UNIVERSIDADE FEDERAL DE JUIZ DE FORA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

MARCO ANTÔNIO LOPES MAIER

DESENVOLVIMENTO DE BANCADA PARA ESTUDOS TRIBOLÓGICOS EM MANCAIS DESLIZANTES

JUIZ DE FORA
2016

MARCO ANTÔNIO LOPES MAIER

DESENVOLVIMENTO DE BANCADA PARA ESTUDOS TRIBOLÓGICOS EM MANCAIS DESLIZANTES

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado a Faculdade de Engenharia da Universidade Federal de Juiz de Fora, como requisito parcial para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Professor Doutor, Carlos Renato Pagotto.

Co-Orientador: Professor Doutor, Raphael Fortes Marcomini.

JUIZ DE FORA

2016

Ficha catalográfica elaborada através do programa de geração
automática da Biblioteca Universitária da UFJF,
com os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

Maier, Marco Antônio Lopes.
Desenvolvimento de Bancada para Estudos Tribológicos em Mancais Deslizantes / Marco Antônio Lopes Maier. -- 2016.
106 p.

Orientador: Carlos Renato Pagotto
Coorientador: Raphale Fortes Marcomini
Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) - Universidade Federal de Juiz de Fora, Faculdade de Engenharia, 2016.

1. Tribologia. 2. Mancais Deslizantes. 3. Mecanismo para medições do atrito. 4. Lubrificação. 5. Projeto. I. Pagotto, Carlos Renato , orient. II. Marcomini, Raphale Fortes, coorient. III. Título.

MARCO ANTÔNIO LOPES MAIER

DESENVOLVIMENTO DE BANCADA PARA ESTUDOS TRIBOLÓGICOS EM MANCAIS DESLIZANTES

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado a Faculdade de Engenharia da Universidade Federal de Juiz de Fora, como requisito parcial para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Aprovada em _____ de _____ de _____.

BANCA EXAMINADORA

_____

Professor Doutor, Carlos Renato Pagotto (Orientador)

UFJF

_____

Professor Doutor, Raphael Fortes Marcomini (Co-Orientador)

UFJF

_____

Professor Mestre, Vitor Mainenti Leal Lopes

UFJF

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer a todos que fizeram parte desta caminhada, me dando apoio e incentivo. Primeiramente a Deus, aos meus pais, à minha avó Ana, aos meus irmãos e à minha namorada Izabela.

Ao professor Carlos Renato Pagotto por acreditar em mim e sempre se mostrar otimista com este trabalho desenvolvido, além dos Professores Raphael Fortes Marcomini e Vitor Mainenti Leal Lopes, que sempre se mostraram dispostos a ajudar e foram fundamentais na realização deste trabalho.

Aos amigos que fiz durante a realização deste trabalho e juntos apostamos no sucesso deste desafio e me deram mais impulso para produzir um trabalho melhor, a eles os meus agradecimentos, Vinícius Monteiro e Andressa Marques.

Ao técnico do laboratório de processos de fabricação, Guilherme, que desde o começo me apoiou com todos os procedimentos experimentais realizados no trabalho.

À toda equipe Rocketry Supernova, em especial ao capitão Mateus Grassano e à Jamile, que me auxiliaram em todo aparato na aquisição de dados do atrito cinético e com a célula de carga.

Também a toda a equipe RAMPAGE do Baja, principalmente o capitão Otávio, que me auxiliaram na construção e aprimoramento do mecanismo de atrito cinético.

À empresa *Caputo & Caputo*, ao senhor Adeilson Caputo pela sua hospitalidade e interesse desenvolvido neste trabalho, além do técnico torneiro Joaquim Gomes que usinou as buchas utilizadas e a muitos outros que tornaram possível este trabalho.

RESUMO

O amplo entendimento dos elementos de interface entre os componentes fixos e móveis das máquinas rotativas são essências ao desempenho destas máquinas, dentre eles os mancais de deslizamento é um dos mais empregados e reconhecidos. Neste âmbito, foi realizado o aprimoramento de um tribômetro do tipo mancal sobre eixo, no qual é um equipamento que analisa o comportamento de mancais de deslizamento. Foram projetados e construídos mecanismos para o tribômetro, dentre eles: mecanismo de aplicação de carga no par tribológico (bucha / eixo), sistema de lubrificação a óleo por gravidade, mecanismo de medição do coeficiente de atrito e o aprimoramento do sistema de isolação das vibrações. Ao fim deste processo foram realizados alguns ensaios tribológicos para avaliar o desempenho alcançado pelo sistema. Assim foram realizados 5 ensaios com buchas de bronze TM23 e eixos de aço SAE 1045 com duração de 1 hora para cada ensaio e variações do tipo de lubrificação, óleo e graxa. Em que os ensaios à óleo utilizou-se de lubrificação por gravidade, a partir de um reservatório de óleo suspenso, o óleo utilizado foi o SAE 20W50, ao total foram realizados 3 ensaios com níveis diferentes de carregamento, para cada ensaio. Já os ensaios com graxa, foi realizada a aplicação de graxa uma única vez, antes do início dos ensaios, foi utilizada a graxa Autolith 2. Foram medidos ao longo dos ensaios o coeficiente de atrito cinético, as temperaturas de interface e ambiente, e ao fim dos ensaios medições de rugosidade, análises de imagens no microscópio das superfícies e análise de desgaste.

Palavras-chave: Tribômetro, Mancais Deslizantes, Mecanismo de Medição do Atrito.

ABSTRACT

The broad understanding of the elements of the interface between the fixed and mobile components of rotating machines are essential to the performance of these machines, including the sliding bearings is one of the most recognized employee. In this context, the improvement of a tribology machine of type bearing on shaft, which is a device that analyzes the behavior of sliding bearings. Are designed and built to mechanisms for tribology machine, among them: mechanism of load application in tribological pair (bearing/shaft), oil lubrication system for severity, measuring mechanism of friction coefficient and the improvement of vibration isolation system. At the end of this process were carried out some tribological tests to assess the performance achieved by the system. So 5 tests were performed with bronze bushings TM23 and SAE 1045 steel shafts with duration of 1 hour for each test and variations of the type of lubrication, oil and grease. In tests the oil lubrication was used by gravity, from a reservoir of oil, oil used was SAE 20W50, total 3 tests were carried out with different levels of loading, for each test. Have the tests with grease, grease application was performed only once, before the start of the tests, was used to grease Autolith 2. Were measured over the kinetic friction coefficient tests, temperatures and environment interface, and the end of the roughness measurement testing, analysis of images in the microscope surfaces and wear analysis.

Keywords: Tribology Machine, Sliding Bearings, Measuring mechanism of Friction.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Bronzina em liga sólida (MAHLE, 2016). 15
Figura 2: Bronzina trimetálica (FERREIRA, 2012). 15
Figura 3 - Esquema de um Tribossistema. (ALVES, 2015). 19
Figura 4 - Coeficiente de Atrito para o componente de adesão. Fonte: Adaptado de Blau, 1996. 21
Figura 5 - Coeficiente de Atrito para o componente de deformação plástica. Fonte: Adaptado de Blau, 1996. 22
Figura 6 - Exemplo de curva do coeficiente de atrito cinético em função do tempo e regiões de amaciamento, transição e estabilização (BLAU, 1996). 23
Figura 7 - Representação dos modos de desgaste (RADI, 2007) 24
Figura 8 - Mancal deslizante bipartido fechado (JUVINALL, 2013). 27
Figura 9 - Mancal deslizante bipartido aberto (JUVINALL, 2013). 27
Figura 10 - Gráfico Coeficiente de fricção versus filme de óleo. (Adaptado de USBEARINGS, 2014). 29
Figura 11 - Esquema do deslocamento relativo de placas entre um fluido newtoniano. (SHIGLEY, 2007) 30
Figura 12 - Viscosidade dinâmica versus Temperatura (SHIGLEY, 2007) 32
Figura 13 - Elemento infinitesimal do fluido (SHIGLEY, 1984). 34
Figura 14 - Nomenclatura de um mancal parcial de munhão (SHIGLEY, 1984). 36
Figura 15 - Carta para a variável do coeficiente de atrito (SHIGLEY, 2007). 37
Figura 16 - Carta para a variável da espessura mínima de filme e da razão de excentricidade (SHIGLEY, 2007). 37
Figura 17 - Carta para a variável da posição da espessura mínima de filme (SHIGLEY, 2007). 38
Figura 18 - Carta para a variável de Fluxo (SHIGLEY, 2007). 38
Figura 19 - Carta para determinação da razão do fluxo lateral para o fluxo total (SHIGLEY, 2007). 39
Figura 20 - Carta para determinação da pressão máxima de filme (SHIGLEY, 2007). 39
Figura 21 - Carta para determinação do término do filme e de pressão máxima de filme (SHIGLEY, 2007). 40
Figura 22 - Escala Mohs (HENTZ, 2015). 42
Figura 23 - Parâmetro de rugosidade Rz (BRUNETTI, 2012). 46

Figura 24 – Tribômetro do tipo mancal sobre eixo (Autor). 48
Figura 25 - Motor elétrico de 3400 rpm 50
Figura 26 – Sistema de aplicação de carga do Tribômetro (Autor)..... 51
Figura 27 – Esquema de ligação eletrônica entre amplificador e o microcontrolador (Autor). 53
Figura 28 - Funcionamento do Tribômetro durante a realização do Ensaio 2 (Autor). 53
Figura 29 - Eixos preparados para os ensaios de desgaste (Autor). 54
Figura 30 - Uma das 5 buchas fabricadas, antes do ensaio de desgaste. 55
Figura 31 - Equipamento de Análise de Dureza Vickers do Laboratório de Resistência dos Materiais da UFJF (Autor). 59
Figura 32 - Análise de imagem auxiliado por um microscópio (Autor). 60
Figura 33 - Fatia da bucha e no centro a superfície analisada (Autor). 61
Figura 34 - Tarugo de bronze sendo usinado em um torno CNC modelo Romi Center 30 D (Autor). 62
Figura 35 - Rugosímetro digital RP-100 (Autor). 63
Figura 36 - Termômetro a laser (Autor). 67
Figura 37 - Balança Analítica (Autor). 68
Figura 38 - Ensaio 1 com Lubrificação a Óleo e F_N = 137,24 N (autor). 71
Figura 39 - Ensaio 2 com lubrificação a Óleo e F_N = 146,10 N (Autor). 72
Figura 40 - Ensaio 3 Lubrificação a Óleo e F_N = 179,55 [N] (Autor). 74
Figura 41 - Ensaio 4 Lubrificação a graxa e F_N = 137,24 [N] (Autor). 75
Figura 42 - Ensaio 5 com Lubrificação a graxa e F_N = 179,55 [N] (Autor). 76
Figura 43 - Gráficos de Temperatura na interface 77
Figura 44 - Bucha 0 (Zoom 100x) (Autor). 83
Figura 45 - Bucha 1 (Zoom 100x) (Autor). 83
Figura 46 - Bucha 2 (Zoom 100x) (Autor). 84
Figura 47 - Bucha 3 (Zoom 100x) (Autor). 84
Figura 48 - Bucha 4 (Zoom 100 x) (Autor). 85
Figura 49 - Bucha 5 (Zoom 100x) (Autor). 85
Figura 50 - Dimensões da Haste e aplicações de força (Autor). 96
Figura 51 - Contato Rolamento x Bucha (Autor). 97
Figura 52 - Dimensões da Bucha e aplicação de forças (Autor). 97
Figura 53 - Definições aplicadas um ajuste cilíndrico (SHIGLEY, 2005). 101

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Ordens de grandezas do Coeficiente de Desgaste Adimencional (k) sobre vários tipos de lubrificação (XAVIER, 2016 apud RABINOWICZ, 1978). 26
Tabela 2: Desvio de forma de superfícies técnicas DIN 4760 (STOETERAU, 2014). 45
Tabela 3 - Valores típicos das propriedades mecânicas do bronze TM23 (Termomecânica SA, 2016) 56
Tabela 4: Valores típicos da composição química do bronze TM23 (Termomecânica, 2016) 57
Tabela 5: Características, aplicações e produtos do aço SAE 1045 (Adaptado Gerdau, 2016). 57
Tabela 10 - Discretização dos Ensaios de Desgaste 64
Tabela 6: Parâmetros Fixos do Projeto do Mancal. 64
Tabela 7 - Dados teóricos para mancais hidrodinâmicos, ensaio número 1. 65
Tabela 8 - Dados teóricos para mancais hidrodinâmicos, ensaio número 2. 65
Tabela 9 - Dados teóricos para mancais hidrodinâmicos, ensaio número 3. 65
Tabela 11 - Propriedades do óleo Havoline SAE 20W-50 (TEXACO, 2016). 66
Tabela 12 - Análises típicas graxa Autolith 2 (LUBRAX, 2011). 66
Tabela 13 - Medidas para determinação da densidade do Bronze TM23 69
Tabela 14 - Determinação de Dureza para o material do eixo e da bucha. 70
Tabela 15 - Temperaturas dos Ensaios 78
Tabela 16 - Bucha 0 (Amostra Padrão). 79
Tabela 17 - Bucha 1 (Lubrificação a Óleo e F_N = 137,24 [N]). 80
Tabela 18 - Bucha 2 (Lubrificação a Óleo e F_N = 146,10 [N]) 80
Tabela 19 - Bucha 3 (Lubrificação a Óleo e F_N = 179,55 [N]) 81
Tabela 20 - Bucha 4 (Lubrificação a Graxa e F_N = 137,24 [N]) 81
Tabela 21 - Bucha 5 Lubrificação a Graxa e F_N = 179,55 [N] 82
Tabela 22 - Coeficiente de desgaste adimensional 87
Tabela 23 - Descrição de ajustes preferenciais utilizando o sistema básico de furo (SHIGLEY, 2005) 100
Tabela 24 - Seleção de classes internacionais de tolerância (Valores em milímetros) (SHIGLEY, 2005). 101
Tabela 25 - Desvios fundamentais para eixos (Valores em milímetros) (SHIGLEY, 2005) . 102

LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E SÍMBOLOS

Ar- Área real de contato;

C - folga radial;

DPN – Dureza Vickers;

τ_c - Tensão cisalhante

μ – Coeficiente de Atrito cinético;

μ – Viscosidade

F_{at} - Força de atrito;

F_N - Força normal

h - altura do filme de óleo;

H - Dureza em Vickers;

HB – Dureza Brinell

HD – Lubrificação hidrodinâmica

HRC - Dureza Rockwell C

HRB – Dureza Rockwell B

HV – Dureza Vickers

lr - Comprimentos de medição unitário

n - rotação do eixo;

P - pressão aplicada pelo eixo;

Q - Taxa de volume desgastado por distância de deslizamento;

K - Coeficiente de desgaste adimensional;

Kgf - Quilograma força

R - raio do eixo;

Ra - Rugosidade média dos desvios do perfil

Rk – Rugosidade média do núcleo do perfil

Rmax – Rugosidade máxima

Rpk – Rugosidade média dos picos

Rvk – Rugosidade média dos vales

Rz – Rugosidade média das rugosidades singulares

rpm - Rotação por minuto

U - velocidade de superfície do munhão;

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO 13

1.1 JUSTIFICATIVA 14
1.2 OBJETIVO 16
1.2.1 OBJETIVO GERAL 16
1.2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS 16
1.3 METODOLOGIA 17
1.4 ESTRUTURA DO TRABALHO 17

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA 18

2.1 TRIBOLOGIA 18
2.1.1 TRIBOSSISTEMA 19
2.1.2 ATRITO 20
2.1.3 DESGASTE 23
2.2 MANCAL 26
2.2.1 LUBRIFICAÇÃO 28
2.2.2 VISCOSIDADE 30
2.2.3 TEORIA DA LUBRIFICAÇÃO HIDRODINÂMICA 33
2.2.4 CARTAS E RECOMENDAÇÕES PARA PROJETOS DE MANCAIS HIDRODINÂMICOS 35
2.3 PROPRIEDADES MECÂNICAS 40
2.3.1 DUREZA 41
2.3.2 RUGOSIDADE 44

3. MATERIAIS E METODOLOGIA 46

3.1 DESENVOLVIMENTO DO TRIBOMETRO 47
3.1.1 DESCRIÇÃO DO EQUIPAMENTO 47
3.1.2 PREPARAÇÃO DOS CORPOS DE PROVA 54
3.2 CARACTERIZAÇÃO DOS MATERIAIS 56
3.2.1 DENSIDADE ESPECÍFICA DO BRONZE 58
3.2.2 ENSAIOS DE DUREZA 58
3.2.3 ANÁLISE DE SUPERFÍCIE 60
3.2.4 ANÁLISE DE RUGOSIDADE 62

3.3 PLANEJAMENTO DOS ENSAIOS 63
3.4 AVALIAÇÃO DOS ENSAIOS DE DESGASTE 67

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO 69

4.1 VALORES DE DENSIDADE DO BRONZE 69
4.2 VALORES DE DUREZA OBTIDOS 70
4.3 COEFICIENTE DE ATRITO CINÉTICO 71
4.4 TEMPERATURAS DE INTERFACE 76
4.5 ANÁLISE DE RUGOSIDADE DAS SUPERFÍCIES 79
4.6 ANÁLISE MICROSCÓPICA DAS SUPERFÍCIES ENSAIADAS 82
4.7 COEFICIENTE DE DESGASTE 87

5. CONCLUSÕES 89

6. PROPOSTA PARA TRABALHOS FUTUROS 92

REFERÊNCIAS 93

APENDICE A 96

APENDICE B 99

1. INTRODUÇÃO

No início do século XXI, estimou-se que, de toda a energia produzida, mais de 30% é perdida somente para vencer o atrito (STACHOVIAK, 2001). Em 1960 houve um aumento de relatos sobre falhas em instalações e máquinas devido ao desgaste e de causas associadas, o que gerou grandes perdas financeiras. Desde então surgiram trabalhos realizados por especialistas nas diversas áreas como a do atrito, do desgaste e da lubrificação na resolução deste problema (MENDES, 2014).

De acordo com Jost (1960) estima-se que é possível reduzir em até 20% as perdas por desgaste mediante o uso do conhecimento existente. Se um automóvel que transita em uma cidade tivesse uma melhoria de 20% na sua eficiência, a economia seria de R$ 300 milhões por ano e redução de 37.500 de toneladas de CO_2 emitidas para atmosfera, isso somente para uma cidade como São Paulo (ANDERSON, 1991 e RADI, 2007).

De acordo com Stachoviak (2001) as degradações dos componentes são ocasionadas pelo desgaste que ocorre em função das interações diretas das superfícies, o atrito. Máquinas, equipamentos ou dispositivos não fogem a esta condição, e raros os casos que não têm partes e peças móveis que precisam se movimentar uma sobre a outra (DING et al., 2010). Pequenas perdas de volume provocadas pelo desgaste, em alguns casos provocam falhas durante o funcionamento, ou reduzir o rendimento, aumentar a vibração e causar aquecimento, até o ponto que torna a peça inutilizável (STACHOVIAK, 2001). Consumindo mais energia durante o movimento e aumento do número de vezes que a peça é reposta, aumentando as horas trabalhadas das máquinas para compensar as paradas de manutenção (HUTCHINGS, 1998). Deve-se analisar as perdas em um contexto geral, pois as perdas em uma única máquina podem ser baixas, mas quando é levado em conta todo um sistema produtivo ou diversos tipos de sistemas produtivos, o resultado das perdas demonstrará valores impactantes para a economia global (STACHOVIAK, 2001).

Mancais de deslizamento têm função principal de controle do atrito, são os suportes para carregamentos, ou guia, em peças de movimento relativo (KHODDAMZADEH et al., 2009). Atuam como coadjuvantes na função principal do equipamento, em que sofrem a degradação no lugar dos componentes principais, sendo que apresentam baixo custo de aquisição e manutenção, sejam compactos e sofram baixo desgaste resultando em uma vida útil elevada (NORTON, 2003).

1.1 JUSTIFICATIVA

A importância do estudo da tribologia não fica somente voltado para área de máquinas e equipamentos, mas muito além disso, outras áreas de nossas vidas são afetadas por sistemas tribológicos. Articulações do corpo, por exemplo, se assemelham com o funcionamento de um mancal em condição de filme *misto* / *contorno*, em que da mesma forma o nosso corpo produz o líquido sinovial que protege as articulações durante uma atividade física, um lubrificante é utilizado para reduzir o desgaste e o atrito durante o movimento relativo de um eixo contra um mancal. Além do fato de que grande parte de cura às doenças como a artrite é devida ao conhecimento dos tribologistas (MENDES, 2014 apud STOETERAU, 2004).

Se destaca a posição de estudo das máquinas rotativas no contexto de máquinas e estruturas em vista da significativa quantidade de fenômenos típicos na operação desses equipamentos. A existência de um componente rotativo apoiado em mancais e transmitindo potência cria uma família de problemas que são encontrados nas diversas máquinas: compressores, bombas, motores, turbinas de grande e pequeno porte, entre outros. Estes equipamentos muitas vezes são parte integrante de plantas de produção ou centrais de geração de energia, sendo que uma parada imprevista pode acarretar grandes perdas financeiras, perdas materiais e perdas de vidas. Por esse motivo, é evidente a necessidade de amplo entendimento dos fenômenos ligados às máquinas rotativas, mais significativamente, em relação aos componentes de interface entre componentes fixos e móveis, como se configuram os mancais hidrodinâmicos (MENDES, 2014 apud CASTRO, 2007).

A liga de bronze é comumente utilizada como material de mancais hidrodinâmicos, de acordo com o próprio fabricante do bronze TM23, a Termomecânica S.A. (2016), as ligas de baixa dureza à base de estanho ou chumbo são consideradas mundialmente os melhores materiais na fabricação de mancais. Estas ligas são conhecidas a mais de cem anos, com a denominação de "*metais patentes"* ou *"Babbitt"*. As ligas de bronze com alto teor de chumbo (Bronze TM23) têm excelente desempenho, demonstrando grande similaridade com o "*Babbitt"*, e a exemplo disso são os casquilhos ferroviários que eram utilizados tanto com ligas de bronze com alto teor de chumbo puro quanto casquilhos com camadas superficiais de *metal patente*, desta forma, mesmo que rompesse o filme de "*metal patente"* a liga de bronze levaria a tempo o trem até a estação.

Na indústria automotiva as ligas de bronze são um dos materiais mais empregados na fabricação de bronzinas, que são um tipo de mancais hidrodinâmicos radiais constituídos por tiras estampadas e usinadas (Figuras 1 e 2), (ARNOLD, 2005). As bronzinas se encontram em muitas partes móveis do motor à combustão, dentre eles os mancais, biela, no eixo de comando e no bloco do cilindro (BASSHUYSEN, 2004).

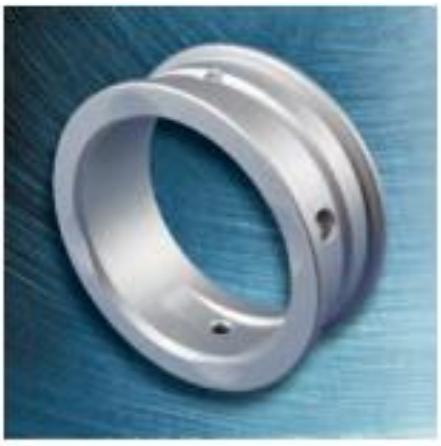


Figura 1: Bronzina em liga sólida (MAHLE, 2016).

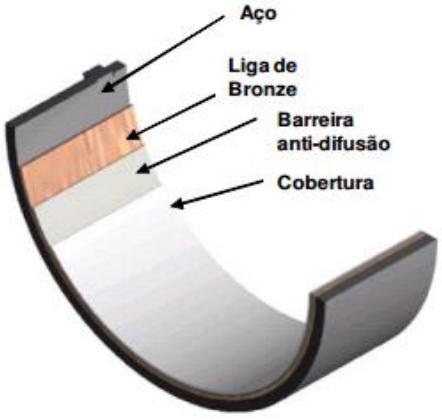


Figura 2: Bronzina trimetálica (FERREIRA, 2012).

Dentre estes e outros exemplos demonstra aplicabilidade de buchas de bronze, desde épocas passadas até os dias atuais.

1.2 OBJETIVO

1.2.1 OBJETIVO GERAL

O presente trabalho tem como objetivo realizar o desenvolvimento e aperfeiçoamento de um tribômetro do tipo mancal deslizante e realizar alguns ensaios que possam verificar o bom funcionamento do equipamento. Os ensaios consistem em aproximar o funcionamento de um mancal deslizante das condições reais, utilizando buchas de bronze TM23 contra um eixo de aço SAE 1045, com dois tipos de lubrificação, óleo e graxa.

1.2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Dentre os objetivos esperados por este trabalho, podem ser citados:

1. Desenvolvimento de um mecanismo para o carregamento da bucha;
2. Desenvolvimento de um mecanismo de lubrificação a óleo do par tribológico;
3. Aperfeiçoamento do sistema de atenuação das vibrações do tribometro;
4. Desenvolvimento da instrumental para medir o coeficiente de atrito cinético entre a bucha e o eixo;
5. Realizar coletas do coeficiente de atrito cinético entre o eixo e a bucha para alguns ensaios de teste;
6. Medições do desgaste das buchas que passaram por ensaios;
7. Medir as temperaturas de contato durante os ensaios;
8. Realizar análises das superfícies através do microscópio óptico e pelo rugosímetro, antes e após os ensaios;
9. Comparações dos valores teóricos para mancais hidrodinâmicos das cartas de Raimondi e Boyd com valores encontrados experimentalmente.

1.3 METODOLOGIA

Foi realizado o aperfeiçoamento de um mecanismo utilizado para estudos tribológicos de mancal deslizante, e foi analisado o comportamento de alguns parâmetros importantes durante os ensaios realizados, assim sendo a forma de analisar o comportamento do tribômetro após as modificações realizadas. Foram sendo variados alguns parâmetros enquanto outros foram mantidos constantes.

Materiais da bucha e do eixo, e a rotação foram mantidos constantes, porém houve variações da carga normal e nas condições de lubrificação. Todos os mecanismos desenvolvidos durante a realização deste trabalho foram construídos no laboratório de Processos de Fabricação, assim como a preparação dos corpos de prova. Todos os instrumentos utilizados foram disponibilizados pela universidade, como o paquímetro, balança digital, termômetro a laser, rugosimetro digital e o durômetro.

Foram utilizados o rugosimetro e o microscópio para a análise dos corpos de prova, antes e após os ensaios no laboratório de Metalografia do Departamento de Engenharia de Produção e Mecânica.

1.4 ESTRUTURA DO TRABALHO

O trabalho é composto pelo Capítulo 1, uma introdução ao tema que descreve a área de estudo, a justificativa da escolha do tema abordado, os objetivos gerais e específicos e a metodologia.

No Capítulo 2 foi realizado uma revisão bibliográfica, onde é versado os temas de conceitos básicos como tribologia, tribossistema, atrito, desgaste, mancal, tipos de lubrificação, viscosidade, lubrificação hidrodinâmica, equação de Reynolds para um escoamento unidirecional, cartas de Raimondi e Boyd, análise de dureza e análise das superfícies.

No Capítulo 3 foram descritos a metodologia e os materiais. O desenvolvimento e melhoria dos elementos do tribômetro, características de cada material ensaiado e discretização dos instrumentos utilizados nos ensaios, além da fabricação dos corpos de prova. Por fim foi apresentado as tabelas dos valores calculados a partir das cartas de Raimond e Boyd para os ensaios com lubrificados a óleo.

No Capítulo 4, Discussão dos Resultados, os diversos resultados obtidos foram expostos e analisados, um meio de verificar as capacidades e limites do tribômetro, que ele conseguiu atingir. Os valores obtidos foram comparados entre si, e também com a teoria apresentada no Capítulo 2.

E finalmente no Capítulo 5 são apresentados conclusões e comentários pertinentes.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 TRIBOLOGIA

O termo tribologia, que vem do grego Τριβο (Tribo - esfregar) e Λογοσ (Logos - estudo) foi utilizado, oficialmente, pela primeira vez em 1966 em um relatório feito por H. Peter Jost para o comitê do departamento inglês de educação e ciência (JOST, 1990).

A tribologia apresenta diferentes interesses nas diversas áreas do conhecimento tecnológico, com uma série de disciplinas científicas se ocupando de problemas tribológicos, tais como:

- Física, com estudos de novos materiais e processos de revestimentos, e estudo do atrito no nível atômico / quântico;
- Química, com o estudo de lubrificantes, aditivos e problemas de camada limite;
- Fabricação, com estudo da qualidade superficial proveniente da fabricação e suas relações com a tribologia;
- Ciência dos materiais, com o desenvolvimento de materiais tribológicos especiais;
- Metrologia, com a qualificação superfícies tribológicas e a automação de sistemas;
- Projeto, com a aplicação de superfícies tribológicas;
- Automação, com o estudo da influência do atrito em sistemas de controle;
- E outras.

