



ESTUDO EXPERIMENTAL SOBRE A RELAÇÃO ENTRE AS PROPRIEDADES FÍSICAS DOS LUBRIFICANTES E O SEU COMPORTAMENTO TRIBOLÓGICO

FERNANDO MOREIRA DOS SANTOS DE ASCENÇÃO

novembro de 2021

ESTUDO EXPERIMENTAL SOBRE A RELAÇÃO ENTRE AS PROPRIEDADES FÍSICAS DOS LUBRIFICANTES E O SEU COMPORTAMENTO TRIBOLÓGICO

Fernando Moreira dos Santos de Ascensão
1131125

2020

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica





ESTUDO EXPERIMENTAL SOBRE A RELAÇÃO ENTRE AS PROPRIEDADES FÍSICAS DOS LUBRIFICANTES E O SEU COMPORTAMENTO TRIBOLÓGICO

Fernando Moreira dos Santos de Ascensão
1131125

Dissertação apresentada ao Instituto Superior de Engenharia do Porto para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação de David Emanuel Pimentel Gonçalves e a coorientação de Armando José Vilaça de Campos.

2020

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica





JÚRI

Presidente

Doutor Raul Duarte Salgueiral Gomes Campilho
Professor adjunto, ISEP

Orientador

Doutor David Emanuel Pimentel Gonçalves
Investigador, INEGI

Coorientador

Doutor Armando José Vilaça de Campos
Professor adjunto, ISEP

Arguente

Doutor Jorge Humberto Oliveira Seabra
Professor catedrático, FEUP

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer em primeiro lugar ao meu orientador e ao meu coorientador:

- Doutor David Emanuel Pimentel Gonçalves;
- Doutor Armando José Vilaça de Campos;

Por todo o apoio que prestaram durante a realização da dissertação, pela disponibilidade quase imediata, por todo o conhecimento transmitido e por toda a força e confiança que transmitiram.

Em segundo lugar os meus pais Adriano Ascensão e Hermínia Ascensão e o meu irmão Jorge Ascensão por acreditarem em mim, proporcionando todas as condições necessárias para que tivesse sucesso na vida académica.

Em terceiro lugar às minhas amizades mais próximas que ao longo do ano me acompanharam e apoiaram nesta jornada, nomeadamente Rita Silva, Inês Melo, Sofia Meira, Andreia Pires, Daniel Ribeiro, Celso Moreira, André Moreira, Filipe Freitas, Rafael Henriques, Marco Silva, Pedro Marques, Francisca Silva e Mariana Ferreira.

E por fim ao corpo docente do ISEP, pelos conhecimentos que foram transmitidos ao longo da minha passagem pelo ISEP.

A todos muito obrigado.

PALAVRAS-CHAVE

Lubrificação, Viscosidade, Massa volúmica, Coeficiente de termoviscosidade, Coeficiente de piezoviscosidade, Atrito.

RESUMO

A Tribologia é definida como a ciência que estuda os fenómenos relacionados com os contactos superficiais em movimento relativo, lubrificação e desgaste. O seu estudo tem uma importância relevante uma vez que tem um impacto direto sobre as civilizações, e no esforço humano exigido para a movimentação de cargas pesadas. Durante os séculos XIX e século XX aconteceram os principais grandes avanços nesta matéria, fruto do avanço tecnológico e dos estudos-disponíveis nessa altura.

Nesta área em específico, as geometrias das superfícies de contacto assumem-se como um fator importante dado que, quando submetidas a pressão, os corpos se deformam, criando uma área de contacto entre as duas superfícies. Os contactos podem ser do tipo linear ou elíptico, conforme a geometria dos corpos gerando uma força de atrito entre as superfícies que precisa de ser reduzida o máximo quanto possível.

O atrito é o fator menos desejável, no que concerne aos contactos, uma vez que provoca um desgaste severo na superfície dos corpos em contacto. Esse desgaste assume, no limite, danos graves (como abrasão, adesão ou erosão), ou até rotura de componentes, sendo essencial a presença de um lubrificante. Este terá como principal função separar os corpos em movimento relativo, gerando uma camada de filme de lubrificante suficientemente grande, que mantém afastadas as rugosidades das superfícies, reduzindo o atrito entre os componentes e aumentando o tempo de vida.

Para que o atrito entre estas superfícies seja mínimo, o lubrificante tem de estar munido de um conjunto de propriedades físicas que irão ser vitais no seu desempenho ao longo do tempo, nomeadamente a viscosidade e massa volúmica. Ambas são afetadas pela variação da temperatura, tornando o lubrificante mais “fino” em altas temperaturas, o que pode não ser desejável num contacto quando submetido a elevadas pressões de contacto, correndo-se o risco de o lubrificante deixar de ter a capacidade de separar as superfícies dos corpos convenientemente. Consequentemente, torna-se essencial analisar o tipo de lubrificante a usar para que o seu uso seja devidamente empregue.

Dentro dos vários domínios da tribologia, a propriedade que se pretende estudar é o coeficiente de piezoviscosidade que relaciona a viscosidade do fluido quando se encontra sob pressão e em regime elastohidrodinâmico. O objetivo principal deste estudo é relacionar a piezoviscosidade com o coeficiente de atrito, analisar a forma como varia o atrito consoante a variação do coeficiente de piezoviscosidade e consequentemente analisar de que forma a espessura de filme vai ser afetada com a alteração destes coeficientes em regime de filme completo.

KEYWORDS

Lubrication, Viscosity, Density, Thermoviscosity coefficient, Piezoviscosity coefficient, Friction.

ABSTRACT

Tribology is defined as the science that studies the phenomena related to surface contacts in relative motion, lubrication, and wear. Its study has a relevant importance since it has a direct impact on civilizations, and on the human effort required to move heavy loads. During the 19th and 20th centuries the major advances in this field occurred, because of technological advances and the studies available at that time.

In this specific area, the geometries of the contact surfaces are an important factor, since, when subjected to pressure, the bodies deform, creating a contact area between the two surfaces. The contacts can be of linear or elliptical type, depending on the geometry of the bodies generating a frictional force between the surfaces that needs to be reduced as much as possible.

Friction is the least desirable factor, as far as contacts are concerned since it causes severe wear on the surface of the bodies in contact. This wear can eventually lead to serious damage (such as abrasion, adhesion, or erosion), or even component breakage, and the presence of a lubricant is essential. The lubricant's main function is to separate the bodies in relative motion, generating a sufficiently large lubricant film layer that keeps the surface roughness apart, reducing friction between the components and increasing life.

For friction between these surfaces to be minimal, the lubricant must be equipped with several physical properties that will be vital to its performance over time, namely viscosity and density. Both are affected by temperature variation, making the lubricant "thinner" at high temperatures, which may not be desirable in a contact when subjected to high contact pressures, with the risk that the lubricant will no longer be able to separate the surfaces of the bodies properly. Consequently, it becomes essential to analyze the type of lubricant to be used to use it properly.

Within the various fields of tribology, the property that is intended to be studied is the piezoviscosity coefficient that relates the viscosity of the fluid when it is under pressure and in the elastohydrodynamic regime. The main objective of this study is to relate the piezoviscosity with the coefficient of friction, analyze how the friction varies according to the variation of the piezoviscosity coefficient and consequently analyze how the film thickness will be affected with the change of these coefficients in the full-film regime.

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

Lista de Abreviaturas

ASTM	American Society for Testing and Materials
EHD	Elastrohidrodinâmica
HD	Hidrodinâmica
ISEP	Instituto Superior de Engenharia do Porto
COF	Coefficiente de atrito
ISO	International Organization for Standardization

Lista de Unidades

cSt	Centistokes
m	Metro
N	Newton
Pa	Pascal
α	GPa^{-1}
mm/s	Velocidade
g/cm^3	Massa volúmica
$\text{mPa}\cdot\text{s}^{-1}$	Parâmetro de correlação [A]
K	Parâmetro de correlação [B]
K	Parâmetro de correlação [C]
g/cm^3	Parâmetro de correlação [A0]
$\text{g/cm}^3/\text{K}$	Parâmetro de correlação [A1]
$\text{g/cm}^3/\text{K}^2$	Parâmetro de correlação [A2]
MPa	Parâmetro de correlação [B0]
MPa/K	Parâmetro de correlação [B1]
MPa/ K^2	Parâmetro de correlação [B2]
$\text{mPa}\cdot\text{s}$	Viscosidade Dinâmica
m	Espessura de filme no centro do contacto h_0
m	Espessura de filme corrigida h_{0T}
m/s	Velocidade de superfície
m	Rugosidade composta
%	Parâmetro de escorregamento

LISTA DE SÍMBOLOS

a	Semi-comprimento de Hertz
b	Semi-largura de Hertz
°C	Graus celsius
K	Graus Kelvin
D	Razão entre R_x e R_y
E	Modulo de Young
E*	Modulo de Young Equivalente
F	Força
F_n	Força normal aplicada
G	Parâmetro Material
h_o	Espessura de filme
h_c	Espessura de filme central
h_{min}	Espessura de filme mínima
h_{oT}	Espessura de filme corrigida
L	Comprimento
η	Viscosidade
P	Pressão
r	Raio
Ra	Rugosidade
R_x	Raio Equivalente Segundo X
R_y	Raio Equivalente Segundo Y
R_z	Rugosidade Média
σ	Rugosidade composta
T	Temperatura
U	Parâmetro Velocidade
P_0	Pressão de Hertz
U_1	Velocidade da superfície 1
U_2	Velocidade da superfície 2
SRR	Parâmetro de escorregamento
Λ	Espessura especifica de filme
W	Parâmetro Carga
α	Coeficiente de piezoviscosidade
β	Coeficiente de termoviscosidade
η_0	Viscosidade à temperatura T_0
ν	Coeficiente de Poisson
ρ	Massa Volúmica
ν	Viscosidade Cinemática
Φ_T	Fator Térmico

L	Fator de carregamento térmico
k	Razão entre o comprimento e largura

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1- EGÍPCIOS A TRANSPORTAR UMA ESTATUA USANDO LUBRIFICANTE 1880 A.C.[6].	36
FIGURA 2- GEOMETRIA DA ÁREA DE UM CONTACTO ELÍPTICO SUJEITO A PRESSÃO [10].	37
FIGURA 3 - CONTACTO LINEAR ENTRE DOIS CILINDROS [12].	38
FIGURA 4-ESQUEMA DE UM TRIBÓMETRO [16].	39
FIGURA 5 - EVOLUÇÃO DO ATRITO ESTÁTICO AO LONGO DO TEMPO [19].	40
FIGURA 6 - REPRESENTAÇÃO DAS LEIS TÍPICAS DE ATRITO CINÉTICO DEPENDENTE DA VELOCIDADE PARA (A) SISTEMAS SEM LUBRIFICAÇÃO E (B) SISTEMAS COM LUBRIFICAÇÃO [25].	40
FIGURA 7 - DEFINIÇÃO DA MÉDIA ARITMÉTICA RA [26].	41
FIGURA 8 - DEFINIÇÃO DO PARÂMETRO RZ [26].	41
FIGURA 9 - RUGOSÍMETRO A MEDIR UMA PEÇA DE MAQUIAGEM [21].	42
FIGURA 10 - REPRESENTAÇÃO CASO DO CONTACTO HERTZIANO E DEFORMAÇÃO [28].	42
FIGURA 11 - CONJUNTO DE ENGRENAGENS LUBRIFICADAS POR CHAPINAGEM OU SALPICOS [30].	46
FIGURA 12 - REPRESENTAÇÃO DE UM GRUPO HIDRÁULICO [31].	47
FIGURA 13 - RELAÇÃO ENTRE A VELOCIDADE E ESPESSURA DE FILME PARA DIFERENTES PERFIS DE VELOCIDADE [36].	48
FIGURA 14 - REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DO VISCOSÍMETRO DE OSTWALD [35].	49
FIGURA 15 - RELAÇÃO ENTRE A VARIAÇÃO DA VISCOSIDADE COM A TEMPERATURA PARA ÓLEOS LUBRIFICANTES [38].	49
FIGURA 16 - COEFICIENTES DE PIEZOVISCOZIDADE VS TEMPERATURA PARA TRÊS LUBRIFICANTES [34].	50
FIGURA 17 - RELAÇÃO ENTRE PRESSÃO E VISCOSIDADE DINÂMICA DO HIDROCARBONETO DIMETILPENTANO [42].	50
FIGURA 18 - REPRESENTAÇÃO DA MEDIÇÃO DE ESPESSURA DE FILME PELO USO DE TÉCNICAS INTERFEROMÉTRICAS.[46].	52
FIGURA 19 - REPRESENTAÇÃO DA TENDÊNCIA GERAL DO COMPORTAMENTO TRIBOLÓGICO DE UM FLUÍDO NEWTONIANO [53].	54
FIGURA 20 - REGIMES DE LUBRIFICAÇÃO DEFINIDOS NA CURVA DE STRIBECK [55].	55
FIGURA 21 - ILUSTRAÇÃO DO REGIME MISTO NA CURVA DE STRIBECK [56].	55
FIGURA 22 - VARIAÇÃO DO COEFICIENTE DE ATRITO AO LONGO DOS REGIMES HIDRODINÂMICOS [57].	56
FIGURA 23 – MAPAS DE FICÇÃO PARA QUATRO CASOS DIFERENTES [58].	57
FIGURA 24 - REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DO UM CONTACTO EHD E A PRESSÃO DE CONTACTO ASSOCIADA [2].	58
FIGURA 25 - DISCO E ESFERA DE ENSAIO PARA MEDIÇÃO DA ESPESSURA DE FILME.	66
FIGURA 26 - DISCO EM CONTACTO COM A ESFERA NA PARTE INFERIOR.	67
FIGURA 27 - ESQUEMA DO FUNCIONAMENTO DO EQUIPAMENTO.	67
FIGURA 28 - REPRESENTAÇÃO DE UM VISCOSÍMETRO DE ALTA PRESSÃO.	68
FIGURA 29 - REPRESENTAÇÃO DE UM DENSÍMETRO DE TUBO VIBRATÓRIO (BASEADO EM [68]).	69
FIGURA 30 – DESCRIÇÃO DOS PROCESSOS REALIZADOS.	69
FIGURA 31 - REGIMES DE LUBRIFICAÇÃO EHD [66].	70
FIGURA 32 - VISCOSIDADE EXPERIMENTAL VS VISCOSIDADE NUMÉRICA DO TOTM.	73
FIGURA 33- VISCOSIDADE DINÂMICA VS TEMPERATURA PARA TODOS OS ÓLEOS.	75
FIGURA 34- VISCOSIDADE CINEMÁTICA VS TEMPERATURA.	76

FIGURA 35 - MASSA VOLÚMICA VS TEMPERATURA: TOTM.....	78
FIGURA 36 - MASSA VOLÚMICA VS TEMPERATURA DE TODOS OS LUBRIFICANTES.....	80
FIGURA 37 - COEFICIENTE DE PIEZOVISCOSIDADE DE TODOS OS LUBRIFICANTES VALORES EXPERIMENTAIS E TEÓRICOS.	81
FIGURA 38 - COEFICIENTE DE PIEZOVISCOSIDADE EXPERIMENTAL VS NUMÉRICO DO TOTM EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA.	82
FIGURA 39 - ESPESSURA DE FILME TEÓRICO MASJEDI E KHONSARI VS EXPERIMENTAL.	88
FIGURA 43 - PIEZOVISCOSIDADE EXPERIMENTAL VS TEÓRICO PARA 303,15 K.....	91
FIGURA 44 - PIEZOVISCOSIDADE EXPERIMENTAL VS TEÓRICO PARA 313,15 K.....	91
FIGURA 45 - PIEZOVISCOSIDADE EXPERIMENTAL VS TEÓRICO PARA 323,15 K.....	92
FIGURA 46 - PIEZOVISCOSIDADE EXPERIMENTAL VS TEÓRICO PARA 333,15 K.....	92
FIGURA 47 - PIEZOVISCOSIDADE EXPERIMENTAL VS TEÓRICO PARA 343,15 K.....	93
FIGURA 48 - PIEZOVISCOSIDADE EXPERIMENTAL VS TEÓRICO PARA 353,15K.	93
FIGURA 46 – ERRO MÉDIO RELATIVO COM A VARIAÇÃO DA TEMPERATURA.	94
FIGURA 47- A VS VISCOSIDADE CINEMÁTICA.	95
FIGURA 48 - CURVAS DE STRIBECK DO TOTM.	97
FIGURA 49 - RELAÇÃO ENTRE COEFICIENTE DE ATRITO E O COEFICIENTE DE PIEZOVISCOSIDADE.	98
FIGURA 50 - COEFICIENTE DE PIEZOVISCOSIDADE EXPERIMENTAL VS NUMÉRICO DO 75W90 EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA.	111
FIGURA 51 - ESPESSURA DE FILME TEÓRICO MASJEDI E KHONSARI VS EXPERIMENTAL DO 75W90.	111
FIGURA 52 - CURVAS DE STRIBECK DO 75W90.....	112
FIGURA 53- COEFICIENTE DE PIEZOVISCOSIDADE EXPERIMENTAL VS NUMÉRICO DO 80W90 EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA.	113
FIGURA 54 - ESPESSURA DE FILME TEÓRICO MASJEDI E KHONSARI VS EXPERIMENTAL DO 80W90.	113
FIGURA 55- CURVAS DE STRIBECK DO 80W90.	114
FIGURA 56 - COEFICIENTE DE PIEZOVISCOSIDADE EXPERIMENTAL VS NUMÉRICO DO BIO4 EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA.....	115
FIGURA 57 - ESPESSURA DE FILME TEÓRICO MASJEDI E KHONSARI VS EXPERIMENTAL DO BIO4.....	115
FIGURA 58- CURVAS DE STRIBECK DO BIO4.	116
FIGURA 59 - COEFICIENTE DE PIEZOVISCOSIDADE EXPERIMENTAL VS NUMÉRICO DO BIO6 EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA.....	117
FIGURA 60 - ESPESSURA DE FILME TEÓRICO MASJEDI E KHONSARI VS EXPERIMENTAL DO BIO6.....	117
FIGURA 61- CURVAS DE STRIBECK DO BIO6.	118
FIGURA 62 - COEFICIENTE DE PIEZOVISCOSIDADE EXPERIMENTAL VS NUMÉRICO DO DEHP EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA.	119
FIGURA 63 - ESPESSURA DE FILME TEÓRICO MASJEDI E KHONSARI VS EXPERIMENTAL DO DEHP.	119
FIGURA 64- CURVAS DE STRIBECK DO DEHP.	120
FIGURA 65 - COEFICIENTE DE PIEZOVISCOSIDADE EXPERIMENTAL VS NUMÉRICO DO DIDP EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA.....	120
FIGURA 66 - ESPESSURA DE FILME TEÓRICO MASJEDI E KHONSARI VS EXPERIMENTAL DO DIDP.	121
FIGURA 67 - - CURVAS DE STRIBECK DO DIDP.	121
FIGURA 68 - COEFICIENTE DE PIEZOVISCOSIDADE EXPERIMENTAL VS NUMÉRICO DO DIPEC5 EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA.	122

FIGURA 69 - ESPESSURA DE FILME TEÓRICO MASJEDI E KHONSARI VS EXPERIMENTAL DO DIPEC5.	122
FIGURA 70- CURVAS DE STRIBECK DO DIPEC5.	123
FIGURA 71 - COEFICIENTE DE PIEZOVISCOSIDADE EXPERIMENTAL VS NUMÉRICO DO DIPEC7 EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA.	124
FIGURA 72 - ESPESSURA DE FILME TEÓRICO MASJEDI E KHONSARI VS EXPERIMENTAL DO DIPEC7.	124
FIGURA 73- CURVAS DE STRIBECK DO DIPEC7.	125
FIGURA 74 - COEFICIENTE DE PIEZOVISCOSIDADE EXPERIMENTAL VS NUMÉRICO DO PAO48 EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA.	125
FIGURA 75 - ESPESSURA DE FILME TEÓRICO MASJEDI E KHONSARI VS EXPERIMENTAL DO -PAO48.	126
FIGURA 76- CURVAS DE STRIBECK DO PAO48.	127
FIGURA 77 - COEFICIENTE DE PIEZOVISCOSIDADE EXPERIMENTAL VS NUMÉRICO DO RAGH EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA.	128
FIGURA 78 - ESPESSURA DE FILME TEÓRICO MASJEDI E KHONSARI VS EXPERIMENTAL DO RAGH.	128
FIGURA 79 - CURVAS DE STRIBECK DO RAGH.	129
FIGURA 80 - COEFICIENTE DE PIEZOVISCOSIDADE EXPERIMENTAL VS NUMÉRICO DO RGAH EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA.	129
FIGURA 81 - ESPESSURA DE FILME TEÓRICO MASJEDI E KHONSARI VS EXPERIMENTAL DO RGAH.	130
FIGURA 82- CURVAS DE STRIBECK DO RGAH.	130

ÍNDICE DE TABELAS

TABELA 1- EXPRESSÕES PARA O CÁLCULO DA ESPESSURA DE FILME CENTRAL.....	53
TABELA 2 - ESTADO DA ARTE.....	60
TABELA 3 - VISCOSIDADE TEÓRICA.....	74
TABELA 4 - VALORES DAS CONSTANTES A, B E C DA EQUAÇÃO DE VOGEL-FULCHER-TAMMANN.....	77
TABELA 5 - MASSA VOLÚMICA DE TODOS OS LUBRIFICANTES ENTRE 278,15 E 373,15 K.....	79
TABELA 6 - VALORES DOS COEFICIENTES A0, A1 E A2 DA EQUAÇÃO 10.....	80
TABELA 7- VALORES DO COEFICIENTE DE PIEZOVISCOSIDADE (A) OBTIDOS NUMERICAMENTE.....	83
TABELA 8 - VALORES DAS CONSTANTES B0, B1 E B2 DA EQUAÇÃO DE VOGEL-FULCHER-TAMMANN.....	83
TABELA 9 - CÁLCULO DA ESPESSURA DE FILME E O ERRO ASSOCIADO.....	87
TABELA 10 - OS ERROS RELATIVOS DE A ENTRE VISCOSÍMETRO DE ALTA PRESSÃO A PARTIR DA MEDIÇÃO DA ESPESSURA.....	90
TABELA 11 – COEFICIENTE DE PIEZOVISCOSIDADE A.....	95
TABELA 12 - VISCOSIDADE CINEMÁTICA.....	96

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	29
1.1	Contextualização	29
1.2	Objetivos	30
1.3	Metodologia	30
1.4	Estrutura	30
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	35
2.1	Importância do estudo da tribologia	35
2.2	Enquadramento histórico	35
2.3	Lubrificantes	36
2.4	Sólidos em contacto	37
2.4.1	Contactos elípticos	37
2.4.2	Contactos sólidos lineares	37
2.4.3	Atrito	38
2.4.3.1	Coeficiente de atrito	38
2.4.3.2	Atrito estático	39
2.4.3.3	Atrito cinético	40
2.4.4	Rugosidade	40
2.4.5	Pressão de contacto	42
2.5	Materiais	42
2.6	Lubrificação	43
2.6.1	Tipos de Lubrificantes	43
2.6.1.1	Lubrificantes Sólidos	43
2.6.1.2	Massas lubrificantes	44
2.6.1.3	Óleos	44
2.6.1.4	Óleos orgânicos	44
2.6.1.5	Óleos minerais	45
2.6.1.6	Óleos sintéticos	45
2.6.2	Tipos de lubrificação	46
2.7	Propriedades dos lubrificantes	47
2.7.1	Massa volúmica	47
2.7.2	Viscosidade	47

2.7.3	Coeficiente de termoviscosidade	49
2.7.4	Coeficiente de piezoviscosidade	50
2.8	Filme de lubrificante	51
2.8.1	Espessura de Filme	52
2.9	Regimes de lubrificação	54
2.9.1	Regime de lubrificação limite	54
2.9.2	Regime de lubrificação misto	55
2.9.3	Regime de lubrificação hidrodinâmico	56
2.9.4	Lubrificação elastohidrodinâmica	58
2.10	Estado da arte	60
3	OBJETOS DE ESTUDO E METODOLOGIAS	65
3.1	Caracterização dos equipamentos de ensaio	66
3.1.1	Espessura de Filme	66
3.1.2	Viscosidade	67
3.1.3	Massa volúmica	68
3.2	Descrição do tratamento de dados e materiais	69
3.2.1	Descrição dos ensaios	69
3.2.2	Descrição dos lubrificantes	71
3.3	Viscosidade	73
3.4	Massa volúmica	78
3.5	Coeficiente de piezoviscosidade	81
4	RESULTADOS	87
4.1	Seleção da expressão para cálculo da espessura de filme	87
4.2	Correção térmica	89
4.3	Comparação entre coeficientes de piezoviscosidade	89
4.4	Relação entre o coeficiente de atrito e o coeficiente de piezoviscosidade	97
5	CONCLUSÕES	101
6	BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO	105
7	ANEXOS	111

INTRODUÇÃO

1.1 Contextualização

1.2 Objetivos

1.3 Metodologia

1.4 Estrutura

1 INTRODUÇÃO

1.1 Contextualização

O termo tribologia foi apresentado e definido pelo professor H. Peter Jost em meados anos sessenta como o estudo científico abrangente dos fenómenos relacionados com os contactos das superfícies em sistemas mecânicos com movimento relativo. Desta forma se definiu os termos constituintes: (1) atrito, (2) desgaste e (3) lubrificação [1].

O nome é proveniente do grego, sendo a junção entre as palavras “Tribo”, que significa “friccionar, esfregar” com “Logos”, que significa “estudo”. Os principais objetivos do estudo da tribologia são aumentar o desempenho e o rendimento dos órgãos de máquinas, estudar os fenómenos relacionados com o atrito, desgaste e a fadiga causados por esses contactos, e por último, obter maior compreensão sobre os fenómenos tribológicos associados [2].

Devido à evolução da indústria, e ao elevado rigor e exigência, os engenheiros contribuíram para o estudo dos fenómenos relacionados com o desgaste dos componentes de máquinas, os seus contactos associados e a forma como são lubrificados. O desgaste das máquinas pode comprometer a durabilidade do equipamento e a sua performance. Tal acontece devido à existência da força de atrito, quando pelo menos duas superfícies se encontram em contacto.

Este fenómeno é comum em qualquer atividade onde se pode presenciar os seus efeitos, por caso, quando uma pessoa agarra um objeto, quando os travões do carro são usados, descção de uma curva num automóvel. Estes movimentos causam aquecimento e desgaste. Porém, as situações momentâneas provocam o atrito que pode acarretar benefícios como prejuízos. Por exemplo, num motor, quer seja elétrico ou a combustão, há perdas mecânicas devido ao movimento das superfícies em contacto, fazendo baixar o rendimento da máquina consoante a quantidade de peças móveis associadas, de maneira inversa o atrito é fundamental no nosso dia-a-dia pois sem ele não conseguiríamos deslocar, os automóveis não teriam aderência na estrada etc.

O lubrificantes são usados para melhorar o desempenho e o rendimento da máquina, reduzindo o atrito entre as superfícies, sob a forma de uma película de lubrificante, designada por “Filme” [4]. Este lubrificante, quando instalado entre as duas superfícies, faz com que elas se separem, reduzindo o seu contacto e o desgaste dos seus componentes, prolongado o tempo de vida útil dos seus constituintes. O tipo de lubrificante a usar numa determinada máquina deve atender primeiramente a parâmetros como, por exemplo, a viscosidade.

1.2 Objetivos

A presente dissertação tem como objetivos realizar um estudo sobre:

- Análise do coeficiente de piezoviscosidade designado pelo parâmetro α , verificando-se como este fator varia em função do lubrificante em regime de filme completo;
- Estabelecimento de uma relação entre o coeficiente de atrito com a espessura de filme de lubrificante associada;
- Relacionar o coeficiente de atrito com o coeficiente de piezoviscosidade e analisar o que acontece ao atrito quando a piezoviscosidade altera;
- Análise de um conjunto de fluídos e lubrificantes, estudando-se a variação das suas propriedades, nomeadamente a viscosidade, em função da temperatura e da pressão.

1.3 Metodologia

Terá como principal objetivo explicar, de forma detalhada, como se processaram as várias etapas, que permitiram a elaboração da parte prática desta dissertação.

De acordo com o presente projeto de dissertação, devido ao objetivo de análise acerca da temática em causa, procede-se ao estudo através de um conjunto de métodos que conduzem e moldam o projeto. Será demonstrada a maneira como foram recolhidos os dados necessários à elaboração da parte prática, a forma como os mesmos foram analisados e, por fim, será indicado o método escolhido que permitirá auxiliar a obtenção dos objetivos propostos e dar resposta às questões de investigação, inicialmente colocadas.

Analisaram-se as análises das diferentes expressões analíticas existentes na literatura para o cálculo da espessura de filme num contacto elíptico, e, posteriormente, são selecionadas aquelas que cujas previsões melhor se ajustam aos resultados experimentais.

Desta forma, numa fase posterior, as expressões são calculadas de forma inversa, os respetivos coeficientes de piezoviscosidade de cada lubrificante e comparados com os obtidos a partir de medições de viscosidade a alta pressão.

Por fim, partindo-se de curvas de coeficiente de atrito (COF) em filme completo, procurar-se-á estabelecer a relação entre o COF e o coeficiente de piezoviscosidade.

1.4 Estrutura

O estudo encontra-se dividido em cinco capítulos. A primeira parte corresponde à introdução e do seu enquadramento. Neste texto apresenta-se o trabalho realizado ao

nível da motivação e descreve-se, de uma forma sucinta os temas a abordar nos capítulos que se seguem.

No segundo capítulo, referente à revisão de literatura, onde irá ser abordado a temática-noções de tribologia, e respetiva contextualização histórica, discussão dos conceitos para os objetivos estabelecidos para a presente temática.

No terceiro capítulo , faz-se a introdução e descrição dos lubrificantes ensaiados e são analisadas as suas propriedades. Explica-se a metodologia que foi usada para chegar aos resultados, a partir dos dados que foram recolhidos e faz-se a interpretação dos resultados obtidos.

Paralelamente, estabelece-se uma da relação matemática teórica da espessura de filme onde depois é comparada com os dados obtidos experimentalmente, que desta forma analisa-se a relação matemática com os vários lubrificantes estudados.

No quarto capítulo comprova-se a relação entre a variação do fator α para pressões e temperaturas diferentes com o coeficiente de atrito.

Por fim, no último capítulo faz-se uma breve conclusão sobre a generalidade dos resultados alcançados experimentalmente no capítulo anterior em conformidade com revisão de literatura.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 **Importância do estudo da tribologia**

2.2 **Enquadramento histórico**

2.3 **Lubrificantes**

2.4 **Sólidos em contacto**

2.5 **Materiais**

2.6 **Lubrificação**

2.7 **Propriedades dos lubrificantes**

2.8 **Filme de lubrificante**

2.9 **Regimes de lubrificação**

2.10 **Estado da arte**

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Importância do estudo da tribologia

O estudo dos fenômenos tribológicos passou a ter uma importância relevante a partir da revolução industrial e consequente evolução tecnológica associada, pois passou-se a usar equipamentos cujo diversos mecanismos que necessitavam de estar lubrificados constantemente de forma a reduzir o atrito, aumentar o desempenho e prevenir o desgaste dos componentes, evitando futuras falhas mecânicas nos seus componentes. Consequentemente, tornou-se necessário encontrar um material lubrificante que cumprisse essa tarefa e garantisse uma maior fiabilidade das máquinas. Na mesma era, surge a exploração massiva do petróleo e dos seus derivados, sendo um deles os óleos lubrificantes. Estes óleos tiveram grande relevância ao se destacarem pelas suas características de agente lubrificante nos componentes das máquinas, minimizando o atrito entre as superfícies sujeitas ao desgaste.

Estudos feitos por H. Peter Jost, que tomaram início em 1966 no Reino Unido, estimaram que poderiam ser feitas potenciais poupanças na ordem 515 milhões de libras, o que equivale aproximadamente a 1,3% do GBP (PIB Britânico). A mesma análise feita nas décadas seguintes em países como o Canadá, Alemanha, Estados Unidos e China levou a conclusões similares, com poupanças entre 1 a 1,4% do PIB desses mesmos países [5]. Desde então as empresas têm feito esforços para evoluir tecnologicamente, melhorar os processos e tecnologias de fabrico, de modo a obter máquinas e equipamentos com um desempenho e um rendimento superior, com o intuito de poupar energia. E quando se fala em poupar energia fala-se também em poupar dinheiro, o que pesa muito nos orçamentos das empresas e das pessoas.

2.2 Enquadramento histórico

Por meio de registos históricos feitos pelos arqueólogos, que remontam a mais de 3500 a.C. descobertos no Egito, prova-se a existência da aplicação da tribologia em mecanismos de transporte de cargas, com o intuito da redução do esforço humano na deslocação de materiais de construção, estátuas de grandes dimensões, como ilustra a Figura 1.

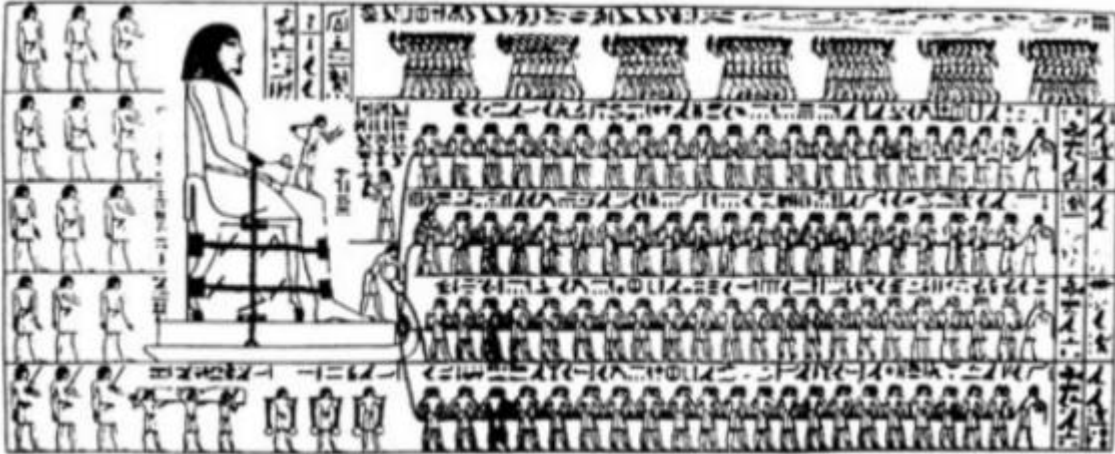


Figura 1- Egípcios a transportar uma estatuá usando Lubrificante 1880 a.C.[6].

Com a evolução dos tempos, o homem descobre novos materiais e novas técnicas, permitindo-lhe encontrar soluções mais indicadas e poder fazer face a estes problemas. Durante o período renascentista, Leonardo da Vinci (1452-1519), considerado o pai da tribologia moderna, contribuiu para o entendimento dos fenómenos tribológicos através de ideias muito avançadas para a época. Da Vinci aprofundou conhecimentos no estudo das forças de atrito, quer em planos horizontais, quer em planos inclinados, demonstrando que estas forças são dependentes da força normal, do deslizamento dos objetos e independentes da área de contacto. Estes conhecimentos foram-se perdendo ao longo do tempo e o seu estudo foi interrompido por vários anos. No final do século XVII, o físico francês Guillaume Amontons reinventou os conceitos, regras da tribologia e de atrito após estudar o deslizamento de duas superfícies na ausência de lubrificantes. Durante a primeira grande industrialização o estudo da tribologia passou a ser essencial para o desenvolvimento da indústria e aumento do desempenho das máquinas, onde foram feitos grandes avanços científicos sobre a interação dos lubrificantes com as superfícies, e também em rolamentos, engrenagens e outros elementos mecânicos. Desde então, o seu estudo tornou-se cada vez mais relevante não só para a indústria, como também para a sociedade [7].

2.3 Lubrificantes

Os lubrificantes desempenham um papel muito importante que passa pela redução do atrito e do desgaste, age como condutor de calor ajudando a refrigerar, evita corrosão, auxilia na vedação interna.

Sem os lubrificantes, a durabilidade dos componentes de qualquer máquina industrial ou doméstica teria uma vida de utilização curta, pois o desgaste e a fadiga dos seus constituintes iriam provocar avarias num curto espaço de tempo [8].

Um lubrificante pode ter vários tipos de aplicação, e isso depende da sua composição e dos seus aditivos, que têm como função, melhorar o seu desempenho para uma

aplicação em específico, como por exemplo, as caixas de velocidades de um carro ou de um motor a combustão [9].

2.4 Sólidos em contacto

Na tribologia, a geometria das superfícies que estão em contacto devem ser tidas em conta, mesmo sendo plana, cilíndrica ou esférica, incluindo as rugosidades (relevos, marcas, entre outros). O motivo prende-se com o facto de, quando se comprimem dois sólidos as suas superfícies deformam-se, e quanto mais elásticos são, maior é a deformação. Em equilíbrio, a forma macroscópica da superfície de contacto determina a área teórica do contacto. Como a maioria das máquinas usa componentes metálicos extremamente duros, as deformações são muito pequenas e as áreas de contacto resultantes são apenas detetadas à escala microscópica.

