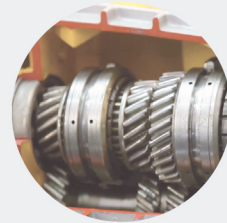




Efeito do Espessante e da Viscosidade na Lubrificação com massa

GONÇALO MAIA DA COSTA

julho de 2021



Efeito do Espessante e da Viscosidade na Lubrificação com massa

GONÇALO MAIA DA COSTA

Maio de 2021

EFEITO DO ESPESSANTE E DA VISCOSIDADE NA LUBRIFICAÇÃO COM MASSA

Gonçalo Maia da Costa
1141203

2021

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica



POLITÉCNICO
DO PORTO

isep

EFEITO DO ESPESSANTE E DA VISCOSIDADE NA LUBRIFICAÇÃO COM MASSA

Gonçalo Maia da Costa
1141203

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 Co-Orientação de Tiago Cousseau e Armando José Vilaça Campos

2021

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica



POLITÉCNICO
DO PORTO

isep

JÚRI

Presidente

Raul Duarte Salgueiro Gomes Campilho
Professor Adjunto, ISEP

Orientador

David Emanuel Pimentel Gonçalves
Investigador, INEGI

Co-orientadores

Tiago Cousseau
Professor, UTFPR- Brasil

Armando Vilaça Campos
Professor Adjunto, ISEP

Arguente

Jorge Humberto Oliveira Seabra
Professor Catedrático – FEUP

AGRADECIMENTOS

Acima de tudo gostaria de agradecer ao Engenheiro David Emanuel Pimentel Gonçalves, que me deu a possibilidade de realizar este projeto, pela sua ajuda e acompanhamento, uma vez que sem ele este trabalho não seria possível.

Para além disso, quero agradecer ao Engenheiro Armando José Vilaça de Campos, que foi o meu orientador do ISEP, assim como ao Engenheiro Tiago Cousseau que disponibilizou as massas lubrificantes utilizadas nos testes.

Por último, queria agradecer aos meus familiares mais próximos todo o apoio que me deram ao longo do meu percurso académico.

Porto, Maio 2021

Gonçalo Costa

PALAVRAS CHAVE

Massas Lubrificantes, Espessura de filme, Coeficiente de atrito, Lubrificação

RESUMO

As perdas energéticas derivadas de problemas tribológicos têm vindo a ganhar cada vez mais importância, desde que a sociedade percebeu o impacto económico que estas podem ter. O aumento da eficiência dos mecanismos é cada vez mais preponderante para a diminuição das perdas energéticas. É neste contexto, de aumentar a eficiência mecânica, que a lubrificação ganha grande importância, no sentido de otimizar os mecanismos. O tipo de lubrificação abordado neste projeto é lubrificação por massa. Durante a revisão bibliográfica, fica claro a falta de estudos relativos à lubrificação por massa e a falta de entendimento dos mecanismos responsáveis pela variação da sua performance. Assim sendo, um dos propósitos deste trabalho é verificar o impacto que os diferentes componentes das massas lubrificantes (óleo base, espessante e aditivos) têm na sua performance.

Visando atingir este objetivo, foi conduzida uma matriz de ensaios experimentais, com variação dos parâmetros do sistema (lubrificante, temperatura, velocidade, carga e escorregamento) para testar um conjunto de massas lubrificantes. Foram avaliadas um conjunto de nove massas lubrificantes, com o mesmo conjunto de aditivos, mas com diferentes espessantes (Lítio e Cálcio) e diferentes viscosidades de óleo base (50, 200 e 500 cSt), de forma a ser possível isolar a influencia de cada componente em cada ensaio. Foi avaliado o efeito do espessante e da viscosidade na espessura de filme lubrificante e no coeficiente de atrito. Os resultados mostram que com o aumento da temperatura a espessura de filme diminui, independentemente do espessante. As massas lubrificantes com espessante de Lítio, na região de baixa velocidade, apresentam uma maior espessura de filme e um menor coeficiente de atrito. Enquanto que nas regiões de alta velocidade, as massas com espessante de Cálcio apresentaram uma maior espessura de filme e menor coeficiente de atrito. Para além disso, as massas lubrificantes com espessante de lítio e cálcio juntos, apresentam um comportamento mais aproximado ao que foi registado pelas massas com espessante de cálcio, nos diferentes ensaios. Numa situação de “*starvation*”, verificou-se que não foi possível prever o comportamento da espessura de filme de forma teórica para as massas com maior viscosidade (200 e 500 cSt), usando as características do óleo base para o cálculo.

KEYWORDS

Greases, Film Thickness, Coefficient of Friction, Lubrification

ABSTRACT

The energy losses that come from tribology problems have been gaining importance, since the world understood the economic impact that they have. Increasing the efficiency of the different mechanisms is crucial to reduce the energy losses. In this context, of increasing the mechanic efficiency, lubrication is the key to achieve this goal.

The main focus of this project is mainly grease lubrication. During the bibliography review, it is clear the lack of studies related to grease lubrication, as well as the lack of understanding related to what impacts grease performance. Therefore, one of the purposes of this work, is to verify the impact of the different components of the greases (base oil, thickener and additives) have on the performance, under different conditions of temperature and speed.

Nine greases with the same additive package but different thickener types (Lithium and Calcium) and base oil viscosity (50, 200 and 500 cSt) were used, so that the effects of thickener type and base oil viscosity could be isolated. Film Thickness and Coefficient of Friction were measured for all the greases at different temperatures, speed and Slide to Roll Ratio.

The results show that with the increase of the temperature, the film thickness along the contact reduces, regardless of the thickener. Besides that, the lithium thickener greases, in the low speed region, present a greater film thickness and, consequently, a lower coefficient of friction. While, in the high speed regions, the calcium thickener greases show greater film thickness and lower coefficient of friction. In addition, the greases with lithium and calcium thickeners together, exhibit a behavior close to that recorded by the calcium thickener grease, especially in the region controlled by the thickener. Besides that, it was found that it was not possible to theoretically predict the behavior of the film thickness for the greases with higher base oil viscosity, in a starvation situation, using the properties of the base oil.

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

Lista de Abreviaturas

AFM	<i>Atomic Force Microscope</i>
ATSM	<i>American Society for Testing and Materials</i>
DIN	<i>Deutsches Institut für Normung</i>
ISEP	Instituto Superior de Engenharia do Porto
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
NGLI	<i>National Lubricating Grease Institute</i>
PDI	Produto Interno Bruto
SEM	<i>Scanning Electron Microscopy</i>
SRR	<i>Slide to Roll Ratio</i>
VI	<i>The Viscosity Index</i>

Lista de Unidades

bar	bar
g	Grama
°C	Grau celsius
K	Kelvin
m	metro
mm	milímetro
N	Newton
Pa	Pascal
Kg	Quilograma

Lista de Símbolos

μ	Coeficiente de atrito [-]
α	Coeficiente da piezoviscosidade [Pa^{-1}]
β	Coeficiente de termoviscosidade [$^{\circ}\text{C}^{-1}$]
ϕ_T	Coeficiente térmico [-]
$\frac{dv}{dy}$	Derivada da velocidade em função da espessura do filme [s^{-1}]
Λ	Espessura Específica de filme [-]
h	Espessura de filme lubrificante [m]
h_{min}	Espessura mínima de filme lubrificante [m]
h_0	Espessura de filme lubrificante no centro [m]
S_0	Expoente da temperatura na equação de Roelands [-]

F_a	Força de atrito [N]
F	Força Normal [N]
C_0	Influencia da elipticidade [-]
ρ	Massa volúmica [kg/m ³]
E^*	Modulo de Young Equivalente [-]
H	Número de Hersey [-]
W	Parâmetro de Carga [-]
G	Parâmetro Material [-]
U	Parâmetro Velocidade [-]
L	Parâmetro térmico do Lubrificante [-]
P	Pressão [Pa]
P_0	Pressão máxima de Hertz [N/m ²]
R_x	Raio equivalente segundo X [m]
R_y	Raio equivalente segundo Y [m]
R_a	Rugosidade média [mm]
σ	Rugosidade Composta [m]
T	Temperatura [K ou °C]
T_0	Temperatura de referência do lubrificante [K ou °C]
τ	Tensão de corte (Pa)
z	Variável normalizada [-]
V	Velocidade de escorregamento [m/s]
ν	Viscosidade cinemática [cSt]
ν_0	Viscosidade cinemática do lubrificante à temperatura T_0 [cSt]
η_0	Viscosidade dinâmica à pressão $P=0$ [Pa.s]
η	Viscosidade dinâmica [Pa.s]

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1 - PRESENÇA DE ATRITO NO MOVIMENTO RELATIVO ENTRE SUPERFÍCIES (IMAGEM RETIRADA DE [9])	31
FIGURA 2- MOVIMENTO DE UM BLOCO (IMAGEM RETIRADA DE [13])	33
FIGURA 3 - EVOLUÇÃO DA FORÇA DE ATRITO NUM CORPO (IMAGEM RETIRADA DE [14])	34
FIGURA 4 - CURVA DE STRIBECK.....	36
FIGURA 5 - DIFERENTES TIPOS DE LUBRIFICAÇÃO (A)- LUBRIFICAÇÃO LIMITE; (B) - LUBRIFICAÇÃO MISTA; (C)- LUBRIFICAÇÃO HIDRODINÂMICA; (IMAGEM RETIRADA DE [23])	37
FIGURA 6 - FORMAÇÃO DO FILME DE LUBRIFICAÇÃO EM ÓLEOS BASE E EM MASSAS LUBRIFICANTES (IMAGEM RETIRADA DE [61]).....	39
FIGURA 7 - EFEITO DE UM ADITIVO ANTI DESGASTE (IMAGEM RETIRADA DE [43])	42
FIGURA 8 - CORTE LAMINAR NUM FLUIDO (IMAGEM RETIRADA DE [53]).....	45
FIGURA 9 - DIFERENTES MECANISMO PRESENTES NA LUBRIFICAÇÃO POR MASSA (IMAGEM RETIRADA DE [39]).....	49
FIGURA 10 - EVOLUÇÃO DO PROCESSO DE LUBRIFICAÇÃO DE MASSA NUM ROLAMENTO (IMAGEM RETIRADA DE [40])	50
FIGURA 11 - COMPARAÇÃO NA FORMAÇÃO DO FILME DE LUBRIFICAÇÃO PARA ÓLEOS EM REGIME COMPLETO E MASSAS LUBRIFICANTES COM FALTA DE FILME DE LUBRIFICAÇÃO (IMAGEM RETIRADA DE [60])	50
FIGURA 13 - A) APLICADOR DE LUBRIFICANTE NO CARRIL B) POSTO DE WAYSIDE LUBRIFICATION (IMAGEM RETIRADA DE [62]).....	52
FIGURA 14 - EVOLUÇÃO DAS FENDAS NUM CONTACTO RODA-CARRIL (IMAGEM RETIRADA DE [18])	54
FIGURA 15 - REPRESENTAÇÃO DA TÉCNICA ÓTICA UTILIZADA PELO EQUIPAMENTO EHD2 (IMAGEM RETIRADA DE [32])	59
FIGURA 16 - ESPESSURA DE FILME LUBRIFICANTE (NM) EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE (MM/S) PARA 5%SRR AGRUPADOS POR ESPESSANTE E TEMPERATURA.....	69
FIGURA 17 - ESPESSURA DE FILME LUBRIFICANTE (NM) EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE (MM/S) PARA 5%SRR AGRUPADOS POR VISCOSIDADE E TEMPERATURA	70
FIGURA 18 - ESPESSURA DE FILME LUBRIFICANTE (NM) EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE (MM/S) PARA 50%SRR AGRUPADOS POR VISCOSIDADE	72
FIGURA 19 - ESPESSURA DE FILME LUBRIFICANTE (NM) EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE (MM/S) PARA 50%SRR AGRUPADOS POR VISCOSIDADE: COMPARAÇÃO ENTRE 5% E 50% DE SRR A UMA TEMPERATURA DE 60°C.....	74
FIGURA 20 – ESPESSURA DE FILME DAS MASSAS COM A MESMA VISCOSIDADE PARA UMA VELOCIDADE CONSTANTE AO LONGO DO TEMPO	75
FIGURA 21 – ESPESSURA DE FILME (NM) DAS MASSAS LUBRIFICANTES COM A MESMA VISCOSIDADE PARA UMA VELOCIDADE CONSTANTE AO LONGO DO TEMPO	78
FIGURA 22 - COEFICIENTE DE ATRITO DAS MASSAS LUBRIFICANTES, AGRUPADAS PELA SUA VISCOSIDADE, EM FUNÇÃO DO REGIME DE LUBRIFICAÇÃO PARA 5% E 50% DE SRR	82

FIGURA 23 COEFICIENTE DE ATRITO DAS MASSAS LUBRIFICANTES, AGRUPADAS PELA SEU ESPESSANTE, EM FUNÇÃO DO REGIME DE LUBRIFICAÇÃO PARA 5% E 50% DE SRR	83
FIGURA 24 - COEFICIENTE DE ATRITO EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE PARA 5% DE SRR	84
FIGURA 25- COEFICIENTE DE ATRITO DAS MASSAS LUBRIFICANTES, AGRUPADAS PELA SUA VISCOSIDADE, EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE (MM/S)	101
FIGURA 26 - COEFICIENTE DE ATRITO DAS MASSAS LUBRIFICANTES, AGRUPADAS ESPESSANTE, EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE (MM/S).....	102

ÍNDICE DE TABELAS

TABELA 1 - POTENCIAL POUPANÇA RELATIVA À TRIBOLOGIA (DADOS ADAPTADOS DE [4])	30
TABELA 2 - CLASSIFICAÇÃO DOS LUBRIFICANTES SEGUNDO A NLGI (TABELA RETIRADA DE [24])	41
TABELA 3 - TIPOS DE ADITIVOS (RETIRADA DE [4])	42
TABELA 4 - DIFERENTES GRUPOS DE ÓLEO BASE (RETIRADA DE [44])	43
TABELA 5 - CARACTERÍSTICAS DAS MASSAS LUBRIFICANTES	57
TABELA 6 - CARACTERÍSTICAS DA BOLA E DO DISCO UTILIZADOS PARA OS ENSAIOS DE ESPESSURA DE FILME.	60
TABELA 7 – PARÂMETROS DE ENSAIO PARA ANÁLISE DA ESPESSURA DE FILME A PARA 5% DE SRR.....	60
TABELA 8 - PARÂMETROS ENSAIO PARA ANÁLISE DA ESPESSURA DE FILME PARA 50% DE SRR.	61
TABELA 9 - PARÂMETROS DE ENSAIO PARA ANÁLISE DE ESPESSURA DE FILME PARA VELOCIDADE CONSTANTE.	61
TABELA 10 - CARACTERÍSTICAS DA BOLA E DO DISCO UTILIZADOS PARA OS ENSAIOS DE COEFICIENTE DE ATRITO.	62
TABELA 11 - PARÂMETROS PARA O ENSAIO DO COEFICIENTE DE ATRITO.....	62
TABELA 12 - VALORES TEÓRICOS DA VISCOSIDADE DINÂMICA E VISCOSIDADE CINEMÁTICA PARA CADA CONJUNTO DE MASSAS	64
TABELA 13 - VALORES DE ESPESSURA DE FILME (NM) E VELOCIDADE (MM/S), NOS PONTOS DE TRANSIÇÃO PARA CADA MASSA LUBRIFICANTE.	71
TABELA 14 - VALOR DA ESPESSURA DE FILME (NM) AO LONGO DO ENSAIO PONTOS DO ENSAIO.	77

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	23
1.1	Contextualização	23
1.2	Objetivos	24
1.3	Metodologia.....	24
1.4	Estrutura da Dissertação	24
1.5	Empresa de Acolhimento	25
2	ESTADO DA ARTE.....	29
2.1	Tribologia	29
2.1.1	História da tribologia.....	30
2.1.2	Atrito e Lubrificação	33
2.2	Lubrificantes.....	38
2.2.1	Massas Lubrificantes vs Óleos Lubrificantes	38
2.3	Lubrificação por massa.....	40
2.3.1	Massa Lubrificante	40
2.3.2	Óleo Base.....	43
2.3.3	Espessante.....	44
2.3.4	Características Importantes	45
2.3.5	Mecanismos de Lubrificação por Massa	48
2.4	Lubrificação Ferroviária.....	51
3	MATERIAIS E MÉTODOS.....	57
3.1	Massas Testadas.....	57
3.2	Equipamento para os Ensaios	58
3.3	Procedimentos Experimentais	59
3.3.1	Ensaio para a medição da espessura de filme	59
3.3.2	Ensaio para as Curvas de Stribeck	62
3.4	Cálculo Teórico da espessura de filme.....	63

4	RESULTADOS EXPERIMENTAIS	67
4.1	Ensaio da Espessura de filme.....	67
4.2	Ensaio do Coeficiente de atrito	80
5	CONCLUSÕES.....	87
5.1	Trabalhos futuros	90
6	BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO.....	93
7	ANEXOS.....	99
7.1	Anexo A (Equações espessura de filme teórica)	99
7.2	Anexo B (Gráfico coeficiente de atrito em função da Velocidade).....	101

1-INTRODUÇÃO

- 1.1- Contextualização
- 1.2- Objetivos
- 1.3- Metodologia
- 1.4- Estrutura da Dissertação
- 1.5- Empresa de Acolhimento

1 INTRODUÇÃO

1.1 Contextualização

A lubrificação entre superfícies é essencial para a redução do atrito e do desgaste. Com a evolução da tecnologia e o aumento da preocupação com problemas tribológicos, a lubrificação começou a ser essencial para melhorar a eficácia no contacto entre duas superfícies. Este trabalho vai ser direccionado para a lubrificação com massa lubrificante e as suas vantagens comparativamente com outros tipos de lubrificação.

A lubrificação por massa acontece durante a utilização de massas lubrificantes, que são produtos sólidos ou semi-sólidos, compostos por óleo base, espessante e outros aditivos. As massas lubrificantes têm a vantagem de proteger as superfícies sobre as quais são utilizadas, ao selar o processo de lubrificação e ao impedir a sua contaminação. Para além disso, ao utilizar lubrificação por massa não é necessário efetuar manutenção de forma tão regular. Desta forma, este tipo de lubrificação pode ser utilizado em situações de carga e pressão mais elevadas, ou quando a lubrificação for exposta a humidade e outros ambientes corrosivos.

Apesar de todos os estudos feitos sobre lubrificação, na procura de reduzir os custos de alguns setores e o impacto ambiental dos lubrificantes, a lubrificação por massa ainda tem algumas questões por resolver. Principalmente, no que diz respeito ao impacto que os diversos componentes (espessante, aditivos e óleo base) têm na performance do lubrificante, em diferentes condições de funcionamento. Em relação a este assunto, algumas conclusões generalizadas são que o espessante a baixa velocidade contribui para a formação do filme de lubrificação e que a espessura de filme, em condições de filme completo, é maior para as massas lubrificantes do que para o seu óleo base. Outras diferenças mais específicas serão abordadas no decorrer do trabalho.

1.2 Objetivos

Neste trabalho é pretendido avaliar o efeito do espessante e da viscosidade do óleo base, em condições de lubrificação completa, na espessura do filme de lubrificação, e no coeficiente de atrito de massas lubrificantes com formulação especial. É esperado assim, tentar definir os mecanismos da lubrificação por massa, identificando quais são os efeitos do espessante e da viscosidade, sobre o comportamento da massa lubrificante, à medida que são alteradas as condições de funcionamento.

1.3 Metodologia

Para atingir os objetivos propostos, foi conduzida uma matriz de ensaios experimentais, com variação dos parâmetros do sistema (lubrificante, temperatura, velocidade, carga, escorregamento). Para avaliar a performance de diferentes formulações para massas lubrificantes, foi medida a espessura de filme em ensaios bola-disco. Foram também conduzidos ensaios dedicados à avaliação do coeficiente de atrito.

1.4 Estrutura da Dissertação

A divisão da Dissertação foi elaborada da seguinte forma:

Capítulo 1 – Introdução, onde é efetuada uma contextualização relativa à importância do tema abordado durante o trabalho. Serão também explicados os objetivos do projeto e a metodologia utilizada na sua realização;

Capítulo 2 – Estado da arte, onde foi realizada uma revisão da literatura, inicialmente relativa à tribologia e à evolução desta ciência ao longo dos tempos. Posteriormente, foram comparadas as diferenças identificadas por vários autores, entre óleos lubrificantes e massas lubrificantes. Por fim, foram explicados os diferentes mecanismos relativos a massas lubrificantes e a função de cada componente que as constituem;

Capítulo 3 - Materiais e Métodos, neste capítulo são descritas as massas lubrificantes que vão ser testadas. Para além disso, é abordada a máquina EH2 da PC instruments que foi utilizada para realizar os ensaios experimentais. Finalmente, são descritas as condições de funcionamento dos diferentes ensaios realizados

Capítulo 4 – Resultados Experimentais, onde são apresentados os resultados experimentais obtidos dos ensaios relativos à espessura de filme e ao coeficiente de atrito.

Capítulo 5 – Conclusões e trabalhos futuros, finalmente são discutidos os resultados obtidos e comparados com as conclusões que outros autores têm em relação ao mesmo tema.

1.5 Empresa de Acolhimento

Este projeto foi elaborado no centro de investigação do INEGI, Instituto de Ciência e Inovação em Engenharia Mecânica e Engenharia Industrial, no departamento CETRIB – Unidade de Tribologia, Vibrações e Manutenção Industrial. Para a realização do projecto foi utilizado de um banco de ensaios EHD2, um equipamento produzido pela *PCS Instruments*, que permite a medição do filme de lubrificação e do coeficiente de atrito, à medida que variam as condições de funcionamento (temperatura, velocidade e carga). Para fazer o tratamento dos dados obtidos durante os ensaios experimentais, foi utilizado o EXCEL.

Estado da Arte

2.1 - Tribologia

2.2 - Lubrificantes

2.3- Lubrificação por massa

2.4 – Lubrificação Ferroviária

2 Estado da Arte

2.1 Tribologia

A tribologia, ciência e tecnologia da interação de superfícies em movimento relativo, encontra-se em todo o lado, uma vez que qualquer sistema é feito de diferentes partes conectadas. Estudar e perceber como é feita essa ligação entre diferentes estruturas e superfícies é crucial para o desenvolvimento tecnológico.

Tribologia é fundamental na comunidade de engenharia, no entanto, devido à sua invisibilidade desperta pouco interesse no mundo em geral. Valentin Popov [1] estudou este mesmo tema, num artigo escrito em 2018, onde concluiu que parte desse desinteresse existe devido à falta de métodos simples, capazes de prever ou resolver problemas tribológicos. Nas palavras do autor a *“golden age of tribology”* está ainda por chegar.

