

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
PROGRAMA DE PÓS GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA E DE
MATERIAIS**

JORGE LUIZ TONELLA JUNIOR

**ANÁLISE DAS CONDIÇÕES DE LUBRIFICAÇÃO DE MOTORES TESTADOS EM
DINAMÔMETRO A FRIO UTILIZANDO DADOS TRIBOLÓGICOS OBTIDOS EM
LABORATÓRIO**

DISSERTAÇÃO

CURITIBA

2021

JORGE LUIZ TONELLA JUNIOR

**ANÁLISE DAS CONDIÇÕES DE LUBRIFICAÇÃO DE MOTORES TESTADOS EM
DINAMÔMETRO A FRIO UTILIZANDO DADOS TRIBOLÓGICOS OBTIDOS EM
LABORATÓRIO**

**CONDITIONS ANALYSIS OF ENGINE LUBRICATION TESTED IN COLD START DYNAMOMETER
USING TRIBOLOGICAL DATA OBTAINED IN LABORATORY**

Dissertação apresentada como requisito parcial para obtenção do grau de Mestre em Engenharia, do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR). Área de concentração: Engenharia de Materiais.

Orientador: Prof. Dr. Giuseppe Pintaúde

**CURITIBA
2021¹**

1



[4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/)

Esta licença permite download e compartilhamento do trabalho desde que sejam atribuídos créditos ao(s) autor(es), sem a possibilidade de alterá-lo ou utilizá-lo para fins comerciais. Conteúdos elaborados por terceiros, citados e referenciados nesta obra não são cobertos pela licença.



JORGE LUIZ TONELLA JUNIOR

ANÁLISE DAS CONDIÇÕES DE LUBRIFICAÇÃO DE MOTORES TESTADOS EM DINAMÔMETRO A FRIO UTILIZANDO DADOS TRIBOLÓGICOS OBTIDOS EM LABORATÓRIO

Trabalho de pesquisa de mestrado apresentado como requisito para obtenção do título de Mestre Em Engenharia da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR). Área de concentração: Engenharia De Materiais.

Data de aprovação: 30 de Outubro de 2020

Prof Giuseppe Pintaude, Doutorado - Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Prof Rafael Brisolla Obara, Doutorado - Tupy S/A

Prof Tiago Cousseau, Doutorado - Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Documento gerado pelo Sistema Acadêmico da UTFPR a partir dos dados da Ata de Defesa em 30/10/2020.

Dedico esse trabalho aos meus pais.
Fruto do trabalho de toda uma vida

AGRADECIMENTOS

Gostaria de expressar meus sinceros agradecimentos a todos que contribuíram para a realização deste trabalho.

Ao Prof. Dr. Giuseppe Pintaúde, orientador, pela confiança, tutela, paciência e sobretudo o apoio em todos os momentos que foram importantes para a finalização deste trabalho

Aos membros da banca Prof. Dr. Tiago Cousseau e a Dr. Rafael Obara, que orientaram em suas correções como extrair o melhor dessa pesquisa.

Aos meus familiares. Agradeço aos meus pais. Jorge Luiz Tonella e Ângela Marlene Tonella. A minha irmã e cunhado, Bela. Esp. Janaina Mirielle Tonella e Eng. Esp. Ricardo Serrato a ao meu tio, Me Antônio Maurício Correia. Sem o seu apoio, carinho e compreensão, esse trabalho não seria possível.

À Dra. Marina Vasco, pelo auxílio e ensinamentos durante o processo de como me tornar um acadêmico melhor.

À Fundação Araucária e à Renault do Brasil, pelo auxílio financeiro que me permitiram dedicar-me com exclusividade ao mestrado.

À Ma. Elizângela Camargo, líder de Inovação da Renault do Brasil, grande responsável para o programa de bolsas FA/Renault do Brasil.

Aos coordenadores da PROPPG que permitiram a realização desse programa para a UTFPR, Prof.º Ricardo Luders (2018/19) e Prof.ª Maria Claudia Emer (2019/20).

Aos Me Gustavo Volci e Eng Lucas Afonso, gestores durante meu período como bolsista de mestrado na Renault do Brasil, que auxiliaram na forma de como trazer a Academia à Indústria, mostrando que a união de ambos são o caminho para a produção tecnológica do Brasil.

Aos Engs. Bruno Nichele e Luiz Coelho, que foram os meus superiores imediatos, sendo de grande ajuda para o maior conhecimento de como funciona um dinamômetro de combustão a frio e permitiram autonomia para a realização deste trabalho.

Aos meus colegas e amigos da Renault do Brasil: Cássio Manfre, Guilherme Miotto, Juliana Bunn, Leonardo Ferraz, Leandro Ramos, Roberto Giraldi Willyan Walesco.

Aos meus amigos e colegas bolsistas do ciclo Renault. João Silva, Junior de Lara, Eng. Luiz Roberti, Me. Muriel Mazzetto, Eng. Wellynton Pizzato e Vinicius Chiconato.

Aos Engenheiros Felipe Chichof e Luiz Souto, amigos que auxiliaram na preparação das amostras utilizadas neste trabalho.

Ao operador de interferômetro Marco Antônio Przybysz, que foi de grande ajuda na operação do equipamento de medição de rugosidade, vital para esse trabalho.

E à todas as pessoas que contribuíram direta ou indiretamente com este trabalho, meu muito obrigado.

Não existem métodos fáceis para resolver problemas difíceis
(DESCARTES, René, 1596-1650)

RESUMO

TONELLA Jr., Jorge. **ANÁLISE DAS CONDIÇÕES DE LUBRIFICAÇÃO DE MOTORES TESTADOS EM DINAMÔMETRO A FRIO UTILIZANDO DADOS TRIBOLÓGICOS OBTIDOS EM LABORATÓRIO**. 2020. 174 f. Dissertação – Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2020.

Este trabalho apresenta um estudo de caso comparativo entre dois tribossistemas distintos de anel de pistão, lubrificante e camisa de cilindro. Utilizou-se dois blocos de motores modelo BR10 fornecidos pela Renault do Brasil. Para tanto, se propôs uma metodologia de utilização de dados tribológicos obtidos em laboratório, especificamente em tribômetro usando um sistema de movimento recíproco, com contato semelhante ao anel-camisa para a determinação dos coeficientes de atrito. Utilizou-se software MatLab® para calcular as espessuras de filme lubrificante correspondentes às diferentes rotações de teste de dinamômetro a frio. As camisas e anéis de pistão foram caracterizados quanto à sua microestrutura e rugosidades, que foram consideradas fixas para os estudos de caso. Soluções empíricas são apresentadas para determinar uma relação entre coeficiente de atrito e rotações de motor durante o teste dinamométrico, tendo como variável a viscosidade do óleo. Concluiu-se que a metodologia empregada para correlação laboratório e bancada foi robusta suficiente para prever as variações em atrito esperadas com relação à viscosidade, rotação do motor e temperatura através de uma curva com comportamento similar à curva de Stribeck.

Palavras-chave: Dinamometria a frio, regimes de lubrificação, motores de combustão interna, coeficiente de atrito, curva de stribeck.

ABSTRACT

TONELLA JR., Jorge. **CONDITIONS ANALYSIS OF ENGINE LUBRICATION TESTED IN COLD START DYNAMOMETER USING TRIBOLOGICAL DATA OBTAINED IN LABORATORY.** 174 f. Dissertação – Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2020.

This research presents a comparative case study between two different tribosystems of piston ring, cylinder liner and lubricants. It was studied two engine blocks BR10 model, given by Renault of Brazil. For such affair, it was proposed a methodology of tribological data use, obtained through laboratory tests, more specifically on a reciprocating tribometer, with contact similar to piston ring-cylinder liner to determine friction coefficients. It was used MatLab® software to calculate the lubricant film thickness corresponding to equivalents to diverse engine rotations on cold dynamometer test. The cylinder liners and piston rings were characterized for its microstructure and roughness, which were considered as steady condition for the case studies. Empirical solutions are presented to determine a relation between friction coefficient and engine rotations during dynamometer test, having as variable the lubricant oil viscosity. It was concluded that the methodology used for laboratory correlation and test equipment was strong enough to predict the friction variations expected with relation of viscosity, engine rotation and temperature through a Stribeck-like curve behavior.

Keywords: Cold dynamometer, lubrication regime, internal combustion engine, friction coefficient, Stribeck curve

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Divisão do consumo energia em um carro de passeio.....	23
Figura 2 - Perdas por atrito dentro de um motor a combustão interna	24
Figura 3 - Potencial de economia no Reino Unido em 1966 em milhões de libras....	25
Figura 4 - Esquema de pistão/cilindro de um motor reciprocating.....	27
Figura 5 - Diagrama simplificado de motor quatro tempos	28
Figura 6 - Nomenclatura técnica das partes de um pistão	30
Figura 7 - Nomenclatura dos anéis de pistão	31
Figura 8 - Exemplo de forças atuantes nos anéis de pistão	32
Figura 9 - Diagrama de um tribossistema	35
Figura 10 - Influência do tamanho de grão da ferramenta de brunir na espessura de filme e coeficiente de atrito.....	39
Figura 11 - Rugosímetro utilizado para medições de rugosidade 2D.....	40
Figura 12 - Interferômetro utilizado para medições de parâmetros de rugosidades 2D e 3D.....	40
Figura 13 - Forças atuando sobre corpo e dinâmica da força de atrito	41
Figura 14 - Esquema de forças adesivas e repulsivas, que impedem o movimento relativo.....	44
Figura 15 - Influência da anisotropia na deformação sob carregamento normal no atrito	45
Figura 16 - Influência da anisotropia na deformação sob carregamento normal e tensões de cisalhamento no atrito.....	46
Figura 17 - Influência do sentido do escorregamento na deformação do contato de (A) carregamento normal e (B) carregamento normal + tensão de cisalhamento	47
Figura 18 - Diagrama de contato não lubrificado cobre/cobre.....	48
Figura 19 - Comportamento do coeficiente de atrito com o aquecimento e resfriamento dos corpos com medições em vários pares ordenados.....	51
Figura 20 - Diagrama de Stribeck com COF versus η^*V/W	53
Figura 21 - Coeficientes de atrito em tribossistema lubrificado com corpo e contracorpo de aço e o efeito dos aditivos modificadores de atrito	54
Figura 22 - Esquema de fluido separando duas camadas	57
Figura 23 - Diagrama viscosidade-temperatura para diferentes tipos de lubrificantes	59
Figura 24 - Curva de Stribeck.....	60
Figura 25 - Esquema de formação de filme lubrificante em três regimes distintos de lubrificação	62
Figura 26 - Curvas de potência (A) e torque (B) de motor a combustão interna Briggs & Stratton Vanguard 700D CI.....	63
Figura 27 - Curvas de teste de dinamômetro do Renault Megane RS 2011	64
Figura 28 - Plano cartesiano com dois pontos conhecidos de uma função de primeiro grau	65

Figura 29 - Plano cartesiano com dois pontos conhecidos (azul) de uma função de primeiro grau e um terceiro par ordenado (vermelho) com componente das abcissas conhecido	65
Figura 30 - Arranjo dos pares ordenados e função polinomial que passa pelos três pares ordenados	67
Figura 31 - Motor a combustão interna gasolina/etanol, modelo BR10. Fabricado pela Renault do Brasil	70
Figura 32 - Anel raspador de pistão do motor BR10	71
Figura 33 - Fluxograma do trabalho	73
Figura 34 - Bloco de motor BR10 fabricado pela Renault do Brasil	75
Figura 35 - Processo de corte e preparação das amostras das camisas	76
Figura 36 - Amostra de camisa com dimensões	76
Figura 37 - Equipamento de interferometria utilizado na análise topográfica	77
Figura 38 - Metodologia de medição de microdureza do anel raspador.....	81
Figura 39 - Tribômetro CETR-UMT utilizado nos ensaios	82
Figura 40 - Conjunto de fixação de anel e amostra para ensaios no tribômetro	82
Figura 41 - Elementos utilizados no sistema tribológico utilizado nos ensaios anel-camisa	83
Figura 42 - Organização de corpos de prova utilizados para os ensaios reciprocating	84
Figura 43 - Definição de corpo de prova utilizada nesta pesquisa: Par anel/camisa.	84
Figura 44 - Fluxograma do roteiro dos ensaios <i>reciprocating</i> para cada corpo de prova.	85
Figura 45 - Esquema de contato do anel de pistão com a camisa de cilindro.....	92
Figura 46 - Esquema didático do contato anel raspador / camisa, com foco na circunferência circunscrita	93
Figura 47 - Interface da Planilha de Cálculos de Propriedades de Filme Lubrificante	95
Figura 48 - Imagens metalográficas com aumento de 500x das amostras HS (A) e LS (B)	96
Figura 49 - Imagens metalográficas com ataque químico e aumento de 200x das amostras HS (A) e LS (B).....	96
Figura 50 - Imagem de MEV da amostra do bloco HS, aumento de 1000x	99
Figura 51 - Imagem de MEV da amostra da camisa LS, atacada quimicamente, aumento de 500x.....	100
Figura 52 - Imagem de MEV da amostra da camisa LS, atacada quimicamente, aumento de 10.000x.....	100
Figura 53 - Imagem de interferometria 2D de amostra de camisa HS	101
Figura 54 - Imagem de interferometria 3D de amostra de camisa HS	101
Figura 55 - Imagem de interferometria 2D de anel raspador HS.....	104
Figura 56 - Imagem de interferometria 3D de anel raspador HS.....	104
Figura 57 - Distribuição normal dos modelos HS (verde) e LS (amarelo)	106
Figura 58 - Distribuição normal dos modelos HS (azul) e LS (laranja).....	107
Figura 59 - Pontos conhecidos de torque por rotação dos motores HS (azul) e LS (laranja)	109

Figura 60 - Comportamento do coeficiente de atrito padronizado durante o ensaio reciprocating - cilindro 1 – 20N - 5Hz – Ciclo com período de 1 segundo.....	111
Figura 61 - Coeficientes de atrito obtidos para o conjunto HS, através de ensaio reciprocating.....	113
Figura 62 - Coeficientes de atrito obtidos para o conjunto LS, através de ensaio reciprocating.....	115
Figura 63 - Espessura específica de filme lubrificante em função do curso de pistão – 1200 RPM – Conjunto LS – Cilindro 2.....	119
Figura 64 - Espessura específica de filme lubrificante em função da pista do tribômetro– 5 Hz – 25N - Conjunto HS – Cilindro 3.....	119
Figura 65 - Espessura específica de filme lubrificante em função do curso do pistão – 1200 RPM – Conjunto LS – Cilindro 2.....	120
Figura 66 - Espessura específica de filme lubrificante em função da pista do tribômetro –5Hz – 30N– Conjunto HS	120
Figura 67 - Comportamento COF versus rugosidade Spq média de cada corpo de prova para o conjunto HS.....	124
Figura 68 - Comportamento COF versus rugosidade Spq média de cada corpo de prova para o conjunto LS	124
Figura 69 - Comportamento COF versus carga para o conjunto HS.....	127
Figura 70 - Comportamento COF versus carga para o conjunto LS	127
Figura 71 - Curvas de coeficiente de atrito versus lambda para os conjuntos HS e LS	130
Figura 72 - Curva de Stribeck indicando os regimes de lubrificação do dinamômetro e tribômetro deste trabalho.....	131

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Potencial de economia no Reino Unido em 1966	25
Tabela 2 - Descrição de parâmetros de rugosidades 2D e 3D.....	39
Tabela 3 - Coeficientes de atrito cinéticos de metais puros e ligas metálicas	49
Tabela 4 - Descrição e propriedades dos materiais utilizados nesta pesquisa	71
Tabela 5 - Lubrificantes utilizados nos motores BR10.	72
Tabela 6 - Propriedades dos lubrificantes Shell SAE 0w30 e SAE 15w40.....	72
Tabela 7 - Dados fornecidos pelo fabricante relacionando rotação e carga do anel de pistão.....	74
Tabela 8 - Quantidade de amostras retiradas de cada bloco	75
Tabela 9 - Procedimento de metalografia das camisas.....	77
Tabela 10 - Variáveis empregadas para a análise topográfica das camisas e anéis raspadores.	78
Tabela 11 - Interferometria do anel raspador	78
Tabela 12 - Interferometria das camisas de cilindro	78
Tabela 13 - Parâmetros de rugosidade medidos para a camisa e anel de pistão.	79
Tabela 14 - Parâmetros de ensaio de microdureza.....	80
Tabela 15 - Procedimento para ensaios <i>reciprocating</i>	83
Tabela 16 - Parâmetros utilizados para o cálculo de significância estatística dos resultados.....	86
Tabela 17 - Comprimentos e velocidades lineares em função da frequência	87
Tabela 18 - Características testadas no dinamômetro a frio AVL da Renault do Brasil.	88
Tabela 19 - Raios específicos dos anéis de pistão e camisas.	94
Tabela 20 - Resultado de microdureza para o conjunto HS.....	97
Tabela 21 - Resultado de microdureza para o conjunto LS	98
Tabela 22 - Dados de confiabilidade estatística para a medição de microdureza das camisas e anéis do conjunto HS.	98
Tabela 23 - Dados de confiabilidade estatística para a medição de microdureza das camisas e anéis do conjunto LS.....	99
Tabela 24 - Médias e desvios padrão dos parâmetros de rugosidade estatisticamente confiáveis das amostras do cilindro 1.....	102
Tabela 25 - Médias e desvios padrão dos parâmetros de rugosidade estatisticamente confiáveis das amostras do cilindro 2.....	103
Tabela 26 - Médias e desvios padrão dos parâmetros de rugosidade estatisticamente confiáveis das amostras do cilindro 3.....	103
Tabela 27 - Médias e desvios padrão dos parâmetros de rugosidade estatisticamente confiáveis referentes aos anéis raspadores	105
Tabela 28 - Valores de torque médio e desvio padrão para os valores de torque obtidos em baixa rotação.....	106
Tabela 29 - Valores de torque médio e desvio padrão para os valores de torque obtidos em alta rotação.....	107
Tabela 30 - Dados de torque e carga de anel para o motor HS.	108
Tabela 31 - Dados de torque e carga de anel para o motor LS.....	108

Tabela 32 – Dados completos de torque e carga de anel para o motor HS.....	110
Tabela 33 - Dados completos de torque e carga de anel para o motor LS.	110
Tabela 34 - Coeficientes de atrito médios obtidos para o conjunto HS, com carga de 20N.....	112
Tabela 35 - Coeficientes de atrito médios obtidos para o conjunto HS, com carga de 25N.....	112
Tabela 36 - Coeficientes de atrito médios obtidos para o conjunto HS, com carga de 30N.....	113
Tabela 37 - Coeficientes de atrito médios obtidos para o conjunto LS, com carga de 20N.....	114
Tabela 38 - Coeficientes de atrito médios obtidos para o conjunto LS, com carga de 25N.....	114
Tabela 39 - Coeficientes de atrito médios obtidos para o conjunto LS, com carga de 30N.....	114
Tabela 40 - Médias e desvios padrão dos coeficientes de atrito para cada carga. .	116
Tabela 41 - Espessuras específicas de filme lubrificante para o motor HS em dinamômetro a frio	116
Tabela 42 - Espessuras específicas de filme lubrificante para o motor LS em dinamômetro a frio	117
Tabela 43 - Espessuras específicas de filme lubrificante para o motor LS em tribômetro <i>reciprocating</i>	117
Tabela 44 - Espessuras específicas de filme lubrificante para o motor LS em tribômetro <i>reciprocating</i>	118
Tabela 45 - Comparação de médias de COF medido durante ensaio <i>reciprocating</i> sob a carga de 20N para o conjunto HS	122
Tabela 46 - Comparação de médias de COF medido durante ensaio <i>reciprocating</i> sob a carga de 20N para o conjunto HS	122
Tabela 47 - Comparação de médias de COF medido durante ensaio <i>reciprocating</i> sob a carga de 30N para o conjunto HS	122
Tabela 48 - Comparação de médias de COF medido durante ensaio <i>reciprocating</i> sob a carga de 20N para o conjunto LS.....	123
Tabela 49 - Comparação de médias de COF medido durante ensaio <i>reciprocating</i> sob a carga de 25N para o conjunto LS.....	123
Tabela 50 - Comparação de médias de COF medido durante ensaio <i>reciprocating</i> sob a carga de 30N para o conjunto LS.....	123
Tabela 51 - Comparação de médias de COF medido durante ensaio <i>reciprocating</i> para diferentes cargas para corpos de prova do cilindro 1 para o conjunto HS	125
Tabela 52 - Comparação de médias de COF medido durante ensaio <i>reciprocating</i> para diferentes cargas para corpos de prova do cilindro 2 para o conjunto HS	125
Tabela 53 - Comparação de médias de COF medido durante ensaio <i>reciprocating</i> para diferentes cargas para corpos de prova do cilindro 3 para o conjunto HS	125
Tabela 54 - Comparação de médias de COF medido durante ensaio <i>reciprocating</i> para diferentes cargas para corpos de prova do cilindro 1 para o conjunto LS.....	126
Tabela 55 - Comparação de médias de COF medido durante ensaio <i>reciprocating</i> para diferentes cargas para corpos de prova do cilindro 2 para o conjunto LS.....	126
Tabela 56 - Comparação de médias de COF medido durante ensaio <i>reciprocating</i> para diferentes cargas para corpos de prova do cilindro 3 para o conjunto LS.....	126

Tabela 57 - Carga e coeficiente de atrito médio e desvios padrão obtidos via ensaio <i>reciprocating</i> – Frequência 5Hz.....	129
Tabela 58 - Coeficientes de atrito calculados para condições de ensaio em dinamômetro a frio, temperatura ambiente de 20°C.....	129
Tabela 59 - Valores médios de lambda e COF calculados para os conjuntos HS e LS.	130
Tabela 60 - Cálculo de confiabilidade estatística de medição topográfica para a amostra HS, cilindro 1.	149
Tabela 61 - Cálculo de confiabilidade estatística de medição topográfica para a amostra HS, cilindro 2.	149
Tabela 62 - Cálculo de confiabilidade estatística de medição topográfica para a amostra HS, cilindro 3.	150
Tabela 63 - Cálculo de confiabilidade estatística de medição topográfica para o anel raspador HS.	150
Tabela 64 - Cálculo de confiabilidade estatística de medição topográfica para a amostra LS, cilindro 1.....	152
Tabela 65 - Cálculo de confiabilidade estatística de medição topográfica para a amostra LS, cilindro 2.....	152
Tabela 66 - Cálculo de confiabilidade estatística de medição topográfica para a amostra LS, cilindro 3.....	153
Tabela 67 - Cálculo de confiabilidade estatística de medição topográfica para o anel raspador LS.....	153

LISTA DE EQUAÇÕES

Equação 1 – Coeficiente de Atrito.....	41
Equação 2 – Coeficiente de Atrito Estático	42
Equação 3 – Coeficiente de Atrito Cinético.....	42
Equação 4 – Coeficiente de Atrito em Sistemas Lubrificados.....	44
Equação 5 – Relação entre Força, Área e Velocidade na Viscosidade Dinâmica.....	44
Equação 6 – Influência da Espessura do Lubrificante na Viscosidade Dinâmica.....	52
Equação 7 – Relação Força – Área - Velocidade.....	56
Equação 8 – Relação Força – Área – Velocidade e Resistência Viscosa	57
Equação 9 – Constante da Viscosidade Dinâmica.....	57
Equação 10 – Rearranjo da Constante da Viscosidade Dinâmica	57
Equação 11 – Rearranjo da Constante da Viscosidade Dinâmica	57
Equação 12 – Relação das Unidades de Viscosidade Dinâmica	58
Equação 13 - Definição de Viscosidade Cinética	58
Equação 14 – Relação das Unidades de Viscosidade Cinética	58
Equação 15 – Relação Viscosidade Dinâmica e Viscosidade Cinética	58
Equação 16 – Espessura Específica de Filme Lubrificante.....	61
Equação 17 – Equação de Interpolação do Primeiro Grau	66
Equação 18 – Polinômio do Segundo Grau	66
Equação 19– Sistema Linear de Polinômios de Grau 2	67
Equação 20– Sistema Linear de Polinômios de Grau 2	67
Equação 21 – Sistema Linear de Polinômios de Grau N	68
Equação 22 – Polinômio Interpolador de Lagrange	68
Equação 23 – Interpolação Polinomial	68
Equação 24 – Coeficientes de Lagrange	68
Equação 25 – Interpolação Polinomial de Grau 2	68
Equação 26 – Polinômio Interpolador de Lagrange	69
Equação 27 – Cálculo de Confiabilidade Estatística para Pontos Medidos	79
Equação 28 – Comprimento Linear <i>Reciprocating</i>	87
Equação 29 – Velocidade Linear <i>Reciprocating</i>	87
Equação 30 – Raio Equivalente	89
Equação 31 – Módulo de Young Equivalente	89
Equação 32 – Semi-Largura de Contato	89
Equação 33 – Pressão Média de Contato	89
Equação 34 – Pressão Máxima de Contato	89
Equação 35 – Área de Contato	89
Equação 36 – Razão do Deslocamento do MCI.....	90
Equação 37 – Frequência.	90

Equação 38 – Velocidade Angular do Volante do Motor	90
Equação 39 – Tempo de Ciclo	90
Equação 40 – Vetor Tempo – Matlab.....	90
Equação 41 – Posição do Anel de Pistão em Função do Vetor Tempo.....	90
Equação 42 – Velocidade do Anel de Pistão em Função do Vetor Tempo	91
Equação 43 – Velocidade de Pistão.....	91
Equação 44 – Velocidade de Rolamento	91
Equação 45 – Rugosidade Equivalente	91
Equação 46 – Parâmetro Velocidade.....	91
Equação 47 – Parâmetro Material.....	91
Equação 48 – Parâmetro Carga.....	91
Equação 49 – Cálculo da Espessura do Filme Lubrificante no Centro de Contato ...	91
Equação 50 – Cálculo da Espessura do Mínima do Filme Lubrificante.....	91
Equação 51 – Espessura de Filme Lubrificante no Centro de Contato Máxima.....	92
Equação 52 – Espessura Mínima de Filme Lubrificante Máxima.....	92
Equação 53 – Cálculo da Espessura Específica de Filme Lubrificante.....	92
Equação 54 – Cálculo da Espessura Específica de Filme Lubrificante.....	92
Equação 55 – Comprimento Linear do Dinamômetro a Frio	93
Equação 56 – Polinômio de Segundo Grau para o Torque – Conjunto HS.....	108
Equação 57 – Polinômio de Segundo Grau para o Torque – Conjunto LS	108
Equação 58 – Polinômio de Primeiro Grau para a Carga no Anel Raspador.....	109
Equação 59 – Polinômio de Segundo Grau para o COF – Conjunto HS	129
Equação 60 – Polinômio de Segundo Grau para o COF – Conjunto LS	129

LISTA DE SIGLAS

Al	Alumínio
BAF	Banco de Testes à Frio
BBC	British Broadcasting Corporation
BMW	Bayerische Motoren Werke AG
CCC	Cúbica de Corpo Centrado
CFC	Cúbica de Face Centrada
CMCM	Centro Multiusuário de Caracterização de Materiais
COF	Coeficiente de Atrito
HS	High Spec
LASC	Laboratório de Superfícies de Contato
LS	Low Spec
MEV	Microscópio Eletrônico de Varredura
MCI	Motor a Combustão Interna
Mo	Molibdênio
N	Nitrogênio
PIL	Polinômio Interpolador de Lagrange
PMI	Ponto Morto Inferior
PMS	Ponto Morto Superior
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>
S _a	<i>Roughness Average</i>
S _q	<i>Root Mean Square Roughness</i>
S _{ku}	<i>Surface Kurtosis</i>
S _{mr1}	<i>Peak Material Portion</i>
S _{mr2}	<i>Valley Material Portion</i>
S _{pk}	<i>Reduced Peak Height</i>
S _{pq}	<i>Plateau Root Mean Square Deviation</i>
S _{sk}	<i>Roughness Skewness</i>
S _{vk}	<i>Reduced Valley Depth</i>

Sz *Maximum Height*

Si Silício

UTFPR Universidade Tecnológica Federal do Paraná

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	22
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	27
2.1 MOTOR A COMBUSTÃO INTERNA.....	27
2.1.1 Pistão	29
2.1.2 Camisas de Cilindro	30
2.1.3 Anel de Pistão	31
2.2 DINÂMOMETROS DE MOTORES	33
2.3 TRIBOLOGIA	35
2.4 TOPOGRAFIA	37
2.4.1 Parâmetros de Rugosidade	38
2.5 ATRITO	40
2.5.1 Leis do Atrito	42
2.5.2 Adesão no atrito	43
2.5.3 Relação do Atrito e Deformação	45
2.5.4 Atrito em Metais	47
2.5.5 Efeitos da Temperatura no Atrito	50
2.6 ATRITO EM SISTEMAS LUBRIFICADOS	51
2.7 LUBRIFICAÇÃO	54
2.7.1 Viscosidade do Óleo	55
2.7.2 Relação Viscosidade e Temperatura	59
2.7.3 Relação Viscosidade e Pressão	59
2.8 REGIMES DE LUBRIFICAÇÃO E A CURVA DE STRIBECK	60
2.9 CURVAS DE TORQUE DE MOTORES A COMBUSTÃO INTERNA.....	62
2.10 INTERPOLAÇÃO LINEAR, INTERPOLAÇÃO POLINOMIAL E POLINÔMIO INTERPOLADOR DE LAGRANGE	64
2.10.1 Interpolação Linear	64
2.10.2 Interpolação Polinomial	66
2.10.3 Polinômio Interpolador de Lagrange.....	68
3 MATERIAIS E MÉTODOS	70
3.1 MATERIAIS.....	70
3.2 METODOLOGIA	73
3.2.1 Dados do Fabricante e Condições de Contorno	73
3.2.2 Preparação das Amostras	74
3.2.3 Metalografia	76
3.2.4 Microscopia Eletrônica de Varredura	77
3.2.5 Análise Topográfica	77
3.2.6 Microdureza	80
3.2.7 Ensaio <i>Reciprocating</i>	81
3.2.8 Torque do Dinamômetro a Frio	88
3.2.9 Equações para o Algoritmo de Solução Analítica	89

4 RESULTADOS	96
4.1 CARACTERIZAÇÃO DOS MATERIAIS E SUPERFÍCIES	96
4.2 ANÁLISE DE FORÇA E TORQUE VIA DINAMOMETRIA A FRIO	105
4.3 COEFICIENTE DE ATRITO E REGIMES DE LUBRIFICAÇÃO.....	110
4.3.1 Ensaio <i>Reciprocating</i> e Coeficientes de Atrito	110
4.3.2 Cálculo de Espessura de Filme Lubrificante e Regimes de Lubrificação.....	116
5 DISCUSSÕES	121
5.1 TESTES DE HIPÓTESES.....	121
5.1.1 Variação de Rugosidades	122
5.1.2 Variação entre Cargas	125
5.2 RELAÇÃO DINAMÔMETRO E TRIBÔMETRO	128
5.3 REGIME DE LUBRIFICAÇÃO VERSUS COEFICIENTE DE ATRITO.....	130
6 CONCLUSÕES	133
7 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS	136
REFERÊNCIAS	137
APÊNDICE A - FICHAS DE PROPRIEDADES DOS LUBRIFICANTES UTILIZADOS NESSE TRABALHO	145
ANEXO A – MEDIÇÕES DE PARÂMETROS DE MICRORRUGOSIDADES E CONFIABILIZAÇÃO ESTATÍSTICA PARA AS CAMISAS E ANEL RASPADOR HS 148	
ANEXO B – MEDIÇÕES DE PARÂMETROS DE MICRORRUGOSIDADES E CONFIABILIZAÇÃO ESTATÍSTICA PARA AS CAMISAS E ANEL RASPADOR LS 151	
ANEXO C – ALGORITMO PARA SOLUÇÃO DE ESPESSURAS DE FILME LUBRIFICANTE PARA O CONJUNTO HS – DINÂMICA DE DINAMÔMETRO A FRIO	154
ANEXO D – ALGORITMO PARA SOLUÇÃO DE ESPESSURAS DE FILME LUBRIFICANTE PARA O CONJUNTO LS – DINÂMICA DE DINAMÔMETRO A FRIO 160	
ANEXO E – ALGORITMO PARA SOLUÇÃO DE ESPESSURAS DE FILME LUBRIFICANTE PARA O CONJUNTO HS – DINÂMICA DE TRIBÔMETRO	165
ANEXO F – ALGORITMO PARA SOLUÇÃO DE ESPESSURAS DE FILME LUBRIFICANTE PARA O CONJUNTO LS – DINÂMICA DE TRIBÔMETRO	170

1 INTRODUÇÃO

A indústria automotiva está sempre em busca de melhorar a eficiência energética dos seus motores, conjuntos mecânicos e demais produtos. Em virtude de legislações cada vez mais rigorosas quanto emissões de poluentes, buscam-se estudos que analisam, melhoram a eficiência do motor, aumentam sua vida útil enquanto diminuem custos de fabricação e operação são bem recebidos pela indústria automotiva. Sabe-se que motores a combustão interna (MCI) apresentam uma grande quantidade de perdas mecânicas, que podem ser resumidas de grosso modo a perdas por atrito, perdas térmicas e perdas por gases de exaustão (HOLMBERG *et al.*, 2012). Sendo a tribologia o foco da presente pesquisa, este estudo pretende fornecer respostas de como minimizar perdas por atrito. Reduzir perdas internas de um MCI se traduz em economia de combustível, aumento de eficiência energética e condições mais suaves de operação do motor, garantido a ele uma maior vida útil.

A motivação para essa pesquisa é compreender como o sistema tribológico de anel de pistão / lubrificante / camisa de cilindro se comporta em um dinamômetro a frio na linha de montagem de motores da Renault do Brasil, replicando esse tribossistema em um tribômetro *reciprocating* em condições de ensaio de laboratório. Outros objetivos são avaliar a rugosidade do anel de pistão e camisa de cilindro, elaborar um modelo em MATLAB® que permita comparar o comportamento da espessura específica de filme lubrificante em dinamômetro a frio e tribômetro *reciprocating*. e possa ser extrapolado para demais condições de operação. O modelo trabalhará com os dois lubrificantes utilizados nessa pesquisa (SAE 0w30 e SAE 15w40).

A eficiência mecânica de um MCI está relacionada às forças de atrito, geradas pela força motriz que move os componentes do motor. As perdas de eficiência aumentam à medida que a rotação do motor aumenta (TAYLOR, 1993), com isso, melhorias no motor que diminuem o atrito são importantes, pois diminuem as perdas mecânicas internas.

Embora o MCI seja um motor confiável e versátil, ele possui desvantagens, como baixas eficiências térmica e mecânica, somado a emissões de gases poluentes, como o dióxido de carbono (CO₂), que é o maior responsável em termos de volume no efeito estufa (TAYLOR, 1998).

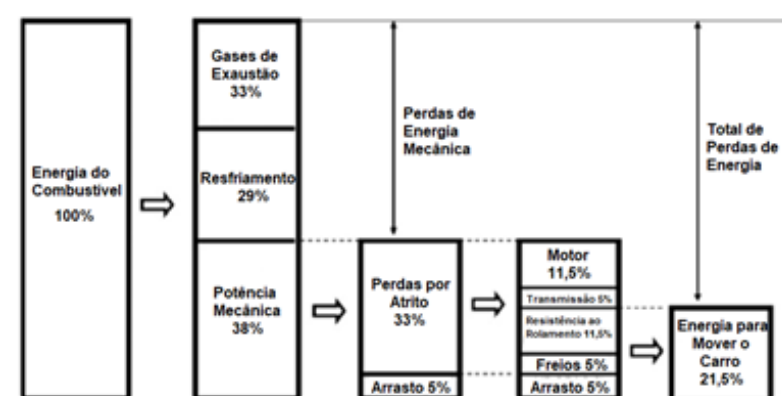
O futuro da mobilidade urbana dependerá menos dos MCI puros, dando lugar a eletrificação dos motores (RENAULT, 2019) (EPM, 2019). Com o aumento do preço do barril do petróleo, crise climática e ambiental, somado ao advento de produtos com apelo ambiental e às legislações sobre emissões, as fabricantes de veículos irão explorar os carros híbridos como uma ponte para a total eletrificação (RENAULT, 2019). A BWM, por exemplo, produzirá MCIs nas próximas décadas, mas diminuirá a sua gama de motores, abandonando a linha V8, por exemplo (BMW, 2020).

Mesmo com a tendência de eletrificação, famosa popularmente por conta da Tesla Motors e BYD Auto, a tendência de países em desenvolvimento de grande extensão, população e grandes cidades é a de veículos híbridos, os quais possuem um melhor desempenho nos países descritos (BBC, 2014). No Brasil, a tendência é a de veículos híbridos flex desempenharem o papel principal na eletrificação de carros brasileiros (EPM, 2019).

Reduzir o consumo de combustíveis fósseis e gerar menos poluição, ao mesmo tempo em que se aumenta a eficiência do motor, são metas importantes para a indústria automobilística e que serão úteis pelas próximas décadas.

Holmberg (2012) apresentou a divisão do consumo de energia em um carro de passeio em seu trabalho. A figura 1 mostra essa divisão, o que auxilia a visualização da baixa eficiência mecânica de um MCI.

Figura 1 - Divisão do consumo energia em um carro de passeio

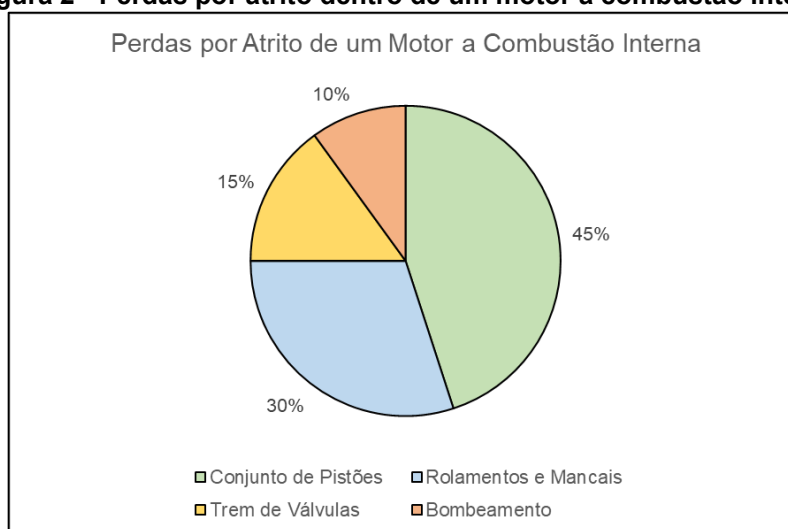


Fonte: Holmberg, 2012 (traduzido)

Um MCI comum transforma apenas 21,5% da energia do combustível em movimento do veículo; os demais 78,5% são perdidos para resfriamento, geração de gases de exaustão e para superar o atrito do sistema (pistão/cilindro, transmissão,

rolamentos, etc.) (HOLMBERG *et al.*, 2012). Estima-se que 33% da energia do combustível é utilizada para vencer forças de atrito, sendo que o atrito interno do MCI responde por aproximadamente 35% das forças de atrito que devem ser superadas para que um veículo se locomova. Dentro do motor, tem-se que o conjunto dos pistões responde por 45% das perdas por atrito do MCI (HOLMBERG *et al.*, 2012). Dessa maneira, a diminuição do atrito dentro do conjunto pistão/cilindro terá uma participação maior aumento da eficiência de um MCI. A figura 2 mostra a distribuição de perdas por atrito de um MCI.

Figura 2 - Perdas por atrito dentro de um motor a combustão interna



Fonte: Holmberg, 2012 (adaptado e traduzido)

A tribologia é o ramo da ciência que estuda o atrito e suas propriedades, dessa forma, ela tem como um de seus objetivos otimizar sistemas mecânicos, diminuindo o coeficiente de atrito e melhorando a lubrificação de um sistema mecânico. Embora a tribologia englobe conceitos multidisciplinares da física, química, metalurgia e engenharia, essa ciência só começou a tomar corpo durante a Segunda Guerra Mundial e foi formalizada nos anos 1960 (JOST, 1990) (MYSHKIN e GORYACHEVA, 2016), o que ocasionou em gastos desnecessários ao longo das décadas. Jost (1990) contabilizou os ganhos, em termos monetários, do valor em libras esterlinas que poderiam ter sido economizadas em 1966 no Reino Unido. Embora seja um estudo com 30 anos, representando um período de mais de 50 anos atrás, é importante para mostrar como o atraso em termos de desenho de produto, seleção de lubrificantes, seleção de materiais e de tratamentos termoquímicos que poderiam melhorar

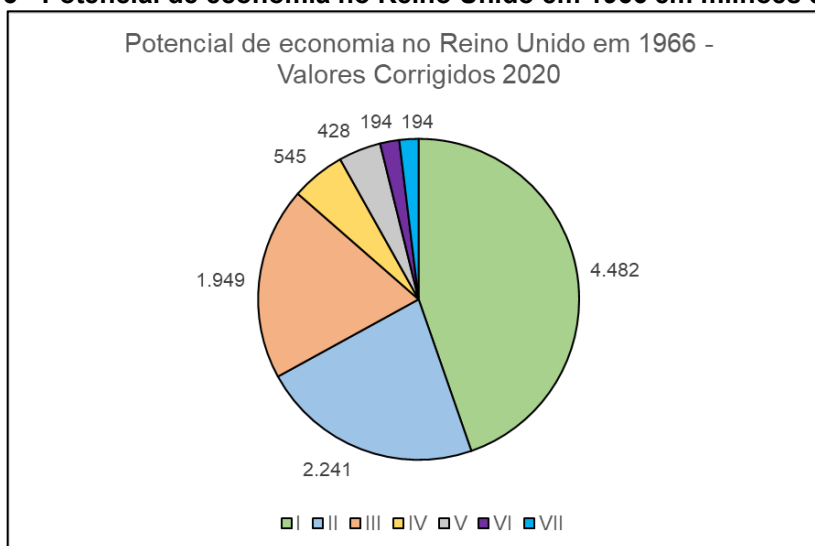
propriedades tribológicas impactaram em termos monetários para a indústria britânica. Calculou-se os valores de 1966 corrigidos para 2020 através de dados do portal Official Data e de sua calculadora de inflação para o Reino Unido (OFFICIAL DATA, 2020). A tabela 1 e figura 3 mostram a economia, em valores corrigidos, que poderia ter sido feita em 1966 no Reino Unido caso a indústria britânica aplicasse conhecimentos de tribologia na época. Os valores foram calculados em milhões de libras esterlinas.

Tabela 1 - Potencial de economia no Reino Unido em 1966

Item	Razão	Valor (Milhões de Libras 1966 corrigidos para 2020)
I	Redução de manutenção e reposição	4.482
II	Reduções de Quebras	2.241
III	Redução do Atrito	545
IV	Redução de investimento por aumento de vida útil	1.949
V	Redução de investimento por aumento de eficiência	428
VI	Redução do custo de lubrificantes	194
VII	Redução do consumo de energia	194

Fonte: Jost, (1960) (traduzido), Official Data (2020)

Figura 3 - Potencial de economia no Reino Unido em 1966 em milhões de libras



Fonte: Jost, 1990 (traduzido e adaptado), Official Data, 2020

Os objetivos principais dessa pesquisa são o cálculo do torque médio fornecido pelo dinamômetro no volante do motor durante o teste, a aferição do coeficiente de atrito do sistema tribológico anel de pistão / lubrificante / camisa, através dos resultados do ensaio *reciprocating* e o desenvolvimento de um programa em

MatLab® para o cálculo da espessura de filme, determinando qual o regime de lubrificação do tribossistema.

