



## Estudo da Influência da Gaiola no Atrito de Rolamentos

ANA FRANCISCA PEREIRA REGALO

dezembro de 2020

# **ESTUDO DA INFLUÊNCIA DA GAIOLA NO ATRITO DE ROLAMENTOS**

Ana Francisca Pereira Regalo  
1141281

**2020**

Instituto Superior de Engenharia do Porto  
Departamento de Engenharia Mecânica



POLITÉCNICO  
DO PORTO

isep

# **ESTUDO DA INFLUÊNCIA DA GAIOLA NO ATRITO DE ROLAMENTOS**

Ana Francisca Pereira Regalo  
1141281

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 coorientação de Armando José Vilaça de Campos.

**2020**

Instituto Superior de Engenharia do Porto  
Departamento de Engenharia Mecânica



POLITÉCNICO  
DO PORTO

isep

# JÚRI

## **Presidente**

Doutor Raul Duarte Salgueiral Gomes Campilho  
Professor Adjunto, Instituto Superior de Engenharia do Porto

## **Orientador**

Doutor David Emanuel Pimentel Gonçalves  
Professor Adjunto convidado, Instituto Superior de Engenharia do Porto

## **Coorientador**

Doutor Armando José Vilaça de Campos  
Professor Adjunto, Instituto Superior de Engenharia do Porto

## **Arguente**

Doutor Jorge Humberto O. Seabra  
Professor Associado, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto



## AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar, quero agradecer ao meu orientador, Doutor David Gonçalves, pelo enorme apoio e constante disponibilidade, e pelo empenho e entusiasmo na obtenção de resultados.

Ao Professor Armando Campos, por ter aceitado ser coorientador desta dissertação.

Ao INEGI, em particular à equipa do CETRIB, pela disponibilização dos recursos para a realização dos trabalhos, e pela simpatia de todos, que me fizeram sentir muito bem-vinda.

À minha família, que mesmo estando longe demonstram a sua preocupação e apoio como se estivessem ao meu lado. Um agradecimento especial à minha irmã, Eduarda, pelo interesse que demonstrou por este trabalho e por ter contribuído para ele com as suas opiniões, às quais eu dou muito valor.

Aos meus amigos, pelo papel importante que tiveram tanto na minha motivação, como na descontração quando foi preciso.



## **PALAVRAS CHAVE**

Rolamento

Gaiola

Massa Lubrificante

Atrito

Espessura de Filme

## **RESUMO**

Os rolamentos são um componente mecânico fundamental de inúmeros equipamentos, estimando-se que, a nível mundial, haja mais de 50 biliões de rolamentos a operar simultaneamente a cada momento. Torna-se então essencial reduzir ao máximo as perdas por fricção nestes componentes, o que se traduz em reduções significativas no consumo energético, e conseqüente diminuição das emissões de gases poluentes.

O objetivo desta dissertação é o estudo da influência da gaiola no atrito e conseqüente perda de potência em rolamentos lubrificados por massa lubrificante.

A avaliação foi feita a partir de ensaios de esfera/ disco e realizados num tribómetro, tendo-se desenvolvido um componente, que é colocado em torno da esfera e simula a gaiola durante os ensaios.

Na realização das medições fez-se variar vários parâmetros, tais como: a folga da gaiola, o tipo de lubrificante, a velocidade e a temperatura de ensaio. Os resultados foram posteriormente analisados, tendo-se revelado a influência da presença da gaiola, tanto em coeficiente de atrito, como em espessura de filme.



**KEYWORDS***Bearing**Cage**Grease**Friction**Film Thickness***ABSTRACT**

A bearing is a fundamental element in countless equipment / machines, and it is estimated that there are 50 billion bearings operating at a given time, worldwide. It is key to reduce friction losses between elements as much as possible, which in turn translates into significantly lower power consumption and pollutant emissions.

The main goal of this work is to study the cage's influence on the friction and resulting power losses on bearings lubricated by grease.

The assessment was performed by measuring the traction coefficients and the lubricant film thickness in a ball on disc tribometer, using a specially designed component which simulates the cage.

During the tests, several parameters were changed, such as: the cage clearance, the type of lubricant and the test's speed and temperature. After the analysis of the results, it was possible to conclude that the cage does indeed have influence in both friction and film thickness.



## LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

### Lista de Abreviaturas

EHD	<i>Elastohidrodinâmico</i>
FF	<i>Fully flooded</i>
LIH	Massa de complexo de lítio e alta viscosidade
LIL	Massa de complexo de lítio e baixa viscosidade
PAO	Polialfaolefina
SG	Sem gaiola
SynH	Óleo sintético de alta viscosidade
SynL	Óleo sintético de baixa viscosidade

### Lista de Símbolos

Termo	Designação	Unidades
E	Módulo de Young	[Pa]
F	Carga	[N]
$h_{\text{film}}$	Espessura de filme de lubrificante	[m]
$R_a$	Rugosidade média	[m]
$R_{xy}$	Raio da superfície	[m]
SRR	Taxa de escorregamento	[%]
T	Temperatura	[°C]
U	Velocidade de rotação	[m/s]
$U_1$	Velocidade da superfície 1	[m/s]
$U_2$	Velocidade da superfície 2	[m/s]
$u_{\text{disco}}$	Velocidade do disco	[m/s]
$u_{\text{esfera}}$	Velocidade da esfera	[m/s]
$\Lambda$	Parâmetro de lubrificação de <i>Stribeck</i>	[/]
$\eta$	Viscosidade dinâmica do lubrificante	[Pa.s]
$\nu$	Viscosidade cinemático do lubrificante	[cSt]
$\nu$	Coeficiente de Poisson	[/]
$\mu$	Coeficiente de atrito	[/]



## GLOSSÁRIO DE TERMOS

<i>Bleed Oil</i>	Óleo que a massa lubrificante liberta em funcionamento
<i>Bleeding</i>	Mecanismo de libertação de óleo pela massa lubrificante em funcionamento
<i>Churning</i>	Agitação na fase inicial de alimentação, em que o lubrificante é forçado para os volumes “vazios” do rolamento
<i>Fully Flooded</i>	Contacto com alimentação constante de lubrificante
<i>Replenishment</i>	Reentrada de lubrificante na zona de contacto
<i>Starvation</i>	Falta de alimentação de lubrificante num contacto
Tribómetro	Aparelho de ensaios tribológicos
Vibroviscosímetro	Aparelho de medição de viscosidades



## ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1 - TIPOS DE BASES DE ÓLEOS MINERAIS: A) PARAFENÍLICA LINEAR. B) PARAFENÍLICA RAMIFICADA. C) NAFTÉNICA. D) AROMÁTICA. [2]	33
FIGURA 2 - MASSA LUBRIFICANTE [7]	35
FIGURA 3 - ESTRUTURA DE UM ESPESSANTE (LÍTIO) [6]	36
FIGURA 4 - FASES DE LUBRIFICAÇÃO DE ROLAMENTOS COM MASSA LUBRIFICANTE	37
FIGURA 5 - PRINCÍPIO DE LUBRIFICAÇÃO HIDRODINÂMICA ENTRE SUPERFÍCIES NÃO PARALELAS [2]	39
FIGURA 6 - ZONAS EXISTENTES NO INTERIOR DE UM CONTACTO ELASTOHIDRODINÂMICO [7]	40
FIGURA 7 - CURVA DE STRIBECK TÍPICA [17]	41
FIGURA 8 - COMPONENTES DE UM ROLAMENTO [25]	43
FIGURA 9 - VÁRIOS TIPOS DE GAIOLAS [28]	44
FIGURA 10 - TRIBÓMETRO EHD2, PCS INSTRUMENTS [32]	52
FIGURA 11 - MÉTODO DE MEDIÇÃO DE ESPESSURA DE FILME PELO EQUIPAMENTO	53
FIGURA 12 - MONTAGEM DAS PEÇAS SIMULADORAS DA GAIOLA	54
FIGURA 13 – “APALPA” FOLGAS	55
FIGURA 14 - DIRECIONADOR DE MASSA LUBRIFICANTE	55
FIGURA 15 - MASSAS LUBRIFICANTES ESTUDADAS	56
FIGURA 16 - PEÇA AUXILIAR DE COLOCAÇÃO DE MASSA PARA ENSAIOS DE ESPESSURA DE FILME	57
FIGURA 17 - VISCOSIDADES ÓLEOS BASE	58
FIGURA 18 - RESUMO ENSAIOS ESPESSURA DE FILME	59
FIGURA 19 - RESUMO ENSAIOS ATRITO	60
FIGURA 20 - PREPARAÇÃO ENSAIOS ÓLEOS BASE	61
FIGURA 21 - FINAL DE ENSAIO <i>STRIBECK FULLY FLOODED</i>	62
FIGURA 22 - ESPESSURA DE FILME SYNH FULL FLOODED EXPERIMENTAL VS. NUMÉRICO	65
FIGURA 23 - ESPESSURA DE FILME SYNL FULLY FLOODED EXPERIMENTAL VS. NUMÉRICO	65
FIGURA 24 - ANÁLISE COMPARATIVA LIH E SYNH	66
FIGURA 25 - ANÁLISE COMPARATIVA LIL E SYNL	67
FIGURA 26 - ESPESSURA DE FILME LIH 30 °C	68
FIGURA 27 - ESPESSURA DE FILME LIH 50 °C	68
FIGURA 28 - ESPESSURA DE FILME LIH 90 °C	69
FIGURA 29 - ESPESSURA DE FILME LIL 30 °C	69
FIGURA 30 - ESPESSURA DE FILME LIL 50 °C	70
FIGURA 31 - ESPESSURA DE FILME LIL 90°C	70
FIGURA 32 - ESPESSURA DE FILME LIH 25 °C 100 MM/S	71
FIGURA 33 - ESPESSURA DE FILME LIH 25 °C 1000 MM/S	72
FIGURA 34 - ESPESSURA DE FILME LIH 25 °C 3000 MM/S	72
FIGURA 35 - ESPESSURA DE FILME LIH 50 °C 1000 MM/S	73
FIGURA 36 - <i>STRIBECK FF</i> LIL 50 °C	74
FIGURA 37 - <i>STRIBECK FF</i> LIL 30 °C	74
FIGURA 38 - <i>STRIBECK FF</i> LIL 90 °C	75

---

FIGURA 39 - <i>STRIBECK</i> SG 30 °C	76
FIGURA 40 - <i>STRIBECK</i> SG LIL 50 °C	76
FIGURA 41 - <i>STRIBECK</i> SG LIL 90 °C	77
FIGURA 42 - FORÇA DE ATRITO, LIH, U = 100 MM/S 25°C	78
FIGURA 43 - FORÇA DE ATRITO, LIH, U = 1000 MM/S 25°C	78
FIGURA 44 - TRACTION, LIH, 100 MM/S 25°C	79
FIGURA 45 - TRACTION, LIH, 1000 MM/S 25°C	80
FIGURA 46 - TRACTION, LIH, 3000 MM/S 25°C	80

## ÍNDICE DE TABELAS

TABELA 1 - CATEGORIAS DAS BASES DE ÓLEOS SEGUNDO A API [3]	32
TABELA 2 - PROPRIEDADES DOS MATERIAIS DE ENSAIO	54
TABELA 3 - CONVERSÃO MEDIDAS DAS FOLGAS	55
TABELA 4 - PROPRIEDADES DAS MASSAS UTILIZADAS	56
TABELA 5 - PARÂMETROS A, B E C DOS ÓLEOS	57
TABELA 6 - VALORES DE A E B PARA SYNH	61
TABELA 7 - VALORES DE A E B PARA SYNL	61
TABELA 8 - PARÂMETROS ENSAIOS STRIBECK	63
TABELA 9 - PARÂMETROS ENSAIOS VELOCIDADE CONSTANTE	63
TABELA 10 - PARÂMETROS ENSAIOS TRAÇÃO VELOCIDADE CONSTANTE NOVAS FOLGAS	64



# ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO .....	27
1.1.	Contextualização .....	27
1.2.	Objetivos e Metodologia.....	27
1.3.	Estrutura da Dissertação .....	27
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	31
2.1	Lubrificantes.....	31
2.1.1	ÓLEOS.....	31
2.1.1.1	ÓLEOS MINERAIS .....	32
2.1.1.1.1	Base Parafínica .....	33
2.1.1.1.2	Base Nafténica .....	33
2.1.1.1.3	Base Aromática .....	33
2.1.1.2	ÓLEOS SINTÉTICOS.....	34
2.1.1.2.1	Polialfaolefinas.....	34
2.1.1.2.2	Ésteres.....	34
2.1.1.2.3	Silicones .....	34
2.1.2	MASSAS LUBRIFICANTES .....	35
2.1.2.1	Componentes.....	36
2.1.2.2	Fases de Lubrificação das Massas.....	36
2.2	Mecanismos de Lubrificação.....	38
2.2.1	Lubrificação Hidrostática [2] .....	38
2.2.2	Lubrificação Hidrodinâmica.....	38
2.2.3	Lubrificação Elastohidrodinâmica (EHD) .....	39
2.2.4	Lubrificação Limite .....	40
2.2.5	Curvas de <i>Stribeck</i> .....	41
2.3	Referências Bibliográficas de Relevo para Este Trabalho .....	42
2.4	Rolamentos .....	43
2.4.1	Gaiola .....	43
2.4.1.1	Tipos de Gaiolas .....	45

2.4.1.1.1	Gaiolas em Metal Estampado .....	45
2.4.1.1.2	Gaiolas Maquinadas .....	46
2.4.1.1.3	Gaiolas Moldadas .....	46
2.5	Efeito da Gaiola .....	46
2.5.1	Principais Referências Bibliográficas de Relevância para Este Trabalho .....	46
<b>3</b>	<b>DESENVOLVIMENTO .....</b>	<b>51</b>
<b>3.1</b>	<b>Metodologia Experimental.....</b>	<b>51</b>
3.1.1	Introdução .....	51
3.1.2	Equipamento .....	51
3.1.2.1	Análise Massas Lubrificantes .....	51
3.1.2.2	Análise Óleos Base .....	53
3.1.3	Materiais .....	53
3.1.3.1	Massas Lubrificantes.....	55
3.1.3.2	Óleos Base.....	57
3.1.4	Procedimentos .....	58
3.1.4.1	1º Grupo de Ensaios: Espessura de Filme com Variação da Velocidade para LiH e LiL .	60
3.1.4.2	2º Grupo de Ensaios: Espessura de Filme com Variação da Velocidade para Óleos base das Massas Utilizadas .....	60
3.1.4.3	3º Grupo de Ensaios: Espessura de Filme com Velocidade Constante .....	61
3.1.4.4	4º Grupo de Ensaios: Stribeck Fully Flooded .....	62
3.1.4.5	5º Grupo de Ensaios: Stribeck Sem Gaiola.....	62
3.1.4.6	6º Grupo de Ensaios: Stribeck para LiH e LiL, temperatura de 25 °C e 40 °C e Discos de Diferentes Rugosidades .....	62
3.1.4.7	7º Grupo de Ensaios: Força de Atrito, para a massa LiH.....	63
3.1.4.8	8º Grupo de Ensaios: Tração a 25 °C e Velocidade Constante com Novas Folgas .....	63
<b>3.2</b>	<b>Resultados.....</b>	<b>64</b>
3.2.1	Análise de Espessura de filme das massas lubrificantes e óleos base.....	64
3.2.2	Curvas de Espessura de Filme Variando a Velocidade .....	67
3.2.3	Espessura de Filme com Velocidade Constante .....	71
3.2.4	<i>Stribeck Fully Flooded</i> .....	73
3.2.5	<i>Stribeck</i> sem Gaiola .....	75
3.2.6	Força de Atrito para a massa LiH.....	77
3.2.7	Curvas de Atrito com Velocidade Constante.....	79
<b>4</b>	<b>CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS .....</b>	<b>83</b>
4.1	CONCLUSÕES.....	83
4.2	PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS.....	84

---

5	BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO.....	87
6	ANEXOS.....	91
6.1	ANEXO1 – Desenhos técnicos das peças simuladoras da gaiola.....	91
6.2	Anexo 2 – Desenhos Técnicos Veio Melhorado .....	94
6.3	Anexo 3 – Desenhos Técnicos Suportes.....	97
6.4	Anexo 4 – Desenho Técnico Carruagem .....	100



# INTRODUÇÃO

- 1.1 Contextualização
- 1.2 Objetivos e Metodologia
- 1.3 Estrutura da Dissertação



# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1. Contextualização

Há registros que reportam que mais de 50 bilhões de rolamentos operam simultaneamente em todo o mundo, a qualquer momento [1]. Dada a sua onnipresença, a redução das perdas por fricção nestes componentes pode ter uma grande influência na redução do consumo de energia e poluição.

A eficiência de um rolamento está dependente de vários fatores, tais como geometria, acabamento das superfícies e características dos lubrificantes utilizados.

Até ao momento existem poucos estudos e, conseqüentemente, pouca informação acerca do papel que a gaiola dos rolamentos poderá ter na perda de potência dos rolamentos.

A ter influência nas perdas por fricção, as gaiolas poderão ser futuramente projetadas tendo este fator em consideração, sendo possível otimizar a eficiência energética dos rolamentos, assim como prolongar o seu tempo de utilização.

## 1.2. Objetivos e Metodologia

O principal objetivo desta dissertação é avaliar a influência que a gaiola pode ter no atrito / perda de potência de rolamentos lubrificados por óleo e massa.

Esta avaliação será feita a partir de ensaios de esfera / disco, com medições de força de atrito e espessura de filme lubrificante, desenvolvendo um componente que simula a gaiola que será introduzido no equipamento de ensaios, e fazendo variar parâmetros como a folga, tipo de lubrificante, velocidade e temperatura de ensaio.

## 1.3. Estrutura da Dissertação

No presente capítulo – Introdução – é realizada a contextualização do trabalho e são apresentados os seus objetivos e as metodologias utilizadas para os atingir.

No segundo capítulo – Revisão Bibliográfica – é apresentada toda a pesquisa bibliográfica necessária ao desenvolvimento e fundamentação do trabalho. Desta forma, faz-se uma abordagem aos conceitos relacionados com lubrificantes e os seus

comportamentos, assim como alguns aspetos sobre rolamentos e o estado da arte para a influência da gaiola no atrito dos mesmos.

No terceiro capítulo – Desenvolvimento – é realizada uma apresentação dos equipamentos utilizados e os seus princípios de funcionamento, assim como uma descrição dos materiais utilizados e as metodologias de todos os ensaios realizados. Ainda neste capítulo são expostos os resultados dos ensaios e é feita a sua análise.

No quarto capítulo - Conclusões e Propostas de Trabalhos Futuros – São expostas as conclusões que se retiram da análise dos resultados experimentais, e sugeridos trabalhos que seriam interessantes realizar para dar continuidade a este.

# REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

- 2.1 Lubrificantes
- 2.2 Mecanismos de Lubrificação
- 2.3 Referências Bibliográficas de Relevância para Este Trabalho
- 2.4 Rolamentos
- 2.5 Efeito da Gaiola



## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 Lubrificantes

Os lubrificantes são substâncias que têm como primeira função reduzir o atrito entre superfícies que têm movimento relativo, providenciando um funcionamento adequado e tempos de vida satisfatórios para componentes de sistemas. Podem também ser utilizados para outros fins, como arrefecer, vedar, limpar ou proteger contra a corrosão [2].

Teoricamente, qualquer substância que seja colocada entre duas superfícies com movimento relativo é um potencial lubrificante, mas é sempre desejável que tal substância tenha boa capacidade de formação de filme, boa condutividade térmica e proteção contra a corrosão [3].

Existe vários tipos de lubrificantes: Líquidos, massas lubrificantes, sólidos ou gasosos, que podem ter origem orgânica, mineral ou sintética. Nesta revisão bibliográfica apenas serão abordadas as massas lubrificantes e os óleos, uma vez que são os tipos de lubrificantes relevantes para o estudo.

#### 2.1.1 ÓLEOS

Tipicamente um óleo lubrificante é constituído por 95% de base e 5% de aditivos. Os aditivos são substâncias químicas que são adicionadas aos óleos para melhorar a sua capacidade lubrificante e duração. Alguns dos objetivos específicos dos aditivos de lubrificantes são os seguintes: [2]

- Melhorar as características de fricção e desgaste;
- Melhorar a resistência à oxidação;
- Controlo de corrosão;
- Controlo de contaminação por produtos de reação, partículas de desgaste e outros detritos;
- Controlar a redução excessiva da viscosidade do lubrificante a temperaturas elevadas;
- Melhorar as características do lubrificante por reduzir o ponto de congelação e inibir a formação de espuma.

Quando escolhidos adequadamente, os aditivos podem ser extremamente eficazes em melhorar a performance de um lubrificante.

Quanto às bases dos lubrificantes: existem três tipos de fontes: biológica, mineral e sintética. As bases de fonte biológica podem ter origem vegetal ou animal e são aconselhadas para aplicações em que o risco de contaminação tem de ser reduzido ao máximo, como é o caso das indústrias alimentar e farmacêutica. As bases de fontes mineral e sintética serão descritas em maior detalhe em seguida [2].

A API (American Petroleum Institute) categoriza as bases dos óleos lubrificantes em 5 grupos, de acordo com algumas das características. Os grupos I, II e III estão associados a óleos de base mineral, ao passo que no grupo IV estão incluídos os óleos de base sintética (polialfaolefina - PAO). No grupo V estão incluídas todas as bases que não pertencem aos grupos referidos anteriormente. Esta categorização pode ser vista na Tabela 1.

Tabela 1 - Categorias das Bases de Óleos Segundo a API [3]

Categoria	Saturação (%)	Enxofre (%)	Índice de Viscosidade
Grupo I	< 90	≥ 0.03	≥ 80, < 120
Grupo II	≥ 90	0.03	≥ 80, < 120
Grupo III	≥ 90	0.03	≥ 120
Grupo IV	Todos os PAO's		
Grupo V	Todas as bases não incluídas nos outros grupos		

### 2.1.1.1 ÓLEOS MINERAIS

Os óleos minerais são o tipo de lubrificante mais abundantemente utilizado. São constituídos por óleo de crude, extraído de minas em várias partes do mundo. O seu custo, comparado com outros tipos de lubrificantes, é reduzido, e apesar do grande desenvolvimento de lubrificantes sintéticos, continuam com uma grande presença em diversas indústrias.

A principal vantagem, para além do custo reduzido, deste tipo de óleos, é a compatibilidade com pinturas, borracha e plásticos. Como desvantagens, verificam-se a pobre resistência à oxidação e baixo índice de viscosidade [3].

Os lubrificantes deste tipo podem ser classificados pelo tipo de base. Considerando a origem e processo de refinação, existem três tipos de bases de óleos minerais: parafínica, nafténica e aromática [4].

Os óleos minerais originam de crudes de diferentes fontes e têm um tipo químico específico. São distinguidos pelas quantidades relativas de componentes parafínicos, nafténicos e aromáticos presentes [2].

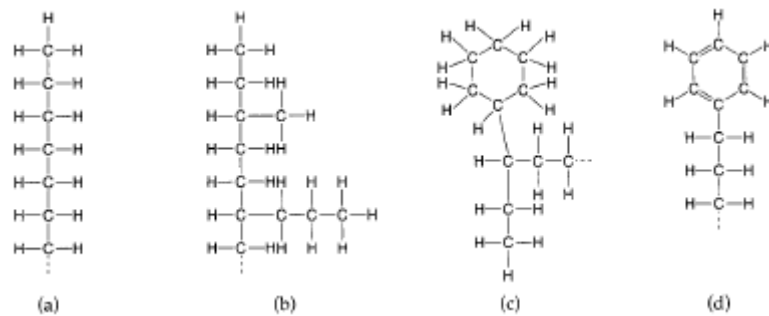


Figura 1 - Tipos de bases de óleos minerais: a) parafênica linear. b) parafênica ramificada. c) naftênica. d) aromática. [2]

#### 2.1.1.1.1 Base Parafínica

Os óleos de base parafínica são os mais utilizados, e são constituídos por longas cadeias de hidrocarbonetos, como se pode verificar na Figura 1.

