

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

ANÁLISE DE DESEMPENHO TRIBOLÓGICO DE LUBRIFICANTES AUTOMOTIVOS  
EM ENSAIO DE ESCORREGAMENTO METAL-METAL

por

Diego Ellwanger

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, maio de 2021

## DADOS INTERNACIONAIS DE CATALOGAÇÃO

Ellwanger, Diego  
Análise de Desempenho Tribológico de Lubrificantes  
Automotivos em Ensaio de Escorregamento Metal-metal /  
Diego Ellwanger. -- 2021.  
29 f.  
Orientador: Patric Daniel Neis.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) --  
Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de  
Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica, Porto  
Alegre, BR-RS, 2021.

1. Lubrificação. 2. Viscosidade. 3. Desgaste. 4.  
Tribômetro. I. Neis, Patric Daniel, orient. II.  
Título.

Diego Ellwanger

ANÁLISE DE DESEMPENHO TRIBOLÓGICO DE LUBRIFICANTES AUTOMOTIVOS  
EM ENSAIO DE ESCORREGAMENTO METAL-METAL

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS  
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
**ENGENHEIRO MECÂNICO**  
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Mário Roland Sobczyk Sobrinho  
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Processos de Fabricação

Orientador: Prof. Patric Daniel Neis

Comissão de Avaliação:

Prof. Heraldo José de Amorim

Prof. Ney Francisco Ferreira

Prof. Patric Daniel Neis

Porto Alegre, maio de 2021

## DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho à minha família e amigos.

## AGRADECIMENTOS

Primeiramente a Deus, por ter me dado saúde e determinação em todas as etapas do curso.

À minha família e minha namorada, sendo sempre compreensivos nos momentos difíceis e que em nenhum momento deixaram de me apoiar.

À toda equipe do Latrib, por sua disposição em ajudar na realização e compreensão dos ensaios, em especial aos professores Patric Daniel Neis e Ney Francisco Ferreira por todos os ensinamentos para o estudo e para a vida.

Ellwanger, Diego. **Análise de desempenho tribológico de lubrificantes automotivos em ensaio de escorregamento metal-metal**. 2021. 29 páginas. Monografia de Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2021.

## RESUMO

A escolha do lubrificante é um dos pontos de maior importância no projeto de uma máquina, pois ele é o responsável por diminuir o atrito entre os componentes, a temperatura, aumentar a eficiência e a vida útil do sistema. O objetivo deste trabalho é analisar o comportamento de três lubrificantes comerciais aplicados em veículos automotores, avaliando os resultados de atrito e desgaste levando em consideração a diferença de viscosidade entre os óleos. Para realização dos ensaios de desgaste e obtenção dos dados de atrito foi utilizado um tribômetro, aplicando um ensaio pino sobre disco com lubrificação inicial, sendo ainda avaliado qualitativamente a superfície dos materiais atritados após o ensaio. Após análise dos coeficientes de atrito medidos e das superfícies desgastadas dos pinos e discos, concluiu-se que o óleo de menor viscosidade apresentou maior retentividade que o de maior viscosidade à temperatura ambiente. A hipótese levantada é de uma lubrificação não homogênea ao longo do ensaio como causa, sendo ela mais evidente no óleo de maior viscosidade, por apresentar maior dificuldade para o lubrificante retornar à região de contato do que o de menor viscosidade, esse com maior fluidez.

PALAVRAS-CHAVE: Lubrificação, viscosidade, desgaste, tribômetro.

Ellwanger, Diego. **Tribological performance analysis of automotive lubricants in a metal-to-metal slip test**. 2021. 29 pages. Mechanical Engineering End of Course Monography – Mechanical Engineering degree, The Federal University of Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2021.

## ABSTRACT

Lubricant's choice is one of the most important aspects in machine's design, as it is responsible for reducing the friction between components, temperature, increasing the efficiency and system's life cycle. The objective of this work is to analyze the behavior of three commercial lubricants applied to engine vehicles, evaluating the results of friction and wear taking into account the difference in viscosity between the oils. To carry out the wear tests and obtain the friction data, a tribometer was used, applying a pin-on-disc test with initial lubrication, being qualitatively evaluated the surface of the rubbed materials after the test. After analyzing the friction coefficients found and the worn surfaces of the pins and discs, it was concluded that the oil with lower viscosity showed greater wear resistance than the one with higher viscosity at room temperature. The hypothesis raised is a non-homogeneous lubrication throughout the test as a cause, which is more evident in the oil of higher viscosity, as it presents greater difficulty for the lubricant to return to the contact region than the one of lower viscosity, this one with greater fluidity.

**KEYWORDS:** Lubrication, viscosity, wear, tribometer

## NOMENCLATURA

### Símbolos

$F$	Força aplicada	[N]
$h$	Altura do filme lubrificante	[m]
$u$	Velocidade de deslizamento	[m/s]
$A$	Área da superfície	[m <sup>2</sup> ]
$HS$	Número de Hersey	-
$T$	Torque aplicado	[N.m]
$R$	Raio	[m]

### Símbolos gregos

$\rho$	Densidade do Fluido	[kg m <sup>-3</sup> ]
$\mu$	Coefficiente de Atrito	-
$\nu$	Viscosidade Cinemática	[cSt]
$\eta$	Viscosidade Dinâmica	[Pa.s]
$\tau$	Tensão de Cisalhamento	[Pa]
$\omega$	Velocidade Angular	[rps]

### Abreviaturas e acrômimos

UFRGS	Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Latrib	Laboratório de Tribologia
SAE	Sociedade dos Engenheiros Automotivos (traduzido)
API	Instituto Americano de Petróleo (traduzido)



## SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	1
2. OBJETIVO.....	2
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	2
3.1 LUBRIFICAÇÃO.....	2
3.2 VISCOSIDADE .....	3
3.3 TIPOS DE LUBRIFICANTES E CLASSIFICAÇÕES .....	4
3.4 CURVA DE STRIBECK .....	5
3.5 ESTUDOS RELACIONADOS À ENSAIOS LUBRIFICADOS EM TRIBÔMETROS	6
4. MATERIAIS UTILIZADOS.....	6
4.1 LUBRIFICANTES .....	6
4.2 PINOS E DISCOS .....	7
5. METODOLOGIA.....	8
5.1 MEDIÇÃO EXPERIMENTAL DE VISCOSIDADE.....	8
5.2 ENSAIOS NO TRIBÔMETRO .....	9
5.3 ANÁLISE DA SUPERFÍCIE.....	10
6. RESULTADOS E DISCUSSÃO .....	10
6.1 TORQUE DOS MANCAIS .....	10
6.2 COEFICIENTE DE ATRITO A SECO .....	11
6.3 COEFICIENTE DE ATRITO LUBRIFICADO .....	12
6.4 ANÁLISE SUPERFICIAL DOS DISCOS E PINOS .....	13
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	16
ANEXO A – Folheto Técnico dos Lubrificantes Ensaaiados .....	17
APÊNDICE A – Comparativo entre curvas de atrito versus velocidade dos pares lubrificadas com o a seco. ....	18
APÊNDICE B – Interferometrias nos pinos P15 (5W30), P34 (5W-40) e P46 (a seco). ....	20

## 1. INTRODUÇÃO

O automóvel moderno, como conhecemos hoje, está presente em nossa sociedade desde o final do século 19, onde surgiram os primeiros protótipos e modelos patenteados de veículos movidos a motores de combustão interna. Já no início do século 20, a produção em larga escala foi tomando espaço, popularizando o produto e aos poucos tornando a indústria automotiva um dos maiores negócios do mundo. Como em toda máquina, nos automóveis também é almejada a máxima eficiência, obtendo-se o maior desempenho (maior potência, torque e aceleração) aliado ao menor gasto de combustível possível. Muitos fatores influenciam para tal. Nesse contexto, Rostek et al. (2017) mencionam que, as maiores perdas de energia em um motor são referentes às bombas de óleo auxiliares e ao atrito entre o par pistão-cilindro. Visto isso, faz-se necessário um estudo minucioso da especificação do lubrificante a ser utilizado em um motor a combustão interna, para promover uma melhor performance e/ou uma maior vida útil de seus componentes internos.

Encontramos hoje diversos tipos e classificações de óleos lubrificantes no mercado, tendo eles características distintas, tais como índice de viscosidade, ponto de fulgor, viscosidade cinemática (variável com a temperatura) e etc. Essas particularidades fazem com que o uso de lubrificantes diferentes resulte em uma variedade de resultados de desempenho das máquinas e sistemas mecânicos aplicados. Sendo assim, é papel do engenheiro especificar o óleo mais adequado para cada situação.

Hoje diversas teorias são realizadas para avaliar o desempenho de um lubrificante, seja ele sólido, líquido ou gasoso. Uma das teorias mais conhecidas é a de Richard Stribeck, que apontou uma relação entre o coeficiente de atrito e o Número de Hersey, esse dependente da viscosidade, velocidade e pressão de contato, para lubrificantes líquidos. Com essas informações, é possível levantar curvas e identificar as regiões onde temos diferentes regimes de lubrificação (lubrificação limítrofe, hidrodinâmica e mista), servindo assim de guia para uma melhor escolha do óleo a ser aplicado no projeto.