2.4.1 Contactos elípticos

Os contactos elípticos ocorrem normalmente em órgãos de máquinas como os rolamentos, que são constituídos pistas e gaiola de esferas. Estes elementos quando estão em contacto sob o efeito de pressão elevada deformam-se elasticamente, gerando uma área de contacto cuja forma é semelhante a uma elipse, como se pode verificar na Figura 2.

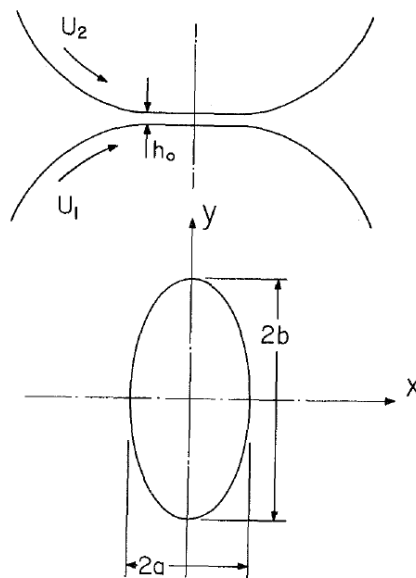


Figura 2- Geometria da área de um contacto elíptico sujeito a pressão [10].

2.4.2 Contactos sólidos lineares

Quando dois cilindros são pressionados um contra o outro causa-se uma deformação elástica, originando uma área de contacto de comprimento (L) igual ao dos cilindros e uma largura $2a$ (sendo a , a semi largura de contacto). Estes tipos de contacto são

considerados lineares dado que, uma das dimensões de contacto é muito maior, como ilustra a Figura 3 [11].

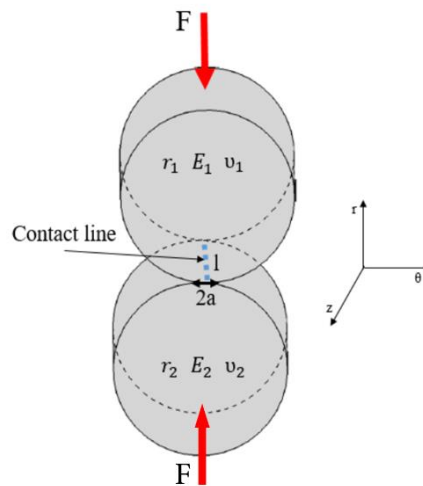


Figura 3 - Contacto Linear entre dois cilindros [12].

2.4.3 Atrito

O atrito é uma força não conservativa que se opõe ao movimento relativo entre superfícies sólidas em contacto, existindo vários tipos de forças de atrito:

- Atrito seco: opõe-se ao movimento relativo de duas superfícies sólidas em contacto, estando subdividido em atrito estático (ocorre em superfícies imóveis), e cinemático (entre superfícies móveis) [13];
- Atrito viscoso: existe entre camadas de fluído que se movem umas relativamente às outras. Geralmente ocorre em sistemas mecânicos, por exemplo rolamentos, transmissões, cilindros hidráulicos, entre outros [14];
- Atrito cinemático: ocorre entre duas superfícies em contacto na presença de uma camada fina de lubrificante, causando a sua separação, e diminuindo o coeficiente de atrito [15].

2.4.3.1 Coeficiente de atrito

O coeficiente de atrito é uma quantidade adimensional, que está diretamente relacionada com a força de atrito, sendo constante entre superfícies sólidas, idealmente lisas e elásticas.

Os trabalhos realizados por diversos cientistas e engenheiros, particularmente, Da Vinci [16], Amontons [17] e Coulomb [18], procuraram relacionar a resistência do escorregamento entre dois objetos sólidos, através de uma lei universal que demonstrava os resultados obtidos naquele tempo. Estes resultados foram obtidos a partir de tribómetros, Figura 4, que se caracterizam por máquinas que analisam o desgaste de materiais e as propriedades do atrito, em particular o coeficiente de atrito,

representado a primeira vez por Semen Kirilovich Kotelnikov (1723-1806), pela letra grega μ .

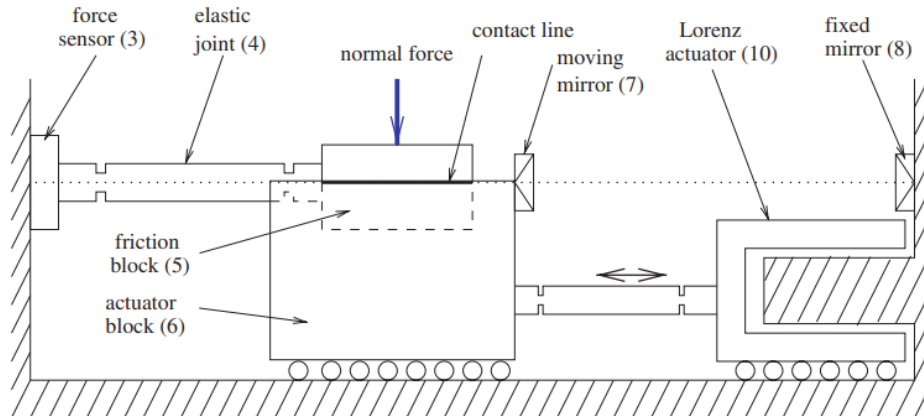


Figura 4-Esquema de um tribómetro [16].

Este notório discípulo do famoso matemático Euler levou a cabo os estudos sobre o atrito e este coeficiente. O mesmo verificou a existência de uma proporcionalidade entre a força que se opunha ao movimento relativo com a força inicial mantida no corpo. O atrito entre sólidos é geralmente maior durante o início do movimento, diminuindo gradualmente durante o movimento devido à necessidade de vencer o contacto entre as superfícies imóveis, quebrando as ligações que se possam ter formado [17].

2.4.3.2 Atrito estático

O coeficiente atrito estático depende do contacto entre o objeto que se pretende mover sobre uma superfície, sendo descrito pelo coeficiente de atrito estático (μ_s). Este coeficiente reflete a proporcionalidade entre as forças de corte e a força normal, sendo a força de corte tanto maior consoante a carga aplicada. Para mover o objeto é necessário aplicar uma carga superior à força de atrito estático. Essa força pretende vencer a acomodação entre as superfícies estáticas, podendo ser determinada pela força de atrito e a força normal como descreve a Equação 1 [18].

$$\mu_s = \frac{F_a}{N}$$

Equação 1

A força de atrito estático pode aumentar consoante o tipo de contacto entre o sólido e a superfície devido ao aumento da área de contacto real e a força de ligação entre as superfícies como ilustra a Figura 5.

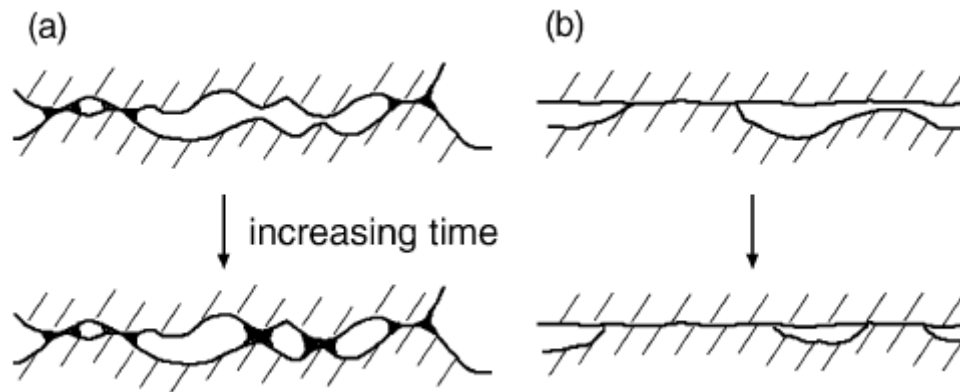


Figura 5 - Evolução do atrito estático ao longo do tempo [19].

2.4.3.3 Atrito cinético

É uma força que se opõe ao movimento dos objetos quando estes iniciam o seu movimento. Esta força é paralela às superfícies de contacto e esta sempre no sentido oposto ao movimento. Se dois corpos estão em contacto e se movem um em relação ao outro, o atrito entre eles é chamado de atrito cinético, Figura 6 [20-24].

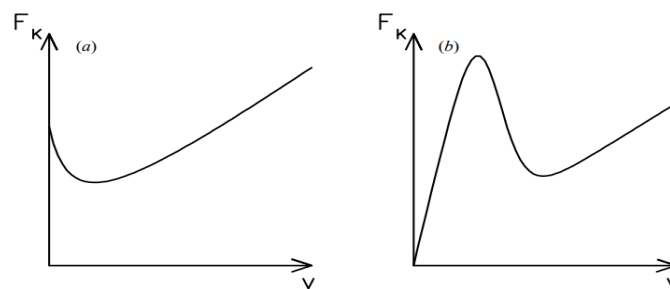


Figura 6 - Representação das leis típicas de atrito cinético dependente da velocidade para (a) sistemas sem lubrificação e (b) sistemas com lubrificação [25].

2.4.4 Rugosidade

Em engenharia não existem superfícies lisas, mesmo as que aparentem serem polidas a olho nu ou ao microscópio. Verifica-se que todas apresentam rugosidades. Assim, caso essa superfície seja posta em contacto com outra, observa-se que a área de contacto não será a área total da superfície, mas uma pequena área de contacto formada entre as rugosidades de ambas as superfícies.

Rugosidade é um fator importante quando se fala de superfícies em contacto, influenciando diretamente o atrito. É definida como as variações do relevo de uma superfície num determinado comprimento de onda. A variação da rugosidade é definida por diferentes parâmetros, sendo R_a a média aritmética entre os picos e vales da superfície, Figura 7. Este parâmetro é o mais usado em controlo de qualidade pelos metrologistas e é definido como o desvio absoluto médio das rugosidades da linha média ao longo de um comprimento de amostragem. Através deste parâmetro é possível retirar uma boa descrição sobre a variação entre picos e vales, presentes na

superfície em análise. Porém, não é o parâmetro que confere maior representatividade estatística, pois o peso dos picos e vales é tomado igualmente no cálculo de R_a .

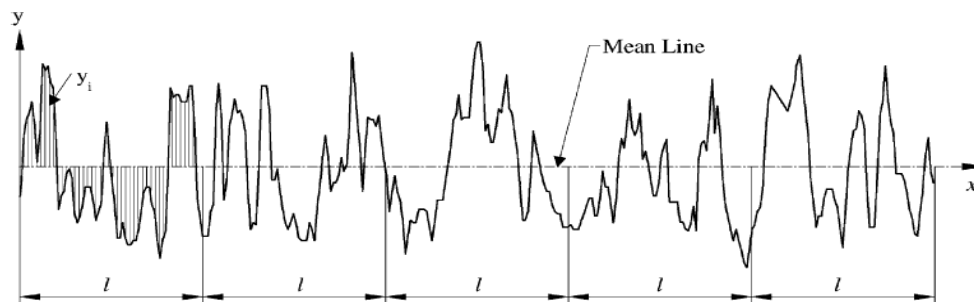


Figura 7 - Definição da média aritmética R_a [26].

O parâmetro R_a pode ser determinado pela Equação 2:

$$R_a = \frac{1}{l} \int_0^l |y(x)| dx$$

Equação 2

O parâmetro menos usado, mas que tem uma sensibilidade superior, é o parâmetro R_z , obtido através da média entre picos e vales de uma superfície. O sistema ISO define este parâmetro como a diferença entre a média dos cinco picos mais altos e, dos cinco vales mais baixos ao longo da avaliação, como ilustra a Figura 8.

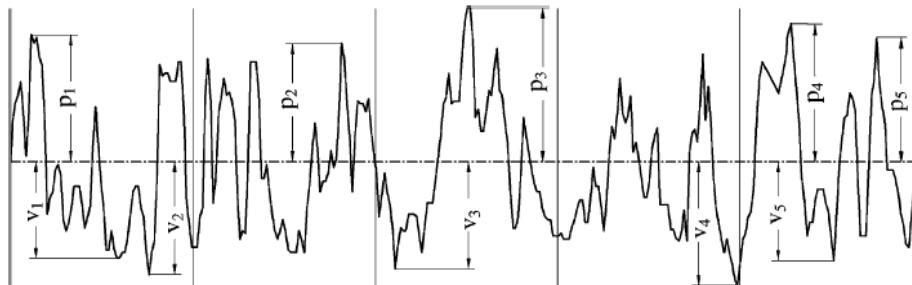


Figura 8 - Definição do parâmetro R_z [26].

O parâmetro R_z pode ser determinado pela Equação 3:

$$R_{z(ISO)} = \frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n p_i + \sum_{i=1}^n v_i \right)$$

Equação 3

O relevo de uma superfície é registrado com grande ampliação através de rugosímetros, Figura 9. Este aparelho faz a leitura ao longo de uma direção e produz um perfil de rugosidade. A partir destes perfis é possível criar imagens das superfícies e caracterizar a rugosidade de várias formas [26].

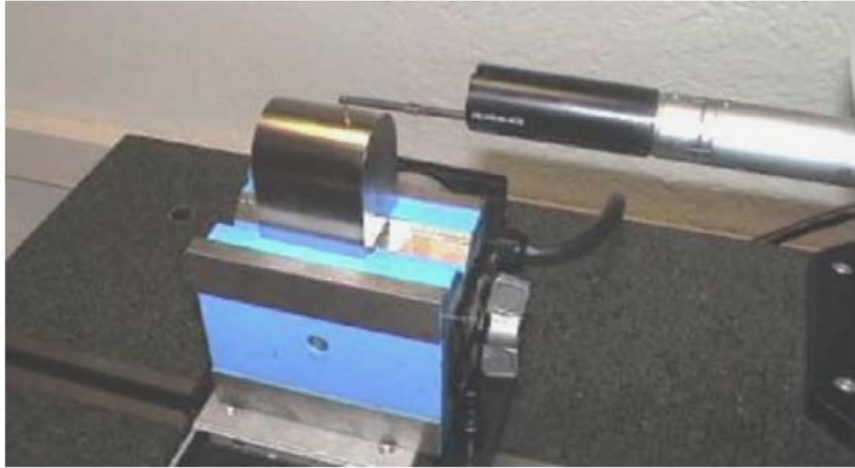


Figura 9 - Rugosímetro a medir uma peça de maquiagem [21].

2.4.5 Pressão de contacto

A pressão de contacto resulta, na generalidade dos casos, do quociente entre a força aplicada num objeto provocando uma deformação, comprimindo os corpos como indicado na teoria de Hertz[27]. Por exemplo, a pressão de contacto é maior perto do centro de contacto (a zona mais deformada) e a partir daí distribui-se de forma parabólica como indica a Figura 10 que ilustra a deformação tanto da superfície plana como a da esfera quando sujeita a um carregamento normal ao plano.

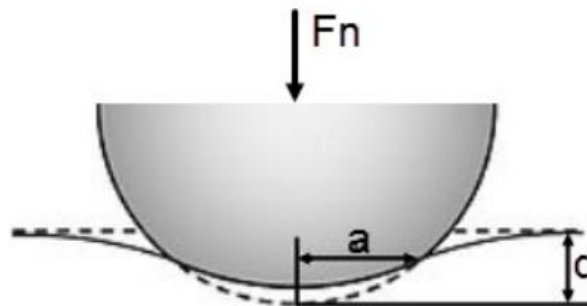


Figura 10 - Representação Caso do contacto hertziano e deformação [28].

2.5 Materiais

Para que um contacto tenha o melhor desempenho possível é necessário obter a melhor combinação possível entre materiais e as suas superfícies. Desta maneira, um dado contacto pode ter uma eficiência semelhante (entre pares de materiais), mesmo sendo os dois materiais distintos (duros ou macios). Os avanços tecnológicos que têm sido feitos em torno dos materiais são fundamentais para o aumento do seu desempenho, refletindo-se por exemplo:

- Na durabilidade;
- Melhor desempenho, integridade e fiabilidade dos sistemas;

- Produtos mais leves e de elevada resistência;
- Maior eficiência, redução do consumo energético.

As investigações de materiais com elevado módulo de elasticidade mostraram que estes se deformam menos, mesmo estando sujeitos a cargas elevadas, mas isto causa grande concentração de tensões nos locais de contacto, porque os materiais muito duros são mais difíceis de riscar, podendo atingir o seu ponto de rotura mais facilmente.

A rotura acontece devido a ductilidade reduzida face ao aumento da carga ou devido às vibrações e impactos em materiais com elevado modulo de elasticidade.

Por outro lado os materiais dúcteis tem maior capacidade de se deformar ate atingir a rotura, distribuem a força por áreas maiores, mas não conseguem transmitir cargas muito elevadas, precisamente porque se deformam com mais facilidade [29].

2.6 Lubrificação

Entende-se como lubrificante toda a substância que é introduzida entre duas superfícies em contacto, facilitando o deslizamento entre elas. Existem lubrificantes sólidos ou semi-sólidos (películas metálicas ou poliméricas, pós, massa), líquidos (óleos e emulsões) e gases, sobretudo ar ou hélio. Estes produtos podem ser de origem natural, sintética ou semi-sintética. A maioria é ainda obtida através da refinação do petróleo.

2.6.1 Tipos de Lubrificantes

Existem vários tipos de lubrificantes que são distinguidos pelo seu estado físico, massa volumica, viscosidade, que serão abordados no decorrer desta dissertação.

2.6.1.1 Lubrificantes Sólidos

Os lubrificantes sólidos são produtos que exibem uma baixa tensão de corte, permitindo a diminuição de atrito nos contactos, como por exemplo a grafite, utilizada por possuir uma estrutura laminar, facilitando o deslizamento entre as superfícies. Relativamente aos produtos de composição betuminosa, os mesmos são bastante aderentes requerendo o aquecimento antes da aplicação sendo utilizados sobretudo em engrenagens abertas e noutros contactos lentos, como pontes levadiças, ou outro tipo de engrenagem que gira em baixas rotações. As parafinas, ceras e polímeros também são como lubrificantes sólidos. Outro tipo de lubrificante sólido, mas de matriz polimérica é o PTFE (politetrafluoretileno), apresentando um coeficiente de atrito extremamente baixo quando comparado com outros polímeros.

Os lubrificantes metálicos como os ferros fundidos e os bronzes são muito utilizados em chumaceiras dado a sua resistência ao desgaste. Os metais que deslizam com baixo coeficiente de atrito também são muito usados em casquilhos ou sob a forma de películas finas, que se interpõem entre as superfícies em contacto.

2.6.1.2 Massas lubrificantes

As massas lubrificantes usam-se quando é impossível a lubrificação com óleo, já que são muito menos eficazes. Este tipo de lubrificação não é funcional em contactos a alta velocidade.

As massas lubrificantes se não forem projetadas pelo movimento, podem-se manter agarradas às superfícies (não escorrem como o óleo), dispensando um sistema de circulação. Usam-se muito em chumaceiras de rolamento porque protegem as superfícies, isolando-as do meio ambiente (são usadas como vedantes), diminuindo a possibilidade de penetração de impurezas ou de água nos contactos.

As massas são combinações semi-sólidas de óleo com uma mistura de sabões (75 a 96% fluído + 25 a 4% espessante). Tendem a amolecer quando em serviço, e a recuperar a sua consistência em repouso. Se ficarem paradas por longos períodos, as massas podem separar-se em sabão e óleo.

Usam-se massas de cálcio (resistentes à água), sódio (resistente ao calor), alumínio (boa adesividade), lítio (resistentes ao calor e à água), cálcio e chumbo (resistentes ao calor, à água e a altas pressões) e de grafite (para altas temperaturas). A caracterização das diferentes massas recorre a parâmetros como a consistência, a viscosidade aparente (as massas não são fluídos newtonianos), o ponto de gota, a resistência ao corte, a capacidade de carga e a resistência à água.

2.6.1.3 Óleos

Os óleos são os lubrificantes mais utilizados e os únicos que permitem os regimes hidrodinâmicos, portanto são capazes de transferir cargas elevadas a grande velocidade. Necessitam de um depósito “cárter” ou de uma chumaceira selada para lubrificar por chapinagem ou usam um sistema de circulação pressurizada, o que pode ser uma desvantagem relativamente às massas. Todavia, o facto de poderem circular sob pressão também pode ser visto como uma vantagem enorme, considerando as possibilidades desses sistemas de lubrificação: débito correto, boa dissipação de calor, remoção das partículas de desgaste da zona dos contactos. Os óleos lubrificantes classificam-se segundo a sua origem: mineral, orgânica ou sintética. A maioria dos óleos utilizados tem origem mineral. Atualmente os óleos contêm muitos aditivos de forma a favorecer propriedades específicas. Os óleos são classificados pela sua origem.

2.6.1.4 Óleos orgânicos

Os animais e os vegetais são também fontes de óleo. A presença de ácidos gordos nos óleos orgânicos confere-lhes a propriedade de aderirem muito bem às superfícies, sendo muitas vezes preferidos por isso.

Usam-se óleos compostos em aplicações que requerem grande oleosidade ou, por exemplo, quando se pretende melhorar a capacidade de emulsão em vapor de água (brocas de furar pedra ou óleos para cilindros a vapor, por exemplo).

2.6.1.5 Óleos minerais

Os óleos minerais são obtidos a partir da refinação do petróleo e são constituídos fundamentalmente por hidrocarbonetos, diferentes combinações moleculares e hidrogénio. Os principais grupos dentro destes óleos são os:

- Parafínicos (que praticamente não contêm asfalto);
- Asfálticos (constituídos sobretudo por hidrocarbonetos nafténicos);
- Aromáticos (ricos em hidrocarbonetos aromáticos);
- De base mista (misturas dos diferentes tipos).

Os óleos nafténicos (asfálticos) produzem menos resíduos de carbono do que os parafínicos, motivo que os leva a ser preferidos para compressores ou motores de combustão interna.

Regra geral, deve evitar-se misturas de óleos diferentes, sendo aconselhável a limpeza dos depósitos e tubagens antes da substituição dos lubrificantes. É importante garantir a compatibilidade não só entre o lubrificante e os materiais em contacto, mas também com vedantes, filtros e outros componentes dos circuitos. Para isso resta muitas vezes apenas o recurso às informações fornecidas pelos fabricantes, que são usualmente escassas a esse nível.

2.6.1.6 Óleos sintéticos

Obtidos por síntese química, usam-se em aplicações que funcionam em condições extremas de serviço. Possuem baixo ponto de fluidez, viscosidade elevada a altas temperaturas e alto índice de viscosidade, por isso funcionam numa gama alargada de temperaturas.

Os danos ambientais resultantes da sua produção e utilização são consequências suportadas por todos.

Os principais grupos de óleos sintéticos são:

- Hidrocarbonetos sintéticos: polialfaolefinas (PAO), alquilaromáticos, são lubrificantes de uso geral;
- Ésteres de Ácidos Dibásicos: resistentes à temperatura, mas perigosos para vernizes e borrachas, são utilizados em motores de aviões e em instrumentos de precisão;
- Ésteres de Organofosfatos: dificilmente inflamáveis, e de grande poder lubrificante, têm o inconveniente de apenas funcionarem bem até 150°C;
- Ésteres de Silicatos: são dos melhores lubrificantes sintéticos na relação viscosidade/ temperatura, mas formam depósitos abrasivos acima de 200°C;
- Ésteres de Poliglicol: apresentam excelente estabilidade térmica e resistência à inflamação, possuem grande poder lubrificante, mas tendem a oxidar;
- Silicones (polímeros de metil-siloxano, fenil-siloxano ou metil-fenil-siloxano): apresentam a menor variação da viscosidade com a temperatura relativamente a qualquer outro óleo lubrificante.

2.6.2 Tipos de lubrificação

Na utilização de lubrificantes líquidos, o método mais usual é manter as peças em contacto imersas ou semi-submersas no lubrificante. Como o seu movimento pretende espalhar o óleo pelas superfícies em contacto (Chapinagem ou salpico), tal como se pode observar na Figura 11.

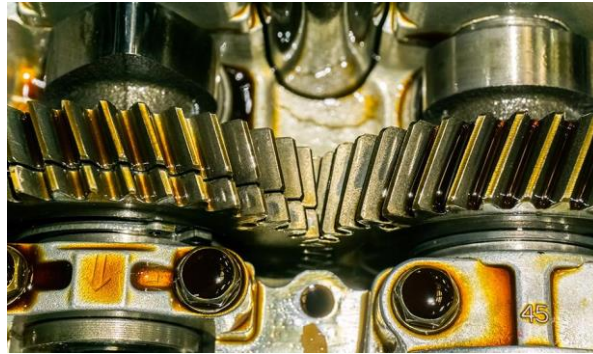


Figura 11 - Conjunto de engrenagens lubrificadas por chapinagem ou salpicos [30].

Este sistema pode causar uma perda de potência na transmissão pelo arrasto das superfícies no fluído. No entanto, se as velocidades forem altas poderá ocorrer um aquecimento e perturbações dinâmicas devido à circulação do fluído no interior da caixa.

Este método é eficiente para mecanismos simples. Contudo este processo não evita a recirculação das partículas de desgaste dos contactos e também não garante que o óleo chegue em quantidade suficiente a cada contacto. No entanto, este efeito pode ser reduzido, usando-se/utilizando-se sistemas agitadores de líquido e canais condutores de óleo.

O maior exemplo da utilização deste sistema são as caixas de velocidade mais simples, que equipam máquinas industriais e automóveis. Porém este sistema não satisfaz todas as condições necessárias quando se impõem condições extremas. O facto de o óleo ser conduzido aos contactos pelo movimento das próprias peças a lubrificar, conduz a que não seja efetuada uma correta lubrificação durante o arranque do mecanismo, especialmente após paragens prolongadas, em que o óleo obteve tempo suficiente para escorrer para o depósito.

Um método alternativo para ser efetuada a lubrificação é a lubrificação pressurizada, sendo uma das formas mais recorrentes de lubrificar mecanismos, e assim garantir que existe uma presença constante de fluído nos mais variados componentes que carecem dessa mesma necessidade.

Nas máquinas industriais, o sistema de lubrificação é normalmente colocado à parte do restante grupo da máquina, facilitando a sua substituição numa ação de manutenção preventiva. Este sistema é conhecido como grupo hidráulico (Figura 12) e é composto por uma bomba, um reservatório e filtros.

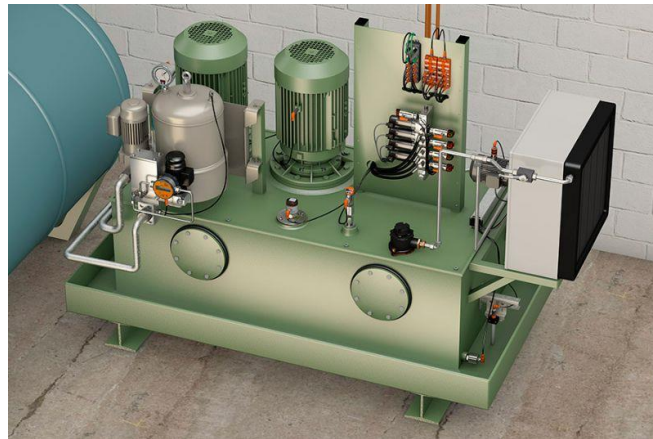


Figura 12 - Representação de um grupo hidráulico [31].

2.7 Propriedades dos lubrificantes

Para a melhor compreensão do comportamento tribológico dos lubrificantes, é necessário conhecer suas propriedades nas condições de funcionamento. Desse modo, é possível obter maior garantia do seu uso adequado.

2.7.1 Massa volúmica

A massa volúmica é um parâmetro importante nos lubrificantes, uma vez que está diretamente relacionada com o comportamento hidrodinâmico do lubrificante [32]. Qualquer alteração que seja feita na massa volúmica de um lubrificante, que pode ser feito através do aumento da temperatura, provoca uma alteração comportamental do fluido, o que em regimes de lubrificação EHD—pode ser crítico devido a razão dos contactos não estarem a ser cobertos por uma espessura de filme suficientemente elevada, devidamente capaz de separar convenientemente as superfícies e prevenir o atrito excessivo e o desgaste [33].

2.7.2 Viscosidade

A viscosidade de um lubrificante é uma das propriedades mais importantes pois irá no sentido em que determina a sua aplicação para uma determinada função, garantindo a boa lubrificação dos componentes [34]. Esta característica pode ser observada através da dificuldade que o fluido tem em “escorrer” em função de uma temperatura, uma vez que relaciona a força necessária para conseguir deslizar entre si e as camadas de fluido, a uma determinada velocidade adquirida ao longo das camadas. Por outras palavras, relaciona a tensão de corte com a taxa de corte do fluido [35]. A Equação 4 relaciona a tensão de corte simples para fluidos Newtonianos onde η é o coeficiente de viscosidade expressa em Pa.s (Pascal segundo) e $\dot{\gamma}$ a taxa de corte.

$$\tau = \eta * \dot{\gamma}$$

Equação 4

Os fatores que fazem variar diretamente a viscosidade são a própria massa volúmica do fluido, mas também a temperatura e a pressão. Um lubrificante a baixas temperaturas

impossibilita o seu uso, dado que deixa de fluir pelas tubagens (tornando-se pastoso). De modo inverso, quando as temperaturas aumentam significativamente, o lubrificante torna-se gradualmente mais “fino”, com uma menor massa volúmica e uma viscosidade muito mais reduzida. Tal facto provoca a conseqüente diminuição da espessura do filme nos contactos sujeitos à lubrificação.

Contudo, em regimes hidrodinâmicos assiste-se a uma redução no atrito quando o fluido se encontra a uma temperatura elevada devido à menor viscosidade e devido ao aumento da espessura de filme como indica na Figura 13.

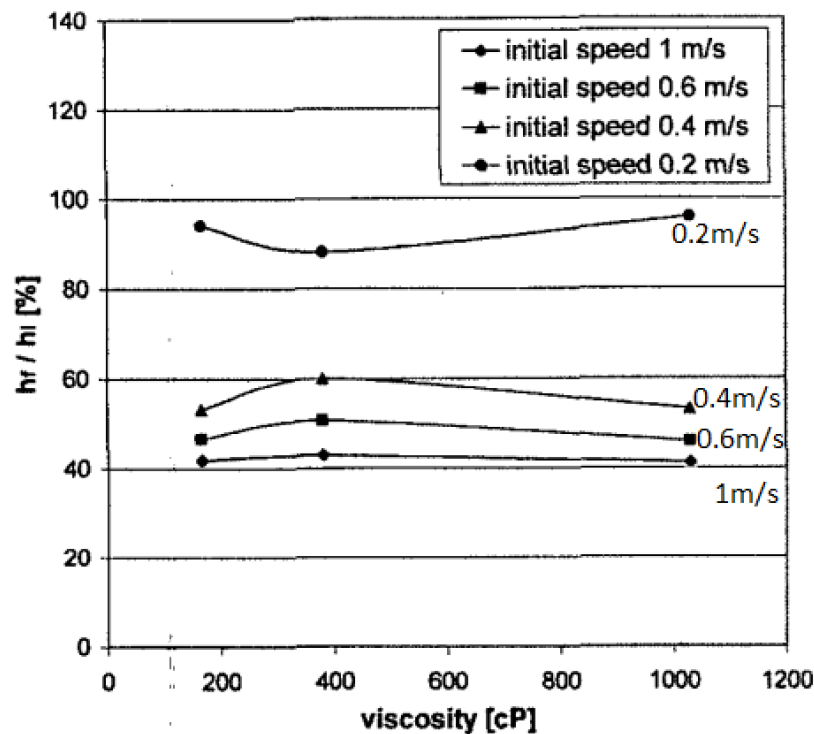


Figura 13 - Relação entre a velocidade e espessura de filme para diferentes perfis de velocidade [36].

Nos casos em que a temperatura é elevada, o valor da viscosidade baixa de tal forma que a espessura de filme se torna muito fina, o que, para as mesmas condições de carga, leva a que esta película de fluido deixe de conseguir separar devidamente as superfícies metálicas dos contactos.

No caso de as superfícies estabelecerem contacto, o atrito aumenta muito, causando desgaste até chegar à rotura [37]. É por isso que a variação de viscosidade de um óleo assume maior importância na gama de temperaturas correspondente à sua utilização normal (obrigatoriamente entre mínima, a partir da qual o óleo “escorre”, e a máxima, a partir da qual o óleo se degrada rapidamente por oxidação).

A viscosidade é medida por um aparelho chamado viscosímetro. Neste aparelho o fluido com uma massa volúmica conhecida (ρ_1) usando a Equação 5, é derivado da conhecida expressão de HagenPoiseuille. Para fluxo de fluido incompressível a viscosidade é obtida medindo o tempo (t_1) que leva para um líquido fluir, sob a influência da gravidade, entre dois pontos inscritos no viscosímetro [pontos A e B na Figura 14 (a)], em relação ao tempo (t_2) que leva para um fluido de referência de viscosidade (η_2) e massa volúmica (ρ_2), para fluir entre dois pontos (A e B) na mesma temperatura [35].

$$\eta_{s1} = \eta_{s2} \frac{\rho_1 t_1}{\rho_2 t_2}$$

Equação 5

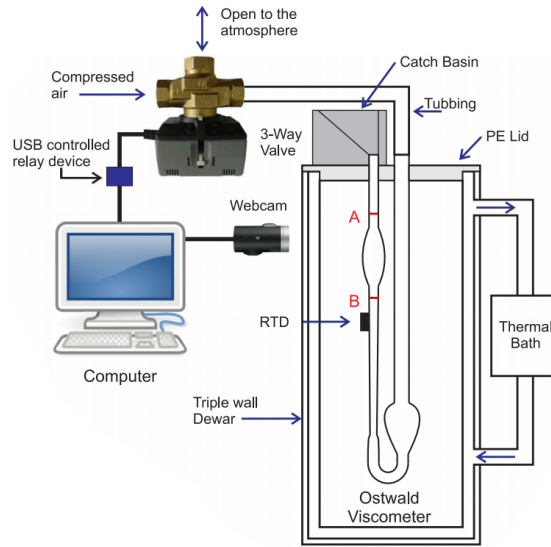


Figura 14 - Representação esquemática do viscosímetro de Ostwald [35].

2.7.3 Coeficiente de termoviscosidade

O coeficiente de termo viscosidade (β) é um fator que relaciona a variação da viscosidade em função da temperatura, respeitando os princípios da lei de Cameron, da norma ASTM representada pela Equação 6:

$$\eta = \eta_0 * \exp(-\beta * \Delta T)$$

Equação 6

Como é possível observar na Figura 15, a viscosidade varia em função da variação da temperatura do lubrificante.

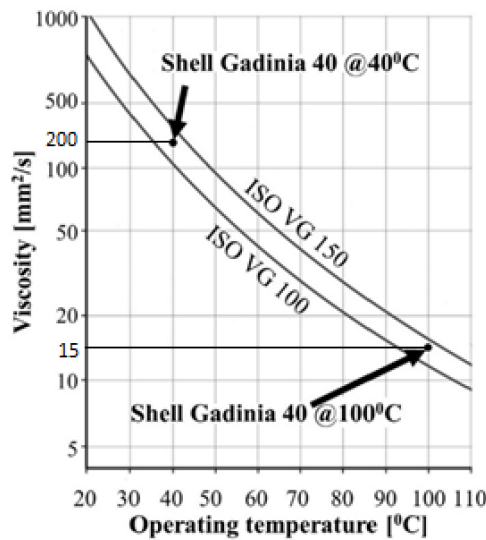


Figura 15 - Relação entre a variação da viscosidade com a temperatura para óleos lubrificantes [38].

2.7.4 Coeficiente de piezoviscosidade

O coeficiente de piezoviscosidade é uma propriedade dos lubrificantes relacionando a viscosidade do lubrificante com uma pressão definida, este coeficiente varia em função da temperatura e da pressão por alteração das propriedades do lubrificante. Os estudos mais relevantes sobre esta matéria surgiram com Hamrock e D.Dowson, onde se obteve com sucesso a reprodução das características gerais do filme de lubrificante (Figura 16 e Figura 17), bem como a descoberta da importância relativa de cada parâmetro [39, 40]. Os estudos feitos sobre esta propriedade em particular, têm sido até aos dias de hoje baseados nos modelos clássicos, havendo pouca informação e estudos na área [41], não permitindo ainda prever de forma quantitativa a espessura de filme e o atrito através das propriedades dos lubrificantes. Na Figura 16 mostra também os dados de α obtidos pelo viscosímetro de alta pressão com os símbolos contornados e com os símbolos a cheio os dados referentes ao α proveniente do ensaio de espessura de filme em regime EHD.