Têm como principais as seguintes características [4]:

- Baixo peso específico;
- Baixo ponto de congelamento;
- Grande resistência à oxidação;
- Alta quantidade de resíduos de carbono;
- Baixa variação da viscosidade com a temperatura;
- Índices de viscosidade elevados.

#### 2.1.1.1.2 Base Nafténica

Este tipo de base apresenta a maior parte do carbono incorporado em moléculas circulares, e tem propriedades praticamente opostas à base parafínica [4]:

- Alto peso específico;
- Alto ponto de congelamento;
- Baixa resistência à corrosão;
- Baixa quantidade de resíduos de carbono;
- Grande variação de viscosidade.

Devido à sua característica de elevada variação de viscosidade, a utilização deste tipo de base está restrita a aplicações com baixa amplitude térmica.

Os óleos de base nafténica apresentam também boa miscibilidade, elevada volatilidade e grande fluidez a baixas temperaturas.

#### 2.1.1.1.3 Base Aromática

As bases aromáticas estão presentes apenas como componentes de menor quantidade dos óleos nafténicos e parafínicos. Individualmente têm um leque de aplicações diminuto.

Apesar das várias características positivas dos óleos minerais, como a disponibilidade e custo relativamente baixo, também apresentam algumas desvantagens como oxidação e perda de viscosidade a altas temperaturas, combustão na presença de agentes de oxidação fortes [2].

#### 2.1.1.2 ÓLEOS SINTÉTICOS

Na tentativa de contornar os problemas associados aos lubrificantes minerais, tem havido grandes desenvolvimentos na produção de lubrificantes sintéticos, capazes de suportar altas temperaturas sem perda de propriedades e, ao mesmo tempo, reduzir o risco de combustão [2].

Os óleos sintéticos são lubrificantes sintetizados a partir de hidrocarbonetos ou dos seus elementos constituintes, e existe uma grande variedade de hidrocarbonetos que podem ser utilizados como lubrificantes. Contudo, o custo de produção reduz a extensão dos lubrificantes sintéticos produzidos.

##### 2.1.1.2.1 Polialfaolefinas

As polialfaolefinas são o tipo de base sintética mais utilizada em lubrificantes. A sua estrutura química é semelhante à dos hidrocarbonetos minerais. A sua rápida aceitação e expansão pode ser explicada pelas suas características [5]:

- Operação numa gama de temperaturas elevada;
- Estabilidade térmica;
- Estabilidade oxidativa;
- Biodegradabilidade;
- Baixa corrosividade;
- Baixa toxicidade;
- Compatibilidade com óleos minerais.

##### 2.1.1.2.2 Ésteres

São produzidos a partir da reação de álcool com ácidos orgânicos e inorgânicos. Para aplicações como a lubrificação, os ácidos inorgânicos são bastante utilizados na produção.

Apresentam as seguintes características:

- Elevada resistência térmica;
- Boa estabilidade oxidativa;
- Excelentes características de relação viscosidade – temperatura e volatilidade.

##### 2.1.1.2.3 Silicones

A maior parte dos silicones são quimicamente inertes, e o seu custo de produção é elevado quando comparado com outros óleos sintéticos, o que se reflete no preço.

Normalmente são utilizados em temperaturas de operação extremas, não suportadas por outros lubrificantes.

As suas principais características são as seguintes:

- Excelente estabilidade térmica e oxidativa;
- Boas características de viscosidade – temperatura;
- Baixa volatilidade;
- Baixa toxicidade;
- Baixa tensão superficial;
- Temperaturas de operação entre -50 e 370 °C.

### 2.1.2 MASSAS LUBRIFICANTES

Segundo a norma ASTM D 288, as massas lubrificantes são um produto semifluido a sólido de um agente espessante num lubrificante líquido, podendo ser adicionadas outras substâncias para conferir propriedades especiais [6].



Figura 2 - Massa Lubrificante [7]

A principal utilização das massas lubrificantes é em contactos de rolamentos de baixa manutenção e algumas engrenagens. A massa pode ser aplicada num rolamento ou engrenagem e manter-se lá durante alguns meses antes que precise de ser substituída. Torna-se, então, um tipo de lubrificante adequado para mecanismos em locais com pouca acessibilidade [2].

Algumas vantagens que as massas lubrificantes têm sobre os óleos são as seguintes [8] [9]:

- Melhor capacidade vedante;
- Maior amortecimento de vibrações;
- Menor tendência para ocorrência de fugas;
- Ajudam a evitar contaminação de outros componentes;
- Possibilitam o uso de aditivos sólidos;
- Volatilidade mais baixa.

Quanto às desvantagens, destacam-se os factos de não serem a escolha certa para aplicações onde existem problemas de transferência de calor, e terem limites de velocidade inferiores devido à sua viscosidade eficiente ser elevada [9].

### 2.1.2.1 Componentes

As massas lubrificantes contêm sempre três componentes ativos: uma base mineral ou sintética (óleo base), agente espessante e aditivos.

Normalmente, a incorporação de aditivos nas massas lubrificantes tem a mesma finalidade que nos óleos.

O espessante funciona como agente de contenção do óleo base, devido à sua estrutura fibrosa ligada. No interior formam-se pequenas bolsas, onde o óleo fica retido [2][10][11].

Os espessantes são classificados nas seguintes categorias:

- Sabões Metálicos;
  - Sabão simples;
  - Mistura de sabões;
  - Funcionais;
- Espessantes não constituídos por sabões.

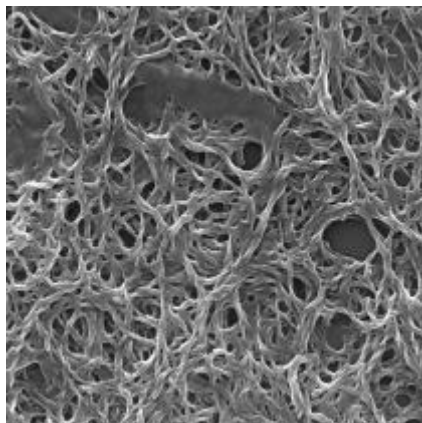


Figura 3 - Estrutura de um Espessante (Lítio) [6]

### 2.1.2.2 Fases de Lubrificação das Massas

As fases de lubrificação com massa não são completamente compreendidos até à atualidade, principalmente no que diz respeito ao papel do espessante e à forma como o lubrificante ativo é alimentado para os contactos [12].

A composição e propriedades do filme lubrificante certamente dependem quer das propriedades da massa lubrificante (tipo de óleo base e espessante, aditivos, reologia) e condições de operação (velocidade, temperatura, etc.).

Segundo [13], a lubrificação de rolamentos por massa é um processo dinâmico que pode ser grosseiramente dividido em três fases, representadas na Figura 4.

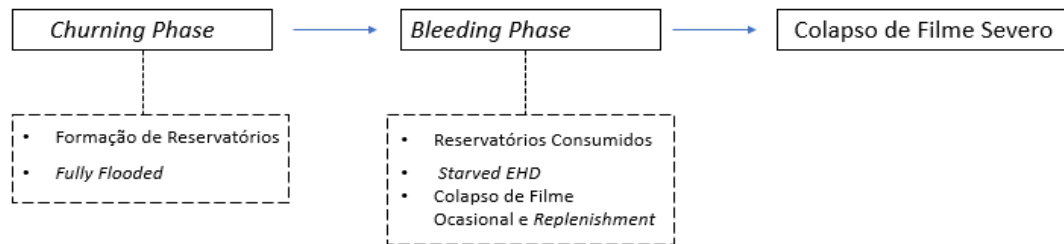


Figura 4 - Fases de Lubrificação de Rolamentos com Massa Lubrificante

Após a alimentação de lubrificante inicial ou realimentação, verifica-se uma fase de agitação, em que a massa é forçada para o volume “livre” do rolamento, e a partir daí fornece lentamente lubrificante às pistas por forças de corte ou *bleeding* – libertação de óleo pela massa em funcionamento. Na fase seguinte, *bleeding phase*, o filme lubrificante vai ser governado por mecanismos de alimentação e perda, em que as pistas são alimentadas pelos reservatórios de massa, e verificam-se perdas por fluxo excêntrico e oxidação. Isto pode levar a um fenómeno de déficit de alimentação (*starvation*). Nesta fase, verifica-se o mecanismo de lubrificação Elastohidrodinâmica (EHD), abordado em mais detalhe no subcapítulo dos mecanismos de lubrificação.

Outro mecanismo de alimentação é a reposição (*replenishment*), causada pela diminuição de viscosidade da massa que está perto dos contactos, devido a aquecimento local que é causado por ocasionais colapsos de filme

A uma dada altura, os reservatórios esgotam ao ponto de a reposição não ser possível. Se não se realizar uma nova alimentação do rolamento, acontecerão colapsos de filme severos, fenómeno que se denomina fim de vida da massa lubrificante.

O modelo apresentado, embora até ao momento seja o mais amplamente aceite, não tem em consideração o papel do espessante. Trabalhos mais recentes têm desafiado este modelo, havendo evidências de que o espessante tem um papel ativo na lubrificação [14]. Verifica-se que, para velocidades reduzidas, o espessante que entra no contacto ajuda à formação de uma maior espessura de filme, uma vez que são verificados valores superiores de espessura de filme para as massas lubrificantes, quando comparadas com os seus óleos base. No entanto, para velocidades mais elevadas, foi verificado que a formação de filme lubrificante é maioritariamente controlada pelas propriedades dos óleos base [12] [14].

## 2.2 Mecanismos de Lubrificação

Como referido no início deste capítulo, a lubrificação é a imposição de um filme de baixa resistência ao corte entre duas superfícies que estejam em contacto e tenham movimento relativo, com o objetivo de melhorar o comportamento tribológico dos corpos, por diminuição do atrito, desgaste e temperatura [10].

Existem quatro tipos de lubrificação, que serão brevemente descritos: Hidrostática, Hidrodinâmica, Elastohidrodinâmica e Limite.

### 2.2.1 Lubrificação Hidrostática [2]

Na lubrificação hidrostática as superfícies estão completamente separadas por um filme de lubrificante líquido ou gasoso que é forçado para a zona de contacto por uma fonte de pressão exterior ao mecanismo.

Desde que haja uma fonte de lubrificante pressurizado, existe sempre um filme de lubrificante completo, mesmo que não haja movimento relativo entre as superfícies.

A lubrificação hidrostática é baseada nos mesmos princípios físicos da lubrificação hidrodinâmica, mas tem certas diferenças fundamentais. Ao contrário da do que acontece na lubrificação hidrodinâmica, na lubrificação hidrostática não existe fricção entre as superfícies em velocidades infinitesimais, uma característica que pode ser de grande utilidade.

A principal desvantagem deste tipo de lubrificação é o facto de estar dependente de uma fonte externa de lubrificante pressurizado.

### 2.2.2 Lubrificação Hidrodinâmica

Este tipo de lubrificação verifica-se quando há uma separação completa das superfícies, por um filme coerente de lubrificante, cuja espessura excede os picos de rugosidade combinados das duas superfícies [10].

Existem duas condições necessárias para que se verifique este tipo de lubrificação [2]:

- Movimento relativo entre as duas superfícies, com velocidade suficiente para ser formado um filme lubrificante capaz de suportar carga;
- Inclinação relativa entre as superfícies, pois se forem paralelas não há formação de um campo de pressão no filme lubrificante, não sendo possível o suporte de carga.

Para a última condição existem apenas duas exceções: geração de pressão hidrodinâmica entre duas superfícies paralelas, mas em degrau; movimento de duas superfícies paralelas uma em direção à outra.

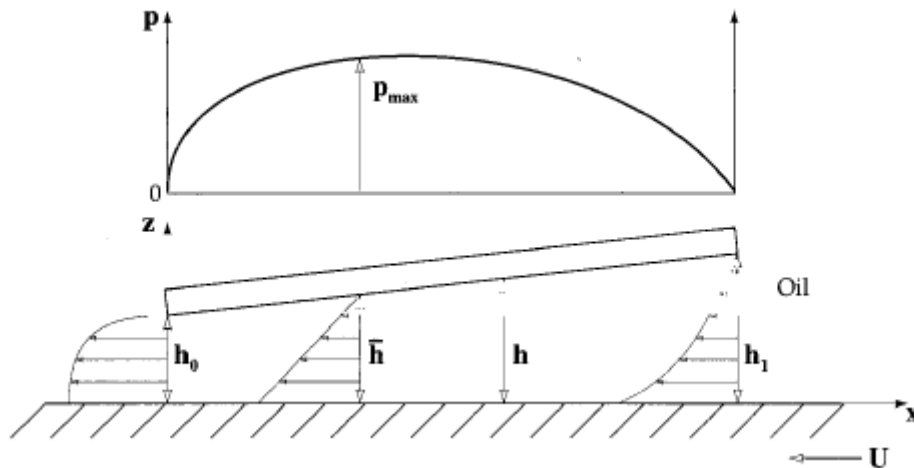


Figura 5 - Princípio de Lubrificação Hidrodinâmica Entre Superfícies Não Paralelas [2]

Pode-se assumir que a superfície inferior está coberta de lubrificante e que se move com uma determinada velocidade. Ao mover-se, esta superfície arrasta o lubrificante para a zona convergente, e é gerado um campo de pressão, pois caso contrário haveria mais lubrificante a entrar na cunha do que a sair. Assim, na zona de entrada da cunha o aumento de pressão restringe o fluxo de lubrificante na entrada, e na zona de saída, a diminuição de pressão aumenta o fluxo de saída. A pressão gerada consegue separar as superfícies e suportar uma determinada carga [15].

O processo de geração da pressão hidrodinâmica pode ser expresso matematicamente, pela Equação de Reynolds, sendo normalmente utilizadas hipóteses simplificativas para efetuar a sua integração [2].

### 2.2.3 Lubrificação Elastohidrodinâmica (EHD)

A lubrificação Elastohidrodinâmica pode ser definida como uma forma de lubrificação hidrodinâmica, em que a deformação elástica dos corpos em contacto e a alteração da viscosidade do lubrificante com a pressão são fatores de extrema relevância.

Este tipo de lubrificação acontece em situações de contacto entre superfícies elásticas fortemente carregadas, ou seja, as superfícies alteram a sua forma quando sujeitas a pressões elevadas, voltando à forma original quando termina a solitação. Nestas situações, devido à ordem de grandeza das pressões que se fazem sentir na zona de contacto, o lubrificante sofre um aumento de viscosidade significativo, que permite suportar a carga aplicada. Estes fatores têm importância de primeira ordem na fricção e capacidade de carga, pelo que são incluídos no modelo de lubrificação.

Um contacto elastohidrodinâmico (EHD) pode ser dividido em três partes distintas: zona do convergente, zona de alta pressão ou Hertziana e zona do divergente, como está representado na Figura 6 [16].

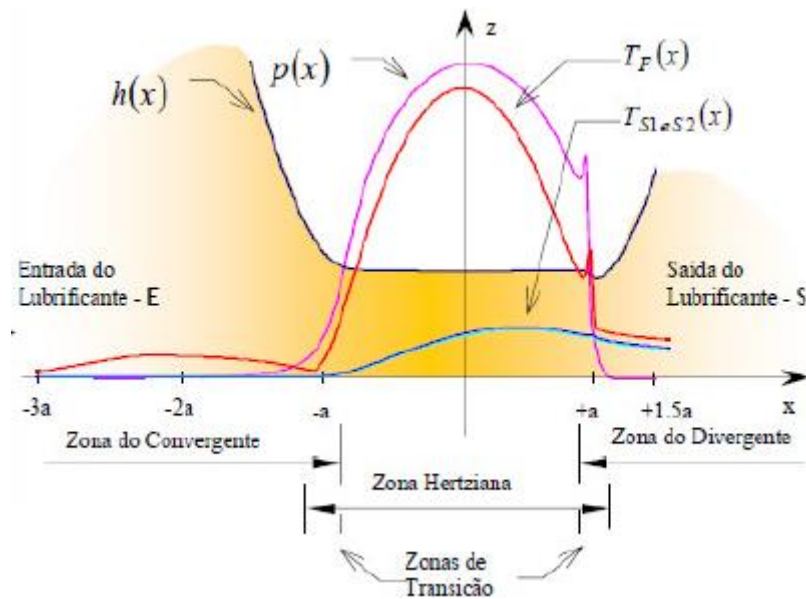


Figura 6 - Zonas Existentes no Interior de um Contacto Elastohidrodinâmico [7]

A solução do problema elastohidrodinâmico tendo em consideração todos os fatores que o influenciam é extremamente complexa, e até hoje não é conhecida a solução analítica do sistema.

No entanto, verifica-se que é possível dividir o problema global de lubrificação EHD em dois problemas que apresentam características e comportamentos significativamente independentes: um que contém os aspetos relativos à espessura do filme lubrificante e à geometria deformada das superfícies em contacto, e outro que contém os aspetos relativos ao comportamento reológico do lubrificante e ao equilíbrio térmico do contacto. São aplicadas soluções simplificadas, como é o caso das soluções isotérmicas simplificadas (considerando o fluido Newtoniano e temperatura constante), que têm revelado grande sucesso no cálculo de espessura de filme neste tipo de contactos [17].

A lubrificação EHD verifica-se, entre outras aplicações, nos contactos internos de rolamentos e em engrenagens.

#### 2.2.4 Lubrificação Limite

Existe em aplicações práticas em que os mecanismos de lubrificação hidrodinâmica e Elastohidrodinâmica não são eficazes. Este tipo de lubrificação é um fenómeno complexo. Normalmente este mecanismo é controlado pelos aditivos presentes no lubrificante [2].

Neste tipo de lubrificação a espessura de filme é aproximadamente igual à dimensão das moléculas do lubrificante, e é caracterizado por coeficientes de atrito elevados.

Pode acontecer, por exemplo, quando a velocidade relativa das superfícies é reduzida ou quando a quantidade de lubrificante é insuficiente [10].

### 2.2.5 Curvas de *Stribeck*

As curvas de *Stribeck* permitem uma visão geral dos regimes de lubrificação que acontecem em determinadas condições de funcionamento. São representações gráficas que relacionam o coeficiente de atrito com o parâmetro de lubrificação de *Stribeck* que é dado pela Equação (1) [18].

$$\Lambda = \frac{U \times \eta}{F} \quad (1)$$

Para valores de  $\Lambda$  menores que 1, o regime de lubrificação é limite. Se  $1 < \Lambda < 3$ , o sistema funciona em regime de lubrificação mista. Quando  $\Lambda > 3$ , a lubrificação é hidrodinâmica [19].

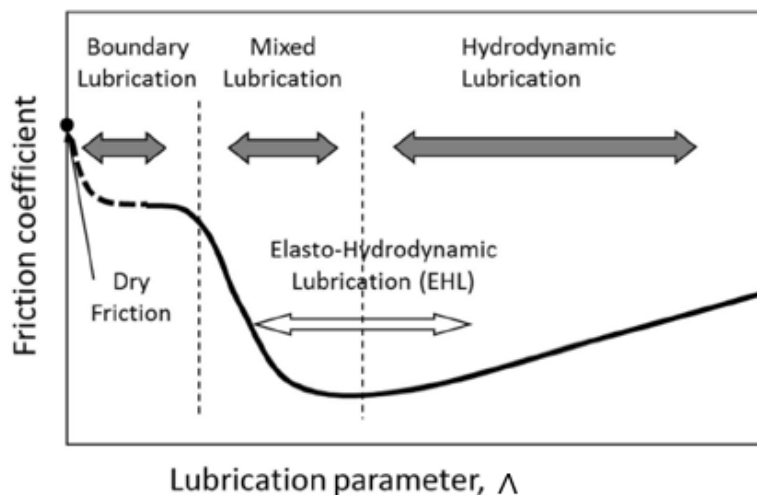


Figura 7 - Curva de Stribeck Típica [17]

Acredita-se que em regime de lubrificação limite o coeficiente de atrito é elevado e praticamente constante, não sendo significativamente influenciado por condições de operação como velocidade e carga. Isto acontece porque o efeito hidrodinâmico é praticamente inexistente, e as superfícies são separadas apenas por uma camada de lubrificante de dimensão molecular.

À medida que a velocidade aumenta é formado filme de espessura cada vez maior, o que faz o coeficiente de atrito reduzir drasticamente. Nesta fase, de regime de lubrificação mista, é caracterizada por contacto esporádico entre as superfícies. Aumentando a velocidade, é atingido o regime de lubrificação hidrodinâmica, e o coeficiente de atrito atinge o seu valor mínimo, visto que há separação total das superfícies por filme lubrificante. No entanto, continuando a aumentar a espessura específica do filme ( $\Lambda$ ), aumentando, conseqüentemente, a velocidade e a viscosidade

do lubrificante, verifica-se um aumento do coeficiente de atrito, devido a resistência viscosa [2][18][20].

### 2.3 Referências Bibliográficas de Relevância para Este Trabalho

*“Studies of Friction in Grease Lubricated Rolling Bearings Using Ball-on-Disc and Full Bearing Tests”* [1].

Neste trabalho é avaliado o desempenho ao nível de fricção de várias formulações de massas lubrificantes, em rolamentos inteiros e ensaios de esfera / disco. Verificou-se que a redução da fricção estava relacionada com o nível de aumento da espessura de filme fornecido pelas massas lubrificante a baixas velocidades.

Pretendeu-se também avaliar se o desempenho das massas lubrificantes nos testes de contacto esfera – disco é ou não representativo do que acontece nos rolamentos reais. Concluiu-se que a partir de uma correta interpretação dos resultados, este tipo de testes pode ser utilizado para avaliar a performance de massas lubrificantes em rolamentos, pelo menos na gama de condições utilizadas neste trabalho.

*“Effect of Over Rolling Frequency on the Film Formation in Grease Lubricated EHD Contacts under Starved Conditions”* [21].

Este estudo investiga o efeito de elevadas velocidades de rotação / *over rolling frequency* (e conseqüente tempo de reabastecimento) na formação de filme lubrificante em condições de falta de alimentação, em contactos EHD lubrificadas com massa. Estudam também o mecanismo que leva ao aumento da espessura de filme a velocidades de rotação superiores a 1000 mm/s em condições de falta de alimentação em contactos EHD.

Para a realização dos ensaios foi utilizado um tribómetro de esfera / disco, ao qual se adicionou uma segunda esfera com a possibilidade de alterar a sua posição angular em relação à primeira. Esta alteração da posição da segunda esfera permite controlar o deslocamento do lubrificante de modo a determinar o efeito do tempo de reabastecimento na formação do filme. As medições de espessura de filme foram realizadas a uma velocidade de rotação constante de 100 mm/s e novamente com o disco parado. Subtraindo os valores a 100 mm/s aos valores obtidos com o disco parado obtém-se a espessura da camada de espessante entre as superfícies. Também se fizeram medições durante o aumento progressivo da velocidade de rotação para investigar a relação entre o início do aparecimento de lubrificação limite com a *over rolling frequency*.

A velocidade de rotação constante de 100 mm/s observa-se redução da espessura de filme com a aproximação da posição das esferas; isto mostra que a espessura de filme depende da posição angular entre as duas esferas (depende da *over rolling frequency*).

Pode-se concluir que a formação de filme nestas condições depende do fornecimento de lubrificante, que diminui com o aumento da *over rolling frequency*.

Verifica-se também (através das medições a velocidade 0 mm/s) que uma parte residual da espessura do filme (40 a 60 nm) corresponde ao depósito de camadas de espessante. Esta camada de espessante está presente entre as superfícies de contacto mesmo em condições de alimentação insuficiente (*starvation*): isto conclui-se após observar espessuras de filme de aproximadamente 60 nm mesmo quando se aumenta a velocidade de rotação e consequentemente a *over rolling frequency*.

É destacado o efeito do reabastecimento em conjunto com a *over rolling frequency* na formação de filme e conclui-se que a formação de filme e o momento de início da *starvation* dependem da *over rolling frequency*. Por último, conclui-se que o aumento da espessura de filme observado em velocidades superiores a 1000 mm/s não deve ser devido a recuperação de lubrificante no contacto devido à degradação por forças de corte, mas sim ao domínio das forças centrífugas a altas velocidades de rotação que impulsionam a massa contra a área de contacto.

## 2.4 Rolamentos

O objetivo de um rolamento é proporcionar movimento relativo e liberdade rotacional, enquanto transmite uma carga entre dois elementos, normalmente entre um eixo e uma caixa.

