

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Iuri de Souza Rocha

**ANÁLISE DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM ROLAMENTOS RADIAIS
DE ESFERAS**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO
(Tcc2)

CURITIBA

2018

Iuri de Souza Rocha

ANÁLISE DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM ROLAMENTOS RADIAIS DE ESFERAS

Monografia do Projeto de Pesquisa apresentada à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso – TCC 2 do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, como requisito parcial para aprovação na disciplina.

Orientador: Prof. Dr. Tiago Cousseau

CURITIBA

2018

TERMO DE APROVAÇÃO

Por meio deste termo, aprovamos a monografia do Projeto de Pesquisa “**Análise de eficiência energéticas em rolamentos radiais de esferas**”, realizado pelo aluno Iuri de Souza Rocha, como requisito parcial para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso - Tcc2, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Prof. Dr. Tiago Cousseau
UTFPR - DAMEC
Orientador

Prof^a. Dra. Ana Paula Carvalho da Silva Ferreira
UTFPR - DAMEC
Avaliador

Prof. Dr. Carlos Henrique da Silva
UTFPR - DAMEC
Avaliador

Curitiba, 18 de Junho de 2019.

RESUMO

ROCHA, Iuri de Souza. Análise de eficiência energética em rolamentos radiais de esferas. 95 f. Trabalho de conclusão de curso – Tcc2, Bacharelado em Engenharia Mecânica, Departamento Acadêmico de Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2019.

Há mais de 20 bilhões de rolamentos lubrificados no mundo. Estimam-se que 80% das falhas prematuras destes rolamentos é devido a problemas de lubrificação, em particular, da escolha inadequada de um lubrificante. Tal escolha também pode acarretar maior consumo energético. Visto o cenário mundial de busca por economia de energia, o entendimento da dissipação energética de rolamentos torna-se um tópico relevante de estudo. Neste contexto, desenvolveu-se uma ferramenta didática para avaliação da eficiência de rolamentos em Matlab. Tal ferramenta pode ser executada em computadores sem a instalação do software e permite analisar os efeitos da escolha do lubrificante, bem como das condições operacionais na formação de filme lubrificante e nas perdas por atrito. Todos as entradas e resultados são explicados em detalhes na ferramenta.

Palavras-chave: Rolamento radial. Avaliação energética. Modelos de avaliação energética.

ABSTRACT

ROCHA, Iuri de Souza. Análise de eficiência energética em rolamentos radiais de esferas. 95 p. Undergraduate Thesis, Mechanical Engineering, Academic Mechanical Engineering Department, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2019.

There are more than 20 billion lubricated bearings in the world. It is estimated that 80% of the premature failure of these bearings is due to lubrication problems, in particular, the inadequate choice of a lubricant. Such choice can also lead to higher energy consumption. Considering the world scenario of search for energy saving, the understanding of energy dissipation of bearings becomes a relevant topic of study. In this context, a didactic tool was developed to evaluate the efficiency of bearings in Matlab. Such a tool can be run on computers without software installation and allows analyzing the effects of lubricant selection as well as operating conditions on the formation of lubricating film and friction losses. All entries and results are explained in detail in the tool.

Keywords: Radial bearing. Energy assessment. Energy assessment models.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Rolamento: banhado a óleo (Esquerda); banhado a óleo circulante (Direita)	17
Figura 2 - Exemplo de lubrificação através de sistema ar e óleo	18
Figura 3 - Exemplo de utilização rolamentos em mineradoras	20
Figura 4 - Distribuição da perda energética de acordo com a velocidade	21
Figura 5 - Vista de corte de um rolamento e a nomenclatura de suas dimensões	24
Figura 6 - Contato entre duas superfícies elípticas	25
Figura 7 - Vista da esfera	26
Figura 8 - Demonstração do raio de curvatura da pista e diâmetro da esfera.....	27
Figura 9 - Demonstração das dimensões do rolamento	28
Figura 10 - Distribuição de carga sobre as esferas de um rolamento	31
Figura 11 - Relação força sobre o rolamento e força na esfera mais carregada	32
Figura 12 - Curva de Stribeck.....	34
Figura 13 - Representação da perda por fluxo reverso	36
Figura 14 - Gráfico de representação do fator de ponderação ϕ_{bl}	40
Figura 15 - Modelos de vedação SKF	42
Figura 16 - Representação de um rolamento em banho de óleo	43
Figura 17 - Gráficos utilizados para aproximação do fator de perda por arrasto	44
Figura 18 - Exemplo de utilização da ferramenta disponível no Matlab	47
Figura 19 – Detalhamento da curva (pontos para determinação da equação).....	49
Figura 20 - A direita diagrama SKF; A esquerda diagrama encontrado pelo método descrito	50
Figura 21 - Torque perdido - óleo de Alta viscosidade (Modelo SKF)	52
Figura 22 - Torque perdido - óleo de Média viscosidade (Modelo SKF)	53
Figura 23 - Torque perdido - óleo de Baixa viscosidade (Modelo SKF)	53
Figura 24 - Torque perdido – graxa de Alta viscosidade (Modelo SKF)	55
Figura 25 - Torque perdido - graxa de Média viscosidade (Modelo SKF)	56
Figura 26 - Torque perdido - graxa de baixa viscosidade (Modelo SKF)	56
Figura 27 - Comparativo de diferentes forças para o momento por rolagem	57
Figura 28 – Momento de rolagem variando a força sobre o rolamento	58
Figura 29- Comparativo de diferentes forças para o momento por deslizamento.....	60
Figura 30- Diferentes forças para o momento por deslizamento (até 1000RPM)	61
Figura 31- Fator de ponderação de deslizamento	62
Figura 32 - Perdas energéticas por vedação	63
Figura 33- Perdas energéticas por vedação (diâmetro de apoio até 52mm).....	64
Figura 34- Torque perdido - Lubrificante de Alta viscosidade (Modelo FAG)	66
Figura 35- Torque total perdido - Lubrificante de Baixa viscosidade (Modelo FAG)	66
Figura 36 - Comparativo de viscosidades para parcela independente da carga.....	67
Figura 37- Comparativo de viscosidades para parcela dependente da carga.....	68
Figura 38 - Comparativo de dos métodos com lubrificante de Baixa viscosidade	69
Figura 39 - Comparativo de dos métodos com lubrificante de Alta viscosidade	69

LISTA DE SÍMBOLOS

H_c	Espessura de filme [m]
R_x	Raio equivalente no eixo X [m]
U	Parâmetro de velocidade
G	Parâmetro do material
W	Parâmetro da carga
C_0	Influência da elipticidade
R_{x1}	Raio da superfície da esfera na direção X [m]
R_{x2}	Raio da superfície da pista na direção X [m]
R_y	Raio equivalente no eixo Y [m]
R_{y1}	Raio da superfície da esfera na direção Y [m]
R_{y2}	Raio da superfície da pista na direção Y [m]
η_0	Viscosidade dinâmica do lubrificante [Pa. s]
U_1	Velocidade da esfera [m/s]
U_2	Velocidade da pista [m/s]
E^*	Módulo de Young equivalente [Pa]
V_e	Fator de escorregamento
ν_1	Coefficiente de Poisson material da esfera
ν_2	Coefficiente de Poisson material da pista
E_1	Módulo de Young material do rolamento [Pa]
E_2	Módulo de Young material do rolamento [Pa]
F_n	Força sobre a esfera mais carregada [N]
P_0	Pressão sobre a esfera mais carregada [N/m ²]
C_a	Consta adimensional para rolamentos radiais
k	Consta adimensional para rolamentos radiais
λ	Espessura do filme lubrificante [mm]
R_a	Rugosidade média
α	Coefficiente de piezoviscosidade [Pa ⁻¹]
F_r	Força radial [N]
d_m	Diâmetro médio [mm]
d	Diâmetro interno [mm]
D	Diâmetro externo [mm]

M_{SKF}	Momento total de atrito – Modelo SKF [N. mm]
M_{RR}	Momento de atrito causado pela rolagem [N. mm]
M_{sl}	Momento de atrito deslizante [N. mm]
$M_{vedação}$	Momento de atrito relacionado à vedação [N. mm]
$M_{arrasto}$	Momento referente às perdas por arrasto [N. mm]
φ_{ish}	Fator de redução do aquecimento por cisalhamento de entrada
φ_{rs}	Fator de redução de esgotamento/reabastecimento cinemático
G_{RR}	Variável de atrito de rolamento
ν	Viscosidade operacional do óleo [mm ² /s]
n	Velocidade de rotação [rot/min]
K_{rs}	Constante de esgotamento / reabastecimento:
K_z	Constante geométrica relacionada ao tipo de rolamento
R_1	Constantes geométricas para momentos de atrito
μ_{sl}	Coefficiente de atrito deslizante
G_{sl}	Variável de atrito deslizante
φ_{bl}	Fator de ponderação para o coeficiente de atrito deslizante
μ_{bl}	Coefficiente dependendo do aditivo acrescentado ao lubrificante
μ_{EHL}	Coefficiente de atrito deslizante para condições de filme completo
S_1	Comentos de atrito deslizante
K_{s1}	Constante para cálculo das perdas por vedação
d_s	Diâmetro da superfície de apoio da vedação [mm]
β	Constante para cálculo das perdas por vedação
K_{s2}	Constante para cálculo das perdas por vedação
V_m	Fator de perda por arrasto
K_{esfera}	As constantes relacionadas dos corpos rolantes
f_t	Constante de perdas por arrasto
i_{rw}	Número de carreiras de esferas
H	Nível de óleo [mm]
M_{FAG}	Momento total de atrito – Modelo FAG [N. mm]
M_0	Momento independente da carga [N. mm]
M_1	Momento dependente da carga [N. mm]
f_0	Fator dependente do tipo de rolamento e lubrificação

f_1	Fator dependente do tipo de rolamento e da lubrificação
P_1	Componente relacionada a força aplicada [N]
P_0	Carga equivalente [N]
C_0	Carga estática [N]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	12
1.1	Atrito entre superfícies	12
1.2	Utilização de rolamentos	12
1.3	Lubrificação de rolamentos	13
1.4	Tipos de Lubrificação	13
1.5	Graxas	14
1.5.1	Propriedades da graxa.....	14
1.5.2	Aplicação da graxa	14
1.6	Óleos	15
1.6.1	Propriedades do óleo.....	15
1.6.2	Aplicação do óleo.....	16
1.6.2.1	Banho de óleo.....	16
1.6.2.2	Sistemas ar e óleo.....	17
1.7	Comparação entre graxa e óleo.....	18
1.8	Perda energética em rolamentos radiais	19
1.9	Objetivo	22
1.9.1	Desenvolvimento de ferramenta para análise de rolamentos	22
1.9.2	Análise das variáveis relevantes no consumo energético.....	22
1.10	Justificativa.....	23
1.11	Etapas do trabalho.....	23
2	REFERENCIAL TEÓRICO	24
2.1	Dimensões do rolamento	24
2.2	Determinação da espessura de filme (H_c).....	24
2.2.1	Raio equivalente - R_x/R_y	25
2.2.2	Parâmetro de velocidade - U	28
2.2.2.1	Velocidade da pista - U_1	29
2.2.2.2	Velocidades dos elementos rolantes - V_e	29
2.2.2.3	Módulo de Young equivalente - E^*	29
2.2.3	Parâmetro de material - G	30
2.2.4	Parâmetro de carga - W	30
2.2.5	Carga aplicada sobre as esferas - F_n	30
2.2.6	Influência da elipticidade - C_0	33
2.2.7	Espessura específica de filme lubrificante - λ	33
2.3	Modelos de perda de potência.....	34
2.4	Modelo SKF.....	35
2.4.1	Equacionamento SKF	35
2.4.2	Momento de atrito por rolagem - M_{rr}	35
2.4.2.1	Fator de redução por cisalhamento na entrada do contato	35