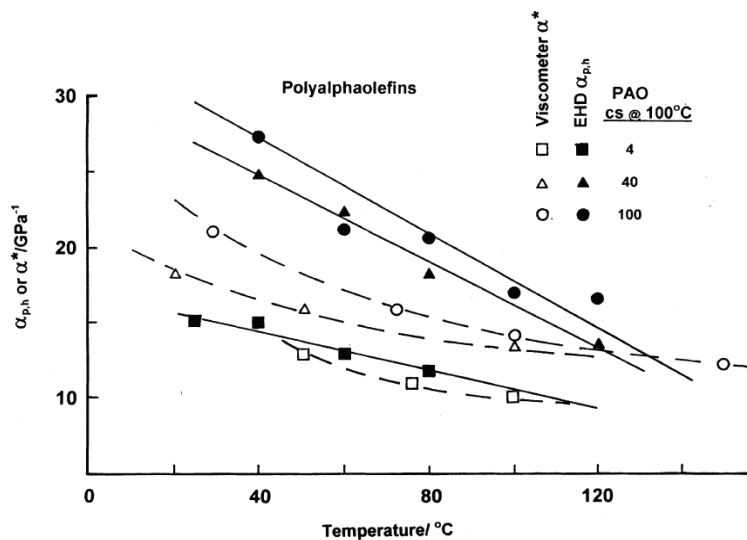


Figura 16 - Coeficientes de piezoviscosidade vs temperatura para três lubrificantes [34].

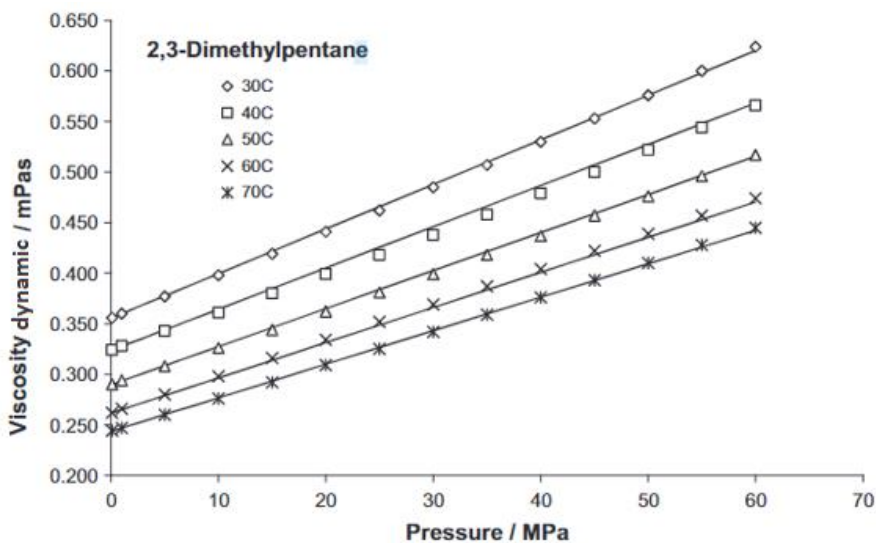


Figura 17 - Relação entre pressão e viscosidade dinâmica do hidrocarboneto Dimetilpentano [42].

A piezoviscozidade linear em baixas pressões é uma característica de lubrificantes comuns em alta temperatura, líquidos de baixa viscosidade e soluções de água / glicol [43]. Este coeficiente é definido na literatura como o parâmetro α , e foi originalmente baseado no expoente da equação de Barus, Equação 7, para a pressão relativa.

$$\eta = \eta_0 \cdot \exp^{\alpha p} \quad \text{Equação 7}$$

Este parâmetro é aplicado em todos os fluídos newtonianos em baixas pressões, com exceção da baixa temperatura.

Para fluídos não newtonianos, as incertezas dos valores obtidos pela Equação 8 sujeitos a alta pressão são elevados. Comparando fluídos newtonianos com os mesmos valores medidos de η_0 e α_0 não geram necessariamente espessura de filme semelhante, portanto, α_0 é uma má opção para um coeficiente de piezoviscozidade em fluídos não newtonianos [44].

$$\alpha_0 = \left[\frac{d(\ln \eta)}{dp} \right]_{p=0} \quad \text{Equação 8}$$

2.8 Filme de lubrificante

O conceito de filme de lubrificante pode ser definido como uma película fina de um determinado lubrificante, que se instala entre as superfícies em contacto e cria uma separação dessas superfícies. Essa separação é determinante tanto para o desempenho, como eficiência e durabilidade dos componentes sujeitos aos contactos [45].

Porém, o comportamento dos contactos elastohidrodinâmicos (EHD), está sujeito a variação de pressão, variação transitória de carga, geometria e velocidade das superfícies em contacto, tanto no início do movimento como no fim, o que afeta diretamente o filme de lubrificante [46].

Para determinar esta fina camada de lubrificante, existem técnicas de ensaio feitas em laboratório, através do uso da interferométrica ótica, possuindo a capacidade de medir com precisão sob determinadas condições de carga, da temperatura e da velocidade.

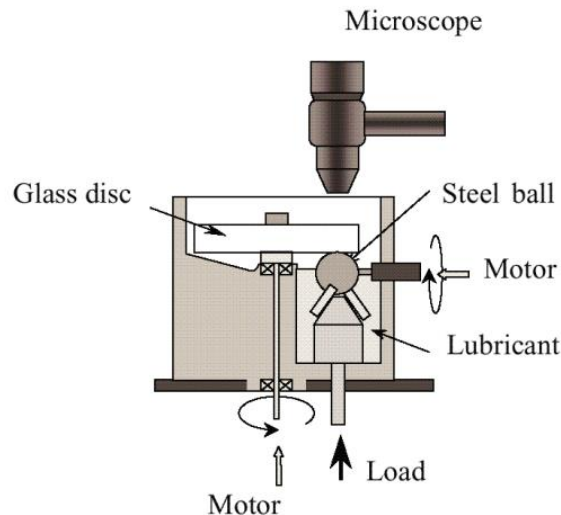


Figura 18 - Representação da medição de espessura de filme pelo uso de técnicas interferométricas.[46].

2.8.1 Espessura de Filme

O filme de lubrificante pode ser afetado, pela massa volúmica, pressão, temperatura, e viscosidade, pois têm influência no comportamento tribológico do fluido, fazendo variar o seu comportamento hidrodinâmico. Quando esta espessura diminui faz aumentar o coeficiente de atrito entre as superfícies em contacto lubrificado, o que não é desejável. Para que isso seja evitado, é necessário ter um lubrificante capaz de separar completamente estas superfícies, formando uma película contínua tanto maior quanto a altura das rugosidades superficiais. Desta forma, o contacto ocorre entre as duas superfícies que não chegam a interferir uma na outra, tendo o lubrificante gerado uma separação.

Quando um lubrificante é sujeito a uma elevada pressão ganha rigidez superior à do aço pois torna-se incompressível, formando um filme uniforme. A energia despendida para fazer deslizar uma superfície sobre a outra passa a depender apenas da viscosidade do lubrificante (da tensão de corte do fluido), e não da interação entre as rugosidades das superfícies. Assim, quanto menor for a viscosidade do óleo menor é o atrito.

Estas propriedades e estes fenómenos, são há muito observados e estudados por diversos cientistas, que têm elaborado estudos muito interessantes desde os meados do século XX. Pois foi nesta era que se registou um avanço muito significativo para a compreensão deste fenómeno que se desenrola em contactos lubrificado, tendo sido formulado várias expressões analíticas para o cálculo da espessura central de filme ilustrado na Tabela 1. Todas elas foram alteradas ao longo do tempo, de maneira a dar resposta com precisão entre os valores teóricos e os dados obtidos experimentalmente.

Tabela 1- Expressões para o cálculo da espessura de filme central.

Ano	Autor	Equação
1965	Archard and Cowking [47]	$h_0 = 1,4 * R_x * U^{0,74} * G^{0,74} * W^{-0,074}$
1970	Cheng [10]	$h_0 = 1,69 * R_x * U^{0,725} * G^{0,725} * W^{-0,058}$
1971	Wedeven et al.	$h_0 = 1,28 * 2R_x * U^{0,7} * G^{0,49} * W^{-0,11}$
1971	Gohar et al. [48]	$h_0 = 2,69 * R_x * U^{0,67} * G^{0,74} * W^{-0,074} * \left[1 - 0,61 \exp \left(0,73 * \left(1,0339 * \frac{R_y^{0,0636}}{R_x} \right) \right) \right]$
1977	Hamrock and Dowson [49, 50]	$h_0 = 1,7 * R_x * 2U^{0,5} * M^{-0,026} * L^{0,4}$
1981	Evans and Snidle	$h_0 = 3,06 * R_x * U^{0,68} * G^{0,49} * W^{-0,73} * \left[1 - \exp \left(-3,36 * \frac{R_y}{R_x} \right) \right]$
1985	Chittenden et al. [51]	$h_0 = 3,06 * R_x * U^{0,68} * G^{0,49} * W^{-0,73} * \left[1 - \exp \left(-3,36 * \frac{R_y}{R_x} \right) \right]$
		$D = R_x/R_y$
		$H_{00} = 1,8 * D^{-1}$
		$H_{ri} = 145 * \left[(1 + 0,795 * D^{14/15})^{-15/7} \right] * D^{-1} * M^{-2}$
		$H_{rp} = 1,29 * \left[(1 + 0,691 * D)^{-2/3} \right] * L^{2/3}$
		$H_{ei} = 3,18 * \left[1 + 0,006 * \log(D) + 0,63 * D^{4/7} \right]^{-14/15} * D^{-1/15} * M^{-2/15}$
1994	Nijenbanning et al. [50]	$H_{ei} = 1,48 * \left[1 + 0,006 * \log(D) + 0,63 * D^{4/7} \right]^{-7/20} * D^{-1/24} * M^{-1/12} * L^{3/4}$
		$s = (3/2) * \left[1 + \exp(-1,2/H_{ei}/H_{ri}) \right]$
		$h_0 = (R_x * (2U)^{0,5}) * \left[\left(H_{ri}^{3/2} + (H_{ei}^{-4} + H_{00}^{-4})^{-3/8} \right)^{2s/3} + (H_{rp}^{-8} + H_{ep}^{-8})^{-s/8} \right]^1$
2015	Masjedi & Khonsari [52]	$k = b/a$
		$h_0 = 3,672 * \left[U^{0,663k^{0,025}} * G^{0,502k^{0,064}} * W^{-0,045k^{0,18}} \right] * (1 - 0,573 * \exp(-0,74k))$
		$R_x = [1/R_{x1} + 1/R_{x2}]^{-1}$
		$R_y = [1/R_{y1} + 1/R_{y2}]^{-1}$
	Parâmetros gerais	

$$E^* = 2/[1 - \nu_1^2 + 1/R_{x2}]^{-1}$$

$$U_0 = (U_1 + U_2)/2$$

$$SRR = 2 \cdot |U_1 - U_2| / (U_1 + U_2)$$

$$U = \eta \cdot U_0 / (R_x \cdot E^*)$$

$$G = \alpha \cdot E^*$$

$$W = F_N / (R_x^2 \cdot E^*)$$

$$L = G \cdot (2U)^{-\frac{1}{4}}$$

$$M = W \cdot (2U)$$

2.9 Regimes de lubrificação

Os regimes de lubrificação dependem do movimento relativo das superfícies, das rugosidades e das propriedades físicas e tribológicas do lubrificante.

Estes regimes estão divididos por zonas que são representados na Figura 19.

O factor que define a zona do regime de lubrificação é o atrito, variando desde o regime de filme limite até ao regime EHD.

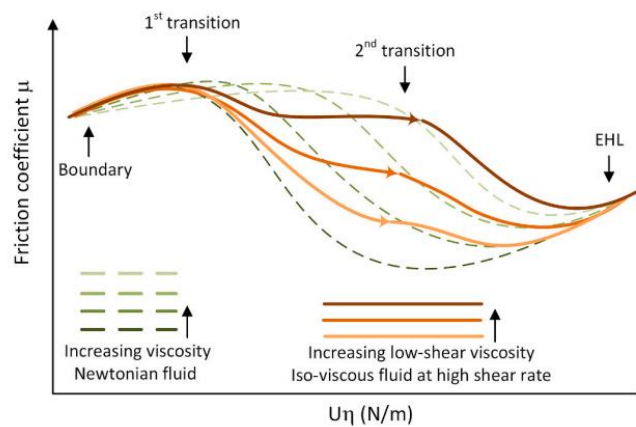


Figura 19 - Representação da tendência geral do comportamento tribológico de um fluido Newtoniano [53].

Analisando melhor a Figura 19, é possível perceber a influência das propriedades dos lubrificantes, nomeadamente a viscosidade que mexe diretamente o coeficiente de atrito que se desenvolve nos contactos.

2.9.1 Regime de lubrificação limite

Lubrificação de regime limite, pode ser definida como o regime de lubrificação onde a espessura de filme de lubrificante é inferior às rugosidades presentes numa superfície. Desta forma os picos de rugosidade de ambas superfícies contactam diretamente sem estar na presença de qualquer fluido que as separem.

Para estas condições, existe um elevado desgaste superficial, maior atrito e aumento da temperatura, o que leva a uma rápida deterioração da superfície dos corpos [54].

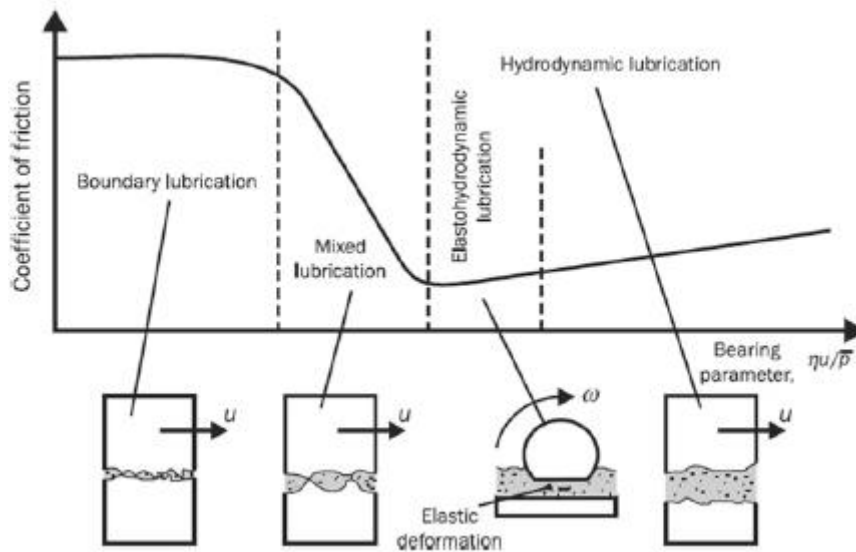


Figura 20 - Regimes de lubrificação definidos na curva de Stribeck [55].

Revedo a Figura 20, durante o movimento inicial, o coeficiente de atrito é máximo devido a ausência de lubrificante. Este regime de lubrificação só é ultrapassado após haver um movimento relativo considerável, que faça levar uma maior quantidade de lubrificante para a zona onde acontece o contacto.

2.9.2 Regime de lubrificação misto

O regime de lubrificação misto ocorre numa região entre o regime limite e elastohidrodinâmico, pois começa a haver uma quantidade razoável de lubrificante entre os contactos, existindo alguma separação das superfícies, (embora elas se toquem, mas com menos frequência), e assim reduzindo-se o desgaste e preservando-se a integridade dos corpos.

Esta transição pode ser observada pela análise da curva de *Stribeck* do diagrama da Figura 21 [56] onde se verifica o aumento da velocidade e a rápida diminuição do atrito.

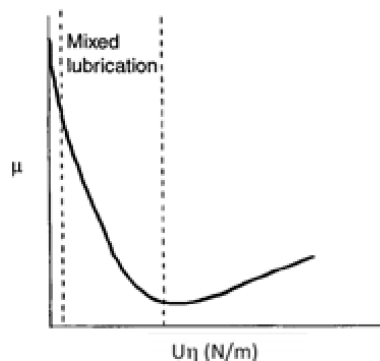


Figura 21 - Ilustração do regime misto na curva de Stribeck [56].

2.9.3 Regime de lubrificação hidrodinâmico

O regime de lubrificação hidrodinâmico tem por definição o momento em que duas superfícies em contacto e com movimento relativo introduzem o lubrificante entre elas, fazendo a sua separação. Para atingir esse estado ideal é preciso que haja movimento relativo para encaminhar uma quantidade de lubrificante suficiente, para que se crie essa fina camada que separa as superfícies. Durante o início do movimento, as forças de atrito são maiores devido à ausência de lubrificante naqueles momentos iniciais, baixando-se gradualmente à medida que vai aumentando o movimento. Por isso, é possível afirmar a existência de três tipos de regime de lubrificação, estando perfeitamente bem definidos pela Figura 22.

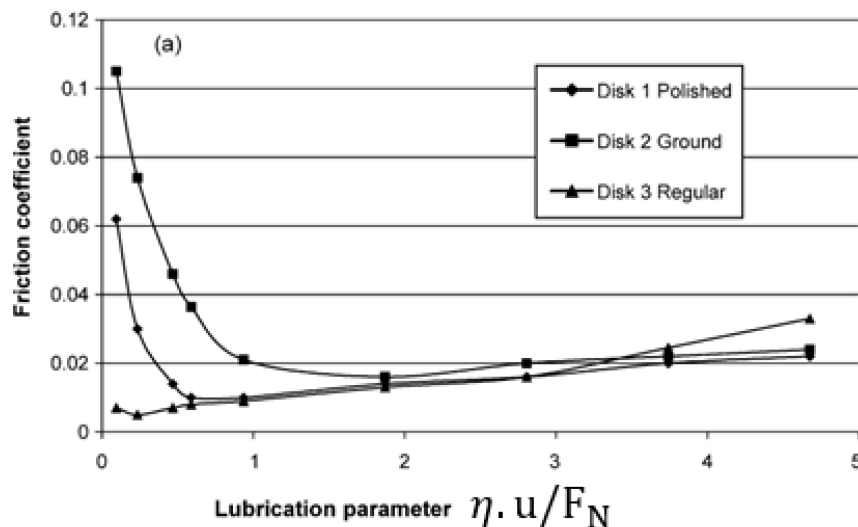


Figura 22 - Variação do coeficiente de atrito ao longo dos regimes hidrodinâmicos [57].

Para atingir o regime hidrodinâmico tem de existir um movimento relativo entre as superfícies suficientemente grande permitindo a entrada de uma grande quantidade de lubrificante ao longo das superfícies, e a partir desse momento, o atrito entre as superfícies baixa drasticamente.

Existem vários exemplos práticos onde este conceito está presente, tais como:

- Chumaceiras e em patins de hidrodinâmicos;
- Bielas e pistões.

Para que um regime hidrodinâmico se desenvolva, é necessário não só haver movimento das superfícies, mas também as mesmas possuírem uma geometria apropriada nos seus corpos, para serem capazes de forçar a entrada de fluído entre as superfícies, formando uma película comprimida. Estas mantêm-se enquanto o movimento continuar impedindo de se tocarem, apesar de poderem continuar a transmitir carga e movimento entre elas se a pressão for suficientemente elevada.

A Figura 23 ilustra claramente os 3 regimes, assim como as suas zonas de transição para um óleo de baixa viscosidade [58].

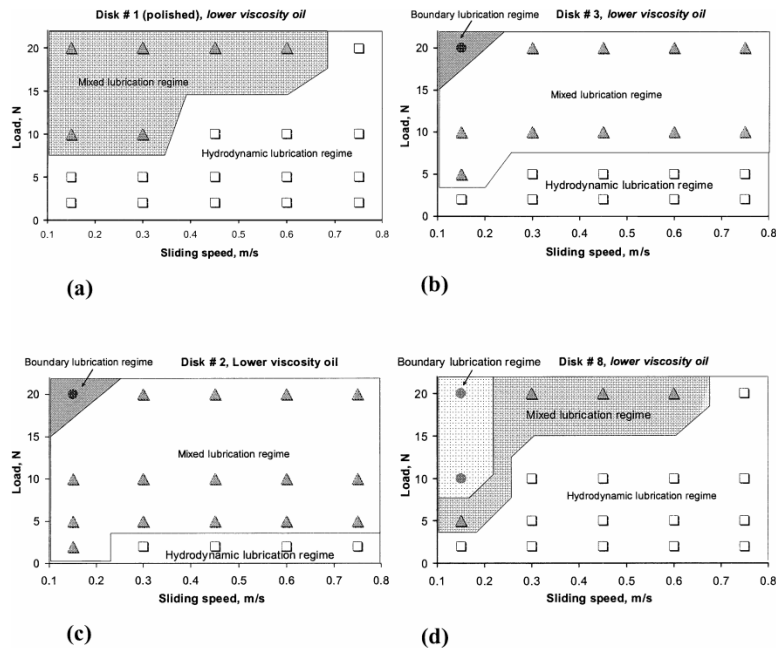


Figura 23 – Mapas de ficção para quatro casos diferentes [58].

O parâmetro que descreve a espessura específica de filme, Λ , é representado na Equação 9, que estabelece a ligação entre a espessura de filme do lubrificante h_{ot} e a rugosidade composta das superfícies, na qual devem ser suficientes para manter afastadas as superfícies para regimes EHD considera-se um valor de $\Lambda \geq 3$.

$$\Lambda = \frac{h_{ot}}{\sigma}$$

Equação 9

As falhas inesperadas de lubrificação podem ter consequências catastróficas em componentes que operam em regimes HD a alta velocidade pois, se acontecerem ruturas no filme de óleo e as superfícies se tocarem, o calor gerado por atrito aumenta muito e o óleo aquece rapidamente, diminuindo a viscosidade do óleo, o que tende a aproximar ainda mais as superfícies.

O baixo atrito que se consegue em regimes HD permite a construção de máquinas com veios que rodam a alta velocidade, muito superior àquela a que podem funcionar os rolamentos de esferas e rolos (acima de 30000 rpm, por exemplo). No entanto, para garantir uma película lubrificante permanente, o movimento relativo entre as superfícies não pode parar. A variação da velocidade também modifica a temperatura do óleo e a sua viscosidade, podendo aumentar ou diminuir a espessura do filme formado conforme baixa ou sobe a temperatura. São sistemas que têm de ser muito bem controlados. As superfícies que contactam em regimes HD sofrem a maior parte do seu desgaste nas fases de arranque e paragem, enquanto não se forma a película de óleo que as separa. Em máquinas de grande responsabilidade, ou quando a força normal no contacto é muito elevada, é necessário usar um sistema auxiliar para afastar as superfícies nesses instantes. As chumaceiras hidrodinâmicas radiais são constituídas por uma superfície cilíndrica onde se apoia o veio em rotação. O mancal tem um diâmetro apenas ligeiramente superior ao do veio. O óleo é introduzido através de rasgos de

alimentação na parte superior, onde a pressão é baixa. É a rotação do veio que provoca a compressão do fluido e promove a sua própria sustentação (sobre o óleo, transmitindo a força para o mancal). As chumaceiras HD axiais são formadas por um disco circular com sapatas inclinadas (patins fixos ou pivotantes) que contactam contra um disco plano através do óleo. É a velocidade de rotação que gera o efeito de compressão dinâmica do óleo e garante o afastamento entre os discos.

Os regimes hidrodinâmicos permitem atritos extremamente baixos, que dependem praticamente apenas das propriedades do lubrificante usado, nomeadamente da sua tensão de corte nas condições de funcionamento. Por isso, e para diminuir o atrito e a energia dissipada no contacto, estas aplicações usam lubrificantes muito pouco viscosos. Um exemplo destas chumaceiras são as que suportam os veios verticais dos geradores eléctricos das barragens. São máquinas cujo peso atinge muitas toneladas e que passam longos períodos em funcionamento (meses), sem qualquer paragem.

2.9.4 Lubrificação elastohidrodinâmica

Os regimes elastohidrodinâmicos ocorrem quando existe uma alta pressão de contacto, provocando deformação elástica considerável nas superfícies metálicas. Estes regimes ocorrem sobretudo em órgãos de máquinas sujeitos a alta pressão de contacto, nomeadamente, rolamentos, engrenagens, chumaceiras e outros contactos mecânicos onde se transmitem esforços elevados.

Nos contactos EHD a captação do lubrificante para o interior do contacto depende do arrasto das superfícies em movimento. Analisando a Figura 24, pressão de contacto assume a forma de uma parábola, com um máximo no centro do contacto, mas gera-se um pico de pressão imediatamente antes da saída. É nesse ponto que a pressão atinge o seu máximo e é aí que a espessura do filme lubrificante é muito reduzida.

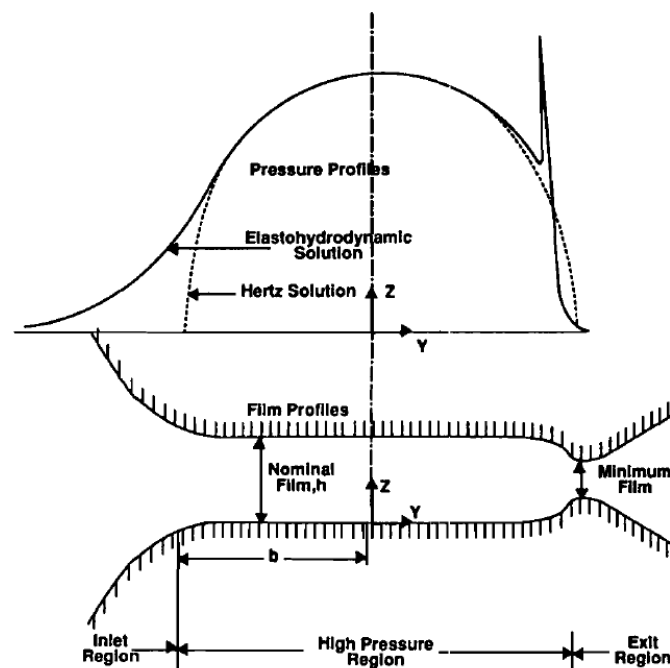


Figura 24 - Representação esquemática do um contacto EHD e a pressão de contacto associada [2].

A película de lubrificante é extremamente comprimida num contacto EHD. A viscosidade do óleo tende a aumentar muito no interior do contacto, devido à pressão, e pode atingir uma rigidez muito superior à das superfícies em aço.

Pelo contrário, o aumento súbito da temperatura tende a fazer baixar rapidamente a sua viscosidade. Assim, é difícil planear a lubrificação correta de um contacto EHD, sobretudo porque esta depende das condições no contacto, mas também da reologia de cada lubrificante, que é sujeito a solicitações muito violentas em algumas frações de segundo.

Usualmente usam-se óleos viscosos com alto índice de viscosidade e grande capacidade de formação de película, quase sempre aditivados com produtos para evitar o desgaste superficial causado a fadiga nos contactos, sendo o modo predominante de falha em contactos EHD, uma vez que são muito elevadas as tensões impostas aos sólidos[2, 59].

2.10 Estado da arte

No estado da arte encontra-se 3 referencias essenciais na qual abordam o coeficiente de piezoviscosidade como um fator que influencia da espessura de filme e do coeficiente de atrito. Verificando a alteração do coeficiente de atrito com a variação do coeficiente de piezoviscosidade.

Referências bibliográficas	Descrição do trabalho
(Yumo Wang, Ziyuan Feng e Joelle Frechette, 2020) [60]	Neste estudo, realizaram-se análises e medidas de adesão de um filme lubrificante, tendo em conta as forças atuantes na superfície. Descreveram as características das superfícies sólidas, como rugosidade e elasticidade. Por fim, concluiu-se que o estudo e entendimento da adesão de um filme lubrificante pode ser benéfico.
(H Aminkhani e MDaliri, 2020) [61]	Este trabalho mostra os efeitos combinados de fluídos sujeitos à tração, variação de viscosidade do lubrificante e compressão no desempenho do filme de placas triangulares paralelas. De acordo com os resultados, verifica-se que o uso de fluído de dupla tensão como lubrificante e considerando a viscosidade como dependente da pressão, aumentará significativamente as características do filme de compressão, assim como capacidade de carga, distribuição de pressão e tempo de movimento das placas triangulares, em comparação com o lubrificante newtoniano clássico.
(Dass,et al., 2020) [62]	Neste estudo, analisaram-se o efeito combinado da viscosidade, velocidade de escorregamento entre as superfícies. Verificou-se que o coeficiente de piezoviscosidade na presença da condição de escorregamento influencia as características do filme de fluído. Desta forma, utilizou-se o teorema de Stokes, a fórmula de Barus e uma superfície deslizante artificial (homogénea) para melhorar o desempenho da lubrificação. Os resultados indicam que, se o coeficiente de piezoviscosidade for elevado, a pressão e a capacidade de carga diminui. Além disso, o parâmetro de deslizamento melhora o transporte e capacidade de carga e, assim, o coeficiente de atrito diminui significativamente

Tabela 2 - Estado da arte.

DESENVOLVIMENTO

3.1 Caracterização dos equipamentos de ensaio

3.2 Descrição do tratamento de dados e materiais

3.3 Viscosidade

3.4 Massa volúmica

3.5 Coeficiente de piezoviscosidade

3 Objetos de estudo e metodologias

O presente capítulo, referente à metodologia, terá como principal objetivo explicar, de forma detalhada, como se processaram as várias etapas, que permitiram a elaboração da parte prática desta dissertação. Com o intuito de responder aos objetivos de investigação, dar-se-á ênfase, em primeiro lugar, aos mesmos objetivos, estando estas diretamente relacionadas com o problema de investigação em causa, como também se evidenciam os resultados para este estudo.

Posteriormente, enuncia-se o tipo de metodologia de investigação utilizada no estudo, como também o paradigma que fundamenta a mesma.

De acordo com o presente projeto de dissertação, devido ao objetivo de análise acerca da temática em causa, procede-se ao estudo através de um conjunto de métodos que conduzem e moldam o projeto. Será demonstrada a maneira como foram recolhidos os resultados necessários à elaboração da parte prática, a forma como os mesmos foram analisados e, por fim, será indicado o método escolhido que permitirá auxiliar a obtenção dos objetivos propostos e dar resposta às questões de investigação.

Nesse sentido, atendendo ao tema, decidiu-se recolher dados referentes aos 12 lubrificantes que foram apresentados, no capítulo anterior, para análise que acabam por dar início ao processamento de toda a informação necessária para o presente estudo.

Desta forma, calcular-se-á os parâmetros da viscosidade, da massa volúmica e do coeficiente de piezoviscosidade de todos os lubrificantes face às temperaturas, com o intuito de comparar o valor obtido experimentalmente com o valor teórico.

Efetuada todos os cálculos das constantes dos lubrificantes, recorreu-se à literatura na expectativa de encontrar a expressão matemática que melhor define o perfil de espessura de filme do lubrificante, que depois será comparado com os resultados obtidos experimentalmente.

Com base no melhor resultado, a expressão escolhida será usada para determinar a espessura de filme dos restantes lubrificantes a todas as temperaturas, sendo que a mesma permitirá avaliar se a variação do coeficiente de piezoviscosidade tem influência com o coeficiente de atrito para o regime EHD.

Com este conjunto de informação procurar-se uma relação entre a variação do coeficiente de atrito e do coeficiente de piezoviscosidade.

3.1 Caracterização dos equipamentos de ensaio

Para obter os dados que foram trabalhados ao longo deste estudo, recorreu-se aos equipamentos de medição, que desta forma, se obteve a informação necessária sobre os lubrificantes analisados.

3.1.1 Espessura de Filme

No, que respeita à medição da espessura de filme, recorreu-se ao uso do EHD2 -Ultra Thin Film Measurement System da marca PCS Instruments. Atualmente, trata-se de uma referência líder em equipamentos de teste, que permite medição da espessura de filme, como também, o coeficiente de atrito para regimes de lubrificação elastohidrodinamico (EHD).

Este equipamento é composto por uma esfera de aço e um disco de vidro que possui um fino revestimento de cromo e silício sendo os resultados da espessura de filme obtidos através da técnica de interferometria com luz monocromática garantindo uma elevada precisão [63].



Figura 25 - Disco e esfera de ensaio para medição da espessura de filme.

Quando as superfícies se encontram em movimento, permite a entrada de lubrificante entre as superfícies da esfera e do disco, que possibilita que haja separação dos mesmos elementos.

A formação do espaço entre as duas superfícies será medida pelo sensor ótico que usa um feixe de luz, que atravessa o disco e o fluído até atingir a esfera, que posteriormente, o feixe de luz resultante seja refletido até ao sensor.

Quando o presente feixe de luz é emitido, parte do mesmo é refletido no disco, sendo que restante parte do feixe de luz atravessa o lubrificante e é refletida na esfera, onde depois o equipamento calcula a espessura de filme medindo o comprimento de onda entre a luz que atravessa o disco e o lubrificante e do feixe refletido no disco.

A diferença dos comprimentos de onda de cada feixe de luz permite calcular a espessura de filme que separa as superfícies.



Figura 26 - Disco em contacto com a esfera na parte inferior.

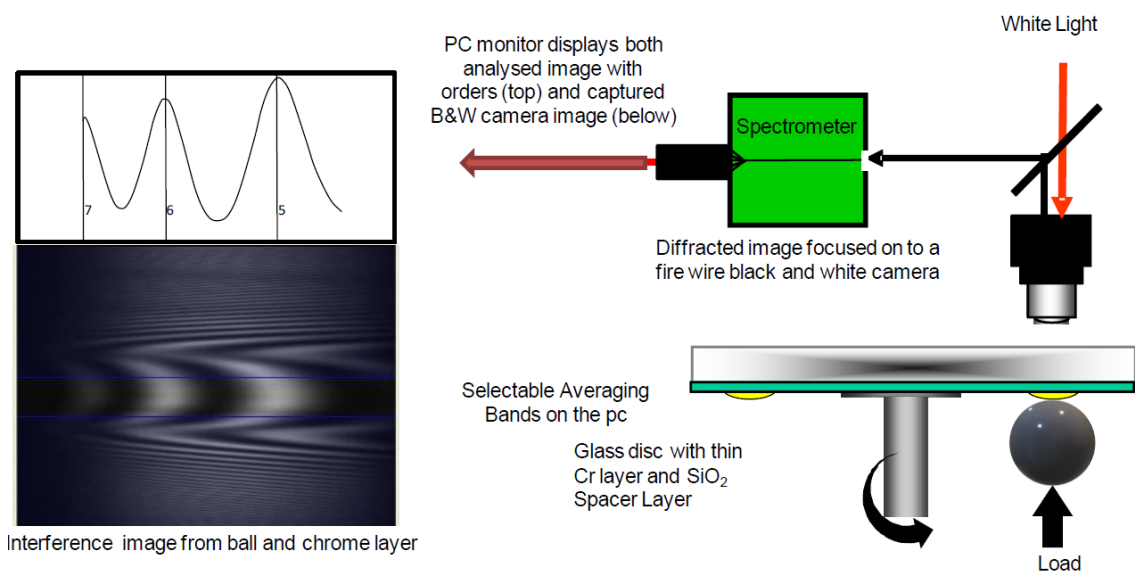


Figura 27 - Esquema do funcionamento do equipamento.

3.1.2 Viscosidade

A viscosidade mede-se por um viscosímetro de esfera, na qual se encontra dentro do tubo vertical de vidro com fluído. Considera-se que a medida do tempo que a esfera, que se encontra pressurizado, entre dois intervalos definidos no viscosímetro como indica a Figura 28[64].

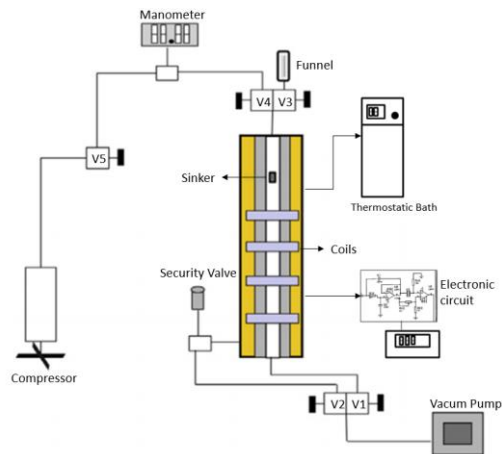


Figura 28 - Representação de um viscosímetro de alta pressão.

Como se pode verificar na figura apresentada anteriormente, nas zonas com marcas do viscosímetro possuem sensores que detetam a passagem da esfera, e assim possibilita saber com precisão o tempo que levou a percorrer o espaço previamente definido. Com o ensaio a alta pressão, também é retirado diretamente o valor de α estando o fluido sob pressão com temperatura controlada.

A temperatura do lubrificante ensaiado é assegurada pelo equipamento que mantém a temperatura o mais uniforme quanto possível de modo a obter melhores resultados.

Este equipamento pode operar com pressões desde 0,1 MPa até 150 MPa, o que confere uma ampla gama de estudo. Contudo os resultados obtidos dos lubrificantes usados na presente dissertação foram todos ensaiados à pressão atmosférica.

3.1.3 Massa volúmica

O sistema da Figura 29 demonstra um densímetro de tubo vibratório, onde é medido a massa volúmica de um fluido com a temperatura e a pressão que é controlada pelo equipamento, que permite obter os dados experimentais para a pressão e temperatura, que possibilita avaliar com fiabilidade o comportamento do lubrificante. A Regulação da temperatura em análise é assegurada por um banho termostático que circula pelo equipamento em circuito fechado e, que é controlada por um termopar (PT100), desta forma se mantém o sistema em equilíbrio térmico durante todo o processo. Relativamente ao circuito de pressão do fluido a ser ensaiado é controlado por válvulas e indicadores de pressão cuja a finalidade é manter uma pressão estável enquanto o fluido fica sujeito ao ensaio [65].