Os rolamentos são normalmente compostos por vários componentes: uma pista interior, uma pista exterior, elementos rolantes (esferas ou rolos), que têm um dado espaçamento angular entre si, proporcionado por um componente que é a gaiola (opcional) [22] [23] [24] É este último elemento que irá ser descrito em seguida, uma vez que é o alvo de estudo desta tese.

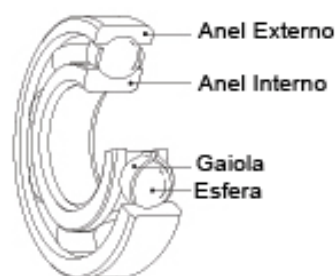


Figura 8 - Componentes de um rolamento [25]

### 2.4.1 Gaiola

As gaiolas dos rolamentos têm três funções básicas [26] [27]:

- Manter um determinado espaçamento entre os elementos rolantes;
- Reter os elementos rolantes por si mesmos ou em conjunto com um dos anéis do rolamento, ou durante a montagem e desmontagem;
- Em alguns casos, manter os elementos rolantes na trajetória pretendida.

A gaiola pode ser um dos componentes mais interessantes de idealizar num rolamento, podendo ser um desafio incorporar todas as características pretendidas, assim como maximizar o tamanho e quantidade de elementos rolantes, de forma a otimizar a capacidade de carga do rolamento.

Este componente tem uma série de cavidades equidistantes, que seguram e guiam os elementos rolantes. Estas cavidades podem ser esféricas, cilíndricas ou retangulares, e têm sempre uma dimensão superior à dos elementos rolantes. Esta diferença de dimensões chama-se folga. Essa folga restringe o fluxo de lubrificante no rolamento, e faz com que a gaiola tenha uma determinada liberdade radial.



Figura 9 - Vários Tipos de Gaiolas [28]

Existe uma grande variedade de geometrias de gaiolas, e também podem ser fabricadas em diversos materiais por diversos processos diferentes. Os rolamentos de esferas ou rolos mais recorrentes normalmente dispõem de uma gaiola em metal estampado. Este tipo de gaiolas tem usualmente um custo de fabrico inferior aos restantes, mas não é o de mais fácil montagem.

Dentro da gama variada de geometrias, as gaiolas podem ser constituídas por uma peça única ou várias peças unidas por rebites ou soldadura, por exemplo. A geometria da gaiola depende de diversos fatores relacionados com a aplicação prática do rolamento (condições de montagem, lubrificação, velocidade, carga e temperatura). Por exemplo, em aplicações a elevadas velocidades é expectável o aparecimento de temperaturas mais elevadas, pelo que se deve ter particularmente em conta a folga da gaiola e o correto acesso do lubrificante às partes em contacto. É também importante escolher corretamente um material que seja apropriado para as condições de trabalho dos rolamentos: a resistência ao desgaste, à oxidação e às altas temperaturas são essenciais.

A acompanhar a grande variedade de geometrias de gaiolas temos diversos materiais e processos de fabrico possíveis:

Principais processos:

- Estampagem;
- Maquinagem;
- Moldação;
- Fundição.

Principais materiais:

- Latão;
- Aço;
- Bronze;
- Ligas de alumínio;
- Plásticos.

#### 2.4.1.1 Tipos de Gaiolas

Neste capítulo são apresentados os principais tipos de gaiolas existentes, e as suas aplicações.

##### 2.4.1.1.1 Gaiolas em Metal Estampado

Os rolamentos de esferas ou rolos mais recorrentes normalmente dispõem de uma gaiola em metal estampado. Este tipo de gaiolas tem usualmente um custo de fabrico inferior aos restantes, mas não é o de mais fácil montagem, principalmente no caso dos rolamentos radiais de esferas, uma vez que muitas destas gaiolas são constituídas por duas peças que têm que ser unidas numa operação posterior (o que se poderá refletir no aumento do preço final do rolamento).

No caso dos rolamentos de contacto angular, de rolos cilíndricos e de rolos cónicos, a gaiola é constituída por uma peça única, que também tem função de encaixe com a pista interior ou exterior, dependendo do tipo de rolamento.

Em rolamentos miniatura radiais de esferas são normalmente usadas gaiolas de uma só peça do tipo “*snap-on*” (a montagem é feita encaixando a gaiola sobre as esferas). Para este tipo de gaiolas é aconselhável o uso de aço mola para evitar que os pinos se deformem permanentemente durante a montagem.

Outro tipo de gaiola disponível para rolamentos de dimensões reduzidas é o “*claw type*” (tipo garra). Esta gaiola é constituída por duas peças estampadas, mas, ao contrário do descrito anteriormente, não são unidas por rebites nem soldadura, mas sim por protusões numa das peças que depois são dobradas sobre a outra peça, de forma a mantê-las fixas.

As gaiolas estampadas para rolamentos de agulhas são produzidas em forma de tira que depois são cortadas de acordo com o número de agulhas, enroladas e soldadas. O design das barras que separam as agulhas deve ter em conta a sua montagem e retenção.

#### 2.4.1.1.2 Gaiolas Maquinadas

As gaiolas maquinadas são utilizadas principalmente em rolamentos de maiores dimensões, uma vez que as baixas quantidades em que são produzidos não justificam o grande investimento monetário associado às ferramentas para produzir gaiolas estampadas.

Um dos materiais de eleição para o fabrico de gaiolas maquinadas é o latão, uma vez que é um material fácil de maquinar, apresenta bom acabamento superficial e alguma resistência à corrosão. Estas gaiolas também podem ser constituídas por duas peças unidas por rebites.

Os laminados fenólicos plásticos são outra classe de materiais que também pode ser utilizada no fabrico de gaiolas maquinadas. São materiais utilizados há já bastante tempo e em rolamentos para diversas aplicações, uma vez que são leves, apresentam boas propriedades de lubrificação e desgaste, não correm o risco de provocar reações eletrolíticas com o metal em que estarão em contacto, são resistentes à corrosão e produzem menos ruído e vibração do que as gaiolas fabricadas em metal. A sua principal desvantagem é o baixo limite de temperatura de trabalho (120 °C).

#### 2.4.1.1.3 Gaiolas Moldadas

As gaiolas obtidas por este processo de fabrico podem ser utilizadas em diversos tipos de rolamentos, como por exemplo: de contacto angular, radiais e autocompensadores, tanto de esferas como de rolos. Devido à sua largura não são normalmente usadas em rolamentos vedados ou blindados.

Um dos materiais mais utilizados é o nylon 66 uma vez que apresenta boas propriedades mecânicas e baixo atrito. No entanto, a temperatura de trabalho está limitada a 120 °C e também não podem operar a velocidades elevadas. Em caso de condições de utilização menos exigentes, outros materiais tais como policarbonatos, resinas acetálicas e copolímeros acetálicos podem ser utilizados.

O custo de fabrico destas gaiolas é superior ao custo das gaiolas estampadas, mas uma vez que a sua montagem é mais simples e rápida, esse custo adicional pode não ser refletido no custo total do rolamento.

### 2.5 Efeito da Gaiola

Quanto ao efeito da gaiola no atrito dos rolamentos, que é o principal objeto de estudo desta tese, têm vindo a ser desenvolvidos alguns estudos neste campo. Em seguida são descritos os trabalhos realizados em alguns destes estudos, considerados relevantes para este tema.

#### 2.5.1 Principais Referências Bibliográficas de Relevância para Este Trabalho

*“Influence of Cage Clearance on Bearing Lubrication”* [29].

O objetivo deste trabalho é estudar o efeito da gaiola e a influência da folga entre a gaiola e a esfera na alimentação de lubrificante e espessura de filme. Para isso, foi montada uma cavidade de uma gaiola de nylon em torno de uma esfera e realizaram-se ensaios de medição de espessura de filme num dispositivo de ensaios esfera - disco. Foi criado um mecanismo de rosca na gaiola que permite a regulação da folga com a esfera.

Foram efetuadas medições de espessura de filme em várias condições de lubrificação, velocidade e folga. Testaram-se dois lubrificantes para comparação: uma massa lubrificante e o seu óleo base. Para estabelecer valores de referência foram efetuadas medições de espessura de filme nas mesmas condições de teste, mas sem a gaiola presente. No caso da massa lubrificante, este ensaio sem gaiola foi realizado de duas formas diferentes: com e sem a utilização de um raspador que recolhe a massa deslocada e a empurra de volta para a pista para manter a alimentação da massa.

Focando nos ensaios com utilização da gaiola e massa lubrificante, os resultados encontrados são opostos aos restantes (lubrificação com óleo). Verifica-se que para folgas superiores (0.5 mm) o comportamento é similar ao da não utilização da gaiola. A diminuição da folga provoca o aumento da velocidade a que se observa a lubrificação limite.

Em resumo, no caso do óleo, os resultados demonstraram que a redução da folga na gaiola provoca uma falta de alimentação a velocidades mais baixas. Contrariamente, no caso da massa, o ponto de lubrificação limite é retardado até velocidades muito mais elevadas quando é utilizada a gaiola com folga menor. Aparentemente a gaiola teve a função de redistribuir a massa no contacto esfera / gaiola. Concluiu-se que, se este mecanismo é importante para determinar o fornecimento de lubrificante e, conseqüentemente, a espessura de filme, então pode ser possível otimizar as propriedades reológicas das massas para explorar este efeito.

*“Influence of the cage on the friction torque in low loaded thrust ball bearings operating in lubricated conditions” [30].*

Neste artigo os autores investigaram analítica e experimentalmente a influência do atrito entre as esferas e a gaiola no momento de atrito total do rolamento.

O rolamento utilizado foi modificado de maneira a ficar apenas com três esferas na gaiola, a 120°. Para a realização dos ensaios o rolamento foi montado na mesa rotativa de um tribómetro, e na pista superior do rolamento foi colocado um disco de peso G conhecido que determina a carga axial atuante no rolamento.

Foram realizados ensaios com e sem a presença da gaiola, mantendo-se todos os outros parâmetros (número e disposição das esferas, dois tipos de lubrificante, carga e velocidades).

As observações retiradas foram as seguintes: o aumento da viscosidade do óleo provoca o aumento da espessura de filme. Da mesma forma, o aumento da velocidade de rotação também aumenta a espessura de filme. Foi também evidente que a presença do filme de óleo entre as três esferas e a gaiola provoca o aumento do momento de atrito total quando comparado com o rolamento sem gaiola. As duas equações propostas para o cálculo do momento de atrito gerado pelo contacto esfera-gaiola aproximam-se satisfatoriamente aos resultados obtidos experimentalmente.

*“Cage Friction in High-Speed Spindle Bearings”* [31].

Este artigo estuda a influência do atrito da gaiola em rolamentos de contacto angular de alta velocidade e propõe um modelo de cálculo simples para estimar as perdas provocadas pelo atrito da gaiola a altas velocidades de rotação e lubrificação mínima.

As gaiolas são projetadas de maneira a manter uma determinada distância entre a guia e o anel exterior para evitar interferências em situações de expansão térmica e atuação de força centrífuga. Também a geometria da folga da gaiola e o desenho da guia influenciam o momento de atrito da gaiola e a sua estabilidade em funcionamento.

Os ensaios foram realizados num banco de ensaios de rolamentos de contacto angular de alta velocidade, utilizando dois rolamentos de contacto angular híbridos e seis gaiolas diferentes. Foram utilizadas gaiolas com diferentes diâmetros exteriores para estudar a influência no atrito da folga radial entre a gaiola e o anel exterior. Foi desenvolvido um novo conceito de gaiola com compensação de expansão, que evita as interferências mencionadas anteriormente.

Os resultados mostram que o atrito da gaiola é em grande medida independente da carga por esfera aplicada. No entanto, o momento de atrito aumenta com a velocidade de rotação e com a carga aplicada ao rolamento.

Os autores concluem que negligenciar o atrito da gaiola leva a erros consideráveis no cálculo do atrito total do rolamento. O estudo mostra uma boa relação entre os resultados obtidos experimentalmente e os obtidos através do modelo de cálculo.

# DESENVOLVIMENTO

3.1 Metodologia Experimental

3.2 Resultados



## 3 DESENVOLVIMENTO

### 3.1 Metodologia Experimental

#### 3.1.1 Introdução

Foram realizados ensaios num tribómetro esfera / disco, recorrendo, em alguns ensaios à colocação de duas peças em torno da esfera, desenvolvidas com o intuito de simular a presença da gaiola de um rolamento real.

Foram estudados ensaios com dois tipos de massas lubrificantes com óleos base sintéticos de alta e baixa viscosidade, com espessante de lítio. As massas com espessantes de lítio são as mais comuns no mercado e são largamente utilizadas em rolamentos. Para além das massas lubrificantes, também foram estudados os seus óleos base, para comparação de resultados e determinação da sua influência no tipo de contacto em estudo.

Em seguida apresentam-se detalhadamente os equipamentos utilizados e as metodologias de cada ensaio realizado para determinação da influência da gaiola na perda de potência de rolamentos.

Durante a realização dos ensaios, um dos veios do tribómetro que faz a rotação da esfera partiu, e como se verificou que a máquina tem margem para colocação de um veio um pouco mais robusto, desenharam-se dois novos veios para testar. Infelizmente não foi possível produzir o veio antes do fim da realização de todos os ensaios. No entanto os desenhos encontram-se em anexo, e podem ser úteis para trabalhos futuros.

#### 3.1.2 Equipamento

##### 3.1.2.1 *Análise Massas Lubrificantes*

Tanto os ensaios de medição de força de atrito como os de espessura de filme foram realizadas num tribómetro de esfera / disco, EHD2 da *PCS Instruments*, de forma a obter resultados para uma gama de diferentes velocidades e temperaturas.



Figura 10 - Tribómetro EHD2, PCS Instruments [32]

Nos ensaios de tração, a esfera e o disco são posicionados no interior de um recipiente de aço, e são movidos independentemente, possibilitando a medição das velocidades de rotação e taxas de escorregamento. Estes parâmetros são definidos de acordo com as seguintes equações, respetivamente:

$$U = \frac{u_{disco} + u_{esfera}}{2} \quad (2)$$

$$SRR = 2 \times \frac{|u_{disco} - u_{esfera}|}{u_{disco} + u_{esfera}} \quad (3)$$

Para os ensaios de medição de espessura de filme, o equipamento mede a espessura de filme num contacto entre uma esfera de aço e um disco de vidro a partir de interferometria ótica. Esta espessura pode ser calculada com precisão em qualquer ponto da imagem, medindo o comprimento de onda de luz nesse ponto. Normalmente o sistema mede o comprimento de onda da luz que é refletida do planalto central do contacto, calculando, portanto, a espessura de filme central do contacto.

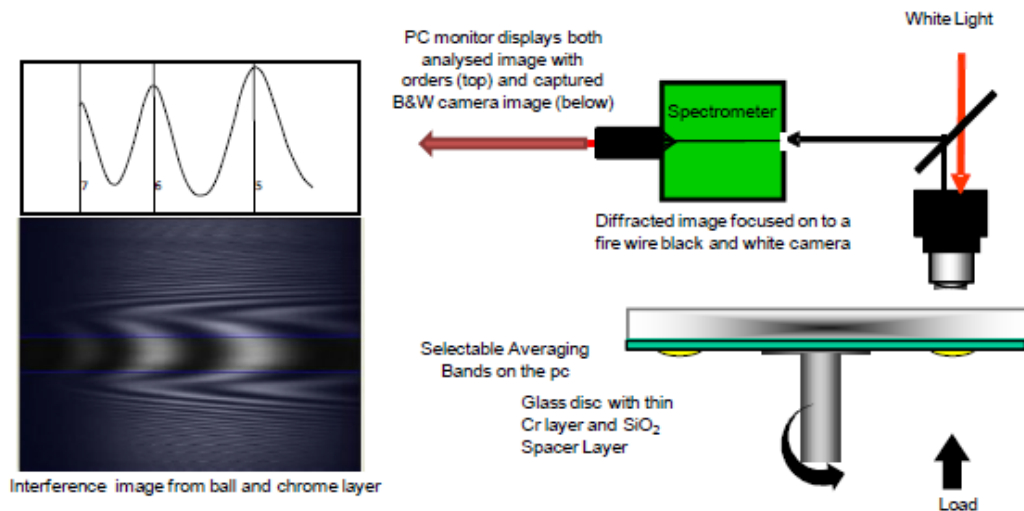


Figura 11 - Método de Medição de Espessura de Filme pelo Equipamento

O método de medição é o seguinte:

1. O contacto é alimentado por uma fonte de luz branca direcionada através de um microscópio e um disco de vidro, que contém uma fina camada de Cr e uma camada espaçadora de SiO<sub>2</sub>, até ao contacto com a esfera de aço.
2. Parte da luz é refletida pela camada Cr do disco, e outra parte atravessa a camada espaçadora e o filme de lubrificante e é refletida pela esfera.
3. Combinando as duas trajetórias da luz, forma-se uma imagem de interferência que se faz atravessar
4. A imagem da câmara é capturada por um dispositivo de captura de imagens de vídeo e analisada pelo software de controlo para determinar a espessura de filme.

### 3.1.2.2 Análise Óleos Base

A viscosidade dos óleos base foi analisada no âmbito de uma outra dissertação, e as curvas obtidas foram utilizadas neste trabalho. Essas medições foram efetuadas num vibro viscosímetro SV-10 da *AND Japan*.

Este equipamento tem o seguinte princípio de funcionamento: dois sensores em forma de prato dispostos em forma de diapasão são movidos com força eletromagnética para vibrar à sua frequência natural de 30 Hz dentro da amostra de fluido. A viscosidade é então calculada com base na relação proporcional entre a resistência viscosa da amostra de fluido e a corrente elétrica necessária para mover os pratos e mantê-los a uma vibração de amplitude constante.



### 3.1.3 Materiais

Os materiais utilizados para a realização dos ensaios estão descritos na Tabela 2.

Tabela 2 - Propriedades dos Materiais de Ensaio

Propriedades	Esfera	Disco Aço 1	Disco Aço 2	Disco Aço 3	Disco Vidro
Material	AISI 52100	AISI 52100	AISI 52100	AISI 52100	Vidro
Módulo de Young [GPa]	207	207	207	207	64
Coef. Poisson	0,29	0,29	0,29	0,29	0,2
$R_{x,y}$ [mm]	9,525	$\infty$	$\infty$	$\infty$	$\infty$
$R_a$ [ $\mu\text{m}$ ]	$< 20 \times 10^{-3}$	$\simeq 0,005$	$\simeq 0,100$	$\simeq 0,500$	$5 \times 10^{-3}$

Para além dos materiais destinados a ensaios standard, foram concebidas duas peças cuja função é simular a gaiola. Estes componentes são presos a dois suportes que são aparafusados lateralmente ao suporte de rolamentos do equipamento, sobre os quais está assente a esfera. É possível ajustar a folga entre as peças simuladoras da gaiola e a esfera, uma vez que o furo onde entra o parafuso para as posicionar nos suportes é uma *slot*. A montagem destes elementos está demonstrada na Figura 12.



Figura 12 - Montagem das Peças Simuladoras da Gaiola

A folga destas peças foi controlada, numa fase inicial, por recortes de folhas de papel cuja espessura foi previamente medida. Com o decorrer dos ensaios constatou-se que esta não seria a forma mais expedita de controlar a folga, uma vez que o papel é bastante compressível e permeável. Como alternativa, foi utilizado um apalpa folgas, que tem várias chapas metálicas com espessuras bem definidas, e cujas medidas estão em polegadas.

As folgas medidas foram de 0,002 e 0,004 in, uma vez que as chapas com estas espessuras são suficientemente dobráveis.



Figura 13 – “Apalpa” Folgas

Tabela 3 - Conversão Medidas das Folgas

in	mm
0,002	0,051
0,004	0,102

Em alguns dos ensaios realizados, quando se pretendia que os contactos fossem *fully flooded*, para garantir a constante alimentação da zona de contacto com lubrificante foi utilizado um direcionador, que força a massa deslocada para a pista de contacto. Esta peça é colocada num suporte que se aperta lateralmente ao suporte dos rolamentos sobre os quais a esfera roda.



Figura 14 - Direcionador de Massa Lubrificante

### 3.1.3.1 Massas Lubrificantes

Quanto às massas lubrificantes utilizadas, foram usados dois tipos: “*Low Viscosity Synthetic Lithium Grease*” e “*High Viscosity Synthetic Lithium Grease*”. As massas foram produzidas experimentalmente pelo fabricante, segundo os requisitos solicitados para esta dissertação: óleos base diferentes, mas da mesma natureza (PAO de alta e baixa viscosidade), espessante da mesma natureza (lítio complexo). Apesar de não serem produtos comerciais, foram aditivadas com o mesmo pacote de aditivos (anti desgaste e extrema pressão).

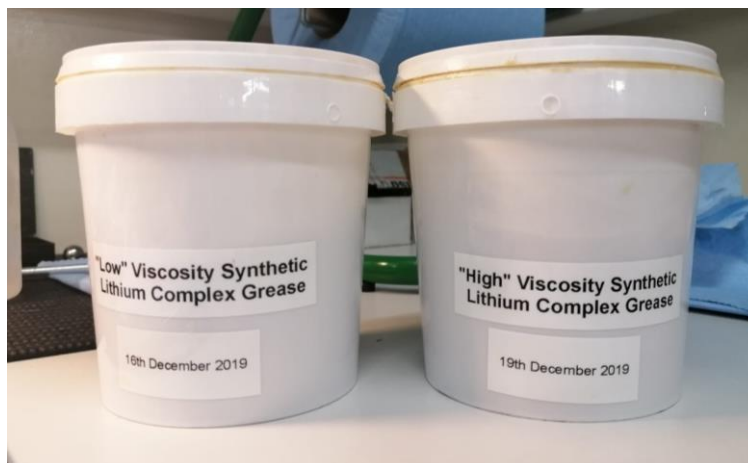


Figura 15 - Massas Lubrificantes Estudadas

As massas lubrificantes que têm espessantes de lítio têm já comprovada uma boa performance e um largo leque de aplicações. Têm boa capacidade de aderência às superfícies, excelente estabilidade a altas temperaturas e são pouco solúveis em água. Devido a este conjunto de características, são as mais utilizadas na lubrificação de rolamentos. [13] [10]

As propriedades das massas lubrificantes estudadas estão na Tabela 4.

Tabela 4 - Propriedades das Massas Utilizadas

Propriedades	<i>“Low” Viscosity Synthetic Lithium Grease</i>	<i>“High” Viscosity Synthetic Lithium Grease</i>
Tipo do Óleo Base	PAO	PAO
Viscosidade a 40°C [cSt]	100	460
Viscosidade a 100°C [cSt]	14	51
Tipo de Espessante	Lítio Complexo	Lítio Complexo

Para os ensaios de medição de espessura de filme, é necessário que a superfície de contacto inicial esteja completamente limpa e sem haver impurezas nessa zona. Contudo, é também essencial que o disco tenha massa suficiente para a duração do teste. Assim, recorreu-se a uma peça, já fabricada anteriormente, que permite espalhar a massa uniformemente num determinado intervalo angular do disco, mas garantindo que uma pequena área permanece sem lubrificante, região onde a esfera entrará em contacto com o disco, para a medição inicial, sem lubrificante – zero. A espessura da camada de massa aplicada é de aproximadamente um milímetro.

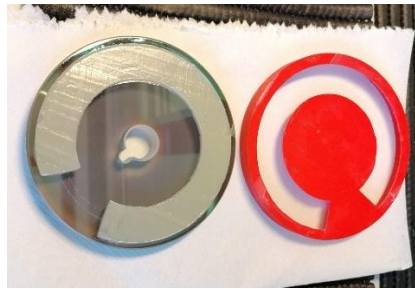


Figura 16 - Peça Auxiliar de Colocação de Massa Para Ensaios de Espessura de Filme

### 3.1.3.2 Óleos Base

Foram realizados ensaios com os óleos base das massas lubrificantes estudadas, de forma a relacionar os seus comportamentos, e tentar perceber a influência dos restantes componentes das massas no seu comportamento.

Os óleos estudados foram, então, o SynL (óleo base da massa LiL) e o SynH (óleo base da massa LiH).