Os principais objetos de estudo da Tribologia são as características de filmes de fluido entre superfícies com movimento relativo e as consequências de possíveis falhas do filme de fluido ou ausência deste, causadoras de desgaste e atrito excessivos (MENDES, 2014).

O que unifica a tribologia não são os conhecimentos básicos, mas sim a área de aplicação. Assim como os campos do conhecimento que formam a tribologia existiam antes dela, os estudos dos fenômenos de lubrificação, atrito e desgaste antecedem muito antes de 1966 (SINATORA, 2005).

2.1.1 Tribossistema

O estudo tribológico analisa as interações entre os corpos em contato, devem-se relacionar o estudo com um sistema tribológico específico que estão os corpos. A definição do sistema é de fundamental importância pois parâmetros como a taxa de desgaste, o coeficiente de atrito e a temperatura na interface não são intrínsecos do material, mas sim relacionados ao determinado sistema tribológico (DO VALE, 2014).

Segundo Czichos (1978), criador das propostas de tribossistema, a estrutura do mesmo consiste em quatro elementos constituindo o sistema: Corpo, Contra-Corpo, Meio Interfacial e Ambiente. Podemos ver esquematicamente na figura abaixo um tribossistema:

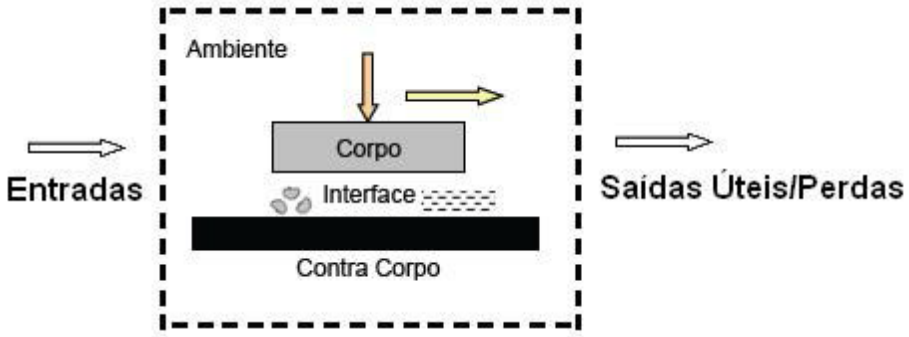


Figura 3 - Esquema de um Tribossistema. (ALVES, 2015).

Deve ser definido o que é corpo e contra-corpo, antes e após a interação, incluindo a especificação dos materiais envolvidos, ou das suas camadas superficiais, com as respectivas

propriedades mecânicas e físico-químicas, além de suas características macro e microgeométricas. Devem ser incluídos nas análises do sistema, detalhes como a lubrificação e existência de partículas externas, além dos produtos dos desgastes durante as interações entre os corpos (DO VALE, 2014).

Temos os parâmetros de carregamento e de velocidade de deslizamento, associadas à energia de entrada no sistema, influenciam significativamente no desempenho tribológico (SILVA, 2003). Assim é possível ter um completo entendimento do tribossistema, e garantias de que os dados coletados são válidos para a análise, e até para a comparação com outros sistemas (DO VALE, 2014).

Devem ser analisados para o estudo tribológico os tipos de desgastes sofridos pelos corpos, determinação da rugosidade superficial e os diversos tipos de atrito (atrito devido à deformação, devido à adesão, devido ao escorregamento ou rolamento)

2.1.2 Atrito

O atrito pode ser definido como a força resistiva que um corpo encontra ao se mover sobre outro (HUTCHINGS,1992). É um dos objetos mais antigos de estudado pela física, com uma extraordinária importância na prática pois afetam diretamente na economia de uma nação (PERSSON, 1998), influencia os custos de uma empresa e até no valor de um componente utilizado em determinada máquina (KHODDAMZADEH et al., 2009).

Temos de acordo com à norma ASTM Standard G-40-93 (1993 apud BLAU, 1996), o conceito de força de atrito e coeficiente de atrito padrão para desgaste é:

- Força de Atrito: “A força tangencial resistente na interface entre dois corpos, quando sob a ação de uma força externa, um corpo move-se ou tende a mover-se em relação ao outro.”
- Coeficiente de Atrito: “A razão da força resistente ao movimento tangencial entre dois corpos em relação à força normal pressionando estes corpos um contra o outro.”

Os primeiros registros das leis de resistência ao movimento datam de 1699 e são atribuidas a Amontons e Coulomb, obtidas de forma impíricas. Apesar de Leonardo da Vinci descreve-las 200 anos antes (LEITE, 2010 apud HUTCHINGS,1992;TANAKA, 2007):

1° Lei: a resistência ao movimento relaciona a força resistente(F_{at}) é proporcional à força normal (F_N), que pode ser representada pela equação 1:

$$F_{at} = \mu . F_N \quad (1)$$

2° lei: a força de resistência é independente da área de contato.

3° lei: a força de resistência ao movimento é independente da velocidade de deslizamento. Em que esta lei foi atribuída a Coulomb (LEITE, 2010 apud HUTCHINGS,1992;TANAKA, 2007)

Uma equação mais completa para o coeficiente de atrito de acordo com Suh Sin e logo após refinada por Larsen-Basse:

$$\mu = \mu_a + \mu_p + \mu_e + \mu_{part} \quad (2)$$

Em que:

- μ_a é referente adesão entre as superfícies. Em condições normais, a adesão influencia pouco no atrito, exceto indiretamente no efeito da deformação plástica.

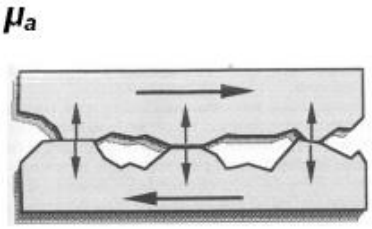


Figura 4 - Coeficiente de Atrito para o componente de adesão.

Fonte: Adaptado de Blau, 1996.

- μ_p é referente a deformação plástica que as asperezas do material mais duro causam na superfície do outro material, formando canais permanetes no material mais mole.

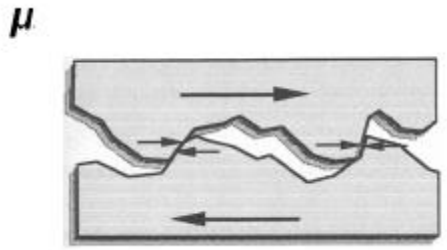


Figura 5 - Coeficiente de Atrito para o componente de deformação plástica. Fonte: Adaptado de Blau, 1996.

- μ_e é devido à deformação elástica do material, tem maior importância no periodo após o amaciamento.

- μ_{part} é devido as partículas formadas durante o desgaste, denominadas de terceiros corpos. Aparecem após certa distância de deslizamento e são aglomerações de pequenas partículas(CAMPANHA, 2008).

Os mecanismos microscópicos que estão envolvidos nos diversos níveis de atrito são: adesão, aspereza da superfície, formação de sulcos pela aspereza da outra superfície, deformação ou fratura das camadas superficiais, deformação plástica e interferência de terceiros corpos entre as superfícies em movimento relativo (HUTCHINGS, 1992).

De acordo com Blau (1996), o estudo do comportamento do coeficiente de atrito cinético em função do tempo é imprescindível em um estudo tribológico. Em que se deve incluir discussões sobre: o formato geral da curva, a identificação de regiões com comportamento distinto e a magnitude da flutuação do coeficiente de atrito.

Existem basicamente dois tipos de regiões em uma curva de atrito cinético (figura 6): transição (transition) e estabilização (steady-state). O período inicial do movimento é uma região de transição, na qual pode ser referido como a região de amaciamento (running-in), e está associada a variações grandes de coeficiente de atrito e a instabilidade do sistema tribológico. Em outras regiões de transição são, normalmente, relacionadas por exemplo: a mudanças de regime de lubrificação, presença de materiais que transferem filmes, mudanças em condições de contato como temperatura, remoção de revestimentos e partículas, entre outras. Já durante os períodos em que ocorre a estabilização apresenta uma resposta mais constante do

coeficiente de atrito, sendo sua caracterização, realizada com a média e o desvio-padrão. Por fim, o comportamento do coeficiente de atrito em função do tempo pode ser singular, cíclico ou periódico (DO VALE, 2014).

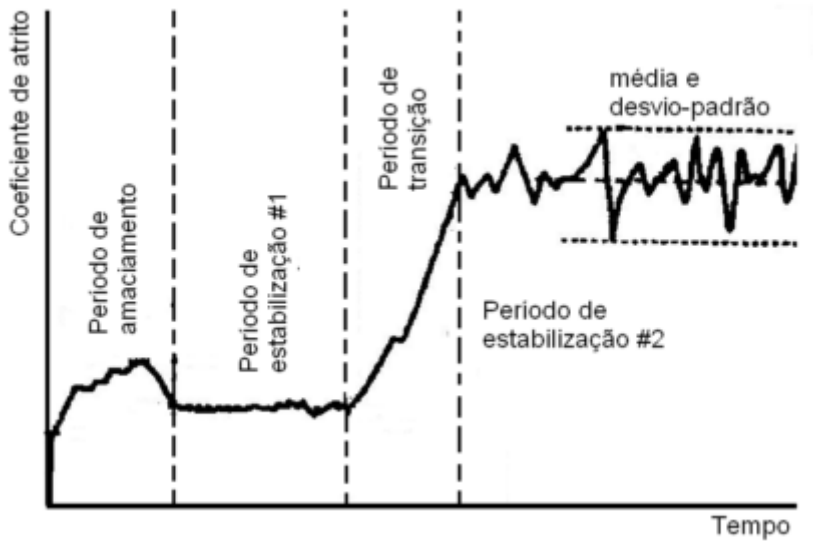


Figura 6 - Exemplo de curva do coeficiente de atrito cinético em função do tempo e regiões de amaciamento, transição e estabilização (BLAU, 1996).

2.1.3 Desgaste

O desgaste é um fenômeno de superfície que ocorre geralmente pela deformação plástica e remoção de material dessa superfície ou de uma região próxima a ela (Metals Handbook Volume 11, 2002). Nos metais, esse processo pode ocorrer devido ao contato com outros metais, sólidos não metálicos, líquidos em movimento, ou ainda partículas sólidas ou gotículas de líquidos transportadas em fluxo gasoso.

O desgaste implica em um dano que ocorre na superfície em uma ou mais substâncias em contato com ela, e pode ser definida como a perda progressiva de material da superfície considerada (ZAMPIERI, 1983).

Um dos principais focos de estudo da tribologia é o desgaste. De acordo com Kato, tradicionalmente são aceitos quatro modos de desgaste, conforme a representação na Figura 7 (KATO, 2001).

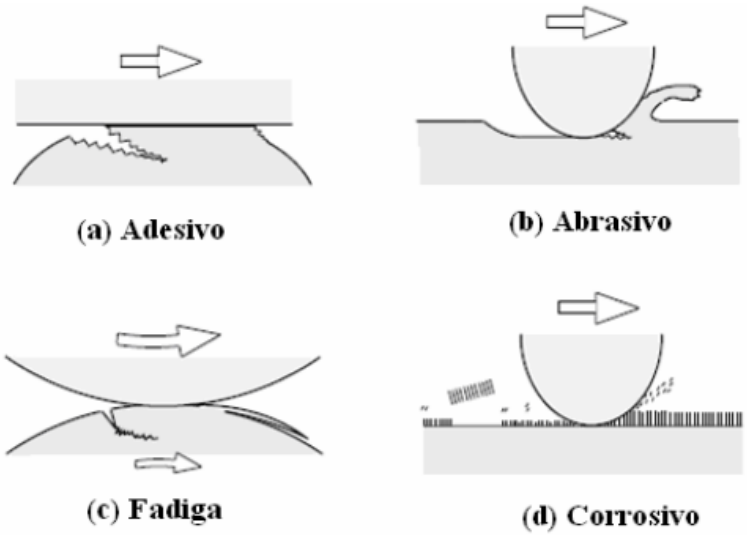


Figura 7 - Representação dos modos de desgaste (RADI, 2007)

O desgaste adesivo ocorre quando a ligação adesiva entre as superfícies é suficientemente forte para resistir ao deslizamento. Como resultado dessa adesão, uma deformação plástica é causada na região de contato gerando uma trinca que pode se propagar levando à geração de um terceiro corpo e a uma transferência completa de material. No desgaste abrasivo ocorre remoção de material da superfície. Esse desgaste ocorre em função do formato e da dureza dos dois materiais em contato. Quando o desgaste é ocasionado pelo alto número de repetições do movimento ele é chamado de desgaste por fadiga. Finalmente, o desgaste corrosivo ocorre em meios corrosivos, líquidos ou gasosos. Neste tipo de desgaste são formados produtos de reação devido às interações químicas e eletroquímicas. Essas reações são conhecidas como reações triboquímicas e produzem uma intercamada na superfície que depois é removida (KATO, 2001).

O desgaste ocorre em função da cinemática do sistema. Pode variar entre, deslizamento, rolamento, oscilação, impacto e erosão, dependendo do tipo de interação e do movimento das interfaces. A erosão pode ainda ser classificada pelo estado físico do contra corpo, estado físico, ou pelo ângulo de ação, alto ou baixo. Os processos de desgaste também

poderão ser classificados quanto ao elemento interfacial podendo ser de desgaste de dois corpos ou estar sob ação de partículas sólidas pressionadas entre duas superfícies, por exemplo, poeira em lubrificantes ou minerais em rochas sob pressão, caracterizando um desgaste de três corpos (PETERSON, 1980).

Uma das primeiras teorias desenvolvidas e simples para analisar o desgaste foi desenvolvida por Archard (1953). Ele propõe que o contato entre os corpos se dá através de interações entre as asperezas, onde a área de contato real e proporcional ao carregamento. Quando ocorre o deslizamento de interface haverá contato entre as asperezas. Havendo a possibilidade de ocorrer o desgaste.

Assim pela equação o desgaste é proporcional ao carregamento e inversamente proporcional a dureza do material mais macio. Assim temos:

$$Q = K \frac{F_N}{H} \qquad (4)$$

Em que:

- Q: Taxa de volume desgastado por distância de deslizamento [mm³/m];
- K: Coeficiente de desgaste adimensional;
- F_N: Força normal [N];
- H: Dureza da superfície mais mole em [HV].

De acordo com o Wear Control Handbook (1980), a dureza na Equação 4 é dada em escala Vickers (D.P.N). O coeficiente de desgaste adimensional, obtido com a equação de Archard, é um meio de caracterizar a severidade do desgaste e de comparar sistemas tribológicos (DO VALE apud STACHOVIAK; BATCHELOR, 2001).

Além destas variáveis a velocidade de escorregamento pode influenciar na taxa de desgaste, pois o aumento da velocidade de deslizamento entre as superfícies causará o aquecimento e consequentemente a transição para um novo mecanismo de desgaste (XAVIER, 2016).

Segue abaixo os valores típicos para o coeficiente de desgaste adimensional (k) a diversos tipos de lubrificação:

Tabela 1 – Ordens de grandezas do Coeficiente de Desgaste Adimencional (k) sobre vários tipos de lubrificação (XAVIER, 2016 apud RABINOWICZ, 1978).

Condição de Lubrificação	Metal em Metal		Não Metal em Metal
	Iguais	Diferentes	
Sem Lubrificação	5,00E-03	2,00E-04	5,00E-06
Com Lubrificação pobre	2,00E-04	2,00E-04	5,00E-06
Com Lubrificação média	2,00E-05	2,00E-05	5,00E-06
Com Lubrificação Excelente	2,00E-6 a 1,00E-7	2,00E-06 a 1,00E-07	2,00E-06

Esses valores são característicos para escorregamento a baixas velocidades, carregamentos relativamente baixos, para condições que não ocorra aquecimento na interface (XAVIER, 2016).

2.2 MANCAL

Nos equipamentos mecânicos os mancais têm a função de apoio aos elementos girantes, além de reduzir o atrito, aumentando assim o rendimento do sistema mecânico (FRANCESCHI, 2014), são literalmente dispositivos que podem rolar, reduzindo o atrito entre a superfície do rolamento e a parte que está sendo rodada, possibilitando alcançar maiores velocidades e eficiência (manutenção mecânica, 2013). Mas independentemente da forma de trabalho dos mancais, todos eles não excluem completamente o atrito (SHIGLEY, 1984).

Temos 2 classes distintas de funcionamento de um mancal:

- Mancais de Contato Rolante, em que a carga principal é transferida para os elementos rolantes e
- Mancais de contato de escorregamento (SHIGLEY, 1984).

Os mancais de deslizamento (Figura 8 e 9) são os que têm configurações mais simples, porém de forma alguma tem funções inferiores, somente têm suas próprias aplicações, ainda assim o campo de aplicação é imenso. A exemplo disso temos o caso do virabrequim e os mancais dos eixos de conexão em motores a combustão interna, em que devem operar por

centenas de quilômetros, em temperaturas elevadas e sob condições de carga variantes. É também utilizado em turbinas de vapor que se podem atribuir confiabilidade de aproximadamente de 100%, além de vários outros casos no qual as condições de uso são mais simples, cargas leves e requerido pouca ou nenhuma lubrificação (SHIGLEY, 1984).

Figura 8 - Mancal deslizante bipartido fechado (JUVINALL, 2013).

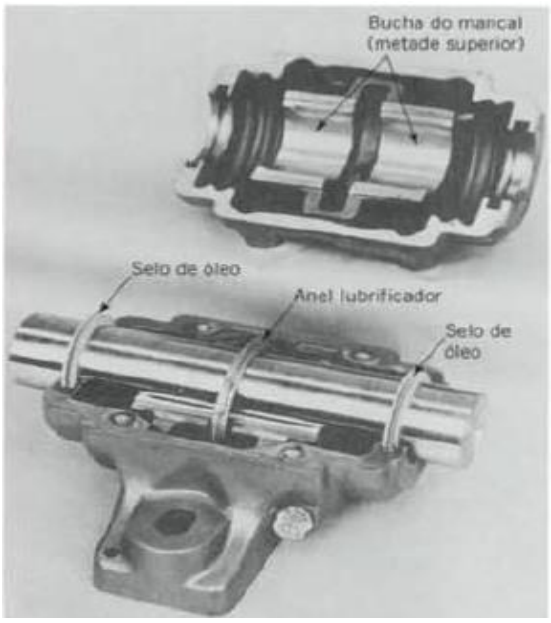


Figura 9 - Mancal deslizante bipartido aberto (JUVINALL, 2013).

Devemos levar em consideração o uso de um mancal de deslizamento quando um ou mais fatores conjuntamente demonstram a inviabilidade de uso de um mancal antifricção como custos, tolerâncias restritas, espaço radial requerido, velocidades elevadas ou efeitos inerciais aumentados. Temos no lugar como solução satisfatória um mancal de nylon, não requerendo

lubrificação, um mancal de metalurgia do pó com lubrificação "intrínseca", ou ainda um mancal de bronze com oleação de anel, alimentação de pavio ou filme lubrificante sólido ou lubrificação de graxa (SHIGLEY, 1984).

Os mancais deslizantes requerem o deslizamento direto do componente de sustentação da carga em seu suporte. Também chamados de mancais plano, podem ser divididos em dois tipos (JUVINALL, 2013):

- Mancais de munhão ou mancais de luva: são cilíndricos e suportam cargas radiais
- Mancais axiais ou mancais de encosto: geralmente são planos e, no caso de eixos rotativos, suportam cargas na direção do eixo geométrico.

2.2.1 Lubrificação

Podemos identificar basicamente 3 tipos de lubrificação, de acordo com o grau que o lubrificante separa as superfícies em deslizamento relativo, temos: *hidrodinâmica*, *filme misto* e de *contorno*.

Na lubrificação *hidrodinâmica* as superfícies são separadas completamente pelo filme lubrificante, mesmo com a tensão que a carga exerce, forçando a aproximação das superfícies ela é suportada totalmente pela pressão do fluido gerada pelo movimento relativo das superfícies, pela rotação relativa do munhão entre o fluido e a bucha. Neste caso o desgaste da superfície é evitado e as perdas por atrito são devidas apenas ao contato com o filme lubrificante. Os valores típicos ao coeficiente de atrito estão na faixa de 0,002 a 0,010 (JUVINALL, 2013).

A lubrificação *hidrodinâmica* não depende da introdução do lubrificante sob pressão, embora possa sê-lo, porém requer um suprimento adequado de lubrificante todo o tempo (SHIGLEY, 1984).

Uma área superficial insuficiente, uma queda na velocidade do movimento da superfície, a redução na quantidade do lubrificante fornecida ao mancal, um aumento na carga do mancal ou um aumento na temperatura do lubrificante, resultando num decréscimo da viscosidade – qualquer uma dessas causas – pode impedir a formação de uma película espessa necessária à lubrificação com filme completo. Quando isto acontece, as maiores asperezas da superfície podem ser separadas pela película lubrificante apenas por espessuras moleculares.

Isto é chamado de Lubrificação de *contorno*, mas a transição da lubrificação *hidrodinâmica* para a lubrificação de contorno não ocorre necessariamente de modo abrupto, é mais provável que ocorra a passagem primeiro pela lubrificação de *filme misto*, que está entre a lubrificação *hidrodinâmica* e a de *contorno*. Porém quanto mais próximos estiverem as superfícies, a lubrificação de *contorno* torna-se predominante (SHIGLEY, 1984).

A lubrificação de *filme misto* os picos da superfície estão em contato de forma intermitente e ocorre um apoio parcialmente hidrodinâmico. Os coeficientes de atrito geralmente ficam na faixa de 0,004 a 0,10 (JUVINALL, 2013).

Já na lubrificação de *contorno* o contato entre as superfícies é continuo e extensivo, mas ainda assim existe uma lubrificação, mesmo que seja baixa há a formação de um filme na superfície que reduz o atrito e desgaste. Valores típicos de f estão na faixa de 0,05 a 0,20 (JUVINALL, 2013).

Podemos ver pela Figura 10, curva de Stribeck, como o tipo de lubrificação pode variar em relação ao coeficiente de atrito, f, na interseção do munhão com o mancal. Então o tipo de lubrificação do mancal fica dependente da viscosidade dinâmica (μ), rotação do munhão e pressão do eixo sobre o fluido lubrificante.

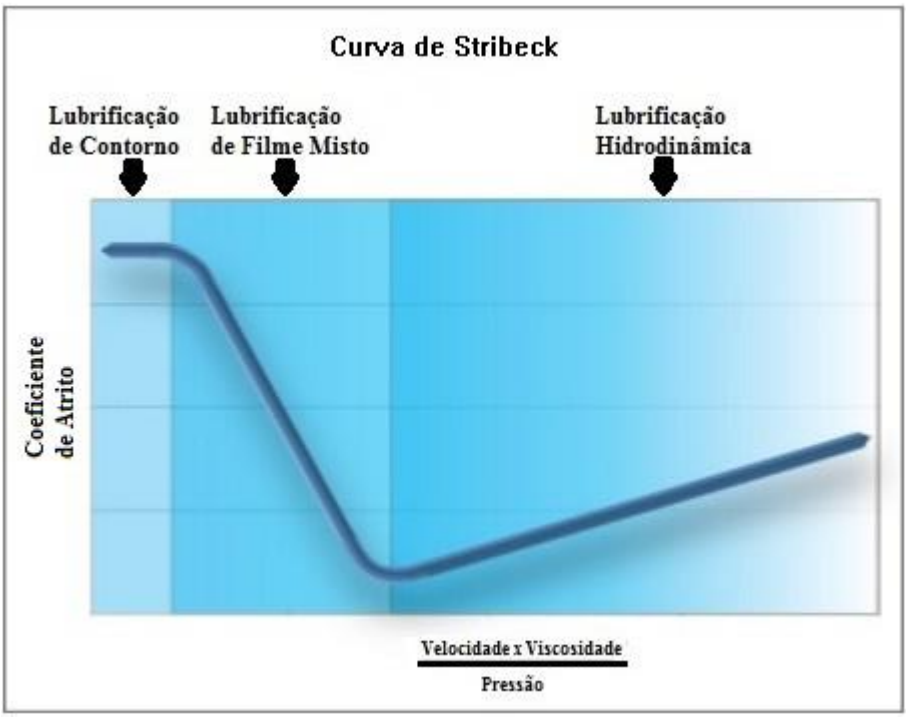


Figura 10 - Gráfico Coeficiente de fricção versus filme de óleo. (Adaptado de USBEARINGS, 2014).

Os valores numéricos para as curvas mostradas pela figura 10 dependem dos detalhes do projeto do mancal específico. Como é o caso do ponto de transição entre a lubrificação de *filme misto* e a *hidrodinâmica*, ponto com o menor coeficiente de atrito mostrado pelo gráfico, dependente da rugosidade superficiais, em que quanto mais lisas forem as superfícies mais fino deverá ser o filme de óleo, para separação total das irregularidades de superfície, além da importância da folga radial pois para se atingir a pressão hidrodinâmica para suportar a carga do eixo este é preciso que gira excentricamente no mancal (JUVINALL, 2013).

2.2.2 Viscosidade

A viscosidade é uma propriedade física comum entre os fluidos e muito importante na escolha adequada de um lubrificante. Ela pode ser definida pela norma francesa NFT 60-100 de novembro de 1959: “a viscosidade de um líquido é uma propriedade deste líquido resultante da resistência imposta por suas moléculas à força cisalhante” (FRENE, 1977). De acordo com White, se refere às tensões locais em um fluido em movimento com uma taxa de deformação por cisalhamento do elemento de fluido (Figura 11).

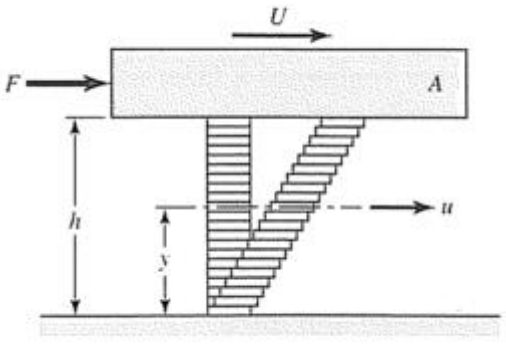


Figura 11 - Esquema do deslocamento relativo de placas entre um fluido newtoniano. (SHIGLEY, 2007)

A partir da Figura 11, imaginemos a placa A se deslocando com uma velocidade U e um filme de um lubrificante de altura h, sendo que este lubrificante é composto por camadas de

horizontais e uma força F esteja empurrando a placa A, deslizem estas camadas umas sobre as outras, parecido com um baralho de cartas, em que a camada em contato com a placa A tenha velocidade U e a camada enconstada sobre a superfície imóvel tenha velocidade igual a 0, e as camadas intermediárias tenha velocidade de acordo com sua altura y, em relação a superfície estacionária. "*O efeito de viscosidade de Newton afirma que a tensão de cisalhamento no fluido é proporcional à taxa de mudança da velocidade com respeito a v*" (SHIGLEY, 2007). O que nos leva a tal fórmula:

$$\tau = \frac{F}{A} = \mu \frac{du}{dy} \tag{8}$$

Em que μ é a constante de proporcionalidade e define a **viscosidade absoluta**, também denominada **viscosidade dinâmica**. A derivada du/dy é a taxa de mudança da velocidade com a distância e pode ser chamada de taxa de cisalhamento, ou de gradiente de velocidade. Portanto o μ é uma medida da resistência friccional interna do fluido. Desta forma, fluidos que a taxa de cisalhamento é constante, ou seja, du/dv = U/h, são considerados newtonianos, chegando na Equação 9:

$$\tau = \mu \frac{U}{h} \tag{9}$$

Sendo assim, viscosidade é a resistência ao cisalhamento interno do fluido, em que quanto maior o μ maior será a tenção cisalhante interna do fluido, porém a viscosidade pode ter variações dependendo principalmente devido a mudanças de temperatura (Figura 12) e pressão.