No ano de 1966, a palavra *“tribologia”* foi pela primeira vez mencionada num artigo por Jost [2], acerca do grande desperdício de fundos que acontecia no Reino Unido, devido à falta de interesse na tribologia. Por volta desta altura, vários estudos foram realizados nos países mais industrializados, com o objetivo de reduzir a energia desperdiçada, de forma a diminuir custos. Por exemplo, na Alemanha, W.Bartz [3] estudou as possíveis poupanças a fazer através do estudo da tribologia, tendo em conta a melhoria da lubrificação na indústria. Este autor, concluiu que a redução dos custos pode, acima de tudo, ser realizada através da redução do atrito mecânico. Por outro lado, considerou que a diminuição na troca de peças das máquinas, derivada da melhoria na lubrificação, faz diminuir o desgaste e, conseqüentemente, diminui os custos na substituição de peças. Por fim, o autor considerou que, a utilização de novos materiais para a produção das peças é outra possibilidade para o aumento do rendimento mecânico.

Em 1990, Jost, o mesmo autor que definiu o termo *“tribologia”*, estabeleceu que as possíveis poupanças provenientes da melhor implementação da tribologia, podiam representar entre 1,3 e 1,6% do produto interno bruto de um país. Os resultados obtidos, assumindo esta premissa, estão listados na Tabela 1, utilizando o valor de 1,6% do PIB para o ano de 2008 [4].

Tabela 1 - Potencial poupança relativa à tribologia (dados adaptados de [4])

Região /País	Potencial poupança (Bilhões de US \$)
União Europeia	303
Estados Unidos	186
China	68
Japão	63
Alemanha	50
França	48
Reino Unido	36

Atualmente, é reconhecido que a tribologia tem influência no consumo mundial de energia e no seu custo, sendo um dos principais tópicos tecnológicos que se tenta desenvolver. A melhoria nos métodos de lubrificação é essencial para esta evolução.

2.1.1 História da tribologia

Apesar da recente utilização da palavra tribologia, a sua história começa no início da humanidade. Vários registos históricos mostram o início da utilização de rodas em 3500 AC, o que demonstra a preocupação dos ancestrais na redução do atrito [5]. Anos mais tarde, em 2400 AC, no Egito, é inegável que o povo da época necessitava de conhecimentos relativos a atrito e lubrificação para o transporte das pedras gigantes utilizadas na construção dos monumentos e estátuas. Para efetuarem este transporte utilizavam um trenó de madeira puxado por vários escravos, enquanto colocavam uma espécie de lubrificante no seu caminho. É assumido que esta lubrificação era efetuada através de água, ou de uma mistura de água com lama [6].

Outras inovações importantes na história da tribologia aconteceram entre 900AC e 400 DC. Começaram a ser produzidos betume e outros óleos derivados do petróleo, para serem utilizados em rolamentos. Durante esta altura, o império romano e a sua evolução tiveram um grande impacto na mudança de materiais utilizados em ferramentas. Até então, as ferramentas que eram constituídas por madeira e pedra, começaram a ser produzidas em metal e bronze. Grande parte da evolução tribológica desta altura foi conseguida por engenheiros militares, devido às aspirações do império romano, que forçaram uma grande evolução nas máquinas de guerra e nos métodos de fortificação [5].

Séculos depois, durante a época renascentista, grandes evoluções foram conseguidas, principalmente através dos estudos de Leonardo Da Vinci entre 1450 e 1600. Da Vinci conseguiu deduzir as leis por trás do movimento de uma estrutura retangular numa superfície lisa e introduziu o conceito de coeficiente de atrito. Este inventor renascentista conseguiu perceber que a força de atrito não só era diretamente proporcional à carga aplicada, como também era independente da área de contacto das superfícies [4]. No entanto, grande parte do seu trabalho não teve impacto histórico, uma vez que só foi publicado séculos mais tarde [5].

Só quase dois séculos depois, em 1699, é que Guillaume Amontons conseguiu atingir as conclusões relativas ao atrito, que Da Vinci já tinha identificado. Nesta altura, Amontons estudou o escorregamento entre duas superfícies secas e lançou aquelas que ficaram conhecidas como as duas primeiras leis do atrito. Alguns anos depois, em 1785, os seus estudos foram completados por Coulomb, que finalizou aquilo que ainda hoje é conhecido como "Amontons-Coulomb Law" [7, 8].

Segundo essas leis:

- “A força de atrito é diretamente proporcional à carga aplicada” – Primeira lei de Amontons
- “A força de atrito é independente da área de contacto” – Segunda lei de Amontons
- “O atrito cinético é independente da velocidade de escorregamento” - Lei de atrito de Coulomb

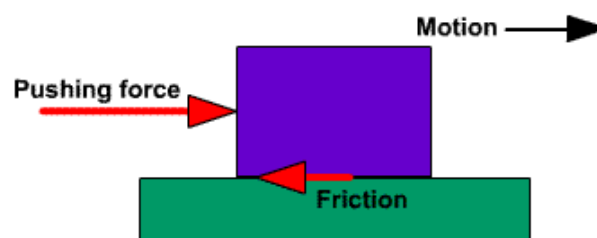


Figura 1 - Presença de atrito no movimento relativo entre superfícies (Imagem retirada de [9])

Outro estudo importante para se entender melhor a lubrificação, aconteceu no século XVIII, por parte Isaac Newton, que definiu uma lei de fluxo viscoso, que atualmente conhecemos como a fricção interna de fluídos, ou viscosidade [4].

Parte do século XVIII foi marcado pela revolução industrial, que é caracterizada pelos avanços relativos às engrenagens e rolamentos associados à melhor lubrificação [6]. Diferentes óleos animais e vegetais começaram a ser utilizados neste período. Com o avanço dos estudos relacionados com o atrito entre duas superfícies, a importância da utilização de lubrificantes para aumentar o rendimento mecânico e diminuir o desgaste das máquinas, começou a ganhar grande importância.

Entre 1850 e 1900, altura em que já se utilizavam lubrificantes com aditivos para aumentar o rendimento mecânico dos sistemas, grandes desenvolvimentos foram conseguidos pelo trabalho do Professor Osbourne Reynolds. Em 1885, Reynolds publicou um artigo [10] que serviu como base para o desenvolvimento da teoria clássica de lubrificação hidrodinâmica.

Outro grande avanço, foi feito por Richard Stribeck, que em 1902 publicou *Stribeck Curve*, que relaciona atrito com viscosidade, velocidade e carga. Mostra como é que o atrito varia com o aumento da velocidade. As *Stribeck Curve* vão ser descritas no próximo capítulo.

2.1.2 Atrito e Lubrificação

O atrito entre dois corpos é um fenómeno muito complexo. Segundo Valentin Popov, podemos afirmar que é a combinação de vários fatores desde deformações plásticas e elásticas entre os corpos, desgaste, reações químicas, entre outros [11]. O atrito está relacionado com o desperdício de energia e, desta forma, determina a eficiência e o ciclo de vida de vários sistemas [12]. De forma simples, pode-se dizer que a força de atrito é a responsável por resistir ao movimento relativo entre duas superfícies [13]. Esta força é proporcional à força normal e é independente da velocidade do movimento e da área de contacto das superfícies [7, 8]. Para caracterizar a força de atrito, utiliza-se o coeficiente de atrito (μ), que corresponde ao rácio entre a força de atrito e a força normal, definido através da equação (1). Na Figura 2, está representada a aplicação dessas forças num bloco.

$$\mu = \frac{F_a}{N} \quad (1)$$

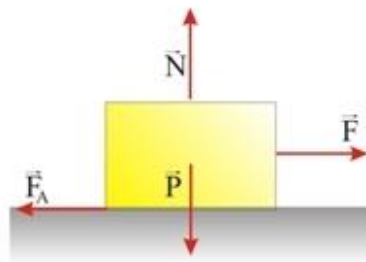


Figura 2- Movimento de um bloco (imagem retirada de [13])

O atrito pode ser considerado atrito estático ou atrito cinético. Atrito cinético ocorre se houver algum tipo de movimento relativo entre as superfícies. Na Figura 3, pode-se observar a evolução da força de atrito a atuar num corpo, passando de atrito estático para atrito cinético, depois de se iniciar o movimento.

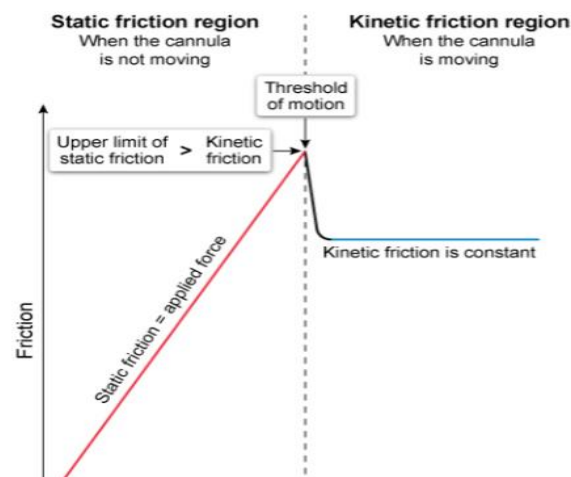


Figura 3 - Evolução da força de atrito num corpo (imagem retirada de [14])

O atrito não pode ser considerado benéfico ou prejudicial por si só. Uma vez que, sem atrito, não se conseguiria andar ou travar um carro em movimento. É considerado prejudicial em alguns mecanismos, como rolamentos ou elementos mecânicos, visto que causa desgaste nas superfícies e perdas de energia [5].

Atualmente, essa tentativa de aumentar o rendimento mecânico está-se a alastrar para diferentes áreas da engenharia mecânica. Vários estudos foram realizados em 2014 [15-17], por Kenneth Holmberg e a sua equipa, dedicados ao consumo global de energia por causa do atrito e do desgaste em veículos de maior dimensão (autocarros e camiões), carros e indústria das minas. Foram obtidas as seguintes conclusões:

- Em veículos de grandes dimensões, 33% da energia do combustível é usada para ultrapassar o atrito no motor, transmissão, pneus e equipamentos auxiliares, enquanto que em carros de menores dimensões esse valor é de 30%. Na indústria mineira é estimado que 38% do consumo de energia seja utilizado para ultrapassar o atrito.
- É previsto que seja possível reduzir a perdas por atrito em cerca de 34% num prazo entre 8 a 12 anos, resultando na redução de emissão de CO₂ para a atmosfera.

Os números obtidos durante estes estudos, são de facto um grande indicador da importância de reduzir as perdas resultantes do atrito, não só nos exemplos que foram apresentados.

Com o objetivo de reduzir as perdas causadas pelo atrito, muitos autores focam-se na melhor compreensão dos mecanismos por trás da lubrificação e em melhorar a sua

eficácia. Nesse sentido, foi realizado um estudo por parte de L.Biazon et. Al. [18], focado no atrito resultante entre os carris e as rodas de um comboio, e de que forma os diferentes lubrificantes reagem nessas circunstâncias. Foi verificado, que existe uma falta de análises efetuadas sobre a melhor formulação de lubrificantes a utilizar para melhorar a performance tribológica de cada situação específica. Sem um melhor entendimento das possíveis opções para cada situação, é difícil selecionar o lubrificante correto, o que acarreta problemas no funcionamento futuro dos mecanismos. Biazon utilizou seis diferentes formulações de massas lubrificantes e comparou a sua performance com duas massas lubrificantes comerciais. Verificou que as diferentes formulações utilizadas nas massas lubrificantes afetam o atrito, desgaste e retentividade da lubrificação, dependendo da espessura específica de filme.

A importância da tribologia anda sempre lado a lado com a importância da lubrificação, uma vez que a maneira mais eficiente de otimizar os mecanismos está relacionada, maioritariamente, com a melhoria na lubrificação. De forma geral, a lubrificação tem os seguintes objetivos:

- Reduzir o desgaste causado no contacto entre superfícies
- Reduzir o atrito criado no movimento relativo entre superfícies
- Absorver a carga
- Reduzir a temperatura de funcionamento dos mecanismos
- Reduzir a corrosão
- Selar e proteger os componentes

É estimado que a escolha e aplicação incorreta de lubrificantes é a causa de 80% das falhas mecânicas em rolamentos [19]. Estas falhas podem ser consequência de vários fatores como [20]:

- Escolha errada do lubrificante
- Quantidade de lubrificante insuficiente
- Demasiado lubrificante
- Contaminação durante a lubrificação
- Demasiado tempo de lubrificação sem a renovação

Uma questão importante a ter em conta, que é muitas vezes desprezada, é o facto de o excesso de lubrificante poder ser tão prejudicial como a falta do lubrificante [21]. Os efeitos de pouca lubrificação mais conhecidos são: aumento do desgaste das superfícies, falha prematura do mecanismo, maior utilização energética e aumento do custo de

manutenção. Por outro lado, os perigos do excesso de lubrificação podem ser: aumento da temperatura no processo e aumento das perdas de potência.

Quando se aborda um tema relacionado com o atrito e a lubrificação entre duas superfícies, um conceito fundamental são as *Stribeck Curve*. Servem para analisar as situações onde o coeficiente de atrito não é constante, devido à aplicação de lubrificante. Quando o espaço entre duas superfícies tem lubrificante, gera-se uma pressão devido aos efeitos hidrodinâmicos, que suporta parte da força normal, reduzindo o atrito. Este efeito pode então ser estudado, ao traçar as *Stribeck Curves*, que estão representadas na Figura 4, nas quais o coeficiente de atrito μ , está em função do parâmetro H de Hersey, que é o produto da viscosidade do lubrificante η e da velocidade de escorregamento V, a dividir pela pressão P [22], como se pode verificar na equação (2):

$$H = \frac{\eta V}{P} \quad (2)$$

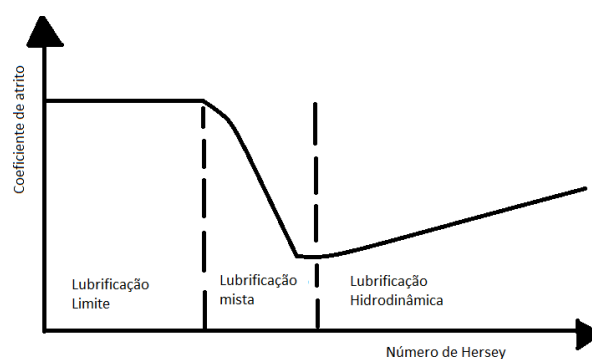


Figura 4 - Curva de Stribeck

Ao analisar a progressão das curvas, pode-se claramente identificar três diferentes regimes de lubrificação. Inicialmente, temos a **lubrificação limite**, que acontece em situações onde duas superfícies entram em contacto direto uma com a outra, quando o filme de lubrificação não é suficiente para o evitar. Normalmente, este caso, está associado a baixas velocidades, cargas elevadas e ao início de trabalho de uma máquina. A fase seguinte de lubrificação é chamada de **lubrificação mista**, onde o filme de lubrificação já consegue suportar parte do contacto entre as duas superfícies, no entanto, ainda não é suficiente para criar uma camada de proteção completa. Finalmente, o último tipo de lubrificação que se pode verificar na *Stribeck Curve*, é chamada de **lubrificação hidrodinâmica**, que ocorre quando o filme de lubrificação

entre duas superfícies garante uma separação total entre as mesmas. Contudo, a eliminação completa do atrito e do desgaste não é possível.

O tipo de contacto entre as superfícies, existente em cada regime de lubrificação, pode ser observado na Figura 5.

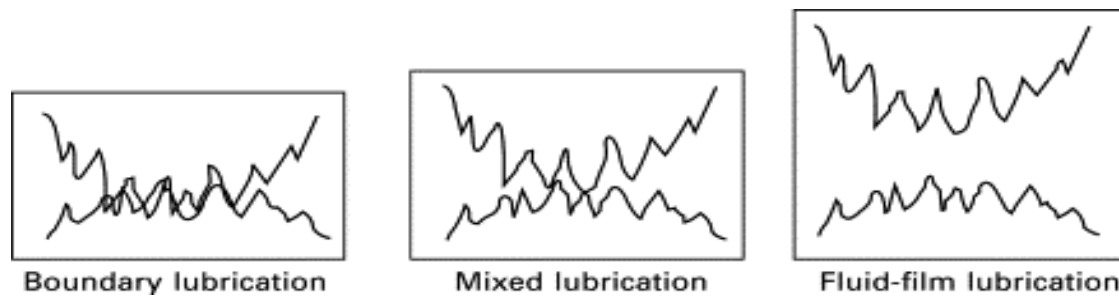


Figura 5 - Diferentes tipos de lubrificação (a)- Lubrificação limite; (b) - Lubrificação mista; (c)- Lubrificação hidrodinâmica; (imagem retirada de [23])

O regime de lubrificação pode ser determinado teórica ou experimentalmente. A forma experimental é efetuada através de uma leitura indireta do atrito com o auxílio do *Stribeck Diagram* [23], como se pode observar na Figura 4.

Por outro lado, pode-se também determinar o regime de lubrificação teoricamente, através do cálculo do lambda, definido através da equação (3):

$$\Lambda = \frac{h_{min}}{R_q} \quad (3)$$

Onde:

h_{min} - Espessura mínima de filme

R_q - Rugosidade media

Com o valor do lambda, os regimes de lubrificação são identificados da seguinte forma:

- Lubrificação Limite: $\Lambda \leq 1$
- Lubrificação Mista: $1 < \Lambda < 3$
- Lubrificação Hidrodinâmica: $\Lambda \geq 3$

2.2 Lubrificantes

Uma parte muito importante na evolução do estudo da tribologia, discutido anteriormente, é a utilização de lubrificantes. Atualmente, existem quatro tipos principais de lubrificação: lubrificação por óleo, lubrificação por massa, lubrificação sólida e lubrificação gasosa. Os dois tipos de lubrificação mais importantes para este estudo são a lubrificação por óleo e a lubrificação por massa. A grande diferença entre óleo e massa lubrificante é a viscosidade e consistência. Lubrificantes de óleo são, de forma geral, líquidos, enquanto que as massas lubrificantes, são lubrificantes aos quais foi adicionado espessante e aditivos, tornando-se uma substância semi-sólida comparativamente com os óleos [24].

2.2.1 Massas Lubrificantes vs Óleos Lubrificantes

No geral, lubrificantes de óleo e massa têm a mesma função, prevenir contacto direto entre duas superfícies, de forma a proteger o equipamento do desgaste e do atrito. Se o mecanismo em questão envolver atrito intenso e altas velocidades, o óleo é geralmente uma melhor opção, uma vez que o óleo ajuda a controlar a temperatura da lubrificação. Por outro lado, a massa apresenta várias vantagens comparativamente com o óleo, como baixa manutenção e maiores intervalos de substituição, aguentam uma maior pressão de trabalho, e ajudam a selar o processo de lubrificação, impedindo a contaminação [25]. Outro ponto positivo da lubrificação por massa, é ter uma boa *performance* em situações de “*start and stop*”, visto que durante a paragem da máquina, o lubrificante mantém-se no mesmo sítio, diminuindo o risco de falta de lubrificação no início do funcionamento.

Grande parte dos estudos feitos até agora, que comparam massa lubrificante com óleos lubrificantes, focam-se na sua utilização em rolamentos e têm sido explorados os benefícios da utilização da lubrificação por massa. Um artigo relacionado com este tópico foi escrito por Piet Lugt [26], que identificou os principais problemas no estudo das massas lubrificantes, não só referentes à sua utilização em rolamentos. Lugt considerou que a primeira dificuldade é desenvolver uma massa lubrificante que aumente a durabilidade do mecanismo. A segunda dificuldade é o desenvolvimento de uma ferramenta para prever o comportamento das massas lubrificantes [26].

As principais diferenças entre massa lubrificante e óleos foram estudadas por Cann em 1996 [27, 28] através da medição da espessura de filme, em condições de lubrificação

completa, sendo que várias conclusões que foram retiradas, são ainda aceites pelos investigadores atuais [29]:

- Massas lubrificantes com a mesma formulação promovem maior espessura de filme, quanto maior for a viscosidade do óleo base;
- Massas lubrificantes com a mesma formulação promovem maior espessura de filme, quanto maior for a concentração de espessante;
- A diferença de espessura de filme entre massa lubrificante e óleo depende da viscosidade do óleo base, tipo de espessante e da sua concentração.

Nos últimos anos, vários estudos foram efetuados por autores como Cousseau et al. [29], Gonçalves et al. [30, 31] e De Laurentis et al. [32, 33] que comparam a formação de filme em lubrificação completa, entre massas lubrificantes e óleo, através de ensaios efetuados num tribómetro bola-disco, variando a velocidade [25]. Os resultados mostram que, a baixas velocidades, a espessura de filme começa por diminuir e depois aumenta novamente, no caso da lubrificação por massa. Ao atingir determinada velocidade, começa a ser formada uma lubrificação completa. Essa velocidade é caracterizada como velocidade de transição. Na zona antes do ponto de transição, partes do espessante entram na zona de contacto, o que faz com que a espessura do filme de lubrificação seja maior, comparativamente com a lubrificação por óleo, para a mesma velocidade [34]. Ao atingir o ponto de transição, o comportamento da espessura de filme altera-se devido á diminuição da influência do espessante no contacto, passando o contacto a ser dominado pelo óleo base. Nesta fase do contacto, a espessura de filme tem tendência a apresentar um comportamento mais linear, semelhante com o comportamento de um óleo base. Este comportamento pode ser observado na Figura 6.

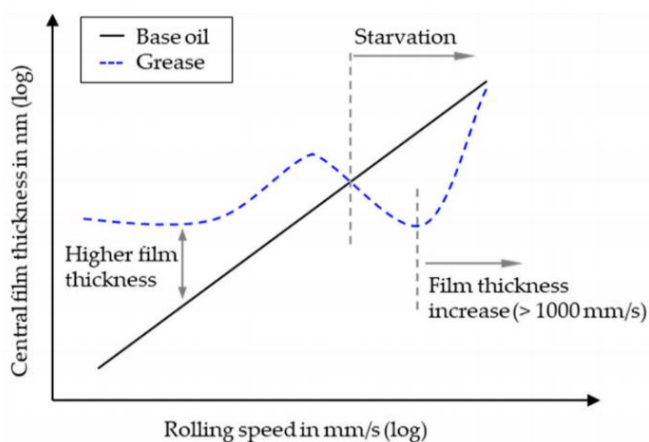


Figura 6 - Formação do filme de lubrificação em óleos base e em massas lubrificantes (imagem retirada de [61])

Em situações de alta velocidade Cann verificou que partes do espessante não vão entrar na zona de contacto, mas vão sim ser puxadas para as laterais do contacto [35]. Assim sendo, neste caso, podemos prever a evolução da lubrificação por massa, utilizando as mesmas equações que permitem calcular a espessura de filme na lubrificação por óleo, assumindo que o óleo base é o lubrificante ativo no contacto [31, 36].

Uma questão ainda pouco estudada na lubrificação por massa, é o impacto do atrito. Por sua vez, quando se trata de lubrificação por óleo, o impacto do atrito está bem documentado. Verificou-se que o coeficiente de atrito depende da viscosidade e do modo como esta varia com a temperatura e pressão, mas também do módulo de elasticidade transversal e da tensão de corte que o lubrificante consegue suportar [36, 37].