Um dos parâmetros mais lembrados quando o assunto é lubrificação certamente é a viscosidade do lubrificante. Sua influência no desgaste dos componentes é diretamente relacionada à altura do filme de óleo que é capaz de formar. Assim, quanto mais viscoso o lubrificante, mais fácil é de se produzir filmes com alturas maiores, podendo ainda aumentar à medida que aumenta a velocidade de deslizamento. Um estudo que mostra isso é o de Guo et al. (2017), que ao utilizarem diferentes concentrações (e consequentemente diferentes viscosidades) de glicerol e óleos de base polialfaoleofina, foi possível evidenciar uma tendência de produção de filmes maiores para lubrificantes mais viscosos. Com isso, a distância entre as superfícies fica maior e o desgaste diminui.

Neste contexto, o intuito deste trabalho é avaliar o desempenho tribológico de três lubrificantes comerciais, com diferentes classificações de viscosidade, em ensaios de deslizamento de aço contra aço, avaliando os resultados através de curvas de atrito versus velocidade e da análise da superfície desgastada do par tribológico. Para tal, serão realizados ensaios de desgaste do tipo pino sobre disco em um tribômetro, aplicando lubrificação deficitária (inicial) ao par de contato.

## 2. OBJETIVO

O presente trabalho tem por objetivo principal investigar o efeito da viscosidade sobre o atrito e desgaste do contato metal-metal (par de aço SAE 52100) em ensaios do tipo pino-sobre-disco para três lubrificantes comerciais.

Objetivos Específicos:

- Definir parâmetros e metodologia para ensaios no tribômetro do Latrib da UFRGS;
- Levantar uma curva de atrito versus velocidade de escorregamento para os três lubrificantes ensaiados;
- Verificar o efeito da viscosidade dos lubrificantes sobre o desgaste.

## 3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 3.1 LUBRIFICAÇÃO

Hamrock et al. (2004) definem como lubrificante qualquer substância que reduz o atrito e desgaste e promove movimentos suaves entre superfícies de contato e um período de vida satisfatório para os componentes envolvidos. Os regimes de lubrificação para superfícies conformantes (aquelas com alto grau de conformidade geométrica) são definidos como Hidrodinâmico, Misto e Limítrofe, conforme mostra a figura 3.1.

Temos ainda para superfícies não conformantes um quarto regime, chamado Elasto-Hidrodinâmico, ficando entre o misto e o hidrodinâmico. Superfícies não conformantes são assim chamadas pela característica da região de contato entre os corpos, que é dada por apenas um ponto ou uma linha, muito frequente no contato entre dentes de engrenagens. Devido a essas pequenas regiões, a pressão de contato torna-se alta e a deformação elástica dos componentes significativa, gerando uma pequena região com superfícies conformantes, onde um filme hidrodinâmico é formado. Corrobora para a lubrificação o aumento da viscosidade que os lubrificantes sofrem com o aumento da pressão, efeito chamado de piezoviscosidade.

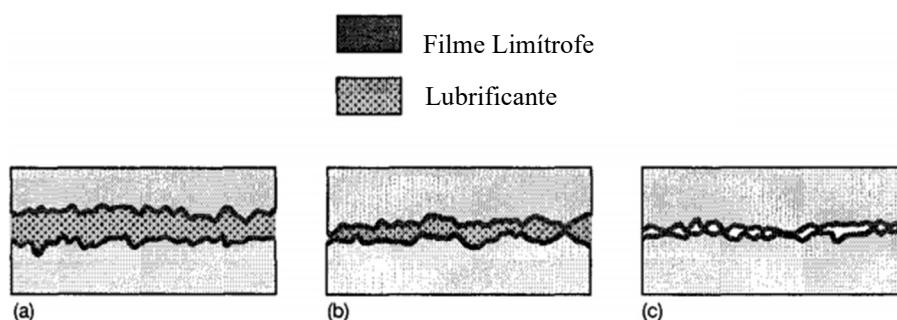


Figura 3.1 – Ilustração dos regimes de lubrificação: a) Hidrodinâmico, b) Misto e c) Limítrofe [Adaptado: Hamrock (2004)]

O primeiro regime (hidrodinâmico) é o mais conhecido, onde temos uma plena formação de filme completo entre as superfícies conformantes ao ser exercida uma pressão positiva entre elas, desde que haja uma velocidade relativa entre as partes. Nesta situação, dita como ideal, não temos o contato entre as asperezas das superfícies, o que leva a coeficientes de atrito e desgaste reduzidos. De acordo com Hamrock et al. (2004), nesse regime a espessura é normalmente maior que 1  $\mu\text{m}$ .

O regime limítrofe, por outro lado, é aquele em que temos a maior interação entre as superfícies, onde o filme formado não é capaz de separá-las completamente, conforme explicado também por Hamrock et al. (2004). Como consequência, temos os maiores coeficientes de atrito e níveis de desgaste. Menezes et al. (2013), complementam que nesse regime a rugosidade da superfície é mais influente do que a altura de filme. E ainda, explicam que o regime misto nada mais é do que a combinação entre o limítrofe e o hidrodinâmico, sendo, portanto, considerado um regime intermediário entre eles.

### 3.2 VISCOSIDADE

A propriedade mais frequentemente associada a lubrificantes é certamente a viscosidade, sendo ela influenciada por diversos fatores, tais como temperatura, taxa de cisalhamento e pressão. Entretanto, há dois tipos de viscosidade, estando elas relacionadas: viscosidade dinâmica e cinemática. De forma simples, Stachowiak e Batchelor (2006) mostram que a viscosidade dinâmica é a relação entre a força ( $F$ ) aplicada para movimentar uma certa área ( $A$ ) e o gradiente de velocidade entre as superfícies ( $u/h$ ), como exemplificado na figura 3.2 e na equação 3.1.

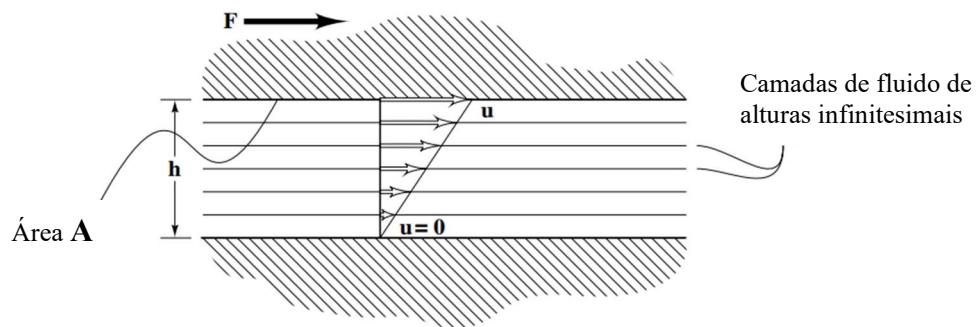


Figura 3.2 – Representação esquemática de um fluido separando duas superfícies [Adaptado: Stachowiak e Batchelor (2006)]

$$F = \eta \cdot A \cdot (u/h) \quad (3.1)$$

Onde “ $\eta$ ” é a viscosidade dinâmica (aqui vista como uma constante de proporcionalidade para cada fluido, “ $u$ ” a velocidade relativa e “ $h$ ” a altura do filme. Com isso, temos como resultado:

$$\eta = \tau / (u/h) \quad (3.2)$$

Sendo “ $\tau$ ” a tensão de cisalhamento [Pa] e a relação “ $u/h$ ” é a taxa de cisalhamento [ $s^{-1}$ ]. Nota-se que até aqui não foi levado em conta nenhuma propriedade do fluido em si, e sim resultados da aplicação. Portanto, quanto maior a força (ou tensão) necessária para termos o movimento relativo (cisalhamento) entre as superfícies, maior é o valor de “ $\eta$ ”. Em outras palavras, a viscosidade dinâmica é a resistência do fluido ao cisalhamento ao qual é submetido.

A viscosidade cinemática nada mais é do que a relação entre a viscosidade dinâmica e a densidade do fluido ( $\rho$ ) que está sendo utilizado, conforme equação 3.3:

$$v = \eta / \rho \quad (3.3)$$

Portanto, conclui-se que é possível ter fluidos que apresentem a mesma viscosidade dinâmica e diferentes viscosidades cinemáticas.

### 3.3 TIPOS DE LUBRIFICANTES E CLASSIFICAÇÕES

#### 3.3.1 Tipos de Lubrificantes

Stachowiak e Batchelor (2006) dividem os óleos lubrificantes em dois tipos: minerais e sintéticos. Há ainda emulsões, lubrificantes misturados com água, e graxas, mas estes não foram objeto de estudo no presente trabalho e, portanto, não serão abordados.

Lubrificantes minerais são aqueles que são resultado da destilação fracionada do petróleo. São divididos por suas fórmulas químicas básicas: parafínicos, naftênicos e aromáticos; sendo definido pela maior proporção na composição do óleo. Além disso, a presença de enxofre, que tem um percentual ideal estimado de 0,1% até 1%, sendo importante sua presença na eficiência da lubrificação, mas prejudicial à resistência à oxidação se em grande quantidade. Possui baixo custo de produção.

