

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE DE PERFORMANCE TRIBOLÓGICA DE LUBRIFICANTES APLICADOS A UM
REDUTOR DE ENGRENAGENS

por

JONAS DOS SANTOS GRAFF

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, junho de 2018.



Universidade Federal do Rio Grande do Sul

Escola de Engenharia

Departamento de Engenharia Mecânica

ANÁLISE DE PERFORMANCE TRIBOLÓGICA DE LUBRIFICANTES APLICADOS A UM
REDUTOR DE ENGRENAGENS

por

JONAS DOS SANTOS GRAFF

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
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Thamy Cristina Hayashi
Coordenadora do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Projeto e Fabricação**

Orientador: Prof. Dr. Ney Francisco Ferreira

Comissão de Avaliação:

Prof. Patric Daniel Neis

Prof. Cíntia C. Petry Mazzaferro

Prof. Ney Francisco Ferreira

Porto Alegre, 15, de junho de 2018.

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho à toda minha família, em especial a minha filha Maria Cutinski Graff, que chegou no decorrer da realização deste e tem enchido os meus dias de alegria.

AGRADECIMENTOS

À minha família, pelo apoio e motivação sempre que necessitei, em especial aos meus pais, Jormar e Claire, que sempre me entusiasmaram para seguir em frente.

À minha namorada Raianne, que esteve ao meu lado sempre disposta a ajudar.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Ney Francisco Ferreira, pela orientação, paciência e disponibilidade com o desenvolvimento do trabalho, além dos conselhos para a vida dados.

À toda equipe do Latrib, sempre disposta a ajudar durante a realização dos ensaios, e, em especial ao Prof Dr. Patric Neis pela a ajuda nos ensaios.

Graff, J. S. **Análise de performance tribológica de lubrificantes aplicados a um redutor de engrenagens**. 2018. 24 páginas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2018.

RESUMO

Prever o comportamento de lubrificantes minerais e sintéticos frente a determinadas condições de trabalho é um assunto pouco abordado na literatura e os procedimentos de ensaios convencionais para lubrificantes demandam um certo investimento e tempo. O objetivo deste trabalho é avaliar o comportamento do atrito e do desgaste nos ensaios realizados em tribômetro pino sobre disco com lubrificantes minerais, sintéticos poli-alfa-olefínicos e sintéticos poliglicóis utilizando parâmetros com o objetivo de simular as condições de operação de um redutor de engrenagens. Foram levantadas as curvas para o coeficiente de atrito de cada lubrificante e as superfícies dos discos ensaiados foram analisadas através de imagens microscópicas. Os valores encontrados para os coeficientes de atrito se aproximam aos apresentados na bibliografia e obtidos através de ensaios mais longos e caros. Os óleos sintéticos em comparação aos minerais se mostraram mais eficientes ao apresentarem menor coeficiente de atrito.

PALAVRAS-CHAVE: Atrito, lubrificação, pino sobre disco, redutor de engrenagens.

Graff, J. S. **Tribological performance analysis of lubricants applied to a gearbox.** 2018. 24 páginas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2018.

ABSTRACT

Predicting the behavior of mineral and synthetic lubricants in relation to certain working conditions is a subject little discussed in the literature and conventional lubricant test procedures require a certain investment and time. The objective of this work is to evaluate the behavior of friction and wear in the tests carried out in pin-on-disc tribometer with mineral lubricants, synthetics poly-alpha-olefinics and synthetisc polyglycols with defined parameters in order to simulate the operating conditions of a gearbox. The curves for the coefficient of friction of each lubricant were generated and the surfaces of the tested discs were analyzed by microscope images. The values obtained for the coefficients of friction approximate those presented in the literature and obtained through longer and more expensive tests. The synthetic oils in comparison to the minerals showed to be more efficient when presenting lower coefficient of friction.

KEYWORDS: Friction, lubrication, pin on disk, gearbox.

INDICE

	Pág.
1. INTRODUÇÃO	1
2. OBJETIVOS.....	2
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	2
3.1 Lubrificantes Minerais e Sintéticos.....	2
3.2 Lubrificação de Engrenagens.....	4
3.3 Ensaio de Lubrificantes.....	5
4. MATERIAIS E MÉTODOS.....	7
4.1 Lubrificantes Ensaiaados.....	7
4.2 Discos e Pinos.....	7
4.3 Tribômetro.....	8
4.4 Procedimentos de Ensaio.....	10
4.4.1 Cálculo do Coeficiente de Atrito.....	11
4.4.2 Microscopia	11
5. RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	11
5.1 Coeficiente de Atrito.....	11
5.2 Microscopia.....	13
6. CONCLUSÃO.....	14
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	15
APÊNDICE A - GRÁFICOS DE FORÇA E ATRITO DOS ENSAIOS.....	16
APÊNDICE B - RESULTADOS DE ATRITO PARA DIFERENTES VELOCIDADES.....	17

1. INTRODUÇÃO

Em busca de competitividade no mercado global as indústrias nacionais investem na otimização de todos os processos que englobam o custo de um produto. Sendo assim a abordagem da manutenção industrial vem mudando, e, trabalha-se muito na otimização da vida útil de componentes com a reformulação das partes que compõe o processo de manutenção em busca de maior confiabilidade operacional e menor custo com manutenção. A lubrificação é uma importante área deste processo e a utilização de boas práticas, sendo uma delas, a correta seleção de lubrificantes, pode garantir ganhos significativos.

A lubrificação é a principal maneira de reduzir desgaste no contato entre superfícies além do consumo energético despendido para vencer as forças de atrito. No total do consumo energético mundial, estima-se que 23% da energia consumida origina-se de contatos tribológicos. Neste contexto, o desenvolvimento de novas tecnologias de superfície, materiais e lubrificação podem reduzir essas perdas em 40 % num prazo de 15 anos [Holmberg e Erdemir, 2017]. Para a redução significativa do consumo e desgaste provocados por contatos tribológicos, Hammamia et alli, 2017, citam que lubrificantes que desenvolvam melhor performance, durabilidade, proteção e temperaturas mais baixas de operação devem ser levados em consideração.

Como estudo de caso, este trabalho fez uso das condições de operação de um redutor de engrenagens utilizado no processo de laminação a frio na indústria siderúrgica. Este redutor é de eixos paralelos com engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais as quais são lubrificadas por sistema de imersão em óleo lubrificante. Estes redutores apresentam constantemente falhas em suas engrenagens e a principal falha verificada é o *scuffing*, falha que ocorre quando a lubrificação é insuficiente e adesão é verificada na superfície do dente [AGMA, 2003]. A figura 1.1 apresenta o *scuffing* verificado no pinhão do redutor estudado.

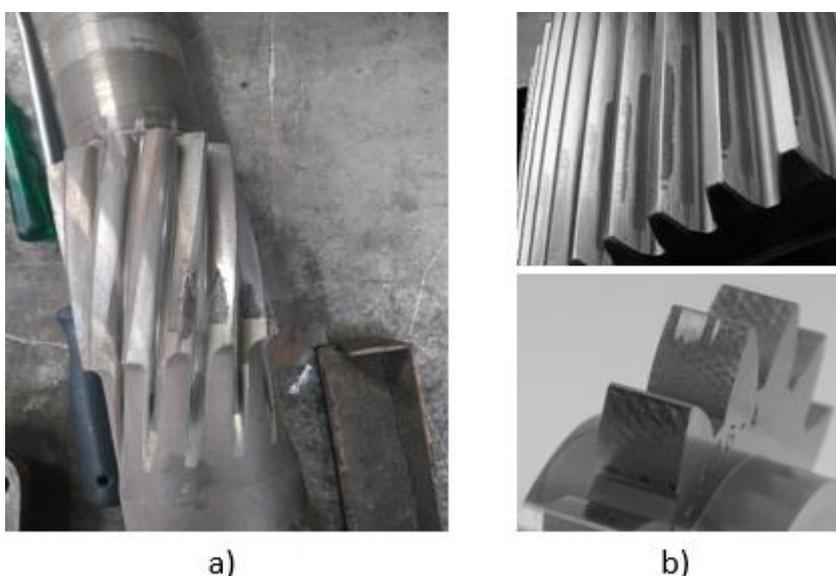


Figura 1.1 – a) *Scuffing* verificado no pinhão do redutor estudado. b) Falhas por *scuffing*, adaptado de Michalczewski e Kalbarczyk, 2013.