De modo a caracterizar os óleos estudados, foram efetuadas medições de viscosidade dinâmica em função da temperatura. Para além das medições experimentais, a viscosidade foi também calculada numericamente, a partir da Equação de Vogel, para se estabelecer uma comparação dos resultados. A Equação de Vogel (4), é uma das equações mais precisas para o cálculo de viscosidade dinâmica, sendo bastante usual em cálculos de engenharia [2].

$$\eta = A \times e^{B/(T-C)} \quad (4)$$

Onde A, B e C são parâmetros específicos de cada óleo, e estão indicados na Tabela 5.

Tabela 5 - Parâmetros A, B e C dos óleos

	SynH	SynL
A	0,1430	0,0387
B	1173,04	1346,82
C	160,520	134,614

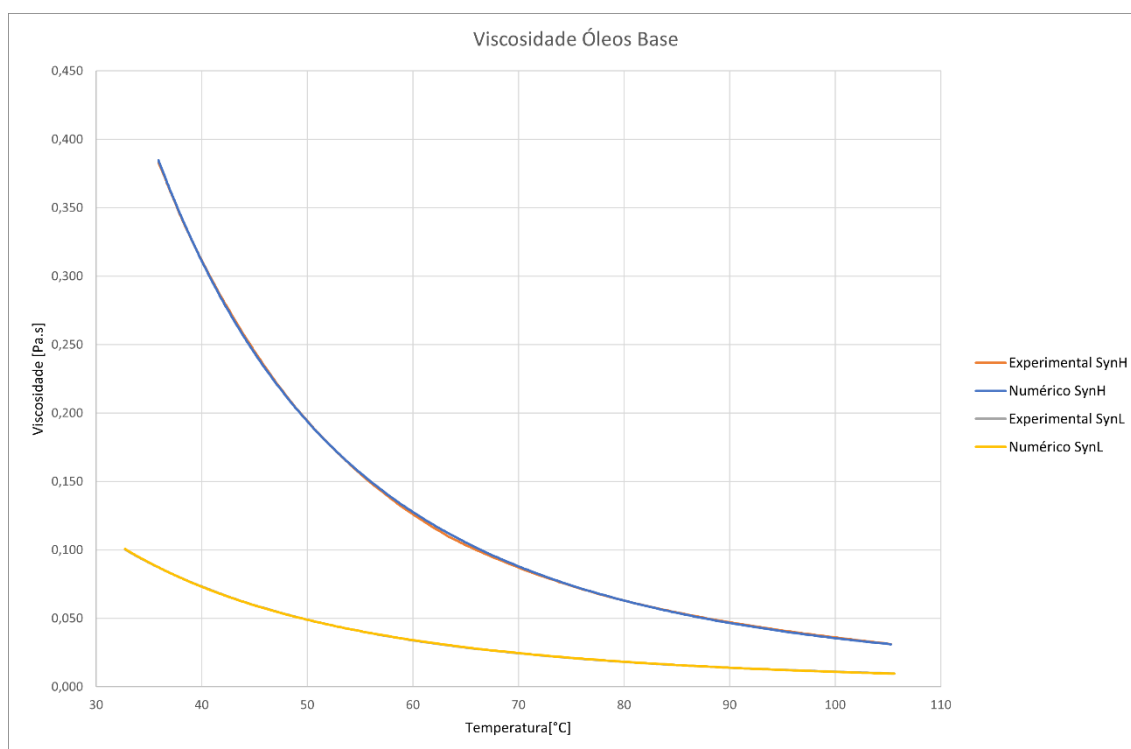


Figura 17 - Viscosidades Óleos Base

### 3.1.4 Procedimentos

Foram efetuados vários tipos de testes, de espessura de filme e coeficiente de atrito, cujos procedimentos serão descritos nesta secção.

No que diz respeito à preparação dos materiais para a realização dos testes, um fator muito importante é garantir que as superfícies estão livres de impurezas, sendo que nos testes de espessura de filme é crucial que tanto a esfera como o disco de vidro não tenham qualquer impureza, devido à sensibilidade dos parâmetros medidos. Para além das superfícies da esfera e dos discos, deve-se efetuar a limpeza do equipamento quando existe mudança do lubrificante em estudo, de forma a evitar contaminações. Assim, todas as superfícies foram constantemente limpas com Éter de Petróleo e papel absorvente.

Todos os ensaios têm um primeiro passo comum: aquecimento. Ao elaborar o ficheiro com os parâmetros de teste indica-se qual a temperatura pretendida e um intervalo de tempo para ser atingida. É importante dar um intervalo de tempo que permita que o equipamento atinja a temperatura e estabilize.

Os testes de atrito têm um segundo passo comum entre eles, onde é aplicada uma pequena carga à esfera (10 N) e uma baixa velocidade de rotação (5 mm/s), de forma a distribuir uniformemente a massa lubrificante, garantindo a mesma condição inicial em todos os testes. Após este passo inicia-se a medição de coeficiente de atrito, com os parâmetros definidos para cada ensaio.

Quanto aos testes de espessura de filme, são normalmente constituídos por quatro passos:

1. Aquecimento;
2. *Spacer zero step*;
3. Medição de espessura de filme;
4. *Film zero check step*.

No segundo passo é medida a espessura da camada espaçadora do revestimento do disco na zona de contacto, sem qualquer lubrificante entre as superfícies da esfera e do disco de vidro, de forma a estabelecer a posição inicial e o ponto de medição, fazendo o “zero” do sistema.

O último passo é efetuado após as medições pretendidas, para obter informação acerca do estado da superfície do disco. É medida a espessura de filme a velocidade nula, e se o valor medido for negativo, pode-se concluir que a pista utilizada apresenta desgaste, devendo mudar-se para uma pista de raio diferente nos ensaios seguintes.

Em praticamente todos os ensaios realizados foram efetuadas repetições, para verificar a repetibilidade. Nos resultados são representados os gráficos com as médias das repetições efetuadas, de forma a simplificar a análise.

A Figura 18 e a Figura 19 são esquemas – resumo dos ensaios realizados, seguindo-se uma exposição detalhada dos parâmetros utilizados em cada tipo de ensaio.

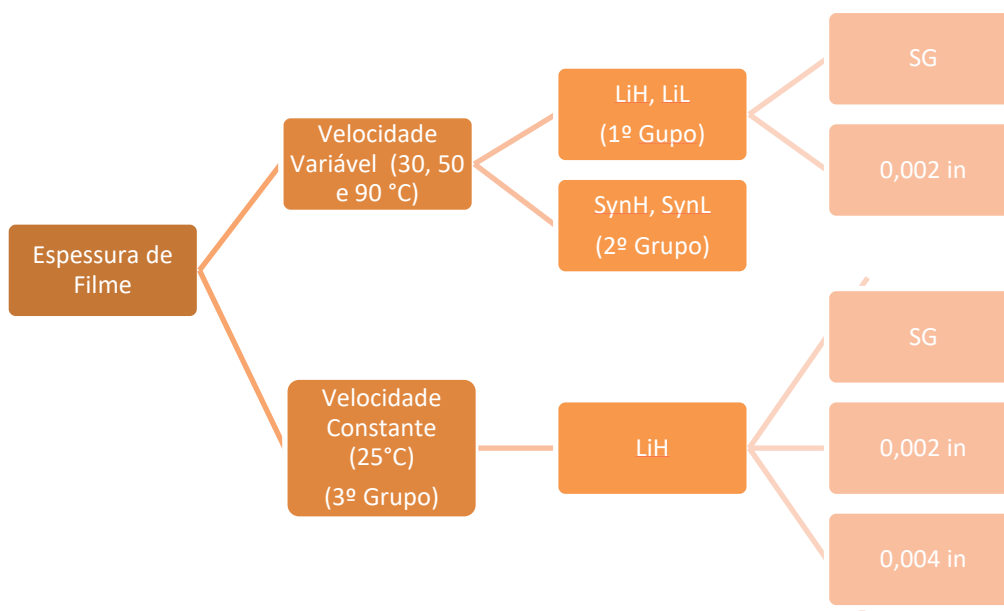


Figura 18 - Resumo Ensaios Espessura de Filme

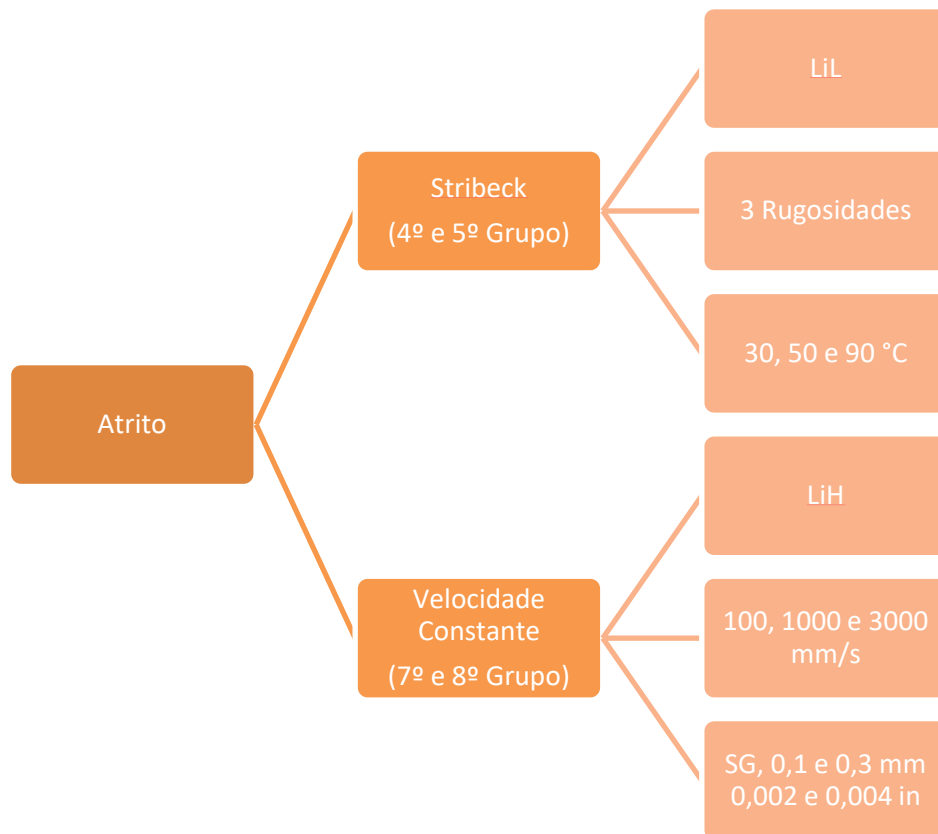


Figura 19 - Resumo Ensaios Atrito

### 3.1.4.1 1º Grupo de Ensaios: Espessura de Filme com Variação da Velocidade para LiH e LiL

Foram realizadas medições de espessura de filme para ambas as massas, às temperaturas de 30°C, 50°C e 90°C, aumentando a velocidade ao longo do tempo. Nestes ensaios, a velocidade variou entre 0 e 4000 mm/s, com uma carga aplicada de 20 N. Para cada caso foram realizados ensaios sem gaiola e com folga de 0,002 in (0,051 mm).

Decidiu-se realizar ensaios apenas com a folga de 0,02 in, uma vez que os ensaios de medição de espessura de filme são bastante demorados, e a folga de 0,002 in foi a que revelou ter mais efeito em ensaios anteriores.

### 3.1.4.2 2º Grupo de Ensaios: Espessura de Filme com Variação da Velocidade para Óleos base das Massas Utilizadas

Nesta gama de ensaios foram aplicadas as mesmas condições que na gama anterior, mas utilizando os óleos base das massas. Valores utilizados para efetuar comparação com as curvas de espessura de filme das massas em situações sem gaiola.

Para cada curva obtida foi estabelecida uma regressão linear com escala logarítmica que permite representar a espessura de filme a cada temperatura com a expressão (5).

$$h_{film} = A \times \left( \frac{U_1 + U_2}{2} \right)^B \quad (5)$$

Os parâmetros A e B são característicos do lubrificante e dependem da temperatura. Na Tabela 6 e Tabela 7- estão indicados os valores de A e B para ambos os óleos, a cada temperatura.

Tabela 6 - Valores de A e B para SynH

SynH	A	B
30 °C	13,239	0,649
50 °C	7,570	0,644
90 °C	2,066	0,689

Tabela 7 - Valores de A e B para SynL

SynL	A	B
30 °C	6,012	0,630
50 °C	2,449	0,680
90 °C	1,170	0,657

Para os ensaios com os óleos base, o procedimento é ligeiramente diferente dos ensaios com massa, uma vez que o óleo não é colocado na superfície do disco, mas sim no recipiente do tribómetro. Deve-se colocar óleo até que cubra metade da esfera, e em seguida colocar o disco, sem qualquer lubrificante na superfície.

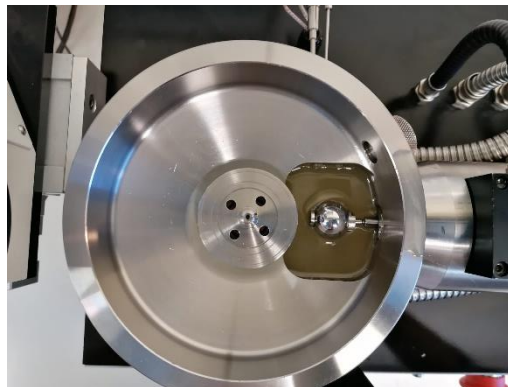


Figura 20 - Preparação Ensaio Óleos Base

### 3.1.4.3 3º Grupo de Ensaio: Espessura de Filme com Velocidade Constante

Aqui foram efetuadas medições de espessura de filme para a massa LiH à temperatura de 25 °C, em ensaios de velocidade 100, 1000 e 3000 mm/s, sem gaiola e com folgas de 0,002 e 0,004 in. Estes resultados são úteis para tentar perceber se a influência da gaiola no coeficiente de atrito é coerente com a que se verifica na espessura de filme, uma vez que as condições de ensaio utilizadas são semelhantes às do Grupo 8, apenas medindo espessura de filme em vez de coeficiente de atrito. Os parâmetros destes ensaios estão resumidos na Tabela 10.

Adicionalmente, uma vez que os resultados para a velocidade de 1000 mm/s foram satisfatórios, foram efetuados testes para essa mesma velocidade, alterando a temperatura para 50 °C.

#### 3.1.4.4 4º Grupo de Ensaios: *Stribeck Fully Flooded*

Neste grupo foram realizados ensaios com o objetivo de obter as curvas de *Stribeck* para a massa LiL em três temperaturas diferentes (30°C, 50°C e 90°C), utilizando discos de 3 rugosidades diferentes (0,005 µm, 0,1 µm e 0,5 µm). Foi utilizada em todos os ensaios a peça que direciona a massa para a zona de contacto, garantindo a alimentação constante de contacto com massa lubrificante.

A Figura 21 mostra o final de um ensaio *Stribeck Fully Flooded*, onde se pode verificar que a massa é constantemente encaminhada para a zona de contacto.



Figura 21 - Final de Ensaio *Stribeck Fully Flooded*

Os ensaios foram feitos com velocidade inicial de 50 mm/s e final de 2000 mm/s. A carga aplicada foi de 50 N.

#### 3.1.4.5 5º Grupo de Ensaios: *Stribeck Sem Gaiola*

Neste grupo as condições dos ensaios foram semelhantes às dos ensaios “*Stribeck Fully Flooded*”, mas sem utilizar a peça que direciona a massa para a zona de contacto. Desta forma simula-se o comportamento das massas num contacto sem gaiola, mas sem alimentação permanente.

#### 3.1.4.6 6º Grupo de Ensaios: *Stribeck para LiH e LiL, temperatura de 25 °C e 40 °C e Discos de Diferentes Rugosidades*

Aqui, foram realizados testes de atrito variando a velocidade, para as duas massas, utilizando discos com três rugosidades diferentes. Foram feitos ensaios a 25 °C e 40 °C.

Os discos utilizados foram os seguintes:

- Disco 1: Ra = 0,005 µm (*smooth*)
- Disco 2: Ra = 0,1 µm
- Disco 3: Ra = 0,5 µm

Em alguns dos ensaios, foi utilizado o direcionador de lubrificante, de forma a simular o contacto em condições *fully flooded*, garantindo a constante alimentação da zona de contacto. Esta peça só é possível de utilizar nos ensaios onde não são colocadas as peças da gaiola.

Tabela 8 - Parâmetros Ensaio Stribeck

Ensaio	1	2	3	4	5	6	7
Lubrificante	LiH	LiH	LiH	LiH	LiH	LiL	LiL
Carga [N]	50	50	50	50	50	50	50
Temperatura [°C]	25	25	25	40	40	40	40
Ra [ $\mu\text{m}$ ]	0,5	0,005	0,5	0,005	0,1	0,005	0,1
Folga [in]	SG	SG FF	0,002	SG	SG FF	SG FF	SG

#### 3.1.4.7 7º Grupo de Ensaio: Força de Atrito, para a massa LiH

Os primeiros ensaios realizados foram de força de atrito para a massa LiH, com velocidade e carga aplicada na esfera constantes, à temperatura de 25°C. Para cada velocidade, foram feitos ensaios sem gaiola, e também com as peças simuladoras da gaiola colocadas com folgas de 0,1 e 0,3 mm. Os parâmetros estão resumidos na Tabela 9.

Com esta gama de ensaios pretendeu-se estudar a influência que a gaiola e a dimensão da sua folga têm no atrito, a temperatura ambiente, para as velocidades estudadas.

Tabela 9 - Parâmetros Ensaio Velocidade Constante

Ensaio	1	2	3	4	5	6
Lubrificante	LiH	LiH	LiH	LiH	LiH	LiH
Temperatura [°C]	25	25	25	25	25	25
Carga [N]	50	50	50	50	50	50
Velocidade [mm.s <sup>-1</sup> ]	100	100	100	1000	1000	1000
Folga [mm]	SG	0,1	0,3	SG	0,1	0,3

#### 3.1.4.8 8º Grupo de Ensaio: Tração a 25 °C e Velocidade Constante com Novas Folgas

Este grupo de ensaios é semelhante ao anterior, tendo sido adicionada a velocidade de 3000 mm/s e alterado a carga para 20N. Nesta altura também foi disponibilizado o apalpa folgas, pelo que as folgas da gaiola utilizadas passaram a ser 0,002 e 0,004 in (0,051 e 0,102 mm respetivamente). Foram escolhidas estas folgas porque

correspondem a uma espessura de chapa suficientemente flexível, de forma a acompanhar a curvatura da esfera e das peças simuladoras da gaiola.

Tabela 10 - Parâmetros Ensaio Tração Velocidade Constante Novas Folgas

Ensaio	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Lubrificante	LiH	LiH	LiH	LiH	LiH	LiH	LiH	LiH	LiH
Temperatura [°C]	25	25	25	25	25	25	25	25	25
Carga [N]	20	20	20	20	20	20	20	20	20
Velocidade [mm.s <sup>-1</sup> ]	100	100	100	1000	1000	1000	3000	3000	3000
Folga [in]	SG	0,002	0,004	SG	0,002	0,004	SG	0,002	0,004

Para estes ensaios a carga aplicada foi reduzida para 20 N, com o intuito de poupar as pistas do disco. São ensaios que provocam muito desgaste, dado que é frequente haver falta de alimentação e contacto direto entre as superfícies, e são necessárias muitas utilizações.

## 3.2 Resultados

### 3.2.1 Análise de Espessura de filme das massas lubrificantes e óleos base

Em primeiro lugar, é interessante analisar se as curvas obtidas experimentalmente são coerentes com os valores teóricos. A Figura 22 e a Figura 23 apresentam as curvas de espessura de filme, para ambos os óleos base, às temperaturas de 30, 50 e 90 °C.

Verifica-se que para velocidades baixas, os valores medidos são sempre irregulares e desviantes da curva teórica. Verifica-se também uma redução drástica da espessura de filme do óleo *SynH*, na temperatura de 30 °C, para velocidades superiores a 1000 mm/s. O mecanismo que leva a esta redução não é bem entendido, terá havido algum fator que a esta temperatura levou a falta de alimentação no contacto.

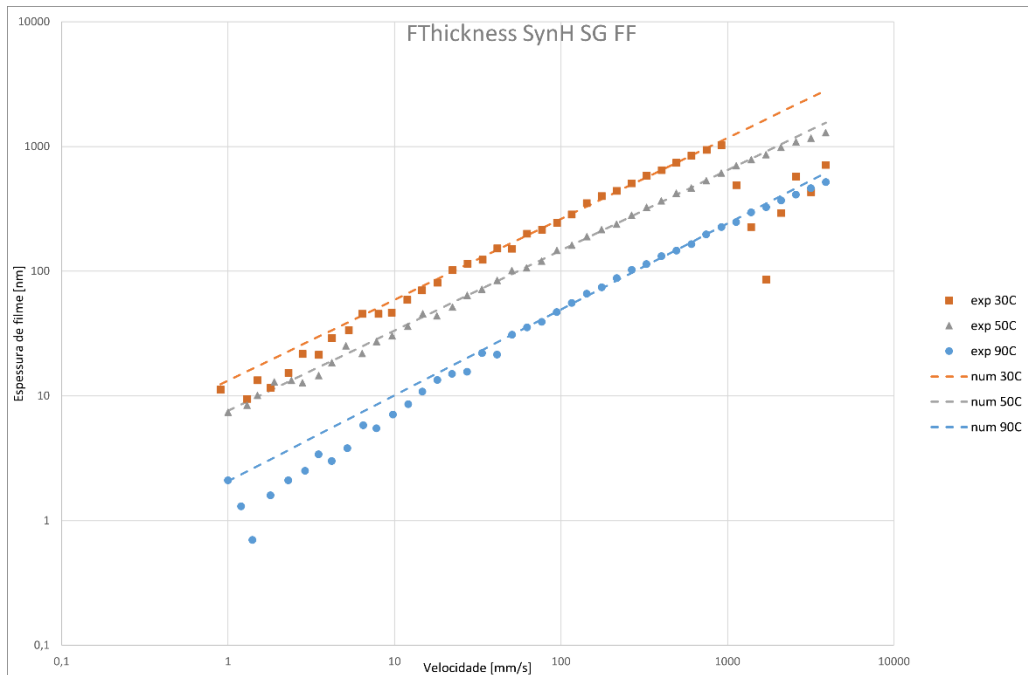


Figura 22 - Espessura de Filme SynH Full Flooded Experimental vs. Numérico

No caso do óleo SynL, que é de menor viscosidade, apresentou valores extremamente irregulares para baixas velocidades a 90 °C, que não foram incluídos nas curvas. Isto pode-se dever ao facto de a baixa viscosidade do óleo, combinada com alta temperatura, fazer com que o filme lubrificante não tenha capacidade de carga.

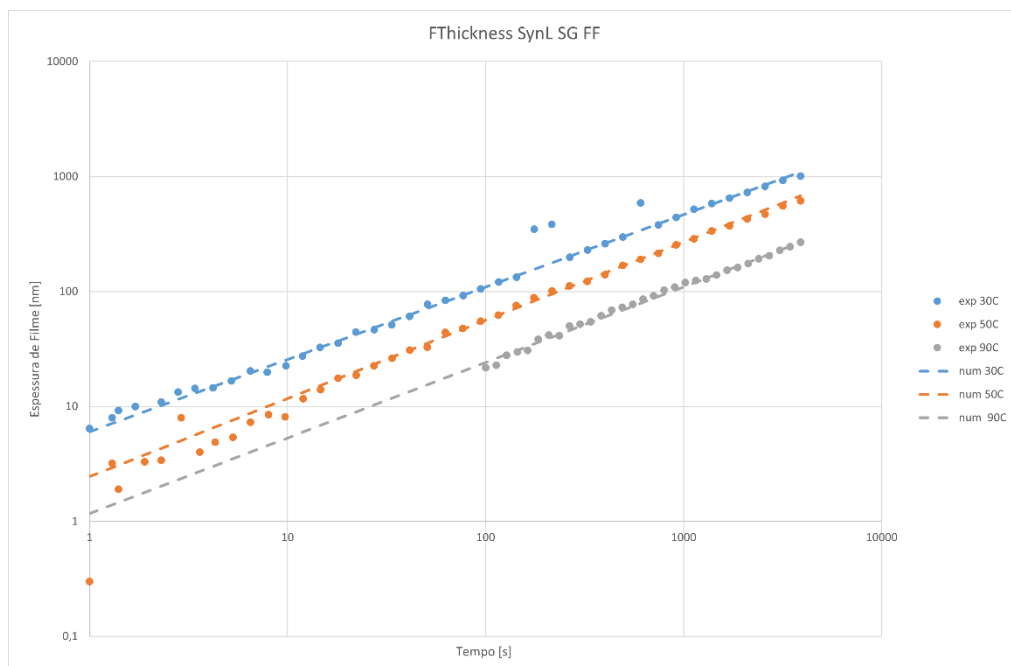


Figura 23 - Espessura de Filme SynL Fully Flooded Experimental vs. Numérico

Em seguida, na Figura 24 e Figura 25, são apresentadas curvas de espessura de filme em função da velocidade para as massas lubrificantes em condições sem gaiola, e a comparação com as curvas numéricas dos seus óleos base às mesmas temperaturas.