Já os lubrificantes sintéticos surgiram com intuito de atender às necessidades que os óleos minerais não conseguem, como manutenção da viscosidade em altas temperaturas, solidificação em baixas e ainda suprir a demanda onde não há produção eficaz de óleo mineral. São, na grande maioria, divididos em: Organohalogênios, Silicones e Hidrocarbonetos; sendo esse último o mais aplicado em veículos, visto seu baixo custo de produção.

Atualmente há uma infinidade de classificações de óleos lubrificantes, principalmente no ramo automotivo. Entretanto, as classificações de viscosidade SAE e API estão dentre as mais usuais e foram as tratadas neste trabalho nas seções a seguir:

##### 3.3.2.1 Classificação de Viscosidade SAE

Essa é a classificação padrão dos óleos lubrificantes automotivos, o que a torna a mais popular. Inicialmente a classificação era feita pelo valor da viscosidade cinemática a 100°C. Porém, com a necessidade de termos baixas viscosidades em baixas temperaturas, foram desenvolvidos os óleos multiviscosos. Para tal, foi criada a classificação “W”, significando inverno (*Winter*, em inglês). Por exemplo, um óleo SAE 20W50 significa que ele terá viscosidade de um SAE 20 a -18°C e de um SAE 50 a 100°C.

##### 3.3.2.2 Classificação API

Esta classificação tem como foco o desempenho do lubrificante no motor do veículo. Diversos fatores podem ser levados em conta, desde demandas referentes a consumo de combustível e redução de poluição até proteção dos componentes internos, bem como aditivos presentes. A API estabelece testes que definem os requisitos mínimos para os lubrificantes atingirem a classificação, estando ela em constante evolução ao longo do tempo. A classificação é caracterizada por duas letras, sendo a primeira “S” (para motores a gasolina, etanol e/ou GNV) ou “C” (Diesel) e a segunda o nível de desempenho, sendo o “A” o pior e mais antigo. Hoje a maioria dos lubrificantes da série “S” presentes no mercado são de classificação “SL” ou superior, mostrando a evolução do desempenho dos lubrificantes. Óleos de mesma classificação significa que atendem aos mesmos requisitos, tendo pacote de aditivos e desempenho similares.

### 3.4 CURVA DE STRIBECK

Criado por Richard Stribeck, esse é um conceito que ajuda a esclarecer as diferenças entre os regimes de lubrificação. A curva apresenta uma relação entre o coeficiente de atrito ( $\mu$ ) e um número adimensional, sendo ele o número de Hersey, definido conforme a equação a seguir:

$$H_s = \frac{\eta \cdot \omega}{p} \quad (3.4)$$

Onde “ $\eta$ ” é a viscosidade dinâmica [Pa.s], “ $\omega$ ” a velocidade angular entre as superfícies lubrificadas [rps] e “ $p$ ” a pressão entre as superfícies de contato [Pa]. Geralmente, um número de Hersey elevado significa maior propensão à formação de um filme lubrificante maior (em espessura), enquanto valores menores levam a filmes mais finos. Com isso, pensando nos regimes de lubrificação anteriormente expostos, podemos ter uma curva com as divisões apresentadas na figura 3.3.

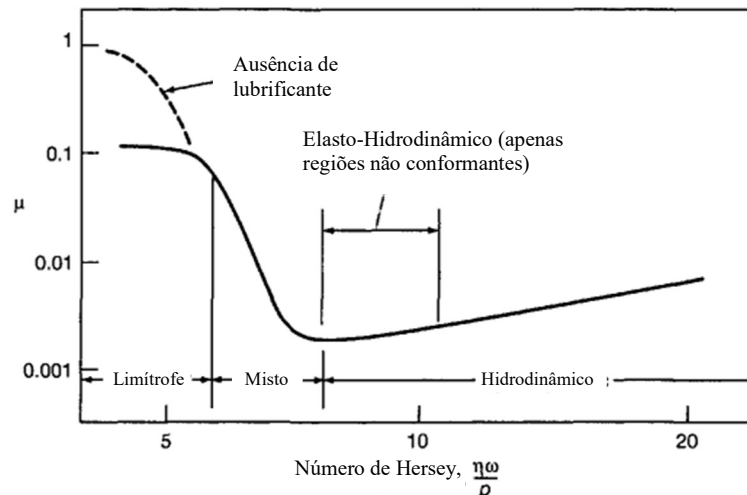


Figura 3.3 – Modelo de uma Curva de Stribeck. [Adaptado: Hamrock (2004)]

O regime hidrodinâmico é indicado a partir do ponto mínimo de “ $\mu$ ”, momento em que a rugosidade da superfície deixa de ter influência significativa e a viscosidade do fluido torna-se importante. A região de lubrificação mista é caracterizada pela queda do coeficiente de atrito, partindo do alto valor da região limítrofe e terminando no ponto mais baixo da curva. Isso explica o conceito de que o regime misto nada mais é do que a transição entre os outros dois (limítrofe e hidrodinâmico). Já o regime limítrofe é onde temos os maiores valores para o atrito, sendo resultado das maiores interações entre as asperezas das superfícies, que geram maior resistência ao deslizamento e, conseqüentemente, maior desgaste. Nota-se que, para superfícies não conformantes, após o menor coeficiente de atrito temos o início da zona de lubrificação elasto-hidrodinâmica, seguindo depois para o hidrodinâmico com o aumento do número de Hersey.

### 3.5 ESTUDOS RELACIONADOS À ENSAIOS LUBRIFICADOS EM TRIBÔMETROS

Visando avaliar a importância da escolha de lubrificantes do contato trilhos-roda de trem, bem como a frequência de lubrificação, Sundh et al. (2008) realizaram um comparativo entre diferentes óleos e graxas frente a uma condição de lubrificação inicial e nova lubrificação a cada 8 e 300m de deslizamento, sendo aplicados força normal entre as superfícies, velocidade e temperatura constantes durante todo ensaio. Empregou-se um tribômetro pino-sobre-disco para os testes de desgaste do contato trilho-rodas de trem, sendo os corpos de prova obtidos do corte de amostras de rodas e trilhos usados. Os ensaios com alguns lubrificantes não apresentaram boa repetibilidade, gerando marcas de desgaste nos pares tribológicos muito discrepantes entre si. Entretanto, ficou evidenciado que, para maiores coeficientes de atrito, maior desgaste foi observado.

Já Krantze e Haraman (2010) realizaram ensaios visando identificar a influência da viscosidade dos lubrificantes no desgaste de engrenagens. Os testes foram realizados em um aparato que simula as condições de funcionamento de uma engrenagem, sendo avaliado ao todo sete diferentes lubrificantes com diferentes viscosidades. As engrenagens testadas eram feitas de aço AISI 9310. Ao final, o lubrificante de menor viscosidade apresentou as maiores médias de desgaste, enquanto o lubrificante mais viscoso apresentou os menores níveis de desgaste. Outros lubrificantes com viscosidades similares, mas diferentes aditivos, apresentaram níveis de desgaste diferentes. Com isso, é evidenciado que a viscosidade e os aditivos possuem uma grande influência no que diz respeito ao desgaste de engrenagens.

Nuraliza e Syahrullail (2015), avaliaram o desempenho de três lubrificantes diferentes, avaliando coeficiente de atrito e desgaste em um tribômetro com ensaio pino-sobre-disco com diferentes cargas (50 a 100N) e velocidades de deslizamento (1 a 5 m/s). Os pinos eram feitos de alumínio (A1100) e os discos de aço ferramenta (SKD 11). Os autores concluíram que, com o aumento da carga aplicada e da velocidade de deslizamento no regime limítrofe, houve aumento do coeficiente de atrito. Além disso, por ter sido obtido apenas esse regime de lubrificação, foi possível avaliar que os mecanismos de desgaste presentes foram abrasivo e adesivo.

Por fim, em seus ensaios, Vilhena et al. (2017) estudaram a influência da velocidade de deslizamento e o efeito da densidade de área padronizada (textura) em contato no comportamento do atrito. Para tal, foi utilizado um tribômetro do tipo bloco-anel, onde o formato do bloco tinha quatro variações de textura, alterando a quantidade e a largura das ranhuras presentes. Essas combinações de velocidade e textura resultaram em lubrificação pelos três regimes (limítrofe, misto e hidrodinâmico). Comparando os lubrificantes de menor e média viscosidade (46 e 150 mm<sup>2</sup>/s, respectivamente), foi observado que, em velocidades de 0,25 a 0,5 m/s, o coeficiente de atrito é maior na superfície sem textura do que na com baixa textura. É um fenômeno difícil de ser explicado, mas é provavelmente devido a algum efeito localizado, como distribuição não homogênea do filme lubrificante.

## 4. MATERIAIS UTILIZADOS

### 4.1 LUBRIFICANTES

Devido à facilidade de serem obtidos no mercado, foram escolhidos três lubrificantes comerciais automotivos da marca Lubrax (Petrobras). A opção de serem todos da mesma marca teve o intuito de evitar variações significativas de composição química. Os óleos tinham as

classificações SAE 5W-20, 5W-30 e 5W-40, sendo todos API SN. Os dados de viscosidade cinemática (entre outras informações) foram obtidos através de um folheto técnico disponibilizado pelo próprio fabricante (anexo A).