Entre as soluções apresentadas para evitar a recorrência das falhas no redutor, é proposto a substituição do lubrificante atual. A mudança para um novo lubrificante deve garantir que o equipamento não venha perder desempenho e conseqüentemente sofrer falhas catastróficas por defeitos na lubrificação. Isso torna a realização dos testes de lubrificantes no redutor impraticável.

Normalmente, lubrificantes de engrenagens são ensaiados em equipamentos normatizados e caros, alguns destes testes disponíveis são o ensaio *Four-Balls* e *FZG*. Estes testes não contemplam em totalidade as condições reais de pressões de contato, velocidades e

temperatura. A partir disto torna-se viável o ensaio de lubrificantes em tribômetro com capacidade de atingir tais parâmetros.

2. OBJETIVOS

O objetivo principal deste trabalho é avaliar a performance tribológica de três tipos de lubrificantes de engrenagens em tribômetro do tipo pino sobre disco.

Objetivos específicos:

- Avaliar as condições de operação do redutor estudado a fim de estimar os parâmetros do ensaio;
- Confecção de sistema para aquecer e controlar a temperatura da carga de lubrificante durante os ensaios;
- Definir a metodologia a ser usada e repetida nos ensaios;

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Alguns assuntos relevantes para este trabalho são apresentados neste capítulo, além de trabalhos com objetivos semelhantes.

3.1 Lubrificantes Minerais e Sintéticos

Num contexto global, os óleos com base mineral ainda são os mais utilizados na lubrificação. Os óleos sintéticos têm sua utilização em ascensão devido à sua melhor estabilidade térmica e resistência à oxidação. O desenvolvimento destes sintéticos vem trazendo grandes ganhos e viabilizando o aumento de sua utilização [Holmberg e Erdemir, 2017].

Stachowiak e Batchelor, 2006, relatam que nos lubrificantes minerais o teor de enxofre varia muito devido a variações da origem do petróleo e o processo de refino e afirmam que o teor ideal deste componente deve variar entre 0,1 % e 1% e que o excesso é extremamente danoso para o equipamento pois pode danificar as vedações e encurtar a vida útil do lubrificante.

Stachowiak e Batchelor, 2006, citam que os óleos sintéticos apresentam maior índice de viscosidade e menor ponto de fluidez. Kluber Lubrication, 2013, nos traz que, além das melhorias já apresentadas, os lubrificantes sintéticos oferecem período de troca de óleo de 3 a 5 vezes mais longos que os minerais e menores perdas devido à redução no coeficiente de atrito que leva a redução no consumo energético do equipamento. A tabela 3.1 apresenta um resumo das vantagens e desvantagens entre os lubrificantes minerais e sintéticos.

Stachowiak e Batchelor, 2006, avaliam que o principal parâmetro na lubrificação é a viscosidade, e os óleos diferenciam-se de maneira geral por este parâmetro. A espessura do filme de óleo formado durante a lubrificação depende deste parâmetro e aliado às velocidades e as pressões envolvidas no processo de lubrificação garantem a separação entre as superfícies em contato. Carreteiro e Belmiro, 2006, definem a viscosidade de um fluido como a propriedade que determina o valor de sua resistência ao cisalhamento e citam que para efeitos de cálculos de lubrificação é utilizado a viscosidade absoluta ou dinâmica, no SI possui a unidade segundo-Pascal (Pa.s). No contexto comercial e industrial, é utilizado a viscosidade cinemática, definida como a razão da viscosidade absoluta pela densidade do fluido. A unidade para viscosidade cinemática mais utilizada é o centistoke (cSt), no SI, $1 \text{ cSt} = 1 \text{ mm}^2/\text{s}$.

Tabela 3.1 – Principais Vantagens e Desvantagens dos Lubrificantes Minerais e Sintéticos.
Fonte: Adaptado de Kluber Lubrication e Stachowiak e Batchelor, 2006

	VANTAGENS	DESvantagens
MINERAIS	Baixo custo; Alta compatibilidade com vedações e pinturas; Fácil aditivação; Boa lubrificidade.	Perda de propriedades com a variação de temperatura; Oxidação em altas temperaturas; Baixa vida útil; Índice de Viscosidade baixo.
SINTÉTICOS	Grande resistência à oxidação/envelhecimento; Propriedades estáveis com a variação de temperatura; Alto Índice de Viscosidade; Redução no atrito.	Dificuldade para aditivação; Incompatibilidade com alguns polímeros (vedações e acessórios dos equipamentos); Maior custo.

Comercialmente, existem diversas escalas para a viscosidade cinemática de lubrificantes. A mais usual para lubrificantes utilizados na indústria é o grau ISO de viscosidade, ou, viscosidade ISO VG, a qual leva em consideração o valor da viscosidade cinemática do lubrificante medida na temperatura de 40° C através de um viscosímetro. O processo de medição da viscosidade consiste em avaliar o tempo que o fluido leva para escoar através de um orifício capilar calibrado a uma certa temperatura, geralmente 40° ou 100° C.

Carreteiro e Belmiro, 2006, afirmam que a principal maneira de relacionar a variação da viscosidade do óleo com a temperatura é usar o Índice de Viscosidade (IV), desenvolvido por Dean e Davis e baseado em uma escala empírica, onde utiliza-se dois padrões para balizar a escala. Uma amostra julgada como boa recebe o índice de viscosidade 100 e uma segunda amostra com origem diferente e julgada de qualidade inferior, recebe o valor 0 para índice de viscosidade. Para calcular este índice é necessário conhecer o valor de viscosidade para as temperaturas de 40° e 100° C, e, verificar em tabelas qual o IV para o caso. O manual ASTM D-2270 apresenta estas tabelas. Lubrificantes com maior índice de viscosidade são aqueles que apresentam menor redução da viscosidade com o incremento da temperatura.

Kluber Lubrication, 2013, define lubrificantes sintéticos com base de polialfaolefinas como óleos com estrutura química muito similar aos óleos minerais e por isso também são conhecidos como hidrocarbonetos sintéticos. Apresentam compatibilidade com materiais de vedação e tintas muito similar aos lubrificantes minerais. Suas principais vantagens são a boa resistência a oxidação e o bom índice de viscosidade. Stachowiak e Batchelor, 2006, definem polialfaolefinas (PAO's) como hidrocarbonetos insaturados com a fórmula geral (-CH₂)_n.

Os poliglicóis, segundo Kluber Lubrication, 2013, apresentam coeficientes de atrito muito baixos e são utilizados em engrenagens que possuem muito deslizamento. Estes lubrificantes possuem elevado índice de viscosidade.

A figura 3.1 apresenta um gráfico do comportamento da viscosidade com o aumento da temperatura para três diferentes tipos de lubrificantes de mesma viscosidade à 40° C, minerais, polialfaolefinos e poliglicóis. Podemos afirmar que quanto menor a inclinação descendente da curva viscosidade-temperatura maior é o índice de viscosidade do determinado lubrificante.

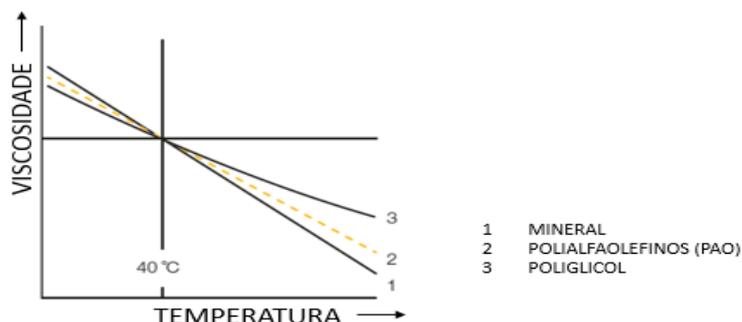


Figura 3.1 – Comportamento da viscosidade com o aumento da temperatura. Fonte: Adaptado de Kluber Lubrication, 2013.

3.2 Lubrificação de Engrenagens

Segundo AGMA, 1997, o lubrificante deve exercer as funções de reduzir o atrito entre as engrenagens, minimizar o desgaste, proteger as superfícies contra corrosão e manter o sistema termicamente estável. AGMA, 2003, apresenta que quando o filme de lubrificante que deve separar as superfícies dos dentes em contato for muito fino, e ou insuficiente, o *scuffing* ocorre. Esta falha é uma forma de adesão acompanhada da transferência de metal de uma superfície para a outra devido à adesão entre as superfícies dos dentes das engrenagens. Isto ocorre nas regiões mais extremas do contato, onde o movimento de deslizamento é maior.

