

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ

DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA

CURSO DE ENGENHARIA INDUSTRIAL MECÂNICA

ALEXANDRE VATANABE SHINMI

RAPHAEL CESAR MAXIMIANO

OBTENÇÃO DE CURVAS DE STRIBECK EM SISTEMA TIPO MANCAL  
DE DESLIZAMENTO

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

CURITIBA

2015

ALEXANDRE VATANABE SHINMI

RAPHAEL CESAR MAXIMIANO

## OBTENÇÃO DE CURVAS DE STRIBECK EM SISTEMA TIPO MANCAL DE DESLIZAMENTO

Trabalho de Conclusão de Curso, apresentado à disciplina de Projeto Final 2 do curso superior de Engenharia Industrial Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica – DAMEC – da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Industrial Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Carlos Henrique da Silva

CURITIBA

2015

## TERMO DE APROVAÇÃO

Por meio deste termo, aprovamos a monografia do Projeto de Pesquisa "Obtenção de Curvas de Stribeck em Sistema Tipo Mancal de Deslizamento", realizado pelos alunos Alexandre Vatanabe Shinmi e Raphael Cesar Maximiano, como requisito para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Prof. Dr. Carlos Henrique da Silva

DAMEC, UTFPR

Orientador

Prof. Me. João Luiz do Vale

DAMEC, UTFPR

Avaliador

Prof. Dr. Marcio Henrique de Avelar Gomes

DAMEC, UTFPR

Avaliador

Curitiba, 15 de Abril de 2015.

## AGRADECIMENTOS

Este trabalho não seria possível sem a participação sempre constante, ideias e dedicação do Prof. Orientador Dr. Carlos Henrique da Silva. Muito obrigado.

Ao Prof. Me. João Luiz do Vale, pela experiência prática transmitida com o equipamento e com trabalhos acadêmicos.

Ao Técnico de Laboratório do LACIT Reinaldo Sérgio G. Justiniano, pela paciência, companheirismo e ajuda imensa, para conosco, alunos, na ocasião desconhecidos.

Ao Prof. Dr. Walter Luiz Mikos, pelos equipamentos de medição emprestados.

Ao Técnico de Laboratório Alexandre, pelas fotos no microscópio eletrônico.

Ao Técnico de Laboratório “Lima”, pelas dicas e auxílio na usinagem.

Ao Prof. Dr. Marcos Roberto Rodacoski, pelo auxílio com os termopares.

Ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais (PPGEM) pela placa de captura de dados da National Instruments.

Ao Prof. Dr. Marcio Avelar, pelo conhecimento compartilhado em várias áreas.

Ao Prof. Dr. Julio Kein Neves, pela ajuda e equipamentos cedidos para a caracterização dos materiais.

Ao Departamento Acadêmico de Mecânicas pela formação e estrutura cedidos.

Ao aluno Allexandre F. Vieira dos Santos e ao professor Marcos Koizumi do laboratório LPD, pela ajuda no projeto do sistema de aquecimento de óleo.

Ao especialista em mancais da empresa MAHLE, Matheus dos Santos Ferreira e ao gerente de inovações Andre Ferrarese, pelas várias informações compartilhadas a respeito de nosso corpo de prova.

As alunas de iniciação científica Valquiria Yurie e Larissa Marquardt pelo companheirismo e compreensão durante o trabalho.

A família, namoradas e amigos pela jornada até aqui, alcançada somente com suas ajudas.

## RESUMO

MAXIMIANO, Raphael C.; SHINMI, Alexandre V.. **Obtenção de Curvas de Stribeck em Sistema Tipo Mancal de Deslizamento**. 2015. 135 p. Monografia – Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curso de Engenharia Industrial Mecânica. Curitiba, 2015.

Com o passar dos anos, o aprimoramento das máquinas e a busca pela máxima eficiência fez com que se desenvolvessem estudos na área da tribologia, a ciência que trata da interação entre atrito, desgaste e lubrificação. Nesta linha de pesquisa, para mancais de deslizamento lubrificadas, os objetivos deste estudo foram: a obtenção de Curvas de Stribeck e, como consequência neste processo, o desenvolvimento de uma metodologia e aperfeiçoamento da Máquina de Atrito Cinético. Os ensaios foram feitos utilizando um conjunto tribológico lubrificado pelo óleo Lubrax Top Turbo, 15W40, da Petrobrás. Esse conjunto era composto por um contra corpo de prova (CCP) de aço SAE 1020 usinado e por uma bucha da cabeça de biela comercial bi metálica (corpo de prova - CP) fabricada pela empresa MAHLE Metal Leve AS. Foram 12 ensaios válidos com duração média de 3,5 horas cada, com cargas constantes de 40,7N, 55,4N e 72,7N, divididos em 3 baterias com 4 ensaios por bateria. Durante cada ensaio variou-se a rotação (partindo de 2500, 2000, 1500, 1000, 500 até 250 rpm) com intervalo de 35 minutos cada velocidade para que fosse possível alcançar o regime permanente e que possibilitasse a medição do coeficiente de atrito em cada situação. Os dados foram interpretados e usados para obtenção de Curvas de Stribeck. Foi constatado que os limites da M.A.C. para esses ensaios estão relacionados à vibração em altas rotações (acima de 2500 rpm) e dificuldade de ajuste para baixas rotações (abaixo de 250 rpm). Quanto aos parâmetros monitorados nos testes, observou-se que a velocidade de rotação do eixo influenciava significativamente no fluxo de óleo, que por sua vez impactava na temperatura de entrada do lubrificante no conjunto tribológico. Com a mudança de temperatura, a viscosidade também mudava e, apesar da implementação de um sistema de aquecimento de óleo, não foi possível o controle dessa temperatura e, conseqüentemente, da viscosidade que, por sua vez, impactava sobre o valor do número de Stribeck. Quando agrupadas, as 4 curvas de uma mesma bateria apresentaram divergências que, ao que tudo indica, são causadas por essa variação de viscosidade. A composição de uma curva única a partir das 3 baterias de testes não foi possível devido a esse mesmo fator e por causa da mudança da carga normal aplicada sobre o sistema.

**Palavras-chave:** Atrito, mancal de deslizamento, lubrificação, conjunto tribológico, Curvas de Stribeck.

## ABSTRACT

MAXIMIANO, Raphael C.; SHINMI, Alexandre V.. **Obtainment of Stribeck's Curve in a Journal Plain Bearing System**. 2014. ...135 p. Monografia – Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curso de Engenharia Industrial Mecânica. Curitiba, 2014.

Over the years, the improvement of machinery and the search for maximum efficiency lead to the development of the field of tribology, the science in which the interaction between friction, wear and lubrication is studied. The goals of the present work were: the assesment of Stribeck's Curves and, consequently, the development of a methodology for obtaining them and the improvement of the current configuration of a Kinetic Friction Machine (Máquina de Atrito Cinético - M.A.C. - in portuguese). The tests were performed using a tribological set lubricated with Lubrax Top Turbo oil, 15W40, manufactured by Petrobrás. This set was composed by a counter specimen (in portuguese CCP) made of machined SAE 1020 steel and a commercial sliding bearing specimen (CP) manufactured by MAHLE Metal Leve AS. 12 valid tests were performed with an average durantion of 3.5 hours each, with loads of 40,7N, 55,4N and 72,7N divided into 3 batteries with 4 runs per battery. The friction coefficients were analysed at six rotation speeds (starting from 2500, 2000, 1500, 1000, 500 to 250 rpm) with a 35 minute period for each speed. That is the time needed in order to reach steady state and to allow the measurement of the friction coefficient in each given situation. The obtained data were analysed and used to plot the Stribeck's Curves. As a result, it was proved that the "M.A.C." is able to conduct tests for this purpose as long as the test parameters are within the operating range. Its limits are related mainly to vibration at high speeds (above 2500 rpm) and the difficulty for setting a specific rotation in low speeds (below 250 rpm). Regarding the parameters monitored in the tests, it was observed that the shaft rotation speed has a significant influence over the oil flow, which impacts the lubricant's inlet temperature. Due to the changing in the oil's temperature, viscosity also changed and, despite the implementation of an oil heating system, it was not possible to control the inlet temperature over the entire rotation range. Consequently, the Stribeck's Number values were affected in some situations. When plotted together, the 4 Stribeck's Curves obtained in the same condition were slightly diferent due to these discrepancies. Because of these factors and the changing of loads the composition af a single Stribeck's Curve was not considered to be suitable.

**Keywords:** Friction, sliding bearing, lubrication, tribological assembly, Stribeck's curve.

## LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1: Variação da força de atrito ( $f_a$ ) em relação à força aplicada sobre o objeto ( $f$ ).....	22
Gráfico 2: Viscosidade de fluidos comuns em função da temperatura.....	26
Gráfico 3: Curva de Stribeck-Hersey e os estágios de lubrificação. No eixo das ordenadas, “ $f$ ” representa os valores do coeficiente de atrito, “ $z$ ” a viscosidade, “ $v$ ” a velocidade, “ $l$ ” o fator de carga e “ $h$ ” a folga....	37
Gráfico 4: Variação do coeficiente de atrito com a velocidade em diferentes carregamentos usando óleo SAE 30 e temperatura constante de 40°C.....	38
Gráfico 5: Curvas de Stribeck obtidas em ensaios conduzidos com mancais de deslizamento plano, com ranhuras transversais e circunferenciais e a partir de valores de coeficientes de atrito calculados mantendo carga constante de 353N.....	39
Gráfico 6: Regimes de lubrificação e coeficiente de desgaste em função da razão entre espessura de filme por rugosidade. ....	46
Gráfico 7: Curva de viscosidade para Lubrax Top Turbo SAE 15W40 puro. ....	55
Gráfico 8: Faixa de variação do número de Stribeck em função dos pesos utilizados. ....	57
Gráfico 9: Leitura da carga na célula de carga em gramas <i>versus</i> tempo para uma velocidade de rotação constante. ....	57
Gráfico 10: Temperatura do óleo <i>versus</i> o tempo de ensaio. ....	64
Gráfico 11: Curvas de sStribeck com carregamento 3.(a) Ensaio 3A, (b) Ensaio 3B, (c) Ensaio 3C e (d) Ensaio 3D75	
Gráfico 12: Comparativo das curvas de Stribeck dos ensaios com carregamento 3. ....	75
Gráfico 13: Curvas de Stribeck com carregamento 2 (a) Ensaio 2A, (b) Ensaio 2B, (c) Ensaio 2C e (d) Ensaio 2D 76	
Gráfico 14: Comparativo das curvas de Stribeck dos ensaios com carregamento 2. ....	76
Gráfico 15: Curvas de Stribeck com carregamento 1 - (a) ensaio 1A, (b) ensaio 1B, (c) ensaio 1C e (d) ensaio 1D. ....	77
Gráfico 16: Comparativo das curvas de Stribeck dos ensaios com carregamento 1. ....	77
Gráfico 17: Temperatura <i>versus</i> tempo de ensaio ilustrando a diferença de comportamento da temperatura em situações de fluxo de óleo muito baixo. ....	80
Gráfico 18: Viscosidade absoluta calculada <i>versus</i> rotação durante os ensaios com: (a) carregamento 1, (b) carregamento 2, (c) carregamento 3. ....	81
Gráfico 19: Medida da carga na célula de carga (variável “ $m_b$ ” nas equações (28) e (29)) <i>versus</i> rotação para os ensaios: (a) carregamento 1, (b) carregamento 2 e (c) carregamento 3. ....	83
Gráfico 20: Efeito da folga radial em esforços sofridos pelos mancais. ....	84
Gráfico 21: Curvas individuais de carga <i>versus</i> rotação utilizando: (a) carregamento 1, (b) carregamento 2 e (c) carregamento 3.....	85
Gráfico 22: Efeito do aumento de peso da bancada sobre leitura da célula de carga (“ $m_b$ ”)......	92

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Representação da força aplicada ( $f$ ) e da força de atrito ( $f$ ) decorrente de irregularidades nas superfícies em contato.....	21
Figura 2: Representação do processo de quebra das ligações interatômicas que unem duas superfícies. ....	23
Figura 3: Montagem do conjunto tribológico eixo em repouso e mancal. ....	27
Figura 4: Montagem do conjunto tribológico com o eixo girando lentamente. ....	28
Figura 5: Montagem do conjunto tribológico com lubrificação de filme completo. ....	29
Figura 6: Representação da posição do ponto de força normal máxima ( $n$ ). (a) situação de eixo estacionário, (b) situação em que o eixo rotaciona lentamente e (c) situação de lubrificação de filme completo. ....	29
Figura 7: Distribuição da pressão (" $p$ ") no mancal curto de comprimento " $l$ " com rotação " $n$ ", excentricidade " $e$ " (distância entre os centros geométricos " $o_b$ " e " $o_j$ "), folga " $h$ " (sendo $h$ a soma de " $h_{\min}$ " e " $h_{\max}$ ") e diâmetro interno " $d$ ". ....	30
Figura 8: Ilustração simplificada do perfil de pressão gerado pelo escoamento de fluido entre superfícies não paralelas. A pressão máxima é representada por " $p_{\max}$ ", distâncias entre o mancal e o eixo (folga) são representadas por " $h_0$ ", " $h$ ", " $h_1$ ". A folga no ponto de máxima pressão é representada por " $h$ ". ....	31
Figura 9: Diagrama de forças atuantes em um volume de controle de fluido lubrificante em equilíbrio.....	31
Figura 10: Volume de controle no interior do filme de fluido lubrificante. Na figura " $dx$ ", " $dy$ " e " $dz$ " são as dimensões não nulas do volume de controle. As variáveis " $q_x$ " e " $q_y$ " representam a vazão por unidade de largura. " $w_n$ " e " $w_o$ " são as velocidades do fluido. ....	33
Figura 11: Componentes da equação de <i>ocvirk</i> . Na figura, " $n$ " é a rotação do eixo, " $u_1$ " é a velocidade tangencial do mancal e " $t_2$ " é a velocidade tangencial do eixo (que pode ser decomposta em " $u_2$ " e " $v_2$ "). ....	35
Figura 12: (a) e (b) bucha manga, deslizamento. (c) e (d) buchas de flange bipartidas. (b) e (d) com revestimento interno e (a) e (c) sem revestimento. ....	41
Figura 13: Orifícios e sulcos para suprimento de lubrificante em mancais de deslizamento a) furo simples, b) sulco em ângulo curto, c) sulco em ângulo, d) sulco circunferencial.....	42
Figura 14: Diagrama de compatibilidade de metais .....	44
Figura 15: Aplicação e posicionamento do CP em um motor de combustão interna. ....	48
Figura 16: Modelo em 3D do sistema para fixação do corpo de prova. ....	49
Figura 17: Diagrama dos ensaios realizados. ....	59
Figura 18: Diagrama de corpo livre da haste de aplicação de carga. ....	60
Figura 19: Diagrama de corpo livre equivalente ao do mancal de deslizamento. ....	61
Figura 20: Diagrama de corpo livre dos rolamentos.....	62
Figura 21: Amostra do CCP antes (a) e depois (b) do ataque químico com aumento de 500X. ....	66
Figura 22: Malha para contagem de percentual de carbono no material do CCP.....	67
Figura 23: Amostra do CP antes (a) e depois (b) do ataque químico com aumento de 50X .....	68
Figura 24: Metal base para a liga <i>babbitt</i> de cobre e chumbo do corpo de prova com aumento de 1000X. ....	69



Figura 25: Composição da curva de perfil bruto.....	71
Figura 26: Imagem obtida pelo MEV do CCP ensaio 1d: antes (a) e depois (b) do ensaio. ....	87
Figura 27: Marca de desgaste na superfície do CCP ensaio 3D. ....	88
Figura 28: Superfície interna de um CP novo. ....	89
Figura 29: Distância entre picos na superfície ensaio 2c – (a) CCP e (b) CP. ....	90
Figura 30: Região de transição entre as áreas nova e desgastada do cp – (a) ensaio 3D e (b) ensaio 1D com aumento de 2000X. ....	91
Figura 31: Sugestões de geometrias para projetos de novos “porta-buchas”. ....	95
Figura 32: Interface do programa desenvolvido em Labview para monitoramento das temperaturas de entrada e saída do SCP. ....	129

## LISTA DE FOTOGRAFIAS

Fotografia 1: (a) corpo de prova; (b) contra corpo de prova .....	47
Fotografia 2: (a) conjunto CP, CCP e SCP separados e (b) conjunto completo montado. ....	50
Fotografia 3: Máquina de atrito cinético configuração antiga. ....	50
Fotografia 4: Lubrificação do mancal de deslizamento. ....	51
Fotografia 5: Configuração atual da M.A.C. com melhorias .....	52
Fotografia 6: Reservatório de aquecimento de óleo. ....	54
Fotografia 7: Análise de um CCP no rugpsimetro sobre o desempenho. ....	70
Fotografia 8: Diferença entre o aspecto visual do corpo de prova antes (a) e depois (b) dos ensaios. ....	88
Fotografia 9: Protuberância gerada devido a aperto excessivo dos parafusos. ....	94
Fotografia 10: Estágios da montagem do SCP. (a) conjunto desmontado, (b) união as duas semi-montagens, (c) conjunto completo. ....	131
Fotografia 11: Imagem ilustrativa da posição de ruptura da mangueira de silicone. ....	133
Fotografia 12: Solução para deslizamento do pinhão sobre o eixo do motor. ....	134

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Economia de recursos gerados a partir da aplicação de estudos na área de tribologia no reino unido, estimado em £ 515 milhões, em 1966. ....	16
Tabela 2. Condições simplificadoras para forma completa da equação de Reynolds. ....	34
Tabela 3: Comparação de propriedades das ligas de revestimento de mancais. ....	43
Tabela 4: Constantes do sistema para cálculo das forças e coeficiente de atrito. ....	64
Tabela 5: Análise de composição dos CCP. ....	66
Tabela 6: Análise de composição da camada sinterizada do CP. ....	68
Tabela 7: Análise de composição do metal base do CP. ....	68
Tabela 8: Microdureza Vickers das amostras. ....	70
Tabela 9: Seleção do comprimento de amostragem segundo norma DIN 4768 (1990), ISO 4288 (1996). ....	71
Tabela 10: Definição dos parâmetros de rugosidade medidos. ....	72
Tabela 11: Média dos parâmetros de rugosidade dos CCP's analisados. ....	72
Tabela 12: Média dos parâmetros de rugosidade dos CP's analisados. ....	73
Tabela 13: Folga diametral para cada ensaio. ....	84
Tabela 14: Comparativos das médias dos parâmetros de rugosidade dos CCP's antes e após os ensaios. ....	86
Tabela 15: Comparativos das médias dos parâmetros de rugosidade dos CP's. ....	86
Tabela 16: Procedimentos para montagem do eixo na M.A.C. ....	130
Tabela 17: Procedimentos para montagem do SCP. ....	131
Tabela 18: Procedimentos para preparação do sistema de circulação de óleo aquecido. ....	132

## LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E ACRÔNIMOS

ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas

AGMA - *American Gear Manufacturers Association*

AISI - *American Iron and Steel Institute*

ANSI - *American National Standards Institute*

CAD - *Computer-aided design*

CCP – Contra corpo de prova

CP – Corpo de prova

HV – *Hardness Vickers*

LASC - Laboratório de Superfícies de Contato

LIM-DAMEC – Laboratório Integrado de Materiais

M.A.C. – Máquina de Atrito Cinético

NI – *National Instrumentns*

PIB – Produto Interno Bruto

SAE - *Society of Automotive Engineers*

SI - Sistema Internacional de medidas

SCP - Suporte para Corpo de Prova

TCC - Trabalho de Conclusão de Curso

UTFPR - Universidade Tecnológica Federal do Paraná

## LISTA DE SÍMBOLOS

$Atm$  – Atmosfera

$C$  – Folga do mancal

$CL$  – Linha de centro

$Cr$  – Folga radial

$d$  – Diâmetro [m]

$d_j$  – Diâmetro do eixo [m]

$D$  – Diâmetro do mancal

$e$  – Excentricidade [m]

$EP$  – *Extreme pressure*

$F_a$  – Força de atrito [N]

$F_c$  - Força de atrito cinético [N]

$F_{e,max}$  – Máxima força de atrito estático [N]

$h$  – Folga média [m]

$\bar{h}$  – Folga no ponto de pressão máxima entre o mancal e o eixo [m]

$h_{min}$  – Folga mínima [m]

$h_{max}$  – Folga máxima [m]

$l$  – Comprimento do mancal [m]

$N$  - Força normal [N]

$n'$  – Rotação do eixo [rad/s]

$O_b$  – Centro geométrico do mancal

$O_j$  – Centro geométrico do eixo (munhão)

$p$  – Pressão [Pa]

$p_{max}$  – Pressão máxima [Pa]

$Ra$  – Média aritmética de rugosidades [ $\mu\text{m}$ ]

$R_q$  – Desvio médio quadrático das rugosidades [ $\mu\text{m}$ ]

$R_{sm}$  – Distância entre dois picos consecutivos [ $\mu\text{m}$ ]

$S_{rt}$  – Constante de Stribeck

$T$  – Temperatura [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$\mu_c$  - Coeficiente de atrito cinético

$\mu_e$  - Coeficiente de atrito estático

$\eta$  – Viscosidade dinâmica

$\omega$  – Velocidade angular

$\theta$  – Ângulo em relação ao eixo

$\theta_{max}$  – Ângulo em relação a um eixo onde a pressão é máxima

$\phi$  – Ângulo entre o eixo que cruza os centros geométricos do mancal e do eixo e o eixo vertical

$\tau$  – Tensão de cisalhamento

# SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO .....	15
1.1.	TEMA .....	15
1.2.	OPORTUNIDADE DE PESQUISA .....	16
1.3.	CARACTERIZAÇÃO DA OPORTUNIDADE .....	17
1.4.	OBJETIVOS .....	17
1.4.1.	Objetivo geral .....	17
1.4.2.	Objetivos específicos .....	17
1.5.	JUSTIFICATIVA .....	18
2.	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA .....	19
2.1.	TRIBOLOGIA .....	19
2.2.	ATRITO .....	20
2.3.	LUBRIFICAÇÃO .....	23
2.3.1.	Viscosidade .....	24
2.3.2.	Regimes de lubrificação .....	27
2.3.3.	Equação de Reynolds .....	30
2.3.4.	Curva de Stribeck .....	35
2.4.	MANCAIS DE DESLIZAMENTO .....	40
2.4.1.	Características de buchas e mancais .....	40
2.4.2.	Métodos de lubrificação .....	41
2.4.3.	Materiais de revestimento .....	42
2.4.4.	Desgaste em mancais de deslizamento .....	44
3.	MATERIAIS E MÉTODOS .....	47
3.1.	COMPONENTES DO SISTEMA .....	47
3.1.1.	Corpos e contra corpos de prova .....	47
3.1.2.	Suporte do corpo de prova .....	49
3.2.	MÁQUINA DE ATRITO CINÉTICO (MAC) .....	50
3.3.	MODIFICAÇÕES E MELHORIAS NA M.A.C. ....	52
3.3.1.	Escolha e desenvolvimento dos CP e SCP .....	53
3.3.2.	Sistema de recirculação e aquecimento do óleo .....	53
3.3.3.	Implementação do sistema de captura de sinais .....	54
3.4.	LUBRIFICANTE E CURVA DE VISCOSIDADE .....	55
3.5.	METODOLOGIA E PARÂMETROS DOS ENSAIOS .....	56
3.5.1.	Pré-ensaio .....	56
3.5.2.	Execução do ensaio .....	58
3.5.3.	Análise dos dados .....	60
3.6.	CARACTERIZAÇÃO DOS MATERIAIS DO CORPOS E CONTRA CORPOS DE PROVA	65

3.6.1.	Microscopia óptica, eletrônica e EDS.....	65
3.6.2.	Microdureza Vickers.....	69
3.6.3.	Análise da rugosidade.....	70
4.	RESULTADOS E DISCUSSÃO .....	74
4.1.	CURVAS DE STRIBECK .....	74
4.2.	COMPORTAMENTO DA TEMPERATURA.....	78
4.3.	COMPORTAMENTO DA VISCOSIDADE DURANTE OS ENSAIOS.....	81
4.4.	COMPORTAMENTO DA REAÇÃO DA CÉLULA DE CARGA .....	82
4.5.	MODIFICAÇÕES NAS SUPERFÍCIES .....	86
4.6.	LIMITES E ROBUSTEZ DO EQUIPAMENTO.....	91
4.6.1.	Limitações da M.A.C. ....	91
4.6.2.	Sistema de fixação do mancal .....	93
4.6.3.	Sugestões para trabalhos futuros .....	94
5.	CONCLUSÕES.....	96
	BIBLIOGRAFIA .....	97
	APÊNDICE A - DESENHOS DE FABRICAÇÃO.....	101
	APÊNDICE B – ENSAIOS INDIVÍDUAIS DETALHADOS.....	105
	APÊNDICE C – EXEMPLO DE ANÁLISE DE RUGOSIDADE.....	123
	APÊNDICE D – SISTEMA DE CAPTURA DE SINAIS .....	129
	APÊNDICE E – PROCEDIMENTOS DETALHADOS DE ENSAIO .....	130
	APÊNDICE F – LIMITAÇÕES DO SISTEMA DE LUBRIFICAÇÃO .....	133
	ANEXO A – ESPECIFICAÇÕES LUBRAX TOP TURBO SAE 15W40 .....	135



# 1. INTRODUÇÃO

## 1.1. TEMA

O movimento relativo entre superfícies é um fator presente em mecanismos de forma geral. Quando essas superfícies são sólidas, esse movimento relativo, somado às cargas atuando sobre elas, promove o desgaste e causam a aparição de uma força resistiva ao movimento denominada atrito. Essa força, apesar de desejável em certas situações (como em embreagens e freios), é tida como uma inconveniência em uma série de cenários (como em dobradiças e rolamentos). Por isso, em casos que ela se mostra desvantajosa, usam-se técnicas para minimizar o atrito (HUTCHINGS, 1992).

Lubrificação é uma das respostas encontradas para essas situações. A utilização adequada de lubrificantes diminui as forças de atrito e, por consequência, diminui o desgaste de peças, perdas mecânicas e manutenção. Por essas razões é importante o estudo da tribologia, ou seja, a ciência do atrito.

Em pesquisas para estudar os efeitos da aplicação de conhecimentos básicos desenvolvidos na área da tribologia, pesquisas essas que foram feitas no Reino Unido em 1966 e repetida em outros países posteriormente, concluiu-se por unanimidade que pelo menos 1% do PIB desses países poderia ser poupado com o investimento em pesquisas na área. Essas economias são detalhadas na Tabela 1 (HUTCHINGS, 1992).

As economias citadas são consequências diretas da utilização mais eficiente de lubrificantes em acoplamentos de partes móveis. Essa melhoria propicia a redução no número de paradas de máquina para manutenção e redução da demanda de peças de reposição. Os eventos comentados também geram outras economias, como a redução de energia usada para fabricação dessas peças de reposição.

**Tabela 1: Economia de recursos gerados a partir da aplicação de estudos na área de tribologia no Reino Unido, estimado em £ 515 milhões, em 1966.**

Área em que foi realizada economia de recurso	%
Redução do consumo de energia por causa da diminuição do atrito	5%
Redução de mão de obra	2%
Economia com lubrificantes	2%
Economia em manutenção e reposição de peças	45%
Diminuição de perdas resultantes de quebras de maquinário	22%
Economia em investimentos para aumentar disponibilidade e eficiência	4%
Economia em investimentos para aumento da vida útil da planta	20%

**Fonte: Adaptado de HUTCHINGS (1992), pág. 2.**

Conforme passam-se os anos e a preocupação com a utilização recursos naturais aumenta, a busca por máquinas mais econômicas e eficientes também tende a aumentar. Com essa tendência, os estudos de meios para reduzir perdas de energia mecânica serão cada vez mais valorizados e cada vez mais indispensáveis.

## **1.2. OPORTUNIDADE DE PESQUISA**

Levando-se em consideração o regime de funcionamento do setor industrial atual, é de conhecimento comum que economia de qualquer recurso é algo sempre visado. Dessa forma todo e qualquer conhecimento que propicie a otimização no regime de lubrificação, redução do desgaste e minimização do atrito é bem vista por gerentes fabris.

Um dos setores da indústria que mais exerce influência nessa área é o setor de manutenção, cuja função principal é minimizar paradas inesperadas de maquinário para diminuir o tempo ocioso da produção. Dessa forma maximizando a margem de contribuição dos produtos que deixam a fábrica hipotética em questão.

Uma classe de componentes que requer muita atenção quando se fala em manutenção é a de mancais. Esses são componentes responsáveis por dar sustentação a eixos, possuem ampla utilização em projetos de máquinas e são vistos por alguns estudiosos como males necessários (devido ao fato de gerarem forças resistivas, calor, desgaste de peças e, conseqüentemente, gastos com manutenção). Sendo assim, conclui-se que eles devem ter menor custo possível de compra e manutenção (NORTON, 2013).

Dentre os componentes que fazem parte da classe dos mancais estão os mancais de deslizamento. A simplicidade é justamente o que motiva o uso desse tipo de mancal em projetos de máquinas, contudo devido à forma como o mancal funciona e esforços que é submetido, cuidados devem ser tomados para evitar sua falha.

Como os mancais ficam expostos à principalmente forças de atrito, a escolha de um óleo para lubrificação adequado é de suma importância. Para tal, é essencial o estudo dos comportamentos de diferentes lubrificantes para conhecer suas propriedades quando submetidos a diferentes condições de operação. A Curva de Stribeck é uma das ferramentas para essa análise e objeto de estudo desse trabalho.

### **1.3. CARACTERIZAÇÃO DA OPORTUNIDADE**

Para o estudo de mancais e óleos lubrificantes é interessante a possibilidade de simular seu funcionamento em diversas condições de operação antes de instalar ou aplicar esses elementos de máquina.

O desenvolvimento de metodologias para futuros estudos tem como resultado, além do método em si, o “*know how*” para possíveis melhorias e novas ideias para pesquisa.

Para tanto, objetivou-se nesse trabalho a obtenção das Curvas de Stribeck utilizando um determinado lubrificante, cujas propriedades já são conhecidas, em uma máquina de atrito cinético que permite a variação da velocidade de rotação de um eixo e a aplicação de uma carga concentrada aplicada na extremidade do mesmo.

### **1.4. OBJETIVOS**

#### **1.4.1. Objetivo geral**

O objetivo com o estudo foi obter Curvas de Stribeck a partir da coleta de dados de uma série de experimentos com mancais de deslizamento lubrificado, em variadas condições de velocidade de rotação, carga aplicada e temperatura.

#### **1.4.2. Objetivos específicos**

Para atingir o objetivo geral desse trabalho, foram necessários os seguintes objetivos específicos:

- a) Analisar informações referentes às propriedades do óleo lubrificante Lubrax Top Turbo SAE 15W-40;
- b) Analisar a eficiência do dispositivo para os ensaios;
- c) Implementar melhorias na Máquina de Atrito Cinético (M.A.C.):
  - Definir meios para melhor controle dos parâmetros de operação (temperatura);
  - Definir o método ideal para recirculação do lubrificante pelo sistema;
  - Definir o melhor método de coleta de dados;
  - Correlacionar os dados medidos durante os ensaios com as mudanças nos aspectos dos corpos de prova.
- d) Analisar as modificações superficiais dos materiais envolvidos durante os ensaios, por meio de microscopia eletrônica.

### **1.5. JUSTIFICATIVA**

Justifica-se o desenvolvimento do ensaio proposto por:

- a) Facilitar futuras pesquisas na área de tribologia;
- b) Gerar uma metodologia base para futuros ensaios para obtenção da Curva de Stribeck;
- c) Obter maiores informações a respeito do óleo lubrificante usado;
- d) Melhorar o equipamento para o ensaio;
- e) Obter maiores informações a respeito dos regimes de lubrificação de mancais de deslizamento com o lubrificante especificado.

## **2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA**

### **2.1. TRIBOLOGIA**

Tribologia, que significa ciência do atrito, é o nome dado à área do conhecimento dedicado ao estudo da interação entre superfícies que podem ou não apresentar movimento relativo entre si. Essa ciência engloba os estudos de atrito, desgaste e lubrificação (HUTCHINGS, 1992).

Em muitos mecanismos, o movimento relativo entre superfícies é inevitável. Esse movimento, aliado a cargas atuando sobre o sistema e irregularidades nas superfícies em questão, resulta na aparição de uma força resistiva denominada atrito. Em alguns casos, é preferível que essa força seja de menor magnitude possível. Isso porque, em se tratando de maquinários em geral (máquinas fabris, motores de combustão interna, etc.), a redução de atrito implica em menores gastos de energia para movimentação das peças (ou seja, menos perdas mecânicas) e, conseqüentemente, maior eficiência. Em se falando de dobradiças de portas ou próteses artificiais, menor atrito significa menor esforço e maior comodidade para o usuário (HUTCHINGS, 1992).

A atuação da força de atrito sobre essas superfícies também causa o desgaste das mesmas. Devido a esse desgaste, propriedades geométricas do mecanismo (como, por exemplo, folgas e rugosidades) são alteradas e isso pode comprometer a eficiência da máquina em questão. Tomando-se como exemplo casos em que superfícies têm a função de isolar ambientes, como no interior de uma câmara de combustão, o aumento de folgas propicia a movimentação de gases entre esses ambientes. Logo, a função de selo não está sendo cumprida e isso significa que a máquina não está funcionando da maneira que deveria.

Outro efeito do desgaste é a perda progressiva de material. O material despreendido, geralmente em forma de detritos, pode causar quebras ou travamento de engrenagens, eixos e outras partes móveis. As superfícies danificadas pela remoção de material, também sofrem aumento na rugosidade. Esse aumento causa maiores forças resistivas, que por sua vez geram maiores perdas mecânicas (por exemplo, geração de calor, ruído e vibração) e essas perdas resultam em um funcionamento com menor eficiência (HUTCHINGS, 1992).

Um mecanismo constituído de duas superfícies com movimento relativo entre si é, em essência, a definição de mancal. E mancais, de forma geral, são considerados por estudiosos males necessários em projetos de máquinas. A explicação para essa afirmação é que eles geram perdas mecânicas e seu mérito consiste em absorver a menor quantidade possível de energia do sistema, ocupar o menor espaço, desgastar-se o mínimo e ser o mais barato possível (NORTON, 2013).

Visto que não se pode evitar o uso de mancais, uma maneira de minimizar seu impacto na eficiência de mecanismos é a adição de um material de menor resistência ao cisalhamento entre as superfícies do mancal. A esse material dá-se o nome de lubrificante (HUTCHINGS, 1992).

Como a tribologia estuda a interação desses três fenômenos descritos (força de atrito, desgaste e lubrificação) e por isso o conhecimento dessa ciência é crucial para saber analisar e definir parâmetros de operação de mancais visando máxima eficiência.

Ao que tudo indica, com o passar do tempo o preço para geração de energia elétrica tende a subir. Dessa forma, a busca por máquinas que precisem de menos energia e de menos matéria prima para manutenção tende a ser cada vez maior. Por isso, o estudo de meios para reduzir perdas mecânicas em maquinários e diminuir o desgaste de peças vão se tornar cada vez mais importantes (HUTCHINGS, 1992).

## **2.2. ATRITO**

Segundo o volume 5 do ASM Handbook (*Surface Engineering*), atrito é uma força tangente na interface de dois corpos que surge quando um desses corpos começa, ou tende, a se mover sobre o outro devido a aplicação de uma força externa.

Essa força tangente é, entre outros fatores, resultante de interações entre superfícies rugosas em contato e existem vários meios de se interpretar seu papel em sistemas, sejam eles montagens de elementos de máquinas ou volumes de controle. Esses diferentes modos de análise dependem do ponto de vista da ciência que está embasando os estudos em questão.

O fenômeno do atrito entre superfícies é extremamente complicado e é fortemente dependente do estado dessas superfícies em contato. As condições se

alteram com a natureza dos materiais, grau de polimento, contaminação de impurezas (dentre as impurezas destacam-se os óxidos), presença de umidade ou de lubrificantes (NUSSENZVEIG, 1997).

Para uma primeira discussão sobre o tema, foi analisada uma situação em que as fases em contato estão secas (não há presença de nenhum material entre um objeto e a superfície de apoio), se for considerado o seguinte cenário: um objeto se encontra em repouso em relação à superfície em que está apoiado. Sobre esse objeto é aplicada uma força “ $F$ ” ortogonal ao vetor normal dessa superfície. Essa força será equilibrada por outra força “ $f$ ” (chamada de força de atrito estático e representada como “ $F_e$ ” no Gráfico 1) que atua na base do objeto em questão. Ao passo que a força “ $F$ ” aumenta, a força de atrito estático tende a aumentar em mesma proporção para equilibrar o sistema e, dessa forma, manter o objeto em repouso conforme Figura 1 (TIPLER e MOSCA, 2006).

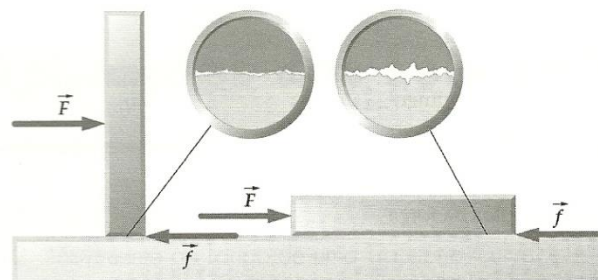


Figura 1: Representação da força aplicada ( $F$ ) e da força de atrito ( $f$ ) decorrente de irregularidades nas superfícies em contato.

Fonte: Tipler e Mosca (2006), p. 132.

O valor máximo da força de atrito “ $F_{e,max}$ ” é proporcional da força normal exercida pela superfície de apoio na base do objeto ( $N$ ) e de uma constante de proporcionalidade chamada de coeficiente de atrito estático ( $\mu_e$ ). O coeficiente de atrito estático depende da natureza das superfícies em contato (TIPLER e MOSCA, 2006). Conforme a Equação do valor máximo da força de atrito estático:

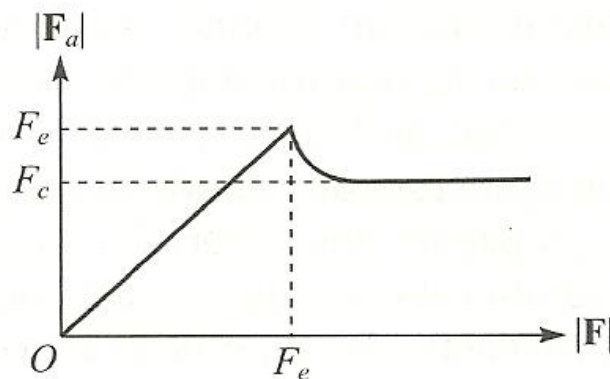
$$F_{e,max} = \mu_e * N \quad (1)$$

No momento em que a força “ $F$ ” torna-se maior do que “ $F_{e,max}$ ”, o objeto em questão sai do estado de repouso e passa a mover-se sobre a superfície de apoio. A partir desse instante a força atuante na base do objeto será à força de atrito cinético ( $F_c$ ), que é proporcional à força normal ( $N$ ) e ao coeficiente de atrito cinético ( $\mu_c$ ).

Experimentalmente verifica-se que o coeficiente de atrito cinético é menor do que o coeficiente de atrito estático e que ambos são, em geral, menores do que 1. Considera-se também que o coeficiente de atrito cinético é aproximadamente constante e independente da velocidade (desde que não haja formação de filme lubrificante e essa velocidade não seja muito alta) (NUSSENZVEIG, 1997). O Gráfico 1 ilustra como a força de atrito se comporta devido à variação da força aplicada.

De acordo com Nussenzveig (1997), segue abaixo a Equação (2) para a força de atrito cinético.

$$F_c = \mu_c * N \quad (2)$$



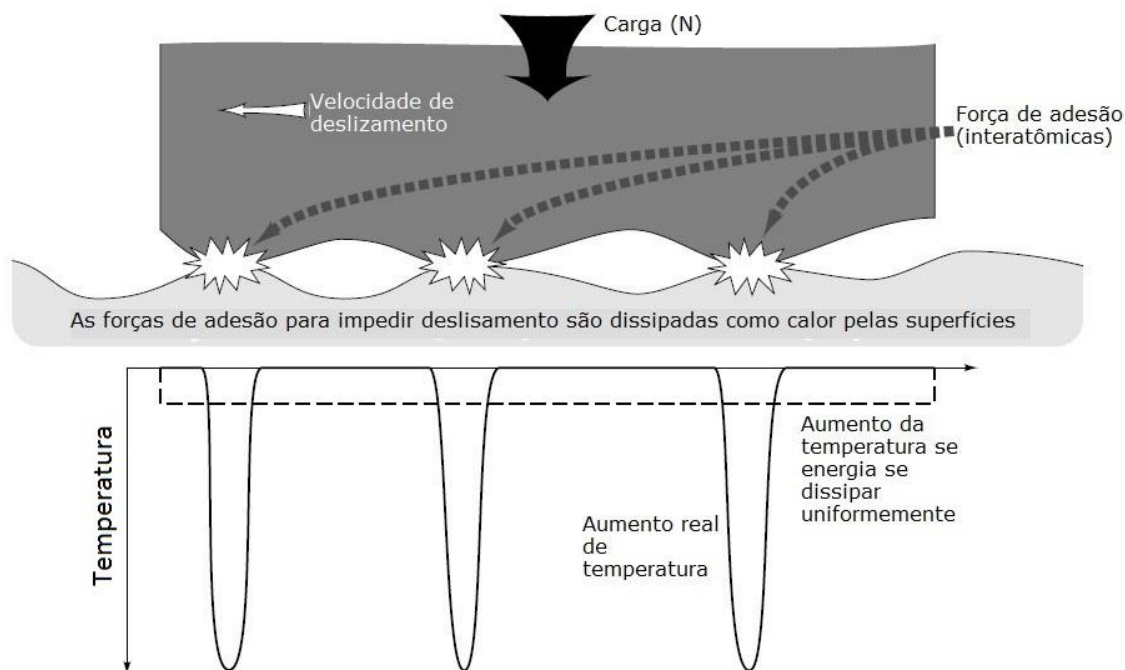
**Gráfico 1: Variação da força de atrito ( $F_a$ ) em relação à força aplicada sobre o objeto ( $F$ ).**

**Fonte: Nussenzveig (1997).**

Do ponto de vista microscópico, uma das formas que as forças de atrito são geradas é quando pontos de duas superfícies se encontram e forças interatômicas unem os dois corpos. Nesses pontos formam-se ligações de força moderada e, para que esses corpos passem a mover com velocidade relativa entre eles, essas ligações devem ser quebradas. Na quebra dessas ligações, são geradas excitações locais que se dissipam pelo material em forma de ondas mecânicas e, portanto, geram calor (NUSSENZVEIG, 1997). Esses fenômenos são ilustrados na Figura 2.

Todo esse processo dissipa energia mecânica, advinda da força “ $F$ ” que empurra o corpo no cenário original nessa discussão, e justamente por isso que o atrito é tido como uma força dissipativa.





**Figura 2: Representação do processo de quebra das ligações interatômicas que unem duas superfícies.**

**Fonte: Adaptado de Stachowiak e Batchelor (2001), p. 476.**

Até o momento, tudo que foi discutido diz respeito à interação de superfícies sólidas secas. Quando se avalia a força de atrito com a presença de líquidos, o modo como o fenômeno funciona é muito diferente.

Em fluidos, o atrito, que nesse caso é denominado atrito interno, se manifesta como sendo uma resistência ao deslocamento de um plano de fluido sobre outro. Essa resistência à deformação é chamada de viscosidade e é uma das características mais importantes na análise de mecânica de fluidos (FOX, PRITCHARD, e McDONALD, 2010).

### **2.3. LUBRIFICAÇÃO**

O princípio de funcionamento da lubrificação é a adição de uma camada de uma substância, que pode ser sólida, líquida ou gasosa, entre duas partes deslizantes de forma que essa substância tenha uma tensão de cisalhamento menor do que a do material que compõe essas partes. Isso causa diminuição do coeficiente de atrito entre as superfícies e ajuda a controlar o desgaste por fricção (HUTCHINGS, 1992).

Existe uma variedade de composições para essas substâncias que são classificadas em grandes grupos de acordo com seu estado físico (lubrificantes sólidos, líquidos e gasosos) ou de acordo com o modo que agem em um sistema tribológico (que nesse trabalho é formado por eixo, bucha e lubrificante).

Os lubrificantes líquidos são óleos formados a partir do petróleo ou sintetizados e, em certos casos, até mesmo a água pode ser utilizada para esse papel. Os óleos são classificados de acordo com sua origem, viscosidade e de acordo com a presença de aditivos em sua composição (por exemplo, os aditivos EP – *Extreme Pressure*) (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2001).

A classe de lubrificantes sólidos é dividida em dois grupos. O primeiro grupo é composto por materiais com baixas tensões de cisalhamento (caracterizados por gerarem baixo atrito) normalmente fornecidos em forma de pó e, dependendo da escolha do aglutinador (instrumento responsável por levar o pó à interface das superfícies), possuem também resistência a altas temperaturas. O segundo grupo é formado por substâncias (como fosfatos ou óxidos) que são depositadas nas superfícies dos metais química ou eletroquimicamente e formam camadas finas que se desgastam em pouco tempo. Aditivos para lubrificantes EP podem ser usados com intuito de repor essas camadas para lubrificação (NORTON, 2013).

Os lubrificantes gasosos são utilizados em casos especiais onde faz-se necessário um coeficiente de atrito extremamente baixo e para dissipação de calor de uma superfície (NORTON, 2013).

### **2.3.1. Viscosidade**

É considerada uma das características mais importantes para a escolha de um lubrificante. Viscosidade é definida como sendo a tensão de cisalhamento entre os planos de fluidos paralelos à superfície sobre a qual está escoando (HUTCHINGS, 1992), mas pode ser interpretada também como sendo a medida do atrito interno ou a resistência à deformação de um fluido (FOX, PRITCHARD, e McDONALD, 2010).

O modo como a viscosidade age durante o movimento de fluidos gasosos é razoavelmente bem compreendido. Contudo, em fluidos líquidos a teoria já não está tão bem definida. Isso acontece porque a viscosidade é resultado de interações das

moléculas em um fluido. Essas moléculas se movem por causa de forças externas ou por causa da transferência de quantidade de movimento devido às colisões entre as partículas do fluido. No caso de substâncias líquidas, essa transferência de quantidade de movimento sofre influência das forças interativas entre grupos de moléculas muito próximas. Por isso estimar a viscosidade de forma teórica é razoavelmente difícil e, assim sendo, usa-se muito formulações empíricas para esse fim (FOX, PRITCHARD e McDONALD, 2010).

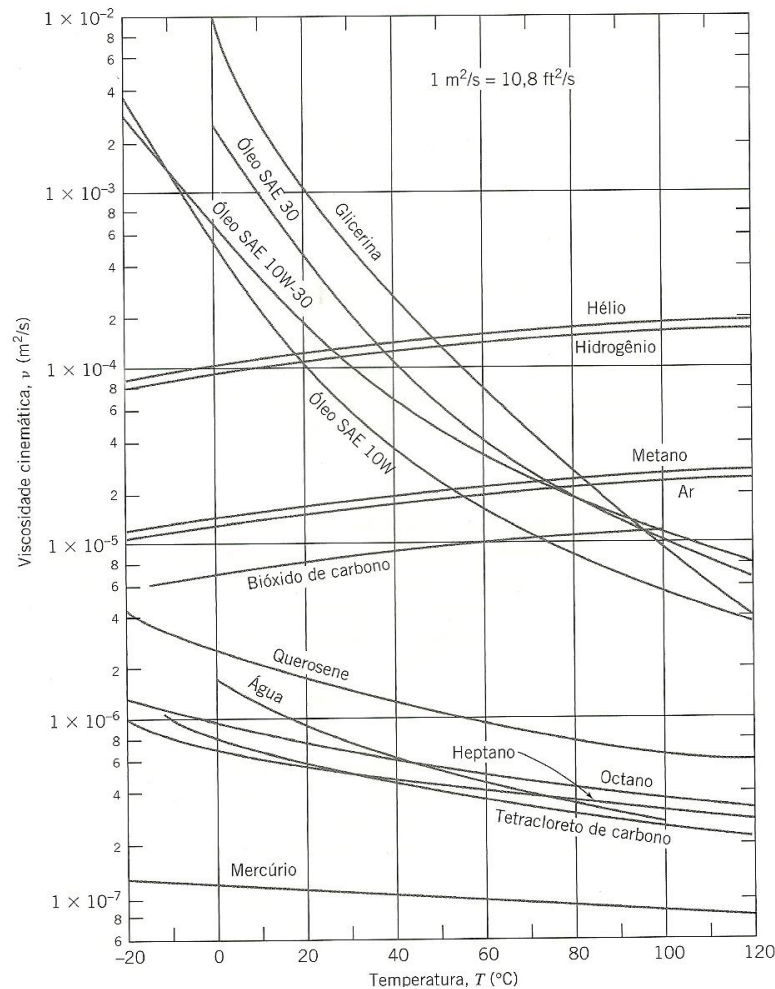
Como o objetivo desse trabalho gira em torno de lubrificação por óleo de motor diesel (SAE 15W40), será dado enfoque em estudos sobre lubrificantes líquidos.

#### 2.3.1.1. Efeitos da Temperatura

De forma geral, a viscosidade em um fluido muda dependendo da temperatura e da pressão a que o mesmo é submetido. Em se tratando de fluidos líquidos, essa propriedade é fortemente influenciada pela temperatura (Gráfico 2). Segundo Fox, Pritchard e McDonald (2010), a Equação (3) descrita a seguir representa essa correlação.

$$\eta = Ae^{B/(T-C)} \quad (3)$$

A variável “ $T$ ” é a temperatura absoluta e os coeficientes “ $A$ ”, “ $B$ ” e “ $C$ ” são constantes determinadas por pelo menos três medidas de viscosidade em três temperaturas diferentes. O ideal seria a obtenção via ajuste estatístico de dados com maior número maior de pontos coletados (FOX, PRITCHARD, e McDONALD, 2010).



**Gráfico 2: Viscosidade de fluidos comuns em função da temperatura.**  
**Fonte: Fox, Pritchard & McDonald (2010), p. 663.**

### 2.3.1.2. Efeito da Pressão

De forma geral, em pressões de magnitude moderada não são constatadas mudanças consideráveis no comportamento viscoso de fluidos líquidos. Contudo, em pressões muito altas podem ser obtidos grandes aumentos na viscosidade. A viscosidade da água, por exemplo, é duas vezes maior na pressão de 10.000 Atm se comparada com sua viscosidade na pressão de 1 Atm. (FOX, PRITCHARD, e McDONALD, 2010).

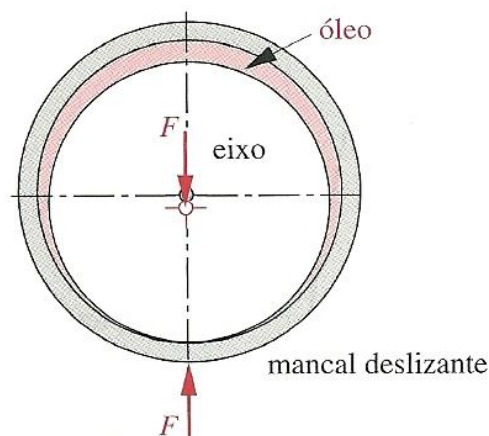
No entanto, quando falamos de mancais e rolamentos, o chamado coeficiente de pressão-viscosidade tem influência na espessura do filme de óleo formado entre superfícies deslizantes. E essa camada de óleo tem papel fundamental para o aumento da vida útil do rolamento ou mancal em questão. A mudança da viscosidade em resposta ao aumento da pressão varia de acordo com a composição química do

óleo, portanto mesmo óleos de viscosidade iguais podem formar filmes de lubrificação de espessura diferentes (SKF, 2013).