2.4.2.2	Fator de redução por esgotamento / reabastecimento cinemático - φ_{rs}	36
2.4.2.3	Variável de atrito de rolamento - G_{rr}	37
2.4.3	Momento de atrito deslizante - M_{sl}	38
2.4.3.1	Coeficiente de atrito deslizante	38
2.4.3.2	Fator de ponderação para o coeficiente de atrito deslizante - φ_{bl}	39
2.4.3.3	Variável de atrito deslizante - G_{sl}	40
2.4.4	Momento de atrito das vedações - $M_{vedação}$	41
2.4.5	Momento de atrito de arrasto - $M_{arrasto}$	42
2.4.5.1	Fator de perda por arrasto - V_m	44
2.4.5.2	Constante de corpos rolantes - K_{esfera}	44
2.4.5.3	Fator relacionado ao nível de óleo - f_t	45
2.4.5.4	Fator relacionado as propriedades geométricas - R_s	45
2.5	Modelo FAG - MFAG	45
2.5.1	Momento independente da carga - M_0	45
2.5.2	Momento dependente da carga - M_1	46
2.6	Avaliação dos modelos	46
3	METODOLOGIA	47
3.1	Ferramenta didática via Matlab	47
3.1.1	Interfaces gráficas	47
3.2	Desenvolvimento de modelos a partir de dados do modelo SKF	48
3.3	Comparação entre os métodos	48
3.4	Avaliação paramétrica dos modelos	48
4	RESULTADOS	49
4.1	Equação do diagrama fator de perda por arrasto	49
4.2	Análise dos métodos	50
4.2.1	Modelo SKF	51
4.2.1.1	Momento de atrito causado pela rolagem	57
4.2.1.2	Momento de atrito deslizante	59
4.2.1.3	Momento de atrito relacionado a vedação	62
4.2.1.4	Análise de perda para cada tipo de vedação	63
4.2.1.5	Momento referente as perdas por arrasto	65
4.3	Método FAG	65
4.3.1	Momento independente da carga	67
4.3.2	Momento dependente da carga	67
4.4	Comparação método SKF e FAG	68
4.5	Ferramenta de cálculo de perda	70
5	FUTUROS TRABALHOS	71
6	CONCLUSÕES	72
	Referências	73
	APÊNDICE A	75

1 INTRODUÇÃO

1.1 Atrito entre superfícies

Em todo projeto mecânico onde existe algum grau de liberdade que permite a movimentação entre duas peças em contato, ocorrerá atrito entre elas. Este atrito pode impactar negativamente para o projeto, gerando perdas energéticas na forma de calor, ruído e desgaste do material.

Para elementos rotativos existem duas formas principais para minimizar o atrito (Juvinnal, 2000): uso de mancais de deslizamento e de mancais de rolamento. A grande diferença entre os dois tipos está no modo como reduzem o atrito entre as superfícies de em contato. Enquanto os mancais de deslizamento possuem lubrificantes entre as duas faces deslizantes para evitar um nível de atrito elevado, mancais com elementos girantes, utilizam da geometria de corpos como esferas, agulhas ou rolos, por exemplo, para realizar o movimento de rolamento em substituição do movimento de deslizamento, apesar destes também serem lubrificados.

Apesar de ainda ser utilizado em situações específicas, o mancal de deslizamento possui perdas por atrito consideravelmente maiores quando comparado à rolamentos, sendo assim rolamentos são mais utilizados para altas velocidades.

1.2 Utilização de rolamentos

Rolamentos possuem uma longa história de utilização, existem relatos de utilização de mancais de esferas que datam por volta do 1º século, obviamente se trata de rolamentos extremamente primitivos e sua evolução ocorreu predominantemente no século XX onde houve uma evolução dos materiais e dos processos de fabricação (Norton, 2004).

Segundo estudos a produção de rolamentos apenas na China foi de 20,2 bilhões de rolamentos em 2017. Estima-se que a produção chinesa irá alcançar a casa dos 21,5 bilhões em 2018, deste número cerca de 25% são direcionadas ao mercado de veículos, enquanto o restante é destinado as indústrias (Exame,2017).

1.3 Lubrificação de rolamentos

O desempenho dos rolamentos está diretamente associado ao seu lubrificante. Visto que atualmente 90% dos rolamentos são lubrificados por graxa, o entendimento de como as graxas maximizam a eficiência e durabilidade dos rolamentos é de suma importância.

As funções do lubrificante se estendem a (NSK,2016):

- **Proteção:** mantem as superfícies metálicas protegidas das ações do ambiente, evitando corrosões, por exemplo, além do mais consegue manter partículas danosas ao material suspensas sem que ela fique encrustada na pista do rolamento;
- **Resfriamento:** podem atuar como um elemento refrigerante, banhos de óleos, por exemplo, conseguem reduzir drasticamente a temperatura de trabalho do conjunto;
- **Selantes:** lubrificantes como a graxa podem atuar para evitar a entrada de impurezas no rolamento, como um tipo de vedação para o conjunto;
- **Proteção contrachocos:** por serem fluidos capazes de se deformar, conseguem absorver parte do impacto, quando o rolamento sofre alguma força externa.

A falta de uma lubrificação adequada gera um impacto grande, não somente para o rolamento em questão, mas também sobrecarregando o conjunto o qual o componente pertence (Souza, 2018). Segundo dados da empresa SKF, uma das maiores fabricantes de rolamentos a nível mundial, a lubrificação realizada de maneira errada ou até mesmo com o lubrificante incorreto acarreta cerca de 36% de falhas prematuras de rolamentos (SKF,2015).

1.4 Tipos de Lubrificação

Existem dois tipos principais de lubrificante para rolamentos: graxa e óleo. Ambos se ramificam em tipos diferentes, seja ele em modo de aplicação ou em composição química.

1.5 Graxas

1.5.1 Propriedades da graxa

A composição da graxa é baseada em alguns elementos que devem ser escolhidos para cada tipo de aplicação. O principal deles é o óleo base, que confere as principais características do lubrificante. A viscosidade deste componente determina a temperatura adequada de utilização. Quando se trata de um ambiente com temperaturas baixas ou até mesmo em altas rotações, óleos base com viscosidade baixa são recomendados, caso contrário, em situações onde a temperatura é alta ou existe uma sobrecarga no componente, óleos base com maior viscosidade são indicados para aplicação (NSK,2016).

Ainda relacionada a temperatura de trabalho, o espessante influencia diretamente na capacidade da graxa em atuar em baixas ou altas temperaturas. Sua principal função é agir no que se denomina ponto de gota da graxa, este ponto representa a temperatura na qual a graxa irá se tornar fluida ao nível de ser capaz de formar gotas (sob condições determinadas de pressão e movimento) (NSK,2016). Sendo assim, quanto maior o ponto de gota de uma determinada graxa, maior será a capacidade de trabalhar em altas temperaturas.

Na composição da graxa, ainda é possível a introdução de aditivos que serão responsáveis por garantir propriedades adicionais ao lubrificante, como proteção contra a corrosão e até mesmo suportar cargas altas sobre o rolamento (aditivos de extrema pressão).

1.5.2 Aplicação da graxa

As graxas são os lubrificantes mais simples de serem utilizados, não demanda experiência de quem está aplicando ou até mesmo de dispositivos especiais. Sua simplicidade está no fato da graxa aderir de maneira mais eficaz na parede do rolamento. Arelada à vantagem da aderência, em situações onde o rolamento ficará com seu eixo em posições inclinadas ou até mesmo verticais, a graxa, diferente do óleo, garante que haverá lubrificante nas pistas de rolagem (Tecnolub, 2011).

Como desvantagem a graxa apresenta baixa capacidade de dissipação de calor. Logo, sua utilização se faz adequada quando o ambiente possui temperatura controlada e não requer troca de calor via lubrificante e situações onde o ambiente é corrosivo ou possui uma grande contaminação externa, demandando uma vedação por parte do lubrificante (Tecnolub, 2011).

Outra desvantagem está na impossibilidade de criar um sistema circulante onde o lubrificante pode passar por um filtro para retirar as impurezas adquiridas durante o trabalho.

1.6 Óleos

Diferente das graxas, os óleos possuem diferentes formas de aplicação, variando com a necessidade de projeto. Apenas 10% dos rolamentos são lubrificados por óleo.

1.6.1 Propriedades do óleo

A escolha do óleo que será utilizada em um determinado conjunto é baseada principalmente na temperatura de operação do rolamento. Quanto maior a temperatura, menos viscoso o lubrificante tende a ficar (Tecnolub, 2011).

Rolamentos onde existe carga alta e baixas velocidades requerem lubrificantes mais viscosos, este proporciona uma maior espessura de filme entre a pista e a esfera, em condições contrárias, óleos de alta viscosidade apresentarão maior resistência ao cisalhamento, causando maior perda energética (NSK,2016).

Existem dois tipos principais de óleos para rolamentos, são eles os minerais e os sintéticos. Os minerais são os mais utilizados, já que possuem boas operações em faixas intermediárias de temperatura, em contrapartida, óleos sintéticos são eficientes em temperaturas extremas, abaixo de -40°C e maiores que 90°C , dado que possuem propriedades de resistência a temperatura e também antioxidantes, em caso de altas temperaturas (SKF,2018).

Assim como nas graxas, os óleos também possuem a possibilidade de ter em sua composição algum aditivo para melhorar suas propriedades, entre os mais utilizados são os antiespumantes, antioxidantes e aditivos de extrema pressão.

1.6.2 Aplicação do óleo

Como dito anteriormente, os óleos possuem diferentes formas de aplicação. Diferente das graxas, o óleo necessita de um método de enclausuramento mais robusto para manter o rolamento sempre lubrificado. Devido a esta dificuldade existem algumas limitações quanto à posição do rolamento, sendo em sua grande maioria que o eixo esteja na horizontal para que as esferas inferiores do rolamento sempre sejam lubrificadas uniformemente quando passam pelo ponto mais baixo do rolamento. (NSK,2016).

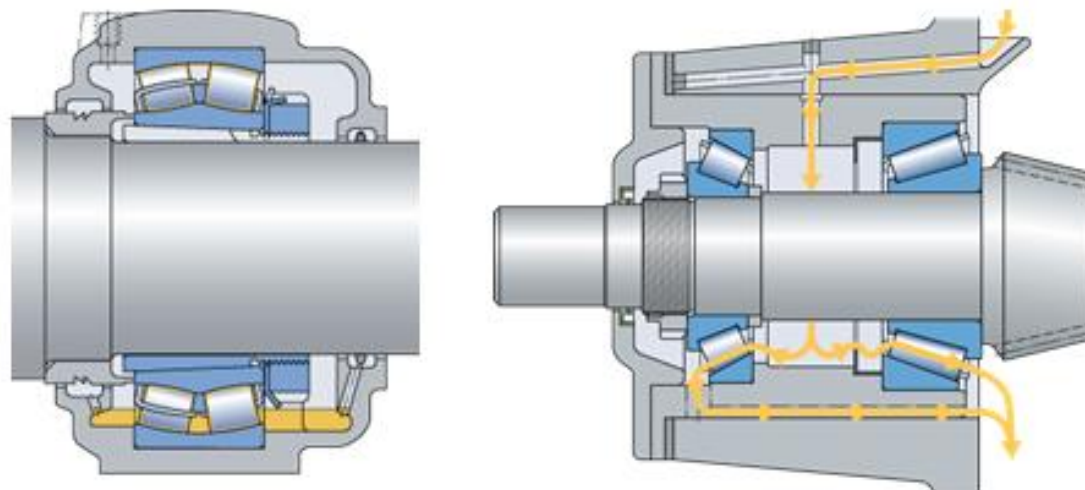
Existem vários tipos de formas de lubrificar um rolamento, desde os mais simples até os que demandam uma tecnologia complexa e aplicações mais restritas devido ao alto custo. Exemplificando as duas situações podem ser citados o banho de óleo e o sistema ar óleo, respectivamente.