Apesar de todas as tentativas, os mecanismos por trás da lubrificação por massa ainda não estão completamente definidos, como foi referido anteriormente. Yuta Kanazawa [38], que estudou o atrito em rolamentos com massas lubrificantes considerou que esta falta de conhecimento é causada por dois fatores principais. O primeiro fator é a natureza complexa das massas lubrificantes, uma vez que são constituídas por uma mistura de diferentes componentes (espessante, óleo base e aditivos). O segundo fator é a dificuldade em estudar os mecanismos de lubrificação de rolamentos em movimento.

2.3 Lubrificação por massa

2.3.1 Massa Lubrificante

Como já foi dito anteriormente, uma massa lubrificante pode ser definida como um produto que pode variar entre sólido e semi-sólido, ou uma mistura de espessante e lubrificante líquido. Normalmente, as massas lubrificantes possuem mais substâncias para além do espessante e óleo base, para obterem propriedades especiais. De forma geral, a constituição de uma massa lubrificante é a seguinte [24]:

- Óleo Base – 65 a 95%
- Espessante – 5 a 35%
- Aditivo – 0 a 10%

A ligação entre o óleo base e o espessante é efetuada em virtude da combinação de dois tipos de força, força de *Van der Wall* e força Capilar. O óleo base fica dentro do espessante devido a esta interação [39, 40].

Massas lubrificantes são classificadas de acordo com a sua consistência. A quantidade de espessante comparativamente com a quantidade de óleo base, faz variar a sua consistência [39]. Em 1932, a NLGI (Instituto Nacional de Lubrificação de massa dos Estados Unidos), definiu uma escala para classificar a consistência dos lubrificantes, levando em consideração a sua penetração, como podemos verificar na Tabela 2.

Tabela 2 - Classificação dos Lubrificantes segundo a NLGI (tabela retirada de [24])

Número NLGI	Aparência	ASTM penetração de trabalho (1/10mm)	Aplicação
000		445-475	Lubrificantes de massa para motor
00	<i>Semi-Fluid</i>	400-430	
0		355-385	
1	<i>Soft</i>	310-340	
2	<i>Creamy</i>	265-295	Lubrificantes de massa para rolamentos
3		220-250	
4		175-205	
5		130-160	
6	<i>Soap-like</i>	85-115	Lubrificantes de massa para selar

Todavia, este tipo de classificação não é considerado suficiente para descrever as diferentes massas lubrificantes. Atualmente, a performance das massas lubrificantes é classificada de acordo com a norma DIN 51825 ou ISO 6743-9, que leva em consideração a consistência, as temperaturas de funcionamento, resistência à água e capacidade de carga [24].

Um fator a ter em conta relativamente às massas lubrificantes é a sua degradação, que vai afetar o seu tempo de vida. A duração de uma massa lubrificante é limitada pela degradação mecânica e química causada pela pressão, idade e temperatura. A degradação física consiste na degradação da estrutura do espessante e costuma acontecer em temperaturas de funcionamento reduzidas e altas velocidades. Esta degradação física leva a uma separação do óleo base da massa lubrificante, o que aumenta a possibilidade de contaminação da lubrificação. Por outro lado, a degradação química consiste na oxidação do espessante e do óleo base e, por norma, acontece em temperaturas de funcionamento mais elevadas e baixas velocidades [41]. Cann estudou a degradação de massas lubrificantes em rolamento, através do teste de duas massas

lubrificantes de lítio, uma com aditivos e outra sem aditivos. Verificou que os aditivos podem aumentar a duração da vida de uma massa lubrificante entre 100% a 700%, dependendo das condições de utilização [42].

Assim sendo, fica claro a grande importância dos aditivos nas massas lubrificantes, apesar da sua baixa concentração. Estes são utilizados para melhorar as características e performance dos lubrificantes [43]. A sua função varia consoante o tipo de aditivo utilizado. A Tabela 3, possui alguns exemplos dos tipos de aditivos mais utilizados e a sua função:

Tabela 3 - Tipos de aditivos (retirada de [4])

Tipo de aditivo	Função
Antioxidante	Atrasar o processo de envelhecimento do lubrificante
Modificador de Viscosidade	Melhorar o índice de viscosidade do lubrificante
Anti Desgaste	Reduzir Desgaste
Modificador de Fricção	Reduzir o Coeficiente de fricção
Inibidor de Corrosão	Para proteger as superfícies

Na Figura 7, podemos observar o efeito da utilização de um aditivo anti desgaste, que vai tentar melhorar a proteção nas superfícies de contacto.

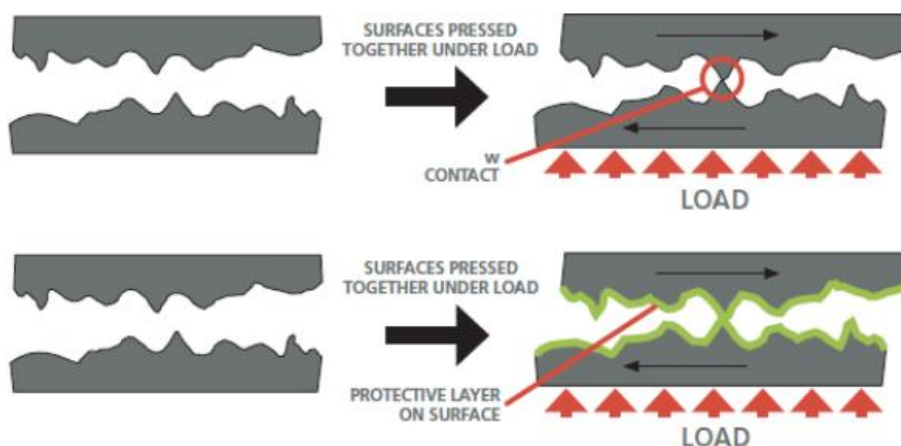


Figura 7 - Efeito de um aditivo anti desgaste (Imagem retirada de [43])

2.3.2 Óleo Base

As massas lubrificantes são maioritariamente constituídas por óleo base. A viscosidade do óleo base é uma propriedade importante para determinar a performance e escolher a aplicação correta dos lubrificantes de massa. Os óleos base com maior viscosidade, têm melhor performance em baixas velocidades e maior carga [24]. Por outro lado, óleos base com viscosidade baixa, são mais adequados para uma utilização a alta velocidade.

Óleos base não podem ser encontrados na natureza. Dependendo do processo de produção utilizado, foram definidos 5 grupos de óleos base, que podem ser enquadrados em dois seguimentos principais:

- Óleos Minerais (Grupo I, II e III)
- Óleos Sintéticos (Grupo IV e V)

Tabela 4 - Diferentes grupos de óleo base (retirada de [44])

Grupo	Método de Produção
Grupo I	Refinação de Solvente
Grupo II	Hidro-Processamento
Grupo III	Hidro-Processamento longo
Grupo IV	Reações químicas (Sintetização)
Grupo V	Todos os métodos que não se enquadrarem nos anteriores

Para além do tipo de óleos base, há outros fatores a ter em conta na sua classificação. Um critério importante de classificação dos óleos base, relativo à viscosidade, é o índice de viscosidade (*The Viscosity Index- VI*), que mede a variação da viscosidade do óleo base com a temperatura. Lubrificantes com um índice de viscosidade alto, vão ter uma diminuição menor da viscosidade com o aumento da temperatura [40]. No entanto, apesar de ser uma ferramenta útil, Verdier et al. [45] e Lynch [46], reconheceram alguns problemas na sua utilização. De forma geral, os autores consideram que o VI, por vezes, não demonstra a relação esperada de dependência da viscosidade relativamente à temperatura.

Outra propriedade importante é o coeficiente pressão-viscosidade dos óleos base, que mede o aumento da viscosidade à medida que a pressão também aumenta, e determina a fluidez de formação do filme de lubrificação [40].

A influência do óleo base nas massas lubrificantes tem vindo a ser cada vez mais estudada por diversos autores, como De Laurentis et al. [32, 33], Fischer [25], Porfiryev [47] e Cousseau et al. [48]. Em 2016, De Laurentis et al. [32] estudou o impacto de diferentes composições das massas lubrificantes no atrito da lubrificação. Este verificou que, em altas velocidades, a viscosidade do óleo base e o seu tipo são os principais responsáveis pelo atrito. Relativamente ao tipo de óleo base, o atrito é menor em óleos sintéticos, para a mesma viscosidade. Resultados semelhantes foram obtidos por Cousseau et al. [48], quando testou sete tipos de massas lubrificantes diferentes em rolamentos, concluiu que o tipo de óleo base é o componente com maior influência no atrito da lubrificação. Para além disso, independentemente do tipo de óleo base, o atrito é menor quanto menor for a viscosidade. Por outro lado, em circunstâncias de baixa velocidade, o impacto do óleo base não é tão fácil de analisar e varia de massa lubrificante para massa lubrificante [32].

2.3.3 Espessante

O espessante numa massa lubrificante é o componente que diferencia as massas lubrificantes dos óleos lubrificantes. É responsável por atribuir a consistência às massas lubrificantes.

Os dois principais grupos de espessante são os sabões metálicos e inorgânicos, sendo os mais comuns os sabões metálicos [49]. Um sabão é obtido através da esterificação, (quando um ácido carboxílico reage com um álcool produzindo éster e água), entre uma base e uma gordura. O metal da base utilizado para produzir o espessante é referenciado no nome da massa lubrificante (sabão de sódio, sabão de cálcio, etc.). Adicionalmente, existem os sabões complexos, onde, por exemplo, ao sabão de sódio é adicionado um “agente complexante”. Estes sabões complexos são desenvolvidos para temperaturas mais elevadas.

Em 2007, P. Cann [50], estudou o papel de vários tipos de espessantes durante a lubrificação por massa. Considerou que o espessante tem duas funções diferentes no processo de lubrificação por massa. De forma indireta, é o responsável por atribuir a consistência ao lubrificante e influenciar a retenção ou libertação do óleo base. Para além disso, influencia diretamente a espessura do filme de lubrificação.

Em estudos mais recentes, relativos à lubrificação por massa, foi investigado o impacto que o espessante tem na formação do filme de lubrificação em diferentes velocidades de funcionamento [36]. Para baixas velocidades, parte do material do espessante entra

em contacto com a lubrificação e aumenta a espessura do filme de lubrificação, ao mesmo tempo que diminui o coeficiente de atrito. A altas velocidades e em condições de lubrificação completa, a influência do espessante diminui e a espessura do filme fica maioritariamente dependente do óleo base [31, 36]. Para além disso, ficou claro que a interação entre o espessante e o óleo base é muito importante para controlar o rácio de óleo libertado da massa e a temperatura máxima de funcionamento [31]. Gonçalves et al. [51, 52], concluiu que quanto maior for a quantidade de espessante, menor vai ser a quantidade de *bleed-oil* libertado. O *bleed-oil* é o óleo libertado pela massa durante a sua utilização, no entanto as suas propriedades não são necessariamente iguais às do óleo base. Dependendo da formulação da massa lubrificante, as características deste *bleed-oil* variam [29].

2.3.4 Características Importantes

Algumas características são essenciais para a boa performance na aplicação de uma massa lubrificante. A **viscosidade** pode ser considerada a propriedade mais importante para um lubrificante, a sua função é oferecer resistência ao escoamento de um fluido [24]. O comportamento de um lubrificante é maioritariamente definido pela sua viscosidade. Se a viscosidade for demasiado baixa, é mais difícil manter a espessura do filme de lubrificação entre duas superfícies, causando maior desgaste no mecanismo. Por outro lado, se a viscosidade for demasiado elevada, o atrito presente na lubrificação aumenta, provocando um aumento de temperatura do sistema. No entanto, a viscosidade de um lubrificante pode não ser constante durante a lubrificação, uma vez que varia de acordo com a temperatura, pressão e tensão de corte. A viscosidade pode ser separada em dois diferentes tipos:

- **Viscosidade dinâmica**, que se refere à resistência interna que o fluido oferece ao corte. Para obter esta viscosidade temos de relacionar a força de corte na direção do fluido com o gradiente de velocidade, esta dinâmica pode ser observada na Figura 8. No caso de o fluido em análise ser newtoniano, pode-se caracterizar a viscosidade dinâmica a partir da equação (4).

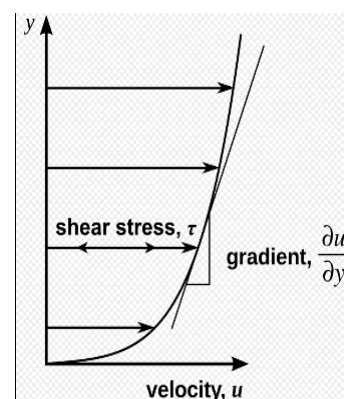


Figura 8 - Corte laminar num fluido (imagem retirada de [53])

$$\tau = \eta \times \frac{dv}{dy} \quad (4)$$

Onde:

τ - Tensão de corte [Pa]

η - Viscosidade dinâmica [Pa.s]

$\frac{dv}{dy}$ - Taxa de deformação [s^{-1}]

- **Viscosidade cinemática**, que é a relação entre a viscosidade dinâmica e a massa volúmica, que se define pela equação (5)

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (5)$$

Onde:

ν - Viscosidade cinemática [m^2/s]

η - Viscosidade dinâmica [Pa.s]

ρ - Massa volúmica [kg/m^3]

Como foi dito anteriormente, os lubrificantes são afetados pelas alterações no meio onde estão a ser aplicados. Mais especificamente, estas alterações vão ter um impacto no comportamento da viscosidade do lubrificante. As variações mais importantes a ter em conta relativamente à viscosidade são as seguintes:

- **A Variação da viscosidade com a pressão**, é chamada de piezoviscosidade. O aumento da pressão provoca um aumento da viscosidade no lubrificante. Barus, em 1893, mostrou como é que a varia a viscosidade de um lubrificante com a pressão, no caso de a temperatura se manter constante [54] através da equação (6).

$$\eta_p = \eta_0 e^{(\alpha p)} \quad (6)$$

No entanto, esta equação pode ser bastante imprecisa, uma vez que o α varia com a pressão e temperatura. De qualquer forma, se as variações de pressão e temperatura não forem acentuadas, pode ser utilizada.

Uma expressão mais precisa, equação (7), descoberta por Roelands em 1966 e desenvolvida por Houpert em 1985, é normalmente utilizada em soluções numéricas com temperatura e pressão mais elevadas [54].

$$\ln(\eta) = (\ln(\eta_0) + 9,67) \times \left[\left(\frac{T - 138}{T_0 - 138} \right)^{-S_0} \left(1 + \frac{p}{0,196} \right)^z - 1 \right] \quad (7)$$

- **A variação da viscosidade com a temperatura**, é chamada de termoviscosidade. À medida que a temperatura aumenta a viscosidade diminui, e à medida que a temperatura diminui a viscosidade aumenta. Com o passar dos anos, foram definidos vários modelos para efetuar o cálculo da viscosidade em situações de variação de temperatura. O modelo mais utilizado é da norma ASTM D341 *Standard* [54], ao qual corresponde a equação (8).

$$\text{Log}[\text{Log}(v_0 + 0,5)] = A - B \times \text{Log}(T) \quad (8)$$

- **A variação da viscosidade com a taxa de corte**, para além da temperatura e pressão, é um fator importante na performance dos lubrificantes. Contudo, esta variação só tem impacto em fluidos não newtonianos. Ree-Eyring [55], definiu um modelo para calcular o efeito de corte em fluidos, através da equação (9).

$$\frac{\eta}{\eta^*} = \left(\frac{\tau^*}{\tau_E} \right)^{-1} \sinh\left(\frac{\tau^*}{\tau_E} \right) \quad (9)$$

Para além da viscosidade, existem outras características que podemos considerar importantes numa massa lubrificante:

- **Consistência** - a consistência é definida pela medida em que a massa lubrificante vai aguentar a deformação durante a aplicação de uma força. Segundo a NLGI, a consistência varia com a temperatura [56].
- **Dropping point** - o *dropping point* de uma massa lubrificante, corresponde à temperatura à qual o espessante perde a habilidade de manter a ligação ao óleo base [56]. Este ponto equivale, muitas vezes, ao ponto onde a massa passa de semi-sólida para líquida.
- **Resistência à oxidação** - nas massas lubrificantes, tanto o óleo base como os seus constituintes que possuam gorduras oxidam. Quanto maior for a temperatura, maior será a rapidez de oxidação. Quando uma massa lubrificante oxida, a sua cor fica mais escura e o seu cheiro altera-se, o que pode modificar a sua estrutura [57].
- **Resistência à água** - uma das características vantajosas de uma massa lubrificante relativamente a outros tipos de lubrificante, é o facto de selar e proteger a lubrificação de forma mais eficiente. Desta forma, é importante ter a habilidade de proteger a lubrificação de água.
- **Separação de óleo** - Para uma massa lubrificante ser eficaz, pequenas quantidades de óleo têm de se ir separando do espessante durante a lubrificação;

2.3.5 Mecanismos de Lubrificação por Massa

A lubrificação por massa pode ser dividida em duas fases principais: *churning phase* e *bledding phase*. Para explicar melhor estes dois mecanismos pode-se utilizar os rolamentos como exemplo, uma vez que 90% dos rolamentos utilizam lubrificação por massa. Depois de colocar a massa lubrificante no rolamento, e se iniciar a rotação, a massa lubrificante vai fluir pelo rolamento, nesta fase inicia-se a *churning phase*. É importante referir que a *churning phase* pode ser dividida em duas partes diferentes, a primeira é a *channeling phase* [58]. Durante esta fase, grande parte do lubrificante vai ser puxado para as laterais e criar um “canal de lubrificação”. Esta parte do lubrificante, que é retirada para as laterais, vai-se começar a acumular numa parte do rolamento e a formar um reservatório de óleo, que vai ser utilizado mais tarde. À medida que o volume de lubrificante no canal começa a diminuir, passa-se da *channeling phase* para a *clearing phase*, quando o volume de massa for constante, e entre 5 a 10% do volume inicial de massa [51]. Durante todo este processo da *churning phase*, existe bastante lubrificante

disponível para a lubrificação e os contactos são num regime de lubrificação completo, no entanto, a temperatura vai ser elevada devido ao atrito causado pelas perdas de chapinagem. Depois disto, inicia-se a *bleeding phase*, onde a lubrificação deixa de ser efetuada por um fluxo de massa, passando a ser realizada através da libertação de óleo por parte da massa lubrificante [31]. Na Figura 9, identificam-se os diferentes mecanismos presentes na lubrificação por massa e as suas características principais.

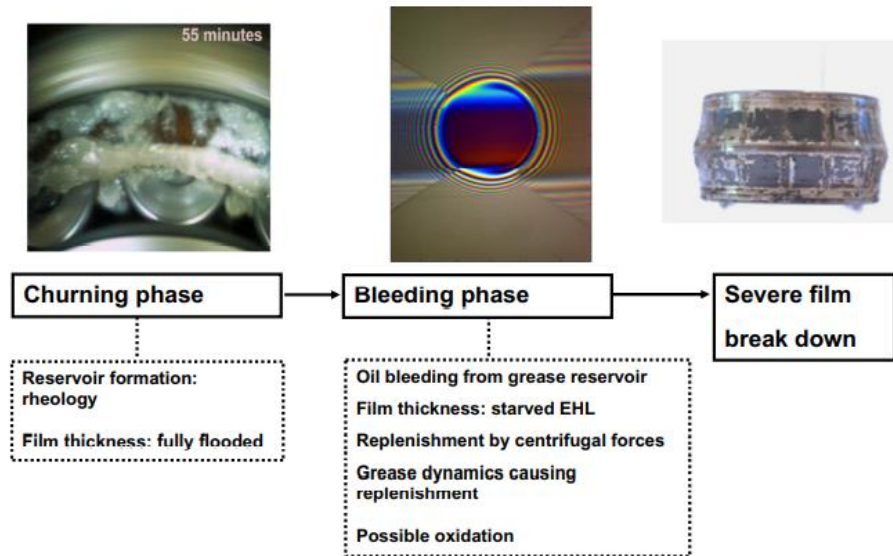


Figura 9 - Diferentes mecanismo presentes na lubrificação por massa (imagem retirada de [39])

Para ver de forma mais clara a evolução deste processo com o tempo, pode-se analisar a evolução do lubrificante num rolamento na Figura 10. As diferentes imagens representam o processo de lubrificação de um rolamento utilizando massa lubrificante, em diferentes alturas do processo. Comparando as diferentes imagens, verifica-se que entre os 55 e os 535 minutos, a massa lubrificante quase não se mexeu. Assim pode-se afirmar que a *churning phase* durou menos de uma hora. Depois disto, a quantidade de massa lubrificante disponível é menor e começam a ser utilizadas as reservas de óleo armazenadas no rolamento [40].

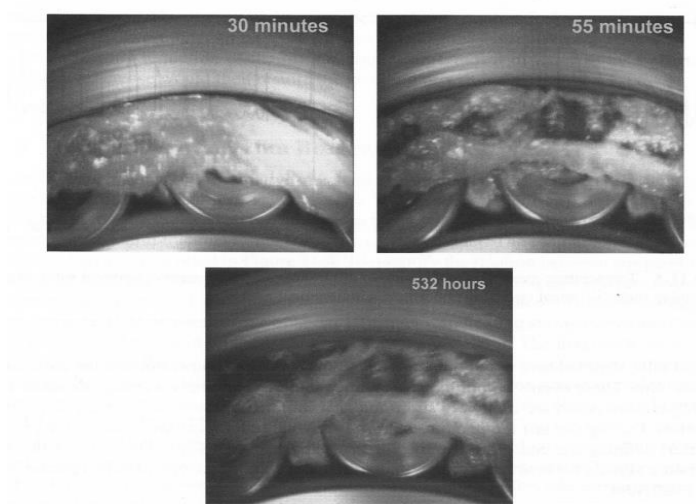


Figura 10 - Evolução do processo de lubrificação de massa num rolamento (imagem retirada de [40])

Apesar de a lubrificação por massa ser a mais utilizada em rolamentos, a lubrificação por óleo também pode ser utilizada. No entanto, o tempo de vida de um rolamento varia consoante o tipo de lubrificação selecionada [25]. Para além das condições de funcionamento, é preciso ter em conta a espessura do filme de lubrificação quando os contactos entram num regime elastohidrodinâmico (EHD). Em condições de lubrificação abundante, a espessura do filme de lubrificação varia dependendo da velocidade e da viscosidade do lubrificante. Desta forma, à medida que a velocidade aumenta, se a quantidade de lubrificante não for suficiente, a espessura de filme não pode ser garantida e a lubrificação entra numa fase conhecida como **Starvation** [59]. Para analisar este fenómeno pode-se observar a Figura 11.