### 2.3.2. Regimes de lubrificação

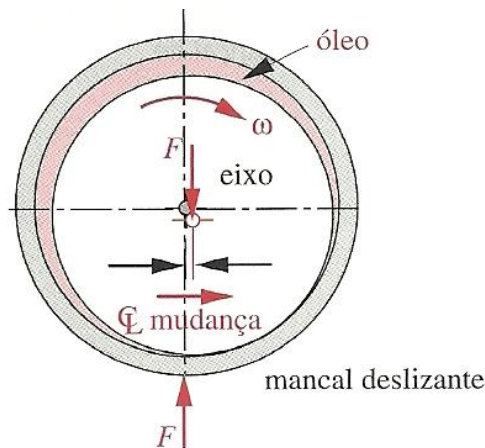
Neste item serão considerados os regimes de lubrificação em mancais de deslizamento. A discussão começa com o cenário ilustrado pela Figura 3. Nele tem-se uma montagem de um eixo estático atravessando um mancal de deslizamento e, entre os dois, um óleo lubrificante.

Na situação descrita, uma carga aplicada sobre o eixo (constituída de uma força externa e o próprio peso) gera uma força “ $F$ ” vertical voltada para baixo paralelo ao vetor da gravidade. Toda essa carga é então transmitida do eixo para as paredes do mancal, que por sua vez é sustentado por uma força de igual intensidade e sentido contrário. O fluido lubrificante não possui nenhum papel na sustentação dessa carga.



**Figura 3: Montagem do conjunto tribológico eixo em repouso e mancal.**  
Fonte: Norton (2013), p. 630.

Num próximo instante (Figura 4), passa a ser aplicado um momento no eixo que o faz rotacionar no sentido horário com velocidade angular “ $\omega$ ”. A rotação do eixo faz com que ele se mova para a direita e, por consequência, passa a existir uma distância entre a linha central da montagem e o centro do eixo em questão.



**Figura 4: Montagem do conjunto tribológico com o eixo girando lentamente.**  
**Fonte: Norton (2013), p. 630.**

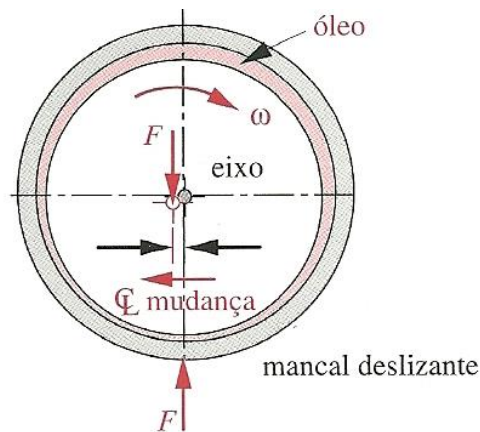
Seu avanço só é interrompido quando as forças do sistema voltam ao equilíbrio. Isso acontece quando a força de atrito criada pela interação de asperezas (gerada pelo movimento rotativo do eixo) iguala-se ao vetor resultante da soma entre os vetores “ $F$ ” (vetor proveniente da carga atuando sobre o eixo) e do vetor normal (Figura 6 “B”). O vetor normal translada da parte inferior do mancal (posição do vetor “ $F$ ” vertical voltado para cima mostrada na Figura 3) para a região de contato entre o eixo e mancal.

No momento que dá-se início à rotação do eixo, o fluido lubrificante passa a exercer de fato sua função de lubrificar o conjunto. Isso porque o movimento do eixo promove uma circulação do óleo que o circunda e faz com que esse óleo comece a ocupar a região de contato entre eixo e mancal (NORTON, 2013).

Inicialmente tem-se uma condição onde há contato das superfícies do mancal e do eixo. Esse contato existe porque a lubrificação não é suficiente para evitar essa interação de asperezas e por isso passam a agir forças de atrito intensas e altas taxas de desgaste. Ao passo que a velocidade aumenta, forma-se uma película de óleo lubrificante entre as superfícies e dá-se início à chamada lubrificação de contorno (HUTCHINGS, 1992).

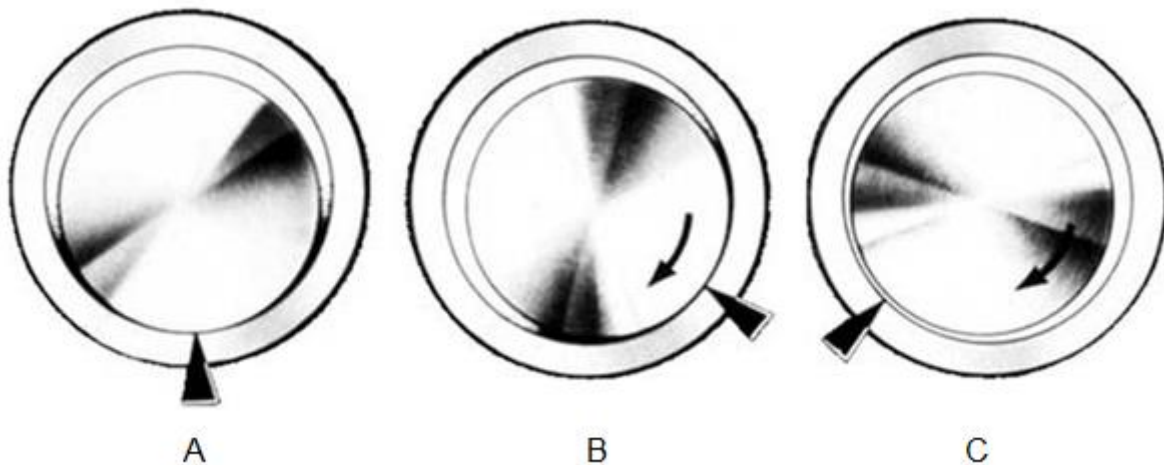
Se a velocidade angular do eixo continuar aumentando e todas as outras variáveis do sistema forem mantidas, a tendência é que a espessura do filme de óleo também aumente. Esse aumento causa a redução do contato de asperezas das duas superfícies até o ponto em que toda a superfície do eixo esteja envolta por uma camada de lubrificante. Nesse instante, é atingida a condição de lubrificação de filme

completo (Figura 5). O estágio de lubrificação entre os dois estágios já comentados é denominado lubrificação de filme misturado (NORTON, 2013).



**Figura 5: Montagem do conjunto tribológico com lubrificação de filme completo.**  
Fonte: Norton (2013), p. 630.

A partir desse ponto, a resistência do sistema ao movimento é influenciada basicamente pelas propriedades do fluido lubrificante. Como não existe mais o contato entre as superfícies sólidas, a carga aplicada sobre o eixo é suportada pela pressão interna do filme de óleo.



**Figura 6: Representação da posição do ponto de força normal máxima (N). (A) Situação de eixo estacionário, (B) situação em que o eixo rotaciona lentamente e (C) situação de lubrificação de filme completo.**

Fonte: Mavrigian (2012).

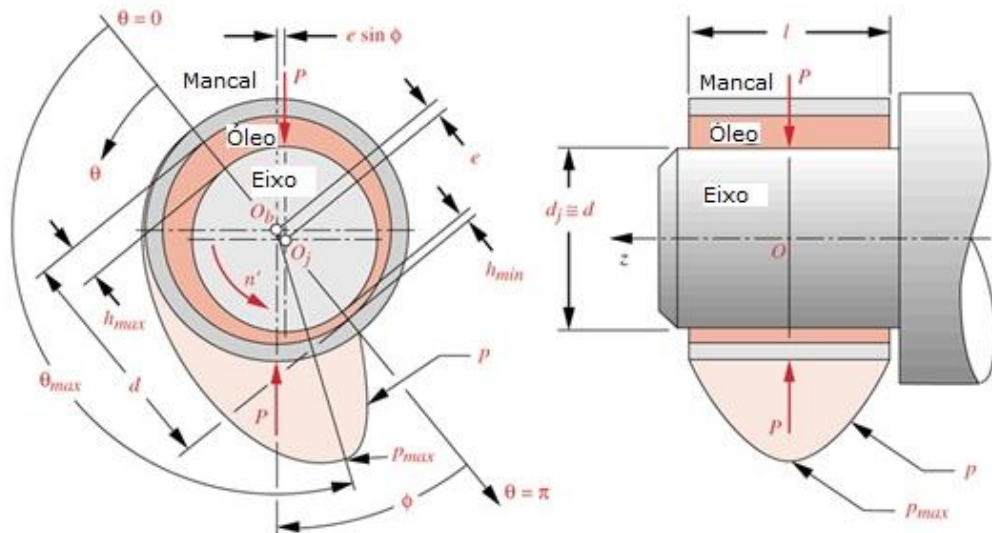


Figura 7: Distribuição da pressão (“P”) no mancal curto de comprimento “l” com rotação “n”, excentricidade “e” (distância entre os centros geométricos “O<sub>b</sub>” e “O<sub>j</sub>”), folga “h” (sendo h a soma de “h<sub>min</sub>” e “h<sub>máx</sub>”) e diâmetro interno “d”.

Fonte: Norton (2013), pág. 557.

Essa pressão é distribuída por uma parcela da área interna do mancal (Figura 7) e é descrita pelo *equacionamento de Ocvirk* (Equação (16)(11)), que deriva da *Equação de Reynolds* se forem feitas uma série de considerações que acabam por simplificá-la (HUTCHINGS, 1992).

### 2.3.3. Equação de Reynolds

Primeiramente deve-se compreender que esse equacionamento se refere ao comportamento de um fluido lubrificante quando em regime de lubrificação hidrodinâmico (ou de filme completo). Assim sendo, deve-se considerar que existe movimento relativo entre as duas superfícies sólidas (a superfície do eixo e do mancal) e deve haver o estreitamento do espaço entre essas superfícies (Figura 8).



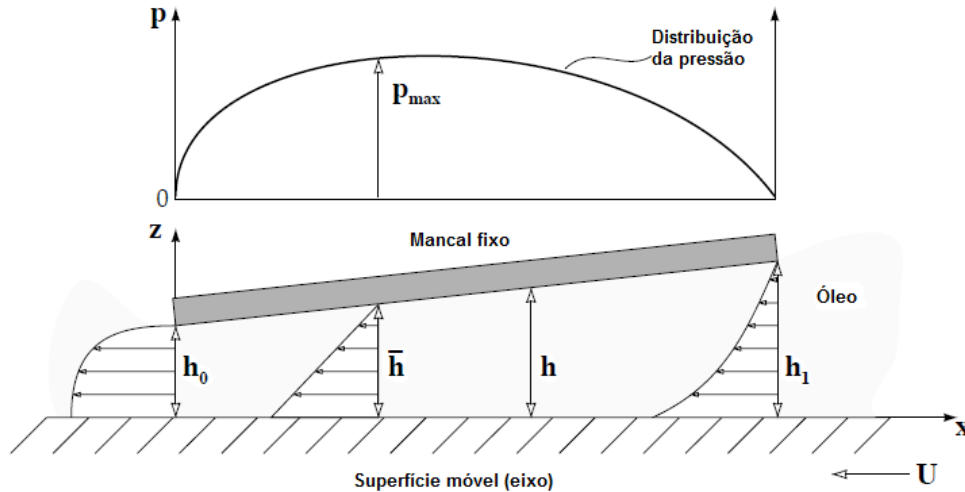


Figura 8: Ilustração simplificada do perfil de pressão gerado pelo escoamento de fluido entre superfícies não paralelas. A pressão máxima é representada por “ $P_{max}$ ”, distâncias entre o mancal e o eixo (folga) são representadas por “ $h_0$ ”, “ $h$ ”, “ $h_1$ ”. A folga no ponto de máxima pressão é representada por “ $\bar{h}$ ”.

Fonte: Adaptado de Stachowiak e Batchelor (2001), p. 103.

O próximo passo seria desenvolver a equação de equilíbrio de forças via uma análise de um volume infinitesimal (Figura 9) de óleo lubrificante. Considerando que inicialmente só existem forças atuando na direção do eixo “ $x$ ” e que o volume de controle esteja em equilíbrio, tem-se que todas as forças que atuam no sentido positivo de “ $x$ ” são anuladas por outras de sentido contrário (voltadas para o sentido negativo de “ $x$ ”). Logo, em acordo com a Figura 9.

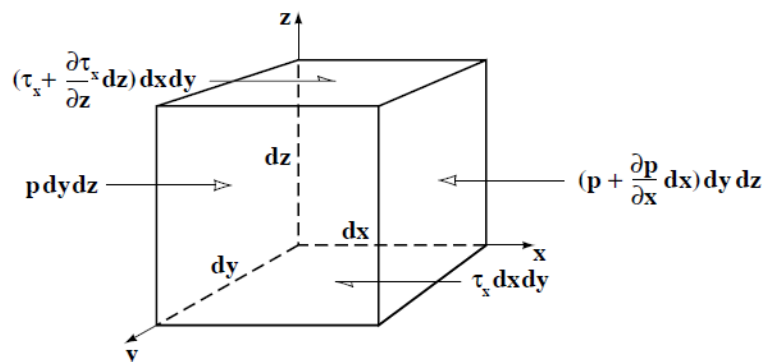


Figura 9: Diagrama de forças atuantes em um volume de controle de fluido lubrificante em equilíbrio.

Fonte: Stachowiak e Batchelor (2001), pág. 104.

$$p dy dz + \left( \tau_x + \frac{d\tau_x}{dz} dz \right) dx dy = \left( p + \frac{dp}{dx} dx \right) dy dz + \tau_x dx dy \quad (4)$$

Desenvolvendo a Equação (4), e assumindo que o volume do elemento em análise (igual a  $dx dy dz$ ) seja diferente de zero, obtém-se as equações relacionando a variação da tensão de cisalhamento no eixo “z” com os diferenciais de pressão nos eixos “x”, “y” e “z”. Para o eixo “z”, assume-se que a pressão é constante (STACHOWIAK & BATCHELOR, 2001), portanto o gradiente de pressão é nulo.

Segundo a *equação de Petroff*, a tensão de cisalhamento ( $\tau$ ) é igual a uma constante de proporcionalidade (viscosidade dinâmica “ $\eta$ ”) vezes a taxa de cisalhamento do fluido (NORTON, 2013). Essa análise resulta na Equação (5).

$$\tau_x = \eta \frac{du}{dy} \quad (5)$$

Com o resultado da Equação (5), pode se reescrever a expressão resultante da Equação(4) substituindo a variável referente à tensão de cisalhamento (“ $\tau_x$ ”) e, considerando a viscosidade dinâmica constante e invariável com a coordenada “z”, é possível via simples integração do volume de controle do fluido em equilíbrio (depois de separar as variáveis e substituir os valores das constantes) determinar a função que descreve a velocidade em “x”.

$$u = \left( \frac{z^2 - zh}{2\eta} \right) \frac{\partial p}{\partial x} + (U_1 - U_2) \frac{z}{h} + U_2 \quad (6)$$

Sendo “ $U_1$ ” a velocidade da superfície do mancal e “ $U_2$ ” a velocidade da superfície do eixo girante. De forma semelhante, pode-se obter a Equação que descreve o comportamento da velocidade para o eixo “y” (Equação (7)).

$$v = \left( \frac{z^2 - zh}{2\eta} \right) \frac{\partial p}{\partial y} + (V_1 - V_2) \frac{z}{h} + V_2 \quad (7)$$

Uma análise de balanço de massa em um volume de controle (Figura 10) partindo do pressuposto de que esse cenário estudado encontra-se em regime permanente e considerando que as propriedades do lubrificante são constantes (STACHOWIAK & BATCHELOR, 2001) resulta na Equação (8).

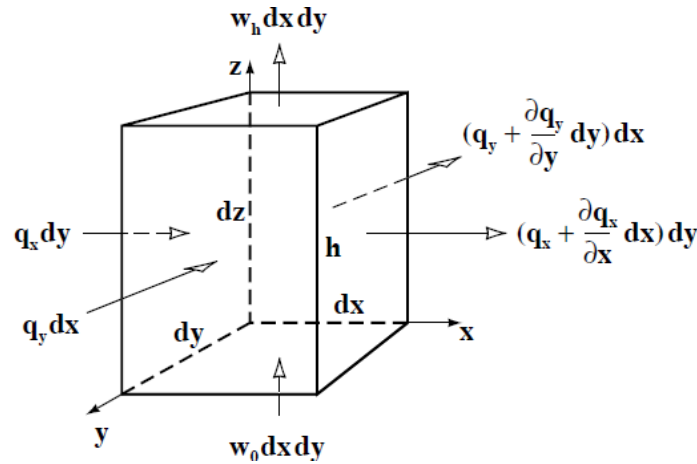


Figura 10: Volume de controle no interior do filme de fluido lubrificante. Na figura “dx”, “dy” e “dz” são as dimensões não nulas do volume de controle. As variáveis “q<sub>x</sub>” e “q<sub>y</sub>” representam a vazão por unidade de largura. “w<sub>h</sub>” e “w<sub>o</sub>” são as velocidades do fluido.  
Fonte: Stachowiak e Batchelor (2001), pág. 108.

$$q_x dy + q_y dx + w_o dx dy = \left( q_x + \frac{\partial q_x}{\partial x} dx \right) dy + \left( q_y + \frac{\partial q_y}{\partial y} dy \right) + w_h dx dy \quad (8)$$

A seguir, desenvolve-se essa equação e considera-se que o produto “dx dy” é diferente de zero. As vazões nos planos “dy dz” e “dx dz” são calculadas multiplicando-se “q<sub>x</sub>” e “q<sub>y</sub>” e a largura (respectivamente “dy” e “dx”), e variam em função do vetor velocidade normal ao plano e da altura, assim como é mostrado nas equações (9) e (10).

$$q_x = \int_0^h u dz \quad q_y = \int_0^h v dz \quad (9) (10)$$

Substituindo-se “u” e “v” (equações (6) e (7)) nas equações (9) e (10), determinam-se as vazões “q<sub>x</sub>” e “q<sub>y</sub>”. Agora, substituindo-se esse resultado na equação referente ao do balanço de massa (equação resultante do desenvolvimento de Equação (8)), obtém-se a forma completa da equação de Reynolds (Equação (11)).

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6 \left( U \frac{dh}{dx} + V \frac{dh}{dy} \right) + 12(w_h - w_o) \quad (11)$$

A partir dessa equação são feitas algumas considerações para que sua aplicação se torne mais prática (Tabela 2).

**Tabela 2. Condições simplificadoras para forma completa da equação de Reynolds.**

	Consideração	Consequência
I	O mancal é estático (não translada)	$V = 0$
II	Espessura de filme constante	$w_h - w_o = 0$
III	Viscosidade dinâmica constante	$\eta = cte$
IV	Aproximação do mancal curto	$\frac{\partial p}{\partial x} \ll \frac{\partial p}{\partial y} \therefore \frac{\partial p}{\partial x} \cong 0$

Fonte: Adaptado de Stachowiak e Batchelor (2001), pág. 109-113.

Como resultado dessas simplificações, observa-se que a equação de Reynolds se reduz à Equação (12).

$$\frac{\partial}{\partial y} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6U\eta \frac{dh}{dx} \quad (12)$$

A consideração IV negligencia o fluxo de lubrificante que se move em trajetória circunferencial, ou seja, ao redor do eixo. Segundo Norton (2013), o argumento para essa simplificação seria que esse fluxo é muito menor do que aquele na direção do eixo “y” (que seria o fluxo de óleo saindo do mancal). Ainda segundo o autor, se “x” for substituído por “r θ” e for utilizada uma expressão matemática que determina a folga (h) em função de um ângulo “θ” e excentricidade adimensional do eixo “ε” (Equação (15)), pode-se integrar a Equação (12) para obtenção da solução de Ocvirk (Equação (16)).

$$x = r \theta \quad (13)$$

$$\varepsilon = \frac{e}{c_r} \quad (14)$$

$$h = c_r(1 + \varepsilon \cos\theta) \quad (15)$$

$$p = \frac{\eta U}{r c_r^2} \left( \frac{l^2}{4} - y^2 \right) \frac{3\varepsilon \sin\theta}{(1 + \varepsilon \cos\theta)^3} \quad (16)$$

Essa expressão descreve o comportamento da pressão no filme de óleo em função de “y” e “θ” (essa distribuição da pressão sobre o mancal está representada na Figura 7). Nas equações acima, “e” é a excentricidade do eixo em relação ao mancal de deslizamento, “c<sub>r</sub>” é a folga radial, “θ” é o ângulo em relação à linha que passa pelos centros geométricos do mancal e do eixo (ângulo esse que varia de zero

a  $\pi$ ), “ $r$ ” é o raio do eixo e “ $l$ ” é o comprimento do mancal (a coordenada “ $y$ ” varia de  $-l/2$  a  $+l/2$ ). A Figura 11 ajuda a ilustrar esse cenário.

A *solução de Ocvirk* apresenta uma resposta satisfatoriamente precisa somente em casos nos quais o comprimento do mancal de deslizamento “ $l$ ” corresponde a um terço (ou menos) do valor referente ao seu perímetro (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2001).

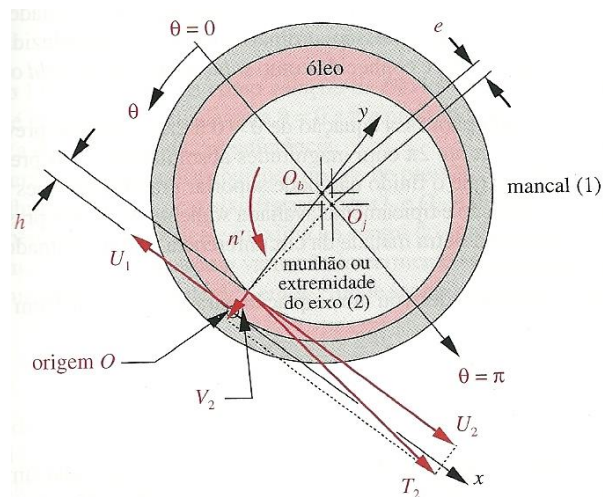


Figura 11: Componentes da equação de Ocvirk. Na figura, “ $n'$ ” é a rotação do eixo, “ $U_1$ ” é a velocidade tangencial do mancal e “ $T_2$ ” é a velocidade tangencial do eixo (que pode ser decomposta em “ $U_2$ ” e “ $V_2$ ”).

Fonte: Norton (2013), p. 635.

### 2.3.4. Curva de Stribeck

Trata-se de um gráfico cuja ordenada é dada pelo valor obtido do coeficiente de atrito do par tribológico e a abscissa equivale ao valor do parâmetro de mancal (Equação (17)). Ele é uma constante adimensional calculada em função da viscosidade cinemática do fluido ( $\eta$ ), da velocidade angular ( $\omega$ ) e da pressão ( $p_m$ ) gerada pela carga aplicada sobre a montagem.

Os nomes dados à variável da abscissa são vários. Segundo Shigley (2005), o nome dado a essa variável seria “característica do mancal”. Já Norton (2013) e Hutchings (1992) fazem referência a ela como “número de Sommerfeld” (apesar de haver algumas diferenças na fórmula – diferença essa que seria a consideração da folga diametral e diâmetro do munhão –, esse parâmetro é notavelmente semelhante). Stachowiak (2001) trata a constante como sendo “número de Stribeck” e, em artigos usados como referência para esse trabalho (como WANG (2006)), chama o mesmo de “número de Hersey”. No desenvolver desse trabalho esse parâmetro será tratado

como “número de Stribeck” (em equações e gráficos será usada a sigla “*Str*”) ou como “parâmetro de mancal”, que é uma nomenclatura recorrente na literatura sobre o tema.

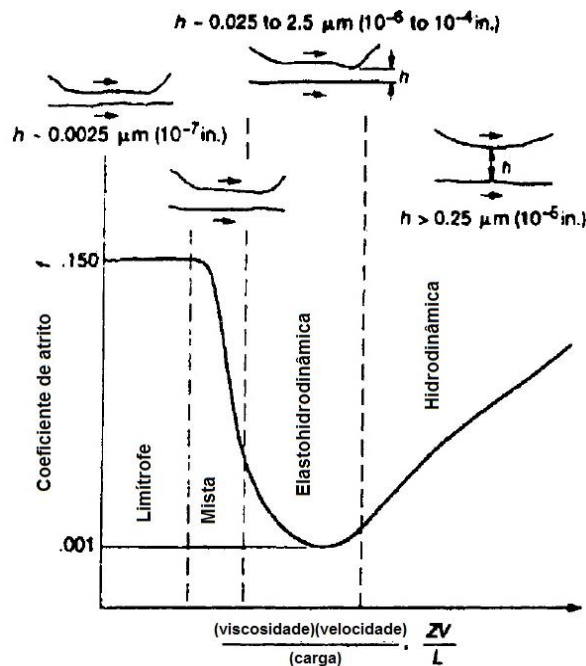
$$Str = \frac{\eta \omega}{p_m} \quad (17)$$

$$p_m = \frac{F_n}{2rl} \quad (18)$$

Na Equação (18), “ $F_n$ ” é igual ao valor da força normal aplicada sobre o conjunto, “ $r$ ” é a medida do raio interno do mancal e “ $l$ ” é o comprimento do mancal.

Primeiramente desenvolvida pelo cientista alemão Richard Stribeck (1861 – 1950) no seu mais famoso artigo (publicado em 1902), lançou luz sobre uma série de questões acerca do mecanismo de funcionamento da lubrificação em mancais de deslizamento. A forma característica da chamada “Curva de Stribeck” mostra claramente a existência de um ponto de valor mínimo do coeficiente de atrito ( $\mu$ ). Ponto esse que passou a representar a transição entre o regime de lubrificação hidrodinâmica (lubrificação de filme completo) e o de lubrificação mista (DOWSON, 1979).

A Curva de Stribeck é uma ferramenta muito útil para pesquisadores e estudiosos pelo fato de ser capaz de representar graficamente todos os estágios de lubrificação em sistemas do tipo mancal de deslizamento. Via análise da curva (Gráfico 3), se for analisada em ordem crescente do fator de Stribeck, é possível identificar, respectivamente, os momentos de lubrificação limítrofe (lubrificação de contorno), lubrificação mista, lubrificação elasto-hidrodinâmico e lubrificação hidrodinâmica (PAVELESCU e TUDOR, 1987).



**Gráfico 3: Curva de Stribeck-Hersey e os estágios de lubrificação.** No eixo das ordenadas, “f” representa os valores do coeficiente de atrito, “Z” a viscosidade, “V” a velocidade, “L” o fator de carga e “h” a folga.  
 Fonte: Pawlak (2003), pág. 169.

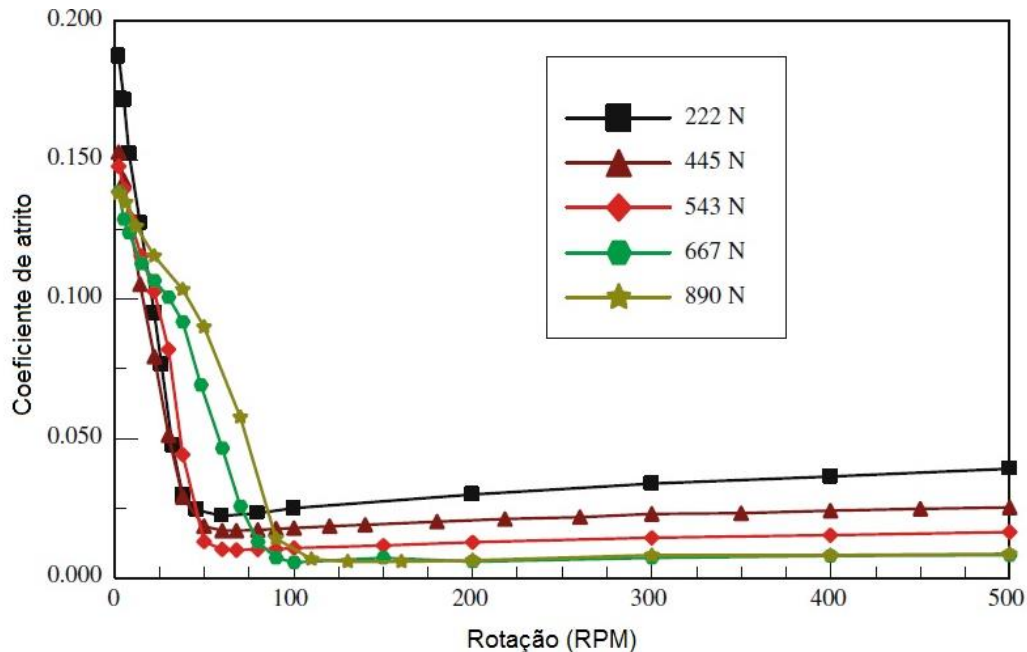
A nomenclatura desses estágios não é unânime entre autores. Por exemplo, enquanto Hutchings (1992) considera a divisão da Curva de Stribeck em três momentos (lubrificação de contorno, elasto-hidrodinâmica e de filme completo), Norton (2013) divide o regime de lubrificação de filme completo em lubrificação hidrostática, hidrodinâmica e elasto-hidrodinâmica. O regime de lubrificação intermediário (entre lubrificação de contorno e de filme completo), Norton (2013) nomeia de lubrificação de filme misto ao invés de elasto-hidrodinâmica.

Contudo, apesar de divergências de nomenclatura, existe o consenso quando se trata dos conceitos desses regimes de lubrificação.

Para fins de comparação de resultados, foram usados como referência alguns dados apresentados nos artigos escritos por Khonsari e Lu (2005) e por Sofuoglu, Adatepe e Biyiklioglu (2011).

Uma vez que objetiva-se a obtenção de gráficos em diversas condições de carregamento, torna-se conveniente uma análise breve do Gráfico 4. Trata-se de uma curva que ilustra o comportamento do coeficiente de atrito versus a rotação do eixo sobre condições de operação diversas. Esses ensaios foram realizados usando pares

tribológicos compostos de eixo e mancal de deslizamento lubrificado a temperatura constante.

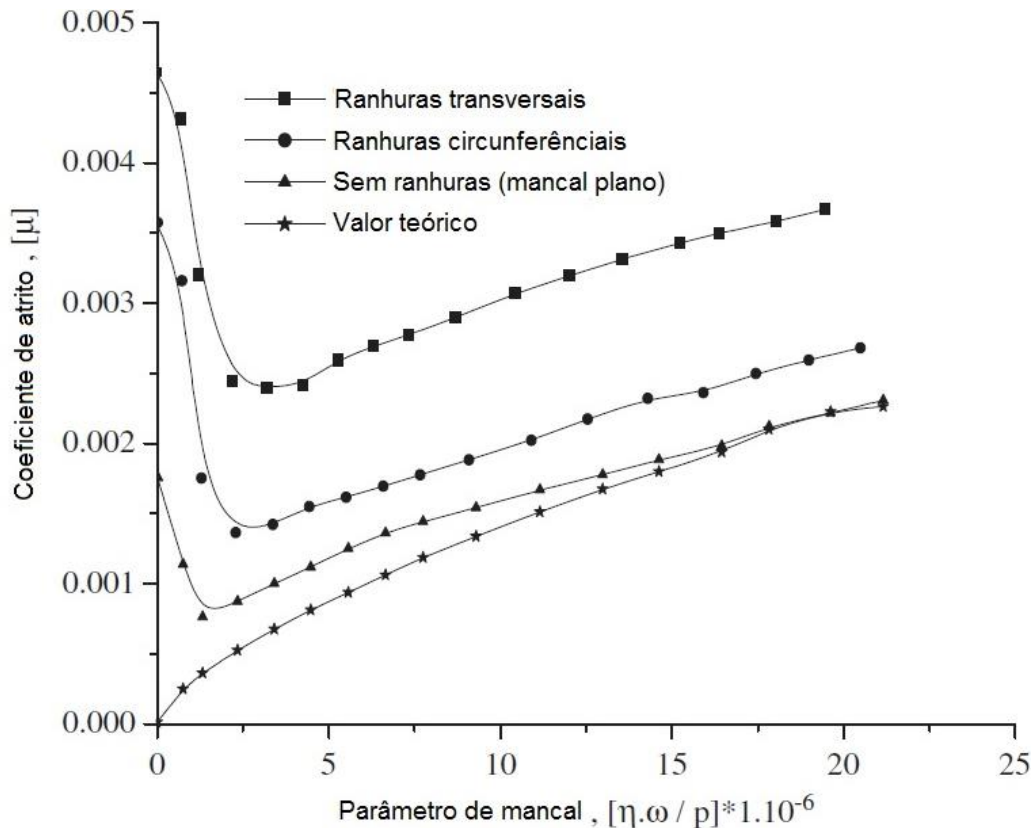


**Gráfico 4: Variação do coeficiente de atrito com a velocidade em diferentes carregamentos usando óleo SAE 30 e temperatura constante de 40°C.**  
Fonte: Khonsari e Lu (2005).

Observa-se, de forma geral, que os resultados obtidos pelos autores sugerem que conforme a carga aplicada sobre o sistema aumenta, o valor mínimo registrado do coeficiente de atrito durante o ensaio diminui. Ao mesmo tempo, se avaliado o valor da abscissa desse ponto, observa-se que existe uma tendência ao aumento desse valor quando são usadas cargas maiores.

O presente trabalho também contempla a comparação entre a curva obtida empiricamente com outra que é plotada a partir de valores teóricos (obtidos através da Equação (19)). Dessa forma, também toma-se como conveniente a análise do Gráfico 5. Os ensaios que compõem esse gráfico foram realizados com mancais de deslizamento fabricados especialmente para a pesquisa que tem o propósito de analisar, dentre outros fatores, a influência da geometria do mancal no valor do coeficiente de atrito medido.





**Gráfico 5: Curvas de Stribeck obtidas em ensaios conduzidos com mancais de deslizamento plano, com ranhuras transversais e circunferenciais e a partir de valores de coeficientes de atrito calculados mantendo carga constante de 353N. Fonte: Sofuoglu, Adatepe e Biyiklioglu (2011).**

$$\mu_{teórico} = 2 * \pi * \frac{R_2 * L * \eta * \omega}{C * F_N} \quad (19)$$

Sendo a variável “C” igual à folga radial entre corpo e contra corpo de prova.

Diferentemente do Gráfico 4, o Gráfico 5 ilustra a correlação entre o valor do coeficiente de atrito e do parâmetro de mancal (número de Stribeck). Dado que o equacionamento para a curva teórica parte da fórmula de Petrov (Equação (5)), essa só leva em consideração os esforços provenientes das tensões de cisalhamento do óleo lubrificante, ou seja, ela não contempla as interações entre asperezas das superfícies do mancal e do munhão. Dessa forma, os valores entre as curvas empíricas obtidas pelos autores do Gráfico 5 e a curva teórica só se aproximam depois que o sistema passa a operar em regime de lubrificação completa.

## 2.4. MANCAIS DE DESLIZAMENTO

Mancais são por definição constituído de duas partes em contato com movimento relativo entre si. Existem basicamente dois tipos de mancal: o plano e o de elementos rolantes. O plano é feito geralmente de um material de apoio (bronze, *babbitt* ou polímero não metálico) e normalmente projetado tendo em vista uma aplicação específica. O mancal de elementos rolantes são montagens com esferas ou rolos endurecidos entre dois anéis fixos à alguma superfície. Esses geralmente são selecionados de um catálogo para atender aos requisitos de um projeto em que farão parte (NORTON, 2013).

Para o projetista de uma máquina, todos os mancais são claramente apenas males necessários, não contribuindo em nada para o produto ou função da máquina; e quaisquer virtudes que possam ter não são apenas de valor negativo. O mérito deles consiste em absorver a menor potência possível, desgastando-se o mais devagar possível, ocupando o menor espaço possível e custando o menos possível (A.G.M. Michell, 1929 citado por NORTON, 2013).

Os mancais são necessários nos mais diversos tipos de máquinas rotativas, como motores, bombas, compressores e turbinas. Sem os mancais não seria possível a transmissão ideal do movimento e potência (CASTRO, 2007).

Neste trabalho o foco será o estudo dos mancais de deslizamento, que funcionam basicamente com um eixo (ou munhão) rodando dentro de uma manga (ou bucha) e a interação entre os dois é de deslizamento entre superfícies pela formação hidrodinâmica do filme lubrificante (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, 2005). Assim, o sistema tribológico estudado nesse trabalho será composto de eixo, bucha e lubrificante.

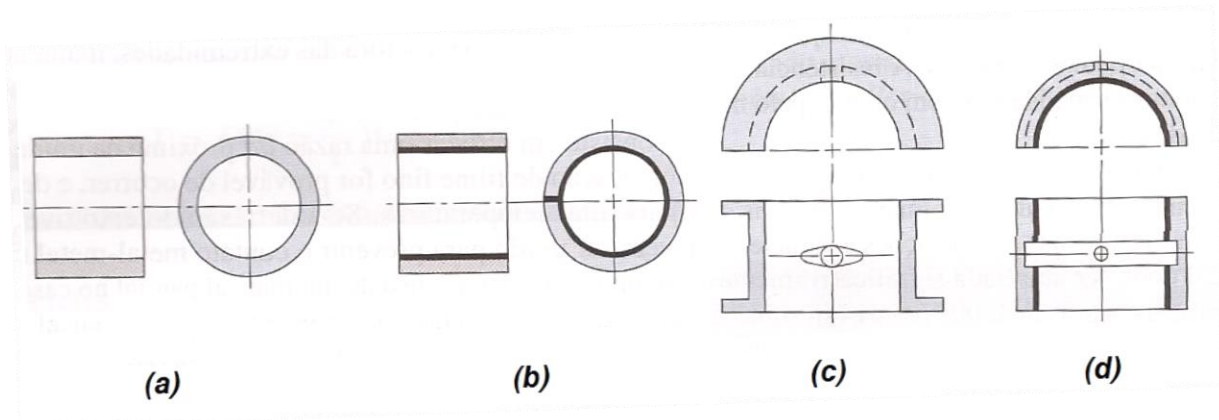
### 2.4.1. Características de buchas e mancais

A bucha de um mancal pode ser tão simples como um tarugo de ferro fundido usinado no torno ou uma peça elaborada, com pequenas tolerâncias geométricas e dimensional, que utiliza um sistema de resfriamento especial assim como as buchas encontradas em motores de grandes navios.

Também conhecido pelo nome de buchas de manga, as buchas de deslizamento (Figura 12) podem ser produzidas por fundição, repuxamento, usinagem ou metalurgia do pó. Dentre os diversos tipos, pode-se separar os mancais

de deslizamento em dois grupos maiores: os que possuem e os que não possuem revestimento. Esse revestimento pode ser composto de uma variedade de materiais, sendo os mais comuns babbitt, bronze, ligas de alumínio e ligas de cobre.

Na Figura 12, itens “c” e “d”, estão ilustradas buchas de mancais comerciais de flange bipartidos disponíveis em vários tamanhos. Neste tipo de bucha uma alça de travamento posiciona o mancal e previne movimentação axial ou rotacional.



**Figura 12: (a) e (b) Bucha manga, deslizamento. (c) e (d) Buchas de flange bipartidas. (b) e (d) com revestimento interno e (a) e (c) sem revestimento.**

Fonte: Adaptado de Shigley, Mischke e Budynas (2005), pág. 614.

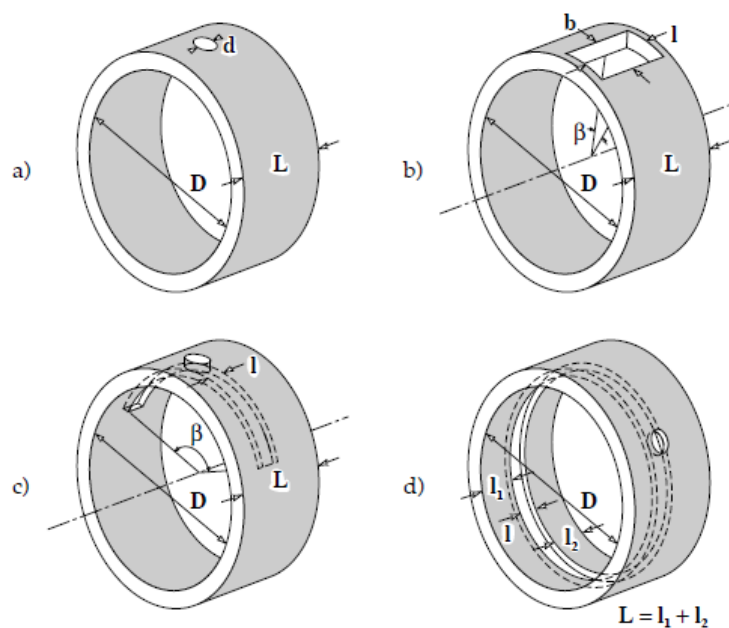
#### **2.4.2. Métodos de lubrificação**

Em um projeto de um mancal, após escolhido o tipo de bucha, o próximo fator relevante a ser determinado é a forma que será feita a lubrificação do conjunto. Inicialmente, faz-se a escolha do tipo de lubrificante com base nos parâmetros de operação do mancal. Como o estudo apresentado nesse trabalho envolve lubrificação com um óleo mineral já determinado (ANEXO A), esse foi o ponto de partida.

O passo seguinte foi a definição da forma e posição do orifício para lubrificação e a geometria dos sulcos na superfície interna da bucha. Além de definir o modo que foi feito o suprimento de lubrificante, essas escolhas modificam o coeficiente de atrito e estabilidade do mancal. No posicionamento do furo de lubrificação, deve-se tomar alguns cuidados. Um deles é evitar colocá-lo diretamente no ponto onde a carga máxima, pois isso afetará a capacidade de carga do mancal. Em outras posições a capacidade de carga sofre pouca influência (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2001).

Os sulcos também desempenham papel importante na lubrificação, uma vez que direcionam o fluxo do óleo lubrificante. Em uma situação ideal, os sulcos deveriam ter a mesmo comprimento que a bucha, mas isso levaria todo óleo a vaziar pelas laterais mais rapidamente. Assim sendo, o comprimento do sulco é, normalmente, igual à metade do comprimento da bucha. Sulcos em forma circunferencial (Figura 13 – d), de forma geral, é utilizado quando a carga muda de direção. No entanto, mesmo nos casos em que os sulcos são de uma geometria simples, deve-se utilizar meios computacionais para uma coleta apurada de dados sobre o fluxo de lubrificante (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2001).

Na Figura 13 estão ilustrados tipos de mancais de deslizamento com orifícios para admissão de fluido lubrificante de geometrias diversas e exemplos de peças com e sem sulcos em sua superfície interna.



**Figura 13: Orifícios e sulcos para suprimento de lubrificante em mancais de deslizamento a) furo simples, b) sulco em ângulo curto, c) Sulco em ângulo, d) Sulco circunferencial.**  
 Fonte: Stachowiak e Batchelor (2001), pág. 159.

### 2.4.3. Materiais de revestimento

Os revestimentos são muito variados e sua escolha deve seguir alguns critérios.

- *Babbitt*: ponderando-se os pontos fracos e fortes, é considerado o melhor material para revestimento. É utilizado em mancais de motores automotivos, motores de pequena potência e, fazendo uso em camadas mais espessas, também pode ser

utilizado em equipamentos mais pesados. Possui excelentes propriedades de compatibilidade em condições de lubrificação limítrofe e tem a habilidade de incorporar a sujeira. Por outro lado, é relativamente mais caro e possui baixa resistência à fadiga e carga (BREWE, 2001).

- Bronze e Ligas de Cobre: ligas de cobre oferecem maior capacidade de carga do que o babbitts e resistem à alta temperatura e maior resistência ao desgaste.
- Ligas de alumínio: possuem alta capacidade de carga, resistência à fadiga, boa condutividade térmica, excelente resistência à corrosão e baixo custo. São amplamente utilizadas no interior da junta da biela de motores de combustão interna. Porém, essas ligas necessitam de cuidados especiais com acabamento e tem baixa compatibilidade metálica.

**Tabela 3: Comparação de propriedades das ligas de revestimento de mancais.**

Liga	Dureza Brinell			Capacidade de carga		Temperatura máxima de operação	
	Temperatura ambiente	A 149 °C (300 °F)	Eixo mínimo	MPa	psi	°C	°F
Babbitt a base de Estanho	6 - 12	20 - 30	130 - 170	5,5 - 10,3	800 - 1500	149	300
Babbitt a base de Chumbo	6 - 12	15 - 20	130 - 170	5,5 - 8,3	800 - 1200	149	300
Mancal com revestimento de babbitt	---	---	200 - 300	13,8 - 35,4 +	2000 - 5000 +	149	300
A base de Cádmio	15	30 - 40	200 - 250	10,3 - 13,8	1500 - 2000	260	500
A base de Cobre	20 - 23	20 - 23	200	10,3 - 17,2	1500 - 2500	177	350
Chumbo e Bronze	40 - 60	40 - 70	300	20,7 - 27,6	3000 - 4000	232	450
Estanho e Bronze	60 - 70	60 - 80	300 - 400	27,6 +	4000 +	260 +	500 +
Liga de Alumínio	40 - 45	45 - 50	200 - 300	34,5 +	5000 +	121	250
Revestida de Prata	25	25	300 - 400	34,5 +	5000 +	260	500

Fonte: Brewe (2001) Cap. 27.5.

A escolha correta dos materiais de revestimento, bucha e eixo deve também levar em consideração a solubilidade sólida entre os diferentes materiais. A Figura 14 mostra solubilidade sólida mútua de pares de metais puros. Quando são completamente insolúveis ou apresentam insignificante solubilidade sólida, os metais formam um par tribologicamente compatível. Assim, materiais iguais, em contra partida, tem uma compatibilidade péssima. Essa escolha influência principalmente o desgaste dos componentes, porém o objetivo desse trabalho não entrará nesse mérito para não se estender muito.

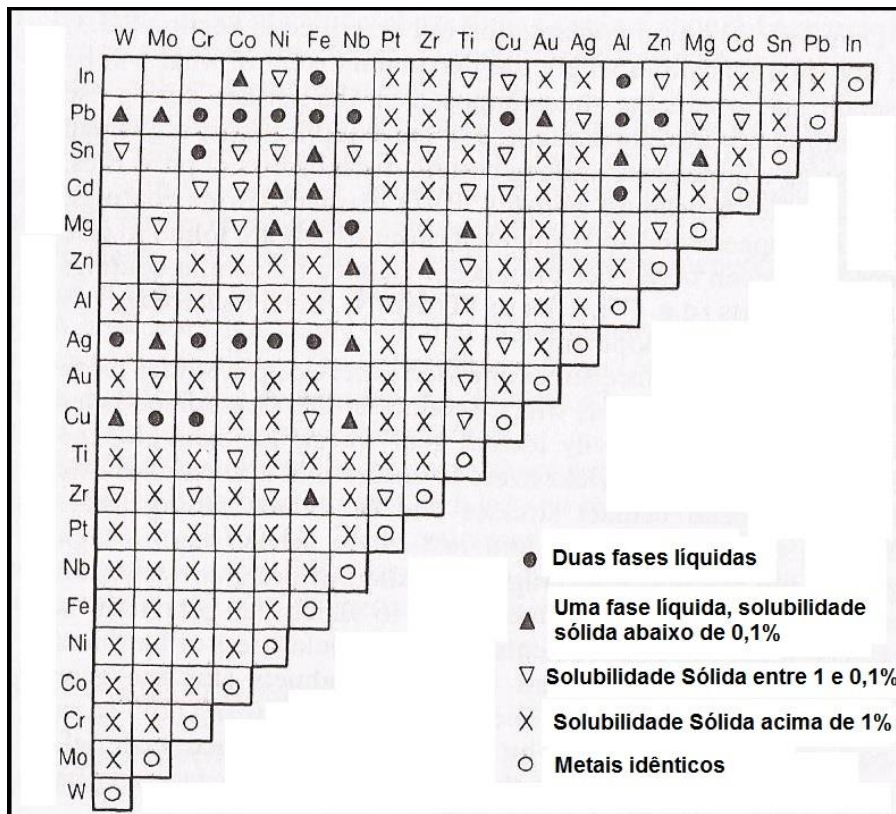


Figura 14: Diagrama de compatibilidade de metais  
 Fonte: Adaptado de Hutchings (1992), pág. 206.

#### 2.4.4. Desgaste em mancais de deslizamento

O desgaste pode ser definido como sendo o processo de degradação de superfícies de componentes por consequência de processos tribológicos, podendo ou não envolver remoção de material (EYRE, 1976). Outra definição seria o mecanismo de ataque de uma partícula suficientemente dura posicionada em um ângulo apropriado que a permita atuar como ferramenta de corte. Fenômeno esse, que geralmente estaria acompanhado de intensa deformação plástica sobre a superfície atacada e acúmulo de material deslocado para parte frontal e lateral do risco (ALBERTIN *apud* ROVERI e CHAVES, 2011).

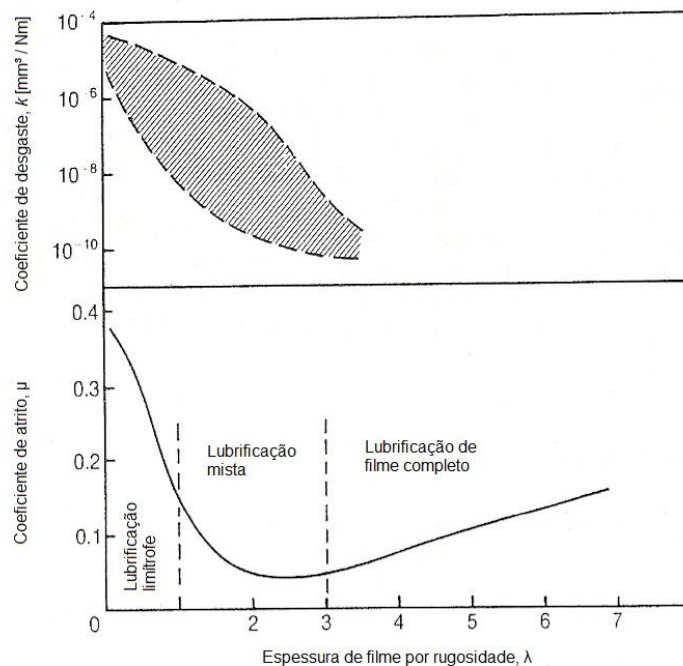
De forma geral, desgastes em superfícies sólidas podem ser qualificados como desgaste abrasivo, por erosão, por cavitação ou adesivo (também chamado de desgaste por deslizamento). Desgaste abrasivo é caracterizado pela perda de material decorrente da passagem de partículas ou protuberâncias, de igual ou maior dureza, sobre uma superfície sólida (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2001). Segundo

Eyre (1976), ele é responsável por aproximadamente 50% dos problemas de desgaste no setor industrial.

Desgaste por erosão é causado pelo choque de partículas sólidas sobre uma superfície. E desgaste por cavitação seria decorrente do choque de líquido sobre uma superfície causado pelo colapso de bolhas formadas em regiões de baixa pressão (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2001).

Desgaste por deslizamento, ou adesivo, pode ser caracterizado de duas formas diferentes dependendo da lubrificação do conjunto. A primeira forma é chamada de desgaste por deslizamento lubrificado e ocorre em cenários onde são empregados materiais com a intenção de lubrificar a montagem. O segundo tipo advém de mecanismos que não fazem uso de lubrificantes e cujas superfícies deslizam sobre uma camada de ar localizada entre elas. Dessa forma, esse tipo é chamado de desgaste por deslizamento a seco (HUTCHINGS, 1992).

Para desenvolvimento desse estudo, foram realizados ensaios que consistiam de um eixo rotacionando no interior de uma bucha automotiva em diferentes combinações de carga e velocidade. Em situações onde o eixo girante não estiver totalmente envolto em óleo lubrificante (regime de lubrificação de filme completo ou hidrodinâmica), existirão interações entre suas rugosidades e as do mancal de deslizamento (bucha automotiva). Nessas situações, as asperezas de maior dureza (as do eixo) promoveram perda e/ou deslocamento de material proveniente da superfície mais mole (a do mancal), gerando assim o desgaste da bucha.



**Gráfico 6: Regimes de lubrificação e coeficiente de desgaste em função da razão entre espessura de filme por rugosidade.**  
 Fonte: Hutchings (1992), pág. 106

Ilustrando essa situação, o Gráfico 6 relaciona os regimes de lubrificação do sistema tribológico com as respectivas taxas de desgaste “*k*”, expressas em milímetros cúbicos de material arrancado por unidade de carga normal e metro percorrido. Os valores presentes no gráfico são tidos como típicos para metais segundo o autor.