#### 4.2 PINOS E DISCOS

Foram empregados pinos e discos de aço SAE 52100 e suas geometrias são ilustradas na figura 4.1. A geometria do pino é de grande importância, visto que a pressão de contato é um dos fatores do número de Hersey. Por isso, optou-se por pinos com raio de curvatura de 200mm, para evitar desalinhamento no contato pino-disco. Levando em conta que este raio de curvatura pode ser considerado relativamente grande e dado que já nas primeiras revoluções do disco o pino irá se desgastar, aumentando sua área de contato, as superfícies do par podem ser consideradas como conformantes.

Com o intuito de eliminar a variável rugosidade dos ensaios, os discos ensaiados foram submetidos a lixamentos de granulação 200, 600 e 1200; vindo já previamente retificados do fabricante. Os pinos, além de terem sido submetidos às mesmas granulações de lixas, foram polidos em uma politriz. A tabela 4.1 especifica quais discos e pinos foram usados para cada lubrificante, sendo os pinos presos com um mandril no atuador do tribômetro e o disco fixado com um suporte. O alinhamento do disco foi verificado com auxílio de um relógio comparador e foram utilizados dois pares pino-disco para cada lubrificante (portanto, duas repetições de cada teste) e apenas um no caso do teste a seco, este para fins comparativos.

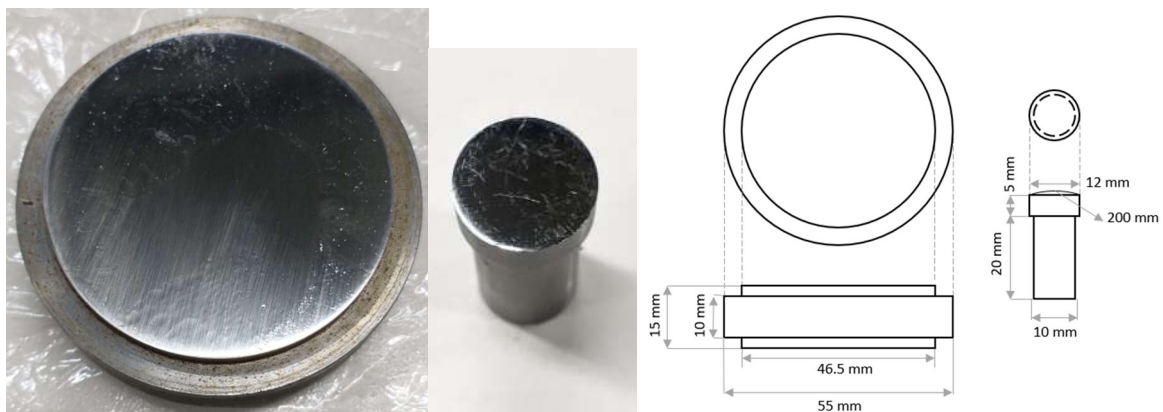


Figura 4.1 – Disco e pino empregados no ensaio do tribômetro e seus dimensionais.

Tabela 4.1 – Nomenclatura dos pares tribológicos e lubrificantes aplicados.

Óleo	Disco	Pino
Ensaio a seco	1	A
5W-20	2	B
5W-20	3	C
5W-30	4	D
5W-30	5	E
5W-40	6	F
5W-40	7	G



## 5. METODOLOGIA

### 5.1 MEDIÇÃO EXPERIMENTAL DE VISCOSIDADE

Visto que os ensaios de desgaste (pino sobre disco) foram realizados à temperatura ambiente (em torno de 20°C), tornou-se necessário a obtenção das viscosidades dos óleos nesta temperatura, uma vez que esse dado não é informado pelo folheto dos lubrificantes. Para tal, foi utilizado um reômetro rotativo ARES-G2, da marca TA Instruments, que fica localizado no CECOM (UFRGS). O equipamento é empregado para medir viscosidade de fluidos e soluções, utilizando atuadores com geometria padronizada (placas, cones e cilindros) para realizar o cisalhamento da amostra através da rotação da placa base.

Neste caso, foi utilizado o par cone-placa, com ângulo do cone de 1°59'54" e distância entre as superfícies de 0,042 mm. Para obtenção da viscosidade dinâmica, é feita a divisão da tensão de cisalhamento (oriunda do torque necessário para manter a rotação) pela taxa de cisalhamento (velocidade angular do eixo), analogamente à equação 3.2; a temperatura é controlada por um sistema composto por uma placa de Peltier e um resfriador com água. Na figura 5.1 é possível visualizar o equipamento e os corpos de prova. Os resultados de viscosidade são informados na tabela 5.1, a seguir.

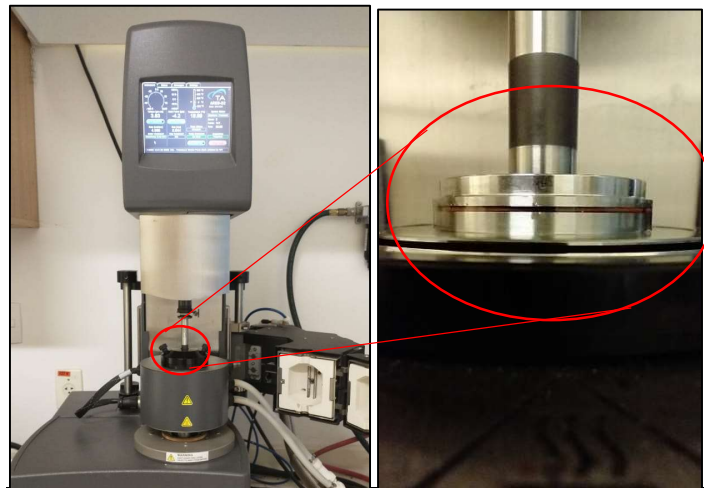


Figura 5.1 – Reômetro rotativo e atuadores com lubrificante para ensaio.

Tabela 5.1 - Dados de viscosidade cinemática obtidos nos ensaios do reômetro.

CLASSIFICAÇÃO	VISCOSIDADE (cSt) A 20°C			VISCOSIDADE (cSt) A 40°C		
	5W-20	5W-30	5W-40	5W-20	5W-30	5W-40
MÉDIA DOS ENSAIOS	111	148	211	46	58	82
DESVIO PADRÃO	0,27	0,53	0,84	0,09	0,16	0,21
FOLHETO TÉCNICO	-	-	-	44	59	78

Baseado na semelhança do comportamento da viscosidade com relação à classificação para a temperatura de 40°C, pode-se inferir que as medidas obtidas experimentalmente a 20°C estão coerentes, podendo ser usadas como referência para análise dos ensaios do tribômetro.

## 5.2 ENSAIOS NO TRIBÔMETRO

Para análise de desempenho dos lubrificantes foi utilizado o tribômetro do Latrib-UFRGS (figura 5.2), desenvolvido por Neis (2012). O mesmo opera aplicando uma força normal sobre um par pino-disco em rotação, estando entre eles o filme de óleo lubrificante. O coeficiente de atrito é obtido pela seguinte equação:

$$\mu = \frac{T}{F \cdot R} \quad (3.1)$$

Onde  $\mu$  é o coeficiente de atrito resultante, T é o torque aplicado pelo motor para manter a rotação desejada [Nm], F a força normal exercida pelo pino sobre o disco [N] e R é o raio de deslizamento em relação ao centro do disco [mm]. Como parâmetros de ensaio, foi utilizada uma força inicial de 30 N (evitando choque brusco entre pino e disco) e nominal de 80 N, com um perfil de velocidade senoidal variando de 0 m/s a 0,8 m/s (0 a 425 rpm) com período igual a 120 s. O tempo total de ensaio foi de 1800 s, totalizando 15 senoides completas. A figura 5.3 representa os parâmetros de força normal e velocidade ao longo do ensaio. A quantidade de lubrificante inicialmente aplicado sobre o disco foi padronizada em 1,5 ml, sendo retirado o excesso com uma bucha de algodão antes de cada ensaio.