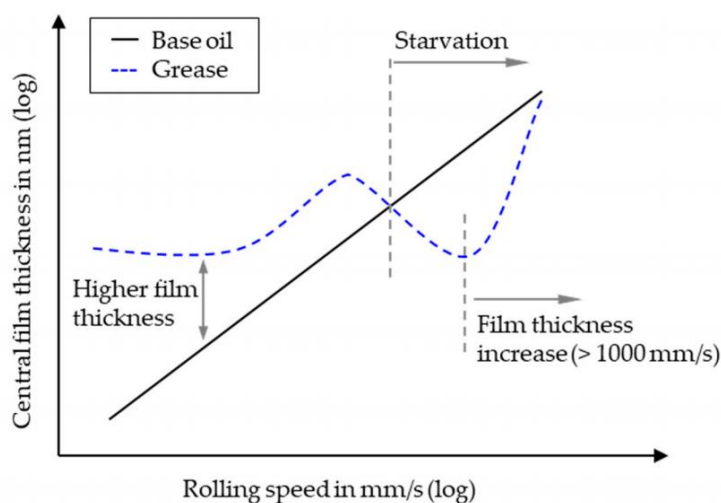


Figura 11 - Comparação na formação do filme de lubrificação para óleos em regime completo e massas lubrificantes com falta de filme de lubrificação (imagem retirada de [60])

Lubrificação por massa em rolamentos, de forma geral, à medida que a velocidade aumenta, não se encontra num regime de lubrificação completo, desta forma a ocorrência de *Starvation* é provável [60]. No entanto, em termos teóricos, para a estimação da vida de um rolamento onde se utiliza lubrificação por massa, é assumido que a lubrificação é completa e são utilizadas as propriedades do seu óleo base [60]. Assim, podem surgir alguns erros nesta estimação, quando a velocidade de aplicação é muito elevada.

2.4 Lubrificação Ferroviária

Uma área essencial, à qual a aplicação de lubrificantes é indispensável, é na indústria ferroviária, mais especificamente no contacto roda-carril. É crucial para esta indústria tentar reduzir os seus custos associados para se manter competitiva com outros meios de transporte. Para isso é necessário reduzir as perdas por atrito entre as rodas e os carris e o desgaste dos materiais. Por norma, um contacto roda-carril, devido a ter uma velocidade de escorregamento relativamente baixa e por ser um contacto efetuado entre duas superfícies duras, encontra-se num regime de lubrificação limite [61]. A quantidade de lubrificante não costuma ser suficiente para criar um filme de lubrificação completo, entrando num regime de *starvation* [62]. Para além disso, o atrito proveniente das travagens do comboio pode fazer com que haja um deslizamento da roda, o que pode causar “*rail burns*” e transformações indesejadas nos materiais do carril [63]. Estes fenómenos causam irregularidades no contacto roda-carril, que vão resultar numa diminuição da performance devido ao aumento das forças de contacto, que se traduz no aumento das vibrações e dos ruídos criados pelo contacto.

Apesar de a lubrificação dos trilhos ser uma solução viável para a redução do atrito e do desgaste, é necessário ter em consideração que a utilização de lubrificantes pode também a aumentar a propagação das fendas nos carris. De qualquer forma, Olofsson [63] já demonstrou que o ritmo de desgaste das matérias e a propagação de fendas podem ser controladas com uma correta utilização de lubrificação.

Para além do tipo de lubrificante utilizado, é preciso ter em conta outros fatores, como o método de aplicação do lubrificante, a quantidade de lubrificante necessária e as condições ambientais ao qual o lubrificante vai ser exposto [62].

Existem 3 métodos principais para efetuar a lubrificação nos carris de um comboio. Uma maneira de o fazer é instalar, nas partes laterais dos carris, ao longo do percurso, os chamados “*wayside lubricators*”, especialmente em curvas mais apertadas onde a lubrificação é essencial [64]. Sims et al. [65] reportou que este método de lubrificação pode reduzir o consumo de energia até 32%, assim como aumentar a vida do material das rodas em 600%.

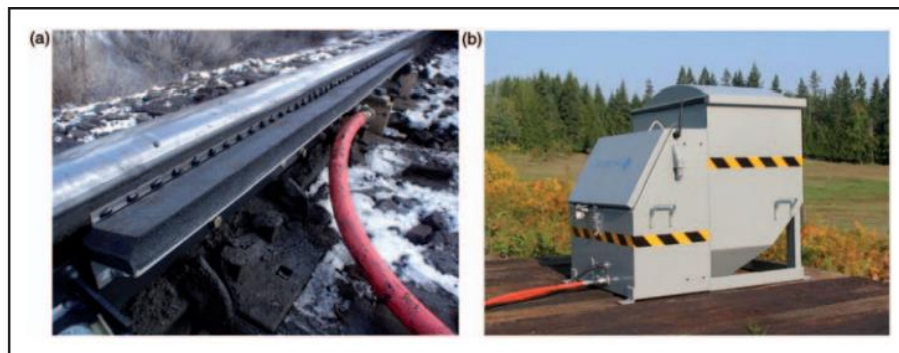


Figura 12 - a) Aplicador de Lubrificante no carril b) Posto de Wayside Lubrification (imagem retirada de [62])

Os outros métodos possíveis de lubrificação consistem em instalar sistemas de lubrificação no próprio comboio ou num veículo próprio que apenas efetua a lubrificação dos carris.

Independentemente do método de lubrificação selecionado, é necessário selecionar o lubrificante correto para as condições de funcionamento em questão. Neste caso, num contacto roda-caril, as massas lubrificantes são normalmente preferidas comparativamente a óleo lubrificantes, visto que nesta aplicação é necessário que o lubrificante se mantenha nos componentes pretendidos sem escorrer devido às forças da gravidade ou forças centrífugas. Massas lubrificantes para além de terem uma viscosidade mais elevada, não necessitam de ser aplicadas de forma tão frequente e têm melhor performance em situações de carga elevada ou em situações de elevada pressão e temperatura [18].

Os diferentes autores que já publicaram trabalhos relativos à lubrificação por massa em contacto roda-carril, como Biazon [18], Uddin [66], Reiff [67], de forma geral, analisaram os seguintes parâmetros numa massa lubrificante:

- **Eficiência** – que pode ser analisada comparando o gasto de combustível de um comboio a funcionar sem lubrificação, com o funcionamento em condições de lubrificação.
- **Desgaste** – que é medido comparando o estado da roda e do carril ao longo do tempo para as diferentes situações.
- **Retentividade** – que é a capacidade que a massa lubrificante tem de manter o coeficiente de atrito no valor pretendido ao longo da lubrificação.
- **Coeficiente de atrito**

Em 2020 L. Biazon et al [18] analisou 6 massas lubrificantes com os mesmos aditivos e consistência, mas com diferentes espessantes e viscosidades de óleo base. Estas mesmas massas, fazem parte do conjunto de massas lubrificantes que vão ser testadas mais à frente neste projeto. Assim sendo, é fundamental estabelecer as conclusões retiradas por Biazon, de forma a comparar os resultados que vão ser obtidos e explorar o comportamento das diferentes massas com a realização de ensaios diferentes daqueles que já foram realizados.

Foram testadas massas lubrificantes com espessante de lítio e cálcio, com uma viscosidade de óleo base a variar entre 50 e 500 cSt. Nos resultados relativos ao coeficiente de atrito, onde os testes foram realizados a uma velocidade moderada de cerca de 1m/s, foi observado que as massas com espessante de cálcio, para estas condições, apresentam um maior coeficiente de atrito do que as massas com espessante de lítio. Estes resultados vão de encontro aquilo que D. Gonçalves et al [31] e [33] tinha verificado anteriormente e pode dever-se ao facto de as partículas de cálcio terem mais probabilidade de passar pelo contacto e formar uma maior espessura de filme comparativamente com as partículas de lítio. Para além disso, foi verificada uma descida do COF à medida que a viscosidade aumentava, em todos as massas analisadas [18].

Relativamente ao desgaste sofrido durante o contacto roda-carril, foi analisada a massa perdida após o contacto para os diferentes lubrificantes em análise. Independentemente da massa lubrificante, o carril acabou sempre mais danificado do que a roda depois do teste [18]. Isto acontece porque o mecanismo de desgaste a atuar durante o contacto é aquilo a que se chama de *“Rolling contact fatigue”*, que causa o aparecimento de fendas devido ao material atingir o seu limite plástico. Como foi referido anteriormente, o lubrificante vai começar a entrar nestas fendas e vai ajudar a aumentar a sua propagação, como é possível verificar na Figura 13.

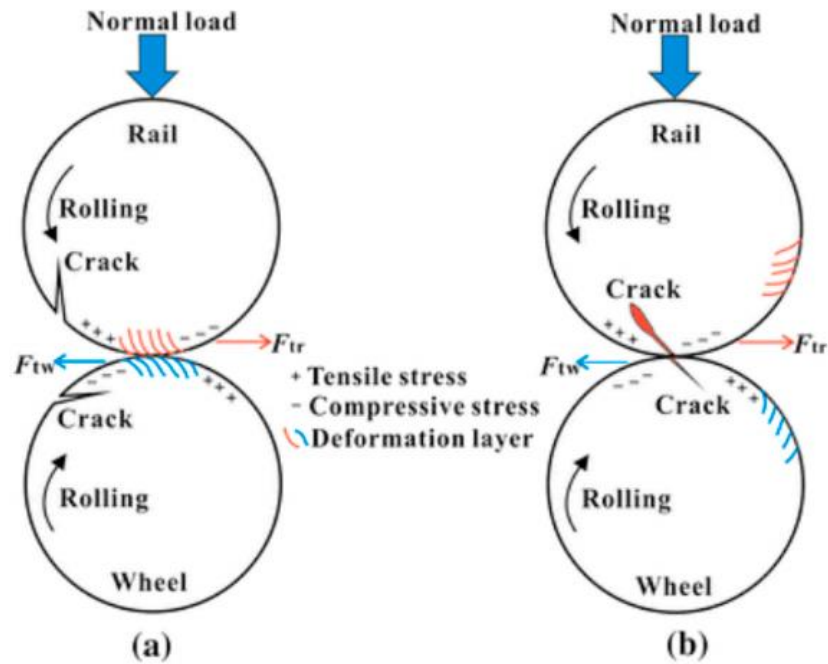


Figura 13 - Evolução das fendas num contacto roda-carril (imagem retirada de [18])

De forma geral, os resultados obtido por Biazon nos ensaios de desgaste indicam que as características do espessante são mais relevantes para a propagação de fendas do que as características do óleo base [18].

Para além do Coeficiente de atrito e do desgaste, foi analisada a retentividade das diferentes massas. Ficou claro nos resultados obtidos, que a retentividade aumenta com a viscosidade do óleo base, e que o espessante parece não ter impacto nos resultados. Esta conclusão vai de encontro aquilo que já tinha sido reportado por Mcgenw [68], que mostrou que a retentividade pode ser melhorada com o uso de lubrificantes mais viscosos.

Materiais e Métodos

3.1 - Massas Testadas

3.2 - Equipamentos para os Ensaios

3.3 - Procedimentos Experimentais

3.4 – Cálculo Teórico da Espessura de Filme

3 Materiais e Métodos

3.1 Massas Testadas

Esta Investigação relativa a massas lubrificantes vai basear-se em nove massas lubrificantes de origem mineral, com espessantes de cálcio e/ou lítio e diferentes viscosidades. Estas massas lubrificantes foram criadas através de um processo de Engenharia Inversa em massas que são utilizadas em vários percursos ferroviários do Brasil. Foram criadas com o objetivo de avaliar o impacto do tipo de espessante e da viscosidade do óleo base na espessura de filme e no atrito durante a lubrificação. Todas as massas possuem o mesmo conjunto de aditivos utilizados para condições de pressão extrema, como antioxidantes, dispersantes, anti desgaste e modificadores de atrito. Todas as massas lubrificantes que vão ser testadas foram classificadas como sendo NLGI 2, que corresponde à consistência da maior parte das massas lubrificantes comerciais utilizadas na lubrificação ferroviária no Brasil. Na Tabela 5, pode-se observar as informações disponíveis sobre as massas em estudo.

Tabela 5 - Características das Massas Lubrificantes

Propriedades da massa lubrificante	<i>LiM50</i>	<i>LiM200</i>	<i>LiM500</i>	<i>CaM50</i>	<i>CaM200</i>	<i>CaM500</i>	<i>LiCaM50</i>	<i>LiCaM200</i>	<i>LiCaM500</i>
Tipo de espessante	Lítio	Lítio	Lítio	Cálcio	Cálcio	Cálcio	Cálcio e Lítio	Cálcio e Lítio	Cálcio e Lítio
Tipo de Óleo base	Mineral	Mineral	Mineral	Mineral	Mineral	Mineral	Mineral	Mineral	Mineral
Quantidade de espessante %	10	8,5	7	10	8,5	7	n.d	n.d	n.d
Viscosidade do óleo base T=40°C (cSt)	50	200	500	50	200	500	50	200	500
Viscosidade de o óleo base T=100°C (cSt)	4,1	15,5	32,6	4,1	15,5	32,6	4,1	15,5	32,6

Parte destas massas já foram anteriormente testadas por L. Biazon et al [18], que testou o comportamento das massas lubrificantes quanto ao seu desgaste, retentividade e coeficiente de atrito, durante contactos do tipo bola-carril. As únicas massas que não foram testadas na altura foram as que possuem espessante de cálcio e lítio juntos. Os seus resultados já foram discutidos no Capítulo 2.

3.2 Equipamento para os Ensaios

Para a realização dos ensaios experimentais das massas vai ser utilizado o equipamento chamado EHD2, da PCS *Instruments*. Este Equipamento permite medir a variação da espessura de filme e o coeficiente de atrito de um lubrificante, numa configuração do tipo bola-disco, à medida que as condições de funcionamento vão variando. De forma geral, este equipamento mede a espessura de filme e o coeficiente de atrito de um lubrificante durante o contacto de uma bola de aço tracionada e um disco. O material do disco depende do tipo de ensaio que queremos realizar, é utilizado um disco de vidro com um tratamento especial para os ensaios de medição de espessura de filme, enquanto nos ensaios para o Coeficiente de atrito é utilizado um disco de aço.

As pressões de contacto encontradas nestes ensaios são similares àquelas que existem em motores e rolamentos. Para fazer esta leitura, o equipamento usa um método chamado espectrometria, que se pode observar na Figura 14. O conceito deste método, para a obtenção da espessura de filme, consiste na introdução de uma luz no contacto entre o disco e a bola, sendo que parte desta luz vai ser refletida através do disco de vidro, enquanto outra parte da luz passa pelo filme de lubrificação e é refletida pela bola de aço. Estes dois feixes de luz vão percorrer distâncias diferentes, distâncias essas que vão criar uma interferência que vai ser capturada pelo espectrómetro e transmitida por uma camara. Depois da transmissão da imagem capturada, o sistema vai medir o comprimento de onda no centro do contacto e calcular a espessura de filme. A medição do comprimento de onda, através da qual é calculada a espessura de filme, acontece sempre na mesma posição no disco (*trigger point*).

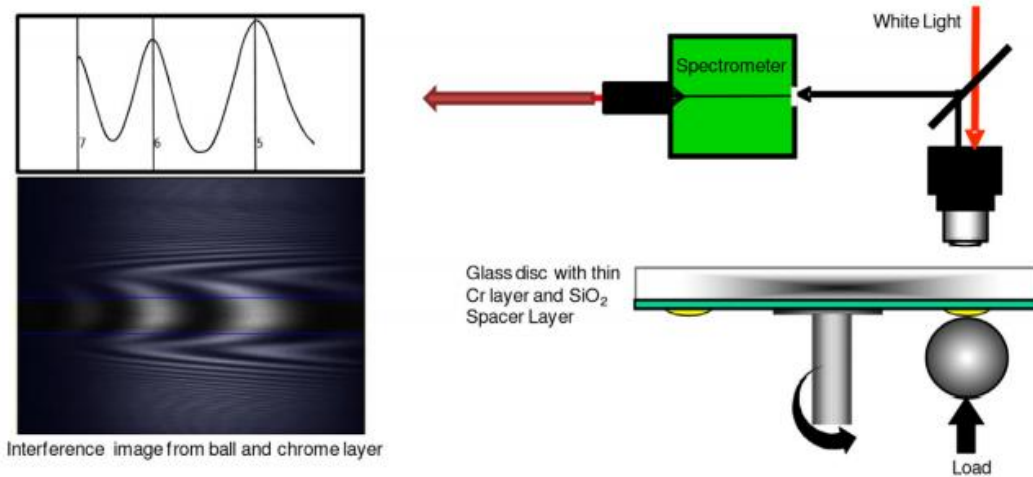


Figura 14 - Representação da técnica ótica utilizada pelo Equipamento EHD2 (imagem retirada de [32])

Este equipamento permite carregar a bola com cargas até 50N e velocidades até 2m/s e tem resultados com uma resolução de 1nm. Na maior parte dos ensaios realizados vamos utilizar a carga máxima permitida pelo equipamento e fazer variar a velocidade de funcionamento. Outro fator importante que temos de introduzir no equipamento, dependendo do ensaio que pretendemos realizar, é o “*Slide to Roll Ratio*”, que corresponde à diferença entre a *sliding speed* e a *rolling speed*. A velocidade e o SSR, são definidos pelas equações (10) e (11).

$$U = \frac{U_{disco} + U_{bola}}{2} \quad (10)$$

$$SRR = 2 \frac{|U_{disco} - U_{bola}|}{U_{disco} + U_{bola}} \quad (11)$$

3.3 Procedimentos Experimentais

3.3.1 Ensaio para a medição da espessura de filme

Os primeiros ensaios a serem realizados tinham o objetivo de medir a espessura de filme durante o contacto disco-bola ao longo de diferentes condições de funcionamento. Os parâmetros relativos à bola e ao disco utilizados para as diferentes medições da espessura de filme estão descritos na Tabela 6.

Tabela 6 - Características da bola e do disco utilizados para os ensaios de espessura de filme.

Parâmetros	Bola	Disco	Unidades
Raio – $R_{x,y}$	9,525	∞	[mm]
Rugosidade - Ra	≤ 20	± 5	[nm]
Material	AISI 52100	Vidro	[-]
Módulo de Elasticidade - E	207	75	[GPa]
Coefficiente de poisson – ν	0,29	0,20	[-]

Antes de cada ensaio foi utilizado sempre um período de aquecimento de 30 a 40 minutos, dependendo da temperatura a atingir, de forma a garantir que a temperatura estabilizava no ponto pretendido. Depois do período de aquecimento, é medida a espessura da camada de espaço existente no raio da pista do disco, sem nenhum lubrificante, entre a bola e o disco. Este passo é necessário para saber o valor inicial de desgaste na pista do disco, para depois comparar com o valor final. A velocidade utilizada para este teste começa em cerca de 0,01 m/s até 2 m/s, com 15 pontos de medição ao longo do teste, que dura cerca de 565 segundos. Uma vez que o objetivo do ensaio é testar o funcionamento das diferentes massas lubrificantes em condições de filme completo, é utilizado uma espécie de “travão” que impede a massa de sair da zona de teste assegurando as condições de filme pretendidas. Após a leitura do último ponto a uma velocidade 2m/s, é registada a espessura de filme final para verificar se a pista do disco foi danificada durante o processo. Pelo menos três leituras foram efetuadas para cada uma das massas, de modo a formar uma curva média das diferentes medições. As condições de funcionamento para este ensaio podem ser verificadas na Tabela 7.

Tabela 7 – Parâmetros de ensaio para análise da espessura de filme a para 5% de SRR.

Parâmetros	Unidades
Carga	50 N
Velocidade	0,01 – 2 m/s
SRR	5 %
Temperatura	30 , 60 , 80 °C

Depois de concluídos os primeiros ensaios para todas as massas, foram repetidos todos os ensaios alterando o SSR de 5% para 50% e apenas para uma temperatura de funcionamento de 60°C. O efeito da temperatura já foi analisado no ensaio anterior. Para além disso, uma vez que as massas têm viscosidades diferentes, o efeito da temperatura já está, em parte, a ser analisado. Os parâmetros para este ensaio podem ser verificados na Tabela 8.

Tabela 8 - Parâmetros ensaio para análise da espessura de filme para 50% de SRR.

	Parâmetros	Unidades
Carga	50	[N]
Velocidade	0,01 – 2	[m/s]
SRR	50	[%]
Temperatura	60	[°C]

O último ensaio realizado relativamente à espessura de filme tem como objetivo de avaliar o comportamento das massas ao longo tempo, à medida que o filme de lubrificante começa a não ser suficiente para garantir lubrificação completa. Tal como o teste anterior, a temperatura de funcionamento selecionada foi de 60°C, com um aquecimento de 30 minutos antes de cada teste. Ao contrário dos ensaios anteriores, onde a velocidade de funcionamento varia, neste ensaio a velocidade mantém-se constante em cerca de 1m/s, e é efetuada a leitura da espessura de filme ao longo de 300 pontos de medição. Este ensaio foi realizado pelo menos duas vezes em cada massa para obter uma curva combinada de resultados, e tem uma duração de cerca de 1430 segundos. As condições gerais do ensaio estão descritas na Tabela 9.

Tabela 9 - Parâmetros de ensaio para análise de Espessura de filme para Velocidade constante.

	Parâmetros	Unidades
Carga	50	[N]
Velocidade	1	[m/s]
SRR	50	[%]
Temperatura	60	[°C]

3.3.2 Ensaio para as Curvas de Stribeck

Para a realização das curvas de *Stribeck* foi mantida uma temperatura de 60°C, com as mesmas condições de aquecimento utilizadas no ensaio anterior. Durante o ensaio, a carga e o SRR mantêm-se, enquanto a velocidade de funcionamento varia. Visto que é necessário atingir um valor de espessura de filme baixa e entrar num regime de lubrificação limite, é utilizado um disco em aço e não de vidro, como no ensaio anterior. As propriedades dos materiais utilizados durante o ensaio podem ser verificadas na Tabela 10.

Tabela 10 - Características da bola e do disco utilizados para os ensaios de coeficiente de atrito.

Parâmetros	Bola	Disco	Unidades
Raio – $R_{x,y}$	9,525	-	[mm]
Rugosidade - R_a	≤ 20	5	[nm]
Material	AISI 52100	AISI 52100	[-]
Modulo de Elasticidade - E	207	207	[GPa]
Coefficiente de poisson - ν	0,29	0,29	[-]

Para garantir um filme completo de lubrificação é novamente utilizado o “travão” para impedir a massa de sair da zona de contacto entre a bola e o disco. Foram efetuadas pelo menos duas medições para cada massa, a uma temperatura de 60°C, com um SRR de 5% e 50%, de forma a fazer uma curva de resultados média. Os parâmetros de ensaio utilizados neste teste estão representados na Tabela 11.

Tabela 11 - Parâmetros para o ensaio do coeficiente de atrito.