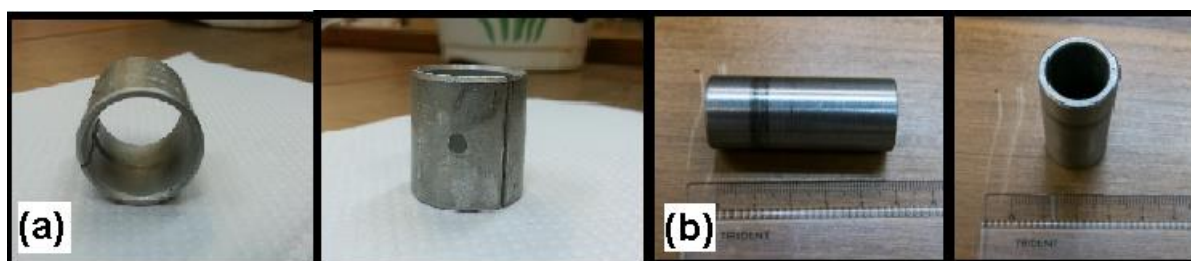
### 3. MATERIAIS E MÉTODOS

Este capítulo trará informações detalhadas sobre o equipamento, materiais e métodos utilizados nos ensaios, assim como os motivos que levaram a equipe a adotar os processos e implementações agora descritos.

#### 3.1. COMPONENTES DO SISTEMA

##### 3.1.1. Corpos e contra corpos de prova

Utilizou-se no total vinte e dois pares tribológicos (PT) compostos de corpo de prova (CP) e contra corpo de prova (CCP) (Fotografia 1).



Fotografia 1: (a) Corpo de prova; (b) Contra corpo de prova.

Tendo em vista os vários ensaios que seriam realizados e tentando garantir ao máximo a repetibilidade destes, a escolha de cada um dos componentes do PT foi determinada principalmente pela qualidade dimensional e superficial.

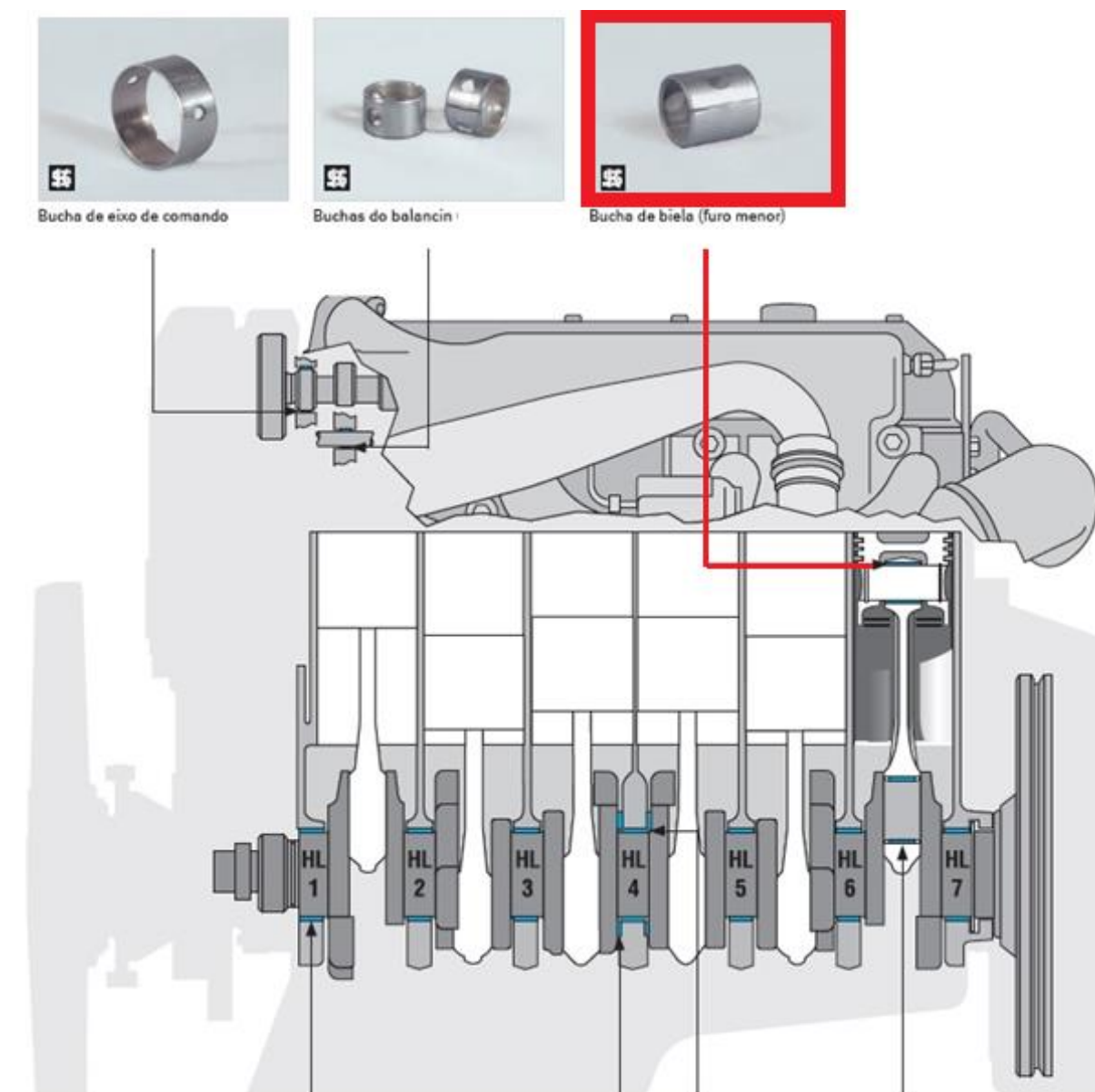
Para o corpo de prova foi utilizado uma bucha de deslizamento da biela comercial fabricada pela MAHLE Metal Leve S.A., cujo código de fabricação é “SBG-598-U STD SEMI SPA”. Ela é utilizada em motores Volkswagen 1600/1800 com biela longa. Com a escolha de um item comercial foi possível utilizar uma peça com garantia do processo de fabricação e especificações. A geometria da bucha também facilitou a lubrificação do sistema tribológico, pois apresenta um furo lateral para entrada do lubrificante e um canal circumferencial que facilita sua circulação.

Um modelo dessa bucha montada no motor automotivo está representado na Figura 15. As medidas principais do CP conforme mostra o Catálogo da MAHLE são:

- Espessura 1,70mm a 1,80mm

- Comprimento 25,00mm

Ainda segundo o catálogo, o mancal de deslizamento usado nesse trabalho foi fabricado para ser montado com interferência em um furo interno de 23,000 a 23,052mm e assim obter uma folga de 0,012 a 0,021mm entre bucha e pino cilíndrico interno.



**Figura 15: Aplicação e posicionamento do CP em um motor de combustão interna.**  
 Fonte: Catálogo MAHLE, (2014).

Para o CCP não foi possível a utilização de um item comercial devido à venda somente do conjunto inteiro completo, contendo o jogo de pistões, bielas e o pino, tornando o custo de execução desse estudo muito elevado. Escolheu-se então a

empresa CRR Usinagem, com sede em São José dos Pinhais, PR, para realizar o torneamento em CNC e obter a concentricidade e uniformidade requeridos, conforme o desenho de fabricação do APÊNDICE A.

### 3.1.2. Suporte do corpo de prova

Para a montagem correta do par tribológico, foi projetado um suporte do corpo de prova (SCP) que tem a finalidade principal de agrupar o par tribológico e fazer a transmissão do torque gerado pela interação do CP e CCP para a célula de carga. O SCP (ou “porta bucha”) é um suporte bipartido fechado por quatro parafusos M6, no qual o corpo de prova fica encaixado internamente, como mostram a Figura 16 e a Fotografia 2. Outras funções do SCP são:

- Direcionar corretamente a entrada e saída de óleo;
- Acoplar internamente o sensor de temperatura de saída do mancal.

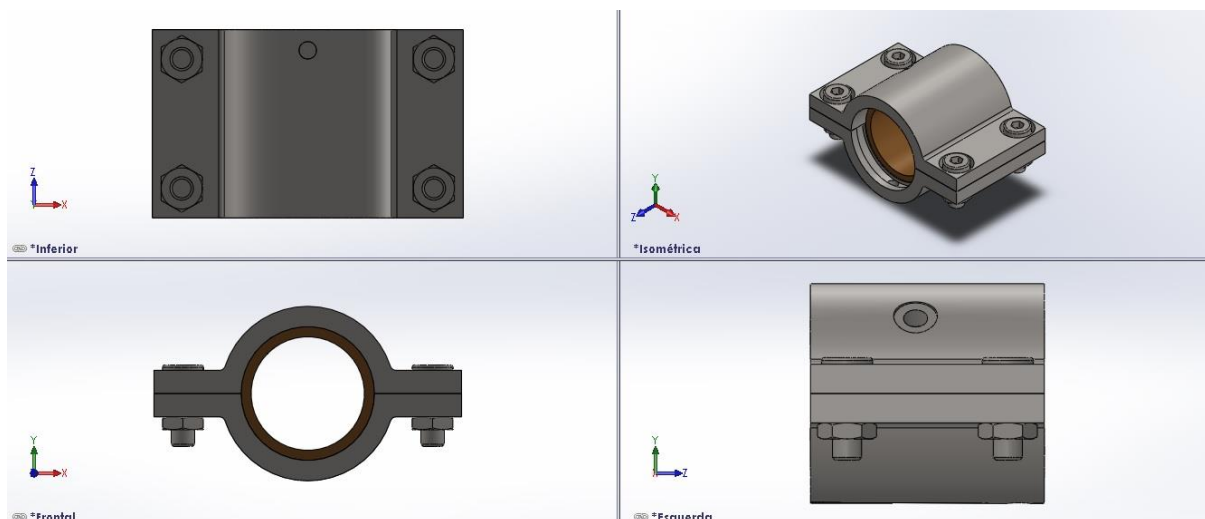
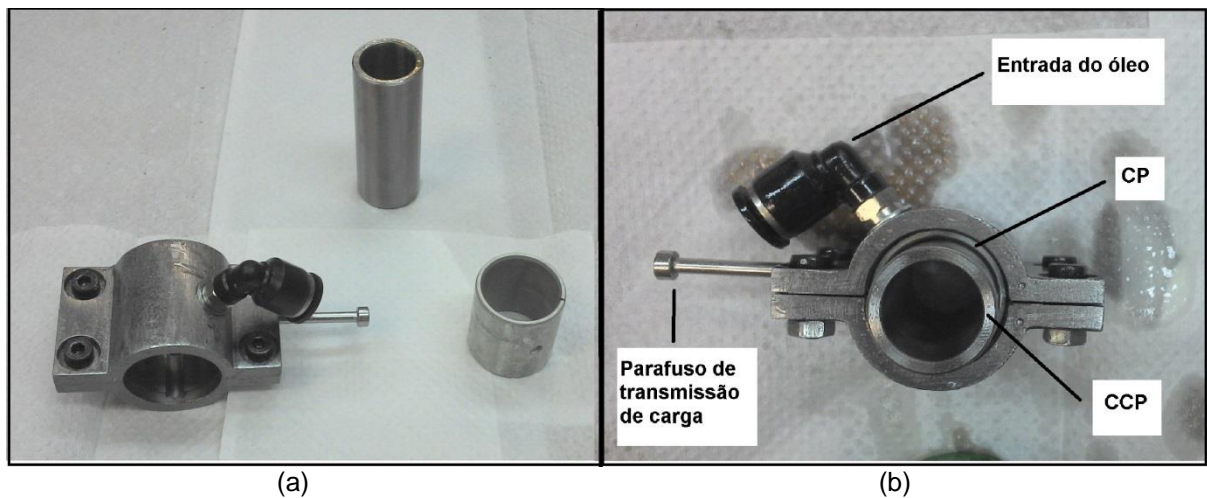


Figura 16: Modelo em 3D do sistema para fixação do corpo de prova.

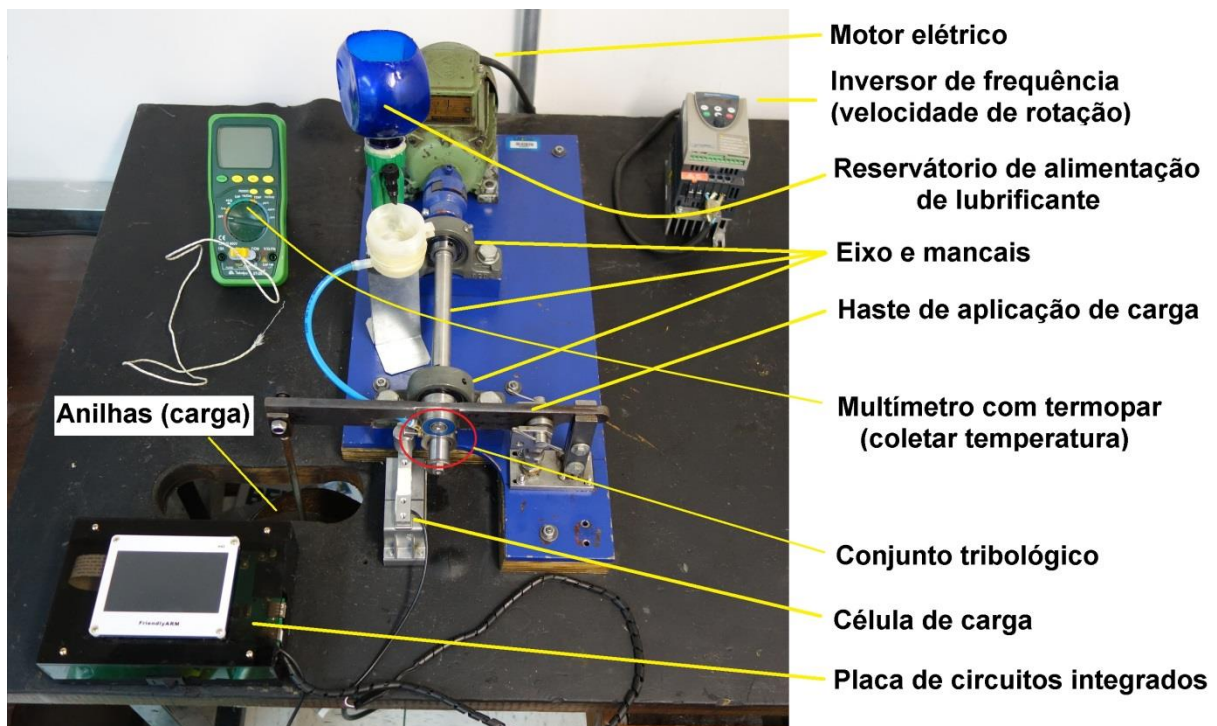


Fotografia 2: (a) Conjunto CP, CCP e SCP separados e (b) Conjunto completo montado.

Os desenhos detalhados do SCP estão no APÊNDICE A.

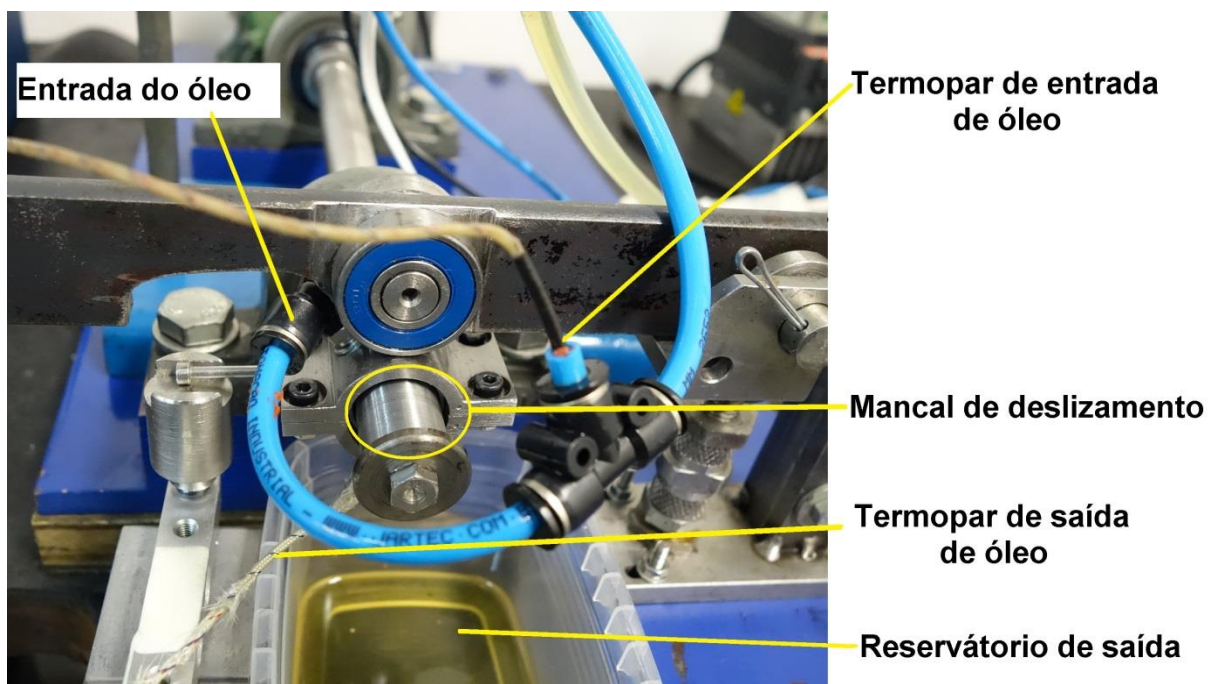
### 3.2. MÁQUINA DE ATRITO CINÉTICO (MAC)

A máquina de medição de atrito cinético utilizada nos ensaios para obtenção de Curvas de Stribeck foi desenvolvida no Laboratório de Superfícies de Contato (LASC) da UTFPR-Curitiba. A Fotografia 3 mostra a M.A.C. em uma configuração utilizada em trabalhos anteriores.



Fotografia 3: Máquina de atrito cinético configuração antiga.

Descrevendo brevemente a M.A.C. trata-se de uma máquina que possui um eixo rotativo movido por um motor elétrico cuja rotação é controlada por um inversor de frequência. Na ponta oposta ao motor elétrico são montados o CCP e o CP com o auxílio do “porta bucha”, conforme pode ser observado na Fotografia 4. A haste de aplicação de carga aplica uma força vertical diretamente acima do suporte de corpo de prova simulando uma situação real de funcionamento desse mancal de deslizamento. Com o motor elétrico ligado, a rotação do CCP gera uma força de resistência a esse movimento no CP e essa força (que seria a força de atrito cinético) é transmitida pelo “porta bucha” para a célula de carga com o auxílio de um parafuso.



Fotografia 4: Lubrificação do mancal de deslizamento.

A célula de carga tem uma capacidade de até 2,0kg e resolução de 0,1g. Ela está ligada a uma placa de circuito integrado que foi programada para gravar os valores de força agindo sobre a célula de carga em arquivo “.txt”, o qual é criado e salvo em um *pen drive* a cada dez segundos. Outro dado também monitorado durante ensaios é a temperatura. Esse monitoramento é feito com o auxílio de um multímetro digital, ligado a um termopar do tipo K, transmitindo os valores para um *software* computacional. Os valores de temperatura são captados a cada cinco segundos e então armazenados em planilha *Excel*. Como os dados de temperatura e carga são obtidos separadamente, é necessário o controle manual do início e fim dos ensaios,

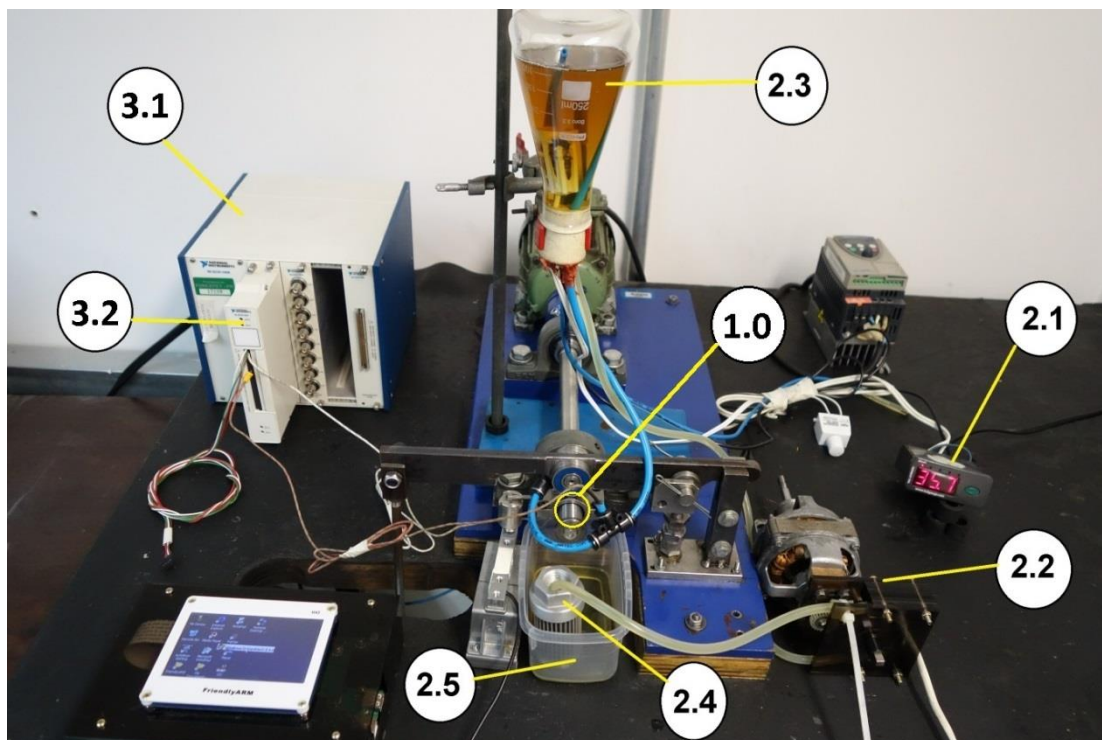
assim como mudanças na velocidade ou carga durante o mesmo teste, para que depois seja feita a associação correta entre os dados e o tempo.

### 3.3. MODIFICAÇÕES E MELHORIAS NA M.A.C.

Neste estudo implementou-se melhorias na M.A.C. Na Fotografia 5 está a configuração atual, equipada com placa de captura de dados da *National Instruments* e o sistema de lubrificação com capacidade de aquecimento do óleo antes da entrada no mancal.

As melhorias feitas na M.A.C. são descritas abaixo:

- Sistema de recirculação de óleo com bomba e filtro;
- Sistema de aquecimento de óleo via resistência elétrica;
- Desenvolvimento de um novo suporte para corpo de prova;
- Uso de um corpo de prova comercial;
- Implementação de um sistema de captura de sinais.



Fotografia 5: Configuração atual da M.A.C. com melhorias<sup>1</sup>

<sup>1</sup> 1.0 - Mancal de deslizamento: Suporte do corpo de prova, Corpo de prova (bucha), Contra corpo de prova (eixo); 2.0 - Sistema de lubrificação aquecido: 2.1 -Termostato digital; 2.2 - Bomba de óleo peristáltica; 2.3- Reservatório de aquecimento (resistência elétrica, termopar J, tubos de

### **3.3.1. Escolha e desenvolvimento dos CP e SCP**

O mancal de deslizamento foi modificado com a adição de um componente, o suporte para corpo de prova (SCP). No sistema antigo o próprio CP (bucha) tinha um parafuso rosqueado na lateral que era responsável pela transmissão de carga. O problema disso é a necessidade de um CP com espessura suficiente para fixar o parafuso. Nesse caso, era necessária uma fabricação que incluía, além do processo de usinagem, a aplicação do metal de revestimento interno, no caso o *Babbitt*. Ou seja, um processo demorado, caro e de qualidade dependente do operador. A solução encontrada para o CP foi substituição por uma bucha comercial com fabricação padronizada. A partir da geometria do CP foi desenvolvido o suporte para corpo de prova.

### **3.3.2. Sistema de recirculação e aquecimento do óleo**

O sistema de lubrificação aquecido é composto de duas partes principais a recirculação do óleo e o aquecimento. No primeiro caso, o lubrificante escorre do mancal para o reservatório de saída, sendo succionado pela bomba peristáltica e passando antes por um filtro com capacidade de reter partículas maiores que 150µm. O óleo é então bombeado para o reservatório de aquecimento, onde ocorre o armazenamento e controle de temperatura de entrada do mancal.

O aquecimento do óleo acontece em um reservatório posicionado acima da M.A.C.. Nesse reservatório, a entrada do óleo (Fotografia 6 – a) localiza-se na parte inferior, de modo que conforme óleo “frio” entra, o lubrificante que já estava no reservatório tende a subir.

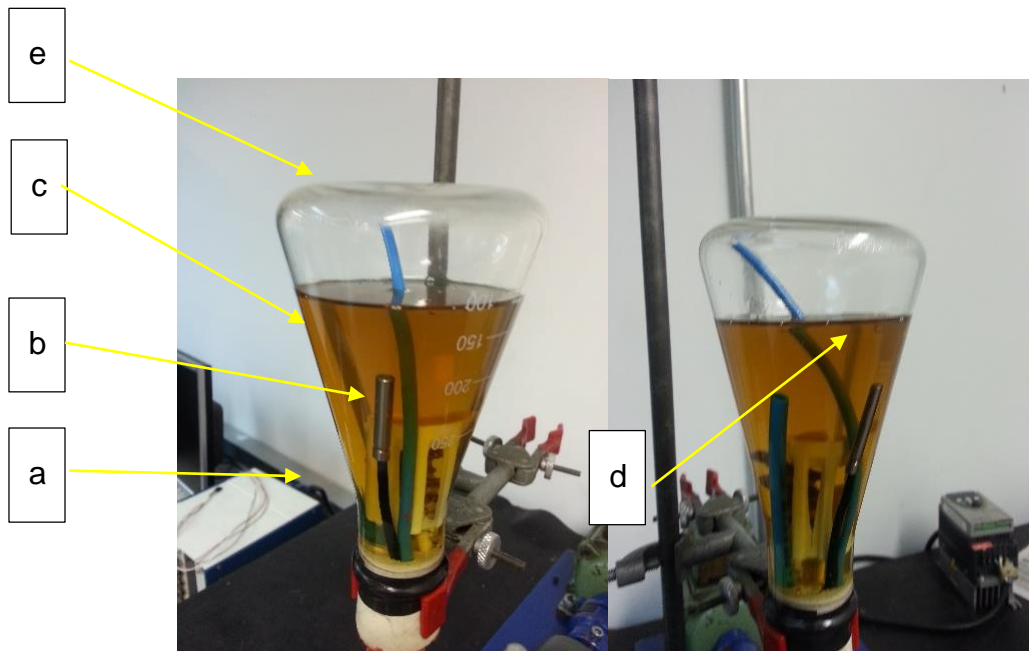
Acima desse ponto de entrada, existe uma resistência elétrica (mostrada na Fotografia 6, item b, com potência de 200W) por onde o óleo flui, absorve energia e esquenta. Finalmente no mesmo nível ficam posicionados o sensor do termostato (Fotografia 6 – c) e o ponto de saída do lubrificante (Fotografia 6 – d). Nesta altura o termostato monitorar a temperatura do fluido que mais se aproxima da saída do

---

entrada, tubo de saída e tubo de pressão interna); 2.4- Filtro de óleo; 2.5- Reservatório de saída; 3.0- Sistema de aquisição de dados: 3.1 - Placa NI SCXI-1000; 3.2- Placa NI SCXI-1321.

reservatório. Então o operador deve evitar que, durante a execução dos ensaios, o nível de óleo fique abaixo deste ponto, interrompendo a lubrificação do mancal.

O último componente da montagem é uma mangueira (Fotografia 6 – e) cuja extremidade interna fica no topo do reservatório e outra fora do reservatório, mantendo a pressão interna constante e igual a atmosférica, não interferindo assim na pressão de entrada no mancal do lubrificante.



**Fotografia 6: Reservatório de aquecimento de óleo.**

No APÊNDICE F, estão descritos alguns problemas operacionais e as soluções adotadas para o sistema de recirculação e aquecimento do óleo. Essas dificuldades não tiveram influência nos resultados dos testes.

### **3.3.3. Implementação do sistema de captura de sinais**

As placas de aquisição de sinais NI SCXI-1000 e NI SCXI-1321 da *National instruments*, não foram implementadas a tempo da realização dos ensaios, devido à dificuldade na instalação correta do *hardware* e do manuseio do *software* LabVIEW. A implementação das placas tinha o objetivo de automatizar a captura de vários tipos de dados, facilitando a comparação em tempo real dos mesmos. Isso possibilitaria a unificação da aquisição da temperatura em vários pontos e a do torque de atrito captado pela célula de carga.



Neste estudo os dados dos ensaios não foram coletados com as placas de aquisição, mas foi verificado que é possível obter essas informações por este método (APÊNDICE D)

### 3.4. LUBRIFICANTE E CURVA DE VISCOSIDADE

O lubrificante utilizado foi o Lubrax Top Turbo SAE 15W40, fabricado pela empresa Petrobrás para motores diesel e é o mesmo óleo utilizado no estudo de Salamone e Strano (2013). Esta escolha motiva-se pela padronização do óleo para pesquisas na M.A.C. com a intenção de aumentar a quantidade de informações e também obter padrões para comparação de resultados.

No ANEXO A estão as propriedades do lubrificante fornecidas pelo fabricante. Com o auxílio de um viscosímetro cilíndrico rotacional, Salamone e Strano, (2013) geraram o Gráfico 7 que ilustra o comportamento da viscosidade do óleo em função da temperatura (de 10°C a 80°C).

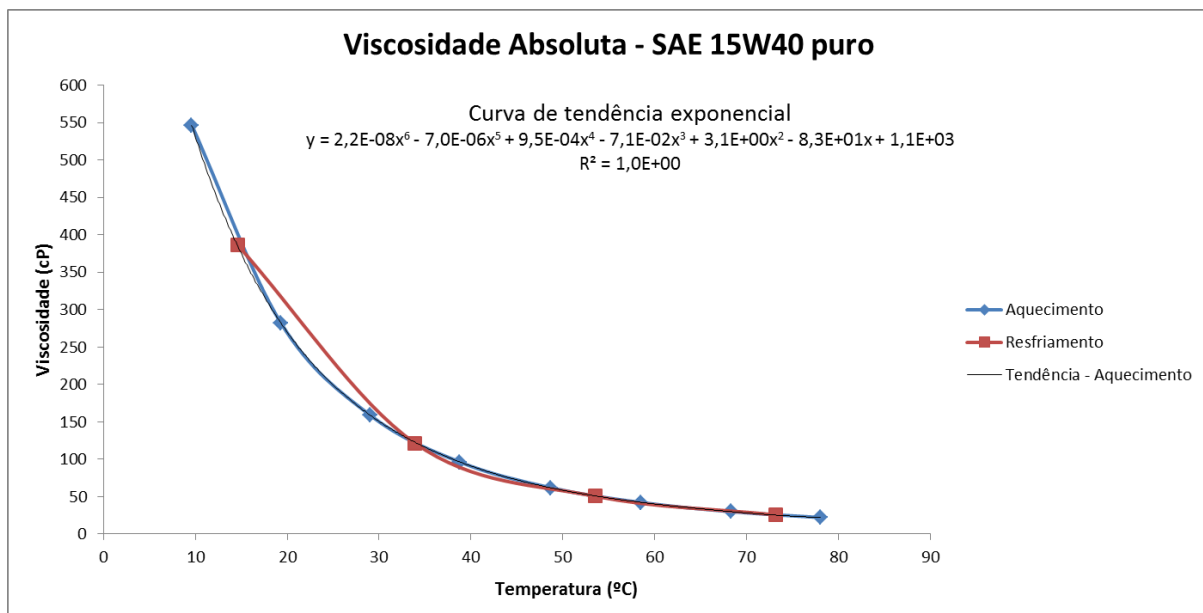


Gráfico 7: Curva de viscosidade para Lubrax Top Turbo SAE 15W40 puro.  
Fonte: Salamone e Strano, (2013).

### **3.5. METODOLOGIA E PARÂMETROS DOS ENSAIOS**

O procedimento adotado para obtenção da curva de Stribeck do sistema tribológico será descrito neste ponto, contendo as várias etapas do ensaio e a manipulação de dados obtidos.

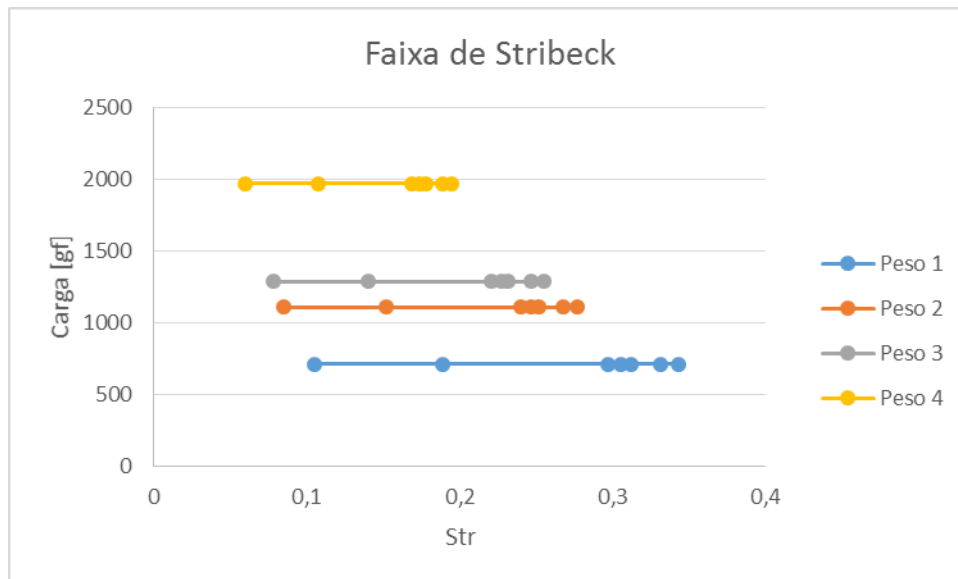
#### **3.5.1. Pré-ensaio**

O principal objetivo do ensaio é a construção correta de Curvas de Stribeck para o par tribológico tornando possível identificar os diferentes regimes de lubrificação. Para isso, foram realizados um total vinte e dois ensaios (sendo seis pré-ensaios e dezesseis ensaios completos). Os pré-ensaios foram necessários principalmente para:

- Familiarização com o equipamento;
- Desenvolver uma metodologia correta para os ensaios;
- Determinar as cargas para cada ensaio;
- Determinar uma temperatura de entrada do lubrificante;
- Determinar o tempo de cada ensaio;

Antes de iniciar qualquer tipo de ensaio, foi feita uma revisão do funcionamento dos componentes da M.A.C., constatou-se que um dos rolamentos que suportam e fixam o eixo não estava prendendo-o corretamente, assim foi feita a troca deste rolamento. A pista de contato do eixo com rolamento estava com marcas e danificada, sem saber o quanto isso influenciaria no seu desempenho, optou-se pela fabricação de um novo eixo, conforme o desenho de fabricação (APÊNDICE A)

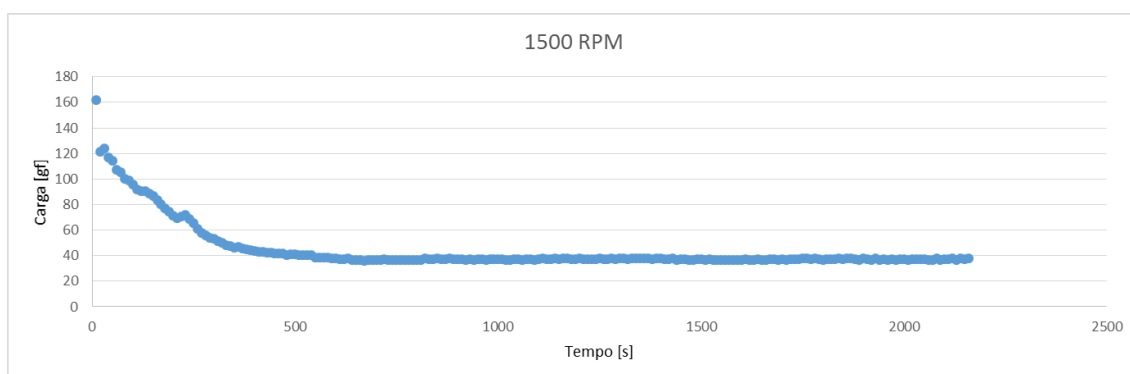
Os pré-ensaios foram realizados testes com 4 anilhas de peso, já existentes no LASC, de 709,91gf (peso 1, carga equivalente a 6964,2N), 1106,7gf (peso 2, carga equivalente a 10856,7N), 1285,52gf (peso 3, carga equivalente a 12610,9 N) e 1970gf (peso 4, carga equivalente a 19325,7 N). Com base em dados obtidos nesses pré-ensaios, foi plotado o Gráfico 8.



**Gráfico 8: Faixa de variação do número de Stribeck em função dos pesos utilizados.**

Para explorar uma faixa maior de valores do número de Stribeck ( $Str$ ), optou-se pelo uso dos pesos 1, 3 e 4, que serão referenciados a partir de agora como carregamento 1, carregamento 2 e carregamento 3, respectivamente. Descartou-se o peso de nº2 porque as faixas de operação dos pesos 2 e 3 são muito próximas, logo os gráficos gerados a partir desses carregamentos seriam, teoricamente, muito similares.

O tempo de cada ensaio foi determinado analisando os gráficos gerados a partir das leituras da célula de carga (da variável " $m_b$ ") versus o tempo (Gráfico 9).



**Gráfico 9: Leitura da carga na célula de carga em gramas versus tempo para uma velocidade de rotação constante.**

Depois de finalizados os pré-ensaios, concluiu-se que o tempo para transição do regime transiente (*running-in*) para o de regime permanente (*steady-state*) do

estado de lubrificação deveria ser de pelo menos 30 minutos. Optou-se por gravar o comportamento do par tribológico durante 35 minutos em cada velocidade e utilizar para os cálculos as leituras dos minutos finais antes da mudança de rotações.

Duas ideias principais determinaram o uso de um sistema para controle da temperatura. A primeira era de manter constante a temperatura do lubrificante na entrada do conjunto tribológico e, dessa forma, manter constante sua viscosidade. A segunda era de diminuir o tempo de estabilização do sistema para cada condição de ensaio, uma vez que o óleo passaria a entrar no sistema em uma temperatura bem acima da ambiente e não existiria mais a necessidade de esperar para que o conjunto entre em equilíbrio térmico.

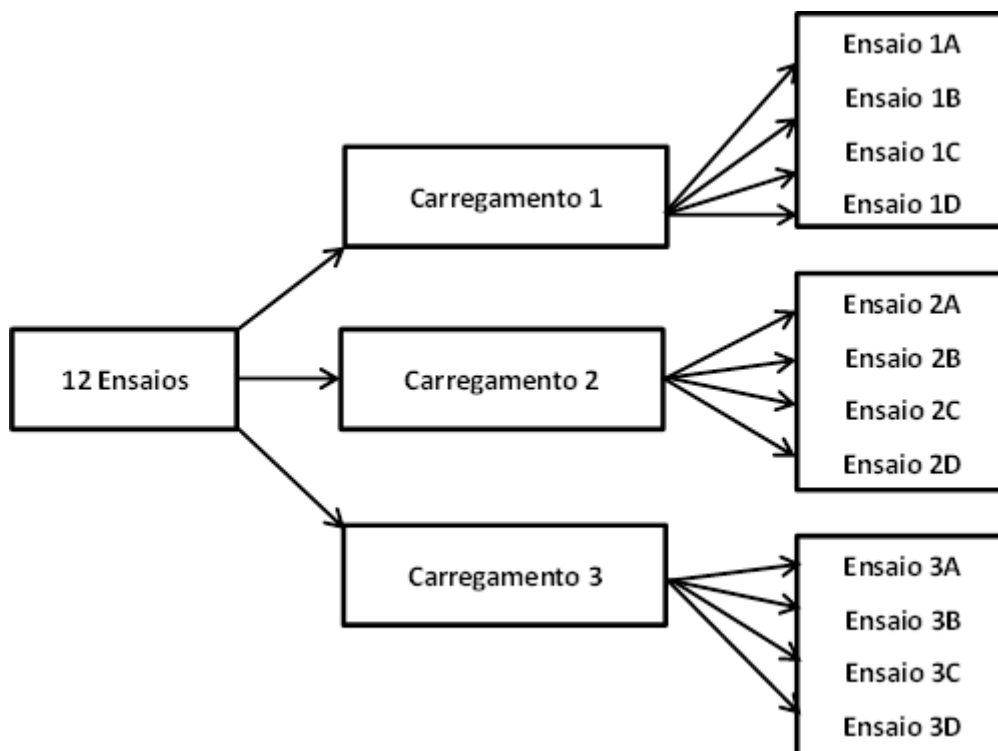
Assim arbitrou-se a temperatura de 60°C como sendo a de *set point* na configuração do termostato digital pelos seguintes motivos:

- Foi um valor recorrente de temperatura durante os pré-ensaios;
- Não é uma temperatura demasiadamente alta a ponto de dificultar o controle da temperatura no reservatório de aquecimento do óleo.

### **3.5.2. Execução do ensaio**

Dentre os ensaios válidos foram realizadas três baterias com três cargas diferentes, cada bateria composta de quatro ensaios. Em cada ensaio foram analisados os regimes de lubrificação em seis velocidades decrescentes diferentes (2500, 2000, 1500, 1000, 500, 250 rpm). Conforme Figura 17.

Essa análise foi feita a partir das leituras da célula de carga e a geometria do sistema, medindo de maneira indireta o coeficiente de atrito referente a cada uma das velocidades. Para determinação do número de Stribeck, foram avaliadas as temperaturas do óleo na saída do suporte do corpo de prova e os parâmetros do teste (rotação e carregamento). Com coeficiente de atrito e os números de Stribeck foram plotadas as Curvas de Stribeck.



**Figura 17: Diagrama dos ensaios realizados.**

Como o tempo de ensaio necessário em cada rotação foi de 35 minutos para atingir o regime permanente, um ensaio completo totalizou uma duração de 3 horas e 25 minutos rodados, sem contabilizar o tempo de *preset* da M.A.C. e a preparação e montagem do conjunto tribológico.

A montagem do conjunto tribológico é feita manualmente e após a fixação interna do CP no porta bucha é verificado o diâmetro interno do CP, utilizando um micrômetro de diâmetro interno de 20mm e resolução de 0,01mm. O diâmetro interno foi calculado como a média de seis medidas, sendo 3 em cada extremidade. Como os CCP já estavam numerados e com os diâmetros externos aferidos (com o auxílio de um micrômetro externo com resolução de 0,01mm), buscou-se sempre utilizar um conjunto com folga inferior a 0,1mm.

O *preset*, passo a passo, da M.A.C. e de seus dispositivos para os ensaios estão descritos no APÊNDICE E.

Os ensaios necessitam de controle manual da quantidade de óleo no reservatório de aquecimento buscando sempre mantê-lo próximo ao mesmo patamar, assim o nível do óleo não influencia na variação da pressão de entrada. A mudança

de rotação também é manual, primeiramente com a parada total do eixo e seguida do reinício e regulagem da nova rotação.

Ao final do ensaio, após desligar todos os equipamentos, é retirado o conjunto tribológico e armazenado para futuras análises de desgaste e rugosidade. Sangra-se o óleo do sistema por completo, pois em cada ensaio foi utilizado 250ml de óleo novo. E finalmente é feita a análise dos dados.

### 3.5.3. Análise dos dados

Com o final de cada ensaio, obtém-se as leituras da célula de carga (gravadas em intervalos de 10 segundos durante todo o ensaio) e as temperaturas de entrada e saída do óleo medidas no “porta bucha” (gravadas em intervalos de 5 segundos). Outras medidas necessárias para os cálculos do coeficiente de atrito ( $\mu$ ) e do número de Stribeck são obtidos via medições feitas antes de cada ensaio.

Para manipulação desses dados, foi utilizado o formulário desenvolvido por Vale (2013) que também fez uso da M.A.C. Os diagramas de corpo livre dos componentes da M.A.C. com detalhamentos das variáveis e as sub-montagens da máquina de atrito cinético estão representadas nas Figura 18, Figura 19 e Figura 20.

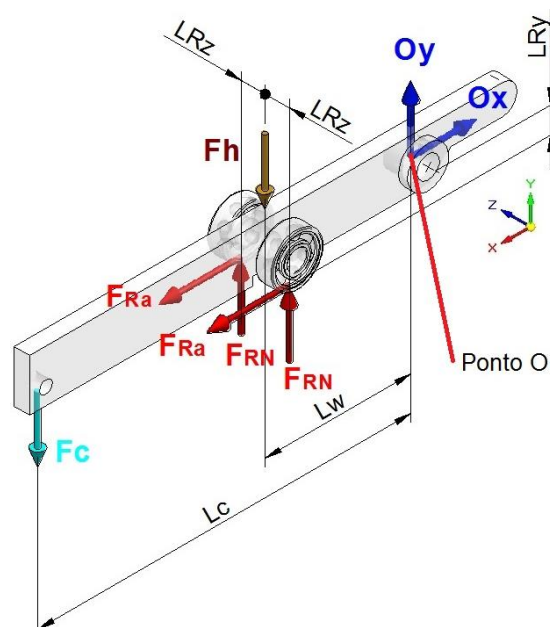


Figura 18: Diagrama de corpo livre da haste de aplicação de carga.  
Fonte: Vale (2013), pág. 110.

onde:  $F_h$  : Força gerada pela massa da haste de aplicação de carga “ $c_{mh}$ ”;

$F_c$  : Força gerada pela massa da anilha de massa " $m_c$ "

$F_{Ra}$  Força de atrito gerada pelos rolamentos

$F_{RN}$ : Força normal de reação do "porta bucha"

$L_w$ : Distância entre o centro de giro da haste e o ponto de aplicação de carga

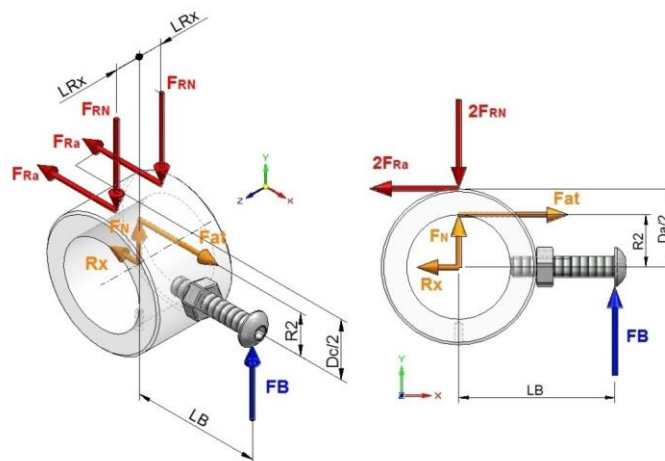
$L_c$ : Distância entre o centro de giro da haste e o ponto de aplicação de " $F_c$ "

$L_{Ry}$ : Distância no eixo "y" entre o ponto de giro da haste e o ponto de contato dos rolamentos e o "porta bucha"

$L_{Rz}$ : Distância entre o centro da barra e os centros dos rolamentos

$O_x$ : Reação da haste de carga no ponto de giro referente ao eixo "x"

$O_y$ : Reação da haste de carga no ponto de giro referente ao eixo "y"



**Figura 19: Diagrama de corpo livre equivalente ao do mancal de deslizamento.**  
Fonte: Vale (2013), pág. 113.

onde:  $F_N$ : Força de reação do contra corpo de prova no eixo "y"

$R_x$ : Força de reação do contra corpo de prova no eixo "y"

$F_{at}$ : Força de atrito gerada contra corpo de prova

$F_B$ : Reação da célula de carga ao momento gerado sobre o "porta bucha" (igual a " $m_b$ " – leitura da célula de carga – vezes a aceleração da gravidade)

$L_B$ : Distância entre o ponto de apoio do "porta bucha" até o centro do mancal

$D_c$ : Diâmetro externo do "porta bucha"

$R_2$ : Diâmetro interno do mancal

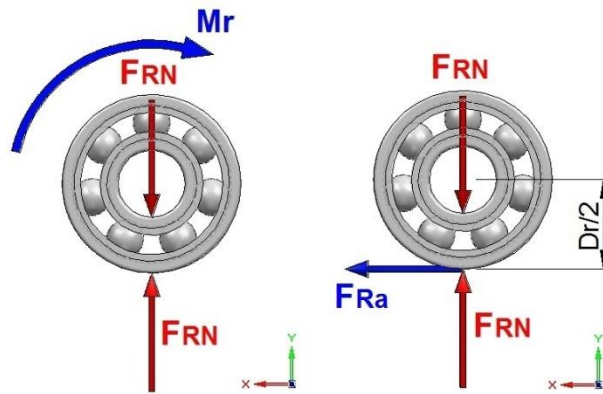


Figura 20: Diagrama de corpo livre dos rolamentos.  
 Fonte: Vale (2013), pág. 112.

onde:  $M_r$ : Momento gerado pelo atrito interno do rolamento

$\mu_r$ : Coeficiente de atrito do rolamento

$D_r$ : Diâmetro externo do rolamento

$d_r$ : Diâmetro interno do rolamento



A fórmula para o cálculo da força normal aplicada sobre o sistema de fixação do mancal é descrita na Equação (20) e a relação matemática que descreve o comportamento da força de atrito é a Equação (21). A Equação (22) é equivalente da Equação (2) isolando-se o coeficiente de atrito.

$$F_N = g * \left[ \frac{m_c * L_c + C_{mh} * L_w}{L_w - \mu_r * \frac{d_r}{D_r} * L_{Ry}} - m_b \right] \quad (20)$$

$$F_{at} = \frac{g}{R_2} * \left[ L_b * m_b + \frac{\mu_r * d_r * D_c * (m_c * L_c + c_{mh} * L_w)}{2 * D_r * (L_w - \mu_r * \frac{d_r}{D_r} * L_{Ry})} \right] \quad (21)$$

$$\mu_{empírico} = \frac{F_{at}}{F_N} \quad (22)$$

Em cada ensaio foi calculado também o coeficiente de atrito teórico (Equação (19)), que não é nada mais do que a substituição da variável “ $F_{at}$ ” (na Equação (22)) pela força de atrito gerada pelo fluido (força obtida multiplicando-se a tensão de cisalhamento gerada no filme de óleo – Equação (5) – e a área interna do mancal de deslizamento). Plotando-se o gráfico do coeficiente de atrito teórico *versus* o número de Stribeck, obtém-se uma reta ascendente em que a variação de “ $\mu$ ” desconsidera a influência do contato de asperezas das superfícies metálicas.

A fórmula para determinação do parâmetro de mancal é dada pela equação (17) e para cálculo da pressão média no filme de óleo pela Equação (18). Tanto para determinação da folga quanto para a pressão média, foram necessárias as medidas dos CP e CCP em cada um dos testes.

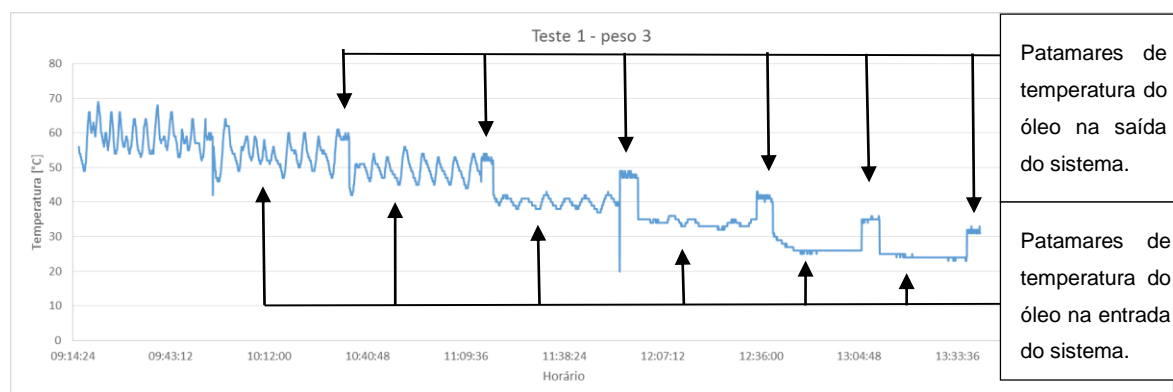
Os valores das constantes no sistema estão descritos na Tabela 4. Os valores descritos foram retirados de catálogos ou obtidos via medições realizadas nos trabalhos de Salamone e Strano, (2013) e Vale (2013).