Farias, 2005 mostra que durante o contato entre os dentes das engrenagens existem dois tipos de movimento, o de rolamento, que ocorre apenas no raio primitivo, e o movimento de deslizamento, que se desenvolve durante o restante do contato. A figura 3.2 apresenta o desenvolvimento do perfil de velocidades durante o contato. A velocidade de deslizamento das superfícies tem seu valor máximo no início e no final do contato e passa por uma região nula, onde ocorre somente o contato de rolamento (diâmetro primitivo).

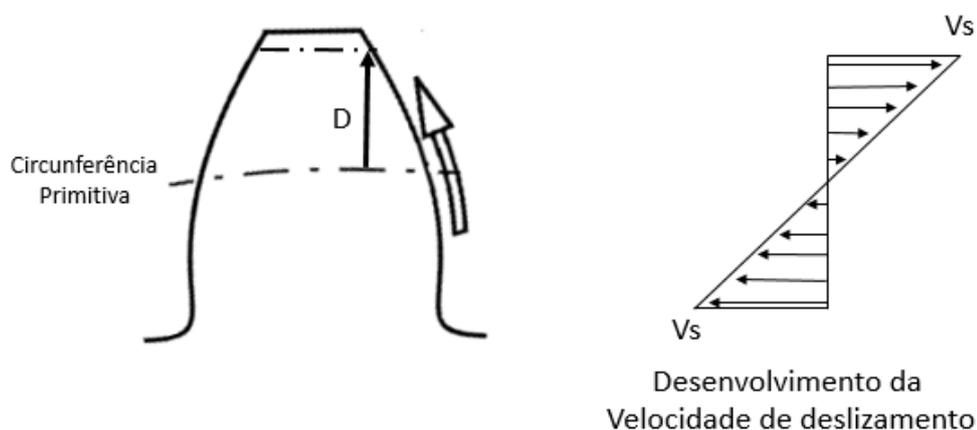


Figura 3.2 – Perfil da Velocidade de deslizamento. Adaptado de Farias, 2005.

Mazzo, 2013, afirma que para se obter o maior rendimento em um engrenamento, o perfil do dente é desenhado de maneira que se reduza ao máximo a velocidade de deslizamento entre os dentes. É no deslizamento que ocorre o efeito de lubrificação elasto-hidrodinâmica. A eficiência na lubrificação é máxima no início do contato entre os dentes (maior velocidade de deslizamento) e reduz-se gradativamente até chegar ao limite mínimo quando se aproxima do diâmetro primitivo, a partir daí volta a aumentar gradativamente até o fim do engrenamento [Mazzo, 2013].

Sachidananda, et al, 2017, apresentam que a taxa de desgaste de uma engrenagem depende diretamente da velocidade de deslizamento pois é ela quem garante a formação do filme de lubrificantes na superfície dos dentes. Os autores também trazem em seu trabalho uma fórmula para cálculo da velocidade de deslizamento:

$$V_s = (\omega_1 \cdot \omega_2) \cdot D \quad (3.1)$$

Na equação 3.1, V_s é a velocidade de deslizamento no ponto a uma distância D do diâmetro primitivo (figura 3.2), ω_1 e ω_2 são as velocidades angulares das engrenagens 1 (pinhão) e 2 (coroa), respectivamente.

Stachowiak e Batchelor, 2006, afirmam que a lubrificação elasto-hidrodinâmica é definida como o tipo de lubrificação onde ocorre deformação elástica dos corpos em contato, isto ocorre nas transmissões de engrenagens, cames, rolamentos, entre outros. Os autores explicam que neste tipo de contato, as altas tensões de contato aplicadas nas superfícies deslizantes fazem com que o lubrificante aumente substancialmente sua viscosidade. Este efeito é considerado uma propriedade do lubrificante e denominada pelos autores como *viscosity pressure relationship*, ou, relação pressão viscosidade. Também é considerado pelos autores uma das principais propriedades dos lubrificantes para as transmissões de grandes cargas. Norton, 2013, complementa que este tipo de lubrificação ocorre em superfícies não conformantes, onde a formar o filme é mais difícil.

3.3 Ensaio de Lubrificantes

Existem alguns ensaios padronizados para o ensaio de lubrificantes. Carreiro e Belmiro, 2006, citam alguns testes utilizados para avaliar a performance de lubrificantes de engrenagens, todos semelhantes quanto ao seu princípio, onde basicamente uma carga é aplicada de forma crescente e gradual sob duas superfícies lubrificadas e em movimento. Estes testes, em sua maioria, apresentam como resultado o nível de carga que as superfícies suportam com determinado lubrificante antes que ocorra o *scuffing* nas superfícies. A figura 3.3 apresenta de maneira esquemática alguns destes testes.

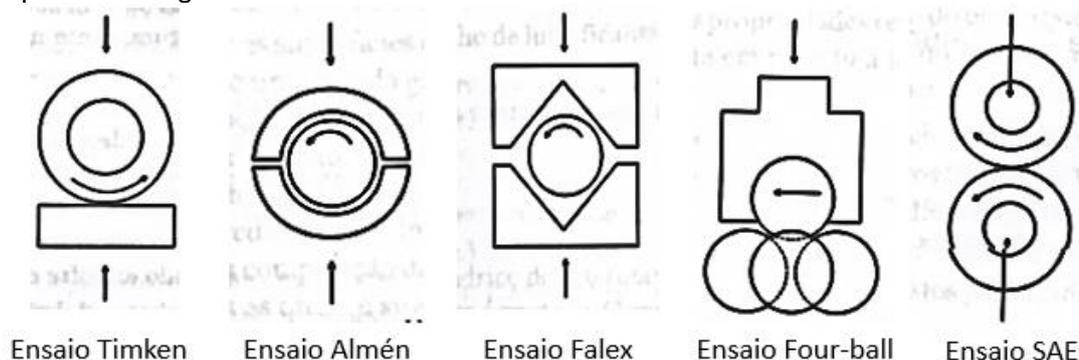


Figura 3.3 – Ensaios para avaliar limite de carga dos lubrificantes Fonte: adaptado de Carreiro e Belmiro, 2006.

Outro ensaio muito utilizado quando falamos em lubrificação de engrenagens são os ensaios FZG. Farias, 2005, cita que este tipo de ensaio tem como finalidade determinar o limite de carga que pode ser aplicado a um lubrificante. O ensaio consiste em aplicar gradativamente um carregamento ao equipamento utilizado no ensaio, figura 3.4.a. A cada etapa de carregamento, o ensaio é paralisado e se verifica visualmente as alterações superficiais nos flancos dos dentes das engrenagens. O ensaio possui 12 etapas de carregamento e cada etapa dura 15 minutos, apresentado na figura 3.4.b. O estágio de falha é aquele onde a soma dos desgastes (estrias e pontos de corrosão) no dente do pinhão ultrapassem 20 mm, então o ensaio é interrompido e atribui-se o Grau FZG para o estágio onde a falha foi detectada.

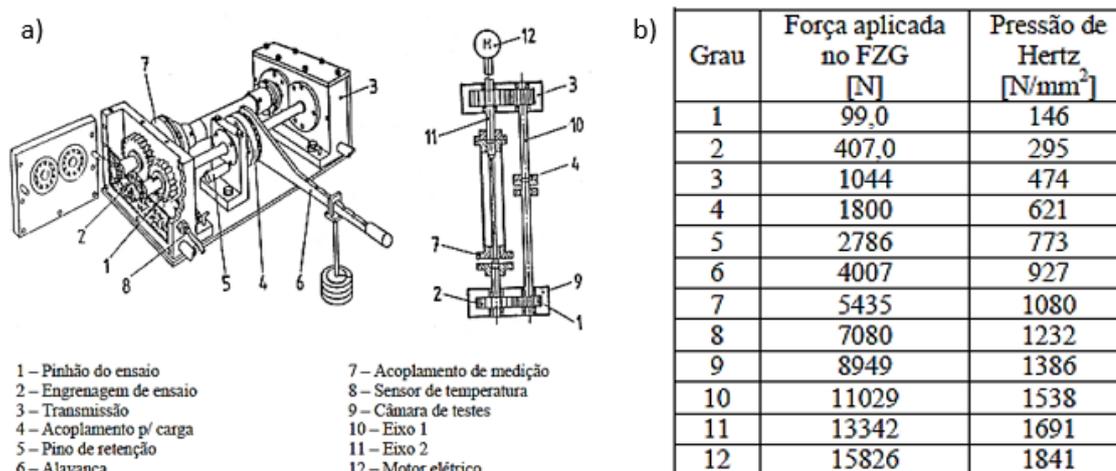


Figura 3.4 – a) Máquina de ensaio FZG. b) Tabela da aplicação de cargas ao ensaio. Fonte: adaptado de Farias, 2005.