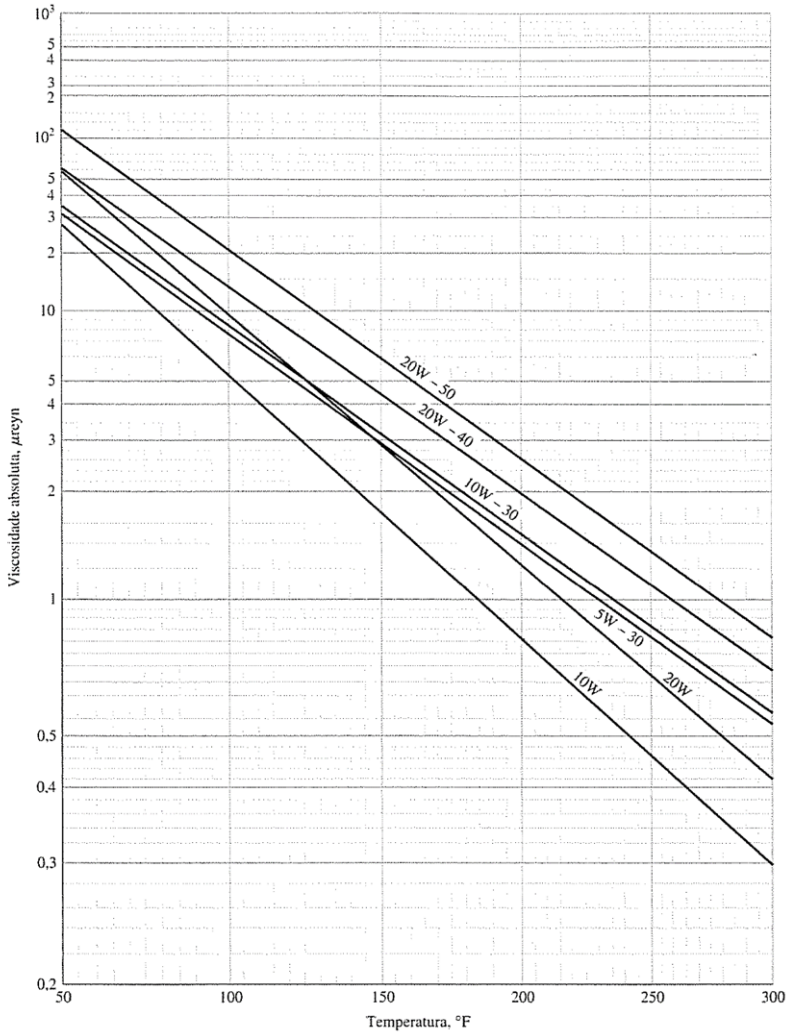


Figura 12 - Viscosidade dinâmica versus Temperatura (SHIGLEY, 2007)

Pela figura 12 é possível observar curvas para alguns óleos lubrificantes classificados pela SAE, Sociedade de Engenheiros Automotivos americana, estes óleos são classificados de acordo com a viscosidade. O número que os classificam serve para separa-los em bandas de viscosidade, ou seja, são separados em pequenos intervalos de viscosidade, além de faze-los em uma temperatura em comum, que no caso é de 100 °C e aqueles acompanhados de W, como 10W, 5W, são especificados na temperatura de -18°C. Os óleos de múltiplos graus, por exemplo, 10W-40, deve satisfazer às especificações de viscosidade do óleo 10W a -18°C e às especificações do óleo SAE 40 a 100°C. Os fluidos lubrificantes industriais são comumente especificados em função de normas internacionais, como a ASTM D 2422, a American National Standard Z11.232, a norma ISO (Intemational Standards Organiwtion) 3448 e outras. Os

diversos graus de viscosidade são designados como "ISO VO", seguidos por um número igual à viscosidade cinemática a 40°C (JUVINALL, 2013).

2.2.3 Teoria da Lubrificação Hidrodinâmica

A análise teórica da lubrificação hidrodinâmica está delineada no estudo de Osborne Reynolds, que foi uma continuação dos estudos realizados por Beauchamp Tower durante os primeiros anos da década de 1880, uma investigação dos mancais utilizados em vias férreas na Inglaterra (JUVINALL, 2013).

Em um dos seus aparatos Tower decidiu usinar um furo de lubrificação no topo de um mancal (TOWER apud SHIGLEY, 1981). Ele ficou surpreso ao descobrir que quando o dispositivo de teste era acionado o lubrificante fluía para fora do orifício. Assim, na intenção de acabar com esse fluxo de óleo, introduziu uma rolha no orifício, porém a pressão hidrodinâmica o expulsou. Pela primeira vez Tower conseguiu provar a existências de pressões hidrodinâmicas em mancais realizando medidas experimentais das pressões do filme de óleo em diversas regiões do mancal (JUVINALL, 2013).

Mas a base teórica da lubrificação hidrodinâmica começou a ser elaborada somente por Osborne Reynolds, no qual procurava explicar os resultados obtidos por Tower. A dedução a seguir da equação de Reynolds é aplicável ao escoamento uni dimensional entre placas planas. Podemos considerar esta análise correta aplicada aos mancais com munhões, pois seus raios são muito grandes em comparação com a espessura do filme de óleo. O escoamento unidimensional admitido considera desprezível o vazamento lateral do mancal e sendo aproximadamente válido para mancais com comprimento, L, dividido pelo diâmetro do eixo, D, maior que cerca de *1,5* (JUVINALL, 2013). Através da figura abaixo poderemos verificar a equação de equilíbrio das forças atuantes em um elemento infinitesimal do fluido nas condições hidrodinâmicas:

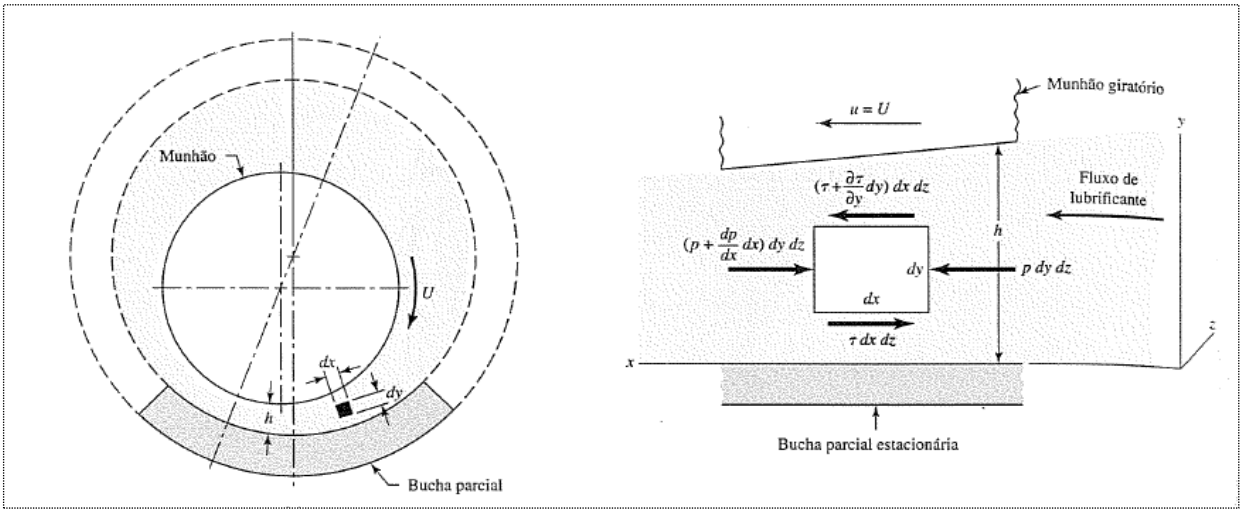


Figura 13 - Elemento infinitesimal do fluido (SHIGLEY, 1984).

Assim obtemos para o somatório de forças:

$$\sum F_x = p\ dy\ dz - \left(\frac{dp}{dx}\ dx\right) dy\ dz - \tau\ dx\ dz + \left(\tau + \frac{\partial \tau}{\partial y}\ dy\right)\ dxdz = 0 \qquad (5)$$

Em que:

- p: Pressão do fluido;
- τ: tensão cisalhante no fluido;
- x: coordenada tangencial;
- y: coordenada radial;
- z: coordenada axial

Levando em conta algumas hipóteses como:

- Fluido é newtoniano, incompressível, de viscosidade constante e não está sujeito a forças inerciais e gravitacionais;
- O fluido apresenta um escoamento laminar, sem qualquer deslizamento nas superfícies do contorno;
- O filme é tão fino que (I) a variação da pressão ao longo de sua espessura é desprezível e, (II) comparativamente, o raio do munhão pode ser considerado infinito.

Chegamos a equação de Reynolds para escoamento unidirecional:

$$\frac{d}{dx}\left(\frac{h^3}{\mu} x \frac{dp}{dx}\right) = 6U\frac{dh}{dx} \quad (6)$$

Em que:

- h: altura do filme de óleo;
- U: velocidade de superfície do munhão;

2.2.4 Cartas e recomendações para projetos de mancais hidrodinâmicos

A equação 6, por desconsiderar o vazamento lateral, é limitada quando aplicada aos mancais, pois na prática ela tem boa aplicação somente para mancais com comprimentos superiores a 1,5 do tamanho do seu diâmetro. Para resolver este problema existem as soluções numéricas da equação completa de Reynolds, em que foram reduzidas à forma de gráficos (cartas) por Raimondi e Boyd. Essas cartas oferecem soluções precisas para mancais de todas as proporções.

Todas as cartas de Raimondi e Boyd fornecem gráficos dos parâmetros dimensionais dos mancais em função do número característico do mancal, ou variável de Sommerfelds (S), é dada por:

$$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\mu N}{P} \quad (7)$$

Em que:

- r: raio do eixo;
- c: folga radial;
- μ: viscosidade dinâmica;
- N: rotação do eixo;
- P: pressão aplicada pelo eixo;

As cartas que serão expostas neste trabalho são para mancais completo, ou seja, $\beta = 360º$, em que β se refere ao arco do mancal, na figura 14 podemos ver um exemplo de mancal parcial, ou seja, $\beta < 360°$. As cartas de Raimondi e Boyd são mostradas nas figuras 15 à 21, em que cada uma destas cartas encontramos variáveis importantes para o projeto de mancais. Temos 4 curvas em cada carta e cada curva representa uma razão entre o comprimento do mancal (L) e o diâmetro do eixo (D), assim temos, L/D = 1/4, 1/2, 1 e L >> D.

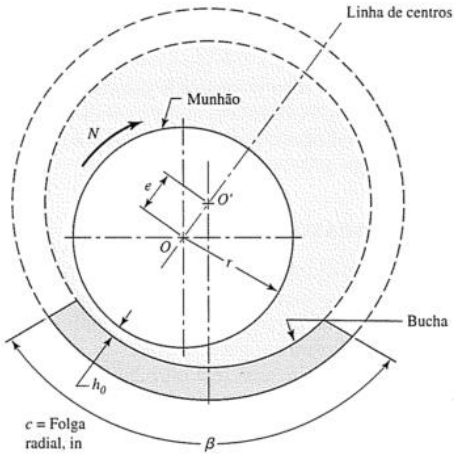


Figura 14 - Nomenclatura de um mancal parcial de munhão (SHIGLEY, 1984).

O gráfico de coeficiente de atrito (*f*), (Figura 15), possui a variável de atrito (r/c)*f* no eixo das ordenadas do gráfico e no eixo das abscissas o *número característico* (S). Na Figura 16 a variável espessura mínima de filme (ho/c) está no eixo das ordenadas do lado esquerdo e a taxa de excentricidade ε =e/c no lado direito. Na Figura 17 temos como variável no eixo das ordenadas a posição em graus da espessura mínima de filme (ϕ).

Os gráficos apresentados nas Figuras 18 e 19 são utilizados para determinar o fluxo de óleo total no mancal e a razão entre o fluxo de óleo que sai lateralmente pelo fluxo total, respectivamente.

A pressão máxima desenvolvida na película pode ser estimada pela determinação da taxa de pressão $P/P_{máx}$ com base no gráfico da Figura 20. Já as posições em que as pressões são máximas e de término da pressão no óleo podem ser analisadas na Figura 21.

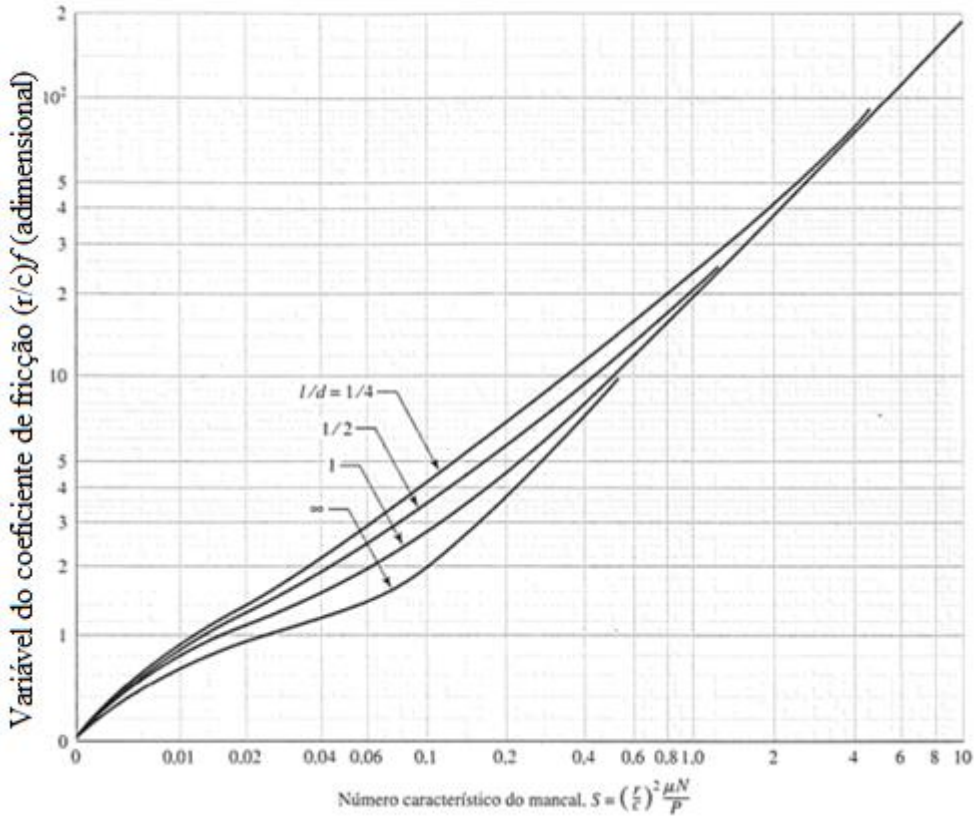


Figura 15 - Carta para a variável do coeficiente de atrito (SHIGLEY, 2007).

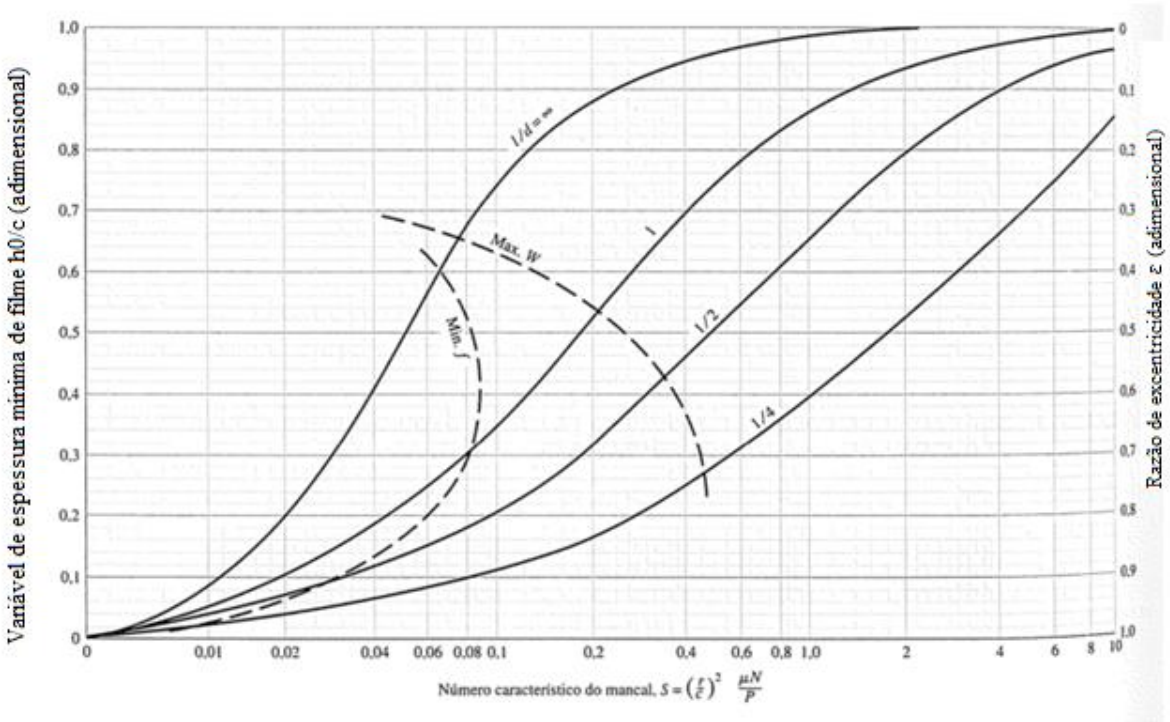


Figura 16 - Carta para a variável da espessura mínima de filme e da razão de excentricidade (SHIGLEY, 2007).

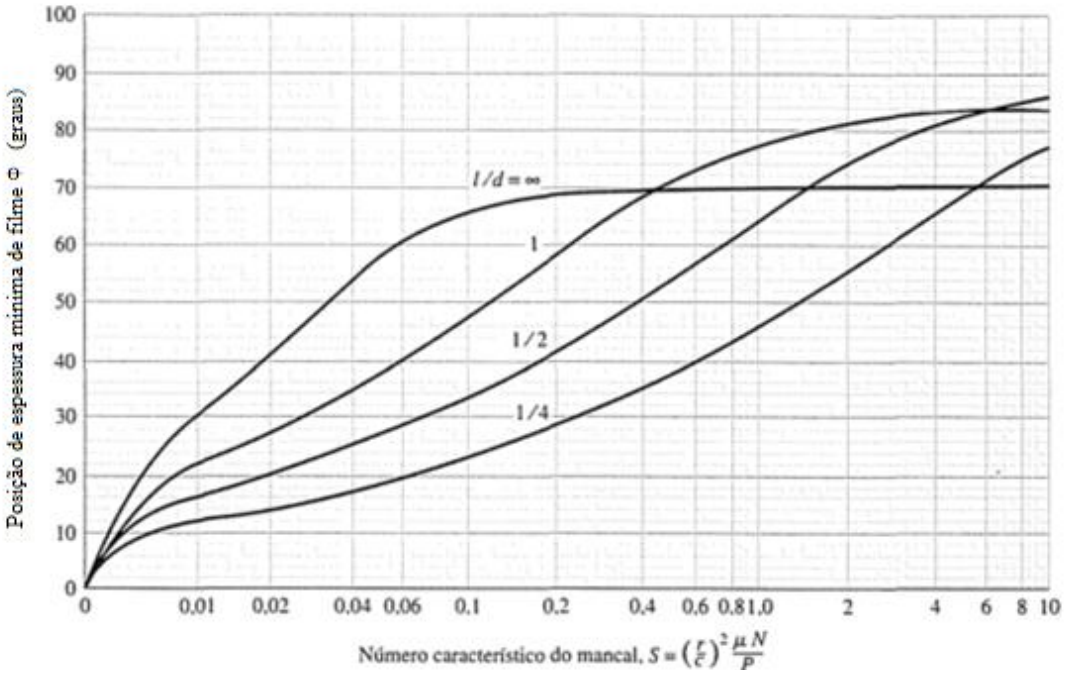


Figura 17 - Carta para a variável da posição da espessura mínima de filme (SHIGLEY, 2007).

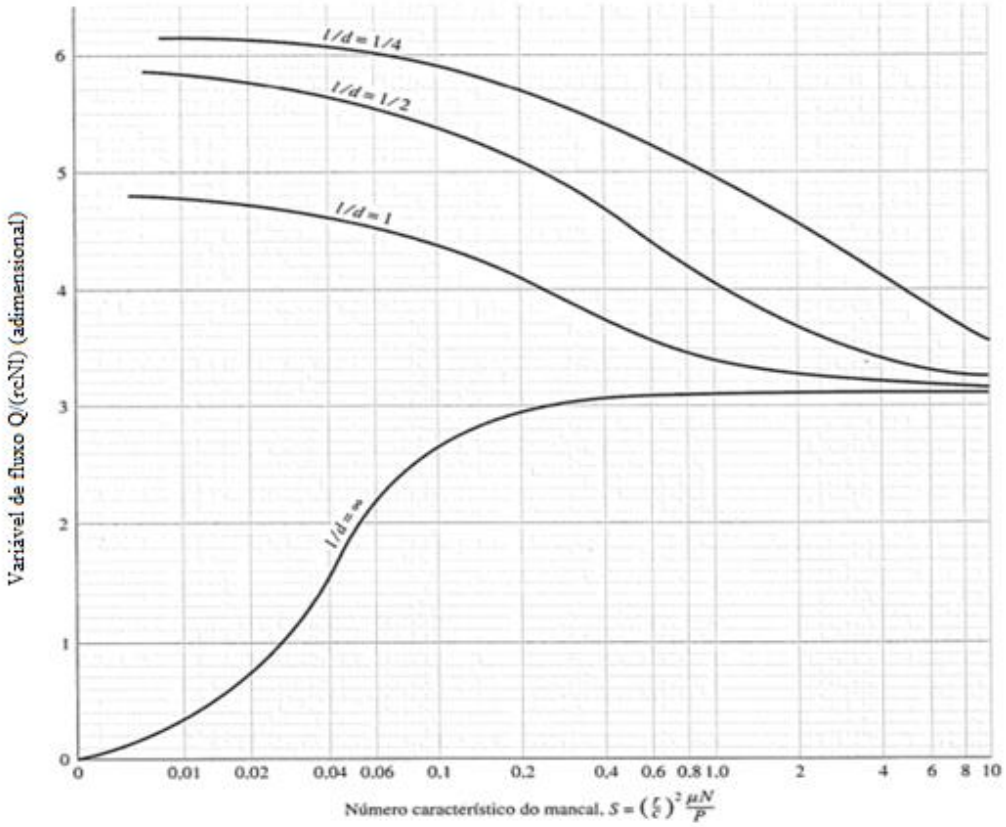


Figura 18 - Carta para a variável de Fluxo (SHIGLEY, 2007).

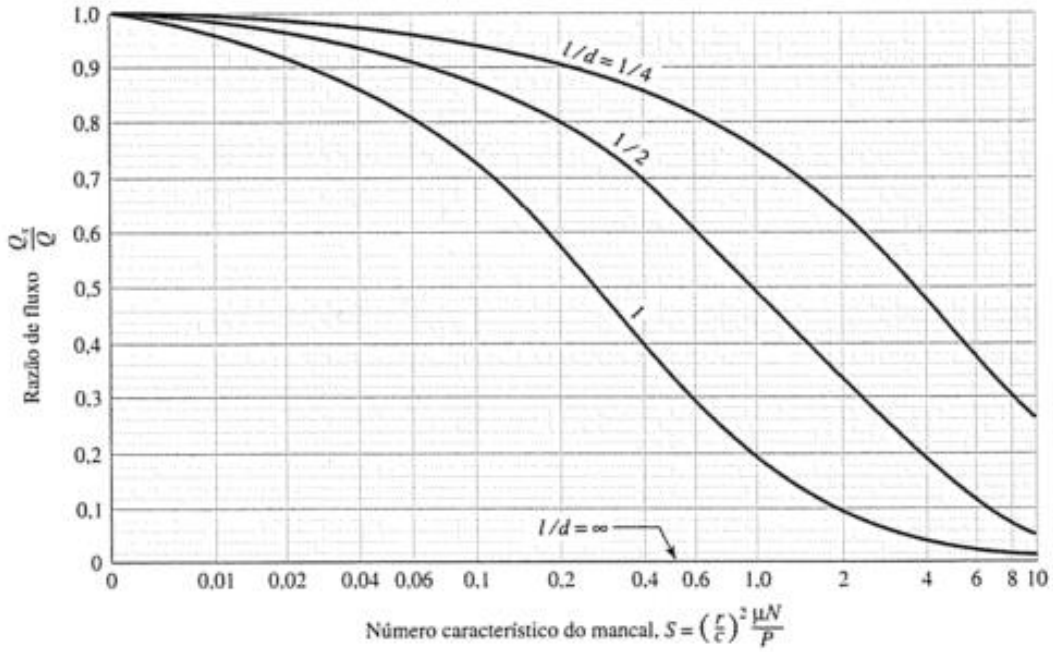


Figura 19 - Carta para determinação da razão do fluxo lateral para o fluxo total (SHIGLEY, 2007).

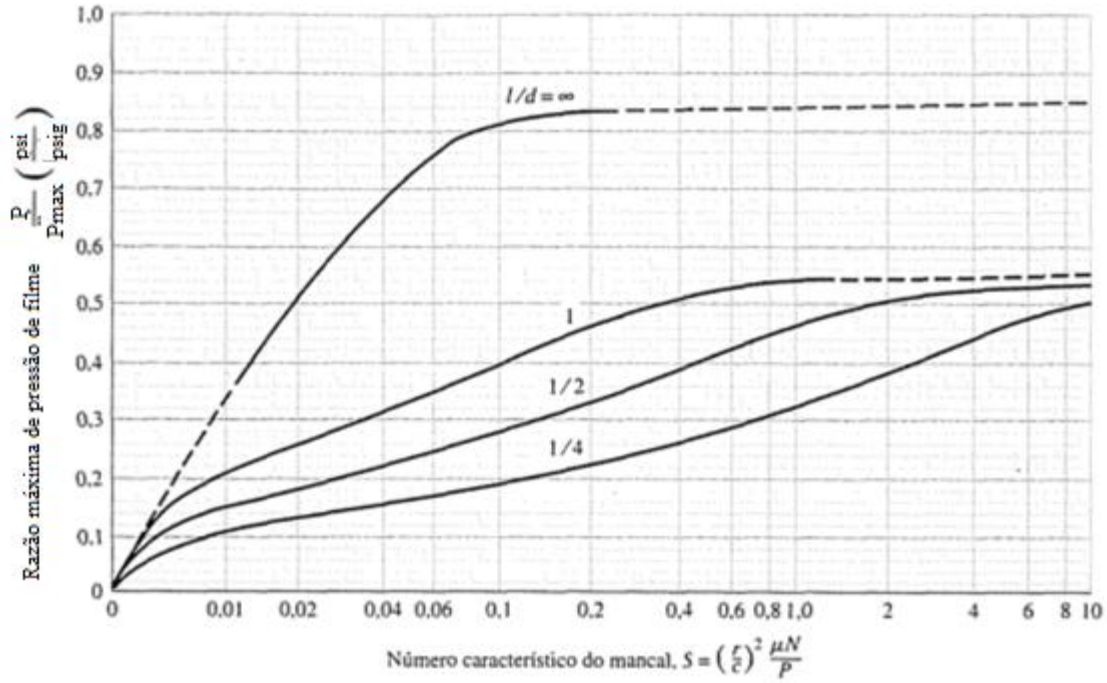


Figura 20 - Carta para determinação da pressão máxima de filme (SHIGLEY, 2007).

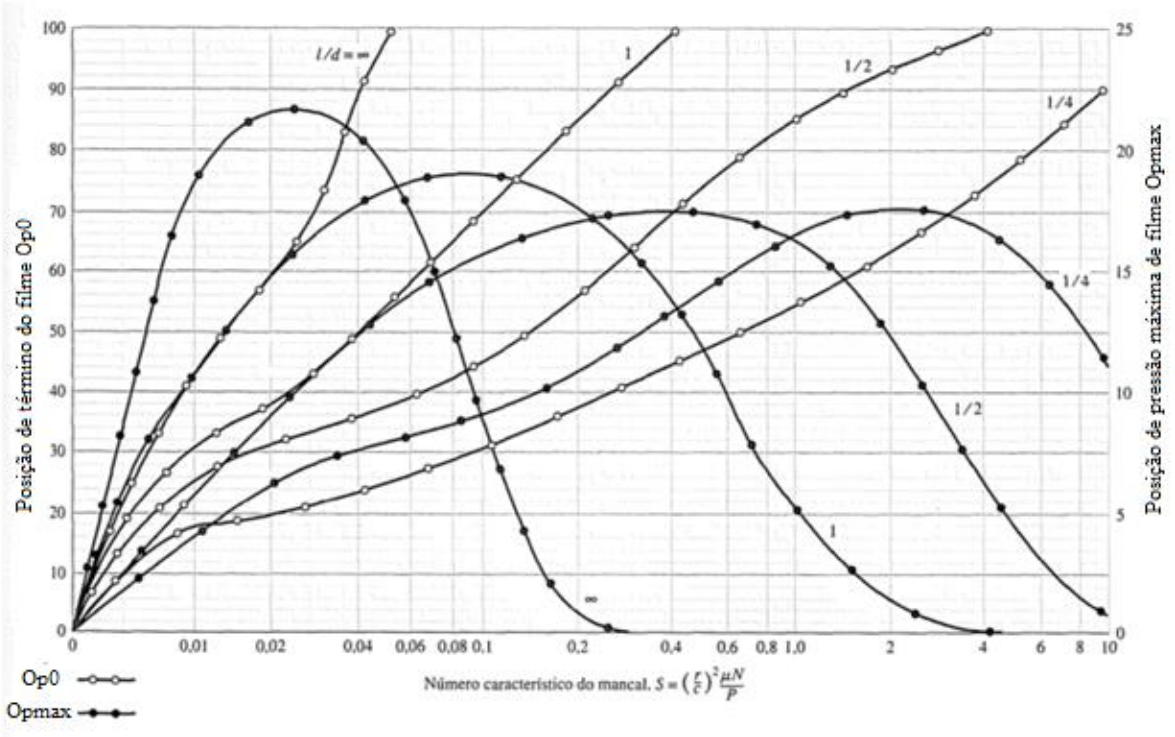


Figura 21 - Carta para determinação do término do filme e de pressão máxima de filme (SHIGLEY, 2007).