**Tabela 4: Constantes do sistema para cálculo das forças e coeficiente de atrito.**

Constante	Valor	Unidade
$g$	9,81	[m/s <sup>2</sup> ]
$L_c$	0,228	[m]
$C_{mh}$	2,442	[kg]
$L_w$	0,089	[m]
$\mu_r$	0,0015	
$d_r$	0,012	[m]
$D_r$	0,032	[m]
$L_{Ry}$	0,015	[m]
$L_b$	0,035	[m]
$D_c$	0,015	[m]

Fonte: Vale (2013), pág. 112 – 116.

Para determinação da viscosidade absoluta (que é uma das três variáveis que compõem a fórmula do número de Stribeck) foi utilizada a leitura do termopar posicionado logo abaixo do mancal de deslizamento. Como durante os ensaios só foi possível o monitoramento de uma temperatura por vez, a solução utilizada para contornar essa dificuldade foi gravar a temperatura do óleo na entrada do conjunto tribológico durante 30 minutos e, nos últimos 5 minutos, monitorar a temperatura do óleo na saída do suporte do corpo de prova. No Gráfico 10 temos o comportamento padrão da temperatura em função do tempo durante um ensaio.



**Gráfico 10: Temperatura do óleo versus o tempo de ensaio.**

Para cálculo da viscosidade do lubrificante foi utilizada a temperatura de saída do mancal porque, essa seria a temperatura que corresponderia a de operação do mancal em condições de equilíbrio. A viscosidade cinemática foi calculada utilizando a curva de viscosidade do óleo. Com isso foram obtidos os resultados, dentre eles a Curva de Stribeck.

### **3.6. CARACTERIZAÇÃO DOS MATERIAIS DO CORPOS E CONTRA CORPOS DE PROVA**

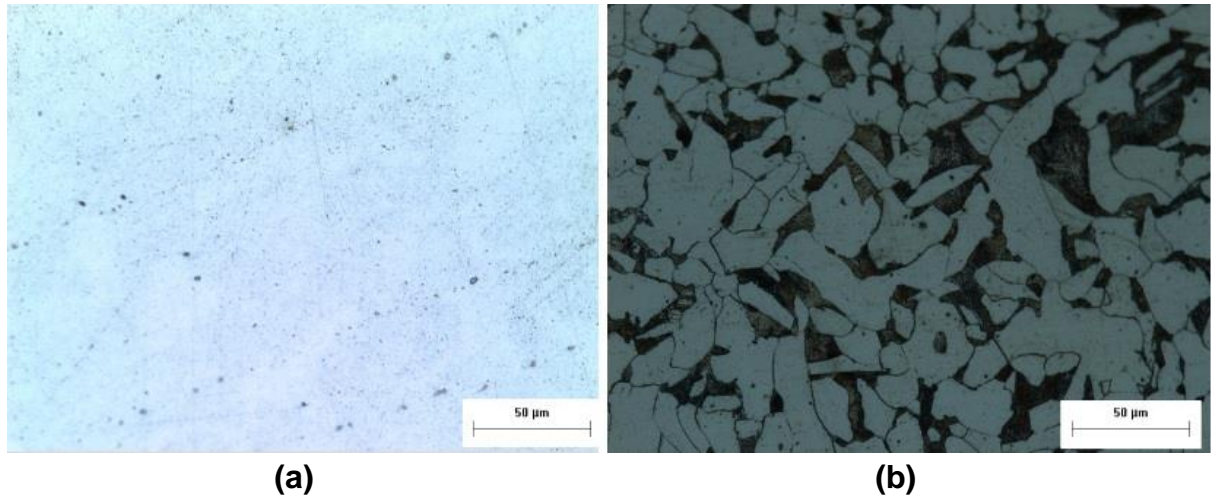
Segundo o fabricante MAHLE a bucha de pistão automotiva utilizada como CP é composta por uma chapa bi metálica, na qual uma liga *Babbitt* de cobre-chumbo ( $\text{CuSn}_{10}\text{Pb}_{10}$ ) é sinterizada sobre uma base de liga de aço com alto módulo de elasticidade e elevada capacidade de transferência de calor. Por fim a bucha recebe uma fina camada de estanho para proteção contra oxidação (MAHLE, 2014, p. 20, 238, 387). O CCP é um cilindro de aço SAE 1020, usinado com auxílio de torno CNC.

#### **3.6.1. Microscopia óptica, eletrônica e EDS**

Para confirmar os materiais do par tribológico, foi realizada uma análise com o microscópio ótico, conduzida no Laboratório Integrado de Materiais (LIM-DAMEC), utilizando um equipamento da marca *Olympus* do modelo BX51M. Com o uso de câmera CCD e um *software* de processamento de imagem, foi possível obter imagens da microestrutura (antes e depois do ataque químico) relativo ao par tribológico.

Na Figura 21 observa-se a microestrutura do CCP antes e depois do ataque químico feito com reagente Nital a 2%. O aspecto geral da Figura 21 (b) é característico de aço baixo carbono, cujo teor foi determinado via método de contagem por malha (ABNT NBR 6913) para ligas de aço baixo carbono.

Uma avaliação mais apurada foi feita via análise de composição química pelo *Energy-dispersive X-Ray Spectroscopy* - EDS (aparelho acoplado ao microscópio eletrônico de varredura - MEV). Posteriormente foi feita uma análise com microscopia eletrônica para uma avaliação do desgaste das superfícies dos CP e CCP decorrente dos ensaios.

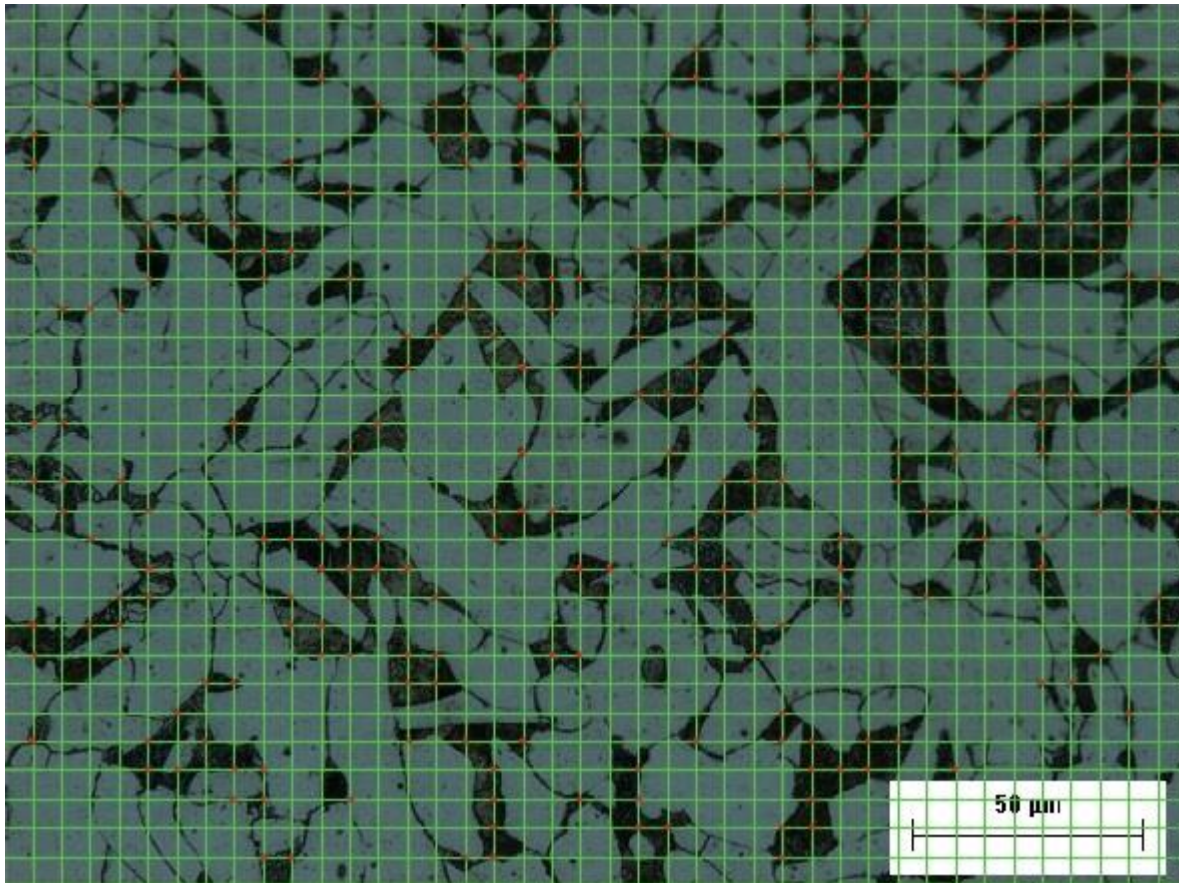


**Figura 21: Amostra do CCP antes (a) e depois (b) do ataque químico com aumento de 500x.**

As análises realizadas por EDS concordam com o esperado, já que o resultado (Tabela 5) condiz com a composição de um aço de baixo carbono. Contudo, esse equipamento não é muito preciso para medir quantidades de elementos de peso molecular mais baixo (como o carbono), de forma que o resultado deve ser interpretado com parcimônia.

**Tabela 5: Análise de composição dos CCP.**

Elemento	% em peso
C (K)	6,68
Mn (K)	0,72
Fe (K)	92,60
<b>Total</b>	<b>100,00</b>



**Figura 22: Malha para contagem de percentual de carbono no material do CCP.**

A avaliação por contagem de malha (Figura 22) teve como resultado que, em uma malha formada por 34 linhas, 42 colunas e um total de 1428 intersecções, 270 desses entrecortes estão sobre as marcas de carbono. Isso significa que a amostra tem aproximadamente 0,189% em peso de carbono. Portanto, são muitos os indicativos de que o material do CCP corresponde a um aço SAE 1020.

Quanto ao CP (em corte na Figura 23), também foram feitas avaliações com o EDS (com resultados nas Tabela 6 e Tabela 7) que também apresentaram composições condizentes com as esperadas.

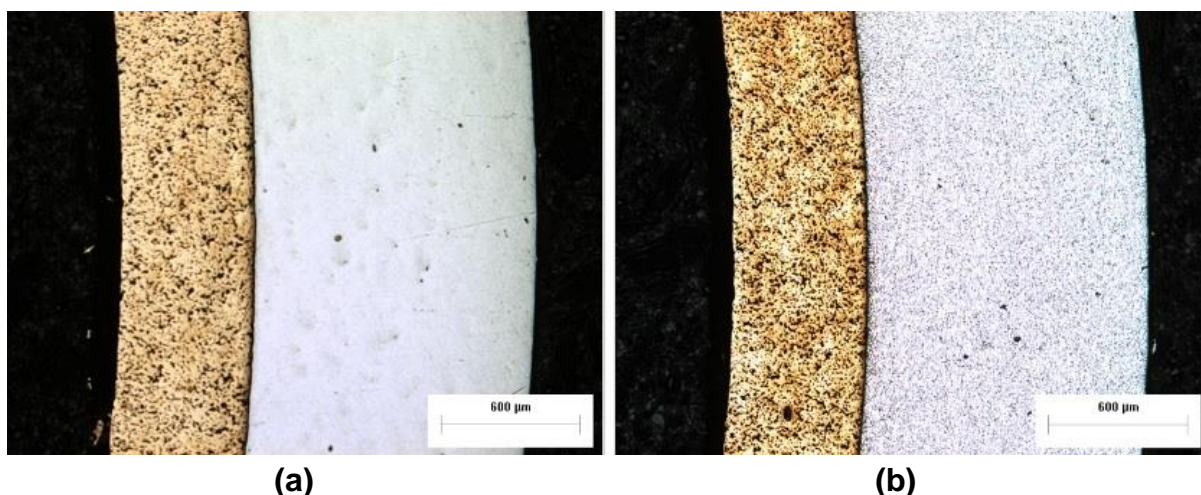


Figura 23: Amostra do CP antes (a) e depois (b) do ataque químico com aumento de 50x.

Com o microscópico ótico e auxílio de *software* para processamento de imagem, foi possível medir as espessuras de cada uma das camadas de metal visíveis na Figura 23. A camada referente à liga de bronze sinterizado, segundo o *software Image Pro Plus*, tem espessura de 573µm e a espessura da chapa base de aço é de 1220µm, aproximadamente. Quanto à camada de estanho que cobre a liga *Babbitt* para proteção contra oxidação, essa não pôde ser visualizada em nenhuma foto obtida pelo microscópico ótico devido ao fato de possuir espessura de camada muito fina.

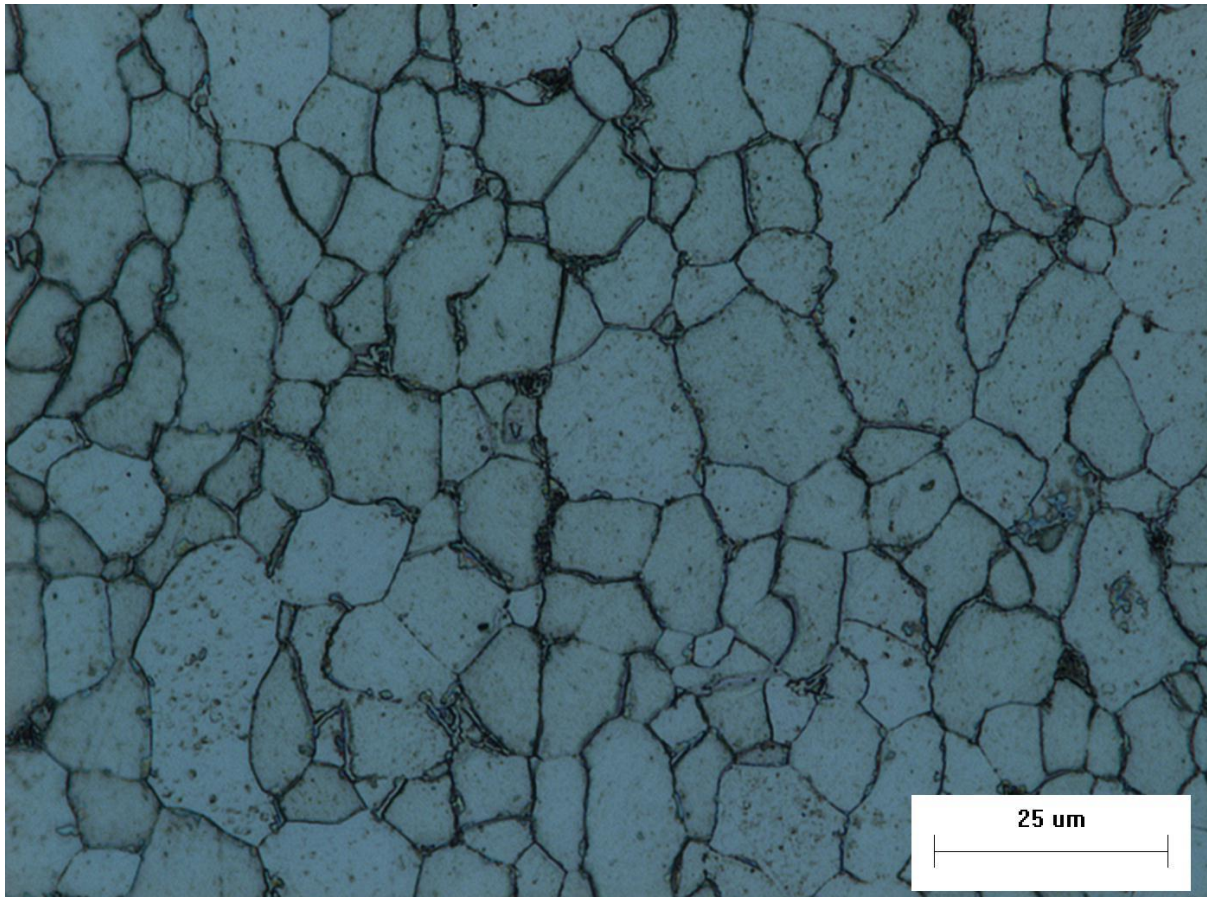
Tabela 6: Análise de composição da camada sinterizada do CP.

Elemento	% em peso	% peso atômico
C K	8,74	33,86
O K	1,87	5,44
Cu K	76,73	56,18
Sn L	9,99	3,91
Pb M	2,67	0,60
<b>Total</b>	<b>100,00</b>	<b>100,00</b>

Tabela 7: Análise de composição do metal base do CP.

Elemento	% em peso
C K	6,36
Fe K	92,82
Cu K	0,83
<b>Total</b>	<b>100,00</b>

A avaliação pelo EDS sugeriu que o metal base do mancal de deslizamento é uma liga de aço com baixo percentual de carbono e a análise pela microscopia depois do ataque químico aponta para o mesmo veredito. Na Figura 24 nota-se que mesmo após a exposição a Nital a 2%, os grãos com alta concentração de carbono precipitado não se destacam (como acontece na Figura 22).



**Figura 24:** Metal base para a liga *Babbitt* de cobre e chumbo do corpo de prova com aumento de 1000x.

### 3.6.2. Microdureza Vickers

Devido às dimensões reduzidas das camadas da chapa bi metálica do CP foi necessário a utilização de um microdurômetro para encontrar a dureza de cada parte. O equipamento pertence ao Laboratório Integrado de Materiais (LIM-DAMEC) da UTFPR-Curitiba, modelo HMV-2, fabricado pela empresa *Shimadzu Corporation*. Para cada medida foi aplicada uma carga de 300g (HV 0,3) durante 10 segundos. Na Tabela 8 estão descritos os resultados obtidos.

**Tabela 8: Microdureza Vickers das amostras.**

	Bucha aço (externa)	Bucha liga Sb-Ch (interna)	Cilindro aço SAE 1020
<b>1</b>	138	106	202
<b>2</b>	139	115	209
<b>3</b>	149	108	200
<b>4</b>	145	103	196
<b>Média</b>	<b>143 ± 5</b>	<b>108 ± 5</b>	<b>202 ± 5</b>

### 3.6.3. Análise da rugosidade

Para uma caracterização adequada da superfície dos CP e CCP, foram levantados os perfis topográficos de dois pares tribológicos de cada bateria de ensaios. Neles foram avaliadas 2 regiões: áreas na superfície nova e áreas que sofreram desgaste. Nos CCP mediu-se a rugosidade em uma região sem desgaste e uma região desgastada, enquanto no CP, uma região nova e duas regiões desgastadas. Em cada região foram feitas três medições e calculadas as médias e desvios padrão.

Foi utilizado o rugosímetro portátil Surtronic 25 da empresa *Taylor Hobson* e o programa *TalyProfile*. Todas as medições foram feitas sobre um desempenho de granito e com um anteparo para os CP e CCP (um bloco de metal usinado com um vinco em forma de “v” no topo) para evitar movimentação durante o processo de medição. A Fotografia 7 ilustra esse cenário descrito acima.



**Fotografia 7: Análise de um CCP no rugosímetro sobre o desempenho.**



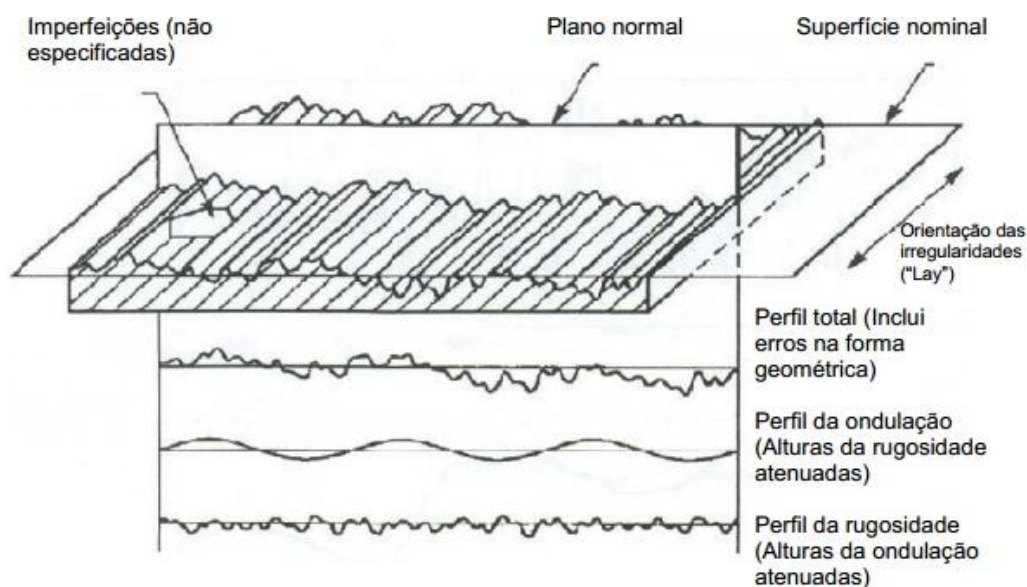
Os parâmetros de medição foram escolhidos com base na norma DIN 4768 e ISO 4288 (Tabela 9). O comprimento de medição escolhido foi de 4mm e comprimento de amostragem (*CUT-OFF*) de 0,8mm.

**Tabela 9: Seleção do comprimento de amostragem segundo norma DIN 4768 (1990), ISO 4288 (1996).**

Perfis Periódicos	Perfis Aperiódicos		Comprimento de amostragem	Comprimento de medição Unitário/ Total
Distância entre sulcos $S_m$ (mm)	$R_z$ (mm)	$R_a$ (mm)	$\lambda_c$ (mm)	$l_c$ (mm)
>0,01 até 0,04	até 0,1	até 0,02	0,08	0,08/0,4
>0,04 até 0,13	>0,04 até 0,13	até 0,13	0,25	0,25/1,25
>0,13 até 0,4	>0,04 até 0,13	>0,02 até 0,10	0,8	0,8/4
>0,4 até 1,30	>0,04 até 0,13	>2 até 10	2,5	2,5/12,5
>1,3 até 4,0	>50	>10	8	8/40

Fonte: Adaptado de Alves (2011), pág. 26.

Após a medição, obtém-se o perfil bruto e a partir dele o *software* gera a curva de ondulação. Na Figura 25, observa-se que a curva de ondulação é relevo advindo da geometria da superfície em análise, de forma que subtraindo essa curva do perfil bruto, obtém-se o perfil de asperezas (ou perfil de rugosidades). Ao final da medição o programa computacional gera uma tabela com os parâmetros de rugosidade que caracterizam o acabamento superficial da peça.



**Figura 25: Composição da curva de perfil bruto.**  
Fonte: ASME B46.1 (2002).

Os parâmetros de rugosidade e suas definições estão descritos abaixo.

Tabela 10: Definição dos parâmetros de rugosidade medidos.

Legenda	Definição
<b>Ra</b>	Desvio aritmético médio do perfil em avaliação
<b>Rq</b>	Desvio médio quadrático do perfil em avaliação
<b>Rv</b>	Profundidade máxima do vale do perfil
<b>RSm</b>	Largura média de um elemento do perfil
<b>Rdq</b>	Inclinação média quadrática do perfil em avaliação

Fonte: NBR ISO 4287 (2002).

Os parâmetros de rugosidade iniciais de dois pares tribológicos de cada bateria de ensaios estão abaixo.

Tabela 11: Média dos parâmetros de rugosidade dos CCP's analisados.

Contra corpos de prova (novos)						
Ensaio	Medida #	Ra [ $\mu\text{m}$ ]	Rq [ $\mu\text{m}$ ]	Rv [ $\mu\text{m}$ ]	RSm [mm]	Rdq [ $^\circ$ ]
<b>1B</b>	1	2,010	2,520	6,710	0,088	14,000
	2	2,340	2,840	6,860	0,104	14,600
	3	2,230	2,760	7,000	0,093	14,100
	<b>Média</b>	<b>2,2</b>	<b>2,7</b>	<b>6,9</b>	<b>0,10</b>	<b>14,2</b>
	<b>D. Padrão</b>	<b>0,1</b>	<b>0,1</b>	<b>0,1</b>	<b>0,01</b>	<b>0,3</b>
<b>1C</b>	1	1,940	2,370	6,990	0,128	11,400
	2	1,880	2,260	4,990	0,103	10,700
	3	1,740	2,090	4,700	0,096	10,900
	<b>Média</b>	<b>1,9</b>	<b>2,2</b>	<b>5,6</b>	<b>0,11</b>	<b>11,0</b>
	<b>D. Padrão</b>	<b>0,1</b>	<b>0,1</b>	<b>1,0</b>	<b>0,01</b>	<b>0,3</b>
<b>2A</b>	1	2,810	3,430	6,320	0,152	16,600
	2	2,690	3,320	6,340	0,137	16,000
	3	2,900	3,500	6,420	0,129	16,000
	<b>Média</b>	<b>2,8</b>	<b>3,4</b>	<b>6,4</b>	<b>0,14</b>	<b>16,2</b>
	<b>D. Padrão</b>	<b>0,1</b>	<b>0,1</b>	<b>0,04</b>	<b>0,01</b>	<b>0,3</b>
<b>2B</b>	1	2,840	3,470	6,530	0,111	16,300
	2	2,990	3,630	7,150	0,116	17,400
	3	3,130	3,820	7,570	0,132	17,600
	<b>Média</b>	<b>3,0</b>	<b>3,6</b>	<b>7,1</b>	<b>0,12</b>	<b>17,1</b>
	<b>D. Padrão</b>	<b>0,1</b>	<b>0,1</b>	<b>0,4</b>	<b>0,01</b>	<b>0,6</b>
<b>3A</b>	1	2,940	3,600	5,690	0,157	15,000
	2	3,000	3,630	6,530	0,162	14,800
	3	3,010	3,690	6,990	0,146	15,500
	<b>Média</b>	<b>3,0</b>	<b>3,6</b>	<b>6,4</b>	<b>0,16</b>	<b>15,1</b>
	<b>D. Padrão</b>	<b>0,03</b>	<b>0,04</b>	<b>0,5</b>	<b>0,01</b>	<b>0,3</b>
<b>3B</b>	1	2,120	2,490	5,580	0,164	10,900
	2	2,490	2,960	6,850	0,153	12,100
	3	2,410	2,890	6,470	0,154	12,000
	<b>Média</b>	<b>2,3</b>	<b>2,8</b>	<b>6,3</b>	<b>0,16</b>	<b>11,7</b>
	<b>D. Padrão</b>	<b>0,2</b>	<b>0,2</b>	<b>0,5</b>	<b>0,005</b>	<b>0,5</b>
	<b>Média geral</b>	<b>2,5</b>	<b>3,1</b>	<b>6,4</b>	<b>0,13</b>	<b>14,2</b>
	<b>Desv. padrão geral</b>	<b>0,4</b>	<b>0,5</b>	<b>0,7</b>	<b>0,02</b>	<b>2,3</b>

Tabela 12: Média dos parâmetros de rugosidade dos CP's analisados.

Corpos de prova (novos)						
Ensaio	Medida #	Ra [ $\mu\text{m}$ ]	Rq [ $\mu\text{m}$ ]	Rv [ $\mu\text{m}$ ]	RSm [mm]	Rdq [ $^\circ$ ]
<b>1B</b>	1	0,900	1,220	8,770	0,068	10,900
	2	0,723	0,947	4,960	0,054	10,000
	3	0,783	1,070	6,610	0,068	10,100
	<b>Média</b>	<b>0,8</b>	<b>1,1</b>	<b>6,8</b>	<b>0,06</b>	<b>10,3</b>
	<b>D. Padrão</b>	<b>0,1</b>	<b>0,1</b>	<b>1,6</b>	<b>0,01</b>	<b>0,4</b>
<b>1C</b>	1	1,110	1,480	8,680	0,098	10,600
	2	0,694	0,981	5,490	0,084	8,310
	3	0,919	1,400	9,610	0,104	9,570
	<b>Média</b>	<b>0,9</b>	<b>1,3</b>	<b>7,9</b>	<b>0,10</b>	<b>9,5</b>
	<b>D. Padrão</b>	<b>0,2</b>	<b>0,2</b>	<b>1,8</b>	<b>0,01</b>	<b>0,9</b>
<b>2A</b>	1	0,960	1,370	8,830	0,078	10,900
	2	1,350	1,940	7,180	0,139	12,200
	3	1,410	1,910	11,000	0,079	12,600
	<b>Média</b>	<b>1,2</b>	<b>1,7</b>	<b>9,0</b>	<b>0,10</b>	<b>11,9</b>
	<b>D. Padrão</b>	<b>0,2</b>	<b>0,3</b>	<b>1,6</b>	<b>0,03</b>	<b>0,7</b>
<b>2B</b>	1	0,739	1,040	5,800	0,082	7,980
	2	0,702	0,971	3,990	0,082	7,840
	3	0,612	0,864	5,320	0,096	6,440
	<b>Média</b>	<b>0,7</b>	<b>1,0</b>	<b>5,0</b>	<b>0,09</b>	<b>7,4</b>
	<b>D. Padrão</b>	<b>0,1</b>	<b>0,1</b>	<b>0,8</b>	<b>0,01</b>	<b>0,7</b>
<b>3A</b>	1	1,270	1,710	6,420	0,057	15,400
	2	1,040	1,370	7,690	0,073	11,200
	3	1,000	1,440	8,840	0,077	10,700
	<b>Média</b>	<b>1,1</b>	<b>1,5</b>	<b>7,7</b>	<b>0,07</b>	<b>12,4</b>
	<b>D. Padrão</b>	<b>0,1</b>	<b>0,1</b>	<b>1,0</b>	<b>0,01</b>	<b>2,1</b>
<b>3B</b>	1	0,832	1,180	8,280	0,086	8,120
	2	0,904	1,200	6,810	0,083	9,160
	3	0,884	1,180	6,320	0,080	9,040
	<b>Média</b>	<b>0,9</b>	<b>1,2</b>	<b>7,1</b>	<b>0,08</b>	<b>8,8</b>
	<b>D. Padrão</b>	<b>0,03</b>	<b>0,01</b>	<b>0,8</b>	<b>0,002</b>	<b>0,5</b>
<b>Média geral</b>		<b>0,9</b>	<b>1,3</b>	<b>7,3</b>	<b>0,1</b>	<b>10,1</b>
<b>Desv. padrão geral</b>		<b>0,2</b>	<b>0,3</b>	<b>1,8</b>	<b>0,02</b>	<b>2,0</b>

Acabados todos os ensaios, foram realizadas novas medições de rugosidade nesses mesmos pares tribológicos. Essas medições foram feitas em áreas desgastadas e depois comparadas com as áreas iniciais para que fosse possível uma análise das modificações nas suas superfícies.

## **4. RESULTADOS E DISCUSSÃO**

Nesse capítulo serão discutidos os doze ensaios cujos resultados foram condizentes com o esperado. Outros quatro ensaios completos não foram considerados válidos devido aos problemas com a montagem do sistema de lubrificação. Esse problema resultou em falta de lubrificante no conjunto tribológico, gerando uma situação atípica. Todos os dados individuais obtidos durante os ensaios completos estão no APÊNDICE B.

### **4.1. CURVAS DE STRIBECK**

Nesse item serão apresentadas as Curvas de Stribeck obtidas a partir de ensaios conduzidos com os três níveis de carga. Para que ficasse mais clara a mudança do perfil do gráfico gerado com aumento da carga, as curvas serão apresentadas da seguinte forma: as primeiras curvas (Gráfico 11) serão aquelas com maior carregamento, em seguida (Gráfico 13) as curvas obtidas com carregamento 2 e por último as curvas dos ensaios com carregamento 1 (Gráfico 15). Com o intuito de propiciar a comparação das curvas obtidas em cada bateria de ensaio, nos Gráficos Gráfico 12, Gráfico 14 e Gráfico 16 encontram-se as quatro curvas sobrepostas.

É importante realçar que os procedimentos para montagem da M.A.C. e preparação dos corpos e contra corpos de teste foram realizados da mesma maneira para todos os ensaios realizados de forma a minimizar divergências advindas do manuseio dos elementos da montagem.

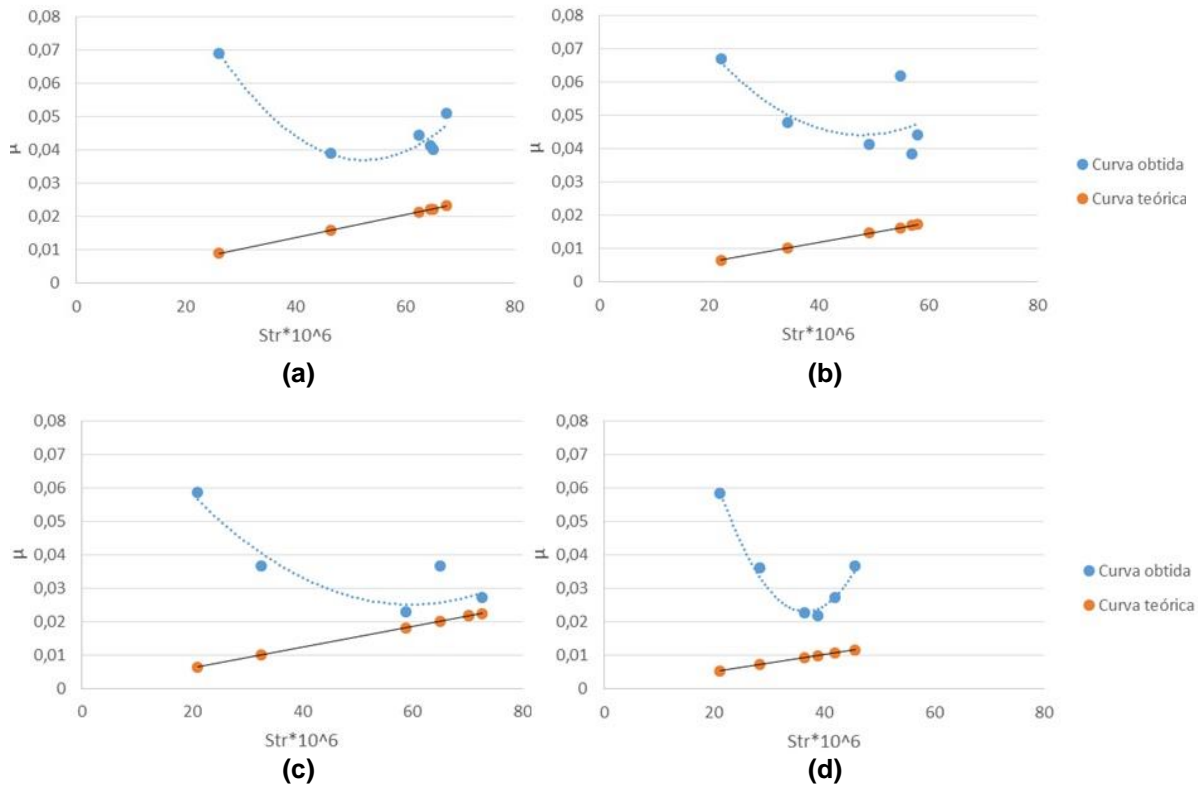


Gráfico 11: Curvas de Stribeck com carregamento 3 - (a) ensaio 3A, (b) ensaio 3B, (c) ensaio 3C e (d) ensaio 3D.

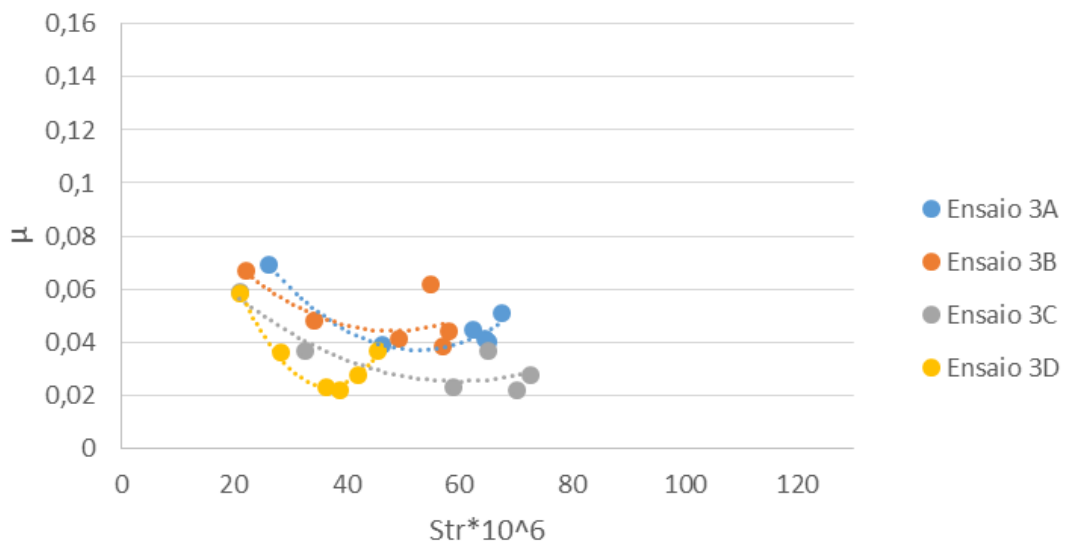


Gráfico 12: Comparativo das Curvas de Stribeck dos ensaios com carregamento 3.

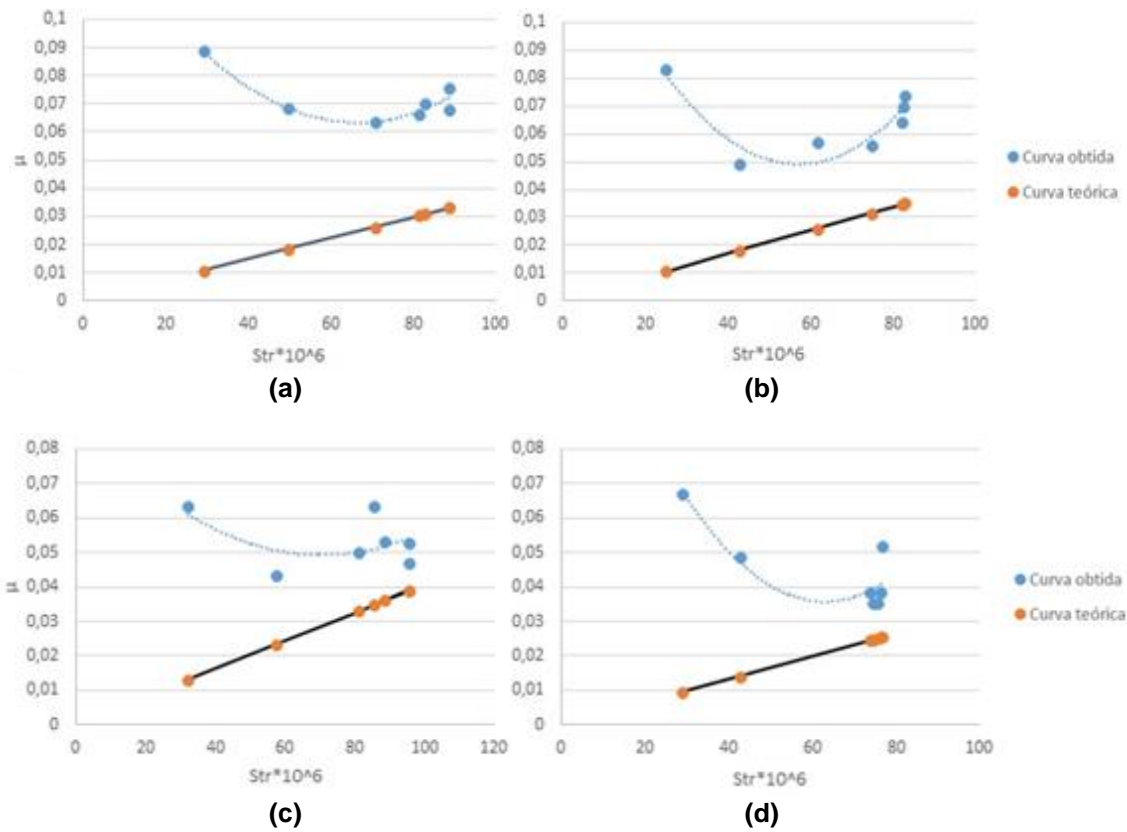


Gráfico 13: Curvas de Stribeck com carregamento 2 (a) ensaio 2A, (b) ensaio 2B, (c) ensaio 2C e (d) ensaio 2D

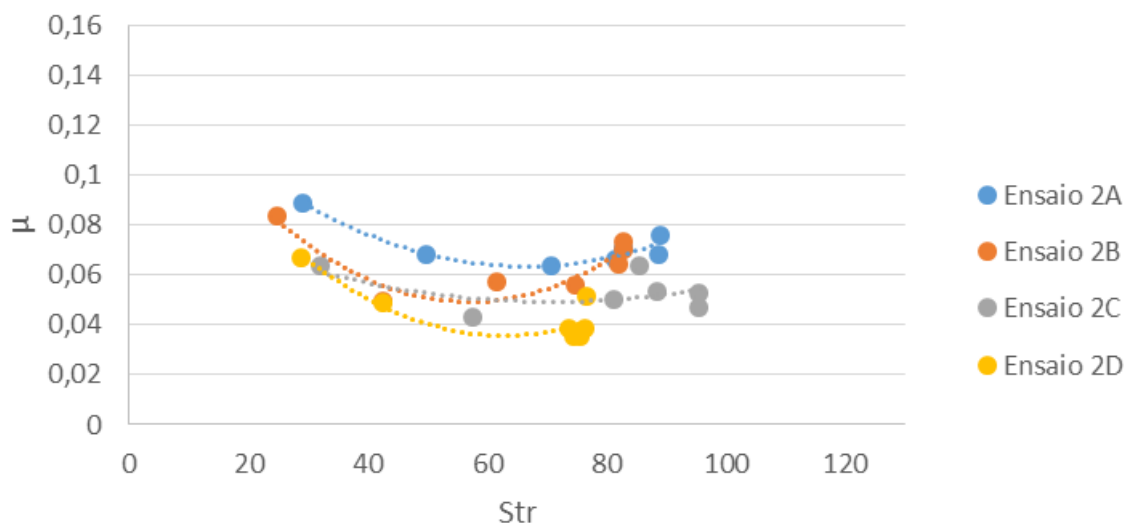


Gráfico 14: Comparativo das Curvas de Stribeck dos ensaios com carregamento 2.

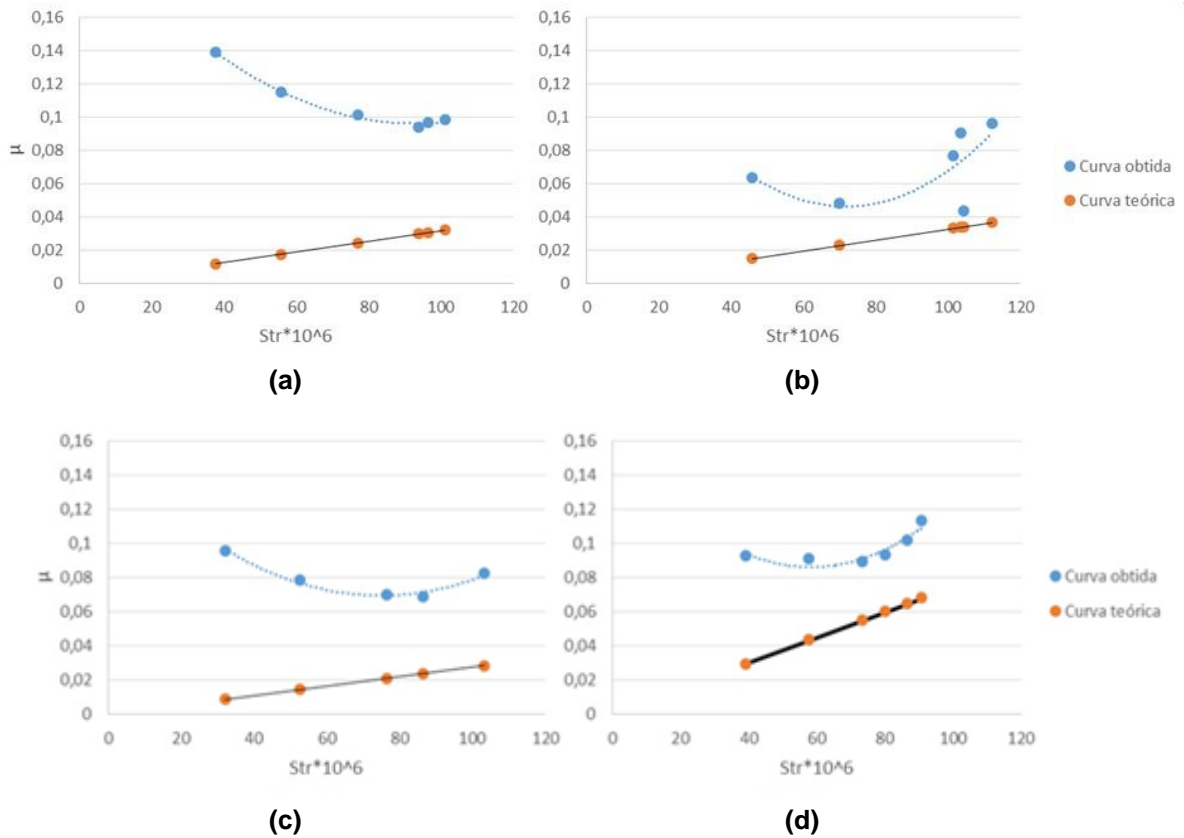


Gráfico 15: Curvas de Stribeck com carregamento 1 - (a) ensaio 1A, (b) ensaio 1B, (c) ensaio 1C e (d) ensaio 1D.

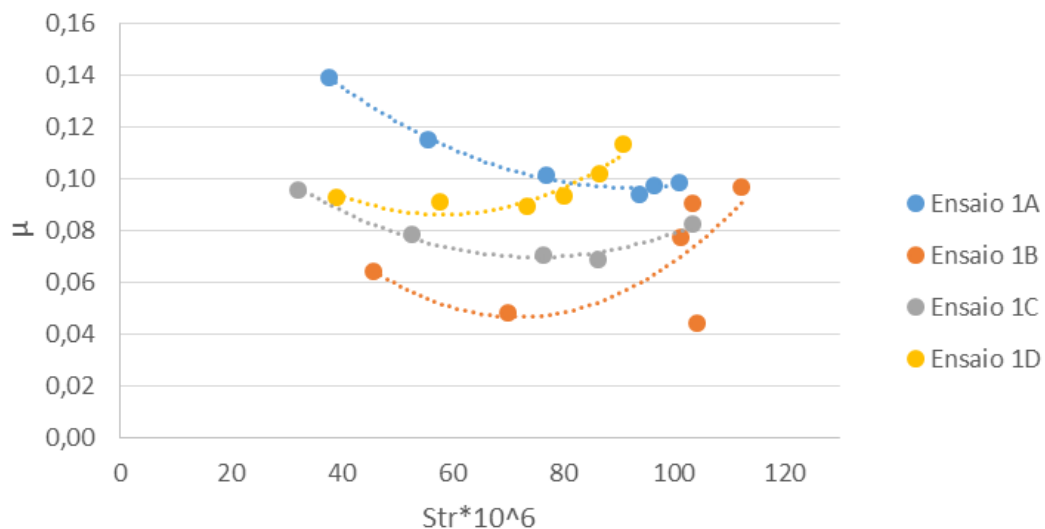


Gráfico 16: Comparativo das Curvas de Stribeck dos ensaios com carregamento 1.

Analisando as Curvas de Stribeck individuais de cada ensaio, nota-se que a maioria apresentou um ponto de coeficiente de atrito ( $\mu$ ) mínimo e o formato característico das curvas apresentadas na literatura. Pode-se observar também que

conforme o carregamento diminui, a faixa de valores dos números de Stribeck calculados em cada ensaio é transladada para a direita.

Outra observação a ser feita é que, mesmo comparando as curvas obtidas em condições semelhantes (ensaio com a mesma carga), existe uma certa divergência quando elas são sobrepostas. No entanto, nota-se que a ordenada do ponto de inflexão das curvas aproximadas apresentam uma tendência de diminuir ao passo que aumenta-se a carga. Esse é um comportamento que se repete em outros estudos que contemplam ensaios de Curvas de Stribeck (KHONSARI e LU, 2005).

Nos gráficos onde estão plotadas as curvas teóricas, a parcela do regime de lubrificação por filme completo das curvas empíricas estão deslocados para cima da curva teórica, isto acontece devido a presença do sulco radial presente na superfície interna do mancal. Esse fenômeno também é relatado por Sofuoglu, Adatepe e Biyiklioglu (2011), no qual se verificou que dependendo da geometria das ranhuras internas da bucha a curva se distancia mais da curva teórica no eixo das ordenadas.

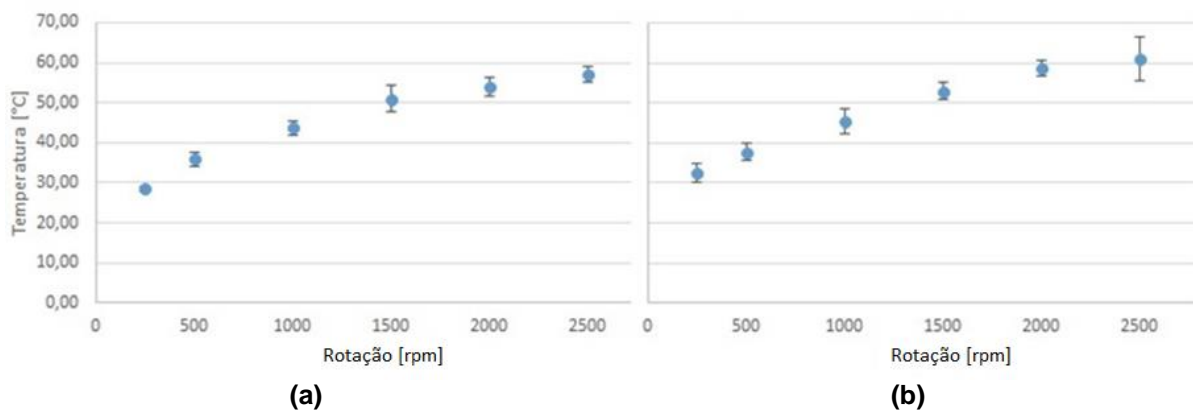
Nota-se também, principalmente no Gráfico 16, que os valores do coeficiente de atrito (" $\mu$ ") variam consideravelmente. Nesse gráfico, nos valores de " $\mu$ " para os pontos de abscissa na faixa entre 60 a 80, variam de 0,043 a 0,1131. Uma possível razão para esse comportamento está relacionada com a rigidez da M.A.C. Dada a inércia de toda a montagem, a vibração do conjunto pode ser mais intensa quando são utilizadas cargas menores. Podendo influenciar nos esforços sobre o mancal de deslizamento alterando a leitura da célula de carga.

Como foram avaliados muitos parâmetros durante os ensaios um gráfico de uma curva total comparando todos os três carregamentos foi plotada, mas se mostrou inconclusiva, pois comparar tantas variáveis em um só gráfico não representou nenhum padrão perceptível. Como pode ser visto no trabalho de Khonsari e Lu, no qual somente se variou a carga aplicada sobre o sistema e já foi o suficiente para mudar bastante o formato das curvas.