Devido os ensaios FZG utilizarem um equipamento específico, onde seus corpos de prova são engrenagens reais que devem ser substituídas a cada ensaio, e demandarem de um longo tempo para ensaiar torna-se caro desenvolver este tipo de ensaio.

Kleemola e Lehtovaara, 2007, realizaram em seu trabalho medidas para o coeficiente de atrito em engrenagens com um dispositivo de testes de discos duplos, denominado “twin disc test”. A figura 3.5.a apresenta um diagrama de como se distribuem os esforços neste tipo de equipamento e uma imagem do equipamento utilizado é apresentada na figura 3.5.b. Cada disco é acionado por um motor independente com controle de rotação, uma carga é aplicada através de um atuador hidráulico a um dos discos fazendo com que as pressões de contato cheguem na ordem de 2,5 GPa. A variação das velocidades entre os discos faz com que seja possível simular desde o movimento de rolamento, onde os dois discos estão com mesma rotação até o movimento de deslizamento puro, onde um disco tem velocidade zero. Os autores ensaiaram lubrificantes minerais com viscosidade ISO VG 220, índice de viscosidade 95 e foram obtidos valores para o coeficiente de atrito na ordem de 0,05 para as condições ensaiadas, figura 3.5.c.

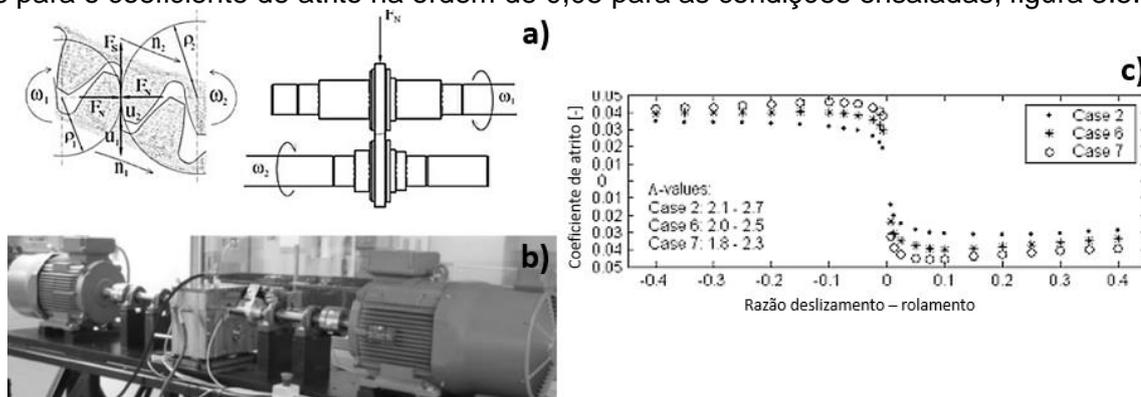


Figura 3.5 – a) Diagrama dos esforços para os ensaios disco-disco. b) Equipamento utilizado. c) Resultados obtidos para o coeficiente de atrito. Fonte: Adaptado de Kleemola e Lehtovaara, 2007.

Farias, 2005, realizou ensaios em equipamento com o mesmo princípio do utilizado por Kleemola e Lehtovaara, testando cinco diferentes tipos de lubrificantes em seu trabalho, dois lubrificantes padronizados para resultados de testes FZG, denominados RL133 e RL 144, um lubrificante para engrenagens, denominado ENG, um lubrificante para transmissões hidráulicas, HID, e outro aplicado em turbinas, TURB. Foram levantadas as curvas de atrito x pressão de contato destes lubrificantes, figura 3.6.

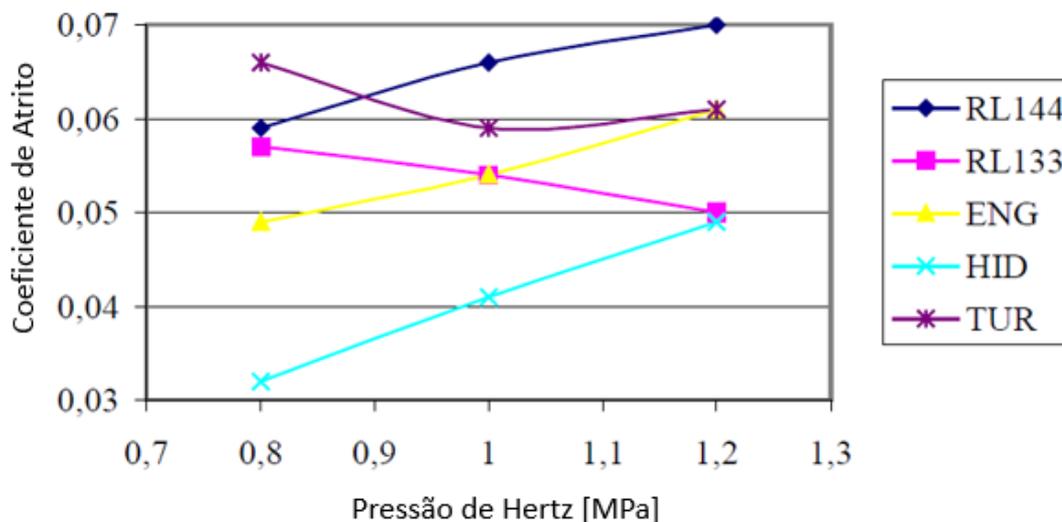


Figura 3.6 – Adaptação dos resultados obtidos por Farias, 2005.

4. MATERIAIS E MÉTODOS

4.1 Lubrificantes Ensaçados

Foram escolhidas três opções de lubrificantes para os ensaios, todos com a mesma viscosidade cinemática a 40° C. A viscosidade escolhida para os ensaios foi a mesma utilizada em redutores de laminação à frio, a de 220 cSt (centistokes).

Os lubrificantes escolhidos variaram na sua origem e base molecular. A tabela 4.1 apresenta um resumo dos lubrificantes ensaiados e suas propriedades.

Tabela 4.1 – Lubrificantes utilizados nos ensaios

LUBRIFICANTE	ORIGEM - BASE	VISCOSIDADE @40 [cSt]	INDICE DE VISCOSIDADE [adim]
A	MINERAL	ISO VG 220	98
B	SINTÉTICA – Polialfaolefina (PAO)	ISO VG 220	165
C	SINTÉTICA – Poliglicol	ISO VG 220	221

4.2 Discos e Pinos

Os pares tribológicos (pinos e discos) utilizados nos ensaios foram confeccionados com o material e condições superficiais das engrenagens utilizadas nos redutores dos laminadores a frio. O material foi o aço SAE 8620, tratado termicamente a fim de alcançar a dureza superficial no intervalo 60 – 64 HRC, após tratamento térmico foi realizado revenimento. Os discos possuem as dimensões apresentadas na figura 4.1.a, padronizados para o tribômetro do LATRIB.

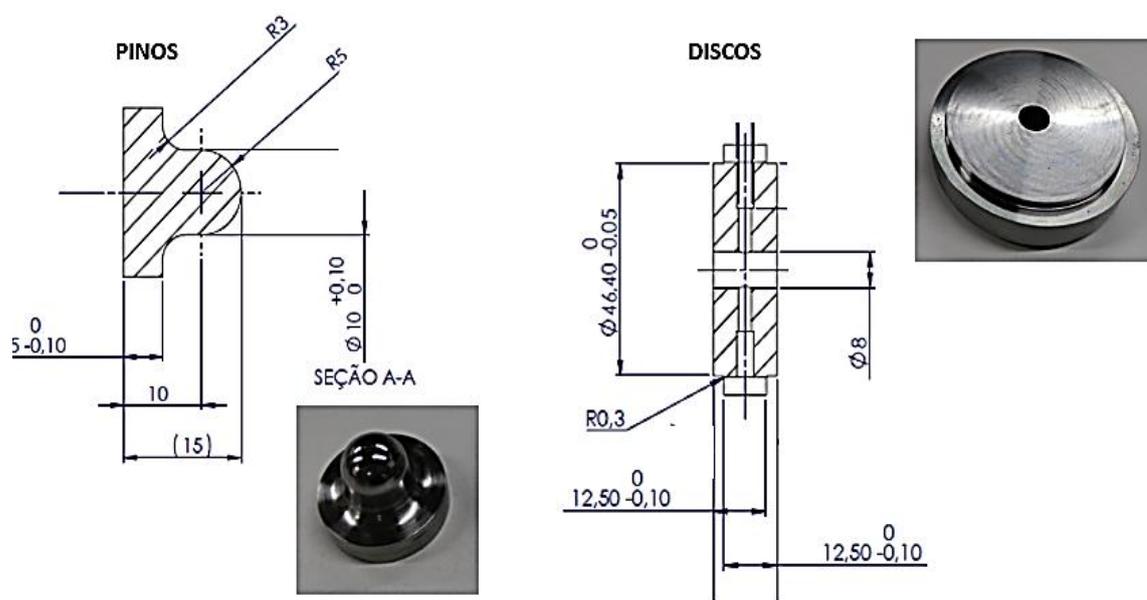


Figura 4.1 – Par tribológico pino e disco confeccionado.