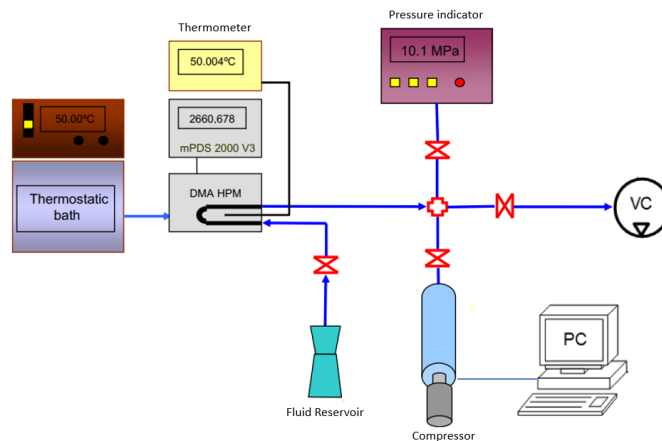


Figura 29 - Representação de um densímetro de tubo vibratório (baseado em [68]).

3.2 Descrição do tratamento de dados e materiais

Perante a obtenção dos dados para a realização do presente estudo, idealizaram-se diversos ensaios relativos ao viscosímetro de alta pressão, à medição da espessura de filme e do atrito, e que desta forma, o resultado da informação foi processado conforme descrito no subcapítulo 3.2.1, assim como a descrição dos materiais nos subcapítulos seguintes.

3.2.1 Descrição dos ensaios

No seguimento da realização do estudo, elaborou-se um fluxograma, como Figura 30, que explica os fundamentos da realização das etapas, constituídas por 5, essenciais para explicar o estudo.

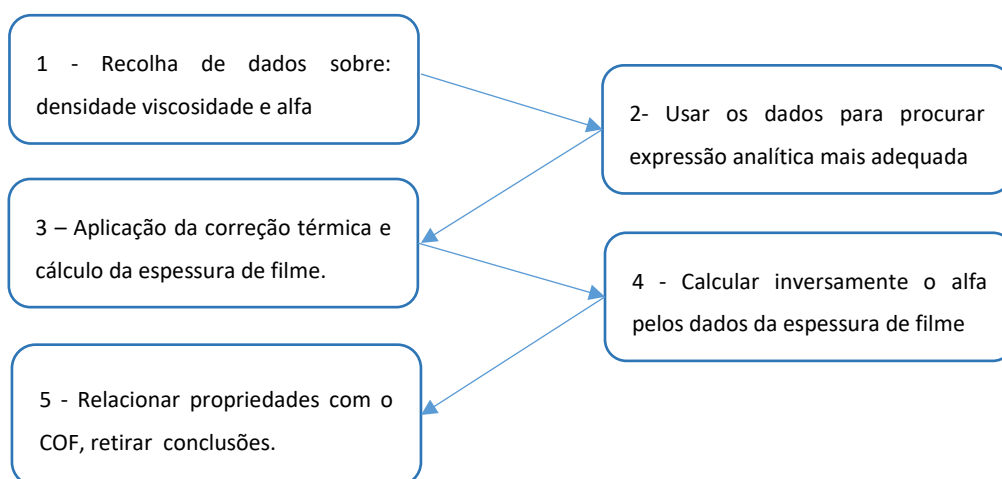


Figura 30 – Descrição dos processos realizados.

Primeiro passo:

Recolha de dados dos lubrificantes com recurso aos equipamentos já referidos, relativamente à viscosidade, a densidade e a piezoviscosidade. Foram calculadas as constantes que permitem calcular estas propriedades para todas as temperaturas.

Segundo passo:

Com as constantes determinadas começou-se por calcular a espessura de filme usando as expressões matemáticas existentes na literatura nomeadamente Archard and Cowking, Cheng, Gohar et al, Hamrock and Dowson, Chittenden et al, Nijenbanning et al e Masjedi & Khonsari.

Com os resultados obtidos em cada expressão, escolheu-se a expressão matemática que melhor relaciona os resultados experimentais.

Terceiro passo:

Escolhida a expressão, aplica-se a correção térmica que possibilita o da espessura de filme aplicado para todos os lubrificantes em todas as temperaturas.

A informação obtida através da mesma expressão, possibilita analisar o comportamento, da variação da espessura de filme com a temperatura e o parâmetro Λ .

Este parâmetro indica que tipo de regime de lubrificação o sistema se encontra como demonstra a tabela da Figura 31.

<i>Regimes de Lubrificação EHD</i>		
$\Lambda = \frac{h_{0T}}{\sigma}$	<i>Rolamentos</i>	<i>Engrenagens</i>
	$\Lambda_0 \geq 1.0 \quad \Lambda_1 \geq 3.0$	$\Lambda_0 \geq 0.7 \quad \Lambda_1 \geq 2.0$
Filme completo	$\Lambda \geq 3.0$	$\Lambda \geq 2.0$
Filme Misto	$1.0 < \Lambda < 3.0$	$0.7 < \Lambda < 2.0$
Filme Limite	$\Lambda \leq 1.0$	$\Lambda \leq 0.7$

Figura 31 - Regimes de lubrificação EHD [66].

Quarto passo:

Com os dados obtidos através do cálculo da espessura de filme, determinou-se inversamente o coeficiente da piezoviscosidade, ou seja, para a espessura de filme medida corresponde a um valor da piezoviscosidade.

Para resolução do presente cálculo, consideraram-se os dados experimentais cujo a correção térmica é superior a 0,95% e com λ igual ou superior a 3, que garante que o sistema se encontre em regime de filme completo.

Quinto passo:

No seguimento da resolução de cálculos anteriores, os resultados permitem elaborar os gráficos das curvas de atritos (curvas de Stribeck), das propriedades físicas (viscosidade e Alfa) com o atrito, para cada lubrificante. Posteriormente, analisaram-se as relações que existem entre os mesmos elementos e, fez-se a respetiva análise científica e crítica dos mesmos.

3.2.2 Descrição dos lubrificantes

Para idealização do presente estudo, auxiliou-se ao uso de lubrificantes com propriedades diversas, assim como as suas aplicações. O objetivo é obter um estudo mais abrangente sobre o comportamento tribológico dos lubrificantes.

Sendo que 3 lubrificantes são: óleos comerciais, desenvolvidos para transmissões, essencialmente, o SAE 75W90 o SAE 80W90 e o PAO48.

Os restantes 9 lubrificantes são óleos minerais desenvolvidos em laboratório que são provenientes da indústria petroquímica produzidos através de hidrocarbonetos sendo eles (BIO4, BIO06, DEHP, DIDP, DIPEC5, DIPEC7, RAGH, RGAH e o TOTM).

O 75W90 é um lubrificante sintético normalmente usado para a lubrificação de engrenagens, caixas de velocidade, etc. Este possui aditivos como exemplo polímeros, óleos minerais contendo sulfeto de olefina e fosfato de amina como aditivos de extrema pressão e anti desgaste[67].

O 80W90 é um lubrificante característico pelo seu grau de viscosidade que promove um aumento ligeiro no desempenho e eficiência dos eixos de transmissão redução das perdas por rotação do eixo. A descrição do presente lubrificante, foi projetado para desempenhar o melhor rendimento possível possuindo a capacidade de suportar as elevadas cargas aplicadas nas engrenagens e eixos [68].

O PAO48 é um óleo sintético de base usado na indústria e em lubrificação automóvel, é considerado um hidrocarboneto sintético (SHC) que imita a estrutura de hidrocarboneto que deriva dos óleos minerais.

O TOTM é um lubrificante que tem tido especial relevância nos últimos tempos dado que se trata de um óleo usado na calibração dos equipamentos de viscosidade a alta pressão, com a grande possibilidade de cobrir uma ampla gama de temperatura e pressão fazendo do TOTM um óleo de grande importância. Outras características que torna o seu uso adequado é a baixa pressão de vapor, a alta viscosidade e manter o seu estado líquido para uma ampla faixa de temperaturas. É por isso considerado um fluido de referência para medições de viscosidade em alta pressão e será também neste trabalho o fluido de referência [69].

Os lubrificantes DEHP, DIDP, BIO4, BIO06, DIPEC5, DIPEC7, RAGH, RGAH apresentam-se como lubrificantes não comerciais tendo sido desenvolvidos em ambiente laboratorial com o objetivo de estudar comportamentos tribológicos e as suas propriedades físicas, não tendo até ao momento qualquer aplicação prática. Contudo possuem um conjunto de propriedades tribológicas nomeadamente o coeficiente de piezoviscosidade, viscosidade e massa volúmica que permite obter uma melhor compreensão comportamental destes fluídos.

3.3 Viscosidade

Recorrendo à equação de Vogel-Fulcher-Tammann que permite efetuar a correlação dos parâmetros A [$\text{mPa}\cdot\text{s}^{-1}$], B [K] e C [K] da viscosidade dinâmica para todos os óleos e a pressão atmosférica, e que desta forma, conseguiu-se comparar os valores obtidos experimentalmente com os valores teóricos onde podem ser vistos na Figura 32.

$$\eta(T) = A \exp\left(\frac{B}{T - C}\right) \quad \text{Equação 10[70]}$$

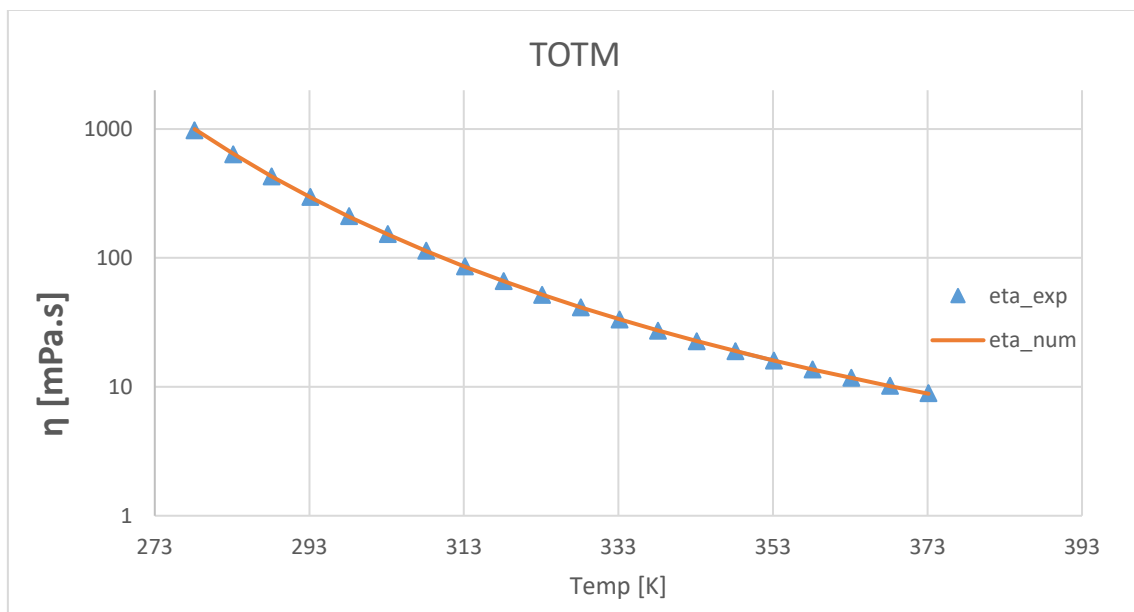


Figura 32 - Viscosidade experimental vs Viscosidade numérica do TOTM.

Observa-se a comparação entre a viscosidade η (teórica) com a viscosidade η (experimental) em relação com a variação da temperatura. É facilmente perceptível que a viscosidade diminui quando a temperatura aumenta desde 278,15 K até aos 375,15 K. É de salientar que os valores numéricos se aproximam bastante dos valores experimentais com um valor de erro relativo inferior a 1%.

O mesmo processo descrito, repetiu-se para os restantes lubrificantes com seguinte intervalo de temperatura (278,15 K -375,15 K), de acordo com a Tabela 3, verifica-se que todos os valores numa tabela que permite visualizar a variação para cada lubrificante de acordo com respetiva temperatura.

Viscosidade Dinâmica η [mPa.s]												
Temp[K]	Óleos Minerais			Biodegradáveis		Óleos Sintéticos						
	75w90	80w90	PAO48	BIO6	BIO4	TOTM	DIPEC7	DIPEC5	RAGH	RGAH	DIDP	DEHP
278,15	724,52	1056,54	255,46	221,79	137,76	999,70	364,52	364,31	304,25	169,51	412,44	236,31
283,15	509,03	700,64	184,55	165,49	104,03	642,53	259,90	259,21	213,51	121,73	263,08	157,04
288,15	366,71	479,89	136,47	126,30	80,27	428,34	190,12	189,23	154,25	89,83	175,43	108,44
293,15	270,20	338,24	103,05	98,34	63,12	294,90	142,28	141,34	114,33	67,89	121,54	77,41
298,15	203,16	244,57	79,30	77,95	50,49	208,90	108,68	107,75	86,69	52,41	87,02	56,88
303,15	155,58	180,92	62,06	62,79	41,01	151,78	84,54	83,67	67,08	41,24	64,13	42,87
308,15	121,13	136,61	49,33	51,31	33,77	112,81	66,87	66,06	52,85	33,00	48,46	33,04
313,15	95,75	105,07	39,75	42,48	28,16	85,56	53,68	52,94	42,32	26,81	37,45	25,97
318,15	76,73	82,18	32,45	35,59	23,74	66,10	43,68	43,01	34,39	22,08	29,51	20,78
323,15	62,27	65,25	26,80	30,13	20,23	51,92	35,99	35,38	28,31	18,41	23,66	16,89
328,15	51,13	52,53	22,37	25,77	17,40	41,39	29,99	29,43	23,59	15,53	19,27	13,93
333,15	42,42	42,83	18,86	22,23	15,09	33,45	25,24	24,74	19,88	13,23	15,92	11,63
338,15	35,55	35,32	16,04	19,34	13,19	27,38	21,45	21,00	16,91	11,37	13,32	9,82
343,15	30,06	29,44	13,76	16,95	11,61	22,66	18,39	17,97	14,52	9,86	11,27	8,38
348,15	25,63	24,78	11,89	14,96	10,30	18,96	15,89	15,51	12,58	8,62	9,64	7,22
353,15	22,02	21,05	10,35	13,29	9,18	16,01	13,84	13,49	10,98	7,59	8,32	6,28
358,15	19,06	18,02	9,07	11,87	8,24	13,64	12,13	11,81	9,65	6,73	7,24	5,50
363,15	16,60	15,55	8,00	10,67	7,43	11,72	10,70	10,40	8,53	6,00	6,35	4,85
368,15	14,56	13,52	7,09	9,63	6,73	10,14	9,49	9,22	7,59	5,38	5,61	4,31
373,15	12,84	11,83	6,32	8,74	6,13	8,84	8,47	8,22	6,80	4,85	5,00	3,85

Tabela 3 - Viscosidade teórica.

Desta forma, de acordo com coluna a azul, conseguiu-se verificar os valores da viscosidade dinâmica a 313,15 K para todos os lubrificantes estudados, tendo especial destaque para o 80w90 óleo que apresenta maior viscosidade 105,07 mPa.s, em comparação com os restantes óleos. Realça-se que o óleo que apresenta menor viscosidade apresenta seguintes valores: 313,15 K é o DEHP com 25,97 mPa.s.

De acordo com a coluna a vermelho, depara-se com os valores (373,15 K) característicos do óleo mais viscoso com referida alteração de valores: 80w90 para 75w90 com a correspondente viscosidade de 12,84 mPa.s, que demonstra que o lubrificante mais viscoso a 313,15 K pode não ser o mais viscoso a 373,15 K dado que a relação da viscosidade com a temperatura varia consoante o óleo.

O menos viscoso para os 373,15 K é o DEHP com uma viscosidade de 3,85 mPa.s.

Com os valores da Tabela 3 construiu-se um gráfico (Figura 33) que relaciona viscosidade dinâmica com a temperatura. Nota-se uma tendência decrescente da viscosidade de todos os lubrificantes à medida que a temperatura aumenta.

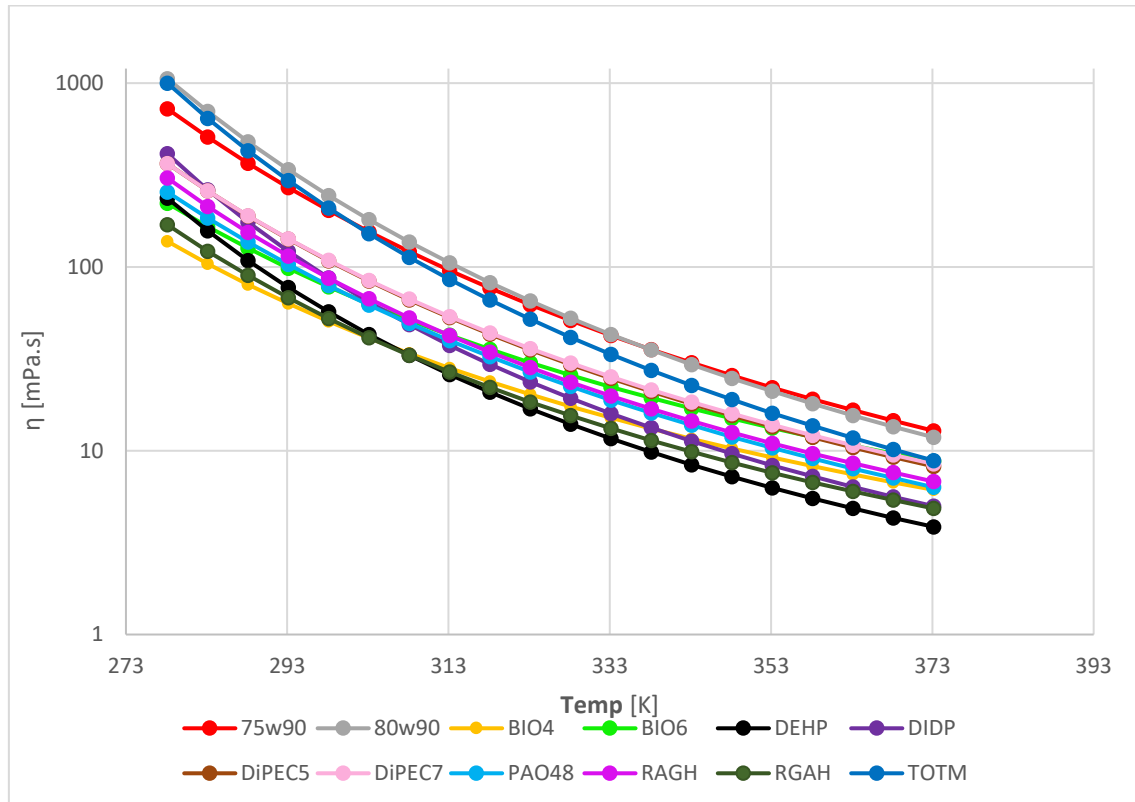


Figura 33- Viscosidade dinâmica vs Temperatura para todos os óleos.

Do mesmo modo se pode observar os 3 lubrificantes mais viscosos, daqueles que foram estudados, são o 80w90, o TOTM e o 75w90.

Os lubrificantes menos viscosos para 100°C são o BIO4 o RGHA e o DEHP.

A figura, a seguir apresentada, (Figura 34) expõe valores semelhantes ao gráfico anteriormente apresentado. Desta forma, idealiza-se a análise relativa à característica da viscosidade cinemática, que apresenta os primeiros três lubrificantes mais viscosos são: o 80w90 o 75w90 o TOTM em toda a faixa de temperatura.

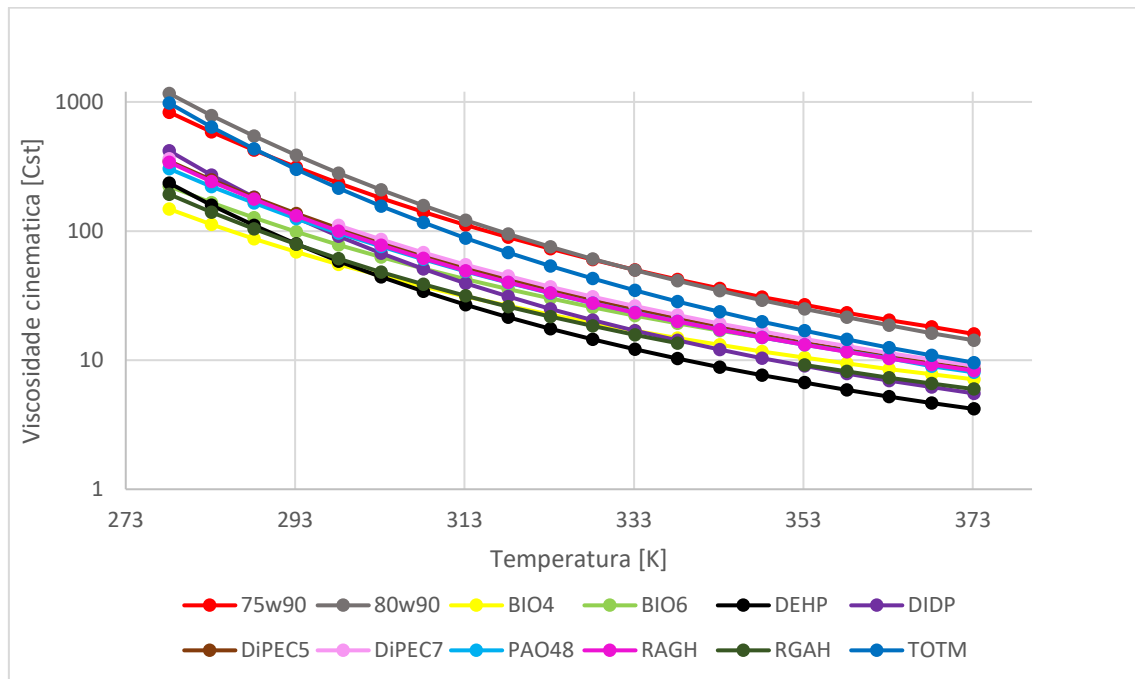


Figura 34- Viscosidade Cinemática vs Temperatura.

Contrariamente, os lubrificantes apresentados menos viscosos para a viscosidade cinemática continuam a ser o DEHP, o BIO4 e o RGAH.

Para cada um dos gráficos apresentados foram determinadas as constantes (A, B e C) para o menor valor de erro associado.

	A [mPa.s ⁻¹]	B [K]	C [K]	ADD%
75w90	0,0498	1252,9	147,4	0,15
80w90	0,0465	1174,2	161,0	0,30
BIO4	0,1158	857,4	157,0	0,05
BIO6	0,1474	877,3	158,2	0,28
DEHP	0,0588	801,0	181,6	0,32
DIDP	0,0722	788,8	186,9	0,37
DIPEC5	0,0617	1064,0	155,5	0,03
DIPEC7	0,0675	1048,5	156,1	0,07
PAO48	0,0412	1129,0	148,8	0,97
RAGH	0,0773	925,7	166,2	0,24
RGAH	0,0739	865,3	166,3	0,15
TOTM	0,0353	1136,9	167,2	0,38

Tabela 4 - Valores das constantes A, B e C da equação de Vogel-Fulcher-Tammann.

Os valores apresentados na Tabela 4 das constantes A, B e C foram calculados partindo da Equação 10[70] [72] na qual foi iterado com base nos valores do artigo [70] apresentando valores de erro relativo inferiores a 1%.

Com os valores de A, B e C será possível calcular a espessura de filme para qualquer temperatura.

3.4 Massa volúmica

A massa volúmica foi calculada a partir da Equação 11 [70] e mais tarde comparada com os valores obtidos experimentalmente conforme retratado na Figura 35.

$$\rho_{0[\text{g}/\text{cm}^3]} = A_{0[\text{g}/\text{cm}^3]} + A_{1[\text{g}/\text{cm}^3/\text{K}]} \cdot T_{[\text{K}]} + A_{2[\text{g}/\text{cm}^3/\text{K}]} \cdot T_{[\text{K}]}^2 \quad \text{Equação 11 [70]}$$

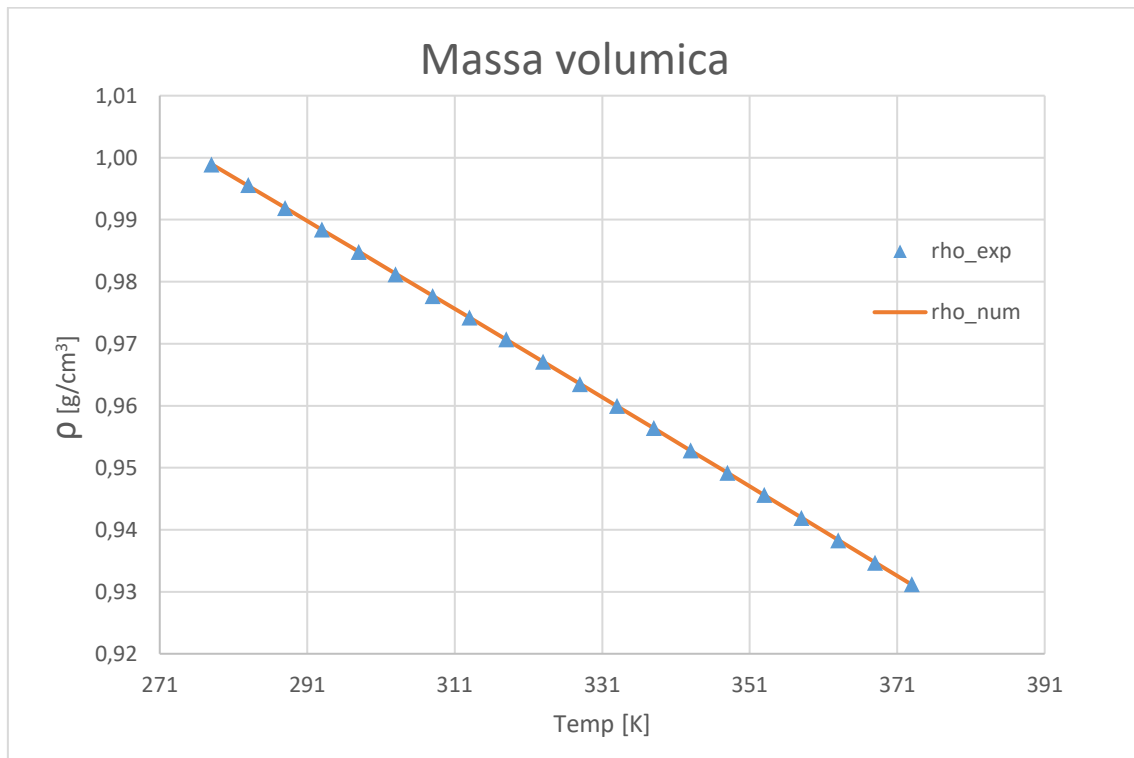


Figura 35 - Massa volúmica vs temperatura: TOTM.

É possível perceber rapidamente a variação linear de forma negativa da massa volúmica do TOTM entre os 278,15 K e os 373,15 K graus variando próximo de 1,0 g/cm³ até 0,93 g/cm³.

De acordo com tabela, a seguir apresentada (Tabela 5) observa-se que todos os valores da massa volúmica dos lubrificantes para as temperaturas com os valores: 278,15 - 373,15 K. No entanto para os valores de temperatura 313,15 K, o lubrificante com maior massa volúmica é o DIPEC5 seguido do DIPEC7 e do TOTM.

Massa volúmica [g/cm ³]												
°K	Óleos Minerais			Óleos Biodegradáveis		Óleos Sintéticos						
	75w90	80w90	PAO48	BIO6	BIO4	DIPEC5	DIPEC7	TOTM	DEHP	DIDP	RAGH	GAH
278,15	0,8762	0,8775	0,8381	0,9248	0,9281	1,0477	1,0033	0,9990	0,9947	0,9765	0,8836	0,8745
283,15	0,8732	0,8742	0,8351	0,9214	0,9248	1,0439	0,9997	0,9954	0,9910	0,9730	0,8805	0,8714
288,15	0,8701	0,8710	0,8321	0,9181	0,9214	1,0402	0,9962	0,9919	0,9874	0,9696	0,8774	0,8683
293,15	0,8671	0,8678	0,8291	0,9148	0,9180	1,0364	0,9926	0,9884	0,9837	0,9661	0,8743	0,8652
298,15	0,8640	0,8645	0,8261	0,9114	0,9146	1,0327	0,9891	0,9848	0,9801	0,9626	0,8712	0,8620
303,15	0,8609	0,8613	0,8231	0,9081	0,9112	1,0289	0,9855	0,9813	0,9764	0,9591	0,8681	0,8589
308,15	0,8579	0,8581	0,8201	0,9048	0,9079	1,0251	0,9819	0,9778	0,9728	0,9556	0,8650	0,8558
313,15	0,8548	0,8549	0,8170	0,9014	0,9045	1,0214	0,9784	0,9742	0,9691	0,9522	0,8619	0,8526
318,15	0,8517	0,8517	0,8140	0,8981	0,9011	1,0176	0,9748	0,9706	0,9654	0,9487	0,8588	0,8495
323,15	0,8486	0,8485	0,8110	0,8948	0,8977	1,0138	0,9712	0,9671	0,9617	0,9451	0,8556	0,8463
328,15	0,8455	0,8454	0,8080	0,8914	0,8943	1,0101	0,9676	0,9635	0,9580	0,9416	0,8525	0,8432
333,15	0,8423	0,8422	0,8050	0,8881	0,8909	1,0063	0,9640	0,9599	0,9543	0,9381	0,8494	0,8400
338,15	0,8392	0,8391	0,8019	0,8847	0,8875	1,0025	0,9604	0,9564	0,9506	0,9346	0,8462	0,8368
343,15	0,8361	0,8359	0,7989	0,8814	0,8841	0,9988	0,9568	0,9528	0,9469	0,9311	0,8431	0,8336
348,15	0,8330	0,8328	0,7959	0,8780	0,8807	0,9950	0,9532	0,9492	0,9432	0,9275	0,8399	0,8305
353,15	0,8298	0,8297	0,7928	0,8747	0,8773	0,9912	0,9496	0,9456	0,9394	0,9240	0,8367	0,8273
358,15	0,8267	0,8266	0,7898	0,8713	0,8739	0,9875	0,9460	0,9420	0,9357	0,9204	0,8336	0,8241
363,15	0,8235	0,8235	0,7868	0,8679	0,8705	0,9837	0,9424	0,9384	0,9320	0,9169	0,8304	0,8209
368,15	0,8203	0,8204	0,7837	0,8646	0,8671	0,9799	0,9388	0,9347	0,9282	0,9133	0,8272	0,8177
373,15	0,8171	0,8173	0,7807	0,8612	0,8637	0,9762	0,9351	0,9311	0,9244	0,9098	0,8240	0,8145

Tabela 5 - Massa volúmica de todos os lubrificantes entre 278,15 e 373,15 K.

Depara-se que perante a temperatura com o valor 373,15 K para os mesmos lubrificantes existe variação de maior valor de massa volúmica para menor massa quando comparado com a variação da viscosidade da Tabela 3, apresentada anteriormente, sendo que a variação seja aproximadamente 5%.

Na Tabela 6 apresentam-se os valores dos coeficientes A0, A1 e A2 dos quais foram iterados através dos valores de referencia do artigo [70] com a Equação 11 [70] na qual obteve-se os seguintes resultados.

	A0 [g/cm ³]	A1 [g/cm ³ /K]	A2 [g/cm ³ /K ²]	ADD%
75w90	1,034	-5,27E-4	-1,46E-07	3,592 E-3
80w90	1,075	-7,67E-4	2,05E-07	1,763384
BIO4	1,112	-6,50 E-4	-4,33E-08	1,985 E-3
BIO6	1,106	-6,42 E-4	-4,08E-08	3,256 E-3
DEHP	1,185	-6,49 E-4	-1,38E-07	1,786 E-3
DIDP	1,159	-6,24 E-4	-1,20E-07	3,343 E-3
DIPEC5	1,255	-7,44 E-4	-1,44E-08	3,745 E-3
DIPEC7	1,193	-6,56 E-4	-9,32E-08	3,189 E-3
PAO48	1,002	-5,79 E-4	-3,99E-08	11,181 E-3
RAGH	1,044	-5,44 E-4	-1,28E-07	3,325 E-3
RGAH	1,040	-5,68 E-4	-9,81E-08	2,210 E-3
TMPTO	1,101	-6,15 E-4	-5,51E-08	5,078 E-3
TOTM	1,185	-6,40 E-4	-1,14E-07	7,234 E-3

Tabela 6 - Valores dos coeficientes A0, A1 e A2 da equação 10.

Ressalva-se que, relativamente ao valor do fator A2 cuja ordem de grandeza é inferior aos valores de A0 e A1, que nos indica que a variação da massa volúmica com a temperatura, a pressão constante é praticamente nula.

No gráfico da Figura 36 mostra a massa volúmica de todos os lubrificantes para as temperaturas de 278,15 até 373,15 K.

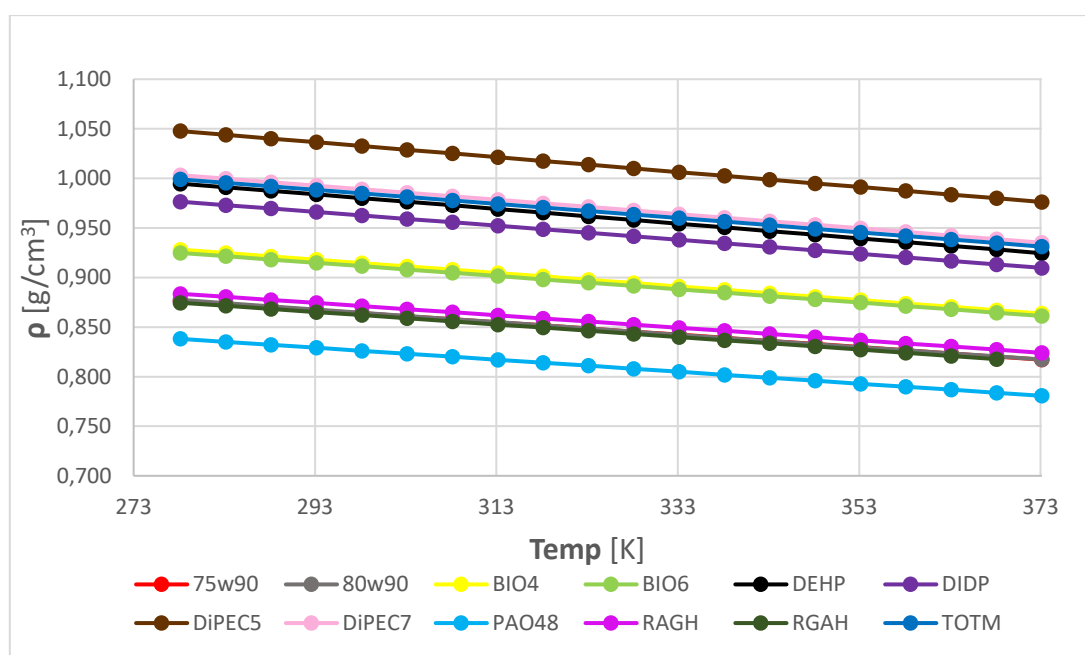


Figura 36 - Massa volúmica vs Temperatura de todos os lubrificantes.

Para o presente caso, os lubrificantes que apresentam maior massa volúmica na faixa de temperatura definida é o DIPEC5 seguido do DIPEC7 e o TOTM.

Os lubrificantes com menor massa volúmica são o PAO48, o RGAH e o 75w90.

3.5 Coeficiente de piezoviscosidade

O coeficiente de piezoviscosidade é uma propriedade dos lubrificantes na qual relaciona a viscosidade do lubrificante com a pressão. Este coeficiente varia em função da temperatura e da pressão. Podendo ser obtida através de duas formas de ensaios distintas: o ensaio de alta pressão e a partir do ensaio de espessura de filme. Supondo a existência de uma relação entre o coeficiente de pressão – viscosidade é possível usar a Equação 12 proposta por Gold.

$$\alpha = s\nu^t \quad \text{Equação 12[70]}$$

Na Figura 37 mostra a relação entre o coeficiente de piezoviscosidade e a temperatura onde se observa a diminuição do coeficiente de piezoviscosidade com o aumento da temperatura.

São apresentados os valores obtidos experimentalmente e os resultados teóricos, onde se faz uma comparação entre ambos. Constatou-se que os valores experimentais e teóricos variam de igual forma com exceção do 80w90 estando o valor experimental ligeiramente acima do resultado teórico.