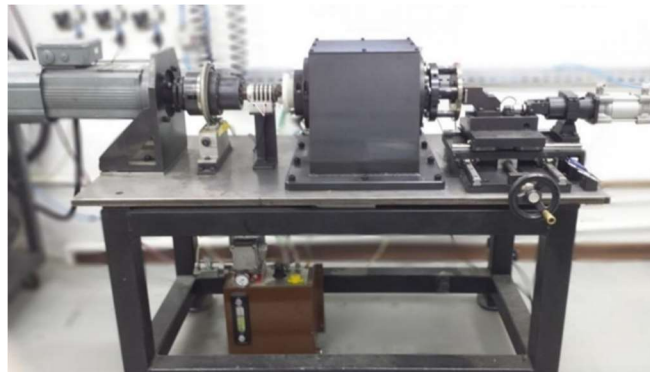


Figura 5.2 - Tribômetro do Laboratório de Tribologia da UFRGS [Adaptado: Pavlak et al. (2017)]

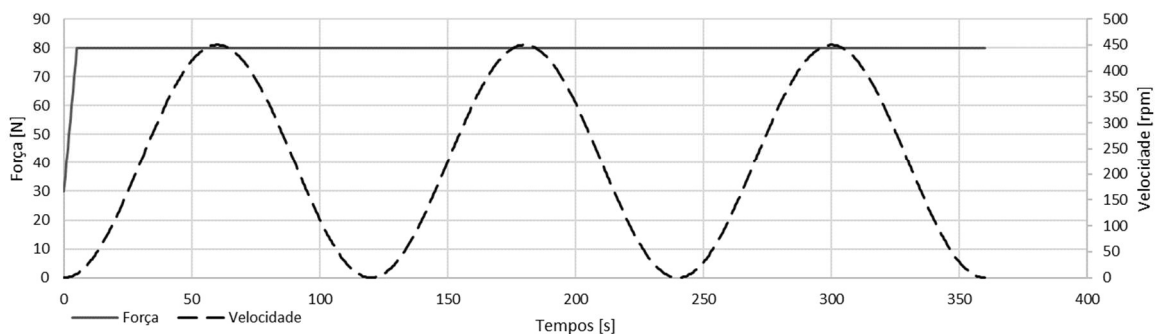


Figura 5.3 – Ilustração dos parâmetros do teste: força e rotação ao longo do ensaio.

O tribômetro utilizado tem seu eixo girando sobre mancais, tendo estes um torque de acionamento em vazio (sem aplicação de força normal). Visto que o coeficiente de atrito esperado num ensaio lubrificado é inferior a 0,1, é imprescindível a correção (ou minimização) do valor do torque de acionamento dos mancais. Para tal, foi realizado um ensaio sem aplicação de carga ( $F=0N$ , sem contato pino-disco), com perfil de velocidades senoidal semelhante ao utilizado nos ensaios lubrificados e temperatura do óleo do mancal já estabilizada. Levantando uma curva torque versus velocidade, é possível obter uma equação para a subtração do torque dos mancais de rolamento do torque do ensaio de desgaste, obtendo-se o valor do coeficiente de atrito mais próximo do real.

Além da comparação entre os lubrificantes, é de grande valia a comparação com um ensaio de desgaste sem lubrificação (a seco) desses materiais, com o intuito de compreender a influência e resultado da lubrificação de maneira geral. Para tal, foi utilizado um par pino-disco que havia sido usado anteriormente em ensaios lubrificados de teste para a metodologia deste trabalho, sendo feita a limpeza deles com álcool etílico hidratado 70° para remoção do lubrificante das superfícies.

### 5.3 ANÁLISE DA SUPERFÍCIE

A análise das superfícies atritadas se faz necessária para avaliar a largura da trilha de desgaste sobre o disco, bem como o diâmetro marcado sobre o pino. A partir disso, avaliou-se qualitativamente o aspecto dos pares tribológicos após cada ensaio, podendo verificar se a presença do lubrificante e a alteração da viscosidade tiveram alguma influência no desgaste. Foi utilizado o microscópio Axio Lab.A1, da fabricante Zeiss, que se encontra no Latrib, com magnificação de 25 vezes. Foram avaliadas 4 regiões ao longo da trilha do disco, separadas uniformemente a 90° (circunferencialmente) e medida sua largura, enquanto nos pinos foram avaliadas as marcas em sua totalidade, medindo o diâmetro maior e o menor da marca de desgaste (elipse). Além disso, como complemento da análise, foram realizadas medições interferométricas nos pinos e discos, utilizando o interferômetro Bruker, modelo Contour GT-K, com posterior tratamento e análise no software Vision64.

## 6. RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 6.1 TORQUE DOS MANCAIS

Após realização dos ensaios sem carga para verificação do torque de acionamento dos mancais em vazio, foi levantada a curva torque versus rotação conforme ilustrado na figura 6.1. Portanto, estima-se que a relação seja dada pela equação 6.1, oriunda de uma linha de tendência do gráfico (pontilhada):

$$T = -1 \cdot 10^{-7} \omega^2 + 5 \cdot 10^{-4} \omega + 0,1876 \quad (6.1)$$

Onde “T” é o torque medido no eixo do tribômetro [Nm] e “ $\omega$ ” é a velocidade angular [rpm]. A equação 6.1 deverá ser aplicada para obter o torque líquido dos ensaios (torque resultante do ensaio subtraído do torque de acionamento em vazio, dado pela equação 6.1) e posterior cálculo do coeficiente de atrito pela equação 3.1.

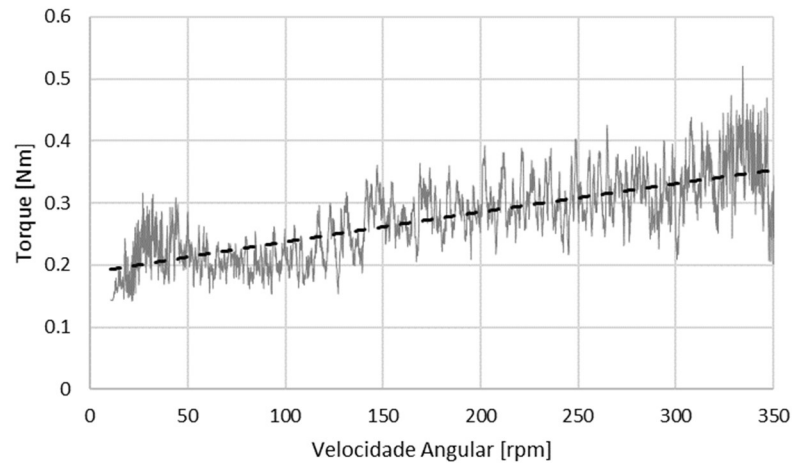


Figura 6.1 – Curva do torque frenante dos mancais do tribômetro (sem carga) em função da rotação do eixo.

## 6.2 COEFICIENTE DE ATRITO A SECO

Durante a realização do ensaio sem lubrificante foi percebida uma alteração repentina do torque resultante ao longo do tempo (por volta dos 750s), conforme pode ser visto na figura 6.2.

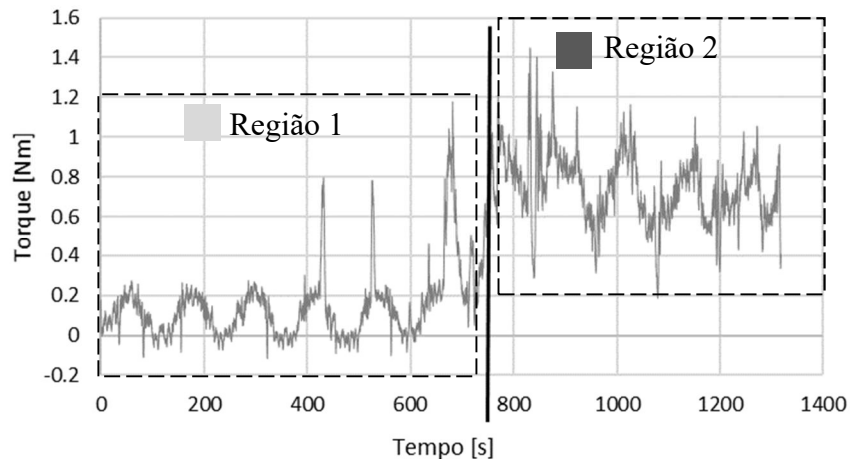


Figura 6.2 – Curva do torque x tempo para o ensaio sem aplicação de lubrificante (a seco).

Baseado no comportamento do torque, pode-se distinguir duas regiões no gráfico: região 1, compreendendo um nível de torque (e conseqüente atrito) mais baixo, e a região 2, com um nível de torque mais elevado. A causa de tal diferença se dá pela limpeza dos materiais antes do ensaio não ter sido totalmente efetiva, resultando num torque inicial menor no início (até por volta de 650s), passando por um regime transiente com decrescente eficácia das partículas de lubrificante remanescentes (entre 650 e 850s), até chegar ao maior nível de torque (esse ainda possivelmente sob alguma influência de resquícios de lubrificantes no par). O resquício de partículas de óleo se dá pelo fato de a limpeza ter sido realizada com álcool, e não com um produto apolar mais adequado (acetona, por exemplo).

A figura 6.3 apresenta o comparativo entre as duas regiões, agora analisando o comportamento do atrito em função da velocidade. À direita da curva temos o atrito médio ( $\mu$ ) e desvio padrão (D.P.) de cada região.