4.3 Tribômetro

Foi utilizado o tribômetro pino sob disco do Latrib, desenvolvido por Neis, 2012. O funcionamento do equipamento consiste na aplicação de uma força normal pelo atuador pneumático ao suporte do pino, onde uma célula de carga solidária a este sistema faz a medição da força aplicada. Esta força aplicada a um determinado raio gera um torque frenante ao disco que é medido através de um transdutor que está acoplado ao eixo que liga o disco ao motor.

Os dados de ensaio são coletados pelo software de aquisição e controle do equipamento. Posteriormente os dados são tratados utilizando o software Matlab e Excel. O coeficiente de atrito é obtido a partir da solução da equação 4.1 no software, onde T é o torque frenante obtido pelo transdutor de torque, F é a força aplicada pelo atuador pneumático, medida pela célula de carga e R é o raio da trilha onde o pino realiza o contato, medido por uma régua potenciométrica.

$$\mu = \frac{T}{F \cdot R} \quad (4.1)$$

Para a realização dos ensaios com óleo foi necessário acrescentar ao equipamento um dispositivo para fornecer, aquecer e coletar os lubrificantes ensaiados. A figura 4.2 apresenta um esquema do tribômetro com o acréscimo dos acessórios utilizados para realizar os ensaios com lubrificantes.

Um reservatório com registro de esfera, tubo flexível e bico direcionador, e uma contenção para recolher o lubrificante foram adicionados ao conjunto do tribômetro existente, figura 4.3.

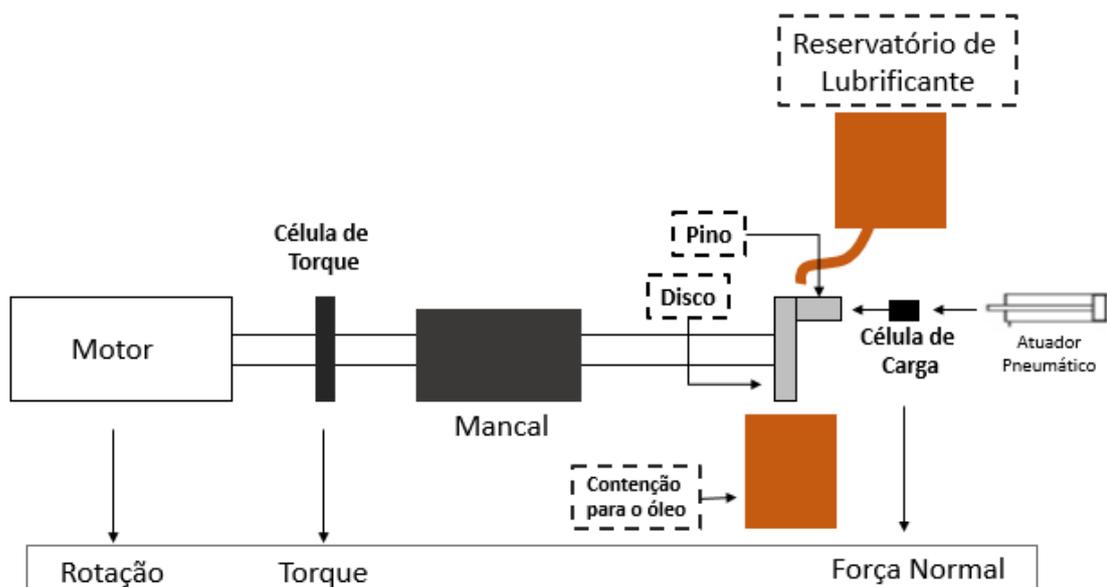


Figura 4.2 – Representação do tribômetro, adaptado de Neis, 2012.

O lubrificante foi aplicado no ponto do contato entre pino e disco através de uma mangueira flexível ligada ao reservatório. O controle da vazão de óleo foi realizado através de uma válvula de esfera conectada ao bocal de saída do reservatório, onde foi regulada uma vazão mínima necessária para ocorrer a formação do filme. Na figura 4.3 podemos ver de maneira detalhada como foi realizada a montagem do equipamento.

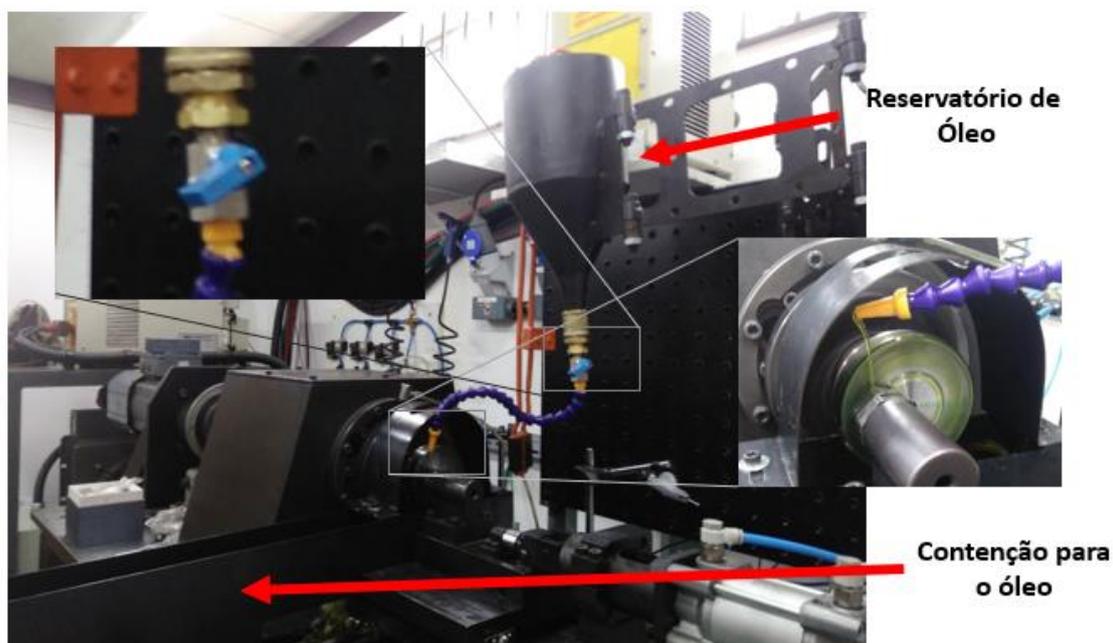


Figura 4.3 – Tribômetro com os acessórios para ensaios com lubrificantes.

A figura 4.4 apresenta os equipamentos adicionados ao tribômetro para o aquecimento do lubrificante. A temperatura de ensaio foi adquirida através de um sensor do tipo termopar ligado ao sistema de aquisição do tribômetro.