1.6.2.1 Banho de óleo

Sistema mais simples que consiste em deixar o rolamento submerso em uma camada de óleo, a qual deve ser definida de acordo com a aplicação. Neste tipo de lubrificação o próprio movimento rotativo é responsável por espalhar e lubrificar a pista como um todo (SKF, 2018).

Existem duas variações deste tipo de lubrificação, a circulante e a não circulante (Figura 1). A grande diferença é o tipo de sistema que será empregado. A circulante permite uma troca térmica mais efetiva, possibilitando um resfriamento do rolamento, bem como a filtragem do óleo, caso o sistema esteja em ambientes não controlados e suscetíveis a impurezas.

Figura 1 – Rolamento: banhado a óleo (Esquerda); banhado a óleo circulante (Direita)



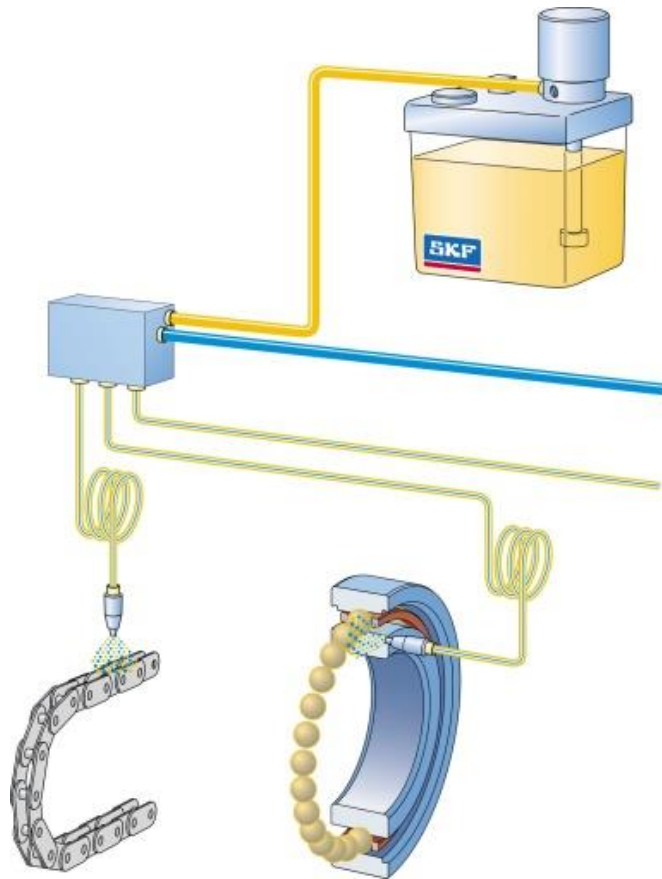
Fonte: <http://www.skf.com/br/products/bearings>

1.6.2.2 Sistemas ar e óleo

Um tipo de lubrificação mais moderna e que vem sendo desenvolvida é a utilização de ar e óleo injetados dentro da câmara do rolamento (Figura 2). Este tipo de lubrificação é utilizado em rolamentos onde existem velocidades altas. Para tais rolamentos a temperatura que se alcança devido ao atrito é alta e este método consegue dosar precisamente a quantidade de óleo que deve ser injetada (Moon,2013).

Este sistema ainda possibilita alguns outros pontos positivos, como o fato de manter a caixa de mancal com uma pressão, tal pressão é relativamente baixa, todavia suficiente para manter o rolamento livre de impurezas, vale ainda destacar que o óleo ao ser injetado adere as paredes do rolamento e o ar restante que sai do componente não carrega consigo partículas de óleo, o que é extremamente relevante em âmbito ecológico, posto que não forma nenhum tipo de névoa (SKF, 2013).

Figura 2 - Exemplo de lubrificação através de sistema ar e óleo



Fonte: <http://www.directindustry.com/prod/skf-lubrication-systems>

1.7 Comparação entre graxa e óleo

Diferenças entre os dois tipos de lubrificantes são muitas, a singularidade de cada aplicação reflete diretamente no desempenho do conjunto. Restringindo a análise somente para o tipo de lubrificação utilizada em um determinado rolamento, as perdas energéticas podem ser significativas se a escolha não for a mais apropriada.

Uma compilação de dados feita pela empresa NSK (2018), possibilita entender através da Tabela 1, as vantagens e desvantagens de cada tipo de lubrificante lado a lado.

Tabela 1 - Comparação entre lubrificação com graxa e óleo

Item	Lubrificação a Graxa	Lubrificação a Óleo
Configuração do alojamento e sistema de vedação	Simplificada	Torna-se pouco complexa e necessita cuidados na manutenção
Velocidade de rotação	O limite permissível é de 65 a 80% da lubrificação a óleo	Aplicável também em altas rotações
Trabalho de resfriamento (Efeito de Resfriamento)	Não tem	Permite retirar o calor com eficiência (coo no caso do método de circulação de óleo)
Fluidez	Inferior	Muito boa
Substituição do lubrificante	Pouco complexa	Relativamente fácil
Filtragem de impurezas	Difícil	Fácil
Sujeira por vazamento	Reduzido	Inadequado para locais que a sujeira é desagradável

Fonte: <http://www.nsk.com.br>

1.8 Perda energética em rolamentos radiais

Em muitas empresas a quantidade de rolamentos em serviço é elevada, tal como em correias transportadoras, como visto na Figura 3. Nestes casos a somatória das perdas em cada rolamento impacta fortemente no desempenho e custo do sistema.

Figura 3 - Exemplo de utilização rolamentos em mineradoras



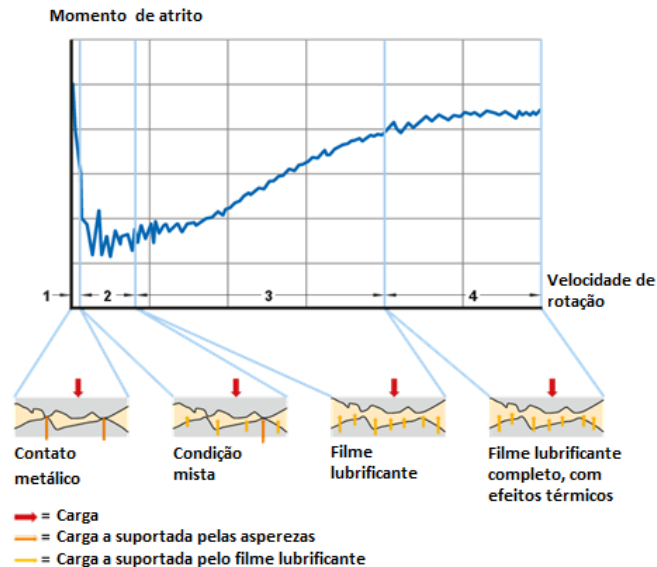
Fonte: <https://bulkhandlingreview.com>

Levando em consideração que rolamentos já são produzidos através de processos refinados e melhorias de processo / materiais acarretariam elevados custos, muitas vezes inviáveis, é necessário, através de novos métodos buscar ainda mais a redução destas perdas. O meio mais factível é através da lubrificação.

O seguinte diagrama da SKF (2017), representado na Figura 4, demonstra o efeito da velocidade na perda de energia de um rolamento com um determinado tipo de lubrificante. O diagrama é dividido em quatro regiões. A primeira zona é quando o rolamento está em baixas rotações, neste caso os picos de rugosidade da esfera e da pista tendem a suportar toda a carga colocada sobre o rolamento, gerando grandes perdas já que o atrito entre as superfícies metálicas é alto. Aumentando a velocidade e passando para a segunda zona, nota-se uma queda drástica no momento de atrito, nesta situação o lubrificante preenche parcialmente o espaço entre os elementos do rolamento. Assim deixa-se de ter somente atrito metal com metal, passando a existir também o atrito metal com o lubrificante.

Na terceira zona a perda por atrito volta a subir, porém para valores mais baixos que os da região 1. Neste momento o atrito entre os metais deixa de existir, porém a espessura de filme é tal que o lubrificante começa a impor no elemento rolante um atrito viscoso capaz significativo, em particular em termos de arrasto. Estas perdas por sua vez, deixam de crescer em rotações ainda mais elevadas, demonstrado pela zona quatro, onde o próprio aquecimento do rolamento altera as propriedades lubrificantes e em decorrência reduz o atrito viscoso. (SKF,2017).

Figura 4 - Distribuição da perda energética de acordo com a velocidade



Adaptado: <http://www.skf.com/br/products/bearings>

O diagrama é realizado considerando uma dada viscosidade. A variação desta propriedade pode modificar a estrutura do gráfico. Lubrificantes mais viscosos tendem a aumentar a perda na zona três e quatro em que a perda viscosa é significativa, em contrapartida, minimizam o período em que o rolamento opera nas zonas um e dois, evitando assim o atrito metal com metal e como consequência reduzem as perdas em baixas rotações (zona um e dois). O contrário também é válido, lubrificantes de baixa

viscosidade operam de maneira inversa aos de alta, aumentando as perdas em baixas rotações, zona um e dois, e favorecendo a diminuição das perdas para as zonas três e quatro (NSK,2016).

1.9 Objetivo

1.9.1 Desenvolvimento de ferramenta para análise de rolamentos

Na literatura, existem alguns modelos de cálculo de perda energética, disponibilizado pelas principais fabricantes de rolamento do mercado, SKF e FAG. Contudo, os modelos, são volumosos e sua implementação depende da integração de uma série de equações, portanto o objetivo deste projeto é desenvolver uma ferramenta que será um compilado destes modelos, tornando mais fácil a análise para o usuário final. Vale ressaltar que a SKF já possui uma calculadora semelhante, porém capaz de calcular perdas em pontos específicos e o intuito da atual ferramenta é traçar curvas que demonstrem o comportamento com a variação de dados como velocidade de rotação e viscosidade do lubrificante.

A ferramenta tem dois vieses, o primeiro é se tornar uma ferramenta didática com fins educacionais (seguindo o modelo dos softwares EngCalc e ManCalc desenvolvidos por alunos da UTFPR e usados nas disciplinas de Elementos de Máquinas I e II); o segundo é a sua utilização por projetistas para análise dos parâmetros de projeto, possibilitando a minimização de perdas energéticas através da mudança da configuração do sistema, bem como a troca do lubrificante, por exemplo.

1.9.2 Análise das variáveis relevantes no consumo energético

Como discutido anteriormente, a dissipação de energia em um rolamento pode vir de diferentes variáveis (velocidade, temperatura, viscosidade do lubrificante etc.). Junto com a compilação dos métodos via Matlab, será realizado uma análise de cada componente, com o intuito de averiguar o impacto destas na perda final de energia do rolamento, verificando assim quais parâmetros possuem maior influência na perda final.

1.10 Justificativa

Levando em consideração a importância da lubrificação, citada anteriormente, que se estende desde maximizar a vida do rolamento, bem como reduzir a perda energética, desenvolver uma ferramenta para cálculo de tais perdas é extremamente viável. Indo além levando em consideração que o público alvo da ferramenta são estudantes e engenheiros buscando uma resposta ágil para a minimização das perdas, desenvolver um método enxuto que entregue respostas de maneira fácil de ser interpretada, visualmente agradável, incluindo suporte gráfico, e principalmente sem a necessidade de ter que implementar um extenso modelo de cálculo, torna a proposta do trabalho vantajosa.