2.3 PROPRIEDADES MECÂNICAS

A escolha adequada de um material em uma determinada aplicação é de suma importância para um projeto, a escolha errada poderá inviabilizar o projeto, pois todos os materiais têm suas propriedades mecânicas em particular. Por este motivo é necessário conhecer suas características e a partir disso projetar o elemento estrutural, que seja resistente aos esforços resultantes e que não frature, ou que sejam suficientemente baixos. Importantes propriedades mecânicas são resistência mecânica, dureza, dutilidade e rigidez (CALLISTER, 1999).

As propriedades mecânicas de materiais são analisadas e determinadas através de cuidadosos experimentos de laboratório que procuram simular o mais próximo do real as condições de trabalho. São incluídos a forma de como a carga aplicada e a sua duração, bem como as condições reais tais como temperatura e outras condições. É possível para a carga que

ela seja de tração, compressão, ou cisalhamento, e sua magnitude pode ser constante ou flutuar continuamente em relação ao tempo (CALLISTER, 1999).

2.3.1 Dureza

De acordo com Callister (2007), a dureza é uma das mais importantes propriedades mecânicas, largamente utilizada em estudos e pesquisas na área de metalurgia e mecânica, principalmente para comparações e especificações de materiais. A dureza se refere à resistência de um material à deformação plástica local, como a indentação ou o risco.

Assim como foi descrito em Metals Handbook (1992), a dureza é proporcional a tensão de escoamento, assim como as deformações causadas pela endentação na amostra, além de outras propriedades mecânicas que podem ser relacionadas com a dureza como a tenacidade, resistência ao desgaste, resistência a tração e a usinabilidade. E ainda o fato do teste de dureza ser talvez o teste mais simples e barato na caracterização de materiais, pois não é necessário a preparação elaborada da amostra e também a utilização de equipamentos relativamente baratos.

Conforme Chiaverinni (2002), ainda que não seja um método utilizado como parâmetro para um projeto de uma peça, é um método rápido que avalia as condições de fabricação e tratamentos das ligas metálicas, pois determina as diferenças estruturais locais e a influência de elementos na liga.

Maneiro (2006) analisa ser um dos ensaios mecânicos mais praticados, pelas vantagens de ser simples e custo baixo, assim como foi exposto por outros autores, além de ser um ensaio não destrutivo, pois não há deformações consideráveis e muito menos fratura da amostra.

Segundo Callister (2007), os primeiros testes de dureza foram realizados com minerais naturais, que consistia na determinação de qual material tem a capacidade de riscar um outro material, até o ponto que teríamos um material que riscaria todos e não seria riscado por nenhum, assim foi criado a primeira escala de dureza, a escala Mohs (Figura 22). Variando de 1 para o mais macio (Talco) até o 10 com maior dureza (Diamante).

Figura 22 - Escala Mohs (HENTZ, 2015).

Com o passar do tempo foram sendo desenvolvidas técnicas de dureza quantitativa, que relacionam, sob condições controladas, o esforço que um pequeno penetrador é forçado para dentro da superfície do material e que quanto maior for a profundidade ou tamanho da impressão mais macio o material é e menor será o número índice de dureza (CALLISTER, 2007).

Vale ressaltar que os valores encontrados nestas escalas são medidas relativas e não absolutas, assim sendo deve-se ter cuidado ao se comparar valores determinados em diferentes técnicas (CALLISTER, 2007). Os principais ensaios de dureza são:

- Dureza Brinell - ABNT NBR NM ISO 6506-2:2010;
- Dureza Rockell - ABNT NBR NM ISO 6508-1:2008;
- Dureza Vickers - ABNT NBR NM ISO 6507-1:2008;

Neste trabalho iremos realizar testes de dureza do tipo Vickers, os procedimentos experimentais e explicações do motivo que levou usar este tipo de escala serão melhor detalhados na seção de Materiais e Metodologia.

2.3.1.1 Dureza Vickers

O teste de dureza Vickers também denominado de pirâmide de diamante, simbolizado por HV, VHN ou DPN. O teste se baseia no princípio de que as impressões provocadas pelo indentador têm similaridade geométrica, independente da carga plicada, ou seja, para diversos valores de cargas aplicadas na peça ainda assim é possível determinar o seu valor de dureza. Diferente do que ocorre no teste Rockell, o ensaio Vickers fornece uma escala contínua de dureza, medindo todas as gamas de valores de dureza numa única escala e as cargas podem ser de qualquer valor, já que às impressões serão sempre proporcionais as cargas, diferente do que ocorre na Brinell (CHAIRMAN, 1999 e BARBOSA ,2016).

O valor da dureza é dado pela razão entre a força de carga (F) e a área superficial de impressão (A_s), sendo o penetrador em formato piramidal.

Dada por:

$$HV = \frac{F}{A_s} \tag{10}$$

Reescrevendo a equação 10 em função da diagonal da base da pirâmide (d), e que de acordo com Chairman, o indentador é uma pirâmide de base quadrada e ângulo entre faces de 136º que é pressionado contra a peça, e que neste tipo de ensaio são as diagonais da pirâmide que são coletados para a determinação da dureza.

Temos então:

$$HV = \frac{1{,}8544.F}{d^2} \tag{11}$$

As cargas utilizadas nos ensaios são padronizadas com valores de: 1, 2, 3, 4, 5, 10, 20, 30, 40, 60, 80, 100, 120 kgf. E cargas muitas altas, ou seja, acima de 120 kgf podem ser utilizados penetradores esféricos de aço temperado com 1 ou 2 mm de diâmetro no mesmo equipamento, para a mesma escala. A escala Vickers por depender da área de impressão, os valores de dureza variam rapidamente quando comprada aos valores do teste Rockell. O

penetrador, por ser de diamante é praticamente indeformável, sendo aplicável a materiais de qualquer espessura e até ser usado para medir durezas superficiais (BARBOSA, 2016).

2.3.1.2 Conversão de Durezas

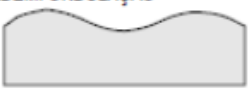
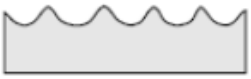
Mesmo que seja muito desejável a fácil conversão de uma escala para outra ainda não foi realizada em um esquema compreensível. A dureza não é uma propriedade de material bem definida, pois os diversos tipos de testes de dureza têm suas particularidades de metodologia. Os dados de conversão estão sendo realizados experimentalmente e dependem das características de cada material. Os dados mais confiáveis existentes para a conversão são para os aços. É possível encontrar outras fontes de conversões para vários outros metais e ligas, como na Norma ASTM E 140, “Standart Hardness Conversion Tables for Metals” (MENDES, 2014).

2.3.2 Rugosidade

Superfícies sólidas, independentemente de sua formação, possuem irregularidades de diversas ordens, mesmo que aparentemente lisas, microscopicamente têm regiões com maior ou menores planicidades, sendo esta a definição dada pela Norma DIN 4760. O perfil de uma superfície pode ser definido como a linha produzida pela apalpação de uma agulha sobre a superfície (STOETERAU, 2014).

O desvio total entre a superfície real e superfície idealizada no projeto é definido como sendo o desvio de forma da superfície estes por sua vez podem ser grosseiros ou finos. Segundo a norma DIN 4760 esses desvios de superfície podem ser classificados em seis ordens (MENDES, 2014), conforme a Tabela 2:

Tabela 2: Desvio de forma de superfícies técnicas DIN 4760 (STOETERAU, 2014).

DESVIOS DE FORMA (REPRESENTADO NUMA SEÇÃO DE PERFIL)	EXEMPLO PARA OS TIPOS DE DESVIOS	EXEMPLO PARA A CAUSA DA ORIGEM DO DESVIO
1ª ORDEM: DESVIO DE FORMA	NÃO PLANO OVALADO	DEFEITO EM GUIAS DE MÁQUINAS-FERRAMENTAS, DEFORMAÇÕES POR FLEXÃO DA MÁQUINA OU DA PEÇA, FIXAÇÃO ERRADA DA PEÇA, DEFORMAÇÕES DEVIDO A TEMPERATURA, DESGASTE
2ª ORDEM: ONDULAÇÃO 	ONDAS	FIXAÇÃO EXCÊNTRICA OU DEFEITO DE FORMA DE UMA FRESA, VIBRAÇÕES DA MÁQUINA-FERRAMENTA, DA FERRAMENTA OU DA PEÇA
3ª ORDEM: DESVIO DE FORMA 	RANHURAS	FORMA DO GUME DA FERRAMENTA, AVANÇO OU PROFUNDIDADE DE CORTE
4ª ORDEM: DESVIO DE FORMA	ESTRIAS ESCAMAS RESSALTOS	PROCESSO DE FORMAÇÃO DE CAVACO (CAVACO ARRANCADO, CAVACO DE CISALHAMENTO, GUME POSTIÇO DE CORTE), DEFORMAÇÃO DO MAterIAL POR JATO DE AREIA, FORMA RESSALTOS POR TRATAMENTO GALVÂNICO
5ª ORDEM: DESVIO DE FORMA NÃO MAIS REPRESENTÁVEL GRAFICAMENTE EM FORMA SIMPLES	ESTRUTURA	PROCESSO DE CRISTALIZAÇÃO, MODIFICAÇÃO DA SUPERFÍCIE POR AÇÃO QUÍMICA (EX: DECAPAGEM), PROCESSO DE CORROSÃO
6ª ORDEM: DESVIO DE FORMA NÃO MAIS REPRESENTÁVEL GRAFICAMENTE EM FORMA SIMPLES	ESTRUTURA RETICULADA DO MAterIAL	PROCESSOS FÍSICOS E QUÍMICOS DA ESTRUTURA DO MAterIAL, TENSÕES E DESLIZAMENTOS NA REDE CRISTALINA.
	POSIÇÃO DOS DESVIOS DE FORMA DE 1ª E 4ª ORDEM	

A maioria das técnicas de medição dos desvios de superfície se atem aos desvios de 2ª ordem ou superiores. No sistema de linha média, para todas as outras grandezas são definidas a partir de uma linha de referência, a linha média.

De acordo com Brunetti (2012), os parâmetros para caracterizar a rugosidade, dentre os mais comuns são:

Ra: Rugosidade média, valor médio aritmético de todos os desvios do perfil de rugosidade da linha média, dentro do comprimento de medição. Este parâmetro tem a desvantagem de não esclarecer ou caracterizar a variabilidade dos diferentes valores locais da rugosidade sobre o perfil analisado.

Rz: Rugosidade média, valor médio aritmético das rugosidades singulares em cinco trechos (lr) (Figura 23) de medição sucessivos. Rz isoladamente pode ser considerado mais sensível a mudanças no acabamento superficiais que Ra, já que somente alturas máximas de perfis, e não suas médias, são comparadas e analisadas.

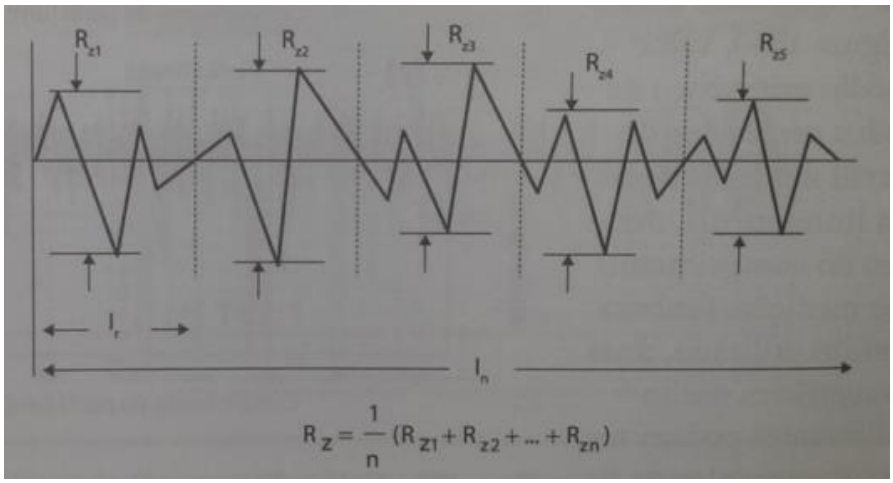


Figura 23 - Parâmetro de rugosidade Rz (BRUNETTI, 2012).

Rmax: rugosidade máxima, é o maior valor de rugosidade obtido ante avaliação de 5 comprimentos de medição unitários “lr”.

Rpk: valor da rugosidade média dos picos que estão acima da área de contato mínima do perfil, excluídos eventuais picos exagerados.

Rk: valor da rugosidade média do núcleo do perfil excluídos os picos mais altos e vales mais profundos.

Rvk: valor da rugosidade média dos vales que estão abaixo da área de contato do perfil, excluídos eventuais vales mais profundos.

Mr1: parâmetro que determina a fração de contato mínima no núcleo do perfil de rugosidade.

Mr2: parâmetro que determina a maior fração de contato no núcleo do perfil de rugosidade.

3. MATERIAIS E METODOLOGIA

Neste capítulo é apresentado o desenvolvimento e aperfeiçoamento do tribômetro e de todos outros aparatos utilizados para a complementação dos estudos tribológicos realizados neste trabalho. Além disso é apresentado o planejamento dos ensaios, e os critérios utilizados para a avaliação do desgaste.

É exposto também um descritivo dos materiais analisados neste trabalho, a liga de bronze TM23 e o aço SAE 1045, que são os materiais das buchas e do eixo respectivamente, e

também serão descritos os métodos utilizados para caracterizações destes materiais. Juntamente das especificações do óleo lubrificante e a graxa, utilizados nos ensaios.

3.1 DESENVOLVIMENTO DO TRIBOMETRO

3.1.1 Descrição do equipamento

Neste tópico é descrito a construção e aperfeiçoamento realizados no tribômetro do tipo mancal sobre eixo, assim como as funções que realizam. Todo seu desenvolvido ocorreu no Laboratório de Processos de Fabricação do Departamento de Engenharia de Produção e Mecânica da Universidade Federal de Juiz de Fora.

O tribômetro é um equipamento versátil na medição de propriedades importantes para o entendimento do comportamento de equipamentos e mecanismos em funcionamento, sendo eles o atrito e o desgaste, em que neste tipo de equipamento é possível adequar os ensaios às necessidades de funcionamento como materiais, lubrificantes, cargas aplicadas, velocidade, temperatura e atmosfera. Desta forma podemos aproximar, o quanto possível das condições reais de funcionamento, analisando as propriedades importantes, no qual foram mencionadas anteriormente. Estes estudos podem ser aplicados em diversas áreas tais como automotiva, aeroespacial, eletrônica, biomédica e ótica (RADI, 2007).

Existem diversos tipos de tribômetros, dentre os mais conhecidos são o pino sobre disco, que pode ser utilizado para simular condições reais como a frenagem das rodas do carro, em que as pastilhas de freio atritam contra o disco de freio, assim como o tribômetro do tipo rolo sobre disco que podem investigar o desgaste das rodas de trêm, entre outros tipos de tribômetros com diversos tipos de instrumentação e mecanismos de interações no sistema.

O tribômetro desenvolvido neste trabalho tem a capacidade de investigar casos reais de mancais deslizantes ou de rolamento em máquinas e equipamentos, pois o propósito deste tribômetro é possibilitar, através de adequações simples, a realização de ensaios com buchas nas diversas dimensões e materiais ou até a utilização de mancais de rolamento ao invés de deslizantes, nos diversos níveis de forças aplicadas ao par tribológico e variações na quantidade de lubrificação ao par tribológico.

A instrumentação utilizada durante os ensaios triboógicos, assim como o termômetro, célula de carga, micro controlador e computador (medição do atrito) não foram integrados ao tribômetro, mas tem funções importantíssimas para a realização de um estudo tribológico.

O tribômetro construído é composto basicamente por uma chapa metálica de 500X300 [mm²] (base), motor elétrico, acoplamento elástico, eixo, dois mancais do tipo pedestal, haste de aplicação de carga no mancal, reservatório de óleo, registro com válvula de pressão, mangueira de passagem do óleo por gravidade, célula de carga e bucha de deslizamento. Na Figura 29 estão indicados os elementos mais importantes do tribômetro e na página seguinte é exposto o desenho técnico, com 3 vistas.

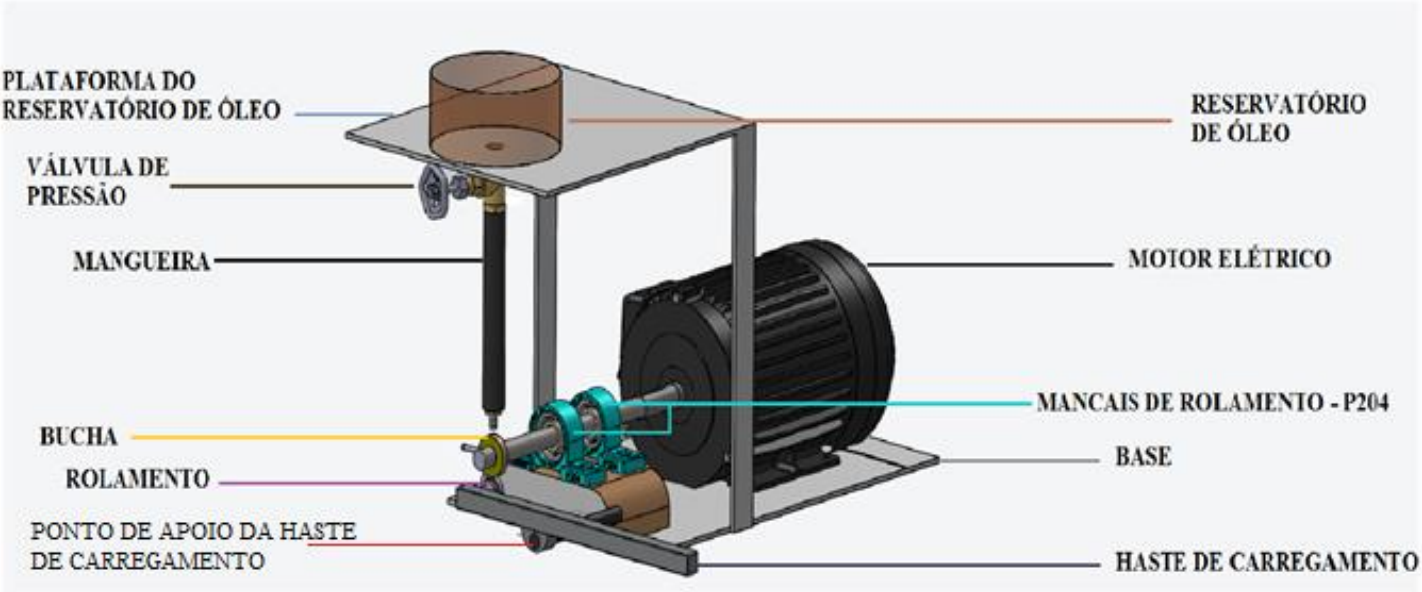
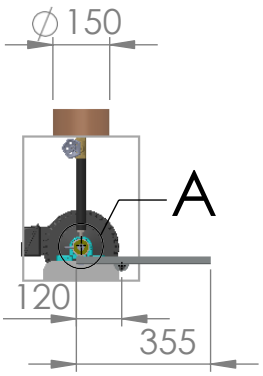
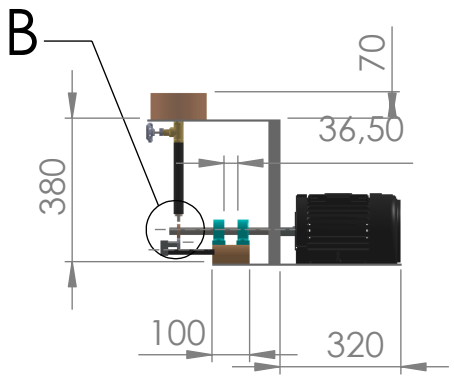


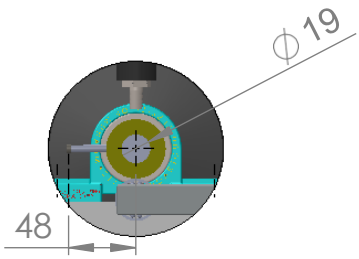
Figura 24 – Tribômetro do tipo mancal sobre eixo (Autor).

Vista frontal

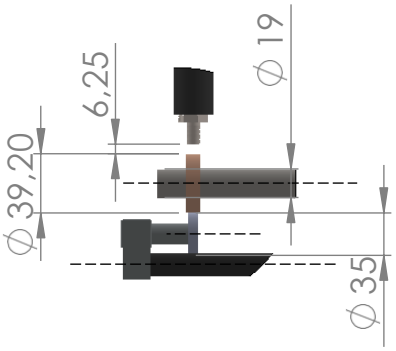


Vista Lateral Esquerda

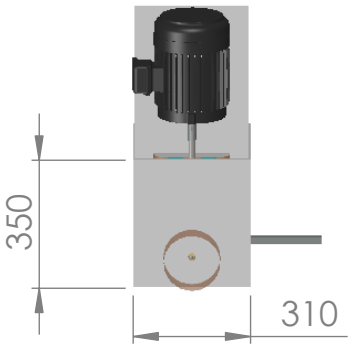




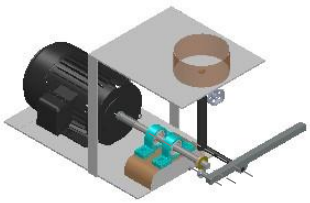
DETALHE A
ESCALA 1 : 5



DETALHE B
ESCALA 1 : 5



Vista Superior



Vista Isométrica

SE NÃO ESPECIFICADO: [mm]
DIMENSÕES EM MILÍMETROS
ACABAM. SUPERFÍCIE:
TOLERÂNCIAS:
LINEAR: 0,05

ESCALA:1:20

TÍTULO:

Tribômetro

Data: 02/06/2016

A4

FOLHA 1 DE 1

O motor utilizado é um motor elétrico da Kohlbach, trifásico, com rotação de 3400 [rpm] e com 2 [CV] de potência (Figura 30).

Figura 25 - Motor elétrico de 3400 rpm

Foram utilizados dois mancais de rolamento do tipo pedestal, modelo P204, no qual foram posicionados de modo que reduzissem a propagação das vibrações no eixo adivindas do motor e facilitasse o nivelamento do eixo com a bucha de bronze.

Foi criado um mecanismo de aplicação de carga ao mancal (*haste de carregamento*), em que a bucha é forçada contra o eixo através de uma força normal aplicado por um rolamento, este se encontra fixado em uma das extremidades da *haste de carregamento* e na outra extremidade adiciona-se cargas, no qual estes ficam em repouso apoiados sobre um prato suspenso ligado a haste por correntes (Figura 31).

A força normal aplicada à bucha é dada por uma relação geométrica, relacionada com a distância entre a carga ao ponto de apoio da haste e pela distância entre o ponto de apoio até o rolamento (essa relação pode ser melhor compreendida através do Apêndice A).

Figura 26 – Sistema de aplicação de carga do Tribômetro (Autor).

O método utilizado para o suprimento de óleo lubrificante ao mancal foi o orifício de lubrificação, em que através de um orifício na parte superior da bucha o óleo flui por efeito de gravidade, escoando a partir do reservatório de óleo até chegar a interface do eixo com a bucha e irrigando toda a interface, a vazão foi controlada através de um registro com válvula de pressão, localizado logo abaixo do reservatório de óleo, conforme Figura 29.

Após a válvula foi acoplada uma mangueira, no qual garante que o fluxo de óleo seja depositado no orifício da bucha, sem ser desviadas por fatores externos como o vento ou por vibrações do motor. Mesmo que existam pequenas variações de vazão ao longo da altura do óleo no reservatório, o seu formato reduz essa diferença pois a altura é pequena comparada ao seu diâmetro, e além disso a vazão foi controlada manualmente através da válvula de pressão.

Para a análise do coeficiente de atrito cinético foi utilizado um mecanismo de medição da força de atrito na interface eixo/bucha, devido ao movimento relativo do eixo contra a bucha. Ao produzir essa força de atrito na superfície interna da bucha faz com que ela gire no mesmo sentido que o eixo gira, e ao se fixar um parafuso na superfície externa da bucha e na outra ponta deste parafuso esteja apoiado em uma célula de carga, no momento em que a bucha é forçada a girar pela força de atrito o parafuso força a célula de carga, no qual faz medições dos esforços mecânico. Além disso a função do rolamento, que fica em uma das extremidades da

haste de carregamento, é para que ele permita a movimentação livre da bucha em torno do eixo sem retirar o esforço normal aplicado e assim possibilitando que o parafuso aplique livremente o esforço na célula de carga, para maiores detalhamentos sobre o mecanismo da força de atrito é descrito no Apêndice A.

A célula de carga é composta por pontes de Wheatstone, strain-gage resistivos, no qual seu funcionamento está relacionada com a variação da resistência elétrica pela deformação da célula de carga, causada por esforços aplicados, assim ao se estabelecer esta relação para uma faixa de valores de deformação é possível calcular facilmente o peso de um corpo que esteja apoiado na célula de carga.

Porém esta variação de tensão da célula de carga é muito baixa para que um micro controlador programável como o Arduino Uno (Figura 32) fazer medições corretas das variações de tensão/deformação, no qual foi o equipamento disponibilizado para a realização do trabalho. Desta forma foi necessário utilizar um circuito integrado de instrumentação para amplificar os valores de variação de tensão até o ponto que seja possível a leitura correta do micro controlador.

Desta forma foi escolhido um amplificador de instrumentação, INA 125 da Texas Instruments, no qual já vinha sido utilizado com sucesso por outros projetos acadêmicos da Universidade Federal de Juiz de Fora, na ampliação de sinais elétricos de strain-gages. Para a utilização correta deste circuito integrado (CI) foi necessário a criação de um circuito, que permitiria a ligação entre a célula de carga e após a amplificação do sinal pelo CI ser conectado as portas do micro controlador e além disso filtrar possíveis ruídos eletrônicos (Figura 32).

O micro controlador programável, recebe os sinais a partir desse CI em portas analógicas, em que podem discernir até 1024 valores de tensão que o CI envia para o micro controlador e logo em seguida os valores coletados são convertidos para digitais. Através da programação do Arduino ele realizou a conversão dos valores de tensão para o correspondente em gramas, de pesos aplicados à célula de carga.

Através da porta USB do Arduino Uno é feita a aquisição de dados para o computador. É utilizando o *software* MATLAB para o tratamento dos dados e plotagem de gráficos do coeficiente de atrito cinético pelo tempo, em que através de relações matemáticas é possível determinar o coeficiente de atrito cinético a partir de esforços aplicados a célula de carga.

