point contacts in the presence of longitudinal roughness. **Tribology Letters**, v. 64, 10 2016.

GUO, F.; YANG, P.; QU, S. On the Theory of Thermal Elastohydrodynamic Lubrication at High Slide-Roll Ratios—Circular Glass-Steel Contact Solution at Opposite Sliding . **Journal of Tribology**, v. 123, n. 4, p. 816–821, 09 2000. ISSN 0742-4787.

GUPTA, P.; CHENG, H.; ZHU, D.; FORSTER, N.; SCHRAND, J. Viscoelastic effects in mill7808type lubricant, part i: Analytical formulation. **Tribology Transactions - TRIBOL TRANS**, v. 35, p. 269–274, 04 1992.

HABCHI, W. **Finite Element Modeling of Elastohydrodynamic Lubrication Problems**. Wiley, 2018. ISBN 9781119225157. Disponível em: [⟨https://books.google.com.br/books?id=mEJRDwAAQBAJ⟩](https://books.google.com.br/books?id=mEJRDwAAQBAJ).

HABCHI, W.; BAIR, S. Is viscoelasticity of any relevance to quantitative ehl friction predictions? **Tribology International**, v. 135, 03 2019.

HABCHI, W.; BAIR, S.; VERGNE, P. On friction regimes in quantitative elastohydrodynamics. **Tribology International**, v. 58, p. 107–117, 2013. ISSN 0301-679X. Disponível em: [⟨https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X12003258⟩](https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X12003258).

HABCHI, W.; VERGNE, P. On the compressive heating/cooling mechanism in thermal elastohydrodynamic lubricated contacts. **Tribology International**, v. 88, 08 2015.

HABCHI, W.; VERGNE, P.; BAIR, S.; ANDERSSON, O.; EYHERAMENDY, D.; MORALES-ESPEJEL, G. E. Influence of pressure and temperature dependence of thermal properties of a lubricant on the behavior of circular tehd contacts. **Tribology International**, v. 43, p. 1842–1850, 10 2010.

HABCHI, W.; VERGNE, P.; BAIR, S.; ANDERSSON, O.; EYHERAMENDY, D.; MORALES-ESPEJEL, G. Influence of pressure and temperature dependence of thermal properties of a lubricant on the behaviour of circular tehd contacts. **Tribology International**, v. 43, n. 10, p. 1842–1850, 2010. ISSN 0301-679X. 36th Leeds–Lyon Symposium Special Issue: Multi-facets of Tribology. Disponível em: [⟨https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X09003028⟩](https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X09003028).

HAMROCK, B.; SCHMID, B.; JACOBSON, B. **Fundamentals of Fluid Film Lubrication**. CRC Press, 2004. (Mechanical engineering series). ISBN 9780203021187. Disponível em: https://books.google.com.br/books?id=s_sTzyB2QmYC.

HAMROCK, B. J.; DOWSON, D. Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts: Part 1—Theoretical Formulation. **Journal of Lubrication Technology**, v. 98, n. 2, p. 223–228, 04 1976. ISSN 0022-2305. Disponível em: <https://doi.org/10.1115/1.3452801>.

HAMROCK, B. J.; DOWSON, D. Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts: Part II—Ellipticity Parameter Results. **Journal of Lubrication Technology**, v. 98, n. 3, p. 375–381, 07 1976. Disponível em: <https://doi.org/10.1115/1.3452861>.

HAMROCK, B. J.; DOWSON, D.; TALLIAN, T. E. Ball Bearing Lubrication (The Elastohydrodynamics of Elliptical Contacts). **Journal of Lubrication Technology**, v. 104, n. 2, p. 279–281, 04 1982. ISSN 0022-2305. Disponível em: <https://doi.org/10.1115/1.3253193>.

HERTZ, H. About the contact of elastic solid bodies (Über die berührung fester elastischer körper). **Journal für die reine und angewandte Mathematik**, v. 92, p. 156–171, 1882. Disponível em: <http://eudml.org/doc/148490>.

HIEBER, C. A.; CHIANG, H. H. Shear-rate-dependence modeling of polymer melt viscosity. **Polymer Engineering & Science**, v. 32, n. 14, p. 931–938, 1992. Disponível em: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/abs/10.1002/pen.760321404>.

HIRSCHFELDER, J.; CURTISS, C.; BIRD, R.; WISCONSIN-MILWAUKEE, U. of; LABORATORY, U. of W. T. C.; MAYER, M.; LABORATORY, U. of W. N. R. **The Molecular Theory of Gases and Liquids**. Wiley, 1954. (Molecular Theory of Gases and Liquids). ISBN 9780471400653. Disponível em: <https://books.google.com.br/books?id=HQtRAAAAMAAJ>.