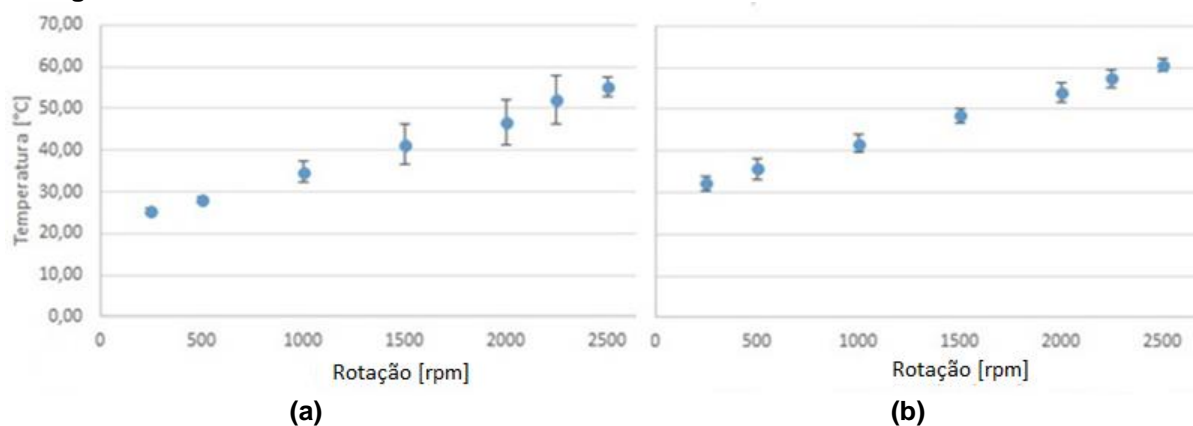
## **4.2. COMPORTAMENTO DA TEMPERATURA**

Para verificar a eficácia do sistema de aquecimento de óleo, foram avaliadas as temperaturas do lubrificante na entrada e saída do conjunto tribológico com os carregamentos 01 (Gráfico 17), 02 (Gráfico 18) e 03 (Gráfico 19).

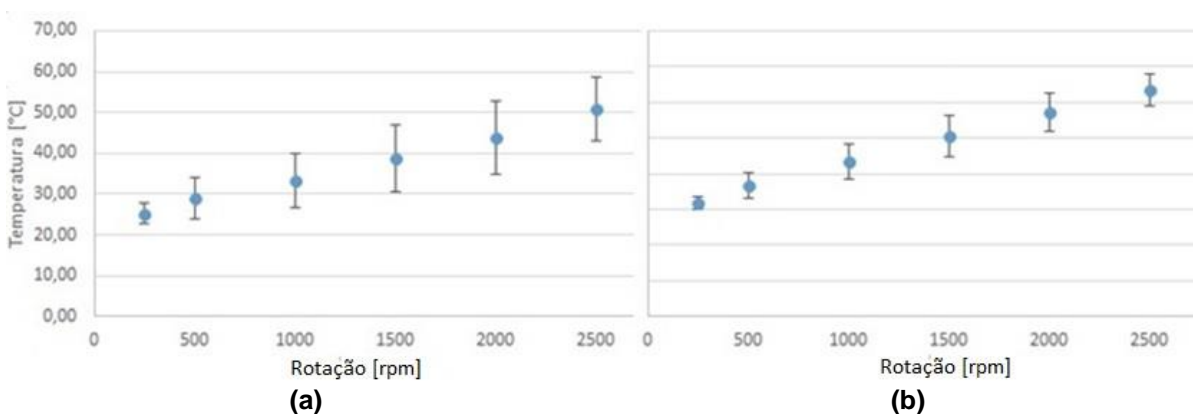




**Gráfico 17: Temperaturas de entrada (a) e saída (b) para os ensaios conduzidos usando o carregamento 01.**



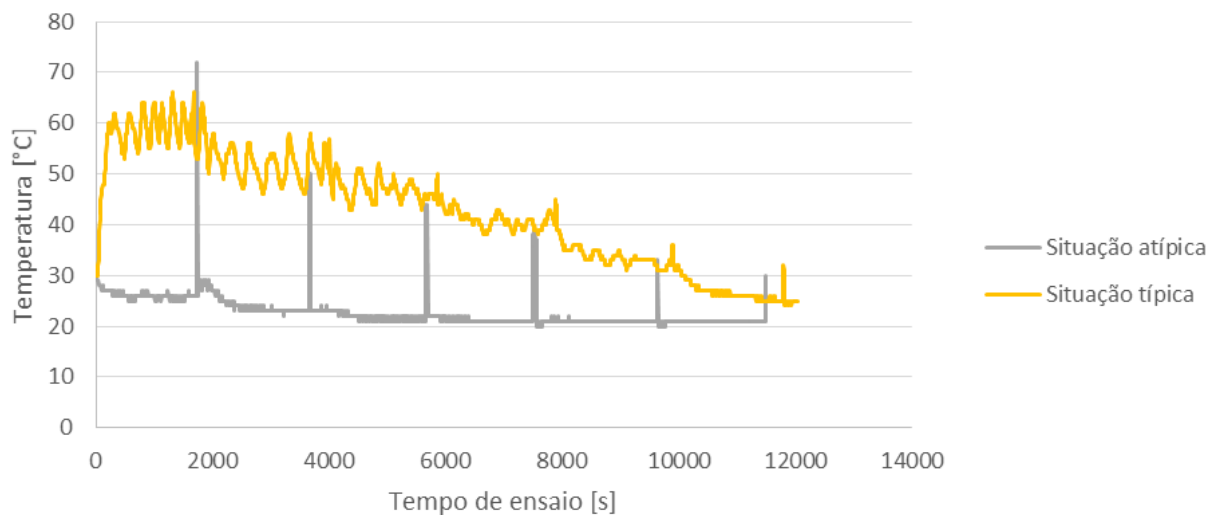
**Gráfico 18: Temperaturas de entrada (a) e saída (b) para os ensaios conduzidos usando o carregamento 02.**



**Gráfico 19: Temperaturas de entrada (a) e saída (b) para os ensaios conduzidos usando o carregamento 03.**

Assim, nota-se que o objetivo de manter a temperatura de entrada do óleo lubrificante próxima a 60°C não foi alcançado em todas as rotações. Algumas observações podem ser feitas baseadas em experiências vividas durante os ensaios. Em alguns testes a vazão de óleo ficou mais baixa do que o usual. Em condições normais, esse o óleo que escoava para fora do suporte do corpo de prova mantinha um fluxo contínuo e nessas situações atípicas o fluxo de óleo se dava em gotas.

Durante todos os ensaios que apresentaram essa característica, observou-se que a temperatura captada também era menor (Gráfico 20). Logo, concluiu-se que, nas condições em que os testes foram realizados, havia uma conexão entre esses parâmetros.



**Gráfico 20: Temperatura versus tempo de ensaio ilustrando a diferença de comportamento da temperatura em situações de fluxo de óleo muito baixo.**

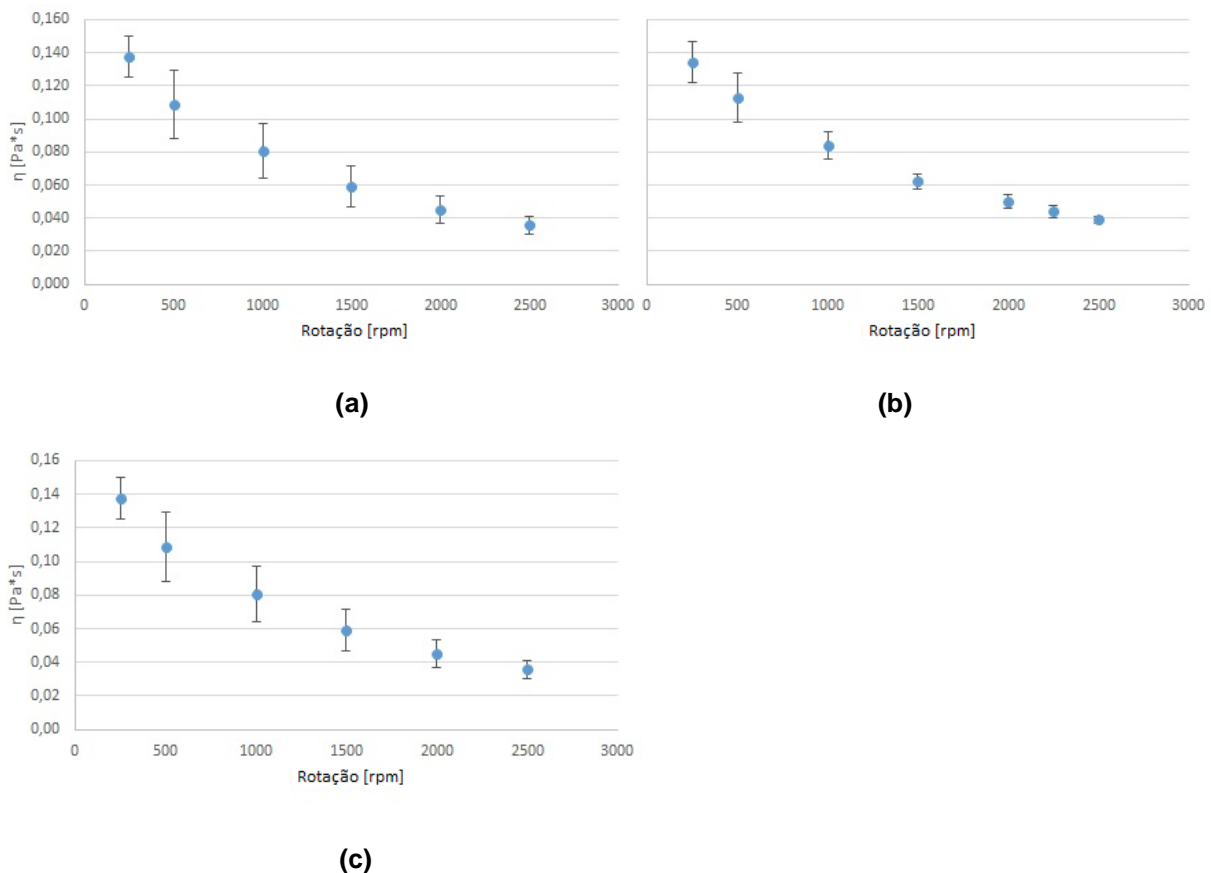
Considerando uma situação ideal, de acordo com a Equação (16), quanto maior a velocidade tangencial do eixo (se forem mantidas constantes as outras variáveis) maior será a pressão gerada. Quanto maior o diferencial de pressão nas extremidades de um duto, maior a velocidade de escoamento do fluido contido dentro dele (FOX, PRITCHARD e McDONALD, 2010). Dessa forma, desde que a pressão do reservatório de lubrificante mantenha-se constante, ao passo que a rotação aumenta, a vazão de óleo que passa pelo sistema também aumenta.

Pelos gráficos, é possível constatar que a temperatura do óleo na entrada do mancal se aproxima de 60°C somente nas condições de rotação mais alta. Assim, quando a rotação do eixo é menor, a velocidade de escoamento do fluido é menor, demorando mais tempo para ir do reservatório de óleo quente para a entrada do “porta-bucha” e perdendo mais calor para o ambiente (Gráfico 20).

### 4.3. COMPORTAMENTO DA VISCOSIDADE DURANTE OS ENSAIOS

O objetivo de minimizar a variação de temperatura durante os ensaios, teve a intenção de minimizar a variação da viscosidade, já que para obter a Curva de Stribeck é benéfico o controle sobre as variáveis do sistema, mantendo carga e viscosidade constantes e variando somente a velocidade de rotação do eixo.

Como foram captadas temperaturas dentro da faixa de 20°C a pouco mais de 70°C, ou seja, a formulação usada no cálculo da viscosidade em função da temperatura é válida.



**Gráfico 21: Viscosidade absoluta calculada versus rotação durante os ensaios com: (a) carregamento 1, (b) carregamento 2, (c) carregamento 3.**

Observa-se dispersões maiores em rotações mais baixas quando comparadas às de rotações de 2000 rpm e 2500 rpm. Apesar do cálculo da viscosidade variar, basicamente, em função da temperatura e esse comportamento não ser observado nas curvas de temperatura *versus* rotação, uma possível explicação para essa dispersão pode ser feita correlacionando-se os gráficos de viscosidade *versus* rotação e viscosidade *versus* temperatura.

Verificou-se que, nas condições dos ensaios realizados para execução desse estudo, a temperatura se comportou como uma variável diretamente proporcional à rotação. Logo, o formato da curva referente à variação de viscosidade pela rotação deve ser próximo ao formato da curva que representa o comportamento da viscosidade em relação à temperatura. Assim, essa dispersão é, possivelmente, consequência do formato da curva de viscosidade do óleo (Gráfico 7) que caracteriza-se pela redução da variação da ordenada com o acréscimo no eixo das abscissas.

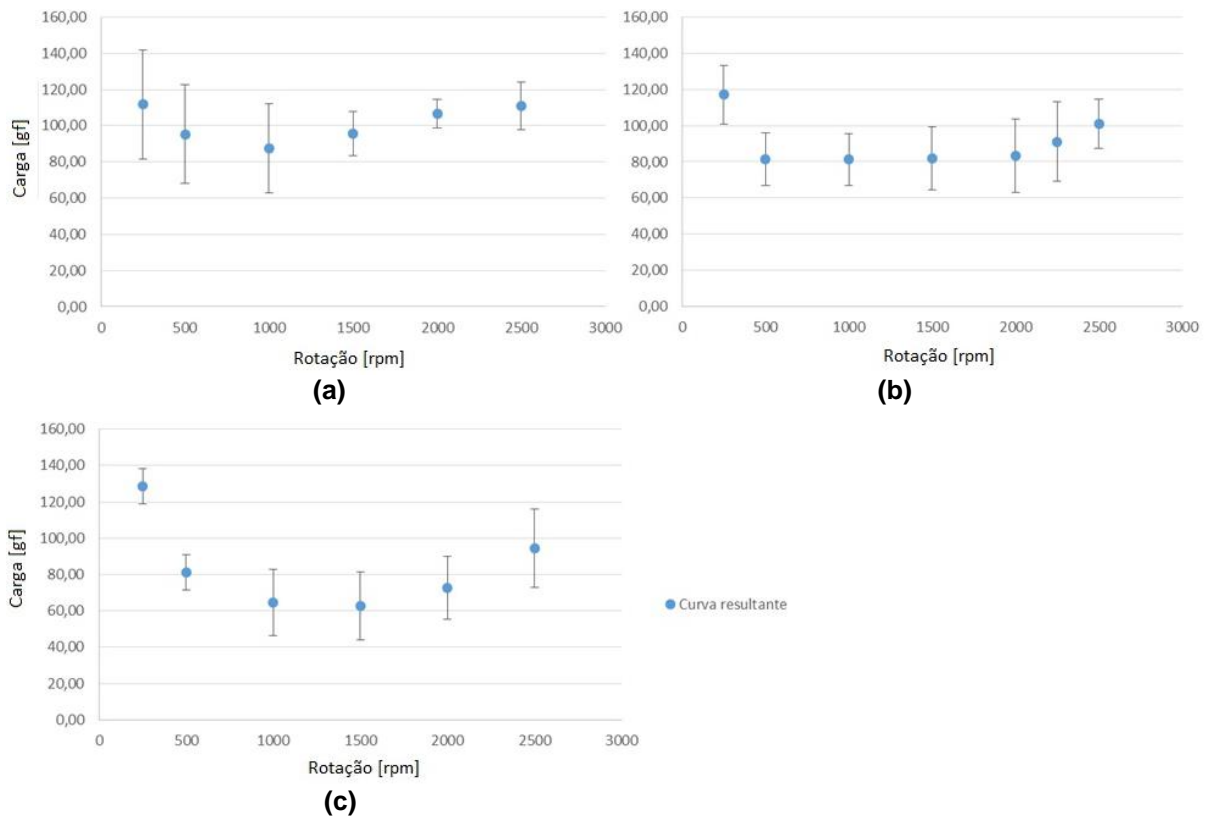
Outra observação que pode ser feita, diz respeito a uma correspondência entre as curvas plotadas nesse tópico e as Curvas de Stribeck. Dado que a viscosidade é uma das três variáveis para a determinação do coeficiente de Stribeck e que ela é função da temperatura e pressão (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2001), a dispersão dos pontos nos gráficos de temperatura propicia uma dispersão de pontos nos gráficos de suas respectivas viscosidades. E, por sua vez, a dispersão de pontos nos gráficos de viscosidade (considerando-se ensaios que usem a mesma carga, portanto, sujeitos a pressões teoricamente iguais), contribui para que as Curvas de Stribeck de ensaios semelhantes não coincidam.

Para ilustrar esse ponto, observa-se que, dentre os três gráficos plotados nesse tópico, aquele com menor coeficiente de variação foi o referente aos ensaios com carregamento 2. Essa constatação se repete quando são analisadas as curvas de temperatura *versus* rotação e as Curvas de Stribeck das três baterias. Logo, o coeficiente de variação menor na análise da viscosidade *versus* rotação contribuiu para que as Curvas de Stribeck da bateria de ensaios com carregamento 2 fossem mais próximas.

#### **4.4. COMPORTAMENTO DA REAÇÃO DA CÉLULA DE CARGA**

A outra variável de entrada para os cálculos é o torque de atrito medido pela célula de carga. Os dados usados para os cálculos, e mostrados nos gráficos, são leituras dos momentos finais de ensaio cuja característica principal é a relativa estabilidade do regime de lubrificação.

Abaixo estão os resultados das leituras de carga das baterias de ensaios com os carregamentos 1, 2 e 3, respectivamente.

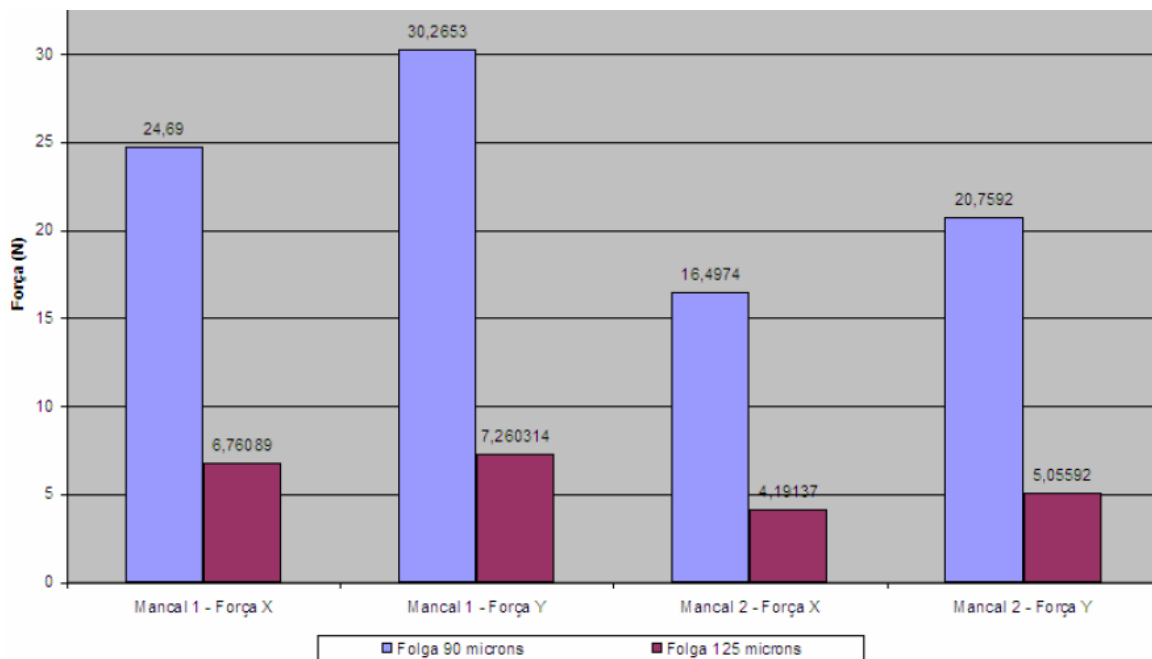


**Gráfico 22: Medida da carga na célula de carga (variável “ $m_b$ ” nas equações (20) e (21)) versus rotação para os ensaios: (a) carregamento 1, (b) carregamento 2 e (c) carregamento 3.**

Em linhas gerais, as menores leituras de carga são vistas no gráfico da bateria de ensaios com o carregamento 03 com o valor médio de 60gf. A segunda menor acontece no carregamento 02 (valor de 80gf aproximadamente) e no Gráfico 24 (a) o ponto mínimo está próximo a 90gf (carga média de 87,35gf). Quanto avalia-se a rotação próxima ao ponto de inflexão, observa-se uma tendência que é o aumento da coordenada na abscissa com o aumento da carga. Esse comportamento é semelhante ao verificado por Khonsari e Lu (2005) (Gráfico 4).

No coeficiente de variação, o maior índice obtido foi de 29% (nos ensaios com carregamento 1), mas a média dos ensaios com o carregamento 1 e 2 foi de 19% e nos ensaios com o carregamento 03 foi de 21%. Uma possível causa para esses índices pode ser a mudança da folga entre o mancal de deslizamento e o eixo em cada teste, já que elas foram ajustadas manualmente em cada um deles.

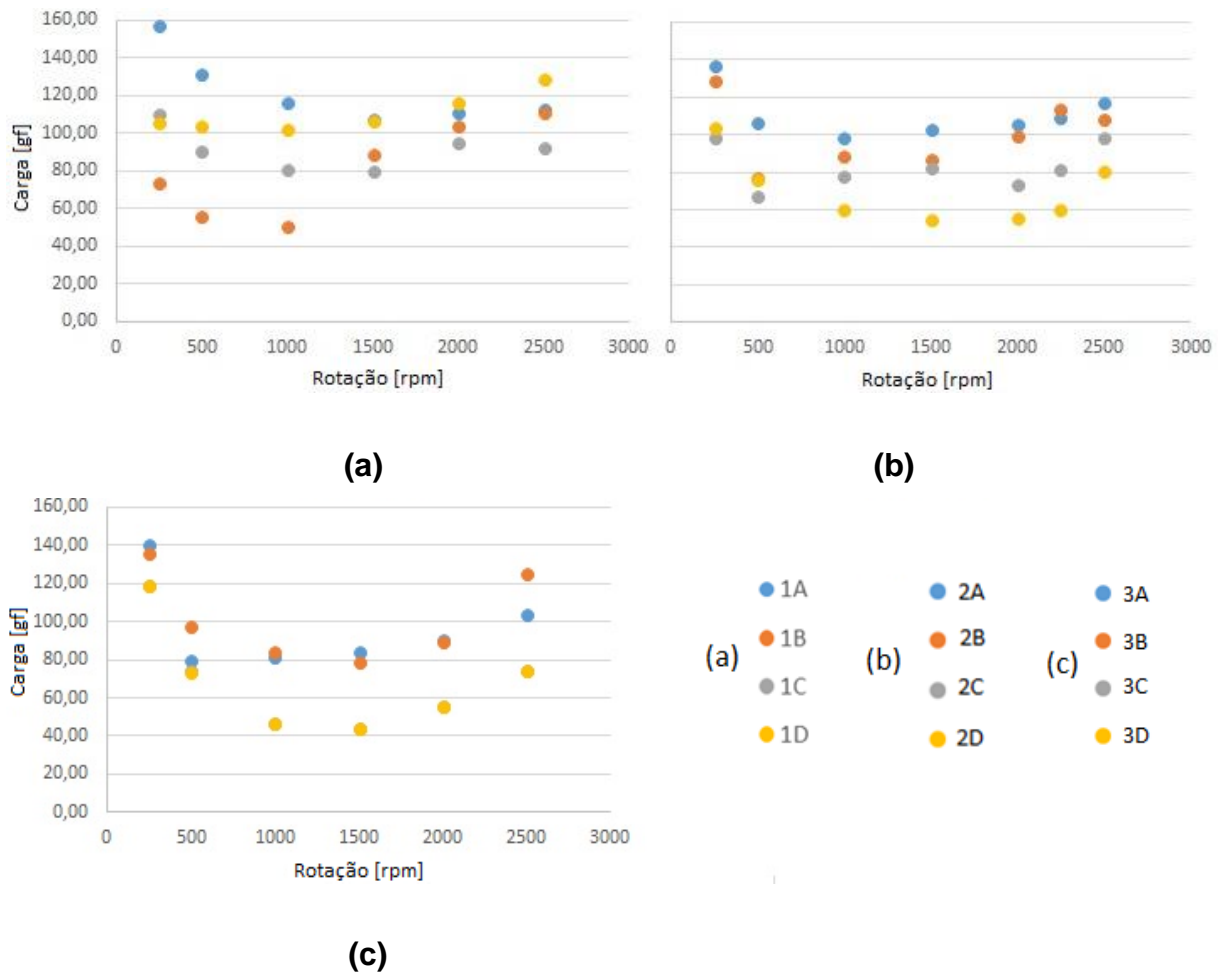
Segundo Castro (2007), num estudo para avaliar a resposta do sistema a auto excitação causada pelo filme de óleo no mancal, a folga radial num sistema em lubrificação hidrodinâmica tem influência sobre os esforços aplicados sobre os mancais (Gráfico 23). Analisando as curvas (Gráfico 22) e folgas (Tabela 13) individuais de cada ensaio, não se mostra tão claramente essa correlação entre esses parâmetros.



**Gráfico 23: Efeito da folga radial em esforços sofridos pelos mancais.**  
 Fonte: Castro (2007).

**Tabela 13: Folga diametral para cada ensaio.**

Carga	Ensaio	Folga [mm]
Carregamento 1	1A	0,10
	1B	0,09
	1C	0,11
	1D	0,04
	<b>Média</b>	<b>0,09</b>
Carregamento 2	2A	0,08
	2B	0,07
	2C	0,08
	2D	0,09
	<b>Média</b>	<b>0,08</b>
Carregamento 3	3A	0,09
	3B	0,10
	3C	0,10
	3D	0,12
	<b>Média</b>	<b>0,10</b>



**Gráfico 24: Curvas individuais de carga versus rotação utilizando: (a) carregamento 1, (b) carregamento 2 e (c) carregamento 3.**

No Gráfico 24 (c) observa-se que o ensaio que gerou os menores valores de carga foi de fato aquele com a maior folga (ensaio 3D) e o ensaio com a menor folga diametral (ensaio 3A) gerou algumas das cargas mais altas. No entanto, os pontos coletados no ensaio 3C estão praticamente sobrepostos pelos pontos do ensaio 3D.

No Gráfico 24 (b), os pontos gerados durante o ensaio de maior folga (ensaio 2D) também formam uma curva com os menores valores de carga. Já a curva obtida no ensaio 2A está acima daquela gerada no ensaio 2B mesmo as folgas para esses dois testes sendo iguais a 0,083mm e 0,073mm, respectivamente.

Analisando-se o Gráfico 24 (c), observam-se as curvas dos ensaios com maior (ensaio 1C) e menor (ensaio 1D) folga entre as curvas dos testes de folga intermediária até 1500 rpm.

Logo, a variação da folga nesse estudo não foi a única variável que contribuiu para mudanças na leitura na célula de carga.

#### 4.5. MODIFICAÇÕES NAS SUPERFÍCIES

Os parâmetros de rugosidade das superfícies iniciais e das que sofreram desgaste estão analisadas abaixo.

**Tabela 14: Comparativos das médias dos parâmetros de rugosidade dos CCP's antes e após os ensaios.**

Carga	Estado	Ra [ $\mu\text{m}$ ]	Rq [ $\mu\text{m}$ ]	Rv [ $\mu\text{m}$ ]	RSm [mm]	Rdq [°]
<b>Carregamento 1</b>	Antes	2,02	2,47	6,21	0,10	12,62
	Após	1,76	2,13	4,56	0,11	11,52
	Variação	-13%	-14%	-27%	9%	-9%
<b>Carregamento 2</b>	Antes	2,89	3,53	6,72	0,13	16,65
	Após	2,60	3,16	6,46	0,14	13,58
	Variação	-10%	-10%	-4%	11%	-18%
<b>Carregamento 3</b>	Antes	2,66	3,21	6,35	0,16	13,38
	Após	2,42	2,94	7,02	0,14	12,43
	Variação	-9%	-9%	11%	-7%	-7%

**Tabela 15: Comparativos das médias dos parâmetros de rugosidade dos CP's.**

Carga	Estado	Ra [ $\mu\text{m}$ ]	Rq [ $\mu\text{m}$ ]	Rv [ $\mu\text{m}$ ]	RSm [mm]	Rdq [°]
<b>Carregamento 1</b>	Antes	0,85	1,18	7,35	0,08	9,91
	Após	1,27	1,71	7,01	0,11	8,82
	Variação	49%	45%	-5%	34%	-11%
<b>Carregamento 2</b>	Antes	0,96	1,35	7,02	0,09	9,66
	Após	1,07	1,37	5,61	0,11	7,77
	Variação	12%	1%	-20%	19%	-20%
<b>Carregamento 3</b>	Antes	0,99	1,35	7,39	0,08	10,60
	Após	1,30	1,69	6,48	0,11	8,80
	Variação	32%	26%	-12%	47%	-17%

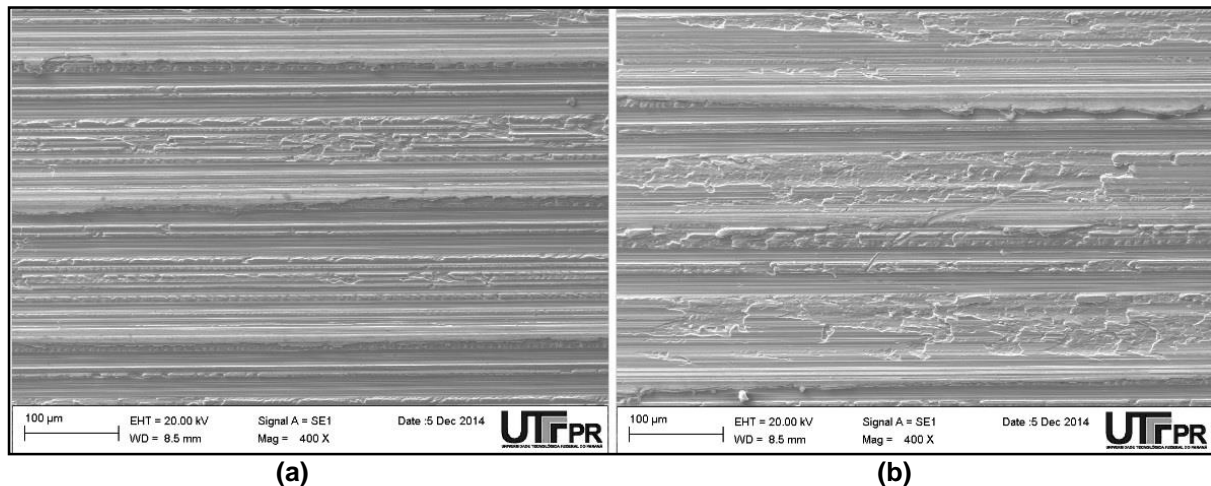
De forma geral as maiores mudanças ocorreram nos CPs, o que era esperado já que a dureza do aço 1020 (CCP) é maior.

Nos CCP's, os parâmetros relativos às alturas médias (Ra, Rq) pós ensaio do perfil diminuíram. Durante regimes de desgaste brandos, os picos de asperezas podem ser quebrados formando assim platôs (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2001), isso pode ser uma explicação para o fenômeno.

Uma avaliação a olho nu, revelou a presença de riscos na superfície de alguns dos CCPs que foram posteriormente avaliadas por microscopia eletrônica de varredura, onde foi possível verificar as regiões de maior desgaste.

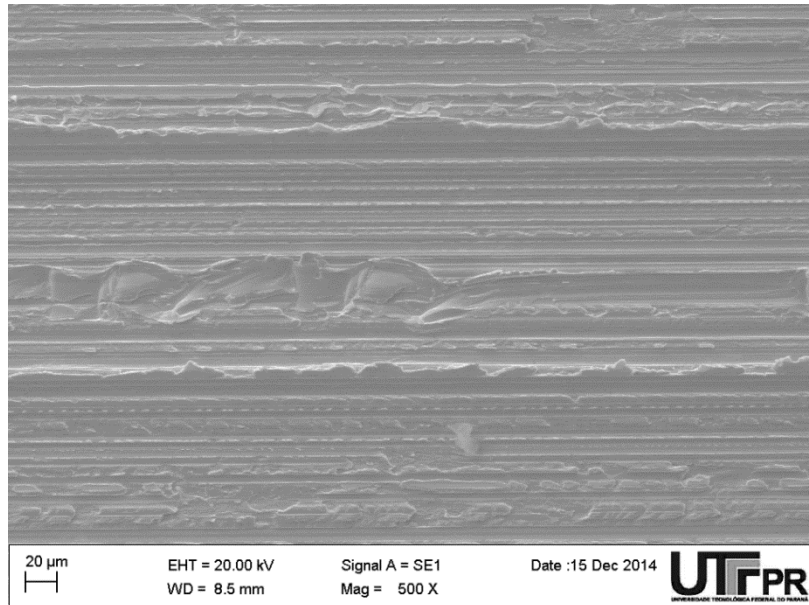


Na Figura 26 (b) pode-se notar o achatamento dos picos provenientes do processo de usinagem, os quais são bem nítidos na Figura 26 (a). Essa mudança pode ter contribuído para a diminuição das medidas de inclinação média das asperezas na superfície (Rdq).



**Figura 26: Imagem obtida pelo MEV do CCP ensaio 1D: antes (a) e depois (b) do ensaio.**

Na Figura 27 é mostrada uma outra região marcada em um CCP que parece ter sofrido desgaste abrasivo devido a passagem de uma partícula sólida que circulava pelo sistema. Com a escala na legenda da foto pode-se estimar o tamanho da partícula que poderia ser causadora da marca no centro da imagem, conclui-se que ela deveria medir 40µm aproximadamente. Como o filtro usado para os ensaios tem uma malha que retém partículas maiores do que 150µm, ela pode muito bem ter passado pelo filtro e retornado ao mancal.



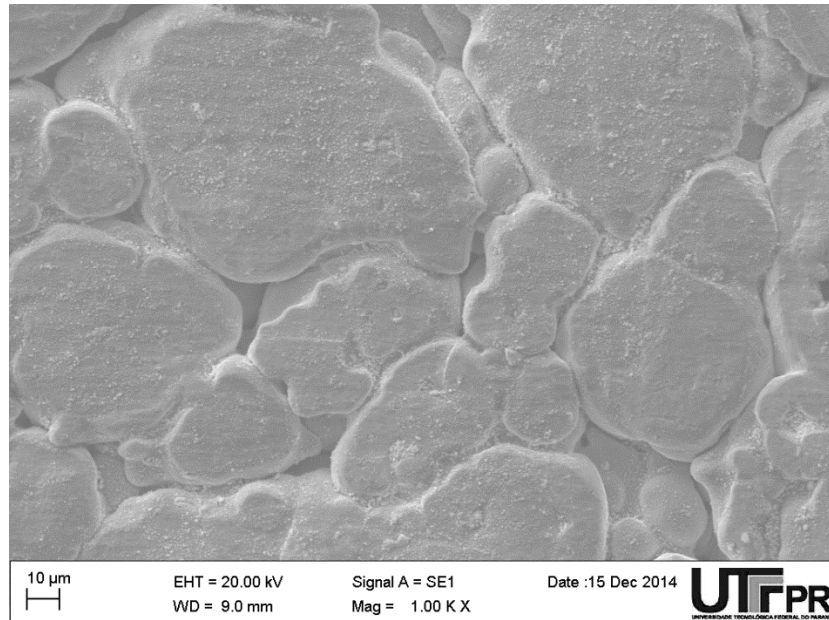
**Figura 27: Marca de desgaste na superfície do CCP ensaio 3D.**

Nos CPs o desgaste nas áreas onde ocorreu contato entre as superfícies sólidas é mais visível. O simples exame visual identificou essas áreas (Fotografia 8) e, por análise das rugosidades, notou-se mudanças, principalmente das medidas referentes às alturas médias das rugosidades ( $R_a$  e  $R_q$ ) e as referentes aos espaçamentos entre asperezas ( $R_{Sm}$ ). Imagens capturas pelo MEV, revelam com maior clareza o resultado do contato entre as superfícies do CP e do CCP.



**Fotografia 8: Diferença entre o aspecto visual do corpo de prova antes (a) e depois (b) dos ensaios.**

Nas regiões intactas do CP, onde não houve contato entre as superfícies do eixo e do mancal (Figura 28), se mostram porosas. Isso porque a camada interna de *Babbitt* é inserida por um processo de sinterização, resultando em superfícies com orifícios e espaços vazios que servem ao propósito de reservatório de óleo (RODRIGUES *et al.*, 2012).



**Figura 28: Superfície interna de um CP novo.**

Em regiões do CP que sofreram desgaste, existem riscos de abrasão que, ao que sugere a comparação entre a Figura 29 (a) e (b), parecem marcas periódicas transferidas pelo CCP. Essas marcas podem contribuir para o aumento das medidas de Ra e Rq.

A olho nu também é possível distinguir as áreas desgastadas. Quando nova, a superfície da bucha automotiva tem aspecto opaco de cor acinzentada, como mostra a Fotografia 8 (a). Enquanto a superfície desgastada é reluzente e de cor dourada (Fotografia 8 (b)).

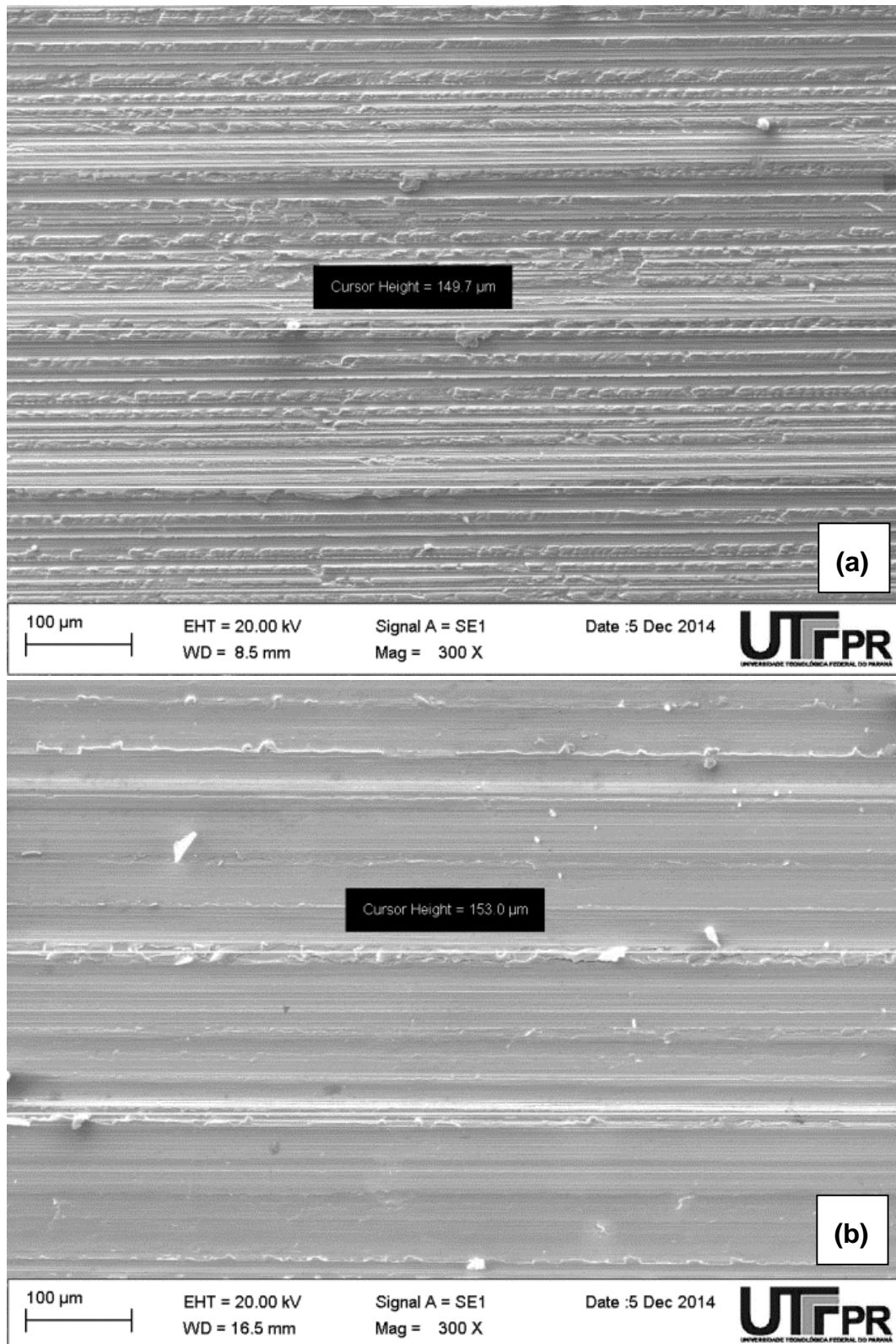
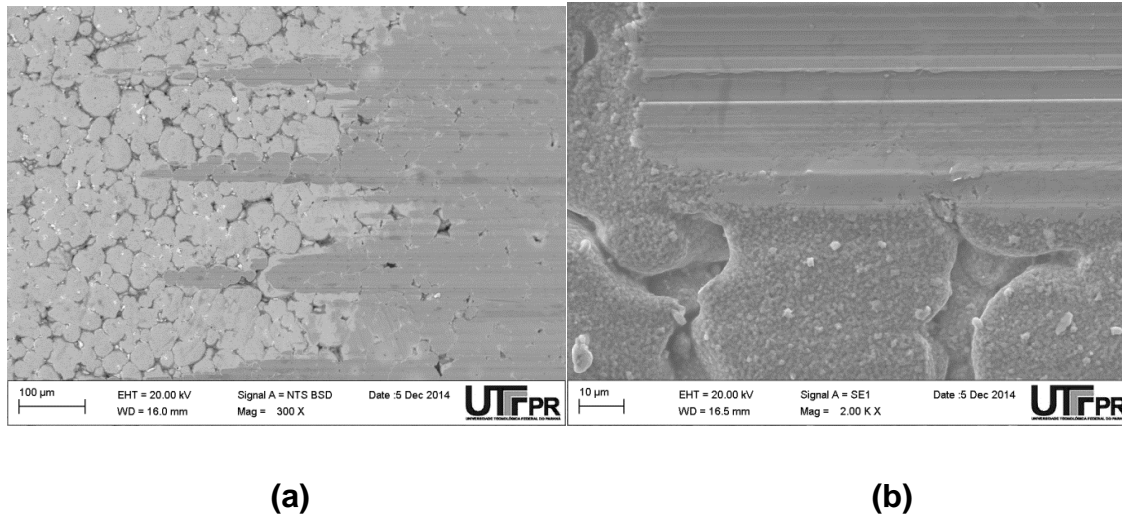


Figura 29: Distância entre picos na superfície ensaio 2C – (a) CCP e (b) CP.

Na figura a seguir (Figura 30 (a) e (b)) são mostradas regiões internas dos CPs usados, nas quais são evidenciadas as posições onde deixou de existir contato entre as superfícies metálicas. Destaque para a Figura 30 (b) que apresenta de maneira bem clara o acúmulo de material ao final da área desgastada devido ao mecanismo de desgaste comentado no item 2.4.4.



**Figura 30: Região de transição entre as áreas nova e desgastada do CP – (a) ensaio 3D e (b) ensaio 1D com aumento de 2000x.**

## 4.6. LIMITES E ROBUSTEZ DO EQUIPAMENTO

Foi comprovado a capacidade de realização de ensaios com finalidade de obter Curvas de Stribeck por meio dos equipamentos disponíveis no LASC. Durante os testes foram observados pontos problemáticos que podem ser retrabalhados por outras equipes futuras, gerando melhores metodologias, equipamentos mais eficientes e, conseqüentemente, resultados mais precisos.

### 4.6.1. Limitações da M.A.C.

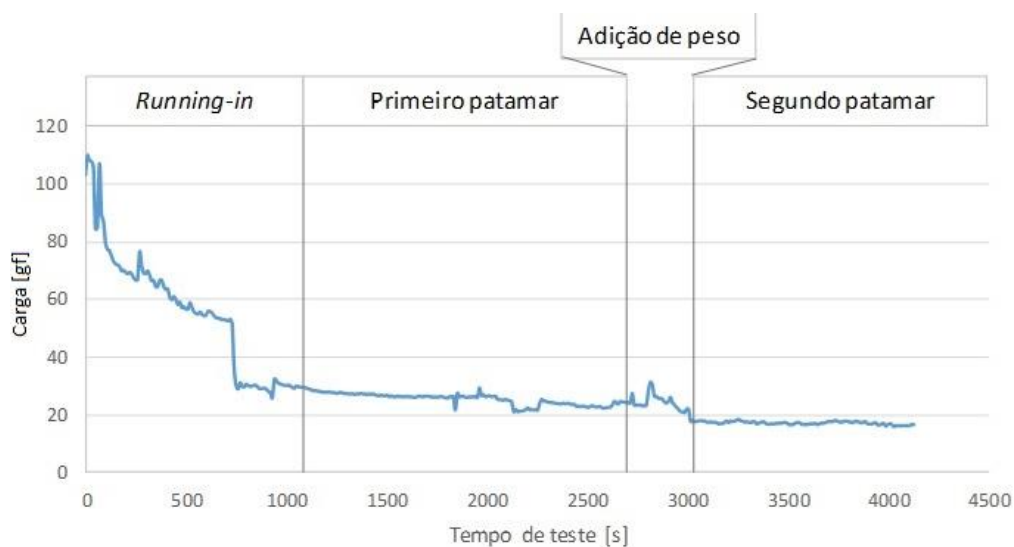
Os principais limites para os ensaios são devidos a: vibração, limitações no motor elétrico da M.A.C. e robustez da base da máquina. Existe também a hipótese de uma possível deflexão do eixo devido ao uso de anilhas mais pesadas poderia impedir que o sistema atinja lubrificação elasto-hidrodinâmica (lubrificação além do ponto de inflexão), mas não foram monitorados dados que deem suporte à essa última teoria.

A vibração pode ser notada claramente em forma de baixo ruído em rotações a partir de 1000 rpm e visualmente (pela translação do “porta-bucha” sobre o contra corpo de prova) em rotações próximas de 3000 rpm.

Dado que a folga diametral é da ordem de 0,1mm, vibrações de amplitude próximas a essa medida podem propiciar toques entre rugosidades mesmo em condições de lubrificação de filme completo. Essas interações podem elevar a força medida pela célula de carga, o que por sua vez, elevaria o valor calculado do coeficiente de atrito.

Possíveis medidas de contenção desse problema seriam aumento da precisão na usinagem dos contra corpos de prova e retífica do eixo da M.A.C.. Porém, o que não se pode perder de vista é a verossimilhança das condições do ensaio. Isso porque, ao passo que aumenta-se a precisão dos componentes envolvidos nos testes, as condições do ensaio se aproximam das ideais (teóricas) e podem se distanciar do cenário real.

Um fator limitante observado, também relacionado à vibração, é a robustez da bancada onde a M.A.C. está fixada. Existia a suspeita de que se a bancada de testes fosse mais rígida, a leitura na célula de carga poderia mudar. Para testar essa hipótese, a M.A.C. foi ligada a 2000 rpm como carregamento 02 por 35 minutos (2100s). Em seguida, ainda com a máquina ligada foram colocados 104kg sobre a bancada e foi monitorado o comportamento do sistema por mais 30min (Gráfico 25).



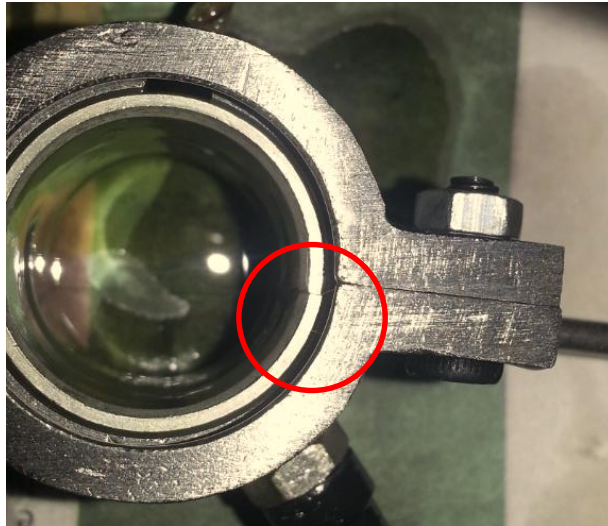
**Gráfico 25: Efeito do aumento de peso da bancada sobre leitura da célula de carga (“ $m_b$ ”).**

A leitura média do regime estacionário do primeiro patamar foi de 26,13gf e a do segundo 16,95gf, sendo notável a mudança no patamar de estabilização antes e depois do aumento da massa da bancada. Assim pode-se afirmar que a rigidez da M.A.C. tem influência na leitura da célula de carga.

A limitação verificada para motor elétrico está relacionada ao uso de inversor de frequência para controle da rotação. Devido à queda no torque do motor, o controle em velocidades muito baixas (menor que 300 rpm) é muito difícil. O princípio de funcionamento de um inversor de frequência é a mudança da frequência da rede elétrica com finalidade de alterar a rotação de um motor trifásico, que, em velocidades muito baixas, diminui o fluxo de energia e causa diminuição do torque do sistema (SILVA *et al.*, 2011). Isso somado à sensibilidade do botão de controle do inversor de frequência, tem-se que a execução de testes com finalidade de explorar o comportamento do coeficiente de atrito em zonas de fatores de Stribeck menores é mais difícil.

#### **4.6.2. Sistema de fixação do mancal**

Durante a montagem do sistema tribológico, notou-se que o espaço central para acoplamento da bucha possuía diâmetro um pouco menor do que o diâmetro externo da bucha quando fechada. Por isso, era necessário afrouxar os quatro parafusos que uniam as metades do “porta bucha” de modo a fixar o mancal sem que houvesse sobreposição de suas extremidades, evitando que o CP ficasse excessivamente apertado (Fotografia 9).



**Fotografia 9: Protuberância gerada devido a aperto excessivo dos parafusos.**

Uma vez que esse ajuste foi feito a mão no começo de todo ensaio, a folga diametral em um ensaio era ligeiramente diferente da folga em outro. Esse fator também comprometia a repetibilidade dos ensaios, demandando mais tempo de preparo.

#### **4.6.3. Sugestões para trabalhos futuros**

Uma maneira de controlar melhor os parâmetros de ensaio, sem mudanças nos equipamentos do LASC, é utilizar uma velocidade de rotação do eixo constante para todo o ensaio. Mantendo assim:

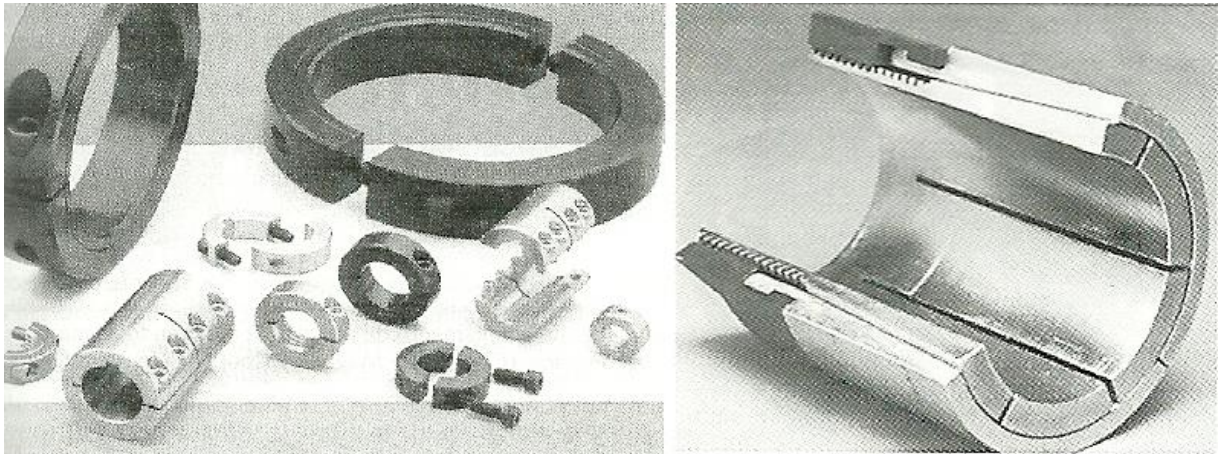
- Um mesmo patamar para a rotação;
- Fluxo de lubrificante, temperatura e viscosidade.
- Porém isso tiraria um pouco da flexibilidade do estudo feito.