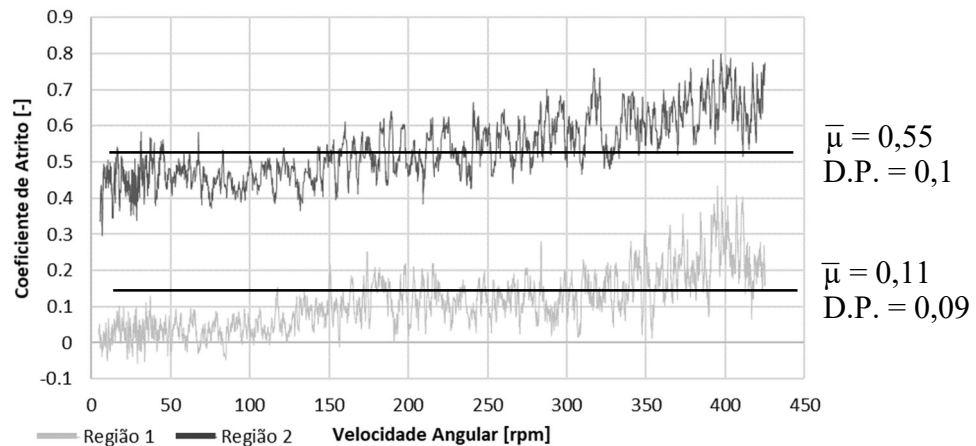


Figura 6.3 – Curva do coeficiente de atrito em função da velocidade angular para o ensaio sem lubrificação em função das duas regiões acima descritas.

Baseado nas médias de coeficiente de atrito, foi observado um aumento de aproximadamente 5 vezes do coeficiente de atrito da região 2 em relação a região 1. Nota-se também que ambas as regiões apresentam uma relação aproximadamente linear e crescente entre coeficiente de atrito e velocidade. Ao final do ensaio, notou-se alto desgaste no pino e disco, evidenciando o contato intensivo entre eles. Na seção 6.3, temos o comparativo deste ensaio com os ensaios lubrificados.

### 6.3 COEFICIENTE DE ATRITO LUBRIFICADO

Para cada lubrificante, é apresentado na figura 6.4 os resultados de coeficiente de atrito médio encontrados. Tanto a média quanto o desvio padrão levam em conta os dados da média das duas repetições para cada lubrificante.

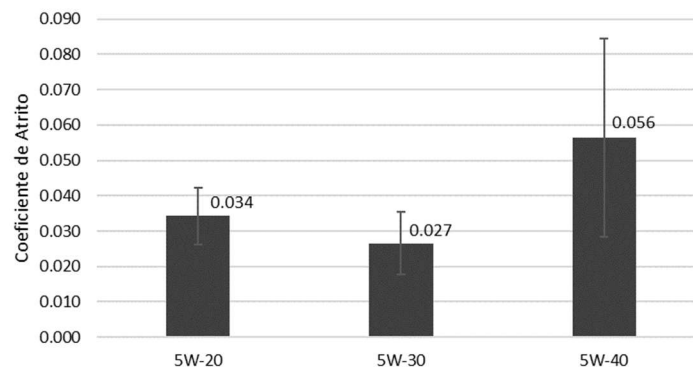


Figura 6.4 – Resultados de média e desvio padrão dos coeficientes de atrito para cada lubrificante.

Nota-se que para os óleos 5W-20 e 5W-30 (menos viscosos) o coeficiente de atrito foi sensivelmente menor que para o óleo 5W-40, mais viscoso. Para avaliar se esse comportamento se mantém à medida que a velocidade aumenta, foi feita a avaliação do coeficiente de atrito médio em duas faixas, de 0 a 212 rpm (metade da rotação máxima) e de 213 a 425 rpm, conforme ilustra a figura 6.5. Gráficos de atrito ponto a ponto em função da velocidade para cada lubrificante, bem como com o ensaio a seco, pode ser verificado no apêndice A.

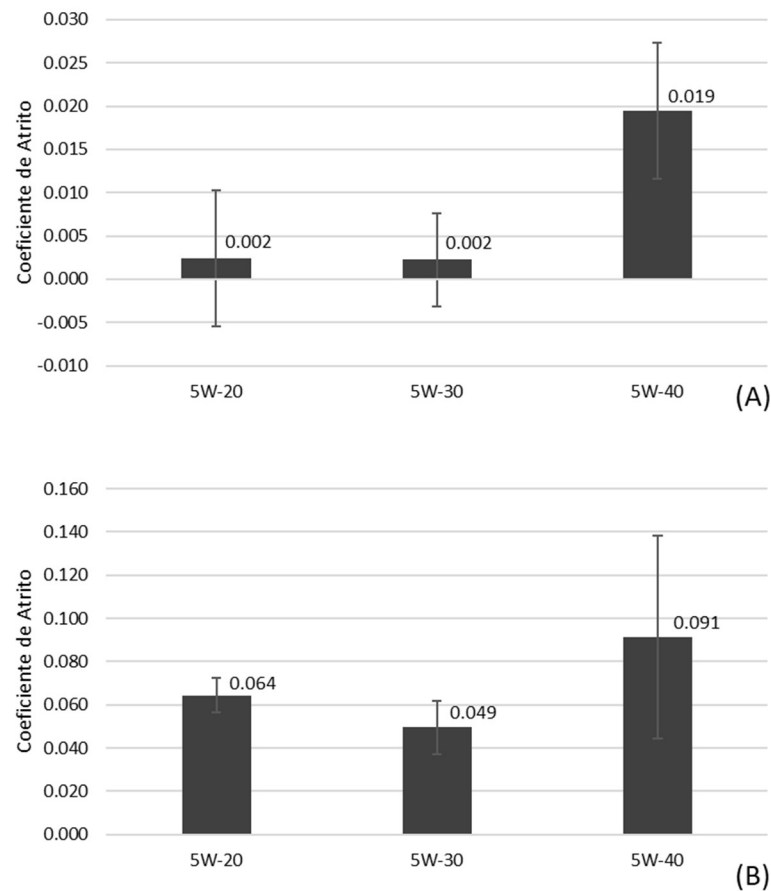


Figura 6.5 – Coeficientes de atrito por faixa de velocidade. A) 0 a 212 rpm; B) 213 a 425 rpm.

Pelo gráfico é possível notar que em ambas as faixas de velocidades os lubrificantes tiveram comportamentos similares entre si, mantendo os menores coeficientes de atrito para os lubrificantes 5W-20 e 5W-30 e o 5W-40 com o maior. Uma das hipóteses levantadas para esse fenômeno foi que, devido à lubrificação ser apenas inicial (deficitária), o óleo de maior viscosidade tem maior dificuldade em retornar para a região de contato, visto que sua resistência ao deslizamento é maior. Isso acaba diminuindo a eficiência da lubrificação e permitindo maior contato (e atrito) entre as asperezas de ambas as superfícies.

Porém, apenas analisando o comportamento do atrito não é possível chegar a algum resultado acerca dos mecanismos de desgaste. Por isso, foi necessária a análise microscópica dos pinos e discos.

#### 6.4 ANÁLISE SUPERFICIAL DOS DISCOS E PINOS

Após realização dos ensaios de atrito, os materiais (pino e disco) foram submetidos à análise microscópica, onde foi possível medir a largura das trilhas dos discos e diâmetro das marcas nos pinos. Os resultados são ilustrados no gráfico da figura 6.6.

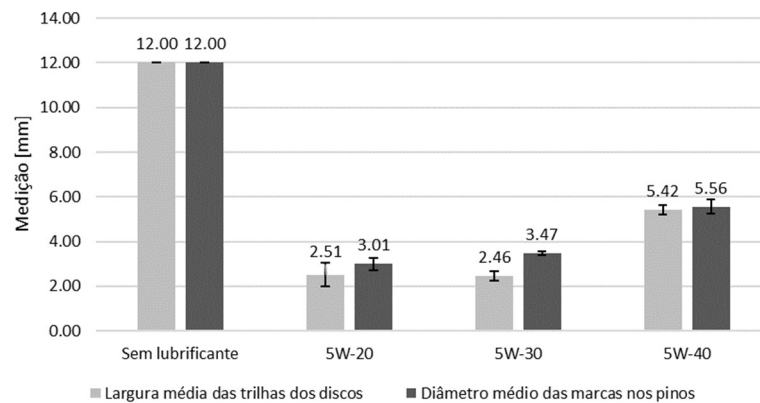


Figura 6.6 – Comparativos das larguras médias das trilhas dos discos e diâmetros médios das marcas dos pinos após ensaio de desgaste.

Conclui-se pelos gráficos que os ensaios lubrificadas tiveram efeito significativo nos níveis de desgaste do par tribológico em relação aos testes realizados a seco, levando a uma redução da largura e diâmetro médios de cerca de 50% nos pares que utilizaram óleo 5W-40 e aproximadamente 70% para os lubrificadas com 5W-30 e 5W-20. Para compreender melhor tal efeito, foram realizadas microscopias das marcas de desgaste (figuras 6.7 e 6.8).

No ensaio a seco foi observado predominância do mecanismo de desgaste adesivo no par (pino e disco), onde há pleno contato entre as superfícies, que acabaram se deformando plasticamente de forma severa e criando marcas que não seguem o sentido de deslizamento; processo esse ainda mais intensificado devido à afinidade química dos pares tribológicos, por serem do mesmo material.

Já nos ensaios lubrificadas fica evidente a predominância do mecanismo de desgaste abrasivo, onde as marcas (riscos) são mais uniformes e seguem a linha de deslizamento. Além disso, as manchas escurecidas são sinais de formação de uma camada de óxido na superfície (assim como no a seco), que também contribui para redução do atrito e do desgaste, por desempenhar o papel de um lubrificante seco. Esse tipo de desgaste, com grande formação de óxidos, é conhecido como desgaste triboquímico, que acontece após remoção de material da superfície e que entra em contato com ambiente oxidante, conforme Gahr (1987). No caso a seco, somente o filme de óxido formado não foi suficiente para impedir a ocorrência de deformação plástica severa.