HIRST, W.; MOORE, A. J. The effect of temperature on traction in elastohydrodynamic lubrication. **Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences**, The Royal Society, v. 298, n. 1438, p. 183–208, 1980. ISSN 00804614.

HIRST, W.; MOORE, A. J.; ALLIBONE, T. E. Elastohydrodynamic lubrication at high pressures ii. non-newtonian behaviour. **Proceedings of the Royal Society of London. A. Mathematical and Physical Sciences**, v. 365, n. 1723, p. 537–565, 1979.

HOEHN, B.-R.; MICHAELIS, K.; HINTERSTOIBER, M. Optimization of gearbox efficiency. **GOMABN**, v. 488330184301821134, p. 441–480, 01 2009.

HOGLUND, E.; JACOBSON, B. Experimental Investigation of the Shear Strength of Lubricants Subjected to High Pressure and Temperature. **Journal of Tribology**, v. 108, n. 4, p. 571–577, 10 1986. ISSN 0742-4787. Disponível em: <https://doi.org/10.1115/1.3261267>.

HOLMBERG, K.; ANDERSSON, P.; ERDEMIR, A. Global energy consumption due to friction in passenger cars. **Tribology International**, v. 47, p. 221–234, 2012. ISSN 0301-679X. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X11003501>.

HOOKE, C. J. The elastohydrodynamic lubrication of heavily loaded point contacts. **Journal of Mechanical Engineering Science**, v. 22, n. 4, p. 183–187, 1980.

HOUPTERT, L. New Results of Traction Force Calculations in Elastohydrodynamic Contacts. **Journal of Tribology**, v. 107, n. 2, p. 241–245, 04 1985. ISSN 0742-4787. Disponível em: <https://doi.org/10.1115/1.3261033>.

HUTCHINGS, I.; SHIPWAY, P. **Tribology: Friction and Wear of Engineering Materials**. Elsevier Science, 2017. ISBN 9780081009512. Disponível em: <https://books.google.com.br/books?id=yRR2DQAAQBAJ>.

Hutton, J. F.; Phillips, M. C. Shear Modulus of Liquids at Elastohydrodynamic Lubrication Pressures. **Nature Physical Science**, v. 238, n. 87, p. 141–142, ago. 1972.

IMAI, Y.; BROWN, N. Environmental crazing and intrinsic tensile deformation in polymethylmethacrylate. **Journal of Materials Science**, Springer, v. 11, n. 3, p. 417–424, 1976.

ISAAC, G.; CHANGENET, C.; VILLE, F.; CAVORET, J.; BECQUERELLE, S. Thermal analysis of twin-disc machine for traction tests and scuffing experiments. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology**, v. 232, n. 12, p. 1548–1560, 2018.

JADHAO, V.; ROBBINS, M. Rheological properties of liquids under conditions of elastohydrodynamic lubrication. **Tribology Letters**, v. 67, 05 2019.

JOHNSON, K. Non-newtonian effects in elastohydrodynamic lubrication. In: DOWSON, D.; TAYLOR, C.; CHILDS, T.; GODET, M.; DALMAZ, G. (Ed.). **Thin Films in Tribology**. Elsevier, 1993, (Tribology Series, v. 25). p. 15–26. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0167892208703596>.

JOHNSON, K.; GREENWOOD, J. Thermal analysis of an eyring fluid in elastohydrodynamic traction. **Wear**, v. 61, n. 2, p. 353–374, 1980. ISSN 0043-1648. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0043164880902987>.

JOHNSON, K. L. **Contact Mechanics**. [S.l.]: Cambridge University Press, 1985.

JOHNSON, K. L.; TEVAARWERK, J. L. Shear behaviour of elastohydrodynamic oil films. **Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences**, The Royal Society, v. 356, n. 1685, p. 215–236, 1977. ISSN 00804630.

JUBAULT, I.; MOLIMARD, J.; LUBRECHT, T.; MANSOT, J.-L.; VERGNE, P. In situ pressure and film thickness measurements in rolling/sliding lubricated point contacts. **Tribology Letters**, v. 15, 01 2003.