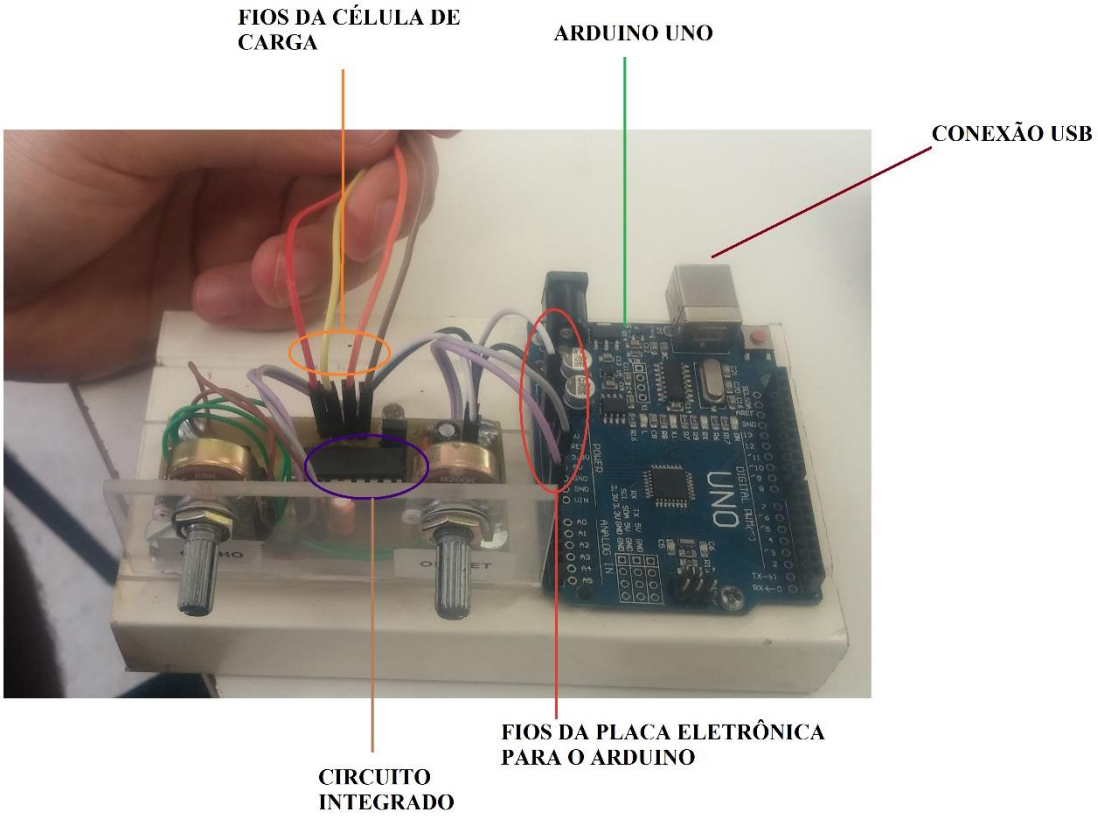


Figura 27 – Esquema de ligação eletrônica entre amplificador e o microcontrolador (Autor).

Por fim, a Figura 33 mostra o funcionamento do tribômetro durante a realização do ensaio 2, com todos os elementos fabricados e aperfeiçoados durante este trabalho:

Figura 28 - Funcionamento do Tribômetro durante a realização do Ensaio 2 (Autor).

3.1.2 Preparação dos corpos de prova

Os corpos de prova utilizados nos ensaios de desgaste passaram por processos de fabricação nos laboratórios do curso de Engenharia de Produção e Mecânica. Consistiram de 3 eixos de aço SAE 1045 trefilado com aproximadamente 200 [mm] de comprimento cada e 19,00 [mm] de diâmetro, com um acabamento superficial utilizando uma lixa com granulação 600 (Figura 35), além de 5 buchas de bronze TM23 produzidas a partir de um tarugo de 100 mm de comprimento, sem utiliza-las por completo.

Figura 29 - Eixos preparados para os ensaios de desgaste (Autor).

Foram torneadas as buchas com os mesmos parâmetros, velocidade de corte de 150 [m/min] e um avanço de 0,13 [mm/rev.] e foi utilizado uma ferramenta Triangular Interna de metal duro, obtendo assim as dimensões de 19,12 [mm] de diâmetro interno e 39,2 [mm] de diâmetro externo e espessuras de 9,5 [mm] (Figura 36). As dimensões diametrais do eixo e do furo estão de acordo com projetos de tolerância e desvio, conforme apresentado no Apêndice B deste trabalho.

Figura 30 - Uma das 5 buchas fabricadas, antes do ensaio de desgaste.

Alguns parâmetros deste projeto foram pré-selecionados e estão dentro de intervalos apresentados no item 2.2.3, das cartas de Raimondi e Boyd, no qual são parâmetros utilizados em projetos de mancais hidrodinâmicos. Dentre os parâmetros selecionados temos: dimensões dos corpos de prova, folga radial, rotação do eixo, valores de forças normais e seleção do óleo de acordo com a classificação SAE de viscosidade. Na tabela 6 estão os valores dos parâmetros fixos do projeto e as tabelas de 7 a 9 apresentam os parâmetros calculados de forma interativa para os ensaios com lubrificação a óleo, utilizando as cartas de Raimondi e Boyd.

Para os ensaios com lubrificação por graxa, devido a impossibilidade do uso das cartas foram expostos somente seus parâmetros no próximo tópico (3.3). Pois a graxa é um fluido não Newtoniano e dentre as características dos fluidos não Newtonianos é a variação da viscosidade com a taxa de cisalhamento, mesmo que seja um escoamento isotérmico, o fluido apresentará diferentes níveis de viscosidade. O que o torna mais complexa sua análise do que no caso dos fluidos Newtoniano (SOARES, 2012).

3.2 CARACTERIZAÇÃO DOS MATERIAIS

Foram selecionadas duas ligas de metais para o estudo do comportamento tribológico do tipo mancal sobre eixo, sendo que foram utilizados o bronze TM23 e o aço SAE1045 trefilado.

Foi adquirido um tarugo vazado de bronze TM23, fabricado pela Termomecânica S.A., em que foi utilizada na fabricação das buchas a serem desgastadas. Esta liga apresenta excelente qualidade antifricção e usinabilidade, boa resistência à corrosão e ótima capacidade de se deformar sem inviabilizar o uso (conformabilidade) para buchas de mancais e elementos de desgaste controlado. Pela tabela 3 é possível ver as características mecânicas e pela tabela 4 a composição química do bronze, de acordo com o fabricante:

Tabela 3 - Valores típicos das propriedades mecânicas do bronze TM23 (Termomecânica SA, 2016)

Valores típicos	TM23
Estado	fundido
Formato do corpo de prova	redondo com 25mm diâm.
Lim. de resistência (MPa - N/mm²)	275
Escoamento (MPa - N/mm²)	157
Alongamento % em 5,65 $\sqrt{S_0}$	23
Estricção %	17
Dureza Brinell	75 (HB 10)
Energia absorvida*	18

*Ensaio de impacto Charpy A (Nm/cm²)

Tabela 4: Valores típicos da composição química do bronze TM23 (Termomecânica, 2016)

Valores típicos	TM23
COBRE	73%
ESTANHO	4%
ZINCO	8%
CHUMBO	15%

Já para a fabricação dos eixos foi utilizado o aço SAE1045 trefilado, no qual temos um aço de médio carbono e por ser produzido por trefilação (deformação a frio) torna melhores suas propriedades mecânicas, além de melhorar o acabamento e a tenacidade, tem boa usinabilidade e soldabilidade quando laminado a quente ou normalizado. A dureza do aço de acordo com a fabricante está ente 180 a 300 HB (GERDAU, 2016). Pela Tabela 5 poderemos ver possíveis aplicações e produtos para o aço SAE 1045 e a composição química deste aço:

Tabela 5: Características, aplicações e produtos do aço SAE 1045 (Adaptado Gerdau, 2016).

NORMA	CARACTERÍSTICAS	PRINCIPAIS APLICAÇÕES	PRINCIPAIS PRODUTOS
SAE 1045	Aço médio carbono.	Eixos de máquinas em geral, tirantes, peças para máquinas e implementos agrícolas, barras trefiladas, peças forjadas, parafusos, etc.	Barra Redondas, Barras Trefiladas e Barra Chata.
COMPOSIÇÃO QUÍMICA REFERENCIAL SAE 1045			
C (%)	Mn (%)	P (%)	S (%)
0,43-0,50	0,60-0,90	0,030 máx.	0,050 máx.

3.2.1 Densidade específica do bronze

Ao total foram utilizadas três amostras na determinação da densidade do bronze TM23 (ρ_b), de acordo com Montini (2016) a densidade de um corpo é a razão entre a sua massa e o seu volume, como se segue a formula a baixo:

$$\rho = \frac{m}{V} \tag{12}$$

ρ: Densidade do corpo [g/cm³];
m: massa do corpo [g];
V: volume ocupado pelo corpo [cm³];

As massas foram medidas em uma balança eletrônica de precisão da marca Ohaus, modelo Adventurer Pro, com capacidade máxima de 8100[g] e precisão de 0,1[g].

Os volumes das amostras foram medidos através de um paquímetro com precisão de 0,05 [mm], as amostras eram de formato cilíndrico e vasadas no centro por um furo de aproximadamente Ø19,12± 0,05 [mm].

3.2.2 Ensaios de dureza

Foi realizado o levantamento de características importantes das peças de interface, como a determinação da dureza do eixo e da bucha. Desta maneira os testes realizados de dureza na escala Vickers para ambos os componentes. Dentre os motivos que levou a escolha desta escala foi a sua metodologia baseada em uma escala contínua que tem a capacidade de medir durezas tanto para materiais moles, como a liga de bronze, quanto para materiais duros, como o aço, além do fato da utilização destes valores de dureza na equação de Archard (Equação 4).

Ao tarugo de aço e de bronze foram extraídas uma fatia de cada com 10 mm de espessura, ao longo de seu comprimento axial, logo em seguida foram realizados cinco ensaios de dureza em cada amostra extraída.

Os ensaios de dureza Vickers foram realizadas utilizando a norma ABNT NBR NM ISO 6507-1:2008 (conforme o item 2.3.2) utilizando um indentador piramidal de diamante com carga de 60 kgf para o material da bucha e 120 kgf para o material do eixo. O equipamento utilizado nos ensaios de dureza foi o durômetro Heckert HPO-250 da AWPMA (Figura 24).

Figura 31 - Equipamento de Análise de Dureza Vickers do Laboratório de Resistência dos Materiais da UFJF (Autor).

Logo após realizar o indentamento realizaram as medidas das diagonais da base da pirâmide impressa na amostra através do visor graduado do próprio durômetro. E por fim, para a determinação da dureza Vickers, é calculado a média aritmética das diagonais de cada impressão.

3.2.3 Análise de Superfície

As superfícies foram analisadas a partir de imagens geradas pelo microscópio Olympus BX51M, com zoom de 100 vezes, no laboratório de Metrologia do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Juiz de Fora (Figura 25), em que uma câmera existente no equipamento está conectada a um computador e processa as imagens da câmera.

Figura 32 - Análise de imagem auxiliado por um microscópio (Autor).

Para as buchas foram realizadas análises de imagens das superfícies internas, superfícies que fica em contato direto com o eixo, para isso foram necessários cortar as buchas bem próximo a superfície interna no qual seriam posteriormente analisadas, tomando o cuidado de preserva-las de qualquer avaria após os ensaios de desgaste. Na Figura 26 é possível ver a superfície que fora cortada e ao centro uma região côncava, que se refere a superfície interna da bucha.

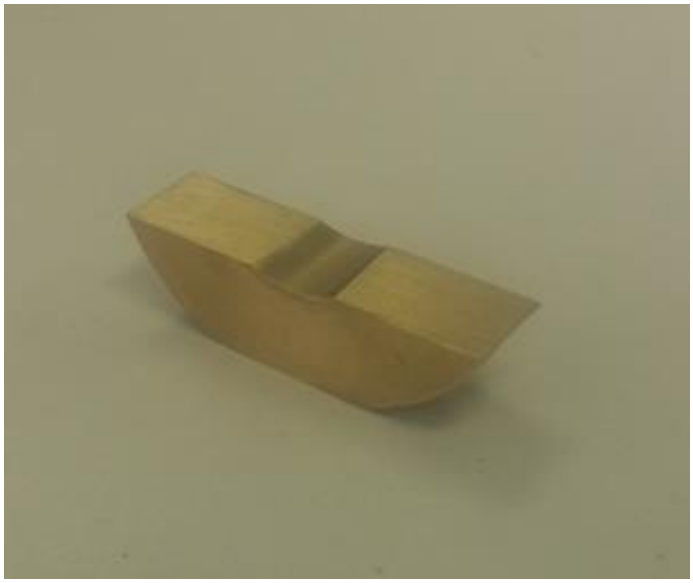


Figura 33 - Fatia da bucha e no centro a superfície analisada (Autor).

No total foram analisadas as superfícies de 5 buchas, logo após o término dos ensaios de desgaste e medições de perdas de massa. Além de mais uma outra, sem se realizar o ensaio de desgaste nesta, no qual a consideramos a representação das superfícies interna das buchas antes dos ensaios de desgaste (Bucha 0), pois todas as buchas foram fabricadas e usinadas com os mesmos parâmetros em um torno CNC (Figura 27), assim podemos dizer que todas as buchas têm o mesmo acabamento superficial, antes dos ensaios de desgaste.

Figura 34 - Tarugo de bronze sendo usinado em um torno CNC modelo Romi Center 30 D (Autor).

Já no caso dos eixos foram analisadas as superfícies nas regiões em que houve o contato direto com a bucha durante os ensaios de desgaste e regiões próximas, no qual estas regiões próximas são aquelas que não houveram contato com a bucha durante os ensaios de desgaste.

3.2.4 Análise de Rugosidade

Foram realizadas medidas de rugosidade das mesmas regiões dos corpos de prova no qual foram realizadas as análises de superfícies, tanto para as buchas quanto para os eixos. As medidas foram realizadas por um rugosímetro digital portátil, modelo RP-100 da Instrutherm (Figura 28), no qual o aparelho realiza medições de alguns parâmetros de rugosidade, sendo eles Ra e Rz.

As medidas de rugosidade foram realizadas ao longo do comprimento da bucha e do eixo, sentido axial, em que a agulha do rugosímetro percorre ao longo de 2,5 mm do comprimento da peça (Conforme o item 2.1.3).

Figura 35 - Rugosímetro digital RP-100 (Autor).

Assim como foram realizados nas análises de superfícies, as medições de rugosidade tiveram o mesmo intuito: comparar as superfícies desgastadas com as superfícies não desgastadas.

3.3 PLANEJAMENTO DOS ENSAIOS

Foram realizados 5 ensaios de desgaste e cada ensaio teve a duração de 60 minutos, 3 ensaios por lubrificação hidrodinâmica e outros 2 com lubrificação a graxa. Os ensaios foram compostos por 3 níveis de carregamento para os mancais lubrificados a óleo, sendo que o primeiro nível foi utilizado uma força normal de 137,24 [N], logo depois outro com 146,10 [N] e o último com carregamento de 179,55 [N].

Já para os ensaios com lubrificação a graxa tiveram 2 níveis de carregamento, sendo eles de 137,24 [N] e 179,55 [N]. A título de comparações futuras entre os dois tipos de lubrificação utilizadas. A Tabela 10 discrimina os 5 ensaios de desgaste.

Tabela 6 - Discretização dos Ensaios de Desgaste

Tipo de Lubrificação	Ensaio	Corpo de Prova	Carga aplicada [N]	Duração do ensaio
Lubrificação a Óleo	1°	Bucha 1	137,24	60 minutos
	2°	Bucha 2	146,10	60 minutos
	3°	Bucha 3	179,55	60 minutos
Lubrificação a Graxa	4°	Bucha 4	137,24	60 minutos
	5°	Bucha 5	179,55	60 minutos

Aos ensaios que foram lubrificados a óleo, neste momento do trabalho foram realizados os cálculos de valores teóricos para mancais hidrodinâmicos, através das cartas de Raimondi e Boyd (Tabela 7 a 9). E a partir disso, no próximo capitulo, com os resultados destes cálculos e com os valores adquiridos nos ensaios foram levantadas questões se houveram lubrificação hidrodinâmica durante os ensaios e outras observações a partir destas comparações.

Tabela 7: Parâmetros Fixos do Projeto do Mancal.

Raio do Eixo (r) [mm]	Folga Radial (c) [mm]	L/D	N [rev/s]	Área sobre o mancal [mm²]
9,5	0,06	½	56, 7	180,5

Tabela 9 - Dados teóricos para mancais hidrodinâmicos, ensaio número 1.

1° Ensaio: Lubrificação a Óleo / Força Normal = 137,24 [N]						
Temperatura [°C]	Viscosidade dinâmica [mPa.s]	Pressão [Pa]	Caracteristica do Mancal	$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 . \frac{\mu N}{P}$	Coeficiente de Atrito: (f)	Espessura mínima de Filme [mm]
41	130,91	760387,81	9,77E-06	0,245	0,041	0,0216
Excentricidade (e) [mm]	Q [mm³/s]	Qs [mm³/s]	Pressão máxima média de Filme [MPa]	Posição de pressão máxima do filme [°]	Posição de Espessura mínima (ϕ) [°]	Posição do término do filme [°]
0,0384	1504,45	1128,34	2,112	17,5	46	62

Tabela 8 - Dados teóricos para mancais hidrodinâmicos, ensaio número 2.

2° Ensaio: Lubrificação a Óleo / Força Normal = 146,10 [N]						
Temperatura [°C]	Viscosidade dinâmica [mPa.s]	Pressão [Pa]	Caracteristica do Mancal	$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 . \frac{\mu N}{P}$	Coeficiente de Atrito: (f)	Espessura mínima de Filme [mm]
42	124,02	808864,26	8,70E-06	0,218	0,036	0,0198
Excentricidade (e) [mm]	Q [mm³/s]	Qs [mm³/s]	Pressão máxima média de Filme [MPa]	Posição de pressão máxima do filme [°]	Posição de Espessura mínima (ϕ) [°]	Posição do término do filme [°]
0,0402	1535,15	1228,12	2,38	17,3	44	59

Tabela 10 - Dados teóricos para mancais hidrodinâmicos, ensaio número 3.

3° Ensaio: Lubrificação a Óleo / Força Normal = 179,55 [N]						
Temperatura [°C]	Viscosidade dinâmica [mPa.s]	Pressão [Pa]	Caracteristica do Mancal	$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 . \frac{\mu N}{P}$	Coeficiente de Atrito: (f)	Espessura mínima de Filme [mm]
64	44,785	994736,84	2,55E-06	0,064	0,016	0,0096
Excentricidade (e) [mm]	Q [mm³/s]	Qs [mm³/s]	Pressão máxima média de Filme [MPa]	Posição de pressão máxima do filme [°]	Posição de Espessura mínima (ϕ) [°]	Posição do término do filme [°]
0,0504	1688,67	1519,8	3,979	14,5	30	40

Além disso, os ensaios com lubrificação a óleo foram utilizados o óleo da Texaco, Havoline Superior SJ SAE 20W-50. A Tabela 11 dispõe de algumas propriedades do óleo que foi utilizado, disponibilizado no site do fabricante.

Tabela 11 - Propriedades do óleo Havoline SAE 20W-50 (TEXACO, 2016).

Aparência
Cor: Âmbar
Estado físico: Líquido
Odor: Odor do petróleo
Limite de odor: Dados Não disponíveis
pH: Não se aplica
Ponto de fusão: Não se aplica
Ponto de congelamento: Não se aplica
Ponto de Ebulição Inicial: 315°C (599°F)
Ponto de Fulgor:(Cleveland Open Cup) 228 °C (442 °F) Mínimo
Índice de evaporação: Dados Não disponíveis
Limites de inflamabilidade (explosivo) (% por volume no ar):
Inferior: Não se aplica Superior: Não se aplica
Pressão do vapor: <0.01 mm Hg @ 100 °C (212 °F)
Densidade do vapor (Ar = 1): >1
Densidade Relativa: Dados Não disponíveis
Densidade: 0.8886 kg/l @ 15°C (59°F) (típico)
Solubilidade: Solúvel em hidrocarbonetos; insolúvel em água.
Coeficiente de partição n-Octanol/Água: Dados Não disponíveis
Auto-Ignição: Dados Não disponíveis
Temperatura de Decomposicao: Dados Não disponíveis
Viscosidade: 156.9 mm2/s @ 40°C (104°F) (típico)

Foram realizados ensaios com graxa como lubrificante interfacial, no qual foi utilizado a graxa da LUBRAX AUTOLITH 2. A aplicação de graxa ocorreu somente no início do ensaio. Logo a baixo (Tabela 12) é possível ver as propriedades da graxa conforme o fabricante:

Tabela 12 - Análises típicas graxa Autolith 2 (LUBRAX, 2011).

GRAU NLGI		2
Penetração Trabalhada 60x	(0,1 mm)	285
Ponto de Gota	(^{o}C)	190
Características do Óleo Básico		
Viscosidade a 40°C	(cSt)	195
Viscosidade a 100°C	(cSt)	15,0

Durante os ensaios foram medidas as temperaturas de regiões próximas do par tribológico, através do termômetro a laser da marca Minipa, modelo MT-350. Este apresenta uma faixa de operação de -30°C a 550 °C, com incerteza de medição de ± 2,2°C no intervalo de -30 °C a 100 °C (Figura 36), as medições de temperatura ocorreram em intervalos de 5 minutos ao longo do tempo em que ocorreram os ensaios.

Figura 36 - Termômetro a laser (Autor).

3.4 AVALIAÇÃO DOS ENSAIOS DE DESGASTE

A avaliação dos ensaios de desgaste foi realizada através da determinação do coeficiente de desgaste adimensional da equação de Archard (K), conforme apresentado na Equação (4). O valor do parâmetro K pode ser usado para se comparar a severidade do desgaste do mesmo material sob condições diferentes, e comparar a resistência ao desgaste de diferentes materiais sob condições semelhantes. A escolha do material e do sistema tribológico influência o valor do coeficiente de desgaste (KAWAKAME, 2005).

Os volumes desgastados dos corpos de prova foram encontrados através da razão entre a perda de massa e a densidade específica (calculada no Capítulo 4). Já a taxa de volume desgastado por distância de deslizamento dos corpos de prova (Q), foram calculados a partir da razão entre o volume desgastado pelo produto da velocidade do eixo do motor e o tempo do experimento. Assim como se segue pela Equação (13):

$$Q = \frac{m_c}{\rho.s.t} \tag{13}$$

Em que:

- m_c = perda de massa do corpo de prova [g];
- ρ = densidade específica do corpo de prova [g/mm³];
- s = velocidade do eixo [m/min];
- t = tempo total do ensaio [min].

A perda de massa foi obtida através de pesagem dos corpos de prova, antes e após cada ensaio, em balança eletrônica de precisão, modelo AY220 e fabricante Marte, cuja faixa de operação é de 0 a 220 g e apresenta precisão de 0,1 mg.

Figura 37 - Balança Analítica (Autor).

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 VALORES DE DENSIDADE DO BRONZE

Foram descritas na tabela 13 as medidas de massa e volume de cada amostra e o valor calculado da média da densidade do bronze:

Tabela 13 - Medidas para determinação da densidade do Bronze TM23

Amostra	Massa [g]	Volume [cm³]	Densidade Específica [g/cm³]
1	77,4 ± 0,1	8,78 ± 0,02	8,815
2	98,3 ± 0,1	11,07 ± 0,02	8,880
3	101,2 ± 0,1	11,46 ± 0,02	8,831
Média:			8,842 ± 0,009

O valor da densidade do bronze de acordo com Chubaci (2016), pode variar de 8,7 a 8,9 [g/cm³], podemos ver que o valor encontrado está dentro deste intervalo, já que este intervalo se refere ao fato de que existem diversas ligas de bronze, com diferentes composições químicas, desta forma o que é visto na tabela 4 os elementos químicos e as concentrações são valores particulares da liga de bronze TM23.

4.2 VALORES DE DUREZA OBTIDOS

4.2.1 A partir da Equação 11 foram calculados os valores de dureza na escala Vickers. De acordo com a ABNT NBR NM ISO 6507-1:2008, foram realizadas 5 impressões em cada amostra de material, tanto na amostra do eixo quanto da bucha, e por fim foi realizado a média aritmética para cada material analisado. Veja a Tabela 14:

Tabela 14 - Determinação de Dureza para o material do eixo e da bucha.

Dureza Vickers		
Indentação	Bucha HV [kgf/mm²]	Eixo HV [kgf/mm²]
1	87,91	287,36
2	84,13	280,93
3	84,13	287,36
4	80,59	294,00
5	87,14	284,76
Média:	84,78	286,88
Desvio Padrão:	2,91	4,77

Pode se considerar que os valores calculados, 84,78 HV para a bucha de bronze TM23 e 286,88 HV para o eixo de aço 1045 estão bem próximos aos valores apresentados pelos fabricantes no item 3.1. Para esta comparação foram realizadas conversões dos valores calculados da escala Vickers para Brinell, auxiliado pelas tabelas da ASTM E140.

As tabelas da ASTM E140 (Norma de Conversão de Dureza) foram utilizadas estritamente como forma de parâmetro para saber se os valores coletados estão coerentes com os valores divulgados pelos fabricantes.

4.3 COEFICIENTE DE ATRITO CINÉTICO

Assim como mencionado no item 3.2.1, a aquisição de dados foi referente ao peso que o parafuso da bucha fazia contra a célula de carga (F_B), porém foram plotados os gráficos em função do coeficiente de atrito de acordo com a Equação 17 do Anexo A. Logo a seguir é possível ver pelas figuras 38 a 42 os gráficos dos 5 ensaios realizados, com coeficiente de atrito no eixo das ordenadas e o tempo em segundos no eixo das abcissas:

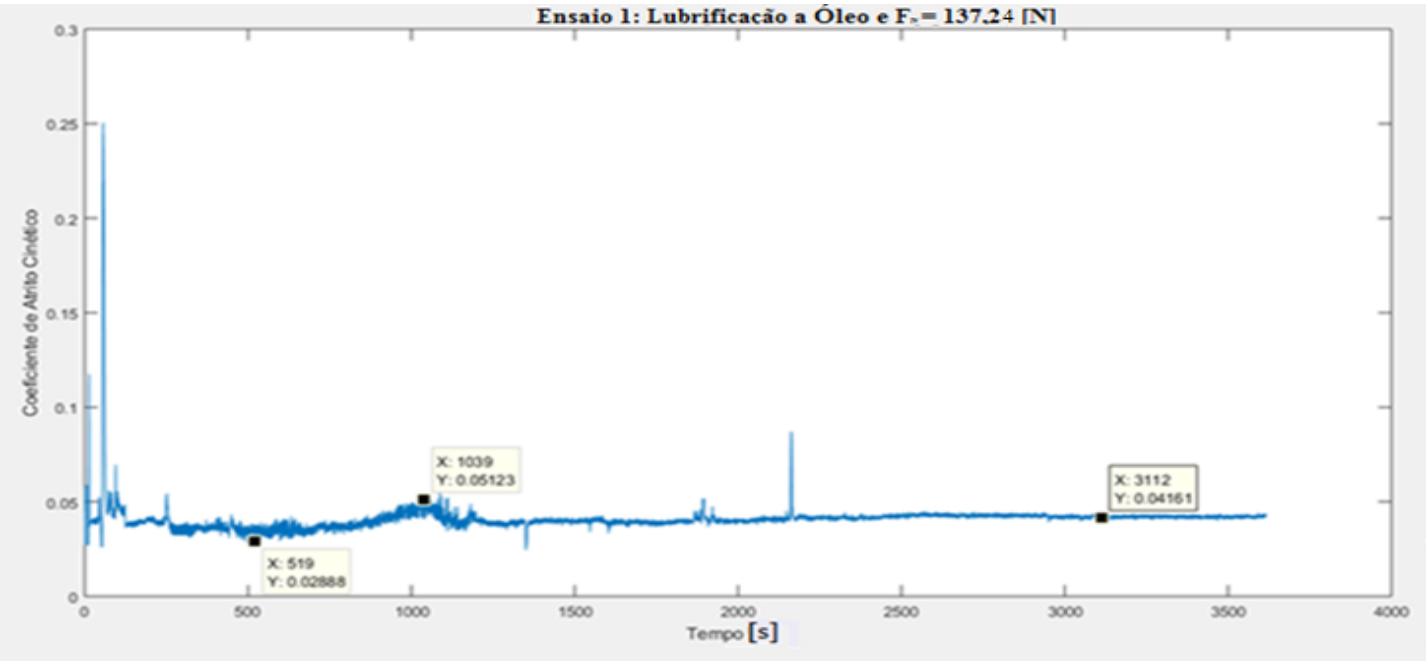


Figura 38 - Ensaio 1 com Lubrificação a Óleo e F_N = 137,24 N (autor).