Outros objetivos secundários dessa pesquisa são:

- Avaliar as superfícies e a suas rugosidades;
- Simular analiticamente diferentes viscosidades de lubrificantes e suas respostas em tribossistemas;
- Desenvolver curvas *Stribeck-like* que mostrem seleção do menor coeficiente de atrito possível.

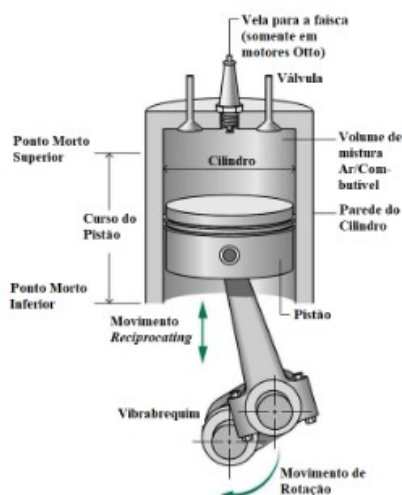
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 MOTOR A COMBUSTÃO INTERNA

Um motor a combustão interna (MCI) é uma máquina térmica que converte energia térmica proveniente de reação química em movimento mecânico. Um MCI utiliza combustível, geralmente fóssil ou renovável (etanol, biodiesel, etc.), que reage com o oxigênio sob elevada pressão onde ocorre a combustão com auxílio de uma fagulha (motor Otto) ou por combustão espontânea (motor Diesel), ocorrendo dentro de uma câmara de combustão, com a configuração pistão/cilindro (*reciprocating*) sendo a mais comum. A combustão produzida gera calor e expansão volumétrica para a produção de movimento mecânico, contudo, grande parte do que a combustão produz é perdida através de gases de exaustão, resfriamento e perdas por atrito dentro do sistema mecânico (TAYLOR, 1993) (HOLMBERG *et al.*, 2012).

MCI com a configuração de pistão / lubrificante / cilindro são chamados de motor *reciprocating*, são o tipo mais comum de motores em carros de passeio, utilitários e veículos terrestres pesados. Conforme já citado, existem dois tipos de MCI *reciprocating*: Motor por fagulha (ciclo Otto) e motor por compressão (ciclo Diesel). Enquanto motores Otto são mais utilizados em motos, veículos de passeio e utilitários leves, motores Diesel são utilizados em utilitários pesados, caminhões e máquinas pesadas no geral.

Figura 4 - Esquema de pistão/cilindro de um motor reciprocating

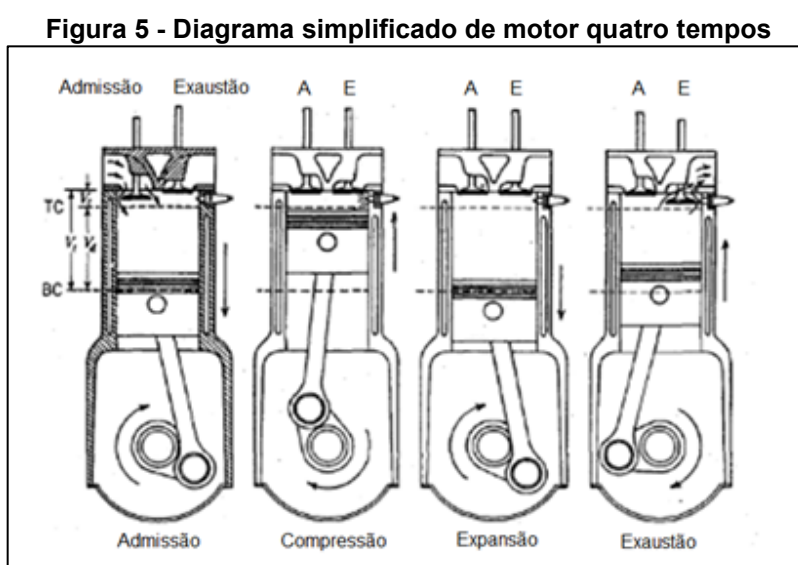


Fonte: Moran *et al.*, 2018 (traduzido)

A figura 4 mostra um diagrama básico de pistão/cilindro de um MCI por fagulha. Pode ser visto o deslocamento, o qual é o curso do pistão que é passado para o virabrequim, que transmite o deslocamento mecânico pela combustão até o volante do motor e transmissão.

Os MCIs com sistema pistão-biela podem ser encontrados em dois diferentes ciclos: Motor dois tempos e motor quatro tempos. O motor quatro tempos é muito mais utilizado do que o motor dois tempos (HEYWOOD, 1988). Seu ciclo consiste em quatro estágios, que podem ser vistos na figura 5. São eles:

- Admissão: O pistão está localizado no ponto morto superior e se desloca ao ponto morto inferior, ar entra na câmara de combustão por diferença de pressão através das válvulas de admissão;
- Compressão: O pistão é acelerado do ponto morto inferior até o ponto morto superior, combustível é injetado dentro da câmara de combustão e as válvulas estão fechadas;
- Expansão: Pistão é empurrado em direção ao ponto morto inferior devido à expansão dos gases da explosão do ar e combustível, gerando movimento no virabrequim;
- Exaustão: Pistão empurra os gases da explosão através da abertura da válvula de exaustão, o próximo ciclo é a admissão.



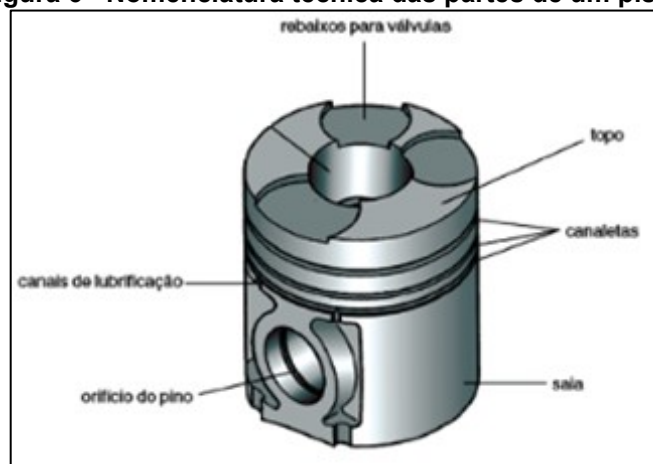
Fonte: Heywood, 1988 (traduzido)

Em um motor quatro tempos, o virabrequim deve realizar duas revoluções para completar o ciclo do motor e produzir a potência máxima de saída. O motor dois tempos precisa de apenas uma revolução em seu virabrequim para a potência máxima de saída, além de possuir um conjunto mais simples quando comparado ao motor quatro tempos (HEYWOOD, 1988). Contudo, o motor dois tempos possui uma vida útil menor e produz mais poluição do que um motor quatro tempos. A figura 5 mostra o esquema de um motor quatro tempos genérico. Em virtude do uso mais comum dos motores quatro tempos, este trabalho focou neste tipo de construção de MCI.

2.1.1 Pistão

Pistão é um componente mecânico responsável por garantir a compressão dentro de um cilindro, causando a explosão e a posterior transmissão da energia gerada pela explosão e por seus gases. A energia (ou potência) que o pistão recebe é transmitida para o volante do motor através da biela e virabrequim, com o volante transmitindo essa potência gerada para o sistema de transmissão do veículo. Os pistões são geralmente fabricados em ligas de alumínio, visando menor peso do componente e também possuindo três canaletas para a montagem dos anéis (MAHLE, 2012).

O pistão atua como êmbolo na câmara de combustão, responsável por garantir a compressão na câmara de combustão. Por essa razão, o pistão é um componente mecânico sujeito a elevadas temperaturas e pressões, que estão em torno de 40 a 90 bar (4 a 9 MPa) no motor Otto e a 180 bar (18 Mpa) nos motores Diesel (MAHLE, 2012). No ciclo de trabalho dos pistões, verifica-se uma dilatação desses componentes na câmara de combustão devido às temperaturas elevadas provenientes da explosão. Dessa maneira, a montagem dos pistões em linha de produção, a temperatura ambiente, exigem uma certa folga pois deve-se garantir o deslizamento suave durante a operação (MAHLE, 2012). A figura 6 mostra um pistão e sua nomenclatura técnica.

Figura 6 - Nomenclatura técnica das partes de um pistão

Fonte: Fernandes, 2018

2.1.2 Camisas de Cilindro

Camisas são componentes mecânicos estáticos que são termicamente montados na parede do cilindro durante o processo de fundição. Têm como objetivo garantir que o sistema esteja fechado, impedindo vazamento de gases, vedação da explosão e troca térmica do calor gerado pela combustão com o ar ou fluido de arrefecimento (água ou água + aditivos) (MAHLE, 2012).

As camisas podem ser fundidas diretamente no bloco, chamadas camisas molhadas devido ao contato do fluido de arrefecimento diretamente na camisa, são mais comuns em motores de ciclo Otto. Em motores Diesel as camisas são montadas no cilindro, chamadas de camisas secas, onde não há o contato direto do fluido de arrefecimento do motor com a camisa (MAHLE, 2012). As camisas secas possuem uma manutenção mais simples, podendo ser substituídas ao fim da sua vida útil sem mexer no bloco. Por essa razão, as camisas secas são mais utilizadas em veículos pesados, que utilizam motores Diesel.

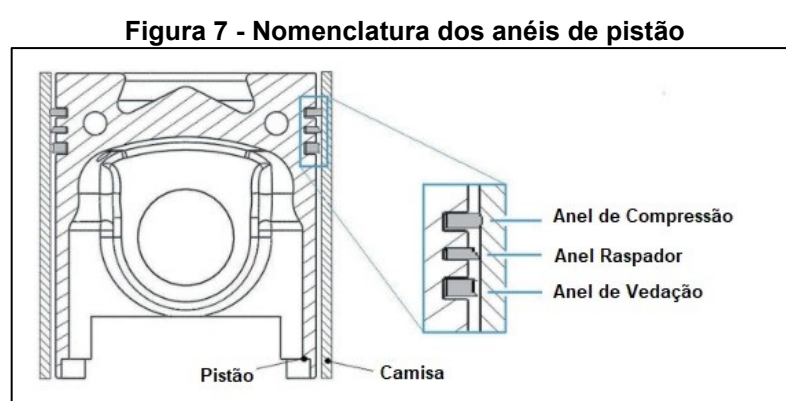
Neste trabalho serão utilizados blocos de motor de Ciclo Otto, dessa forma as camisas analisadas serão aquelas fundidas diretamente no bloco. Desta maneira, será utilizada a nomenclatura camisa neste trabalho, embora ela esteja fundida ao cilindro.

2.1.3 Anel de Pistão

Os anéis de pistão são elementos mecânicos circulares e com grande capacidade de trabalhar sob elevadas forças de expansão. Suas funções vão desde garantir a vedação térmica e de lubrificantes na câmara de expansão até garantir a lubrificação na parede da camisa para o suave deslizamento do pistão (MAHLE, 2012).

A fabricação de anéis de pistão é de grande preocupação para a indústria, pois há a necessidade de se fabricar um componente que possua elevada resistência ao desgaste, atenda às expectativas de desempenho e operação bem como a necessidade de estar de acordo com as legislações ambientais (MAHLE, 2012). Dessa forma, há muito interesse e desenvolvimento de longa data buscando alternativas de material de anel de pistão, tratamentos termoquímicos e de acabamento de anéis que possam garantir as características mecânicas que são exigidas desses componentes (FRIEDRICH *et al.*, 1997) (HERBST e DEDERICH, 2005) (KENNEDY *et al.*, 2012).

A figura 7 mostra um esquema simplificado de pistão com anéis e a nomenclatura de cada anel numerado em sequência.



Fonte: Ferreira *et al.*, 2020

Com base na figura anterior, tem-se a nomenclatura de cada anel e sua respectiva função na sequência.

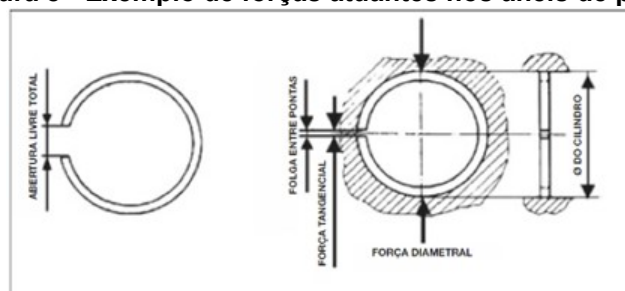
- Anel de Compressão: Garante a vedação da explosão da câmara de combustão;

- Anel Raspador: Atua na lubrificação do percurso do pistão entre o Ponto Morto Inferior (PMI) e Ponto Morto Superior (PMS) do cilindro;
- Anel de Vedação: Único anel que trabalha em par, tem como objetivo impedir que o excesso de óleo vindo da atividade do raspador e do cárter invadam a câmara de combustão.

Os anéis de pistão geralmente são fabricados de materiais ferrosos (aço ou ferro fundido) e tratados termoquimicamente, cujo objetivo é aumentar a vida útil dos anéis ao diminuir efeitos de desgaste. Somado ao fato de escolher um material com boa resistência ao desgaste, é comum usar tratamentos termoquímicos que produzem revestimentos na face de trabalho. De acordo com a empresa Mahle (2012), os elementos químicos mais comuns utilizados em revestimentos de anéis são silício (Si) alumínio (Al), molibdênio (Mo) e nitrogênio (N).

O anel de pistão possui forças que atuam sobre ele. Tais forças são dependentes da força elástica do anel, da força resultante da pressão dos gases de combustão na área superficial do anel, da pressão hidrodinâmica do lubrificante e a força de atrito inerente do sistema mecânico (FERNANDES, 2018). A figura 8 mostra um esquema simplificado de algumas das forças atuantes nos anéis de pistão.

Figura 8 - Exemplo de forças atuantes nos anéis de pistão



Fonte: Fernandes, 2018

A pressão de combustão de um motor Otto está em torno de 40 a 90 bar, exercendo uma pressão no conjunto anel-camisa dependente do ângulo do pistão durante o funcionamento do motor (OBERT *et al.*, 2016). Sabe-se que em rotações elevadas o motor tende a ter um aumento nos valores de blow-by². Isso ocorre devido

² Mistura ar-combustível queimada e não queimada. Alta pressão de blow-by é traduzida como uma queima não desejada de combustível, pois produz pouca eficiência térmica e química e também pode invadir carter, anéis, pistão e camisa, o que causa perda de potência no motor.

a resultante das forças nas direções radial e axial, que pode causar instabilidade dos anéis quando em altas rotações, prejudicando sua estrutura e não garantindo o seu bom funcionamento. A diferença de pressões acima e abaixo do anel de compressão é um parâmetro vital para a ocorrência de blow-by, pois quanto menor a diferença dessas pressões, mais provável o acontecimento deste fenômeno (GARCIA E FILHO, 2003).

O conhecimento de tribologia é crucial para a melhoria de desempenho de um MCI, pois a possibilidade de ganho de eficiência com a diminuição de atrito em um componente do motor (anel de pistão / camisa, engrenagens, rolamentos, etc.) são estudadas por tribologistas através do mundo (KLINGERMAN *et al.*, 2005) (SCHRECK e GAHR, 2005) (TALAIGHIL *et al.*, 2011).

2.2 DINÂMOMETROS DE MOTORES

A definição de dinamômetro vem do grego *dynamis* (força) e *metron* (medir). Por isso, o dinamômetro é um equipamento desenvolvido para medição de potências e grandezas relacionadas, como força e torque. O dinamômetro de motores é um equipamento que mede força ou potência de um MCI (KILLEDAR, 2012). O equipamento utiliza o acoplamento no volante do motor, enquanto o dinamômetro que utiliza rolos acionados pelas rodas de um veículo é chamado de dinamômetro de chassi (KILLEDAR, 2012).

Dinamômetros atuais são equipamentos que devem apresentar as seguintes características para os testes de um produto, seja um motor ou um veículo (KILLEDAR, 2012):

- Controle e medição de torque;
- Controle de velocidade;
- Formas de dissipação de potência mecânica.

Existem diversos tipos de dinamômetros, usados para diferentes propósitos. A classificação pode ser resumida em dinamômetros de absorção, motor e transmissão (KILLEDAR, 2012). Os dinamômetros de absorção são o tipo mais comum, sendo utilizados o dinamômetro de absorção de transporte ou dinamômetro

de transporte, sendo que os dinamômetros universais são de absorção e transporte (KILLERDAR, 2012). Os dinamômetros de absorção ainda podem ter subclassificações, são elas: Hidráulicas, por correntes parasitas, correntes alternada e contínua (KILLERDAR, 2012).

Dinamômetros industriais de motores podem ser classificados como dinamômetros por absorção, visto que são uma combinação de acionamentos hidráulicos (ou pneumáticos) com sensores eletrônicos alimentados por corrente contínua somados a computadores que mostram os resultados de medições que são alimentados por corrente alternada. Na prática, a classificação usual para dinamômetros de motores é se há ou não a combustão do motor durante o teste. Existem muitas empresas especializadas em dinamometria, entre elas AVL e Simpro. Essas empresas trabalham com a classificação de dinamômetros de motores que acaba sendo usada pela indústria: Dinamômetro a quente (teste com combustão) e dinamômetro a frio (teste sem combustão).

Existem vários estudos na área de tribologia que envolvem dinamômetros de motores: Ahmed Ali *et al.* (2018) utilizaram um dinamômetro a quente para avaliar a possível diminuição de atrito e desgaste através de nanolubrificantes a base de grafeno em um MCI *reciprocating*. Ahmed Ali *et al.* (2018) observaram que nanolubrificantes reduzem desgaste, especialmente em regime de lubrificação limítrofe. Zhang *et al.* (2019) avaliaram o efeito de revestimento DLC na redução de atrito de um MCI Wankel com o objetivo de melhoria de desempenho. Zhang *et al.* (2019) constataram que o revestimento de DLC reduz 32% o coeficiente de atrito quando comparado a uma superfície sem revestimento. Santos Filho *et al.* (2018) compararam como o pistão, anéis e camisa de motor sofrem desgaste com combustíveis gasolina e etanol, tendo como resultado uma maior resistência ao desgaste para o etanol devido a menor carbonização causada por esse tipo de combustível. Obara e Sinatora (2016) fizeram uma análise quantitativa em dinamômetros de camisas de cilindro em condições próximas a “desgaste zero”, constatando condições de desgaste e *scuffing* diferente do que era esperado baseado na literatura. Obara (2018) mapeou os tipos mais comuns de desgaste em cilindro de motores, observando que os mecanismos mais comuns de desgaste são abrasão, adesão e fadiga de contato.

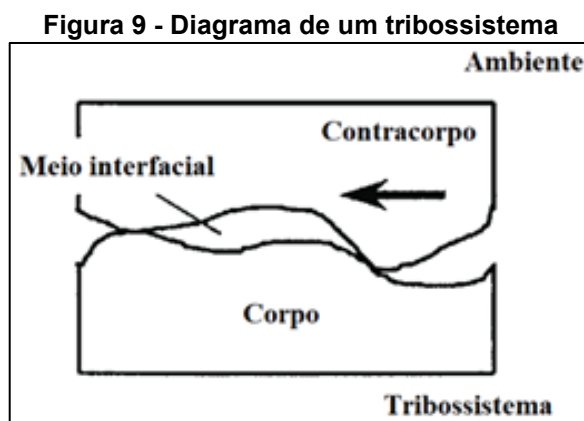
Mostra-se que o uso de dinamômetro de motores com foco em Tribologia possui uma gama grande aplicações quando se deseja estudar um MCI. Dessa forma,

esse trabalho vem para enriquecer os estudos envolvendo atrito em um tribossistema de anel de pistão / lubrificante / camisa, visando ter o conhecimento dos COFs baseado em uma convergência entre o teste em dinamômetro a frio e a análise de tribômetro, bem como o cálculo das suas respectivas espessuras de filme lubrificante.

2.3 TRIBOLOGIA

Tribologia (do grego *tribos* - atrito ou escorregamento - e *logus* - estudo) é uma ciência relativamente recente quando comparada a termodinâmica, mecânica estrutural e plasticidade (MYSHKIN e GORYACHEVA, 2016). A maior parte do conhecimento da tribologia foi adquirido apenas após o fim da Segunda Guerra Mundial. Logo, a tribologia ainda não atingiu sua forma perfeita enquanto ciência, necessitando de estudos, pesquisas e resultados que melhorem seu status e eliminem qualquer controvérsia deste campo de estudos (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2013). As informações que a tribologia fornece são muito importantes para um sistema mecânico, como a melhor escolha de um lubrificante e a prevenção da contaminação de óleo, que devem ser compreendidas por um engenheiro (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2013).

Conforme a norma DIN 50320-1997, a estrutura tribológica (ou tribossistema) é configurado com quatro componentes, os quais são o corpo, contracorpo, meio interfacial e meio que o cerca (comumente chamado de ambiente). A figura 9 apresenta um esquema simplificado de um tribossistema.



Fonte: Wimmer, 2004 (traduzido)

O ambiente de um tribossistema é definido como o meio em que ele se encontra (atmosférico, pressurizado, marinho, etc.). Meio interfacial é definido como o meio de contato entre corpo e contracorpo, nesse espaço é onde ocorre a lubrificação do sistema. O corpo é o componente do tribossistema que é estático, geralmente é o componente mecânico que sofre mais desgaste (camisa de cilindro, pista de rolamento). Contracorpo é o componente que se movimenta e apresenta maior resistência ao desgaste (anel de pistão, esfera de rolamento). Em um tribossistema anel de pistão / camisa de cilindro, o anel de pistão é definido como o contracorpo enquanto a camisa de cilindro é o corpo, cuja superfície é frequentemente objetos de estudo, pois sofre maior desgaste que o anel de pistão (AKALIN e NEWAZ, 1999) (DOUGLAS et al., 2006) (GRABON et al., 2013).

Em um tribossistema é possível analisar o comportamento do corpo e contracorpo, mas também é possível estudar o meio interfacial, que em sua maioria das vezes é o lubrificante (ERDEMIR, 2005) (CZICHOS, 2009) (KHONSARI e BOOSER, 2017).

O entendimento de um tribossistema é muito importante para conhecer o comportamento de um sistema mecânico e ir além: Melhorar a sua operação, funcionamento, redução do atrito, redução de perdas (mecânica, térmica e/ou ruído) e aumentar seu ciclo de vida. Um método para redução de perdas por atrito e melhoria das condições tribológicas é a melhoria de superfície, que é de interesse dos construtores de motor há muito tempo (WILLIS, 1986). A melhoria da superfície da parede de cilindro é feita, geralmente, por texturização de superfície (KLIGERMAN et al., 2005) (SCHRECK e GAHR, 2005) (GRABON et al., 2013). O aumento da qualidade das propriedades tribológicas geralmente se dá por melhoria de lubrificação (GUO et al., 2013), diminuindo coeficiente de atrito e aumentando a vida útil de um sistema mecânico. Entretanto, é necessário considerar as propriedades do lubrificante em um tribossistema. Uma camisa de cilindro usualmente tem a superfície usinada por brunimento, com microranhuras cruzadas em forma de cruz (SUZUKI, 1988), que formam vales, atuando como microrreservatórios de lubrificante. Tais microrreservatórios tem o objetivo de manter uma lubrificação constante durante o funcionamento, garantindo que a camisa do cilindro sempre tenha lubrificante em sua superfície (SUZUKI, 1988).

A influência do acabamento de superfície é diferente em contato seco e lubrificado. Contato seco demanda um acabamento de superfícies com

microrrugosidades menores que contato lubrificado para um melhor desempenho do tribossistema (EL-TAYEB *et al.*, 2008). Muito embora esse tipo de sistema necessite também de uma seleção de materiais para evitar adesão por atrito (BUCKLEY, 1981) (BOWDEN *et al.*, 2001). Em contato lubrificado, a presença do lubrificante contribui para um melhor funcionamento de um sistema, diminuindo desgaste, coeficiente de atrito e aumentando a vida útil. Como discutido anteriormente, o acabamento da superfície em contato lubrificado não precisa ser necessariamente polido ou ter um acabamento com microrrugosidades extremamente pequenas, pois as ranhuras e/ou vales na superfície resultantes de um processo de polimento não garantiriam condições de lubrificação constante durante o ciclo de funcionamento de um sistema. Essa situação não garante a presença de lubrificante em alguns pontos do tribossistema, podendo produzir condições piores de funcionamento quando comparados a contato seco, pois contato a seco possui uma seleção de materiais para evitar desgaste do tipo adesivo.

2.4 TOPOGRAFIA

O conceito de superfície em tribologia difere daquele que está no cotidiano das pessoas. É comum dizer que uma superfície é áspera, como no caso de lixas d'água, ou lisa, no caso de um piso de porcelana. Para a tribologia, todas as superfícies são ásperas (ARCHARD, 1974), pois existem microrrugosidades na superfície que são decorrentes de processos de fabricação e até mesmo acabamento. Por essa razão, a superfície dos corpos apresenta um relevo complexo em termos microscópicos.

A elevada importância da topografia de superfície é traduzida nas aplicações necessárias para um componente mecânico, no caso de camisas de cilindro, o controle da rugosidade superficial é importante pois a superfície desse componente deve garantir a lubrificação constante do sistema através de reservatórios nos vales das microrrugosidades.

Superfícies com baixa rugosidade proporcionam o aumento de resistência ao desgaste, contudo, tais superfícies apresentam dificuldade na formação do filme de óleo, resultando em desgaste adesivo. Porém, deve-se chegar a um valor ideal de

rugosidade superficial, pois elevadas rugosidades causam aumento no consumo de lubrificante e desgaste excessivo do anel de pistão (GRABON *et al.*, 2013).

2.4.1 Parâmetros de Rugosidade

Quando se deseja controlar a rugosidade de um componente mecânico ou de um material, faz-se o uso de parâmetros de rugosidade, que podem ser bidimensionais (2D) ou tridimensionais (3D). Esses parâmetros possuem grande importância em termos de controle de desempenho tribológico das superfícies, pois auxiliam na determinação de coeficiente de atrito e conseqüentemente no desgaste e consumo de óleo (JOHANSSON *et al.*, 2011) (DIMKOVSKI *et al.*, 2012).

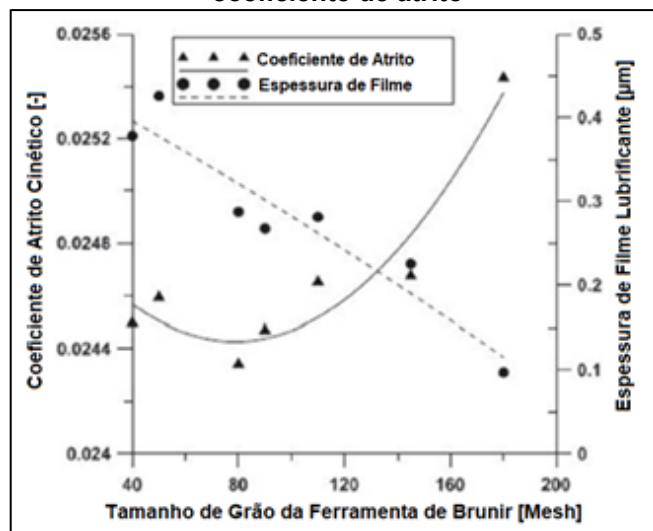
O brunimento é um processo de usinagem com geometria de ferramenta não definida, comumente utilizado em camisas de cilindro. Tal processo possui variações dimensionais e de geometria inerentes a qualquer processo de fabricação. Uma das grandes vantagens do brunimento é o bom controle de precisão dimensional, de forma a garantir uma texturização de superfície (BARARI, 2013), melhorando o comportamento tribológico e preservando vales topográficos para a deposição de lubrificante. Por essa razão, o brunimento se tornou o processo mais usado para a usinagem em cilindros e camisas de MCI, garantido um resultado de superfície padronizada com características de aplicação com baixos valores de rugosidades na ordem de micrometros (FERNANDES *et al.*, 2018).

SABEUR *et al.* (2013) fizeram um estudo muito importante sobre o impacto das variáveis do processo de brunimento em relação ao coeficiente de atrito no sistema anel-camisa. Entre as variáveis, focou-se no tamanho do grão da pedra de brunir, utilizada no processo de brunimento. SABEUR *et al.* (2013) extraíram as amostras de bloco de motores de ferro fundido cinzento e desenvolveram um modelo numérico para o algoritmo de atrito no contato entre camisa e anel.

Como pode ser visto na figura 10, o tamanho do grão da pedra de brunimento influencia no coeficiente de atrito e na espessura de filme lubrificante. É possível ver que o menor tamanho de partícula avaliado (40 Mesh) não apresentou o menor μ , sendo obtido apenas em 80 Mesh. A diminuição da espessura de filme lubrificante com o aumento do tamanho de grão da ferramenta de brunimento, a partir de 80 Mesh, causa um aumento considerável do coeficiente de atrito. Tal fato pode estar

relacionado com a mudança do regime de lubrificação do tribossistema com a camisa usinada com ferramenta de usinagem com maiores grãos na ferramenta de brunimento.

Figura 10 - Influência do tamanho de grão da ferramenta de brunir na espessura de filme e coeficiente de atrito



Fonte: Sabeur *et al.*, 2013 (traduzido)

Os parâmetros de rugosidade são classificados como 2D, ou parâmetros R (norma ISO 4287) e 3D, ou parâmetros S (ISO 25178 e EUR 15178N). A tabela 2 traz alguns parâmetros de rugosidade 2D e 3D e suas respectivas descrições.

Tabela 2 - Descrição de parâmetros de rugosidades 2D e 3D		
Parâmetro 2D	Parâmetro 3D	Descrição
Ra	Sa	Média aritmética da rugosidade
Rq	Sq	Desvio médio quadrático da rugosidade
Rz	Sz	Altura máxima de 10 pontos da rugosidade
Rp	Sp	Altura de pico máxima da rugosidade
Rk	Sk	Profundidade de rugosidade do core
Rsk	Ssk	Assimetria da superfície
Rku	Sku	Curtose da superfície

Fonte: EUR 15178N, 1993; ISO 4287, 1998; ISO 25178, 2013

Tais parâmetros são utilizados para controle de qualidade de uma peça ou processo de fabricação. Rugosímetros são equipamentos que medem parâmetros de rugosidade 2D, são utilizadas na indústria devido a maior rapidez em gerar um relatório de rugosidade 2D e possuem um modo de operar mais simples, quando

comparado a um interferômetro. Interferômetros produzem relatórios de rugosidade 2D e 3D, maior detalhamento da superfície, mas tem um custo maior e uma operação mais complexa do que um rugosímetro. As figuras 11 e 12 mostram um rugosímetro e um interferômetro comerciais, respectivamente.

Figura 11 - Rugosímetro utilizado para medições de rugosidade 2D



Fonte: Mitutoyo, 2020

Figura 12 - Interferômetro utilizado para medições de parâmetros de rugosidades 2D e 3D



Fonte: CMCM – UTFPR, 2020

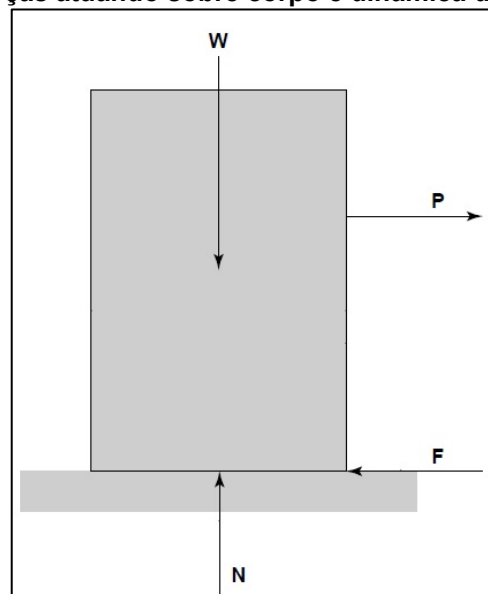
2.5 ATRITO

Atrito é definido como a resistência que um corpo possui para se mover sobre outro corpo (HUTCHINGS e SHIPWAY, 2017). Contudo, atrito possui definições da norma ASTM G-40-93 na Standard Terminology Relating to Erosion and Wear (BLAU, 2008):

- Força de Atrito: Força tangencial de resistência no contato entre dois corpos, sob a ação de uma força externa, um corpo se movimenta ou tende a se movimentar.
- Coeficiente de Atrito: Razão entre força tangencial de resistência ao movimento entre dois corpos e a força Normal que age sobre os corpos.

A figura 13 é um esquema que mostra a dinâmica das forças atuantes sobre um corpo quando se considera o atrito. Abaixo mostra-se a ação do Peso (W), Normal (N), carga aplicada (P) e força de atrito (F), essa última gerando resistência ao movimento do corpo.

Figura 13 - Forças atuando sobre corpo e dinâmica da força de atrito



Fonte: Blau, 2008 (adaptado)

A razão entre força tangencial para mover o corpo pela força normal do corpo é conhecido como coeficiente de atrito. A equação (1) representa essa razão:

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

Na qual:

μ = Coeficiente do atrito;

F = Força tangencial aplicada ao corpo;

N = Força normal do corpo sobre o plano de referência.

O coeficiente de atrito pode ser descrito como coeficiente de atrito estático ou coeficiente de atrito cinético. O coeficiente de atrito estático representa a razão da força necessária para superar a resistência para o movimento entre os corpos (F_s) pela força normal de interação entre dois corpos (N), descrito na equação (2) (BLAU, 2008):

$$\mu_s = \frac{F_s}{N} \quad (2)$$

O coeficiente de atrito cinético é definido como a razão entre a força necessária para manter o movimento (F_k) pela força normal de interação entre dois corpos (N) (BLAU, 2008). A equação (3) descreve o coeficiente de atrito cinético.

$$\mu_k = \frac{F_k}{N} \quad (3)$$

A força de atrito é usualmente descrita pelo valor do coeficiente de atrito cinético, o qual pode variar em uma faixa de 0,001 (rolamento levemente carregado) até 10 (dois metais idênticos e limpos deslizando no vácuo) (HUTCHINGS e SHIPWAY, 2017). Para os usos mais comuns de engenharia, μ está em uma faixa de 0,1 a 1 (HUTCHINGS e SHIPWAY, 2017).

2.5.1 Leis do Atrito

As leis do atrito são baseadas em sua maioria em experimentos empíricos ao invés de matemática analítica. Essas leis são muito úteis para problemas de atrito, mas não no caso de superfícies lubrificadas, que obedecem diferentes leis físicas (HUTCHINGS e SHIPWAY, 2017). Essas leis, postuladas por Leonardo da Vinci, são descritas na sequência (HUTCHINGS e SHIPWAY, 2017):

- A força de atrito é proporcional a força normal;
- A força de atrito é constante, independente da área de contato;
- A força de atrito não é dependente da velocidade de deslocamento.

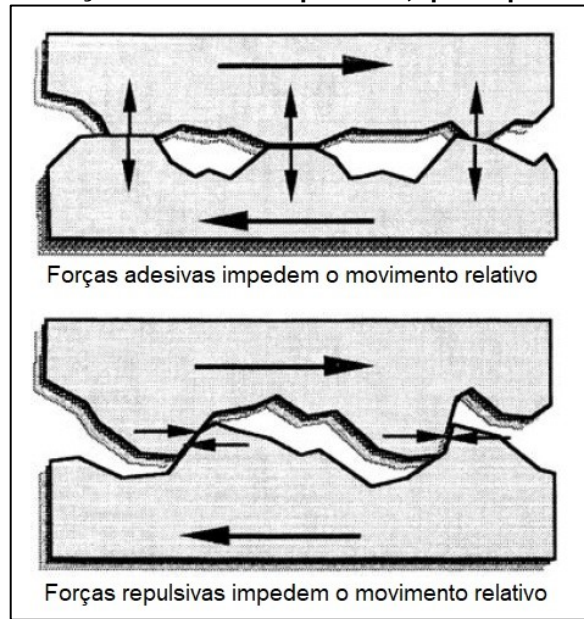
Embora este estudo faça o uso de lubrificação, as leis de da Vinci são úteis para condições iniciais de trabalho e superfícies metálicas em um tribossistema. Contudo, essas leis não são aplicáveis a polímeros (HUTCHINGS e SHIPWAY,2017).

2.5.2 Adesão no atrito

Sir John Leslie, professor de física da Universidade de Edimburgo na virada do século XVIII para o século XIX, foi um dos primeiros pesquisadores a questionar o papel da adesão entre dois corpos no atrito através de conceitos de energia (BLAU, 2008). Historicamente sempre se ligou o atrito estático à adesão e a quebra das ligações atômicas entre superfícies em contato. A adesão pode ser definida como a força molecular de atração em um contato entre dois corpos distintos (BLAU, 2008).

É necessário diferenciar o conceito de adesão de aderência. Aderência acontece a nível macroscópico, quando um material fundido é colocado entre duas superfícies o material solidifica e adere nas irregularidades das superfícies, promovendo uma junta mecânica, que não é produto de adesão (BLAU, 2008). Convencionou-se assumir que na adesão a atração molecular é suficientemente forte para a transferência de forças entre os corpos. Essa convenção ajudou a formar as teorias sobre atrito mais utilizadas atualmente (BLAU, 2008). A figura 14 mostra de maneira ilustrativa como a adesão entre dois corpos influencia no atrito.

Figura 14 - Esquema de forças adesivas e repulsivas, que impedem o movimento relativo



Fonte: Blau, 2008

A força requerida para mover tangencialmente dois corpos deve superar a força de ligação que une as superfícies. No caso de metais dissimilares com uma forte afinidade adesiva, a tensão de cisalhamento da adesão pode superar a tensão de cisalhamento do metal menos resistente (BLAU, 2008). Nesses casos, a força de atrito estático (F_s) dependerá da tensão de cisalhamento do material com menor resistência mecânica (τ_m) e a área de contato (A). As equações (4) e (5) mostra a relação entre a força de adesão e o coeficiente de atrito (μ_s) (BLAU, 2008).

$$F_s = \mu_s P^* = \tau_m A \quad (4)$$

Rearranjando:

$$\mu_s = \left(\frac{\tau_m A}{P^*} \right) \quad (5)$$

P^* é a carga normal que é a soma da carga aplicada e da força adesiva normal a interface. Em condições controladas, como experimentos com superfícies limpas no vácuo, o coeficiente de atrito estático pode ser muito maior que 1.

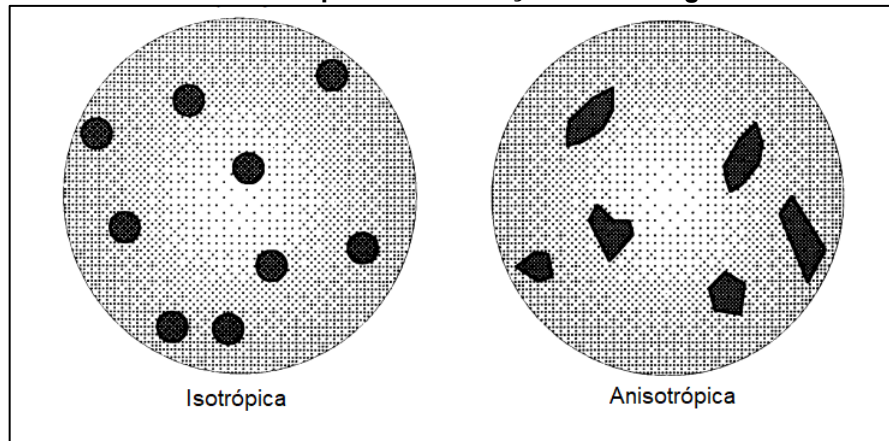
2.5.3 Relação do Atrito e Deformação

Blau (1989) propôs uma sequência de estágios de desgaste para superfícies metálicas durante o escorregamento em contato seco ou lubrificação limítrofe. Descritos abaixo:

- 1) As superfícies sofrem deformação plástica e trincas de fadiga crescem;
- 2) Fadigas produzem pits na superfície;
- 3) Os platôs da superfície suportam a carga enquanto o material na periferia desgasta;
- 4) Cargas cada vez maiores atingem os platôs por unidade de área;
- 5) Os platôs “fadigados” são desgastados e o processo se repete do ponto 1.

BLAU (2008) diferencia os tipos de deformações de superfícies pelo tipo de carregamento que está sobre o corpo. Há também a diferenciação de deformação isotrópica e anisotrópica. A figura 15 mostra a diferença da deformação com isotropia e anisotropia sob um carregamento normal.

Figura 15 - Influência da anisotropia na deformação sob carregamento normal no atrito

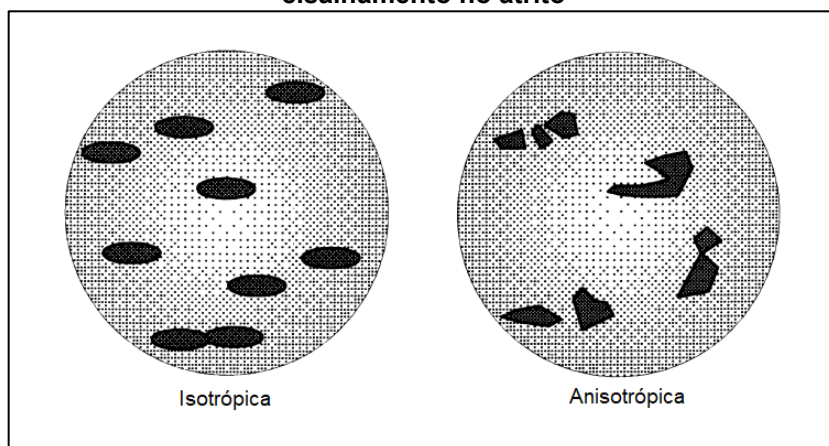


Fonte: Blau, 2008

Na figura acima é possível verificar que a deformação de uma superfície isotrópica ideal apresenta contatos circulares perfeitos, enquanto superfícies anisotrópicas apresentam contatos irregulares. Sabendo que superfícies anisotrópicas são as mais comuns, a tendência é que a deformação causada pelo atrito tenha um comportamento de contatos irregulares.

Além do carregamento normal, é possível que o atrito gere tensões de cisalhamento, como visto no subitem 2.5.2 deste trabalho. Dessa forma, a deformação do contato visto na figura 15 causa alterações na sua morfologia. A figura 16 mostra o efeito das tensões cisalhantes combinadas à carga normal no atrito.