	Parâmetros	Unidades
Carga	50	[N]
Velocidade	0,40 – 2	[m/s]
SRR	5, 50	[%]
Temperatura	60	[°C]

3.4 Cálculo Teórico da espessura de filme

Para analisar os resultados experimentais obtidos para a espessura de filme, das diferentes massas lubrificantes, é importante calcular a espessura de filme teórica expectável.

Existe uma grande quantidade de modelos analíticos para prever o valor da espessura de filme durante contactos. A maior parte deles levam em consideração a maneira como a viscosidade e a densidade mudam com a temperatura, pressão, o que não é fácil de explicitar numa equação, complicando a resolução dos problemas. Um dos mais aceites atualmente é a equação proposta por Hamrock, que foi obtida partindo do modelo criado por Roelands, que descreve a dependência da temperatura e pressão relativamente à viscosidade e é caracterizada pela equação (12).

$$h_0 = 1,345R_x C_0 U^{0,67} G^{0,53} W^{-0,067} \quad (12)$$

Depois de obter o h_0 é necessário calcular o valor da correção térmica (ϕ_T), de forma a corrigir a espessura de filme obtida, levando em consideração o aquecimento no convergente. Um parâmetro que é particularmente importante em situações de alta velocidade e baixa temperatura, onde a viscosidade de contacto vai ser reduzida devido ao “*shear heating effect*”.

Ao longo dos anos, alguns autores, sugeriram outros fatores de correção, para incluir outro tipo de fenómenos. Neste trabalho apenas a correção térmica foi levada em consideração, descrita pela seguinte equação:

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

Onde L, é descrito pela equação:

$$L = \left(-\frac{\partial \eta}{\partial T} \right) \frac{U_0^2}{K_T} \quad (14)$$

Para obter a espessura de filme corrigida, depois de saber o valor do coeficiente térmico, é utilizada a equação (15).

$$h_{OT} = \phi_T h_0 \quad (15)$$

As restantes fórmulas secundárias utilizadas para calcular a espessura de filme podem ser encontradas no Anexo A.

Na Tabela 12, estão representados os valores referência obtidos para a viscosidade cinemática e para a viscosidade dinâmica, que foram utilizados para o cálculo teórico da espessura de filme. Uma vez que nestes cálculos apenas entram as características do óleo base e as massas com a mesma viscosidade foram formuladas com o mesmo óleo base, podemos agrupar as massas segundo a sua viscosidade a 40°C.

	30°C		60°C		80°C	
	η (Pa.s)	ν (cSt)	η (Pa.s)	ν (cSt)	η (Pa.s)	ν (cSt)
Ca50/Li50/LiCA50	0,0873	104,17	0,0138	16,41	0,0062	7,41
Ca200/Li200/LiCA200	0,3285	391,975	0,0566	67,57	0,0248	29,55
Ca500/Li500/LiCA500	0,8405	1002,98	0,1338	159,68	0,05512	65,78

Tabela 12 - Valores teóricos da viscosidade dinâmica e viscosidade cinemática para cada conjunto de massas

4 - Resultados Experimentais

- 4.1 Ensaio da Espessura de filme
- 4.2 Ensaio do Coeficiente de atrito

4 Resultados Experimentais

4.1 Ensaio da Espessura de filme

A Figura 15 representa a variação da espessura de filme em função da velocidade para todas as massas testadas. Cada curva representa a média de pelo menos duas medições realizadas em iguais condições. Pode ser verificado que quanto maior for a temperatura, menor é a espessura de filme para todas as massas lubrificantes testadas, devido à diminuição da viscosidade operacional [31].

Nos ensaios realizados a baixa temperatura (30°C), a espessura de filme tem um aumento linear (em escala logarítmica) com a velocidade, o que é um comportamento semelhante ao verificado para óleos base [31, 36, 69]. Para além disso, a velocidades de rolamento altas (superiores a 1 m/s), verifica-se um decréscimo abrupto da espessura de filme, devido à falta de alimentação (*“starvation”*). Este efeito é mais frequente a baixas temperaturas e para massas com maior viscosidade. Nestas condições, a consistência da massa é também maior o que, a alta velocidade, retarda o retorno do lubrificante à zona de contacto [32]. O facto de existir menos lubrificante nestas condições faz baixar a espessura de filme.

Com o aumento da temperatura dos ensaios, o comportamento das massas começa a diferenciar-se daquele que é esperado por parte de um óleo base, principalmente a baixas velocidades. Esta variação de comportamento, onde a espessura de filme da massa lubrificante começa por ser controlada pelo espessante, em vez do óleo base, é descrita como o ponto de transição. O ponto de transição no comportamento de uma massa lubrificante, não acontece à mesma temperatura ou à mesma velocidade para todas as massas e faz variar a espessura de filme em cada massa de maneira diferente. Segundo alguns autores, este fenómeno é causado pela passagem de material do espessante pelo contacto, que vai contribuir para um melhor suporte da carga, causar uma maior separação nas superfícies e aumentar a espessura de filme [18, 28, 31, 34].

Nas massas com espessante Li e LiCa, para as temperaturas de funcionamento de 60°C e 80°C, o ponto de transição é muito mais acentuada do que nas massas de cálcio, onde o ponto de transição só é visível para a temperatura de 80°C.

A Figura 16, agrupa as massas da mesma viscosidade que foram testadas à mesma temperatura. Nesta figura estão também representadas as curvas teóricas do óleo base calculadas através do método discutido Capítulo 3 desta dissertação.

As curvas teóricas atrás referidas foram efetuadas levando em consideração as características do óleo base de cada massa lubrificante. Neste caso, o óleo base utilizado é o mesmo para as massas lubrificantes com a mesma viscosidade. Assim sendo, uma vez que os espessantes das massas lubrificantes não têm impacto nos resultados teóricos e todas as massas lubrificantes foram expostas a condições de funcionamento muito semelhantes em cada ensaio (velocidade, carga e temperatura), é apenas representada uma curva com teórica para as massas lubrificantes de igual viscosidade.

De forma geral, verifica-se que, a baixas velocidades, o comportamento das massas lubrificantes é controlado pelo espessante e não pelo óleo base. Com o aumento da velocidade os valores experimentais começam a ser muito semelhantes com a curva teórica de espessura de filme esperada para o seu óleo base. Este comportamento vai de encontro ao que já tinha sido verificado por outros autores [31, 36, 50].

Para além disso, ao comparar os resultados experimentais obtidos para as massas lubrificantes com os valores teóricos da espessura de filme expectável para o óleo base, verifica-se que a velocidade de transição parece aumentar ligeiramente com o aumento da temperatura. Esta variação é fácil de observar na massa Li, que começa a atingir resultados parecidos com a espessura de filme teórica a uma velocidade mais elevada, à medida que a temperatura do ensaio aumenta. Este fenómeno acontece para todas as viscosidades testadas, no entanto parece que o ponto de transição, para a mesma temperatura de funcionamento, é atingido a velocidades mais baixas, quanto maior for a viscosidade da massa testada. O ponto de transição acontece a uma velocidade menor para todas as massas de viscosidade 500 cSt, do que para as massas de viscosidade 50 cSt. Não sendo possível afirmar com certeza o motivo pelo qual este comportamento acontece com base apenas nos resultados presentes. Uma hipótese será que quando uma massa tem maior viscosidade, a sua consistência é maior, o que deverá dificultar a entrada do material do espessante no contacto. Outra hipótese poderá estar relacionada com o tamanho característico do espessante. Contudo, para verificar esta hipótese seria necessário analisar a estrutura do espessante, o que não foi possível efetuar em tempo útil para esta dissertação.

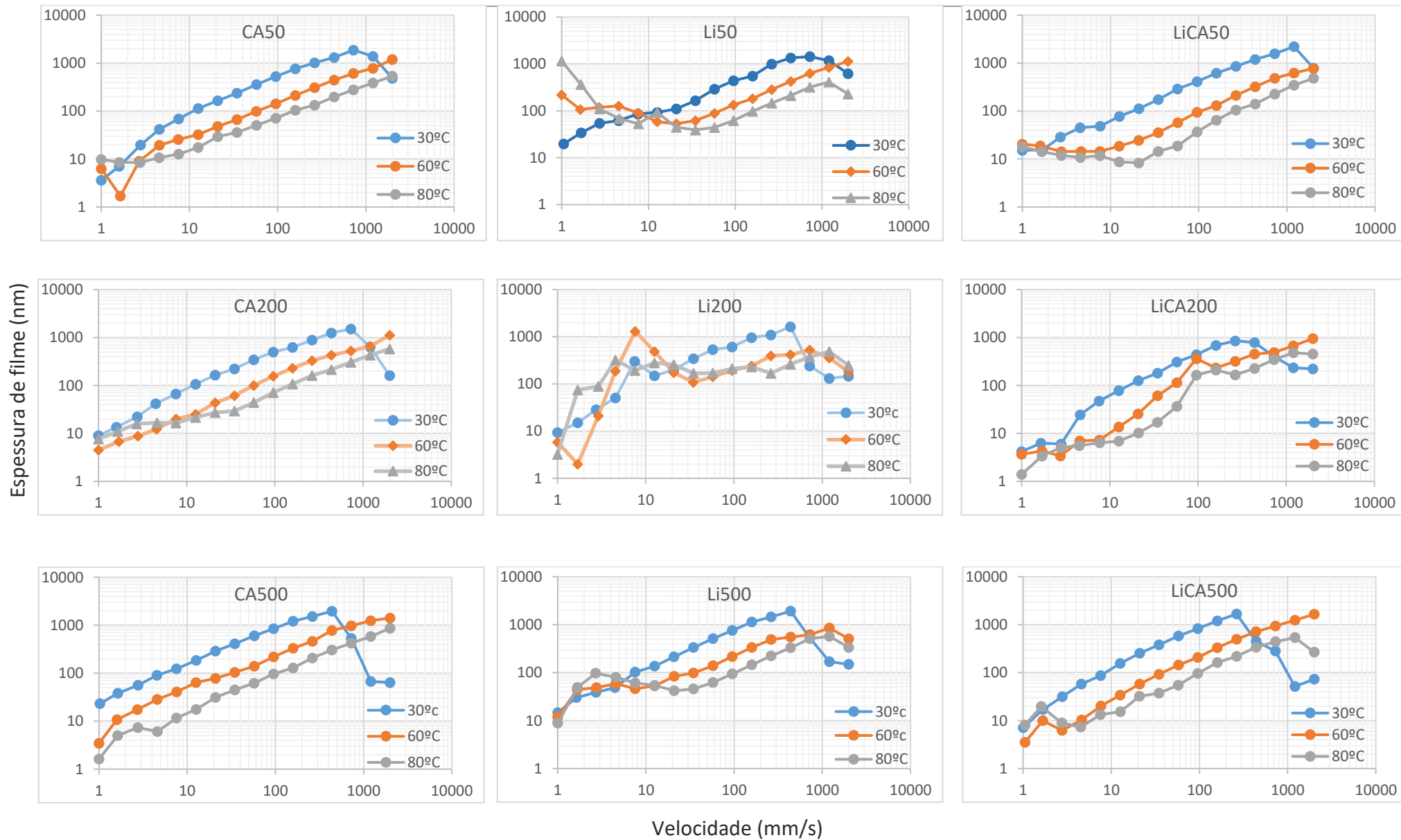
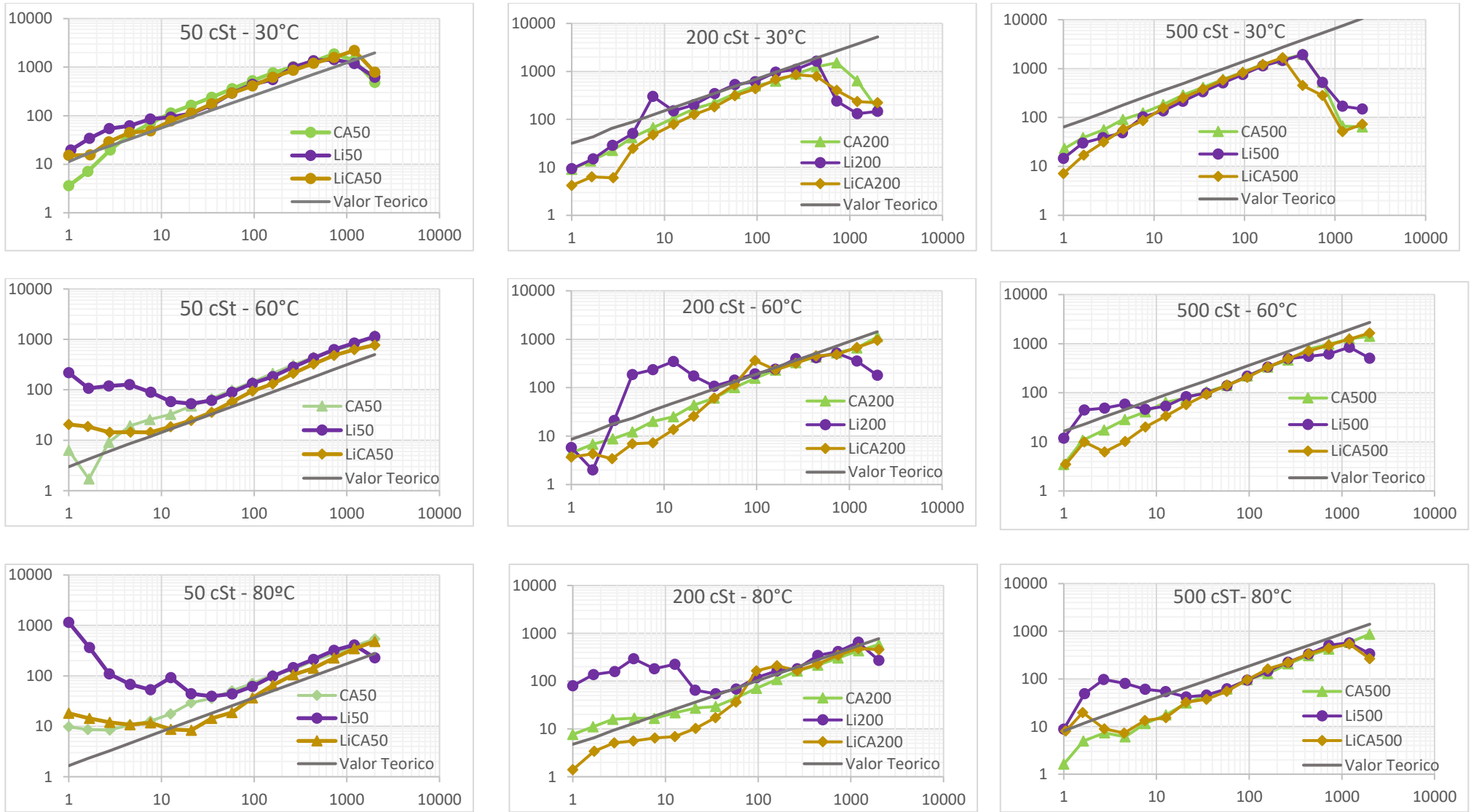


Figura 15 - Espessura de filme lubrificante (nm) em função da velocidade (mm/s) para 5%SRR agrupados por Espessante e temperatura.



Velocidade (mm/s)

Figura 16 - Espessura de filme lubrificante (nm) em função da velocidade (mm/s) para 5%SRR agrupados por viscosidade e temperatura

Os valores representados na Tabela 13 correspondem ao ponto de transição identificado em cada ensaio para 60°C e 80°C. Foi considerado que o ensaio atingiu o ponto de transição a partir do momento em que é possível verificar um comportamento linear da espessura de filme, semelhante ao comportamento teórico expectável para um óleo base.

Ainda em relação ao ponto de transição, este parece acontecer para valores de espessura de filme semelhantes para cada massa com o mesmo espessante, apesar de a velocidades diferentes. Na Tabela 13, é possível analisar facilmente este efeito, na medida em que as massas lubrificantes com o mesmo espessante assumem valores de espessura de filme, no ponto de transição, semelhantes em ambas as temperaturas e para as diferentes viscosidades de óleo base. A única exceção à regra foi o comportamento da massa Li200, que assumiu um valor de espessura de filme mais elevado a 60°C do que as restantes. Tirando esta exceção, que pode estar relacionada com erros de leitura, todas as massas com espessante de Lítio assumiram valores entre cerca de 45 e 53 nm.

Este comportamento, de que o ponto de transição acontece a uma espessura de filme constante, independentemente da viscosidade do óleo e da temperatura de teste, e não a uma certa velocidade, já tinha sido especulado por Kanazawa [70].

Tabela 13 - Valores de espessura de filme (nm) e velocidade (mm/s), nos pontos de transição para cada massa lubrificante.

	60°C		80°C	
	v (mm/s)	h (nm)	v (mm/s)	h (nm)
Li50	20,92	53,06	57,66	44,92
Li200	34,80	87,92	34,80	50,70
Li500	12,60	53,00	34,24	45,52
Ca50	2,07	9,03	7,575	12,68
Ca200	-	-	9,6	18,3
Ca500	1,6	10,76	4,6	7,01
LiCA50	7,47	11,69	21,925	8,325
LiCa200	7,60	7,30	20,10	10,21
LiCa500	2,76	6,26	12,65	15,275

Para além dos ensaios realizados com um 5% de SRR, foram realizados ensaios com um SRR% de 50%, que estão representados na Figura 17.

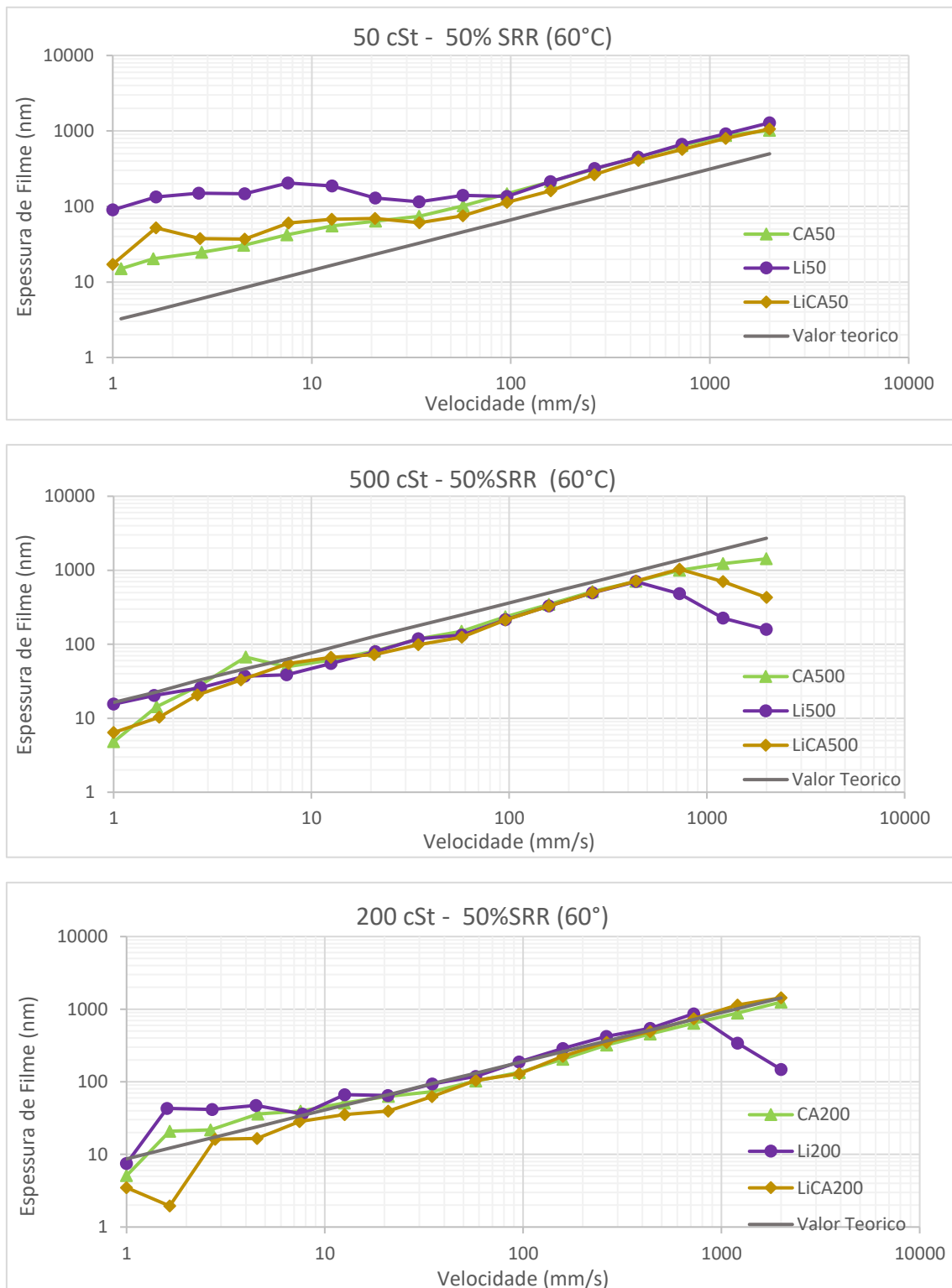


Figura 17 - Espessura de filme lubrificante (nm) em função da velocidade (mm/s) para 50%SRR agrupados por viscosidade

Comparando os resultados obtidos a 5% de SRR para uma temperatura de funcionamento a 60°C com os resultados para 50% de SRR, podemos verificar ligeiras diferenças no comportamento das massas lubrificantes testadas. Nas massas com viscosidades de 200 cSt o ponto de transição parece ser alcançado a uma velocidade menor do que aquela que foi verificada no ensaio anterior.

Para além disso, nas massas com uma viscosidade de 500cSt o efeito de “starvation” verifica-se em todas as massas testadas, o que não tinha sido o caso do ensaio para 5% de SRR. Na condição de 5% SRR apenas a massa Li500 apresentou este efeito. Este resultado parece indicar que o aumento da velocidade de escorregamento para atingir um maior valor no “*Slide to roll ratio*”, teve influência nos resultados obtidos na região de maior velocidade, principalmente nos lubrificantes de maior viscosidade.

Nos gráficos representados na Figura 18, é possível comparar o comportamento das diferentes massas, agrupadas pela sua viscosidade, nas diferentes condições de ensaio (5% e 50% de SSR) a uma temperatura de 60°C.

Ao comparar os resultados podemos verificar que à medida que a velocidade do ensaio aumenta, os resultados obtidos começam a ficar muito semelhantes independentemente do SRR. Para além disso, na região de baixa velocidade dos ensaios a massa com espessante de lítio começa a atingir valores de espessura de filme mais elevados do que as restantes, em ambas as condições de ensaio.

Nas massas lubrificantes com 50 cSt, é possível verificar que nas condições com 50% de SRR é atingida uma espessura de filme ligeiramente superior comparativamente com a espessura de filme para 5% de SRR em cada massa lubrificante. As massas com uma viscosidade de 200 cSt também mantêm esta tendência, com exceção da massa Li200 a 5% de SRR que apresentou um comportamento diferente. Nas massas de maior viscosidade (500 cSt), este comportamento não é tão fácil de analisar, uma vez que os resultados da espessura de filme para 5% e 50% SRR são muito semelhantes ao longo de todo o ensaio.