- KAMAL, I.; MCLAUGHLIN, E. Pressure and volume dependence of the thermal conductivity of liquids. **Trans. Faraday Soc.**, The Royal Society of Chemistry, v. 60, p. 809–816, 1964. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1039/TF9646000809>.
- KANETA, M.; SHIGETA, T.; YANG, P. Effects of Compressive Heating on Traction Force and Film Thickness in Point EHL Contacts. **Journal of Tribology**, v. 127, n. 2, p. 435–442, 04 2005. ISSN 0742-4787.
- KOHLRAUSCH, F. On the thermal conductivity of hard and soft steel. **The London, Edinburgh, and Dublin Philosophical Magazine and Journal of Science**, Taylor Francis, v. 25, n. 156, p. 448–450, 1888.
- LARSSON, R.; ANDERSSON, O. Lubricant thermal conductivity and heat capacity under high pressure. **Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers Part J-journal of Engineering Tribology - PROC INST MECH ENG J-J ENG TR**, v. 214, p. 337–342, 04 2000.
- LIU, H. Traction prediction in rolling/sliding ehl contacts with reference fluids. Hannover: Institutionelles Repositorium der Leibniz Universität Hannover, 2020.
- LIU, H.; ZHANG, B.; BADER, N.; GUO, F.; POLL, G.; YANG, P. Crucial role of solid body temperature on elastohydrodynamic film thickness and traction. **Tribology International**, v. 131, p. 386–397, 2019. ISSN 0301-679X. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X18305462>.
- LIU, H.; ZHANG, B.; BADER, N.; VENNER, C.; POLL, G. Simplified traction prediction for highly loaded rolling/sliding ehl contacts. **Tribology International**, v. 148, p. 106335, 2020. ISSN 0301-679X. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X20301766>.
- LIU, X.; YANG, P. Effects of solid body temperature on the non-newtonian thermal ehl behavior in point contacts. 01 2009.
- LIU, Y.; WANG, Q.; BAIR, S.; VERGNE, P. A quantitative solution for the full shear-thinning ehl point contact problem including traction. **Tribology Letters**, v. 28, p. 171–181, 09 2007.
- LUBRECHT, A. A.; IOANNIDES, E.; VENNER, C. H. **Elastohydrodynamic Lubrication for Line and Point Contacts: Asymptotic and Numerical Approaches**. [S.l.]: Cambridge University Press, 2009.
- MACDONALD, J. R. Some simple isothermal equations of state. **Rev. Mod. Phys.**, American Physical Society, v. 38, p. 669–679, Oct 1966. Disponível em: <https://link.aps.org/doi/10.1103/RevModPhys.38.669>.
- MARKHO, P. H. Highly Accurate Formulas for Rapid Calculation of the Key Geometrical Parameters of Elliptic Hertzian Contacts. **Journal of Tribology**, v. 109, n. 4, p. 640–647, 10 1987. ISSN 0742-4787. Disponível em: <https://doi.org/10.1115/1.3261525>.
- MARQUES, P. M.; FERNANDES, C. M.; MARTINS, R. C.; SEABRA, J. H. Efficiency of a gearbox lubricated with wind turbine gear oils. **Tribology International**, v. 71, p. 7–16, 2014. ISSN 0301-679X. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X1300371X>.

MARTINIE, L.; VERGNE, P. Lubrication at extreme conditions: A discussion about the limiting shear stress concept. **Tribology Letters**, v. 63, 06 2016.

MASJEDI, M.; KHONSARI, M. On the effect of surface roughness in point-contact ehl: Formulas for film thickness and asperity load. **Tribology International**, v. 82, p. 228–244, 2015. ISSN 0301-679X. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X1400334X>.

MORTIER, R. M.; FOX, M. F.; ORSZULIK, S. T. **Chemistry and Technology of Lubricants**. [S.l.]: Springer, 2010.

MURNAGHAN, F. D. The compressibility of media under extreme pressures. **Proceedings of the National Academy of Sciences**, National Acad Sciences, v. 30, n. 9, p. 244–247, 1944.

NDIAYE, S.; MARTINIE, L.; PHILIPPON, D.; DEVAUX, N.; VERGNE, P. A quantitative friction-based approach of the limiting shear stress pressure and temperature dependence. **Tribology Letters**, v. 65, p. 149, 10 2017.

NELIAS, D.; LEGRAND, E.; VERGNE, P.; MONDIER, J. Traction behavior of some lubricants used for rolling bearings in spacecraft applications: Experiments and thermal model based on primary laboratory data. **American Society of Mechanical Engineers, Tribology Division, TRIB**, v. 124, p. 72–81, 01 2002.

NIJENBANNING, G.; VENNER, C. H.; MOES, H. Film thickness in elastohydrodynamically lubricated elliptic contacts. **Wear**, Elsevier, v. 176, n. 2, p. 217–229, 1994.

OLVER, A. V.; SPIKES, H. A. Prediction of traction in elastohydrodynamic lubrication. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology**, v. 212, n. 5, p. 321–332, 1998.