Valores do ensaio 1 na região de estabilização da curva:

- Intervalo de tempo analisado: 2185 a 3600 [segundos]
- Valor Médio do Coeficiente de Atrito Cinético: 0.0429
- Desvio Padrão do Coeficiente de Atrito Cinético: 7.5648e-04

No gráfico do 1° ensaio podemos observar uma região de amaciamento (running-in) até aproximadamente os 1250 segundos e logo depois observa-se uma região de estabilização, que é visto este comportamento até o final do experimento, de acordo com item 2.1.2. Porém quando comparado o valor do Coeficiente de Atrito Cinético Teórico, dado pela Tabela 8 (f = 0,041)

com o calculado logo a cima através do gráfico do 1° Ensaio (f = 0.0429), o valor calculado pelo gráfico está maior em 4.63% em relação ao teórico, demonstrando uma boa aproximação entre os valores se considerarmos erros de instrumentação utilizadas nos ensaios, o que pode ser uma indicação que possivelmente ocorreu a lubrificação *hidrodinâmica* neste intervalo de tempo analisado, ou de lubrificação de *filme misto*, em que sucessivos instantes ocorrem contato metal-metal.

É importante observar que em todos os ensaios houve um primeiro pico, a cima do padrão normal do gráfico, sua explicação pode se referir à partida do motor de 2 [CV], um coeficiente de atrito cinético na faixa de 0,25. E que de acordo com Shigley (1984), o arranque de um mancal sob carga, partindo do repouso existe o contato metal-metal, assim mesmo que no início dos ensaios houveram a etapa de lubrificação, em untar as superfícies com óleo, possivelmente na partida ocorreram a lubrificação de contorno, de acordo com item 2.2.1.

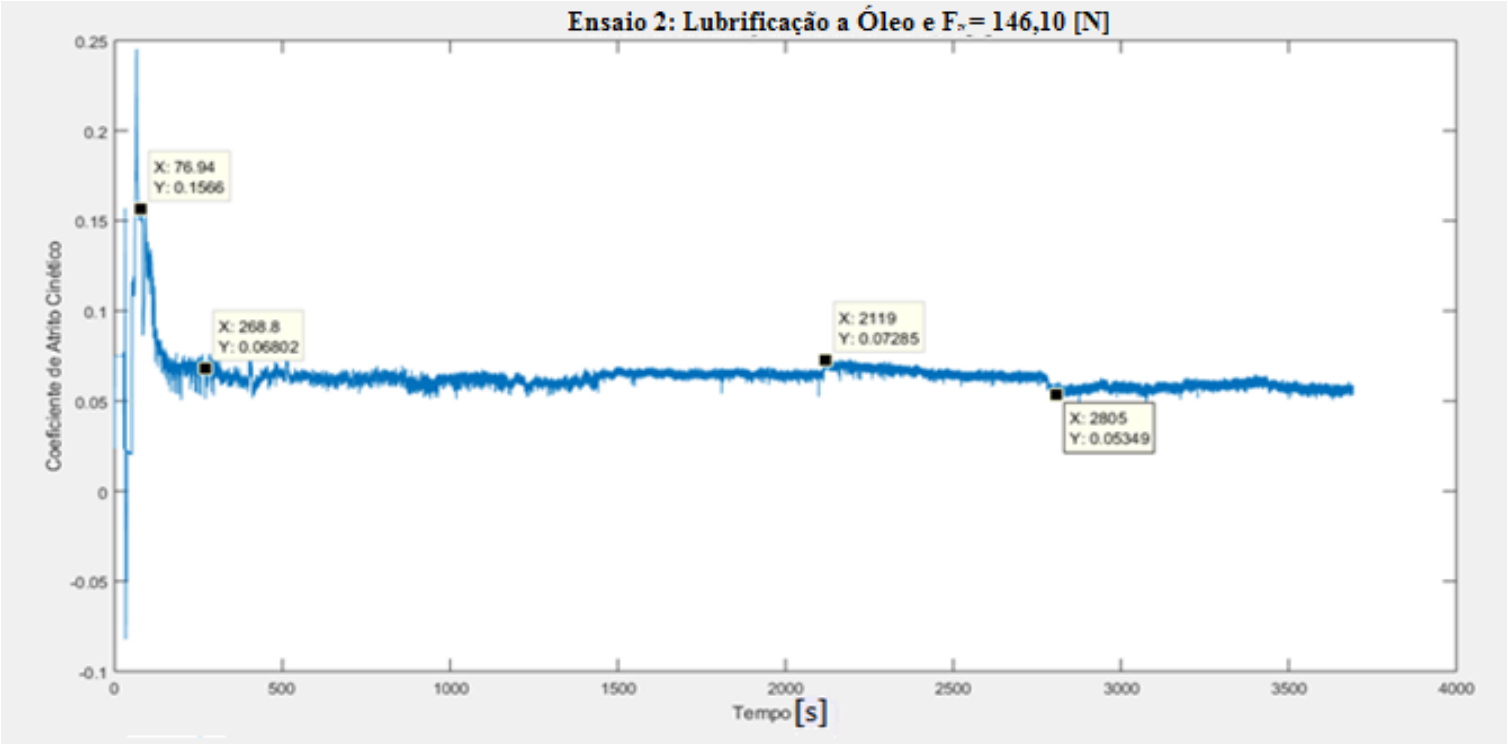


Figura 39 - Ensaio 2 com lubrificação a Óleo e F_N = 146,10 N (Autor).

É possível observar 3 regiões diferentes de estabilização, a primeira se encontra na faixa de intervalo de tempo entre 1500 a 2100 [s], a segunda entre 2100 a 2780 [s] e por último 2780

a 3600 [s]. O primeiro intervalo temos uma média de *f* = 0,0621 e desvio padrão de 0,0326, o segundo intervalo temos o *f* médio = 0,635 e desvio padrão de 0,0374 e no terceiro intervalo foi a região com o menor coeficiente de atrito cinético e desvio padrão, no qual os valores estão descritos logo a baixo:

- Intervalo de tempo: 2780 a 3600 [segundos]
- Valor Médio do Coeficiente de Atrito Cinético: 0.0575
- Desvio Padrão do Coeficiente de Atrito Cinético: 0.0020

A estabilização do coeficiente de atrito não foi tão bem pronunciada como ocorreu no primeiro ensaio, além da ocorrência de regiões de estabilização, com diferentes patamares de valores do coeficiente de atrito cinético. E ao comparar os valores encontrados do coeficiente de atrito cinético estão superiores ao valor teórico, dado pela Tabela 9 (*f* = 0,036), em aproximadamente 60%. Sendo um indício que possivelmente ocorreu contato metal-metal em todo o ensaio, porém nas regiões definidas como estável o filme de óleo tornou-se maior e reduzindo o atrito, mas não sendo o suficiente para a separação completa entre as asperezas das superfícies do eixo e a bucha.

Desta forma não houve indícios de lubrificação *hidrodinâmica* e que seja mais provável que neste ensaio possa ter ocorrido lubrificação de *contorno* ou de *filme misto.*

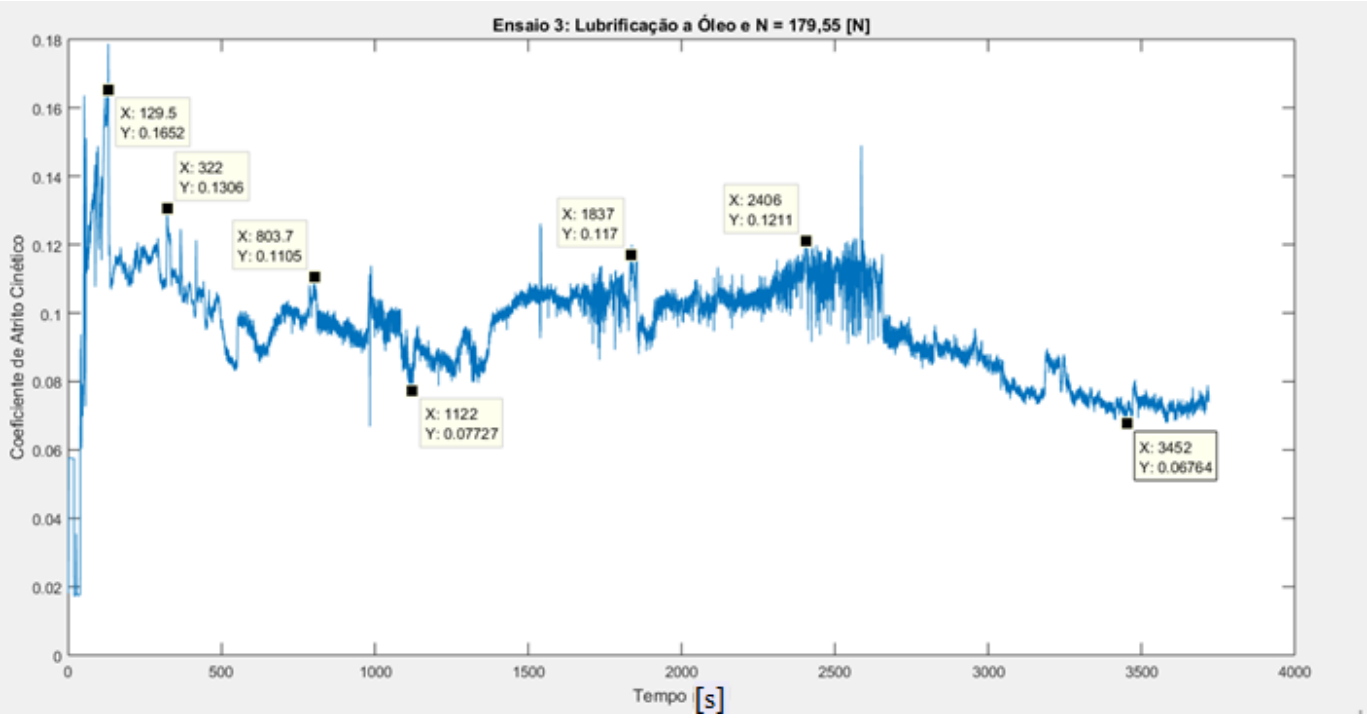


Figura 40 - Ensaio 3 Lubrificação a Óleo e F_N = 179,55 [N] (Autor).

Não houve região de estabilização no ensaio 3, porém realizando uma análise numérica do gráfico na região final, região com o menor coeficiente de atrito:

- Intervalo de tempo analisado: 3452 a 3600 [segundos];
- Valor Médio do Coeficiente de Atrito Cinético: 0.0732;
- Desvio Padrão do Coeficiente de Atrito Cinético: 0,0155.

O valor teórico do coeficiente de atrito em uma condição de lubrificação *hidrodinâmica* deveria ser próximo de 0,016, cálculos realizados através das cartas de Raimondi Boyd. O valor calculado a partir do gráfico é superior em 357%. Sendo este valor um indício do distanciamento do tipo de lubrificação *hidrodinâmica* e mais próximo da lubrificação de *contorno*.

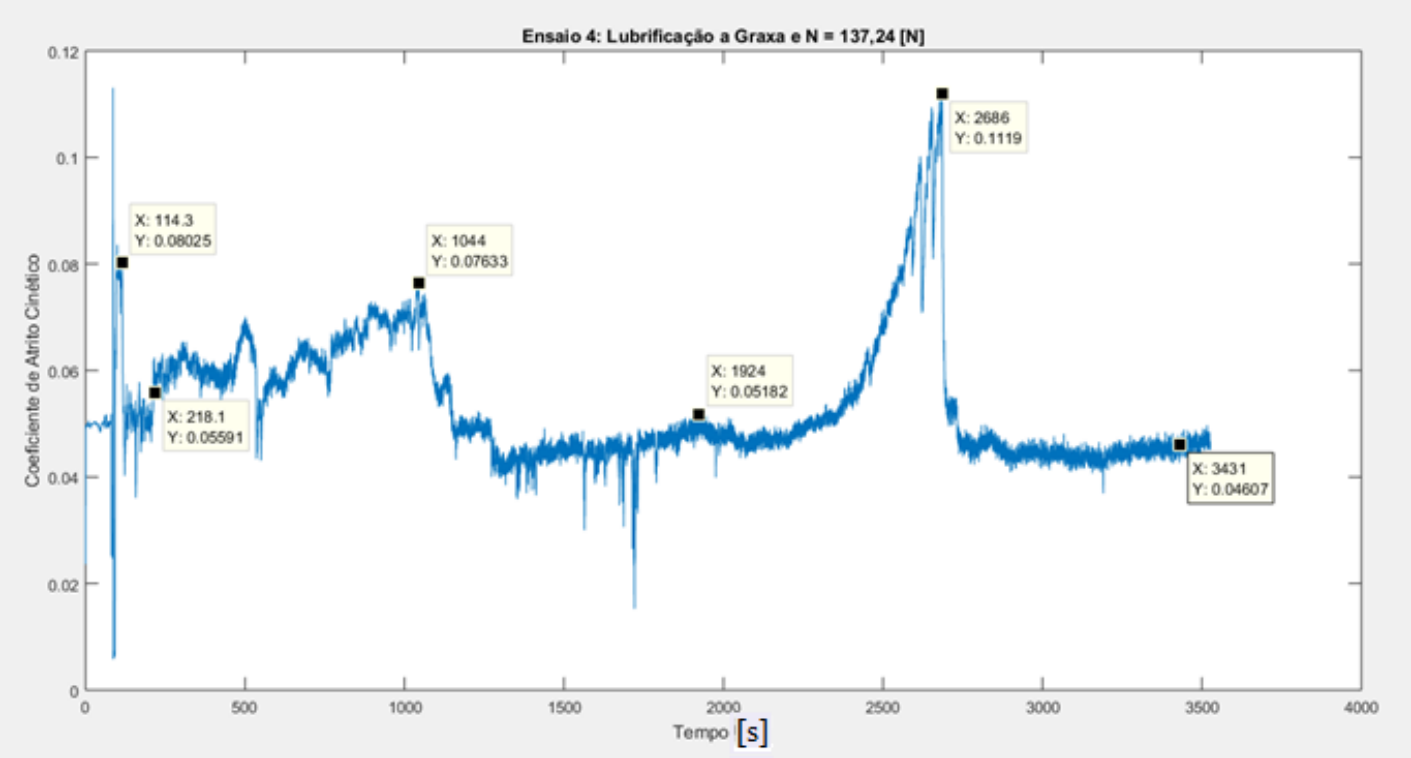


Figura 41 - Ensaio 4 Lubrificação a graxa e F_N = 137,24 [N] (Autor).

Considerando que houve uma região de estabilização no ensaio 4, próximo ao final do gráfico, como se segue a baixo a análise numérica:

- Intervalo de tempo analisado: 2800 a 3600 [segundos]
- Valor Médio do Coeficiente de Atrito Cinético: 0.0456
- Desvio Padrão do Coeficiente de Atrito Cinético: 0,012

Comparando o quarto ensaio com o primeiro, no qual estes houveram o mesmo carregamento (F_N = 137,24 [N]), porém com lubrificantes diferentes, graxa e óleo, respectivamente, é possível observar que o sistema com a lubrificação a graxa se comporta de forma mais instável. Além dos valores dos coeficientes de atrito cinético médio nas regiões analisadas para o ensaio a graxa houve um aumento de 6,29% do valor do ensaio a óleo.

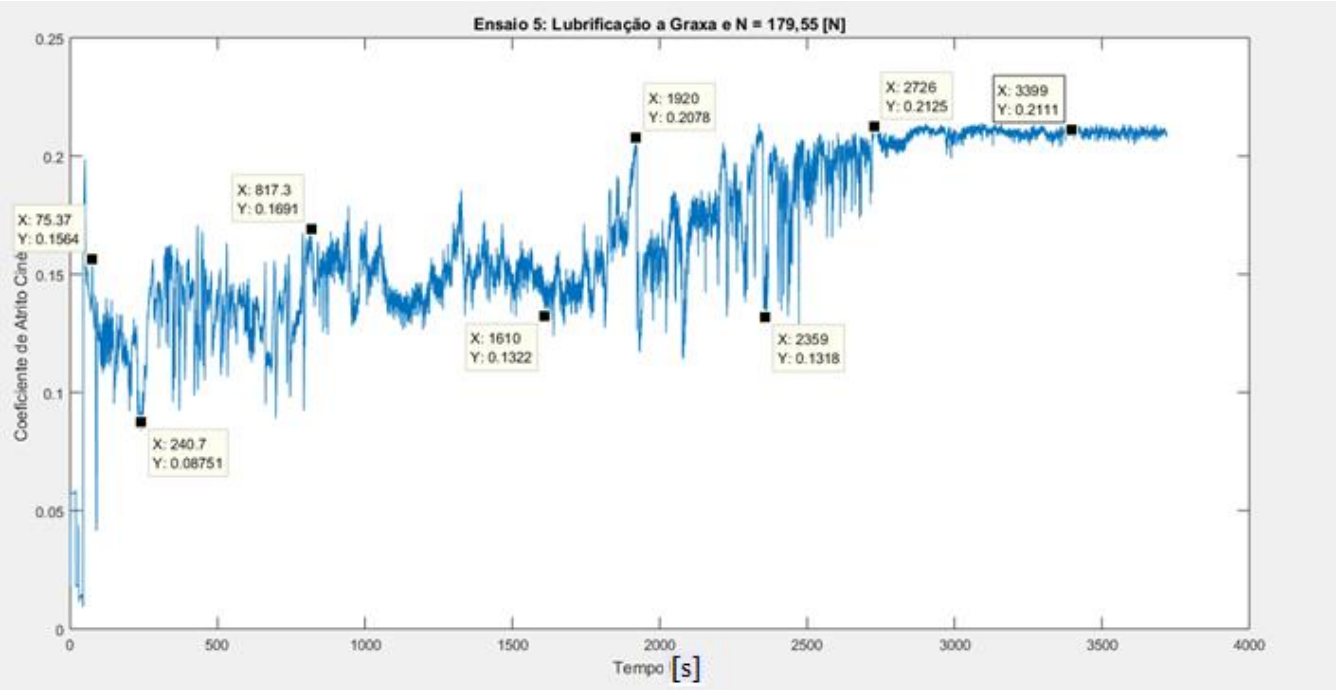


Figura 42 - Ensaio 5 com Lubrificação a graxa e F_N = 179,55 [N] (Autor).

Valores do ensaio 5 na região de estabilização da curva:

- Intervalo de tempo: 3033 a 3600 [segundos]
- Valor Médio do Coeficiente de Atrito Cinético: 0.2100
- Desvio Padrão do Coeficiente de Atrito Cinético: 0.0015

Comparando ao 3° ensaio, que houveram o mesmo valor de carregamento, os dois ensaios foram de pouca estabilidade e indícios de contato metal-metal, além de o 5° ensaio, na região estável, o valor médio do coeficiente de atrito cinético é maior do que qualquer valor encontrado na curva do 3° ensaio, que foi de aproximadamente 0,18 e para todos os outros ensaios realizados.

Além de o fato que somente neste ensaio o coeficiente de atrito cinético se estabilizar em valores superiores ao restante do ensaio, até maior que quando houve a partida do motor.

4.4 TEMPERATURAS DE INTERFACE

Ao longo de todo ensaio foram coletados os valores de temperatura o mais próximo possível da interface entre o eixo e a bucha. Logo abaixo temos um quadro

(Figura 43) com os gráficos de temperatura para todos os ensaios realizados, logo em seguida (Tabela 15) é descrito os valores médios de temperatura, o desvio padrão e a temperatura ambiente do laboratório para cada ensaio realizado:

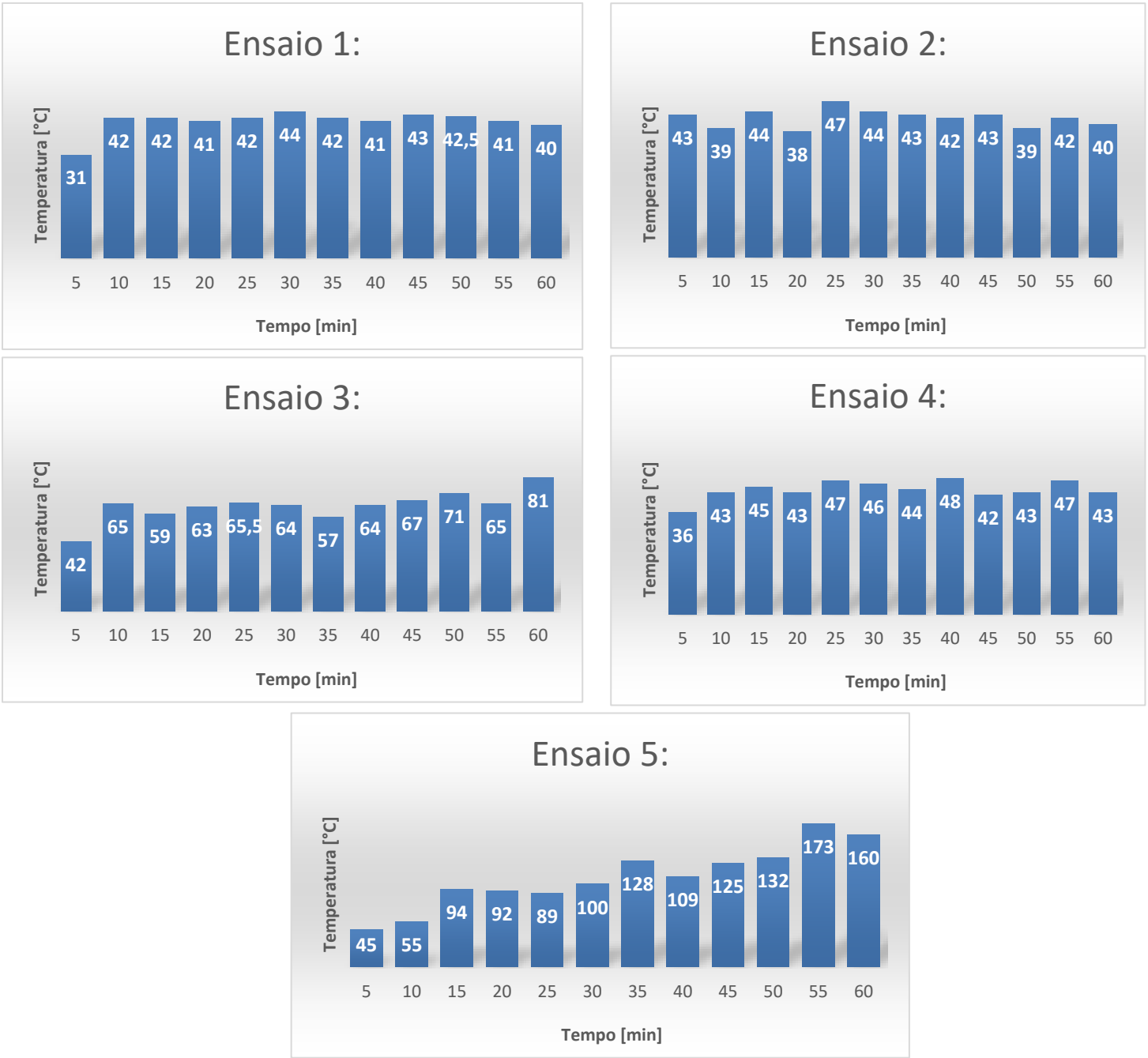


Figura 43 - Gráficos de Temperatura na interface

A partir da Tabela 15 poderemos ter uma análise melhor sobre os valores e as variações de temperatura na interface e relaciona-las com as temperaturas do laboratório utilizado nos ensaios, sendo este um fator importante para as dinâmicas nas trocas de calor entre o meio e o tribômetro:

Tabela 15 - Temperaturas dos Ensaios

Ensaios	Tipo de Lubrificação / Carga Aplicada	Temperatura Ambiente [°C]	Temperatura Média na Interface [°C]	Desvio Padrão das Temperaturas de Interface [°C]
1	Óleo / 137,24 N	26	41	3,31
2	Óleo / 146,10 N	24	42	2,59
3	Óleo / 179,55 N	27	64	9,00
4	Graxa / 137,24 N	23	44	3,17
5	Graxa / 179,55 N	23	108	37,96

Assim como na rugosidade houve um aumento de temperatura média proporcionalmente com o aumento da carga aplicada. E quando comparamos os 2 tipos diferentes de lubrificação e com a mesma carga aplicada (Ensaio 2 com o 4 e Ensaio 3 com o 5), percebe-se que os ensaios com lubrificação a graxa foram medidos as maiores temperaturas, mesmo que as temperaturas ambientes estivessem menores.

Além do aumento da temperatura em relação ao aumento de carga é possível observar que ocorreu desvios maiores dos valores, isso poderia indicar possivelmente um aumento da instabilidade do sistema e que possivelmente ocorreram mais contatos metal-metal durante os ensaios.

No caso do primeiro ensaio o valor do desvio padrão é maior que ocorreu no segundo ensaio, porém se analisarmos o gráfico de temperatura pelo tempo do ensaio 1 é possível observar que a primeira medida de uma temperatura é bem inferior ao restante das outras medidas, indicando que houve um aquecimento mais lento da interface, porém no restante do ensaio as temperaturas foram mais uniformes e se for realizado o cálculo do desvio padrão excluído a primeira medida de temperatura é obtido o valor 1,10, no qual é aproximadamente 67% menor que o valor do desvio padrão do segundo ensaio.

Foi realizado mesma análise de exclusão da primeira medida para os outros ensaios, porém mesmo com reduções dos valores de desvio padrão (exceto ensaio 2 que houve um

aumento para 2,7) os valores ainda assim do desvio padrão aumentam com aumento do carregamento.

Esta análise de instabilidade das temperaturas devido ao aumento de carga está de acordo com conclusões tiradas nos gráficos de coeficiente de atrito cinético, em que é possível a ocorrência de maiores instabilidades no coeficiente de atrito devido a um maior carregamento, conforme descrito no item 4.4.

Além disso há indícios que no ensaio 5, de acordo com os valores encontrados de temperatura, houveram modificações das propriedades da graxa e dilatações do eixo fazendo com que o coeficiente de atrito tornasse maior até que quando houve a partida do motor, com *f aproximadamente* 0,21 e 0,18, respectivamente.

4.5 ANÁLISE DE RUGOSIDADE DAS SUPERFÍCIES

Os valores de Rz e Ra das amostras estão dispostos nas Tabelas 16 a 21. As amostras estão numeradas de acordo com a realização dos ensaios e com os parâmetros variados conforme enumeradas pela Tabela 10.

Tabela 16 - Bucha 0 (Amostra Padrão).

Tabela medidas de Rugosidade Condição Inicial (Bucha 0)		
Medidas	Ra [µm]	Rz [µm]
1	0,47	3,2
2	0,41	4,0
3	0,41	3,0
Média:	0,43	3,40
Desvio Padrão:	0,0346	0,5292

A amostra Padrão (Bucha 0) é referente a bucha que não passou por nenhum ensaio de desgaste, conforme item (3.1.3). Apresenta um valor de Ra médio e de Rz médio esperado para

uma superfície que tenha passado pelo processo de usinagem. Admitindo que este tipo de acabamento não é o melhor para a formação da lubrificação *hidrodinâmica*, pois existem diversos outros tipos de acabamento que torna as superfícies das peças mais lizas e possibilitando assim que a altura do filme de óleo (h_0) possam ser menores, sem a ocorrência de haver contato entre as asperezas, de acordo com item 2.2.1. Vale lembrar que todas as buchas tinham o mesmo acabamento antes dos ensaios de desgaste.

Tabela 17 - Bucha 1 (Lubrificação a Óleo e F_N = 137,24 [N]).

Tabela medidas de Rugosidade Condição Final (Bucha 1)		
Medidas	Ra [µm]	Rz [µm]
1 2 3	0,42 0,4 0,41	3,6 4,0 3,2
Média:	0,41	3,60
Desvio Padrão:	0,0100	0,4000

Tabela 18 - Bucha 2 (Lubrificação a Óleo e F_N = 146,10 [N])

Tabela medidas de Rugosidade Condição Final (Bucha 2)		
Medidas	Ra [µm]	Rz [µm]
1 2 3	0,46 0,68 0,54	4,9 5,1 8,7
Média:	0,56	6,23
Desvio Padrão:	0,1114	2,1385

É possível observar que a rugosidade da Bucha 2, 2° Ensaio, está bem maior que a Bucha 0 e da Bucha 1, sendo um indicio que na Bucha 2 houveram mais contatos metal-metal

que sofreu a Bucha 1 e mais severos, além de que na Bucha 1 a rugosidade pouco teve mudanças, um indicio que o contato metal-metal foi maior na partida do motor elétrico.