1.11 Etapas do trabalho

O presente trabalho possui como etapas primordiais, o referencial teórico, onde serão discutidos os principais modelos de análise de perdas de energia. Ademais, na segunda etapa, tais modelos serviram de base para o desenvolvimento de uma ferramenta didática que tem o intuito de suportar comparativos entre situações específicas desejada pelo usuário. Através da avaliação dos modelos serão realizadas avaliações para verificação das principais variáveis que incrementam as perdas.

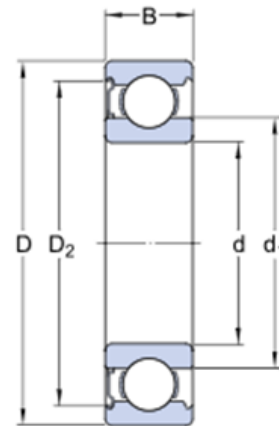
2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 Dimensões do rolamento

Antes de entrar em discussões quanto ao equacionamento, é importante ter uma melhor visualização das dimensões que compõem um rolamento, conforme demonstrado na Figura 5.

Figura 5 - Vista de corte de um rolamento e a nomenclatura de suas dimensões

A - Definição rolamento -- [SKF 6310]		
Diâmetro interno da pista interna	d	[mm]
Diâmetro externo da pista interna	d1	[mm]
Diâmetro externo da pista externa	D	[mm]
Diâmetro interno da pista externa	D2	[mm]
Largura	B	[mm]



Fonte: <http://www.skf.com/us/products>

Para as equações que serão apresentadas a diante, tanto no modelo da SKF quando no da FAG, considera uma dimensão denotada diâmetro médio do rolamento (d_m), esta dimensão trata-se da média entre o diâmetro interno e externo do rolamento, calculada como mostrado na equação (1).

$$d_m = 0,5 \times (d + D) \quad (1)$$

2.2 Determinação da espessura de filme (H_c)

A espessura de filme lubrificante atua de maneira significativa no controle do atrito e durabilidade, logo prever a espessura de filme torna-se uma maneira de entender uma vertente das perdas energéticas.

Existem diversas maneiras de estimar a espessura de filme lubrificante existente entre a pista e a esfera, das quais a mais utilizada é o modelo desenvolvido por Hamrock e Dowson (apud Cousseau, 2012). O modelo desenvolvido pelos autores

leva em contas condições de operação (velocidade de rotação, força e viscosidade do lubrificante), o material (módulo de elasticidade de coeficiente de Poisson) e as propriedades do lubrificante (viscosidade).

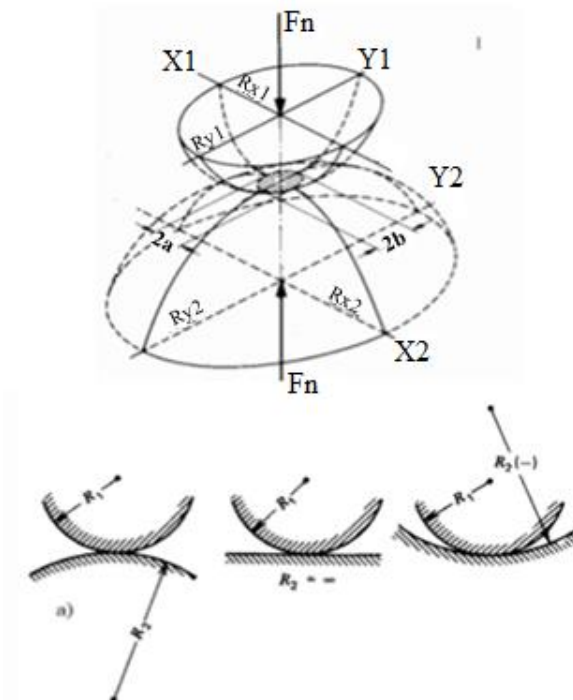
O modelo da equação 2 envolve cinco variáveis: raio equivalente (R_x), parâmetro de velocidade (U), parâmetro do material (G), parâmetro da carga (W) e por fim, o parâmetro relacionado à elipticidade do contato (C_0). Cada variável será explicada a seguir.

$$H_c = 1,345 \times R_x \times U^{0,67} \times G^{0,53} \times W^{-0,067} \times C_0 \quad (2)$$

2.2.1 Raio equivalente - R_x/R_y

Esta variável está diretamente relacionada a geometria do conjunto, mais especificamente aos raios de curvatura, tanto da esfera quanto da pista. A Figura 6 demonstra de forma clara tais dimensões.

Figura 6 - Contato entre duas superfícies elípticas



Fonte: Seabra (2002)

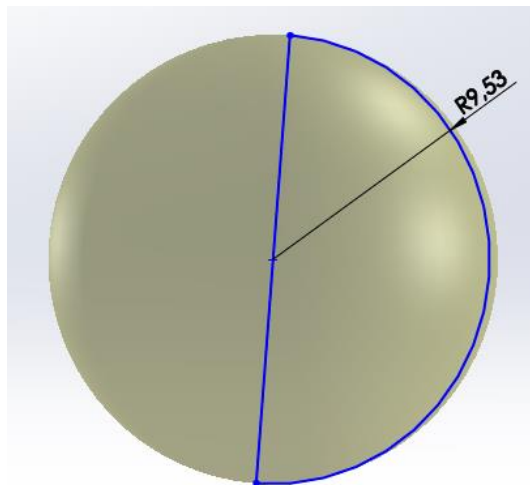
O raio equivalente (R_x) é calculado relacionando a curvatura das duas superfícies, as quais são compostas pelos raios dos eixos X e Y. As equações 3 e 4 trazem respectivamente o cálculo para cada um dos eixos. Na equação a variável R indica o raio de curvatura, o sub índice 1 indica a superfície relacionada com a esfera do rolamento, enquanto o índice 2 está relacionado a pista, já as letras X e Y indicam em qual plano está sendo computado a medição do raio.

$$R_x = \left(\frac{1}{2} \times \left(\frac{1}{R_{x1}} + \frac{1}{R_{x2}} \right) \right)^{-1} \quad (3)$$

$$R_y = \left(\frac{1}{2} \times \left(\frac{1}{R_{y1}} + \frac{1}{R_{y2}} \right) \right)^{-1} \quad (4)$$

A empresa SKF, disponibiliza em seus catálogos a possibilidade da visualização do modelo 3D de seus produtos, assim sendo, através de um software CAD é possível obter o diâmetro da esfera do rolamento. Por ser um elemento esférico as variáveis R_{x1} e R_{y1} são iguais. A Figura 7 demonstra a obtenção do raio da esfera, utilizando como exemplo a esfera do rolamento 6310.

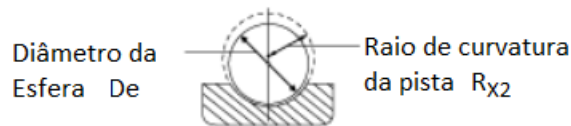
Figura 7 - Vista da esfera



Fonte: <http://www.skf.com/group/products> (2017)

Com relação as dimensões ligadas a pista do rolamento, R_{x2} e R_{y2} , requerem alguns cálculos para serem encontrados. R_{x2} , representada pela Figura 8, pode ser calculada através do diâmetro da esfera.

Figura 8 - Demonstração do raio de curvatura da pista e diâmetro da esfera



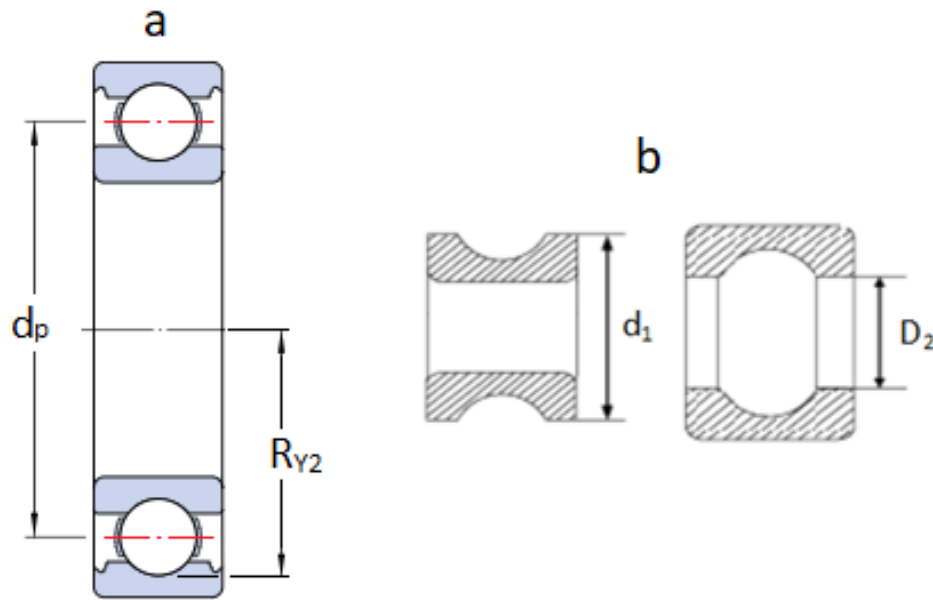
Fonte: <http://resource.dynaroll.com/raceway-curvature.asp>

Segundo a empresa a NHBB (2019), a razão entre raio de curvatura da pista e o diâmetro da esfera (dado por f na equação 5) são definidos de acordo com a aplicação do rolamento. f pode variar entre 52 a 57%, sendo que situações de aplicação de altas cargas é recomendado f variando entre 52 a 54% e porcentagens maiores (até 57%) são utilizadas para rolamentos mais sensíveis a torque. No caso em questão será estabelecido f igual a 54% para todos os cálculos.

$$f = \frac{R_{x2}}{D_e} \quad (5)$$

Já para calcular o raio R_{y2} é necessário primeiramente o cálculo do diâmetro entre centros das esferas (dp), dado pela Equação 6. Este diâmetro é a média do diâmetro externo da pista interna e o diâmetro interno da pista externa (Figura 9). Tendo este diâmetro e o raio de curvatura da esfera é possível calcular o raio da pista do rolamento pela equação 7.

Figura 9 - Demonstração das dimensões do rolamento



Fonte: <https://www.skf.com/pt/products/>

$$d_p = (d_1 + D_2) \times 0,5 \quad (6)$$

$$R_{Y2} = (d_p + 2 \times R_{X2}) \times 0,5 \quad (7)$$

2.2.2 Parâmetro de velocidade - U

O parâmetro velocidade, dado pela equação 8, está relacionado com a velocidade de rotação, tanto da esfera quanto da pista do rolamento, definidos pelas sub índices 1 e 2, respectivamente, da viscosidade dinâmica do lubrificante (η_0), da propriedade geométrica (R_y , raio no mesmo sentido de rolagem do rolamento) e propriedades elásticas do material do rolamento, incluída através do módulo de Young equivalente (E^*).

$$U = \frac{\eta_0 \times (U_1 + U_2)}{2 \times R_y \times E^*} \quad (8)$$

2.2.2.1 Velocidade da pista - U_1

Dado que a pista é acoplada ao eixo, a velocidade da pista pode ser obtida através da rotação do eixo, portanto a velocidade da pista U_2 é dada pela equação 9.

$$U_1 = n \times R_{y2} \quad (9)$$

2.2.2.2 Velocidades dos elementos rolantes - V_e

As velocidades da esfera e da pista do rolamento estão relacionadas através de um fator de escorregamento (V_e), que representa o ato de deslizamento da esfera sobre a pista. Este faz com que haja uma defasagem entre a velocidade da pista com a esfera, conforme apresentado pela equação 10.