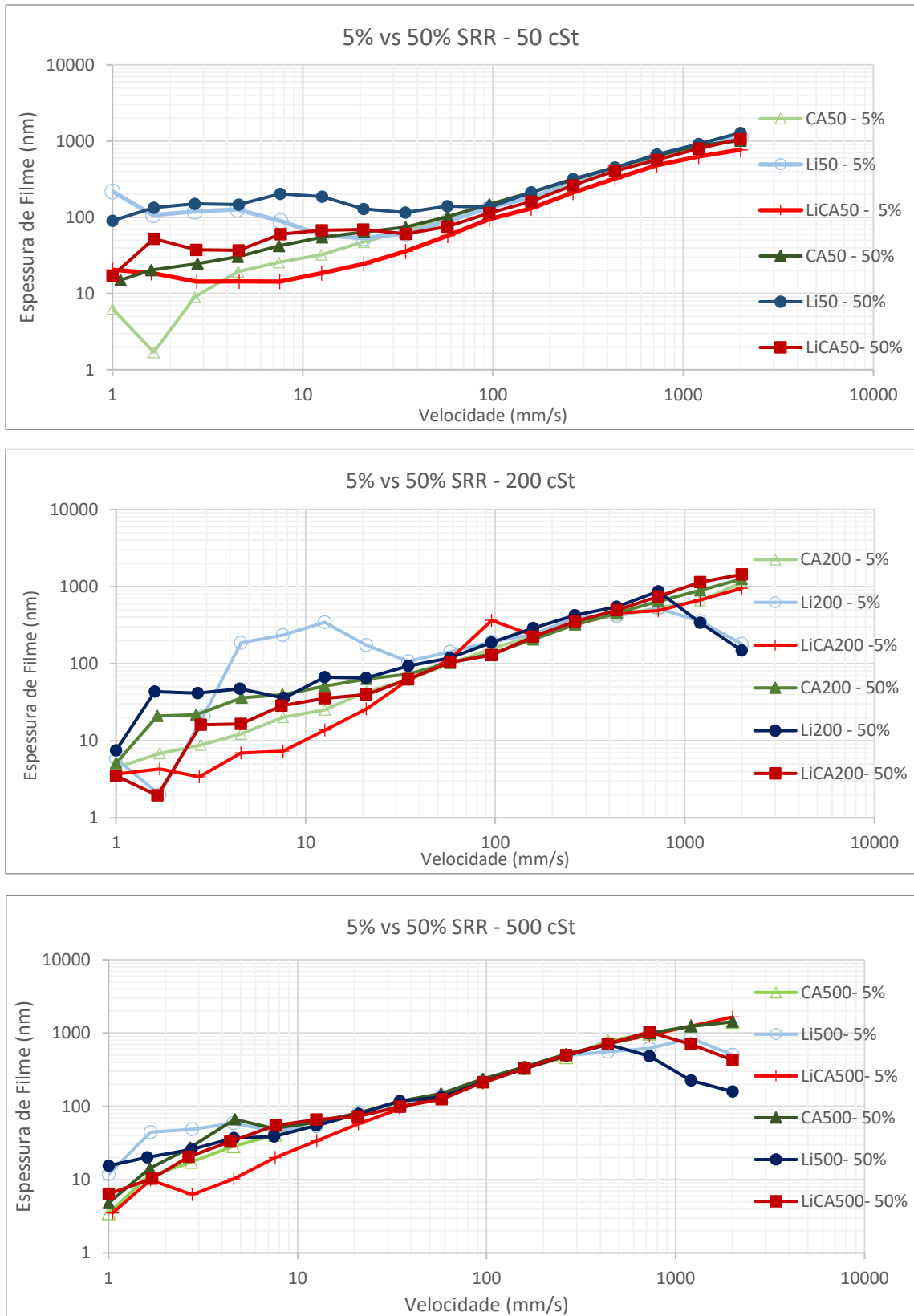


Figura 18 - Espessura de filme lubrificante (nm) em função da velocidade (mm/s) para 50%SRR agrupados por viscosidade: comparação entre 5% e 50% de SRR a uma temperatura de 60°C.

O último ensaio realizado relativamente à espessura de filme ao longo do contacto foi efetuado para verificar o comportamento das massas a uma velocidade constante de 1 m/s com um SRR de 50%, ao longo de 300 pontos de medição.

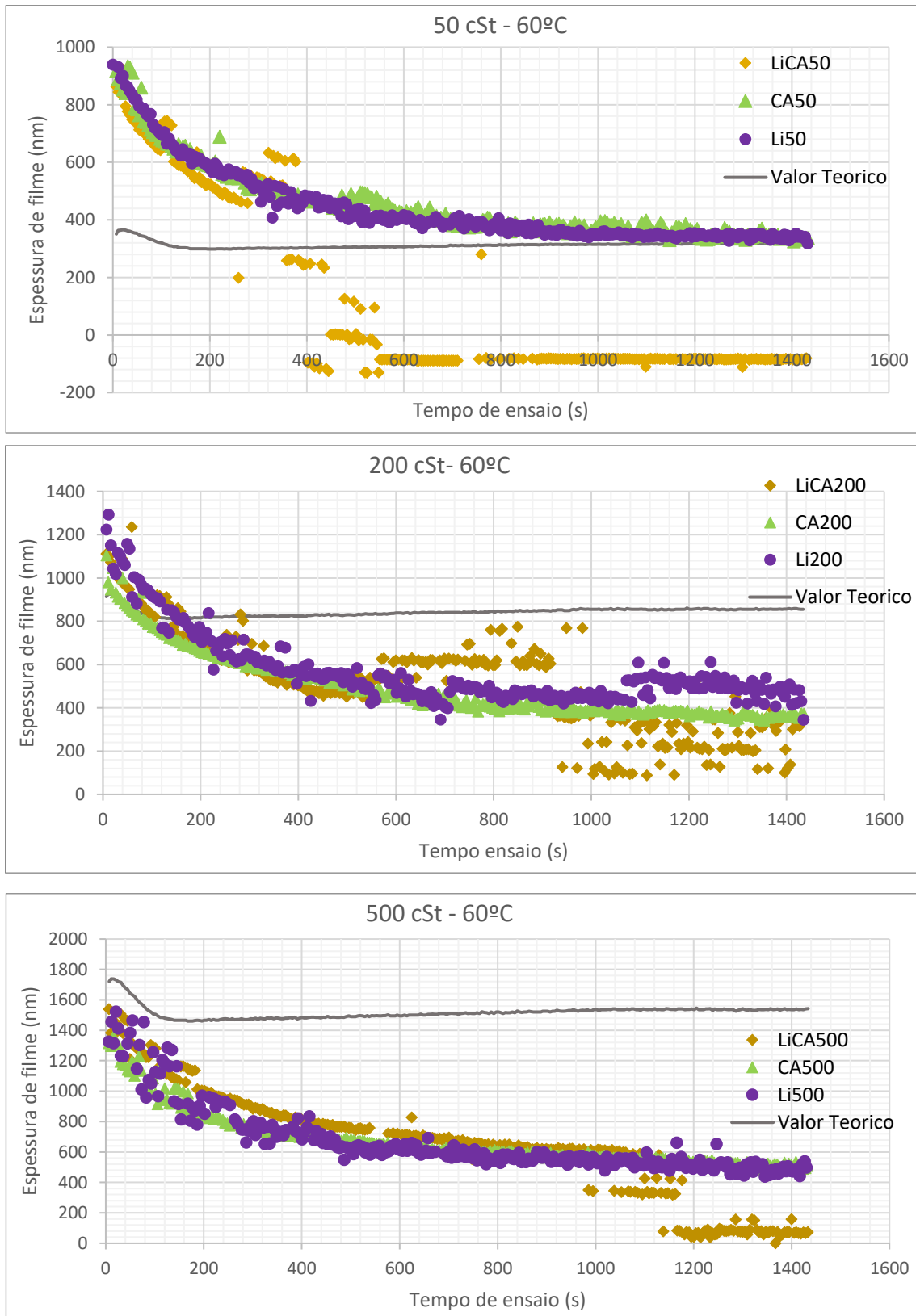


Figura 19 – Espessura de filme das massas com a mesma viscosidade para uma velocidade constante ao longo do tempo

Desta forma, foi possível testar o comportamento das massas partindo da situação “fully flooded”, em que a alimentação é completa, para uma situação em que a alimentação vai diminuindo gradualmente atingindo uma situação de “starvation”. Os resultados obtidos estão representados na Figura 19, onde é possível observar a espessura de filme em função do tempo de ensaio. As massas lubrificantes foram agrupadas levando em consideração a viscosidade do óleo base. Para além disso, está representada uma curva do valor teórico da espessura de filme nos gráficos agrupados relativamente à viscosidade. Visto que todas as massas foram expostas a condições de funcionamento semelhante e o espessante não tem impacto no cálculo teórico, é possível representar uma curva teórica expectável para as massas lubrificantes com a mesma viscosidade, assumindo velocidade temperatura e carga equivalentes para os diferentes ensaios.

Relativamente aos valores de espessura de filme teórica calculados, é possível verificar que apenas para as massas de menor viscosidade (50 cSt) os valores experimentais convergem para a curva teórica expectável. Para as massas com 200 e 500 cSt os resultados da espessura teórica são muito mais elevados do que aqueles que foram obtidos, principalmente à medida que o tempo de ensaio aumenta. Esta diferença exemplifica a dificuldade de prever o comportamento de massas lubrificantes comparativamente com prever o comportamento dos seus óleos base, principalmente quando os ensaios são realizados a uma velocidade inferior ao ponto de transição [35]. Desta forma, quanto maior for a viscosidade do óleo base mais difícil é prever o seu comportamento através das propriedades do óleo base, nestas condições de velocidade.

Comparando agora os resultados experimentais entre si, as massas com a mesma viscosidade tiveram um valor de espessura inicial semelhante, principalmente para uma viscosidade baixa (50 cSt). Com o aumento da viscosidade (200 e 500 cSt), a influência do espessante parece mais predominante, na medida em que os valores da espessura de filme inicial começam a apresentar maiores diferenças. As massas Li e LiCa assumem um valor de espessura inicial mais elevado comparativamente com a massa CA. Apesar desta diferença inicial de espessura de filme, com o passar do tempo de ensaio, as massas CA e Li mantiveram um comportamento semelhante, principalmente na viscosidade de 50 e 500 cSt, assumindo valores de espessura de filme próximos. Para facilitar esta análise, os valores da espessura de filme em diferentes pontos do ensaio estão evidenciados na Tabela 14.

Tabela 14 - Valor da Espessura de filme (nm) ao longo do ensaio pontos do ensaio.

Tempo de ensaio (s)	10	200	400	600	800	1000	1200	1400
LiCa50	879	523	230	-85,6	-89,4	-84,5	-86,4	-84
Ca50	896	589	471	411	377	361,5	357,8	339,5
Li50	930	580	475	416	363,4	349,4	353,8	342,4
LiCa200	1099	671	504	620	598	170	215	201
Ca200	976	660	550	455	399	407	370	358
Li200	1250	720	560	513	470	437,7	508	490
LiCa500	1479	1002	811	712	635	604,4	66,2	72,3
Ca500	1300	840	702	628	605,3	575	535	514
Li500	1456	950	730	608	531	500	490	472

Com exceção das massas lubrificantes com 200 cSt, onde a massa lubrificante com espessante de cálcio mostra um ligeiro aumento da espessura de filme face à massa lubrificante o espessante de lítio, os valores de espessura de filme atingidos ao longo do ensaio são muito próximos a partir dos 200s para as massas com a mesma viscosidade e apenas um espessante.

Por outro lado, a massa LiCa mostra um comportamento diferente das restantes. A espessura de filme tem uma descida abrupta em todas as massas LiCa testadas, que acontece mais tarde quanto maior for a viscosidade da massa. Na massa LiCa50 a descida abrupta da espessura de filme acontece a partir de cerca de 400s, onde a espessura de filme passa a assumir valores negativos, o que quer dizer que a pista de ensaio começou a ficar danificada durante o ensaio. Nas restantes viscosidades para a massa LiCa a descida acentuada dos valores da espessura de filme também acontece, mas não atinge valores negativos. É possível concluir que este comportamento está relacionado com o espessante utilizado nestas massas lubrificantes, que faz com que a massa consiga garantir uma espessura de filme completa até ao fim do ensaio. Este fenómeno é mais importante quanto menor for a viscosidade do óleo base, uma vez que para uma menor viscosidade a espessura de filme também será menor, o que amplifica a incapacidade da massa de manter uma espessura de filme completa.

O comportamento irregular das massas com espessante LiCa, pode também ser observado nos gráficos representados na Figura 20, que agrupam as massas lubrificantes com o mesmo espessante.

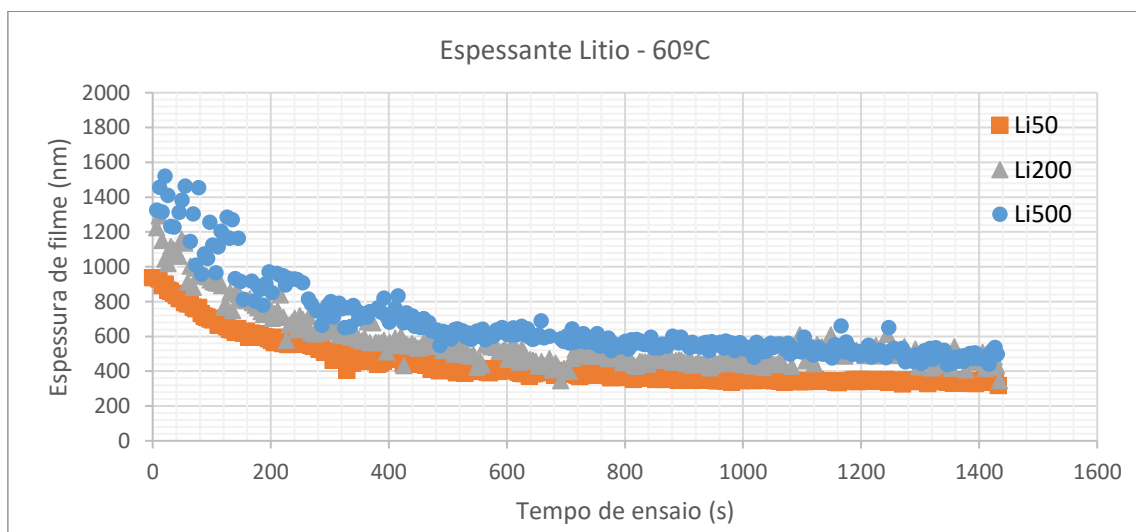
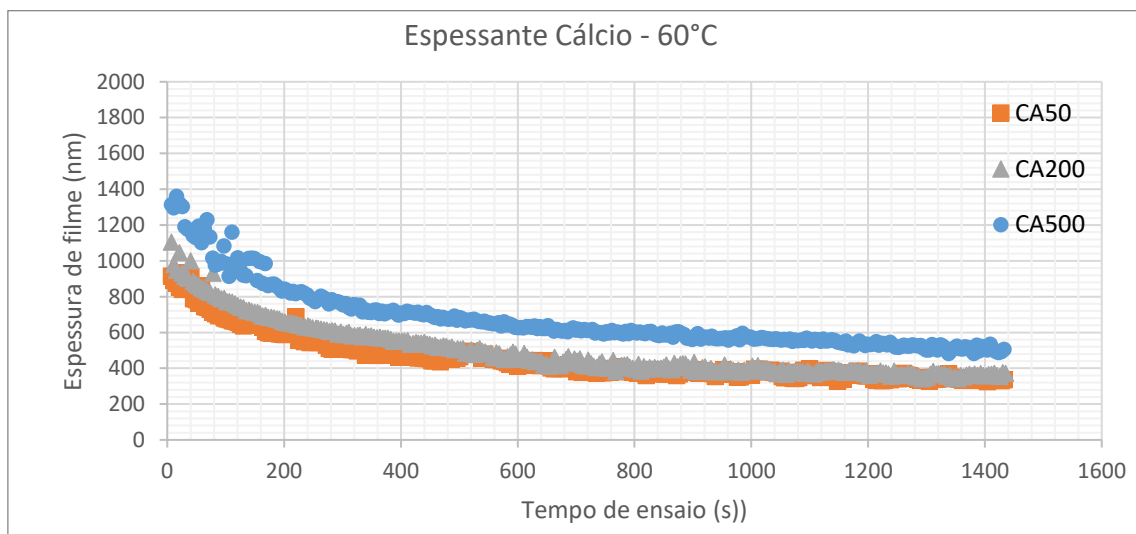
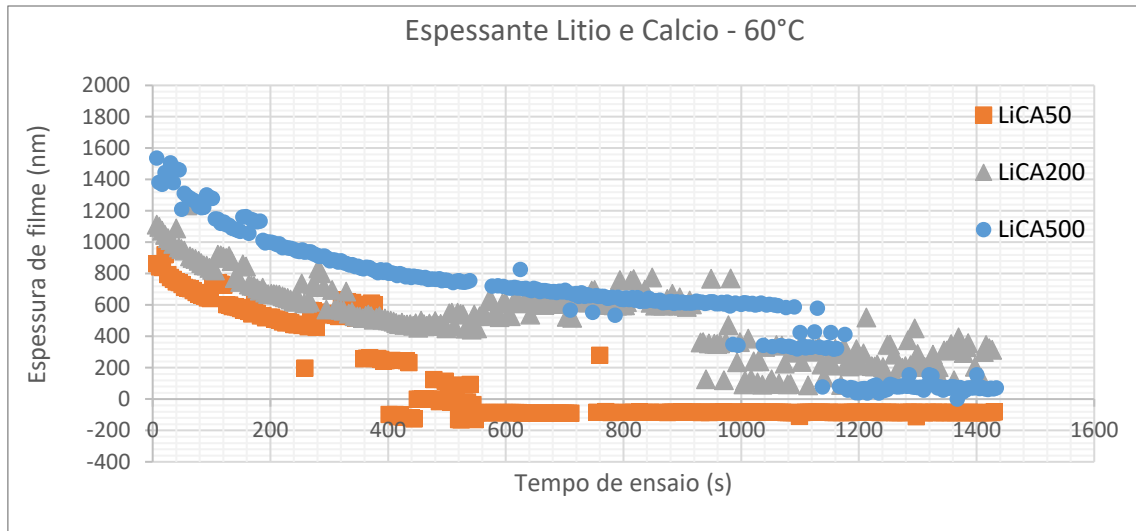


Figura 20 – Espessura de filme (nm) das massas lubrificantes com a mesma viscosidade para uma velocidade constante ao longo do tempo

Nas massas LiCa fica fácil verificar a variação do comportamento à medida que a viscosidade diminui. Nas massas CA e Li o efeito da viscosidade também é notório, uma vez que à medida que a viscosidade aumenta a espessura de filme atingida ao longo do ensaio também é maior.

Nos gráficos agrupados pelo espessante fica claro que quanto maior for a viscosidade da massa lubrificante, maior vai ser o valor da espessura de filme inicial e final. Com exceção para a massa LiCa que devido a não ter capacidade para manter uma espessura de filme estável na parte final do ensaio, a tendência de a massa com maior viscosidade acabar com uma maior espessura de filme, não se verifica.

4.2 Ensaio do Coeficiente de atrito

Ao realizar os ensaios para obter o coeficiente de atrito na máquina EHD2 da PCS Instruments, são obtidos gráficos do coeficiente de atrito em função da velocidade. No entanto, para perceber melhor resultados obtidos, é importante saber o regime de lubrificação ao longo dos ensaios. Sendo assim, é necessário obter a espessura de filme específica esperada durante o contacto.

Desta forma, foi utilizada novamente a equação de Hamrock and Dowson, descrita no capítulo anterior, para prever a espessura de filme durante o contacto.

Ao obter o valor da espessura de filme, o cálculo do valor da espessura de filme específica é efetuado através equação (16):

$$\Lambda = \frac{h_{0c}}{\sigma} \quad (16)$$

Outra hipótese para obter a espessura específica de filme, era transformar os valores da espessura de filme previamente obtidos para um contacto aço-vidro e transformar esses resultados para um contacto aço-aço. Desta forma, os resultados obtidos seriam mais próximos do comportamento real das massas lubrificantes em estudo. No entanto, para utilizar este método seria necessário que as condições de ensaio fossem iguais. Neste caso, os pontos de velocidade analisados ao longo dos ensaios não correspondiam e por questões de tempo para a realização desta dissertação não seria possível repetir estes ensaios em iguais condições de funcionamento. De qualquer forma, este método vai ser descrito mais à frente para ser realizado em trabalhos futuros.

As Figura 21 e Figura 22, representam os gráficos dos resultados obtidos para o coeficiente de atrito em função da espessura específica de filme. Os gráficos do lado esquerdo representam os valores obtidos para os ensaios com 5% de SRR, agrupados relativamente à viscosidade das massas e o espessante, enquanto os gráficos do lado direito dizem respeito aos ensaios com 50% de SRR.

De forma geral, é possível observar que os resultados obtidos em condições com 50% de SRR, tiveram uma semelhança de resultados muito maior, não tendo variado muito de espessante para espessante, principalmente para as viscosidades de 200 e 500 cSt. O que sugere que os ensaios foram efetuados a uma velocidade acima do ponto de transição, onde o contacto é maioritariamente dominado pelas características do óleo base e não do espessante. No entanto, nas massas lubrificantes com uma viscosidade

de 50 cSt é possível verificar algum impacto das características do espessante, na medida em que, num regime de lubrificação mista ($1 > \Lambda > 3$), a massa lubrificante Li50 assumiu um valor de COF mais elevado que as restantes.

Esta diferença de comportamento pode também ser analisada nos gráficos agrupados relativamente ao espessante. Nas outras massas com uma viscosidade de 50cSt é clara a descida do coeficiente de atrito ao longo do ensaio, enquanto a massa Li50 aumenta ligeiramente o seu coeficiente de atrito ao entrar num regime de lubrificação misto. Este comportamento pode ser considerado inesperado, uma vez que na fase do ensaio onde se dá o aumento do coeficiente de atrito, já é uma região depois do ponto de transição, teoricamente controlada pelas características do óleo base. Visto que todas as massas com a mesma viscosidade são constituídas pelo mesmo óleo base e aditivos, o comportamento tem de estar relacionado com as características do espessante.

Outro pormenor interessante é que a massa LiCa obteve valores iniciais de coeficiente de atrito, num regime de lubrificação limite ($\Lambda < 1$), ligeiramente mais elevados do que as restantes massas lubrificantes, para todas as viscosidades testadas. Seria expectável os valores obtidos pelas massas LiCa assumirem valores mais próximos das massas Ca e Li devido a terem viscosidade semelhante e possuírem uma mistura de espessante de lítio e cálcio. Uma hipótese é este fenómeno estar relacionado com a quantidade de espessante presente nas massas lubrificantes LiCa ser diferente das restantes, uma vez que não é conhecida a percentagem de espessante presentes nestas massas.