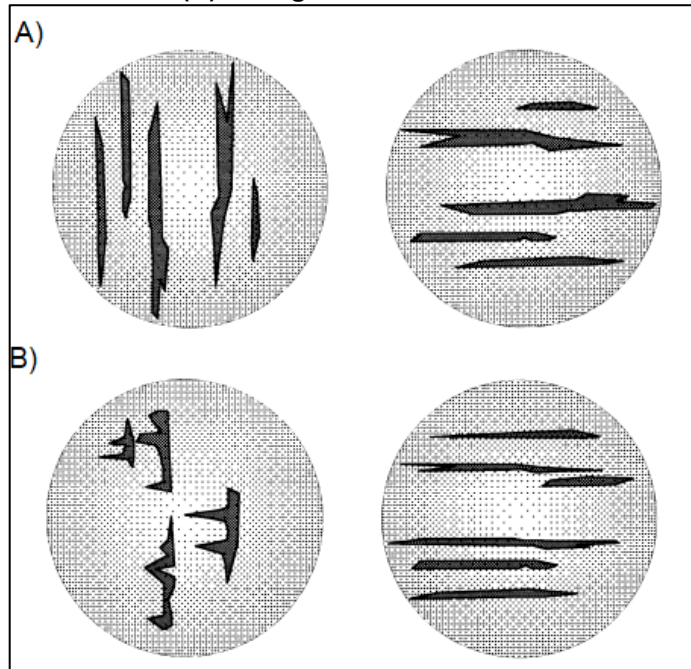
Figura 16 - Influência da anisotropia na deformação sob carregamento normal e tensões de cisalhamento no atrito



Fonte: Blau, 2008

É possível verificar que na superfície isotrópica, as circunferências tornam-se elipses, indicando a influência da tensão de cisalhamento no atrito. Comportamento análogo ocorre na superfície anisotrópica, com um alongamento da deformação do contato. Tem-se também que a deformação depende do sentido do escorregamento dos corpos em relação a anisotropia da superfície. A figura 17 mostra a influência da direção do escorregamento em relação a anisotropia de uma superfície.

Figura 17 - Influência do sentido do escorregamento na deformação do contato de (A) carregamento normal e (B) carregamento normal + tensão de cisalhamento



Fonte: Blau, 2008

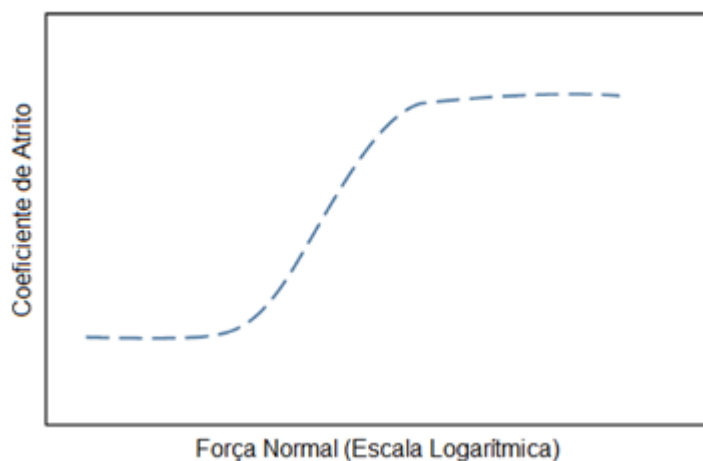
2.5.4 Atrito em Metais

A dinâmica do atrito em superfícies metálicas é relacionada a condições experimentais que é medido em μ . Logo, os valores de μ têm maior significado em valores relativos do que absolutos (HUTCHINGS e SHIPWAY,2017). Sabe-se que duas superfícies metálicas, limpas e no vácuo possuem grande adesão, com coeficientes de atrito em uma faixa de 2 a 10 ou até mais. Em uma escala microscópica, verifica-se a formação de uma forte ligação metálica entre as superfícies e quando elas são separadas, é possível notar a transferência metálica entre as superfícies dos corpos metálicos (HUTCHINGS e SHIPWAY,2017). Embora esse tipo de cenário seja mais aplicável à engenharia aeroespacial, o uso de lubrificantes sólidos ou filmes finos metálicos macios promovem grande proteção contra a adesão por atrito (HUTCHINGS e SHIPWAY,2017).

Em condições de trabalho em ambiente sem vácuo, o coeficiente de atrito produzido por contato de metal sobre metal pode resultar em uma faixa de 0,5 a 1,5 para escorregamento não lubrificado (HUTCHINGS e SHIPWAY,2017). Para condições com ar atmosférico, a microestrutura dos materiais possui grande influência no coeficiente de atrito. Por isso, os óxidos formados nos metais representam um

parâmetro importante no atrito de metais. Os óxidos foram um filme fino (1 a 10 nm) (HUTCHINGS e SHIPWAY,2017), esse filme acarreta em uma dinâmica diferente entre as superfícies. Contatos óxido/metal ou óxido/óxido produzem menores coeficientes de atrito quando comparados a contato metal/metal, isso ajuda a explicar o porquê de o ouro ser o metal que produz os maiores coeficientes de atrito entre todos os metais (HUTCHINGS e SHIPWAY,2017). Contudo, a camada de óxido pode ser destruída. Em uma escala logarítmica, à medida que o carregamento normal é aumentado, é causada a destruição da camada de óxidos, aumentando o coeficiente de atrito e causando o contato metal-metal com transferência de material entre os corpos (HUTCHINGS e SHIPWAY,2017). Uma camada de óxido separa os corpos metálicos, promovendo pouco ou nenhum contato metálico como um todo, causando um efeito de auto lubrificação. Essa camada oxidada não resiste a cargas elevadas, por essa razão quando há o aumento da força normal, há também o aumento do coeficiente de atrito. A figura 18 mostra como o coeficiente de atrito é dependente da força normal para metais.

Figura 18 - Diagrama de contato não lubrificado cobre/cobre



Fonte: Hutchings e Shipway, 2017 (traduzido)

Os óxidos possuem grande contribuição no atrito em metais e ligas dissimilares. Em geral, o coeficiente de atrito tende a ser menor entre ligas do que metais puros. Contudo não são só os óxidos que influenciam no atrito entre ligas e metais dissimilares. Os elementos de menor percentual em uma liga também contribuem de maneira considerável nesse tipo de atrito, devido à segregação superficial. Embora tendo efeitos complexos, a segregação superficial pode ser um

caminho para alterar as propriedades de atrito em uma liga através de pequenas mudanças em sua composição química (HUTCHINGS e SHIPWAY,2017).

Tabela 3 - Coeficientes de atrito cinéticos de metais puros e ligas metálicas

(a) Mesmo Metal em Contato no Ar	μ
Ouro	2
Prata	0,8 – 1
Latão	1
Alumínio	0,8 – 1,2
Cobre	0,7 – 1,4
Índio	2
Magnésio	0,5
Chumbo	1,5
Cádmio	0,5
Cromo	0,4
(b) Metais puros e ligas em contato com aço (0,13%C) no ar	μ
Prata	0,5
Alumínio	0,5
Cádmio	0,4
Cobre	0,8
Cromo	0,5
Índio	2
Chumbo	1,2
Cobre – 20% Chumbo	0,2
Metal Branco ³ (Composto de Sn)	0,8
Metal Branco (Composto de Pb)	0,5
Bronze α - (Cu – 40%Zn)	0,5
Bronze α/β (Cu – 40% Zn)	0,2
Ferro Fundido Cinzento	0,4
Aço Baixo Carbono (0,13%)	0,8

Fonte: Hutching e Shipway (2017) (traduzido)

A tabela 3 mostra os coeficientes de atrito para vários metais e ligas se deslocando sobre uma liga de aço baixo carbono. Nota-se que três ligas apresentaram menores coeficientes de atrito, como as ligas cobre-chumbo, bronze chumbado e ferro fundido cinzento. Esse fato se deve às fases constituintes nessas ligas, que produzem

³ Liga metálica a base de chumbo ou latão, utilizada em rolamentos.

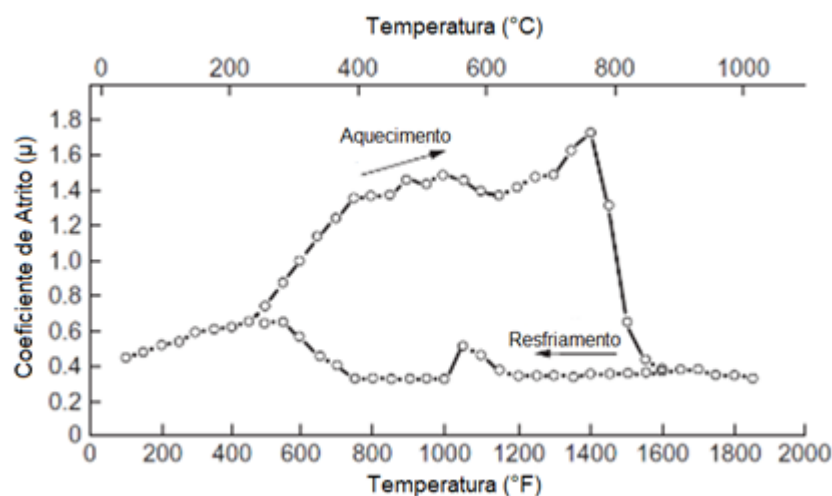
finos filmes interfaciais de baixa tensão cisalhante. As ligas cobre-chumbo e bronze chumbado possuem traços de chumbo metálico em suas superfícies, elemento que tem baixa solubilidade na matriz da liga. Quando há o escorregamento com outra superfície, ocorre a formação de um filme fino frágil na superfície, diminuindo o coeficiente de atrito do sistema (HUTCHINGS e SHIPWAY,2017). Para o caso do ferro fundido, liga de interesse para este trabalho, a grafita atua na formação do filme fino (HUTCHINGS e SHIPWAY,2017), gerando uma superfície auto lubrificante. Por essa razão, o ferro fundido é um material comumente empregado em sistemas mecânicos que tenham contato e trabalhem com lubrificação.

Essas ligas já possuem baixos coeficientes de atrito em deslizamento seco, não dependendo da formação de uma camada protetiva de óxido. Por essa razão, essas ligas possuem grande aplicação na engenharia, com o cobre-chumbo e bronze chumbado sendo usados em mancais de deslizamento e o ferro fundido sendo usado em maquinário pesado, devido a sua propriedade auto lubrificante e baixo custo (HUTCHINGS e SHIPWAY,2017).

2.5.5 Efeitos da Temperatura no Atrito

O aumento da temperatura afeta o atrito das seguintes formas: Mudança de propriedades mecânicas, aumento da taxa de oxidação, ocorrência de reações químicas na superfície e transformações de fase (HUTCHINGS e SHIPWAY,2017). A figura 19 apresenta o efeito do aumento da temperatura em um aço inoxidável austenítico com níquel puro escorregando na superfície, podendo ser observado que μ aumenta proporcionalmente com o incremento da ductilidade, a qual possui uma faixa de coeficiente de atrito entre 0,4 e 1,8. Todavia, foi observado que há a formação de óxidos em uma temperatura de 750°C (1400°F) e o rápido declínio do coeficiente de atrito. Em uma análise subsequente, foi notado a formação de óxido de níquel, responsável pela diminuição do coeficiente de atrito. No processo de resfriamento (1800°F a 100°F) do experimento, não foi observada uma grande variação do coeficiente de atrito, que ficou numa faixa de 0,4 a 0,6. Esse fato sugere que a formação do óxido de níquel se deu em uma etapa inicial desse experimento, o que causou uma diminuição no coeficiente de atrito quando comparada à etapa de aquecimento (HUTCHINGS e SHIPWAY,2017).

Figura 19 - Comportamento do coeficiente de atrito com o aquecimento e resfriamento dos corpos com medições em vários pares ordenados



Fonte: Hutchings e Shipway, 2017 (traduzido)

Transformações de fase também impactam no coeficiente de atrito, devido à sua influência nas propriedades mecânicas dos materiais (HUTCHINGS e SHIPWAY,2017). Outros parâmetros importantes são os efeitos térmicos de difusão e fluência, que aumentam a adesão e ductilidade dos materiais, levando a um grande aumento do atrito no sistema mecânico (HUTCHINGS e SHIPWAY,2017). Contudo, em um sistema em que apenas uma superfície é fundida e a outra se mantém sólida, há uma diminuição considerável do coeficiente de atrito (HUTCHINGS e SHIPWAY,2017). Transformação de fase em estado sólido também influencia o coeficiente de atrito. Microestruturas cúbicas, como CCC e CFC, possuem maior ductilidade, conseqüentemente maior coeficiente de atrito, do que estruturas hexagonais compactas (HUTCHINGS e SHIPWAY,2017).

2.6 ATRITO EM SISTEMAS LUBRIFICADOS

O comportamento do atrito de metais em sistemas lubrificados depende do regime de lubrificação do sistema, tendo um comportamento distinto nos regimes de lubrificação limítrofe e hidrodinâmico (BAYER, 1994) (LUDEMA, 1996) (MARU, 2007) (HUTCHINGS e SHIPWAY, 2017) (BACHCHHAV e BACHI, 2020). No atrito em regime hidrodinâmico, o coeficiente de atrito é dependente da carga, velocidade e viscosidade do lubrificante utilizado no sistema mecânico analisado. Além disso, a

dependência do COF para esses parâmetros é análoga à dependência dos parâmetros formação de filme lubrificante (MARU, 2003), sendo diretamente proporcional à viscosidade do lubrificante, velocidade e inversamente proporcional à carga normal. A Equação (6) descreve a proporcionalidade entre o COF, viscosidade do lubrificante, velocidade e carga no sistema tribológico.

$$COF \sim \frac{\eta * V}{W} \quad (6)$$

Onde:

COF: Coeficiente de atrito [-];

η : Viscosidade do lubrificante [Pa.s];

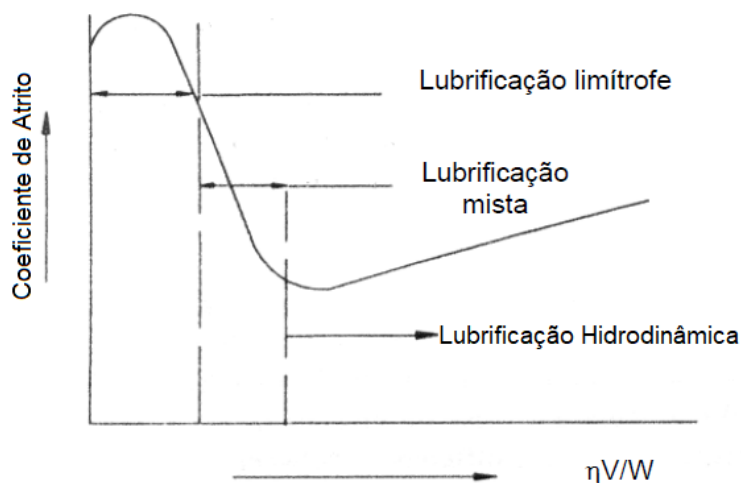
V: Velocidade;

W: Carga no sistema tribológico.

No regime de lubrificação limítrofe a viscosidade do lubrificante torna-se irrelevante, sendo o COF dependente da interação entre os corpos em contato. Logo, o COF deixa de ter relação com a viscosidade do lubrificante, velocidade e carga no sistema tribológico (MARU, 2003).

A curva de Stribeck é uma forma de se determinar o coeficiente de atrito, pela relação entre os parâmetros de viscosidade (η), velocidade (V) e carga normal (W) (LUDEMA, 1996). A relação $\eta * V / W$ é mostrada no eixo das abscissas enquanto que o COF está no eixo das ordenadas. A relação dos parâmetros é proporcional à espessura de filme para a formação de efeito de cunha (BAYER, 1994). A figura 20 mostra uma curva de Stribeck com COF no eixo Y e a relação $\eta * V / W$ no eixo X.

Figura 20 - Diagrama de Stribeck com COF versus η^*V/W

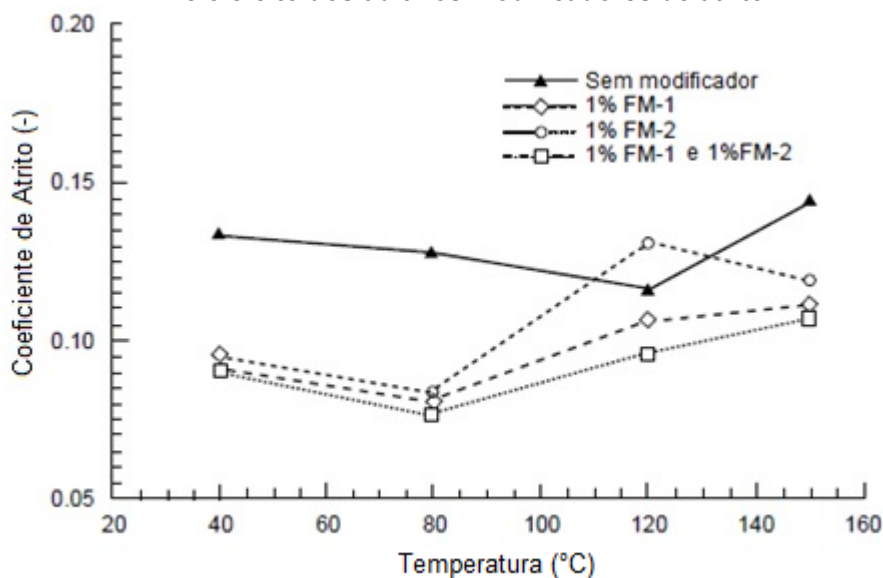


Fonte: Bayer, 1994 (traduzido)

Caso o parâmetro η^*V/W continue diminuindo, o sistema entraria em regime de lubrificação mista, nesse ponto há uma diminuição linear do coeficiente de atrito à medida que a espessura de filme lubrificante diminui. Importante frisar que na lubrificação mista tem-se a influência do atrito devido ao contato entre dois corpos sólidos, que é o fenômeno que acontece na lubrificação limítrofe. Na lubrificação limítrofe o contato entre os dois corpos se dá através dos picos da superfície de cada corpo, com uma espessura de filme lubrificante insuficiente para formar um filme fluido entre os corpos.

Blau (2008) trouxe uma comparação de coeficientes de atrito lubrificadas com aditivos de lubrificante anti-atrito. Nele é possível ver a ordem de grandeza dos coeficientes de atrito em tribossistemas lubrificadas com contato de aço com aço, ou seja, materiais ferrosos. A figura 21 mostra o efeito do uso de aditivos de lubrificação e como eles influenciam o coeficiente de atrito, bem como os valores de coeficiente de atrito, em torno de 0,07 a 0,14, medidos em tribômetro *reciprocating* com aquecimento do lubrificante (Blau, 2008).

Figura 21 - Coeficientes de atrito em tribossistema lubrificado com corpo e contracorpo de aço e o efeito dos aditivos modificadores de atrito



Fonte: Blau, 2008

Stachowiak e Batchelor (2013) afirmam que o aumento da velocidade linear em atrito lubrificado causa a diminuição do coeficiente de atrito em regimes de lubrificação limítrofe e misto. Essa diminuição se dá porque o aumento da velocidade causa o aumento da espessura de filme lubrificante, reduzindo assim o coeficiente de atrito. Dessa forma, estudos que possuem variação de velocidades lineares em seus ensaios apresentarão diminuição dos coeficientes de atrito com o aumento da velocidade.

2.7 LUBRIFICAÇÃO

O uso de óleos, graxas e outros elementos interfaciais é conhecido como lubrificação (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2013). Os estudos e pesquisas feitas nessa área têm a intenção de melhorar as propriedades do filme lubrificante, diminuindo a probabilidade de danos e desgaste no contato de sólidos.

A função da lubrificação, de maneira simplificada, é o controle do atrito e desgaste em um contato mecânico (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2013). Portanto, a influência do atrito e desgaste é o primeiro passo para selecionar de maneira apropriada um lubrificante para um sistema mecânico. Outra propriedade dos lubrificantes que deve ser levada em consideração é a degradação em serviço, que é

responsável por pesquisas de lubrificantes para a prevenção e monitoramento para a melhoria da resistência à degradação (PFAENDTNER e BROADBELT, 2008) (DIABY *et al.*, 2009) (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2013). Além das propriedades da degradação do lubrificante, deve ser considerado também as propriedades ligadas à corrosão do lubrificante em diferentes superfícies e custo de lubrificantes. Para a indústria, é necessário que o lubrificante a ser usado possua boa relação custo/benefício. Em resumo, não é interessante o uso de um lubrificante de alta qualidade e maior custo quando um lubrificante de preço mais acessível seria suficiente para atender os requisitos de uso (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2013).

Os lubrificantes utilizados nesse trabalho serão líquidos. Os lubrificantes líquidos disponíveis podem ser do tipo biológico (animal ou vegetal), mineral ou sintético (ASM METALS HANDBOOK V.18, 1992). O lubrificante mineral é fabricado a partir de aditivos químicos e óleos fracionados do petróleo bruto. Muito embora os lubrificantes minerais não sejam tão desenvolvidos quanto os sintéticos ou semissintéticos, eles foram muito utilizados em MCIs de veículos antigos, sendo utilizados ainda hoje em motores de carros fabricados nas décadas de 1960 a 1980. Os lubrificantes sintéticos, por sua vez, passam por reações químicas em ambientes industriais controlados, com adição de aditivos. Por ter uma estrutura química mais homogênea que os lubrificantes minerais, os lubrificantes sintéticos possuem maior durabilidade e estabilidade química durante seu uso, porém são mais caros que os óleos minerais. Os lubrificantes sintéticos são utilizados em MCIs de veículos mais novos e em ambiente urbano, onde há maior ocorrência de desgaste em sistemas mecânicos (TEXACO, 2005). Neste trabalho serão utilizados dois tipos de óleo sintéticos, classificação SAE 0w30 e 15w40, respectivamente.

2.7.1 Viscosidade do Óleo

A viscosidade do óleo é uma propriedade que possui papel importante na lubrificação. Existe uma grande variedade de óleos disponíveis comercialmente, com diferentes viscosidades. A viscosidade é uma propriedade dependente da temperatura, taxa de cisalhamento e pressão, devendo ser atestado também que a viscosidade do óleo é proporcional à espessura de filme de óleo gerado durante a operação de um sistema mecânico (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2013).

Para um regime de lubrificação hidrodinâmico, óleos mais viscosos terão uma espessura de filme de lubrificante maior do que um óleo menos viscoso. Contudo, a tensão necessária para o cisalhamento da superfície do lubrificante será maior, levando a maiores perdas de potência, geração de calor que pode levar à falha do componente e aumento do coeficiente de atrito. Para aplicações de engenharia, a seleção do lubrificante depende da temperatura de trabalho e taxas de cisalhamento (velocidade das superfícies de operação) de um sistema mecânico, para a escolha de um lubrificante com a correta viscosidade. Dessa maneira, entender a viscosidade e características de trabalho de um óleo é crucial para o comportamento de um sistema mecânico lubrificado (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2013).

2.7.1.1 Viscosidade dinâmica

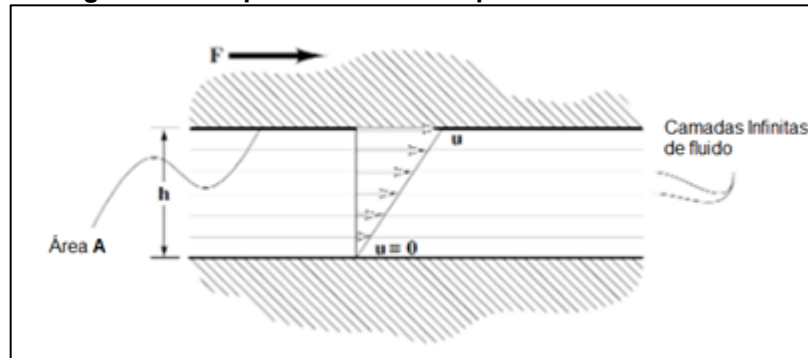
Antes de se definir formalmente a viscosidade dinâmica, deve-se saber de onde vem esse termo. Considere duas superfícies planas, separadas por um filme de fluido de espessura 'h'. A superfície inferior é estacionária, enquanto a superior é móvel, demandando uma força 'F', proporcional à área lubrificada 'A' e à velocidade 'u'. Uma formulação matemática formal é mostrada na Equação (7).

$$F \propto A \times u \quad (7)$$

Assume-se que o óleo lubrificante é formado por infinitas camadas finas e equidistantes. Se dois lubrificantes com diferentes espessuras são comparados, com a velocidade da superfície inalterada, haverá menor escorregamento relativo em uma camada com uma espessura grande do que em uma espessura fina. O gradiente de velocidade será diferente para as duas camadas. Entretanto, o filme espesso contém mais camadas únicas, logo menos força será necessária para cisalhar uma única camada. Portanto, a resistência viscosa irá variar com a proporção '1/h'. Isso resultará na equação (8) que é a proporção da força necessária para mover a camada superior (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2013). A figura 22 representa um esquema de duas superfícies com infinitas camadas de lubrificante, mostrando graficamente o que foi discutido anteriormente.

$$F \propto A \times \frac{u}{h} \quad (8)$$

Figura 22 - Esquema de fluido separando duas camadas



Fonte: Stachowiak e Batchelor, 2013 (traduzido)

Pesquisas ao longo dos anos constataram uma relação constante para diferentes lubrificantes. Essa constante é chamada de η , a qual representa a viscosidade dinâmica. Essa relação é dada pela equação (9), conforme visto a seguir (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2013):

$$F = \eta \times A \times \frac{u}{h} \quad (9)$$

Rearranjando a equação:

$$\eta = \frac{F}{A} / \frac{u}{h} \quad (10)$$

Ou:

$$\eta = \tau / \frac{u}{h} \quad (11)$$

Onde:

- η : Viscosidade dinâmica [Pa.s];
- τ : Tensão cisalhante atuante no fluido [Pa];
- u/h : Gradiente de velocidade normal a tensão de cisalhamento;

A unidade usual para viscosidade cinética é Poise, usualmente na escala cP (centipoise), cuja unidade correspondente no SI é o Pa.s (Pascal segundo). A

equivalência entre as unidades é dada pela definição da equação (12) (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2013):

$$1[Pa] = 100 [cP] \approx 0,1 [Pa.s] \quad (12)$$

2.7.1.2 Viscosidade cinética

Viscosidade cinética é definida como a razão da viscosidade dinâmica pela densidade do fluido (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2013). A equação (13) resume matematicamente a definição feita na sentença anterior:

$$v = \frac{\eta}{\rho} \quad (13)$$

Onde:

- v : Viscosidade cinética [m^2/s];
- η : Viscosidade dinâmica [Pa];
- ρ : Densidade do fluido [kg/m^3];

A unidade usual para viscosidade cinética é o Stoke [S]. Porém, assim como a unidade de viscosidade dinâmica, é utilizada na escala centiStoke [cS]. No SI, a unidade de viscosidade cinética é m^2/s (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2013).

$$1 [S] = 100 [cS] = 0,0001 [m/s^2] \quad (14)$$

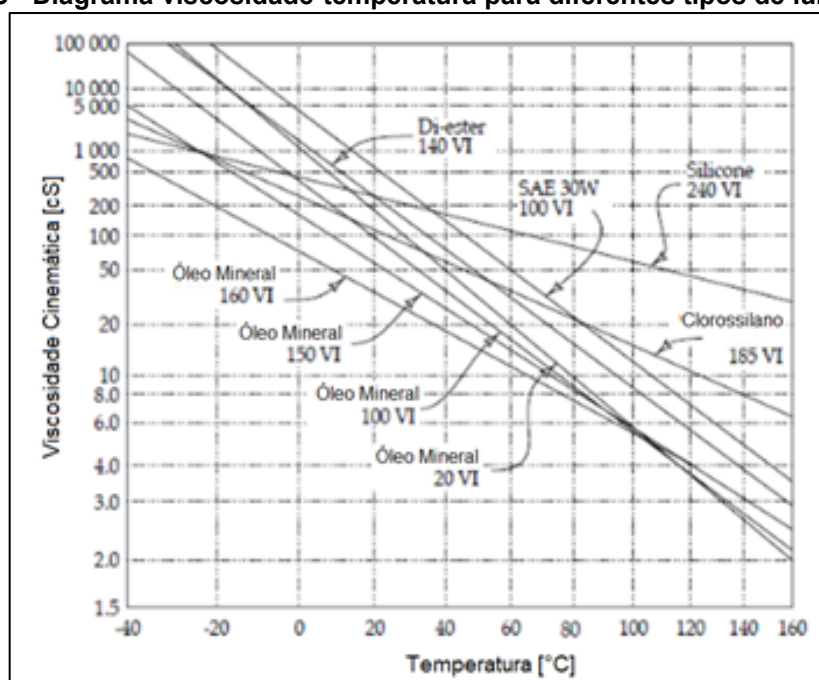
Na temperatura ambiente a densidade de óleos lubrificantes comerciais está concentrada na faixa de $700 - 1200 \text{ kg/m}^3$ ($0.7 - 1.2 \text{ g/cm}^3$). A densidade típica de um óleo mineral é em torno de 850 kg/m^3 (ou $0,85 \text{ g/cm}^3$) em temperatura ambiente. Para determinar a viscosidade dinâmica de qualquer lubrificante em cP, deve-se multiplicar a viscosidade cinemática pela densidade do óleo lubrificante, descrito na equação (15) (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2013):

$$cP = cS \times \rho \quad (15)$$

2.7.2 Relação Viscosidade e Temperatura

A viscosidade cinética de óleos lubrificantes é muito influenciável pela temperatura de operação (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2013). Com o aumento da temperatura, a viscosidade diminui exponencialmente. Stachowiak e Batchelor (2013) afirmam que a viscosidade do óleo pode cair até 80% com uma variação de 25°C. Do ponto de vista da engenharia, é importante saber o valor da viscosidade em determinada temperatura, pois isso determina a espessura de filme lubrificante que será formada durante o funcionamento. A viscosidade do óleo pode ser calculada por equações de viscosidade-temperatura ou aferidas, via ensaio ou através das cartas ASTM (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2013). A figura 23 mostra o comportamento da viscosidade com a variação da temperatura em diferentes lubrificantes em escala logarítmica.

Figura 23 - Diagrama viscosidade-temperatura para diferentes tipos de lubrificantes



Fonte: Stachowiak e Batchelor, 2013 (traduzido)

2.7.3 Relação Viscosidade e Pressão

Para os lubrificantes, o efeito da pressão é mais considerável que os efeitos da temperatura e do cisalhamento, mas somente quando a pressão exercida no lubrificante é muito maior do que a pressão atmosférica. Esse fato é de extremo

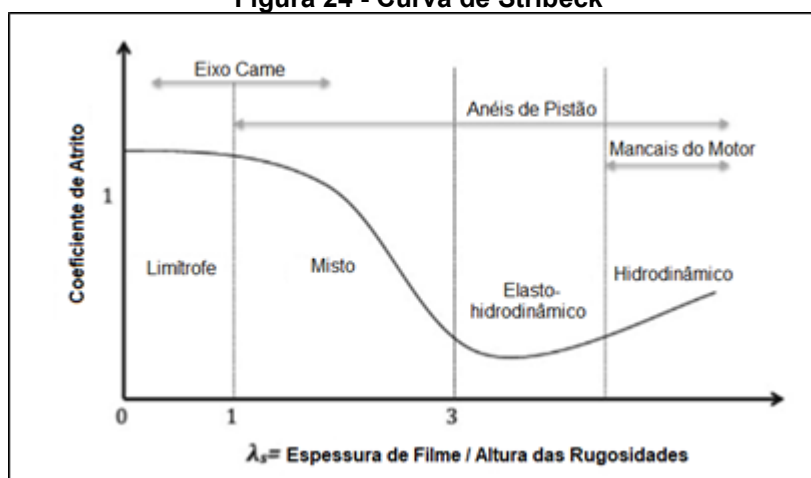
interesse no uso de lubrificantes em contatos que geram elevadas pressões, como rolamentos e engrenagens (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2013).

As pressões de contato em rolamentos e engrenagens podem ser tão elevadas e a taxa de aumento de pressão pode ser tão rápida que o lubrificante pode se comportar como um sólido. O aumento da viscosidade com o aumento da pressão e a possibilidade de falha de lubrificante por fratura ou cisalhamento viscoso é observado com relativa frequência, mas nem sempre é levado em consideração (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2013). No caso desse trabalho, como é um sistema anel de pistão / lubrificante / camisa, as pressões não são elevadas como rolamentos ou engrenagens, logo, condições extremas de pressão no lubrificante não são verificadas.

2.8 REGIMES DE LUBRIFICAÇÃO E A CURVA DE STRIBECK

A Curva de Stribeck é uma ferramenta gráfica que auxilia na determinação de regime de lubrificação em um sistema mecânico. O regime de lubrificação é baseado na espessura específica de filme lubrificante, que é uma razão entre a espessura de filme formado pelas alturas das rugosidades do corpo e contracorpo de um tribossistema, determinando o coeficiente de atrito neste sistema. A figura 24 mostra uma curva de Stribeck com os respectivos regimes de lubrificação e componentes mecânicos que operam nos regimes.

Figura 24 - Curva de Stribeck



Fonte: Spikes, 2004 (traduzido)

O modo para se avaliar o regime de lubrificação é através do coeficiente λ_s , adimensional, que define a espessura específica de filme lubrificante (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2013). Esse parâmetro é definido através dos parâmetros de rugosidade S_{pq} (média quadrática dos picos da rugosidade da superfície) para a camisa de cilindro e S_q (Média quadrática do desvio padrão da rugosidade da superfície) para o anel de pistão. A equação (16) mostra a definição matemática de lambda para um sistema anel/cilindro.

$$\lambda = \frac{h_0}{\sqrt{S_{pq}^2 + S_q^2}} \quad (16)$$

Onde:

- h_0 : Espessura média de filme lubrificante;
- S_{pq} : Rugosidade S_{pq} da camisa;
- S_q : Rugosidade S_q do anel;

O uso do parâmetro S_{pq} foi escolhido com base no trabalho de Goidiet *al.* (2019), no qual é afirmado que tal parâmetro, que mede a raiz quadrada do desvio padrão da superfície do platô, elimina a influência de poros na superfície durante a análise de rugosidade. Poros podem ocorrer no ferro fundido devido vazios de grafita durante o processo de fundição.

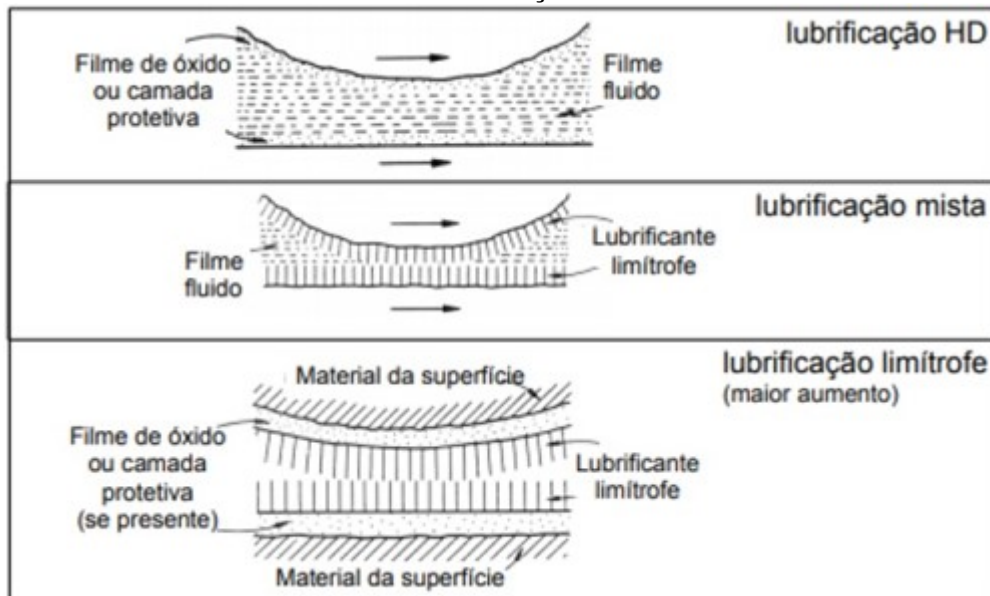
Pela curva de Stribeck, percebe-se que o menor coeficiente de atrito possível está localizado em $\lambda_s=3$, em um regime de transição entre lubrificação mista e hidrodinâmica. A curva de Stribeck também mostra que $\lambda_s>3$ causa o aumento do coeficiente de atrito. A espessura é consequência de maior velocidade e viscosidade. Aumentando-se a viscosidade, aumenta-se também a resistência ao cisalhamento, implicando em um aumento do coeficiente de atrito.

A Lubrificação é dividida em quatro regimes (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2013), que são:

- Lubrificação Sólida;
- Lubrificação Limítrofe e de Extrema Pressão
- Lubrificação Hidrodinâmica;
- Lubrificação Elastohidrodinâmica.

A figura 25 mostra a diferença de comportamento de formação de filme de lubrificante no contato de superfícies em regime hidrodinâmico, misto e limítrofe, respectivamente.

Figura 25 - Esquema de formação de filme lubrificante em três regimes distintos de lubrificação



Fonte: Neale, 1997 (traduzido)

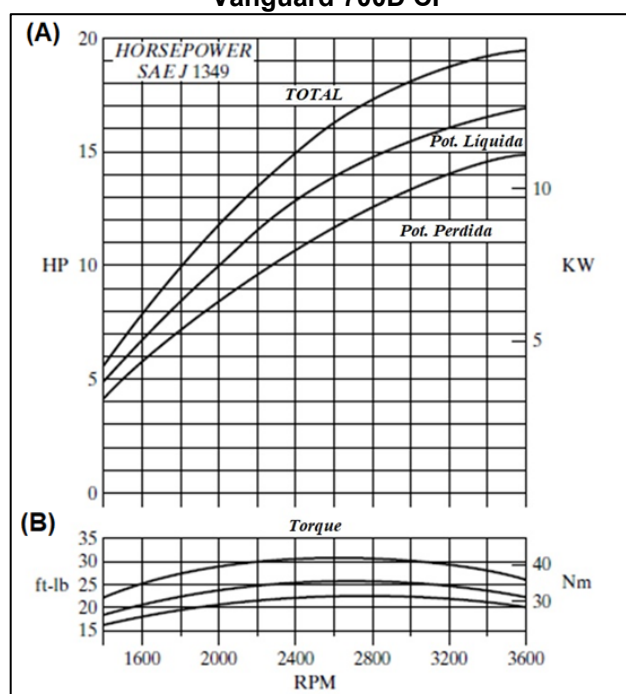
Pode-se perceber na figura acima a diferença do filme lubrificante nos três regimes. Na lubrificação hidrodinâmica percebe-se a presença de um filme fluido contínuo de lubrificante, enquanto que na lubrificação mista esse filme fluido não é contínuo no sistema. Na lubrificação limítrofe não há filme fluido, somente o filme fino protetivo de lubrificante formado nesse regime.

2.9 CURVAS DE TORQUE DE MOTORES A COMBUSTÃO INTERNA

Devido a sua construção e forma de operar, o motor a combustão interna possui pontos de potência e torque máximos. Tal comportamento se deve ao tipo

energia gerada por combustão (energia térmica) somada à transmissão do motor até o elemento motriz, que para um automóvel de passeio são as rodas de tração do veículo. A transmissão de um automóvel possui perdas mecânicas devidas ao engrenamento e eficiências dos mancais de deslizamento usados no sistema (HOLMBERG, 2012). Assim sendo, um MCI atinge sua potência e torque máximos em certa rotação de motor. A figura 26 mostra um exemplo de curva de dinamômetro vinda do livro de Pulkrabek (2014), que seria o comportamento em dinamômetro de um MCI Briggs & Stratton até 3600 rpm.

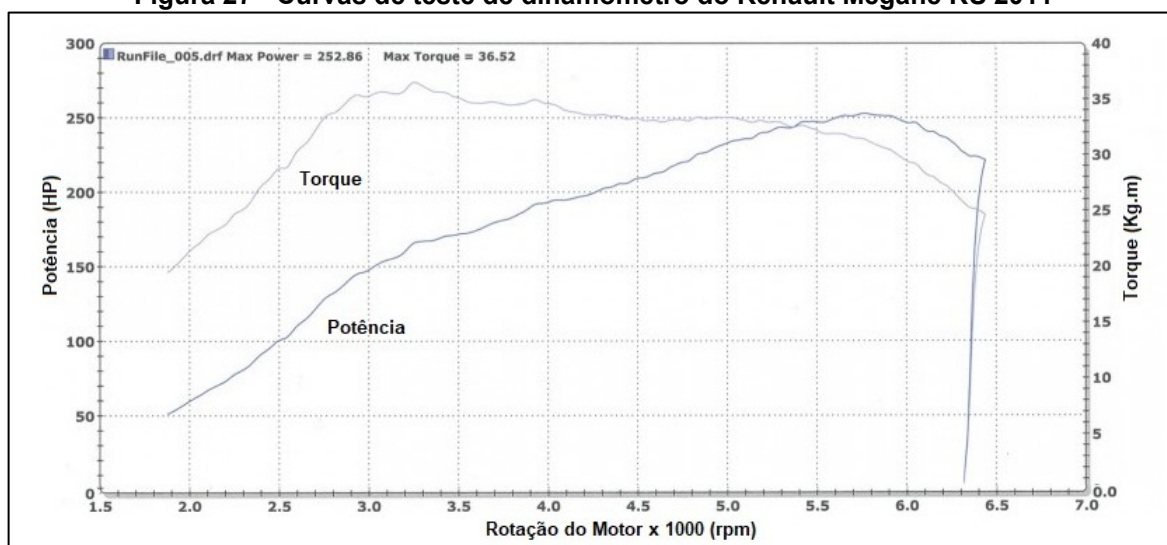
Figura 26 - Curvas de potência (A) e torque (B) de motor a combustão interna Briggs & Stratton Vanguard 700D CI



Fonte: Pulkrabek, 2014 (traduzido)

Percebe-se na figura 26 que a potência aumenta até 3600 rpm, enquanto o torque atinge um ponto máximo entre 2400 e 2800 rpm; A partir do ponto máximo de torque, começa-se a ter uma diminuição de torque conforme o aumento da rotação do motor. Trazendo algo mais prático, tem-se a figura 27, que mostra a curva obtida em teste em dinamômetro de chassi de um Renault Megane RS ano 2011. Pode-se perceber que a curva do torque possui um ponto máximo e começa-se a ter uma diminuição do torque com o aumento da rotação do motor a entre 3000 a 3500 rpm. A potência, por sua vez, atinge um máximo entre 5500 e 6000 rpm, tendo uma diminuição com comportamento análogo ao torque a partir dessa faixa de rotações.