OTERO, J. E.; MORGADO, P. L.; TANARRO, E. C.; OCHOA, E. de la G.; LANTADA, A. D.; MUNOZ-GUIJOSA, J. M.; SANZ, J. L. M. Analytical model for predicting the friction coefficient in point contacts with thermal elastohydrodynamic lubrication. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology**, v. 225, n. 4, p. 181–191, 2011.

OTERO, J. E.; OCHOA, E. de la G.; TANARRO, E. C.; MARTÍNEZ, F. F.; URGILES, R. W. C. An analytical approach for predicting ehl friction: Usefulness and limitations. **Lubricants**, v. 10, n. 7, 2022.

PCS. **EHD2**. 2022. <https://pcs-instruments.com/product/ehd/>. Acesso em: 07 de novembro de 2022.

PCS. **USV**. 2022. Disponível em: <https://pcs-instruments.com/product/usv/>. Acesso em: 07 de novembro de 2022.

PEIRAN, Y.; SHIZHU, W. A Generalized Reynolds Equation for Non-Newtonian Thermal Elastohydrodynamic Lubrication. **Journal of Tribology**, v. 112, n. 4, p. 631–636, 10 1990. Disponível em: <https://doi.org/10.1115/1.2920308>.

PEIRAN, Y.; SHIZHU, W. A Generalized Reynolds Equation for Non-Newtonian Thermal Elastohydrodynamic Lubrication. **Journal of Tribology**, v. 112, n. 4, p. 631–636, 10 1990. ISSN 0742-4787. Disponível em: [⟨https://doi.org/10.1115/1.2920308⟩](https://doi.org/10.1115/1.2920308).

PENG, B.; SPIKES, H.; KADIRIC, A. The development and application of a scuffing test based on contra-rotation. **Tribology Letters**, v. 67, 02 2019.

PLINT, M. A. Third paper: Traction in elastohydrodynamic contacts. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, v. 182, n. 1, p. 300–306, 1967.

POLL, G.; WANG, D. Fluid rheology, traction/creep relationships and friction in machine elements with rolling contacts. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology**, v. 226, n. 6, p. 481–500, 2012.

RAMESH, K. T. The Short-Time Compressibility of Elastohydrodynamic Lubricants. **Journal of Tribology**, v. 113, n. 2, p. 361–370, 04 1991. ISSN 0742-4787. Disponível em: [⟨https://doi.org/10.1115/1.2920630⟩](https://doi.org/10.1115/1.2920630).

REDDYHOFF, T.; SCHMIDT, A.; SPIKES, H. Thermal conductivity and flash temperature. **Tribology Letters**, v. 67, p. 22, 01 2019.

REDDYHOFF, T.; SPIKES, H.; OLVER, A. Compression heating and cooling in elastohydrodynamic contacts. **Tribology Letters**, v. 36, p. 69–80, 10 2009.

REGO, R. R. **Residual stress interaction in-between process of the gear manufacturing chain**. Tese (Doutorado) — Departamento de Materiais e Processos de Manufatura do Instituto Tecnológico de aeronáutica, 2016.

RICHMOND, J.; NILSSON, O.; SANDBERG, O. Thermal properties of some lubricants under high pressure. **Journal of Applied Physics**, v. 56, n. 7, p. 2065–2067, 1984.

ROELANDS, C. **Correlational aspects of the viscosity-temperature-pressure relationship of lubricating oils**. Tese (Doutorado) — Technische Hogeschool te Delt, 1966.

SADEGHI, F.; SUI, P. C. Thermal Elastohydrodynamic Lubrication of Rolling/Sliding Contacts. **Journal of Tribology**, v. 112, n. 2, p. 189–195, 04 1990. Disponível em: [⟨https://doi.org/10.1115/1.2920241⟩](https://doi.org/10.1115/1.2920241).

SHIRZADEGAN, M.; BJÖRLING, M.; ALMQVIST, A.; LARSSON, R. Low degree of freedom approach for predicting friction in elastohydrodynamically lubricated contacts. **Tribology International**, v. 94, 10 2015.

SMITH, F. W. Lubricant behavior in concentrated contact—some rheological problems. **A S L E Transactions**, Taylor Francis, v. 3, n. 1, p. 18–25, 1960.

SPIKES, H.; ZHANG, J. History, origins and prediction of elastohydrodynamic friction. **Tribology Letters**, v. 56, p. 1–25, 10 2014.