Em situações onde há rolamento puro pela esfera, este fator se tornaria nulo, e o as perdas tenderiam a zero, porém a consideração de rolamento puro é sempre matemática, visto sempre haver microescorregamentos. Para que houvesse esse tipo de caso a esfera precisaria ser perfeita, sabe-se que isto é impossível, já que em qualquer situação de aplicação de rolamento, haverá uma carga e esta resultará uma deformação na esfera e na pista, tornando impossível que o movimento fosse apenas rolamento.

$$V_e = \frac{|U_1 - U_2|}{(U_1 + U_2)} \quad (10)$$

Para rolamentos de esferas valores conservadores de velocidade de escorregamento são de aproximadamente 1,3% (Cousseau,2013). Tendo esse fator e a velocidade da pista, é possível obter a velocidade da esfera.

2.2.2.3 Módulo de Young equivalente - E^*

Esta variável relacionada com o a propriedade do material da esfera e da pista do rolamento, determinada pela equação 11. Nela estão envolvidas os módulos de Young do material da esfera e da pista, indicada pelos sub índices 1 e 2, respectivamente, e o coeficiente de Poisson de cada sólido (ν), também indicados com os mesmos índices.

$$E^* = \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)^{-1} \quad (11)$$

2.2.3 Parâmetro de material - G

O parâmetro de material (G), equação 12 relaciona o módulo de Young equivalente (E^*) com o coeficiente de piezoviscosidade (α), equação 13, que é uma propriedade intrínseca ao lubrificante.

$$G = 2 \times \alpha \times E^* \quad (12)$$

$$\alpha = s \times \nu^t \times 10^{-9} \quad (13)$$

Os coeficientes s e t da equação 13 são demonstrados na Tabela 2.

Tabela 2 - Constantes s e t

	Mineral	Óleo sintético (PAO)	Óleo sintético (Ester)
s	9,904	7,382	6,605
t	0,139	0,1335	0,136

Fonte: Gold et al (2001)

2.2.4 Parâmetro de carga - W

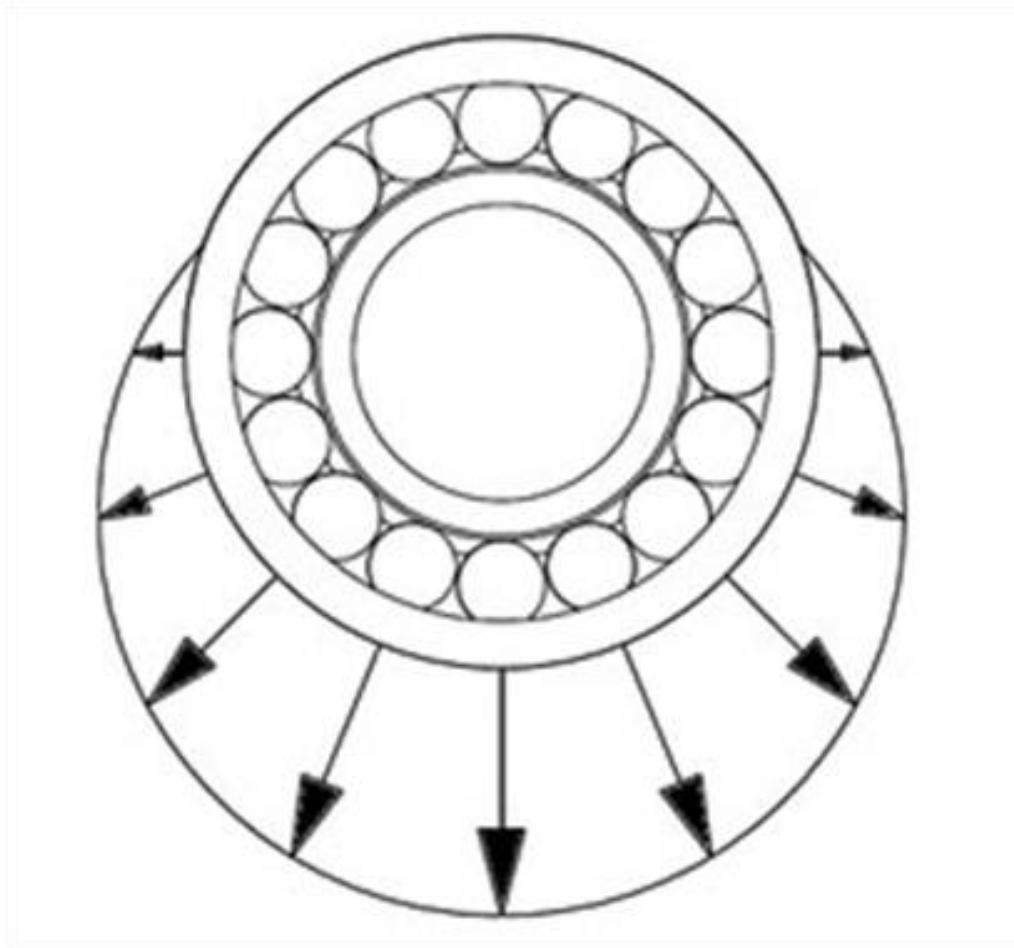
Este parâmetro está relacionado com a carga que é aplicada sobre o rolamento (F_r), com as características geométricas, dada pelo raio equivalente (R_x) e com o material do rolamento, módulo de Young equivalente (E^*), seu cálculo é realizado usando a Equação 14.

$$W = \frac{2 \times F_n}{R_x^2 \times E^*} \quad (14)$$

2.2.5 Carga aplicada sobre as esferas - F_n

A carga aplicada no rolamento é distribuída entre as esferas conforme apresentado esquematicamente na Figura 10. Para o cálculo da espessura de filme crítica, é requerido o conhecimento da carga sobre a esfera mais carregada.

Figura 10 - Distribuição de carga sobre as esferas de um rolamento



Fonte: <http://www.tribology.co.uk/articles-papers/gearbox-gear-problems/>

O modelo no qual a entrada é a força total aplicada sobre o rolamento e a saída é a distribuição de carga não é trivial, este depende de características do rolamento (diâmetro da esfera, curvatura da pista do rolamento e número de esferas), bem como condições do uso, isto é, são muitas variáveis tornando a modelagem complicada.

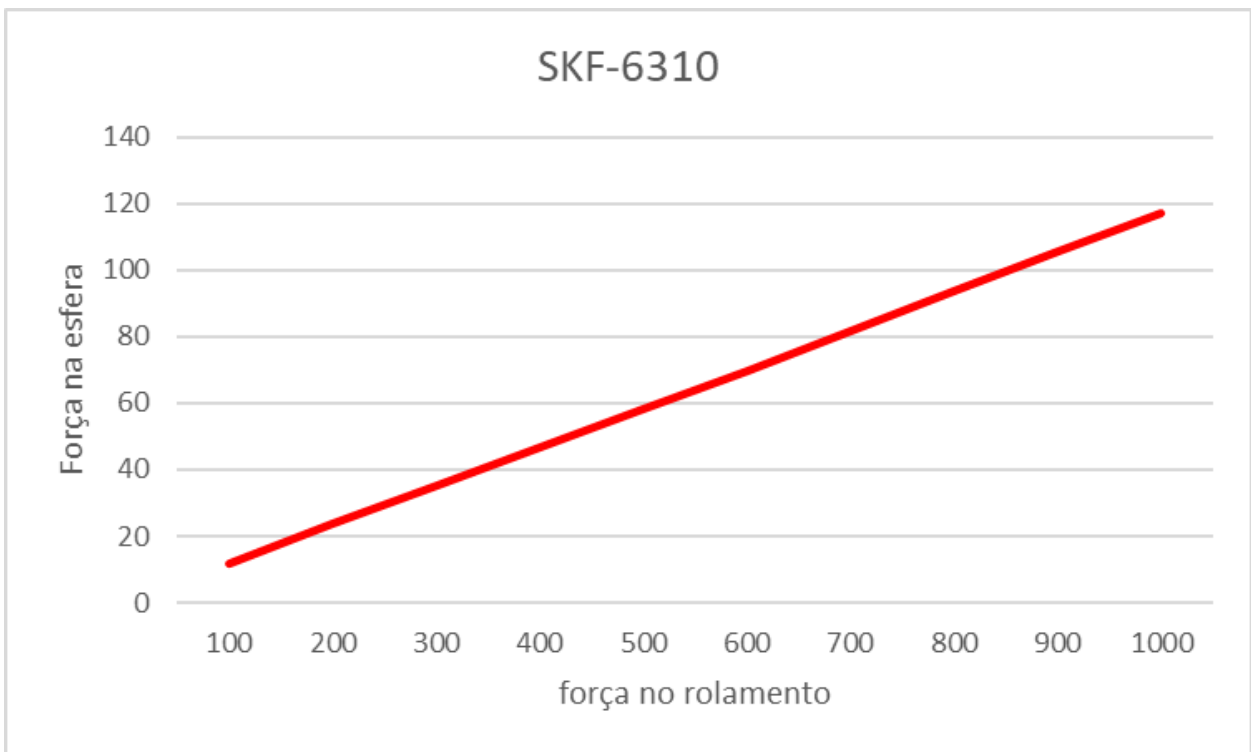
Contudo modelar um rolamento específico é um procedimento mais simples, já que todas as variáveis relacionadas com as dimensões do rolamento se tornam constantes, restando apenas dados de aplicação, como por exemplo a força aplicada. O software online, disponibilizado pelo site Tribology-abc, é uma calculadora que

possibilita calcular a pressão sobre a esfera mais carregada a partir de uma força radial aplicada num rolamento radial de esferas. Tendo a pressão, o cálculo da força sobre a esfera se torna possível. Este cálculo pode ser feito a partir da equação 15, onde P_0 é a pressão sobre o rolamento, C_a e k são coeficientes adimensionais que depende das características dos rolamentos. Para o rolamento SKF 6310, estes coeficientes valem 0,468 e 0,202, respectivamente.

$$F_n = \left(\frac{P_0 \times 2 \times \pi \times C_a^2}{3 \times k \times [(R_x^{-1} + R_y^{-1}) \times E^*]^{2/3}} \right) \quad (15)$$

O resultado para relação entre a força aplicada sobre o rolamento e a esfera mais carregada é demonstrado pelo gráfico da Figura 11.

Figura 11 - Relação força sobre o rolamento e força na esfera mais carregada



Fonte: Autoria própria

A partir da curva encontrada foi possível criar uma linha de tendência (Excel) e assim encontrar uma relação entre as duas forças, a qual é descrita pela equação 16. Onde F_n é a força sobre a esfera mais carregada e F_r é a força aplicada sobre o rolamento como um todo.

$$F_n = 0,117 \times F_r + 0,0477 \quad (16)$$

2.2.6 Influência da elipticidade - C_0

Retomando a análise de curvatura do rolamento, existe ainda um parâmetro que insere um fator de forma de contato para o cálculo da espessura de filme, dada pela equação 17. A influência da elipticidade está ligada, exclusivamente, com as dimensões do rolamento.