Figura 27 - Curvas de teste de dinamômetro do Renault Megane RS 2011



Fonte: Paultan.org, 2011 (adaptado e traduzido)

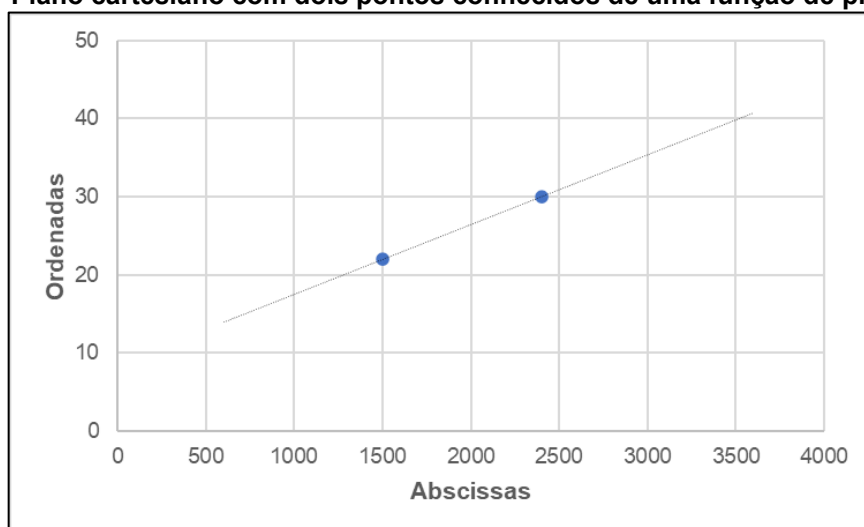
Com base na teoria e em registro prático, é possível assumir que a curva de torque para um MCI é similar a uma função polinomial do segundo grau, com concavidade da parábola voltada para baixo. Logo, a curva completa de torque de um MCI obedece a uma função polinomial genérica “ $-ax^2+bx+c$ ”, sendo o coeficiente a necessariamente negativo, para garantir que a concavidade da parábola esteja para baixo. O foco desse estudo será na curva de torque, pois ela se relaciona com a carga do anel raspador na parede da camisa durante o teste em dinamômetro a frio.

2.10 INTERPOLAÇÃO LINEAR, INTERPOLAÇÃO POLINOMIAL E POLINÔMIO INTERPOLADOR DE LAGRANGE

2.10.1 Interpolação Linear

A interpolação linear é um método de interpolação baseado em funções lineares ou funções do primeiro grau. É um método utilizado quando só se conhecem dois pares ordenados (x_i, y_i) de uma função contidas no domínio $f(x)$. A figura 28 mostra dois pontos de uma função linear desconhecida, utilizada como base da interpolação linear.

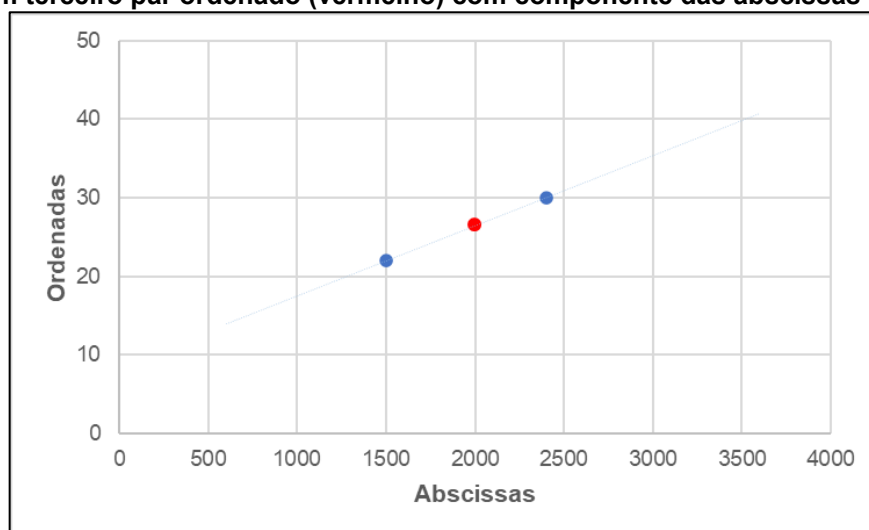
Figura 28 - Plano cartesiano com dois pontos conhecidos de uma função de primeiro grau



Fonte: Autoria própria

A interpolação linear é utilizada quando se deseja conhecer algum outro ponto específico da função linear, com base nos dois pontos conhecidos. Essa ferramenta também é utilizada para se determinar a função linear através dos dois pontos conhecidos. A figura 29 mostra um terceiro ponto que só é conhecido a componente x do par ordenado (2500). Para se determinar qual a componente do par ordenado no eixo das ordenadas, faz-se os cálculos de interpolação linear, mostrados abaixo.

Figura 29 - Plano cartesiano com dois pontos conhecidos (azul) de uma função de primeiro grau e um terceiro par ordenado (vermelho) com componente das abscissas conhecido



Fonte: Autoria própria

Para se determinar o par ordenado da figura 29 faz-se o uso da equação (17), para cálculos de interpolações lineares.

$$y = y_0 + (y_1 - y_0) \frac{x - x_0}{x_1 - x_0} \quad (17)$$

Onde:

y: Componente y do par ordenado que se deseja conhecer;

y₀: Componente y do par ordenado 0 conhecido;

y₁: Componente y do par ordenado 1 conhecido;

x: Componente x do par ordenado que se deseja conhecer;

x₀: Componente x do par ordenado 0 conhecido;

x₁: Componente x do par ordenado 1 conhecido;

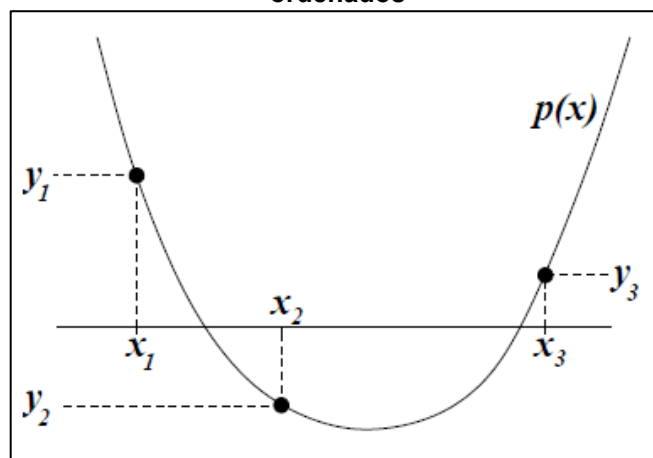
2.10.2 Interpolação Polinomial

Baseado no que foi visto na seção anterior, tem-se que curvas de torque de um MCI possuem um comportamento similar a funções polinomiais. Dessa maneira, é possível utilizar de interpolação polinomial para se determinar a função de 2º grau que rege a curva de torque dos MCIs estudados a partir de pontos conhecidos de torque *versus* rotação.

Considere que se deseja construir uma parábola por três pares ordenados conhecidos: (x₁,y₁), (x₂,y₂) e (x₃,y₃), com x₁, x₂ e x₃ diferentes entre si. O polinômio quadrático é descrito genericamente conforme equação (18), enquanto que a figura 30 mostra um exemplo de como os pares ordenados estão arranjados nesta suposição.

$$p(x) = ax^2 + bx + c \quad (18)$$

Figura 30 - Arranjo dos pares ordenados e função polinomial que passa pelos três pares ordenados



Fonte: Asano e Colli, 2009

Como o objetivo é definir o polinômio quadrático, tem-se que as incógnitas são os coeficientes a , b e c , vistos na equação (16). Para calcular essas incógnitas, utiliza-se um sistema de equações em que a curva polinomial deve passar pelos três pontos. Portanto, tem-se que $p(x_1) = y_1$, $p(x_2) = y_2$, $p(x_3) = y_3$. Dessa forma, o sistema linear pode ser descrito como na equação (19):

$$\begin{cases} ax_1^2 + bx_1 + c = y_1 \\ ax_2^2 + bx_2 + c = y_2 \\ ax_3^2 + bx_3 + c = y_3 \end{cases} \quad (19)$$

Pode-se rearranjar o sistema linear acima, de forma que seja possível mostrar que o sistema de equações em questão é linear. Como pode ser visto no rearranjo da equação (20).

$$\begin{cases} x_1^2 \cdot a + x_1 \cdot b + c = y_1 \\ x_2^2 \cdot a + x_2 \cdot b + c = y_2 \\ x_3^2 \cdot a + x_3 \cdot b + c = y_3 \end{cases} \quad (20)$$

Existe também a possibilidade de extrapolar esse raciocínio para n pontos, conforme pode ser visto na equação (19), para um polinômio de grau k .

$$\begin{array}{cccccccc}
a_0 & + & x_1 \cdot a_1 & + & x_1^2 \cdot a_2 & + & \dots & + & x_1^{n-1} \cdot a_{n-1} & = & y_1 \\
a_0 & + & x_2 \cdot a_1 & + & x_2^2 \cdot a_2 & + & \dots & + & x_2^{n-1} \cdot a_{n-1} & = & y_2 \\
\vdots & & \vdots & & \vdots & & \vdots & & \vdots & = & \vdots \\
a_0 & + & x_n \cdot a_1 & + & x_n^2 \cdot a_2 & + & \dots & + & x_n^{n-1} \cdot a_{n-1} & = & y_n
\end{array} \quad (21)$$

2.10.3 Polinômio Interpolador de Lagrange

O polinômio interpolador de Lagrange (PIL) é uma ferramenta que permite calcular a função polinomial que passa pelos pontos de pares ordenados conhecidos, conforme visto na figura 30. O PIL é descrito conforme equação (22).

$$p_n(x) = \sum_{i=0}^n y_i \prod_{\substack{j=0 \\ j \neq i}}^n \frac{(x - x_j)}{(x_i - x_j)} \quad (22)$$

Para o caso dessa pesquisa, fez-se o uso do PIL para uma interpolação polinomial de graus 1 e 2. A maneira para calcular um polinômio de Lagrange de 2º grau são descritas nas equações (23) a (25):

$$p_2(x) = y_0 L_0(x) + y_1 L_1(x) + y_2 L_2(x) \quad (23)$$

Onde:

$$\begin{aligned}
L_0(x) &= \frac{(x - x_1)(x - x_2)}{(x_0 - x_1)(x_0 - x_2)} \\
L_1(x) &= \frac{(x - x_0)(x - x_2)}{(x_1 - x_0)(x_1 - x_2)} \\
L_2(x) &= \frac{(x - x_0)(x - x_1)}{(x_2 - x_0)(x_2 - x_1)}
\end{aligned} \quad (24)$$

Logo:

$$p_2(x) = y_0 \frac{(x - x_1)(x - x_2)}{(x_0 - x_1)(x_0 - x_2)} + y_1 \frac{(x - x_0)(x - x_2)}{(x_1 - x_0)(x_1 - x_2)} + y_2 \frac{(x - x_0)(x - x_1)}{(x_2 - x_0)(x_2 - x_1)} \quad (25)$$

Analogamente, o PIL pode ser calculado para um polinômio de qualquer n grau. Descrito na equação (26):

$$p_n(x) = \sum_{i=0}^n y_j \frac{\prod_{i=0, i \neq 1}^n (x_1 - x_i)}{\prod_{i=0, i \neq j}^n (x_j - x_i)} \quad (26)$$

Logo, para o cálculo da curva de torque dos motores e cargas nos anéis raspadores utilizados nesta pesquisa, foi utilizado como base a interpolação polinomial e o polinômio interpolador de Lagrange.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 MATERIAIS

Os materiais utilizados nesse trabalho consistiram em doações por parte da Renault do Brasil, sendo componentes de um motor fabricado em março de 2019. Os blocos de motor tricilíndricos analisados são o BR10HS (linha Sandero/Logan 1.0 S Ce) e o BR10LS (linha Kwid). O bloco de motor foi fabricado em liga de alumínio com camisas de ferro fundido. A figura 31 mostra um exemplo de motor cujo bloco foi utilizado neste trabalho.

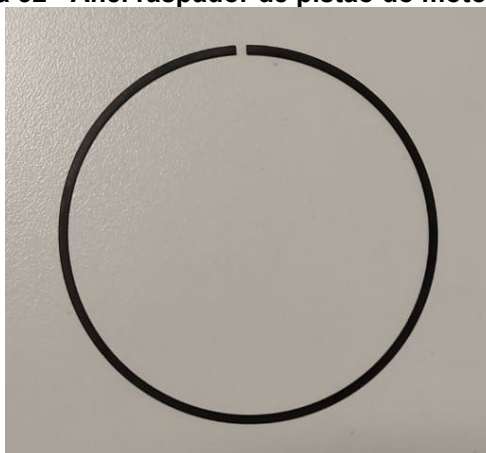
Figura 31 - Motor a combustão interna gasolina/etanol, modelo BR10. Fabricado pela Renault do Brasil



Fonte: Renault (2020)

Também foram usados anéis raspadores cedidos pela Renault do Brasil. Os anéis raspadores mantêm contato lubrificado com a parede da camisa durante o funcionamento do motor. A figura 32 mostra o conjunto de anéis utilizados nos motores BR10.

Figura 32 - Anel raspador de pistão do motor BR10



Fonte: Autoria própria

Os materiais e seus respectivos tratamentos superficiais, juntamente as suas propriedades de módulo de elasticidade, limite de resistência à tração e coeficiente de Poisson são mostrados na tabela 4.

Tabela 4 - Descrição e propriedades dos materiais utilizados nesta pesquisa

Material	Tratamento de Superfície	Limite de Resistência a Tração [MPa]	Módulo de Elasticidade [GPa]	Coeficiente de Poisson [-]
Ferro Fundido Cinzento ASTM A48 - 30	Sem tratamento	200	114	0,26
Aço Inoxidável Martensítico AISI 420	Nitretação + Oxidação Negra	1140	201	0,28

Fonte: Guesser (2009), Duan *et al.* (2013) ASTM A48/A48M -03 (2016), Nath *et al.* (2019)

Para fins de reprodutibilidade, foram utilizados os mesmos lubrificantes que são abastecidos nos motores. Os óleos utilizados em cada motor estão na tabela 5.

Tabela 5 - Lubrificantes utilizados nos motores BR10.

Lubrificante	Motor
Shell SAE 0w30	BR10HS
Shell SAE 15w40	BR10LS

Fonte: Renault (2020)

A tabela 6 mostra as propriedades dos lubrificantes utilizados neste trabalho, sendo a temperatura de referência (T_0) de 40°C e a Temperatura (T) de 100°C. Os dados descritos foram retirados das fichas de propriedades dos lubrificantes, presentes no Apêndice A.

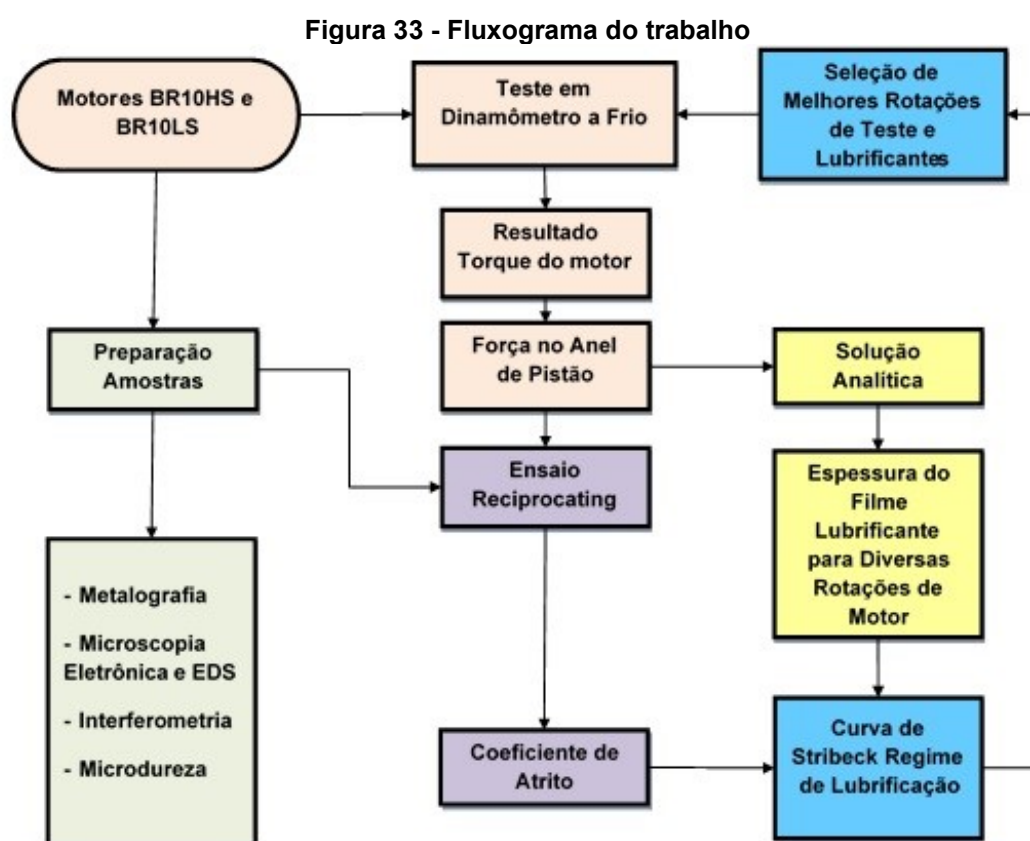
Tabela 6 - Propriedades dos lubrificantes Shell SAE 0w30 e SAE 15w40

Parâmetro	Shell SAE 0w30	Shell SAE 15w40
Viscosidade Cinemática de Referência a 40°C (η_0) [mm ² /s]	58,70	98,06
Viscosidade Cinemática a 100°C (η) [mm ² /s]	11,90	14,10
Gravidade Específica (Sp Gr) [-]	0,838	0,860
Tipo de Lubrificante [-]	PAO	PAO

Fonte: Shell (2020) – Apêndice A

3.2 METODOLOGIA

Antes de descrever a metodologia empregada para os experimentos e análise, é interessante mostrar como o estudo foi estruturado. A figura 33 mostra o fluxograma deste trabalho.



Fonte: Autoria própria

Como pode ser visto na figura acima, o propósito deste trabalho é cruzar as informações do que é observado no dinamômetro a frio, ensaio experimental *reciprocating* e solução analítica.

3.2.1 Dados do Fabricante e Condições de Contorno

Alguns dados fornecidos pelo fabricante dos materiais utilizados nessa pesquisa devem ser conhecidos. A faixa de cargas que atuam sobre o anel raspador durante seu funcionamento é fornecida através de desenho. Essa faixa de cargas tem

a força mínima, que ocorre no regime de aceleração mínima (comumente conhecido como marcha lenta), e a força máxima no anel raspador, quando o motor está no torque máximo, em uma rotação de 3500 rpm, segundo a Renault.

O fabricante considera como regime de aceleração mínima a rotação de 700 rpm logo após o acionamento do motor. Dados de desenho indicam que a carga que o anel raspador aplica sobre a camisa varia de 14,0 a 22,0 N. Dessa forma, tem-se que em regime de aceleração mínima (700 rpm), a carga do anel raspador sobre a camisa é de 14N. Enquanto isso, na rotação que entrega o torque máximo (3500 rpm), a carga do anel raspador é de 22 N. A tabela 7 resume os valores descritos nesse parágrafo no formato de tabela, para uma melhor visualização.

Tabela 7 - Dados fornecidos pelo fabricante relacionando rotação e carga do anel de pistão.

Regime de Rotação [-]	Rotação [rpm]	Carga do Anel Raspador [N]
Regime de Aceleração Mínima	700	14,0
Torque Máximo	3500	22,0

Fonte: Renault (2020)

Os motores utilizados nesta pesquisa têm o torque máximo de 102,97 Nm (10,5 kgf.m) em 3500 rpm. Esse dado foi usado na sequência deste trabalho, juntamente aos dados presentes na tabela 7, como condições de contorno para calcular a curva de torque dos motores e relacionar torque observado no dinamômetro de partida a frio com cargas no anel de pistão.

3.2.2 Preparação das Amostras

Para a análise proposta neste trabalho foi necessário cortar seções de cada cilindro de cada tipo de motor. Desta forma, foram cortadas quatro amostras de cilindro. Com o total de 24 amostras pois cada motor é tricilíndrico, com medidas de 22x10x8 mm³ (Comprimento x Largura x Espessura). A tabela 8 resume as amostras obtidas por motor e suas medidas.

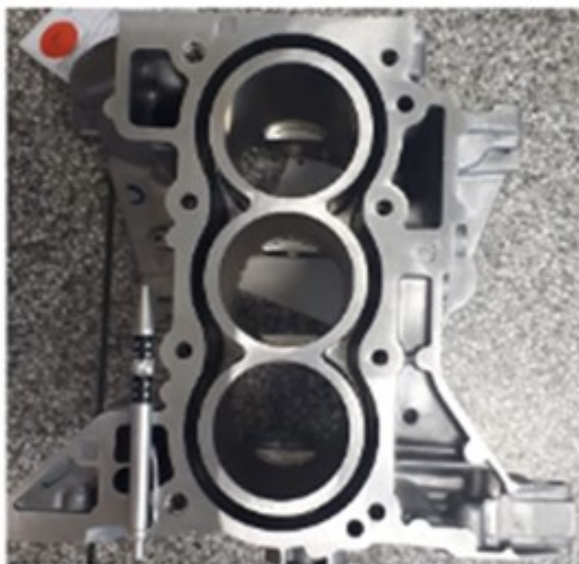
Tabela 8 - Quantidade de amostras retiradas de cada bloco

Motor	Quantidade de Amostras	Medidas das Amostras (mm³)
BR10HS	Quatro por Cilindro	22x10x8
BR10LS	Quatro por Cilindro	22x10x8

Fonte: Autoria própria

As amostras foram retiradas de dois blocos BR10, sendo um HS e um LS. A figura 34 mostra um bloco de motor BR10. Ambos os blocos são praticamente iguais, tendo diferenças nos furos de suporte para os coxins de suporte dos carros que serão instalados.

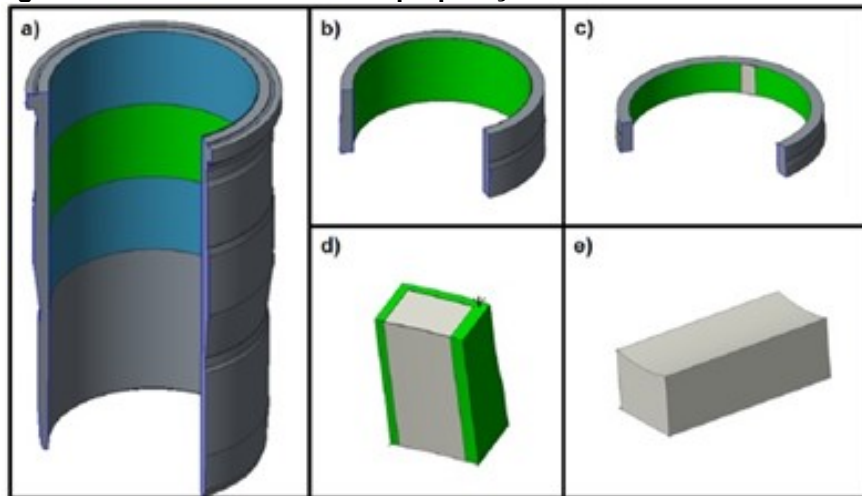
Figura 34 - Bloco de motor BR10 fabricado pela Renault do Brasil



Fonte: Autoria própria

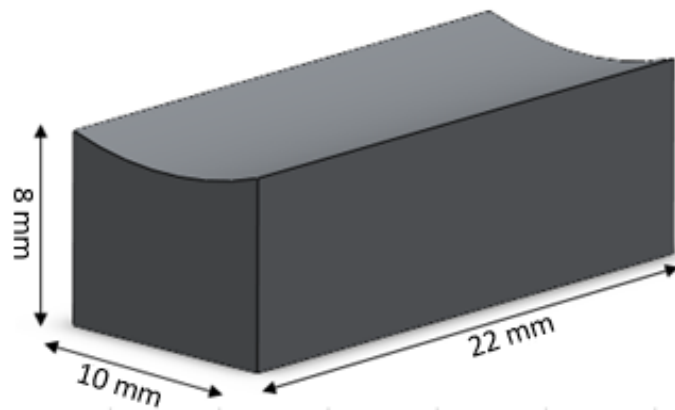
A etapa de corte e retirada das amostras pode ser vista na figura 35. Muito embora a figura mostre a camisa seca de um motor diesel, o processo de retirada e preparação de amostras foi análogo ao trabalho de Fernandes (2018), por essa razão, é válido utilizar a mesma imagem. Mostrando-se o passo a passo para a confecção das seis amostras de camisa de cilindro. A figura 36 na sequência mostra as dimensões das amostras para o teste no tribômetro.

Figura 35 - Processo de corte e preparação das amostras das camisas



Fonte: Fernandes (2018)

Figura 36 - Amostra de camisa com dimensões



Fonte: Autoria própria

3.2.3 Metalografia

A análise metalográfica consistiu em selecionar uma amostra de cada camisa de cilindro, totalizando seis amostras de camisa. Analisou-se a morfologia das amostras, como ela é formada e quais as microestruturas presentes nas camisas. O procedimento para a metalografia está descrito na tabela 9.

Tabela 9 - Procedimento de metalografia das camisas.

Etapa	Procedimento
Lixamento	Lixas 220, 320, 400, 600, 2400, 3000
Polimento	Alumina diluída em 3 μ m em três etapas
Ataque Químico	Nital 0,05%
Análise Microscópica	Microscópio Óptico Olympus

Fonte: Autoria própria

3.2.4 Microscopia Eletrônica de Varredura

Posteriormente, analisou-se as camisas e anéis em microscópio eletrônico de varredura Zeiss, modelo EVO MA 15 (MEV). Para a microscopia eletrônica, utilizou-se as mesmas amostras de camisas analisadas na metalografia, contudo com um roteiro específico para o MEV. O intuito foi de analisar a morfologia da grafita e da microestrutura, bem como a interface camisa/alumínio.

3.2.5 Análise Topográfica

A análise topográfica foi feita com o auxílio do interferômetro Taylor Hobson, modelo Talysurf CCI Lite M12-3993-03, localizado no CMCM (Centro Multiusuário de Caracterização de Materiais) na UTFPR Campus Curitiba. A figura 37 mostra o equipamento utilizado na análise topográfica das camisas e anéis de pistão.

Figura 37 - Equipamento de interferometria utilizado na análise topográfica



Fonte: CMCM – UTFPR (2020)

A tabela 10 apresenta as variáveis empregadas para a análise topográfica por parte do interferômetro.

Tabela 10 - Variáveis empregadas para a análise topográfica das camisas e anéis raspadores.

Variável	Característica Seleccionada
Aumento [-]	20x
Resolução camisa [pixels]	512 x 512
Área camisa [mm ²]	0,8 x 0,8
Área anel [mm ²]	0,8 x 0,4
Filtro [-]	Gaussiano Robusto FPRG
Cutoff [mm]	0,25
Thresholding [%]	0,1-99,9
Ajuste de forma / ondulação	Nivelado

Fonte: Autoria própria

Foram escolhidas as dimensões do anel diferentes da camisa para ter segurança de medir a parte do anel raspador que entra em contato com a camisa. Como a superfície é muito menor, optou-se por diminuir a largura da área analisada de forma a garantir a segurança na medição. Tais dimensões para análise de interferometria dos anéis foram escolhidas com base nas dimensões de desenho.

As tabelas 11 e 12 mostram os procedimentos para a interferometria dos anéis raspadores e camisas de cilindro, respectivamente. Ao todo, teve-se 40 pontos medidos para os anéis raspadores e 120 pontos medidos para as camisas, totalizando 160 pontos analisados.

Tabela 11 - Interferometria do anel raspador

Motor	Amostras	Pontos Analisados por Amostra
BR10HS	1	20
BR10LS	1	20

Fonte: Autoria própria

Tabela 12 - Interferometria das camisas de cilindro

Motor	Amostras	Pontos Analisados por Amostra
BR10HS	3	20
BR10LS	3	20

Fonte: Autoria própria

Para as camisas, analisou-se três amostras, sendo uma por cilindro. Como cada amostra pode representar a superfície de todo um cilindro, é aceitável considerar a confiabilidade estatística dos valores médios de rugosidade de uma amostra possa valer para todo o cilindro. Dessa maneira, a tabela 13 apresenta os parâmetros de rugosidades analisados, conforme normas EUR 15178N (1993); ISO 4287 (1998) e ISO 25178 (2013).

Tabela 13 - Parâmetros de rugosidade medidos para a camisa e anel de pistão.

Parâmetro de Rugosidade
Sa
Sq
Sz
Ssk
Sku
Sp
Spq
Sv
Sk
Spk
Svk
Smr1
Smr2

Fonte: EUR 15178N, 1993; ISO 4287, 1998; ISO 25178, 2013

A quantidade de pontos medidas foi estimada com o objetivo de se obter uma confiabilidade estatística através da equação apresentada pela Michigan Metrology LLC. (2015), apresentada a seguir:

$$\frac{\Delta M}{S} = \frac{T(p, N)}{(N - 1)^{0,5}} \quad (27)$$

Onde:

Δ : Incerteza relativa às medições;

M: Média das medições realizadas;

S: Desvio padrão da medição das amostras;

T(p,N): Confiabilidade de distribuição T-Student;

N: Número de medições;

A incerteza de medição utilizada nesse trabalho foi de 10% somado a uma confiabilidade de distribuição T-Student de 90% para a quantidade de pontos a serem analisados por amostras. Faz-se um cálculo iterativo modificando N (número de medições) a cada interação, buscando validar a igualdade presente na equação (27). Tal equação também foi utilizada para garantir a confiabilidade de medição da microdureza da camisa e anel de pistão, com a mesma incerteza de medição e confiabilidade T-Student.

3.2.6 Microdureza

Fez-se a análise de microdureza das amostras de camisas e dos anéis raspadores. A microdureza auxilia na verificação de conformidade com a especificação do fabricante e com a literatura. A tabela 14 mostra os parâmetros utilizados para o ensaio de microdureza, seguindo a norma NBR NM 188-1 ABNT de 1999.

Tabela 14 - Parâmetros de ensaio de microdureza.

Parâmetro	Valor
Escala [-]	Vickers [HV]
Carga [N]	0,05
Tempo [s]	15
Quantidade de Pontos Medidos [-]	15

Fonte: Autoria própria

A quantidade de pontos medidos foi estimada para se atingir uma confiabilidade estatística, conforme equação (27). A confiabilidade empregada foi de 90% pela distribuição T-Student e a incerteza de medição foi de 10%, mantendo o padrão estatístico estabelecido para a análise topográfica das camisas e anéis de pistão.

Como a superfície do anel é que está em contato com a camisa, a microdureza medida é a da camada nitretada. Devido a dificuldades, em virtude do tamanho pequeno do anel, em se conseguir obter uma seção transversal satisfatória para a análise da camada transversalmente, optou-se por medir as microdurezas na região de contato tratada superficialmente o mais próximo possível da borda. Além disso, fez-se a medição de microdureza do lado de cima e do lado de baixo do anel, como

mostra a figura 38. O objetivo foi chegar o mais próximo possível da borda e conseguir uma quantidade razoável de pontos, seguindo a tabela 14.

Figura 38 - Metodologia de medição de microdureza do anel raspador



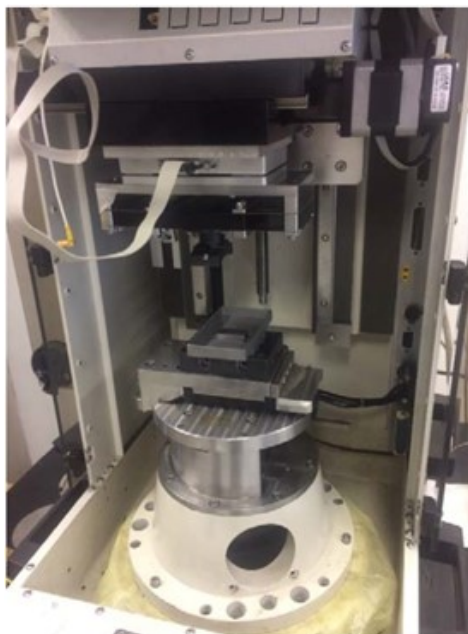
Fonte: Autoria própria

3.2.7 Ensaio *Reciprocating*

O ensaio tribológico *reciprocating* foi feito para determinar o coeficiente de atrito no tribossistema anel de pistão / lubrificante / camisa de cilindro. O conhecimento do coeficiente de atrito, nestas condições, é importante para compreender a forma como esse sistema se comporta. O objetivo é mensurar, em termos quantitativos, como o coeficiente de atrito se comporta na curva de *Stribeck-like* a ser construída.

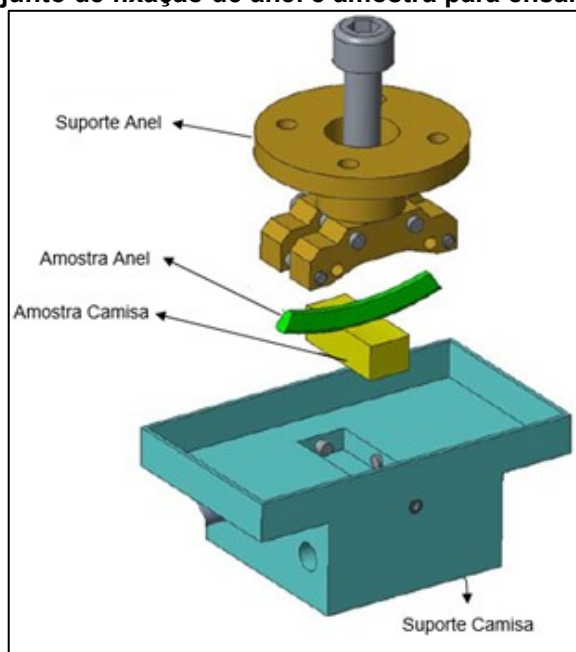
Para os ensaios *reciprocating* feitos para este trabalho, foi utilizado o tribômetro universal CETR-UMT – *Bruker (Comprehensive Materials Testing for Mechanical Tribological Properties)*, localizado no LASC (Laboratório de Superfícies de Contato) da UTFPR Curitiba. Este equipamento já foi utilizado em estudos envolvendo comportamento tribológico em motores, como os trabalhos de Do Vale (2017) e Fernandes (2018). As figuras 39 a 41 mostram o equipamento de ensaios, um esquema do conjunto do suporte para a camisa e anel utilizados nos ensaios e um esquema didático dos corpos de prova utilizados nessa pesquisa.

Figura 39 - Tribômetro CETR-UMT utilizado nos ensaios



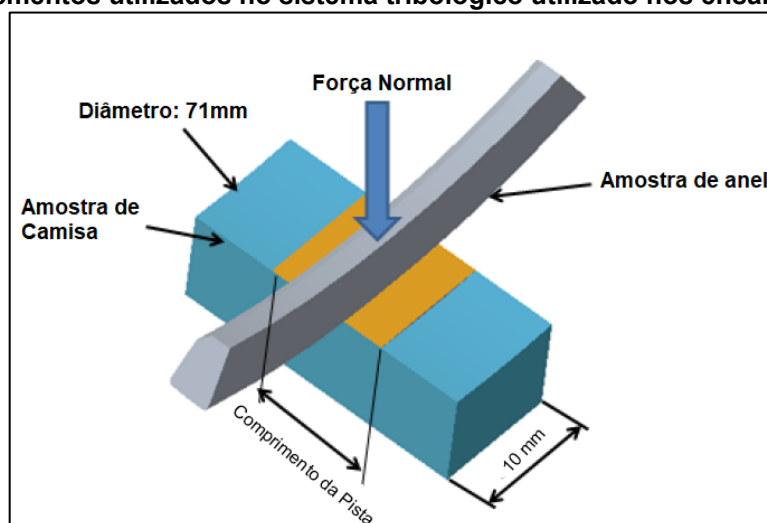
Fonte: Fernandes (2018)

Figura 40 - Conjunto de fixação de anel e amostra para ensaios no tribômetro



Fonte: Fernandes, 2018 (adaptado)

Figura 41 - Elementos utilizados no sistema tribológico utilizado nos ensaios anel-camisa



Fonte: Fernandes, 2018 (adaptado)

A tabela 15 mostra o procedimento experimental utilizado para os ensaios *reciprocating* das amostras deste trabalho.

Tabela 15 - Procedimento para ensaios *reciprocating*.

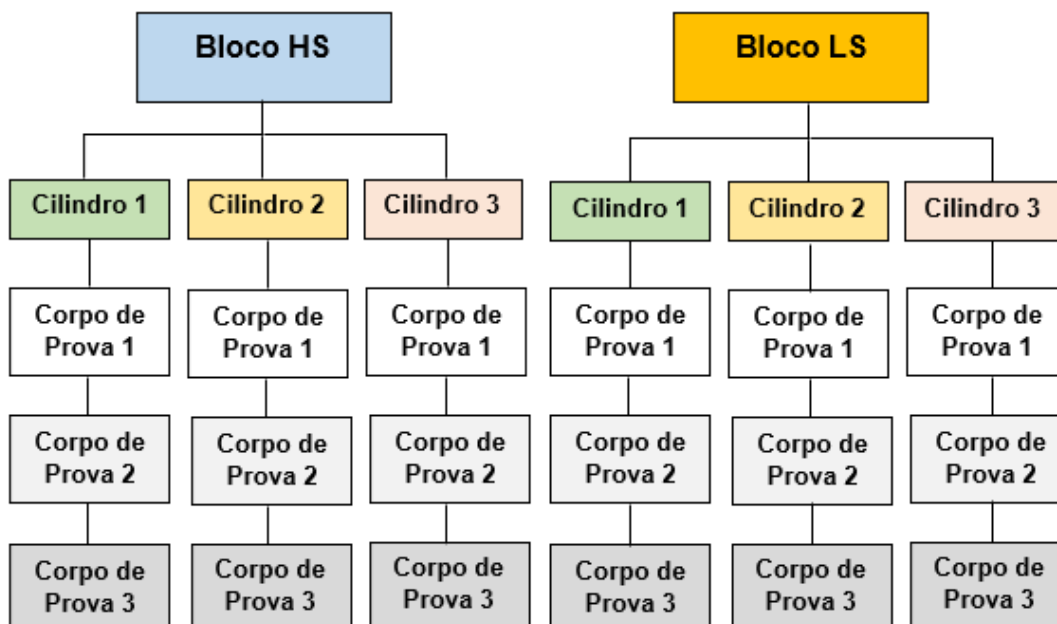
Parâmetro	Valor
Quantidade de Corpos de Prova	18 (3 por cilindro)
Carga Normal [N]	20 / 25 / 30
Frequência [Hz]	1 / 2 / 3 / 4 / 5
Tempo por Frequência [min]	2
Frequência de Aquisição [Hz]	100
Frequência para Cálculo das Médias e Desvios Padrão [Hz]	2
Temperatura	Ambiente (20°C)
Condição de Ensaio [-]	Submerso em Lubrificante
Comprimento da Pista [mm]	10

Fonte: Autoria própria

Definição dos Corpos de Prova: Os corpos de prova são formados por um par anel/camisa. Foram utilizados neste trabalho nove amostras retiradas de cada anel raspador HS e LS, totalizando 18 amostras de anel raspador. Para as camisas, utilizou-se três amostras de cada cilindro por tipo de bloco, totalizando também 18 amostras (três amostras por cilindro vezes três cilindros vezes dois tipos de bloco de motor). A figura 42 traz um fluxograma esquematizando os corpos de prova utilizados

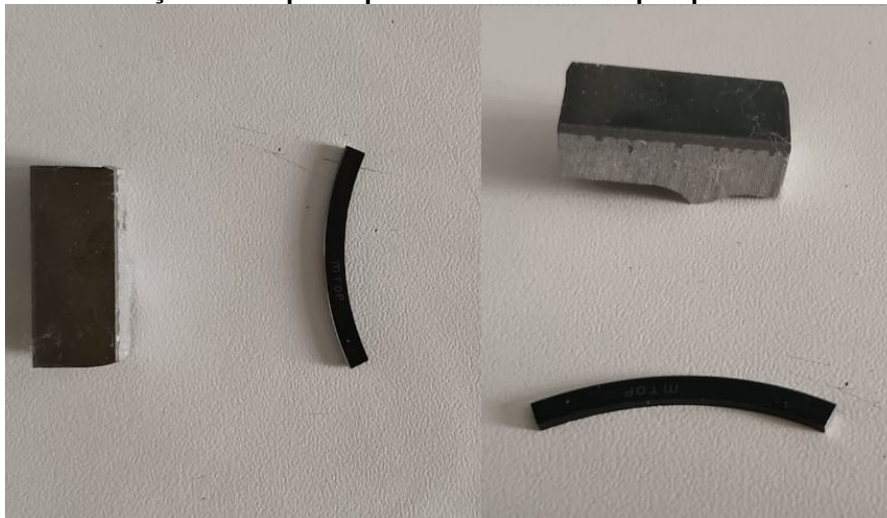
nesta pesquisa. A figura 43 mostra o que se considerou como corpo de prova neste estudo: Um tribossistema formado pelo anel raspador e pela camisa de cilindro.

Figura 42 - Organização de corpos de prova utilizados para os ensaios reciprocating



Fonte: Autoria própria

Figura 43 - Definição de corpo de prova utilizada nesta pesquisa: Par anel/camisa

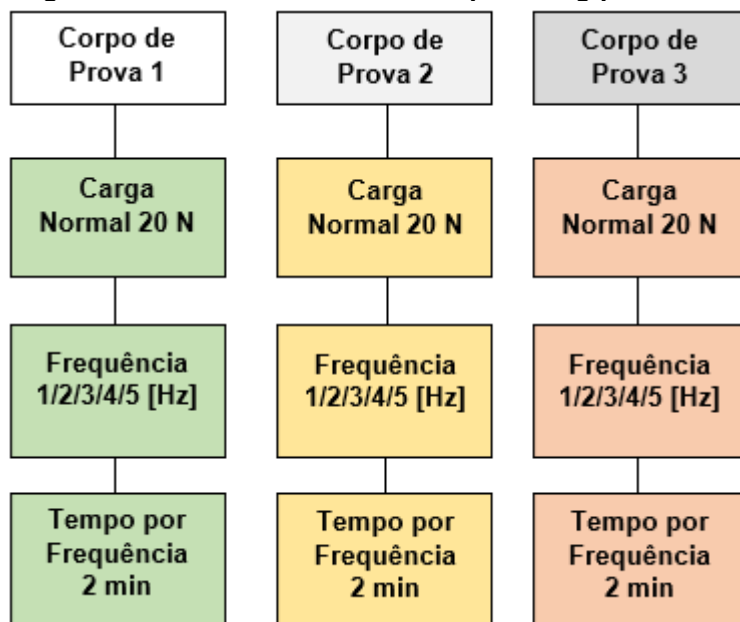


Fonte: Autoria própria

Roteiro de ensaio reciprocating para os corpos de prova: Para garantir a repetibilidade dos ensaios, testou-se cada corpo de prova em uma carga fixa e com a frequência de ensaio aumentando a cada dois minutos. Por exemplo, o corpo de prova

1 do cilindro 1 foi testado em carga 20N, com o aumento de frequência e tempo por frequência descrito na tabela 15. Depois disso, o corpo de prova 2 do cilindro 1 foi testado em 25N com o aumento de frequência e tempo por frequência descrito na tabela 15 e assim sucessivamente. O fluxograma na figura 44 mostra de maneira visual como se testou cada corpo de prova.

Figura 44 - Fluxograma do roteiro dos ensaios *reciprocating* para cada corpo de prova.



Fonte: Autoria própria

O tempo de 2 minutos por frequência foi escolhido baseado no período de teste do dinamômetro a frio. As rotações de 120 e 1200 rpm são testadas ao todo por dois minutos no equipamento. Por essa razão, optou-se em replicar esse tempo para o ensaio *reciprocating*. Escolheu-se as frequências até 5Hz pois o dinamômetro a frio trabalha em regime de aumento de rotações durante seu teste. Também se considerou a criação de uma base estatística com solidez, bem como a possibilidade de se obter matematicamente equações que regem as curvas dos gráficos. Com essas equações é possível extrapolar, através de cálculo numérico, os resultados para cargas e frequências/velocidades diferentes das que foram testadas.