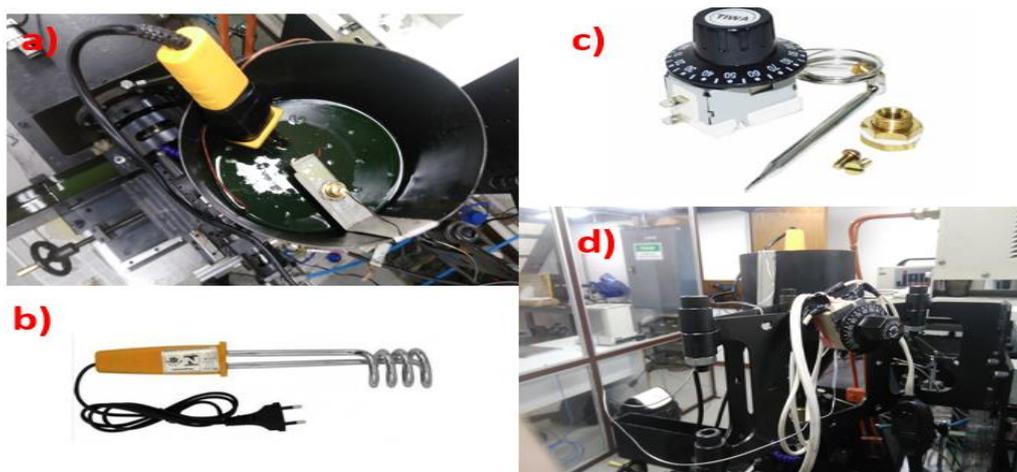


Figura 4.4 – a) montagem do aquecedor no reservatório, b) aquecedor utilizado: aquecedor de água 250 W Western, c) termostato utilizado: termostato analógico Tiwa 20-120° C, d) a montagem do termostato na estrutura do tribômetro.

4.4 Procedimentos de Ensaio

Os parâmetros foram definidos a fim de tentar simular o mais próximo possível a situação real de operação dos lubrificantes.

A velocidade de deslizamento das engrenagens foi calculada resolvendo a equação 3.1. Para a variável “D” foi utilizada a distância onde temos a maior velocidade de escorregamento, ponto de contato mais afastado do diâmetro primitivo. Para os valores das velocidades angulares ω_1 e ω_2 , foram considerados os valores de operação do redutor do laminador a frio. Os valores utilizados para a realização do cálculo da velocidade de deslizamento estão apresentados na tabela 4.2:

Tabela 4.2 – Cálculo da velocidade de deslizamento.

CÁLCULO VELOCIDADE DE DESLIZAMENTO			
Parâmetro	Valor	Parâmetro	Valor
Rotação entrada do redutor [rpm]	1440,200	Rotação de saída do redutor [rpm]	290,400
Velocidade angular ω_1 [rad/s]	149,620	Velocidade angular ω_2 [rad/s]	30,400
Distancia ao ponto de contato D [m]	0,004	Velocidade de deslizamento Vs [m/s]	0,720

Foi obtido o valor de 0,72 m/s para a velocidade máxima (ponto onde temos o máximo rendimento de lubrificação) e, também foi utilizado o valor de 0,36 m/s para o ponto médio do deslizamento. Foram consideradas estas duas situações de velocidade nos ensaios.

As forças de atuação do pino sob o disco foram as de 100N, 200N, 400N e 800N.

Para cada disco foram ensaiadas 3 trilhas diferentes, uma para cada raio, os quais foram definidos o mais externo possível do disco. Os valores utilizados foram 22,5 mm, 21,0 mm e 19,5 mm. Para cada disco foi ensaiada uma condição de lubrificação (lubrificante x temperatura) diferente apresentado na tabela 4.3. Foi definido dois valores de temperaturas a serem ensaiados, a temperatura ambiente, aproximadamente 24° C na realização do ensaio, e a temperatura de 60°, temperatura de operação do redutor estudado.

As trilhas foram ensaiadas por 2400 segundos, a variação das condições de ensaio foi realizada a cada 300 segundos onde a força e, ou a velocidade foram alteradas conforme mostrado na tabela 4.4.

Tabela 4.3 – Matriz de ensaio para as condições lubrificante x temperatura.

DISCO	LUBRIFICANTE	TEMPERATURA [° C]
1	MINERAL	24
2	SINTÉTICO POLIALFAOLEFINA	24
3	SINTÉTICO POLIGLICOL	24
4	MINERAL	60
5	SINTÉTICO POLIALFAOLEFINA	60
6	SINTÉTICO POLIGLICOL	60

Tabela 4.4 – Matriz dos parâmetros de ensaio para cada trilha.

CONDIÇÃO	TEMPO [seg]	VELOCIDADE [m/s]	FORÇA [N]
1	300	0,36	100
2	300	0,36	800
3	300	0,36	200
4	300	0,36	400
5	300	0,72	100
6	300	0,72	800
7	300	0,72	200
8	300	0,72	400

4.4.1 Cálculo do Coeficiente de Atrito

Os valores para os coeficientes de atrito foram calculados fazendo a média dos valores obtidos para cada condição nas três trilhas de cada disco. Foram descartados os valores iniciais e finais de cada condição, considerando apenas uma janela central do intervalo analisado.

4.4.2 Microscopia

Foi utilizado o equipamento de microscopia do LATRIB para analisar a superfície dos discos ensaiados. O equipamento utilizado é um microscópio Áxio Lab.A1 fabricado pela Zeiss.

Foi montado uma seção radial do disco com várias imagens para fazer uma comparação qualitativa das superfícies.

5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

5.1 Coeficiente de Atrito

Os ensaios se iniciaram com os lubrificantes a temperatura ambiente, onde foram ensaiadas as 3 trilhas para cada lubrificante, variando os parâmetros conforme já foi descrito. A partir disto foi obtida a curva da figura 5.1, onde são apresentados força e atrito aplicados durante o ensaio das trilhas de um disco.

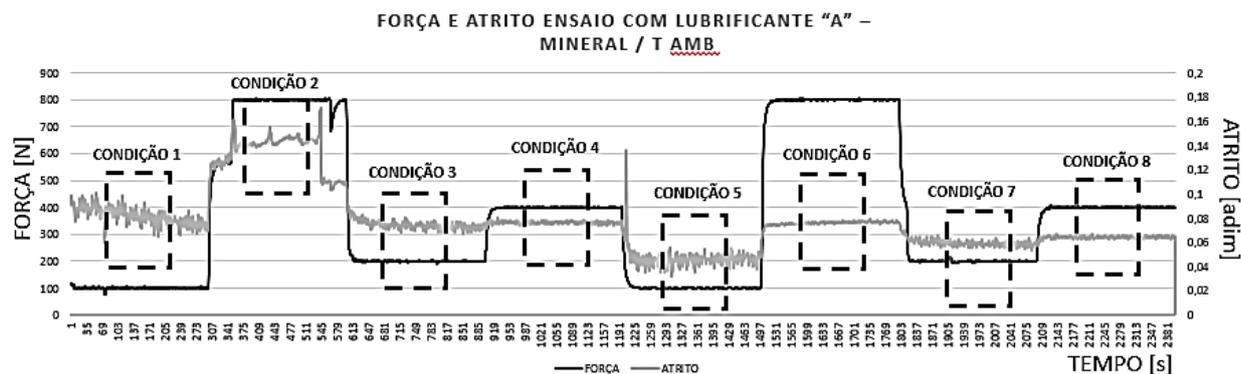


Figura 5.1 – Curva de ensaio força e atrito para o lubrificante “A”, T= 24° C.

Na curva de força e atrito apresentada na figura 5.1 foi destacada a variação dos parâmetros descritos na tabela 4.4, condições 1 a 8. Para cada condição foi desconsiderado os primeiros e os últimos 50 segundos a fim de eliminar os efeitos transientes da variação dos parâmetros, região demarcada no gráfico pelos retângulos pontilhados. Os coeficientes de atrito foram calculados fazendo a média do intervalo considerado. As demais curvas para os outros discos ensaiados estão apresentadas no apêndice A.

Os resultados para o coeficiente de atrito obtidos para os óleos ensaiados à temperatura ambiente estão apresentados na figura 5.2. para as 2 velocidades ensaiadas.

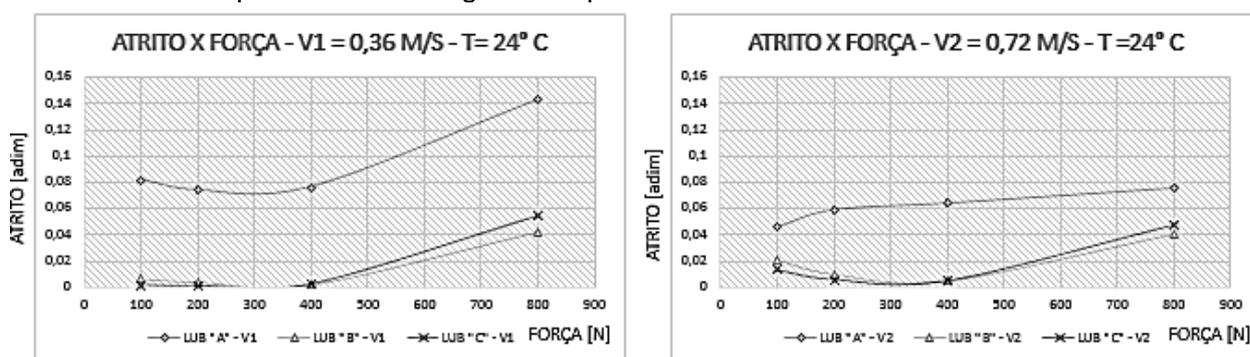


Figura 5.2 –Atrito e força dos lubrificantes A, B e C, temperatura de 24° C, a) $v = 0,36$ m/s e b) $0,72$ m/s.