Com o aumento da viscosidade (200 e 500 cSt) todas as massas atingiram um regime de lubrificação completo ($\Lambda > 3$), o que levou à redução do coeficiente de atrito ao longo do ensaio. Os resultados obtidos nestas condições de 50% de SRR, representam uma curva de *Stribeck* típica, onde o COF é elevado num regime de lubrificação limite, desce à entrada de um regime de lubrificação mista e atinge o seu ponto mínimo em lubrificação completa. Todas as massas com a mesma viscosidade apresentarem um coeficiente de atrito semelhante durante o ensaio, o que indica que o contacto está a ser maioritariamente controlado pelo seu óleo base e não esta a ser impactado pelo material do espessante.

Comparando os resultados de 5%SRR com os resultados de 50%SRR discutidos até agora, verifica-se que, em regime de lubrificação limite ($\Lambda < 1$) o COF de atrito assume valores muito mais elevado para as condições de 50%SRR, em todas as massas lubrificantes testadas.

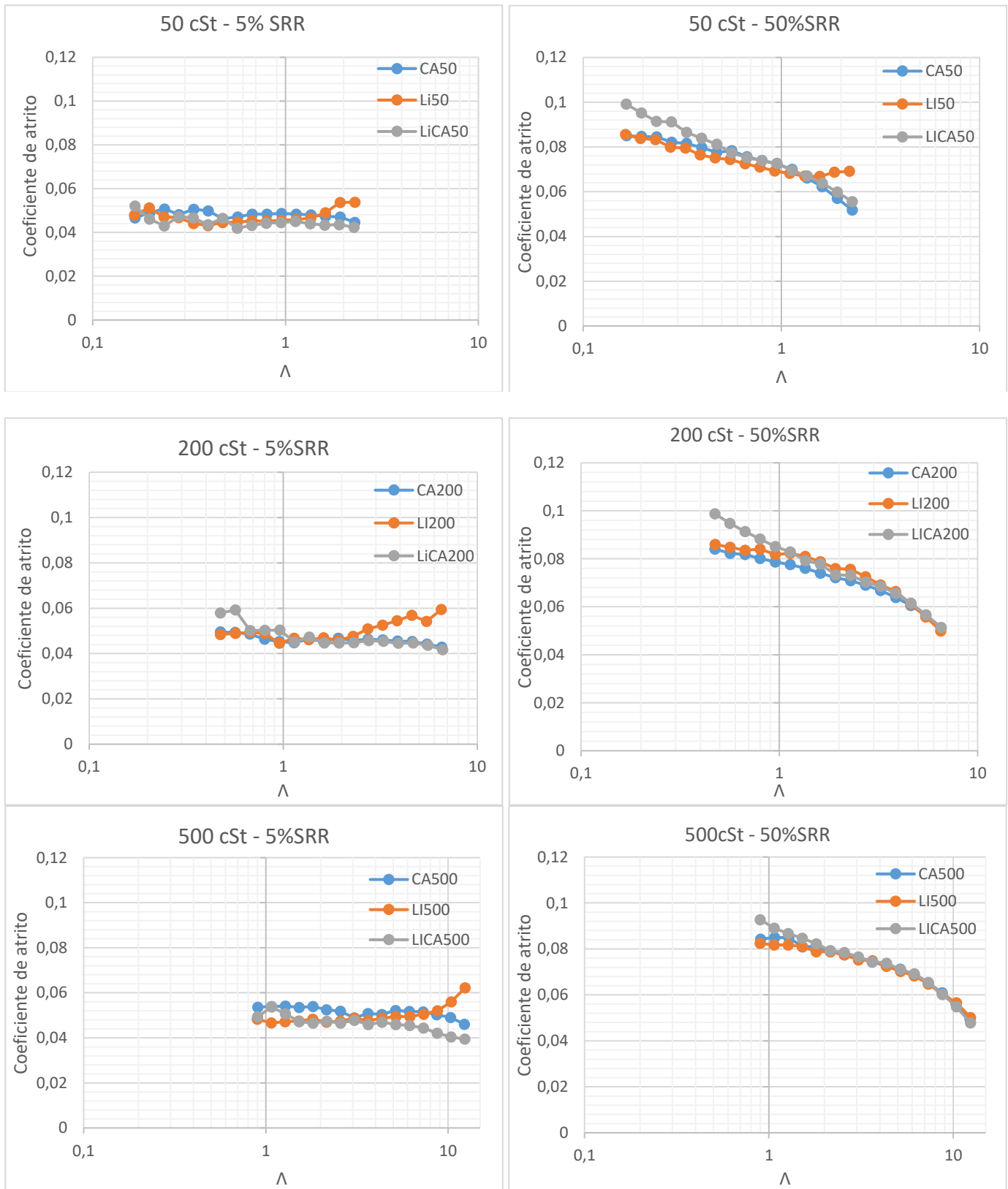


Figura 21 - Coeficiente de atrito das massas lubrificantes, agrupadas pela sua viscosidade, em função do regime de lubrificação para 5% e 50% de SRR

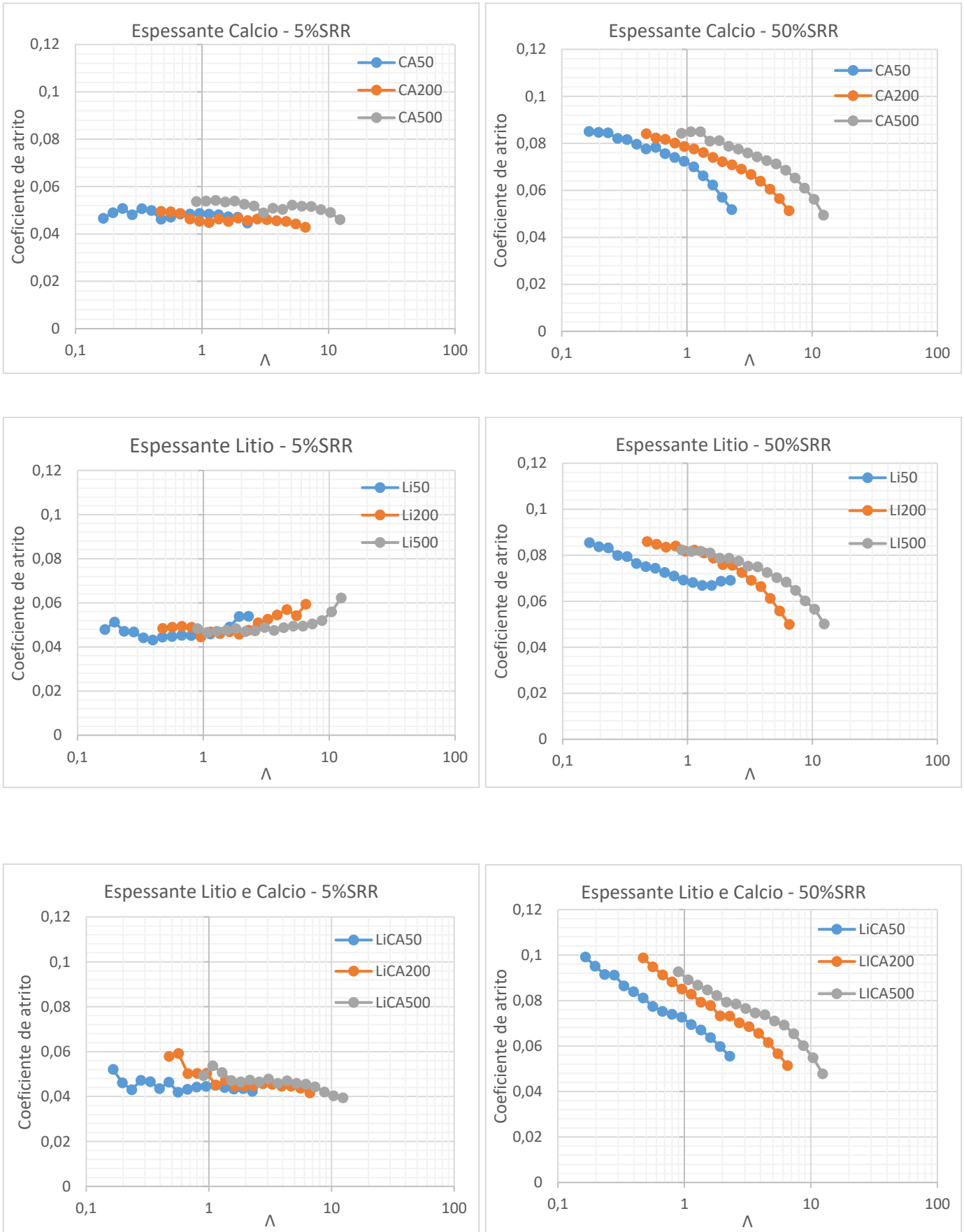


Figura 22 Coeficiente de atrito das massas lubrificantes, agrupadas pela seu espessante, em função do regime de lubrificação para 5% e 50% de SRR

Por outro lado, para as condições de ensaio com 5%SRR, os valores do coeficiente de atrito ao longo do ensaio, para cada conjunto de massas com a mesma viscosidade, tiveram com comportamento completamente diferente daquele que foi observado para um SRR de 50%. Em condições de 50% SRR, foi verificada uma descida linear do coeficiente de atrito, á medida que o Λ aumentava. Sendo que a única exceção a este comportamento foi a massa Li50. Para as condições de 5%SRR não é possível identificar um comportamento tão semelhante para as massas com a mesma viscosidade.

Para as condições de 5% de SRR, as massas com espessante de lítio, apresentam um comportamento claramente diferente das restantes, uma vez têm um aumento do coeficiente de atrito, na parte final do ensaio, relativamente às restantes massas testadas. Nas massas Li50 e Li200, este aumento começa no regime de lubrificação mista, enquanto na massa Li500 acontece num regime de lubrificação completa, já num valor de lambda elevado ($\Lambda > 8,5$). Desta forma, este aumento do coeficiente de atrito pode estar relacionado com o aumento da velocidade ao longo do ensaio e não com o regime de lubrificação presente. Nos ensaios para a medição da espessura de filme, foi verificado o impacto da “starvation” sobre as massas de espessante de lítio, nas regiões de alta velocidade, o que pode explicar este fenómeno. Este efeito faz reduzir a espessura de filme no contacto, o que, conseqüentemente, vai aumentar o coeficiente de atrito. A evolução do coeficiente de atrito em função da velocidade para as massas com espessante de lítio e as massas com espessante de cálcio, está representada na Figura 23.

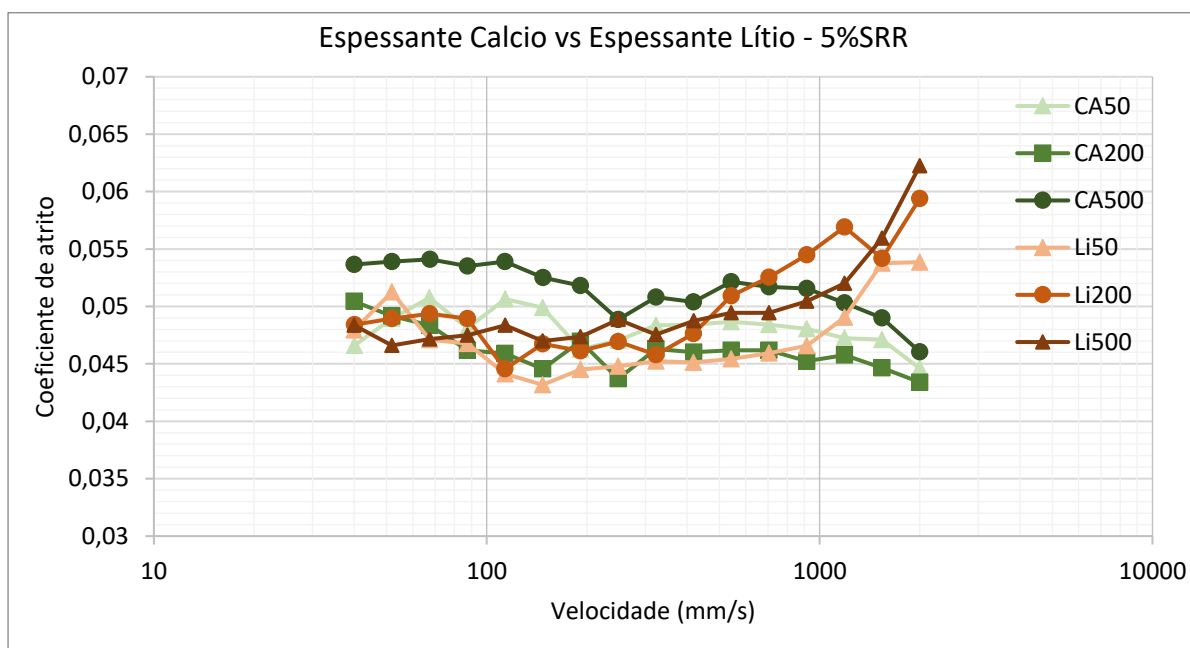


Figura 23 - Coeficiente de atrito em função da Velocidade para 5% de SRR

Ao analisar a parte final dos ensaios, onde a velocidade atinge valores maiores do que 1 m/s, é notória a diferença de comportamento das massas lubrificantes dependendo do seu espessante. Todos os gráficos do coeficiente de atrito em função da velocidade podem ser analisados no Anexo B.

Relativamente às massas de espessante de cálcio, nas condições de 5%SRR, apresentam um valor de coeficiente de atrito ligeiramente mais elevado do que as massas com espessante lítio, num regime de lubrificação limite ($\Lambda < 1$) e no início do regime de lubrificação limite, em todas as viscosidades testadas. A observação de que as massas lubrificantes com espessante de cálcio têm um valor de COF maior do que as massas de lítio, num regime de lubrificação limite, já tinha sido discutida por L. Biazon [18]. Este fenómeno pode ser atribuído ao facto de as partículas de espessante de cálcio terem maior probabilidade em passar pelo contacto e influenciar a formação da espessura de filme, nestas condições de lubrificação [18].

A diferença de comportamento nas massas de diferentes espessantes, para as condições de 5%, pode ser verificada nos gráficos agrupados relativamente ao espessante (Figura 22). Ao analisar o comportamento das massas com espessante de cálcio fica clara a ligeira diminuição do COF ao longo de cada ensaio, independentemente do regime de lubrificação. O contrário pode ser observado para as massas com espessante de lítio, onde se verifica um aumento do Coeficiente de atrito no final do ensaio de todas massas testadas.

5 - CONCLUSÕES

5.1 - Conclusões

5.2 - Trabalhos Futuros

5 Conclusões

O principal objetivo deste projeto era analisar a influência do espessante e do óleo base, em diferentes condições de funcionamento, no coeficiente de atrito e na espessura de filme atingida durante o contacto para massas lubrificantes. Depois de ter todos os ensaios efetuados e analisados, as conclusões atingidas são as seguintes:

- O aumento da temperatura de funcionamento, leva à diminuição da espessura de filme durante o contacto, devido à diminuição da viscosidade operacional das massas lubrificantes, independentemente do espessante.
- Massas lubrificantes, quando expostas a uma temperatura de funcionamento baixa (neste caso 30°C), têm um comportamento muito similar a de um óleo base, mostrando um aumento linear da espessura de filme à medida que a velocidade aumenta.
- Em todas as massas testadas a 30° foi verificado o efeito de starvation, nas regiões de alta velocidade, causando uma descida abrupta da espessura de filme. Quanto maior for a viscosidade do óleo base, a descida de espessura de filme, causada pela starvation, acontece a velocidades mais baixas. Uma vez que esta descida da espessura de filme, na região de alta velocidade, foi comum à maior parte dos ensaios realizados para as massas com espessante de lítio, sugere que, ao contrário do consenso existente na maioria das publicações do tema, o espessante pode ser relevante na formação do filme a alta velocidade.
- Os ensaios realizados a uma temperatura superior (60°C e 80°C), permitiram confirmar aquilo que outros autores tinham reportado, isto é, de que na região de baixa velocidade, a espessura de filme é dominada pelo espessante e não pelo óleo base. Dependendo do espessante pelo qual a massa é constituída, o comportamento vai variar. As massas lubrificantes com espessante de lítio, de forma geral, assumiram um valor de espessura de filme, na região dominada pelo espessante, maior do que as restantes massas lubrificantes. Já as massas com espessante de cálcio e as massas com espessante de lítio e cálcio, assumiram menores valores de espessura de filme e tiveram um comportamento mais aproximado daquele que seria de esperar para o seu óleo base. Este

comportamento é oposto daquele que foi verificado por Cann [50] e De Laurentis [32], que mostraram que massas com espessante de cálcio tendem a formar uma maior espessura de filme. Para justificar este comportamento seria necessário analisar a estrutura morfológica das diferentes massas, o que não foi possível fazer neste projeto.

- Em termos do ponto de transição, para além de ser impactado pelo espessante, verificou-se que parece acontecer a uma velocidade menor, quanto maior for a viscosidade do óleo base, principalmente ao comparar as massas lubrificantes com 50 e 500 cSt, uma vez que as massas com 200 cSt tiveram um comportamento mais irregular. Não sendo possível afirmar com certeza o motivo pelo qual este comportamento acontece com base apenas nos resultados presentes. Poderá estar relacionado com as massas de alta viscosidade terem maior consistências e dificultarem a entrada do espessante no contacto.
- Ainda em relação ao ponto de transição, este aconteceu em valores de espessura de filme semelhantes, nas massas lubrificantes com o mesmo espessante. O que vai de encontro ao que foi especulado por Kanazawa [70], de que o ponto de transição acontece à mesma espessura de filme e não a uma certa velocidade, como foi inicialmente proposto pela literatura. Os valores da espessura de filme no ponto de transição foram semelhantes independentemente da viscosidade do óleo base e da temperatura de teste
- Relativamente ao comportamento das massas lubrificantes, quando expostas a um ensaio mais longo, com velocidade constante, para estudar o seu comportamento à medida que o lubrificante disponível ia diminuindo, verificou-se que os resultados experimentais apenas vão de encontro aos valores teóricos do óleo base quando a viscosidade é pequena (50 cSt). Nos ensaios realizados com uma massa lubrificante de maior viscosidade, os valores teóricos calculados aumentam significativamente quanto maior for a viscosidade do óleo base e afastam-se cada vez mais dos resultados experimentais. Assim sendo, esta verificação de que à medida que a viscosidade da massa lubrificante aumenta, mais difícil é prever o seu comportamento através das propriedades do seu óleo base, vai de encontro aquilo que foi analisado na literatura [28, 35].
- Em relação aos resultados do coeficiente de atrito, foi observado que as massas com espessante de cálcio apresentam valores de coeficiente de atrito ligeiramente superiores, num regime de lubrificação limite, do que as massas com espessante de lítio. Este fenómeno vai de encontro com os trabalhos de outros autores e já tinha sido reportado por Biazon [18].

- Por outro lado, verificou-se que em regimes de lubrificação mista, para as condições de 5% SRR, não foi possível verificar uma tendência relativamente ao impacto da viscosidade do óleo base nos resultados do coeficiente de atrito. Seria expectável que o coeficiente de atrito fosse ligeiramente menor para as massas lubrificantes com maior viscosidade e igual espessante [18, 32]. No entanto, principalmente quando o valor de $\Lambda \approx 1$, os valores do coeficiente de atrito assumiram valores muito semelhantes para as massas com o mesmo espessante e diferentes viscosidades.
- Para além disso, também o impacto do espessante foi diferente daquele que é mencionado na literatura por diferentes autores. Seria expectável que os resultados do coeficiente de atrito das diferentes massas lubrificantes, quando o ensaio atinge a região de maior velocidade, comesçassem a convergir para o mesmo valor, independentemente do espessante em causa. No entanto, o que se verificou, para as condições de 5% de SRR, foi um comportamento diferente do esperado por parte das massas com espessante de lítio, que apresentaram um aumento do coeficiente de atrito na região de alta velocidade. Este comportamento não é possível explicar com os ensaios efetuados neste projeto. No entanto, uma hipótese pode estar relacionada com os aditivos presentes nas massas lubrificantes, principalmente os aditivos sólidos (MoS₂), terem uma interação diferente com o lítio, comparativamente com os restantes espessantes utilizados. Esta diferença de interação pode levar a que o óleo libertado pela massa lubrificante durante o seu funcionamento tenha características diferentes do óleo base, influenciando os resultados. A ideia de que o óleo libertado durante o funcionamento de uma massa lubrificante pode ter características diferentes do óleo base, dependendo entre outras coisas do espessante e aditivos, já foi previamente reportada por autores como Cousseau [29] e Fischer [25].
- Para as condições de 50% de SRR, os valores obtidos de coeficiente de atrito foram semelhantes para todas as massas lubrificantes com a mesma viscosidade. Apresentaram uma descida linear do coeficiente de atrito à medida que a velocidade aumentava, independentemente do tipo de espessante. Com o aumento do SRR, o valor inicial do coeficiente de atrito apresentado é significativamente maior e sua dependência relativamente à velocidade também aumenta. Este comportamento vai de encontro aquilo que já tinha sido reportado por outros autores, como D. Gonçalves [30].

5.1 Trabalhos futuros

Uma vez que os resultados encontrados diferem daqueles que foram concluídos por outros autores que estudam o tema, é necessário fazer outro tipo de ensaios para analisar o comportamento das diferentes massas.

Para começar era importante fazer uma análise morfológica do espessante, para identificar a razão da diferença de comportamento entre as massas com espessante de cálcio e espessante de lítio. Utilizar técnicas como a *Atomic Force Microscope* (AFM) e a *Scanning Electron Microscopy* (SEM), para obter informações complementares.

Para além disso, seria interessante realizar novamente os ensaios para obter o coeficiente de atrito para as condições exatamente iguais às que foram utilizadas para obter a espessura de filme. Uma vez que para obter a espessura de filme foram utilizados 15 pontos de medição entre 1mm/s e 2000 mm/s e para os ensaios de coeficiente de atrito foram utilizados 15 pontos de medição entre 40 mm/s e 2000 mm/s, não foi possível utilizar os valores da espessura de filme experimental para estimar a regime de lubrificação, visto que os pontos analisados não coincidiam em ambos os ensaios. Ao utilizar os valores da espessura de filme teórica para estimar o regime de lubrificação, a região de baixa velocidade contém algumas discrepâncias na relação real entre o coeficiente de atrito e o regime de lubrificação.

**BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES
DE INFORMAÇÃO**

6 BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

- [1] V. Popov, "Is Tribology Approaching Its Golden Age? Grand Challenges in Engineering Education and Tribological Research," *Frontiers in Mechanical Engineering*, vol. 4, p. 16, 11/01 2018, doi: 10.3389/fmech.2018.00016.
- [2] G. B. D. o. Education, Science, G. B. D. o. Education, and Science, *Lubrication (tribology), Education and Research: A Report on the Present Position and Industry's Needs*. H.M. Stationery Office, 1966.
- [3] W. J. Bartz, *Energieeinsparung durch tribologische Massnahmen*. expert verlag, 1988.
- [4] T. Mang, K. Bobzin, and T. Bartels, *Industrial tribology: Tribosystems, friction, wear and surface engineering, lubrication*. John Wiley & Sons, 2011.
- [5] B. Bhushan, *Introduction to tribology*. John Wiley & Sons, 2013.
- [6] W. J. Bartz, *History of tribology-the bridge between the classical antiquity and the 21st century*. na, 2001.
- [7] P. J. Blau, *Friction science and technology: from concepts to applications*. CRC press, 2008.
- [8] R. H. Wagoner and J.-L. Chenot, *Fundamentals of metal forming*. John Wiley & Sons Inc, 1996.
- [9] <https://www.eduzoneclasses.com/2020/05/science-class-8th-revision-notes-on-75.html> (accessed).
- [10] O. Reynolds, "On the Theory of Lubrication and Its Application to Mr. Beauchamp Tower's Experiments, Including an Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil," *Phil. Trans. Roy. Soc.*, vol. 1, p. 157, 1885.
- [11] V. L. Popov, *Contact mechanics and friction*. Springer, 2010.
- [12] Z. Chen, A. Khajeh, A. Martini, and S. H. Kim, "Chemical and physical origins of friction on surfaces with atomic steps," *Science advances*, vol. 5, no. 8, p. eaaw0513, 2019.
- [13] F. Develi and B. Namdar, "Defining Friction Force: A Proposed Solution to a Textbook Problem," *Journal of Education in Science, Environment and Health*, vol. 5, no. 1, pp. 91-101, 2019.
- [14] reddit. "Friction." <https://preview.redd.it/khbvc976k5l41.png?width=611&format=png&auto=webp&s=9f412383a5b4a4971e3f058e4e18737b8a204e22> (accessed 17-10-2020, 2020).
- [15] K. Holmberg, P. Andersson, and A. Erdemir, "Global energy consumption due to friction in passenger cars," *Tribology international*, vol. 47, pp. 221-234, 2012.
- [16] K. Holmberg, P. Andersson, N.-O. Nylund, K. Mäkelä, and A. Erdemir, "Global energy consumption due to friction in trucks and buses," *Tribology International*, vol. 78, pp. 94-114, 2014.
- [17] K. Holmberg, P. Kivikytö-Reponen, P. Härkisaari, K. Valtonen, and A. Erdemir, "Global energy consumption due to friction and wear in the mining industry," *Tribology International*, vol. 115, pp. 116-139, 2017.
- [18] L. Biazon, B. Ferrer, A. Toro, and T. Cousseau, "Correlations between rail grease formulation and friction, wear and RCF of a wheel/rail tribological pair," *Tribology International*, vol. 153, p. 106566, 2021.
- [19] C. Radu, "The most common causes of bearing failure and the importance of bearing lubrication," *RKB Technical Review-February*, pp. 1-7, 2010.
- [20] S. B. Corporation, "Bearing Failures and Their Causes," 2017.
- [21] A. A. M. Faruck, C.-J. Hsu, N. Doerr, M. Weigand, and C. Gachot, "How lubricant formulations and properties influence the performance of rotorcraft

- transmissions under loss of lubrication conditions," *Tribology International*, p. 106390, 2020.
- [22] W. C. Emmens, "Tribology of flat contacts and its application in deep drawing," 1997.
- [23] Z. Jin and J. Fisher, "Tribology in joint replacement," in *Joint replacement technology*: Elsevier, 2014, pp. 31-61.
- [24] T. Mang and W. Dresel, *Lubricants and lubrication*. John Wiley & Sons, 2007.
- [25] D. Fischer, G. Jacobs, A. Stratmann, and G. Burghardt, "Effect of base oil type in grease composition on the lubricating film formation in EHD contacts," *Lubricants*, vol. 6, no. 2, p. 32, 2018.
- [26] P. M. Lugt, "A review on grease lubrication in rolling bearings," *Tribology Transactions*, vol. 52, no. 4, pp. 470-480, 2009.
- [27] P. Cann and H. Spikes, "Film thickness measurements of lubricating greases under normally starved conditions," *NLGI spokesman*, vol. 56, no. 2, pp. 21-27, 1992.
- [28] P. Cann, B. Williamson, R. Coy, and H. Spikes, "The behaviour of greases in elastohydrodynamic contacts," *Journal of Physics D: Applied Physics*, vol. 25, no. 1A, p. A124, 1992.
- [29] T. Cousseau, M. Björling, B. Graça, A. Campos, J. Seabra, and R. Larsson, "Film thickness in a ball-on-disc contact lubricated with greases, bleed oils and base oils," *Tribology International*, vol. 53, pp. 53-60, 2012.
- [30] D. Gonçalves, B. Graça, A. V. Campos, and J. Seabra, "On the friction behaviour of polymer greases," *Tribology International*, vol. 93, pp. 399-410, 2016.
- [31] D. Gonçalves, A. Vieira, A. Carneiro, A. V. Campos, and J. H. Seabra, "Film thickness and friction relationship in grease lubricated rough contacts," *Lubricants*, vol. 5, no. 3, p. 34, 2017.
- [32] N. De Laurentis, A. Kadiric, P. Lugt, and P. Cann, "The influence of bearing grease composition on friction in rolling/sliding concentrated contacts," *Tribology international*, vol. 94, pp. 624-632, 2016.
- [33] N. De Laurentis, P. Cann, P. Lugt, and A. Kadiric, "The influence of base oil properties on the friction behaviour of lithium greases in rolling/sliding concentrated contacts," *Tribology Letters*, vol. 65, no. 4, p. 128, 2017.
- [34] H. Cen, P. M. Lugt, and G. Morales-Espejel, "On the film thickness of grease-lubricated contacts at low speeds," *Tribology transactions*, vol. 57, no. 4, pp. 668-678, 2014.
- [35] P. Cann, "Understanding grease lubrication," in *Tribology Series*, vol. 31: Elsevier, 1996, pp. 573-581.
- [36] D. Gonçalves, B. Graça, A. V. Campos, J. Seabra, J. Leckner, and R. Westbroek, "On the film thickness behaviour of polymer greases at low and high speeds," *Tribology International*, vol. 90, pp. 435-444, 2015.
- [37] N. Fang, L. Chang, M. Webster, and A. Jackson, "A non-averaging method of determining the rheological properties of traction fluids," *Tribology international*, vol. 33, no. 11, pp. 751-760, 2000.
- [38] Y. Kanazawa, N. De Laurentis, and A. Kadiric, "Studies of Friction in Grease-Lubricated Rolling Bearings Using Ball-on-Disc and Full Bearing Tests," *Tribology Transactions*, vol. 63, no. 1, pp. 77-89, 2020.
- [39] P. M. Lugt, "Modern advancements in lubricating grease technology," *Tribology international*, vol. 97, pp. 467-477, 2016.
- [40] P. M. Lugt, *Grease lubrication in rolling bearings*. John Wiley & Sons, 2012.
- [41] A. Rezasoltani, "On the Degradation of Lubricating Grease," 2016.
- [42] P. Cann, M. Webster, J. Doner, V. Wikstrom, and P. Lugt, "Grease degradation in ROF bearing tests," *Tribology Transactions*, vol. 50, no. 2, pp. 187-197, 2007.
- [43] P. D. Srivivas and M. Charoo, "Effect of Lubricants Additive: Use and Benefit," *Materials Today: Proceedings*, vol. 18, pp. 4773-4781, 2019.
- [44] Rymax. "What are the differences in base oil group." <https://www.rymax-lubricants.com/pt/atualizacoes/what-are-the-differences-in-base-oil-groups/> (accessed).

- [45] S. Verdier, J. A. Coutinho, A. M. Silva, O. F. Alkilde, and J. A. Hansen, "A critical approach to viscosity index," *Fuel*, vol. 88, no. 11, pp. 2199-2206, 2009.
- [46] T. R. Lynch, *Process chemistry of lubricant base stocks*. CRC Press, 2007.
- [47] Y. Porfiryev *et al.*, "Effect of Base Oil Nature on the Operational Properties of Low-Temperature Greases," *ACS Omega*, 2020.
- [48] T. Cousseau, B. M. Graça, A. V. Campos, and J. H. Seabra, "Influence of grease rheology on thrust ball bearings friction torque," *Tribology International*, vol. 46, no. 1, pp. 106-113, 2012.
- [49] A. Christiersson, "Thickeners in the grease Matrix," (in English), no. White Paper Lubrisense, 2005.
- [50] P. Cann, "Grease lubrication of rolling element bearings—role of the grease thickener," *Lubrication Science*, vol. 19, no. 3, pp. 183-196, 2007.
- [51] D. Goncalves, B. Graça, A. V. Campos, J. Seabra, J. Leckner, and R. Westbroek, "Formulation, rheology and thermal ageing of polymer greases—Part I: Influence of the thickener content," *Tribology International*, vol. 87, pp. 160-170, 2015.
- [52] D. Gonçalves *et al.*, "Formulation, rheology and thermal aging of polymer greases—Part II: Influence of the co-thickener content," *Tribology International*, vol. 87, pp. 171-177, 2015.
- [53] Wikipedia. "Viscosity." https://en.wikipedia.org/wiki/Viscosity#/media/File:Laminar_shear_flow.svg (accessed 2020-09-18).
- [54] H. Rahnejat, *Tribology and dynamics of engine and powertrain: fundamentals, applications and future trends*. Elsevier, 2010.
- [55] H. Eyring, "Viscosity, plasticity, and diffusion as examples of absolute reaction rates," *The Journal of chemical physics*, vol. 4, no. 4, pp. 283-291, 1936.
- [56] MOBIL. *Grease — Its Components and Characteristics*, 2009.
- [57] S. Vishwakarma, "LUBRICATION SYSTEM," 08/30 2015.
- [58] S. C. KR and P. M. Lugt, "The process of churning in a grease lubricated rolling bearing: Channeling and clearing," *Tribology International*, vol. 153, p. 106661.
- [59] L. D. Wedeven, D. Evans, and A. Cameron, "Optical analysis of ball bearing starvation," 1971.
- [60] D. Fischer, H. Mues, G. Jacobs, and A. Stratmann, "Effect of Over Rolling Frequency on the Film Formation in Grease Lubricated EHD Contacts under Starved Conditions," *Lubricants*, vol. 7, no. 2, p. 19, 2019.
- [61] D. T. Eadie, K. Oldknow, M. Santoro, G. Kwan, M. Yu, and X. Lu, "Wayside gauge face lubrication: How much do we really understand?," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, vol. 227, no. 3, pp. 245-253, 2013.
- [62] I. A. Vásquez-Chacón, E. A. Gallardo-Hernández, M. Moreno-Ríos, and M. Vite-Torres, "Influence of surface roughness and contact temperature on the performance of a railway lubricant grease," *Materials Letters*, vol. 285, p. 129040, 2021.
- [63] U. Olofsson and R. Nilsson, "Surface cracks and wear of rail: A full-scale test on a commuter train track," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, vol. 216, no. 4, pp. 249-264, 2002.
- [64] P. Waara, "Lubricants influence on wear in sharp rail curves," Luleå tekniska universitet, 2006.
- [65] R. D. Sims, K. A. Miller, and G. F. Schepmann Jr, "Device for determining coefficient of friction and level of lubrication," ed: Google Patents, 1999.
- [66] M. G. Uddin, G. Chattopadhyay, M. G. Rasul, and M. Leinster, "Modelling of grease transport mechanism in wayside rail lubrication and impact of related parameters," in *CORE 2012: Global Perspectives; Conference on railway engineering, 10-12 September 2012, Brisbane, Australia*, 2012: Engineers Australia, p. 475.
- [67] R. Reiff, "Field evaluation of lubricant performance at FAST," in *Wheel and Rail Lubrication Symposium*, 1987.

- [68] I. McEwen and R. Harvey, "Wheel/rail wear and lubrication-laboratory studies and their relevance to field situations," *GM Gladwell, H. Ghonem and J. Kalousek (eds.), Contact mechanics and Wear of Wheel Rail Systems II*, 1987.
- [69] B. Vengudusamy, C. Enekes, and R. Spallek, "On the film forming and friction behaviour of greases in rolling/sliding contacts," *Tribology International*, vol. 129, pp. 323-337, 2019.
- [70] Y. Kanazawa, R. S. Sayles, and A. Kadiric, "Film formation and friction in grease lubricated rolling-sliding non-conformal contacts," *Tribology International*, vol. 109, pp. 505-518, 2017.
- [71] P. Gold, A. Schmidt, H. Dicke, J. Loos, and C. Assmann, "Viscosity–pressure–temperature behaviour of mineral and synthetic oils," *Journal of Synthetic Lubrication*, vol. 18, no. 1, pp. 51-79, 2001.

ANEXOS

7.1 Anexo A

7.2 Anexo B

7 ANEXOS

7.1 Anexo A (Equações espessura de filme teórica)

De forma a utilizar a equação de Hamrock para o cálculo da espessura de filme, descrita no capítulo 3, é necessário calcular os parâmetros adimensionais utilizados na equação (U, G, W, C₀), através das equações (17), (18), (19) e (20):

$$U = \frac{\eta_0(U_1 + U_2)}{2R_x E^*} \quad (17)$$

$$G = 2\alpha E^* \quad (18)$$

$$W = \frac{2F_N}{R_x^2 E^*} \quad (19)$$

$$C_0 = 1 - 0,61 \exp[-0,752 \left(\frac{R_y}{R_x}\right)^{0,64}] \quad (20)$$

Para obter os resultados teóricos é necessário calcular a variação da viscosidade dinâmica com a temperatura. Para isso, podem ser utilizadas as equações da norma ASTM D341, caracterizada pela equação (21):

$$\text{LogLog}(\nu_0 + 0,5) = A - B \text{ Log}(T) \quad (21)$$

Onde os constantes A e B são calculados através das equações (25) e (26):

$$B = \frac{\log\left(\frac{\log(v_0 + a)}{\log(v_1 + a)}\right)}{\log\left(\frac{\theta_1 + 273}{\theta_0 + 273}\right)} \quad (22)$$

$$A = \text{LogLog}(v_0 + a) + m \text{Log}(T_0) \quad (23)$$

Para além disso, é necessário saber a viscosidade dinâmica das diferentes massas para calcular o parâmetro da velocidade presente na equação de Hamrock. A equação de Vogel-Fulcher-Tammann (equação (27)) foi usada para calcular a viscosidade dinâmica:

$$\eta(T) = A \exp\left(\frac{B}{T - C}\right) \quad (24)$$

Relativamente ao coeficiente de piezoviscosidade que é necessário para o cálculo do parâmetro material (G), foi utilizada a fórmula discutida por Gold [71], equação (25) assumindo os valores de $s = 0,9904$ e $t = 0,1390$.

$$\alpha = s v^t \quad (25)$$

Finalmente, para calcular o coeficiente térmico, é necessário saber a pressão máxima de hertz (p_0), através da equação (26).

$$p_0 = \sqrt{\frac{2 F_N E^*}{\pi l R_x}} \quad (26)$$

7.2 Anexo B (Gráfico coeficiente de atrito em função da Velocidade)

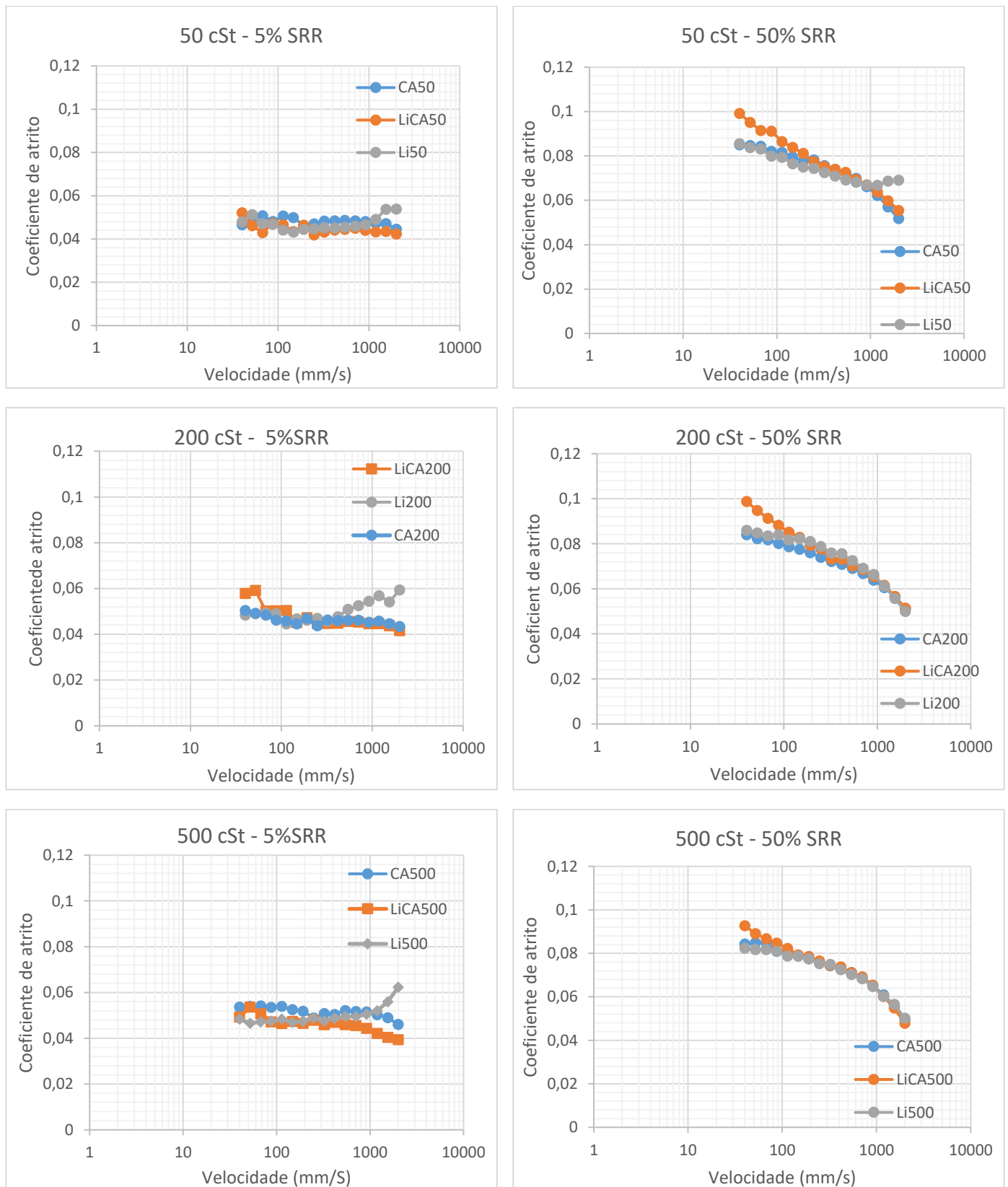


Figura 24- Coeficiente de atrito das massas lubrificantes, agrupadas pela sua viscosidade, em função da velocidade (mm/s)

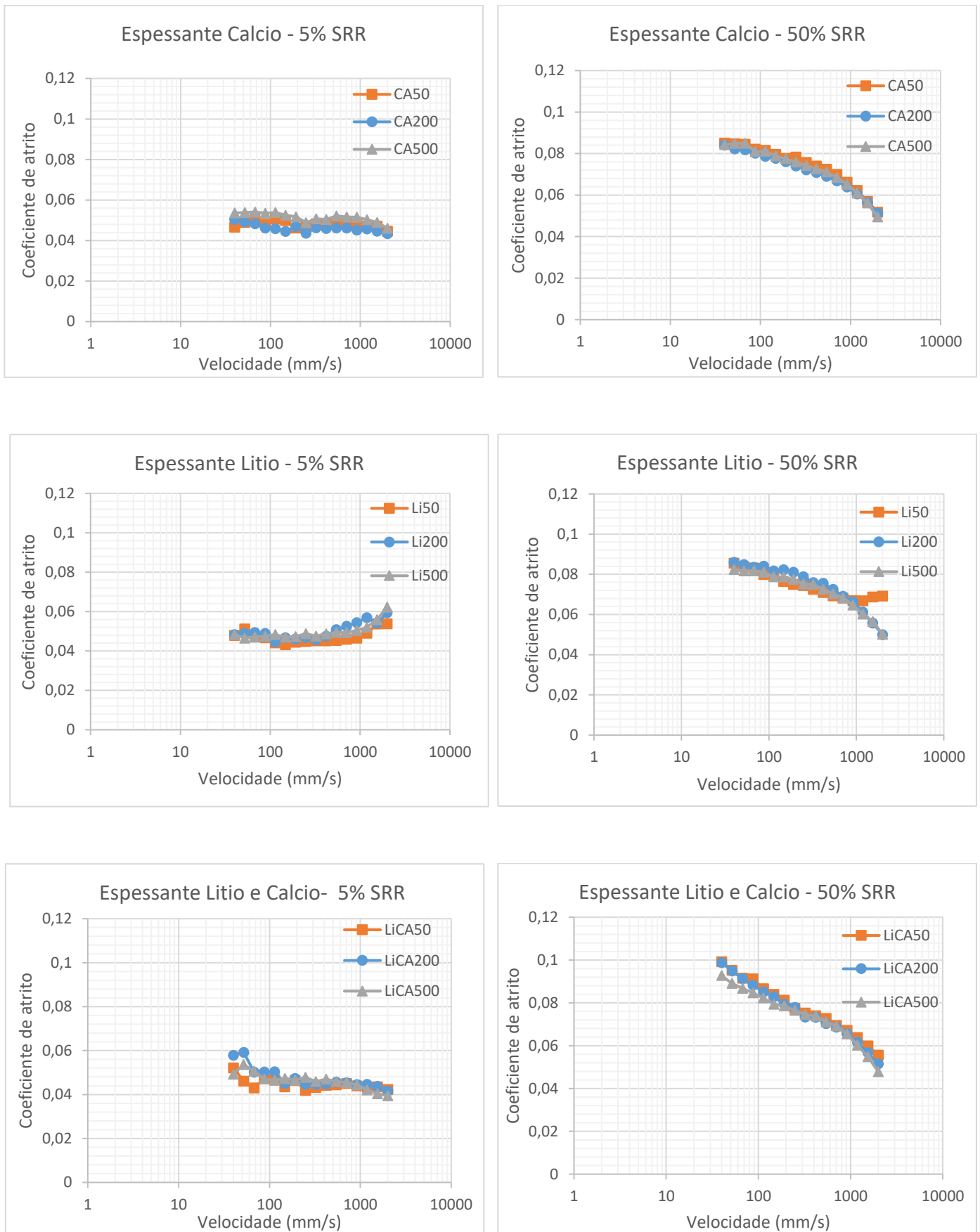


Figura 25 - Coeficiente de atrito das massas lubrificantes, agrupadas espessante, em função da velocidade (mm/s)