Outro fator importante para a definição das cargas e frequência foi a limitação do equipamento. As cargas normais dos anéis raspadores utilizados neste trabalho estão na faixa de 14 a 22N, como foi apresentado no subitem 3.2.1. Contudo, a célula de carga utilizada para os ensaios tem baixa precisão de medição abaixo de 20N. Por

essa razão, optou-se por três cargas acima de 20N para gerar equações polinomiais para depois extrapolar para valores menores 20N. As frequências, por sua vez, foram escolhidas para diminuir a influência de possíveis vibrações no ensaio.

A filtragem dos valores de coeficientes de atrito gerados foi baseada no tempo dos ensaios por frequência. Como cada teste por frequência tem duração relativamente curta de 120 segundos quando comparado a ensaios de desgaste, que podem durar horas, optou-se por fazer o cálculo da média do coeficiente de atrito aplicando médias móveis de filtragem de 2Hz. Ou seja, fez-se a média móvel de todos os valores medidos a cada 0,5s.

Neste trabalho não será considerado o efeito de desgaste devido às seguintes premissas:

- Motor testado em condição de novo, logo após fabricação
- Tempo curto de ensaio em dinamômetro a frio sem combustão;
- Tempo curto de ensaio em tribômetro e com cargas relativamente baixas;

Ahmed Ali *et al* (2018) e Fernandes (2018) fizeram ensaios com durações de algumas horas. Os objetivos desses autores foram avaliar desgaste nas superfícies das camisas com base na variação de lubrificantes (AHMED ALI *et al*, 2018) e comparar como lubrificantes novos e usados atuam no desgaste de camisas novas e usadas (FERNANDES, 2018). Em virtude de o tempo de ensaio deste trabalho ser bem menor que os tempos de ensaios usados por estes autores, é razoável utilizar a premissa de desconsiderar os efeitos de desgaste neste trabalho.

Deve-se fazer um teste de hipóteses dos resultados obtidos para verificar semelhança estatística. Tal semelhança será usada para validar se há variabilidade entre os cilindros e as cargas utilizadas nesse ensaio. Para os testes de hipóteses, utilizou-se os parâmetros descritos na tabela 16 para a análise estatística.

Tabela 16 - Parâmetros utilizados para o cálculo de significância estatística dos resultados

Média	Desvio Padrão	Espaço Amostral	Intervalo de Confiança
Médias calculadas a partir das médias móveis	Desvios padrão amostral calculados a partir das médias móveis	240	95%

Fonte: Autoria própria

Para a análise do ensaio *reciprocating*, deve-se definir o cálculo do comprimento linear e conseqüentemente a velocidade linear da amostra de anel de pistão no funcionamento. Para tanto, deve-se conhecer alguns parâmetros do ensaio, como comprimento da pista na camisa, frequência em que o equipamento está operando e o tempo de ensaio. Com base nos parâmetros mostrados na tabela 15, deve-se calcular o comprimento linear total dos ensaios e as suas respectivas velocidades. Para tanto, utilizou-se as equações (28) e (29), descritas abaixo:

$$L_{total} = L_{pista} * f * t \quad (28)$$

Onde:

L_{total} = Comprimento linear total (m);

L_{pista} = Comprimento da pista (m);

f = Frequência (Hz);

t = Tempo de ensaio (s).

$$V_{linear} = \frac{L_{total}}{t} \quad (29)$$

Onde:

V_{Linear} = Velocidade linear do teste (m/s).

Com base nas equações apresentadas, obteve-se os seguintes resultados, descritos na tabela 17, para o comprimento linear e a velocidade de ensaio.

Tabela 17 - Comprimentos e velocidades lineares em função da frequência

Frequência (Hz)	Comprimento Linear (m)	Velocidade Linear (m/s)
1	1,20	0,010
2	2,40	0,020
3	3,60	0,030
4	4,80	0,040
5	6,00	0,050

Fonte: Autoria própria

Quanto às condições de temperatura e de ensaio, levou-se em conta o que se observa no dinamômetro a frio da Renault do Brasil. O equipamento testa a temperatura ambiente de 20°C, sem explosão de combustível, portanto não se verificou a necessidade de testes com aquecimento de lubrificante. Escolheu-se condição de ensaio submerso em óleo para garantir a lubrificação do tribossistema. Muito embora o pistão e a camisa não fiquem submersos em condições de funcionamento do motor, a escolha por submersão foi feita para garantir condições de lubrificação constante.

3.2.8 Torque do Dinamômetro a Frio

O dinamômetro de testes a frio AVL (BAF) da Renault do Brasil testa várias características do motor BR10 através de sensores eletrônicos. As características testadas no BAF podem ser vistas na tabela 18.

Tabela 18 - Características testadas no dinamômetro a frio AVL da Renault do Brasil.
Características Testadas

Pressão de Admissão nos Cilindros
Pressão de Exaustão nos Cilindros
Torque no Volante
Blow-By
Vibrações
Teste Elétrico
Atuação de Válvula Termostática

Fonte: Autoria própria

O motor é testado no BAF sem combustão, sendo o acionamento feito pelo volante através de um acoplamento de um mecanismo que executa a rotação do sistema volante/virabrequim. O torque no motor é dado pelo mecanismo que acopla no volante, gerando velocidade angular e torque no virabrequim, movimentando as bielas e pistões.

O BAF opera em duas rotações distintas de ensaios mecânicos: 120 e 1200 rpm. Coletou-se de dados de torque de 3500 motores, tanto HS quanto LS, para a análise de distribuição estatística e para determinação de torque médio para cada modelo de motor.

Tem-se que o torque do motor é diretamente proporcional à carga do anel raspador sobre a camisa (PETRESCU e PETRESCU, 2014). Dessa forma, o torque em 120 rpm é menor que em 1200 rpm. Os torques em 120 e 1200 rpm são medidos pelo dinamômetro de partida a frio, com isso será possível expandir a tabela 7, bem como calcular a intensidade da carga do anel raspador sobre a camisa nas rotações de teste do dinamômetro.

3.2.9 Equações para o Algoritmo de Solução Analítica

As equações a serem utilizadas no algoritmo de MatLab® vêm da mecânica do contato. Assumindo-se um contato linear, as equações utilizadas são aquelas destinadas à resolução da pressão máxima de Hertz para dois cilindros, descritas nas equações (30) à (35).

Raio Equivalente (m)

$$\frac{1}{R_x} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_{x1}} + \frac{1}{R_{x2}} \right) \quad (30)$$

Módulo de Young Equivalente (Pa)

$$\frac{1}{E^*} = \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} \right) + \left(\frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \quad (31)$$

Semi-Largura de Contato (m)

$$\alpha = \sqrt{\frac{2}{\pi} \times \frac{F_n}{l} \times \frac{R_x}{E^*}} \quad (32)$$

Pressão Média de Contato (Pa)

$$p_m = \frac{F_n}{2 \times \alpha \times l} \quad (33)$$

Pressão Máxima de Contato (Pa)

$$p_0 = \frac{4}{\pi} \times p_m \quad (34)$$

Área de Contato (m²)

$$A_c = 2 \times \alpha \times L \quad (35)$$

É necessário também conhecer algumas equações relacionadas à dinâmica do MCI. Deve-se considerar o raio do volante do motor e o curso do pistão. Deve-se também calcular a razão do raio do volante e do curso do pistão, no caso deste duas vezes, pois o pistão sobe e desce no cilindro para uma volta no volante do MCI de quatro tempos, conforme figura 5. A equação (36) mostra a razão do deslocamento do MCI.

Razão do Deslocamento do MCI (-)

$$D = \frac{\text{Raio Volante}}{2 * \text{Curso do Pistão}} \quad (36)$$

Além das equações de Hertz e da razão do deslocamento, é necessário delimitar as equações usadas para a formação do filme lubrificante, vital para a geração de curvas de filme em condições de teste de dinamômetro, tribômetro e simulações em diferentes condições posteriormente. As equações (37) à (44) mostram como será calculada a espessura de filme lubrificante.

Frequência (Hz)

$$f = n/60 \quad (37)$$

Velocidade Angular do Volante do Motor (rad/s)

$$\omega = 2 \pi f \quad (38)$$

Tempo de Ciclo (s)

$$TC = \frac{1}{f} \quad (39)$$

Vetor Tempo – Matlab (s)

$$t = 0:0,001:TC \quad (40)$$

Posição do Anel de Pistão em Função do Vetor Tempo (m)

$$Pos = \frac{1}{2} * \text{Curso do Pistão} * \cos(\omega t) \quad (41)$$

Velocidade do Anel de Pistão em Função do Vetor Tempo (m/s)

$$Vel = \frac{1}{2} * Curso do Pistão * \omega * \text{sen}(\omega t) \quad (42)$$

Velocidade de Pistão (m/s)

$$U_i = absolute(Vel) \quad (43)$$

Velocidade de Escorregamento (m/s)

$$U = U_i \quad (44)$$

No caso desse estudo, as velocidades circulares e de escorregamento a serem levadas em conta são do corpo e contracampo. Logo, serão feitos os cálculos para o anel e a camisa do cilindro. Após as equações da espessura de filme, deve-se descrever as equações do filme propriamente dito. As equações (45) a (54) descrevem o cálculo do filme.

Rugosidade Equivalente (μm)

$$s = \sqrt{(S_{pq}^2) + (S_q^2)} \quad (45)$$

Parâmetro Velocidade (-)

$$U = \frac{\eta_0 \times (U_1 + U_2)}{2 \times R_x \times E^*} \quad (46)$$

Parâmetro Material (-)

$$G = 2 \times \alpha \times E^* \quad (47)$$

Parâmetro Carga (-)

$$W = \frac{F_n}{R_x \times L \times E^*} \quad (48)$$

Cálculo da Espessura do Filme Lubrificante no Centro de Contato (m)

$$h_0 = 0,975 R_x \times (U^{0,727}) \times (G^{0,727}) \times (W^{-0,091}) \quad (49)$$

Cálculo da Espessura do Mínima do Filme Lubrificante (m)

$$h_m = 1,325 R_x \times (U^{0,700}) \times (G^{0,540}) \times (W^{-0,130}) \quad (50)$$

Espessura de Filme Lubrificante no Centro de Contato Máxima (m)

$$\max h_0 = \max(h_0) \quad (51)$$

Espessura Mínima de Filme Lubrificante Máxima (m)

$$\max h_m = \max(h_m) \quad (52)$$

Cálculo da Espessura Específica de Filme Lubrificante (-)

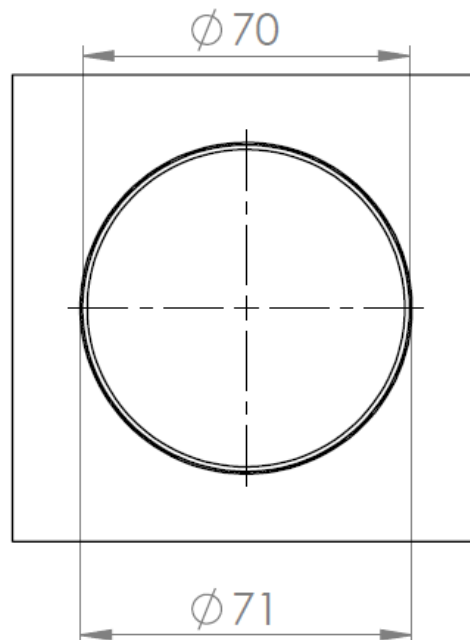
$$\Lambda = \frac{h_0}{s} \quad (53)$$

Cálculo da Espessura Específica de Filme Lubrificante (-)

$$\max \Lambda = \max(\Lambda) \quad (54)$$

Será considerado o contato do anel de pistão com a camisa durante todo o tempo de ensaio dos motores. A figura 45 mostra uma simplificação do contato entre anel de pistão e camisa através de uma vista superior.

Figura 45 - Esquema de contato do anel de pistão com a camisa de cilindro



Fonte: Autoria própria

Tendo como base a figura 45 como um esquema do contato anel de pistão e camisa, com uma aproximação do contato no bloco de motor. Entretanto, para o

cálculo de formação de filme lubrificante, deve-se fazer alguns ajustes matemáticos para que o cálculo da situação problema seja verdadeiro em termos físicos.

Para cálculo da formação de filme lubrificante, do tribossistema de interesse desse trabalho, deve-se planificar totalmente o anel de pistão e a camisa de cilindro. Essas planificações simulam a condição de acionamento do motor em dinamômetro a frio. Para o tribômetro, a planificação também é válida, mas o que muda é o comprimento L do percurso do anel sobre a camisa. A equação (55) traz o comprimento para o teste em dinamômetro.

$$L_D = 2 * \pi * R_{camisa} \quad (55)$$

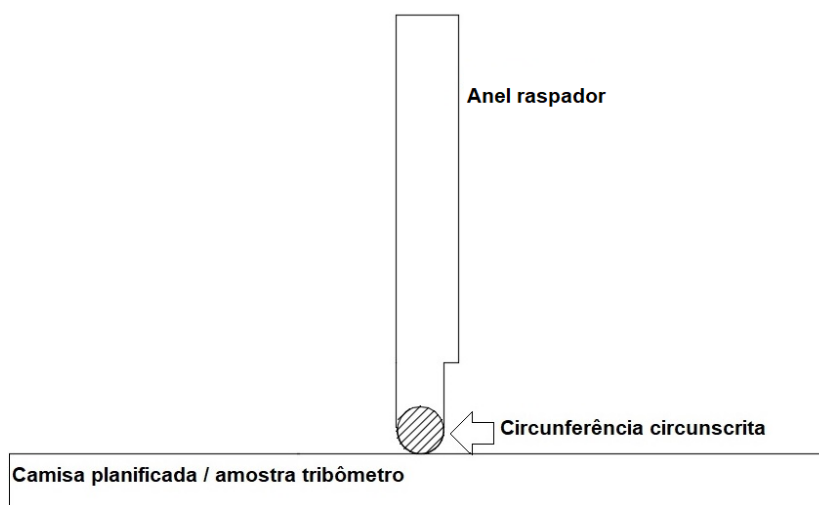
Onde:

L_D : Comprimento de contato em dinamômetro;

R_{camisa} : Raio da camisa;

Outro fator que deve ser levado em consideração é o raio verdadeiro de contato entre o anel e a camisa. Esse raio verdadeiro é descrito como o raio da circunferência circunscrita da extremidade do anel raspador. A figura 46 mostra o esquema de contato entre anel de pistão e camisa para um melhor entendimento do que é o raio da circunferência circunscrita do anel raspador.

Figura 46 - Esquema didático do contato anel raspador / camisa, com foco na circunferência circunscrita



Fonte: Autoria própria

A circunferência circunscrita mostra qual é a região de contato verdadeiro do anel e da camisa. Por essa razão, ao invés de se considerar o raio do anel em si (70 mm de diâmetro), conforme figura 45, foi considerado o raio da circunferência circunscrita sobre a camisa, que é o real contato do tribossistema. Foi possível verificar o raio dessa circunferência circunscrita através de desenho fornecido pelo fabricante, sendo o raio circunscrito no valor de 0,22 mm. A tabela 19 resume os raios equivalentes para o anel de pistão e camisa, que foram utilizados para o cálculo da formação de espessura de filme lubrificante.

Tabela 19 - Raios específicos dos anéis de pistão e camisas.

Característica	Dimensão [mm]
R _x Anel de Pistão (R _{x1})	0,22
R _x Camisa (R _{x2})	100E100(∞)
R _y Anel de Pistão (R _{y1})	100E100(∞)
R _y Camisa (R _{y2})	100E100 (∞)

Fonte: Autoria própria

Para o cálculo das propriedades de lubrificante em temperatura de 20°C, utilizou-se uma planilha de cálculos de propriedades de lubrificante elaborada pela equipe do LASC, da UTFPR Câmpus Curitiba. Essa planilha calcula de maneira rápida propriedades de lubrificantes utilizadas no cálculo de espessura de filme lubrificante. Além disso, a mesma apresenta uma interface amigável, em que todos os dados de entrada dessa planilha de cálculo estão presentes na tabela 6. A interface dessa planilha é mostrada na figura 47, onde há a resolução e as propriedades do lubrificante. Essa planilha demanda que apenas as informações das células em azul claro sejam preenchidas para que se calcule os demais itens.

Figura 47 - Interface da Planilha de Cálculos de Propriedades de Filme Lubrificante

Propriedades Físicas dos Lubrificantes				Propriedades Físicas dos Lubrificantes									
Fabricante: Shell				Fabricante: Shell									
SAE 0w30				Referência: SAE 0w30									
Variável	Design.	Valor	Unidades	T	v	η	α	β	Z_0	S_0	k	c	
				°C	mm ² /s	Pa s	1/Pa	1/K	l	l	W/m ² K	J/Kg °C	
temperatura de referência	T_0	40,0	°C	40,0	58,70	4,923E-02	1,271E-08	0,0359	0,3742	0,9448	0,1421	1928,4	
viscosidade cinemática de referência	n_0	58,70	mm ² /s	50,0	41,78	3,504E-02	1,215E-08	0,0321	0,3769	0,9407	0,1419	1965,5	
temperatura	T_1	100,0	°C	60,0	30,82	2,585E-02	1,167E-08	0,0289	0,3802	0,9354	0,1416	2002,6	
viscosidade cinemática	n_1	11,90	mm ² /s	70,0	23,43	1,965E-02	1,125E-08	0,0260	0,3840	0,9294	0,1414	2039,7	
gravidade específica	Sp Gr	0,8387	l	80,0	18,29	1,534E-02	1,088E-08	0,0236	0,3883	0,9228	0,1412	2076,9	
índice de viscosidade	IV	90	l	90,0	14,61	1,225E-02	1,056E-08	0,0214	0,3929	0,9159	0,1409	2114,0	
temperatura de inflamação	T inf	180,0	°C	100,0	11,90	9,981E-03	1,027E-08	0,0196	0,3978	0,9089	0,1407	2151,1	
temperatura limite	T lim	120,0	°C	110,0	9,87	8,274E-03	1,002E-08	0,0179	0,4028	0,9019	0,1405	2188,2	
temperatura de fluxo	T flu	-20,0	°C	120,0	8,31	6,966E-03	9,793E-09	0,0165	0,4081	0,8951	0,1402	2225,4	
temperatura de funcionamento	T f	20,0	°C	130,0	7,09	5,944E-03	9,588E-09	0,0152	0,4135	0,8884	0,1400	2262,5	
norma ASTM D341	a	0,7000	l										
log log (v+a) = n - m log T	m	2,7226	l										
	n	7,0432	l										
tipo de lubrificante - ALFAP	Mineral	PAO	Ester										
	s	9,9040	7,3820	6,6050									
	t	0,1390	0,1335	0,1360									
	s	7,3820											
	t	0,1335											
temperatura absoluta de funcionamento	T	293,0	*K										
viscosidade cinemática	v	132,08	mm ² /s										
viscosidade dinâmica	η	0,11077	Pa s										
coeficiente de piezoviscosidade	α	1,417E-08	Pa ⁻¹										
coeficiente de termoviscosidade	β	0,0457	*K ⁻¹										
condutividade térmica	k	0,1426	W/m °C										
calor específico	c	1854,1	J/Kg °C										
lubricant parameter	LP = $\eta \times \alpha$	1,5694E-09											
expressão de Roelands:													
expoente da temperatura	S_0	0,9476	l										
expoente da pressão	Z_{Tf}	0,3718	l										

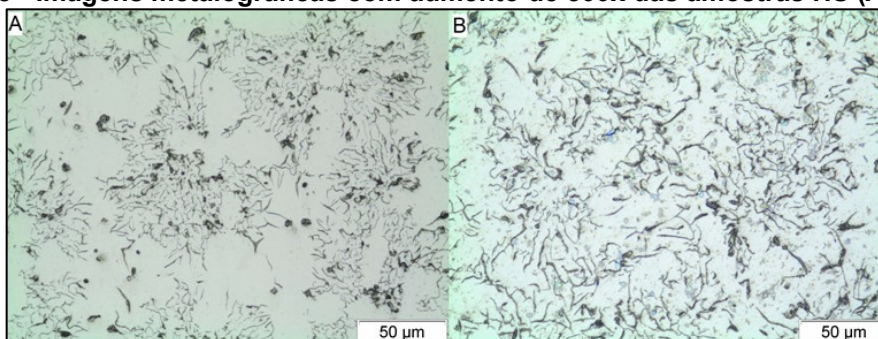
Fonte: Autoria própria

4 RESULTADOS

4.1 CARACTERIZAÇÃO DOS MATERIAIS E SUPERFÍCIES

Os resultados da análise morfológica mostraram características da camisa de ferro fundido. Em imagens sem ataque químico e com aumento de 500 vezes é possível avaliar o formato da grafita como tipo B (GUESSER, 2009). A figura 48 mostra as imagens metalográficas, obtidas via microscopia óptica.

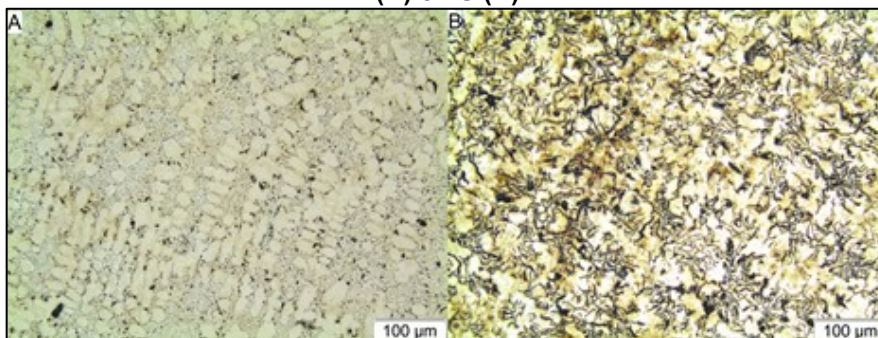
Figura 48 - Imagens metalográficas com aumento de 500x das amostras HS (A) e LS (B)



Fonte: Autoria própria

A figura acima confirma que o material da camisa, tanto das amostras HS e LS, é ferro fundido cinzento, com grafitas lamelares do tipo B, tendo presença de nódulos de grafita. O próximo passo foi determinar a microestrutura da matriz metálica dos ferros fundidos. Para tanto, utilizou-se nital 0,05% para o ataque químico, com resultados mostrados na figura 49.

Figura 49 - Imagens metalográficas com ataque químico e aumento de 200x das amostras HS (A) e LS (B)



Fonte: Autoria própria

As metalografias com ataque químico indicam que as matrizes metálicas das amostras HS e LS são ferríticas, com alguma presença de perlita nas amostras LS. Contudo, a quantidade de ferrita é muito mais significativa que a de perlita para a camisa LS.

As microdurezas dos anéis de pistão e camisas foram analisadas, para o conhecimento e aplicação desses dados posteriormente. A escala utilizada para os ensaios de microdureza foi $HV_{0,05}$ pelo tempo de 15s. Os resultados dos ensaios de microdureza podem ser vistos nas tabelas 20 e 21.

Tabela 20 - Resultado de microdureza para o conjunto HS

Ponto	Anel Cima	Anel Baixo	Camisa
1	1144	1167	174
2	1046	1178	125
3	957	1124	161
4	1065	980	163
5	1165	1113	140
6	965	1189	133
7	1198	1002	147
8	986	1168	175
9	1218	989	154
10	1003	1101	164
11	1019	1020	120
12	959	1122	121
13	1111	997	137
14	1131	977	121
15	1183	1174	165
Média	1077	1087	147
Desvio Padrão	93	83	20

Fonte: Autoria própria

Tabela 21 - Resultado de microdureza para o conjunto LS

Ponto	Anel Cima	Anel Baixo	Camisa
1	1035	1167	160
2	965	1046	173
3	1090	1181	186
4	1113	1000	173
5	1102	1154	154
6	1097	1075	176
7	1173	1047	179
8	1085	1083	184
9	1086	1172	183
10	1025	1134	140
11	1190	1159	168
12	1101	1036	170
13	1161	1138	142
14	1204	1091	142
15	1078	1204	153
Média	1100	1112	165
Desvio Padrão	64	62	16

Fonte: Autoria própria

Deve-se confirmar se a quantidade de pontos de medição de microdureza é suficiente para garantir a confiabilidade estatística dos valores observados. Para tanto, foi utilizada a equação (27), com incerteza de medição de 10% e confiabilidade T-Student de 90%. Embora a confiabilidade estatística pudesse ser maior e a incerteza de medição menor, optou-se pelos valores descritos afim de tê-los como padrão, pois também são utilizados para a medição topográfica. As tabelas 22 e 23 trazem os cálculos para a definição da quantidade de pontos medidos, para garantir a confiabilidade estatística das medições de microdureza.

Tabela 22 - Dados de confiabilidade estatística para a medição de microdureza das camisas e anéis do conjunto HS.

Componente	Média	Desvio Padrão	$\Delta 10\%$ M/S	T90 (Confiança, N)	$\Delta M/S = T(N-1)^{1/2}$	N
Camisa	147	20	0,74	1,94	0,74	8
Anel Cima	1076	93	1,16	2,35	1,16	5
Anel Baixo	1086	82	1,31	2,35	1,31	5

Fonte: Autoria própria

Tabela 23 - Dados de confiabilidade estatística para a medição de microdureza das camisas e anéis do conjunto LS.

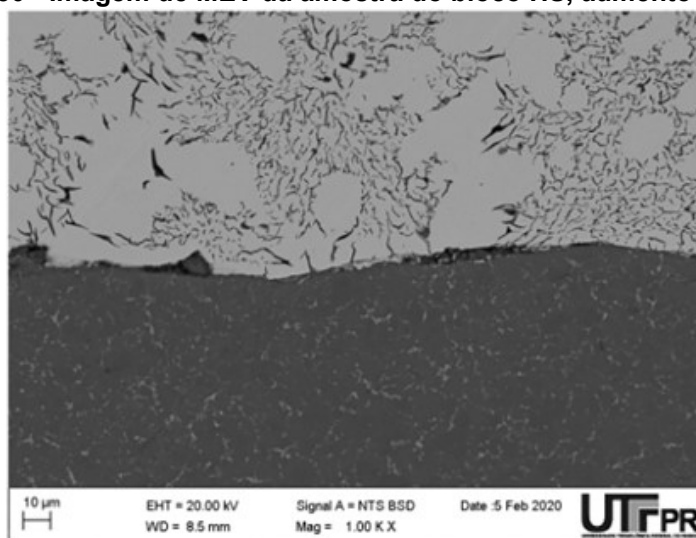
Componente	Média	Desvio Padrão	$\Delta 10\%$ M/S	T90 (Confiança, N)	$\Delta M/S = T(N-1)^{1/2}$	N
Camisa	165	16	1,04	2,13	1,04	6
Anel Cima	1100	63	1,72	2,92	1,72	4
Anel Baixo	1112	62	1,78	2,92	1,78	4

Fonte: Autoria própria

As tabelas 22 e 23 mostraram que a quantidade de 15 pontos medidos por amostra é mais do que suficiente para garantir a confiabilidade estatística desejada. Dessa forma, os resultados de valores de microdureza são confiáveis, para 10% de incerteza de medição e 90% de confiabilidade.

A análise em MEV identificou a presença de grafita dendrítica na camisa dos blocos, indicando que o material em questão é hipereutético. A figura 50 mostra uma imagem de MEV da interface da amostra de HS.

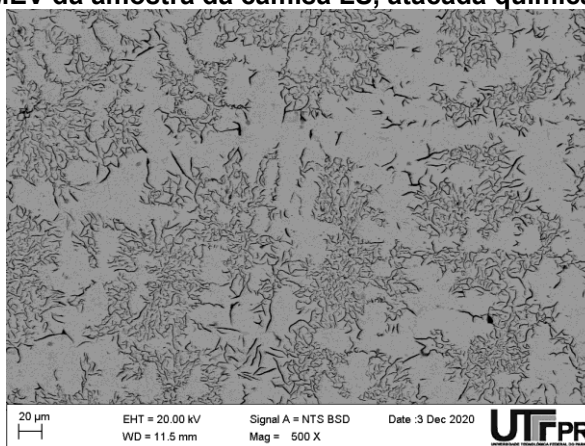
Figura 50 - Imagem de MEV da amostra do bloco HS, aumento de 1000x



Fonte: Autoria própria

Na figura 50 é possível perceber a grafita dendrítica já citada, bem como alguns vazios na interface metálica, fruto de falhas pontuais no processo de fundição. A figura 51 mostra uma imagem da matriz da amostra de camisa LS atacada quimicamente, com aumento de 500x. É possível observar com maior clareza, quando comparada a figura 49, o tipo da grafita, novamente verificando-se ser do tipo B.

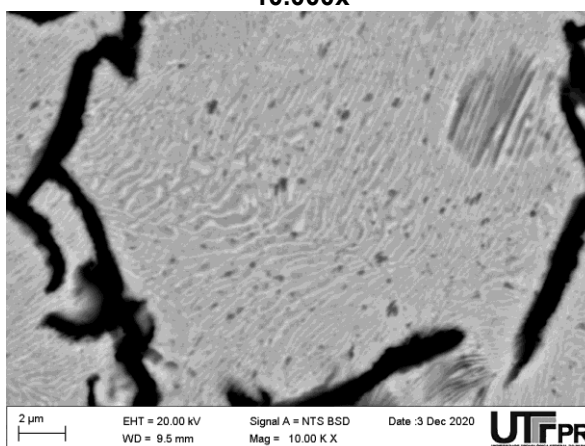
Figura 51 - Imagem de MEV da amostra da camisa LS, atacada quimicamente, aumento de 500x



Fonte: Autoria própria

A figura 52 trouxe um resultado interessante em termos de microestrutura. Com um aumento de 10.000x foi possível observar a presença de perlita fina na matriz metálica em amostras HS e LS. Com esse resultado, pode-se afirmar que a matriz metálica das camisas de cilindro utilizadas neste trabalho são ferríticas com presença de perlita fina.

Figura 52 - Imagem de MEV da amostra da camisa LS, atacada quimicamente, aumento de 10.000x

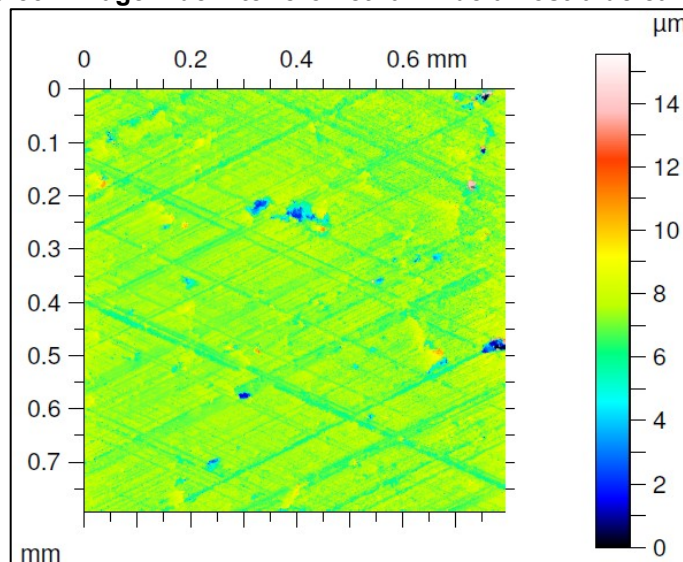


Fonte: Autoria própria

O interferômetro foi utilizado para avaliar as superfícies de contato dos anéis raspadores e das camisas de cilindros. O objetivo principal foi obter os relatórios de parâmetros de rugosidades 2D e 3D, que serão usados nos cálculos de mecânica do contato para as simulações. Também se obteve imagens 2D e 3D das camisas e anéis bem como perfis de relevo, que mostram como o acabamento de brunimento na camisa e tratamento de cementação do anel é visto em uma escala microscópica. As

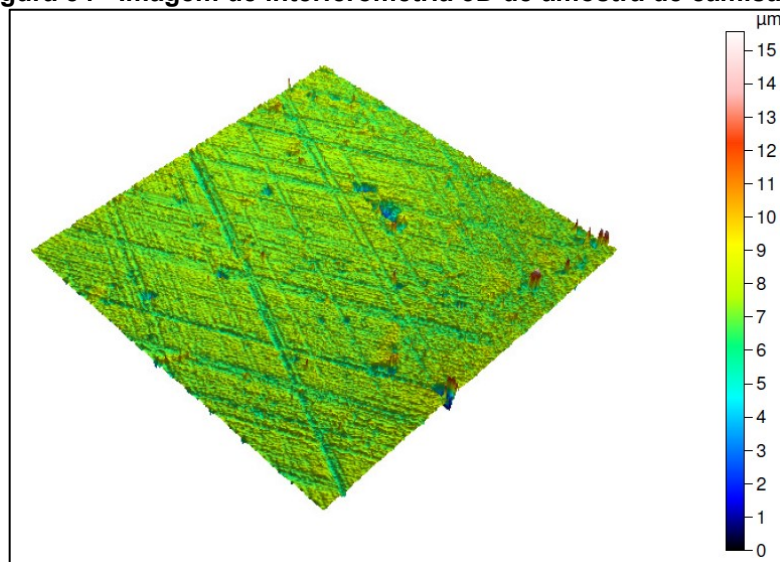
imagens obtidas foram em 2D e 3D, como pode ser visto nas figuras 53 e 54, imagens de interferometria das camisas.

Figura 53 - Imagem de interferometria 2D de amostra de camisa HS



Fonte: Autoria própria

Figura 54 - Imagem de interferometria 3D de amostra de camisa HS



Fonte: Autoria própria

Analogamente ao que foi feito para a microdureza, fez-se o cálculo de confiabilidade estatística para as medições de interferometria. Para cada amostra de camisa e anel optou-se por analisar 20 pontos, com metodologia aplicada conforme subitem 3.2.5, afim de produzir uma base estatística para parâmetros de rugosidade que foram utilizados para os cálculos de formação de filme lubrificante.

Deve-se validar a confiabilidade estatística dos pontos medidos conforme equação (27). Fez-se o cálculo iterativo para se determinar se a quantidade de pontos medidos era representativa para as amostras HS do cilindro 1 ao cilindro 3. Utilizou-se a incerteza de medição como 10% e a confiabilidade T-Student de 90%. Os anexos A e B, para os conjuntos HS e LS respectivamente, mostram os cálculos de confiabilidade para os parâmetros de rugosidade 3D medidos. Também são apresentados os cálculos de validação da quantidade de pontos medidos e quais os parâmetros que atenderam as exigências para a confiabilidade estatística.

Para as camisas HS, verificou-se que os parâmetros de rugosidade Sa, Sq, Sk, Smr1, Smr2 e Spq atendem os critérios de confiabilidade estatística. Dessa forma, foi considerado para toda as superfícies dos respectivos cilindros os valores médios encontrados para as amostras.

Para as amostras LS verificou-se que os parâmetros de rugosidade Sa, Sq, Sz, Sk, Smr1, Smr2 e Spq atenderam a quantidade de pontos medidos para a confiabilidade estatística. Contudo, o parâmetro Sz precisaria de mais pontos medidos para as amostras HS. Por essa razão, serão considerados apenas os parâmetros que são confiáveis estatisticamente até 20 pontos medidos para as amostras HS e LS. As tabelas 24 a 26 resumem os parâmetros de rugosidade confiáveis estatisticamente para ambas as amostras de camisas HS e LS e suas respectivas médias e desvios padrão.

Tabela 24 - Médias e desvios padrão dos parâmetros de rugosidade estatisticamente confiáveis das amostras do cilindro 1.

Cilindro 1				
Parâmetro	Amostra HS		Amostra LS	
	Média	Desvios Padrão	Média	Desvios Padrão
Sa	1,02	0,07	0,76	0,06
Sq	1,67	0,18	1,11	0,27
Sk	1,33	0,10	1,16	0,15
Smr1	11,81	0,81	10,49	1,60
Smr2	84,23	1,29	85,72	1,23
Spq	1,05	0,05	0,95	0,06

Fonte: Autoria própria

Tabela 25 - Médias e desvios padrão dos parâmetros de rugosidade estatisticamente confiáveis das amostras do cilindro 2.

Cilindro 2				
Parâmetro	Amostra HS		Amostra LS	
	Média	Desvios Padrão	Média	Desvios Padrão
Sa	0,86	0,08	0,75	0,07
Sq	1,24	0,15	1,07	0,22
Sk	1,31	0,20	1,10	0,11
Smr1	10,43	1,35	10,51	1,02
Smr2	84,24	1,50	86,29	1,22
Spq	1,01	0,06	0,92	0,04

Fonte: Autoria própria

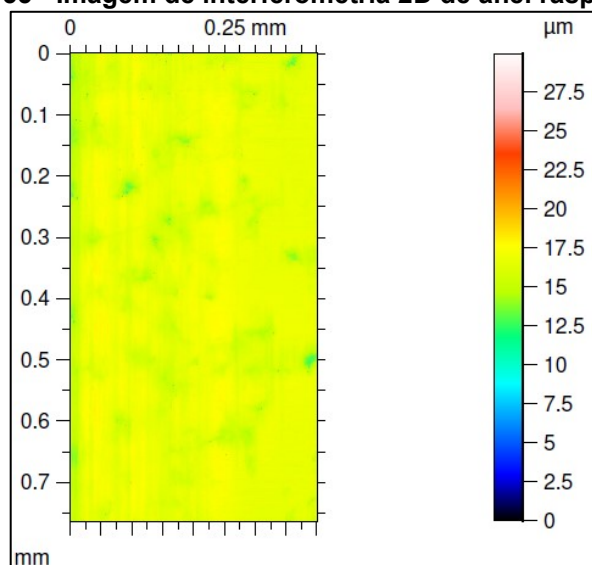
Tabela 26 - Médias e desvios padrão dos parâmetros de rugosidade estatisticamente confiáveis das amostras do cilindro 3.

Cilindro 3				
Parâmetro	Amostra HS		Amostra LS	
	Média	Desvios Padrão	Média	Desvios Padrão
Sa	0,97	0,25	0,75	0,09
Sq	1,35	0,29	1,07	0,20
Sk	1,42	0,19	1,05	0,14
Smr1	14,65	2,63	9,86	1,05
Smr2	86,57	0,99	84,93	1,11
Spq	1,02	0,10	0,91	0,06

Fonte: Autoria própria

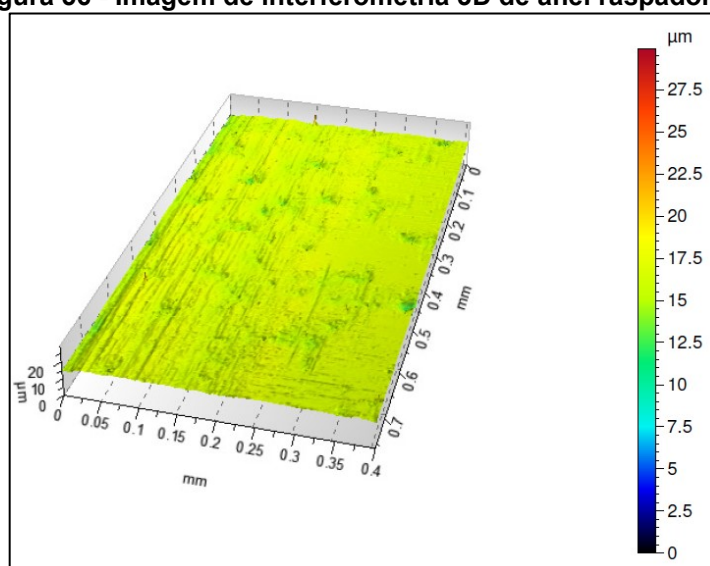
Foram analisados no interferômetro também os anéis de pistão HS e LS. As figuras 55 e 56 mostram a imagem de interferometria das imagens 2D e 3D do anel raspador HS, respectivamente. As imagens foram feitas na região do anel raspador que fica em contato com a camisa quando o motor está em funcionamento

Figura 55 - Imagem de interferometria 2D de anel raspador HS



Fonte: Autoria própria

Figura 56 - Imagem de interferometria 3D de anel raspador HS



Fonte: Autoria própria

Pelas figuras 55 e 56 é possível ver que a superfície do anel apresenta uma presença menor de vales e picos que a superfície texturizada da camisa. Analogamente ao que foi feito para as camisas, fez-se o mesmo cálculo de confiabilidade estatística para quantidade de pontos medidos para os anéis raspadores. O cálculo de confiabilidade das médias dos resultados dos parâmetros de rugosidade para os anéis raspadores estão presentes nos anexos A e B, para os conjuntos HS e LS, respectivamente.

Os parâmetros de rugosidade que são confiáveis estatisticamente para os anéis raspadores são: Sa, Sq, Sk, Smr1 e Smr2. Os demais parâmetros de rugosidade demandariam maior número de pontos medidos. Para atingir a quantidade mínima de medições para garantir a confiabilidade estatística desses parâmetros seriam necessários mais pontos. A tabela 27 traz os parâmetros de rugosidade que atenderam os requisitos de confiabilidade estatística para pontos medidos.

Tabela 27 - Médias e desvios padrão dos parâmetros de rugosidade estatisticamente confiáveis referentes aos anéis raspadores

Anéis Raspadores				
Parâmetro	Anel Raspador HS		Anel Raspador LS	
	Média	Desvios Padrão	Média	Desvios Padrão
Sa	0,50	0,07	0,45	0,08
Sq	0,77	0,11	0,65	0,12
Sk	1,13	0,24	2,09	0,76
Smr1	6,82	1,47	8,42	1,61
Smr2	81,92	3,08	88,23	3,46

Fonte: Autoria própria

O cálculo para a formação de filme lubrificante desse trabalho utiliza os parâmetros Sq, para os anéis raspadores, e o Spq, para as camisas. Dessa forma, tem-se que os requisitos mínimos para análise com base em parâmetros de rugosidade são atingidos. Os parâmetros que são confiáveis estatisticamente, para a incerteza de 10% e a confiabilidade T-Student de 90%, são mais estáveis quando comparado àqueles que não se teve uma boa confiabilidade. Parâmetros como skewness (assimetria) e kurtosis (curtose) variam muito quando comparado ao parâmetro Sa (rugosidade média). Por essa razão, caso houvesse a necessidade de se avaliar assimetria, por exemplo, seriam necessários uma quantidade elevada de medições, podendo chegar até milhares de pontos medidos.

4.2 ANÁLISE DE FORÇA E TORQUE VIA DINAMOMETRIA A FRIO

Foi feita a coleta de dados de torque de 7000 motores (3500 motores HS e 3500 motores LS). Para determinar a distribuição estatística dos valores de torque obtidos pelo ensaio do dinamômetro a frio. Fez-se distribuições normais para cada modelo de motor testado além da velocidade em alta e em baixa rotação. A seguir são

apresentadas as curvas de distribuição normal para cada modelo de bloco e velocidade de rotação.