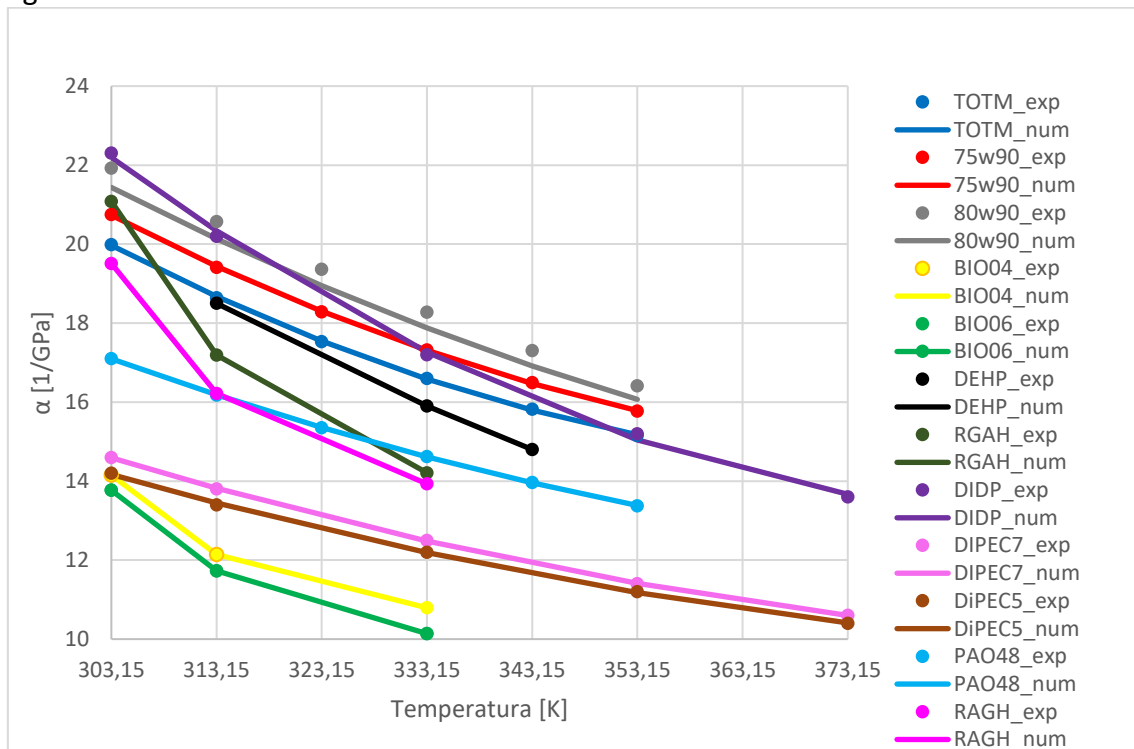


Figura 37 - Coeficiente de Piezoviscosidade de todos os lubrificantes valores experimentais e teóricos.

Apesar de terem sido recolhidos dados sobre (75w90, o 80w90, o BIO4, o BIO06, o DEHP, o DIDP, o DIPEC5, o DIPEC7, o PAO48, o RAGH, o RGAH) o intuito de particularizar a importância e análise ao TOTM- objeto de estudo. Desta forma, o TOTM é um lubrificante usado como referência noutros estudos e para aferir equipamentos.

Com a variação da temperatura, a piezoviscosidade do TOTM à semelhança do que acontecia com a viscosidade e massa volúmica, diminui conforme a temperatura aumenta.

Desta forma, compararam-se os valores calculados numericamente usando a Equação 13 com os valores obtidos experimentalmente, de acordo com o gráfico da Figura 38, que possibilitam, concluir que sejam valores considerados aproximados, que indicam uma muito boa fiabilidade da equação para representar a variação de α com a temperatura.

$$\alpha(T) = B_0 + B_1T + B_2T^2 \quad \text{Equação 13[70]}$$

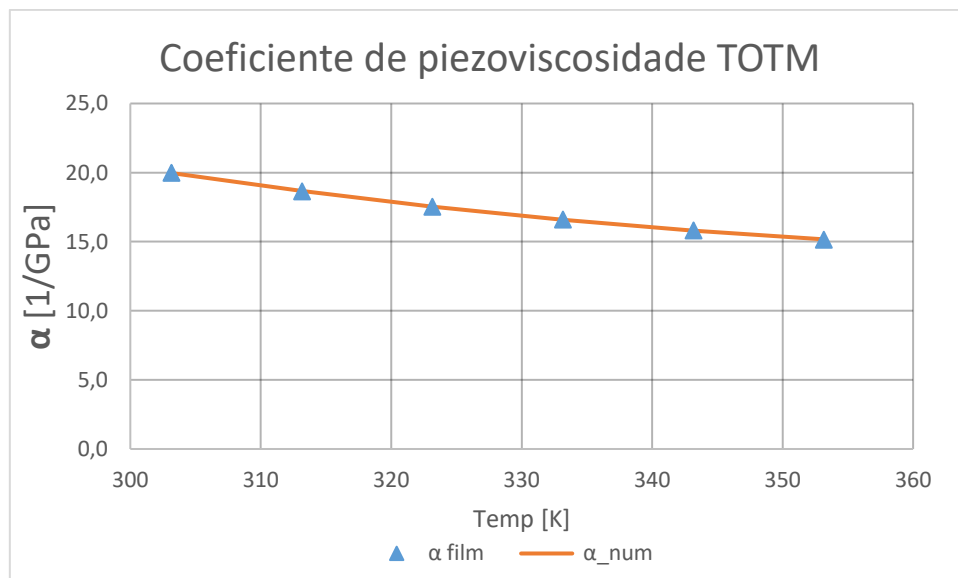


Figura 38 - Coeficiente de piezoviscosidade experimental vs numérico do TOTM em função da temperatura.

Na Figura 38 mostra (nos pontos azul) o α_{film} sendo os dados recolhidos pelo ensaio da espessura de filme e a laranja os resultados obtidos pela Equação 13.

Na Tabela 7 encontra-se os resultados de α obtidos numericamente recorrendo Equação 13 onde se verifica que o lubrificante com maior coeficiente de piezoviscosidade a 303,15 K é o DIDP com 22,19 GPa⁻¹ e o menor é do BIO6. No entanto para este caso não é possível estudar o α para os 353,15 K devido a não ter sido medido a esta temperatura. Assim comparou-se para os 323,15 K na qual o 80w90 se destaca com o maior valor e mais uma vez o BIO6 com o valor mais baixo de todos.

Coef. Piezoviscosidade(α) [[1/GPa]]												
Temp[°K]	75w90	80w90	BIO4	BIO6	DEHP	DIDP	DIPEC5	DIPEC7	PAO48	RAGH	RGAH	TOTM
303,15	20,73	21,43	14,15	13,76	18,49	22,19	14,16	14,58	17,09	19,51	21,08	19,96
313,15	19,43	20,13	12,14	11,72	15,89	20,33	13,44	13,82	16,18	16,22	17,19	18,67
323,15	18,29	18,94	10,79	10,13	14,79	17,22	12,19	12,48	15,35	13,93	14,21	17,54
333,15	17,30	17,87				15,04	11,17	11,40	14,61			16,58
343,15	16,47	16,91				13,66	10,41	10,59	13,95			15,79
353,15	15,78	16,06							13,38			15,17

Tabela 7- Valores do Coeficiente de Piezoviscosidade (α) obtidos numericamente.

Os valores apresentados na Tabela 8 das constantes B0, B1 e B2 foram calculados a partir a Equação 13. Partindo dos valores de base no artigo [70] estes apresentam valores de erro relativo ligeiramente mais elevados dado que existem menos pontos disponíveis para a aproximação numérica.

α					
Óleo	B0 [MPa]	B1 [MPa/K]	B2[MPa/K] ²	ERRO MED	ADD%
75w90	131,7	-0,5954	0,0008	0,0281	2,8101
80w90	114,5	-0,4785	0,0006	0,0005	0,0510
BIO4	497,5	-2,9435	0,0045	0,0688	6,8802
BIO6	469,5	-2,7617	0,0042	0,0682	6,8163
DEHP	128,7	-0,5609	0,0007	0,0000	0,0012
DIDP	179,1	-0,8396	0,0011	0,0049	0,4900
DIPEC5	64,8	-0,2596	0,0003	0,0018	0,1820
DIPEC7	69,2	-0,2805	0,0003	0,0007	0,0730
PAO48	84,5	-0,3496	0,0004	0,0423	4,2262
RAGH	798,0	-4,7355	0,0072	0,0416	4,1643
RGAH	898,4	-5,3194	0,0080	0,0540	5,3953
TOTM	139,0	-0,6479	0,0008	0,0254	2,5380

Tabela 8 - Valores das constantes B0, B1 e B2 da equação de Vogel-Fulcher-Tammann.

RESULTADOS

4.1 Seleção da expressão para cálculo da espessura de filme

4.2 Correção térmica

4.3 Comparação entre coeficientes de piezoviscosidade

4.4 Relação entre o coeficiente de atrito e o coeficiente de piezoviscosidade

4 Resultados

4.1 Seleção da expressão para cálculo da espessura de filme

Neste estudo o lubrificante TOTM foi o fluído usado como referência por ser um lubrificante usado para a calibração de equipamentos usados pela indústria e por laboratórios de investigação.

Com base nas constantes (A, B, C, B0, B1 e B2), calculou-se a espessura de filme baseado nas expressões matemáticas disponíveis na literatura com o intuito de determinar aquela que melhor traduz os resultados do erro relativo entre a espessura de filme medida e a espessura de filme calculada, de acordo com diferentes expressões analíticas. Os resultados obtidos na aplicação das diferentes equações são apresentados na Tabela 9, para as diferentes temperaturas.

Média do Erro								
Temp	Archard and Cowking	Cheng	Wedeven et al.	Gohar et al.	Hamrock & Dowson	Chittenden	Nijenbanning	Masjedi & Khonsari
303,15 K	26,75	10,19	6,92	22,29	4,89	8,52	4,82	3,87
313,15 K	30,70	11,63	6,16	23,14	3,71	8,10	3,85	2,37
323,15 K	34,01	15,20	7,83	24,42	4,31	8,80	4,15	2,67
333,15 K	38,28	19,67	11,25	27,78	6,79	11,00	3,92	4,87
343,15 K	38,20	19,43	10,85	24,82	3,50	7,72	2,56	2,14
353,15 K	42,61	24,84	16,55	28,80	7,18	12,13	5,91	4,26
MÉDIA	35,09	16,85	9,93	25,21	5,06	9,38	4,20	3,36

Tabela 9 - Cálculo da espessura de filme e o erro associado.

De acordo com a Tabela 9, o erro relativo médio mais baixo foi obtido com a expressão de Masjedi e Khonsari. Assim será esta a expressão selecionada. Porém as expressões do Nijenbanning, Hamrock & Dowson e Chittenden conferem resultados também bastante expressivos, obtendo um erro relativo médio para todos eles inferior a 10% .

Na Figura 39 foram colocados os resultados da espessura de filme do TOTM onde os resultados teóricos estão representados por linhas e os resultados experimentais estão representados por pontos.

A intenção é obter um termo de comparação entre os resultados obtidos pela via experimental com os resultados teóricos para cada temperatura, verifica-se que existe um ligeiro desvio para todas as temperaturas dos resultados experimentais com os resultados teóricos, esse desvio tende em aumentar consoante o aumento da temperatura, contudo esse desvio é muito reduzido.

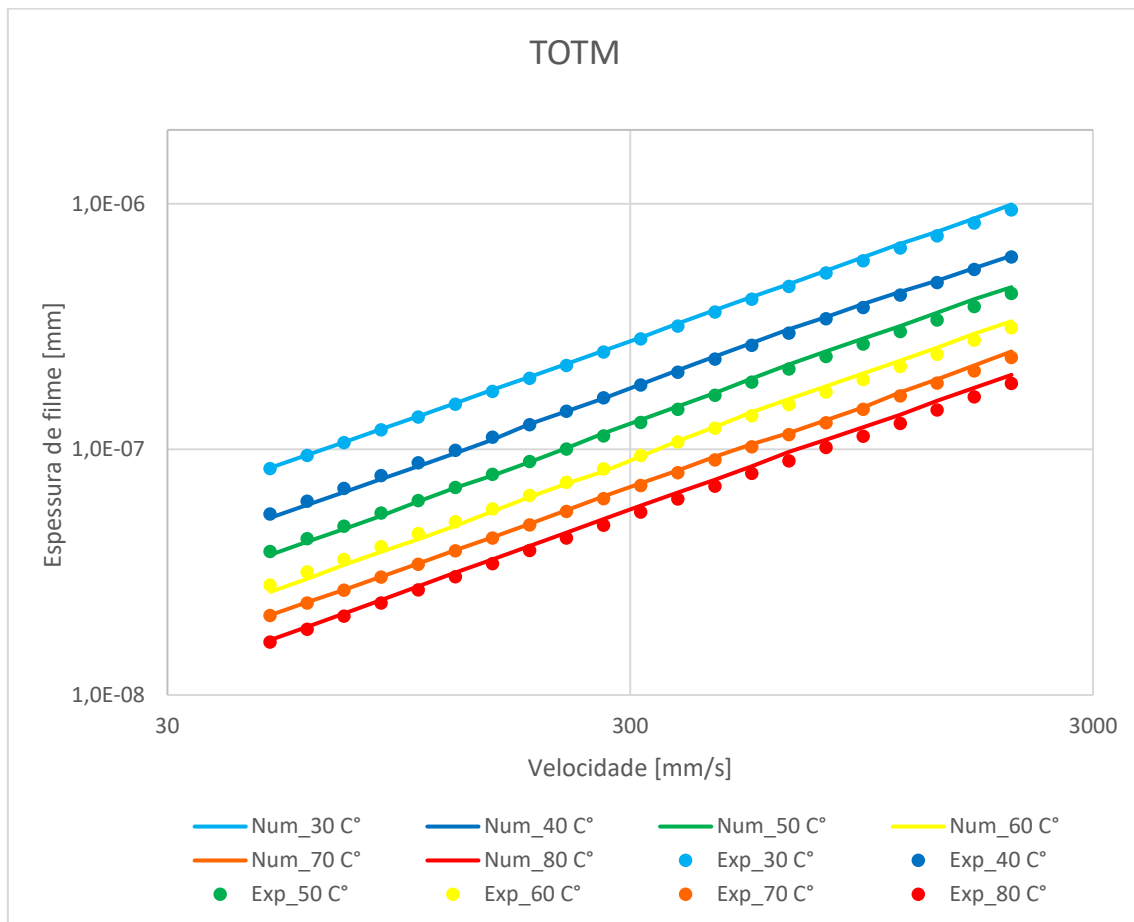


Figura 39 - Espessura de filme teórico Masjedi e Khonsari vs experimental.

Nesta análise verifica-se que os presentes valores obtidos experimentalmente encontram-se próximos dos valores teóricos.

Os resultados obtidos experimentalmente pela medição da espessura de filme possuem um elevado grau de confiança devido a grande precisão do equipamento. Além disso, o equipamento consegue obter este tipo de informação num curto período de tempo e com excelentes resultados.

4.2 Correção térmica

O ensaio de espessura de filme foi executado à velocidade de 50mm/s até 2000mm/s para 303,15 K, 313,15 K, 323,15 K, 333,15 K, 343,15 K e 353,15 K, onde depois foi retirado o valor médio da espessura para cada temperatura e com esse valor calculou-se o α_{film} . O mesmo procedimento repete-se para todos os lubrificantes para cada temperatura.

Foi então aplicado um fator de correção térmico Equação 14 cujo a sua expressão analítica serve para descrever o seu comportamento sob o efeito da pressão e da temperatura [2].

$$\Phi_T = \frac{1 - 13,2 \cdot \left(\frac{P_0}{E^*}\right) \cdot L^{0,42}}{1 + 0,213 \cdot (1 + 2,23 \cdot SRR^{0,83}) \cdot L^{0,64}} \quad \text{Equação 14}$$

$$L = \left(\frac{U_0^2}{K_T}\right) \cdot \frac{U_0^2}{K_T} \quad \text{Equação 15}$$

$$h_{0T} = \Phi_T \cdot h_0 \quad \text{Equação 16}$$

O efeito da carga de contacto é indicado pelo termo contendo a pressão hertziana P_0 . Verifica-se que este efeito só é significativo em altos valores de razões escorregamento (SRR) e do parâmetro térmico L (Equação 15).

Tendo o parâmetro Φ_T determinado, multiplica-se pelo valor da espessura de filme para obter a espessura de filme corrigida Equação 16, onde foram considerados os resultados da espessura de filme cujo valor da correção térmica está no intervalo entre $0.95 < \Phi_T < 1$.

4.3 Comparação entre coeficientes de piezoviscosidade

Perante os resultados efetuados nos passos anteriores, recorreu-se ao viscosímetro de alta pressão, com o fluido sob pressão com temperatura controlada, para saber o verdadeiro valor de α para que possa ser usado.

O presente método/ensaio proporciona desvantagem relacionada com o tempo da sua execução, e toda a preparação e cuidados necessários, apesar de que exista precisão nos resultados.

No seguimento do cálculo de α , recorreu-se ao equipamento EHD2 Ultra Thin Film Measurement System, referido no capítulo 3.1.1, onde existe o emprego da espessura de filme. Que desta forma, se obtém ordeiramente os resultados da espessura de filme e o valor de α de modo inverso através da equação do Masjedi & Khonsari. A vantagem desde método prende-se substancialmente no tempo reduzido que é necessário para chegar a um valor de alfa com uma representatividade do resultado bastante elevada.

Conclui-se que, existam erros associados e detetados ao longo da resolução do método de cálculo do α usado através da medição da espessura de filme, que porventura acabam por influenciar o resultado final. Para entender melhor a grandeza do erro de medição do α que existe entre o método da alta pressão e da espessura de filme, assume-se que os resultados da alta pressão como os valores que melhor correspondam a realidade e por comparação determinou-se o erro relativo como se verificam na Tabela 10.

Erro Relativo %						
	303,15 K	313,15 K	323,15 K	333,15 K	343,15 K	353,15 K
75w90	24,24	-	18,05	-	-	17,45
80w90	16,10	-	8,36	-	-	0,19
BIO4	6,93	23,58	28,46	21,51	18,58	0,78
BIO06	4,38	18,28	20,82	10,98	5,07	6,06
DEHP	11,38	23,04	18,76	5,56	3,11	4,33
DIDP	14,02	30,47	23,51	17,28	12,28	10,70
DIPEC5	10,94	20,29	16,42	11,36	3,81	0,98
DIPEC7	23,70	31,44	34,95	30,36	22,83	19,27
PAO48	11,79	-	11,09	-	-	16,88
RAGH	2,95	13,84	18,74	2,99	16,48	38,97
RGAH	7,25	14,96	19,96	12,04	11,09	31,32
TOTM	17,22	11,53	10,21	18,08	3,81	12,07
Média	13,22	20,82	19,11	14,46	10,78	13,25

Tabela 10 - Os erros relativos de α entre viscosímetro de alta pressão a partir da medição da espessura.

Pela análise da Tabela 10 verifica-se que num conjunto de óleos, os valores do erro relativo chegam a ser inferiores ao erro médio relativo de 10,78%, mas apenas para certas temperaturas. Porém noutros óleos e em certas temperaturas o erro chega a ser superior a 30%.

O cálculo do erro relativo é dado pela Equação 17 onde α_h representa o valor do coeficiente de piezoviscosidade proveniente do ensaio de alta pressão e α_v proveniente do ensaio de espessura de filme. Este cálculo foi feito para valores absolutos, obtendo somente valores positivos.

$$\text{Erro relativo \%} = \frac{|\alpha_h - \alpha_v|}{\alpha_v} \cdot 100 \quad \text{Equação 17}$$

No seguimento da análise, os valores médios relativos, denota-se um aumento :303,15 - 323,15, que diminuem com o aumento gradual da temperatura.

Desta forma, explica-se a derivação de resultados devido à existência de erros associados da medição da espessura de filme, mencionados anteriormente, da expressão matemática do Masjedi & Khonsari da temperatura real do óleo e do fator de correção térmico. No fim tudo somado, o α filme, difere face ao α da alta pressão, mas ainda assim com resultados bastante expressivos.

Para que possamos entender melhor os dados, elaborou-se um conjunto de gráficos (Figura 40 a Figura 45 que mostram os resultados do α obtidos pelo ensaio de alta pressão (valores a azul) e os resultados do ensaio da espessura de filme (valores a laranja).

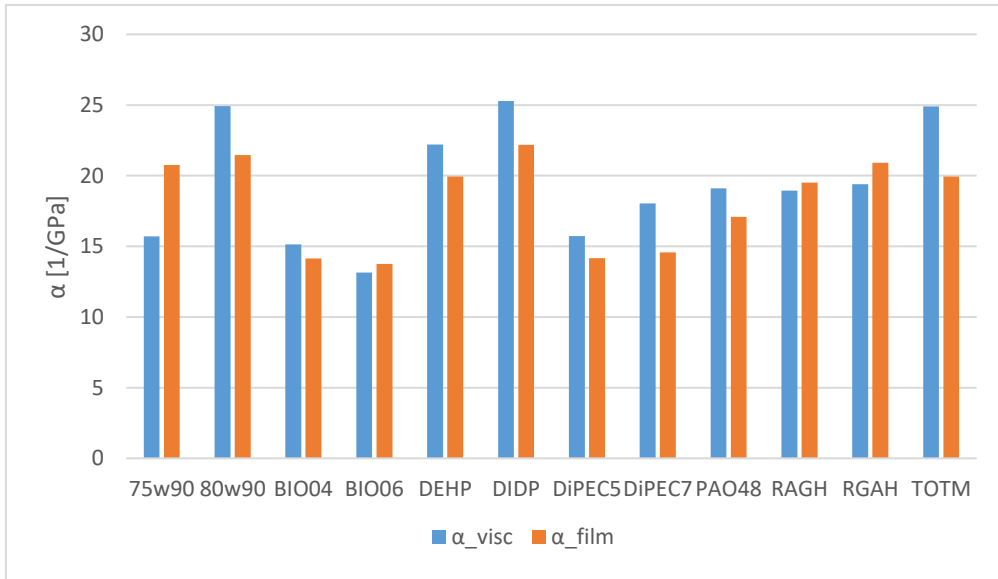


Figura 40 - Piezoviscosidade experimental vs teórico para 303,15 K.

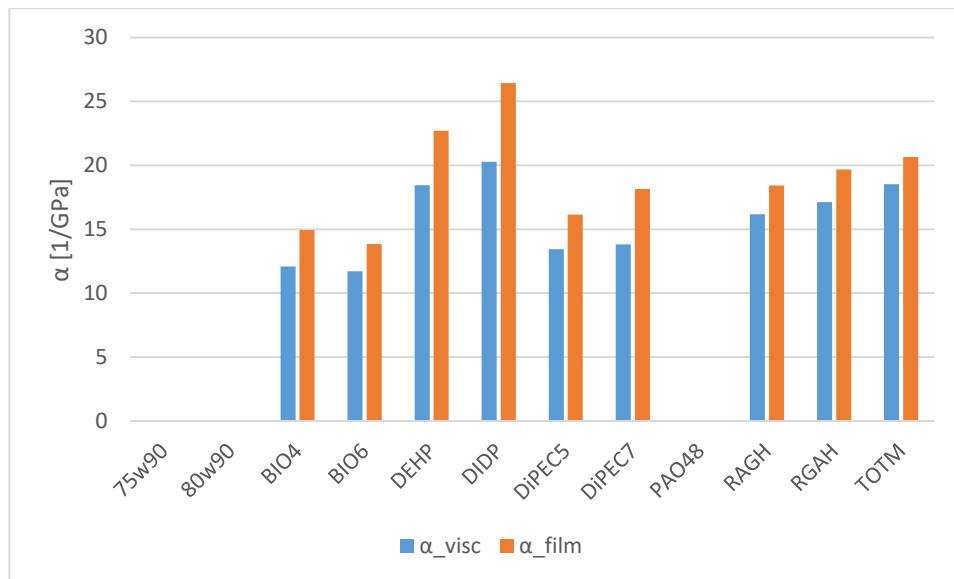


Figura 41 - Piezoviscosidade experimental vs teórico para 313,15 K.

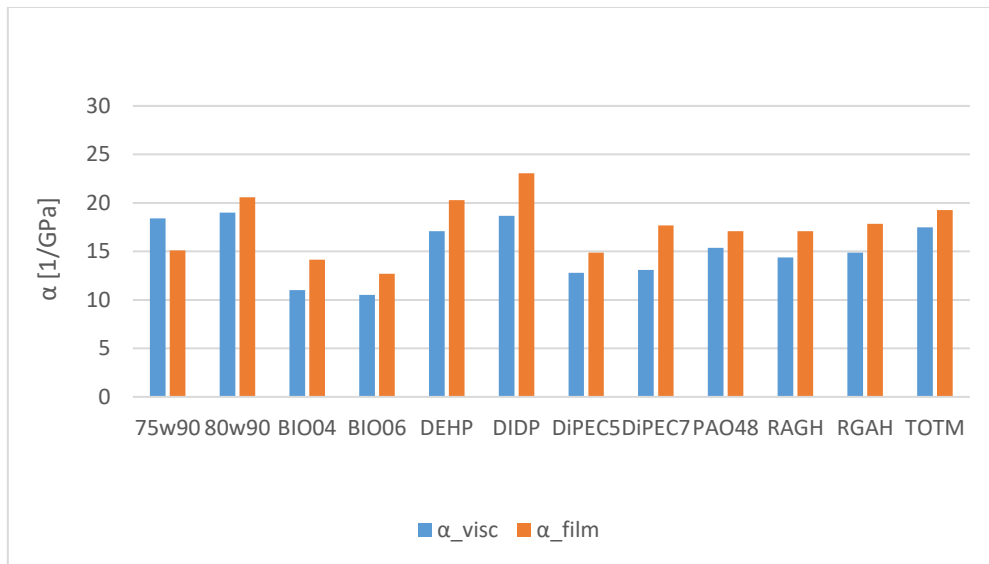


Figura 42 - Piezoviscosidade experimental vs teórico para 323,15 K.

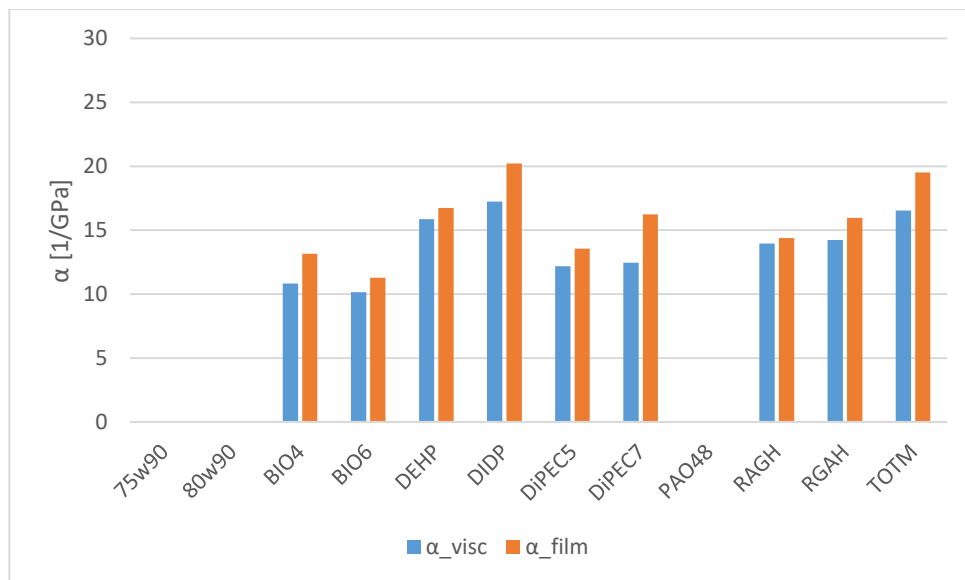


Figura 43 - Piezoviscosidade experimental vs teórico para 333,15 K.

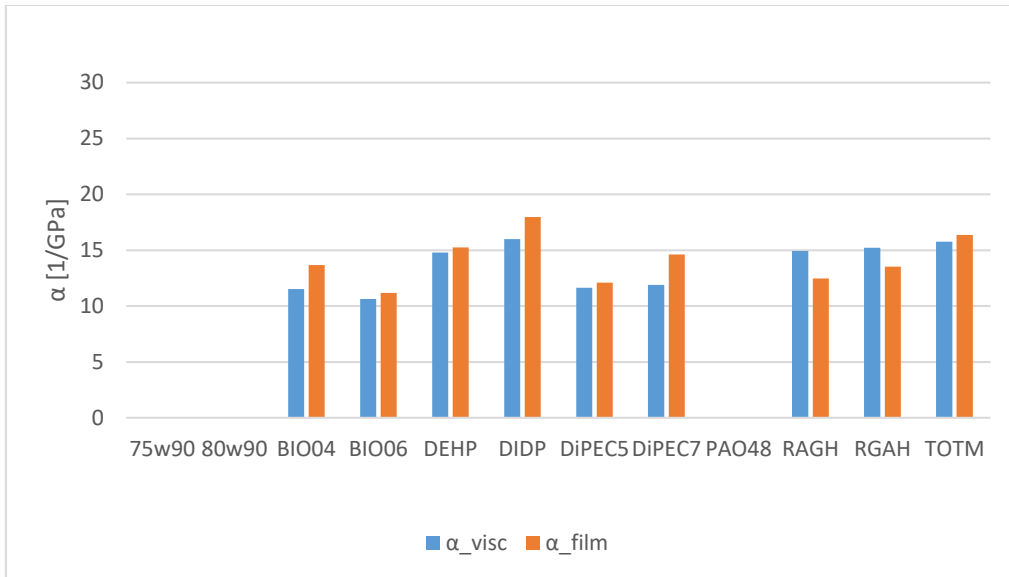


Figura 44 - Piezoviscosidade experimental vs teórico para 343,15 K.

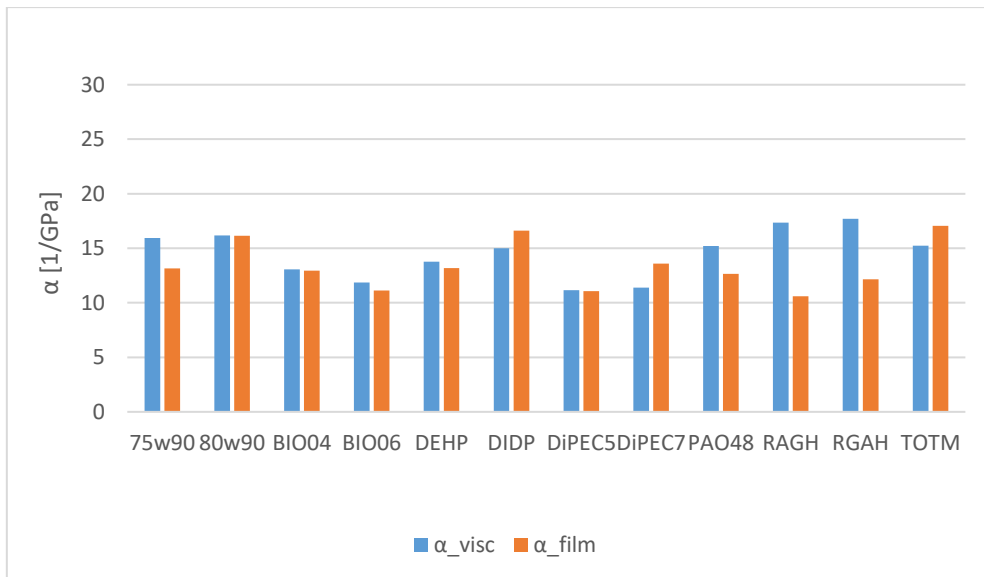


Figura 45 - Piezoviscosidade experimental vs teórico para 353,15K.

Após a apresentação dos presentes gráficos, conclui-se que exista discrepância nos valores de α obtidos pela espessura de filme relativamente ao α da alta pressão, só em certos lubrificantes os valores são parecidos.

O erro relacionado com estes dois métodos tem uma tendência em diminuir conforme o aumento da temperatura. Vejamos os valores da média de erro da Figura 46, onde se observa uma redução da percentagem de erro entre os 323,15 K e 353,15 K.

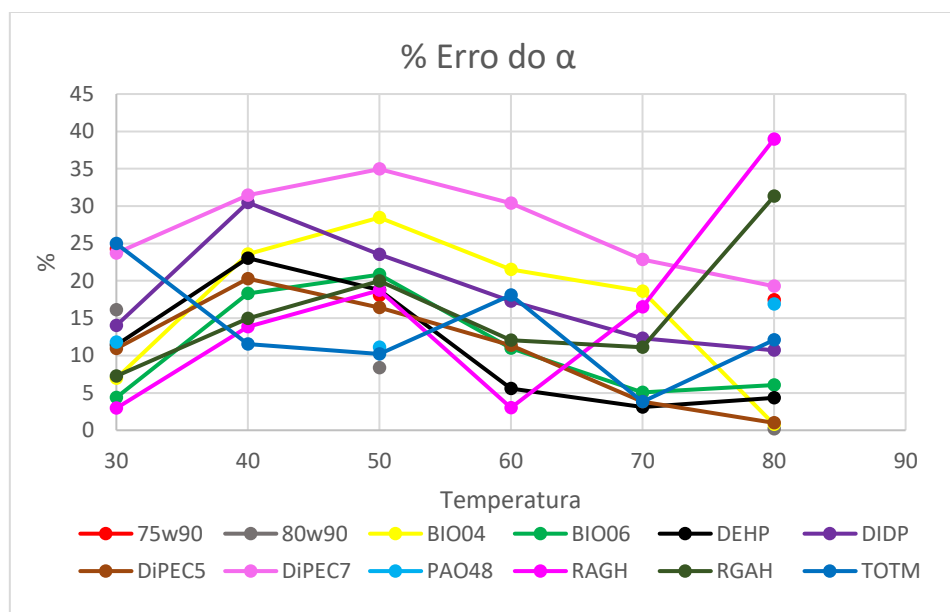


Figura 46 – Erro médio relativo com a variação da temperatura.

Focando no α da alta pressão para 303,15 K destaca-se o DIDP como sendo aquele com maior coeficiente α seguido 80w90 com valores também dos mais elevados. Já para os lubrificantes com menor α , o BIO06 e BIO04, apresentam um valor de aproximadamente 14 e 15 GPa^{-1} .

De forma espectável para os 313,15 K no gráfico da Figura 41 o α vai diminuindo o seu valor e todos os lubrificantes acompanham a variação. Dentro desta diminuição do coeficiente α , embora o aumento a temperatura faça reduzir o coeficiente α , essa redução acontece a variações diferentes. Como exemplo do TOTM cujo α vai desde os 25GPa^{-1} a 303,15 K até aos 15GPa^{-1} a 353,15 K, comparando com o BIO04 tendo 15GPa^{-1} a 303,15 K até aos 13GPa^{-1} a 353,15 K, a diferença nesta variação do coeficiente α depende da natureza química do lubrificante.

Apesar de existirem estas diferenças em termos de variação, verifica-se também que os lubrificantes DIDP, TOTM, 80w90, RGAH e RAGH apresentam-se com os maiores valores de α entre os 303,15 K até 353,15 K. Os lubrificantes que possuem o menor valor do coeficiente são os BIO04, BIO06 e o DIPEC5.

O gráfico, a seguir apresentado Figura 47, mostra uma relação entre a viscosidade cinemática e o coeficiente de piezoviscosidade α que permite tornar mais perceptível a relação entre as duas quantidades. Relação praticamente linear entre o alfa e a viscosidade cinemática em escala logarítmica para cada óleo. Esta variação da viscosidade diminui à medida que a temperatura aumenta que faz com que o valor do α diminua, também, ao longo da faixa de temperatura.