Mazzo, 2013, descreve que o aumento da velocidade de deslizamento gera melhor performance de lubrificação, ou seja, menor coeficiente de atrito. Isto foi possível verificar nos ensaios a temperatura ambiente, onde o atrito médio para os 3 lubrificantes na velocidade de $0,36$ m/s foi de $0,04$ e para a velocidade de $0,72$ m/s foi de $0,032$, 20% menor, fato que comprova a influência da velocidade sob a performance do lubrificante. Gráficos que apresentam o comportamento do atrito frente às velocidades de cada lubrificante estão apresentados no apêndice B.

Outra constatação esperada foi a diferença de rendimento entre os lubrificantes minerais e sintéticos. O lubrificante “A”, mineral, apresentou coeficiente médio de atrito na ordem de $0,077$, valores na mesma ordem dos apresentados por Kluber, 2013 e descritos na tabela 5.1. Para os lubrificantes “B” e “C”, os valores do coeficiente de atrito obtidos para a temperatura de 24° C foram muito semelhantes, sendo de $0,01616$ para o lubrificante “B” e $0,01651$ para o lubrificante “C”, não sendo possível afirmar qual obteve menor coeficiente de atrito.

Tabela 5.1 – Coeficientes de atrito, valores obtidos através de ensaios com equipamento “twin-disc”. Adaptado de Kluber, 2013.

Lubrificante	Velocidade Ensaadas		
	2 m/s	4 m/s	8 m/s
Mineral	0,060	0,050	0,040
PAO / Ester	0,045	0,034	0,022
Poliglicol	0,029	0,020	0,012

Nos ensaios a quente, com temperatura de 60° C, os procedimentos para ensaio e avaliação dos resultados foram repetidos. A figura 5.3 apresenta as curvas de atrito obtidas para os ensaios a quente.

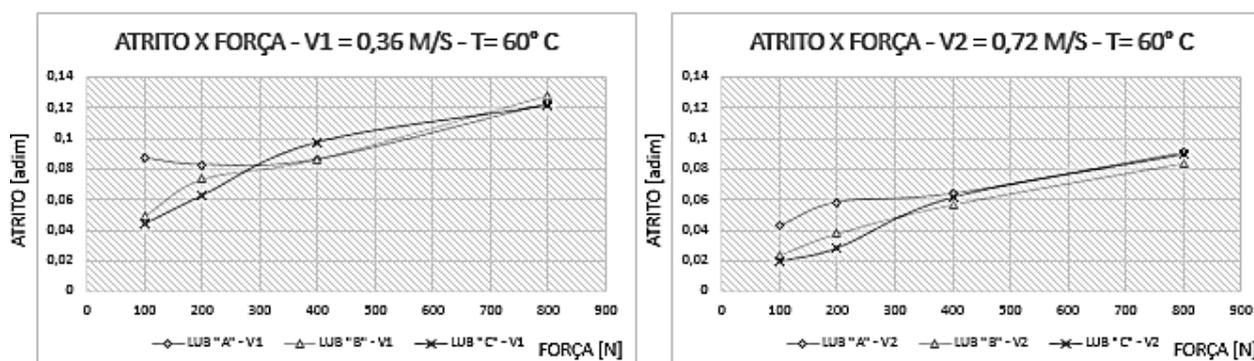


Figura 5.3 – Curvas de atrito e força nos ensaios com temperatura de 60° C. a) $v = 0,36$ m/s e b) $0,72$ m/s.

Nos ensaios a quente foi verificada uma variação no comportamento do coeficiente de atrito entre os lubrificantes com o aumento da força aplicada. Para as forças de 100 N e 200 N, os lubrificantes sintéticos apresentaram resultado melhor que o mineral. Nesta situação o lubrificante “C” obteve menor coeficiente de atrito médio, 0,038, seguido do lubrificante “B” com 0,045 e o “A” 0,067. Nestas condições, os resultados apresentados eram esperados, com o lubrificante com maior índice de viscosidade apresentando menor coeficiente de atrito nas temperaturas mais elevadas.

Foi observado que com as forças de 400N e 800N, os lubrificantes ensaiados apresentaram coeficiente de atrito muito semelhante nos ensaios com a temperatura de 60°C.

5.2 Microscopia

Os discos ensaiados foram analisados no microscópio a fim de verificar diferenças qualitativas nas superfícies em função da variação das condições ensaiadas. A figura 5.4 apresenta seções radiais dos discos ensaiados para cada lubrificante à temperatura de 60° C, condição que apresentou maiores marcas. As marcas vistas na figura 5.4 são maiores para o lubrificante mineral, o que faz sentido, pois este obteve um maior coeficiente de atrito.

Foi verificado também a impossibilidade de realizar a medição quantitativa da superfície desgastada por interferometria devido ao fato do desgaste apresentado pelos discos ser muito pequeno.

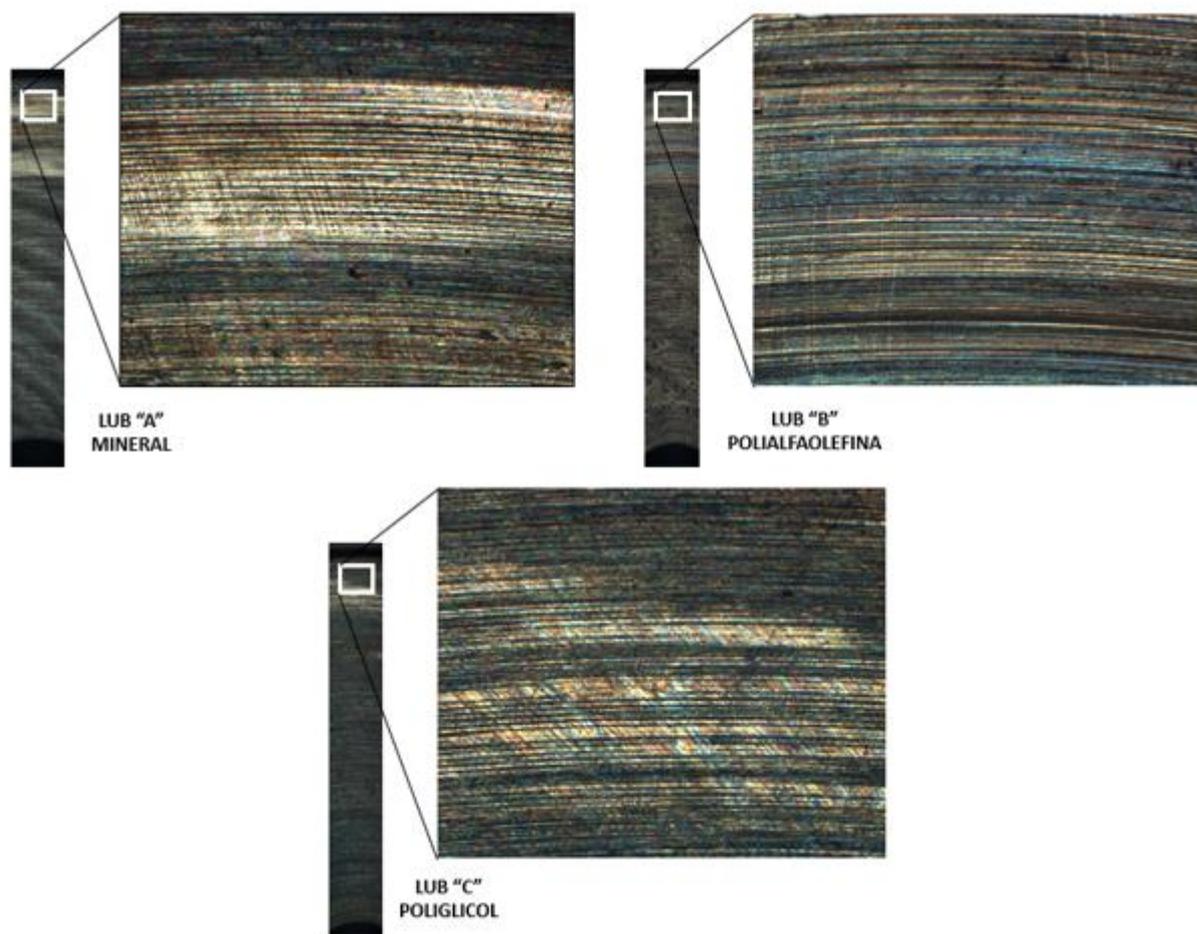


Figura 5.4 – Seção radial dos discos ensaiados apresentando região com maior incidência de marcas de desgaste.