Para ambas as massas, verifica-se que na fase inicial, com velocidades baixas, não são os óleos base que determinam os mecanismos de alimentação. Pensa-se que a espessura de filme nesta fase é superior à dos óleos base devido a camadas de espessante que se formam no contacto. De um modo geral também se verifica que as curvas são mais irregulares para massa do que para óleo.

Aumentando a velocidade, verifica-se que há uma aproximação entre os valores das massas e respetivos óleos base, dando a entender que são os óleos base que são responsáveis pela capacidade de carga. Mas de um modo geral, para qualquer temperatura, a espessura de filme da massa em condições *fully flooded* é superior à do óleo tanto em baixas como em altas velocidades.

Para a massa LiL, os princípios são os mesmos, mas os valores obtidos são bastante dispares em todas as fases. Apenas para velocidades superiores a 100 mm/s, nas temperaturas de 30 e 50 °C é que se consegue visualizar uma relação entre os valores das massas e óleos base. No entanto, a diferença entre eles é consideravelmente maior que no caso das massas LiH.

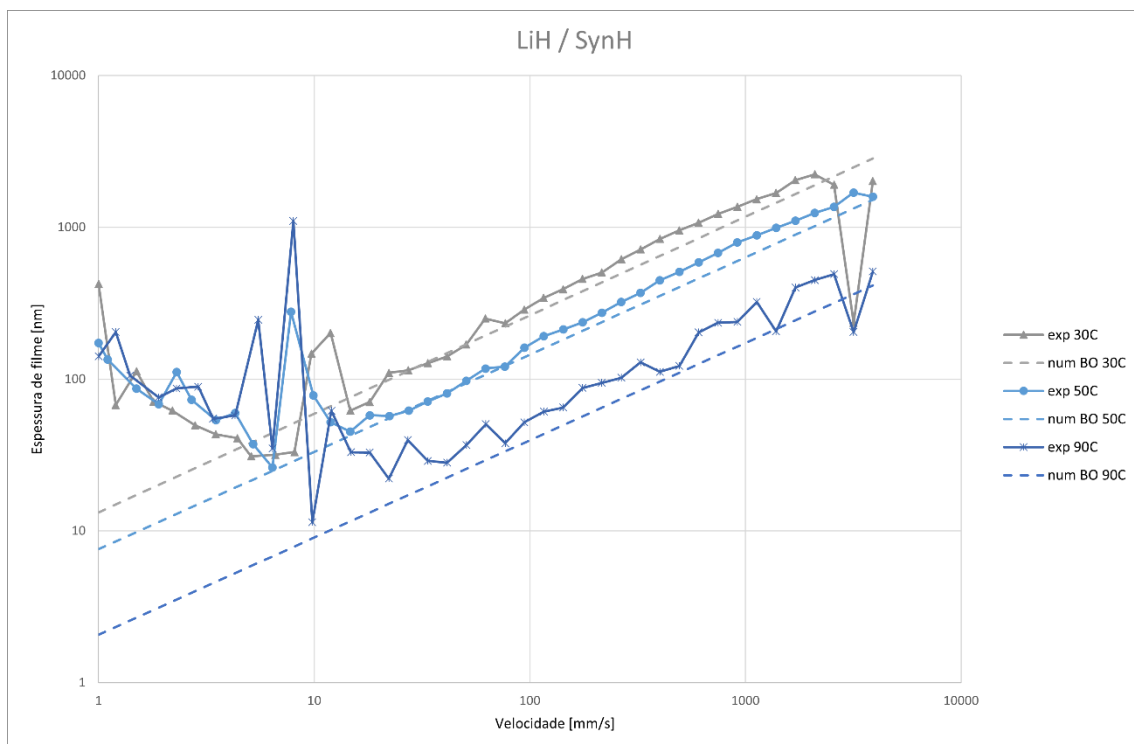


Figura 24 - Análise Comparativa LiH e SynH

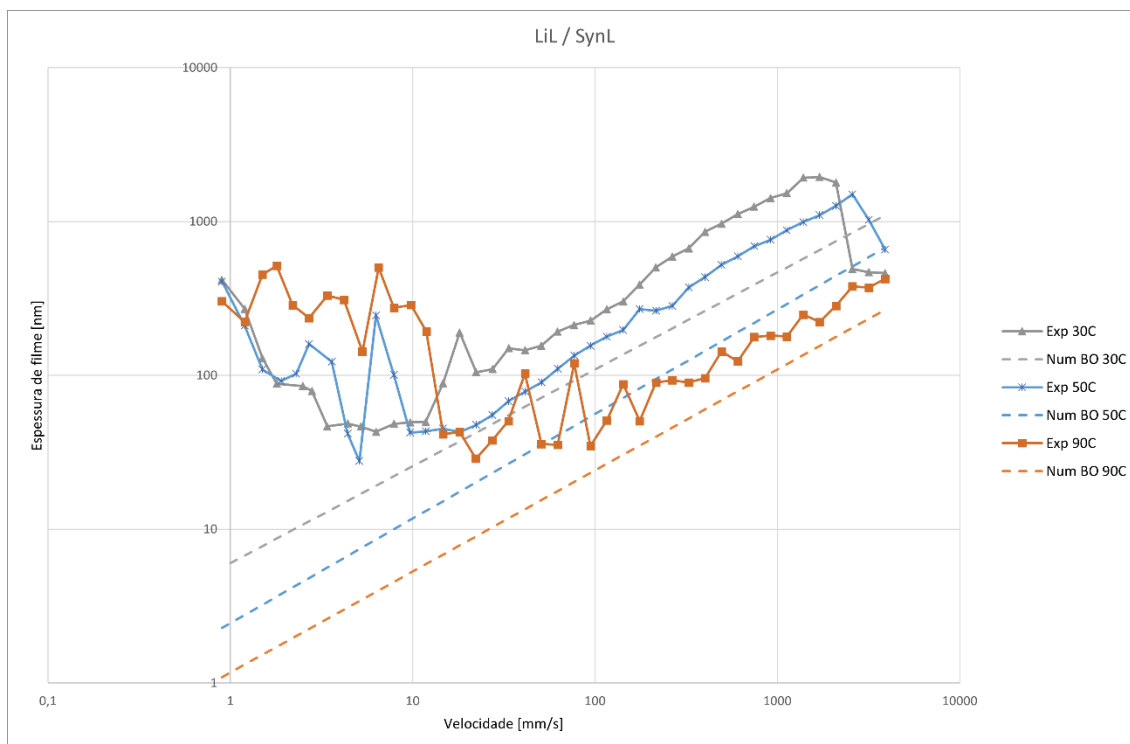


Figura 25 - Análise Comparativa LiL e SynL

Os resultados obtidos vão de encontro aos encontrados por outros autores [14], confirmando que, em condições de baixa velocidade, o espessante das massas lubrificantes tem uma contribuição significativa na formação de filme lubrificante.

### 3.2.2 Curvas de Espessura de Filme Variando a Velocidade

Neste grupo de resultados são apresentadas as curvas de espessura de filme variando a velocidade, para ambas as massas, às temperaturas de 30, 50, e 90 °C. Cada gráfico tem representadas duas curvas, correspondentes a uma medição em condições sem gaiola e *fully flooded*, e com a gaiola colocada com uma folga de 0,002 in. Estes resultados estão representados entre a Figura 26 e a Figura 30.

Analisando, em primeiro lugar, os resultados para a massa LiH, verifica-se que a gaiola provoca uma diminuição da espessura de filme para velocidades elevadas, sensivelmente a partir dos 500 mm/s, sendo que as medições perdem linearidade, e começam a apresentar valores irregulares. Este efeito é menos visível para a temperatura de 50 °C. Uma possível justificação para este acontecimento pode ser que, para velocidades elevadas, as peças simuladoras da gaiola causem uma restrição à chegada de lubrificante à zona de contacto.

Passando para os resultados da massa LiL, a tendência de a gaiola fazer diminuir a espessura de filme para velocidades elevadas mantém-se, mas é de salientar que para as temperaturas de 30 e 50 °C, para velocidades baixas, a presença da gaiola leva a valores de espessura de filme mais elevados.

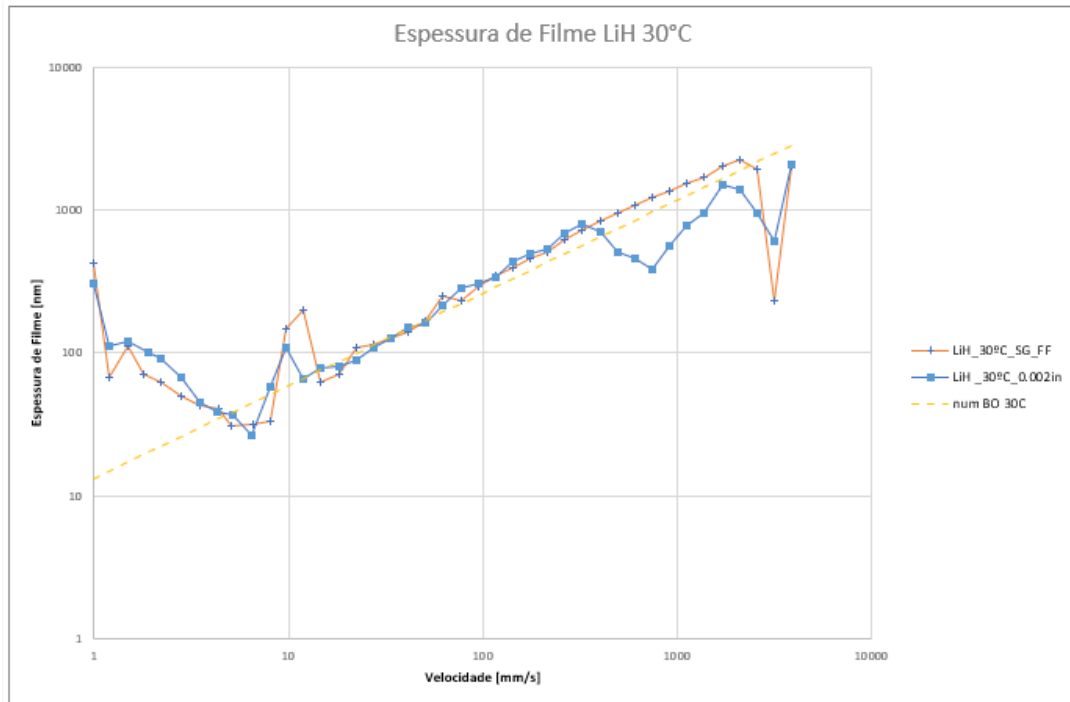


Figura 26 - Espessura de Filme LiH 30 °C

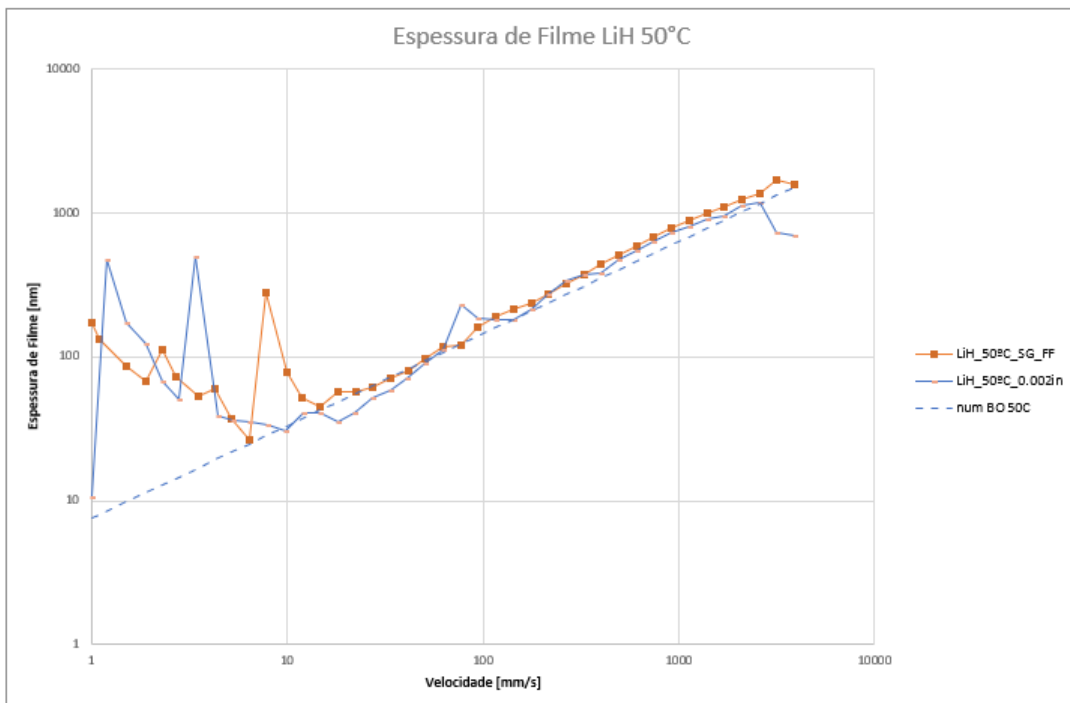


Figura 27 - Espessura de Filme LiH 50 °C

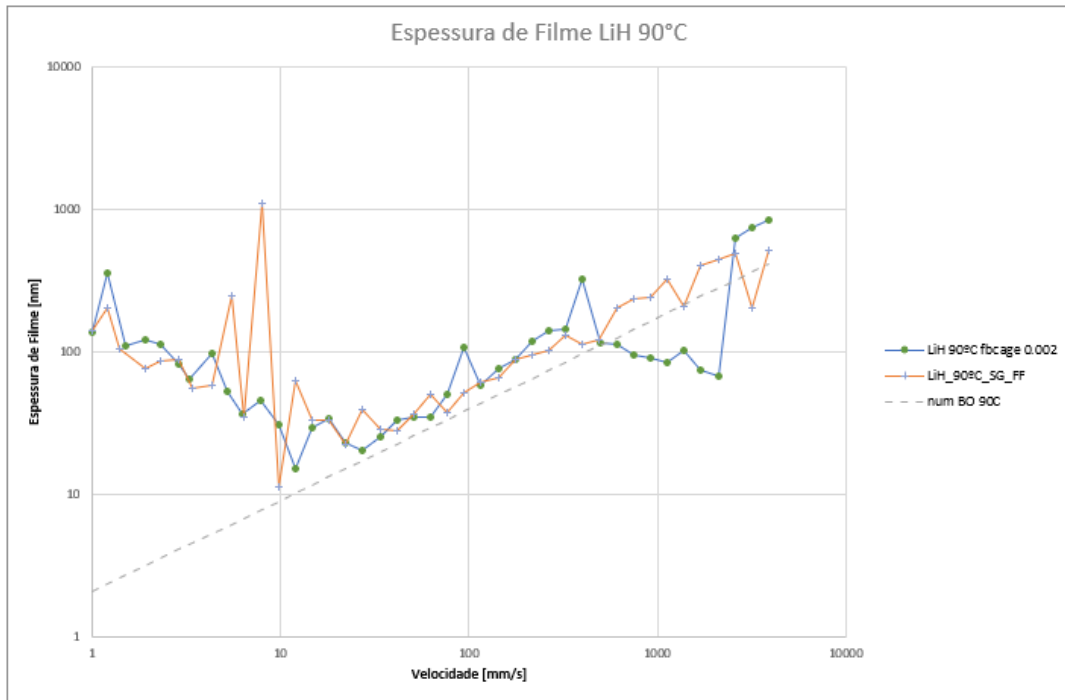


Figura 28 - Espessura de Filme LiH 90 °C

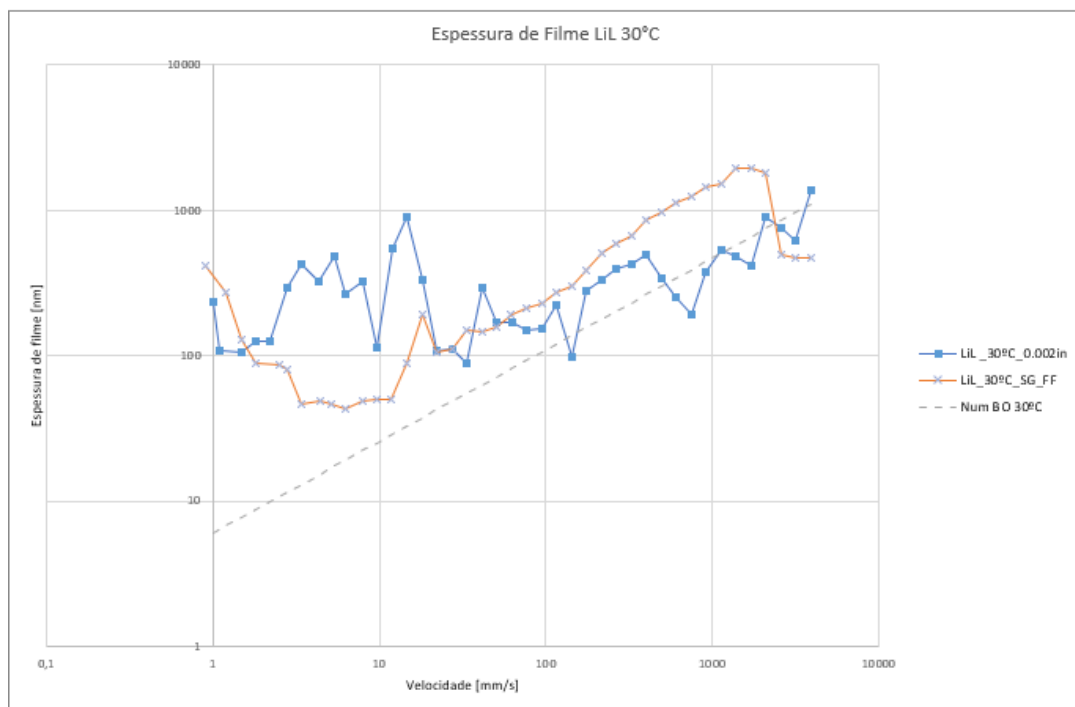


Figura 29 - Espessura de Filme LiL 30 °C

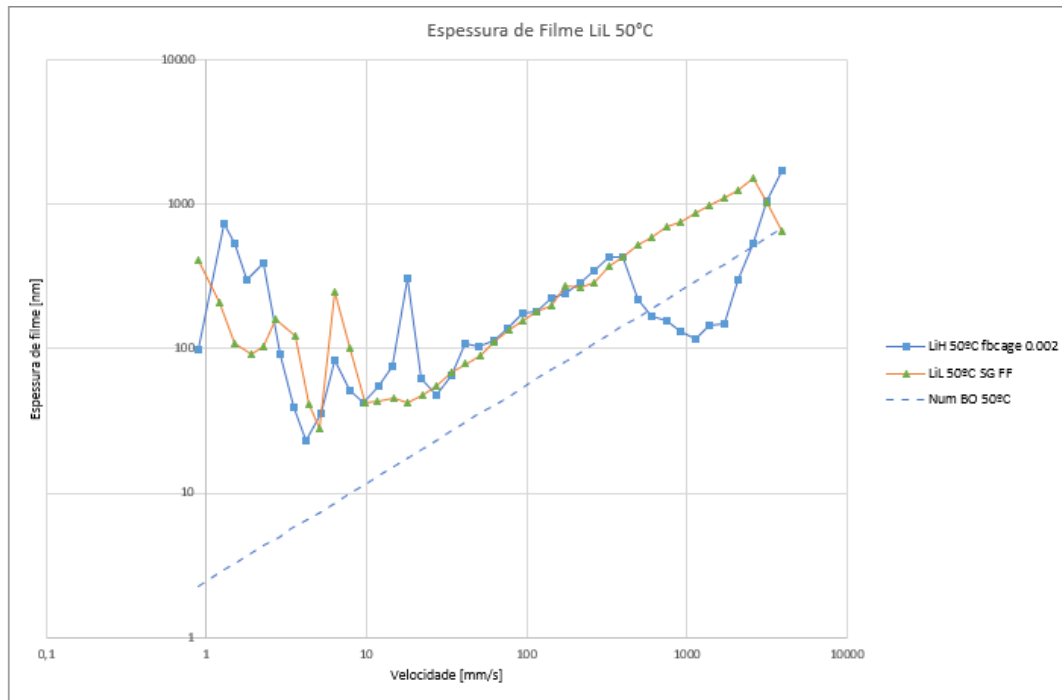


Figura 30 - Espessura de Filme LiL 50 °C

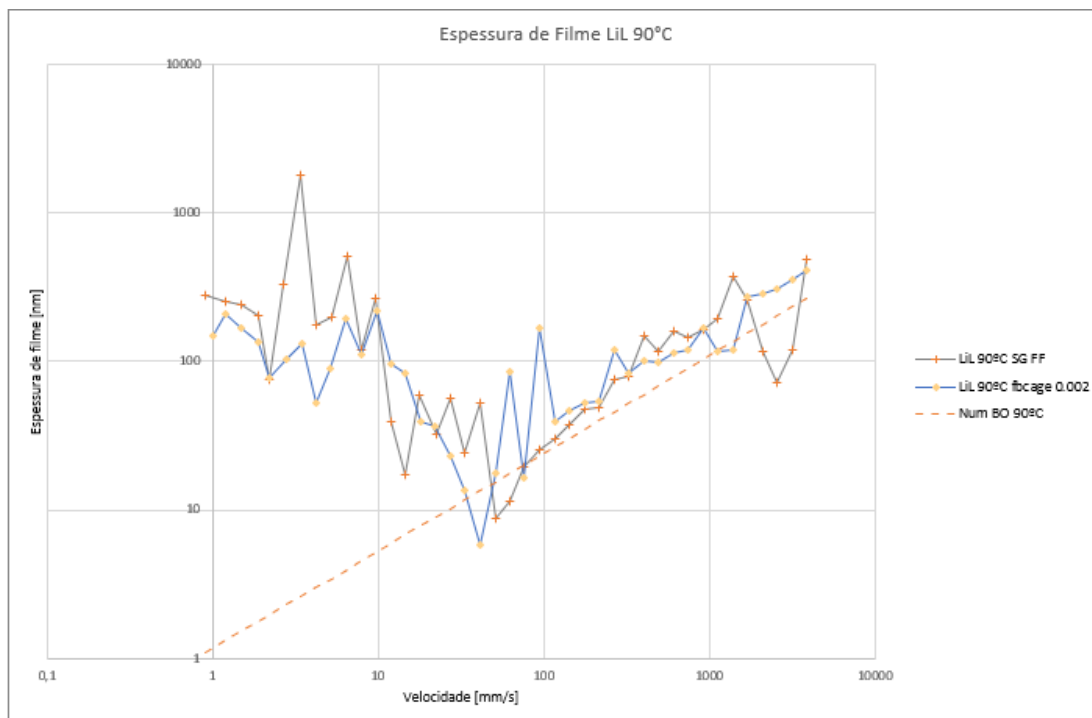


Figura 31 - Espessura de Filme LiL 90°C

Concluindo, verifica-se que a presença da gaiola antecipa o momento de falta de alimentação (starvation), em todos os casos exceto para a massa LiH a 50°C, onde este

fenômeno não é detetável. Os valores da massa LiL a 90°C são de muito difícil interpretação, dada a sua irregularidade.