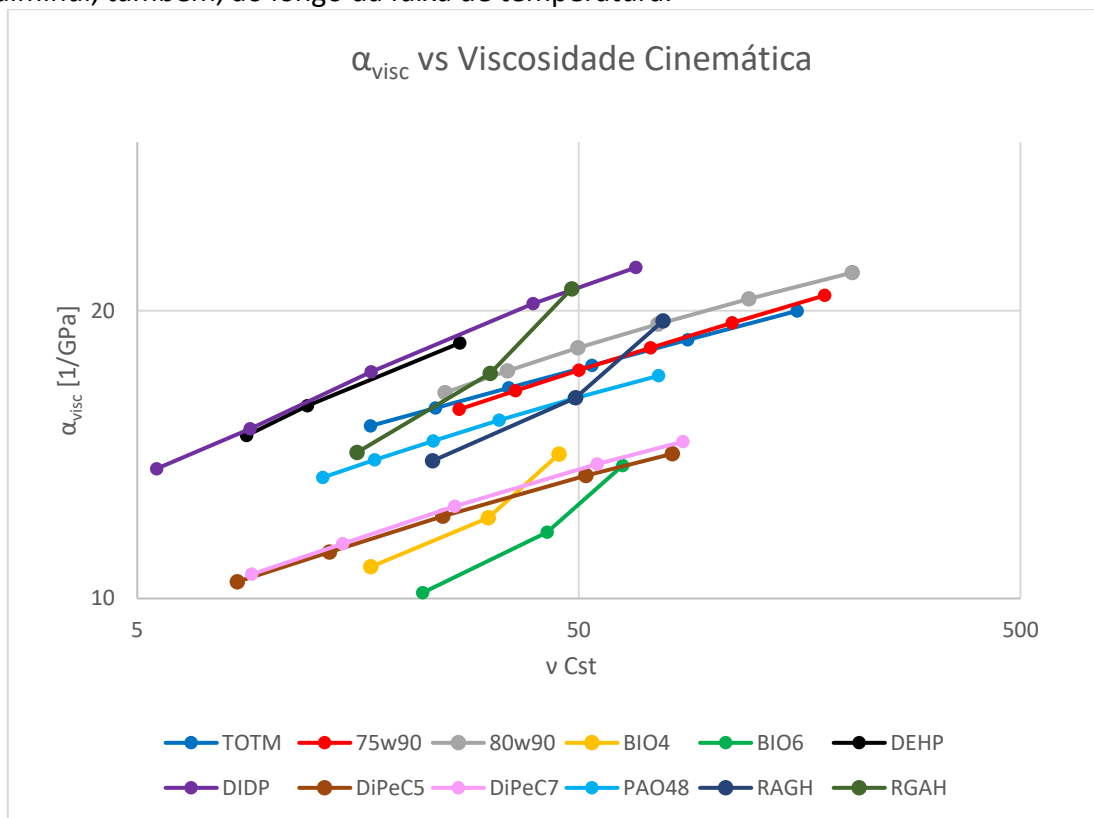


Figura 47- α vs Viscosidade Cinemática.

Dos dados presentes na Tabela 11 mostram a variação do α proveniente dos ensaios da alta pressão, em função da variação da temperatura. Verifica-se que o 85w90 apresenta para os 313,15 K o maior valor com $20,57 \text{ GPa}^{-1}$, o mesmo acontece para os 353,15 onde tem $16,42 \text{ GPa}^{-1}$. Apesar de o valor de α diminuir com o aumento da temperatura, essa diminuição acontece a ritmos diferentes.

K	Coeficiente de Piezoviscosidade α_{visc} [1/GPa]											
	75w90	80w90	BIO4	BIO6	DEHP	DIDP	DIPEC5	DIPEC7	PAO48	RAGH	RGAH	TOTM
303,15	20,75	21,92	14,15	13,77	-	22,30	14,20	14,6	17,10	19,51	21,08	19,99
313,15	19,41	20,57	12,14	11,73	18,5	20,20	13,40	13,8	16,18	16,22	17,19	18,64
323,15	18,29	19,36	-	-	-	-	-	-	15,35	-	-	17,53
333,15	17,32	18,28	10,79	10,14	15,9	17,2	12,20	12,5	14,62	13,93	14,21	16,60
343,15	16,49	17,30	-	-	14,8	-	-	-	13,97	-	-	15,82
353,15	15,77	16,42	-	-	-	15,1	11,20	11,4	13,38	-	-	15,15

Tabela 11 – Coeficiente de Piezoviscosidade α .

A Tabela 12 apresenta os dados dos ensaios da viscosidade cinemática onde os lubrificantes 80w90, 75w90, TOTM apresentam maior viscosidade quer a 313,15 K como a 353,15 K, já os lubrificantes BIO4, DEHP, DIDP e RGAH são aqueles que apresentam menor viscosidade quer a 303,15 K assim como a 353,15 K.

Viscosidade Cinemática [cSt]												
K	75w90	80w90	BIO4	BIO6	DEHP	DIDP	DIPEC5	DIPEC7	PAO48	RAGH	RGAH	TOTM
303,15	180,04	207,85	45,04	62,767	44,164	67,298	81,363	86,012	75,668	77,525	48,14	155,91
313,15	111,09	121,15	31,14	42,337	26,855	39,379	51,834	54,915	48,692	49,155	31,45	88,098
323,15	72,663	75,445	22,52	30,023	17,513	24,959	34,888	37,034	32,986	33,073	21,72	53,54
333,15	49,966	49,745	16,89	22,137	12,14	16,906	24,583	26,154	23,374	23,321	15,70	34,66
343,15	35,878	34,442	13,12	16,923	8,8293	12,07	17,989	19,199	17,219	17,185		23,65
353,15	26,764	24,853	10,46	13,325	6,6822	8,9954	13,605	14,568	13,148	13,11	9,18	16,87
363,15	20,436	18,58	8,53	10,739	5,2204	6,9511	10,584	11,358	10,341	10,3	7,31	12,50
373,15	15,952	14,236	7,09	8,8349	4,1874	5,5244	8,4213	9,0686	8,0377	8,278	5,96	9,56

Tabela 12 - Viscosidade Cinemática.

4.4 Relação entre o coeficiente de atrito e o coeficiente de piezoviscosidade

A obtenção do coeficiente de atrito pode ser conseguida a partir do ensaio bola disco, como já foi referido anteriormente. Com os dados deste ensaio é possível construir as curvas de Stribeck dos lubrificantes para as respetivas temperaturas de ensaio.

Para retirar este coeficiente é necessário fazer o ensaio para várias velocidades que vão entre os 50mm/s até aos 2000mm/s, com a taxa de escorregamento de 5%, aproximadamente. A carga para este tipo de ensaio foi de 50 N em todos os lubrificantes.

A razão para que o COF esteja em função de lambda deriva das condições iniciais onde está assente este estudo, pois o valor de lambda indica em que regime de lubrificação o sistema se encontra. Fazendo uso dessa informação, é filtrado os dados obtidos com os valores do coeficiente de atrito que correspondem a $\Lambda < 3$.

No caso de $\Lambda > 3$, sabe-se que as superfícies estão completamente separadas pelo filme de lubrificante, estando em regime de filme completo.

Com os dados recolhidos do atrito construíram-se as curvas de Stribeck da Figura 48 onde representa graficamente o coeficiente de atrito em função da espessura específica de filme (Λ), referente ao lubrificante TOTM.

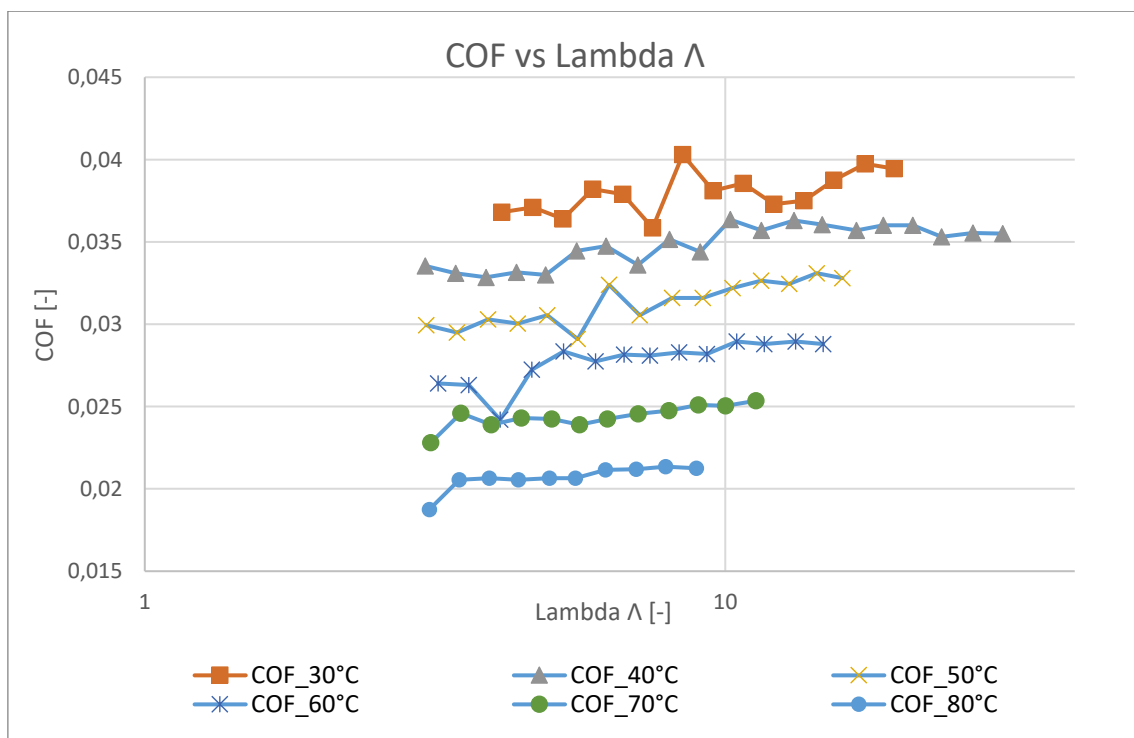


Figura 48 - Curvas de Stribeck do TOTM.

É possível observar o aumento ligeiro do atrito devido ao aumento da velocidade e das forças viscosas associadas, devido à tensão de corte do fluído e da sua viscosidade contribuindo para este pequeno aumento. Verifica-se também que quando a temperatura aumenta o COF diminui o seu valor devido a diminuição da viscosidade.

Devido ao regime de lubrificação ser de filme completo, as variações do COF são aproximadamente constantes, daí não se observar grandes variações.

No gráfico da Figura 49 observa-se o coeficiente de atrito em função do coeficiente de piezoviscosidade proveniente do ensaio de alta pressão.

Este gráfico representa a relação entre o coeficiente de piezoviscosidade e o coeficiente de atrito, para todos os óleos a todas as temperaturas. Nessa figura a variação do atrito e do coeficiente α tem uma relação quase linear à medida que a temperatura do lubrificante aumenta, portanto quanto menor for o valor de α menor será o atrito.

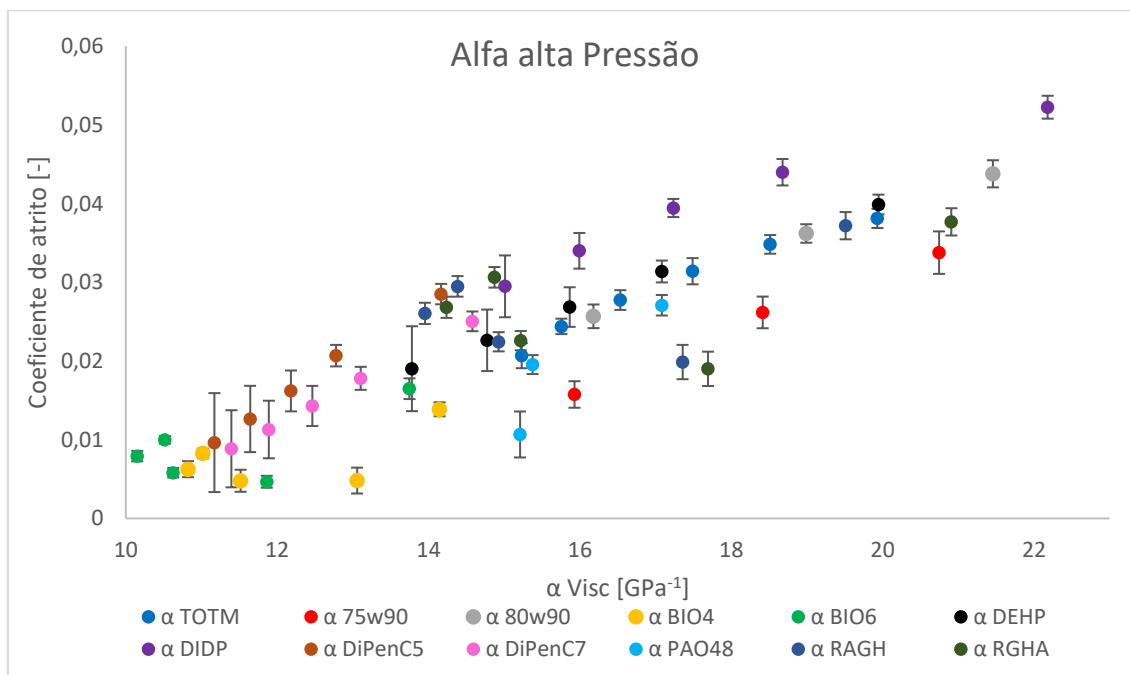


Figura 49 - Relação entre Coeficiente de atrito e o Coeficiente de piezoviscosidade.

Comparam-se os valores da viscosidade dos óleos 75w90 e 80w90, que apesar de terem uma viscosidade bastante equivalente, os mesmos óleos têm valores de α diferentes e quando se relacionam com o coeficiente de atrito também terão valores diferentes, essa diferença existe devido a natureza química destes lubrificantes.

Outros lubrificantes como o RGAH, o BIO4 e o BIO6 não apresentam a mesma tendência do que os outros lubrificantes apesar de diminuírem o atrito em função de valor de α , sendo que tenham tornado imprevisíveis e incongruentes com aquilo que era de prever. Esta discrepância de valores está associada a erros de medição.

Por fim, verifica-se que consoante a diminuição do coeficiente de piezoviscosidade o coeficiente de atrito também diminui, de forma aproximadamente linear na grande maioria dos lubrificantes.

CONCLUSÕES

5 CONCLUSÕES

Neste capítulo apresentam-se as conclusões do estudo, que vão ao encontro dos resultados e respetiva discussão evidenciados no capítulo anterior. De seguida, apontam-se as limitações encontradas no presente estudo.

Após o ensaio da análise e estudo dos 12 lubrificantes concluiu-se que:

O parâmetro viscosidade apresenta de grande relevância pois a sua variação determina o comportamento do fluido e o regime de lubrificação. Verifica-se que o aumento da temperatura reduz a viscosidade cujo a sua variação descreve uma ligeira curva para a faixa de temperatura de 303,15 K até 373,15 K. Verificando esta variação para todos os lubrificantes.

A massa volúmica é uma característica muito relevante, devido a relação direta com o comportamento hidrodinâmico do lubrificante, sendo afetada pela variação da temperatura pois quando ela aumenta a massa volúmica do fluido diminui.

Na espessura de filme foram analisados os dados experimentais, recorreu-se a literatura para encontrar a expressão matemática que melhor define o perfil de espessura de filme teórica. Onde expressão do Masjedi & Khonsari confere melhores resultados para as condições definidas como se pode observar na Tabela 9, o erro associado a esta expressão é cerca de 3,36% sendo menor valor registado. A espessura de filme tende em diminuir consoante o aumento da temperatura devido a diminuição da massa volúmica e da viscosidade.

Os dados sobre o α do viscosímetro de alta pressão conferem melhores resultados, com os dados da medição de espessura de filme, porque os lubrificantes são ensaiados com pressão e temperatura controlada, permitindo obter dados muito mais precisos quando comparado com o ensaio de espessura de filme.

Quando relacionado o coeficiente de piezoviscosidade com o COF observou-se que o atrito diminuía quando o α também diminuía, essa variação mostrou ser aproximadamente linear para a grande maioria dos lubrificantes como pode ser observar na Figura 37. Esta diminuição não é constante para os lubrificantes por causa da sua composição química e comportamento físico.

Com os resultados apresentados é possível afirmar a existência de uma relação entre o coeficiente de piezoviscosidade e o coeficiente de atrito para o regime de filme completo ($\Lambda > 3$) e quando o fator de correção térmico é superior a $\phi > 0,95$, sendo que essa variação na maioria dos lubrificantes analisados é aproximadamente linear.

**BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES
DE INFORMAÇÃO**

6 BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

- [1] H. P. J. W. Jost, "Tribology—origin and future," vol. 136, no. 1, pp. 1-17, 1990.
- [2] P. Gupta, H. Cheng, D. Zhu, N. Forster, and J. J. T. t. Schrand, "Viscoelastic effects in MIL-L-7808-type lubricant, Part I: analytical formulation," vol. 35, no. 2, pp. 269-274, 1992.
- [3] M. Qiu, L. Chen, Y. Li, and J. Yan, *Bearing tribology: principles and applications*. Springer, 2016.
- [4] M. Nosonovsky and B. Bhushan, "Green tribology: principles, research areas and challenges," ed: The Royal Society Publishing, 2010.
- [5] R. W. Carpick *et al.*, "The tribology opportunities study: can tribology save a quad?," vol. 72, no. 5, p. 44, 2016.
- [6] L. MISTA, "AVALIAÇÃO TRIBOLÓGICA DE DLC EM REGIME DE," Universidade Federal de Santa Catarina, 2015.
- [7] B. Bhushan, *Introduction to tribology*. John Wiley & Sons, 2013.
- [8] T. Mang and W. Dresel, *Lubricants and lubrication*. John Wiley & Sons, 2007.
- [9] R. M. Mortier, S. T. Orszulik, and M. F. Fox, *Chemistry and technology of lubricants*. Springer, 2010.
- [10] H. Cheng, "A numerical solution of the elastohydrodynamic film thickness in an elliptical contact," 1970.
- [11] F. Di Maio, A. J. C. E. R. Di Renzo, and Design, "Modelling particle contacts in distinct element simulations: linear and non-linear approach," vol. 83, no. 11, pp. 1287-1297, 2005.
- [12] M. Aidoudi and J. J. T. i. I. Bessrou, "Numerical Modeling of Rough Contact between Two Cylinders with Axes Parallel," vol. 39, no. 4, 2017.
- [13] S. J. J. o. S. Shaw and Vibration, "On the dynamic response of a system with dry friction," vol. 108, no. 2, pp. 305-325, 1986.
- [14] H. Olsson, K. J. Åström, C. C. De Wit, M. Gäfvert, and P. J. E. J. C. Lischinsky, "Friction models and friction compensation," vol. 4, no. 3, pp. 176-195, 1998.
- [15] W.-R. Chang *et al.*, "The role of friction in the measurement of slipperiness, Part 1: Friction mechanisms and definition of test conditions," vol. 44, no. 13, pp. 1217-1232, 2001.
- [16] V. Lampaert, F. Al-Bender, and J. J. T. L. Swevers, "Experimental characterization of dry friction at low velocities on a developed tribometer setup for macroscopic measurements," vol. 16, no. 1-2, pp. 95-105, 2004.
- [17] P. J. J. T. I. Blau, "The significance and use of the friction coefficient," vol. 34, no. 9, pp. 585-591, 2001.
- [18] G. He, M. H. Müser, and M. O. J. S. Robbins, "Adsorbed layers and the origin of static friction," vol. 284, no. 5420, pp. 1650-1652, 1999.
- [19] B. N. Persson, O. Albohr, F. Mancosu, V. Peveri, V. Samoilov, and I. M. J. W. Sivebæk, "On the nature of the static friction, kinetic friction and creep," vol. 254, no. 9, pp. 835-851, 2003.
- [20] O. Braun and M. J. P. R. E. Peyrard, "Dependence of kinetic friction on velocity: Master equation approach," vol. 83, no. 4, p. 046129, 2011.
- [21] J. Vivancos, C. Luis, L. Costa, and J. J. J. o. M. P. T. Ortiz, "Optimal machining parameters selection in high speed milling of hardened steels for injection moulds," vol. 155, pp. 1505-1512, 2004.
- [22] "Leonardo da Vinci's studies of friction," *Wear*, vol. 360-361, pp. 51 - 66, 2016.
- [23] V. L. Popov, "Coulomb's law of friction," in *Contact Mechanics and Friction*: Springer, 2017, pp. 151-172.

- [24] J. Gao, W. Luedtke, D. Gourdon, M. Ruths, J. Israelachvili, and U. Landman, "Frictional forces and Amontons' law: from the molecular to the macroscopic scale," ed: ACS Publications, 2004.
- [25] F.-J. J. J. o. P. A. M. Elmer and General, "Nonlinear dynamics of dry friction," vol. 30, no. 17, p. 6057, 1997.
- [26] E. Gadelmawla, M. Koura, T. Maksoud, I. Elewa, and H. J. J. o. m. p. T. Soliman, "Roughness parameters," vol. 123, no. 1, pp. 133-145, 2002.
- [27] S. Liu, A. Peyronnel, Q. J. Wang, and L. M. J. T. L. Keer, "An extension of the Hertz theory for three-dimensional coated bodies," vol. 18, no. 3, pp. 303-314, 2005.
- [28] J. Long and G. J. M. o. M. Wang, "Effects of surface tension on axisymmetric Hertzian contact problem," vol. 56, pp. 65-70, 2013.
- [29] H. Czichos, D. Klaffke, E. Santner, and M. J. W. Woydt, "Advances in tribology: the materials point of view," vol. 190, no. 2, pp. 155-161, 1995.
- [30] L. Critchley, "Monitoring Industrial Lubricants with Sensors," 2019.
- [31] i. e. gmbh, (in English), 2020 2020.
- [32] J. P. Ewen, C. Gattinoni, F. M. Thakkar, N. Morgan, H. A. Spikes, and D. J. M. Dini, "A comparison of classical force-fields for molecular dynamics simulations of lubricants," vol. 9, no. 8, p. 651, 2016.
- [33] L. Lin and M. A. J. I. J. o. R. Kedzierski, "Density and viscosity of a polyol ester lubricant: Measurement and molecular dynamics simulation," vol. 118, pp. 188-201, 2020.
- [34] S. J. P. o. t. I. o. M. E. Bair, Part J: Journal of Engineering Tribology, "On the concentrated contact as a viscometer," vol. 214, no. 6, pp. 515-521, 2000.
- [35] L. Beaulieu, E. Logan, K. Gering, and J. J. R. o. S. I. Dahn, "An automated system for performing continuous viscosity versus temperature measurements of fluids using an Ostwald viscometer," vol. 88, no. 9, p. 095101, 2017.
- [36] R. Glovnea and H. J. T. t. Spikes, "The influence of lubricant upon EHD film behavior during sudden halting of motion," vol. 43, no. 4, pp. 731-739, 2000.
- [37] Z.-b. Cai, Y. Zhou, and J. J. W. Qu, "Effect of oil temperature on tribological behavior of a lubricated steel– steel contact," vol. 332, pp. 1158-1163, 2015.
- [38] M. Wasilczuk and F. J. E. F. A. Wasilczuk, "Combined Thrust Radial Bearing of a Submarine Main Shaft–Design and Analysis of Failure," p. 104651, 2020.
- [39] B. J. Hamrock and D. Dowson, "Isothermal elastohydrodynamic lubrication of point contacts: part III—fully flooded results," 1977.
- [40] D. Dowson and G. J. J. o. m. e. s. Higginson, "A numerical solution to the elastohydrodynamic problem," vol. 1, no. 1, pp. 6-15, 1959.
- [41] Y. Liu, Q. J. Wang, S. Bair, and P. J. T. L. Vergne, "A quantitative solution for the full shear-thinning EHL point contact problem including traction," vol. 28, no. 2, pp. 171-181, 2007.
- [42] A. S. Pensado, M. J. Comuñas, L. Lugo, J. J. J. o. C. Fernández, and E. Data, "Experimental dynamic viscosities of 2, 3-dimethylpentane up to 60 MPa and from (303.15 to 353.15) K using a rolling-ball viscometer," vol. 50, no. 3, pp. 849-855, 2005.
- [43] P. Kumar, S. Bair, I. Krupka, and M. J. T. I. Hartl, "Newtonian quantitative elastohydrodynamic film thickness with linear piezoviscosity," vol. 43, no. 11, pp. 2159-2165, 2010.
- [44] N. Talekar and P. J. P. M. S. Kumar, "Steady state EHL line contact analysis with surface roughness and linear piezo-viscosity," vol. 5, pp. 898-907, 2014.
- [45] P. Anuradha and P. J. T. I. Kumar, "EHL line contact central and minimum film thickness equations for lubricants with linear piezoviscous behavior," vol. 44, no. 10, pp. 1257-1260, 2011.
- [46] R. Glovnea and H. J. P. o. t. I. o. M. E. Spikes, Part J: Journal of Engineering Tribology, "Elastohydrodynamic film formation at the start-up of the motion," vol. 215, no. 2, pp. 125-138, 2001.
- [47] J. Archard, M. J. P. o. t. R. S. o. L. S. A. M. Kirk, and P. Sciences, "Lubrication at point contacts," vol. 261, no. 1307, pp. 532-550, 1962.
- [48] H. Bahadoran and R. Gohar, "The oil film in elastohydrodynamic elliptical contacts," *Wear*, vol. 29, no. 2, pp. 264-270, 1974/08/01/ 1974.

- [49] A. Lubrecht, C. H. Venner, and F. J. P. o. t. I. o. M. E. Colin, Part J: Journal of Engineering Tribology, "Film thickness calculation in elasto-hydrodynamic lubricated line and elliptical contacts: the Dowson, Higginson, Hamrock contribution," vol. 223, no. 3, pp. 511-515, 2009.
- [50] G. Nijenbanning, C. H. Venner, and H. J. W. Moes, "Film thickness in elastohydrodynamically lubricated elliptic contacts," vol. 176, no. 2, pp. 217-229, 1994.
- [51] R. Chittenden, D. Dowson, J. Dunn, C. J. P. o. t. R. S. o. L. A. M. Taylor, and P. Sciences, "A theoretical analysis of the isothermal elastohydrodynamic lubrication of concentrated contacts. I. Direction of lubricant entrainment coincident with the major axis of the Hertzian contact ellipse," vol. 397, no. 1813, pp. 245-269, 1985.
- [52] M. Masjedi and M. J. T. I. Khonsari, "On the effect of surface roughness in point-contact EHL: Formulas for film thickness and asperity load," vol. 82, pp. 228-244, 2015.
- [53] Y. Xu and J. R. J. T. I. Stokes, "Soft lubrication of model shear-thinning fluids," vol. 152, p. 106541, 2020.
- [54] S. M. Hsu and R. S. J. T. i. Gates, "Boundary lubricating films: formation and lubrication mechanism," vol. 38, no. 3, pp. 305-312, 2005.
- [55] L. Burstein, "Lubrication and roughness," in *Tribology for Engineers*: Elsevier, 2011, pp. 65-120.
- [56] H. J. L. S. Spikes, "Mixed lubrication—an overview," vol. 9, no. 3, pp. 221-253, 1997.
- [57] A. Kovalchenko, O. Ajayi, A. Erdemir, G. Fenske, and I. J. T. I. Etsion, "The effect of laser surface texturing on transitions in lubrication regimes during unidirectional sliding contact," vol. 38, no. 3, pp. 219-225, 2005.
- [58] A. Kovalchenko, O. Ajayi, A. Erdemir, G. Fenske, and I. J. T. T. Etsion, "The effect of laser texturing of steel surfaces and speed-load parameters on the transition of lubrication regime from boundary to hydrodynamic," vol. 47, no. 2, pp. 299-307, 2004.
- [59] S. Bair and F. J. J. T. Qureshi, "The generalized Newtonian fluid model and elastohydrodynamic film thickness," vol. 125, no. 1, pp. 70-75, 2003.
- [60] Y. Wang, Z. Feng, J. J. C. O. i. C. Frechette, and I. Science, "Dynamic Adhesion Due to Fluid Infusion," p. 101397, 2020.
- [61] H. Aminkhani and M. J. P. o. t. I. o. M. E. Daliri, Part J: Journal of Engineering Tribology, "Effects of piezo-viscous-coupled stress lubricant on the squeeze film performance of parallel triangular plates," vol. 234, no. 9, pp. 1514-1521, 2020.
- [62] T. Dass, S. R. Gunakala, and D. M. J. A. S. E. J. Comissiong, "The combined effect of couple stresses, variable viscosity and velocity-slip on the lubrication of finite journal bearings," 2020.
- [63] L. Gustafsson, E. Höglund, and O. J. P. o. t. I. o. M. E. Marklund, Part J: Journal of Engineering Tribology, "Measuring lubricant film thickness with image analysis," vol. 208, no. 3, pp. 199-205, 1994.
- [64] F. M. Gaciño, X. Paredes, M. J. Comuñas, and J. J. T. J. o. C. T. Fernández, "Effect of the pressure on the viscosities of ionic liquids: Experimental values for 1-ethyl-3-methylimidazolium ethylsulfate and two bis (trifluoromethyl-sulfonyl) imide salts," vol. 54, pp. 302-309, 2012.
- [65] O. F. José J. Segovia, Enriqueta R. López, Luis Lugo, Carmen Martín, Josefa Fernández, "Automated densimetric system: Measurements and uncertainties for compressed fluids," *Elsevier*, 2009.
- [66] A. S. Sottomayor, "Lubrificação EHD - Espessura de filme - Correções da espessura," 2019.
- [67] B. C. Stump *et al.*, "New functionality of ionic liquids as lubricant additives: mitigating rolling contact fatigue," vol. 11, no. 33, pp. 30484-30492, 2019.
- [68] M. Hammami, R. Martins, M. S. Abbes, M. Haddar, and J. J. T. I. Seabra, "Axle gear oils: Tribological characterization under full film lubrication," vol. 106, pp. 109-122, 2017.

- [69] J. M. L. del Río, M. J. Guimarey, M. J. Comuñas, and J. J. T. J. o. C. T. Fernández, "High pressure viscosity behaviour of tris (2-ethylhexyl) trimellitate up to 150 MPa," vol. 138, pp. 159-166, 2019.
- [70] D. E. Gonçalves, J. M. Liñeira del Rio, M. a. J. Comuñas, J. Fernández, J. H. J. I. Seabra, and E. C. Research, "High Pressure Characterization of the Viscous and Volumetric Behavior of Three Transmission Oils," vol. 58, no. 4, pp. 1732-1742, 2019.

ANEXOS

7 ANEXOS

Óleo: 75w90

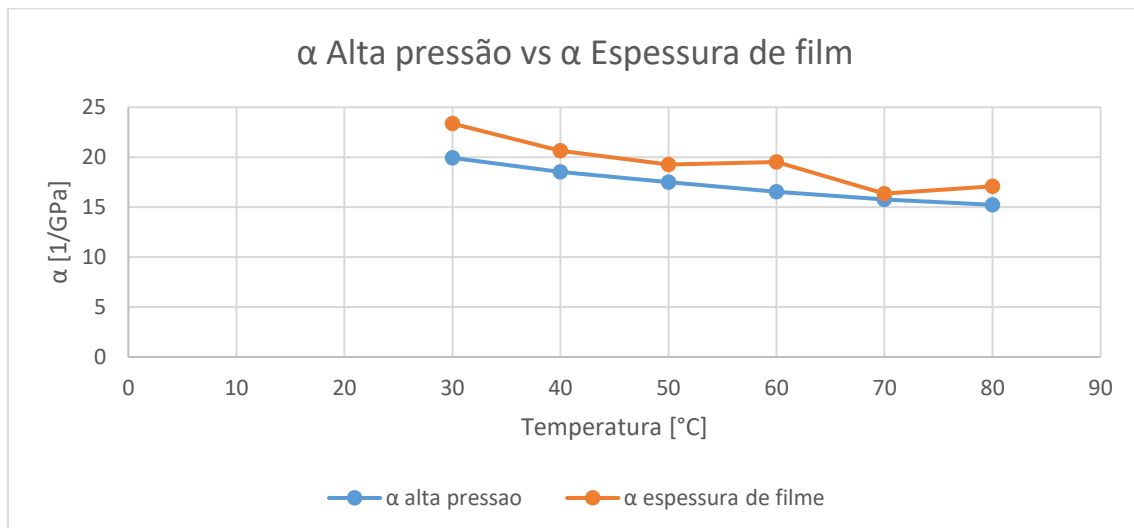


Figura 50 - Coeficiente de piezoviscosidade experimental vs numérico do 75w90 em função da temperatura.

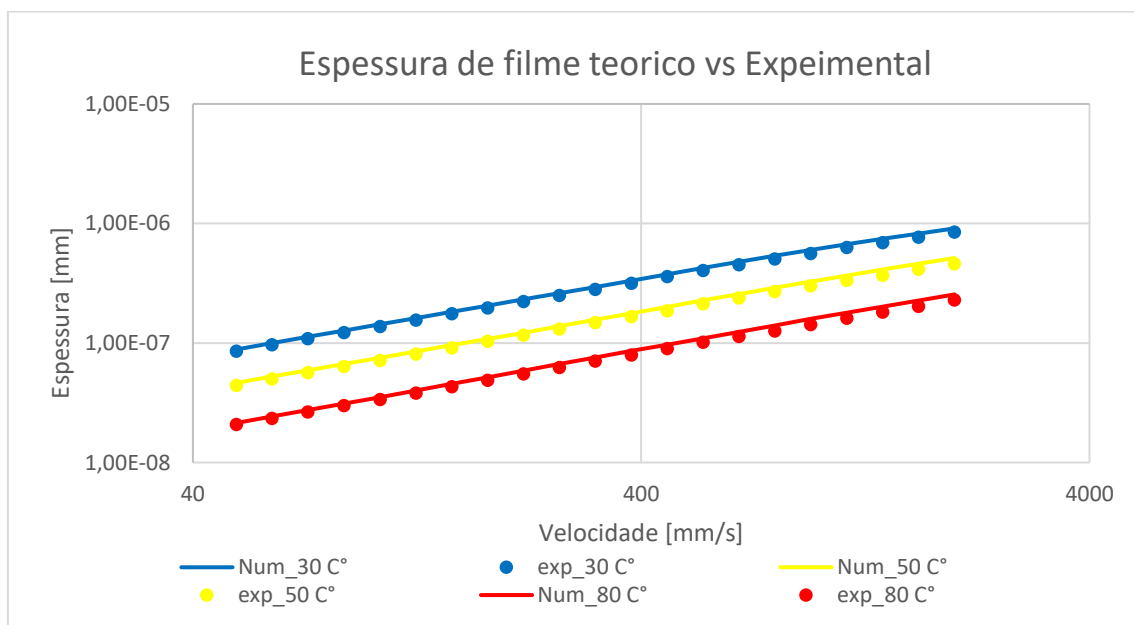


Figura 51 - Espessura de filme teórico Masjedi e Khonsari vs experimental do 75w90.

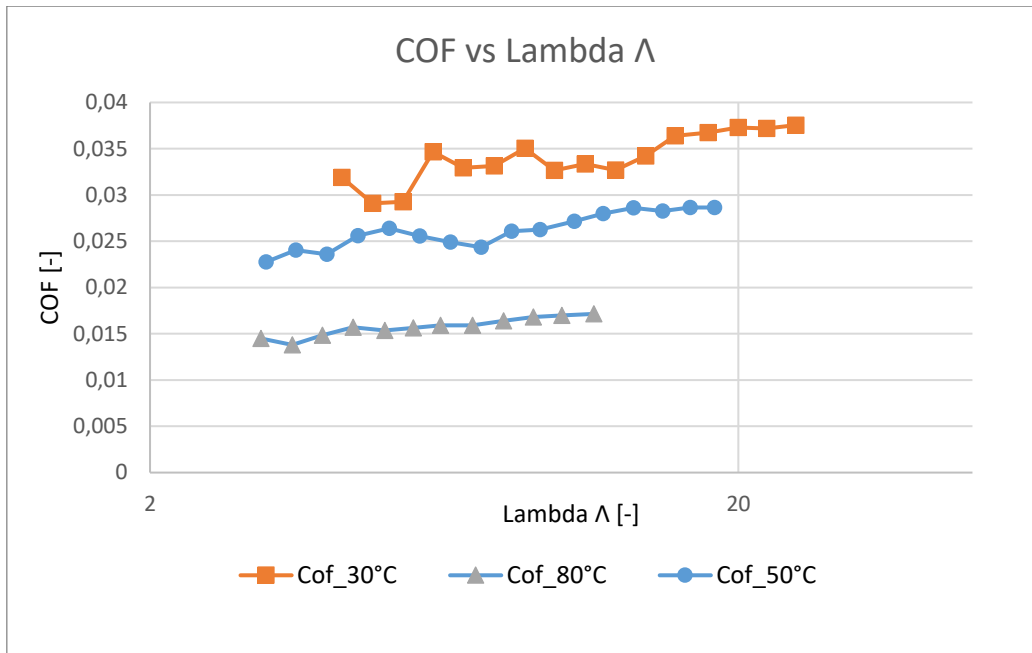


Figura 52 - Curvas de Stribeck do 75w90.