Outra alternativa para manter a temperatura de entrada mais uniforme seria o desenvolvimento de um isolamento térmico mais eficiente da mangueira por onde o lubrificante deixa o reservatório de óleo quente.

Quanto a geometria do “porta-bucha”, aconselha-se aumento da cavidade onde fica alojado o corpo de prova (a bucha). Aumentando-se o diâmetro desse orifício, evita-se a situação mostrada na Fotografia 9 e torna-se possível o aperto dos parafusos que unem as duas metades do “porta-bucha”. Uma vez que o diâmetro interno do mancal não seria ajustável (seria fixo), a variação da folga diametral de um



ensaio para outro diminuiria. Se optar-se pela fabricação de um “porta-bucha” novo, algumas sugestões de geometrias são expostas na Figura 31.



**Figura 31: Sugestões de geometrias para projetos de novos “porta-buchas”.**  
Fonte: NORTON (2013), pág. 605

Para bancada de ensaios, recomendam-se mudanças estruturais mais robusta para que a velocidade de trabalho da M.A.C. não modifique significamente as leituras. Uma sugestão é a troca da estrutura metálica da mesa por uma de tubos quadrados de metal com perfil maior e/ou paredes mais espessas. Visando o aumento de rigidez do tampo da mesa, pode-se estudar a possibilidade de retirar a camada de borracha que cobre todo o tampo de madeira e fazer uso de “vibra-stop’s” nos pés da mesa. Ou trocar o tampo por outro de material mais rígido.

## 5. CONCLUSÕES

Com o estudo foi possível obter as informações necessárias do óleo lubrificante utilizado e obter as Curvas de Stribeck em diferentes situações de ensaio. Com a implementação de um sistema de recirculação e aquecimento de óleo a M.A.C. ficou mais automatizada, porém o controle de temperatura e viscosidade só foi efetivo em rotações altas.

Na presente configuração da M.A.C. e com a metodologia desenvolvida nesse trabalho, concluiu-se que, direta ou indiretamente, os comportamentos de todas as variáveis analisadas estavam relacionados à velocidade de rotação do eixo. Com o aumento da rotação, notou-se o aumento da vazão de óleo e, por isso, houve uma diminuição do tempo para que o óleo fosse do reservatório até o mancal. Por causa dessa redução de tempo, o óleo perdia menos calor para o ambiente e o que resultava no aumento da temperatura na entrada do mancal. Sabe-se que a elevação da temperatura provoca uma diminuição da viscosidade do lubrificante. Uma vez que a variação da rotação foi maior do que a da viscosidade absoluta, o acréscimo de velocidade também resultou no aumento do número de Stribeck.

O torque transmitido pelo suporte do corpo de prova até a célula de carga, em um gráfico de carga *versus* rotação, se comportou de maneira semelhante ao coeficiente de atrito nas Curvas de Stribeck. Como o número de Stribeck é diretamente proporcional à velocidade e a carga captada na célula de carga é também diretamente proporcional ao coeficiente de atrito, conclui-se que, como já esperado, existe a semelhança entre os gráficos.

Nos momentos de operação do mancal, durante o regime de lubrificação não completa, ocorreu o desgaste do par tribológico. Com auxílio de microscopia eletrônica foi constatado que partículas da ordem de 40 $\mu$ m circularam pelo sistema e que a malha do filtro utilizado não foi suficientemente fina para reter essas partículas. De forma que corpos estranhos transportados pelo lubrificante também puderam danificar a superfície do mancal.

## BIBLIOGRAFIA

ABNT NBR ISO 4287. **Especificações geométricas do produto - rugosidade: método do perfil - termos, definições e parâmetros da rugosidade**, 2002.

ABNT NBR 6913. **Ferro fundido nodular e ferro fundido maleável - Contagem de nódulos de grafita**, 1990.

ALVES, M. L. **Reconhecimento da rugosidade em imagens monocromáticas por meio de análise de textura**. Tese (Doutorado). Universidade Federal Fluminense. Niterói, RJ, 2011.

ASM INTERNATIONAL. (S.D.). **Asm handbook: surface engineering**. 5 ed., V. 5 – EUA.

ASME B46.1. **Surface texture (surface roughness, waviness and lay)**. p. 98, 2002.

BREWE, D. E. **Modern tribology handbook**, v. 2, Ohio, 2001.

CASTRO, H. F. **Análise de mancais hidrodinâmicos em rotores sob instabilidade fluido-induzida**. 2007. 156 f. Tese (Doutorado). Universidade Estadual de Campinas. São Paulo, SP, 2007. Acesso em 06 de janeiro de 2015, disponível em <http://www.bibliotecadigital.unicamp.br/document/?code=vtls000421634&fd=y>

DOWSON, D. Men of tribology. **Journal of Lubrication Technology**. P. 117 – 119, 1979. Acesso em 31 de outubro de 2014, disponível em <http://tribology.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1464095>

EYRE, T. S. Wear characteristics of metals. **Tribology International**, v. 9, p. 203-212, 1976. Acesso em 27 de janeiro de 2015, disponível em <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0301679x76900773#>

FOX, R. W., PRITCHARD, P. J., MCDONALD, A. T. **Introdução à Mecânica de Fluidos**. 7. ed. Rio de Janeiro, RJ, 2010.

HUTCHINGS, I. M. **Tribology: friction and wear of engineering materials**. 1. ed. Cambridge: Butterworth Heinemann, 1992.

KHONSARI, M. M., LU, X. On the lift-off speed in journal bearings. **Tribology Letter**, v. 20, p. 299-305, 2005.

MAHLE. Ltda. **Pistões, Camisas, Kits e Bronzinas**, São Paulo 2014. 438 p. Acesso em 05 de março de 2014. Disponível em: [http://www.mahle-aftermarket.com/c1256f7900537a47/vwcontentbykey/w296npbn832stulen/\\$file/mahle%20catalogo%20de%20pistoes%20e%20bronzinas%20julho%202014.pdf](http://www.mahle-aftermarket.com/c1256f7900537a47/vwcontentbykey/w296npbn832stulen/$file/mahle%20catalogo%20de%20pistoes%20e%20bronzinas%20julho%202014.pdf)

MAVRIGIAN, M. **Inspecting crankshafts**, EUA, 2012. Acesso em 28 de setembro de 2014, disponível em: <http://www.autoserviceprofessional.com/article/92691/inspecting-crankshafts?page=4>

NORTON, R. L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**, 4. ed. Porto Alegre, RS, 2013.

NUSSENZVEIG, H. M. **Curso de Física Básica 1: Mecânica**. 3 ed. São Paulo: Edgard Blücher, 1997.

ÖHLINS RACING AB. (S.D.). Suécia, 2014. Acesso em 31 de outubro de 2014, disponível em: <http://www.ohlins.com/checkpoint-ohlins/performance/the-truth-about-lubrications/>

PAVELESCU, D., TUDOR, A. ***The sliding friction coefficient - its evolution and usefulness***, 1987. 330 p.

PAWLAK, Z. ***Tribochemistry of lubricating oils***, n. 45. Amsterdam: Elsevier, 2003.

RODRIGUES, W. C., GONZATTI, R., MARTINS, V., FERRANDINI, P. L., DIAS, M. M., e SCHAEFFER, L., Avaliação do desgaste em buchas autolubrificantes sinterizadas de Fe-0,8%C. **Revista eletrônica de materiais e processos**. Porto Alegre, RS, 2012. Acesso em 21 de janeiro de 2015, disponível em <http://cct.ufcg.edu.br/revista/index.php/remap/article/viewfile/307/247>

ROVERI, E., CHAVES, A. P. **Mecanismos de desgaste de corpos moedores em moinhos de bolas. tecnologia em metalurgia, materiais e mineração**, v. 8. São Paulo, SP, 2011. Acesso em 27 de janeiro de 2015, disponível em <http://www.tecnologiammm.com.br/doi/10.4322/tmm.2011.041>

SALAMONE, B. C., STRANO, I. A. **Estudo da variação do atrito cinético em mancais de deslizamento devido à contaminação do fluido lubrificante por biodiesel**. 2013. 118 f. Monografia (Graduação). Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, PR, 2013.

SHIGLEY, J. E., MISCHKE, C. R., BUDYNAS, R. G. **Projeto de engenharia mecânica**, 7 ed. Porto Alegre, 2005.

SILVA, A. B., YONAMINE, A. M., TENREIRO, C. A., & SANTANA, T. R. **Dosador de ingredientes microcontrolado**. 2011. 90 f. Monografia (Graduação). Universidade Paulista, p. 38-41, 2011.

SKF. **Óleos lubrificantes**. São Paulo. 2013. 230 p. Acesso em 2 de dezembro de 2013, disponível em: [http://www.skf.com/pt/products/bearings-units-housings/ball-bearings/principles/lubrication/oil-lubrication/lubricating-oils/index.html?wt.oss=coeficiente%20press%c3%a3o%20viscosidade&wt.z\\_oss\\_bost=0&tabname=tudo&wt.z\\_oss\\_rank=1](http://www.skf.com/pt/products/bearings-units-housings/ball-bearings/principles/lubrication/oil-lubrication/lubricating-oils/index.html?wt.oss=coeficiente%20press%c3%a3o%20viscosidade&wt.z_oss_bost=0&tabname=tudo&wt.z_oss_rank=1)

STACHOWIAK, G. W., BATCHELOR, A. W. **Engineering Tribology**, 3 ed. EUA: Butterworth Heinemann, 2001.

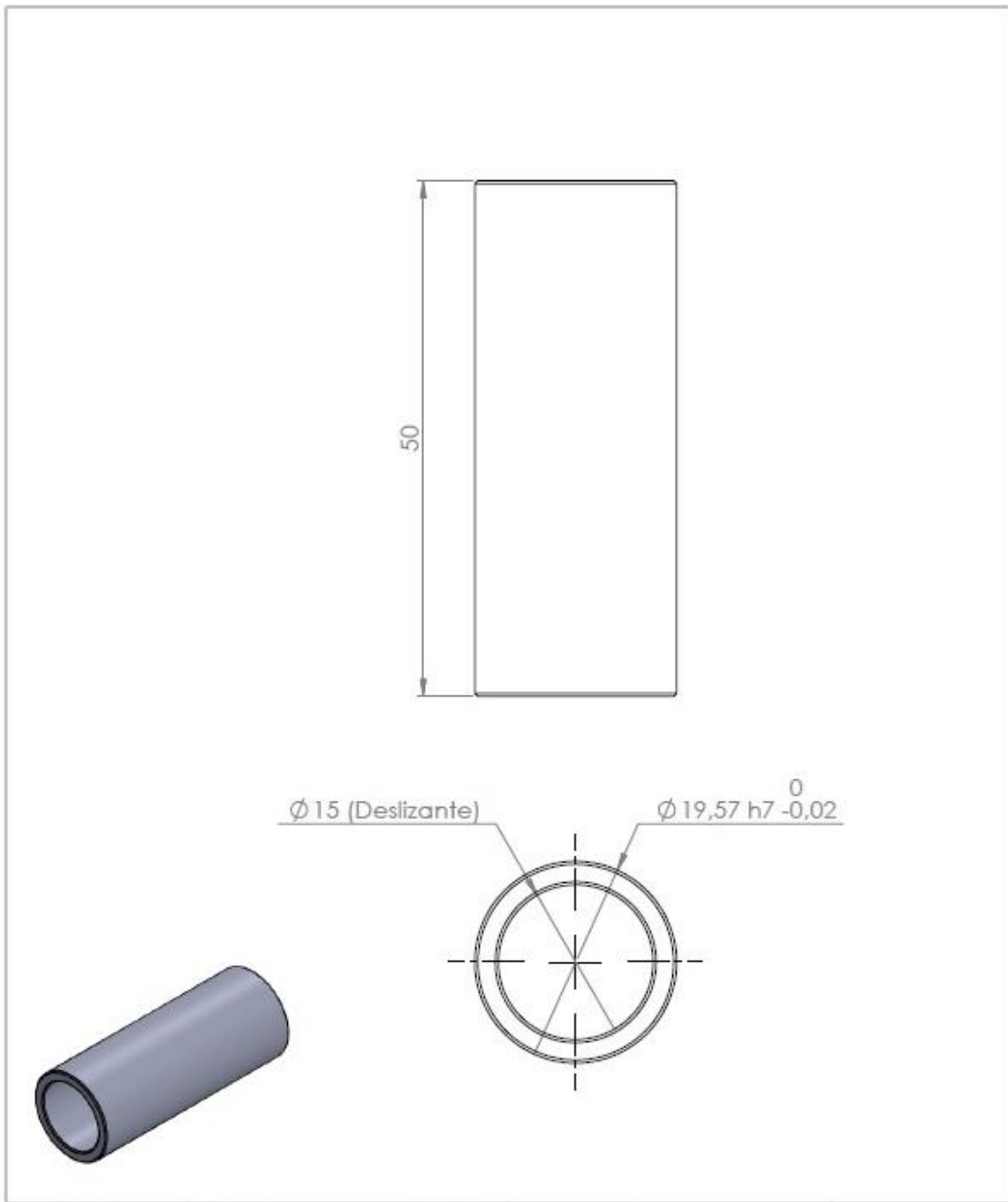
TIPLER, P. A., MOSCA, G. **Física para cientistas e engenheiros, vol. I: mecânica, oscilações e ondas, termodinâmicas**, 5 ed. Rio de Janeiro, RJ: LTC, 2006.

VALE, J. L. **Estudo do comportamento tribológico do politetrafluoretileno em deslizamento sem lubrificação contra aço inoxidável**. 2013. 227 f. Dissertação (Mestrado). Universidade Federal do Paraná, Curitiba, 2013.

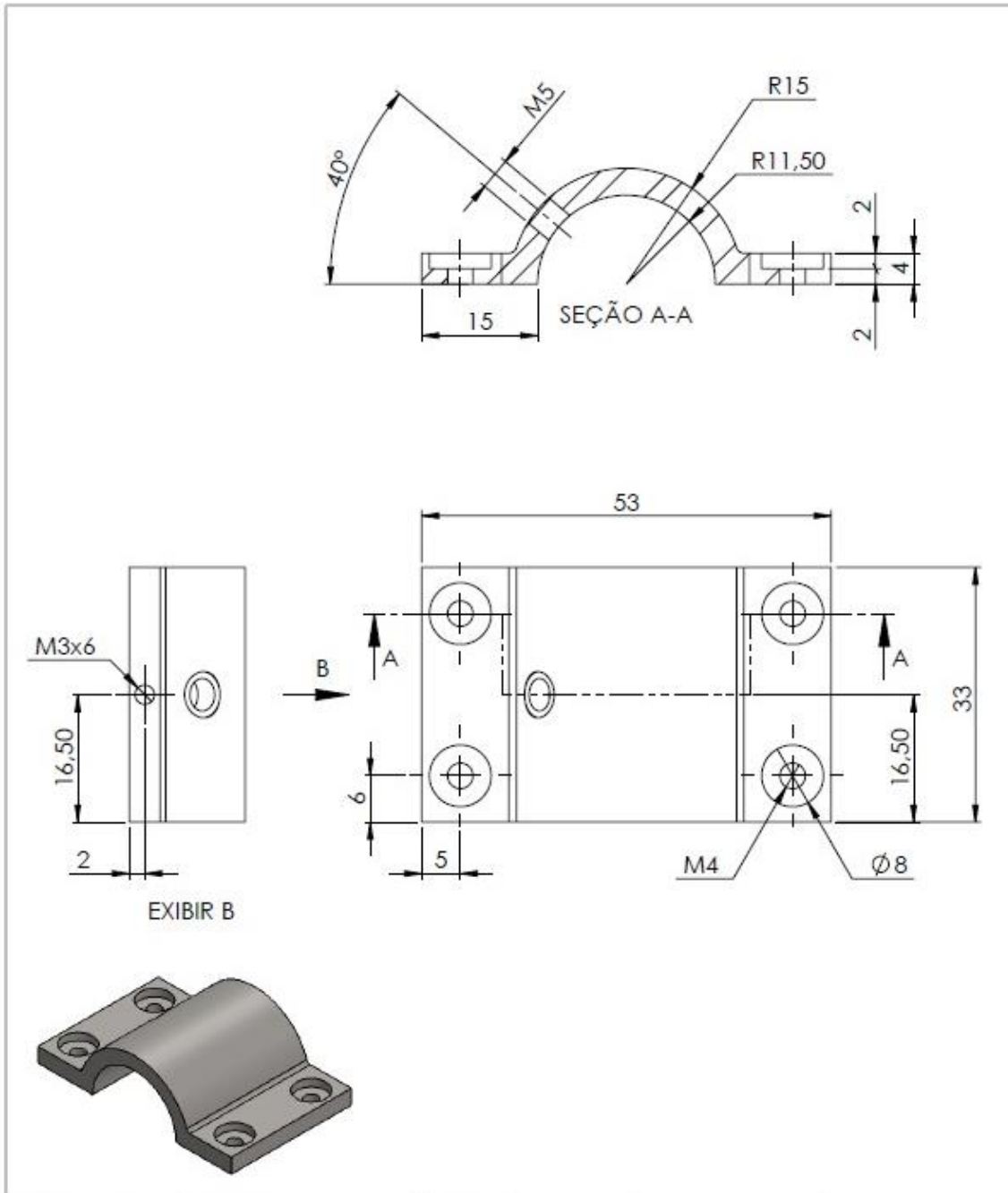
VOLCI, G. A. **Comportamento tribológico do anel de primeiro canaleta em motores operando em sistemas flex fuel**. 2013. 131 f. Dissertação (Mestrado) Universidade Federal do Paraná. Curitiba, 2013. Acesso em 06 de novembro de 2014, disponível em : [http://www.pgmecc.ufpr.br/dissertacoes/dissertacao\\_086\\_gustavo\\_augusto\\_volci.pdf](http://www.pgmecc.ufpr.br/dissertacoes/dissertacao_086_gustavo_augusto_volci.pdf)

WANG, Y., WANG, Q. J., LIN, C., e SHI, F. Development of a Set of Stribeck Curves for Conformal Contacts of Rough Surfaces. **Tribology Transactions**, p. 526-535. (2006).

# APÊNDICE A – DESENHOS DE FABRICAÇÃO

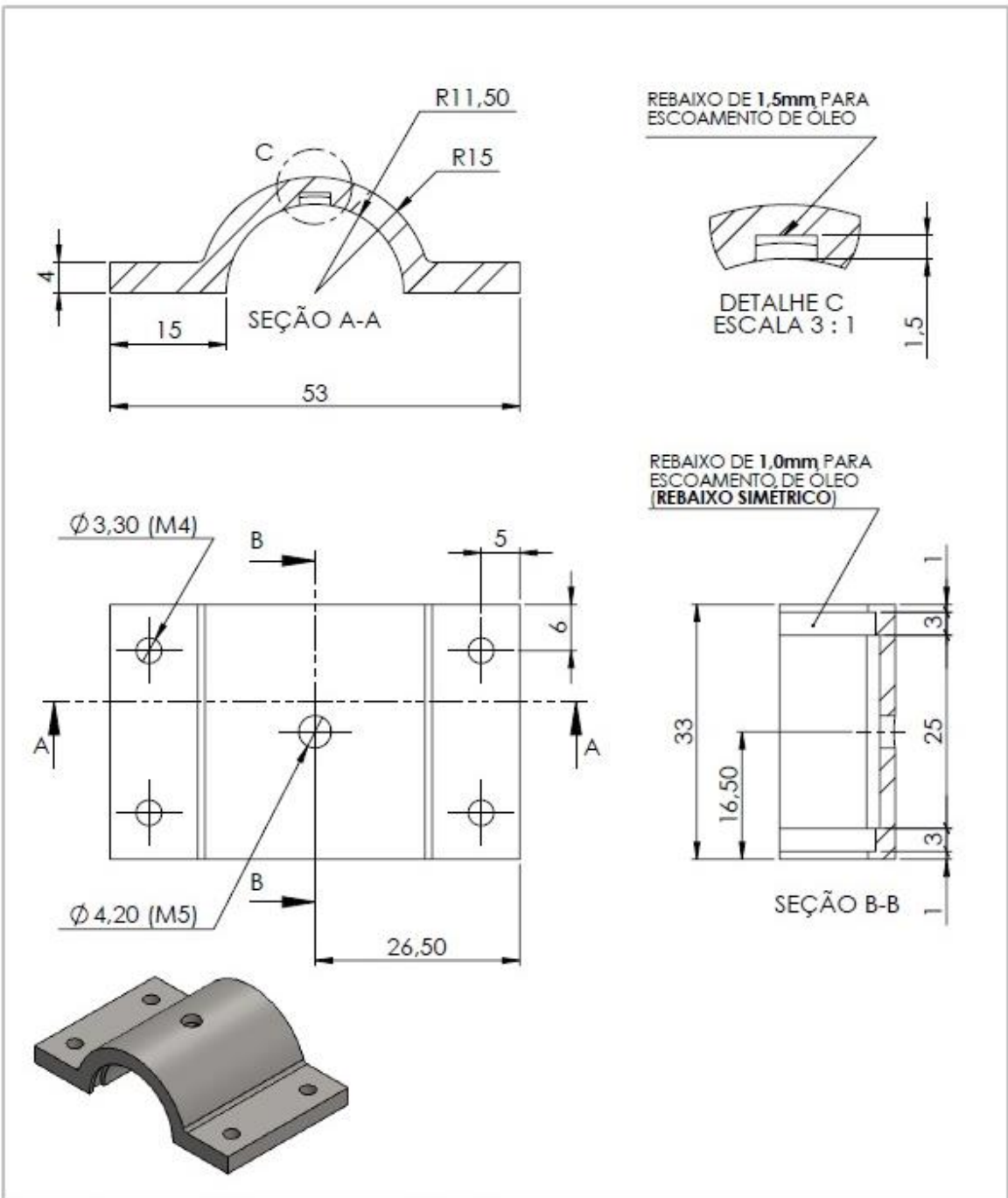


SENÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: TOLERÂNCIAS: LINEAR: ANGULAR:		ACABAMENTO:  <b>USINADO</b>		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		NÃO MUDAR A ESCALA DO DESENHO		REVISÃO		04	
NOME		ASSINATURA		DATA						TÍTULO:	
DES. RAFAEL				20/05/14							
VERIF.											
APROV.											
MANUF.											
QUALI.						MATERIAL:		DES. Nº		A4	
						AÇO SAE 1020		Contra corpo			
						PESO:		ESCALA:2:1		FOLHA 1 DE 1	

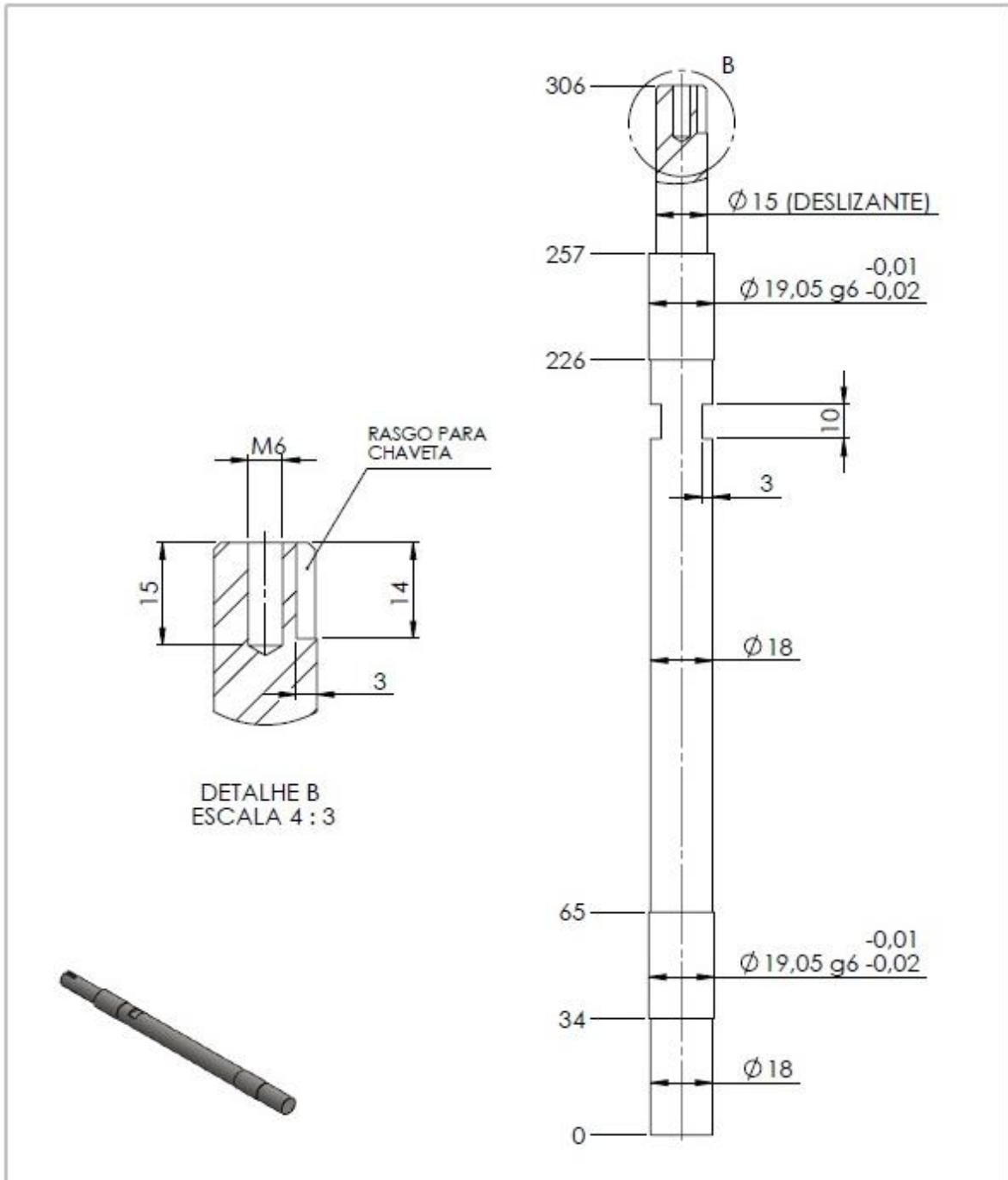


SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: TOLERÂNCIAS: LINEAR: ANGULAR:			ACABAMENTO:  <b>USINADO</b>		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		NÃO MUDAR A ESCALA DO DESENHO		REVISÃO		02	
TÍTULO:												
DES. Nº <b>Bucha superior (rev 2)</b>												
A4												
MATERIAL: <b>SAE 1020</b>												
PESO:												
ESCALA: 3:2												
FOLHA 1 DE 1												





SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: TOLERÂNCIAS: LINEAR: ANGULAR:		ACABAMENTO:  <b>USINADO</b>		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		NÃO MUDAR A ESCALA DO DESENHO		REVISÃO		02	
NOME		ASSINATURA		DATA		TÍTULO:					
DEL. RAFAEL				24/04/14							
VERIF.											
APROV.											
MANUF.											
QUALID.											
				MATERIAL:		DES. Nº		Bucha inferior (rev 2)		A4	
				SAE 1020							
				PELO:		ESCALA:3:2		FOLHA 1 DE 1			



SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: TOLERÂNCIAS: LINEAR: ANGULAR:		ACABAMENTO: <b>USINADO</b>	DEBUR AND BREAK SHARP EDGES	NÃO MUDAR A ESCALA DO DESENHO	REVISÃO	01
NOME	ASSINATURA	DATA		TÍTULO:		
DEL. RAPHAB		24/04/14		Eixo (rev 1)		
VERIF.						
APROV.						
MANUF.						
QUALC.						
MATERIAL: <b>AÇO INOX</b>			DEL. Nº	A4		
PISO:			ESCALA: 2:3	FOLHA 1 DE 1		

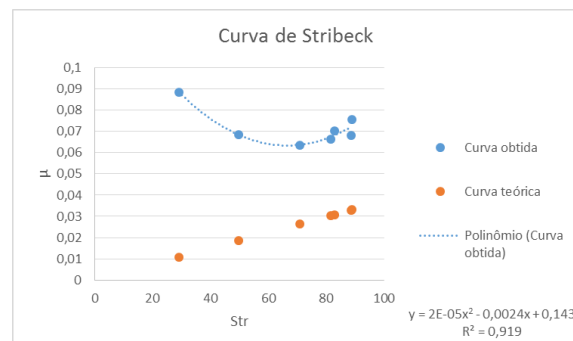
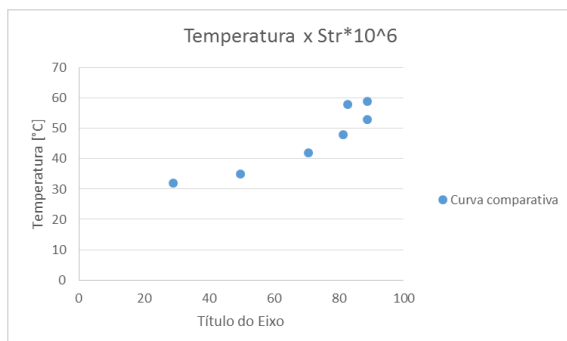
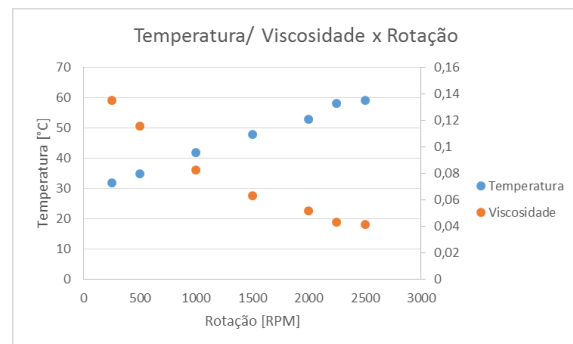
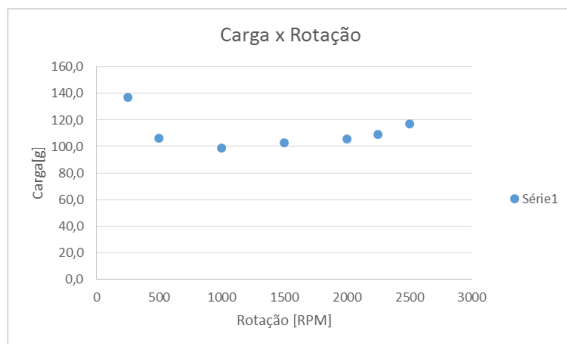
# APÊNDICE B – ENSAIOS INDIVÍDUAIS DETALHADOS

## RESULTADOS DO ENSAIO 2A

SP	60 °C	d	0,01957	Diâmetro do eixo [m]
t/etapa	40 min	L	0,023	Comprimento do mancal [m]
Peso	1285,52 g	D	0,019653	Diâmetro do mancal [m]
Data	12/10/2014	C	0,00008	Folga do mancal [m]

Velocidade		Momento	Tempo de ensaio		Temperaturas [°C]			
[RPM]	[rad/s]	[g]	Início	Fim	Te	Ts	Tm	ΔT
2500	261,67	117,2	09:16	09:55	58	59	58,5	1
2250	235,50	109,1	09:56	10:35	55	58	56,5	3
2000	209,33	105,5	10:35	11:15	50,5	53	51,75	2,5
1500	157,00	103,0	11:16	11:58	39,5	48	43,75	8,5
1000	104,67	98,6	11:59	12:38	33,5	42	37,75	8,5
500	52,33	106,1	12:38	13:09	27	35	31	8
250	26,17	136,9	13:10	13:40	24,5	32	28,25	7,5

RPM	rad/s	m <sub>b</sub> [kg]	F <sub>c</sub> [N]	F <sub>N</sub> [N]	F <sub>at</sub> [N]	μ	Temp. [°C]	η [Pa*s]	μ <sub>(teórico)</sub>	p [Pa]	Str
2500	261,67	0,1172	0,293741	55,11813	4,171921	0,075691	59	0,041434	0,033053	121937,6	88,91294
2250	235,50	0,1091	0,293741	55,19769	3,884904	0,070382	58	0,04295	0,030792	122113,6	82,83082
2000	209,33	0,1055	0,293741	55,23262	3,758884	0,068056	53	0,051793	0,032985	122190,9	88,72916
1500	157,00	0,1030	0,293741	55,25709	3,670618	0,066428	48	0,063458	0,030297	122245,1	81,49883
1000	104,67	0,0986	0,293741	55,30075	3,513111	0,063527	42	0,082754	0,026319	122341,6	70,79874
500	52,33	0,1061	0,293741	55,22729	3,778103	0,06841	35	0,115976	0,018467	122179,1	49,67629
250	26,17	0,1369	0,293741	54,92458	4,870183	0,08867	32	0,135317	0,010833	121509,4	29,14

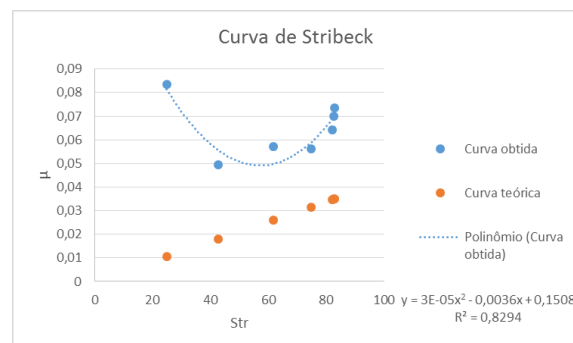
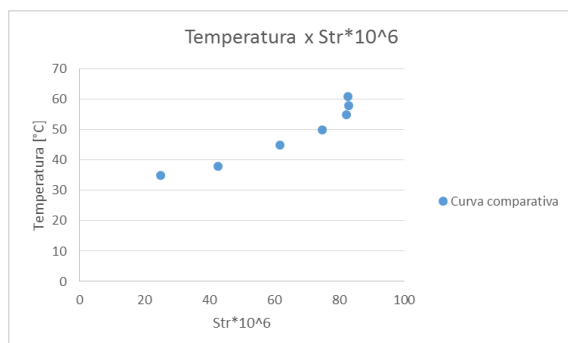
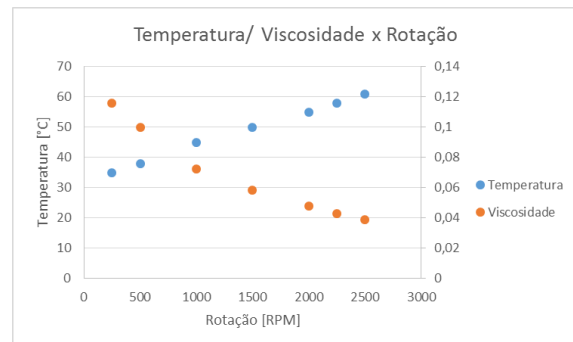
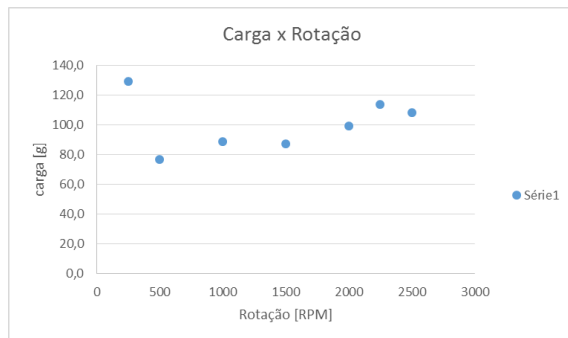


## RESULTADOS DO ENSAIO 2B

<b>SP</b>	60	°C	<b>d</b>	0,01958	Diâmetro do eixo [m]
<b>t/etapa</b>	35	min	<b>L</b>	0,023	Comprimento do mancal [m]
<b>Peso</b>	1285,52	g	<b>D</b>	0,019653	Diâmetro do mancal [m]
<b>Data</b>	13/10/2014		<b>C</b>	0,00007	Folga do mancal [m]

Velocidade		Momento	Tempo de ensaio		Temperaturas [°C]			
[RPM]	[rad/s]	[g]	Início	Fim	Te	Ts	Tm	ΔT
2500	261,67	108,4	09:13	09:47	51,5	61	56,25	9,5
2250	235,50	114,0	09:49	10:35	42	58	50	16
2000	209,33	99,5	10:36	11:10	37,5	55	46,25	17,5
1500	157,00	87,2	11:11	11:44	34,5	50	42,25	15,5
1000	104,67	88,9	11:45	12:19	31,5	45	38,25	13,5
500	52,33	76,9	12:20	12:50	28	38	33	10
250	26,17	129,0	12:51	13:21	26,5	35	30,75	8,5

RPM	rad/s	m <sub>b</sub> [kg]	F <sub>c</sub> [N]	F <sub>N</sub> [N]	F <sub>at</sub> [N]	μ	Temp. [°C]	η [Pa*s]	μ <sub>(teórico)</sub>	p [Pa]	Str
2500	261,67	0,1084	0,293741	55,20445	3,860514	0,069931	61	0,038595	0,034952	122128,6	82,69261
2250	235,50	0,1140	0,293741	55,14990	4,057301	0,073569	58	0,04295	0,035041	122007,9	82,90259
2000	209,33	0,0995	0,293741	55,29198	3,544723	0,064109	55	0,047973	0,034701	122322,3	82,09805
1500	157,00	0,0872	0,293741	55,41228	3,110756	0,056138	50	0,058386	0,031606	122588,4	74,77588
1000	104,67	0,0889	0,293741	55,39586	3,169984	0,057224	45	0,072261	0,026085	122552,1	61,71513
500	52,33	0,0769	0,293741	55,51387	2,744252	0,049434	38	0,099992	0,01801	122813,1	42,60866
250	26,17	0,1290	0,293741	55,00196	4,591021	0,08347	35	0,115976	0,010541	121680,6	24,9399



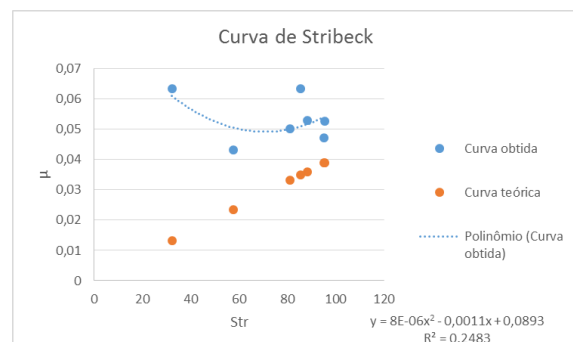
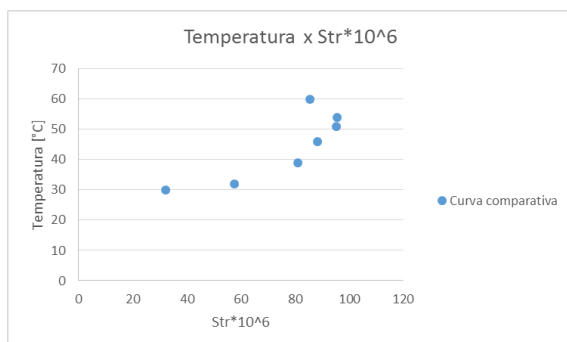
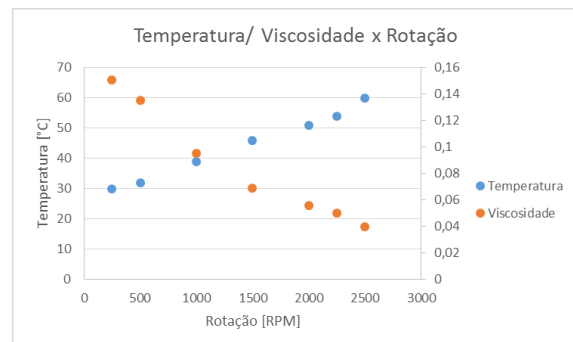
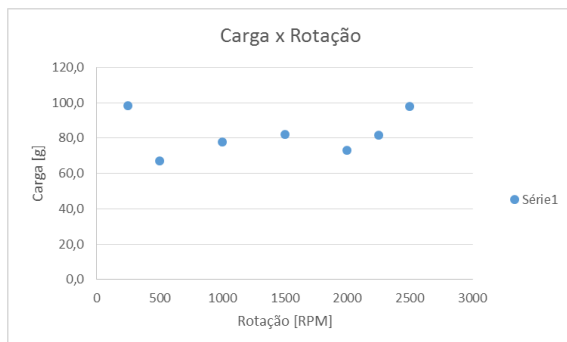
# RESULTADOS DO ENSAIO 2C

SP	60	°C
t/etapa	35	min
Peso	1285	g
Data	14/10/2014	

d	0,01955	Diâmetro do eixo [m]
L	0,023	Comprimento do mancal [m]
D	0,019626	Diâmetro do mancal [m]
C	0,00008	Folga do mancal [m]

Velocidade		Momento	Tempo de ensaio		Temperaturas [°C]			
[RPM]	[rad/s]	[g]	Início	Fim	Te	Ts	Tm	ΔT
2500	261,67	98,1	08:38	09:13	55,5	60	57,75	4,5
2250	235,50	81,7	09:15	09:49	56	54	55	2
2000	209,33	73,1	09:51	10:25	49	51	50	2
1500	157,00	82,3	10:27	11:08	46,5	46	46,25	0,5
1000	104,67	77,8	11:08	11:42	38	39	38,5	1
500	52,33	67,1	11:45	12:20	29,5	32	30,75	2,5
250	26,17	98,3	12:21	12:56	26	30	28	4

RPM	rad/s	m <sub>b</sub> [kg]	F <sub>c</sub> [N]	F <sub>N</sub> [N]	F <sub>at</sub> [N]	μ	Temp. [°C]	η [Pa*s]	μ <sub>(teórico)</sub>	p [Pa]	Str
2500	261,67	0,0981	0,293623	55,29205	3,502224	0,06334	60	0,039984	0,034858	122493,8	85,41312
2250	235,50	0,0817	0,293623	55,45344	2,919202	0,052642	54	0,049831	0,038984	122851,3	95,52298
2000	209,33	0,0731	0,293623	55,53738	2,615945	0,047102	51	0,056062	0,038926	123037,3	95,38283
1500	157,00	0,0823	0,293623	55,44763	2,940166	0,053026	46	0,069154	0,036071	122838,5	88,38541
1000	104,67	0,0778	0,293623	55,49169	2,781018	0,050116	39	0,095287	0,033108	122936,1	81,12619
500	52,33	0,0671	0,293623	55,59625	2,403282	0,043227	32	0,135317	0,023464	123167,7	57,49534
250	26,17	0,0983	0,293623	55,29038	3,508281	0,063452	30	0,150518	0,013122	122490,1	32,15412

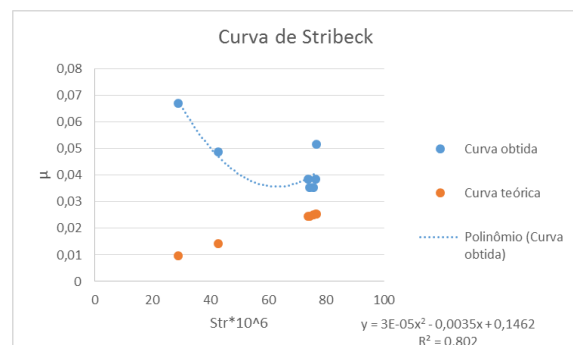
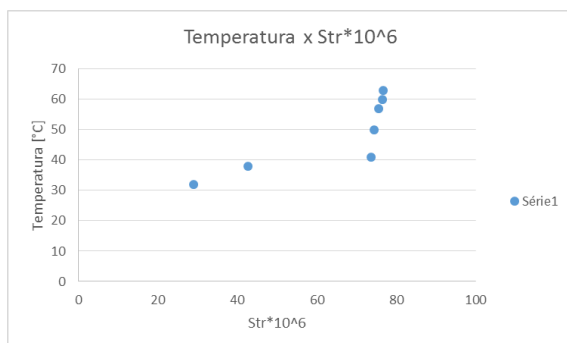
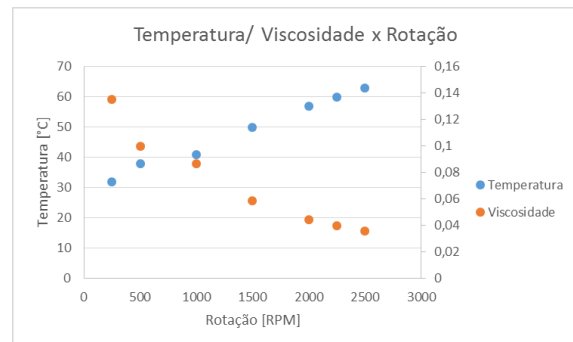
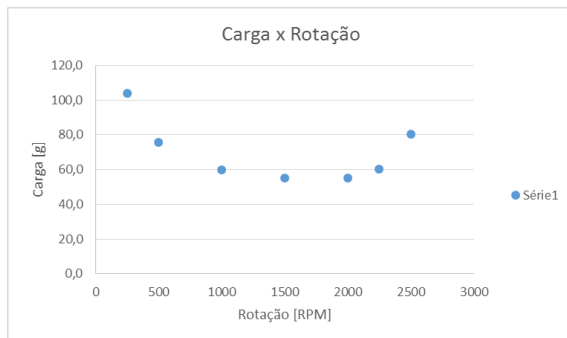


## RESULTADOS DO ENSAIO 2D

<b>SP</b>	60	°C	<b>d</b>	0,01956	Diâmetro do eixo [m]
<b>t/etapa</b>	35	min	<b>L</b>	0,023	Comprimento do mancal [m]
<b>Peso</b>	1285	g	<b>D</b>	0,019653	Diâmetro do mancal [m]
<b>Data</b>	14/10/2014		<b>C</b>	0,00009	Folga do mancal [m]

Velocidade		Momento	Tempo de ensaio		Temperaturas [°C]			
[RPM]	[rad/s]	[g]	Início	Fim	Te	Ts	Tm	ΔT
2500	261,67	80,3	10:16	10:57	56	63	59,5	7
2250	235,50	60,1	11:01	11:42	55	60	57,5	5
2000	209,33	55,2	11:47	12:27	50	57	53,5	7
1500	157,00	55,0	12:31	13:13	45	50	47,5	5
1000	104,67	60,0	13:16	13:57	36	41	38,5	5
500	52,33	75,9	14:00	14:40	28	38	33	10
250	26,17	103,9	14:42	15:22	25	32	28,5	7

RPM	rad/s	m <sub>b</sub> [kg]	F <sub>c</sub> [N]	F <sub>N</sub> [N]	F <sub>at</sub> [N]	μ	Temp. [°C]	η [Pa*s]	μ <sub>(teórico)</sub>	p [Pa]	Str
2500	261,67	0,0803	0,293623	55,46691	2,86652	0,05168	63	0,035974	0,025451	122709,2	76,71227
2250	235,50	0,0601	0,293623	55,66558	2,149787	0,03862	60	0,039984	0,025369	123148,8	76,46298
2000	209,33	0,0552	0,293623	55,71354	1,976788	0,035481	57	0,044541	0,025098	123254,9	75,64697
1500	157,00	0,0550	0,293623	55,71520	1,970788	0,035373	50	0,058386	0,024674	123258,5	74,36932
1000	104,67	0,0600	0,293623	55,66623	2,147449	0,038577	41	0,086685	0,024444	123150,2	73,67492
500	52,33	0,0759	0,293623	55,51061	2,708873	0,048799	38	0,099992	0,014137	122805,9	42,61116
250	26,17	0,1039	0,293623	55,23510	3,70277	0,067037	32	0,135317	0,009614	122196,4	28,97618



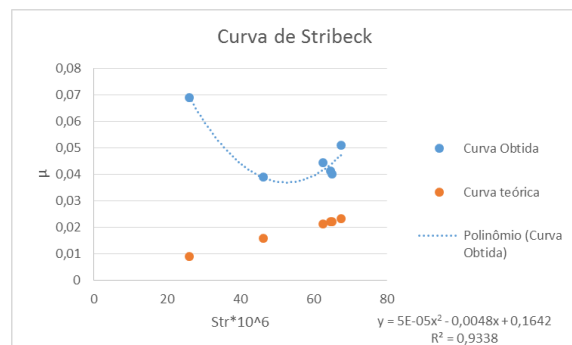
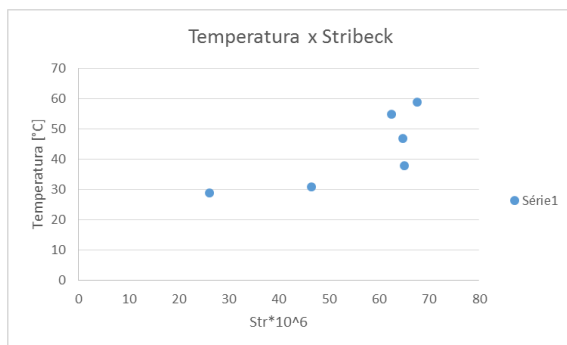
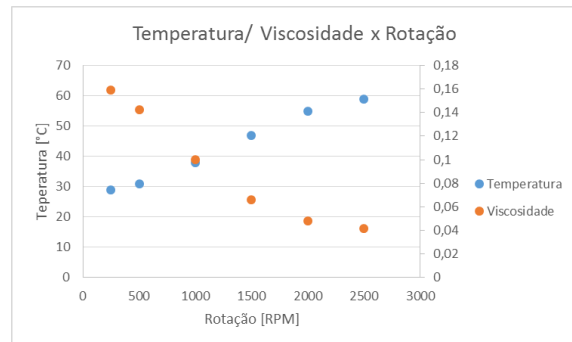
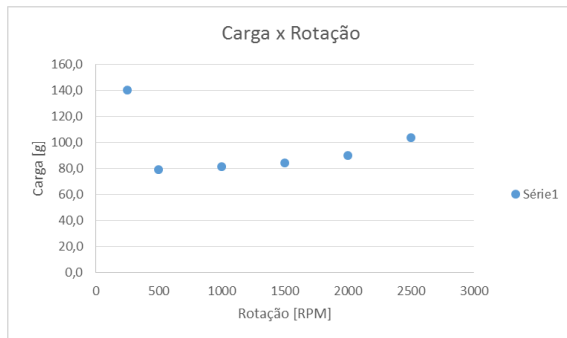
# RESULTADOS DO ENSAIO 3A

SP	60 °C
t/etapa	35 min
Peso	1970 g
Data	19/10/2014

d	0,01957	Diâmetro do eixo [m]
L	0,023	Comprimento do mancal [m]
D	0,01966	Diâmetro do mancal [m]
C	0,00009	Folga do mancal [m]

Velocidade			Tempo de ensaio		Temperaturas [°C]			
[RPM]	[rad/s]	[g]	Início	Fim	Te	Ts	Tm	ΔT
2500	261,67	103,6	09:18	09:53	53	59	56	6
2000	209,33	90,3	09:53	10:25	53	55	54	2
1500	157,00	84,2	10:27	13:13	44	47	45,5	3
1000	104,67	81,6	11:00	11:32	38	38	38	0
500	52,33	79,4	11:33	12:04	34	31	32,5	3
250	26,17	140,0	12:06	12:39	29	29	29	0

RPM	rad/s	m <sub>b</sub> [kg]	F <sub>c</sub> [N]	F <sub>N</sub> [N]	F <sub>at</sub> [N]	μ	Temp. [°C]	η [Pa*s]	μ <sub>(teórico)</sub>	p [Pa]	Str
2500	261,67	0,1036	0,450145	72,45415	3,696493	0,051018	59	0,041434	0,023206	160233	67,66293
2000	209,33	0,0903	0,450145	72,58434	3,226976	0,044458	55	0,047973	0,021456	160520,9	62,56144
1500	157,00	0,0842	0,450145	72,64490	3,008579	0,041415	47	0,066223	0,022195	160654,8	64,7161
1000	104,67	0,0816	0,450145	72,66987	2,918534	0,040162	38	0,099992	0,022334	160710,1	65,12228
500	52,33	0,0794	0,450145	72,69127	2,841379	0,039088	31	0,14266	0,015928	160757,4	46,44199
250	26,17	0,1400	0,450145	72,09663	4,985829	0,069155	29	0,158936	0,008946	159442,3	26,08356