STACHOWIAK, G.; BATCHELOR, A. **Engineering Tribology**. Elsevier Science, 2005. (Engineering Tribology). ISBN 9780750678360. Disponível em: [⟨https://books.google.com.br/books?id=NPnM6sX8vcgC⟩](https://books.google.com.br/books?id=NPnM6sX8vcgC).

- STACHOWIAK, G.; BATCHELOR, A. **Engineering Tribology**. Elsevier Science, 2013. ISBN 9780123977762. Disponível em: https://books.google.com.br/books?id=_wVoTz1pDlwC.
- TABOR, D. The role of surface and intermolecular forces in thin film lubrication. In: GEORGES, J. (Ed.). **Microscopic Aspects of Adhesion and Lubrication**. Elsevier, 1981, (Tribology Series, v. 7). p. 651–682. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0167892208709131>.
- TAYLOR, R. I. Rough surface contact modelling—a review. **Lubricants**, v. 10, n. 5, 2022. ISSN 2075-4442. Disponível em: <https://www.mdpi.com/2075-4442/10/5/98>.
- VENNER, C. **Multilevel solution of the EHL line and point contact problems**. Tese (Doutorado) — University of Twente, Netherlands, fev. 1991.
- VENNER, C. Multilevel solution of the ehl line and point contact problems /. 06 2014.
- VENNER, C. H.; LUBRECHT, A. Multigrid techniques: a fast and efficient method for the numerical simulation of elastohydrodynamically lubricated point contact problems. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology**, SAGE Publications Sage UK: London, England, v. 214, n. 1, p. 43–62, 2000.
- VILLANUEVA, A.; SPIKES, H. Effects of oil viscosity, temperature and shear rate on friction properties of engine lubricants. **Tribology International**, Elsevier, v. 109, p. 422–431, 2017.
- WEITZ, A.; WUNDERLICH, B. Thermal analysis and dilatometry of glasses formed under elevated pressure. **Journal of Polymer Science: Polymer Physics Edition**, v. 12, n. 12, p. 2473–2491, 1974. Disponível em: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/abs/10.1002/pol.1974.180121208>.
- WERNER, M.; BAARS, A.; EDER, C.; DELGADO, A. Thermal conductivity and density of plant oils under high pressure. **Journal of Chemical & Engineering Data**, ACS Publications, v. 53, n. 7, p. 1444–1452, 2008.
- WILZER, J.; LÜDTKE, F.; WEBER, S.; THEISEN, W. The influence of heat treatment and resulting microstructures on the thermophysical properties of martensitic steels. **Journal of Materials Science**, v. 48, 12 2013.
- WONG, V.; TUNG, S. Overview of automotive engine friction and reduction trends—effects of surface, material, and lubricant-additive technologies. **Friction**, v. 4, p. 1–28, 03 2016.
- YANG, P.; QU, S.; KANETA, M.; NISHIKAWA, H. Formation of Steady Dimples in Point TEHL Contacts . **Journal of Tribology**, v. 123, n. 1, p. 42–49, 10 2000. ISSN 0742-4787. Disponível em: <https://doi.org/10.1115/1.1332399>.
- YASUDA, K.; ARMSTRONG, R. C.; COHEN, R. E. Shear flow properties of concentrated solutions of linear and star branched polystyrenes. **Rheologica Acta**, v. 20, p. 163–178, 1981.

YASUTOMI, S.; BAIR, S.; WINER, W. O. An Application of a Free Volume Model to Lubricant Rheology I—Dependence of Viscosity on Temperature and Pressure. **Journal of Tribology**, v. 106, n. 2, p. 291–302, 04 1984. ISSN 0742-4787. Disponível em: <https://doi.org/10.1115/1.3260907>.

ZHANG, F.; GUO, Y.; ZHANG, L.; YIN, X. A numerical investigation on the effect of friction coefficient in sheet metal forming process. **Journal of Materials Processing Technology**, Elsevier, v. 209, n. 10, p. 4811–4820, 2009.

ZHANG, J.; SPIKES, H. Measurement of ehd friction at very high contact pressures. **Tribology Letters**, Springer, v. 68, n. 1, p. 1–12, 2020.

ZHENG, J.; HU, Y.; WANG, X.; LI, B. Effect of antioxidant and friction modifier on the tribological properties of fully formulated engine oils. **Tribology International**, Elsevier, v. 122, p. 146–153, 2018.

ZOLPER, T.; LI, Z.; CHEN, C.; JUNGK, M.; MARKS, T.; CHUNG, Y.-W.; WANG, Q. Lubrication properties of polyalphaolefin and polysiloxane lubricants: Molecular structure–tribology relationships. **Tribology Letters**, v. 48, 12 2012.