Os resultados aqui obtidos vão de encontro aos obtidos nos trabalhos realizados em [29], uma vez que verificaram que com a utilização da gaiola com folgas mais apertadas, o ponto de lubrificação limite é retardado até velocidades muito superiores.

### 3.2.3 Espessura de Filme com Velocidade Constante

Os ensaios de espessura de filme foram realizados para três velocidades diferentes, e os resultados estão representados entre a Figura 32 e a Figura 35. Começando pela velocidade de 100 mm/s, verifica-se que a presença da gaiola leva a espessuras de filme inferiores, sendo que as medições com folga de 0,002 mm apresentam valores bastante

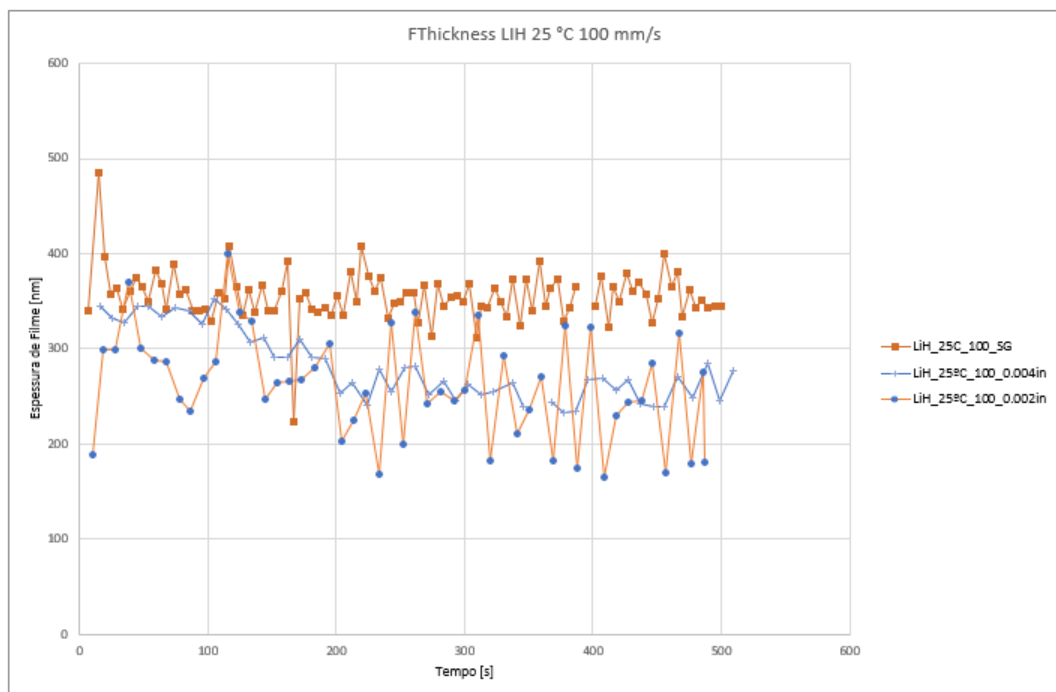


Figura 32 - Espessura de Filme LiH 25 °C 100 mm/s

irregulares, e bastante próximos dos da folga de 0,004 mm.

Quanto às curvas de velocidade 1000 mm/s, todas as curvas apresentam valores iniciais muito elevados, e verifica-se que quando estabilizam, a folga de 0,02 in dá origem à curva com valores de espessura de filme mais elevados. Ainda assim, avançando um pouco mais no tempo, a curva sem gaiola acaba por apresentar os valores de espessura de filme mais elevados. Neste caso, a folga de 0,04 in dá origem à curva com menor espessura de filme.

No que toca aos resultados de velocidade 3000 mm/s, as curvas com a presença da gaiola são de muito difícil interpretação, dada a irregularidade dos valores. No entanto,

praticamente todos os pontos das curvas com a presença da gaiola revelam uma espessura de filme superior aos da curva sem gaiola.

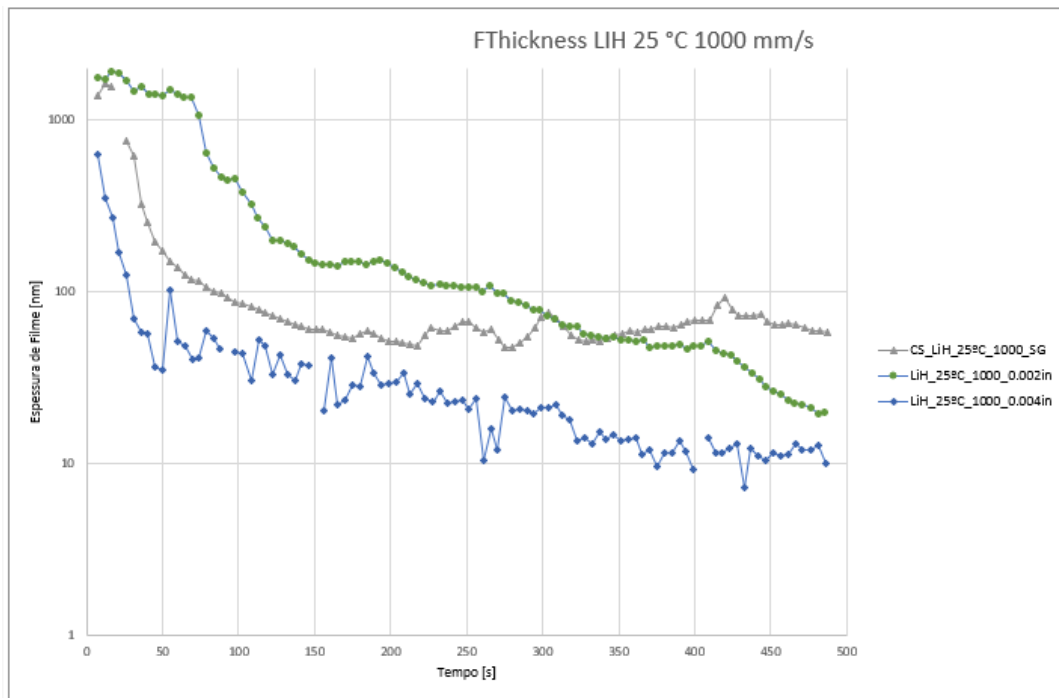


Figura 33 - Espessura de Filme LiH 25 °C 1000 mm/s

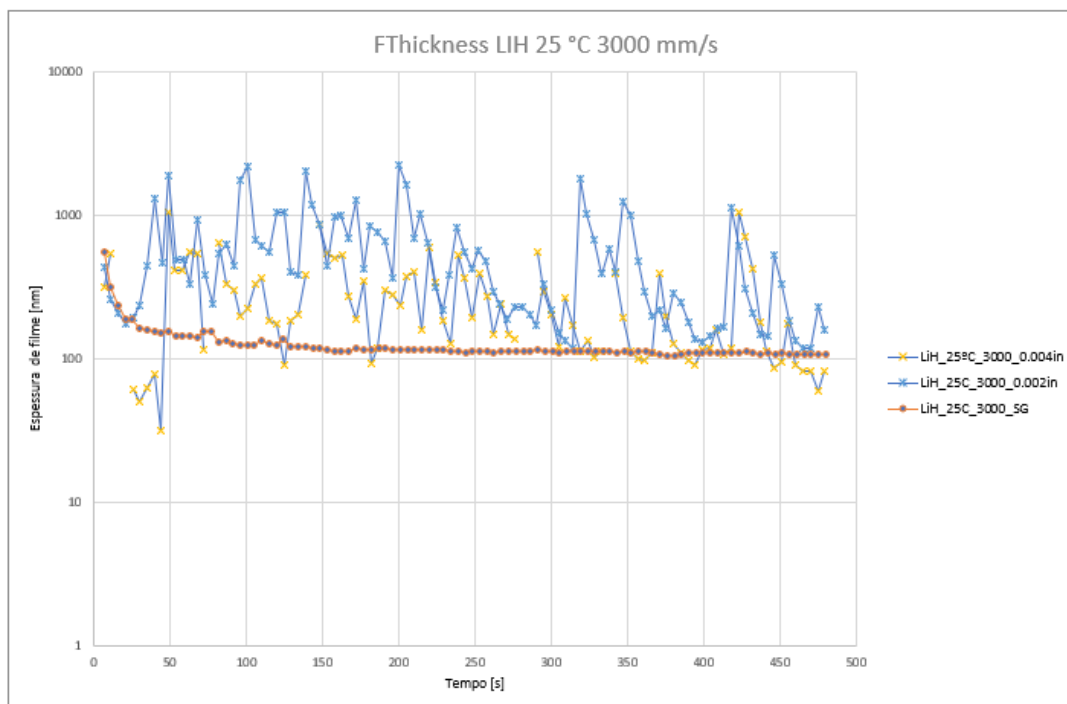


Figura 34 - Espessura de Filme LiH 25 °C 3000 mm/s

Uma vez que os ensaios com velocidade de 1000 mm/s foram os mais satisfatórios em termos de repetibilidade e interpretação de resultados, decidiu-se repeti-los para uma temperatura diferente (50 °C), para verificar se as tendências se mantinham.

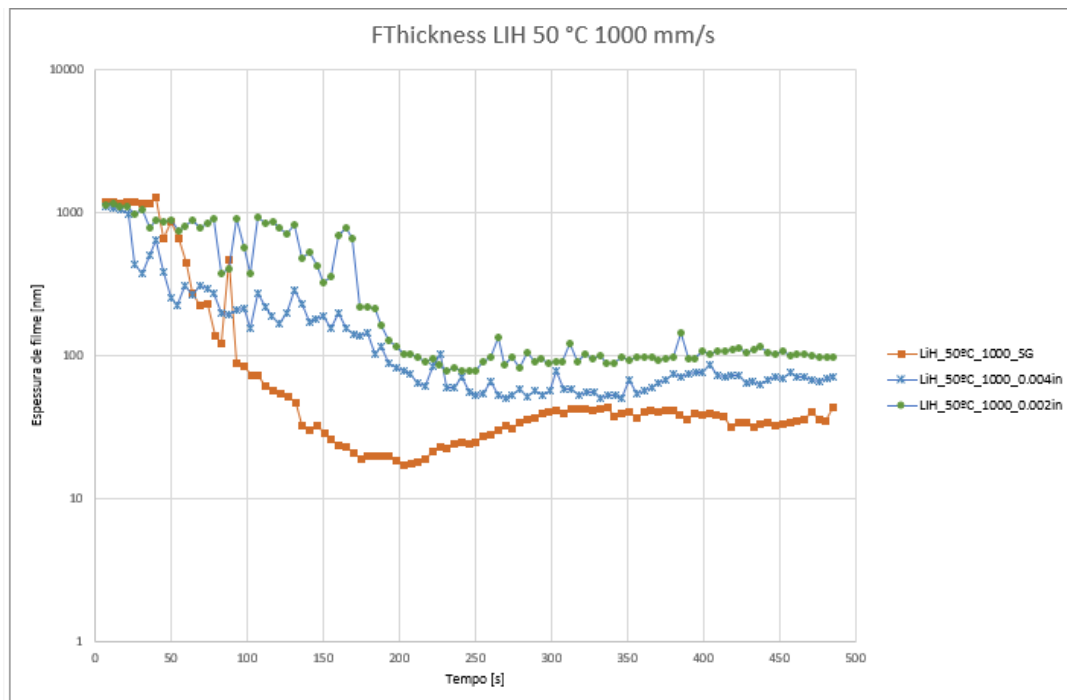


Figura 35 - Espessura de Filme LiH 50 °C 1000 mm/s

Verifica-se que as tendências se mantêm para 50 °C, aumentando a irregularidade dos resultados para as velocidades mais baixas (efeito *churning*, na fase inicial de alimentação do contacto). A folga de 0,002 in dá origem aos valores mais elevados de espessura de filme, sendo aqui perfeitamente visível que a presença da gaiola favorece a espessura de filme, para estas condições.

### 3.2.4 *Stribeck Fully Flooded*

Os ensaios de coeficiente de atrito variando a velocidade foram feitos para a massa LiI, para as temperaturas de 30, 50 e 90 °C, utilizando três discos de rugosidades diferentes, com alimentação constante de lubrificante. Os resultados estão representados na Figura 37, Figura 36 e Figura 38.

Verifica-se, em todas as temperaturas, que o coeficiente de atrito aumenta com o aumento da rugosidade do disco, sendo que todos os ensaios com disco de rugosidade 0,5  $\mu\text{m}$  demonstram uma diminuição mais acentuada de coeficiente de atrito com o aumento da velocidade, enquanto que o disco liso (*smooth*) e o de rugosidade 0,1  $\mu\text{m}$  apresentam uma menor variação de valores. Com o aumento da rugosidade, o  $\lambda$  aproxima-se de regime filme limite e o contacto entre as superfícies é mais frequente.

Para as temperaturas de 50 e 90 °C, verifica-se que, para velocidades elevadas há um aumento do coeficiente de atrito. Este acontecimento não era expectável, uma vez que todos os ensaios foram realizados em condições *fully flooded*, garantindo a alimentação de lubrificante na zona de contacto.

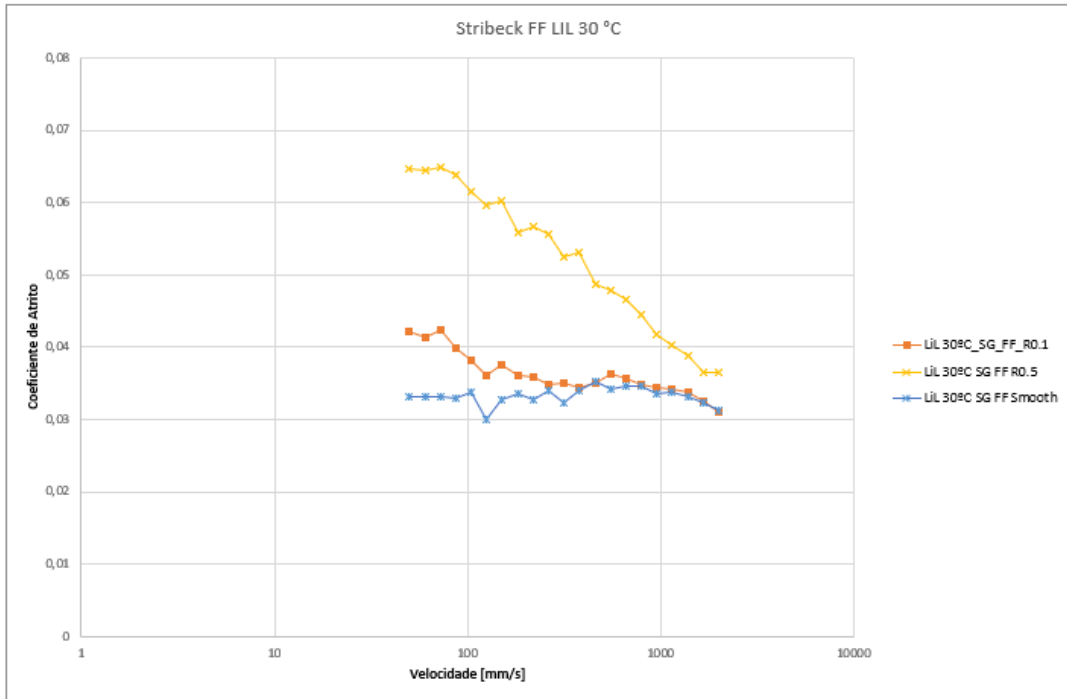


Figura 37 - Stribeck FF LiL 30 °C

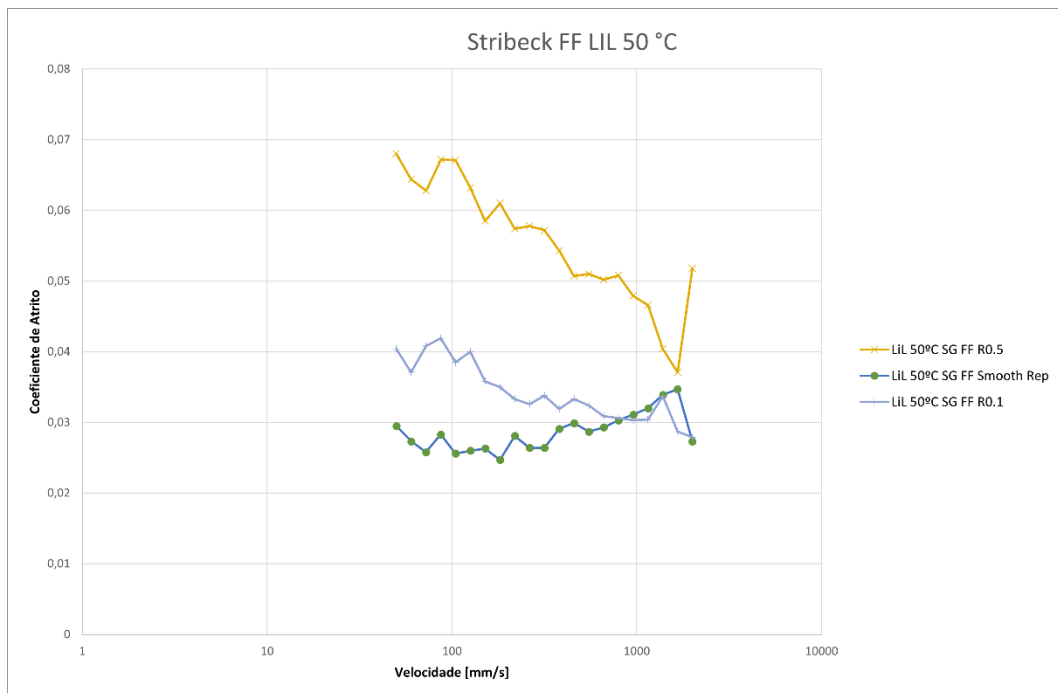


Figura 36 - Stribeck FF LiL 50 °C

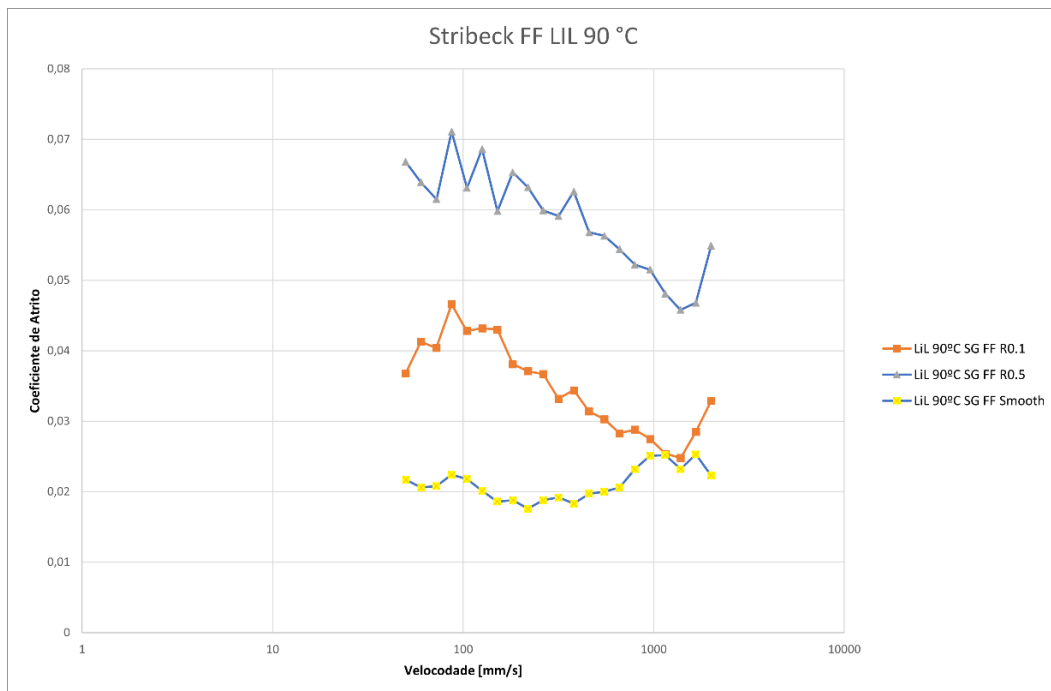


Figura 38 - Stribeck FF LiL 90 °C

### 3.2.5 Stribeck sem Gaiola

Os resultados dos ensaios de *Stribeck* sem gaiola demonstram as mesmas tendências que os ensaios *fully flooded*, sendo que, de modo geral, as curvas sem gaiola são mais irregulares.

Outro aspeto que se verifica neste conjunto de ensaios é que, existe uma subida abrupta de coeficiente de atrito para velocidades elevadas, sensivelmente a partir dos 1500 mm/s. Este acontecimento é mais expressivo para as temperaturas de 30 e 50 °C. Neste caso é compreensível que haja falta de alimentação de lubrificante no final dos ensaios, visto que esta não era garantida pelo arrastador. No entanto, estas subidas não são coerentes com as verificadas nos ensaios *fully flooded*, visto que são mais expressivas para as temperaturas mais baixas, enquanto que nos ensaios *fully flooded* aconteceram para as temperaturas mais elevadas.

Estes resultados podem ser verificados na Figura 39, Figura 40 e Figura 41.