6. CONCLUSÃO

Dentre os lubrificantes ensaiados, os resultados de performance esperados foram comprovados para as condições de baixa temperatura. Nos ensaios a quente e com cargas de 400 e 800 N não foi observado o esperado, os três lubrificantes apresentaram resultados muito similares nestas condições. Apesar desta variação, de maneira geral conclui-se que os lubrificantes sintéticos se apresentam como melhor opção por desenvolverem um coeficiente de atrito médio menor. É aconselhável avaliar a troca para o lubrificante com base de poliglicóis no redutor apresentado como estudo de caso, pois este óleo não apresentou performance inferior aos outros e é apresentado na literatura que a vida útil deste lubrificante pode ser até 2 vezes superior ao lubrificante com base de polialfaolefina.

Também se concluiu que é possível realizar ensaios de lubrificantes no tribômetro pino sobre disco do Latrib. Os valores para coeficiente de atrito encontrados corroboraram com os disponíveis na bibliografia, que são ensaiados em equipamentos caros e demandam de um longo tempo de ensaio.

Para trabalhos futuros que pretendam realizar uma análise das superfícies desgastadas em ensaios com lubrificantes no tribômetro utilizado, é aconselhável, que os ensaios sejam mais longos afim de promover um maior desgaste da superfície possibilitando assim quantificar o desgaste.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

American Gear Manufacturers Association; “**AGMA 917-B97 – Design Manual for Parallel Shaft Fine-Pitch Gearing**”, AGMA, p 74-77, 1997.

American Gear Manufacturers Association; “**AGMA 925-A03 – Effect of Lubrication on Gear Surface Distress**”, AGMA, 2003.

Carreteiro, R.; Belmiro, P.; “**Lubrificantes e Lubrificação Industrial**”; Instituto Brasileiro de Petróleo e Gás, Rio de Janeiro, 2006, p 33 – 59; p 115 – 124; p 185 - 198.

Hammamia, M.; Rodrigues, N.; Fernandes, C.; Martinsa, R.; Seabrac, J.; Abbasb, M. S.; Haddarb, M.; “**Axle gear oils: Friction, wear and tribofilm generation under boundary lubrication regime**”, Tribology International 114 (2017) 88–108.

Holmberg, K.; Erdemir A.; “**Influence of tribology on global energy consumption, costs and emissions**”, Friction 5(3): p 263–284 (2017).

Farias, D. F.; “**Utilização da geometria disco-disco para investigação da capacidade de proteção ao desgaste de lubrificantes sob condições elastohidrodinâmicas**”. Dissertação de Mestrado - COPPE/UFRJ, 2005.

Kleemola, J.; Lehtovaara A.; “**Experimental evaluation of friction between contacting discs for the simulation of gear contact**”, Tribotest 2007; 13: 13–20.

Kluber Lubrication; “**Useful information on oil lubrication of gears**”; B023001002 / Edition 07.2013

MAZZO, Norberto; “**Engrenagens cilíndricas: da concepção à fabricação**”, Editora Blucher, 2013. p 35-170.

Michalczewski R.; Kalbarczyk M.; “**New scuffing test methods for the determination of the scuffing resistance of coated gears**”, Tribology - Fundamentals and Advancements, 2013; 6: p. 186.

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.

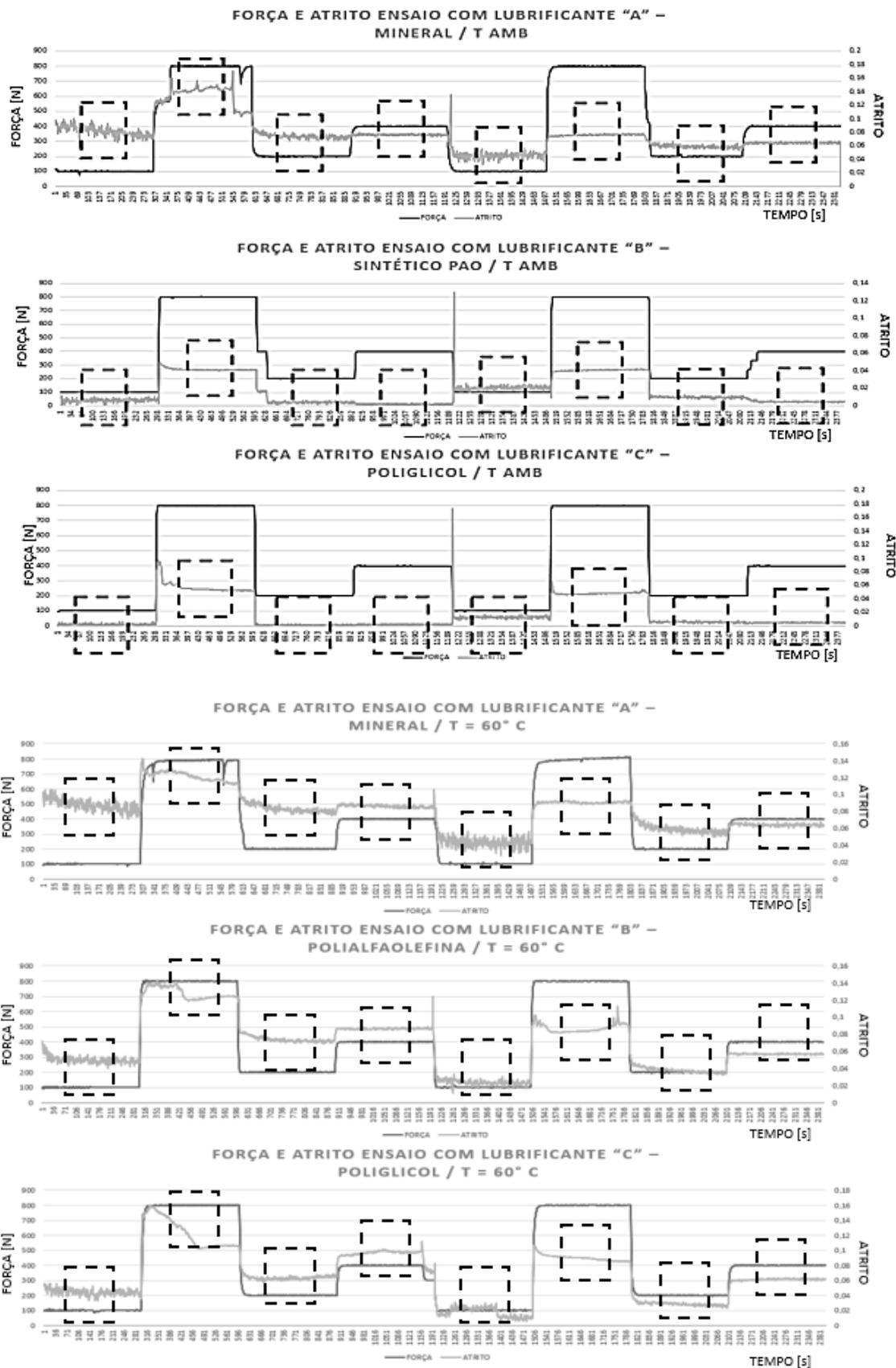
Norton, Robert L.; “**Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**” – 4. ed. – Editora Bookman, Porto Alegre, 2013.

Sachidananda, H. K.; Raghunandana K.; Gonsalvis J.; “**Sliding velocity in profile-corrected gears**”, Lubrication Science 2017; p. 43–58.

Stachowiak, G.W., Batchelor, A.W., “**Engineering Tribology**”, Tribology Series 24, 3a Edição, 2006

Valentini, Valter L.; Santos, Vinícius; “**Lubrificação de Engrenagens**”; Trabalho de Conclusão de Curso – Eng. Mecânica - Universidade Presbiteriana Mackenzie, 2017.

APÊNDICE A – GRÁFICOS DE FORÇA E ATRITO DOS ENSAIOS



APÊNDICE B – RESULTADOS DE ATRITO PARA DIFERENTES VELOCIDADES