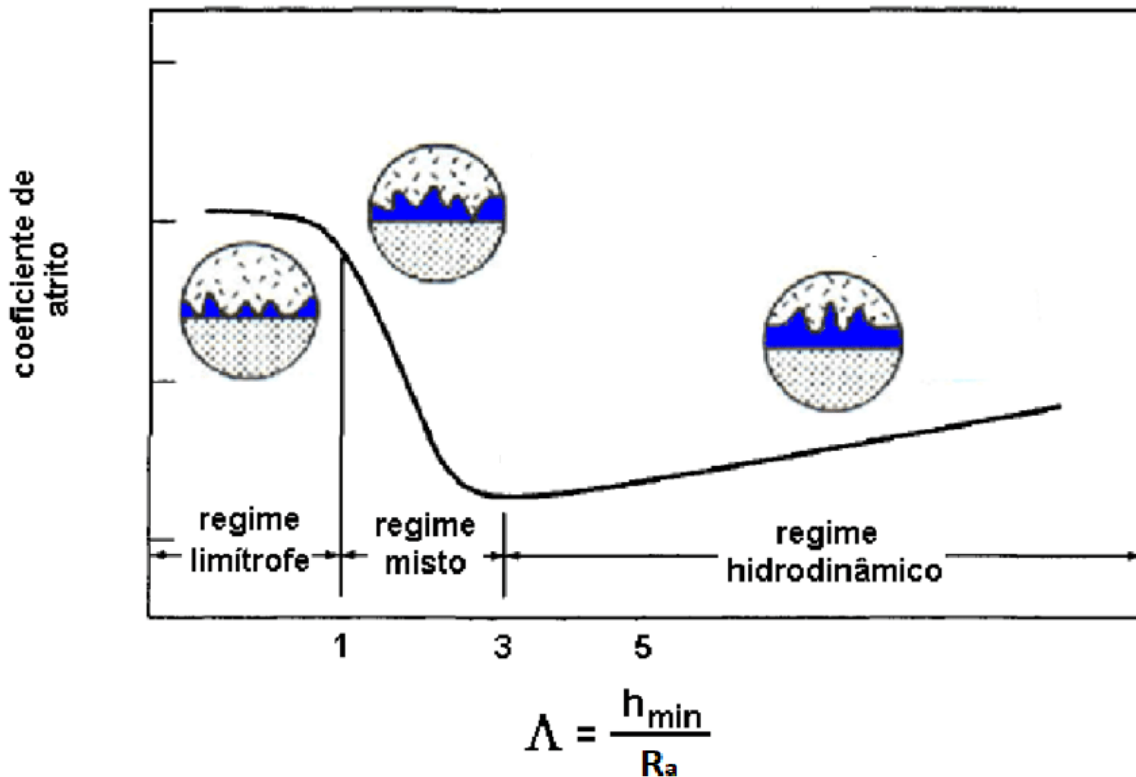
$$C_0 = 1 - 0,61 \times \exp \left[-0,752 \times \left(\frac{R_y}{R_x} \right)^{0,64} \right] \quad (17)$$

2.2.7 Espessura específica de filme lubrificante - λ

A espessura específica de filme lubrificante (λ) é a razão entre a espessura de filme e a rugosidade composta dos componentes do rolamento (R_a). A curva de Stribeck relaciona a variável λ e o coeficiente de atrito (demonstrados na Figura 12), onde existem 3 situações de acordo com Maru (2007):

- λ entre 0 e 1: Existe contato metálico entre a pista e a esfera;
- λ entre 1 e 3: O filme lubrificante começa a ser desenvolver, mas ainda existe contato metálico (situação mista);
- λ maior que 3: Filme plenamente formado, contato metálico deixa de existir;

Figura 12 - Curva de Stribeck



Fonte: https://www.researchgate.net/figure/Figura-13-Curva-de-Stribeck-resumindo-os-diferentes-regimes-de-lubrificacao-Fonte_fig5_284448063

Para a adimensionalização foi utilizado a rugosidade composta do rolamento como sendo $0,18\mu\text{m}$, de acordo com a literatura (Seabra,2002).

2.3 Modelos de perda de potência

A necessidade de saber a eficiência de um rolamento é evidente, nortear mudanças para que as perdas de potências sejam ainda menores, tornar sistemas que possuam eixos rotativos com menores perdas energéticas impacta diretamente no custo final do projeto. Logo alguns estudos são realizados para determinar tais perdas. Dois modelos foram utilizados como base, são eles o da empresa SKF e o da FAG, vale ressaltar que ambos foram desenvolvidos a partir de estudos empíricos.

2.4 Modelo SKF

2.4.1 Equacionamento SKF

A SKF divide o momento de atrito total (M) representada pela equação (18) em quatro subcomponentes, momento de atrito causado pela rolagem (M_{rr}), Momento de atrito deslizante (M_{sl}), momento de atrito relacionado a vedação ($M_{vedação}$) e por último momento referente as perdas por arrasto do lubrificante ($M_{arrasto}$), (SKF, 2015). Cada componente será detalhado para análise.

$$M_{SKF} = M_{rr} + M_{sl} + M_{vedação} + M_{arrasto} \quad (18)$$

2.4.2 Momento de atrito por rolagem - M_{rr}

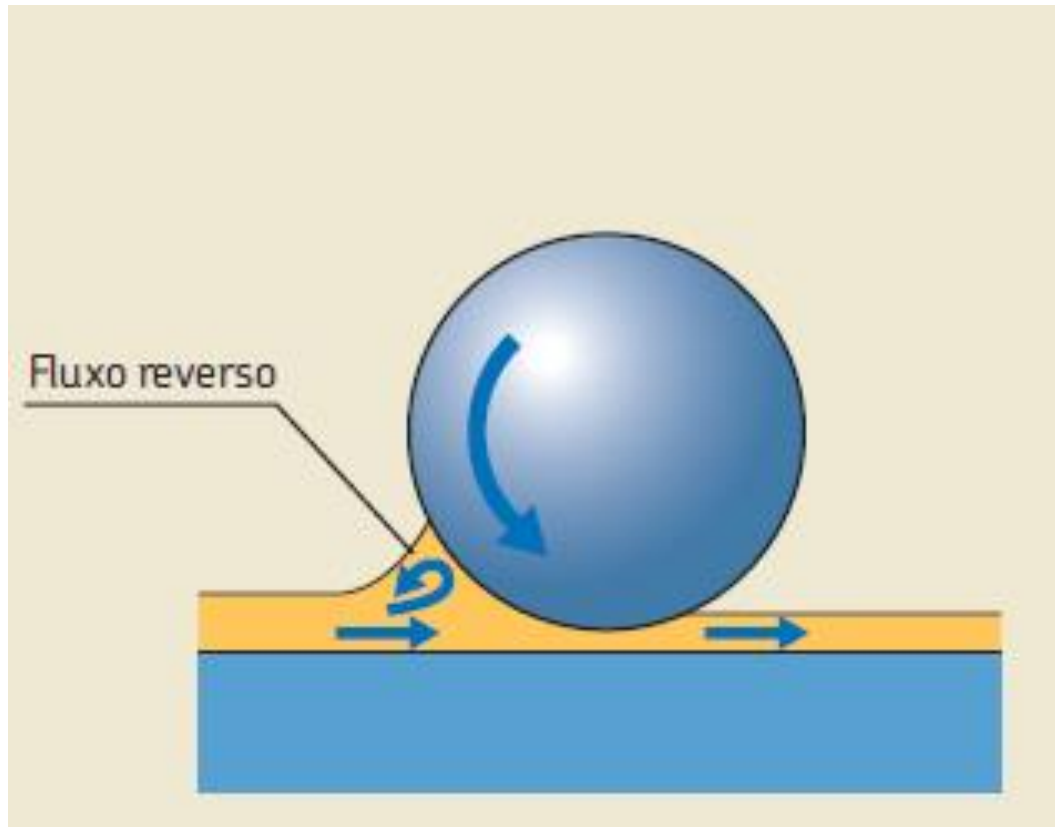
Componente, representada pela equação (19), influenciada diretamente pela rotação e pela viscosidade. Tratando da equação existem quatro blocos que a dividem, são eles o fator de redução por cisalhamento de entrada (φ_{ish}), fator de redução de esgotamento / reabastecimento cinemático (φ_{rs}), variável de atrito rolante (G_{rr}) e por fim um produto entre a viscosidade cinemática e a rotação (ν e n , respectivamente).

$$M_{rr} = \varphi_{ish} \times \varphi_{rs} \times G_{rr} \times (\nu \times n)^{0,6} \quad (19)$$

2.4.2.1 Fator de redução por cisalhamento na entrada do contato

Devido ao efeito de rolagem a esfera tende a formar uma película de lubrificante entre ela e a pista, no entanto o excesso de lubrificante é empurrado pela esfera. Este fenômeno é denominado de fluxo reverso, o qual gera uma reação contrária por parte do elemento lubrificante, e este por sua vez causa uma perda de energia. O esquema mostrado pela Figura 13 demonstra o efeito causado pelo fluxo reverso isolando a análise para uma única esfera (SKF, 2015).

Figura 13 - Representação da perda por fluxo reverso



Fonte: SKF (2017)

A determinação do fator de redução por cisalhamento de entrada é dada pela equação (20). Nota-se, por avaliação da equação, que tanto o produto entre a velocidade de rotação (n) e o diâmetro médio (d_m) quanto a viscosidade (ν) tendem a reduzir a perda de potência quando seus valores crescem.

$$\varphi_{ish} = \frac{1}{1 + 1,84 \times 10^9 \times (n \times d_m)^{1,28} \times \nu^{0,64}} \quad (20)$$

2.4.2.2 Fator de redução por esgotamento / reabastecimento cinemático - φ_{rs}

Este tipo de perda está relacionada à capacidade do lubrificante em retornar para o espaço entre a esfera e a pista, após ter sido empurrada pelo elemento rolante, em um instante anterior, como consequência haverá menos ou mais lubrificante causando

uma redução ou aumento, respectivamente, das perdas causadas pelo fluxo reverso discutido anteriormente no item (Cousseau, 2012).

Tal capacidade está diretamente relacionada a viscosidade do lubrificante, no caso de graxas por exemplo o tempo de retorno é extremamente alto, portanto, não haverá perdas significativas em conjuntos com estes lubrificantes. No caso de rolamentos banhados a óleo, este efeito só não será tão significativo se nível do lubrificante for baixo (considerado como abaixo do centro da esfera localizada no ponto mais baixo no eixo vertical). Por fim a velocidade também possui grande importância, já que quanto maior a rotação no rolamento, menos tempo terá o lubrificante para retornar ao espaço vazio, menor será a perda, por conseguinte.

Para a equação são necessárias, além das dimensões do rolamento (d e D), duas constantes catalogadas pela empresa SKF, são elas a constante de esgotamento / reabastecimento (K_{rs}) que para óleos em níveis baixos de banho é 8×10^{-8} e para graxas 6×10^{-8} e a segunda variável é a constante geométrica (K_z) que está relacionada ao tipo de rolamento aplicado. Um compilado dos tipos de rolamento está expresso no catálogo da fabricante, no caso em questão trata-se do rolamento rígido de esferas e a constante geométrica vale $K_z = 3,1$. Com essas variáveis é possível calcular o fator de redução por esgotamento e reabastecimento cinemático através da equação 21.

$$\varphi_{rs} = \frac{1}{e^{\left(K_{rs} \times v \times n \times (d+D) \times \sqrt{\frac{K_z}{2 \times (D-d)}}\right)}} \quad (21)$$

2.4.2.3 Variável de atrito de rolamento - G_{rr}

Esta variável possui três fatores dependentes que são a geometria do rolamento descrita pelo diâmetro médio (d_m), a força atuante, no estudo de caso em questão está sendo limitada a ação puramente de forças radiais (F_r), excluindo-se assim a hipótese da presença de quaisquer tipos de forças axiais, e por fim a constante geométrica para momentos de atrito (R_1), que varia de acordo com o tipo do rolamento, mais especificamente a série do rolamento designada pela fabricante. A variável é calculada através da equação 22.

$$G_{rr} = d_m^{1,96} \times F_r^{0,54} \times R_1 \quad (22)$$

2.4.3 Momento de atrito deslizante - M_{sl}

Apesar de parecer contraditório, elementos girantes de um rolamento não realizam somente a ação de rolar. Existem momentos em que a esfera desliza sobre a pista do rolamento, gerando uma parcela significativa de perda de energia (Cousseau, 2012), que deve ser levada em consideração para o cálculo final das perdas do rolamento.