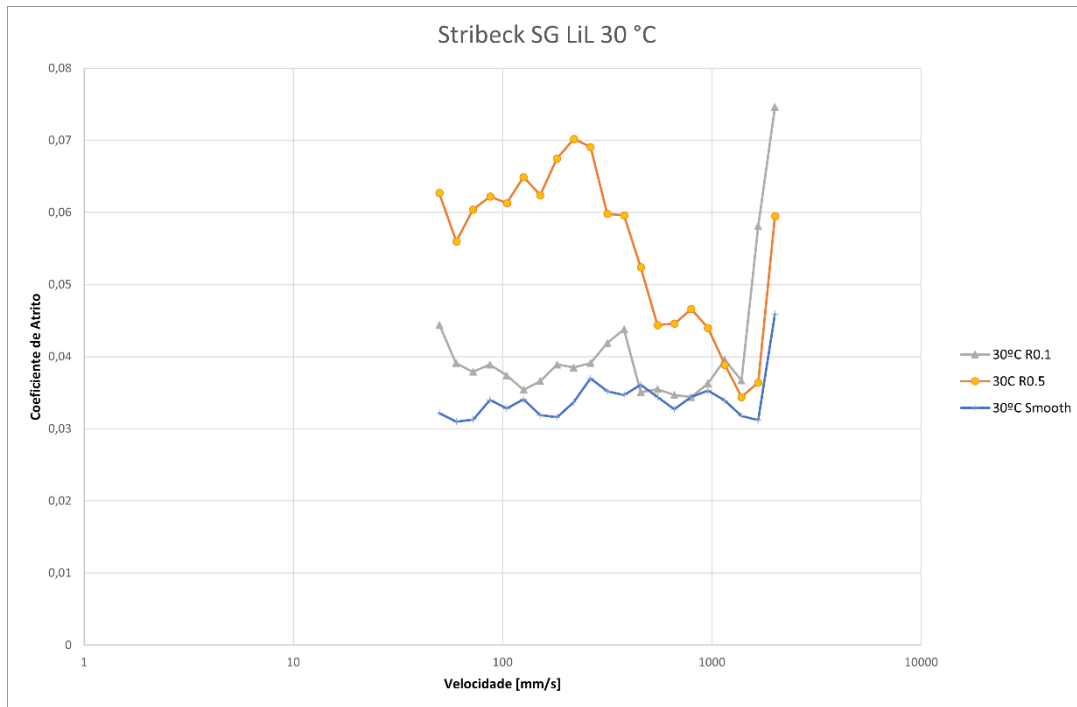


Figura 39 - Stribeck SG 30 °C

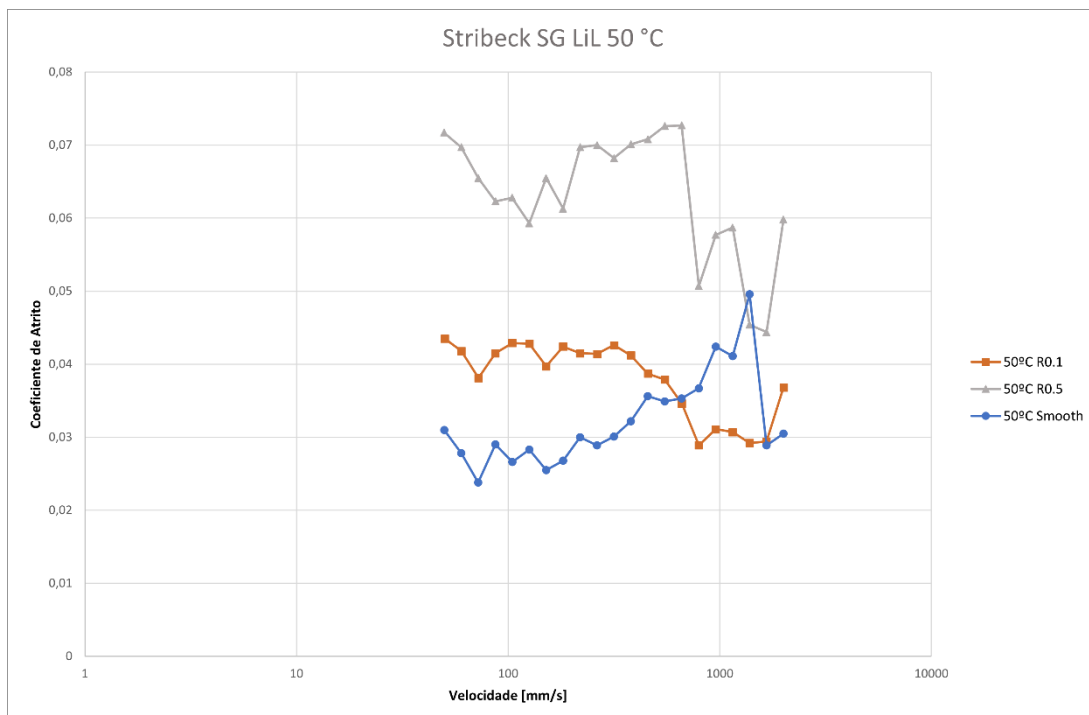


Figura 40 - Stribeck SG LiL 50 °C

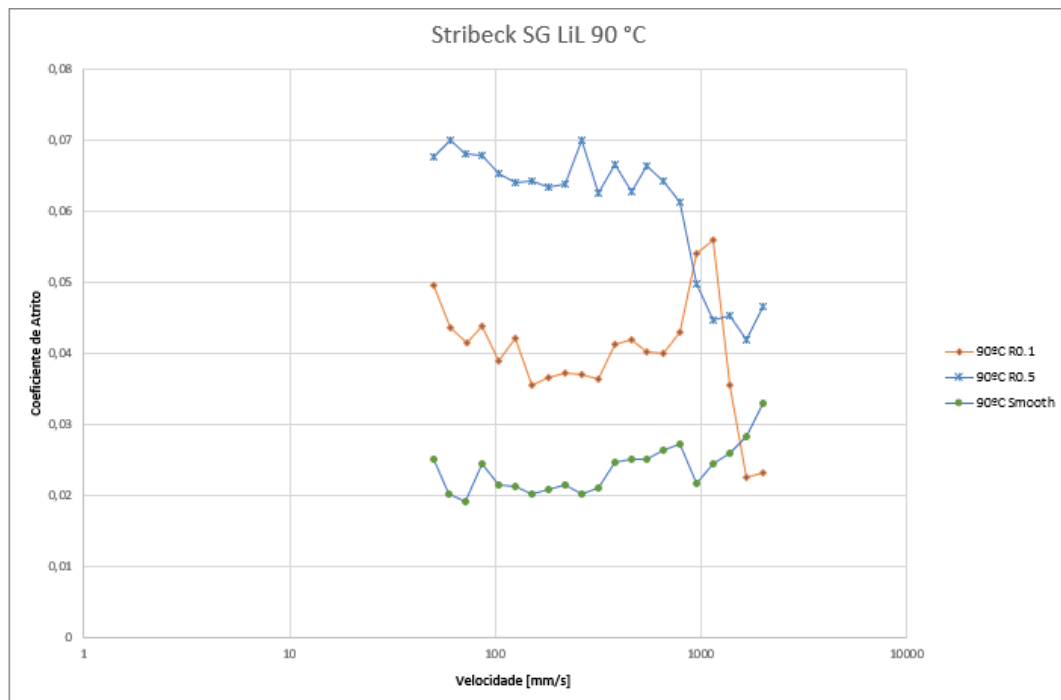


Figura 41 - Stribeck SG LiL 90 °C

Comparando estas curvas com as de espessura de filme, também para a massa LiL, com as mesmas temperaturas (Figura 29 - Espessura de Filme LiL 30 °C Figura 29 a Figura 31), verifica-se que as subidas de coeficiente de atrito acontecem sensivelmente à mesma velocidade em que se verificam as descidas de espessura de filme (falta de alimentação - *starvation*), salientando a coerência dos resultados.

### 3.2.6 Força de Atrito para a massa LiH

Passando para a análise dos ensaios de força de atrito, os resultados para as velocidades de 100 e 1000 mm/s não são concordantes, visto que para 100 mm/s a presença da gaiola faz diminuir a força de atrito, sendo que na maior parte dos pontos a folga mais apertada (0,1 mm) corresponde a uma força de atrito menor. No entanto, para a velocidade de 1000 mm/s, a menor força de atrito verifica-se para a folga de 0,3 mm, e a folga de 0,1 mm leva a forças de atrito superiores ao ensaio sem gaiola.

Para além disso, verifica-se que em todos os ensaios, com exceção daquele em que a velocidade é 1000 mm/s com folga de 0,3 mm, a força de atrito aumenta ao longo do tempo, indicando uma progressiva falta de alimentação de lubrificante no contacto. Este aumento é mais notável nos ensaios de 1000 mm/s, possivelmente devido à fuga de lubrificante causada pela força centrífuga.

Estes resultados estão identificados na Figura 42 para 100 mm/s, e na Figura 43 para 1000 mm/s.

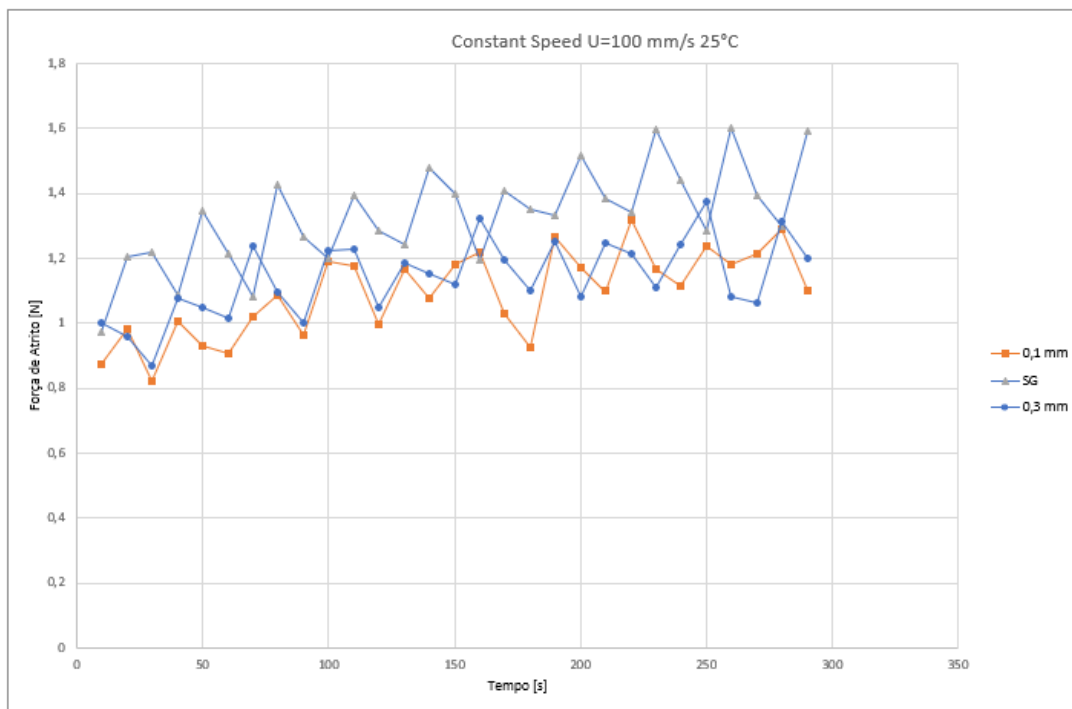


Figura 42 - Força de Atrito, LiH, U = 100 mm/s 25°C

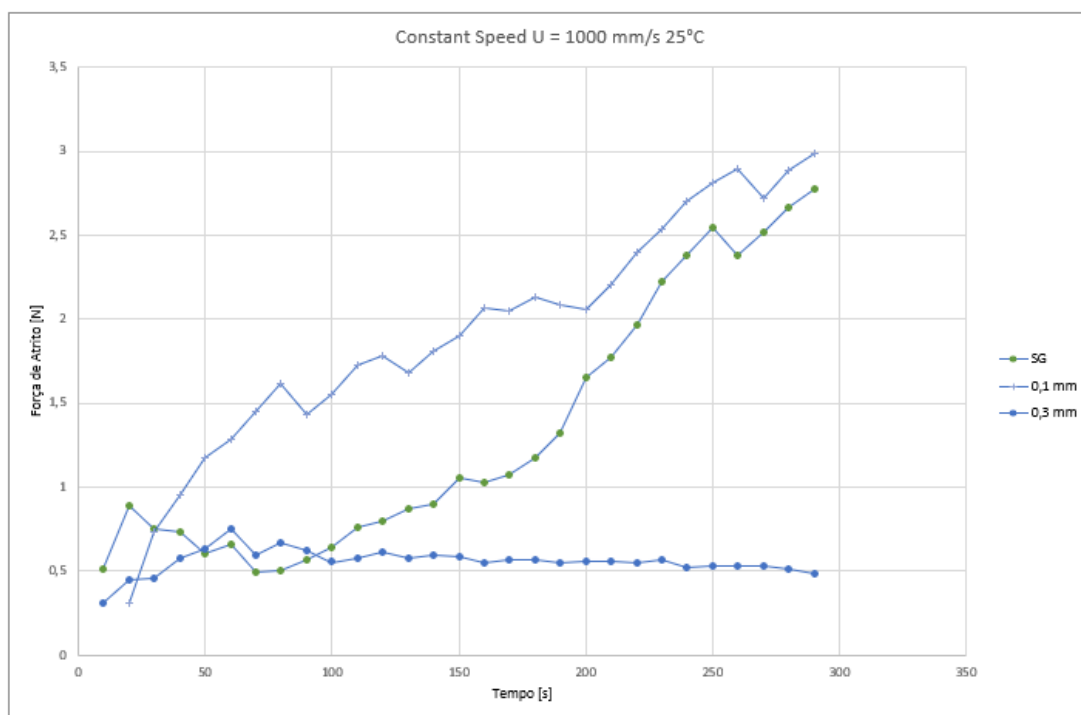


Figura 43 - Força de Atrito, LiH, U = 1000 mm/s 25°C

O facto de a força de atrito reduzir ao longo do tempo para a velocidade de 1000 mm/s com folga de 0,3 mm, pode dever-se a que essa dimensão de folga permita que fique

lubrificante retido na zona de contacto, sem restringir demasiado a esfera. No entanto, o mecanismo que leva a este efeito não é facilmente identificável com estes ensaios.

### 3.2.7 Curvas de Atrito com Velocidade Constante

Aqui são analisados os resultados das curvas de coeficiente de atrito com velocidade constante, cujos ensaios foram realizados a 100, 1000 e 3000 mm/s. Os resultados destes ensaios estão presentes na Figura 44, Figura 45 e Figura 46.

Começando por analisar a velocidade de 100 mm/s, verifica-se que a folga de 0,002 in provoca a maior força de atrito, enquanto que a folga de 0,004 in leva a uma força de atrito menor que a situação sem gaiola, em praticamente todos os pontos.

Pode-se concluir que, para esta velocidade, a presença da gaiola é benéfica, mas a folga de 0,002 in é demasiado restritiva.

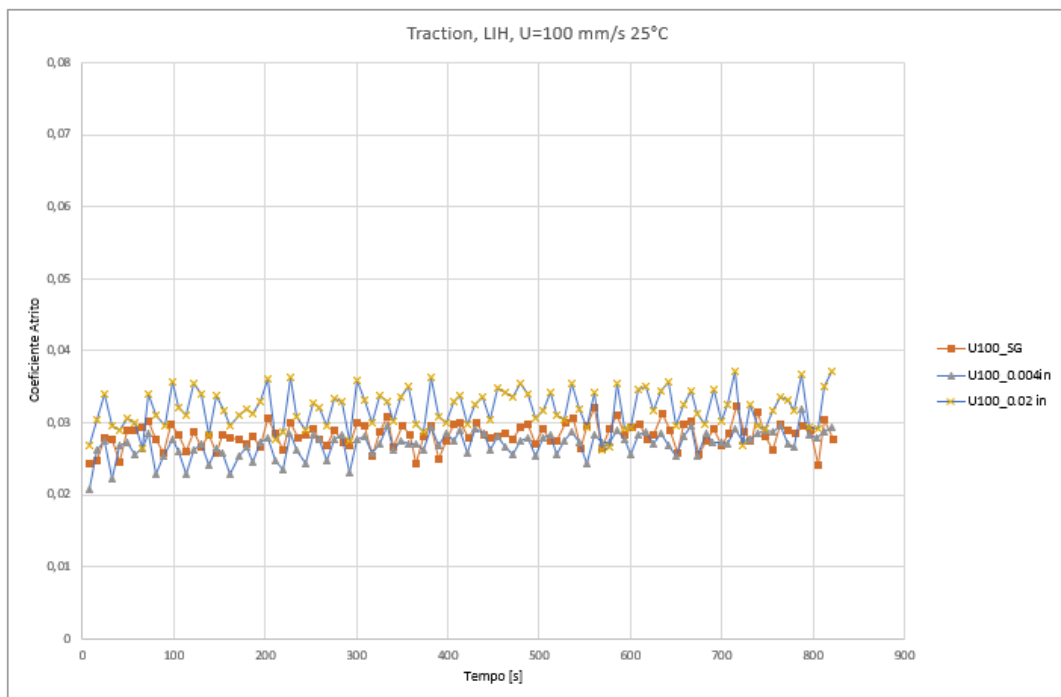


Figura 44 - Traction, LiH, 100 mm/s 25°C

Quanto às velocidades de 1000 mm/s e 3000 mm/s, é bastante claro que a presença da gaiola leva a um menor atrito no contacto, sendo a folga de 0,004 in a que leva a melhores resultados. Mantém-se a justificação de que a folga de 0,002 pode restringir o movimento da gaiola. No entanto, para estas velocidades, a presença da gaiola com folga de 0,002 in produz menor atrito que a ausência de gaiola.

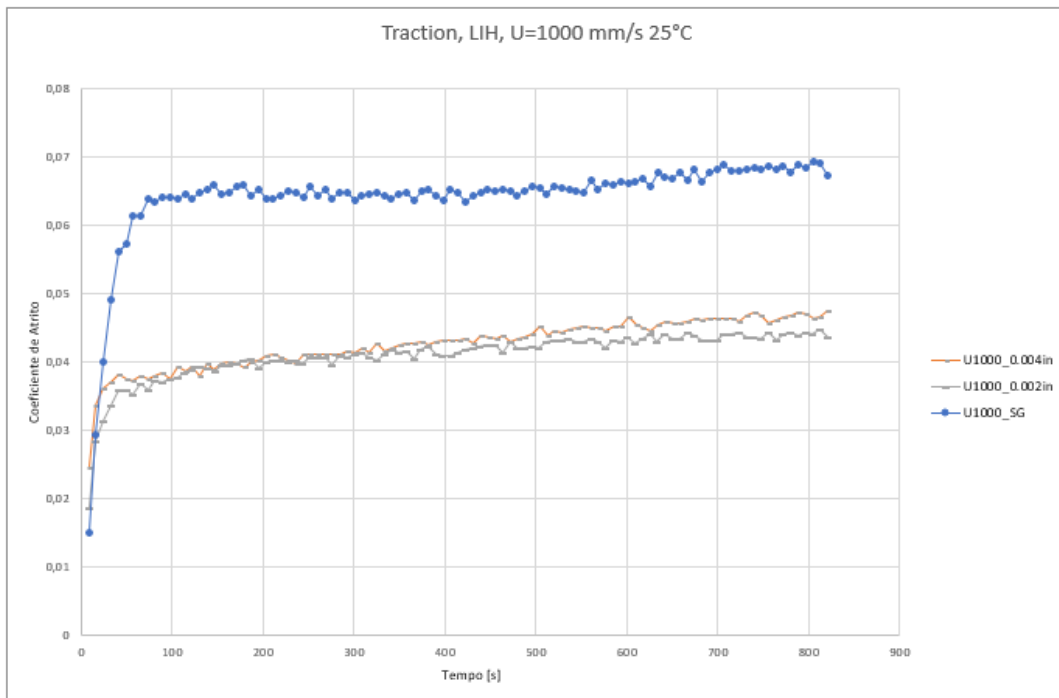


Figura 45 - Traction, LIH, 1000 mm/s 25°C

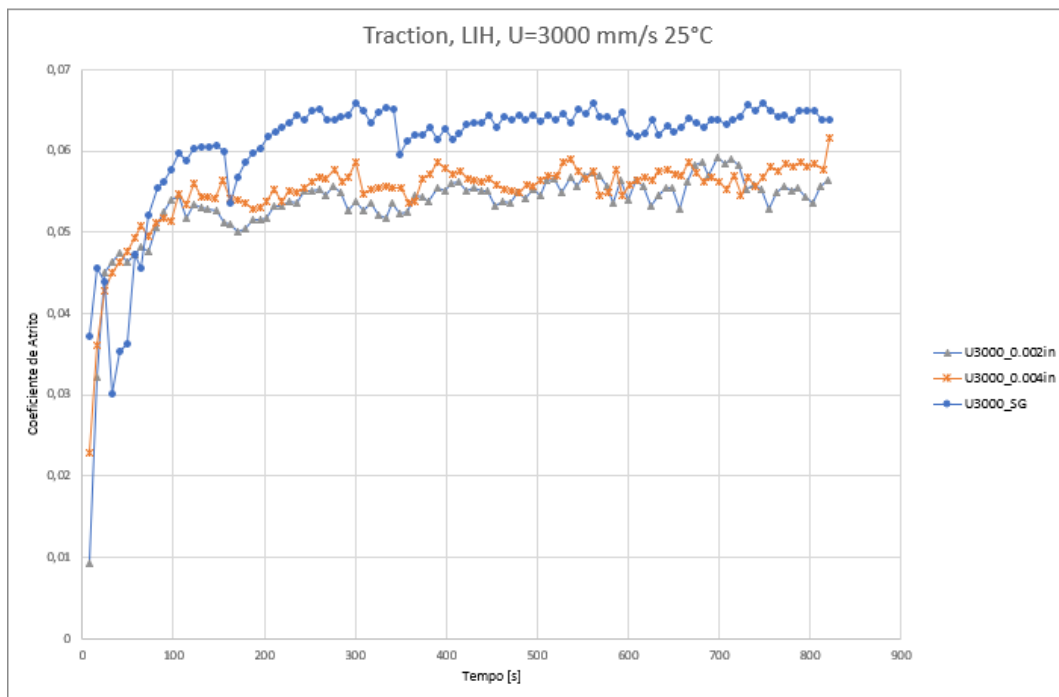


Figura 46 - Traction, LIH, 3000 mm/s 25°C

# CONCLUSÕES

- 4.1 CONCLUSÕES
- 4.2 PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS



## 4 CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS

### 4.1 CONCLUSÕES

Concluída a análise dos resultados experimentais, confirma-se a dificuldade em entender os mecanismos de lubrificação que acontecem em contactos lubrificados por massa, aspeto já relatado por vários autores citados na revisão bibliográfica. Ainda assim, como aspeto positivo, é de realçar a coerência obtida entre a maioria dos resultados, assim como verificações semelhantes às efetuadas por outros autores.

Dado a natureza irregular e falta de linearidade da maior parte dos resultados obtidos, torna-se difícil retirar conclusões claras acerca do efeito da gaiola. No entanto, foram verificadas algumas tendências que são importantes de referir dada a sua relevância:

1. Verificou-se, a partir de uma análise comparativa de espessura de filme variando a velocidade entre as massas lubrificantes e os seus óleos base, que existe uma gama de velocidades em que os óleos base são responsáveis pela formação de filme lubrificante, dado o paralelismo evidente entre as curvas. No entanto, para velocidades reduzidas, os valores de espessura de filme das massas lubrificantes divergem dos valores dos óleos base, acreditando-se que seja por causa da intervenção do espessante. Nesta situação a espessura de filme das massas é mais elevada que a do óleo, algo também já reportado por outros autores citados.
2. Nos ensaios de espessura de filme com velocidade constante, foi possível concluir com clareza que a presença da gaiola leva a espessuras de filme mais elevadas. Contudo, dada a natureza irregular das curvas de espessura de filme, não ficou claro, principalmente para velocidades elevadas, qual das dimensões das folgas dá origem a maior espessura de filme. Acredita-se que a presença da gaiola permite que haja mais massa disponível nas imediações do contacto, contribuindo assim para uma melhor alimentação.
3. Para ensaios de atrito com velocidade constante, a presença da gaiola revelou baixar o coeficiente de atrito, sendo que a menor folga testada (0,002 in) revelou ser mais prejudicial neste aspeto, aumentando a força de atrito em relação à maior folga (0,004 in). Acredita-se que se deve ao facto de a folga de 0,002 in restringir o movimento da esfera. Ainda assim, em alguns ensaios, foram obtidos valores de menor coeficiente de atrito com folga de 0,002 in, comparativamente com os valores sem gaiola para as mesmas condições.

Retiradas estas conclusões, é de referir que foi possível verificar que a gaiola tem influência no atrito do tipo de contacto estudado, o que sendo transposto para os rolamentos reais indica que o projeto das gaiolas requer especial atenção, tendo em conta que pode influenciar a eficiência e funcionamento do rolamento.

#### 4.2 PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS

Seria interessante dar continuidade a este trabalho analisando gaiolas de diferentes materiais, ou até com uma geometria diferente, visto haver uma grande variedade de tipos de gaiolas presentes no mercado.

Outro aspeto a estudar futuramente seria a incorporação de massas lubrificantes com óleo base / espessante diferentes dos que foram aqui analisados.

Como trabalho futuro seria interessante analisar os aspetos aqui abordados mais diretamente em rolamentos completos, visto que existem equipamentos que permitem essa análise.

Para além disso, nesta dissertação houve grupos de ensaios em que não foi possível abranger a totalidade das condições de ensaio, e nos testes de espessura de filme a velocidade constante, não se realizaram ensaios para a massa LiL. Seria de valor completar essas lacunas para permitir entender os mecanismos envolvidos com maior profundidade.

**BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES  
DE INFORMAÇÃO**



## 5 BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

- [1] Y. Kanazawa, N. De Laurentis, and A. Kadiric, "Studies of Friction in Grease-Lubricated Rolling Bearings Using Ball-on-Disc and Full Bearing Tests," *Tribol. Trans.*, vol. 0, no. 0, p. 000, 2019, doi: 10.1080/10402004.2019.1662147.
- [2] G. W. Stachowiak and A. W. Batchelor, *Engineering Tribology*. 2005.
- [3] Carlos Miguel da Costa Gomes Fernandes, "Power loss in rolling bearings and gears lubricated with wind turbine gear oils," 2014.
- [4] P. L. Rodrigues and E. Mec, "Eficiência de uma caixa de engrenagens transfer lubrificada com óleos de transmissão," ISEP, 2019.
- [5] R. L. Shubkin and M. E. Kerkemeyer, *Tailor - Making Polyalphaolefins*. 1991.
- [6] T. Cousseau, "Film thickness and friction in grease lubricated contacts. Application to rolling bearing torque loss," *Dep. Eng. Mec. E Gest. Ind.*, vol. PhD, 2013.
- [7] "No Title." [Online]. Available: <https://www.bearingtips.com/bearing-lubrication-methods/>. [Accessed: 05-Jan-2020].
- [8] T. Cousseau, "Análise Comparativa Do Comportamento De Massas Lubrificantes Num Rolamento Axial De Esferas," FEUP, 2009.
- [9] J. Oliver, *Lubricants and Lubrication*, vol. 53, no. 9. 2013.
- [10] Carlos Alberto Santos Almeida, "Influência dos Óleos e Massas Lubrificantes no Comportamento à Fadiga de um Contacto Elastohidrodinâmico," FEUP, 1996.
- [11] O. K. S. S. GmbH, "Tribology Basic Knowledge." OKS Germany, 2013.
- [12] D. Gonçalves, A. Vieira, A. Carneiro, A. V. Campos, and J. H. O. Seabra, "Film thickness and friction relationship in grease lubricated rough contacts," *Lubricants*, vol. 5, no. 3, pp. 1–16, 2017, doi: 10.3390/lubricants5030034.
- [13] P. M. Lugt, "Grease Lubrication in Rolling Bearings," *Grease Lubr. Roll. Bear.*, 2012, doi: 10.1002/9781118483961.
- [14] N. De Laurentis, A. Kadiric, P. Lugt, and P. Cann, "The influence of bearing grease composition on friction in rolling/sliding concentrated contacts," *Tribol. Int.*, vol. 94, pp. 624–632, 2016, doi: 10.1016/j.triboint.2015.10.012.
- [15] A. J. V. Campos, "Lubrificação Hidrodinâmica." pp. 1–66, 2000.
- [16] A. J. V. Campos, "Modelização de um contacto elastohidrodinâmico linear considerando o comportamento não Newtoniano do lubrificante e a dissipação de energia térmica no contacto," 2004.
- [17] A. Sottomayor, A. Campos, and J. Seabra, "Lubrificação elastohidrodinâmica." 2013.
- [18] T. He, D. Zhu, J. Wang, and Q. Jane Wang, "Experimental and Numerical Investigations of the Stribeck Curves for Lubricated Counterformal Contacts," *J. Tribol.*, vol. 139, no. 2, 2017, doi: 10.1115/1.4034051.
- [19] A. Olusegun *et al.*, "Tribological Properties of Ionic Liquids," *Intech*, vol. i, no. tourism, p. 38, 2012, doi: 10.1016/j.colsurfa.2011.12.014.
- [20] S. S. Yuriko Kondo, Tahahiro Koyama, "Tribological Properties of Ionic Liquids," *Intech*, p. 13, 2012, doi: 10.1016/j.colsurfa.2011.12.014.
- [21] 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, pp. 1–14, 2019, doi: 10.3390/lubricants7020019.
- [22] W. J. Anderson, "Rolling-Element Bearings Rolling-Element Bearings," 1983.
- [23] K. Sung, P. Shirley, and S. Baer, *Essential Concepts Of Bearing Technology*. 2008.
- [24] R. D. Evans, "United States Patent 6994475," vol. 2, no. 12, 2013.
- [25] "CTK," 2020. [Online]. Available: <http://www.ctkbrasil.com.br/construcao.asp>.

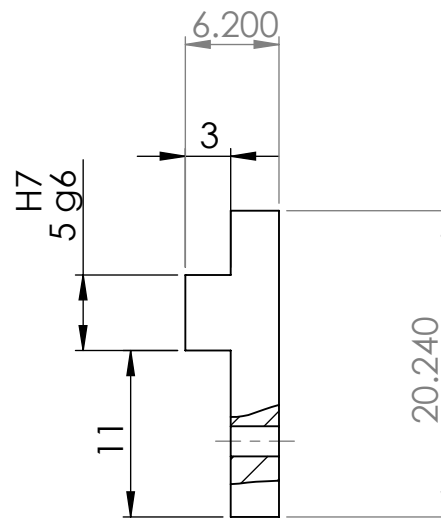
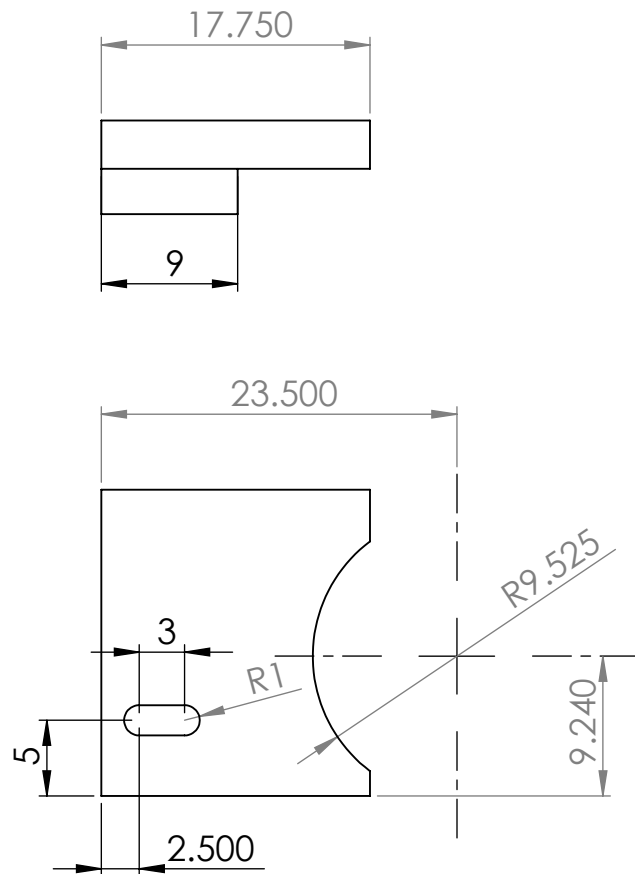
- [26] R. A. E. Wood, "Rolling bearing cages," *Tribology*, vol. 5, no. 1, pp. 14–21, 1972, doi: 10.1016/0041-2678(72)90181-9.
- [27] SKF, "SKF." [Online]. Available: <https://www.skf.com/pt/products/bearings-units-housings/principles/general-bearing-knowledge/bearing-basics/components-and-materials/index.html>. [Accessed: 05-Jan-2020].
- [28] "Gaiolas."
- [29] B. Damiens, A. A. Lubrecht, and P. M. Cann, "Influence of Cage Clearance on Bearing Lubrication©," *Tribol. Trans.*, vol. 47, no. 1, pp. 2–6, 2004, doi: 10.1080/05698190490279128.
- [30] D. N. Olaru, M. R. D. Bălan, A. Tufescu, V. Cârlescu, and G. Prisacaru, "Influence of the cage on the friction torque in low loaded thrust ball bearings operating in lubricated conditions," *Tribol. Int.*, vol. 107, no. January 2019, pp. 294–305, 2017, doi: 10.1016/j.triboint.2016.11.042.
- [31] C. Brecher, A. Hassis, and J. Rossaint, "Cage friction in high-speed spindle bearings," *Tribol. Trans.*, vol. 57, no. 1, pp. 77–85, 2013, doi: 10.1080/10402004.2013.843738.
- [32] PCS Instruments, "EHD2 Hyperspectral Thin Film Measurement System." 2017.

**ANEXOS**



## 6 ANEXOS

### 6.1 ANEXO1 – Desenhos técnicos das peças simuladoras da gaiola



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:  
 DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS  
 SURFACE FINISH:  
 TOLERANCES:  
 LINEAR:  
 ANGULAR:

FINISH:

DEBUR AND  
 BREAK SHARP  
 EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN					
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A					

TITLE:

Tol. geral ISO 2768-1 mk  
 Quebrar arestas

MATERIAL:

DWG NO.

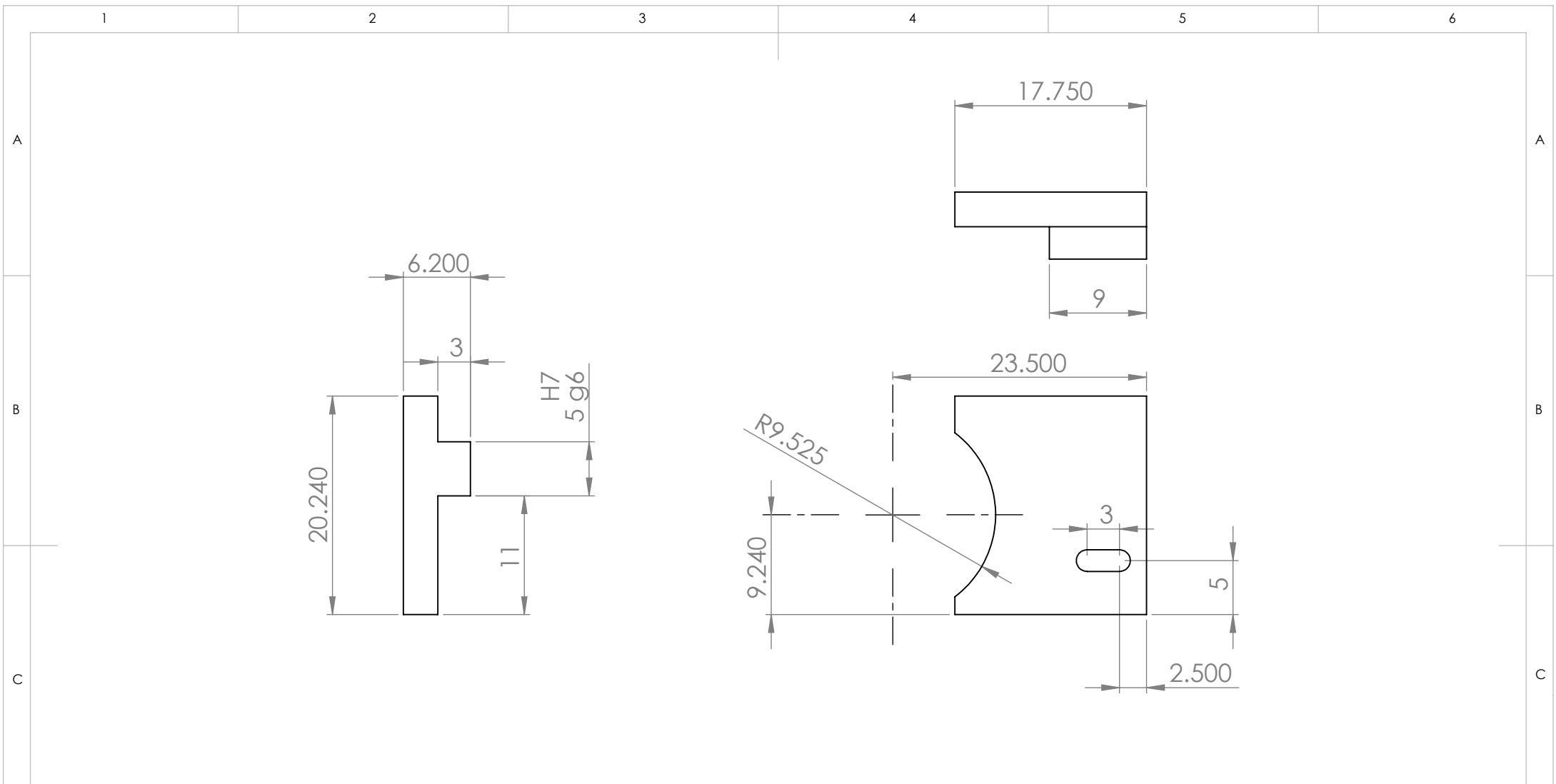
gaiola esq.

A4

WEIGHT:

SCALE:2:1

SHEET 1 OF 1

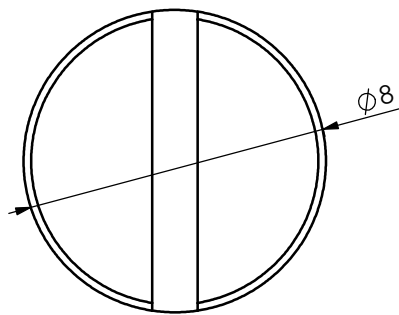
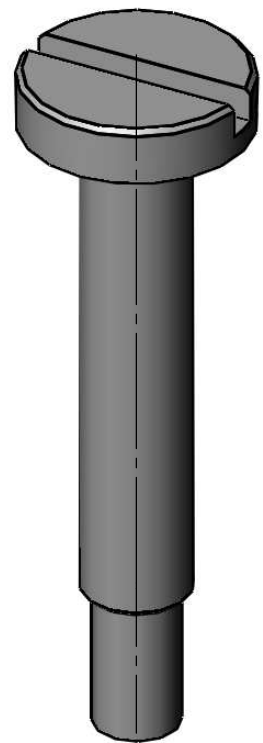
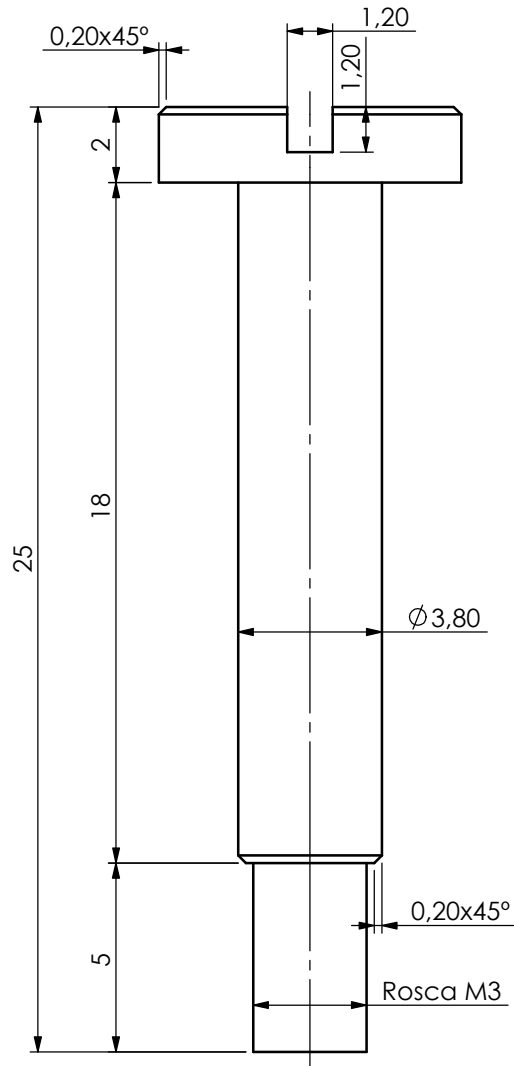


UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
								TITLE:			
DRAWN				NAME		SIGNATURE		DATE			
CHK'D											
APPV'D											
MFG											
Q.A								MATERIAL:		DWG NO.	
										gaiola dir.	
								WEIGHT:		SCALE:2:1	
										SHEET 1 OF 1	

Tol. geral ISO 2768-1 mk  
Quebrar arestas

A4

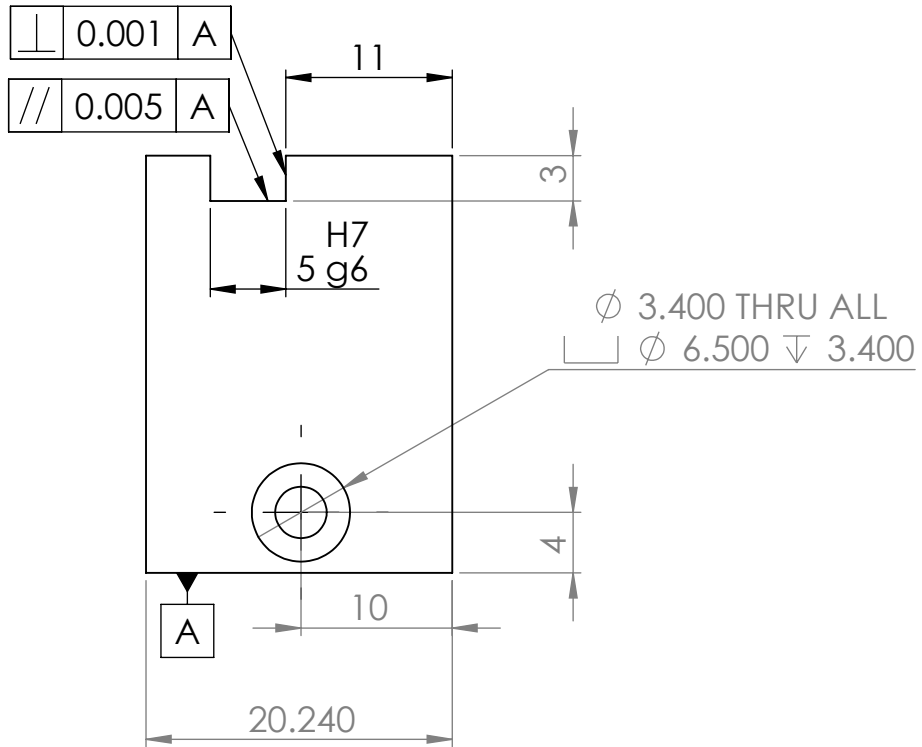
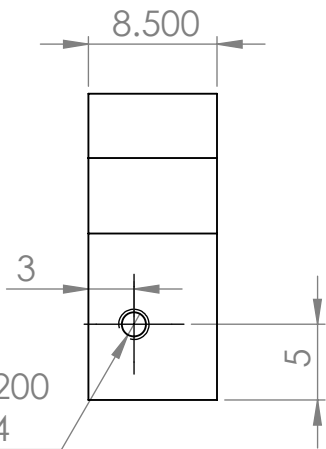
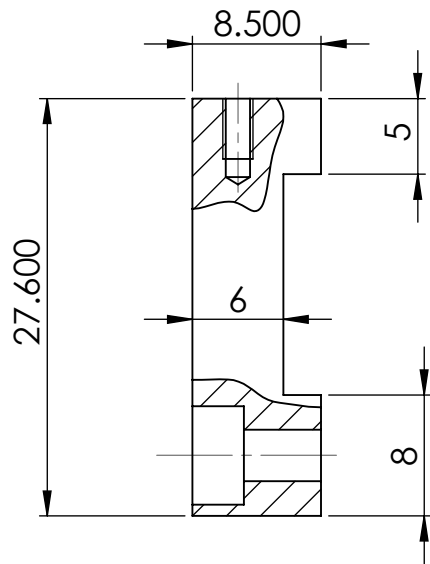
## 6.2 Anexo 2 – Desenhos Técnicos Veio Melhorado



PROJECTOU			Nome Numero	
DESENHOU				
COPIOU				
VERIFICOU				
ESCALA	5:1	Veio 1 (quebrar arestas)	Desenho N° nnn	
TOLER. geral ISO 2768- mK				
			SUBSTITUI	
			SUBSTITUIDO	



### 6.3 Anexo 3 – Desenhos Técnicos Suportes



Tol. geral ISO 2768-1 mk  
Quebrar arestas

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:  
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS  
SURFACE FINISH:  
TOLERANCES:  
LINEAR:  
ANGULAR:

FINISH:

DEBUR AND  
BREAK SHARP  
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN					
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A					
				MATERIAL:	
				WEIGHT:	

TITLE:

DWG NO.

suporte esq.

A4

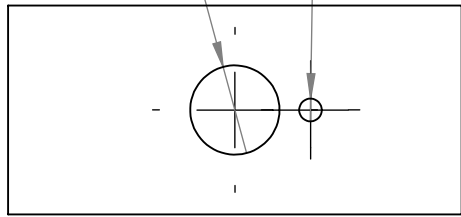
SCALE:2:1

SHEET 1 OF 1

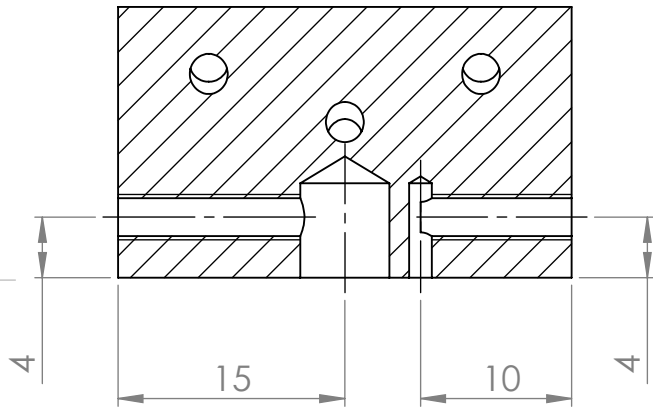


## 6.4 Anexo 4 – Desenho Técnico Carruagem

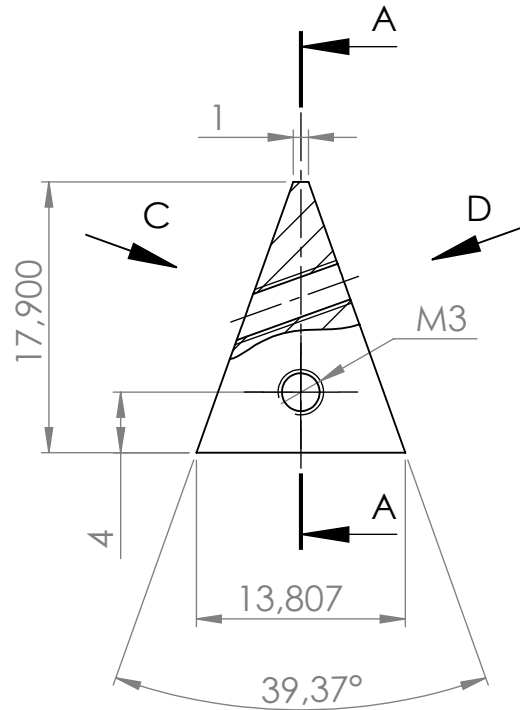
Ø 5,900 ∇ 6,250      Ø 1,500 ∇ 6,250



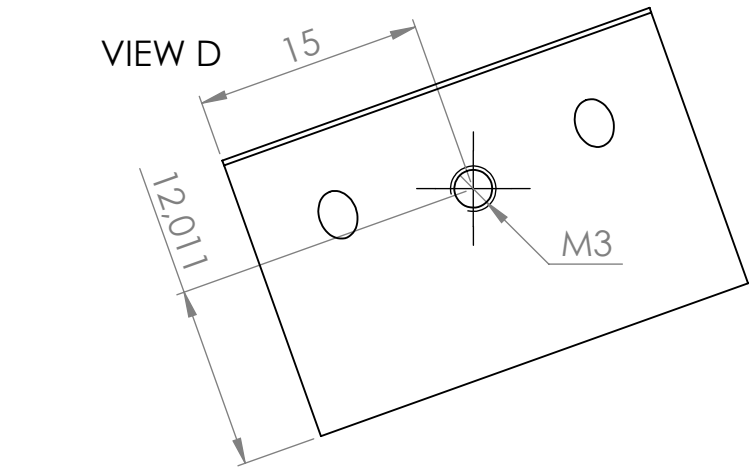
VIEW E



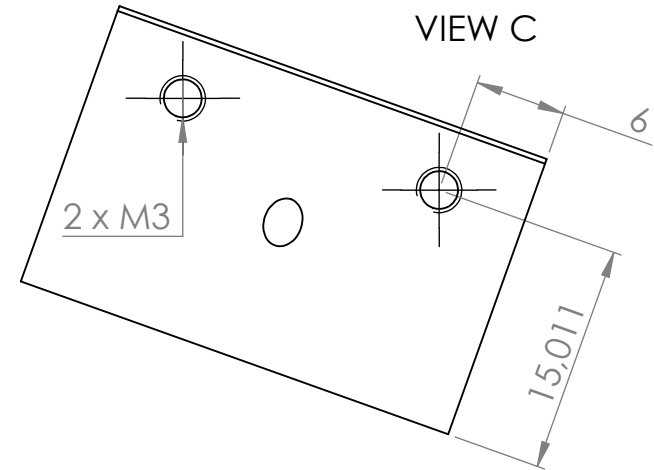
SECTION A-A



VIEW D



VIEW C



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:  
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS  
SURFACE FINISH:  
TOLERANCES:  
LINEAR:  
ANGULAR:

FINISH:

DEBUR AND  
BREAK SHARP  
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN					
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A					
				MATERIAL:	
				WEIGHT:	

TITLE:

DWG NO.

carruagem

A4

SCALE:2:1

SHEET 1 OF 1

Tol. geral ISO 2768-1 mk  
Quebrar arestas