## RESULTADOS DO TESTE Nº11 (CARREGAMENTO 3)

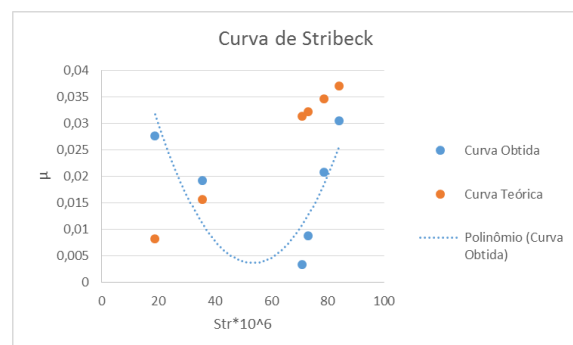
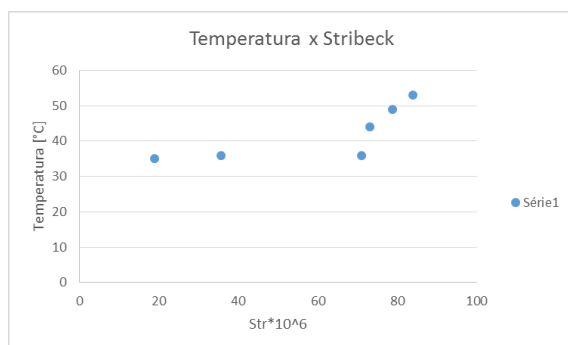
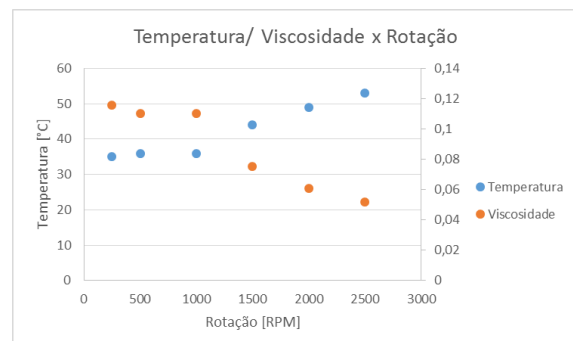
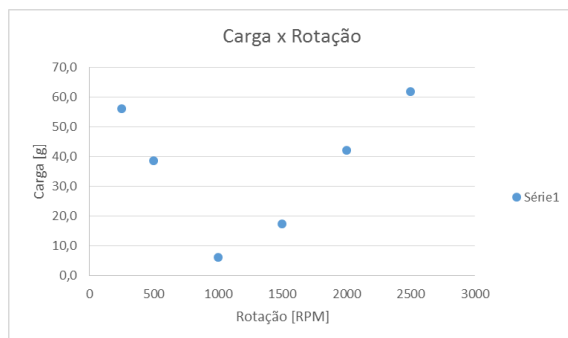
### \*ENSAIO DESCARTADO\*

SP	60 °C
t/etapa	35 min
Peso	1970 g
Data	20/10/2014

d	0,01957	Diâmetro do eixo [m]
L	0,023	Comprimento do mancal [m]
D	0,01964	Diâmetro do mancal [m]
C	0,00007	Folga do mancal [m]

Velocidade			Tempo de ensaio		Temperaturas [°C]			
[RPM]	[rad/s]	[g]	Início	Fim	Te	Ts	Tm	ΔT
2500	261,67	61,8	09:56	10:30	44,5	53	48,75	8,5
2000	209,33	42,1	10:31	11:02	39,5	49	44,25	9,5
1500	157,00	17,3	11:03	11:31	34	44	39	10
1000	104,67	6,2	11:33	12:02	28,5	36	32,25	7,5
500	52,33	38,8	12:03	12:31	24	36	30	12
250	26,17	56,1	12:33	13:01	22,5	35	28,75	12,5

RPM	rad/s	m <sub>b</sub> [kg]	F <sub>c</sub> [N]	F <sub>N</sub> [N]	F <sub>at</sub> [N]	μ	Temp. [°C]	η [Pa*s]	μ <sub>(teórico)</sub>	p [Pa]	Str
2500	261,67	0,0618	0,450145	72,86408	2,220403	0,030473	53	0,051793	0,03701	161303,6	84,01778
2000	209,33	0,0421	0,450145	73,05694	1,524214	0,020863	49	0,060849	0,034693	161730,6	78,75828
1500	157,00	0,0173	0,450145	73,30062	0,644519	0,008793	44	0,075556	0,032201	162270	73,10171
1000	104,67	0,0062	0,450145	73,40982	0,25032	0,00341	36	0,110313	0,031296	162511,8	71,04758
500	52,33	0,0388	0,450145	73,09005	1,404657	0,019218	36	0,110313	0,015717	161803,9	35,67921
250	26,17	0,0561	0,450145	72,92044	2,016968	0,02766	35	0,115976	0,008281	161428,4	18,79907





# RESULTADOS DO TESTE Nº12 (CARREGAMENTO 3)

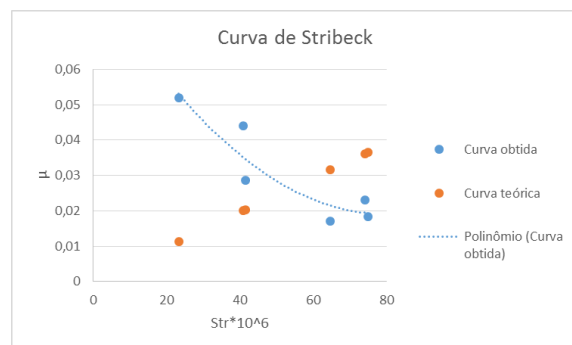
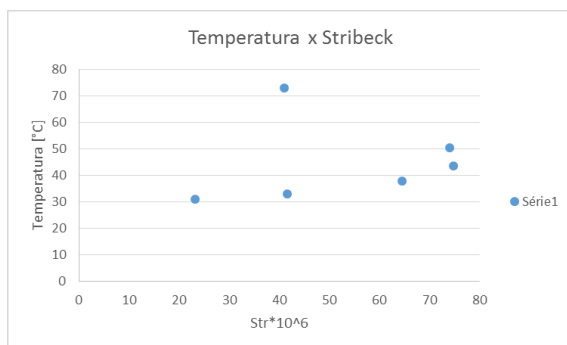
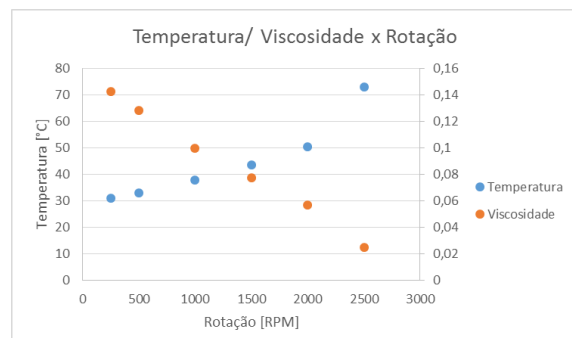
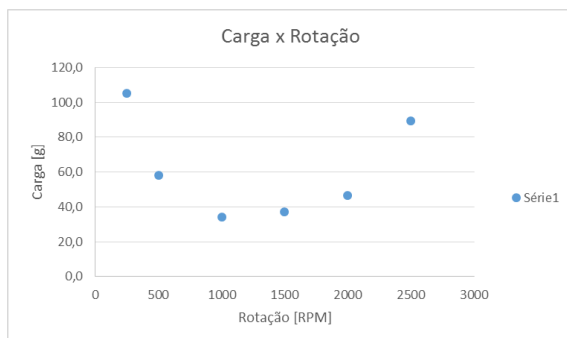
## \*ENSAIO DESCARTADO\*

SP	60 °C
t/etapa	35 min
Peso	1970 g
Data	21/10/2014

d	0,019555	Diâmetro do eixo [m]
L	0,023	Comprimento do mancal [m]
D	0,019618	Diâmetro do mancal [m]
C	0,00006	Folga do mancal [m]

Velocidade			Momento		Tempo de ensaio		Temperaturas [°C]		
[RPM]	[rad/s]	[g]	Início	Fim	Te	Ts	Tm	$\Delta T$	
2500	261,67	89,2	09:40	10:17	26,5	73	49,75	46,5	
2000	209,33	46,6	10:19	10:55	24	50,5	37,25	26,5	
1500	157,00	37,1	10:57	11:30	21,5	43,5	32,5	22	
1000	104,67	34,2	11:32	12:06	21	38	29,5	17	
500	52,33	58,0	12:08	12:42	21	33	27	12	
250	26,17	105,2	12:43	13:13	21	31	26	10	

RPM	rad/s	$m_b$ [kg]	$F_c$ [N]	$F_N$ [N]	$F_{at}$ [N]	$\mu$	Temp. [°C]	$\eta$ [Pa*s]	$\mu_{(teórico)}$	p [Pa]	Str
2500	261,67	0,0892	0,450145	72,59495	3,195545	0,044019	73	0,025195	0,020033	160888,1	40,97662
2000	209,33	0,0466	0,450145	73,01289	1,685121	0,02308	50,5	0,057207	0,036182	161814,3	74,00725
1500	157,00	0,0371	0,450145	73,10627	1,347616	0,018434	43,5	0,077277	0,036609	162021,3	74,88174
1000	104,67	0,0342	0,450145	73,13473	1,244777	0,01702	38	0,099992	0,031568	162084,4	64,57012
500	52,33	0,0580	0,450145	72,90190	2,086223	0,028617	33	0,128446	0,02034	161568,3	41,60462
250	26,17	0,1052	0,450145	72,43817	3,762163	0,051936	31	0,14266	0,011368	160540,6	23,25235

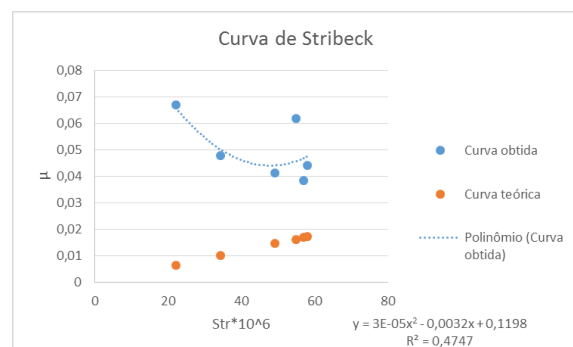
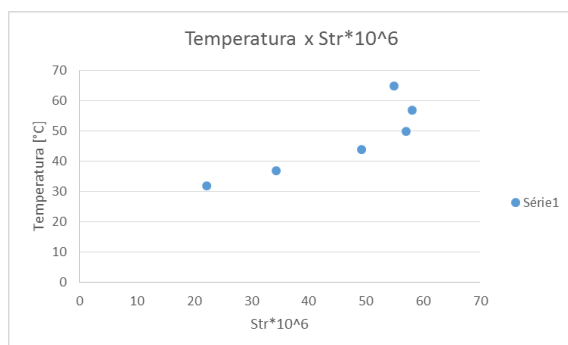
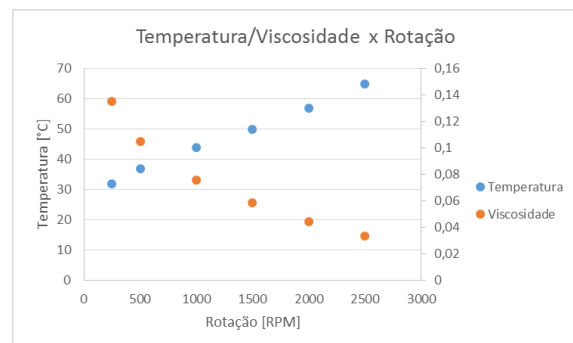
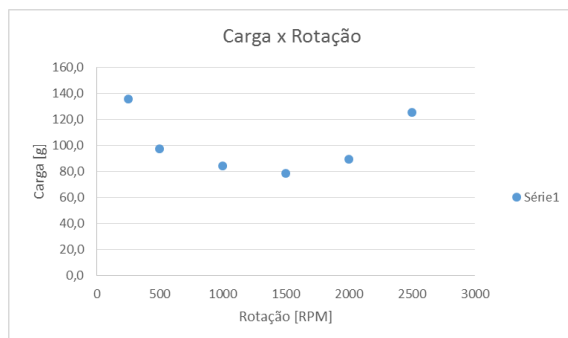


## RESULTADOS DO ENSAIO 3B

SP	60 °C	d	0,01958	Diâmetro do eixo [m]
t/etapa	35 min	L	0,023	Comprimento do mancal [m]
Peso	1970 g	D	0,019684	Diâmetro do mancal [m]
Data	21/10/2014	C	0,00010	Folga do mancal [m]

Velocidade		Momento	Tempo de ensaio		Temperaturas [°C]			
[RPM]	[rad/s]	[g]	Início	Fim	Te	Ts	Tm	ΔT
2500	261,67	125,5	10:16	10:57	58,5	65	61,75	6,5
2000	209,33	89,6	11:47	12:27	51,5	57	54,25	5,5
1500	157,00	78,4	12:31	13:13	48,5	50	49,25	1,5
1000	104,67	84,1	13:16	13:57	41,5	44	42,75	2,5
500	52,33	97,5	14:00	14:40	34	37	35,5	3
250	26,17	135,8	14:42	15:22	26	32	29	6

RPM	rad/s	m <sub>b</sub> [kg]	F <sub>c</sub> [N]	F <sub>N</sub> [N]	F <sub>at</sub> [N]	μ	Temp. [°C]	η [Pa*s]	μ <sub>(teórico)</sub>	p [Pa]	Str
2500	261,67	0,1255	0,450145	72,23975	4,464236	0,061797	65	0,033528	0,016338	159564	54,98244
2000	209,33	0,0896	0,450145	72,59152	3,197183	0,044043	57	0,044541	0,017279	160341	58,15016
1500	157,00	0,0784	0,450145	72,70157	2,800794	0,038525	50	0,058386	0,016962	160584,1	57,08319
1000	104,67	0,0841	0,450145	72,64537	3,003221	0,041341	44	0,075556	0,014645	160460	49,28422
500	52,33	0,0975	0,450145	72,51347	3,478331	0,047968	37	0,104993	0,010194	160168,6	34,3053
250	26,17	0,1358	0,450145	72,13777	4,831561	0,066977	32	0,135317	0,006603	159338,8	22,22174

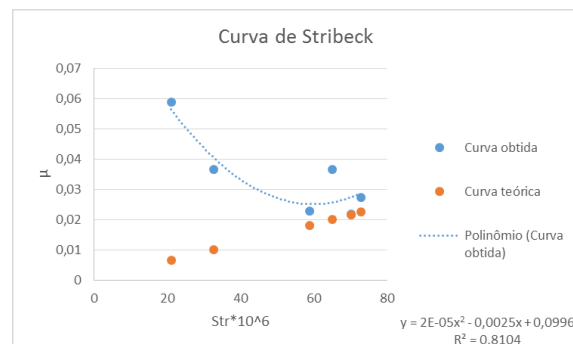
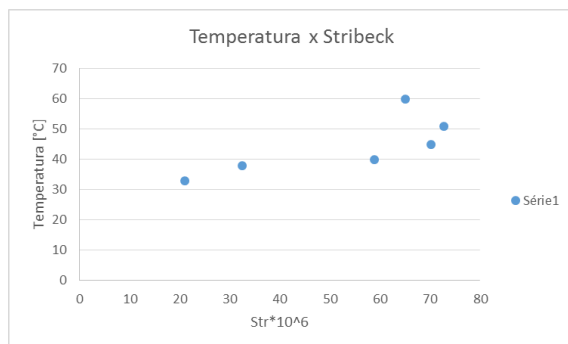
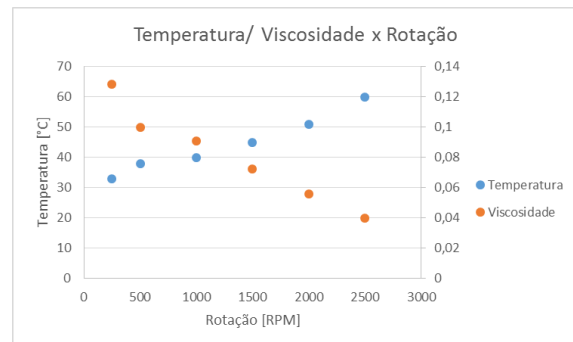
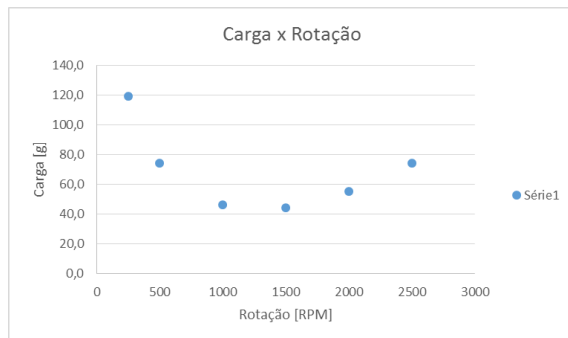


# RESULTADOS DO ENSAIO 3C

SP	60 °C	d	0,01956	Diâmetro do eixo [m]
t/etapa	35 min	L	0,023	Comprimento do mancal [m]
Peso	1970 g	D	0,01966	Diâmetro do mancal [m]
Data	26/10/2014	C	0,00010	Folga do mancal [m]

Velocidade		Momento	Tempo de ensaio		Temperaturas [°C]			
[RPM]	[rad/s]	[g]	Início	Fim	Te	Ts	Tm	ΔT
2500	261,67	74,4	09:23	10:07	38	60	49	22
2000	209,33	55,4	10:08	10:42	31	51	41	20
1500	157,00	44,2	10:42	11:15	27	45	36	18
1000	104,67	46,3	11:16	11:47	25	40	32,5	15
500	52,33	74,4	11:48	12:18	22	38	30	16
250	26,17	119,1	12:19	12:49	23	33	28	10

RPM	rad/s	m <sub>b</sub> [kg]	F <sub>c</sub> [N]	F <sub>N</sub> [N]	F <sub>at</sub> [N]	μ	Temp. [°C]	η [Pa*s]	μ <sub>(teórico)</sub>	p [Pa]	Str
2500	261,67	0,0744	0,450145	72,74022	2,664824	0,036635	60	0,039984	0,020075	160865,6	65,03924
2000	209,33	0,0554	0,450145	72,92741	1,98976	0,027284	51	0,056062	0,02246	161279,6	72,76584
1500	157,00	0,0442	0,450145	73,03656	1,596134	0,021854	45	0,072261	0,02168	161521	70,2384
1000	104,67	0,0463	0,450145	73,01589	1,670681	0,022881	40	0,090857	0,018178	161475,3	58,89282
500	52,33	0,0744	0,450145	72,74063	2,663342	0,036614	38	0,099992	0,010041	160866,5	32,52947
250	26,17	0,1191	0,450145	72,30215	4,244643	0,058707	33	0,128446	0,006488	159896,8	21,01977

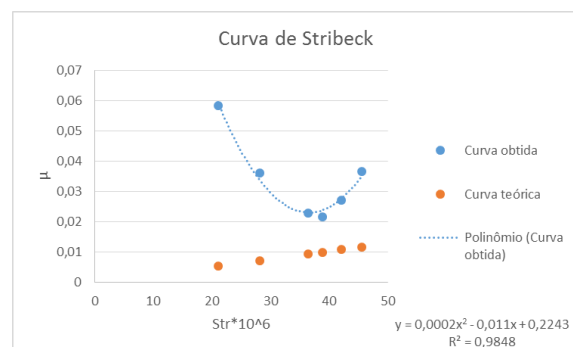
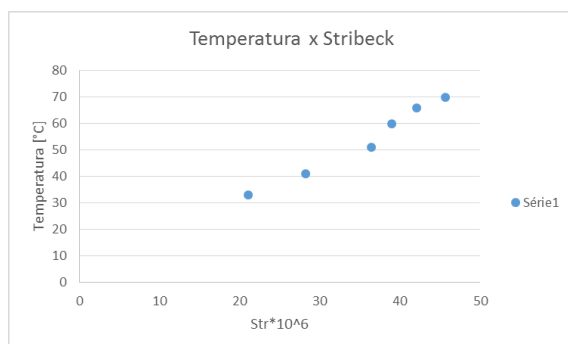
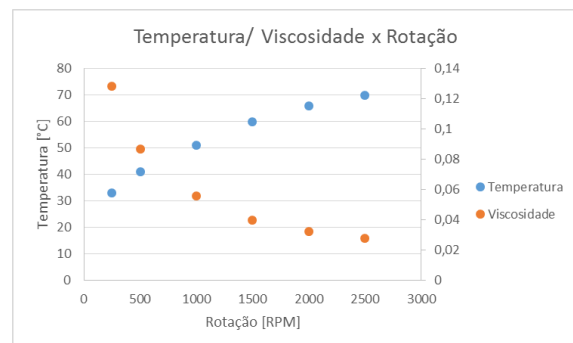
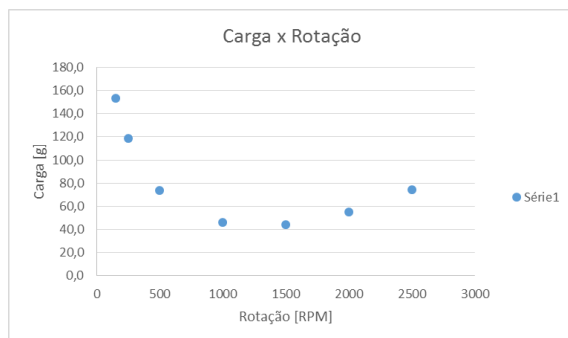


## RESULTADOS DO ENSAIO 3D

SP	60 °C	d	0,01957	Diâmetro do eixo [m]
t/etapa	35 min	L	0,023	Comprimento do mancal [m]
Peso	1970 g	D	0,01969	Diâmetro do mancal [m]
Data	26/10/2014	C	0,00012	Folga do mancal [m]

Velocidade		Momento	Tempo de ensaio		Temperaturas [°C]			
[RPM]	[rad/s]	[g]	Início	Fim	Te	Ts	Tm	ΔT
2500	261,67	74,6	09:44	10:18	54,5	70	62,25	15,5
2000	209,33	55,4	10:19	10:52	40	66	53	26
1500	157,00	44,1	10:53	11:25	36	60	48	24
1000	104,67	46,3	11:25	12:00	29	51	40	22
500	52,33	73,6	12:00	12:34	26,5	41	33,75	14,5
250	26,17	118,6	12:35	15:22	23	33	28	10
150	15,70	153,58	12:50	12:58	23	33	28	10

RPM	rad/s	m <sub>b</sub> [kg]	F <sub>c</sub> [N]	F <sub>N</sub> [N]	F <sub>at</sub> [N]	μ	Temp. [°C]	η [Pa*s]	μ <sub>(teórico)</sub>	p [Pa]	Str
2500	261,67	0,0746	0,450145	72,73828	2,667755	0,036676	70	0,028026	0,011762	160616,3	45,65893
2000	209,33	0,0554	0,450145	72,92741	1,986728	0,027243	66	0,032361	0,010837	161033,9	42,06682
1500	157,00	0,0441	0,450145	73,03745	1,59051	0,021777	60	0,039984	0,010027	161276,9	38,92404
1000	104,67	0,0463	0,450145	73,01589	1,668135	0,022846	51	0,056062	0,009376	161229,3	36,39428
500	52,33	0,0736	0,450145	72,74852	2,630904	0,036164	41	0,086685	0,007275	160638,8	28,24062
250	26,17	0,1186	0,450145	72,30740	4,219276	0,058352	33	0,128446	0,005423	159664,8	21,05032



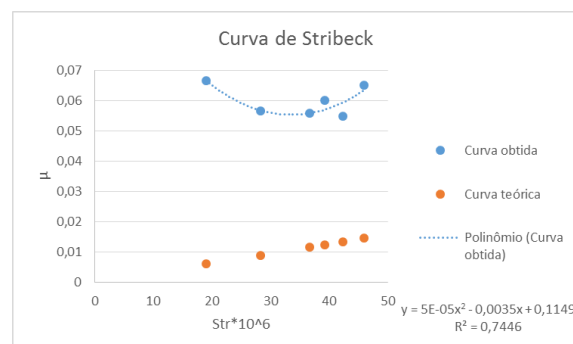
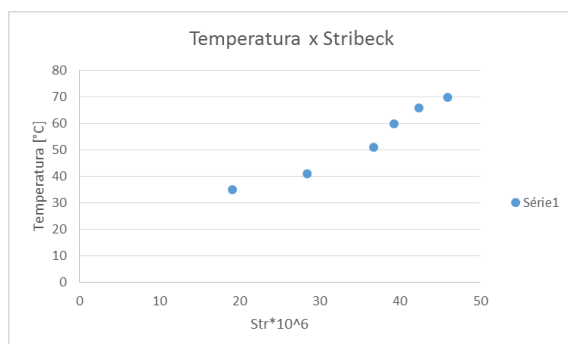
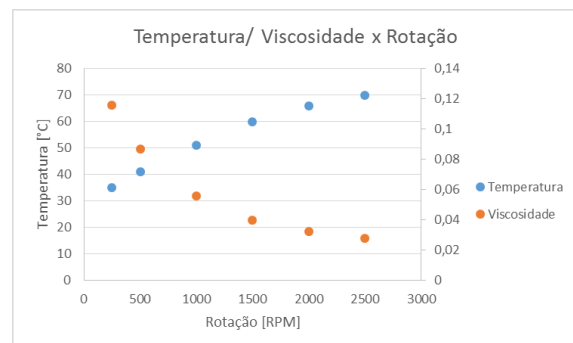
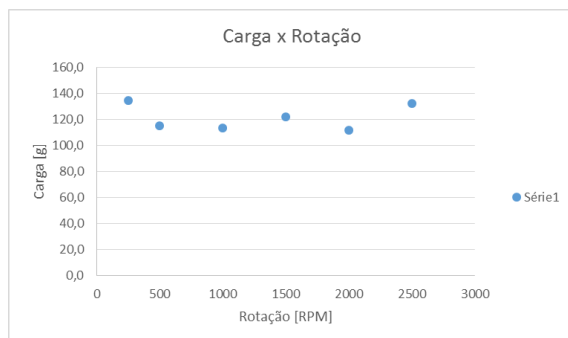
# RESULTADOS DO ENSAIO 3E

## \*ENSAIO DESCARTADO\*

SP	60 °C	d	0,01957	Diâmetro do eixo [m]
t/etapa	35 min	L	0,023	Comprimento do mancal [m]
Peso	1970 g	D	0,019667	Diâmetro do mancal [m]
Data	27/10/2014	C	0,00010	Folga do mancal [m]

Velocidade		Momento	Tempo de ensaio		Temperaturas [°C]			
[RPM]	[rad/s]	[g]	Início	Fim	Te	Ts	Tm	ΔT
2500	261,67	132,0	09:44	10:18	54	70	62	16
2000	209,33	111,7	10:19	10:52	40	66	53	26
1500	157,00	121,9	10:53	11:25	36	60	48	24
1000	104,67	113,3	11:25	12:00	29	51	40	22
500	52,33	115,2	12:00	12:35	29,5	41	35,25	11,5
250	26,17	134,8	12:35	13:10	25	35	30	10

RPM	rad/s	m <sub>b</sub> [kg]	F <sub>c</sub> [N]	F <sub>N</sub> [N]	F <sub>at</sub> [N]	μ	Temp. [°C]	η [Pa*s]	μ <sub>(teórico)</sub>	p [Pa]	Str
2500	261,67	0,1320	0,450145	72,17513	4,701032	0,065134	70	0,028026	0,014631	159559,1	45,96144
2000	209,33	0,1117	0,450145	72,37487	3,980968	0,055005	66	0,032361	0,013477	160000,7	42,33846
1500	157,00	0,1219	0,450145	72,27487	4,341495	0,060069	60	0,039984	0,012506	159779,6	39,28879
1000	104,67	0,1133	0,450145	72,35935	4,036933	0,05579	51	0,056062	0,011677	159966,4	36,6816
500	52,33	0,1152	0,450145	72,34020	4,105954	0,056759	41	0,086685	0,00903	159924	28,36684
250	26,17	0,1348	0,450145	72,14783	4,799467	0,066523	35	0,115976	0,006057	159498,8	19,0265

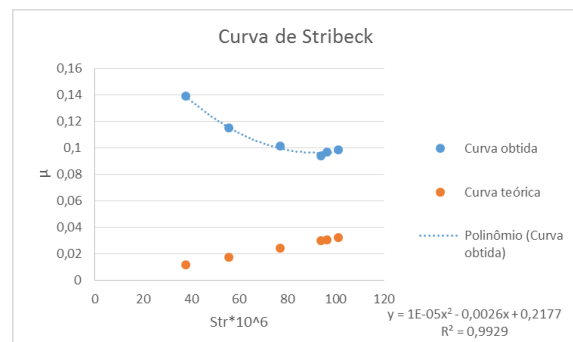
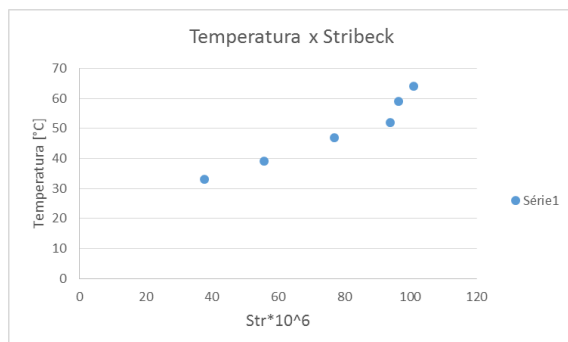
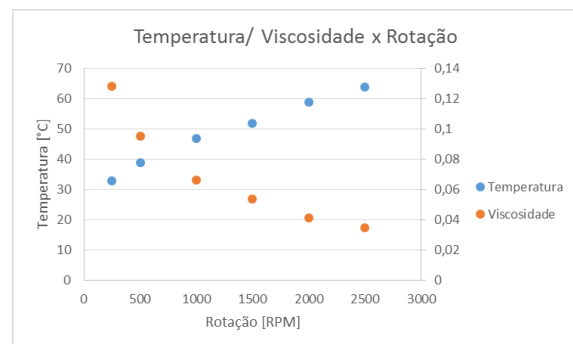
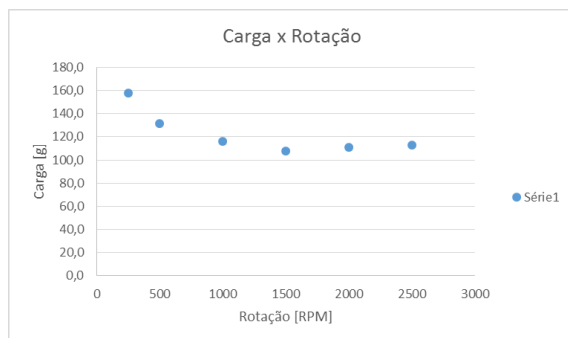


# RESULTADOS DO ENSAIO 1A

SP	60 °C	d	0,01957	Diâmetro do eixo [m]
t/etapa	35 min	L	0,023	Comprimento do mancal [m]
Peso	709,91 g	D	0,019667	Diâmetro do mancal [m]
Data	10/11/2014	C	0,00010	Folga do mancal [m]

Velocidade			Momento		Tempo de ensaio		Temperaturas [°C]		
[RPM]	[rad/s]	[g]	Início	Fim	Te	Ts	Tm	$\Delta T$	
2500	261,67	112,8	09:43	10:17	55,5	64	59,75	8,5	
2000	209,33	111,1	10:18	10:53	50	59	54,5	9	
1500	157,00	107,6	10:53	11:28	45,5	52	48,75	6,5	
1000	104,67	115,9	11:28	12:02	41	47	44	6	
500	52,33	131,2	12:03	12:32	33,5	39	36,25	5,5	
250	26,17	157,7	12:33	13:03	29	33	31	4	

RPM	rad/s	$m_b$ [kg]	$F_c$ [N]	$F_N$ [N]	$F_{at}$ [N]	$\mu$	Temp. [°C]	$\eta$ [Pa*s]	$\mu_{(teórico)}$	p [Pa]	Str
2500	261,67	0,1128	0,162214	40,69459	4,008226	0,098495	64	0,034732	0,032157	89964,41	101,0191
2000	209,33	0,1111	0,162214	40,71176	3,946321	0,096933	59	0,041434	0,030676	90002,37	96,36931
1500	157,00	0,1076	0,162214	40,74573	3,823865	0,093847	52	0,053867	0,029886	90077,47	93,88696
1000	104,67	0,1159	0,162214	40,66475	4,115815	0,101213	47	0,066223	0,024543	89898,43	77,10149
500	52,33	0,1312	0,162214	40,51439	4,657859	0,114968	39	0,095287	0,017723	89566,04	55,67588
250	26,17	0,1577	0,162214	40,25463	5,594302	0,138973	33	0,128446	0,012022	88991,78	37,76748

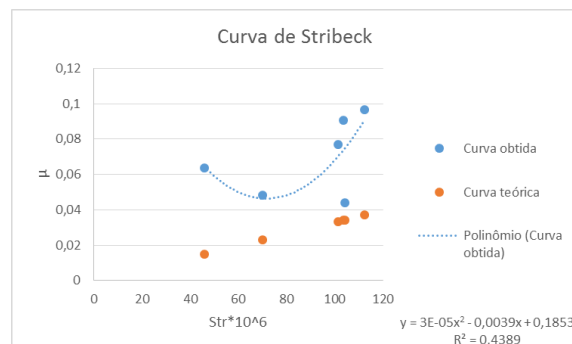
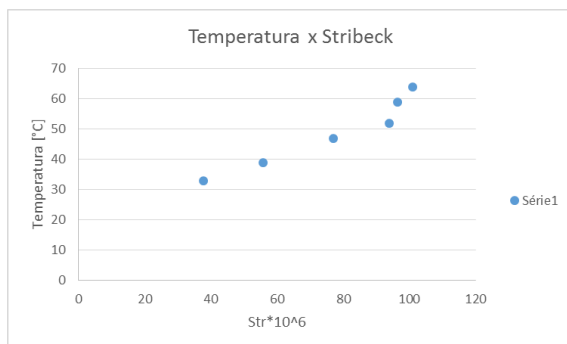
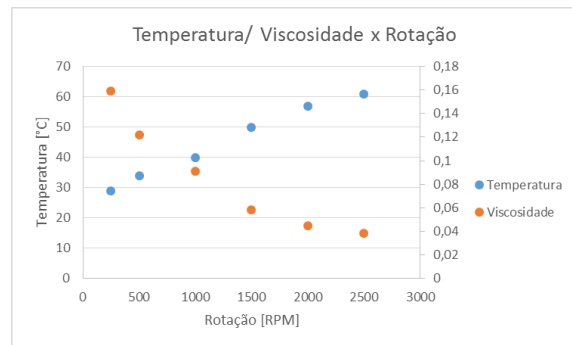
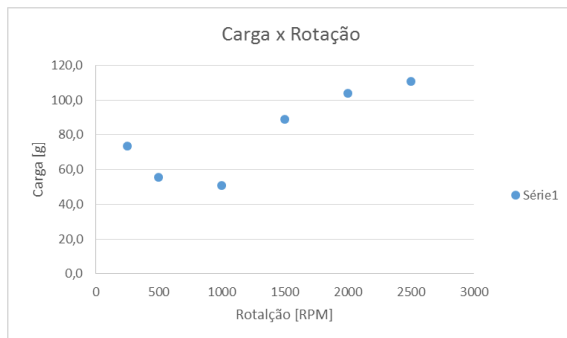


# RESULTADOS DO ENSAIO 1B

SP	60 °C	d	0,01958	Diâmetro do eixo [m]
t/etapa	35 min	L	0,023	Comprimento do mancal [m]
Peso	709,91 g	D	0,019674	Diâmetro do mancal [m]
Data	11/11/2014	C	0,00009	Folga do mancal [m]

Velocidade		Momento	Tempo de ensaio		Temperaturas [°C]			
[RPM]	[rad/s]	[g]	Início	Fim	Te	Ts	Tm	ΔT
2500	261,67	110,8	10:13	10:48	54,5	61	57,75	6,5
2000	209,33	103,9	10:50	11:25	55	57	56	2
1500	157,00	88,8	11:26	12:00	52,5	50	51,25	2,5
1000	104,67	50,7	12:30	13:00	44	40	42	4
500	52,33	55,6	13:00	13:30	37	34	35,5	3
250	26,17	73,7	13:30	14:00	29	29	29	0

RPM	rad/s	m <sub>b</sub> [kg]	F <sub>c</sub> [N]	F <sub>N</sub> [N]	F <sub>at</sub> [N]	μ	Temp. [°C]	η [Pa*s]	μ <sub>(teórico)</sub>	p [Pa]	Str
2500	261,67	0,1108	0,162214	40,71488	3,933726	0,096616	61	0,038595	0,036948	89978,01	112,24
2000	209,33	0,1039	0,162214	40,78182	3,692476	0,090542	57	0,044541	0,034056	90125,96	103,4536
1500	157,00	0,0888	0,162214	40,92991	3,158798	0,077176	50	0,058386	0,033361	90453,22	101,3414
1000	104,67	0,0507	0,162214	41,30404	1,810511	0,043834	40	0,090857	0,034296	91280,04	104,182
500	52,33	0,0556	0,162214	41,25572	1,984652	0,048106	34	0,12201	0,023054	91173,25	70,03361
250	26,17	0,0737	0,162214	41,07853	2,623223	0,063859	29	0,158936	0,015081	90781,66	45,81128

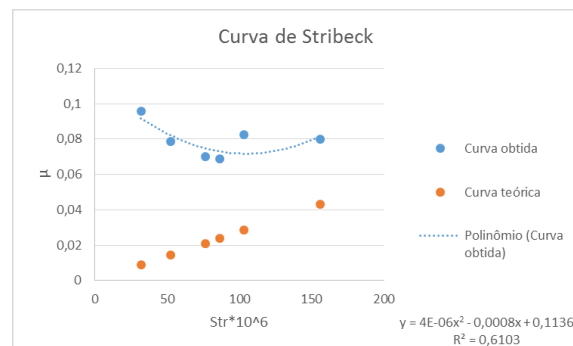
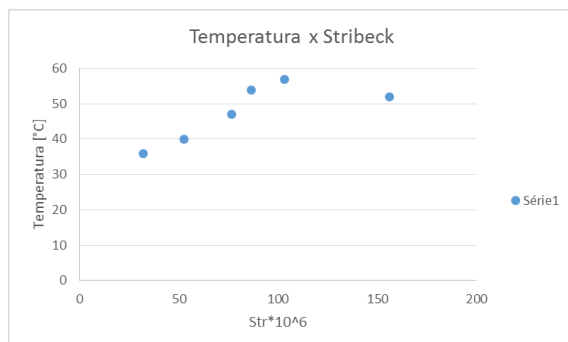
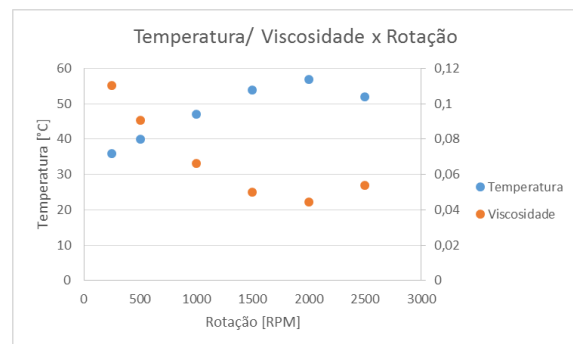
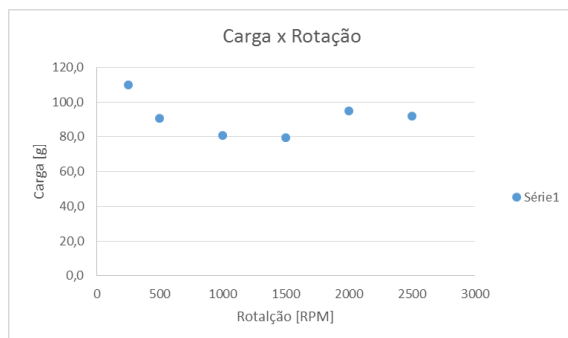


# RESULTADOS DO ENSAIO 1C

SP	60 °C	d	0,01957	Diâmetro do eixo [m]
t/etapa	35 min	L	0,023	Comprimento do mancal [m]
Peso	709,91 g	D	0,019682	Diâmetro do mancal [m]
Data	19/11/2014	C	0,00011	Folga do mancal [m]

Velocidade		Momento	Tempo de ensaio		Temperaturas [°C]			
[RPM]	[rad/s]	[g]	Início	Fim	Te	Ts	Tm	ΔT
2500	261,67	91,9	16:50	17:25	59	52	55,5	7
2000	209,33	94,9	17:26	17:59	55	57	56	2
1500	157,00	79,4	18:01	18:35	54	54	54	0
1000	104,67	80,9	18:37	19:12	44	47	45,5	3
500	52,33	90,5	19:15	19:50	38	40	39	2
250	26,17	109,8	19:52	20:20	28	36	32	8

RPM	rad/s	m <sub>b</sub> [kg]	F <sub>c</sub> [N]	F <sub>N</sub> [N]	F <sub>at</sub> [N]	μ	Temp. [°C]	η [Pa*s]	μ <sub>(teórico)</sub>	p [Pa]	Str
2500	261,67	0,0919	0,162214	40,90030	3,26413	0,079807	52	0,053867	0,042966	90349,34	156,0074
2000	209,33	0,0949	0,162214	40,87090	3,370021	0,082455	57	0,044541	0,028442	90284,41	103,2721
1500	157,00	0,0794	0,162214	41,02282	2,82277	0,06881	54	0,049831	0,023777	90620	86,33213
1000	104,67	0,0809	0,162214	41,00758	2,877658	0,070174	47	0,066223	0,021073	90586,34	76,51599
500	52,33	0,0905	0,162214	40,91376	3,215649	0,078596	40	0,090857	0,014489	90379,07	52,61027
250	26,17	0,1098	0,162214	40,72428	3,898197	0,095722	36	0,110313	0,008837	89960,51	32,08649



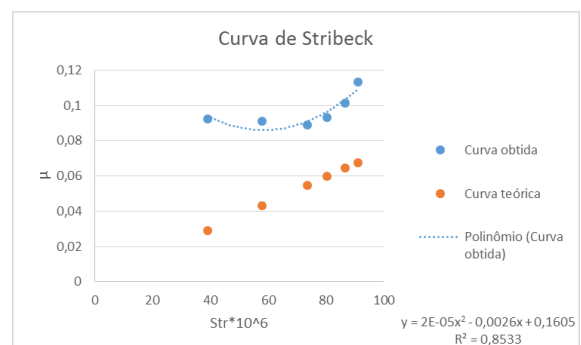
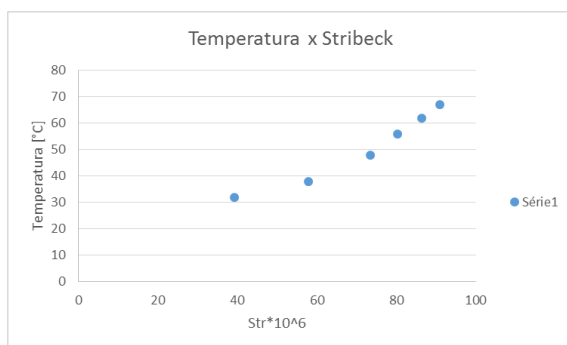
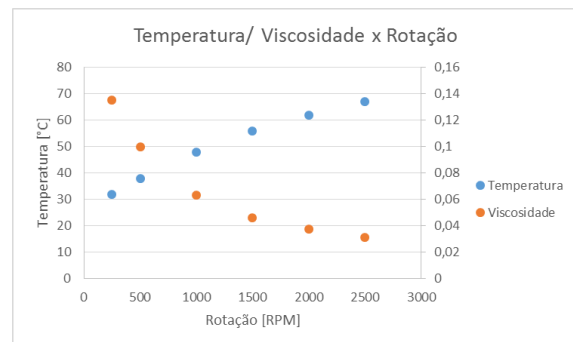
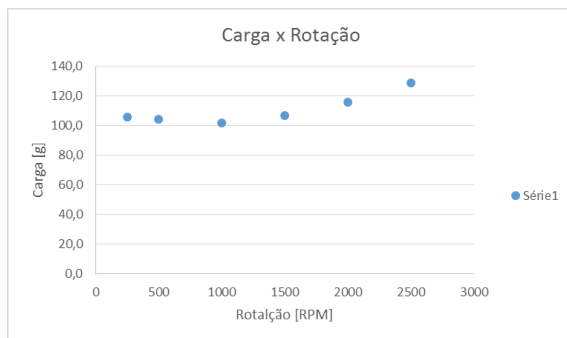


# RESULTADOS DO ENSAIO 1D

SP	60 °C	d	0,01957	Diâmetro do eixo [m]
t/etapa	35 min	L	0,023	Comprimento do mancal [m]
Peso	709,91 g	D	0,019611	Diâmetro do mancal [m]
Data	20/11/2014	C	0,00004	Folga do mancal [m]

Velocidade			Momento		Tempo de ensaio		Temperaturas [°C]			
[RPM]	[rad/s]	[g]	Início	Fim	Te	Ts	Tm	ΔT		
2500	261,67	128,9	09:36	10:12	59	67	63	8		
2000	209,33	115,9	10:13	10:48	56	62	59	6		
1500	157,00	106,6	10:49	11:24	52	56	54	4		
1000	104,67	101,9	11:25	12:00	46	48	47	2		
500	52,33	104,1	12:01	12:30	35	38	36,5	3		
250	26,17	105,7	12:31	13:02	28	32	30	4		

RPM	rad/s	m <sub>b</sub> [kg]	F <sub>c</sub> [N]	F <sub>N</sub> [N]	F <sub>at</sub> [N]	μ	Temp. [°C]	η [Pa*s]	μ <sub>(teórico)</sub>	p [Pa]	Str
2500	261,67	0,1289	0,162214	40,53743	4,587774	0,113174	67	0,031227	0,067733	89871,37	90,91958
2000	209,33	0,1159	0,162214	40,66469	4,127704	0,101506	62	0,037261	0,064454	90153,5	86,51794
1500	157,00	0,1066	0,162214	40,75547	3,799525	0,093227	56	0,046213	0,059821	90354,75	80,29878
1000	104,67	0,1019	0,162214	40,80168	3,632458	0,089027	48	0,063458	0,0547	90457,2	73,42572
500	52,33	0,1041	0,162214	40,78033	3,709628	0,090966	38	0,099992	0,043119	90409,88	57,87977
250	26,17	0,1057	0,162214	40,76417	3,768057	0,092436	32	0,135317	0,029188	90374,05	39,17922



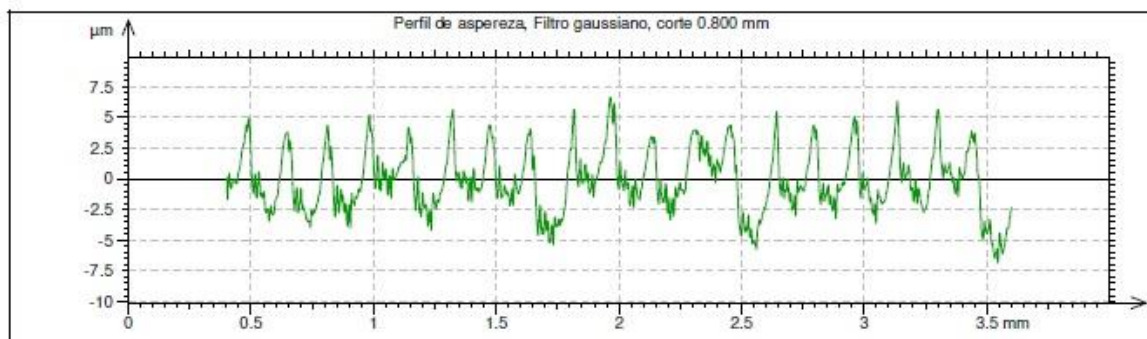
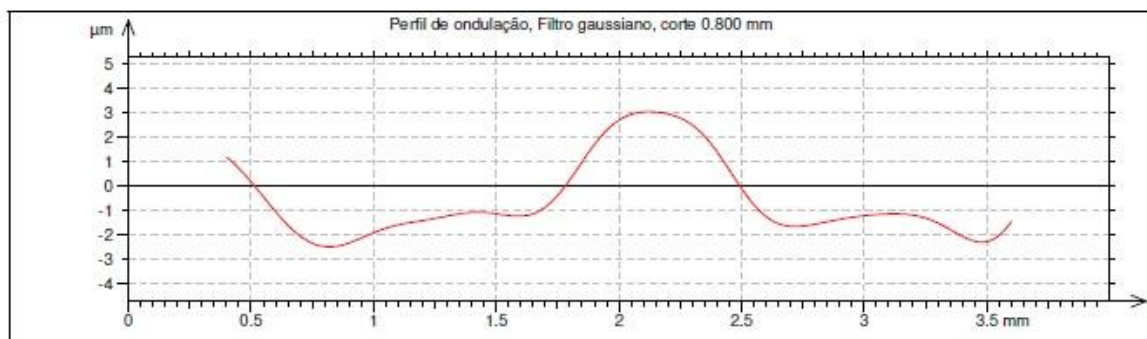
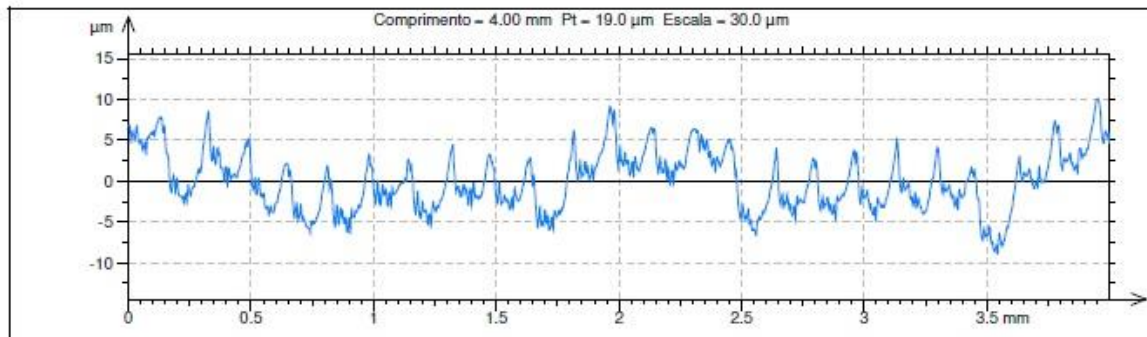
ENSAIOS CARREGAMENTO 1								
Carga [gf]								
Rotação		Ensaio 1A	Ensaio 1B	Ensaio 1C	Ensaio 1D			Coef.
RPM	Rad/s	Teste 16	Teste 17	Teste 19	Teste 20	Média	Desvio	Varição
2500	261,67	112,83	110,76	91,86	128,85	111,08	13,12	12%
2000	209,33	111,08	103,94	94,86	115,88	106,44	7,92	7%
1500	157,00	107,62	88,84	79,37	106,63	95,61	11,99	13%
1000	104,67	115,87	50,71	80,93	101,91	87,35	24,54	28%
500	52,33	131,20	55,63	90,49	104,09	95,35	27,22	29%
250	26,17	157,68	73,69	109,80	105,74	111,73	29,99	27%
F <sub>N</sub> [N]								
2500	261,67	40,69	40,71	40,90	40,54	40,71	0,13	0%
2000	209,33	40,71	40,78	40,87	40,66	40,76	0,08	0%
1500	157,00	40,75	40,93	41,02	40,76	40,86	0,12	0%
1000	104,67	40,66	41,30	41,01	40,80	40,94	0,24	1%
500	52,33	40,51	41,26	40,91	40,78	40,87	0,27	1%
250	26,17	40,25	41,08	40,72	40,76	40,71	0,29	1%
μ								
2500	261,67	0,10	0,10	0,08	0,11	0,10	0,01	12%
2000	209,33	0,10	0,09	0,08	0,10	0,09	0,01	8%
1500	157,00	0,09	0,08	0,07	0,09	0,08	0,01	13%
1000	104,67	0,10	0,04	0,07	0,09	0,08	0,02	28%
500	52,33	0,11	0,05	0,08	0,09	0,08	0,02	29%
250	26,17	0,14	0,06	0,10	0,09	0,10	0,03	27%
Temperatura (entrada)								
2500	261,67	55,50	54,50	59,00	59,00	57,00	2,03	4%
2000	209,33	50,00	55,00	55,00	56,00	54,00	2,35	4%
1500	157,00	45,50	52,50	54,00	52,00	51,00	3,26	6%
1000	104,67	41,00	44,00	44,00	46,00	43,75	1,79	4%
500	52,33	33,50	37,00	38,00	35,00	35,88	1,75	5%
250	26,17	29,00	29,00	28,00	28,00	28,50	0,50	2%
Temperatura (saída)								
2500	261,67	64,00	61,00	52,00	67,00	61,00	5,61	9%
2000	209,33	59,00	57,00	57,00	62,00	58,75	2,05	3%
1500	157,00	52,00	50,00	54,00	56,00	53,00	2,24	4%
1000	104,67	47,00	40,00	47,00	48,00	45,50	3,20	7%
500	52,33	39,00	34,00	40,00	38,00	37,75	2,28	6%
250	26,17	33,00	29,00	36,00	32,00	32,50	2,50	8%
η [Pa*s]								
2500	261,67	0,041	0,034	0,040	0,028	0,036	0,005	15%
2000	209,33	0,048	0,045	0,056	0,032	0,045	0,009	19%
1500	157,00	0,066	0,058	0,072	0,040	0,059	0,012	21%
1000	104,67	0,100	0,076	0,091	0,056	0,081	0,017	21%
500	52,33	0,143	0,105	0,100	0,087	0,109	0,021	19%
250	26,17	0,159	0,135	0,128	0,128	0,138	0,013	9%
Str*10 <sup>6</sup>								
2500	261,67	101,02	112,24	-----	90,92	101,39	8,71	9%
2000	209,33	96,37	103,45	103,27	86,52	97,40	6,90	7%
1500	157,00	93,89	101,34	86,33	80,30	90,46	7,91	9%
1000	104,67	77,10	104,18	76,52	73,43	82,81	12,42	15%
500	52,33	55,68	70,03	52,61	57,88	59,05	6,61	11%
250	26,17	37,77	45,81	32,09	39,18	38,71	4,88	13%