A formulação matemática para obtenção do momento de atrito deslizante é dada pelo produto direto entre a variável de atrito deslizante (G_{sl}) e o coeficiente de atrito deslizante (μ_{sl}) dada pela equação (23).

$$M_{sl} = \mu_{sl} \times G_{sl} \quad (23)$$

2.4.3.1 Coeficiente de atrito deslizante

Este coeficiente é responsável por introduzir o efeito da lubrificação sobre o momento deslizante, engloba três diferentes componentes, são elas: i) o coeficiente em filme limítrofe, que está relacionado aos aditivos presente no lubrificante (μ_{bl}), e pode ser aproximado em 0,15 segundo a SKF (2017); ii) o coeficiente de atrito para situações onde o rolamento se encontra em situações de filme completo (μ_{EHL}), que por sua vez varia com o tipo de rolamento e o lubrificante utilizado, para rolamentos de esferas radiais utiliza-se 0,05 em caso de utilização de óleos minerais, 0,04 para óleos sintéticos e 0,1 para fluidos de transmissão. Por último, ainda é utilizado um fator de ponderação (φ_{bl}), o qual é análogo a espessura específica de filme lubrificante.

$$\mu_{sl} = \varphi_{bl} \times \mu_{bl} + (1 - \varphi_{bl}) \times \mu_{EHL} \quad (24)$$

A equação 24 pode ser entendida como um somatório entre uma parte de atrito metálico e uma segunda parte relacionada ao atrito viscoso, em ordem na equação, o fator de ponderação (φ_{bl}) citado acima, tem a função de quantificar (através de uma porcentagem), quanto deste coeficiente trata-se do atrito metálico e quanto é referente ao atrito viscoso. Indo além na análise, é possível notar que o coeficiente de atrito é reduzido quando o lubrificante forma o filme completo, já que o coeficiente para a

situação de filme completo é cerca de três vezes menor comparado para o atrito metálico. Esta variável é uma representação semelhante a curva de Stribeck demonstrada no tópico 2.1.7, onde a variação da espessura de filme reflete diretamente nas perdas por deslizamento.

2.4.3.2 Fator de ponderação para o coeficiente de atrito deslizante - φ_{bl}

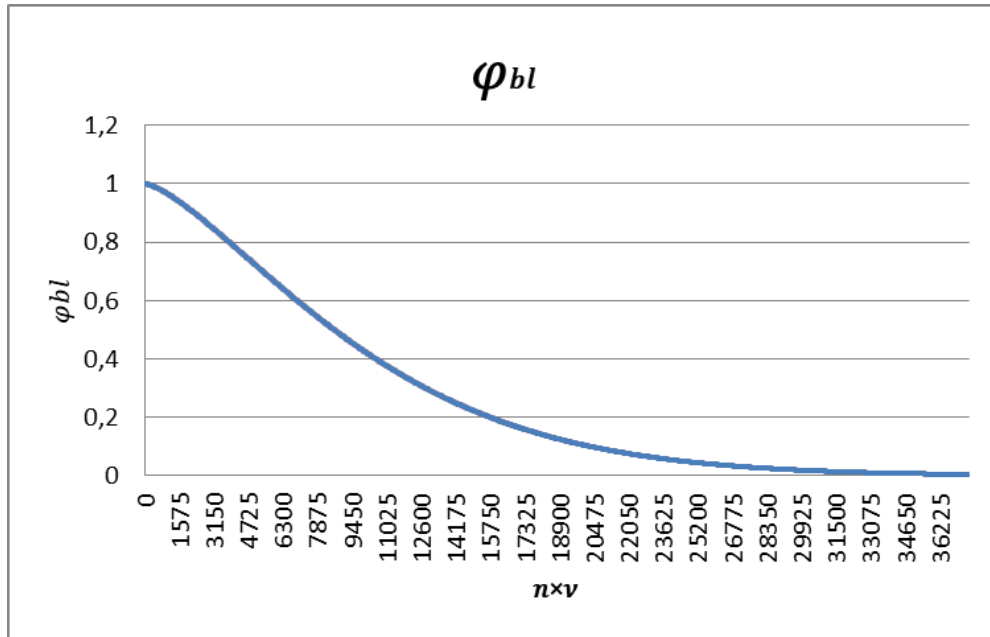
Trata-se de uma ponderação levando em consideração as condições em que o conjunto está trabalhando, velocidade e viscosidade, bem como a geometria do rolamento incluída através do diâmetro médio do rolamento, o fator é dado pela equação (25).

Este fator descreve a espessura de filme, porém a equação é adimensionalizada entre zero e um, sendo que quando for igual a zero a espessura de filme lubrificante seria máxima (filme completo), tornando o atrito metálico nulo existindo apenas o atrito viscoso. Caso o fator se aproxime de um, a condição contrária será válida e existirá apenas contato metálico (lubrificação limítrofe). Ademais este parâmetro serve para o rolamento como um todo, e não somente para uma única esfera em contato com a pista, como foi avaliado através do modelo de Hamrock.

$$\varphi_{bl} = \frac{1}{e^{(2,6 \times 10^{-8} \times (n \times v)^{1,4} \times d_m)}} \quad (25)$$

O fator de ponderação em função do produto velocidade por viscosidade é mostrado na Figura 14. Aqui é possível visualizar de forma mais clara como a variação dos dois parâmetros gera uma redução no fator de ponderação.

Figura 14 - Gráfico de representação do fator de ponderação φ_{bl}



Fonte: Autoria própria

2.4.3.3 Variável de atrito deslizante - G_{sl}

Assim como no atrito rolante, para o caso onde a esfera desliza sobre a pista também existe um fator que envolve a geometria do rolamento (equação 26), a força aplicada e um coeficiente, tabelado, relacionado a série do rolamento, neste caso é designada como momento de atrito deslizante (S_1).

$$G_{sl} = S_1 \times d_m^{-0,26} \times F_r^{\frac{5}{3}} \quad (26)$$

Tabela 3 - Constantes geométricas para rolamentos rígidos de esfera

Constantes geométricas para momentos de atrito rolante e deslizante de rolamentos rígidos de esferas				
Séries de rolamentos	Constantes geométricas para momentos de atrito		momentos de atrito deslizante	
	R ₁	R ₂	S ₁	S ₂
2, 3	$4,4 \times 10^{-7}$	1,7	$2,00 \times 10^{-3}$	100
42, 43	$5,4 \times 10^{-7}$	0,96	$3,00 \times 10^{-3}$	40
60, 630	$4,1 \times 10^{-7}$	1,7	$3,73 \times 10^{-3}$	14,6
62, 622	$3,9 \times 10^{-7}$	1,7	$3,23 \times 10^{-3}$	36,5
63, 623	$3,7 \times 10^{-7}$	1,7	$2,84 \times 10^{-3}$	92,8
64	$3,6 \times 10^{-7}$	1,7	$2,43 \times 10^{-3}$	198
160, 161	$4,3 \times 10^{-7}$	1,7	$4,63 \times 10^{-3}$	4,25
617, 618, 628, 637, 638	$4,7 \times 10^{-7}$	1,7	$6,50 \times 10^{-3}$	0,78
619, 639	$4,3 \times 10^{-7}$	1,7	$4,75 \times 10^{-3}$	3,6

Fonte: SKF (2017)

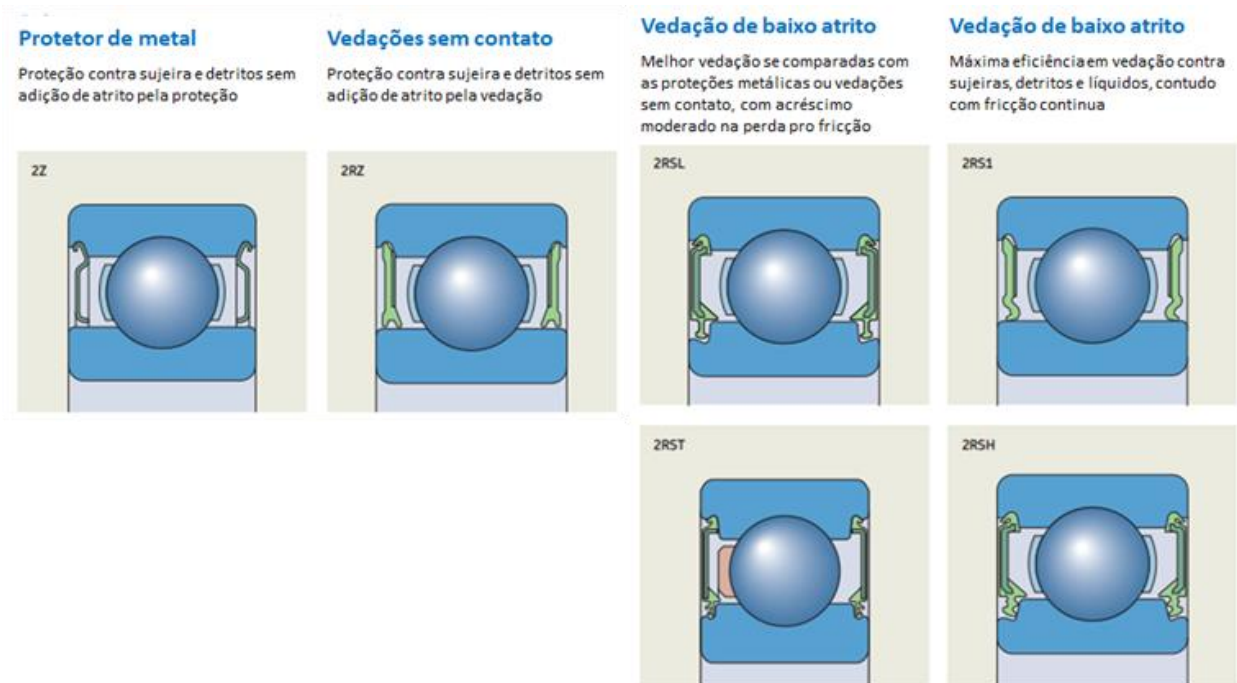
2.4.4 Momento de atrito das vedações - $M_{\text{vedação}}$

Dependendo do meio que o rolamento será aplicado, se faz necessário a utilização de vedações, contudo estas vedações trazem um acréscimo de perdas energéticas. Para o equacionamento todas as variáveis são tabeladas (K_{s1} , K_{s2} e β) e dependem exclusivamente do tipo de vedação que será utilizado no rolamento, enquanto d_s é o diâmetro da superfície de apoio da vedação, esta por sua vez dependerá da geometria do rolamento.

$$M_{\text{vedação}} = K_{s1} \times d_s^\beta + K_{s2} \quad (27)$$

Vale ainda ressaltar que existem tipos diferentes de vedações. A grande diferença entre elas está na capacidade de vedação, quanto maior for a capacidade de vedar contra elementos externos, maior será seu contato com as superfícies do rolamento, conseqüentemente maior será a perda por atrito. O contrário também é válido, existem rolamentos que possuem menor capacidade de vedação, porém sua eficiência energética é favorecida. Deste modo a escolha da vedação é dependente da aplicação requisitada. Alguns dos tipos disponibilizados pela empresa SKF são demonstrados na Figura 15.