Óleo: 80w90

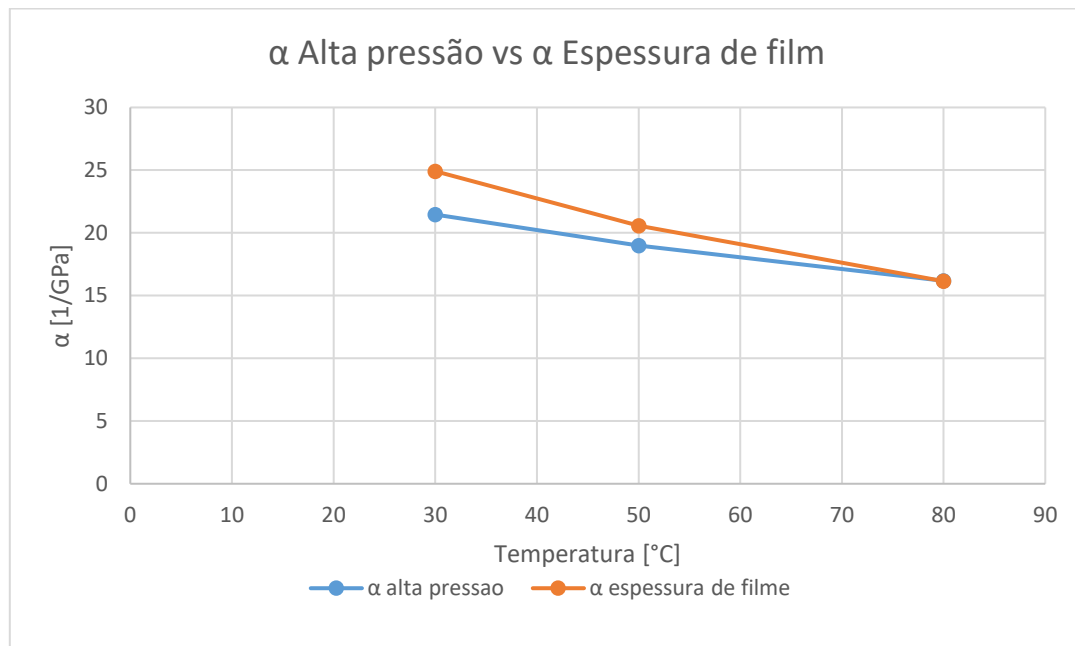


Figura 53- Coeficiente de piezoviscosidade experimental vs numérico do 80w90 em função da temperatura.

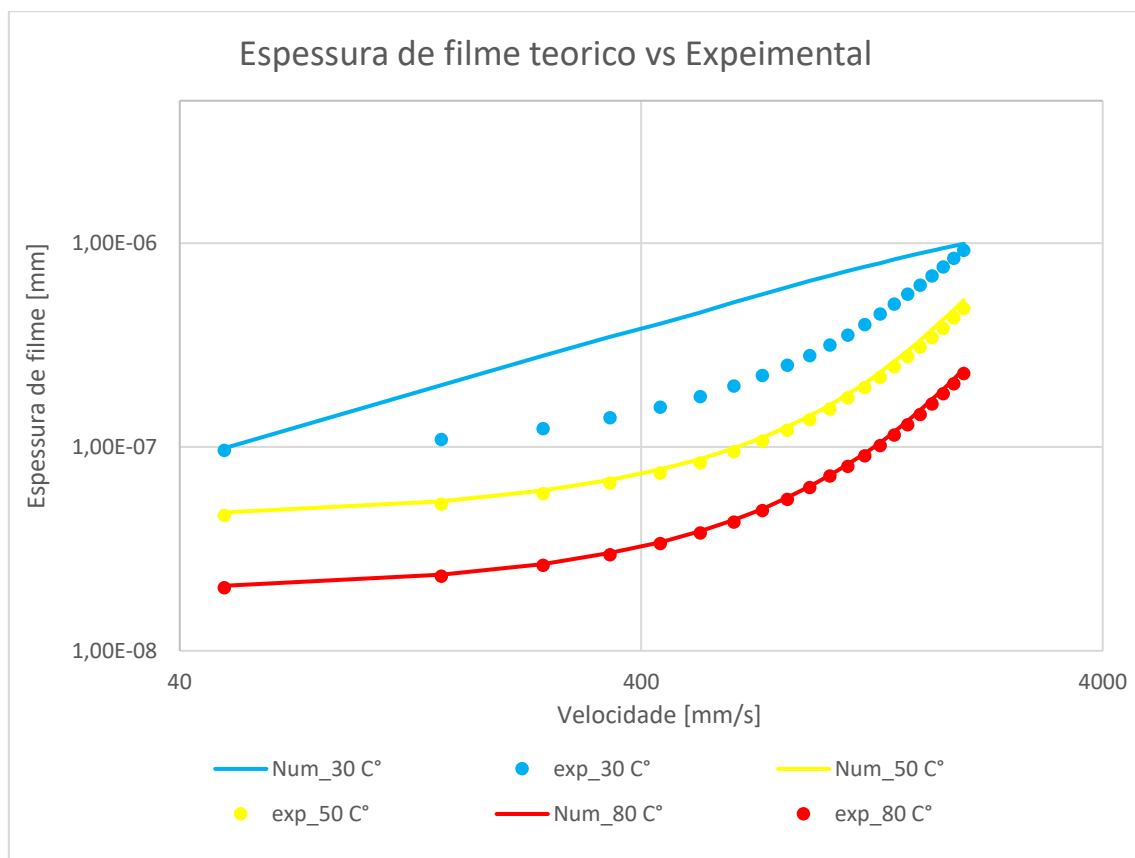


Figura 54 - Espessura de filme teórico Masjedi e Khonsari vs experimental do 80w90.

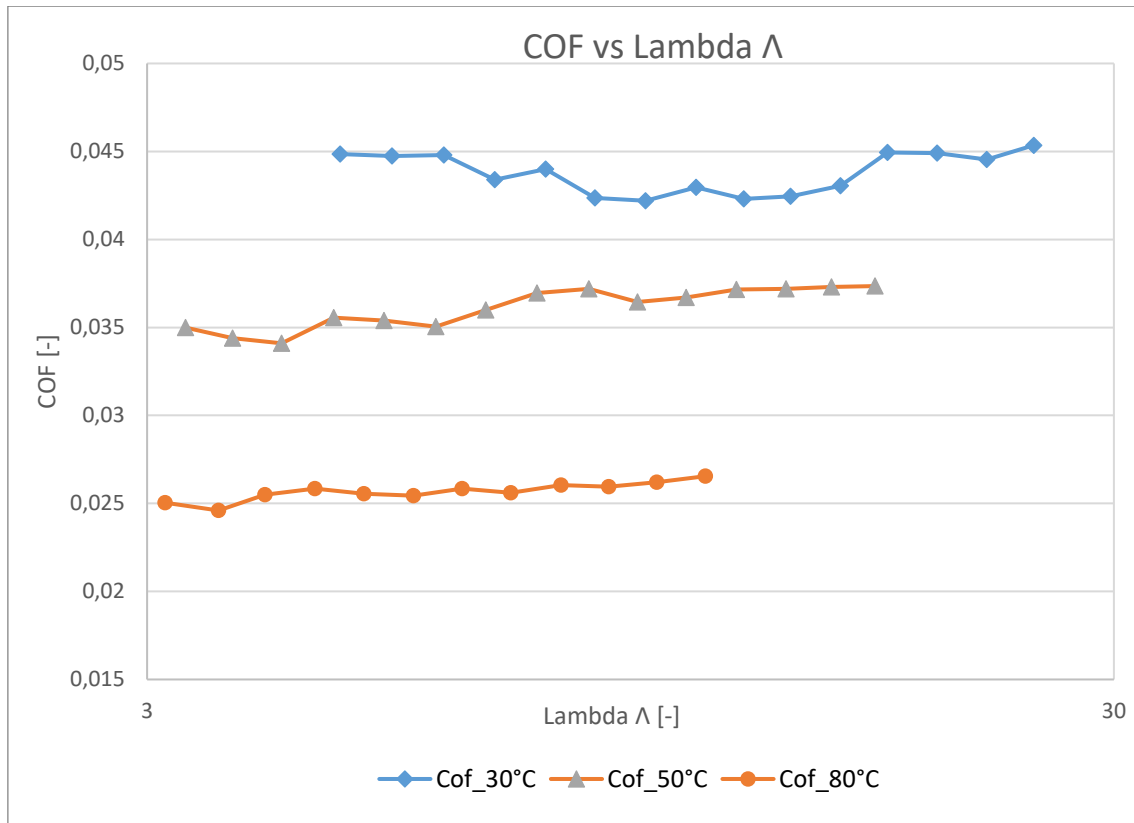


Figura 55- Curvas de Stribeck do 80w90.

Óleo: BIO4

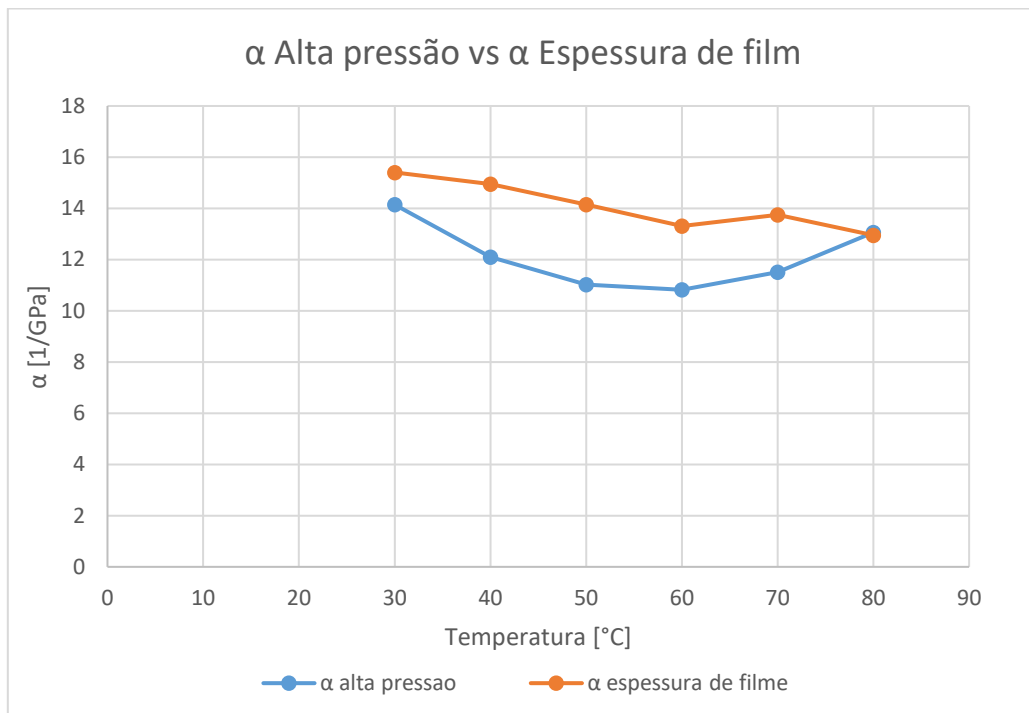


Figura 56 - Coeficiente de piezoviscosidade experimental vs numérico do BIO4 em função da temperatura.

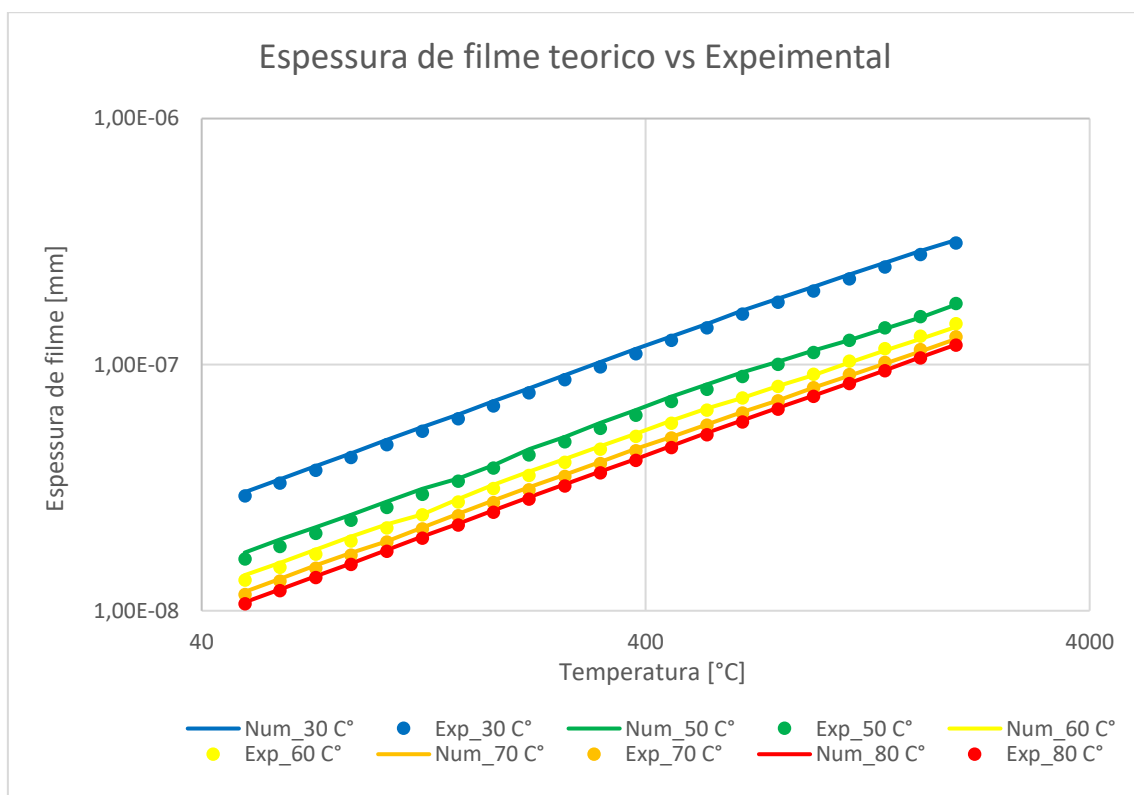


Figura 57 - Espessura de filme teórico Masjedi e Khonsari vs experimental do BIO4.

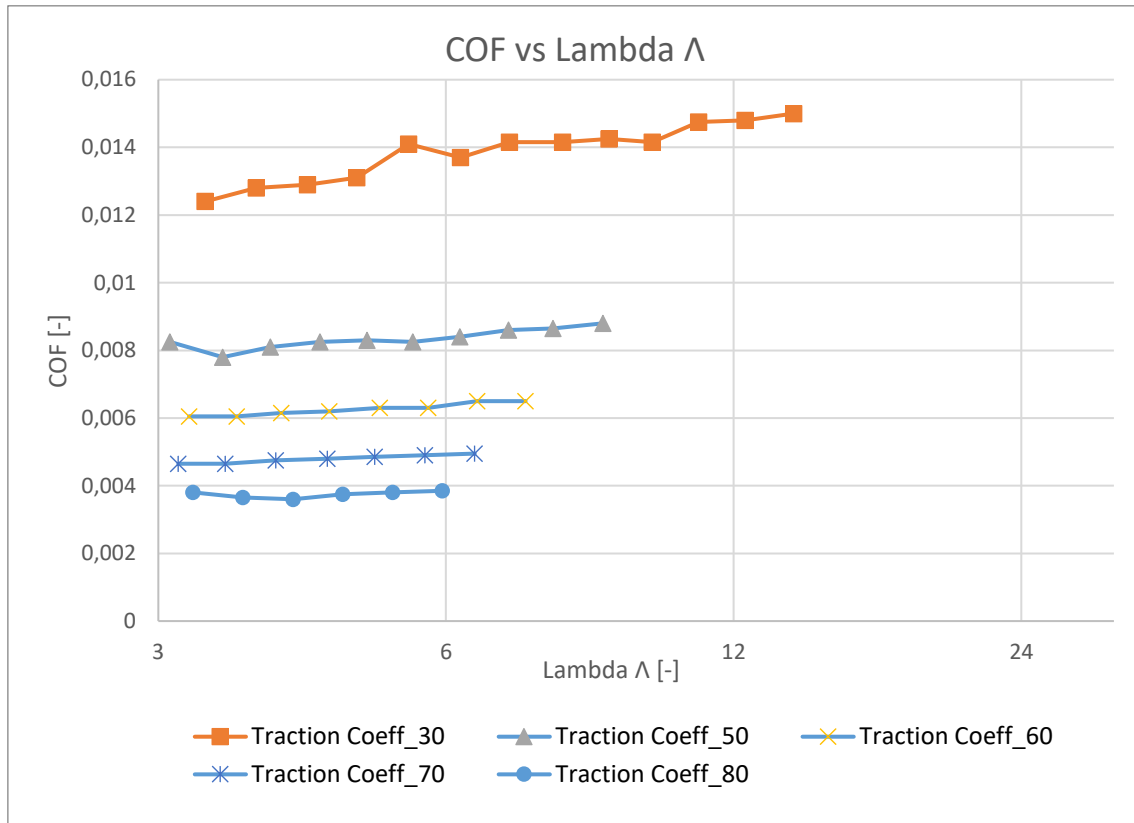


Figura 58- Curvas de Stribeck do BIO4.

Óleo: BIO06

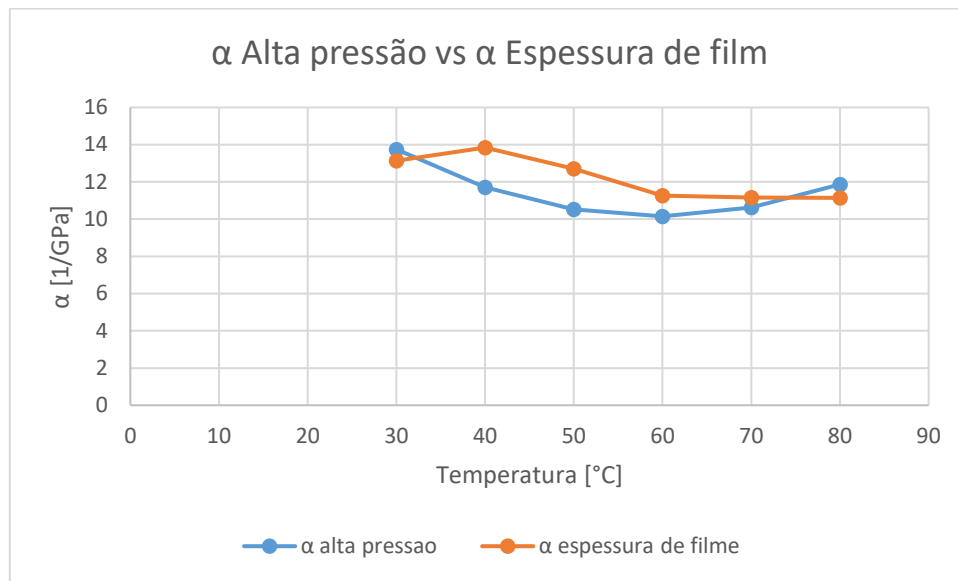


Figura 59 - Coeficiente de piezoviscosidade experimental vs numérico do BIO6 em função da temperatura.

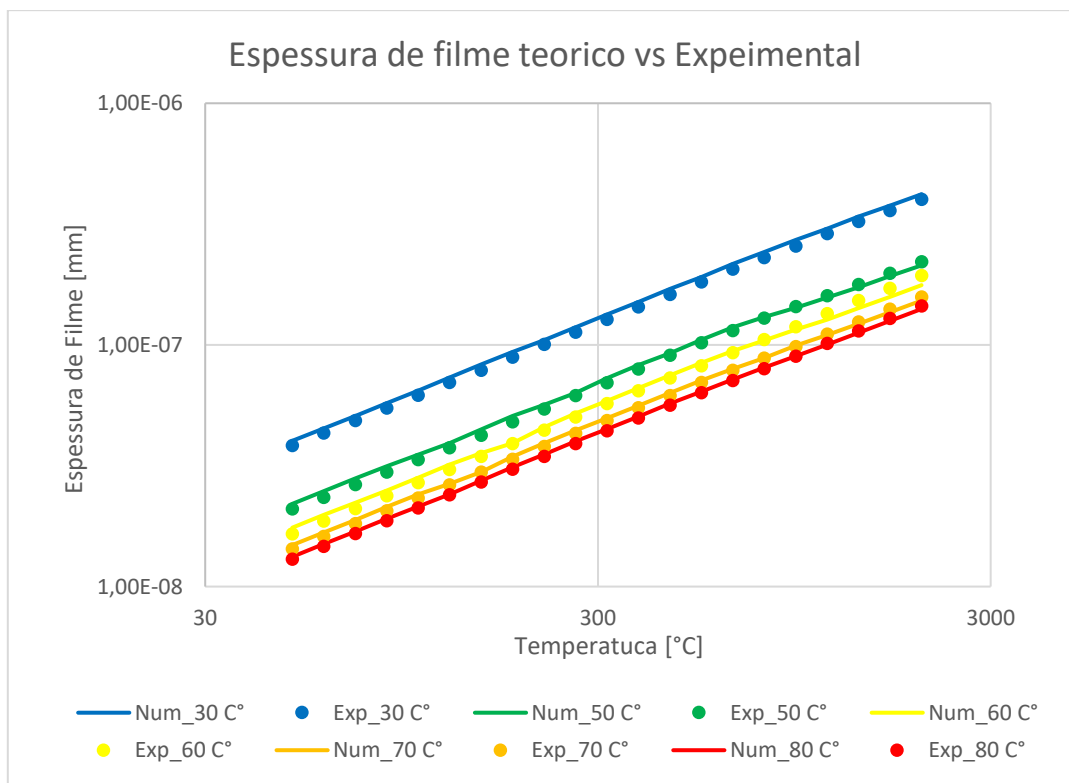


Figura 60 - Espessura de filme teórico Masjedi e Khonsari vs experimental do BIO6.

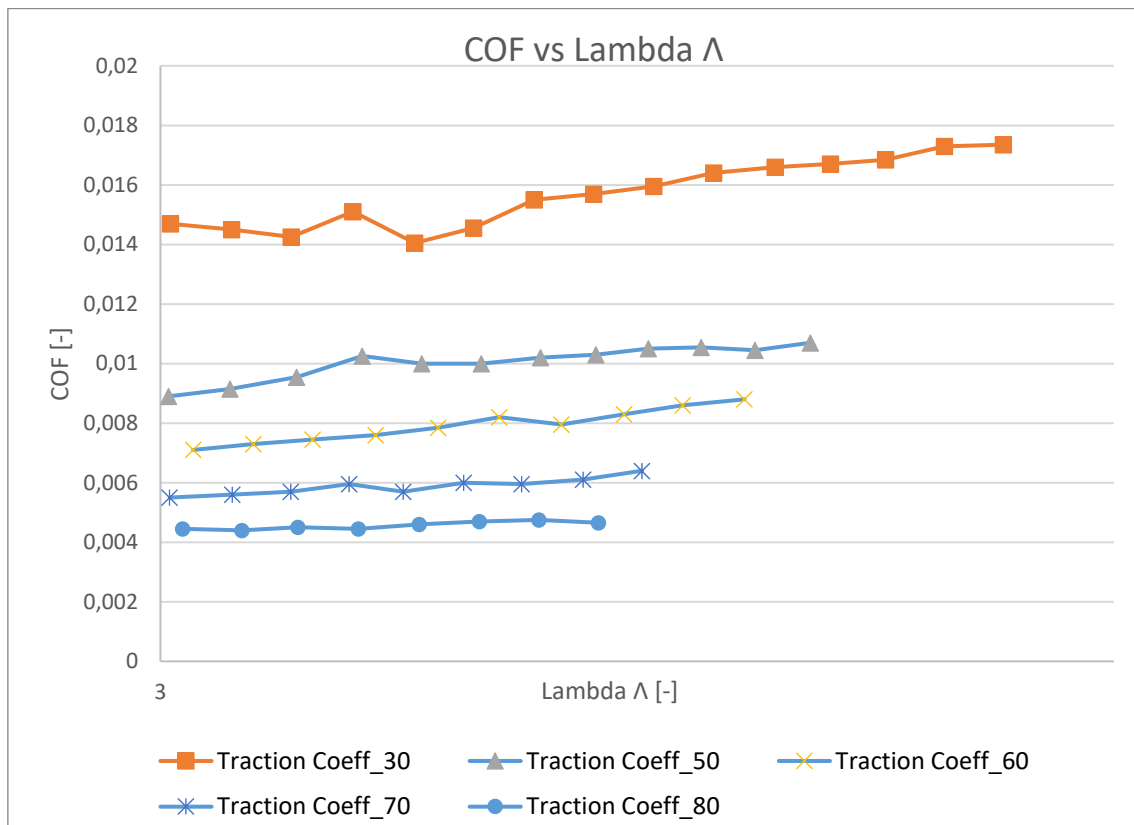


Figura 61- Curvas de Stribeck do BIO6.

Óleo: DEHP

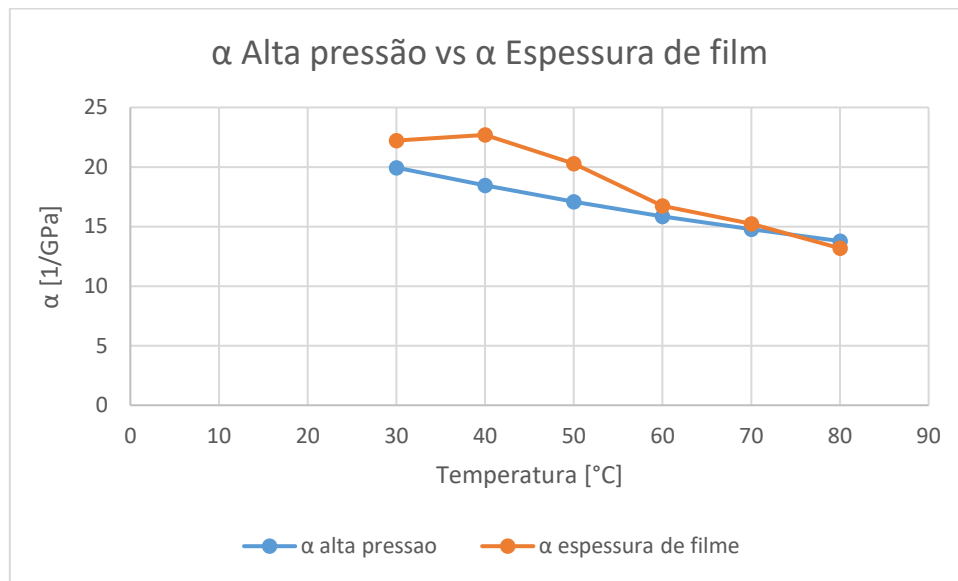


Figura 62 - Coeficiente de piezoviscosidade experimental vs numérico do DEHP em função da temperatura.

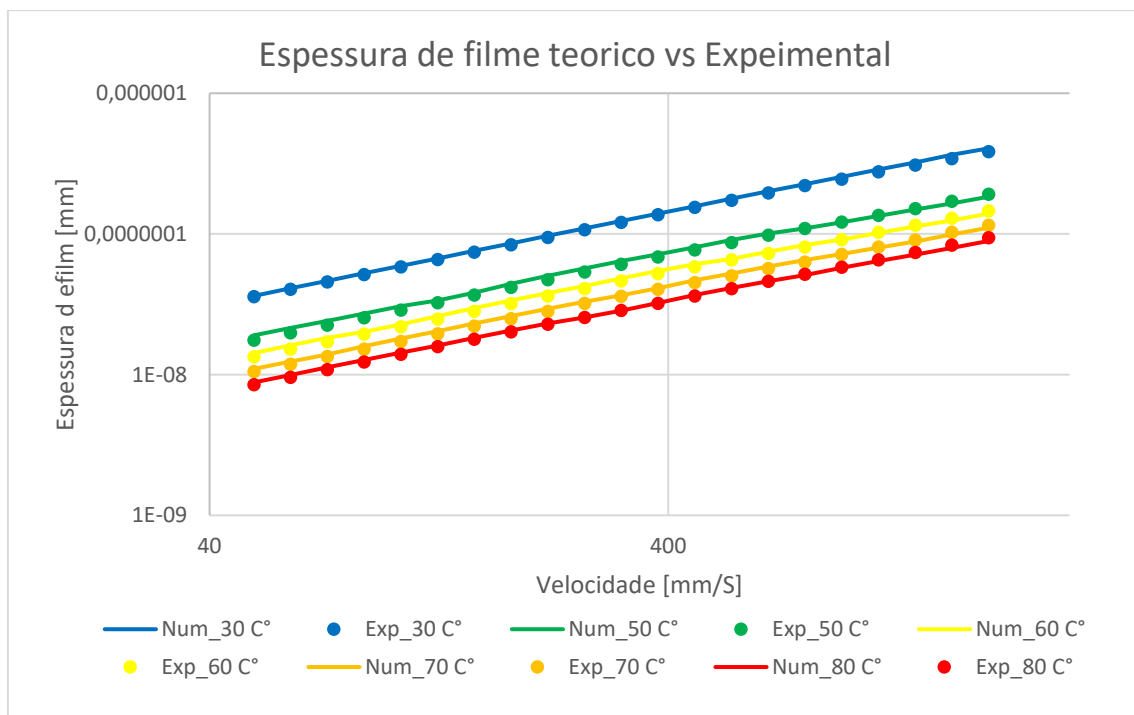


Figura 63 - Espessura de filme teórico Masjedi e Khonsari vs experimental do DEHP.

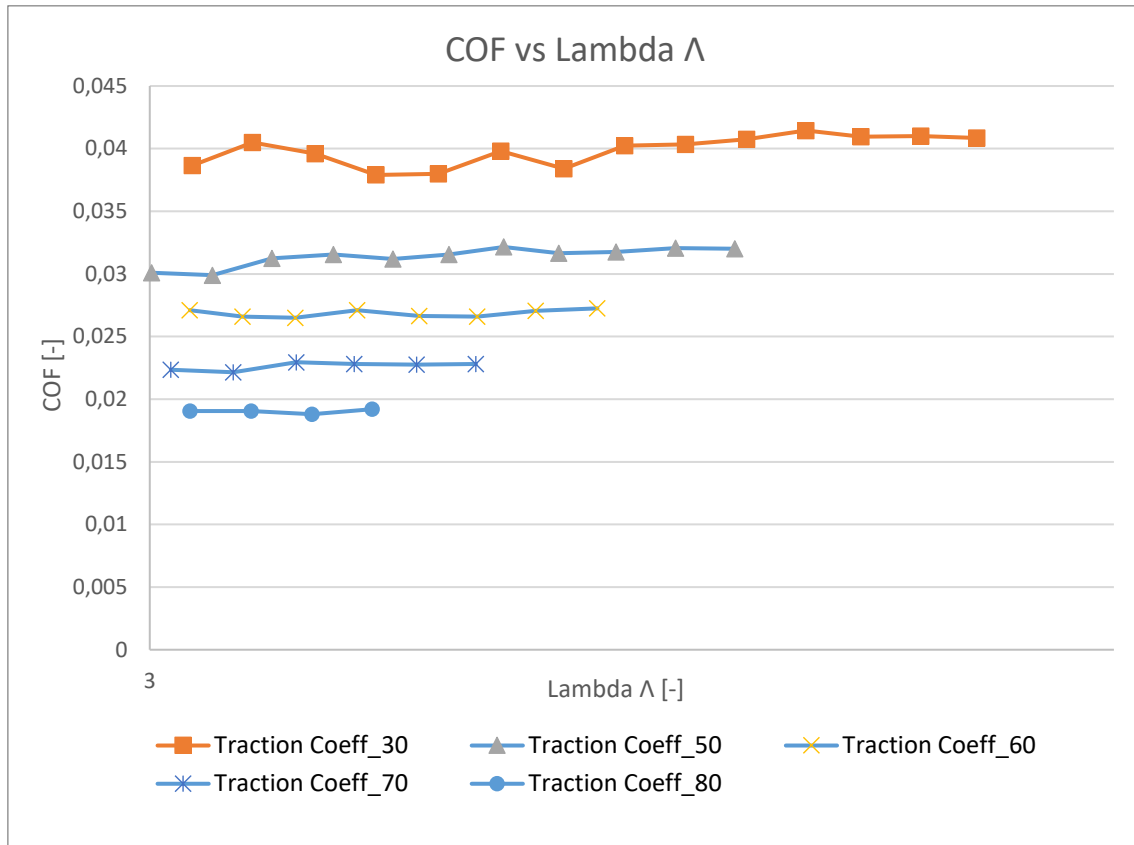


Figura 64- Curvas de Stribeck do DEHP.

Óleo: DIDP

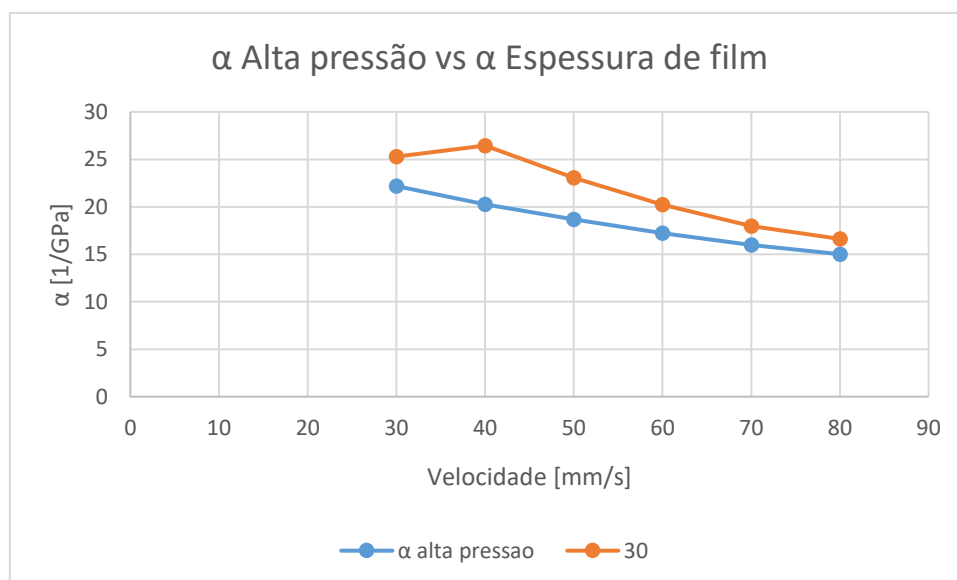


Figura 65 - Coeficiente de piezoviscosidade experimental vs numérico do DIDP em função da temperatura.

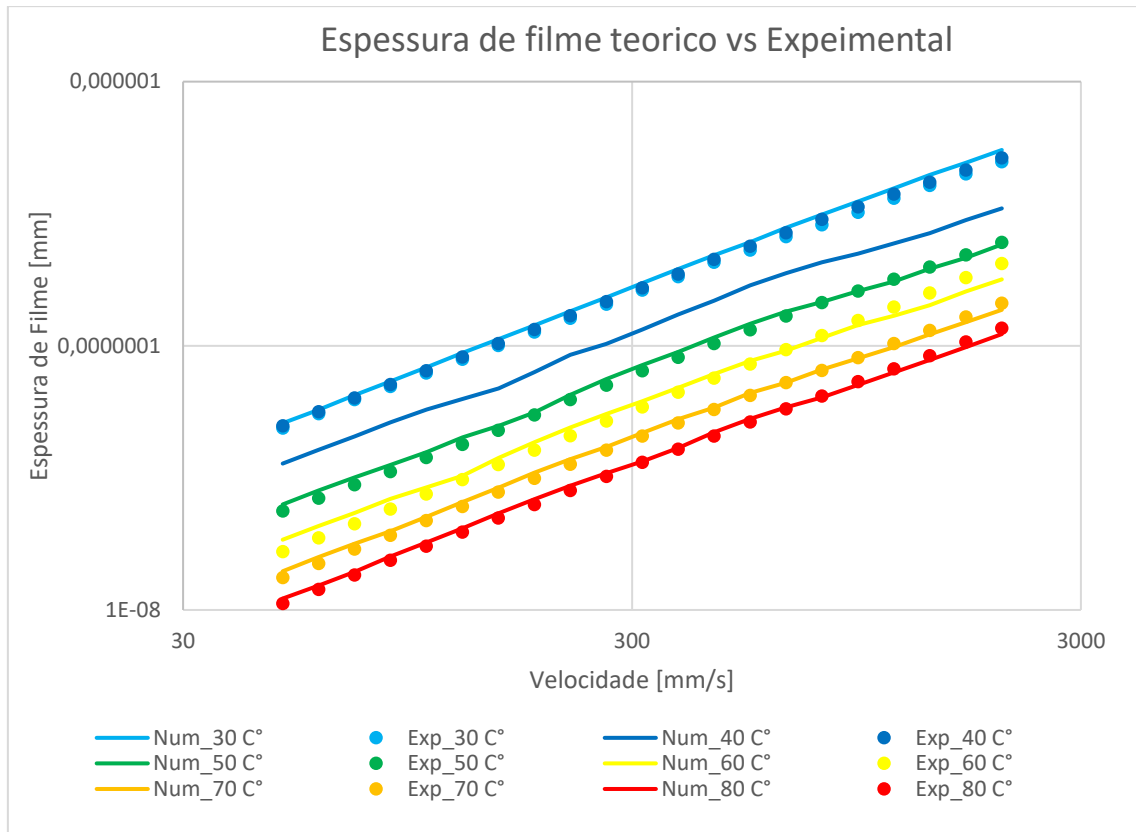


Figura 66 - Espessura de filme teórico Masjedi e Khonsari vs experimental do DIDP.