Organizou-se os dados obtidos de torque via dinamômetro a frio e foi feita uma análise estatística dos valores. A tabela 28 mostra o torque médio e o desvio padrão para os motores HS e LS nos testes em dinamômetro a frio

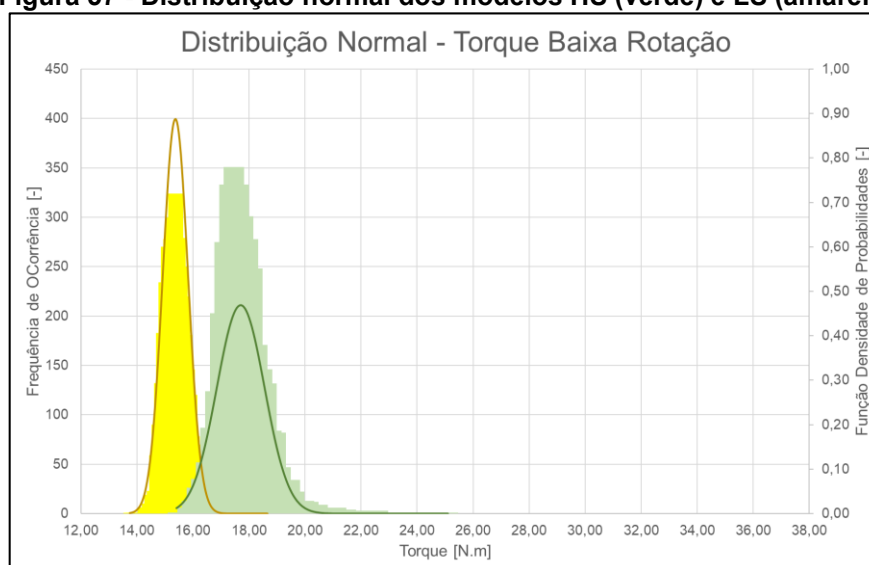
Tabela 28 - Valores de torque médio e desvio padrão para os valores de torque obtidos em baixa rotação.

Motor	Torque Médio [N.m]	Desvio Padrão [-]
BR10HS	17,7	0,8
BR10LS	15,4	0,4

Fonte: Autoria própria

A figura 57 mostra a distribuição normal dos motores HS e LS em baixa rotação de ensaio. Importante notar como o desvio padrão influencia no gráfico da distribuição normal do modelo LS.

Figura 57 - Distribuição normal dos modelos HS (verde) e LS (amarelo)



Fonte: Autoria própria

Analogamente ao que foi feito para o torque em baixas rotações, fez o cálculo da média e desvio padrão para o torque dos motores testados em dinamômetro a frio. A tabela 29 mostra os valores de torque médio e desvio padrão para os modelos HS e LS em alta rotação.

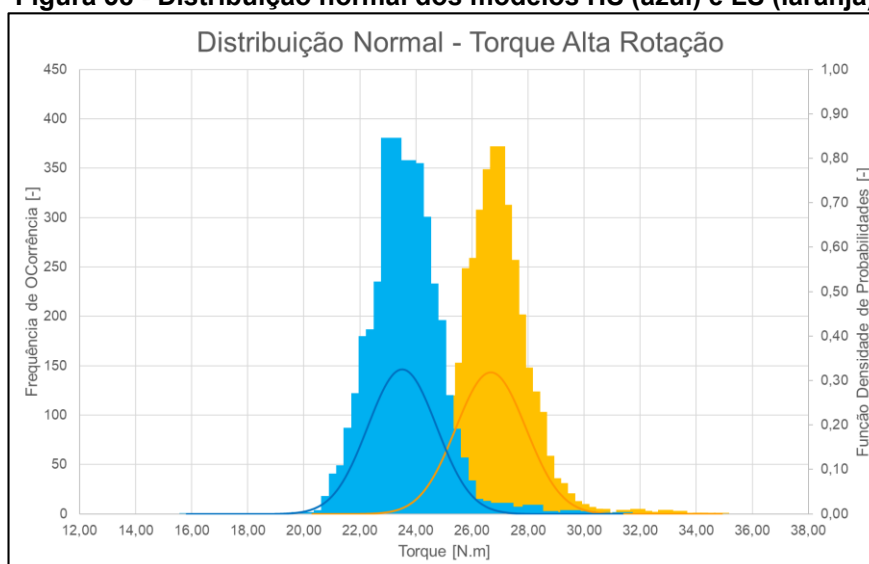
Tabela 29 - Valores de torque médio e desvio padrão para os valores de torque obtidos em alta rotação.

Motor	Torque Médio [N.m]	Desvio Padrão [-]
BR10HS	23	1
BR10LS	26	1

Fonte: Autoria própria

Pode-se notar que os desvios padrões em alta rotação são maiores do que em baixa rotação. Devido a maior velocidade e efeitos de vibração no BAF, essa variação maior era esperada. A figura 58 mostra as distribuições normais para os motores HS e LS.

Figura 58 - Distribuição normal dos modelos HS (azul) e LS (laranja)



Fonte: Autoria própria

Para fins de cálculo, será usado o valor de torque médio, muito embora seja válido conhecer como se comporta a distribuição dos valores obtidos em testes no dinamômetro a frio.

Os valores de torque médio calculados anteriormente foram utilizados para complementar a tabela 7, com o intuito de se determinar as cargas nos anéis condizentes com os torques medidos no dinamômetro a frio. As tabelas 30 e 31 mostram os valores de torque e carga de anel para os motores HS e LS.

Tabela 30 - Dados de torque e carga de anel para o motor HS.

Regime de Rotação [-]	Rotação [rpm]	Carga do Anel Raspador [N]	Torque do Motor [N.m]
Baixa Rotação Dinamômetro	120	A ser calculada	17,70
Regime de Aceleração Mínima	700	14,0	A ser calculado
Alta Rotação Dinamômetro	1200	A ser calculada	23,00
Torque Máximo	3500	22,0	102,97

Fonte: Autoria própria

Tabela 31 - Dados de torque e carga de anel para o motor LS.

Regime de Rotação [-]	Rotação [rpm]	Carga do Anel Raspador [N]	Torque do Motor [N.m]
Baixa Rotação Dinamômetro	120	A ser calculada	15,40
Regime de Aceleração Mínima	700	14,0	A ser calculado
Alta Rotação Dinamômetro	1200	A ser calculada	26,00
Torque Máximo	3500	22,0	102,97

Fonte: Autoria própria

Para determinar a equação de segundo grau que auxiliará na determinação do torque do motor, será usada a equação (26). As equações resultantes do uso do polinômio interpolador de Lagrange (PIL) foram calculadas com base no torque. Como o torque e a carga do anel raspador na camisa são diretamente proporcionais, foram utilizadas as equações de torque determinadas via PIL para calcular as cargas nos anéis raspadores. As equações (56) e (57) mostram os polinômios de segundo grau calculados via PIL para os conjuntos HS e LS, respectivamente.

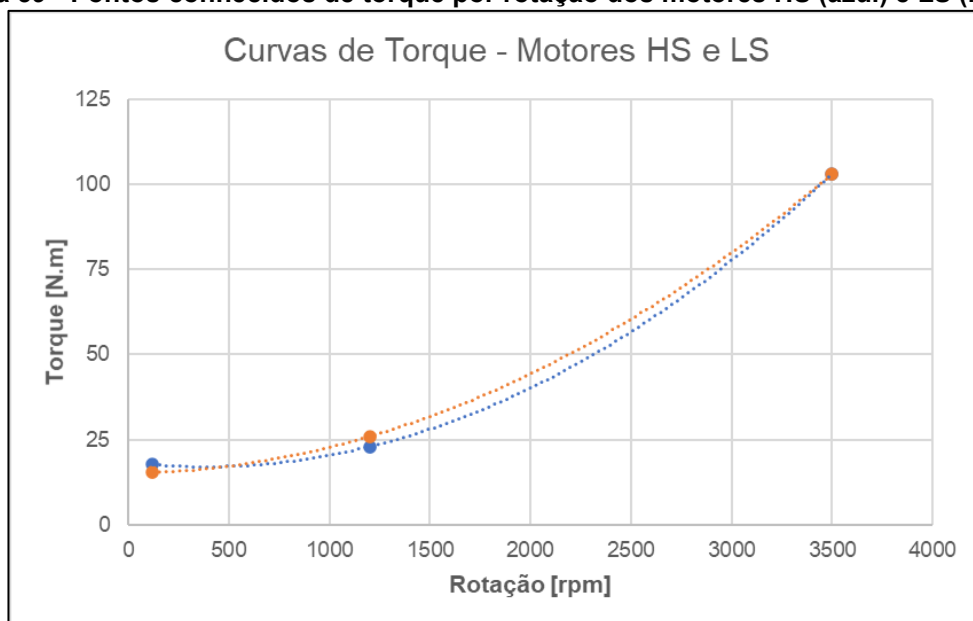
$$p_{2HS} = 9E - 6x^2 - 0,0068x + 18,383 \quad (56)$$

$$p_{2LS} = 7E - 6x^2 - 0,0006x + 15,230 \quad (57)$$

Pode-se perceber que as equações de segundo grau possuem um coeficiente que multiplica x^2 muito baixo. Tal fato pode ser explicado pela forma que a curva foi calculada. A curva de torque de um motor tem o formato de parábola com concavidade

voltada para baixo, mas o que se fez foi calcular o polinômio até o vértice dessa curva, que seria o ponto máximo de torque, tendo assim um comportamento similar à de um polinômio de grau 1. A figura 59 mostra os pontos de torque conhecidos, mostrando que o ponto de torque mais alto, em 3500 rpm, é o vértice da curva do torque. A partir desse ponto, o torque diminuirá, conforme visto no item 2.9.

Figura 59 - Pontos conhecidos de torque por rotação dos motores HS (azul) e LS (laranja)



Fonte: Autoria própria

A próxima etapa foi de calcular as cargas dos anéis raspadores sobre as camisas com base na equação (26). Conforme explicado no subitem 2.10.1, são conhecidos apenas dois valores de cargas nos anéis raspadores (700 rpm e 3500 rpm). A equação (58) é o resultado da aplicação da equação (26) para cálculo da função linear da carga dos anéis raspadores.

$$y = 0,0025x + 12,25 \quad (58)$$

As tabelas 32 e 33 mostram as tabelas 30 e 31 com todos os itens calculados. Dessa forma, tem-se todos os dados necessários para se determinar a espessura do filme lubrificante formado.

Tabela 32 – Dados completos de torque e carga de anel para o motor HS.

Regime de Rotação [-]	Rotação [rpm]	Carga do Anel Raspador [N]	Torque do Motor [N.m]
Baixa Rotação Dinamômetro	120	12,55	17,70
Regime de Aceleração Mínima	700	14,00	18,03
Alta Rotação Dinamômetro	1200	15,25	23,00
Torque Máximo	3500	22,00	102,97

Fonte: Autoria própria

Tabela 33 - Dados completos de torque e carga de anel para o motor LS.

Regime de Rotação [-]	Rotação [rpm]	Carga do Anel Raspador [N]	Torque do Motor [N.m]
Baixa Rotação Dinamômetro	120	12,55	15,40
Regime de Aceleração Mínima	700	14,00	18,24
Alta Rotação Dinamômetro	1200	15,25	26,00
Torque Máximo	3500	22,00	102,97

Fonte: Autoria própria

4.3 COEFICIENTE DE ATRITO E REGIMES DE LUBRIFICAÇÃO

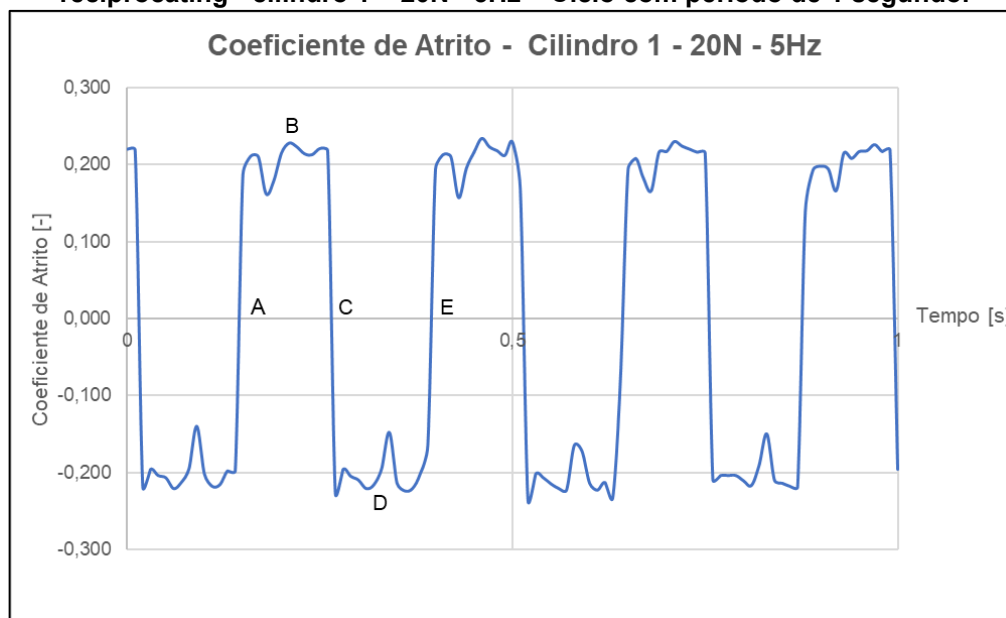
4.3.1 Ensaios *Reciprocating* e Coeficientes de Atrito

O ensaio *reciprocating* foi realizado para determinar o coeficiente de atrito médio (COF) dos sistemas HS e LS em condições de ensaio. Com os resultados do ensaio *reciprocating* será possível avaliar coeficientes de atrito médio. Na sequência são apresentados os resultados obtidos de coeficientes de atrito obtidos para os conjuntos HS e LS.

Como descrito na metodologia, a filtragem de medições de COF foi feita em 100 Hz, ou seja, a cada 0,01 s havia a medição instantânea do COF. Essa filtragem é apresentada na figura 60. Um fato importante sobre a segurança do resultado obtido é que Ahmed Ali *et al* (2018) e Fernandes (2018) obtiveram comportamento similar das curvas de COF durante os seus respectivos ensaios. A figura 60 mostra o comportamento do coeficiente de atrito durante o ensaio *reciprocating* para o teste em

20N a 5Hz do cilindro 1 do conjunto HS. O intervalo escolhido para análise ciclos de COF foi de 1s, tem-se que esses ciclos se repetem pelo tempo de ensaio de 120s.

Figura 60 - Comportamento do coeficiente de atrito padronizado durante o ensaio reciprocating - cilindro 1 – 20N - 5Hz – Ciclo com período de 1 segundo.



Fonte: Autoria Própria

Fez-se a normalização dos resultados de COF para que os ciclos no gráfico variem a partir de 0. A parte negativa do coeficiente de atrito significa a mudança de sentido do movimento durante a medição. Convencionou-se que a parte positiva do coeficiente representa o movimento para o lado direito, enquanto que a parte negativa corresponde ao movimento para o lado esquerdo a partir do centro da amostra de camisa.

Têm-se também alguns pontos demarcados com letras. Descritos na sequência:

- A: Início do movimento para a direita;
- B: Meio de curso;
- C: Fim do movimento para a direita / Início do movimento para a esquerda;
- D: Meio de curso;
- E: Fim do movimento para a esquerda;

Calculou-se a média móvel dos 12000 pontos obtidos em ensaio reciprocating a cada 50 pontos. O intuito foi reduzir de 12000 para 240 pontos calculados para definir qual o comportamento do coeficiente de atrito durante os ensaios. Por esse motivo, as médias de COFs que serão apresentadas na sequência equivalem à média calculada sobre a média móvel para todos os pontos medidos a cada 0,5 segundo do ensaio *reciprocating*. Muito embora tenha sido feito a média entre COF estático e COF cinético, ambos os resultados fazem parte do conceito do ensaio *reciprocating*. Por essa razão, é aceitável calcular a média com todos os valores medidos de COF.

As tabelas 34 a 36 mostram os resultados obtidos de COFs pelos ensaios *reciprocating* para o conjunto HS, com as cargas variando em 20, 25 e 30N, respectivamente. Os resultados foram obtidos para cada amostra dos cilindros dos blocos, com os respectivos anéis de cada conjunto. A figura 61 mostra de maneira gráfica os valores obtidos nas tabelas 34 a 36

Tabela 34 - Coeficientes de atrito médios obtidos para o conjunto HS, com carga de 20N.

Frequência [Hz]	Média	Desvio	Média	Desvio	Média	Desvio
	Cilindro 1	Padrão Cilindro 1	Cilindro 2	Padrão Cilindro 2	Cilindro 3	Padrão Cilindro 3
1	0,127	0,015	0,141	0,010	0,153	0,027
2	0,125	0,005	0,139	0,003	0,151	0,003
3	0,125	0,018	0,137	0,009	0,149	0,003
4	0,124	0,006	0,135	0,009	0,147	0,002
5	0,123	0,008	0,133	0,005	0,144	0,014

Fonte: Autoria própria

Tabela 35 - Coeficientes de atrito médios obtidos para o conjunto HS, com carga de 25N.

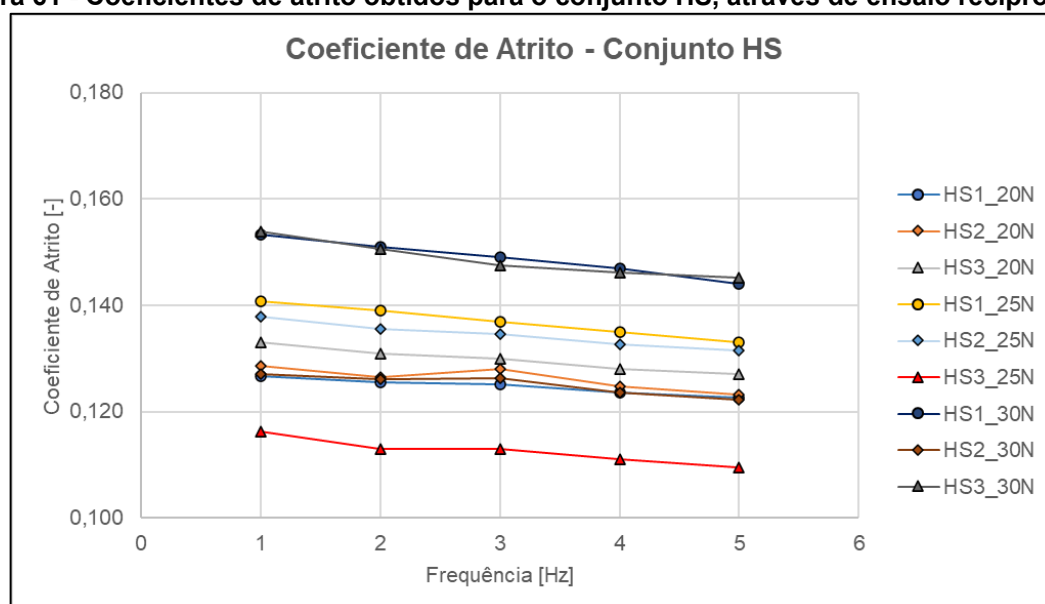
Frequência [Hz]	Média	Desvio	Média	Desvio	Média	Desvio
	Cilindro 1	Padrão Cilindro 1	Cilindro 2	Padrão Cilindro 2	Cilindro 3	Padrão Cilindro 3
1	0,129	0,012	0,138	0,005	0,127	0,016
2	0,127	0,006	0,136	0,001	0,126	0,018
3	0,128	0,002	0,135	0,002	0,126	0,013
4	0,125	0,003	0,133	0,001	0,124	0,004
5	0,123	0,002	0,131	0,003	0,122	0,004

Fonte: Autoria própria

Tabela 36 - Coeficientes de atrito médios obtidos para o conjunto HS, com carga de 30N.

Frequência [Hz]	Média		Desvio		Média		Desvio	
	Cilindro 1	Padrão Cilindro 1	Cilindro 2	Padrão Cilindro 2	Cilindro 3	Padrão Cilindro 3		
1	0,133	0,012	0,116	0,015	0,154	0,010		
2	0,131	0,013	0,113	0,004	0,151	0,002		
3	0,130	0,015	0,113	0,013	0,147	0,005		
4	0,128	0,003	0,111	0,004	0,146	0,002		
5	0,127	0,007	0,109	0,006	0,145	0,003		

Fonte: Autoria própria

Figura 61 - Coeficientes de atrito obtidos para o conjunto HS, através de ensaio reciprocating

Fonte: Autoria própria

Pode-se perceber que há uma tendência de diminuição do coeficiente de atrito com o aumento da frequência. Tal resultado é explicado efeito do parâmetro velocidade (U) sobre a espessura de filme lubrificante. O aumento da espessura de filme lubrificante causa uma diminuição do coeficiente de atrito, caso o regime de lubrificação seja limítrofe ou misto. É mostrado no subitem seguinte que os regimes de lubrificação analisados neste estudo são limítrofes. Dessa forma, o aumento da espessura de filme lubrificante implicará na redução do coeficiente de atrito.

Obteve-se valores de COF para o conjunto LS. As tabelas 37 a 39 mostram os valores de COF obtidos e a figura 62 mostra graficamente os resultados de COF.

Tabela 37 - Coeficientes de atrito médios obtidos para o conjunto LS, com carga de 20N.

Frequência [Hz]	Média		Desvio		Média		Desvio	
	Cilindro 1	Padrão	Cilindro 2	Padrão	Cilindro 3	Padrão	Cilindro 3	
		Cilindro 1		Cilindro 2		Cilindro 3		
1	0,158	0,016	0,129	0,017	0,150	0,019		
2	0,157	0,002	0,127	0,004	0,149	0,003		
3	0,155	0,012	0,127	0,006	0,148	0,011		
4	0,154	0,002	0,125	0,003	0,146	0,006		
5	0,153	0,007	0,123	0,011	0,144	0,007		

Fonte: Autoria própria

Tabela 38 - Coeficientes de atrito médios obtidos para o conjunto LS, com carga de 25N.

Frequência [Hz]	Média		Desvio		Média		Desvio	
	Cilindro 1	Padrão	Cilindro 2	Padrão	Cilindro 3	Padrão	Cilindro 3	
		Cilindro 1		Cilindro 2		Cilindro 3		
1	0,143	0,011	0,126	0,015	0,137	0,007		
2	0,140	0,001	0,125	0,003	0,136	0,003		
3	0,139	0,003	0,124	0,006	0,135	0,008		
4	0,138	0,002	0,123	0,004	0,133	0,005		
5	0,136	0,003	0,122	0,003	0,132	0,008		

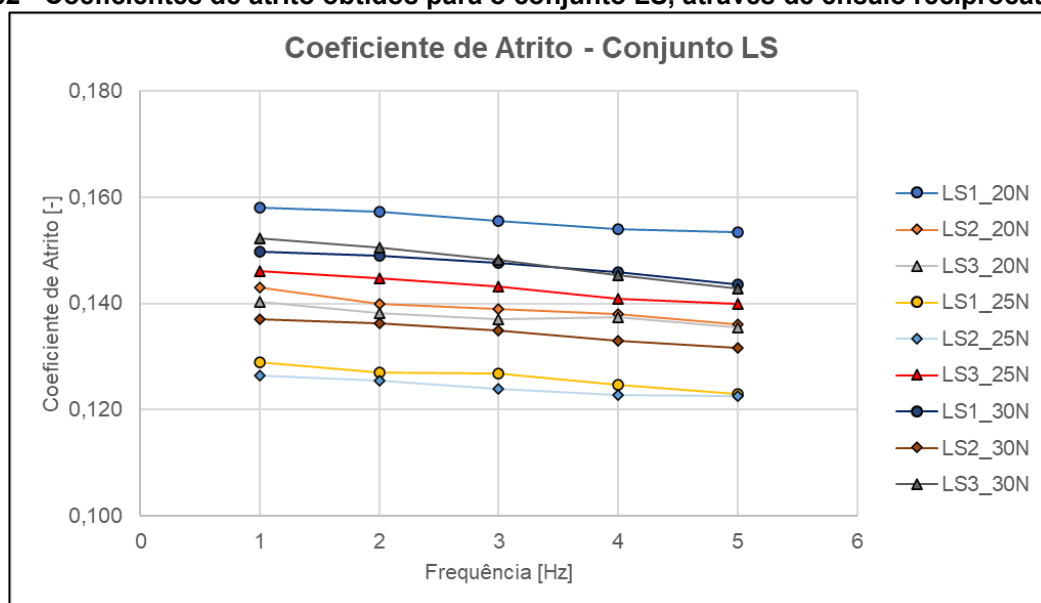
Fonte: Autoria própria

Tabela 39 - Coeficientes de atrito médios obtidos para o conjunto LS, com carga de 30N.

Frequência [Hz]	Média		Desvio		Média		Desvio	
	Cilindro 1	Padrão	Cilindro 2	Padrão	Cilindro 3	Padrão	Cilindro 3	
		Cilindro 1		Cilindro 2		Cilindro 3		
1	0,140	0,013	0,146	0,023	0,152	0,007		
2	0,138	0,002	0,145	0,002	0,150	0,003		
3	0,137	0,002	0,143	0,003	0,148	0,008		
4	0,137	0,011	0,141	0,006	0,145	0,005		
5	0,135	0,008	0,140	0,004	0,143	0,008		

Fonte: Autoria própria

Figura 62 - Coeficientes de atrito obtidos para o conjunto LS, através de ensaio reciprocating



Fonte: Autoria própria

Novamente, observou-se uma tendência de diminuição do coeficiente de atrito com o aumento da frequência e tempo de ensaio. Verificou-se também que os coeficientes de atrito obtidos para os conjuntos LS tenderam a ser maiores que aqueles obtidos para os conjuntos HS. Tal fato pode ser explicado por duas razões pela maior viscosidade do lubrificante SAE 15w40 em comparação ao SAE 0w30. Fluidos lubrificantes com maior viscosidade tendem a apresentar maior resistência ao cisalhamento que lubrificantes com menor viscosidade. Tal fato pode se refletir no coeficiente de atrito do tribossistema. Outro fator a ser observado é que a diferença de COFs entre cilindros é maior que a diferença de COFs entre cargas. Isso pode ser explicado pela variação de carga ser relativamente pequena (20 a 30N). Enquanto que para a variação de COF entre cilindros alguns fatores podem colaborar para ter uma diferença maior entre cargas, são eles: Diferença de rugosidade, variação de viscosidade e quantidade de lubrificantes empregados nos ensaios e vibração do sistema.

Para fins de cálculo e determinação de qual conjunto apresentou maiores COF, fez-se a média e desvio padrão dos COFs dos cilindros para as suas respectivas cargas. Calculou-se juntamente os resultados de COF dos cilindros 1, 2 e 3, de cada carga, para se chegar a valores médios e de desvios padrões. A tabela 40 mostra os resultados de médias e desvios padrão calculados dos resultados obtidos via ensaio *reciprocating*.

Tabela 40 - Médias e desvios padrão dos coeficientes de atrito para cada carga.
Coeficientes de Atrito Médios e Desvios Padrão

Carga	Conjunto HS		Conjunto LS	
	Média	Desvio Padrão	Média	Desvio Padrão
20	0,137	0,011	0,143	0,013
25	0,129	0,005	0,133	0,007
30	0,130	0,015	0,143	0,005

Fonte: Autoria própria

4.3.2 Cálculo de Espessura de Filme Lubrificante e Regimes de Lubrificação

Fez-se o cálculo de espessura de filme lubrificante utilizando como base os conceitos e equações mostradas no subitem 3.2.9. Fez-se os algoritmos em MatLab para a dinâmica de motor em dinamômetro e em tribômetro. Os resultados obtidos de espessura específica de filme lubrificante (λ), para a dinâmica de motor em dinamômetro, são mostrados nas tabelas 41 e 42. Calculou-se também a formação de filme específico em rotação de 3500 rpm, rotação de maior torque do motor e carga no anel raspador. O algoritmo que foi usado para calcular a espessura de filme lubrificante para o motor em dinamômetro a frio estão nos anexos C e D, que são algoritmos utilizados nos conjuntos HS e LS, respectivamente.

Tabela 41 - Espessuras específicas de filme lubrificante para o motor HS em dinamômetro a frio

Espessura Específica de Filme Lubrificante – Motor HS			
Rotação	Cilindro 1	Cilindro 2	Cilindro 3
120	0,076	0,078	0,078
1200	0,400	0,410	0,407
3500	0,843	0,864	0,859

Fonte: Autoria própria

Tabela 42 - Espessuras específicas de filme lubrificante para o motor LS em dinamômetro a frio

Espessura Específica de Filme Lubrificante – Motor LS			
Rotação	Cilindro 1	Cilindro 2	Cilindro 3
120	0,160	0,164	0,165
1200	0,837	0,856	0,862
3500	1,764	1,803	1,816

Fonte: Autoria própria

Pode-se observar nas tabelas acima que o conjunto LS apresentou maiores espessuras de filme lubrificante em relação ao conjunto HS. Esse fato é devido à maior viscosidade dinâmica do lubrificante SAE 15w40 quando comparado ao lubrificante SAE 0w30. Outro fato constatado é que as espessuras de filme lubrificante, em teste de dinamômetro, indicam regimes de lubrificação limítrofe. Caso o dinamômetro a frio testasse em 3500 rpm, seria registrado um regime de lubrificação misto para o conjunto LS.

Analogamente, fez-se o cálculo da espessura de filme lubrificante para a dinâmica de tribômetro *reciprocating*. As tabelas 43 e 44 mostram os resultados obtidos para a espessura específica de filme lubrificante para os ensaios *reciprocating*. Os algoritmos utilizados para calcular a espessura específica de filme lubrificante para o tribômetro *reciprocating* estão nos anexos E e F, para os conjuntos HS e LS respectivamente.

Tabela 43 - Espessuras específicas de filme lubrificante para o motor LS em tribômetro *reciprocating*

Frequência [Hz]	Espessura Específica de Filme Lubrificante [-] - Conjunto HS								
	Cilindro 1 Cargas [N]			Cilindro 2 Cargas [N]			Cilindro 3 Cargas [N]		
	20	25	30	20	25	30	20	25	30
1	0,0071	0,0069	0,0068	0,0073	0,0072	0,0071	0,0072	0,0071	0,0070
2	0,0117	0,0115	0,0113	0,0120	0,0119	0,0117	0,0120	0,0117	0,0115
3	0,0158	0,0154	0,0152	0,0162	0,0159	0,0158	0,0161	0,0157	0,0155
4	0,0194	0,0190	0,0188	0,0199	0,0196	0,0193	0,0198	0,0194	0,0191
5	0,0229	0,0227	0,0219	0,0234	0,0230	0,0226	0,0233	0,0228	0,0224

Fonte: Autoria própria

Tabela 44 - Espessuras específicas de filme lubrificante para o motor LS em tribômetro *reciprocating*

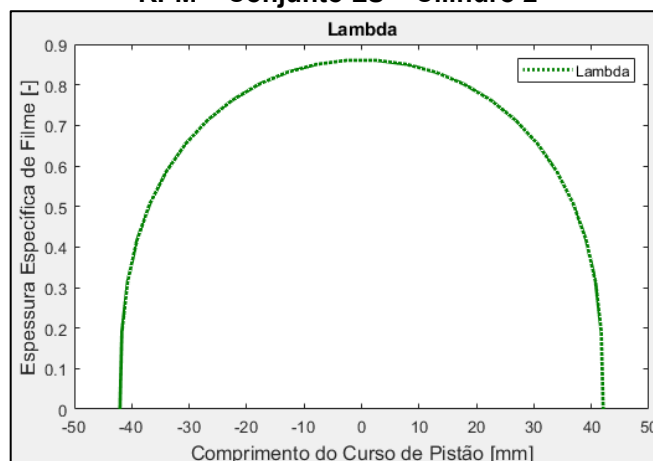
Frequência [Hz]	Espessura Específica de Filme Lubrificante [-] - Conjunto LS								
	Cilindro 1			Cilindro 2			Cilindro 3		
	Cargas [N]			Cargas [N]			Cargas [N]		
	20	25	30	20	25	30	20	25	30
1	0,0149	0,0146	0,0143	0,0152	0,0149	0,0146	0,0155	0,0152	0,0150
2	0,0246	0,0241	0,0237	0,0251	0,0246	0,0242	0,0253	0,0251	0,0249
3	0,0330	0,0324	0,0318	0,0337	0,0331	0,0325	0,0339	0,0335	0,0332
4	0,0407	0,0399	0,0392	0,0416	0,0408	0,0401	0,0419	0,0417	0,0415
5	0,0479	0,0469	0,0461	0,0489	0,0479	0,0471	0,0492	0,0488	0,0485

Fonte: Autoria própria

Pode-se notar que no ensaio *reciprocating* o regime de lubrificação foi limítrofe, com todos os λ resultantes menores que 1. Tal fato pode ser explicado pelo comprimento da pista de teste ser muito menor da amostra em tribômetro, quando comparado ao comprimento do curso do pistão. Outro fato observado foi que o conjunto LS teve espessuras de filme lubrificante maiores que no conjunto HS, mantendo o mesmo comportamento da dinâmica de teste de motor em dinamômetro a frio. Contudo, o resultado mais importante obtido foi que a frequência, conseqüentemente a velocidade linear do ensaio, teve uma influência maior no aumento da espessura específica de filme lubrificante quando comparada a carga no anel raspador. Dessa forma, tem-se que a variação da carga no anel raspador possui menor importância na variação de λ para a metodologia aplicada.

O algoritmo de cálculo de λ também proporcionou gráficos de espessura específica de filme lubrificante variando com o deslocamento e velocidade do pistão / suporte de anel. Com isso é possível mostrar o comportamento de λ em cada posição do motor / amostra durante os testes. A figura 63 mostra a espessura específica de filme em função do comprimento do curso do pistão, para o conjunto LS na dinâmica de teste em dinamômetro a frio, em 120 rpm.

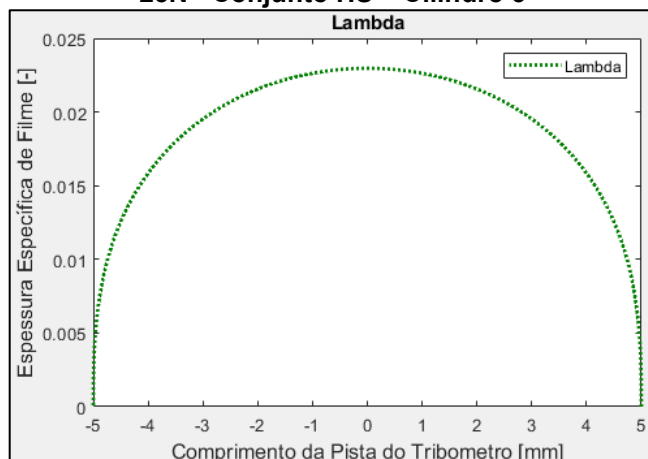
Figura 63 - Espessura específica de filme lubrificante em função do curso de pistão – 1200 RPM – Conjunto LS – Cilindro 2



Fonte: Autoria própria

Esse gráfico também foi implementado para a dinâmica de tribômetro *reciprocating*. A figura 64 mostra λ em função do curso de pistão, para o ensaio *reciprocating* com frequência de 5Hz, com carga de 30N.

Figura 64 - Espessura específica de filme lubrificante em função da pista do tribômetro– 5 Hz – 25N - Conjunto HS – Cilindro 3

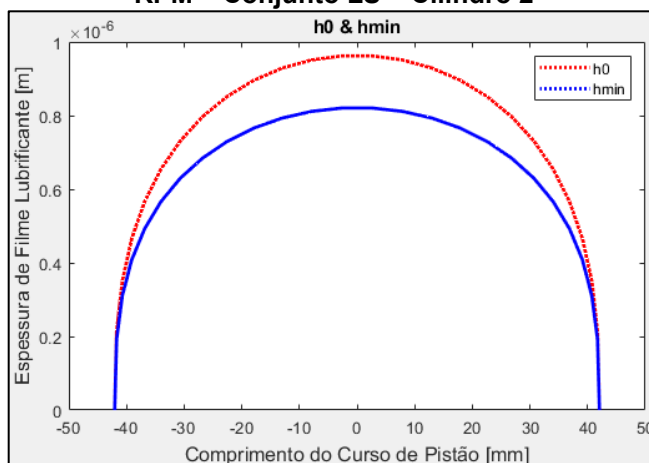


Fonte: Autoria própria

Outra implementação do algoritmo foi gerar gráficos de espessura de filme mínima e no centro do contato. Com tal gráfico é possível ter ideia de como essas espessuras se comportam em função do curso de pistão e da amostra em *reciprocating*. Outro fator importante é que essas espessuras de filme são medidas em unidade de comprimento, no caso metros. Ao contrário da espessura específica de filme lubrificante (λ), que é adimensional. As figuras 65 e 66 mostram os gráficos

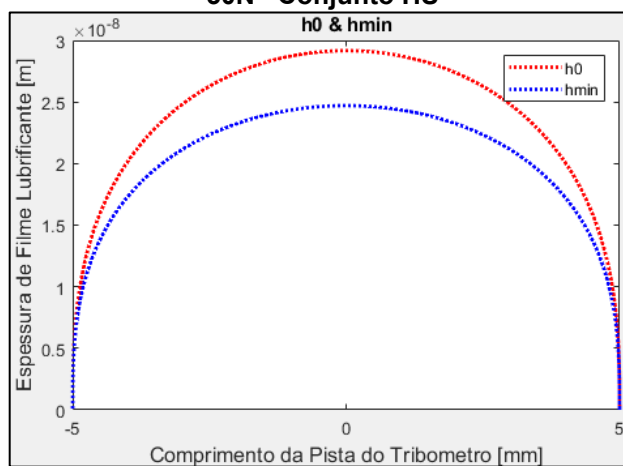
obtidos para espessura mínima de filme lubrificante (h_{\min}) e a espessura de filme lubrificante no centro de contato. (h_0). Os gráficos mostram essas espessuras para a dinâmica de motor em dinamômetro para o conjunto LS e para a dinâmica de tribômetro para o conjunto HS, respectivamente.

Figura 65 - Espessura específica de filme lubrificante em função do curso do pistão – 1200 RPM – Conjunto LS – Cilindro 2



Fonte: Autoria própria

Figura 66 - Espessura específica de filme lubrificante em função da pista do tribômetro –5Hz – 30N– Conjunto HS



Fonte: Autoria própria

5 DISCUSSÕES

5.1 TESTES DE HIPÓTESES

É necessário saber se os resultados são similarmente estatísticos. Para tanto, deve-se saber o resultado que se deve esperar. As variações a serem analisadas são a variação entre cilindros e a variação entre cargas. Para analisar essas variações escolheu-se a frequência de 5Hz, pois é a frequência ensaiada que possui velocidade linear mais próxima do dinamômetro a frio. As seguintes hipóteses foram testadas:

Variação de COF com mudança de rugosidade: Os ensaios foram feitos em cada camisa diferente de cilindro para obtenção de coeficientes de atrito. Espera-se a variação de COF para os ensaios de 5Hz, sob a mesma carga, para os diferentes cilindros. Essa variação de COF é esperada pela variação de rugosidade. A variação de rugosidade influencia na mudança do tribossistema. Como pode ser visto para o cálculo da espessura de filme lubrificante, a rugosidade tem influência na variação dos λ calculados.

Variação de COF com mudança de carga: Pelas leis do atrito, tem-se que a força normal é proporcional à força de atrito do sistema. Em atritos lubrificadas de regime de lubrificação limítrofe, tem-se que não há formação de filme lubrificante e as superfícies são as responsáveis pela dinâmica do coeficiente de atrito. Por essa razão, espera-se uma menor variabilidade dos COFs com a variação de carga. Entretanto, o efeito da variação de coeficiente de atrito com mudanças de cargas foi verificado por Ahmed Ali *et al* (2018). Os autores avaliaram que o aumento de cargas em testes *reciprocating* causava uma variação dos coeficientes de atrito médio obtidos. Essa variação foi creditada à grandes tensões de contato entre as microrrugosidades, acompanhadas por deformação plástica da superfície. Conforme mostrado no subitem 1.5.3 e com as hipóteses de Ahmed Ali *et al* (2018), tem-se que as tensões de contato podem fraturar ou esmagar as asperezas da superfície, mudando assim a rugosidade. Essa mudança de rugosidade afeta os resultados de COFs médios pois tem-se uma alteração da superfície, e conseqüentemente, do tribossistema. Como esse trabalho possui uma variação pequena e em cargas menores que as utilizadas por Ahmed Ali

et al (2018), a expectativa é de que não se verifique variabilidade entre COFs com a variação de carga.

5.1.1 Variação de Rugosidades

A primeira comparação foi entre os resultados médios de COFs e intervalo de confiança. Esse primeiro teste de hipóteses foi feito para verificar se há variabilidade entre os resultados entre cilindros. Foram comparadas as médias com limites superior e inferior de variância, baseados em um intervalo de confiança de 95%, entre cilindros testados em uma mesma carga. O objetivo dessa comparação foi avaliar se há a variabilidade entre os COFs médios em cada corpo de prova quando testados sob a mesma carga. As tabelas 45 a 47 mostram as médias de COF, que foram utilizadas pois houve apenas um ensaio em cada condição.

Tabela 45 - Comparação de médias de COF medido durante ensaio *reciprocating* sob a carga de 20N para o conjunto HS

Frequência [Hz]	Corpo de Prova 1	Corpo de Prova 2	Corpo de Prova 3
	Média		
5	0,123	0,133	0,144

Fonte: Autoria Própria

Tabela 46 - Comparação de médias de COF medido durante ensaio *reciprocating* sob a carga de 20N para o conjunto HS

Frequência [Hz]	Corpo de Prova 1	Corpo de Prova 2	Corpo de Prova 3
	Média		
5	0,123	0,131	0,122

Fonte: Autoria Própria

Tabela 47 - Comparação de médias de COF medido durante ensaio *reciprocating* sob a carga de 30N para o conjunto HS

Frequência [Hz]	Corpo de Prova 1	Corpo de Prova 2	Corpo de Prova 3
	Média		
5	0,127	0,109	0,145

Fonte: Autoria Própria

Observou grandes diferenças entre médias de COF, exceto para os corpos de prova 1 e 3 em teste a 25N. Logo, tem-se que houve variação de COF para praticamente todos os corpos de prova sob ensaios em carga constante.

Analogamente ao que foi feito para o conjunto HS, fez o mesmo comparativo estatístico para o conjunto LS. As tabelas 48 a 50 mostram os COFs médios com variação de corpo de prova para ensaios sob a mesma carga para o conjunto LS.