Tabela 19 - Bucha 3 (Lubrificação a Óleo e F_N = 179,55 [N])

Tabela medidas de Rugosidade Condição Final (Bucha 3)		
Medidas	Ra [µm]	Rz [µm]
1	1,25	12,3
2	1,35	16,2
3	1,51	15,5
Média:	1,37	14,67
Desvio Padrão:	0,1311	2,0793

Tabela 20 - Bucha 4 (Lubrificação a Graxa e F_N = 137,24 [N])

Tabela medidas de Rugosidade Condição Final (Bucha 4)		
Medidas	Ra [µm]	Rz [µm]
1	0,39	2,9
2	0,34	2,5
3	0,36	2,2
Média:	0,36	2,53
Desvio Padrão:	0,0252	0,3512

Tabela 21 - Bucha 5 Lubrificação a Graxa e F_N = 179,55 [N]

Tabela medidas de Rugosidade Condição Final (Bucha 5)		
Medidas	Ra [μm]	Rz [μm]
1	0,57	4,3
2	0,42	3,2
3	0,39	3,8
Média:	0,46	3,77
Desvio Padrão:	0,0964	0,5508

Como era de se esperar os valores de Rz e Ra médios aumentam proporcionalmente com aumento da carga aplicada, porém é possível ver que quando comparados com ensaios de mesma carga, mas diferentes formas de lubrificação o do tipo a graxa aparentemente leva vantagem ao proteger a superfície da bucha, preservando das deformações maiores.

Porém este indicio não está de acordo com as medições do coeficiente de atrito cinético e com os resultados de outros ensaios, como a temperatura de interface, item 4.5. Além do fato que foi observado a deposição de material na superfície das buchas lubrificadas a graxa, que mesmo com a utilização de banho de querosene continuaram com resíduos impregnados nessas peças. Sendo um indício de que houveram mudanças nas propriedades da graxa durante os ensaios e aderindo a superfície.

4.6 ANÁLISE MICROSCÓPICA DAS SUPERFÍCIES ENSAIADAS

As imagens feitas no microscópio podem variar de tonalidade comparando as entre si, entre os possíveis motivos que podemos citar são: o formato côncavo da superfície que dificulta a iluminação correta da peça e pela intensidade de luz que foi utilizado diferentemente para cada imagem, sendo utilizada a intensidade que proporcionasse a melhor definição de imagem. Logo abaixo estão as imagens, em ordem de ensaio. Lembrando que a Bucha 0 é a superfície que não passou por ensaio de desgaste, é utilizada como referência de acabamento superficial para as outras buchas.

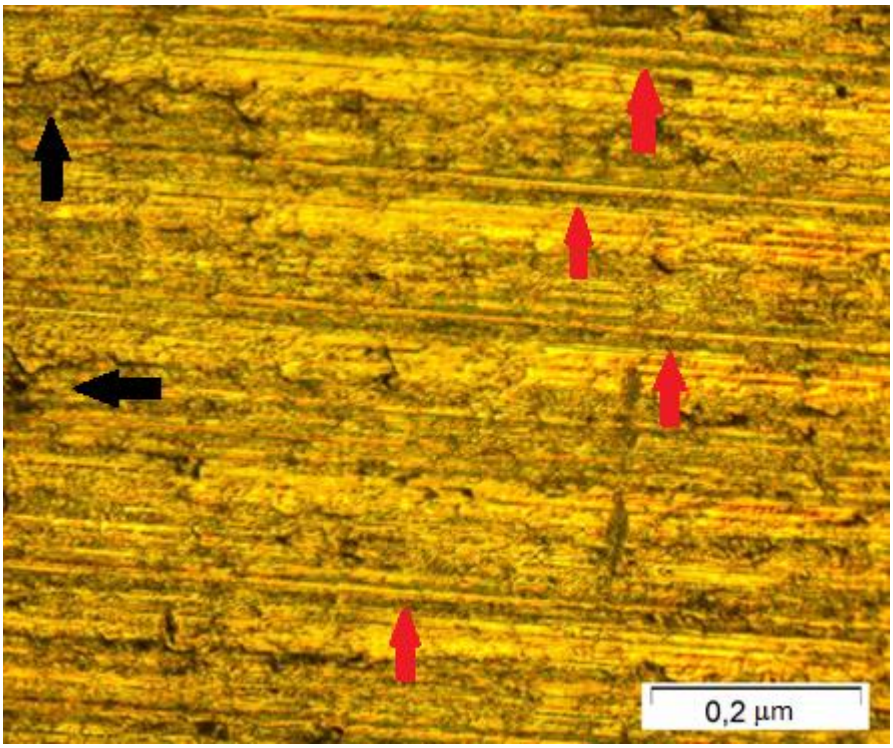


Figura 44 - Bucha 0 (Zoom 100x) (Autor).

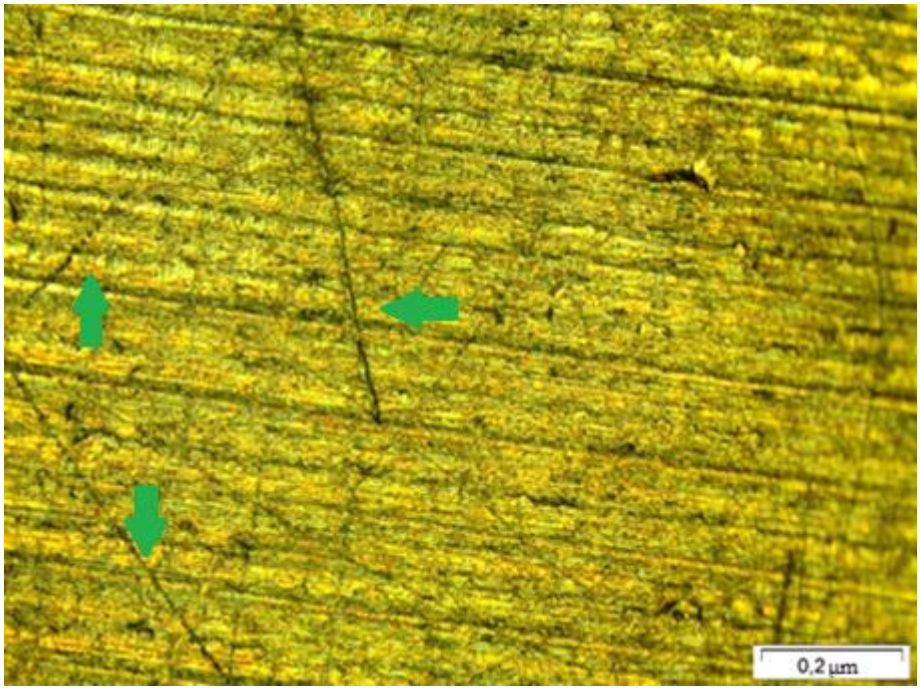


Figura 45 - Bucha 1 (Zoom 100x) (Autor).

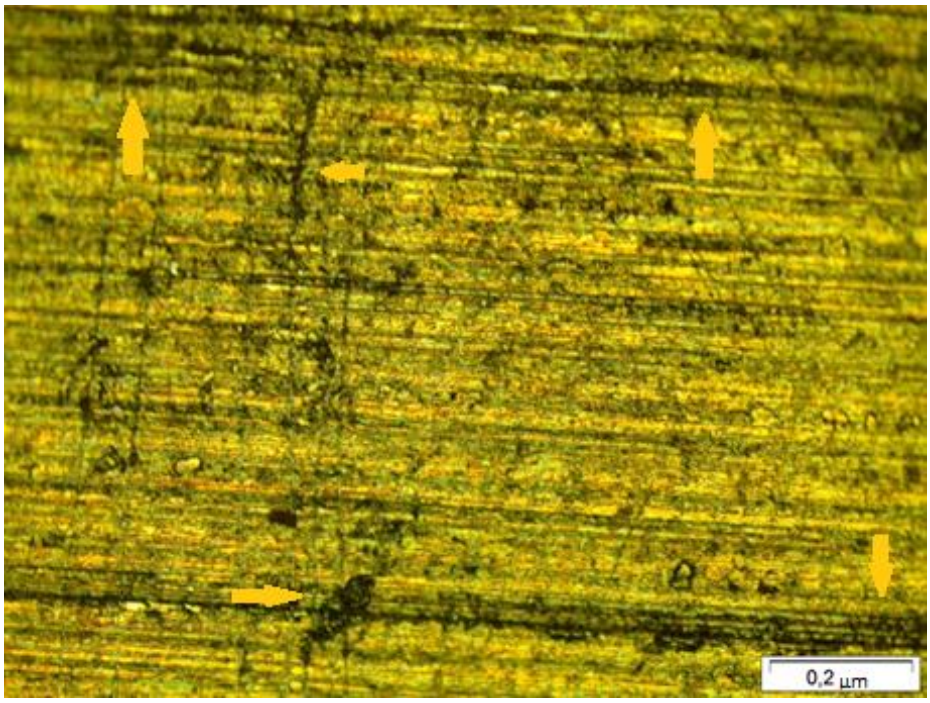


Figura 46 - Bucha 2 (Zoom 100x) (Autor).

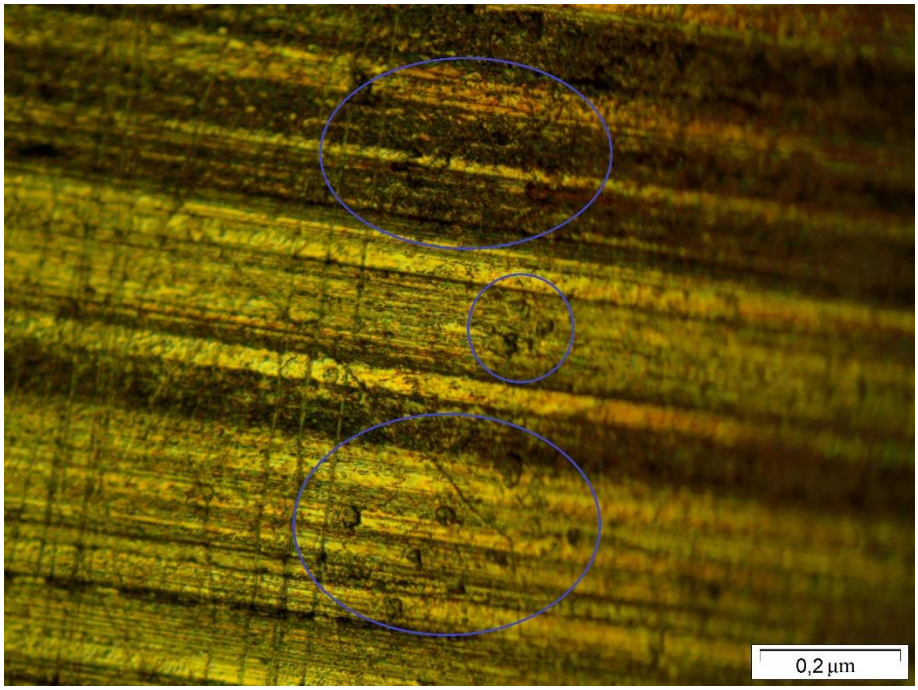


Figura 47 - Bucha 3 (Zoom 100x) (Autor).

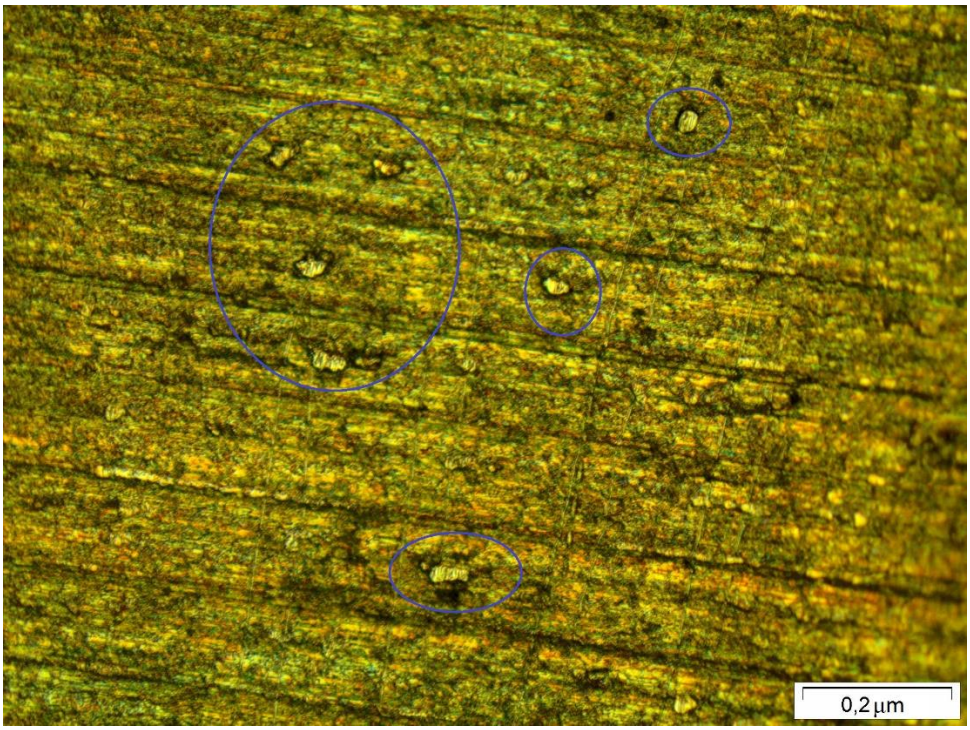


Figura 48 - Bucha 4 (Zoom 100 x) (Autor).

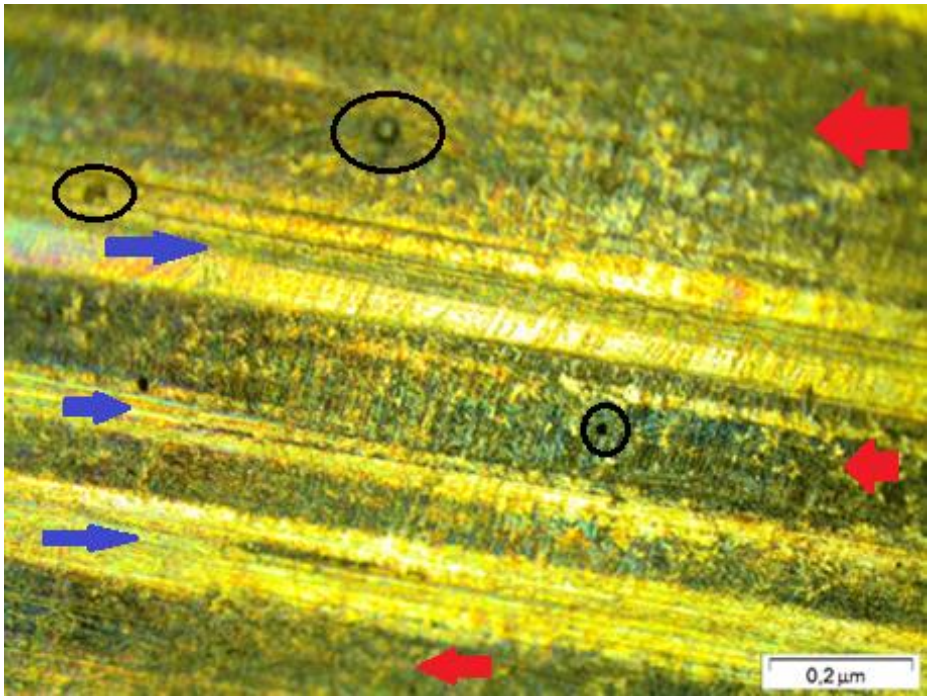


Figura 49 - Bucha 5 (Zoom 100x) (Autor).

Podemos observar a superfície da Bucha 1 parece ser mais lisa do que a superfície da Bucha 0, na figura 44 as setas pretas demonstram regiões escuras que indicam regiões mais rugosas, isto pode ser um indício que houve uma deformação plástica de regiões mais ásperas da superfície e reduzindo o tamanho dos picos de rugosidade, porém as linhas de usinagem indicam as linha de usinagem que são as linhas horizontais com espessura e afastamento regulares entre si, que são as setas em vermelho da figura 44, se mantiveram visíveis ao longo de toda peça. Além disso podemos observar outros riscos na superfície da Bucha 1 (setas verdes na figura 45) em sentidos diferentes ao de usinagem e da rotação do eixo contra a bucha (sentido horizontais), estes riscos podem indicar duas hipóteses, talvez ao fato da folga ser pequena e no momento de encaixa-lo entre o eixo houve um desgaste pré-maturo ou se ocorreram movimentos da bucha durante o ensaio no sentido axial do eixo. Mas de modo geral a imagem da Bucha 1 indica que houve um desgaste moderado da superfície.

Já na Bucha 2 percebemos o aumento de riscos e com maiores profundidades (setas em amarelo na figura 46), indicando o desgaste mais severo da peça em relação a Bucha 1. Na Bucha 3, em que ocorreu o maior carregamento nos ensaios com lubrificação a óleo, percebemos um maior número de sulcos e em comprimentos maiores do que foi visto anteriormente, além disso em algumas regiões, circulada em azul na Figura 47, é visto possíveis buracos na peça, sendo um indicativo que tenham ocorrido arrancamento de material da superfície, podendo ser o caso de um desgaste por adesão ou abrasão da bucha. Além do mais, tanto na Bucha 2 quanto na Bucha 3 é visto arranhões em sentidos diferentes do horizontal assim como ocorrido na Bucha 1.

Já no caso da Bucha 4 a imagem demonstra a ocorrência de pouco desgaste da superfície, mas é possível observar a olho nu, tanto da Bucha 4 quanto da 5, que há deposição de material com tonalidade escura na superfície da peça e este material possivelmente pode "mascarar" sulcos mais profundos, além disso estão circulados em azul alguns pontos incomuns da superfície, com tonalidade mais clara, que podem ser partículas da bucha, sendo as partículas que foram arrancadas da superfície da própria bucha e ficaram misturada na graxa até serem comprimidas na interface entre o eixo e a bucha e serem "soldadas" novamente à bucha, e sendo este o material de menor dureza. Além disso esse fenômeno pode não ter ocorrido nos ensaios a óleo pois o óleo está sempre sendo renovado na interface e remove as partículas advindas de desgaste.

Na imagem da Figura 49, referente a Bucha 5, é visto com maior intensidade, desgastes da peça no sentido horizontal, sendo indicio de desgastes mais severos. Além disso é possível

observar tonalidades da superfície bem distintas, em que na zona com maiores arranhões estão mais claras, com tons de dourado (setas azuis) e no espaço entre as zonas de arranhões a cor é escura quase preta (setas vermelhas), em que estas regiões mais escuras podem ser um indicativo que houve deposições de material como a graxa na superfície e se fixaram. Além de ter indicações de buracos na superfície (círculos pretos)

4.7 COEFICIENTE DE DESGASTE

O coeficiente de desgaste adimensional da equação de Archard é um importante parâmetro para determinação da severidade do desgaste, através da Equação 13 é possível determinar a taxa de volume desgastado por distância de deslizamento dos corpos de prova e após isto será realizado a determinação do k, pela equação 4.

Tabela 22 - Coeficiente de desgaste adimensional

Ensaios	Tipo de Lubrificação / Carga Aplicada	Perda de massa [g]	Taxa de desgaste por deslizamento (Q) [mm³/m]	k [adimensional]
1	Óleo / 137,24 N	0,0100	9,29E-05	5,74E-05
2	Óleo / 146,10 N	0,0509	4,73E-04	2,74E-04
3	Óleo / 179,55 N	0,1984	1,84E-03	8,70E-04
4	Graxa / 137,24 N	0,1201	1,12E-03	6,89E-04
5	Graxa / 179,55 N	0,1751	1,63E-03	7,68E-04

Ao realizar os cálculos do coeficiente de desgaste adimensional podemos perceber que assim como os outros parâmetros analisados também houve o aumento da severidade do desgaste pelo aumento do carregamento, ou seja aumento do contato entre as superfícies, mesmo que ao se calcular o k, da equação de Archard, divide-se pela força normal do carregamento.

Outra questão importante é que ao se comparar o coeficiente de desgaste do Ensaio 3 com o 5, carregamentos idênticos e diferentes formas de lubrificação, o valor do Ensaio 5 está

menor. Isto, primeiramente, poderia indicar que houve um desgaste mais severo no Ensaio 3, pois a altura do filme de óleo desenvolvida neste caso não foi o suficiente para proteger a bucha.

Mas é importante salientar que a deposição de material na superfície das buchas lubrificadas a graxa podem esconder os valores reais para este tipo de análise.

Ao se comparar todos os valores dos cinco ensaios com os valores da Tabela 1, item 2.1.3, no qual é dado os valores típicos de k a diversos tipos de lubrificação. Para o caso do Ensaio 1 estaria na classificação de lubrificação média (ordem de grandeza de $k=2x10^{-5}$), e todos os outros classificados como lubrificação pobre (ordem de grandeza de $k=2x10^{-4}$). Sendo uma indicação do tipo de lubrificação que ocorreram nestes ensaios.

5. CONCLUSÕES

No presente trabalho, em que foram realizados melhorias e aprimoramentos de um tribômetro do tipo mancal sobre eixo, realizou-se ensaios com intuito de conhecer seu comportamento durante o funcionamento e através de observações e análises dos resultados obtidos levantar questionamentos sobre seu desempenho nas diversas áreas de conhecimento em mancais deslizantes, projetos, tribologia, entre outras.

A haste de carregamento, desenvolvida neste trabalho, é um instrumento importante na aproximação das condições reais de funcionamento de um mancal de deslizamento, pois mancais normalmente são elementos de apoio de algum carregamento, além disso foi possível variar o nível da força aplicada em uma faixa considerável de valores e com boa precisão na medição destes valores.

O sistema de lubrificação foi algo que permitiu ocorrer variações na quantidade de óleo fornecida ao par tribológico (bucha / eixo), existir renovações do óleo e sempre em temperaturas mais baixas do que é encontrado na região de contato do par tribológico, refrigeração do óleo. Algo que pode ocorrer na prática, sendo mais um parâmetro capaz de se variar às condições reais de funcionamento.

A utilização de 2 mancais do tipo pedestal distribuídos ao longo do eixo para apoiar o próprio eixo e seu carregamento, possibilitou as reduções de vibrações na bucha e de desalinhamento entre o eixo e a bucha.

E além disso o sistema de aquisição do coeficiente de atrito tornou o tribômetro um instrumento mais completo, pois é através deste instrumento que é possível entender comportamento da força de atrito e relacionar com as outras análises e assim tirar conclusões mais respaldadas e mais confiáveis.

Neste trabalho foram realizados ensaios tribológicos de uma bucha de bronze TM23 em deslizamento com lubrificação contra um eixo de aço 1045, com duração de 60 minutos para cada ensaio, no total foram realizados 5 ensaios, com intuito de avaliar o equipamento por um todo, se existem falhas que devam corrigir e reforçar algo que possa não estar muito boa. Foram sendo variados a cada ensaio os parâmetros de carregamento do mancal e o tipo de lubrificação, lubrificação a óleo SAE 20W50 e graxa Autolith 2.

Foi pensado que todos os ensaios a óleo ocorressem por lubrificação *hidrodinâmica*, porém os resultados nas diversas análises de medição, temperaturas de interface, coeficiente de

atrito cinético, análises de superfícies e análises de desgaste, não indicaram esse resultado, somente para o Ensaio 1, que indicou uma possível lubrificação *hidrodinâmica* ou de *filme misto*.

Dentre os indícios da falha de formação da lubrificação *hidrodinâmica* é devido a um possível desalinhamento entre o eixo e a bucha, pois as marcas de desgaste na bucha ocorreram de forma não uniforme no sentido axial do contato entre o eixo e a bucha, além do fato de que o acabamento da superfície interna das buchas não serem o mais indicado, e terem atrapalhado a formação da lubrificação *hidrodinâmica*.

Foram realizadas comparações dos valores teóricos do coeficiente de atrito cinético de mancais hidrodinâmicos, cartas de Raimondi e Boyd, com valores encontrados nos ensaios, em que somente Ensaio 1 se aproximou bem ao valor teórico (4,63% maior que o teórico), além disso foi realizado algumas observações da diferença de comportamento entre os dois tipos de lubrificação utilizados, em que foi possível analisar o aumento de *f* nos ensaios a graxa.

Além disso foi possível ver que no ensaio 5, lubrificado a graxa e carregamento de 179,55 [N], houve um aquecimento excessivo, chegando aos 173 °C, e o valor de *f* no final do ensaio chegou a superar o valor quando houve a partida do motor, um indicio forte de que a temperatura de interface influenciou diretamente no valor de *f*. As temperaturas dos ensaios de modo geral acompanharam o aumento do nível de carregamento, é importante salientar que existe uma ligação direta das temperaturas desenvolvidas nos ensaios com a temperatura ambiente.

E para a rugosidade, que está relacionado com o desgaste superficial da peça e com acabamento, de modo geral houve um aumentou de acordo com o nível de carregamento, porém as buchas que foram ensaiadas com lubrificação a graxa tiveram os valores de rugosidade menores, mas talvez não seja o resultado mais correto pelo fato da deposição de material escuro, com aparecia de graxa queimada, nas superfícies analisadas e aderiram-se mesmo utilizando banhos de querosene na bucha.

A análise das imagens microscópicas (zoom 100x) das buchas, demonstram indícios que houve a soldagem de partículas soltas de volta para a bucha, nos ensaios a graxa, mas de modo geral os sinais de desgaste eram mais visíveis nos ensaios que houveram maiores carregamentos.

E os valores encontrados para o coeficiente de desgaste quando comparados a tabela de Rabinowicz (1978), indica que houve lubrificação média para o ensaio 1 e lubrificação pobre

para os outros ensaios, além do fato que o indício da soldagem de partículas soltas na bucha e a deposição de material na superfície podem mascarar os valores reais de k nos ensaios a graxa.

Por fim, conclui-se, diante do exposto, que as melhorias e aprimoramentos realizados no tribômetro, mostraram a capacidade do equipamento em realizar vários tipos de medições e utilizando diferentes tipos de parâmetros na realização de estudos tribológicos para mancais de deslizamento. E para que os ensaios realizados neste equipamento sejam validos a título de comparações com outros trabalhos e tragam conclusões mais confiáveis deverá ocorrer testes contínuos e adequações, algo que é praticado de maneira geral para se conseguir bons equipamentos.

6. PROPOSTA PARA TRABALHOS FUTUROS

Algumas considerações podem ser feitas para trabalho futuros, seguindo a linha de pesquisa e desenvolvimento deste trabalho.

Em relação ao tribômetro, continuar realizando ensaios e melhorias até o ponto que possa validar o equipamento para realizações de importantes estudos tribológicos de mancais deslizantes.

Desenvolver um sistema mais eficiente de lubrificação das buchas durante o ensaio, com controle mais preciso da vazão e da alimentação do óleo até o contato entre o eixo e a bucha.

Reduções de vibrações do sistema tribológico com métodos de amortecimento e materiais mais adequados ao regime de funcionamento do sistema.

Ampliar as possibilidades da variação dos parâmetros, durante os ensaios, como a variação de giro do motor com um inversor de frequência ou uma caixa redutora.

Implementação de um sistema para monitoramento da perda de massa durante o ensaio, o que permitiria verificar a variação da taxa de desgaste em relação ao tempo.

Ensaios em atmosfera controlada, controlando a temperatura e umidade relativa do sistema, uma forma de simular um local que o mancal irá trabalhar, assim aproximando o estudo à aplicação.

Utilização de um sistema automatizado e preciso de medições de temperaturas no contato entre o par tribológico.

Estudo mais elaborado que analise os ruídos presentes nos dados coletados pelo sistema de célula de carga, identificando de forma mais precisa quais fenômenos causam influência nas coletadas e a partir disso possa aprimorar o sistema de medição.

REFERÊNCIAS

ALVES, L. H. D. (2015), Notas de Aula. Gestão de Manutenção. Engenharia de Produção Universidade Federal de Juiz de Fora, Minas Gerais, Brasil.

ANDERSON, B.S., 1991, "Company perspective in vehicle tribology – Volvo", In 17th Leeds-Lion Symposium on Tribology, Elsiever Science Pub Co, 1991. p. 503-506 (Elsiever Technology Series 18). Citado em: SINATORA, A., 2005, "Tribologia: um resgate histórico e o estado da arte", Prova de Erudição, São Paulo.

American Society for Metals – Metals Handbook, 2000, "Mechanical Testing and Evaluation", Ohio: Metals Park, Vol. 8, 9. Ed.

ASKELAND, D. R., PHULÉ, P. P.; "Ciência e Engenharia dos Materiais", Cengage Learning, São Paulo, 2011).

ARNOLD, Karl Frederich, Validação experimental de uma metodologia de cálculo da vida à fadiga para mancais hidrodinâmicos, 2005.

BARBOSA, F; "Apostila do Curso de Laboratório de Resistência dos Materiais da Faculdade de Engenharia da UFJF", 2016.