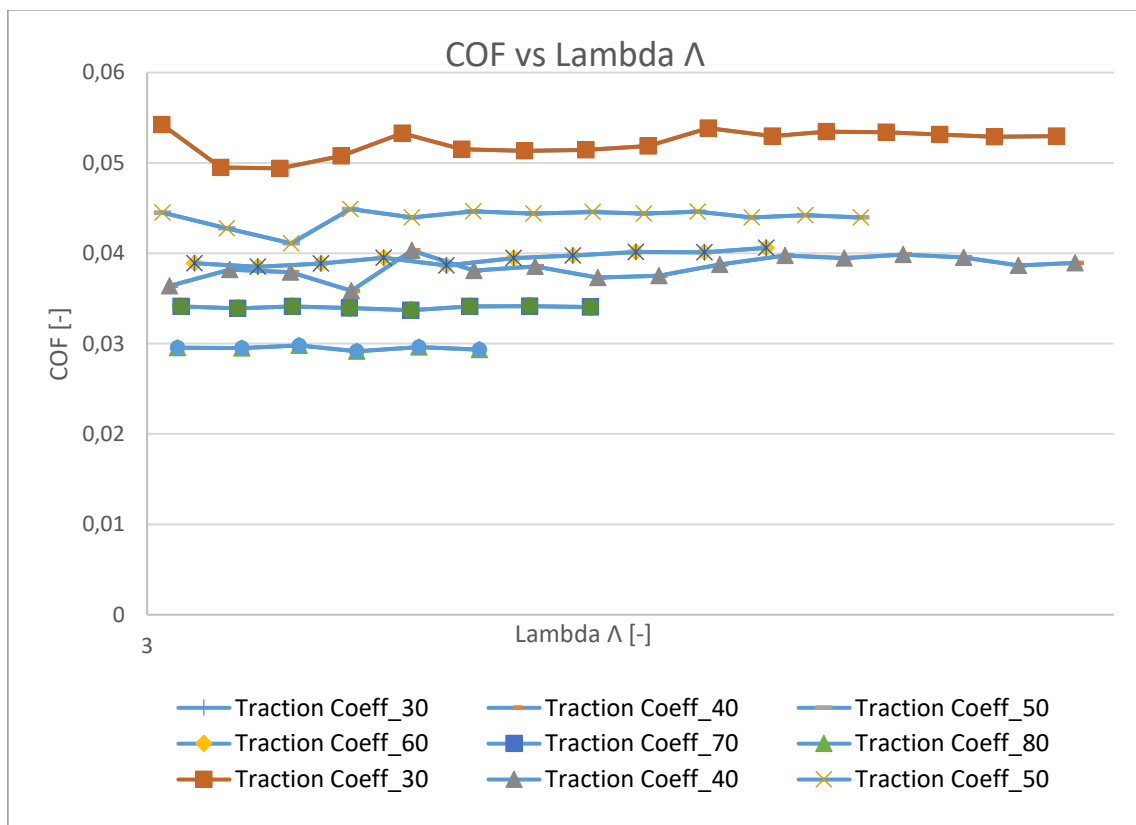


Figura 67 - - Curvas de Stribeck do DIDP.

Óleo: DIPEC5

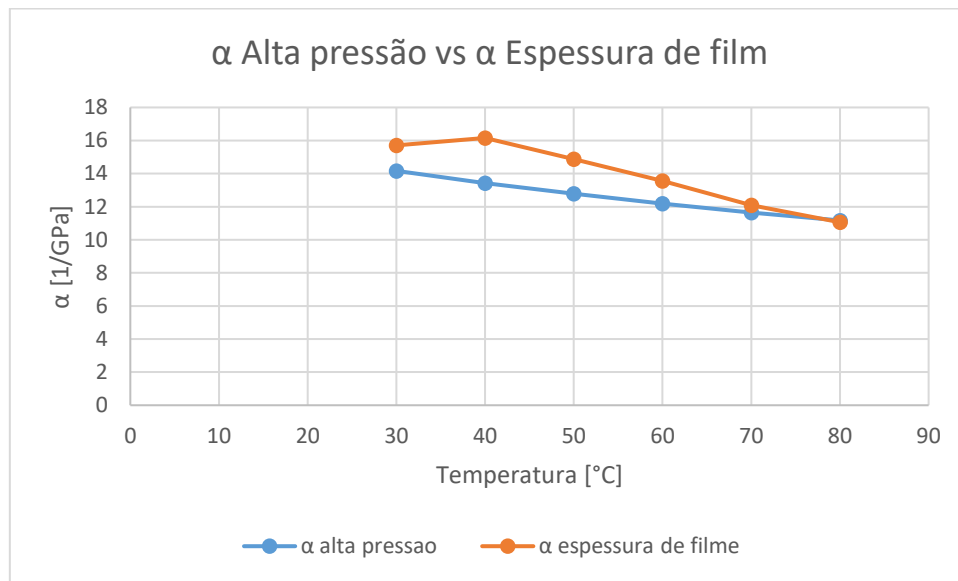


Figura 68 - Coeficiente de piezoviscosidade experimental vs numérico do DIPEC5 em função da temperatura.

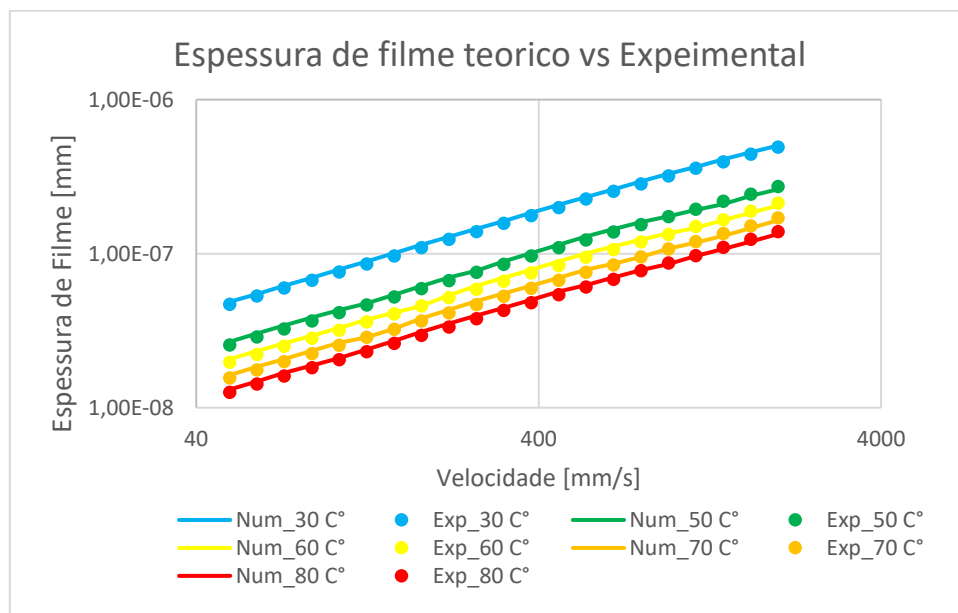


Figura 69 - Espessura de filme teórico Masjedi e Khonsari vs experimental do DIPEC5.

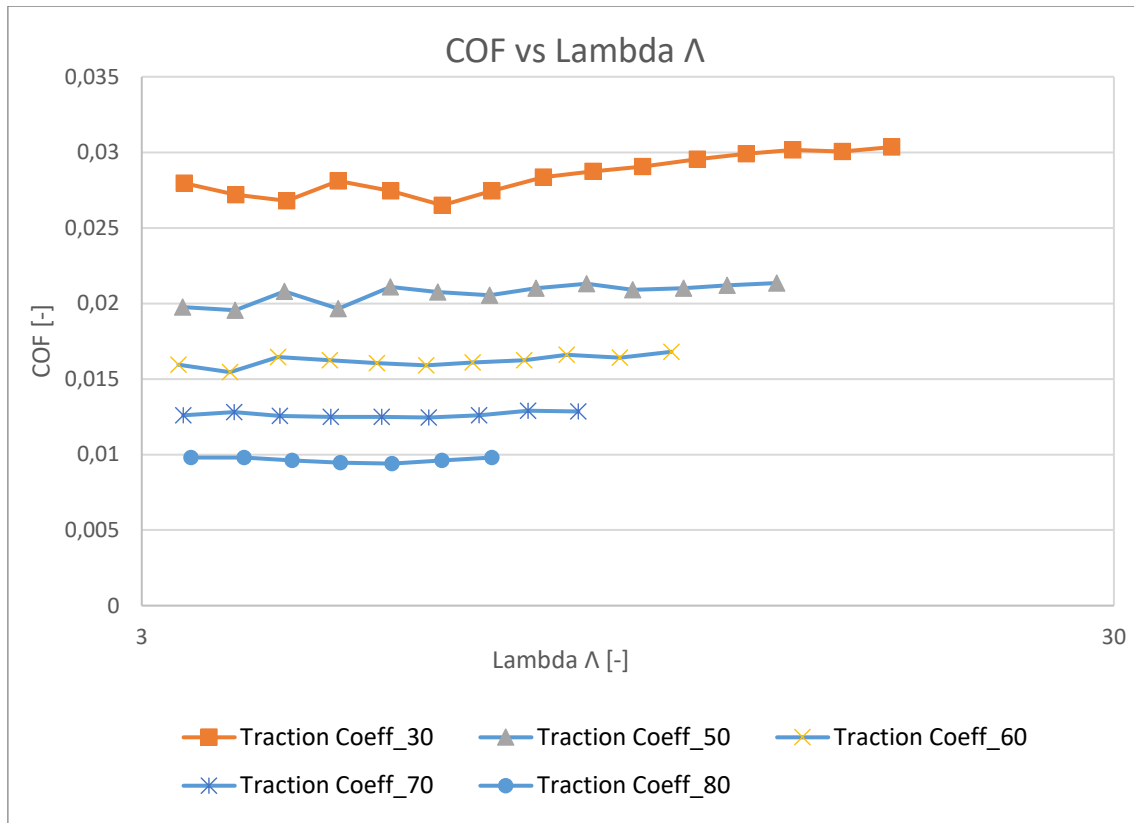


Figura 70- Curvas de Stribeck do DIPEC5.

Óleo: DIPEC7

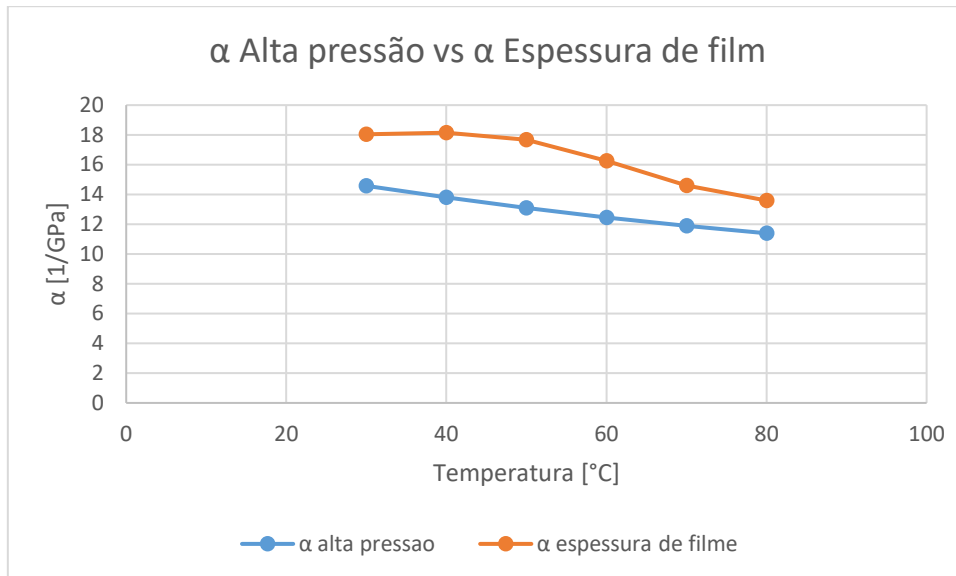


Figura 71 - Coeficiente de piezoviscosidade experimental vs numérico do DIPEC7 em função da temperatura.

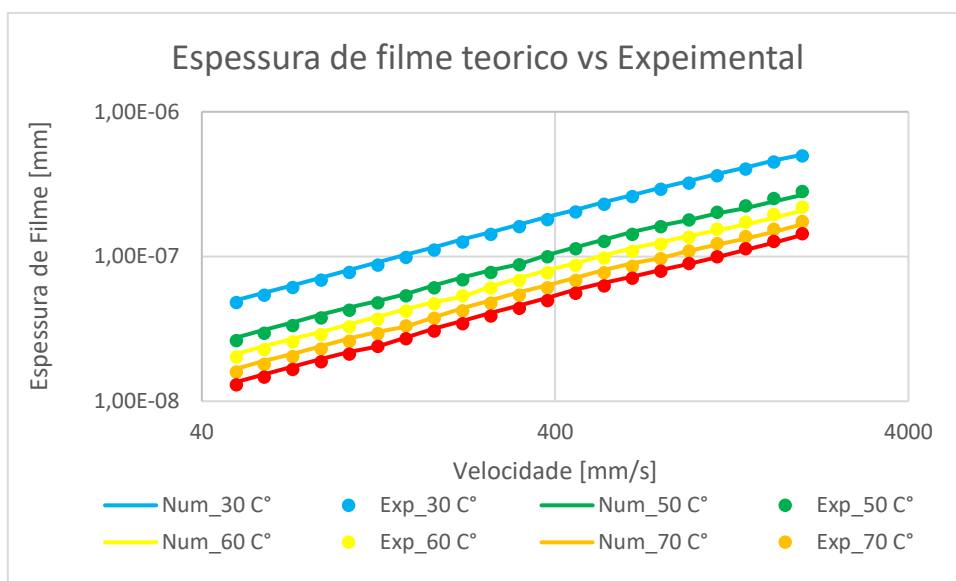


Figura 72 - Espessura de filme teórico Masjedi e Khonsari vs experimental do DIPEC7.

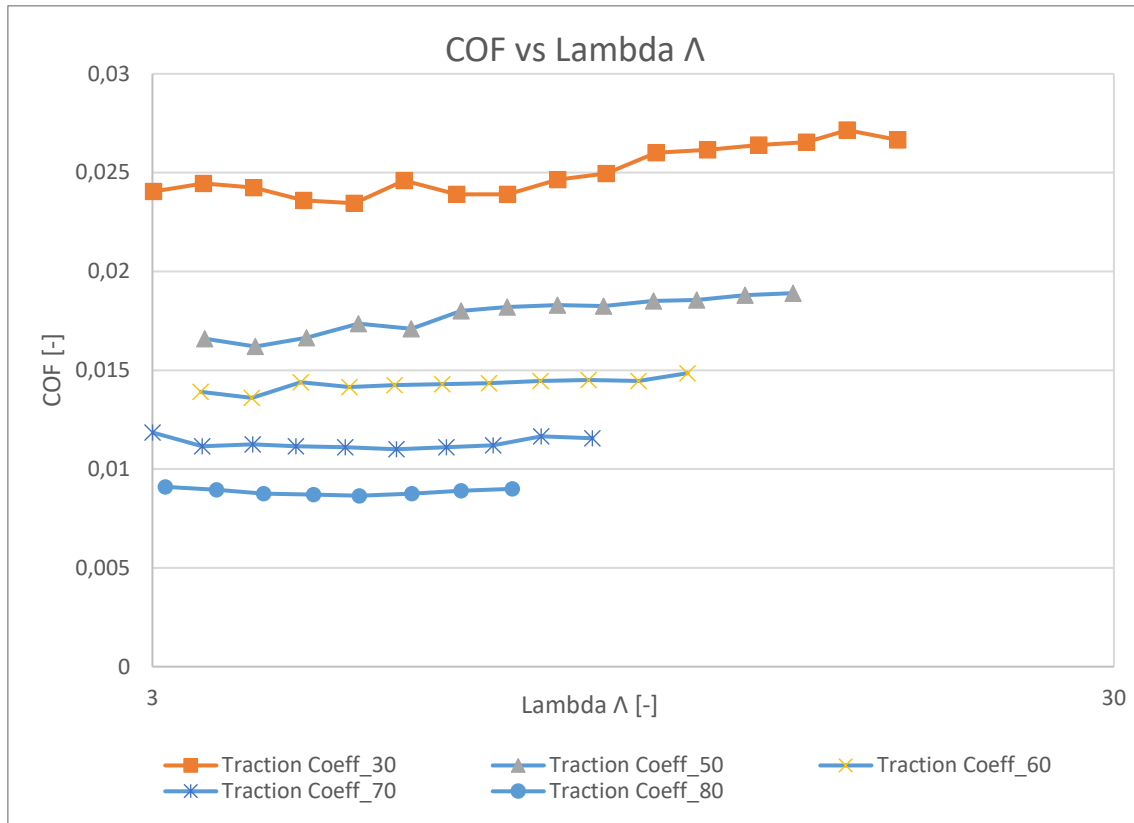


Figura 73- Curvas de Stribeck do DIPEC7.

Óleo: PAO48

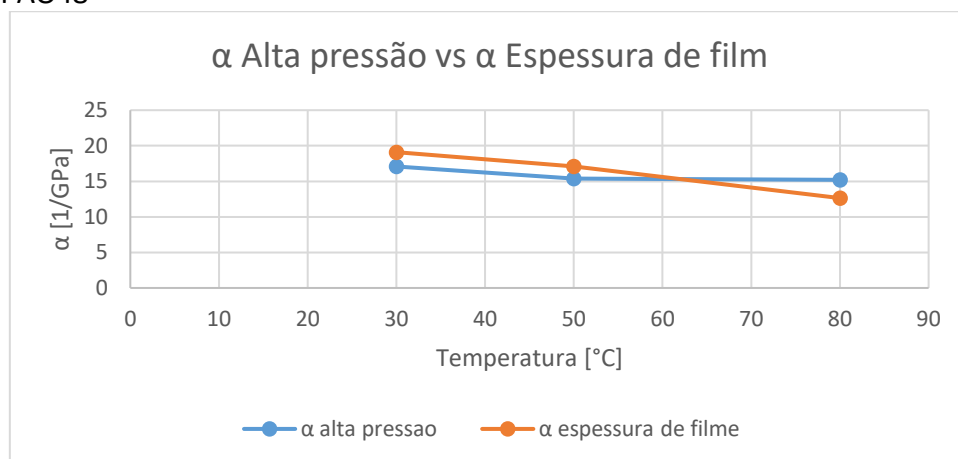


Figura 74 - Coeficiente de piezoviscosidade experimental vs numérico do PAO48 em função da temperatura.

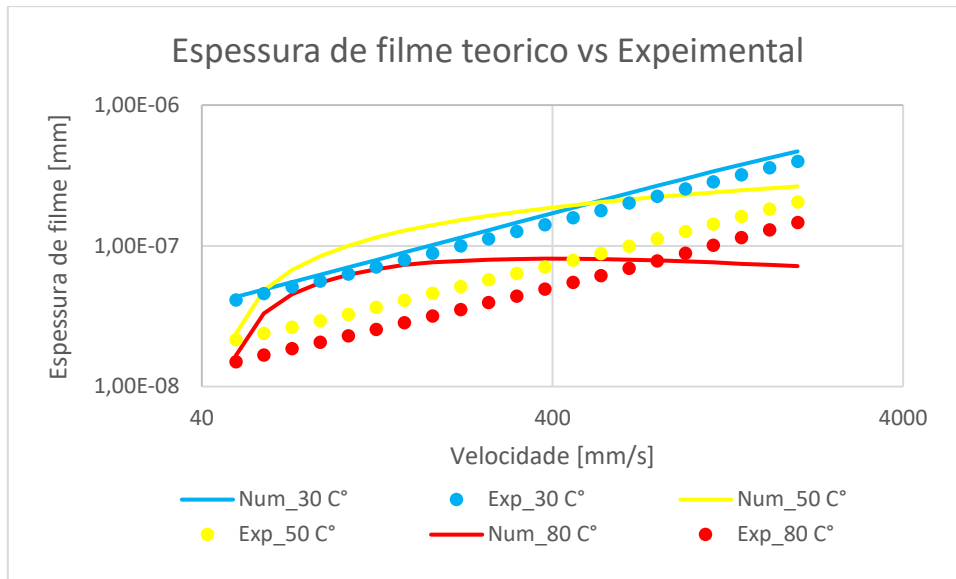


Figura 75 - Espessura de filme teórico Masjedi e Khonsari vs experimental do -PAO48.

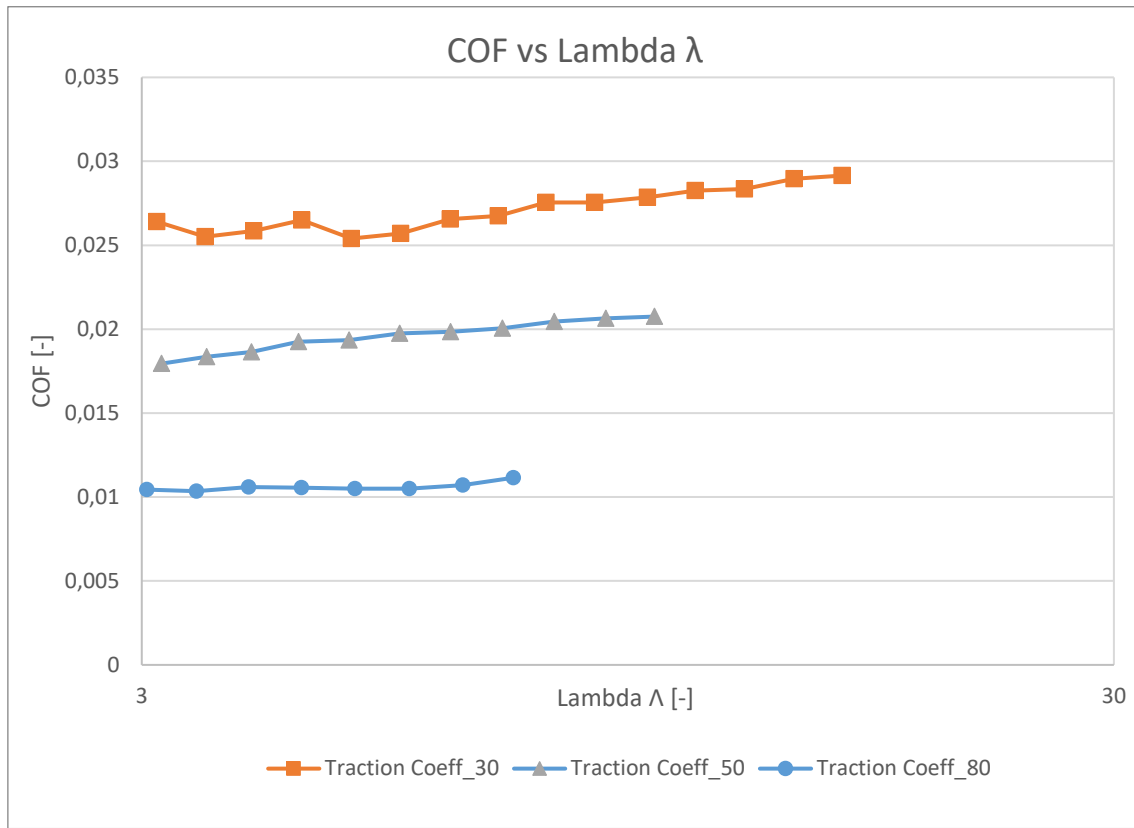


Figura 76- Curvas de Stribeck do PAO48.

Óleo: RAGH

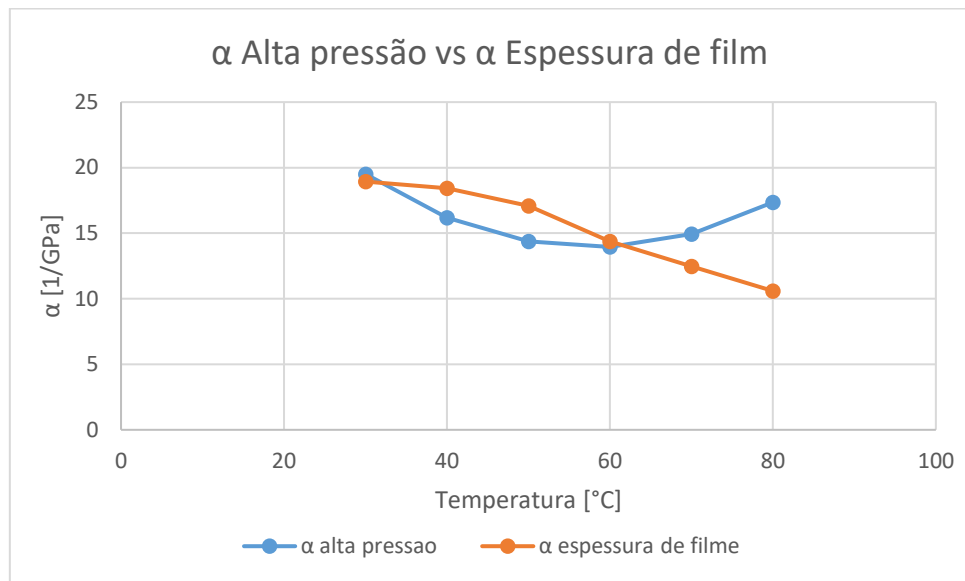


Figura 77 - Coeficiente de piezoviscosidade experimental vs numérico do RAGH em função da temperatura.

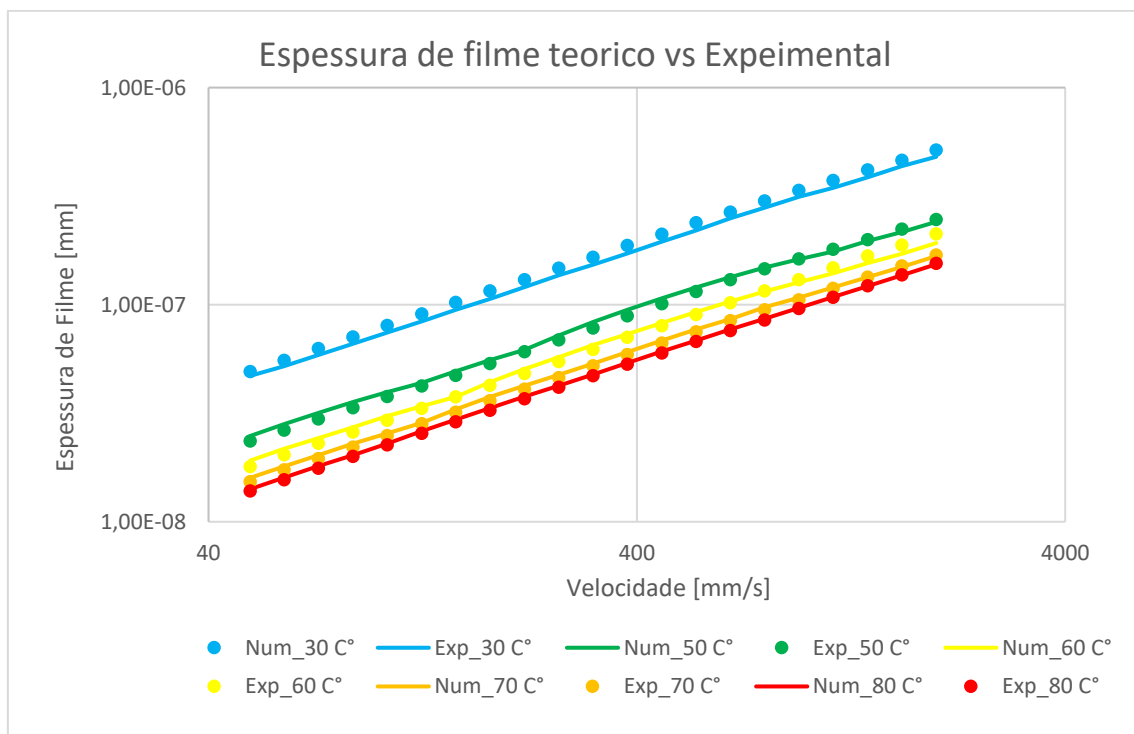


Figura 78 - Espessura de filme teórico Masjedi e Khonsari vs experimental do RAGH.

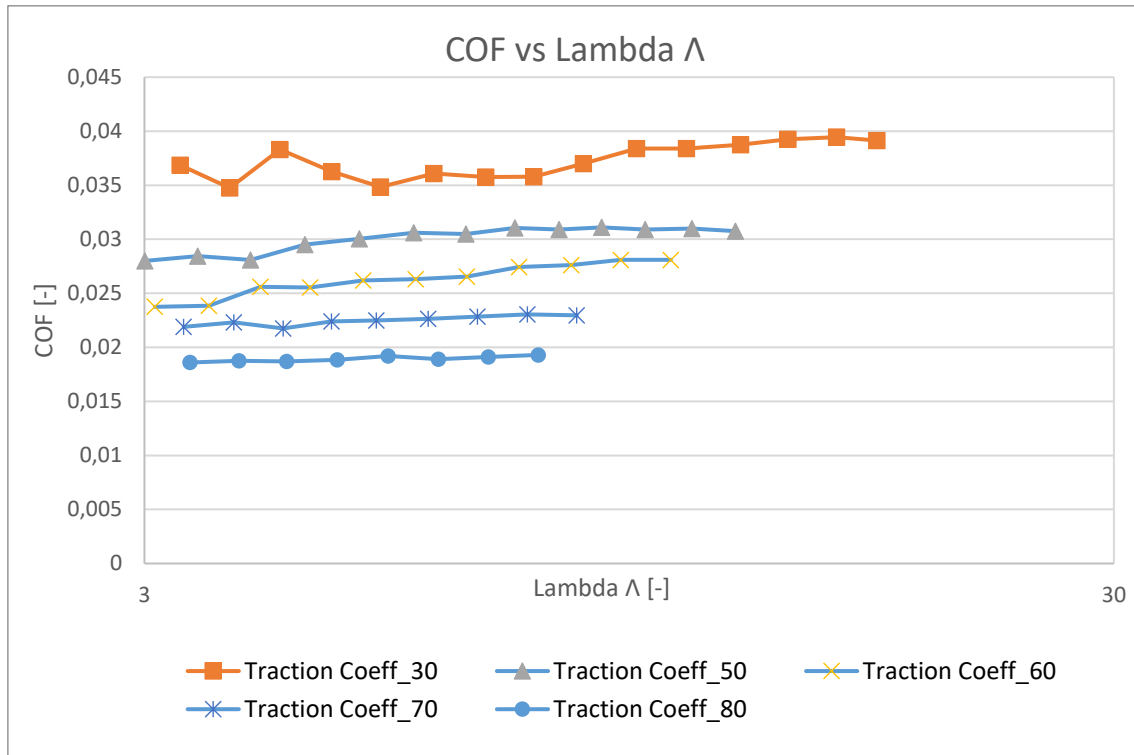


Figura 79 - Curvas de Stribeck do RAGH.

Óleo: RGHA

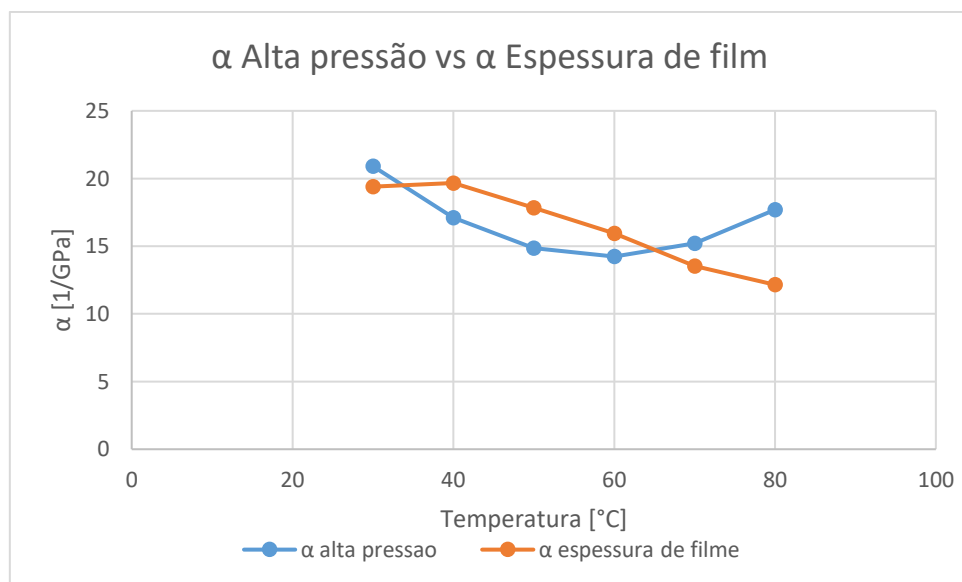


Figura 80 - Coeficiente de piezoviscosidade experimental vs numérico do RGAH em função da temperatura.

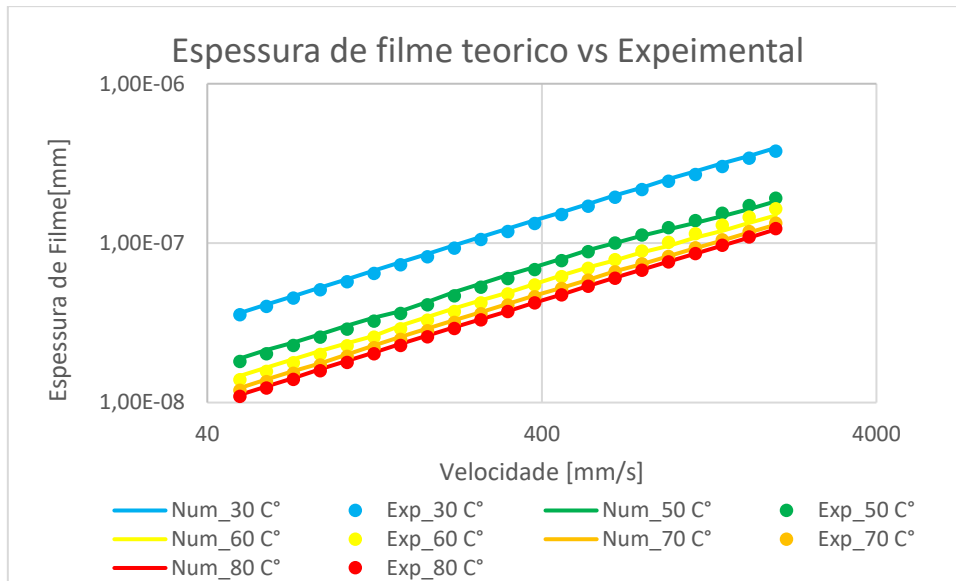


Figura 81 - Espessura de filme teórico Masjedi e Khonsari vs experimental do RGAH.

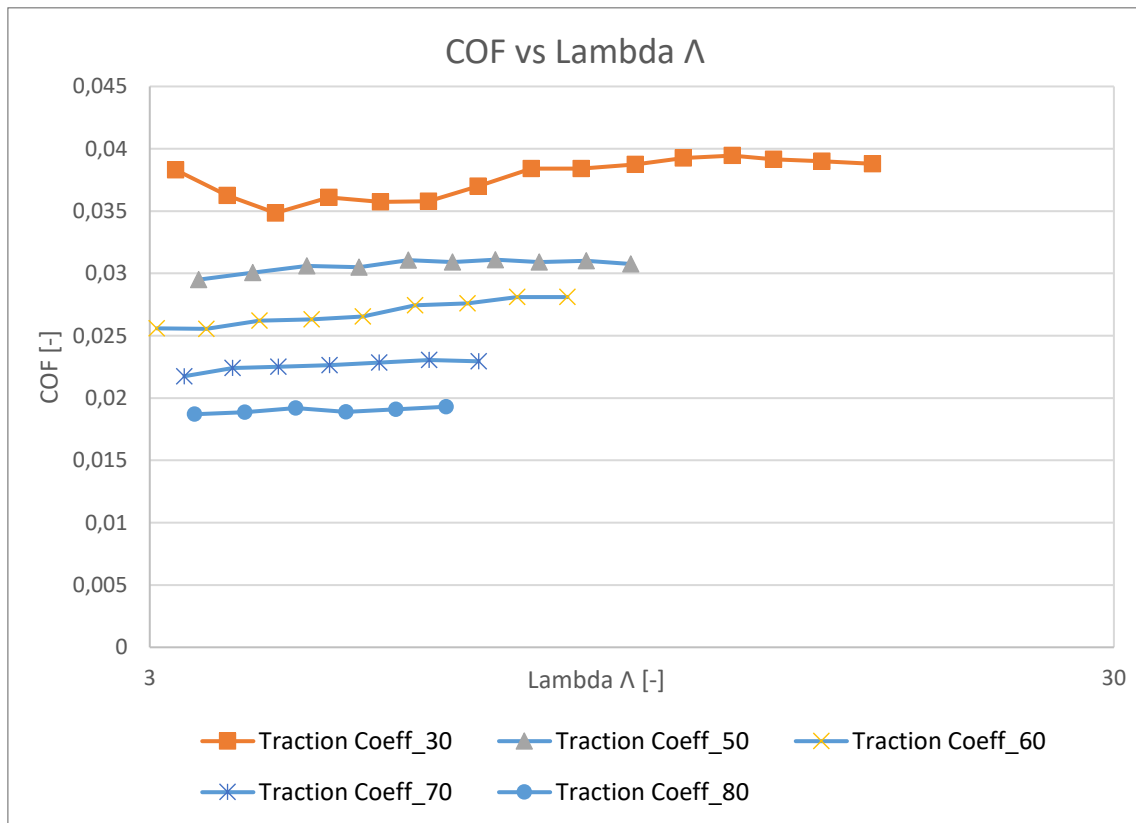


Figura 82- Curvas de Stribeck do RGAH.