Tabela 48 - Comparação de médias de COF medido durante ensaio *reciprocating* sob a carga de 20N para o conjunto LS

Frequência [Hz]	Corpo de Prova 1	Corpo de Prova 2	Corpo de Prova 3
	Média		
5	0,153	0,123	0,144

Fonte: Autoria Própria

Tabela 49 - Comparação de médias de COF medido durante ensaio *reciprocating* sob a carga de 25N para o conjunto LS

Frequência [Hz]	Corpo de Prova 1	Corpo de Prova 2	Corpo de Prova 3
	Média		
5	0,136	0,122	0,132

Fonte: Autoria Própria

Tabela 50 - Comparação de médias de COF medido durante ensaio *reciprocating* sob a carga de 30N para o conjunto LS

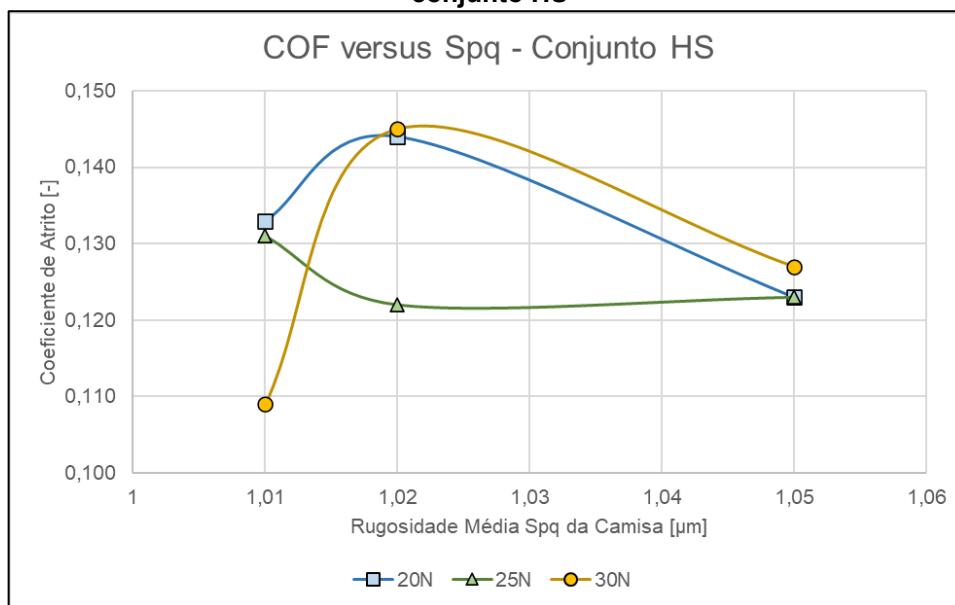
Frequência [Hz]	Corpo de Prova 1	Corpo de Prova 2	Corpo de Prova 3
	Média		
5	0,135	0,140	0,143

Fonte: Autoria Própria

Observou-se uma variação menor no conjunto LS quando comparado ao conjunto HS, também se constatou que para as cargas de 25 e 30N tiveram dois casos de variação de COF na casa dos milésimos, indicando uma condição de ensaio mais constante.

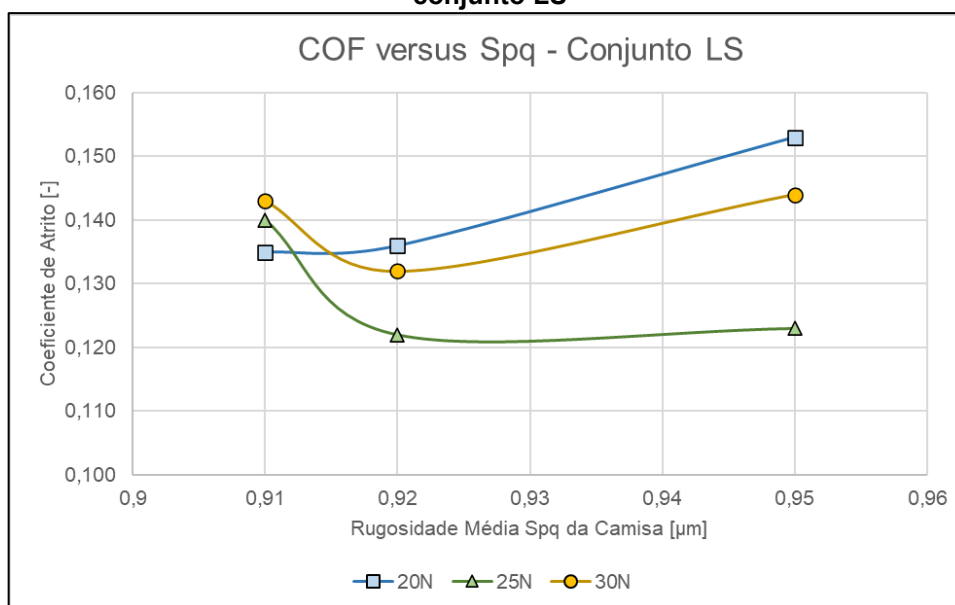
Fez-se a relação entre COFs medidos em relação à rugosidade Spq correspondente ao cilindro do corpo de prova. O objetivo é verificar alguma tendência de aumento/diminuição do COF medido com a variação da rugosidade Spq média de cada cilindro de onde foram retirados os corpos de prova. As figuras 67 e 68 mostram a variação de COF em relação a variação de Spq para os conjuntos HS e LS. Utilizou-se as rugosidades médias Spq de cada cilindro, apresentados na subseção 3.1 deste trabalho, para os respectivos corpos de prova.

Figura 67 - Comportamento COF versus rugosidade Spq média de cada corpo de prova para o conjunto HS



Fonte: Autoria própria

Figura 68 - Comportamento COF versus rugosidade Spq média de cada corpo de prova para o conjunto LS



Fonte: Autoria própria

É possível observar uma certa tendência no aumento do COF com o aumento de rugosidade Spq 0,92µm para 0,95 µm no conjunto LS. Contudo, é uma variação considerável quando comparado a mudança de rugosidade, que se encontra no centésimo de micrometro. O comportamento aleatório do coeficiente de atrito com a

variação de Spq para o conjunto HS e de 0,91µm para 0,92 µm para o conjunto LS indica que a variação de rugosidade não apresentou influência significativa na variação de COF nesse estudo. A variação de COF para os corpos de prova pode ser creditada aos seguintes fatores:

- Vibração no tribômetro;
- Montagem dos corpos de prova;
- Quantidade de lubrificante utilizada no porta-amostra;
- Variação de temperatura no dia (temperatura ambiente);

5.1.2 Variação entre Cargas

Além da variação de rugosidade, deve-se comparar o efeito de variação de cargas nos COFs médios. Verificou-se que a variação de rugosidade não possui influência significativa para a variação dos COFs médios. Logo, a próxima análise é a análise de COFs médios com a variação de cargas. As tabelas 51 a 53 mostram os COFs médios para as respectivas cargas.

Tabela 51 - Comparação de médias de COF medido durante ensaio *reciprocating* para diferentes cargas para corpos de prova do cilindro 1 para o conjunto HS

Frequência [Hz]	20N	25N	30N
	Média		
5	0,123	0,123	0,140

Fonte: Autoria Própria

Tabela 52 - Comparação de médias de COF medido durante ensaio *reciprocating* para diferentes cargas para corpos de prova do cilindro 2 para o conjunto HS

Frequência [Hz]	20N	25N	30N
	Média		
5	0,137	0,131	0,109

Fonte: Autoria Própria

Tabela 53 - Comparação de médias de COF medido durante ensaio *reciprocating* para diferentes cargas para corpos de prova do cilindro 3 para o conjunto HS

Frequência [Hz]	20N	25N	30N
	Média		
5	0,148	0,122	0,145

Fonte: Autoria Própria

Analogamente ao que foi feito para o conjunto HS, fez o mesmo para o conjunto LS para verificar a variação de COF médio entre os coeficientes de atrito. Os resultados são descritos nas tabelas 54 a 56.

Tabela 54 - Comparação de médias de COF medido durante ensaio *reciprocating* para diferentes cargas para corpos de prova do cilindro 1 para o conjunto LS

Frequência [Hz]	20N	25N	30N
	Média		
5	0,153	0,141	0,135

Fonte: Autoria Própria

Tabela 55 - Comparação de médias de COF medido durante ensaio *reciprocating* para diferentes cargas para corpos de prova do cilindro 2 para o conjunto LS

Frequência [Hz]	20N	25N	30N
	Média		
5	0,123	0,122	0,140

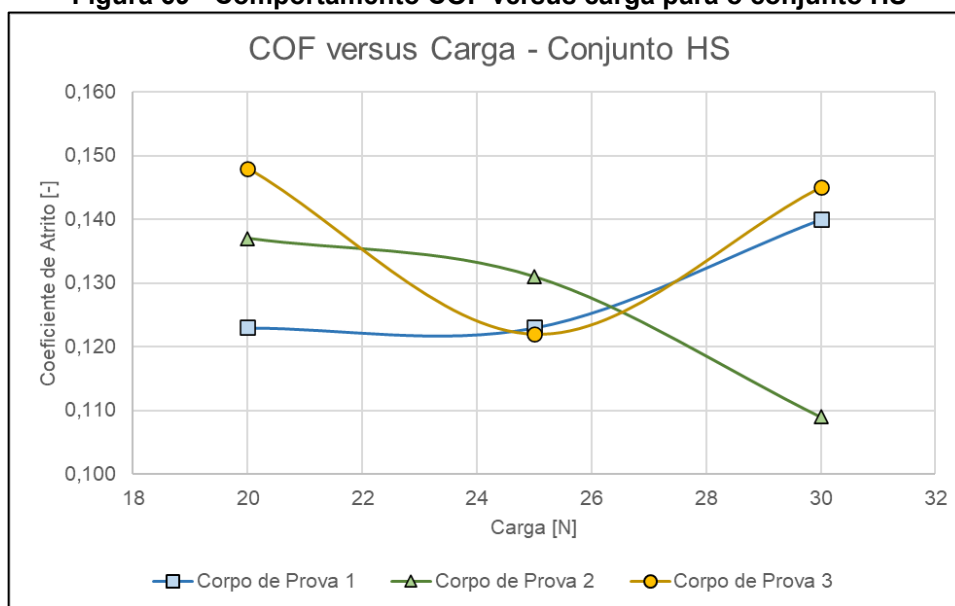
Fonte: Autoria Própria

Tabela 56 - Comparação de médias de COF medido durante ensaio *reciprocating* para diferentes cargas para corpos de prova do cilindro 3 para o conjunto LS

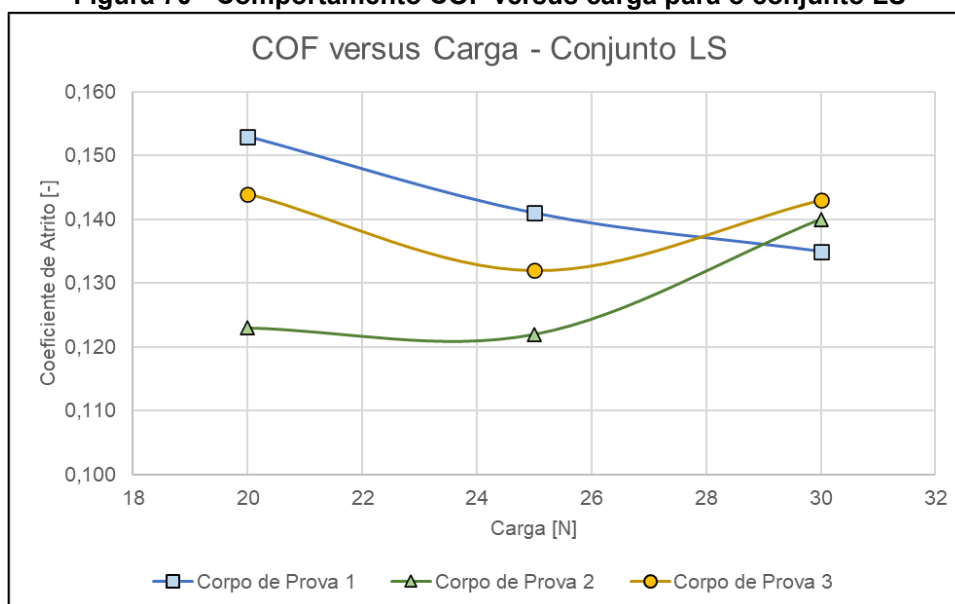
Frequência [Hz]	20N	25N	30N
	Média		
5	0,144	0,132	0,143

Fonte: Autoria Própria

Analisou-se a relação entre COFs medidos em relação à variação de carga do anel raspador. O objetivo é verificar alguma tendência de diminuição do COF medido com a variação da carga. As figuras 69 e 70 mostram a variação de COF em relação a variação de carga para os conjuntos HS e LS.

Figura 69 - Comportamento COF versus carga para o conjunto HS

Fonte: Autoria própria

Figura 70 - Comportamento COF versus carga para o conjunto LS

Fonte: Autoria Própria

Verificou-se uma tendência de os COFs médios permanecerem constantes com a variação de carga. Com exceção do corpo de prova 1 do conjunto LS, os demais corpos de prova apresentaram dois pontos de COFs médios muito próximos e até iguais, como o caso do corpo de prova 1 do conjunto HS. Novamente, pode-se supor que a variação aleatória de alguns COFs médios pode ser creditada aos fatores

descritos no subitem 5.1.1, indicando incerteza de medição do equipamento devido a montagem do corpo de prova, quantidade de lubrificante utilizada, temperatura, etc.

Ahmed Ali *et al* (2018) tiveram variação significativa dos COFs médios em seus estudos. Contudo, esses autores trabalharam com uma variação significativa de carga em ensaio *reciprocating* de 30 a 150N. Como este estudo possui uma variação de 20 a 30N tem-se que as relativas baixas cargas e consequentes variações da mesma tenderam não influenciar de maneira significativa os COFs médios, tendo a variação aleatória provavelmente como consequência de incerteza de medição do ensaio.

A diminuição do coeficiente de atrito com o aumento da velocidade linear, causando o aumento da espessura de filme lubrificante (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2013). O aumento da espessura de filme lubrificante em regime limítrofe e misto causa a diminuição do coeficiente de atrito. Resultados dos cálculos de espessuras específicas de filmes lubrificantes indicam que o dinamômetro e tribômetro operam em regime de lubrificações limítrofes.

5.2 RELAÇÃO DINAMÔMETRO E TRIBÔMETRO

Assumiu-se os valores presentes na tabela 40 como coeficientes de atrito que seriam verificados no dinamômetro a frio, caso houvesse a medição de atrito em cada cilindro. Com isso, é possível aplicar o polinômio interpolador de Lagrange (PIL). Como as curvas de atrito são construídas com três pontos de pares ordenados conhecidos, será possível construir polinômios de segundo grau.

Utilizando a equação (26) calculou-se os polinômios de segundo grau que compreendem os pares ordenados conhecidos na tabela 40, reapresentada na forma de tabela 57. A carga atua como componente x do par ordenado, enquanto o coeficiente de atrito médio corresponde a componente y do par ordenado.

Tabela 57 - Carga e coeficiente de atrito médio e desvios padrão obtidos via ensaio *reciprocating* – Frequência 5Hz.

Carga [N] (x)	HS		LS	
	Média [-] (y)	Desvio Padrão [-]	Média [-] (y)	Desvio Padrão [-]
20	0,078	0,164	0,163	0,193
25	0,406	0,152	0,852	0,171
30	0,855	0,137	1,794	0,141

Fonte: Autoria própria

Aplicando o PIL para a os pontos do conjunto HS, chegou-se ao seguinte polinômio de segundo grau, mostrado na equação (59).

$$y_{COF-HS} = 0,0004x^2 - 0,0098x + 0,2553 \quad (59)$$

Analogamente o que foi feito para o conjunto HS, aplicou-se o PIL para o conjunto LS, chegando-se ao seguinte polinômio de segundo grau apresentado na equação (60):

$$y_{COF-LS} = 0,0004x^2 - 0,0193x + 0,3723 \quad (60)$$

Com base nas equações (59) e (60), calculou-se os coeficientes de atrito médios para as cargas de teste em dinamômetro a frio. Os resultados obtidos são mostrados na tabela 58.

Tabela 58 - Coeficientes de atrito calculados para condições de ensaio em dinamômetro a frio, temperatura ambiente de 20°C

Rotação [rpm]	Carga [N]	HS	LS
		COF [-]	COF [-]
120	12,55	0,164	0,193
1200	15,25	0,152	0,171
3500	22	0,137	0,141

Fonte: Autoria própria

A tabela 58 mostra que o aumento da rotação causa uma diminuição do coeficiente de atrito. Essa diminuição se dá pois o aumento da velocidade causa o aumento da espessura de filme lubrificante. Como os regimes de lubrificação

observados pelos programas de cálculos se concentram no regime limítrofe e misto, tem-se que até 3500 rpm, o aumento da rotação do motor e velocidade no tribossistema implicará na diminuição do coeficiente de atrito.

5.3 REGIME DE LUBRIFICAÇÃO VERSUS COEFICIENTE DE ATRITO

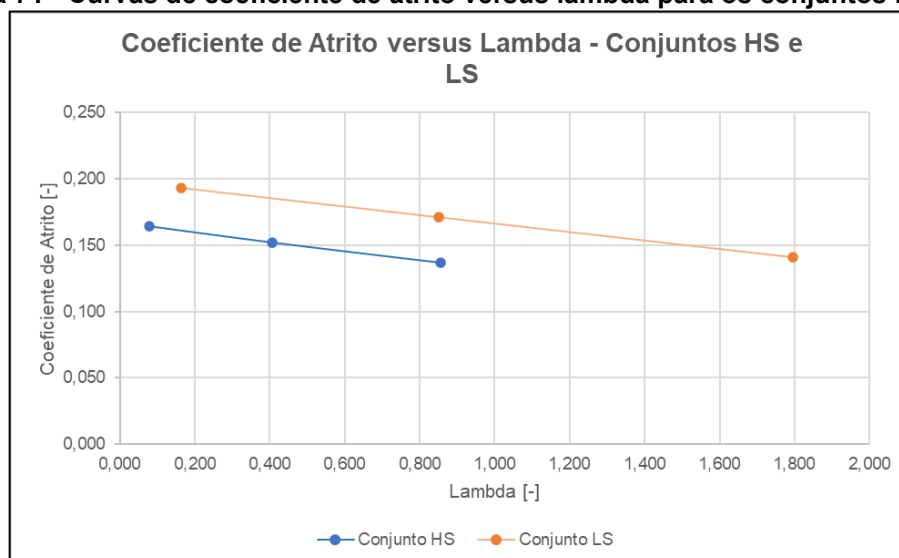
Os resultados presentes no subitem 4.3.2 mostram convergência com o que se calculou no item 5.1. O aumento da espessura específica de filme lubrificante, com a rotação e torque do motor, apresentados nas tabelas 41 a 44, foi acompanhado pela diminuição do coeficiente de atrito, conforme tabela 58. Para mostrar a relação de espessura específica de filme lubrificante com o coeficiente de atrito, fez-se a média dos resultados calculados para cada cilindro nas tabelas 41 e 42 em função da rotação. Essas médias são apresentadas na tabela 59, junto ao respectivo COF, calculado e mostrado na tabela 58.

Tabela 59 - Valores médios de lambda e COF calculados para os conjuntos HS e LS.

Rotação (rpm)	Carga [N]	HS		LS	
		Lambda [-]	COF [-]	Lambda [-]	COF [-]
120	12,55	0,078	0,164	0,163	0,193
1200	15,25	0,406	0,152	0,852	0,171
3500	22	0,855	0,137	1,794	0,141

Fonte: Autoria própria

Figura 71 - Curvas de coeficiente de atrito versus lambda para os conjuntos HS e LS

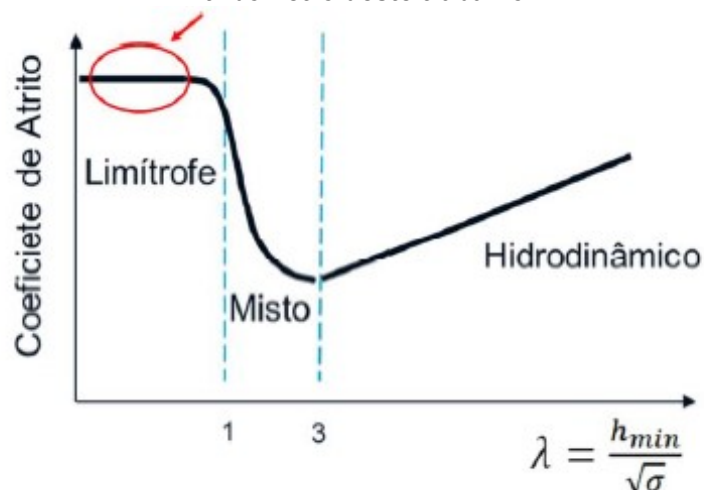


Fonte: Autoria própria

A figura 71 mostra trechos de uma curva de *Stribeck-like*, cuja definição é coeficiente de atrito por espessura específica de filme lubrificante. De acordo com a definição de curva de Stribeck, tem-se que os regimes de lubrificação são limítrofes, com exceção da rotação de 3500rpm para o conjunto LS, que chega a entrar no regime de lubrificação misto. As curvas possuem diferentes COFs para os lambdas de cada conjunto pois há uma diferença de lubrificante entre os tribossistemas. Como o lubrificante do conjunto HS (SAE 0w30) tem uma viscosidade a temperatura ambiente menor que o do conjunto LS (SAE 15w40), tem-se que o lubrificante do conjunto HS possui uma menor resistência ao cisalhamento que o lubrificante do conjunto LS. Por essa razão, tem-se uma diferença entre coeficientes de atrito em função da diferença de lubrificante.

Pode-se notar que há uma diminuição dos COFs com o aumento de Lambda, o que é coerente com a definição de curva de Stribeck, como pode ser vista na figura 72. Essa discussão valida a metodologia empregada e os resultados obtidos nos ensaios e cálculos.

Figura 72 - Curva de Stribeck indicando os regimes de lubrificação do dinamômetro e tribômetro deste trabalho



Fonte: Fernandes, 2018; adaptado e traduzido de Spikes, 2004.

Os resultados obtidos nos ensaios e cálculos mostram que é possível correlacionar os resultados obtidos em laboratório e linha de produção. Uma das grandes vantagens da metodologia aplicada é que ela pode ser empregada para dinamometria com combustão de motor (ou dinamometria a quente). Adicionando a

variável da temperatura e o seu controle pode-se trazer para o laboratório uma condição de ensaio em *reciprocating* baseado em dinamômetro de motores com combustão. A metodologia testada nesse estudo pode ser expandida também para o controle de filme lubrificante durante o ensaio. Esse controle pode ser baseado em controle estatístico de processo no qual os pontos obtidos para a espessura de filme lubrificante devem estar numa faixa de operação. Caso a espessura de filme comece a divergir do comportamento esperado, ter-se-ia um indicativo de anomalia no dinamômetro a frio. Logo, é possível implementar o algoritmo desse trabalho para manutenção preditiva do equipamento localizado em linha de produção.

6 CONCLUSÕES

Foi possível obter algumas conclusões nesse trabalho. Estão listadas na sequência.

Sobre a caracterização dos materiais e superfícies, conclui-se que:

- As camisas de ferro fundido cinzento dos blocos HS e LS possuem morfologia similar, com matriz ferrítica perlita muito fina, com grafitas lamelares do tipo B;
- As análises de microdureza das camisas corroboram o tipo de material usado, segundo o fornecedor;
- As análises de microdureza dos anéis raspadores corroboram que os tratamentos de superfície foram feitos, resultando em microdurezas acima de 1000HV de média;
- Os parâmetros de rugosidade analisados na interferometria indicaram que os parâmetros funcionais de rugosidade são estatisticamente iguais, com algumas diferenças mínimas, tanto de camisas quanto de anéis;
- Os parâmetros que puderam ser confiabilizados estatisticamente pela metodologia usada foram: Sa, Sq, Sk, Smr1, Smr2 e Spq para as camisas e Sa, Sq, Sk, Smr1 e Smr2 para os anéis

A análise de força e torque via dinamômetro mostrou que:

- O torque e a carga no motor LS varia mais, tendo o menor torque para baixa rotação e maior torque em alta rotação que o motor HS;
- O torque do dinamômetro no motor HS possui menor diferenças entre as distribuições normais, indicando condições de funcionamento mais constantes;
- Foi possível calcular, através do polinômio interpolador de Lagrange, as equações polinomiais que regem as cargas nos anéis raspadores, embora sendo de primeiro grau, e a curva de torque dos motores HS e LS. Contudo,

essas equações são válidas apenas até o ponto de torque máximo dos motores.

As conclusões sobre coeficiente de atrito e regimes de lubrificação foram:

- O ensaio *reciprocating* mostrou que a variação da carga sobre o anel raspador tem menor influência na diminuição do coeficiente de atrito do tribossistema quando comparada à variação de velocidade linear.
- O conjunto LS apresentou maiores coeficientes de atrito médio que o conjunto HS nas cargas de 20 e 25N. Os dois conjuntos possuem coeficiente de atrito estatisticamente igual em carga de 30N
- A variação de rugosidades, através da variação de cilindros durante os testes nos comparativos estatísticos entre os resultados obtidos para os diversos cilindros, e a variação de cargas no anel raspador, através do comparativo estatístico entre os resultados obtidos para as cargas, influenciam na variação do coeficiente de atrito;
- Através do polinômio interpolador de Lagrange foi possível calcular as equações polinomiais de segundo grau que regem as curvas de atrito dos conjuntos HS e LS.
- Devido a literatura empregada e os resultados obtidos, foi possível relacionar de maneira diretamente proporcional o comportamento do dinamômetro a frio e do tribômetro *reciprocating*.
- O algoritmo utilizado para as simulações de comportamento de espessura específica de filme lubrificante, baseado nas equações da mecânica do contato, foi satisfatório em calcular as espessuras de filme para as dinâmicas de dinamômetro a frio e *reciprocating*. Bem como afirmar quais os seus regimes de lubrificação.
- Nas condições em que opera, o dinamômetro a frio trabalha no regime de lubrificação limítrofe, com uma maior espessura de filme lubrificante para o conjunto LS quando comparado ao conjunto HS.
- Comportamento análogo das espessuras de filme para o dinamômetro a frio foi verificado para o tribômetro *reciprocating*. O conjunto LS apresentou novamente maior espessura de filme lubrificante que o conjunto HS.

- Para a dinâmica de dinamômetro a frio, calculou-se a maior rotação possível, que entregaria maior torque e conseqüentemente carga no anel. Verificou-se que caso o dinamômetro testasse na rotação de 3500 rpm, o conjunto LS atingiria o regime de lubrificação misto para o tribossistema anel de pistão / lubrificante / camisa. O conjunto HS continuaria no regime de lubrificação limítrofe.
- Foi possível desenhar uma curva *Stribeck-like* para verificação dos coeficientes de atrito para a dinâmica dinamômetro a frio. Verificou-se que o aumento do regime de lubrificação até λ 1,4 causava a diminuição do coeficiente de atrito. Isso é mais uma evidência de que o modelo foi aplicado corretamente.
- Os algoritmos mostraram que a velocidade linear do pistão, influenciado pela rotação do motor, possui grande influência na formação de filme específico de lubrificante, indicando que maiores velocidades são uma boa maneira de se chegar a regimes de lubrificação que possuem menores coeficientes de atrito;
- O lubrificante SAE 15w40 apresenta maiores espessuras específicas de filme lubrificante que o lubrificante SAE 0w30 em temperatura ambiente. Tal motivo se deve a maior viscosidade em temperatura ambiente, visto que o Lubrificante SAE 0w30 é mais usado pela indústria automotiva em motores downsizing, que atingem temperaturas maiores.
- Foi possível a criação de um método empírico, através da relação do algoritmo de solução analítica e dos resultados em ensaio *reciprocating*, que auxilia na definição de coeficientes de atrito e regimes de lubrificação para o tribossistema estudado.
- A redução de coeficiente de atrito com o aumento da velocidade, causada pelo aumento da espessura de filme, mostrou-se verdadeira com base na literatura e nos cálculos de espessura de filme lubrificante. Os regimes de lubrificação limítrofe/misto, somado à literatura corroboram os resultados obtidos para os coeficientes de atrito e suas variações.

7 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

Algumas sugestões de trabalhos futuros são propostas nesta seção, são elas:

- Utilização do algoritmo feito nesse trabalho para uso em software de cálculo para controle do dinamômetro a frio e entregar a Renault do Brasil.
- Aumentar a confiabilidade estatística e diminuição da incerteza de medição dos parâmetros de microrrugosidade e de microdureza.
- Implementar em software de monitoramento o algoritmo proposto para calcular espessuras de filme lubrificante com o intuito de identificar falhas no dinamômetro a frio que causem variações inesperadas, seguindo a metodologia de manutenção preditiva.
- Desenvolver um trabalho levando em conta variação de temperatura como efeito de combustão e expandir o algoritmo para dinamômetros a quente.

REFERÊNCIAS

ASM Metals Handbook. Friction, lubrication and wear technology. 1992.

AHMED ALI, Mohamed Kamal et al. Novel approach of the graphene nanolubricant for energy saving via anti-friction/wear in automobile engines. **Tribology International**, v. 124, p. 209-229, 2018.

AHMED ALI, Mohamed Kamal et al. Friction and wear reduction mechanisms of the reciprocating contact interfaces using nanolubricant under different loads and speeds. **Journal of Tribology**, v. 140, n. 5, 2018.

ALI, Mohamed Kamal Ahmed et al. Novel approach of the graphene nanolubricant for energy saving via anti-friction/wear in automobile engines. **Tribology International**, v. 124, p. 209-229, 2018.

AKALIN, Ozgen; NEWAZ, Golam M. Piston ring-cylinder bore friction modeling in mixed lubrication regime: part I—analytical results. **J. Trib.**, v. 123, n. 1, p. 211-218, 2001.

ARCHARD, J. F. Surface topography and tribology. **Tribology**, v. 7, n. 5, p. 213-220, 1974.

ASANO, Claudio Hirofume; COLLI, Eduardo. Cálculo Numérico-Fundamentos e Aplicações. **Departamento de Matemática Aplicada, IME-USP**, v. 15, 2009.

BARARI, Ahmad. Inspection of the machined surfaces using manufacturing data. **Journal of Manufacturing Systems**, v. 32, n. 1, p. 107-113, 2013.

BACHCHHAV, Bhanudas; BAGCHI, Harijan. Effect of surface roughness on friction and lubrication regimes. **Materials Today: Proceedings**, 2020.

BAYER, Raymond George. Mechanical wear prediction and prevention. **Marcel! Dekker, Inc, P. O. Box 5005, Monticello, NY 12701-5185, USA, 1994. 657**, 1994.

Hybrid cars: Where do they perform most efficiently?. **BBC**, 2014. Disponível em: <<https://www.bbc.com/future/article/20140414-where-hybrid-cars-perform-best>> Acesso em: 8 jan, 2020.

BLAU, Peter J. Friction and wear transitions of materials. 1989.

BMW to cut engine range, and V8 is in danger too. **BWM**, 2020. Disponível em: <<https://www.iol.co.za/motoring/industrynews/bmw-to-cut-engine-range-and-v8-is-in-danger-too-40256103>> Acesso em: 08 jan, 2020.

BOWDEN, Frank Philip; BOWDEN, Frank Philip; TABOR, David. **The friction and lubrication of solids**. Oxford university press, 2001.

BUCKLEY, Donald H. **Surface effects in adhesion, friction, wear, and lubrication**.

CZICHOS, Horst. **Tribology: a systems approach to the science and technology of friction, lubrication, and wear**. Elsevier, 2009.

NORMA, D.I.N. 50320: análise sistemática dos processos de desgaste. **Classificação dos fenômenos de desgaste. Metalurgia e Materiais**, v. 53, p. 619-622, 1997.

DUAN, Chunzheng et al. Modeling of white layer thickness in high-speed machining of hardened steel based on phase transformation mechanism. **The International Journal of Advanced Manufacturing Technology**, v. 69, n. 1-4, p. 59-70, 2013.

DIABY, Moussa et al. Understanding carbonaceous deposit formation resulting from engine oil degradation. **Carbon**, v. 47, n. 2, p. 355-366, 2009.

DIMKOVSKI, Zlate et al. Optimization of cylinder liner surface finish by slide honing. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture**, v. 226, n. 4, p. 575-584, 2012.

DOUGLAS, R. M.; STEEL, J. A.; REUBEN, R. L. A study of the tribological behaviour of piston ring/cylinder liner interaction in diesel engines using acoustic emission. **Tribology international**, v. 39, n. 12, p. 1634-1642, 2006.

DO VALE, João Luiz et al. Comparison of scratch resistance of lamellar and compacted graphite irons used in cylinder liners. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, v. 39, n. 10, p. 3981-3988, 2017.

EL-TAYEB, N. S. M.; LOW, K. O.; BREVERN, P. V. Enhancement of surface quality and tribological properties using ball burnishing process. **Machining Science and Technology**, v. 12, n. 2, p. 234-248, 2008.

Brazilian official: Flex fuel hybrid vehicles are the future. **EPM** 2019. Disponível em: <<http://ethanolproducer.com/articles/16624/brazilian-official-flex-fuel-hybrid-vehicles-are-the-future/>> Acesso em: 08 jan, 2020.

EUR 15178N. 1993. The development of methods for the characterisation of roughness in three dimensions. Stout, Sullivan, Dong, Mainsah, Luo, Mathia, Zahouani: **Commission of the European Communities. Luxembourg**, v.130, 1993.

ERDEMIR, Ali. Review of engineered tribological interfaces for improved boundary lubrication. **Tribology International**, v. 38, n. 3, p. 249-256, 2005.

FERNANDES, William Hebert de Campos et al. **Avaliação tribológica do sistema anel-camisa utilizando componentes novos e usados**. 2018. Dissertação de Mestrado. Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

FERREIRA, Rita et al. Tribological solutions for engine piston ring surfaces: an overview on the materials and manufacturing. **Materials and Manufacturing Processes**, v. 35, n. 5, p. 498-520, 2020.

FRIEDRICH, C. et al. PVD CrxN coatings for tribological application on piston rings. **Surface and Coatings Technology**, v. 97, n. 1-3, p. 661-668, 1997.

GARCIA, MARCOS B. Características do desgaste de anéis de pistão com diferentes tecnologias de tratamentos superficiais. 2003.

GRABON, Wieslaw et al. Improving tribological behaviour of piston ring–cylinder liner frictional pair by liner surface texturing. **Tribology International**, v. 61, p. 102-108, 2013.

GUESSER, Wilson Luiz. **Propriedades mecânicas dos ferros fundidos**. Editora Blucher, 2019.

GUO, Zhiwei et al. Study on influence of cylinder liner surface texture on lubrication performance for cylinder liner–piston ring components. **Tribology Letters**, v. 51, n. 1, p. 9-23, 2013.

HERBST-DEDERICHS, Christian. **Thermally applied coating of mechanically alloyed powders for piston rings**. U.S. Patent n. 6,887,585, 3 maio 2005.

HEYWOOD, John B. Combustion engine fundamentals. 1ª Edição. **Estados Unidos**, 1988.

HOLMBERG, Kenneth; ANDERSSON, Peter; ERDEMIR, Ali. Global energy consumption due to friction in passenger cars. **Tribology international**, v. 47, p. 221-234, 2012.

HUTCHINGS, Ian; SHIPWAY, Philip. **Tribology: friction and wear of engineering materials**. Butterworth-Heinemann, 2017.

ISO 4287: 1998, Geometrical Product Specifications (GPS) – Surface Texture: Profile Method – Terms, Definitions and Surface Texture Parameters. **International Organization for Standardization**, Geneva.

ISO 25178-2: 2012, Geometrical Product Specifications (GPS)–Surface texture: Areal, Part1: Terms, definitions and surface texture parameters. **International Organization for Standardization**, Geneva.

JOHANSSON, Staffan et al. Experimental friction evaluation of cylinder liner/piston ring contact. **Wear**, v. 271, n. 3-4, p. 625-633, 2011.

JOST, H. Peter. Tribology—origin and future. **Wear**, v. 136, n. 1, p. 1-17, 1990.

KENNEDY, Marcus; HOPPE, Steffen; ESSER, Johannes. Piston ring coating reduces gasoline engine friction. **MTZ worldwide**, v. 73, n. 5, p. 40-43, 2012.

KHONSARI, Michael M.; BOOSER, E. Richard. **Applied tribology: bearing design and lubrication**. John Wiley & Sons, 2017.

KILLEDAR, Jyotindra S. **Dynamometer: theory and application to engine testing**. Xlibris Corporation, 2012.

KLIGERMAN, Yuri; ETSION, Isaac; SHINKARENKO, A. Improving tribological performance of piston rings by partial surface texturing. **J. Trib.**, v. 127, n. 3, p. 632-638, 2005.

LUDEMA, K. C. Mechanism-based modeling of friction and wear. **Wear**, v. 200, n. 1-2, p. 1-7, 1996.

MAHLE. Curso Mahle metal leve - motores de combustão interna. Manual Técnico Mahle, Mahle, p. Pag. 99–164. 2012.

MARU, Márcia Marie. **Estudo do desgaste e atrito de um par metálico sob deslizamento lubrificado**. 2003. Tese de Doutorado. Universidade de São Paulo.

MARU, Marcia Marie; TANAKA, Deniol K. Consideration of stribeck diagram parameters in the investigation on wear and friction behavior in lubricated sliding. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, v. 29, n. 1, p. 55-62, 2007.

METROLOGY LLC, Michigan Surface MicroTexture Metrology – **How Many Measurements Are Needed?**, 2015.

MORAN, Michael J. et al. **Fundamentals of engineering thermodynamics**. John Wiley & Sons, 2010.

MYSHKIN, N. K.; GORYACHEVA, I. G. Tribology: trends in the half-century development. **Journal of Friction and Wear**, v. 37, n. 6, p. 513-516, 2016.

NATH, Subrata Deb et al. Effects of layer thickness in laser-powder bed fusion of 420 stainless steel. **Rapid Prototyping Journal**, 2020.

NBR, N. M. 188-1. Materiais Metálicos–Dureza Vickers. **ABNT–Associação Brasileira de Normas Técnicas**, 1999.

NEALE, Michael J. **The tribology handbook**. Elsevier, 1995.

NWAOGU, Ugochukwu Chibuzoh; TIEDJE, Niels Skat; HANSEN, Hans Nørgaard. A non-contact 3D method to characterize the surface roughness of castings. **Journal of Materials Processing Technology**, v. 213, n. 1, p. 59-68, 2013.

OBARA, Rafael Brisolla. **Avaliação do desgaste em cilindros de motores de combustão interna-mapeamento de mecanismos e quantificação do desgaste**. 2018. Tese de Doutorado. Universidade de São Paulo.

OBARA, R. B.; SINATORA, A. Quantification of cylinder bores almost ‘zero-wear’. **Wear**, v. 364, p. 224-232, 2016.

OBERT, Petra et al. The influence of oil supply and cylinder liner temperature on friction, wear and scuffing behavior of piston ring cylinder liner contacts–A new model test. **Tribology International**, v. 94, p. 306-314, 2016.

Why a pound today is worth only 0.4% of a pound in 1751 2020. **Official Data**. 2020. Disponível em:<<https://www.officialdata.org/UK-inflation>>. Acessado em: 02 nov, 2020.

Stock Renault Megane RS 250 Cup makes almost 300hp! **Paultan.org**. 2011. Disponível em:<<https://paultan.org/2011/10/31/stock-renault-megane-rs-250-cup-makes-almost-300-hp/>>. Acessado em: 15 dez, 2020.

PFAENDTNER, Jim; BROADBELT, Linda J. Mechanistic modeling of lubricant degradation. 1. Structure– reactivity relationships for free-radical oxidation. **Industrial & engineering chemistry research**, v. 47, n. 9, p. 2886-2896, 2008.

PETRESCU, Florian Ion T.; PETRESCU, R. V. Forces of internal combustion heat engines. **Int. Rev. Modell. Simulat**, v. 7, p. 206-212, 2014.

PULKRABEK, W. W. **Engineering fundamentals of the internal combustion engine**: Pearson Prentice Hall Upper Saddle River. 2014.

Hybrid or electric, let's get up to speed!. **Renault** 2019. Disponível em: <<https://group.renault.com/en/news-on-air/news/hybrid-or-electric-lets-get-up-to-speed/>> Acessado em: 08 jan, 2020.

DOS SANTOS FILHO, Dinécio; TSCHIPTSCHIN, André Paulo; GOLDENSTEIN, Hélio. Effects of ethanol content on cast iron cylinder wear in a flex-fuel internal combustion engine—A case study. **Wear**, v. 406, p. 105-117, 2018.

SABEUR, Mezghani et al. Energy efficiency optimization of engine by frictional reduction of functional surfaces of cylinder ring–pack system. **Tribology International**, v. 59, p. 240-247, 2013.

SCHRECK, S.; ZUM GAHR, K.-H. Laser-assisted structuring of ceramic and steel surfaces for improving tribological properties. **Applied surface science**, v. 247, n. 1-4, p. 616-622, 2005.

SPIKES, Hn. The history and mechanisms of ZDDP. **Tribology letters**, v. 17, n. 3, p. 469-489, 2004.

STACHOWIAK, Gwidon; BATCHELOR, Andrew W. **Engineering tribology**. Butterworth-Heinemann, 2013.

STOUT, K. J.; DAVIS, E. J. Surface topography of cylinder bores—the relationship between manufacture, characterization and function. **Wear**, v. 95, n. 2, p. 111-125, 1984.

SUZUKI, Yoshihiro. Surface modifications of pistons and cylinder liners. **journal of materials engineering**, v. 10, n. 1, p. 61-67, 1988.

TALA-IGHIL, Nacer; FILLON, Michel; MASPEYROT, Patrick. Effect of textured area on the performances of a hydrodynamic journal bearing. **Tribology International**, v. 44, n. 3, p. 211-219, 2011.

TALLIAN, T. E. et al. Lubricant films in rolling contact of rough surfaces. **ASLE TRANSACTIONS**, v. 7, n. 2, p. 109-126, 1964.

TAYLOR, C. M. Automobile engine tribology—design considerations for efficiency and durability. **Wear**, v. 221, n. 1, p. 1-8, 1998.

TAYLOR, Christopher Malcolm (Ed.). **Engine tribology**. Elsevier, 1993.

UTFPR, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, **UTFPR**, 2020. Disponível em <<http://www.utfpr.edu.br/pesquisa-e-pos-graduacao/laboratorios-multiusuarios/laboratorios/centro-multiusuario-de-caracterizacao-de-materiais-cmcm/equipamentos>> Acessado em: 20 ago, 2020.

WILLIS, Eric. Surface finish in relation to cylinder liners. **Wear**, v. 109, n. 1-4, p. 351-366, 1986.

WIMMER, Markus A. et al. Tribology approach to the engineering and study of articular cartilage. **Tissue engineering**, v. 10, n. 9-10, p. 1436-1445, 2004.

ZHANG, Shuai; LIU, Jinxiang; ZHOU, Yang. Effect of DLC coating on the friction power loss between apex seal and housing in small Wankel rotary engine. **Tribology International**, v. 134, p. 365-371, 2019.

APÊNDICE A - Fichas de Propriedades dos Lubrificantes Utilizados nesse Trabalho

LUBRIFICANTE SHELL SAE 0W30

Especificações, Aprovações & Recomendações

- ACEA C2/C3
- API SN
- VW 504.00/507.00
- Aprovação MB 229.52, 229.51, 229.31
- Fiat 9.55535-GS1, 9.55535-DS1 (atende aos requerimentos)
- Porsche C30
- Para encontrar o produto Shell Helix correto para seu veículo e equipamento consulte o Shell LubeMatch em: <http://lubematch.Shell.com>
- Para uma listagem completa de recomendações de equipamentos, consulte o Shell Technical Help Desk local ou o fabricante do equipamento.