ENSAIOS CARREGAMENTO 2								
Carga [gf]								
Rotação		Ensaio 2A	Ensaio 2B	Ensaio 2C	Ensaio 2D			Coef.
RPM	Rad/s	Teste 6	Teste 7	Teste 8	Teste 9	Média	Desvio	Varição
2500	261,67	117,20	108,40	98,14	80,31	101,01	13,72	14%
2250	235,50	109,09	113,96	81,69	60,06	91,20	21,78	24%
2000	209,33	105,53	99,48	73,13	55,17	83,33	20,31	24%
1500	157,00	103,04	87,22	82,28	55,00	81,88	17,31	21%
1000	104,67	98,58	88,89	77,79	59,99	81,31	14,34	18%
500	52,33	106,07	76,86	67,13	75,86	81,48	14,69	18%
250	26,17	136,93	129,04	98,31	103,94	117,06	16,29	14%
F <sub>N</sub> [N]								
2500	261,67	55,11	55,20	55,29	55,46	55,27	0,13	0%
2250	235,50	55,19	55,15	55,45	55,66	55,37	0,21	0%
2000	209,33	55,23	55,29	55,53	55,71	55,44	0,19	0%
1500	157,00	55,25	55,41	55,44	55,72	55,46	0,16	0%
1000	104,67	55,30	55,39	55,49	55,66	55,46	0,13	0%
500	52,33	55,22	55,51	55,59	55,51	55,46	0,14	0%
250	26,17	54,92	55,00	55,29	55,23	55,11	0,15	0%
μ								
2500	261,67	0,0757	0,0699	0,0633	0,0517	0,0652	0,0089	14%
2250	235,50	0,0704	0,0736	0,0526	0,0386	0,0588	0,0141	24%
2000	209,33	0,0681	0,0641	0,0471	0,0355	0,0537	0,0131	24%
1500	157,00	0,0664	0,0561	0,0530	0,0354	0,0527	0,0112	21%
1000	104,67	0,0635	0,0572	0,0501	0,0386	0,0524	0,0093	18%
500	52,33	0,0684	0,0494	0,0432	0,0488	0,0525	0,0095	18%
250	26,17	0,0887	0,0835	0,0635	0,0670	0,0757	0,0106	14%
Temperatura (entrada)								
2500	261,67	58,0	51,5	55,5	56,0	55,3	2,4	4%
2250	235,50	55,0	42,0	56,0	55,0	52,0	5,8	11%
2000	209,33	50,5	37,5	49,0	50,0	46,8	5,4	11%
1500	157,00	39,5	34,5	46,5	45,0	41,4	4,7	11%
1000	104,67	33,5	31,5	38,0	36,0	34,8	2,5	7%
500	52,33	27,0	28,0	29,5	28,0	28,1	0,9	3%
250	26,17	24,5	26,5	26,0	25,0	25,5	0,8	3%
Temperatura (saída)								
2500	261,67	59,0	61,0	60,0	63,0	60,8	1,5	2%
2250	235,50	58,0	58,0	54,0	60,0	57,5	2,2	4%
2000	209,33	53,0	55,0	51,0	57,0	54,0	2,2	4%
1500	157,00	48,0	50,0	46,0	50,0	48,5	1,7	3%
1000	104,67	42,0	45,0	39,0	41,0	41,8	2,2	5%
500	52,33	35,0	38,0	32,0	38,0	35,8	2,5	7%
250	26,17	32,0	35,0	30,0	32,0	32,3	1,8	6%
η [Pa*s]								
2500	261,67	0,041	0,039	0,040	0,036	0,039	0,002	5%
2250	235,50	0,043	0,043	0,050	0,040	0,044	0,004	8%
2000	209,33	0,052	0,048	0,056	0,045	0,050	0,004	9%
1500	157,00	0,063	0,058	0,069	0,058	0,062	0,004	7%
1000	104,67	0,083	0,072	0,095	0,087	0,084	0,008	10%
500	52,33	0,116	0,100	0,135	0,100	0,113	0,015	13%
250	26,17	0,135	0,116	0,151	0,135	0,134	0,012	9%
Str*10 <sup>6</sup>								
2500	261,67	88,91	82,69	85,41	76,71	83,43	4,46	5%
2250	235,50	82,83	82,90	95,52	76,46	84,43	6,92	8%
2000	209,33	88,73	82,10	95,38	75,65	85,46	7,36	9%
1500	157,00	81,50	74,78	88,39	74,37	79,76	5,73	7%
1000	104,67	70,80	61,72	81,13	73,67	71,83	6,95	10%
500	52,33	49,68	42,61	57,50	42,61	48,10	6,14	13%
250	26,17	29,14	24,94	32,15	28,98	28,80	2,56	9%

ENSAIOS CARREGAMENTO 3									
Carga [g]									
Rotação		Ensaio 3A	Ensaio 3B	Ensaio 3C	Ensaio 3D	Excluído		Coef.	
RPM	Rad/s	Teste 10	Teste 13	Teste 14	Teste 15	Teste 15.2	Média	Desvio	Varição
2500	261,67	103,59	125,45	74,43	74,63	132,04	94,53	21,44	23%
2000	209,33	90,32	89,59	55,35	55,35	111,68	72,65	17,30	24%
1500	157,00	84,15	78,37	44,23	44,14	121,87	62,72	18,65	30%
1000	104,67	81,60	84,10	46,33	46,33	113,26	64,59	18,28	28%
500	52,33	79,42	97,55	74,39	73,59	115,21	81,24	9,68	12%
250	26,17	140,04	135,85	119,09	118,55	134,82	128,38	9,68	8%
F <sub>N</sub> [N]									
2500	261,67	72,45	72,24	72,74	72,74	72,18	72,54	0,21	0%
2000	209,33	72,58	72,59	72,93	72,93	72,37	72,76	0,17	0%
1500	157,00	72,64	72,70	73,04	73,04	72,27	72,86	0,18	0%
1000	104,67	72,67	72,65	73,02	73,02	72,36	72,84	0,18	0%
500	52,33	72,69	72,51	72,74	72,75	72,34	72,67	0,09	0%
250	26,17	72,10	72,14	72,30	72,31	72,15	72,21	0,09	0%
μ									
2500	261,67	0,051	0,062	0,037	0,037	0,065	0,047	0,011	23%
2000	209,33	0,044	0,044	0,027	0,027	0,055	0,036	0,008	24%
1500	157,00	0,041	0,039	0,022	0,022	0,060	0,031	0,009	30%
1000	104,67	0,040	0,041	0,023	0,023	0,056	0,032	0,009	28%
500	52,33	0,039	0,048	0,037	0,036	0,057	0,040	0,005	12%
250	26,17	0,069	0,067	0,059	0,058	0,067	0,063	0,005	8%
Temperatura (entrada)									
2500	261,67	53,0	58,5	38,0	54,5	54,0	51,0	7,8	15%
2000	209,33	53,0	51,5	31,0	40,0	40,0	43,9	9,0	20%
1500	157,00	44,0	48,5	27,0	36,0	36,0	38,9	8,2	21%
1000	104,67	38,0	41,5	25,0	29,0	29,0	33,4	6,6	20%
500	52,33	34,0	34,0	22,0	26,5	29,5	29,1	5,1	18%
250	26,17	29,0	26,0	23,0	23,0	25,0	25,3	2,5	10%
Temperatura (saída)									
2500	261,67	59,0	65,0	60,0	70,0	70,0	63,5	4,4	7%
2000	209,33	55,0	57,0	51,0	66,0	66,0	57,3	5,5	10%
1500	157,00	47,0	50,0	45,0	60,0	60,0	50,5	5,8	11%
1000	104,67	38,0	44,0	40,0	51,0	51,0	43,3	5,0	11%
500	52,33	31,0	37,0	38,0	41,0	41,0	36,8	3,6	10%
250	26,17	29,0	32,0	33,0	33,0	35,0	31,8	1,6	5%
η									
2500	261,67	0,041	0,034	0,040	0,028	0,028	0,036	0,005	15%
2000	209,33	0,048	0,045	0,056	0,032	0,032	0,045	0,009	19%
1500	157,00	0,066	0,058	0,072	0,040	0,040	0,059	0,012	21%
1000	104,67	0,100	0,076	0,091	0,056	0,056	0,081	0,017	21%
500	52,33	0,143	0,105	0,100	0,087	0,087	0,109	0,021	19%
250	26,17	0,159	0,135	0,128	0,128	0,116	0,138	0,013	9%
Str*10 <sup>6</sup>									
2500	261,67	67,66	54,98	65,04	45,66	45,96	58,34	8,72	15%
2000	209,33	62,56	58,15	72,77	42,07	42,34	58,89	11,06	19%
1500	157,00	64,72	57,08	70,24	38,92	39,29	57,74	11,83	20%
1000	104,67	65,12	49,28	58,89	36,39	36,68	52,42	10,84	21%
500	52,33	46,44	34,31	32,53	28,24	28,37	35,38	6,76	19%
250	26,17	26,08	22,22	21,02	21,05	19,03	22,59	2,07	9%

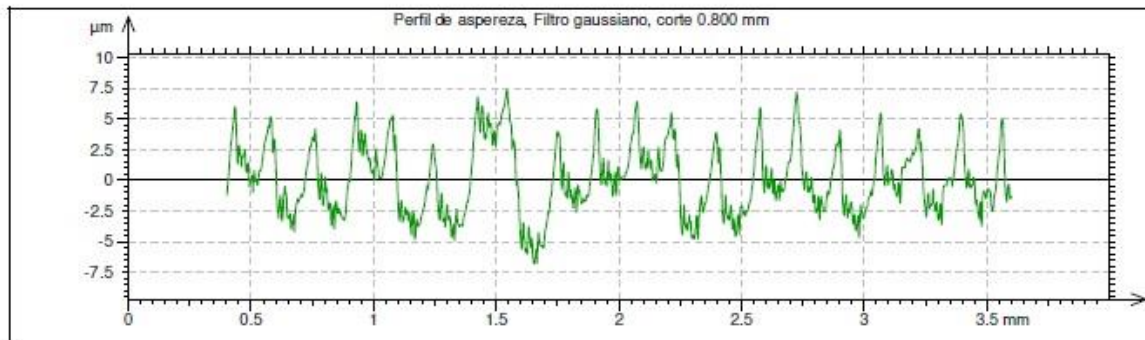
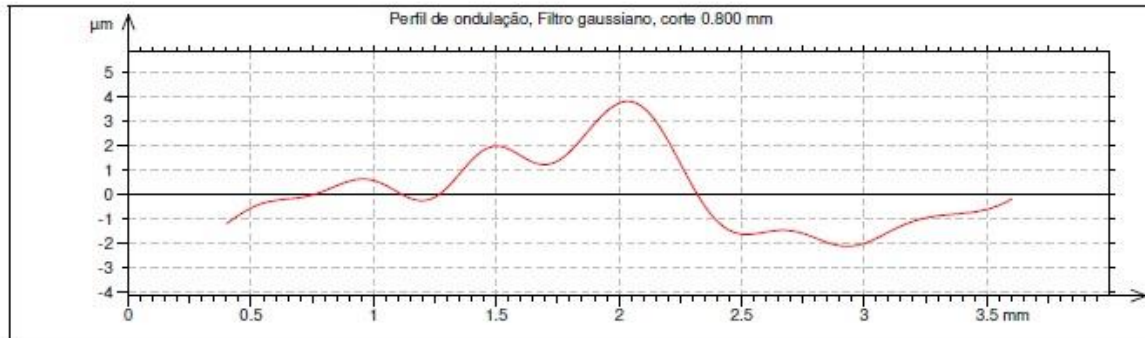
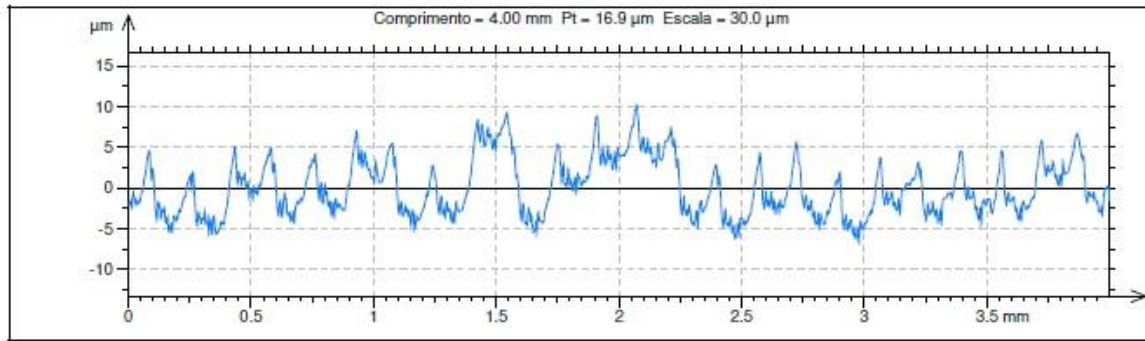
## APÊNDICE C – EXEMPLO DE ANÁLISE DE RUGOSIDADE

### ANÁLISE DE RUGOSIDADE DO CCP ENSAIO 1B



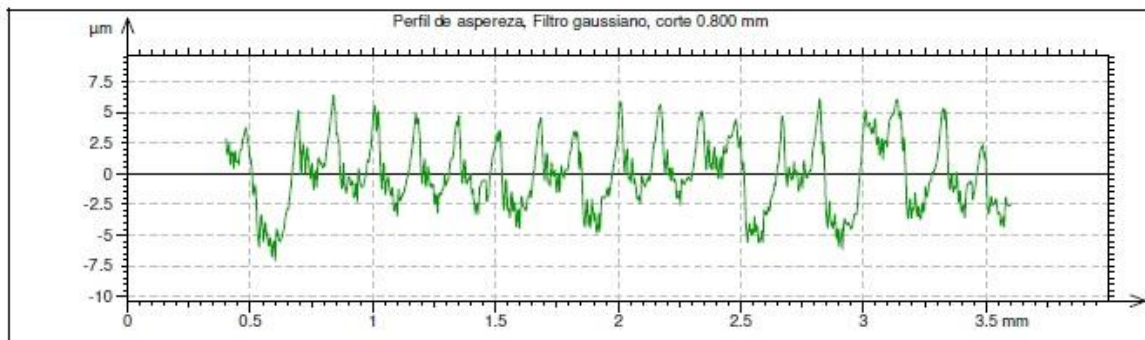
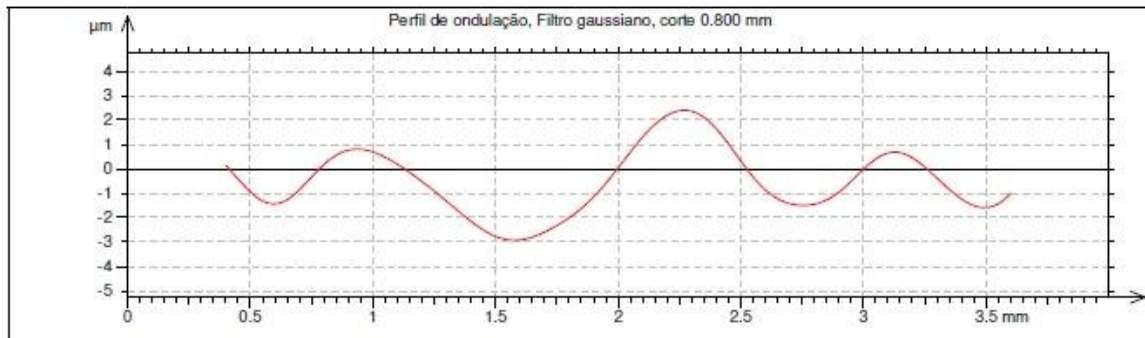
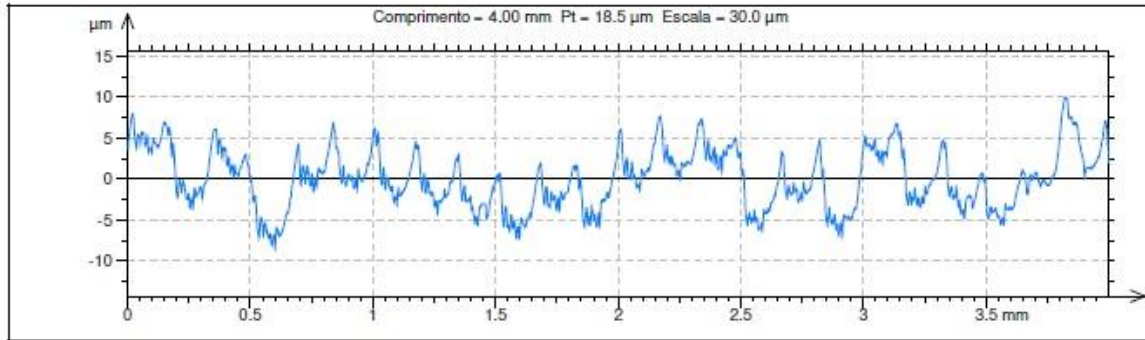
ASME B46.1			
Parâmetros 2D			
Ra	2.01	µm	Filtro gaussiano, 0.8 mm
Rq	2.52	µm	Filtro gaussiano, 0.8 mm
Rz	10.8	µm	Filtro gaussiano, 0.8 mm
Rp	6.80	µm	Filtro gaussiano, 0.8 mm
Rv	6.71	µm	Filtro gaussiano, 0.8 mm
RSm	0.0876	mm	Filtro gaussiano, 0.8 mm
Rdq	14.0	°	Filtro gaussiano, 0.8 mm

Contra corpo de prova 17  
 Medição 1/3  
 Área nova  
 Carga 1 (709g)



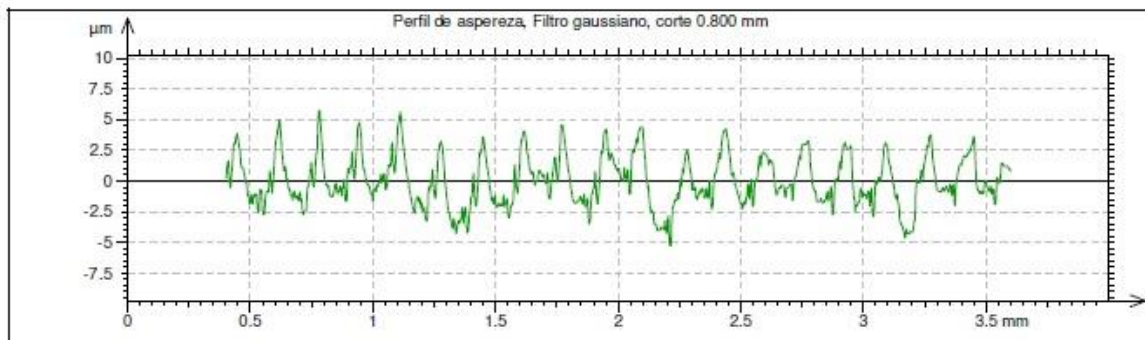
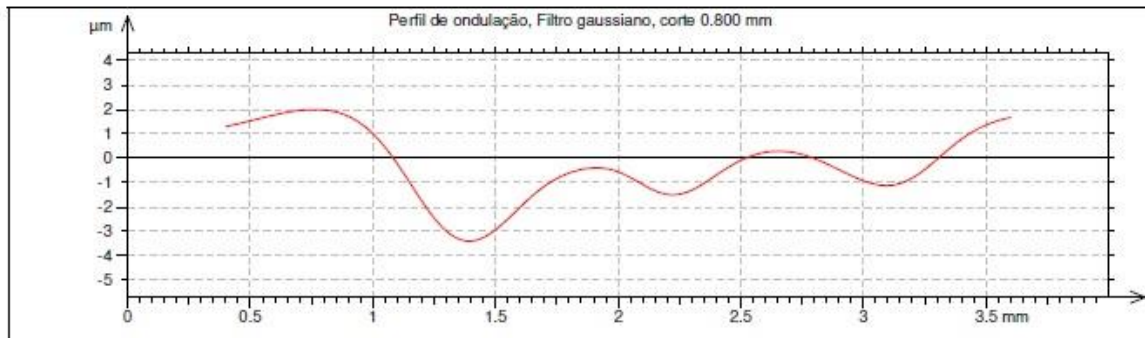
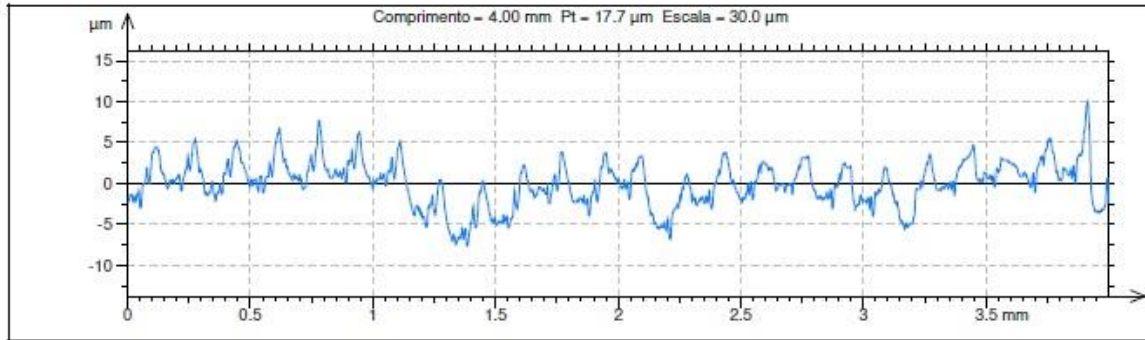
ASME B46.1			
Parâmetros 2D			
Ra	2.34	$\mu\text{m}$	Filtro gaussiano, 0.8 mm
Rq	2.84	$\mu\text{m}$	Filtro gaussiano, 0.8 mm
Rz	12.4	$\mu\text{m}$	Filtro gaussiano, 0.8 mm
Rp	7.30	$\mu\text{m}$	Filtro gaussiano, 0.8 mm
Rv	6.86	$\mu\text{m}$	Filtro gaussiano, 0.8 mm
RSm	0.104	mm	Filtro gaussiano, 0.8 mm
Rdq	14.6	$^{\circ}$	Filtro gaussiano, 0.8 mm

Contra corpo de prova 17  
 Medição 2/3  
 Área nova  
 Carga 1 (709g)



ASME B46.1			
Parâmetros 2D			
Ra	2.23	µm	Filtro gaussiano, 0.8 mm
Rq	2.76	µm	Filtro gaussiano, 0.8 mm
Rz	11.5	µm	Filtro gaussiano, 0.8 mm
Rp	6.50	µm	Filtro gaussiano, 0.8 mm
Rv	7.00	µm	Filtro gaussiano, 0.8 mm
RSm	0.0931	mm	Filtro gaussiano, 0.8 mm
Rdq	14.1	°	Filtro gaussiano, 0.8 mm

**Contra corpo de prova 17**  
**Medição 3/3**  
**Área nova**  
**Carga 1 (709g)**

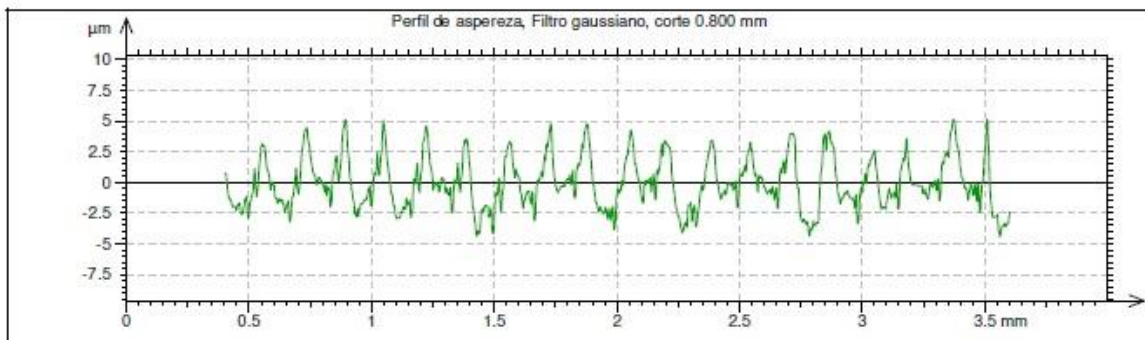
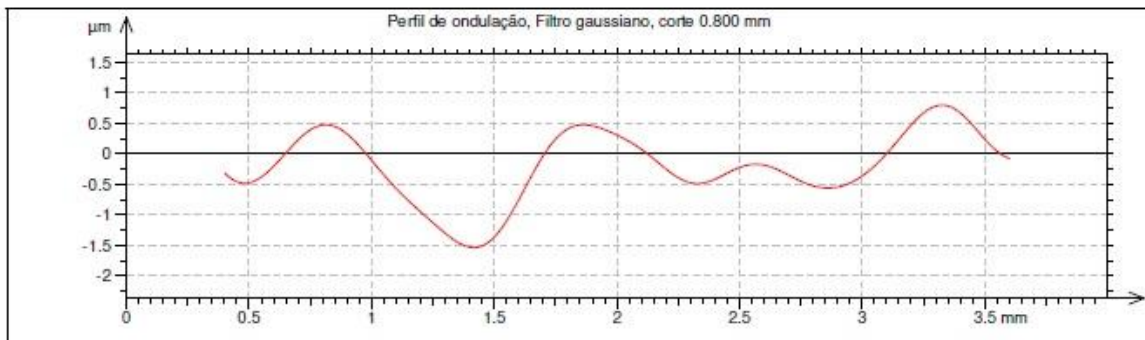
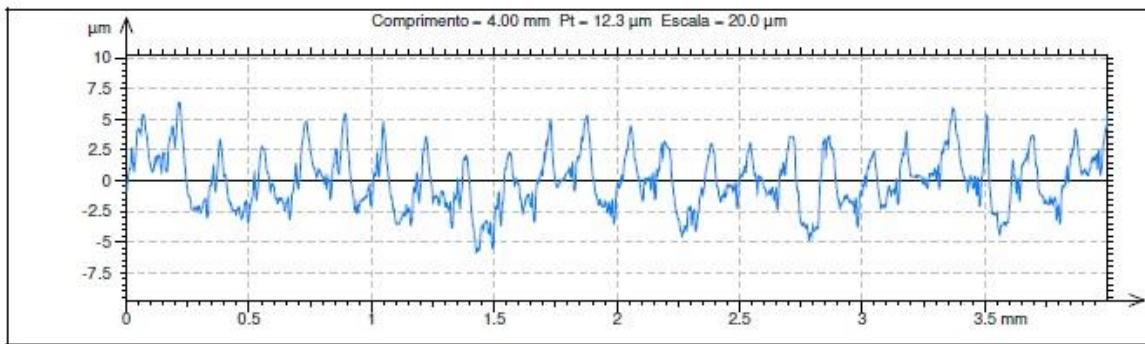


ASME B46.1			
Parâmetros 2D			
Ra	1.64	µm	Filtro gaussiano, 0.8 mm
Rq	2.04	µm	Filtro gaussiano, 0.8 mm
Rz	8.99	µm	Filtro gaussiano, 0.8 mm
Rp	5.73	µm	Filtro gaussiano, 0.8 mm
Rv	5.30	µm	Filtro gaussiano, 0.8 mm
RSm	0.108	mm	Filtro gaussiano, 0.8 mm
Rdq	10.9	°	Filtro gaussiano, 0.8 mm

**Contra corpo de prova 17**  
**Medição 1/3**  
**Área usada**  
**Carga 1 (709g)**

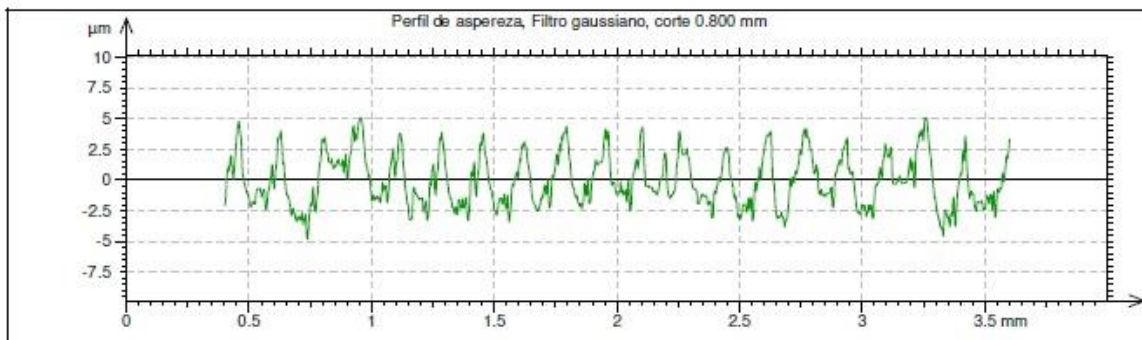
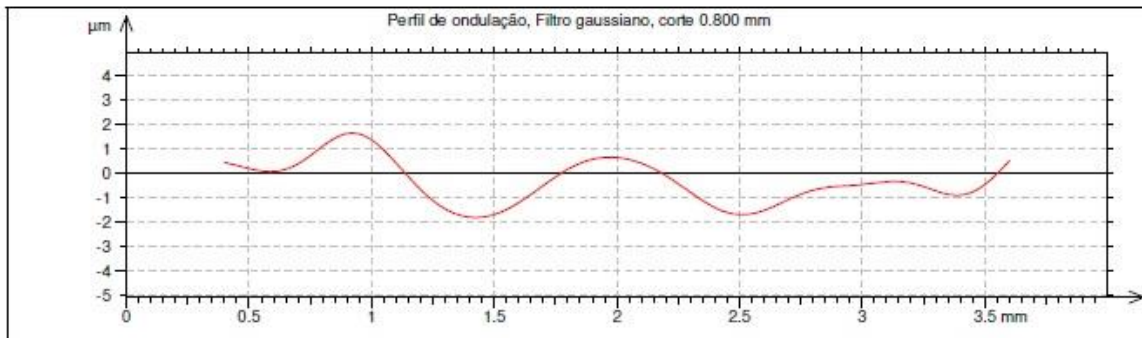
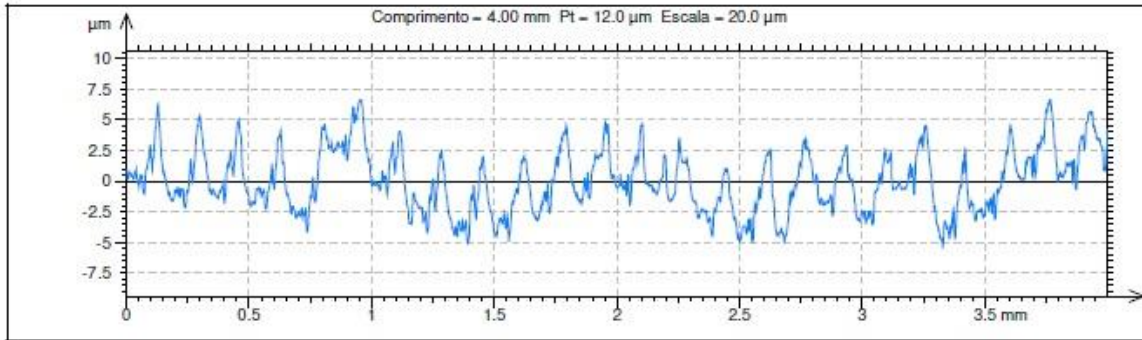


0



ASME B46.1			
Parâmetros 2D			
Ra	1.66	μm	Filtro gaussiano, 0.8 mm
Rq	2.08	μm	Filtro gaussiano, 0.8 mm
Rz	8.66	μm	Filtro gaussiano, 0.8 mm
Rp	5.19	μm	Filtro gaussiano, 0.8 mm
Rv	4.37	μm	Filtro gaussiano, 0.8 mm
RSm	0.0991	mm	Filtro gaussiano, 0.8 mm
Rdq	11.0	°	Filtro gaussiano, 0.8 mm

**Contra corpo de prova 17**  
**Medição 2/3**  
**Área usada**  
**Carga 1 (709g)**



ASME B46.1			
Parâmetros 2D			
Ra	1.73	μm	Filtro gaussiano, 0.8 mm
Rq	2.06	μm	Filtro gaussiano, 0.8 mm
Rz	8.57	μm	Filtro gaussiano, 0.8 mm
Rp	5.15	μm	Filtro gaussiano, 0.8 mm
Rv	4.73	μm	Filtro gaussiano, 0.8 mm
RSm	0.126	mm	Filtro gaussiano, 0.8 mm
Rdq	11.2	°	Filtro gaussiano, 0.8 mm

**Contra corpo de prova 17**  
**Medição 3/3**  
**Área usada**  
**Carga 1 (709g)**

## APÊNDICE D – SISTEMA DE CAPTURA DE SINAIS

### Implementação de um sistema de captura de sinais utilizando placa da NI e *Software Labview*

No caso deste trabalho, buscou-se o desenvolvimento de um sistema de monitoramento das temperaturas de entrada e saída de óleo e a geração automática das planilhas resultantes dessa análise. Isso facilitaria a manipulação dos dados.

A aquisição da temperatura em vários pontos utilizando termopares tipo K foi implementada com sucesso, podendo ter até 6 pontos de captura, devido a limitação de conectores da placa NI SCXI-1321. Porém a implementação da célula de carga não foi realizada por falta de informações sobre suas características eletrônicas da célula e principalmente pelo prazo restrito para execução deste trabalho.

Na Figura 32 está representada a interface e a esquemática do programa gerado ao final deste trabalho.

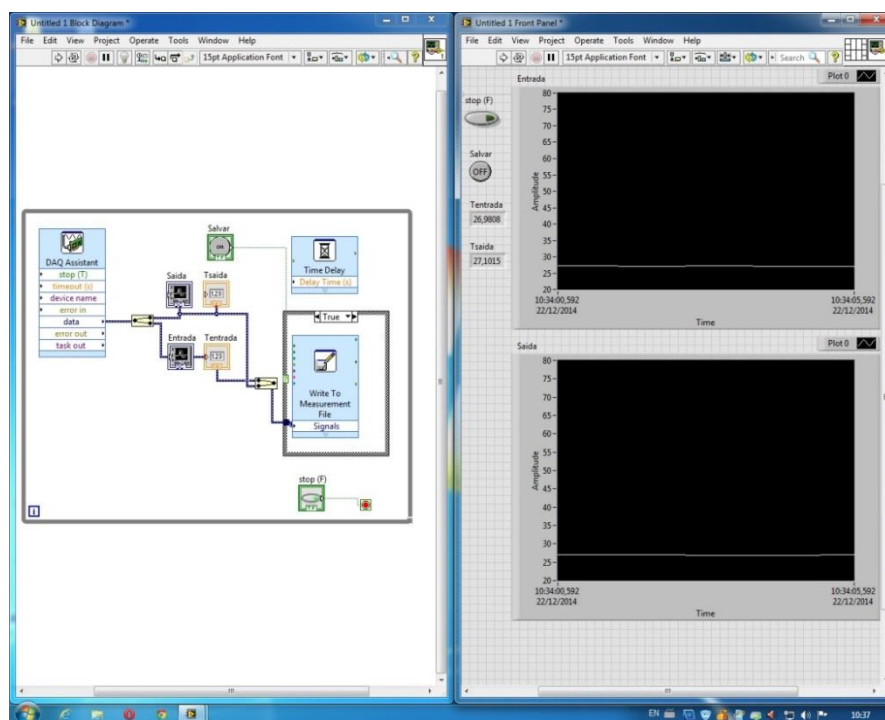


Figura 32: Interface do programa desenvolvido em LabVIEW para monitoramento das temperaturas de entrada e saída do SCP.

## APÊNDICE E – PROCEDIMENTOS DETALHADOS DE ENSAIO

### Preparações para os ensaios

O primeiro passo na preparação do ensaio é a montagem do eixo da MAC. Como existiam outros estudantes utilizando o equipamento no decorrer da semana e o diâmetro interno dos contra corpos de prova não foram padronizados, era necessária a trocar do eixo para cada começo e fim dos dias de ensaio. A montagem seguiu os seguintes passos descritos na Tabela 16.

**Tabela 16: Procedimentos para montagem do eixo na M.A.C.**

---

<b>1</b>	Certificar que todos os componentes estão desmontados
<b>2</b>	Posicionar mancais nos acentos do eixo
<b>3</b>	Posicionar e fixar a junta ao eixo
<b>4</b>	Posicionar a montagem atual na base da MAC
<b>5</b>	Parafusar os mancais na base da MAC (sem apertar para permitir movimentação lateral) com a chave de boca #19
<b>6</b>	Alinhar ponta do eixo à linha de centro do rolamento do braço de aplicação de carga
<b>7</b>	Fixar o mancal mais próximo ao braço de aplicação de carga em posição
<b>8</b>	Ligar motor e ajustá-lo a uma rotação de 200rpm
<b>9</b>	Movimentar mancal traseiro (o mais próximo ao motor) transversalmente e posicioná-lo na posição de menor ruído
<b>10</b>	Fixar o mancal mais próximo ao motor

---

Em seguida ocorre a preparação e montagem do conjunto par tribológico, descrito na Tabela 17. Um cuidado especial é necessário no item 15 para que exista uma folga mínima para giro do CCP sem travamento.

**Tabela 17: Procedimentos para montagem do SCP.**

- 1** Apoiar todas as peças sobre um pano, jornal ou papel para não sujar a mesa
- 2** Olear as superfícies internas do porta bucha e a superfície externa da bucha
- 3** Posicionar a bucha sobre o porta bucha (parte superior)
- 4** Confirmar desobstrução do orifício para entrada de óleo
- 5** Confirmar abertura da bucha voltada para o parafuso de transferência de carga para a célula de carga
- 6** Posicionar o termopar no canal de óleo no porta bucha (parte inferior)
- 7** Unir as duas metades e refazer passo 5 (Fotografia 10(b))
- 8** Posicionar os 4 parafusos e suas respectivas porcas (sem aperto)
- 9** Apoiar a montagem atual sobre a superfície protegida da mesa com sua abertura voltada para cima
- 10** Medir diâmetro externo do contra corpo de prova a ser utilizado
- 11** Olear a superfície externa do contra corpo de prova
- 12** Colocar o contra corpo de prova dentro da montagem [porta buchas + bucha]
- 13** Apertar os 4 parafusos do porta bucha igualmente
- 14** Realizar procedimento anterior até que o contra corpo de prova trave
- 15** Afrouxar os parafusos e porcas (sempre uniformemente) até que o contra corpo de prova rotacione sem travamento (Fotografia 10 c)
- 16** Medir diâmetro interno da bucha nas regiões próximas às 2 extremidades (3 medidas em cada em cada extremidade)
- 17** Usar a média das 6 medições feitas no passo anterior para determinar diâmetro interno médio do mancal
- 18** Conferir folga média diametral entre CP e CCP. É preferível que ela seja menor do que 0,10mm



(a)

(b)

(c)

**Fotografia 10: Estágios da montagem do SCP. (a) Conjunto desmontado, (b) União as duas semi-montagens, (c) conjunto completo.**

Seguindo, faz-se a calibragem da célula de carga com um peso padrão de 200  $\pm 0,05$ g. E finalmente prepara-se o sistema de aquecimento do óleo. Conforme a Tabela 18.

**Tabela 18: Procedimentos para preparação do sistema de circulação de óleo aquecido.**

---

- 1** Certificar-se de que todos os tubos estejam devidamente conectados
  - 2** Adicionar 200ml de óleo lubrificante no reservatório de inferior (óleo frio)
  - 3** Retirar o ar da mangueira de silicone enchendo-a de óleo com uma seringa
  - 4** Ligar bomba e bombear óleo até a marca de "100ml" no Erlenmeyer
  - 5** Ligar termostato digital (já setado para temperatura desejada)
  - 6** Regular a potência da resistência elétrica pelo *dimmer*
  - 7** Abaixar a haste de aplicação de carga certificando-se que o ponto de contato dos rolamentos alinham-se à linha de centro do "porta bucha"
  - 8** Colocar a(s) anilha(s) na bandeja
  - 9** Certificar-se de que a carga na célula de carga é nula
  - 10** Ligar o motor elétrico
-

## APÊNDICE F – LIMITAÇÕES DO SISTEMA DE LUBRIFICAÇÃO

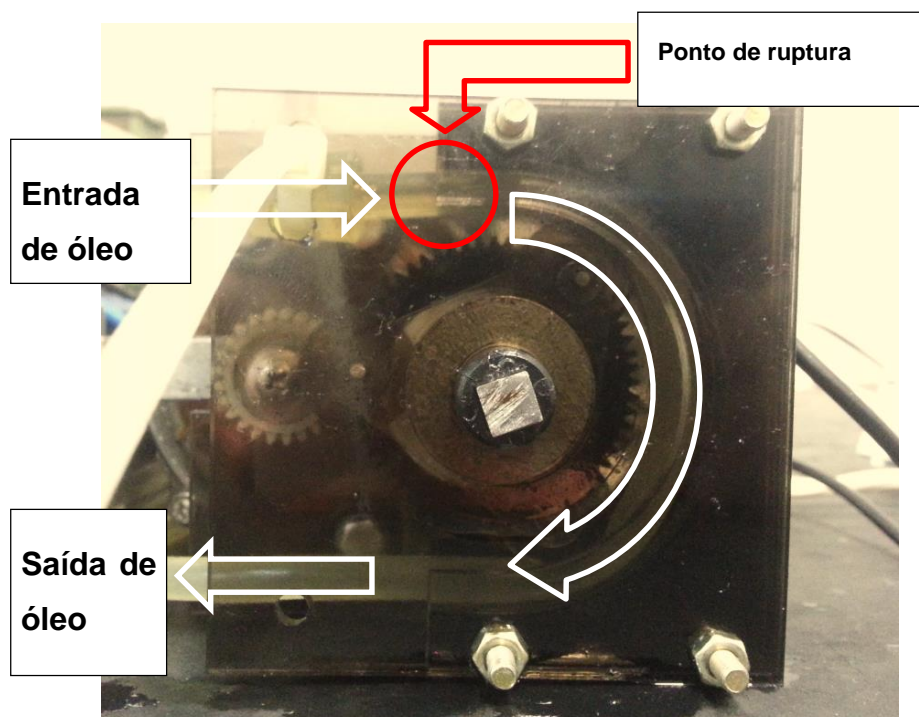
### Problemas operacionais com o sistema de aquecimento de óleo

Para aquecimento do lubrificante que passava por dentro do reservatório de óleo quente foi utilizada uma resistência de 250W ligada a um termostato.

Durante os testes, essa resistência conseguiu cumprir sua função sem maiores problemas. Porém, depois que todos foram realizados, é possível ver claramente que ela se deteriorou. Por isso é aconselhável a troca da resistência para que mais testes sejam realizados.

### Problemas operacionais com o sistema de recirculação de óleo

Nas mangueiras de silicone da bomba peristáltica, a porção flexível apresentou uma ruptura durante após a realização de alguns testes. A ruptura aconteceu na parte da mangueira próxima à entrada da bomba peristáltica (Fotografia 11). Após sua substituição, para evitar que aconteça o mesmo problema, foi alterada a posição de sua fixação na chapa superior de acrílico para aliviar a pressão gerada quando a mangueira é pressionada contra um canto vivo presente na região de fratura.

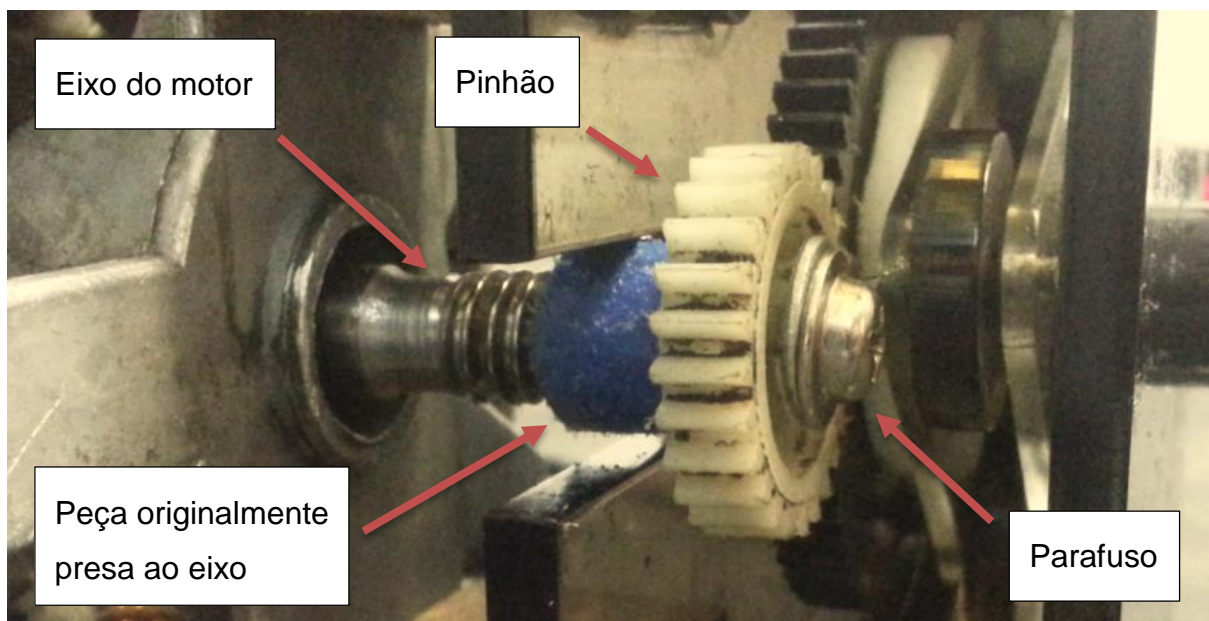


Fotografia 11: Imagem ilustrativa da posição de ruptura da mangueira de silicone.

Outros dois problemas aconteceram devido ao desgaste. O primeiro e mais recorrente foi o desgaste das peças de acrílico que são responsáveis por pressionar

a mangueira de silicone contra um batente e empurrar o óleo para fora da bomba. Como elas são peças amparadas por outras de aço, essas peças foram se desgastando nessas zonas de contato e, por consequência do desgaste, geraram-se folgas. Devido a essas folgas, o tubo de silicone não era tão pressionado quanto inicialmente e a bomba acabou por perder vazão. Uma solução paliativa adotada foi o uso de múltiplas camadas de fita adesiva na superfície do batente com a finalidade de compensar o desgaste das peças de acrílico.

O segundo problema ligado ao desgaste, aconteceu com o pinhão (engrenagem ligada ao eixo do motor). Como essa peça foi improvisada e fixada por interferência, possivelmente devido a esforço excessivo, ela deslizava sobre o eixo do motor em determinadas situações. A solução escolhida (Fotografia 12) foi prensar o pinhão entre parte de uma peça que originalmente estava presa ao eixo do motor e um parafuso rosqueado no próprio eixo.



**Fotografia 12: Solução para deslizamento do pinhão sobre o eixo do motor.**



## ANEXO A – ESPECIFICAÇÕES LUBRAX TOP TURBO 15W40

### IPIRANGA BRUTUS ALTA PERFORMANCE



Lubrificante mineral multiviscoso SAE 15W40, para os mais diversos tipos de motores diesel 4 tempos operando sob as mais severas condições.

Sua formulação foi desenvolvida com óleos básicos selecionados de qualidade superior e aditivos de última geração, o que o faz ideal para a lubrificação dos motores eletrônicos, turboalimentados e aspirados mesmo utilizando óleo diesel com alto teor de enxofre. É ainda recomendado para a utilização em motores diesel estacionários, motores diesel veiculares, de caminhões, ônibus, tratores, equipamentos de mineração, marítimos, agrícolas e de terraplanagem. Pode ser utilizado nos motores Euro V - de atendimento a fase P7 do Proconve (Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores) - equipados com o Sistema SCR.

#### Características e Benefícios do IPIRANGA BRUTUS ALTA PERFORMANCE:

Alta capacidade antidesgaste	Promove máxima proteção ao motor
Elevada resistência à oxidação	Menor formação de depósitos e produtos Indesejáveis ao motor
Excelente propriedade detergente / dispersante	A fuligem produzida pelo motor fica dispersa em pequenas partículas proporcionando máxima limpeza ao motor
Ótima propriedade de baixa temperatura	Boa resposta nas partidas a frio, redução do desgaste e menor consumo de energia

O IPIRANGA BRUTUS ALTA PERFORMANCE atende às especificações de desempenho API CI-4/SL e ACEA E7-08 (2008), ACEA E5-02 (2002), ACEA E3-96 Issue 4 (2002) e ACEA A3/B4-04 (2007).

O IPIRANGA BRUTUS ALTA PERFORMANCE é aprovado nos requerimentos de fabricantes de motores diesel Mercedes Benz 228.3 e Volvo VDS-3. Atende ainda às seguintes especificações de OEMs: MAN 3275, MTU Tipo 2, Mack EO-M Plus, Renault Truck RLD/RLD-2, Cummins CES 20076/77/78 e CAT ECF-2.

#### CARACTERÍSTICAS TÍPICAS

Grau SAE	Unidades	15W-40
Densidade a 20/4°C	g/cm <sup>3</sup>	0,8750
Viscosidade Cinemática a 100°C	cSt	14,07
Viscosidade Cinemática a 40°C	cSt	103,3
Índice de Viscosidade	-	138
Viscosidade ABS a -20°C	cP	5.920
Ponto de Fluidez	°C	-39
Ponto de Fulgor	°C	240
TBN	mg KOH/g	10,9
Volatilidade Noack, 1h a 250°C	% em peso	10,15