Para maior detalhe dos níveis de desgaste, no apêndice B temos o resultado das interferometrias dos pinos A (sem lubrificante), E (5W30) e F (5W40). Comparando-os, é nítida a diferença dos níveis de desgaste dos pinos lubrificadas para o a seco. Ainda, vemos um singelo aumento nos níveis de deformação do pino P15 para o P34, que é coerente com o maior coeficiente de atrito obtido nos ensaios no tribômetro. As marcas obtidas no pino P34 indicam que debris (particulados de material removido) se depositaram sobre o pino, devido a maior interação entre as superfícies neste caso, criando essa forma de “cometa”.

A hipótese inicial nos leva a crer que o lubrificante mais viscoso levaria a um menor desgaste, pois ele formaria um filme de óleo mais espesso, mantendo uma distância maior entre as superfícies e evitando o contato de suas asperezas. Porém, nos ensaios do presente trabalho ocorreu exatamente o oposto, com maior desgaste nos pares que utilizaram o óleo mais espesso, corroborando com a hipótese levantada na seção anterior. Esse fenômeno também foi notado por Vilhena et al. (2017), ao testar diferentes geometrias de pinos, sendo definido como principal causa a lubrificação não-homogênea da superfície.

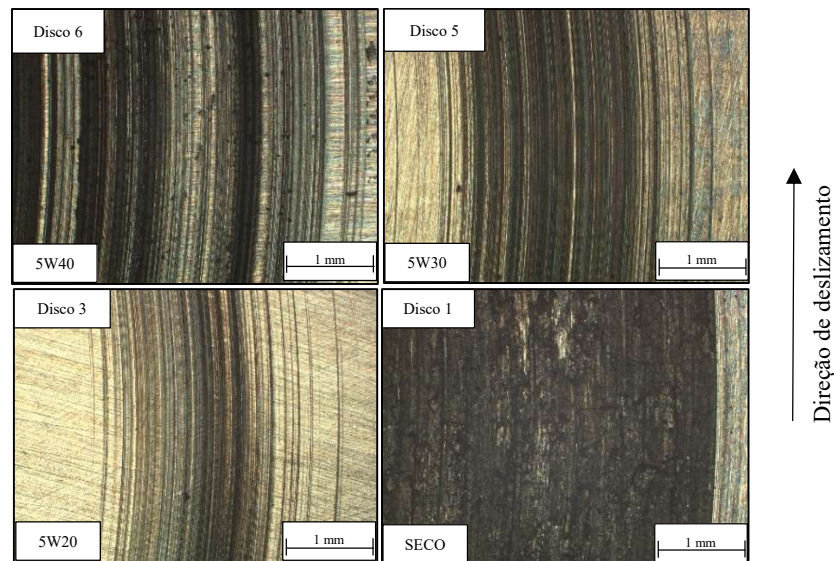


Figura 6.7 – Trilhas dos discos com diferentes lubrificantes.

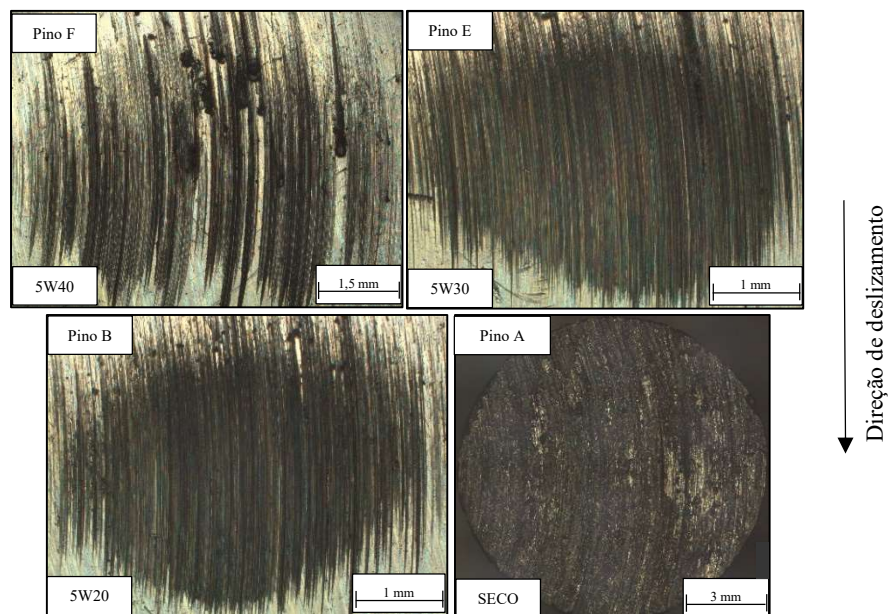


Figura 6.8 – Marcas de desgaste dos pinos testados sob diferentes lubrificantes.

## 7. CONCLUSÃO

Avaliando a influência da viscosidade na situação de lubrificação deficitária, foi possível notar que o aumento da viscosidade do fluido pode gerar maior desgaste nas superfícies, tendo como possível causa a menor fluidez dos óleos mais viscosos que acaba dificultando o retorno do mesmo para a região de contato. Além disso, a aplicação de um perfil de velocidade senoidal com uma força normal fixa no tribômetro também se mostrou um procedimento adequado, sendo possível levantar facilmente uma curva atrito versus velocidade e avaliar seu comportamento.



## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- De Andrade, F., “**Avaliação tribológica de superfícies revestidas com cromo duro**”; Trabalho de Conclusão de Curso – Eng. Mecânica - UFRGS, 2019.
- Gahr, K.Z., “**Microstructure and wear of materials**”; Tribology Series, Elsevier, 1987.
- Graff, J. S., “**Análise de performance tribológica de lubrificantes aplicados a um redutor de engrenagens**”; Trabalho de Conclusão de Curso – Eng. Mecânica - UFRGS, 2018
- Guo, L., Wong, P.L., Guo, F. “**Effects of viscosity and sliding speed on boundary slippage in thin film hydrodynamic lubrication**”, Elsevier Ltd, China, 2017.
- Hamrock, B. J.; Schmid, S. R.; Jacobson, B. O. “**Fundamentals of Fluid Film Lubrication**”. 2ª Edição. New York: Marcel Dekker, 2004
- ISO 3448:1992, “**Industrial liquid lubricants - ISO viscosity classification**”, International Organization of Standardization, 1992.
- Krantz, T.L., Kahraman, A. “**An Experimental Investigation of the Influence of the Lubricant Viscosity and Additives on Gear Wear**”, Tribology Transactions, Ohio, USA, 2010.
- Menezes, P. L.; Nosonovsky, M.; Lovell, M. R. “**Tribology for Scientists and Engineers**” New York, NY, USA: Springer, 2013.
- Neis, P. D.; “**Projeto e construção de um tribômetro com controle independente da temperatura do disco**”, Tese (doutorado em engenharia), 130 p., Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2012.
- Nuraliza, N., Syahrullail, S. “**Tribological effects of vegetable oil as alternative lubricant: a pin-on-disk tribometer and wear study**”, Tribology Transactions, Malásia, 2015.
- Petrobras, “**Lubrificantes Lubrax Automotivos**”, <https://www.br.com.br/pc/produtos-e-servicos/para-seu-veiculo/lubrificantes/lubrificantes+lubrax++automotivos>. Acessado em 15/03/2021
- Pavlak, R. P.; Neis, P. D.; Poletto, J. C.; De Barros, L. Y.; Ferreira, N. F. “**Wear, Friction and NVH Characterization Using a Laboratory-Scale Tribometer**”. SAE Technical Papers Series (2017-36-0003), 2017. Disponível em: <<https://doi.org/10.4271/2017-36-0003>>
- Rostek, E., Babiak, M., Wróblewski, E. “**The influence of oil pressure in the engine lubrication system on friction losses**”, Elsevier Ltd, Poland, 2017.
- Stachowiak, G.W., Batchelor, A.W., “**Engineering Tribology**”, Tribology Series 24, 3a Edição, 2006.

Sundh, J., Olofsson, U., Sundvall, K. “Seizure and wear rate testind of wheel-rail contacts under lubricated conditions using pin-on-disc methodology”, Elsevier Ltd, Sweden, 2008.

Vilhena, L.M., Ramalho, A., Cavaleiro, A. “Grooved surface texturing by electrical discharge machining (EDM) under different lubrication regimes”, Wiley, Portugal, 2017.