Características Físicas Típicas

Properties			Method	Shell Helix Ultra ECT C2/C3 0W-30
Viscosidade Cinemática	@100°C	cSt	ASTM D445	11,90
Viscosidade Cinemática	@40°C	cSt	ASTM D445	58,70
Índice de Viscosidade			ASTM D2270	204
MRV	@-40°C	cP	ASTM D4684	18.900
Densidade	@15°C	kg/m ³	ASTM D4052	838.0
Ponto de Fulgor		°C	ASTM D92	226
Ponto de Fluidez		°C	ASTM D97	-51

Todas as informações contidas nesse folheto baseiam-se em dados disponíveis na época de sua publicação. Reservamos o direito de fazer modificações a qualquer momento, tanto no produto quanto na sua informação, sem prévio aviso.

Higiene, Segurança e Meio Ambiente

• Saúde e Segurança

É improvável que Shell Helix Ultra ECT C2/C3 0W-30 apresente qualquer risco significativo à saúde ou segurança quando utilizado apropriadamente, na aplicação recomendada e se bons hábitos de higiene pessoal são mantidos.

Evitar contato com a pele. Usar luvas impermeáveis para manuseio do óleo usado. Após contato com a pele, lavar imediatamente com água e sabão.

Orientação sobre Saúde e Segurança está disponível na Ficha de Informação de Segurança de Produto Químico, que pode ser obtida em <http://www.epc.shell.com/>.

• Proteja o Meio Ambiente

Leve o óleo usado a um ponto de coleta autorizado. Não descarte em esgoto, solo ou água.

LUBRIFICANTE SHELL SAE 15w30

Especificações, Aprovações & Recomendações

API SN

ACEA A3/B3

Para encontrar o produto Shell Helix correto para seu veículo e equipamento consulte o Shell LubeMatch em: <http://lubematch.shell.com>.

- Para uma listagem completa de recomendações de equipamentos, consulte o Shell Technical Help Desk local ou o fabricante do equipamento.

3 Baseado em teste novo de limpeza de bomba.

4 Baseado na sequência IVA de teste de motor realizado em laboratório independente.

Características Físicas Típicas

Properties			Method	Shell Helix HX6 Flex 15W-40
Viscosidade Cinemática	@100°C	cSt	ASTM D445	14,10
Viscosidade Cinemática	@40°C	cSt	ASTM D445	98,06
Índice de Viscosidade			ASTM D2270	148
MRV	@-25°C	cP	ASTM D4684	13700
Densidade	@15°C	kg/m ³	ASTM D4052	860,3
Ponto de Fulgor		°C	ASTM D92	233
Ponto de Fluidez		°C	ASTM D97	-45

Todas as informações contidas nesse folheto baseiam-se em dados disponíveis na época de sua publicação. Reservamos o direito de fazer modificações a qualquer momento, tanto no produto quanto na sua informação, sem prévio aviso.

Higiene, Segurança e Meio Ambiente

• Saúde e Segurança

É improvável que Shell Helix HX6 Flex apresente qualquer risco significativo à saúde ou segurança quando utilizado apropriadamente, na aplicação recomendada e se bons hábitos de higiene pessoal são mantidos.

Evitar contato com a pele. Usar luvas impermeáveis para manuseio do óleo usado. Após contato com a pele, lavar imediatamente com água e sabão.

Orientação sobre Saúde e Segurança está disponível na Ficha de Informação de Segurança de Produto Químico, que pode ser obtida em <http://www.epc.shell.com/>.

• Proteja o Meio Ambiente

Leve o óleo usado a um ponto de coleta autorizado. Não descarte em esgoto, solo ou água.

Anexo A – Medições de Parâmetros de Microrrugosidades e Confiabilização Estatística para as Camisas e Anel Raspador HS

Tabela 60 - Cálculo de confiabilidade estatística de medição topográfica para a amostra HS, cilindro 1.

Amostra HS – Cilindro 1						
Parâmetro	Média	Desvio Padrão	$\Delta 10\%$ M/S	T90 (Confiança, N)	$\Delta M/S = T(N-1)^{1/2}$	N
Sa	0,97	0,25	0,74	1,94	0,74	8
Sq	1,35	0,29	0,47	1,76	0,47	16
Sz	18,23	8,44	0,33	1,71	0,33	28
Ssk	0,60	0,92	-0,01	1,65	0,037	1500
Sku	12,17	5,90	0,23	1,67	0,23	54
Sp	10,02	5,02	0,30	1,70	0,30	33
Sv	8,46	3,87	0,23	1,67	0,23	55
Sk	1,42	0,19	0,67	1,89	0,67	9
Spk	2,35	1,47	0,28	1,69	0,28	38
Svk	1,73	0,64	0,20	1,67	0,20	72
Smr1	14,65	2,63	0,73	1,89	0,73	9
Smr2	86,57	0,99	3,26	1,73	3,26	4
Spq	1,02	0,10	1,07	2,13	1,07	5

Fonte: Autoria própria

Tabela 61 - Cálculo de confiabilidade estatística de medição topográfica para a amostra HS, cilindro 2.

Amostra HS – Cilindro 2						
Parâmetro	Média	Desvio Padrão	$\Delta 10\%$ M/S	T90 (Confiança, N)	$\Delta M/S = T(N-1)^{1/2}$	N
Sa	0,86	0,08	1,09	2,13	1,066	6
Sq	1,24	0,15	0,85	2,02	0,853	7
Sz	14,48	2,39	0,61	1,83	0,606	11
Ssk	-0,33	0,74	-0,05	1,64	0,009	5000
Sku	10,39	2,87	0,36	1,73	0,397	20
Sp	7,35	2,07	0,35	1,73	0,397	20
Sv	7,47	1,26	0,59	1,83	0,593	11
Sk	1,31	0,20	0,67	1,89	0,672	9
Spk	1,46	0,56	0,26	1,68	0,263	42
Svk	1,88	0,36	0,52	1,80	0,524	13
Smr1	10,43	1,35	0,77	1,94	0,771	8
Smr2	84,24	1,50	5,62	6,31	5,618	3
Spq	1,01	0,06	1,83	2,92	1,826	4

Fonte: Autoria própria

Tabela 62 - Cálculo de confiabilidade estatística de medição topográfica para a amostra HS, cilindro 3.

Amostra HS – Cilindro 3						
Parâmetro	Média	Desvio Padrão	$\Delta 10\%$ M/S	T90 (Confiança, N)	$\Delta M/S = T(N-1)^{1/2}$	N
Sa	0,97	0,25	0,39	1,73	0,39	20
Sq	1,35	0,29	0,47	1,76	0,47	16
Sz	18,23	8,44	0,22	1,67	0,22	61
Ssk	0,60	0,92	0,07	1,65	0,07	633
Sku	12,17	5,90	0,21	1,67	0,21	67
Sp	10,02	5,02	0,20	1,67	0,20	71
Sv	8,46	3,87	0,22	1,67	0,22	60
Sk	1,42	0,19	0,76	1,94	0,76	8
Spk	2,35	1,47	0,16	1,66	0,16	109
Svk	1,73	0,64	0,27	1,68	0,27	41
Smr1	14,65	2,63	0,56	1,81	0,56	12
Smr2	86,57	0,99	8,79	1,73	8,79	20
Spq	1,02	0,10	0,99	2,13	0,99	6

Fonte: Autoria própria

Tabela 63 - Cálculo de confiabilidade estatística de medição topográfica para o anel raspador HS.

Anel Raspador HS						
Parâmetro	Média	Desvio Padrão	$\Delta 10\%$ M/S	T90 (Confiança, N)	$\Delta M/S = T(N-1)^{1/2}$	N
Sa	0,50	0,07	0,71	1,89	0,71	9
Sq	0,77	0,11	0,71	1,89	0,71	9
Sz	34,64	15,96	0,22	1,67	0,22	61
Ssk	-0,73	3,74	-0,02	1,73	0,397	2500+
Sku	37,64	12,61	0,06	1,73	0,06	20
Sp	19,96	13,15	0,15	1,73	0,15	20
Sv	21,25	7,98	0,27	1,73	0,27	20
Sk	1,13	0,24	0,48	1,77	0,48	15
Spk	0,37	0,11	0,33	1,73	0,33	20
Svk	1,21	0,26	0,47	1,73	0,47	20
Smr1	6,82	1,47	0,46	1,76	0,46	16
Smr2	81,92	3,08	2,66	1,73	2,66	5

Fonte: Autoria própria

**Anexo B – Medições de Parâmetros de Microrrugosidades e Confiabilização
Estatística para as Camisas e Anel Raspador LS**

Tabela 64 - Cálculo de confiabilidade estatística de medição topográfica para a amostra LS, cilindro 1.

Amostra LS – Cilindro 1						
Parâmetro	Média	Desvio Padrão	$\Delta 10\%$ M/S	T90 (Confiança, N)	$\Delta M/S = T(N-1)^{1/2}$	N
Sa	0,76	0,06	1,20	2,35	0,06	5
Sq	1,11	0,27	0,42	1,74	0,27	19
Sz	13,73	3,43	0,40	1,73	3,43	20
Ssk	0,74	1,34	0,05	1,65	1,34	895
Sku	15,75	13,36	0,12	1,65	13,36	196
Sp	9,03	5,59	0,16	1,66	5,59	107
Sv	6,47	2,12	0,31	1,70	2,12	32
Sk	1,16	0,15	0,79	1,94	0,15	8
Spk	1,67	2,64	0,06	1,65	2,64	666
Svk	1,41	0,57	0,25	1,68	0,57	47
Smr1	10,49	1,60	0,66	1,73	1,60	20
Smr2	85,72	1,23	6,95	6,31	1,23	5
Spq	0,95	0,06	1,62	2,35	1,62	5

Fonte: Autoria própria

Tabela 65 - Cálculo de confiabilidade estatística de medição topográfica para a amostra LS, cilindro 2.

Amostra LS – Cilindro 2						
Parâmetro	Média	Desvio Padrão	$\Delta 10\%$ M/S	T90 (Confiança, N)	$\Delta M/S = T(N-1)^{1/2}$	N
Sa	0,75	0,09	1,02	2,13	1,02	6
Sq	1,07	0,20	0,49	1,77	0,49	15
Sz	12,40	2,72	0,57	1,81	0,57	12
Ssk	-0,16	0,96	-0,01	1,65	-0,01	500+
Sku	10,93	5,55	0,18	1,66	0,18	89
Sp	6,65	1,32	0,12	1,65	0,12	182
Sv	6,90	2,49	0,32	1,70	0,32	30
Sk	1,10	0,14	0,98	2,13	0,98	6
Spk	0,97	0,38	0,29	1,69	0,29	36
Svk	1,21	0,59	0,35	1,71	0,35	25
Smr1	9,86	1,05	1,03	2,13	1,03	6
Smr2	84,93	1,11	7,08	6,31	7,08	6
Spq	0,91	0,06	2,38	2,92	2,38	4

Fonte: Autoria própria

Tabela 66 - Cálculo de confiabilidade estatística de medição topográfica para a amostra LS, cilindro 3.

Amostra LS – Cilindro 3						
Parâmetro	Média	Desvio Padrão	$\Delta 10\%$ M/S	T90 (Confiança, N)	$\Delta M/S = T(N-1)^{1/2}$	N
Sa	0,75	0,09	0,87	2,02	0,87	7
Sq	1,07	0,20	0,54	1,80	0,54	13
Sz	12,36	2,72	0,46	1,74	0,46	19
Ssk	-0,94	0,96	-0,10	1,65	-0,10	1000
Sku	10,46	5,55	0,19	1,66	0,19	79
Sp	4,67	1,32	0,35	1,71	0,35	25
Sv	7,13	2,49	0,29	1,69	0,29	36
Sk	1,05	0,14	0,77	1,94	0,77	8
Spk	0,90	0,38	0,24	1,68	0,24	51
Svk	1,58	0,59	0,27	1,68	0,27	41
Smr1	9,86	1,05	0,94	2,13	0,94	6
Smr2	84,93	1,11	7,67	2,92	7,67	8
Spq	0,91	0,06	1,62	2,92	1,62	4

Fonte: Autoria própria

Tabela 67 - Cálculo de confiabilidade estatística de medição topográfica para o anel raspador LS.

Anel Raspador LS						
Parâmetro	Média	Desvio Padrão	$\Delta 10\%$ M/S	T90 (Confiança, N)	$\Delta M/S = T(N-1)^{1/2}$	N
Sa (μm)	0,45	0,08	0,55	1,81	0,551	12
Sq (μm)	0,65	0,12	0,53	1,80	0,527	13
Sz (μm)	20,90	8,15	0,26	1,68	0,257	44
Ssk (-)	0,31	2,58	0,01	1,64	0,013	16980
Sku (-)	21,17	26,76	0,08	1,65	0,080	425
Sp (μm)	11,36	5,25	0,22	1,67	0,216	61
Sv (μm)	10,40	3,79	0,27	1,69	0,275	39
Sk (μm)	2,09	0,76	0,27	1,69	0,273	40
Spk (μm)	1,10	0,69	0,16	1,66	0,159	111
Svk (μm)	1,27	0,51	0,25	1,68	0,249	47
Smr1 (%)	8,42	1,61	0,52	1,80	0,523	13
Smr2 (%)	88,23	3,46	2,55	1,73	1,73	3

Fonte: Autoria própria

Anexo C – Algoritmo para Solução de Espessuras de Filme Lubrificante para o Conjunto HS – Dinâmica de Dinamômetro a Frio

```

% Algoritmo Dissertação
% Jorge Luiz Tonella Junior
% Espessura de Filme Especifico
% BR10HS - Cinemática Motor - Cálculo Individual para Cilindro

clear all
clear

%% Algoritmo de Cálculo da Espessura de Filme

%% DADOS DE ENTRADA DO SISTEMA MECÂNICO

% Raio de Curvatura X
Rx1=0.22E-3; %metro %Raio curvatura anel - raio circunscrito
Rx2=100^100; %metro %Raio curvatura camisa

% Raio de Largura Y
Ry1=100^100; %infinito
Ry2=100^100; %infinito

%Raio do Cilindro para Cálculo do Comprimento de Ensaio
R_cilindro=35.5E-3 %m

% Comprimento de ensaio em dinamômetro
L=2*pi*R_cilindro; %metro

% Dados do Motor
R=121.5E-3; %metro %Raio Volante
Stroke=84.1E-3; %metro #Curso do Pistão
D=R/(2*Stroke); %adimensional %Razão Deslocamento Volante/ Curso do Pistão

% Velocidade de Rotação do Motor (Angular Virabrequim)
n1=3500; %rpm
n2=0; %rpm

% Módulo de Young
Y1=201*10^9; %Pa %Anel de Pistão
Y2=114*10^9; %Pa %Camisa

% Rugosidade (RMS)
s1=0.67E-6; %metro %Sq Anel - Valor Médio das Medições
s2=1.02E-6; %metro %Spq Camisa - Valor Médio das Medições

% Coeficiente de Poisson
p1=0.28; %adimensional Aço Inoxidável
p2=0.26; %adimensional Ferro Fundido

% Carga do Anel Raspador no Motor
F=22; %N

```

```

%Velocidade do Motor
freq = n1/60; %Hz %
w=2*pi*freq; %vel angular rad/s
TimeOneCycle = 1/freq; %Tempo de ciclo único
t=0:0.001:TimeOneCycle; %Vetor tempo - t
posicao=0.5*Stroke*cos(w*t); %m %Posição do anel em função do vetor tempo
velocidade=-0.5*Stroke*w*sin(w*t); %m/s %Velocidade do anel em função do vetor
tempo
ms = max(velocidade); %Velocidade máxima da função velocidade
MED = mean(velocidade(velocidade>0)); %Velocidade média maior que 0;

```

```

%% PROPRIEDADES DO LUBRIFICANTE PAO SAE15W40

```

```

%Viscosidade Cinemática de Referência (40°C)
visc_cine_40=58.70 %mm²/s

```

```

%Viscosidade Cinemática 100°C
visc_cine_100=11.90 %mm²/s

```

```

%Gravidade Específica
sp_gr=0.838 %adimensional

```

```

%Propriedades Lubrificante PAO
s_PAO=7.3820
t_PAO=0.1335

```

```

%% PROPRIEDADES DO LUBRIFICANTE A 20C

```

```

% Óleo Shell Sae 15w30 20C

```

```

% Coeficiente de Piezoviscosidade
alfa=1.42E-8; %1/Pa

```

```

% Viscosidade Cinemática
nu=132,08; %mm²/s

```

```

% Viscosidade Dinâmica
eta0=0.11077; %Pa.s

```

```

% Coeficiente de Termoviscosidade
beta=0.0457;

```

```

%% Resolução Pressão Máxima de Hertz

```

```

% Raio Equivalente X
Rx=(0.5*((1/Rx1)+(1/Rx2)))^-1; %metro

```

```

% Cálculo de E*
Y=((1-(p1^2))/Y1+(1-(p2^2))/Y2)^-1; %Pa

```

% Cálculo de a (Semi-área de contato)

$$a = ((2/3) \cdot 1.415) \cdot (F/L) \cdot (R_x/Y)^{0.5}; \text{ %metro}$$

% Cálculo de Pm (Pressão Média)

$$P_m = (F / (2 \cdot a \cdot L)); \text{ %Pa}$$

% Cálculo de Po (Pressão Máxima)

$$P_o = ((4/3) \cdot 1.415) \cdot P_m; \text{ %Pa}$$

% Cálculo de Ac (Área de Contato)

$$A_c = 2 \cdot a \cdot L; \text{ %metro quadrado}$$

% Cálculo da Espessura de Filme

% Cálculo de w1 (Velocidade Circular)

$$w_1 = w; \text{ %rad/s}$$

$$w_2 = 0;$$

%Cálculo de U1 e U2 (Velocidade de Superfície) MidStroke Speed

$$U_1 = \text{abs(velocidade)};$$

$$U_2 = 0;$$

%Cálculo de U (Velocidade de Escorregamento)

$$I = U_1 + U_2; \text{ %m/s}$$

%Velocidade e Taxa de Escorregamento igual U1 (U2=0)

$$V = U_1;$$

$$V_e = U_1;$$

%% Etapa de cálculo de filme lubrificante

$$s = ((s_1^2) + (s_2^2))^{0.5}; \text{ %Rugosidade equivalente}$$

% Cálculo do Parâmetro de Velocidade (U)

$$U = ((\eta_0 \cdot (U_1 + U_2)) / (2 \cdot R_x \cdot Y)); \text{ %adimensional}$$

% Cálculo do Parâmetro Material (G)

$$G = 2 \cdot \alpha \cdot Y; \text{ %adimensional}$$

% Cálculo do Parâmetro de Carga (W)

$$W = F / (R_x \cdot L \cdot Y); \text{ %adimensional}$$

% Cálculo da Espessura do Filme Lubrificante no Centro do Cont.

$$h_0 = 0.975 \cdot R_x \cdot (U.^{0.727}) \cdot (G.^{0.727}) \cdot (W.^{-0.091}); \text{ %metro}$$

% Cálculo da Espessura mínima de Filme Lubrificante

$$h_m = 1.325 \cdot R_x \cdot (U.^{0.70}) \cdot (G.^{0.54}) \cdot (W.^{-0.13}); \text{ %metro}$$

% Espessuras máximas

$$\text{max}h_0 = \text{max}(h_0) \text{ %metro}$$

$$\text{max}h_m = \text{max}(h_m) \text{ %metro}$$

```

% Cálculo da Espessura Específica de Filme Lubrificante
Lambda=(h0/s);
Lambda_maximo=max(Lambda)
%end

%% Plotar o Gráfico

%% Definição de Tamanho da Figura
type1='----';
type2=':':;
black = [0 0 0];
red = [1 0 0];
green = [0 0.5 0];
blue = [0 0 1];
col={red,green,blue,red,green,blue};

set(0,'DefaultFontSize',12) % Sets Font Size
fig = figure();
figscale = 4.8;
font = 12;
set (fig, 'Units', 'normalized', 'Position', [0,0,1,1]);
scrsz = get(0,'ScreenSize');
set(0,'DefaultFigurePosition', [1.5 1.5 scrsz(3)/figscale scrsz(4)/figscale]);
%% plotting RMS and AVG COF Values
Film1 = ones(length(posicao),1);
% figure
% for c=1:2
% % h(c) =
plot(pos*1E3,LambdaSmooth(c,:),'color',col{c},'linestyle',type1(c),'linewidth',1);hold on
% h1(c) = plot(pos*1E3,Lambda(c,:),'color',col{c},'linestyle',type2(c),'linewidth',1);hold
on
% end

figure(1)
h1 = plot(posicao*1E3,Lambda,'color',col{2},'linestyle',type2(2),'linewidth',2);
legend({'Lambda'});
title('Lambda');
xlabel('Comprimento do Curso de Pistão [mm]','fontsize', font);
ylabel('Espessura Específica de Filme [-]','fontsize', font);

figure(2)
h2 = plot(posicao*1E3,h0,'color',col{1},'linestyle',type2(2),'linewidth',2);hold on
h3 = plot(posicao*1E3,hm,'color',col{3},'linestyle',type2(2),'linewidth',2);
legend({'h0','hmin'});
title('h0 & hmin');
xlabel('Comprimento do Curso de Pistão [mm]','fontsize', font);
ylabel('Espessura de Filme Lubrificante [m]','fontsize', font);

```

%=====FIM DE PROGRAMA=====

Anexo D – Algoritmo para Solução de Espessuras de Filme Lubrificante para o Conjunto LS – Dinâmica de Dinamômetro a Frio


```

% Algoritmo Dissertação
% Jorge Luiz Tonella Junior
% Espessura de Filme Especifico
% BR10LS - Cinemática Motor - Cálculo Individual para Cilindro

clear all

%% Algoritmo de Cálculo da Espessura de Filme

%% DADOS DE ENTRADA DO SISTEMA MECÂNICO

% Raio de Curvatura X
Rx1=0.22E-3; %metro %Raio curvatura anel - raio circunscrito
Rx2=100^100; %metro %Raio curvatura camisa

% Raio de Largura Y
Ry1=100^100; %infinito
Ry2=100^100; %infinito

%Raio do Cilindro para Cálculo do Comprimento de Ensaio
R_cilindro=35.5E-3 %m

% Comprimento de ensaio em dinamômetro
L=2*pi*R_cilindro; %metro

% Dados do Motor
R=121.5E-3; %metro %Raio Volante
Stroke=84.1E-3; %metro #Curso do Pistão
D=R/(2*Stroke); %adimensional %Razão Deslocamento Volante/ Curso do Pistão

% Velocidade de Rotação do Motor (Angular Virabrequim)
n1=120; %rpm
n2=0; %rpm

% Módulo de Young
Y1=201*10^9; %Pa %Anel de Pistão
Y2=114*10^9; %Pa %Camisa

% Rugosidade (RMS)
s1=0.66E-6; %metro %Sq Anel - Valor Médio das Medições
s2=0.95E-6; %metro %Spq Camisa - Valor Médio das Medições

% Coeficiente de Poisson
p1=0.28; %adimensional Aço Inoxidável
p2=0.26; %adimensional Ferro Fundido

% Carga do Anel Raspador no Motor
F=12.55; %N

%Velocidade do Motor

```

```

freq = n1/60; %Hz %Rotação de 120 rpm equivalente a 2Hz
w=2*pi*freq; %vel angular rad/s
TimeOneCycle = 1/freq; %Tempo de ciclo único
t=0:0.001:TimeOneCycle; %Vetor tempo - t
posicao=0.5*Stroke*cos(w*t); %Posição do anel em função do vetor tempo
velocidade=-0.5*Stroke*w*sin(w*t); %Velocidade do anel em função do vetor tempo
ms = max(velocidade); %Velocidade máxima da função velocidade
MED = mean(velocidade(velocidade>0)); %Velocidade média maior que 0;

```

```
%% PROPRIEDADES DO LUBRIFICANTE PAO SAE15W40
```

```

%Viscosidade Cinemática de Referência (40°C)
visc_cine_40=98.06 %mm²/s

```

```

%Viscosidade Cinemática 100°C
visc_cine_100=14.10 %mm²/s

```

```

%Gravidade Específica
sp_gr=0.8600 %adimensional

```

```

%Propriedades Lubrificante PAO
s_PAO=7.3820
t_PAO=0.1335

```

```
%% PROPRIEDADES DO LUBRIFICANTE A 20C
```

```
% Óleo Shell Sae 15w30 20C
```

```

% Coeficiente de Piezoviscosidade
alfa=1.56E-8; %1/Pa

```

```

% Viscosidade Cinemática
nu=273.48; %mm²/s

```

```

% Viscosidade Dinâmica
eta0=0.23519; %Pa.s

```

```

% Coeficiente de Termoviscosidade
beta=0.0584;

```

```
%% Resolução Pressão Máxima de Hertz
```

```

% Raio Equivalente X
Rx=(0.5*((1/Rx1)+(1/Rx2)))^-1; %metro

```

```

% Cálculo de E*
Y=((1-(p1^2))/Y1+(1-(p2^2))/Y2)^-1; %Pa

```

```

% Cálculo de a (Semi-área de contato)
a=((2/3.1415)*(F/L)*(Rx/Y))^0.5; %metro

```

% Cálculo de Pm (Pressão Média)

$$Pm=(F/(2*a*L)); \%Pa$$

% Cálculo de Po (Pressão Máxima)

$$Po=((4/3.1415)*Pm); \%Pa$$

% Cálculo de Ac (Área de Contato)

$$Ac=2*a*L; \%metro\ quadrado$$

% Cálculo da Espessura de Filme

% Cálculo de w1(Velocidade Circular)

$$w1=w; \%rad/s$$

$$w2=0;$$

%Cálculo de U1 e U2 (Velocidade de Superfície) MidStroke Speed

$$U1=abs(velocidade);$$

$$U2=0;$$

%Cálculo de U (Velocidade de Escorregamento)

$$l=U1+U2; \%m/s$$

%Velocidade e Taxa de Escorregamento igual U1 (U2=0)

$$V=U1;$$

$$Ve=U1;$$

%% Etapa de cálculo de filme lubrificante

$$s=((s1^2)+(s2^2))^0.5; \%Rugosidade\ equivalente$$

% Cálculo do Parâmetro de Velocidade (U)

$$U=((eta0*(U1+U2))/(2*Rx*Y)); \%adimensional$$

% Cálculo do Parâmetro Material (G)

$$G=2*alfa*Y; \%adimensional$$

% Cálculo do Parâmetro de Carga (W)

$$W=F/(Rx*L*Y); \%adimensional$$

% Cálculo da Espessura do Filme Lubrificante no Centro do Cont.

$$h0=0.975*Rx*(U.^0.727)*(G.^0.727)*(W.^-0.091); \%metro$$

% Cálculo da Espessura mínima de Filme Lubrificante

$$hm=1.325*Rx*(U.^0.70)*(G.^0.54)*(W.^-0.13); \%metro$$

% Espessuras máximas

$$\max h0=\max(h0) \%metro$$

$$\max hm=\max(hm) \%metro$$

% Cálculo da Espessura Específica de Filme Lubrificante

```

Lambda=(h0/s);
Lambda_maximo=max(Lambda)
%end

```

```

%% Plotar o Gráfico

```

```

%% Definição de Tamanho da Figura

```

```

type1='----';
type2=':~:~:~';
black = [0 0 0];
red = [1 0 0];
green = [0 0.5 0];
blue = [0 0 1];
col={red,green,blue,red,green,blue};

```

```

set(0,'DefaultTextFontSize',12) % Sets Font Size

```

```

fig = figure();

```

```

figscale = 4.8;

```

```

font = 12;

```

```

set (fig, 'Units', 'normalized', 'Position', [0,0,1,1]);

```

```

scrsz = get(0,'ScreenSize');

```

```

set(0,'DefaultFigurePosition', [1.5 1.5 scrsz(3)/figscale scrsz(4)/figscale]);

```

```

%% plotting RMS and AVG COF Values

```

```

Film1 = ones(length(posicao),1);

```

```

% figure

```

```

% for c=1:2

```

```

% % h(c) =

```

```

plot(pos*1E3,LambdaSmooth(c,:), 'color', col{c}, 'linestyle', type1(c), 'linewidth', 1); hold on

```

```

% h1(c) = plot(pos*1E3,Lambda(c,:), 'color', col{c}, 'linestyle', type2(c), 'linewidth', 1); hold

```

```

on

```

```

% end

```

```

figure(1)

```

```

h1 = plot(posicao*1E3,Lambda,'color', col{2}, 'linestyle', type2(2), 'linewidth', 2);

```

```

legend({'Lambda'});

```

```

title('Lambda');

```

```

xlabel('Comprimento do Curso de Pistão [mm]', 'fontsize', font);

```

```

ylabel('Espessura Específica de Filme [-]', 'fontsize', font);

```

```

figure(2)

```

```

h2 = plot(posicao*1E3,h0,'color', col{1}, 'linestyle', type2(2), 'linewidth', 2); hold on

```

```

h3 = plot(posicao*1E3,hm,'color', col{3}, 'linestyle', type2(2), 'linewidth', 2);

```

```

legend({'h0', 'hmin'});

```

```

title('h0 & hmin');

```

```

xlabel('Comprimento do Curso de Pistão [mm]', 'fontsize', font);

```

```

ylabel('Espessura de Filme Lubrificante [m]', 'fontsize', font);

```

```

%=====FIM DE PROGRAMA=====

```

Anexo E – Algoritmo para Solução de Espessuras de Filme Lubrificante para o Conjunto HS – Dinâmica de Tribômetro

```

% Algoritmo Dissertação
% Jorge Luiz Tonella Junior
% Espessura de Filme Específico
% BR10HS - Cinemática Tribômetro - Cálculo Individual para Cilindro

clear all
clear

%% Algoritmo de Cálculo da Espessura de Filme

%% DADOS DE ENTRADA DO SISTEMA MECÂNICO

% Raio de Curvatura X
Rx1=0.22E-3; %metro %Raio curvatura anel - raio circunscrito
Rx2=100^100; %metro %Raio curvatura camisa

% Raio de Largura Y
Ry1=100^100; %infinito
Ry2=100^100; %infinito

% Comprimento de ensaio em dinamômetro
L=10E-3; %metro

% Módulo de Young
Y1=201*10^9; %Pa %Anel de Pistão
Y2=114*10^9; %Pa %Camisa

% Rugosidade (RMS)
s1=0.67E-6; %metro %Sq Anel - Valor Médio das Medições
s2=1.02E-6; %metro %Spq Camisa - Valor Médio das Medições

% Coeficiente de Poisson
p1=0.28; %adimensional Aço Inoxidável
p2=0.26; %adimensional Ferro Fundido

% Carga do Anel Raspador no Motor
F=30; %N

%Velocidade do Tribômetro
freq = 5; %Hz
w=2*pi*freq; %vel angular rad/s
TimeOneCycle = 1/freq; %Tempo de ciclo único
t=0:0.001:TimeOneCycle; %Vetor tempo - t
posicao=0.5*L*cos(w*t); %Posição do anel em função do vetor tempo
velocidade=-0.5*L*w*sin(w*t); %Velocidade do anel em função do vetor tempo
ms = max(velocidade); %Velocidade máxima da função velocidade
MED = mean(velocidade(velocidade>0)); %Velocidade média maior que 0;

%% PROPRIEDADES DO LUBRIFICANTE PAO SAE0w30

```

%Viscosidade Cinemática de Referência (40°C)
 $visc_cine_40=58.70 \text{ \%mm}^2/\text{s}$

%Viscosidade Cinemática 100°C
 $visc_cine_100=11.90 \text{ \%mm}^2/\text{s}$

%Gravidade Específica
 $sp_gr=0.838 \text{ \%adimensional}$

%Propriedades Lubrificante PAO
 $s_PAO=7.3820$
 $t_PAO=0.1335$

%% PROPRIEDADES DO LUBRIFICANTE A 20C

% Óleo Shell Sae 0w30 20C

% Coeficiente de Piezoviscosidade
 $alfa=1.42E-8; \text{ \%1/Pa}$

% Viscosidade Cinemática
 $nu=132,08; \text{ \%mm}^2/\text{s}$

% Viscosidade Dinâmica
 $eta0=0.11077; \text{ \%Pa.s}$

% Coeficiente de Termoviscosidade
 $beta=0.0457;$

%% Resolução Pressão Máxima de Hertz

% Raio Equivalente X
 $Rx=(0.5*((1/Rx1)+(1/Rx2)))^{-1}; \text{ \%metro}$

% Cálculo de E*
 $Y=((1-(p1^2))/Y1+(1-(p2^2))/Y2)^{-1}; \text{ \%Pa}$

% Cálculo de a (Semi-área de contato)
 $a=((2/3.1415)*(F/L)*(Rx/Y))^{0.5}; \text{ \%metro}$

% Cálculo de Pm (Pressão Média)
 $Pm=(F/(2*a*L)); \text{ \%Pa}$

% Cálculo de Po (Pressão Máxima)
 $Po=((4/3.1415)*Pm); \text{ \%Pa}$

% Cálculo de Ac (Área de Contato)
 $Ac=2*a*L; \text{ \%metro quadrado}$

% Cálculo da Espessura de Filme

```

% Cálculo de w1(Velocidade Circular)
w1=w; %rad/s
w2=0;

% Cálculo de U1 e U2 (Velocidade de Superfície) MidStroke Speed
U1=abs(velocidade);
U2=0;

% Cálculo de U (Velocidade de Escorregamento)
l=U1+U2; %m/s

% Velocidade e Taxa de Escorregamento igual U1 (U2=0)
V=U1;
Ve=U1;

%% Etapa de cálculo de filme lubrificante
s=((s1^2)+(s2^2))^0.5; %Rugosidade equivalente

% Cálculo do Parâmetro de Velocidade (U)
U=((eta0*(U1+U2))/(2*Rx*Y)); %adimensional

% Cálculo do Parâmetro Material (G)
G=2*alfa*Y; %adimensional

% Cálculo do Parâmetro de Carga (W)
W=F/(Rx*L*Y); %adimensional

% Cálculo da Espessura do Filme Lubrificante no Centro do Cont.
h0=0.975*Rx*(U.^0.727)*(G.^0.727)*(W.^-0.091); %metro

% Cálculo da Espessura mínima de Filme Lubrificante
hm=1.325*Rx*(U.^0.70)*(G.^0.54)*(W.^-0.13); %metro

% Espessuras máximas
maxh0=max(h0) %metro
maxhm=max(hm) %metro

% Cálculo da Espessura Específica de Filme Lubrificante
Lambda=(h0/s);
Lambda_maximo=max(Lambda)
%end

%% Plotar o Gráfico

%% Definição de Tamanho da Figura
type1='----';
type2=':':';

```



```

black = [0 0 0];
red = [1 0 0];
green = [0 0.5 0];
blue = [0 0 1];
col={red,green,blue,red,green,blue};

set(0,'DefaultFontSize',12) % Sets Font Size
fig = figure();
figscale = 4.8;
font = 12;
set (fig, 'Units', 'normalized', 'Position', [0,0,1,1]);
scrsz = get(0,'ScreenSize');
set(0,'DefaultFigurePosition', [1.5 1.5 scrsz(3)/figscale scrsz(4)/figscale]);
%% plotting RMS and AVG COF Values
Film1 = ones(length(posicao),1);
% figure
% for c=1:2
% % h(c) =
plot(pos*1E3,LambdaSmooth(c,:),'color',col{c},'linestyle',type1(c),'linewidth',1);hold on
% h1(c) = plot(pos*1E3,Lambda(c,:),'color',col{c},'linestyle',type2(c),'linewidth',1);hold
on
% end

figure(1)
h1 = plot(posicao*1E3,Lambda,'color',col{2},'linestyle',type2(2),'linewidth',2);
legend({'Lambda'});
title('Lambda');
xlabel('Comprimento da Pista do Tribometro [mm]','fontsize', font);
ylabel('Espessura Específica de Filme [-]','fontsize', font);

figure(2)
h2 = plot(posicao*1E3,h0,'color',col{1},'linestyle',type2(2),'linewidth',2);hold on
h3 = plot(posicao*1E3,hm,'color',col{3},'linestyle',type2(2),'linewidth',2);
legend({'h0','hmin'});
title('h0 & hmin');
xlabel('Comprimento da Pista do Tribometro [mm]','fontsize', font);
ylabel('Espessura de Filme Lubrificante [m]','fontsize', font);

%=====FIM DE PROGRAMA=====

```

Anexo F – Algoritmo para Solução de Espessuras de Filme Lubrificante para o Conjunto LS – Dinâmica de Tribômetro

```

% Algoritmo Dissertação
% Jorge Luiz Tonella Junior
% Espessura de Filme Especifico
% BR10LS - Cinemática Tribômetro - Cálculo Individual para Cilindro

clear all
clear

%% Algoritmo de Cálculo da Espessura de Filme

%% DADOS DE ENTRADA DO SISTEMA MECÂNICO

% Raio de Curvatura X
Rx1=0.22E-3; %metro %Raio curvatura anel - raio circunscrito
Rx2=100^100; %metro %Raio curvatura camisa

% Raio de Largura Y
Ry1=100^100; %infinito
Ry2=100^100; %infinito

% Comprimento de ensaio em dinamômetro
L=10E-3; %metro

% Módulo de Young
Y1=201*10^9; %Pa %Anel de Pistão
Y2=114*10^9; %Pa %Camisa

% Rugosidade (RMS)
s1=0.66E-6; %metro %Sq Anel - Valor Médio das Medições
s2=0.91E-6; %metro %Spq Camisa - Valor Médio das Medições

% Coeficiente de Poisson
p1=0.28; %adimensional Aço Inoxidável
p2=0.26; %adimensional Ferro Fundido

% Carga do Anel Raspador no Motor
F=25; %N

%Velocidade do Motor
freq = 1; %Hz %Rotação de 120 rpm equivalente a 2Hz
w=2*pi*freq; %vel angular rad/s
TimeOneCycle = 1/freq; %Tempo de ciclo único
t=0:0.001:TimeOneCycle; %Vetor tempo - t
posicao=0.5*L*cos(w*t); %Posição do anel em função do vetor tempo
velocidade=-0.5*L*w*sin(w*t); %Velocidade do anel em função do vetor tempo
ms = max(velocidade); %Velocidade máxima da função velocidade
MED = mean(velocidade(velocidade>0)); %Velocidade média maior que 0;

%% PROPRIEDADES DO LUBRIFICANTE PAO SAE15W40

```

%Viscosidade Cinemática de Referência (40°C)

visc_cine_40=98.06 %mm²/s

%Viscosidade Cinemática 100°C

visc_cine_100=14.10 %mm²/s

%Gravidade Específica

sp_gr=0.8600 %adimensional

%Propriedades Lubrificante PAO

s_PAO=7.3820

t_PAO=0.1335

%% PROPRIEDADES DO LUBRIFICANTE A 20C

% Óleo Shell Sae 15w40 20C

% Coeficiente de Piezoviscosidade

alfa=1.56E-8; %1/Pa

% Viscosidade Cinemática

nu=273.48; %mm²/s

% Viscosidade Dinâmica

eta0=0.23519; %Pa.s

% Coeficiente de Termoviscosidade

beta=0.0584;

%% Resolução Pressão Máxima de Hertz

% Raio Equivalente X

Rx=(0.5*((1/Rx1)+(1/Rx2)))⁻¹; %metro

% Cálculo de E*

Y=((1-(p1²))/Y1+(1-(p2²))/Y2)⁻¹; %Pa

% Cálculo de a (Semi-área de contato)

a=((2/3.1415)*(F/L)*(Rx/Y))^{0.5}; %metro

% Cálculo de Pm (Pressão Média)

Pm=(F/(2*a*L)); %Pa

% Cálculo de Po (Pressão Máxima)

Po=((4/3.1415)*Pm); %Pa

% Cálculo de Ac (Área de Contato)

Ac=2*a*L; %metro quadrado

```

% Cálculo da Espessura de Filme

% Cálculo de w1(Velocidade Circular)
w1=w; %rad/s
w2=0;

% Cálculo de U1 e U2 (Velocidade de Superfície) MidStroke Speed
U1=abs(velocidade);
U2=0;

% Cálculo de U (Velocidade de Escorregamento)
l=U1+U2; %m/s

% Velocidade e Taxa de Escorregamento igual U1 (U2=0)
V=U1;
Ve=U1;

%% Etapa de cálculo de filme lubrificante
s=((s1^2)+(s2^2))^0.5; %Rugosidade equivalente

% Cálculo do Parâmetro de Velocidade (U)
U=((eta0*(U1+U2))/(2*Rx*Y)); %adimensional

% Cálculo do Parâmetro Material (G)
G=2*alfa*Y; %adimensional

% Cálculo do Parâmetro de Carga (W)
W=F/(Rx*L*Y); %adimensional

% Cálculo da Espessura do Filme Lubrificante no Centro do Cont.
h0=0.975*Rx*(U.^0.727)*(G.^0.727)*(W.^-0.091); %metro

% Cálculo da Espessura mínima de Filme Lubrificante
hm=1.325*Rx*(U.^0.70)*(G.^0.54)*(W.^-0.13); %metro

% Espessuras máximas
maxh0=max(h0) %metro
maxhm=max(hm) %metro

% Cálculo da Espessura Específica de Filme Lubrificante
Lambda=(h0/s);
Lambda_maximo=max(Lambda)
%end

%% Plotar o Gráfico

%% Definição de Tamanho da Figura
type1='-----';

```

```

type2=':~:~:~';
black = [0 0 0];
red = [1 0 0];
green = [0 0.5 0];
blue = [0 0 1];
col={red,green,blue,red,green,blue};

set(0,'DefaultFontSize',12) % Sets Font Size
fig = figure();
figscale = 4.8;
font = 12;
set (fig, 'Units', 'normalized', 'Position', [0,0,1,1]);
scrsz = get(0,'ScreenSize');
set(0,'DefaultFigurePosition', [1.5 1.5 scrsz(3)/figscale scrsz(4)/figscale]);
%% plotting RMS and AVG COF Values
Film1 = ones(length(posicao),1);
% figure
% for c=1:2
% % h(c) =
plot(pos*1E3,LambdaSmooth(c,:),'color',col{c},'linestyle',type1(c),'linewidth',1);hold on
% h1(c) = plot(pos*1E3,Lambda(c,:),'color',col{c},'linestyle',type2(c),'linewidth',1);hold
on
% end

figure(1)
h1 = plot(posicao*1E3,Lambda,'color',col{2},'linestyle',type2(2),'linewidth',2);
legend({'Lambda'});
title('Lambda');
xlabel('Comprimento da Pista do Tribometro [mm]','fontsize', font);
ylabel('Espessura Específica de Filme [-]','fontsize', font);

figure(2)
h2 = plot(posicao*1E3,h0,'color',col{1},'linestyle',type2(2),'linewidth',2);hold on
h3 = plot(posicao*1E3,hm,'color',col{3},'linestyle',type2(2),'linewidth',2);
legend({'h0','hmin'});
title('h0 & hmin');
xlabel('Comprimento da Pista do Tribometro [mm]','fontsize', font);
ylabel('Espessura de Filme Lubrificante [m]','fontsize', font);

%=====FIM DE PROGRAMA=====

```