BERTOLDI, E.; "Análise de Ensaios de Dureza Brinel e Rockwell em Corpo de Prova", UniJuí, RS, 2014.

BASSHUYSEN Richard Van, Fred Schäfer Internal Combustion Engine Handbook, 2004.

BLAU, Peter J. **Friction Science and Technology**. New York: Marcel Dekker, Inc., 1996.

BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J.K., "Elementos de Máquinas de Shigley: Projeto de Engenharia", McGraw Hill, 8ª edição, Porto Alegre, 2011

CALLISTER, W." Ciência e Engenharia de Materiais uma Introdução", Rio de Janeiro, 2007.

CAMPANHA, Estudo sobre a vida útil de rolamentos fixos de uma carreira de esferas, 2008.

CASTRO, H. F. de; Análise de Mancal Hidrodinâmico sob instabilidade fluidoinduzida, Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, p.176.Tese (Doutorado), 2007.

CHAIRMAN, J. G. K.; "Properties e Units for Engineering Alloys", ASM International,1999.

CHUBACI, J. F. Diniz, "Dimensões Euclideanas", Física Experimental, USP, 2010. Link:http://moodle.stoa.usp.br/file.php/1192/FEP113-aula_sintese_euclidiana_Chubaci_2010.pdf Acesso em 7 de novembro de 2016.

CZICHOS, H.; "Tribology: a systems approach to the science and technology of friction, lubrication, and wear (Tribology series, 1)", Elsevier Science, 1st edition, 1978.

DING, X.; ZENG, X.T.; HE, X.Y.; CHEN, Z. Tribological properties of Cr- and Tidoped MoS2 composite coatings under different humidity atmosphere. Surface and Coatings Technology. V. 205, p. 224-231, 2010.

DO VALE, João Luiz. Estudo do Comportamento Tribológico do politetrafluoretileno em deslizamento sem lubrificação contra aço inoxidável, Dissertação de Mestrado, UTFP, 2014.

GERDAU, Barra Trefilada Redonda. https://www.comercialgerdau.com.br/pt/produtos/arame-trefilado-aco-construcao-mecanica#ad-image-0 Acesso em 11 de outubro de 2016.

ERTHAL,http://ftp.demec.ufpr.br/disciplinas/EngMec_NOTURNO/TM356/Prof_Jorge_Erthal/Aulas/10-Mancais%20de%20Deslizamento.pdf . Acesso em 20 de setembro de 2016.

HMSO, London, 1966, p.4. Citado em: SINATORA, A., 2005, "Tribologia: um resgate histórico e o estado da arte",

HUTCHINGS, Ian M. Tribology: Friction and Wear of Engineering Materials. Cambridge: Butterworth Heinemann, 1992.

JOST, H.P, 1960, "Lubrication (tribology) education and research, Jost Rep., Department of Education and Science,Prova de Erudição, São Paulo.

JOST, H. P., 1990, "Tribology-origin and future", Wear, v.136, pp.1-17.

JUVINALL, R.C.; MARSHEK, K. M.; "Fundamentos do Projeto de Componentes de Máquinas" ,LTC, 4ª edição, Rio de Janeiro, 2013

KATO, K. Adachi, K., 2001, "Wear Mechanisms", MODERN TRIBOLOGY HANDBOOK, Ed. CRC Press LLC Vol.2 Cap 22

KHODDAMZADEH, A.; LIU, R.; WU, X. Novel Polytetrafluoroethylene (PTFE) Composites with Newly Developed Tribaloy Alloy Additive for Sliding Bearing. Wear. v. 266, p. 646-657, 2009.

MAHLE, Link.: http://www.mahle-aftermarket.com/media/local-media-latin-america/download-center/product-catalogs/catalogo-de-pistoes-camisas-kits-e-bronzinas-mh-ml-2015-2016.pdf, acessado em 12 de setembro de 2016.

MANEIRO, M. A. G., Rodríguez, J., 2006, "A Procedure to Prevent Pile up Effects on the Analysis of Spherical Indention data in Elastic-Plastic Materials", Mechanics of Materials, Madrid, Spain.

Manutenção e Suprimentos, 2016, Tipos de rolamentos e como funcionam e Rolamentos deslizantes. Disponível em http://www.manutencaoesuprimentos.com.br/conteudo/3524-tipos-de-rolamentos-e-como-funcionam Acesso em 14 de agosto de 2016.

MENDES, S. S.; "Estudo da dinâmica de Lubrificação em um Sistema Mecânico Mancal Deslizante", UFJF, 2014.

MONTINI, “As medições de Arquimedes”, Almanaque do IPEM-SP (Instituto de Pesos e Medidas do Estado de São Paulo).Link: https://ipemsp.wordpress.com/2011/12/05/arquimedes/ Acesso em 29 de agosto de 2016.

NICODEMUS, Elementos de Máquinas II. UNIFACS.

NORTON, R. L. Projeto de Máquinas: Uma Abordagem Integrada. Rio de Janeiro: Bookman, 2003.

Normas de Conversão de Dureza; Tabele de Conversie ASTM http://www.mdmstandard.ro/download/resurse/Tabele%20de%20conversie%20ASTM%20pentru%20duritati%20(in%20engleza).pdf Acessado em 11 de outubro de 2016.

PETERSON, M.B.; Winer, W.O., 1980. Wear Control Handbook. New York: American Society of Mechanical Engineers (ASME).

PBC Linear, The Science of SelfLubrication Debunking the Myth of “Lubed for Life”; http://www.pbclinear.com/Download/WhitePaper/The-Science-of-Self-Lubrication.pdf Acesso em 13 de setembro de 2016.

PERSSON, B. N. J. Sliding Friction. Surface Science Reports. v. 33, 1999.

RADI, P. A., Tribologia, conceito e aplicações, XIII ENCITA, SP, Brasil, 2007. http://www.bibl.ita.br/xiiiencita/FUND18.pdf Acesso em 4 de outubro de 2016.

Revista M&T, Ed. 159, “Mais Importantes do que parecem” http://www.revistamt.com.br/index.php?option=com_conteudo&task=viewMateria&id=1121 Acesso em 10 de agosto de 2016.

SHACKELFORD, J. F.; ”Ciências dos Materias”, Pearson, São Paulo, 6ª edição, 2008.

STACHOVIAK, Gwidon W.; BATCHELOR, Andrew W. **Engineering Tribology.** 3.ed. EUA: Butterworth Heinemann, 2001.

STOETERAU, R. L.; Leal, L. C. “*Apostila de Tribologia. Departamento de Engenharia Mecância”* - Universidade Federal de Santa Catarina, 2014.

SHIGLEY, J. E., Mischke, C. R., & Budynas, R. G. (2005). Projeto de Engenharia Mecânica. The effects of brief mindfulness intervention on acute pain experience: An examination of individual difference (Vol. 1).

SINATORA, A., 2005, “Tribologia: um resgate histórico e o estado da arte”, Prova de Erudição, São Paulo.

XAVIER, Venceslau, Tribologia e Lubrificação, CEFETCE, aula 4, 2016.

ZAMPIERI, P. R.; *“Microestrutura e resistência ao desgaste abrasivo de uma liga para revestimento duro contendo nióbio”*, Tese (Mestrado) –Universidade Estadual de Campinas, 1983.

APENDICE A

É de fundamental importância realizar uma criteriosa indicação dos esforços presentes no mecanismo tribológico para a determinação correta do Coeficiente de Atrito entre a bucha de bronze e o eixo de aço 1045. Será utilizado os diagramas de corpo livre para a dedução das equações que forneceram o valor de *f*. Na Figura 50, a seguir, são visto os esforços que ocorrem na haste de carregamento juntamente do rolamento que transfere os esforços à bucha de bronze.

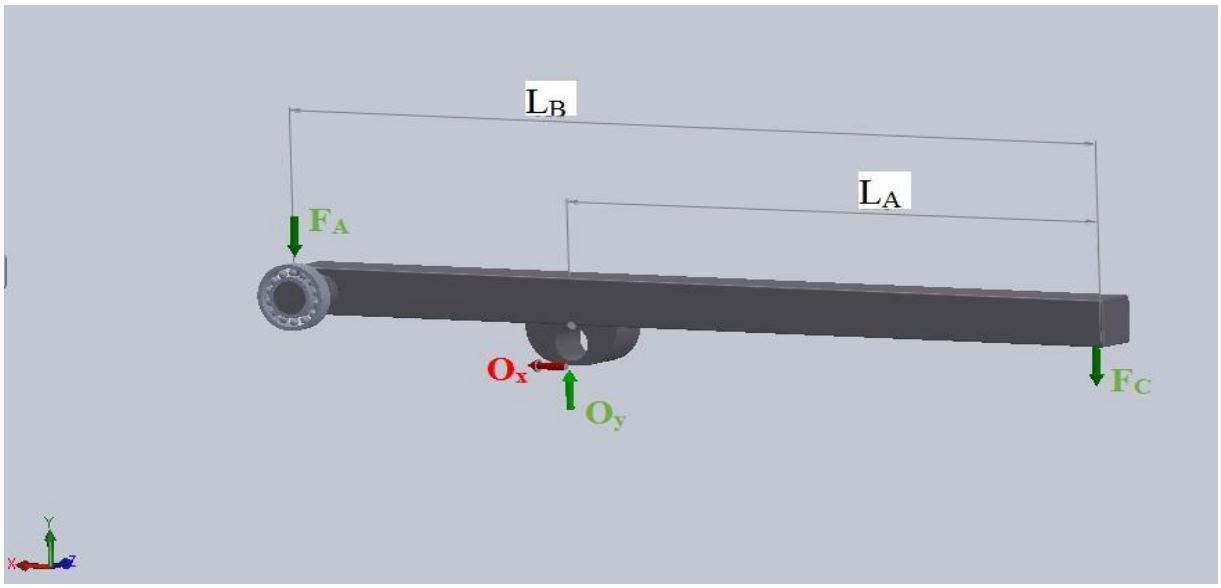


Figura 50 - Dimensões da Haste e aplicações de força (Autor).

- O_y : Força de reação no apoio articulado de sentido vertical [N];
- O_x : Força de reação no apoio articulado de sentido horizontal [N];
- F_C: Força do carregamento suspenso na extremidade da haste mais a Força resultante do seu próprio peso com a haste rotulada no ponto de apoio [N];
- F_A: Força de ação ou reação no ponto de contato entre o rolamento e a bucha de sentido vertical [N];
- L_B: Comprimento total da Haste [m];
- L_A: Comprimento do ponto de carregamento da haste a até o ponto de apoio [m];

Na figura 51 é demonstrado os esforços atuantes na bucha e no rolamento. E na figura 52 está definido o diagrama de corpo livre com todos os esforços presentes na bucha de bronze.

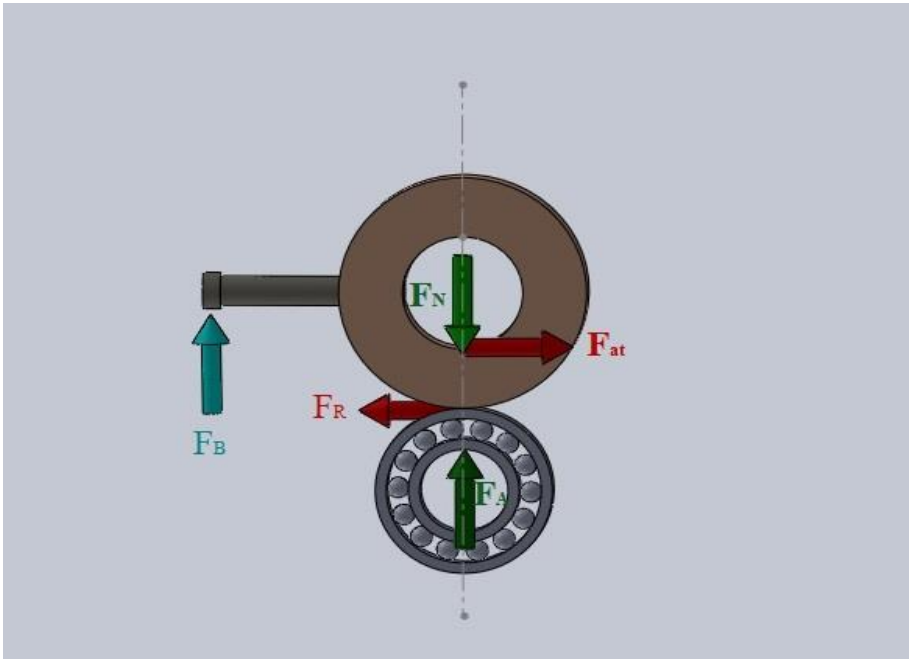


Figura 51 - Contato Rolamento x Bucha (Autor).

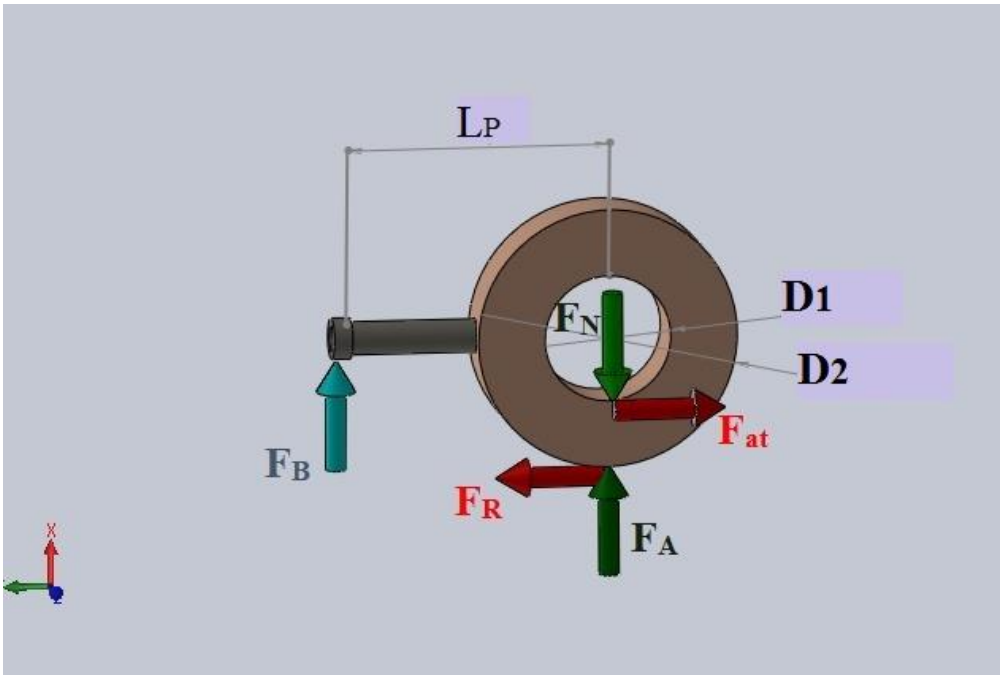


Figura 52 - Dimensões da Bucha e aplicação de forças (Autor).

- F_N : Força normal entre o eixo e a bucha [N];
- F_{at} : Força de atrito entre o eixo e a bucha [N];
- F_R: Força resistiva do rolamento a tendência de giro [N];
- F_B: Força de reação do apoio do pino na célula de carga [N];
- L_P: Distância entre o centro da bucha até o ponto de apoio do pino [m];
- D_1: Diâmetro interno da bucha [m];

- D_2: Diâmetro externo da Bucha [m].

Aplicando somatório de momento na haste de carregamento no ponto O temos:

$$F_A = \frac{F_C.L_A}{L_B - L_A} \quad (14)$$

Aplicando o somatório de momento na bucha temos:

$$F_{at} = \frac{2.F_B.L_P + F_R.D_2}{D_1} \quad (15)$$

Foi possível determinar o valor da força resistiva do rolamento (F_R) através de dados coletados do fabricante do rolamento, a SKF®. Para o rolamento 6003-2RSH, utilizado.

Pela equação da força de atrito:

$$F_{at} = \mu . F_N \quad (16)$$

Em que μ_B é o coeficiente de atrito entre a bucha e o eixo.

Substituindo a equação (1), (2) em (3), temos o valor do coeficiente de atrito:

$$\mu = \left(\frac{2.F_B.L_P + F_R.D_2}{D_1}\right).\left(\frac{L_B - L_A}{F_C.L_A}\right) \quad (17)$$

Ao substituirmos os valores das variáveis dimensionais vistos no desenho técnico do tribômetro no item 3.2.1, temos:

$$\mu = \left(\frac{2.F_B.\left(48.10^{-3}\right) + (1{,}58.39{,}2.10^{-3})}{19{,}12.10^{-3}}\right).\left(\frac{1}{F_A}\right) \quad (18)$$

Em que μ fica em função da força que o parafuso empurra a célula de carga (F_B) e da força de carregamento da bucha (F_A = 137,24 [N] ou 146,10 [N] ou 179,55 [N]).

APENDICE B

Neste apêndice foi realizado a análise da folga entre o furo da bucha e o diâmetro do eixo.

De acordo com Shigley (2007), a folga e outros parâmetros, com valores inadequados podem levar a formação de um filme de óleo muito fino e consequentemente o superaquecimento, além de partículas de sujeira intrusas ficarem presas e encravar-se ao mancal provocando possíveis emperramento. Mesmo que tenha um bom intervalo de valores para a folga, valores muito pequenos ou grandes fazem com que se forme um filme de óleo muito fino e inapropriado para o mancal. Assim a escolha errada do valor deste parâmetro pode trazer consequências indesejadas ao mecanismo projetado.

Utilizamos um padrão de medida de ajustes e limites para eixos e furos como se pode ver pela tabela 23. Afim de se encontrar a folga mais adequada é dada pelo símbolo ISO H9/d9, acreditando ser o mais adequado ao tipo de aplicação do mancal projetado.

Tabela 23 - Descrição de ajustes preferenciais utilizando o sistema básico de furo (SHIGLEY, 2005)

Tipos de ajuste	Descrição	Símbolo
Folga	*Ajuste corrediço folgado*: para tolerâncias comerciais amplas ou margens em membros externos.	H11/c11
	Ajuste corrediço livre: não deve ser utilizado quando a acurácia é essencial, mas é bom para grandes variações de temperatura, altas velocidades ou pressões elevadas em munhão.	H9/d9
	Ajuste corrediço apertado: para funcionamento em máquinas precisas e para posicionamento acurado a velocidades e pressões moderadas em munhão.	H8/f7
	Ajuste deslizante: onde as peças não são destinadas a correr livremente, mas sim a mover-se e girar livremente, bem como a se posicionar com precisão.	H7/g6
	Ajuste locativo com folga: provê um ajuste apertado para a localização de peças estacionárias, que, no entanto, podem ser livremente montadas e desmontadas.	H7/h6
Transição	*Ajuste de transição locativa* para localização acurada, um compromisso entre folga e interferência.	H7/k6
	Ajuste de transição locativa para localização mais acurada em que maior interferência é permissível.	H7/n6
Interferência	*Ajuste de interferência locativa*: para peças requerendo rigidez e alinhamento com acurácia primordial de localização, mas sem requisitos especiais de pressão de furo.	H7/p6
	Ajuste de esforço médio: para peças feitas de aço de uso corriqueiro ou ajustes de contração de secções leves, o ajuste mais apertado que se pode utilizar com ferro fundido.	H7/s6
	Ajuste forçado: adequado para peças que podem sofrer tensões elevadas ou para ajustes de contração nos quais grandes forças de prensagem são impraticáveis.	H7/u6

Temos para o nosso mancal o símbolo **19,1H9/d9**, em que 19,1 se refere ao tamanho nominal da bucha ou tamanho básico. O tamanho básico se refere ao valor que a partir dele se dá os limites superior para o eixo e inferior para o furo. Veja a figura a baixo:

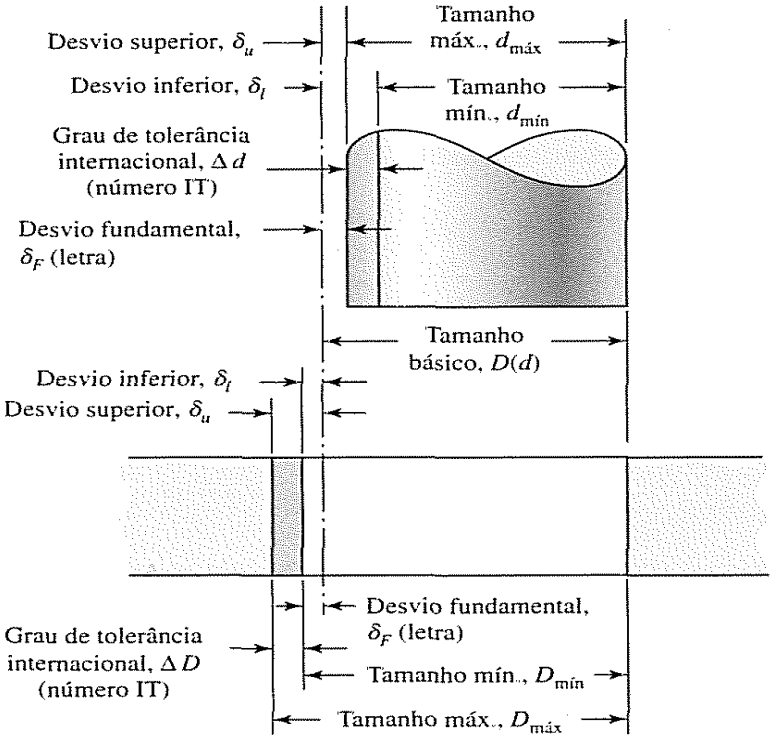


Figura 53 - Definições aplicadas um ajuste cilíndrico (SHIGLEY, 2005).

Agora utilizando a Tabela 24 com o valor IT igual a 9, *Grau de Tolerância Internacional*, que representa os grupos de tolerâncias, temos para o nosso caso um grau de 0,052 mm.

Tabela 24 - Seleção de classes internacionais de tolerância (Valores em milímetros) (SHIGLEY, 2005).

Medidas básicas	Classes de tolerância					
	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11
0-3	0,006	0,010	0,014	0,025	0,040	0,060
3-6	0,008	0,012	0,018	0,030	0,048	0,075
6-10	0,009	0,015	0,022	0,036	0,058	0,090
10-18	0,011	0,018	0,027	0,0,43	0,070	0,110
18-30	0,013	0,021	0,033	0,052	0,084	0,130
30-50	0,016	0,025	0,039	0,062	0,100	0,160
50-80	0,019	0,030	0,046	0,074	0,120	0,190
80-120	0,022	0,035	0,054	0,087	0,140	0,220
120-180	0,025	0,040	0,063	0,100	0,160	0,250
180-250	0,029	0,046	0,072	0,115	0,185	0,290
250-315	0,032	0,052	0,081	0,130	0,210	0,320
315-400	0,036	0,057	0,089	0,140	0,230	0,360

Para realizarmos as medidas de tamanho básico máximo e mínimo do eixo e para o furo, e assim calcular a folga diametral do mancal utilizamos as equações:

$$D_{max} = D + \Delta D \quad (1)$$

$$D_{min} = D \quad (2)$$

$$d_{max} = \mathrm{d} + \delta_F \quad (3)$$

$$d_{\min} = \mathrm{d} + \delta_F - \Delta \mathrm{d} \quad (4)$$

D: tamanho básico do furo;

d: tamanho básico do eixo;

δ_F: desvio fundamental;

ΔD: grau de tolerância para o furo;

Δd: grau de tolerância para o eixo;

Em que o desvio fundamental (δ_F) é dado pela tabela 25:

Tabela 25 - Desvios fundamentais para eixos (Valores em milímetros) (SHIGLEY, 2005)

Medidas básicas	Letra do desvio superior					Letra do desvio inferior				
	c	d	f	g	h	k	n	p	s	u
0-3	−0,060	−0,020	−0,006	−0,002	0	0	+0,004	+0,006	+0,014	+0,018
3-6	−0,070	−0,030	−0,010	−0,004	0	+0,001	+0,008	+0,012	+0,019	+0,023
6-10	−0,080	−0,040	−0,013	−0,005	0	+0,001	+0,010	+0,015	+0,023	+0,028
10-14	−0,095	−0,050	−0,016	−0,006	0	+0,001	+0,012	+0,018	+0,028	+0,033
14-18	−0,095	−0,050	−0,016	−0,006	0	+0,001	+0,012	+0,018	+0,028	+0,033
18-24	−0,110	−0,065	−0,020	−0,007	0	+0,002	+0,015	+0,022	+0,035	+0,041
24-30	−0,110	−0,065	−0,020	−0,007	0	+0,002	+0,015	+0,022	+0,035	+0,048
30-40	−0,120	−0,080	−0,025	−0,009	0	+0,002	+0,017	+0,026	+0,043	+0,060
40-50	−0,130	−0,080	−0,025	−0,009	0	+0,002	+0,017	+0,026	+0,043	+0,070
50-65	−0,140	−0,100	−0,030	−0,010	0	+0,002	+0,020	+0,032	+0,053	+0,087
65-80	−0,150	−0,100	−0,030	−0,010	0	+0,002	+0,020	+0,032	+0,059	+0,102
80-100	−0,170	−0,120	−0,036	−0,012	0	+0,003	+0,023	+0,037	+0,071	+0,124
100-120	−0,180	−0,120	−0,036	−0,012	0	+0,003	+0,023	+0,037	+0,079	+0,144
120-140	−0,200	−0,145	−0,043	−0,014	0	+0,003	+0,027	+0,043	+0,092	+0,170
140-160	−0,210	−0,145	−0,043	−0,014	0	+0,003	+0,027	+0,043	+0,100	+0,190
160-180	−0,230	−0,145	−0,043	−0,014	0	+0,003	+0,027	+0,043	+0,108	+0,210
180-200	−0,240	−0,170	−0,050	−0,015	0	+0,004	+0,031	+0,050	+0,122	+0,236
200-225	−0,260	−0,170	−0,050	−0,015	0	+0,004	+0,031	+0,050	+0,130	+0,258
225-250	−0,280	−0,170	−0,050	−0,015	0	+0,004	+0,031	+0,050	+0,140	+0,284
250-280	−0,300	−0,190	−0,056	−0,017	0	+0,004	+0,034	+0,056	+0,158	+0,315
280-315	−0,330	−0,190	−0,056	−0,017	0	+0,004	+0,034	+0,056	+0,170	+0,350
315-355	−0,360	−0,210	−0,062	−0,018	0	+0,004	+0,037	+0,062	+0,190	+0,390
355-400	−0,400	−0,210	−0,062	−0,018	0	+0,004	+0,037	+0,062	+0,208	+0,435

O tamanho básico de furo máximo é de 19,152 [mm] e o mínimo 19,1 [mm]. Já para o eixo o tamanho básico máximo é de 19,035 [mm] e tamanho mínimo é 18,983 mm.

Assim a folga diametral máxima é dada por 0,169 [mm] e mínima de 0,065 [mm]. Desta forma escolhemos próximo da média entre os dois 0,12 [mm], ou seja, com tamanho básico do eixo de 19,00 [mm] e bucha com o furo de 19,12 [mm].

ANEXO 5 – TERMO DE AUTENTICIDADE

UNIVERSIDADE FEDERAL DE JUIZ DE FORA
FACULDADE DE ENGENHARIA

Termo de Declaração de Autenticidade de Autoria

Declaro, sob as penas da lei e para os devidos fins, junto à Universidade Federal de Juiz de Fora, que meu Trabalho de Conclusão de Curso do Curso de Graduação em Engenharia de Produção é original, de minha única e exclusiva autoria. E não se trata de cópia integral ou parcial de textos e trabalhos de autoria de outrem, seja em formato de papel, eletrônico, digital, áudio-visual ou qualquer outro meio.
Declaro ainda ter total conhecimento e compreensão do que é considerado plágio, não apenas a cópia integral do trabalho, mas também de parte dele, inclusive de artigos e/ou parágrafos, sem citação do autor ou de sua fonte.
Declaro, por fim, ter total conhecimento e compreensão das punições decorrentes da prática de plágio, através das sanções civis previstas na lei do direito autoral[1] e criminais previstas no Código Penal[2], além das cominações administrativas e acadêmicas que poderão resultar em reprovação no Trabalho de Conclusão de Curso.

Juiz de Fora, _____ de _____ de 20____.

_____ _____
NOME LEGÍVEL DO ALUNO (A) Matrícula

_____ _____
ASSINATURA CPF

[1] LEI N° 9.610, DE 19 DE FEVEREIRO DE 1998. Altera, atualiza e consolida a legislação sobre direitos autorais e dá outras providências.
[2] Art. 184. Violar direitos de autor e os que lhe são conexos: Pena – detenção, de 3 (três) meses a 1 (um) ano, ou multa.