#### ANEXO A – Folheto Técnico dos Lubrificantes Ensaiaados

- 5W-20

Ensaio	Grau SAE 5W-20
Densidade 20/4°C	0,847
Ponto de fulgor, °C	224
Ponto de fluidez, °C	-39
Viscosidade a 40°C, cSt	43,84
Viscosidade a 100°C, cSt	8,20
Índice de Viscosidade	164
Indice de Basicidade Total– IBT	8,08
CCS à -30°C, cP	3626
MRV à -35°C, cP	15232

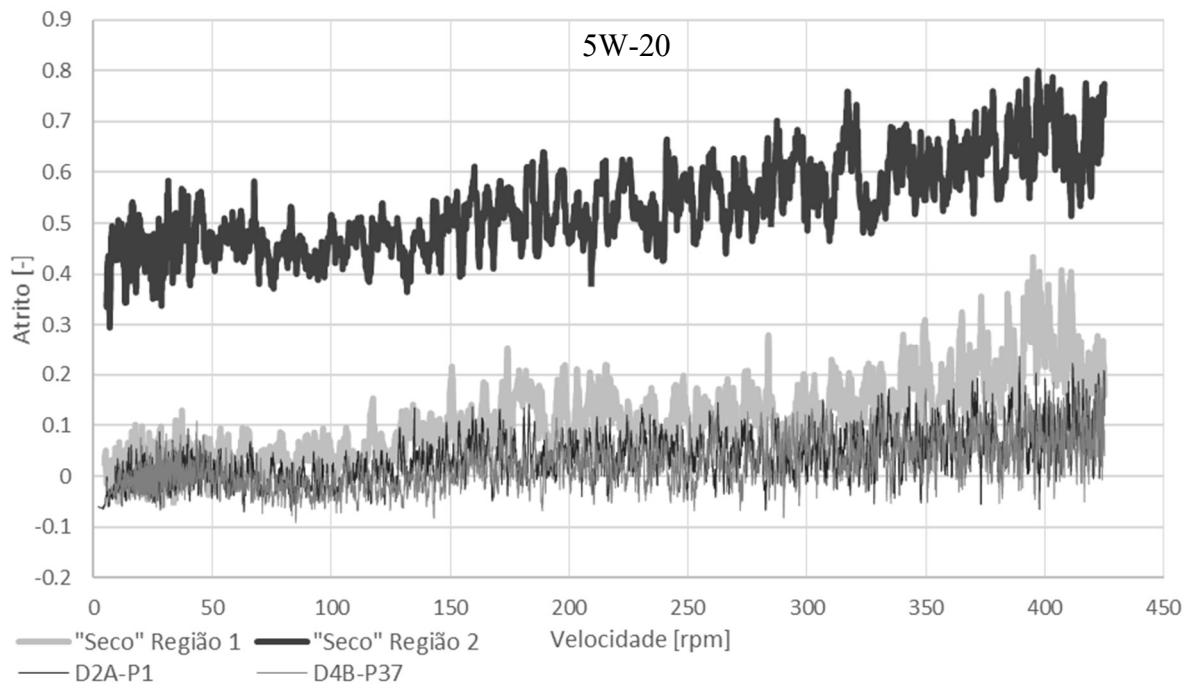
- 5W-30

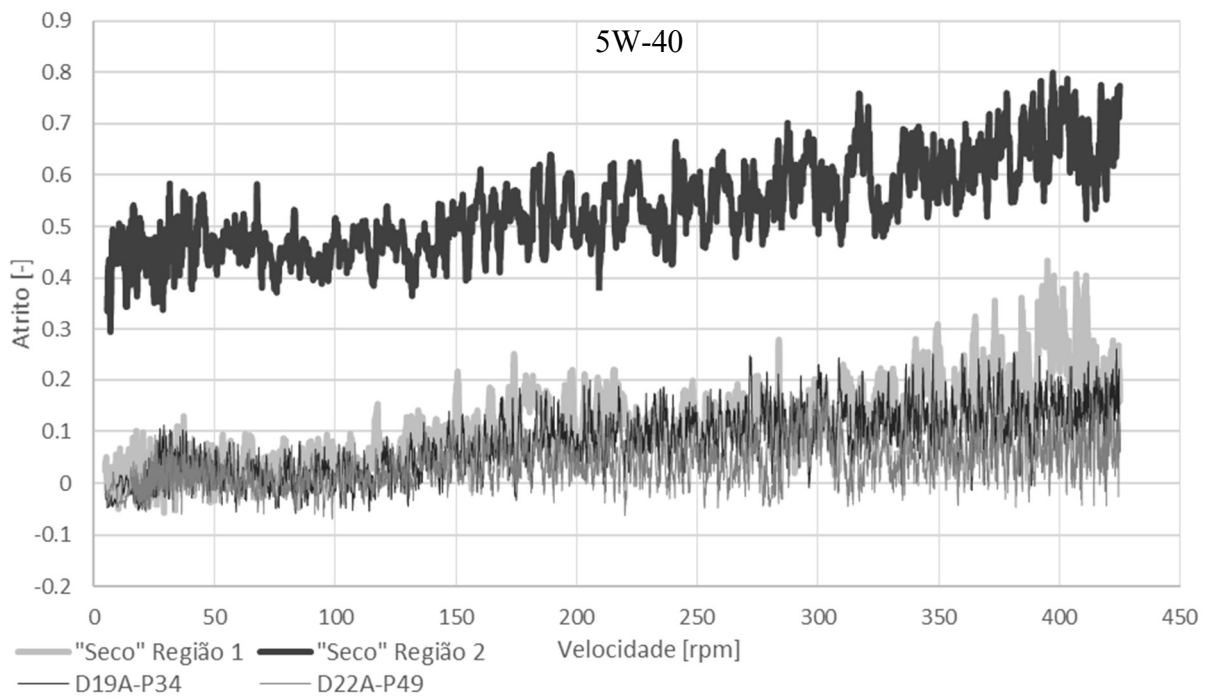
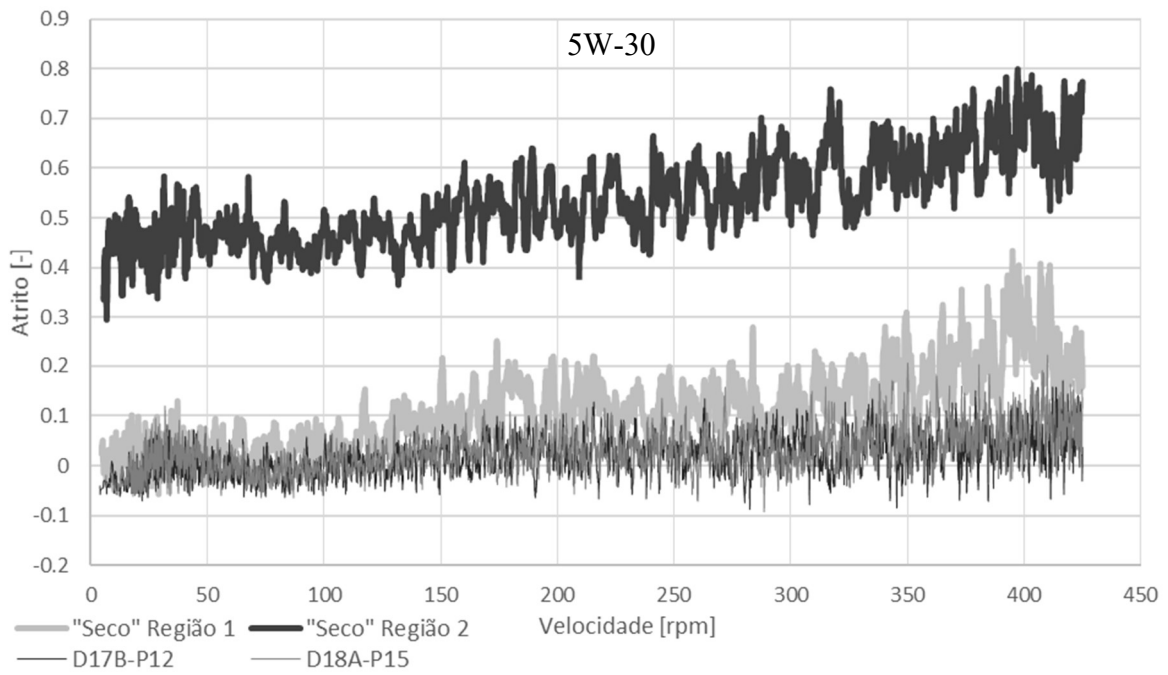
Ensaio	Grau SAE 0W-20	Grau SAE 5W-30
Densidade 20/4°C	0,844	0,843
Ponto de fulgor, °C	234	238
Ponto de fluidez, °C	-45	-33
Viscosidade a 40°C, cSt	44,1	58,6
Viscosidade a 100°C, cSt	8,3	10,1
Índice de Viscosidade	165	160
CCS à -35°C, cP	5.902	-
MRV à -40°C, cP	22.700	-
CCS à -30°C, cP	-	4.720
MRV à -35°C, cP	-	17.400

- 5W-40

Ensaio	Grau SAE 5W-40
Densidade 20/4°C	0,8535
Ponto de fulgor, °C	224
Ponto de fluidez, °C	-36
Índice de Basicidade Total (mgKOH/g)	11,6
Viscosidade a 40°C, cSt	78,1
Viscosidade a 100°C, cSt	13,3
Índice de Viscosidade	175
Cinzas Sulfatadas (%peso)	1,3

**APÊNDICE A – Comparativo entre curvas de atrito versus velocidade dos pares lubrificados com o a seco.**





**APÊNDICE B – Interferometrias nos pinos P15 (5W30), P34 (5W-40) e P46 (a seco).**