Figura 15 - Modelos de vedação SKF



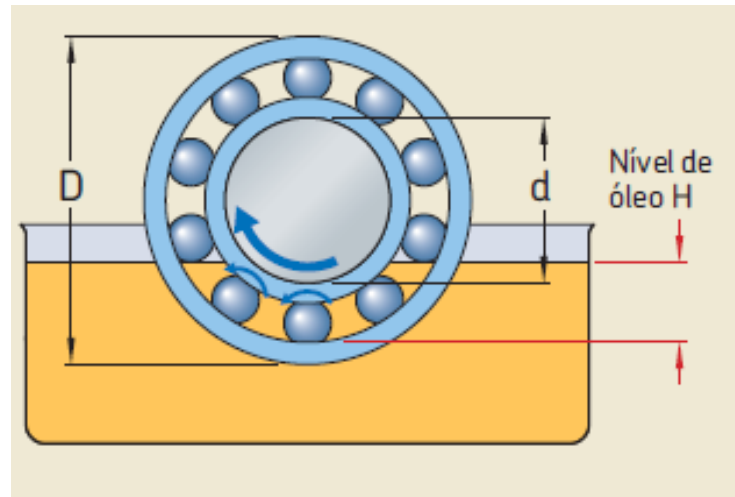
Adaptado: SKF deep groove ball bearings booklet

2.4.5 Momento de atrito de arrasto - M_{arrasto}

Para rolamentos onde se deseja uma troca térmica constante, é comum utilizar o banho de óleo para lubrificação, porém, ao passo que ajuda os efeitos térmicos, o banho de óleo traz consigo uma perda relacionada ao arrasto. Neste tipo de momento não é somente características do rolamento e lubrificante que atuam para redução da eficiência energética, o recipiente que enclausurará o rolamento e o óleo também possuem importância nestas perdas, já que a agitação do óleo externo ao rolamento também deve ser levada em consideração neste tipo de perda.

A altura do banho de óleo é extremamente relevante para os cálculos seguintes, para uma melhor visualização dessa dimensão a Figura 16 se faz útil.

Figura 16 - Representação de um rolamento em banho de óleo



Fonte: SKF (2017)

Ademais para o modelo proposto pela SKF, algumas condições são impostas:

- Os reservatórios, ditos antes que possuem grande relevância, devem ser grandes suficientes para que não haja interferências das agitações externas;
- O eixo deve ser obrigatoriamente horizontal;
- Velocidades constantes;
- Viscosidades devem ser limitadas a $500 \text{ mm}^2/\text{s}$ em casos que o rolamento está submerso até sua metade e $250 \text{ mm}^2/\text{s}$ quando o rolamento está submerso mais que sua metade.

Dentre as perdas calculadas até o momento, a equação do momento de arrasto, equação (28), é a mais extensa, dependendo de mais variáveis. As primordiais são relacionadas a geometria do rolamento, velocidade de rotação e viscosidade.

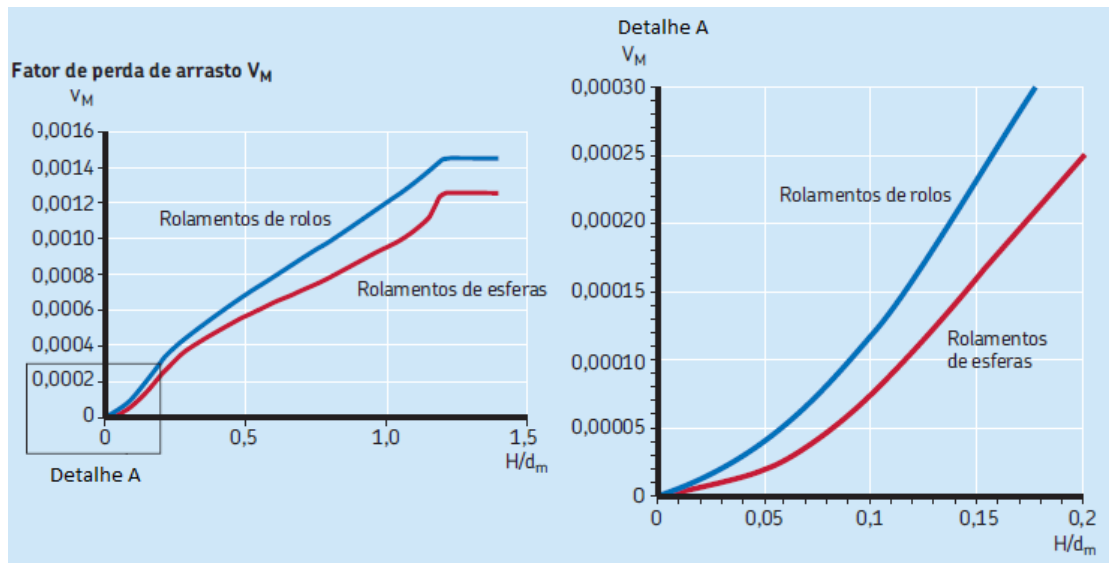
$$M_{\text{arrasto}} = \frac{0,4 \times V_m \times K_{\text{esfera}} \times d_m^5 \times n^2 + 1,093 \times 10^{-7} \times n^2 \times d_m^3 \times R_s}{\left(\frac{n \times d_m^2 \times f_t}{\nu} \right)^{1,379}} \quad (28)$$

Vale acrescentar que este tipo de perda é exclusivo para rolamentos banhados a óleo, quando o lubrificante selecionado é a graxa, esta parcela de perda é nula.

2.4.5.1 Fator de perda por arrasto - V_m

Além das variáveis comuns a outros tipos, as perdas por arrasto possuem suas particularidades começando pelo fator de perda por arrasto (V_m), componente este que é aproximada através de um diagrama disponibilizado pela fabricante, e está intrinsicamente ligada à altura do lubrificante em relação ao diâmetro médio do rolamento, como mostrado na Figura 17.

Figura 17 - Gráficos utilizados para aproximação do fator de perda por arrasto



Fonte: SKF (2017)

2.4.5.2 Constante de corpos rolantes - K_{esfera}

A constante de corpos rolantes (K_{esfera}) dada pela equação (29), depende das dimensões do rolamento, bem como o número de carreiras de esferas do rolamento (i_{rw}) e a constante geométrica do mesmo relacionada ao tipo de rolamento (K_z), a qual é tabelada e já foi discutida no tópico 2.4.2.2 sobre fatores de redução por esgotamento / reabastecimento cinemático.

$$K_{esfera} = \frac{i_{rw} \times K_z \times (d + D)}{d - D} \times 10^{-12} \quad (29)$$

2.4.5.3 Fator relacionado ao nível de óleo - f_t

Adiante o fator f_t , dado pela equação (30), é dado por uma relação entre a geometria do rolamento e a altura de óleo que o rolamento está sendo submetido, esta relação é feita através da variável t , equação (31).

$$f_t = \begin{cases} \sin(0,5 \times t), & \text{quando } 0 \leq t \leq \pi \\ 1, & \text{quando } \pi < t < 2\pi \end{cases} \quad (30)$$

$$t = 2 \times \cos^{-1} \left(\frac{0,6 \times d_m - H}{0,6 \times d_m} \right) \quad \text{Se } H \geq d_m, H = d_m \quad (31)$$

2.4.5.4 Fator relacionado as propriedades geométricas - R_s

Por fim, o último fator utilizado para cálculo da perda por arrasto está relacionado com parâmetros geométricos do rolamento. Dado pela equação 32 depende de variáveis relacionadas a geometria já discutidas anteriormente e a variável f_a calculada pela equação 33.

$$R_s = 0,36 \times d_m^2 \times (t - \sin t) \times f_a \quad (32)$$

$$f_a = 0,05 \times \frac{K_z \times (D + d)}{(D - d)} \quad (33)$$

2.5 Modelo FAG - M_{FAG}

Diferente do modelo da SKF, a empresa FAG possui um método de análise mais enxuto, dividindo-se em duas variáveis principais, a primeira não dependente da carga (M_0) e a segunda (M_1) sim. A somatória das duas componentes fornece o torque final perdido, dado pela variável M , equação 34.

$$M_{FAG} = M_0 + M_1 \quad (34)$$

2.5.1 Momento independente da carga - M_0

Esta componente está relacionada com as condições que o rolamento está atuando, viscosidade (ν) e rotação (n), a geometria do rolamento, através do diâmetro médio (d_m) e um fator que está relacionado ao tipo de rolamento e de lubrificação (f_0),

este fator é tabelado para lubrificação com óleo, caso seja utilizado graxa o valor é metade do valor encontrado para o óleo. No caso de rolamentos de esfera o valor escolhido deve estar entre 1,5 a 2.

$$M_0 = f_0 \times 10^{-7} \times (v \times n)^{2/3} \times d_m^3 \quad (35)$$

2.5.2 Momento dependente da carga - M_1

A segunda etapa do cálculo da perda energética trata-se da componente que depende da carga que está sendo aplicada sobre o rolamento, dado pela equação (36). E esta é composta por três fatores, são eles, a geometria do rolamento, dado pelo diâmetro médio, a componente relacionada a força aplicada (P_1), quando não há nenhum tipo de força axial sendo aplicado ao rolamento, esta componente resume-se diretamente a força radial atuante e por fim a componente relacionada ao tipo de rolamento a ser estudado (f_1).

$$M_1 = f_1 \times P_1 \times d_m \quad (36)$$

A constante relacionada ao tipo do rolamento deve ser calculada a partir da equação (37), para esta equação dois fatores são requisitados, primeiramente a carga estática (C_0) catalogada para cada rolamento em específico, e a segunda requisição é a carga equivalente (P_0), novamente para rolamentos que possuem cargas axiais atuando sobre o rolamento existe um equacionamento para encontrar, porém quando a força é exclusivamente radial, esta componente resume-se na própria força radial.

$$f_1 = 0,0007 \times \left(\frac{P_0}{C_0}\right)^{0,4} \quad (37)$$

2.6 Avaliação dos modelos

Quando comparado os dois modelos avaliados, nota-se que a SKF considera efeitos térmicos, de reabastecimento, e regimes de lubrificação, incluindo previsões de atrito metálico e atrito viscoso. Já o equacionamento proposto pela FAG indica apenas que o aumento da rotação e da viscosidade do lubrificante sempre causará um aumento na perda energética do rolamento, já no modelo da SKF esta situação é contrária.

3 METODOLOGIA

3.1 Ferramenta didática via Matlab

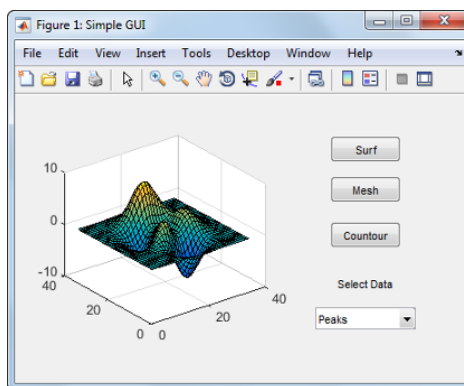
Os modelos das principais empresas fabricantes de rolamento estão disponíveis e fáceis de serem encontrados, porém, nenhuma delas apresenta uma maneira fácil de ser utilizada, onde se é possível a comparação gráfica entre diferentes lubrificantes para uma mesma rotação, por exemplo, auxiliando na adequação de um determinado projeto. Ainda, a metodologia SKF se baseia em ábacos de modo que a reprodução de suas equações não é direta.

Diante desta problemática a utilização de um software de programação permite transformar equações a princípio dispersas em catálogos e artigos, em um compilado, onde as entradas do usuário permitiriam uma avaliação da situação desejada. Vale ressaltar que o foco da ferramenta é rolamento radial de esferas.

3.1.1 Interfaces gráficas

Dentro do software Matlab, existe uma ferramenta chamada de App Design. Este utilitário permite criar uma área de interação entre o usuário e o equacionamento proposto pelos modelos, onde o usuário faria as entradas de dados em uma janela simples e intuitiva, como mostrado em na Figura 18 de uma interface desenvolvida pela própria fornecedora, onde existe caixas de seleção e o resultado mostrado ao lado.

Figura 18 - Exemplo de utilização da ferramenta disponível no Matlab



Fonte: https://ww2.mathworks.cn/help/matlab/creating_guis/about-the-simple-programmatic-gui-example.html

Ao fim a ferramenta seria disponibilizada como um código aberto para que outras pessoas possam desenvolver e expandir para outros campos, melhorando ainda mais as possibilidades do software.

3.2 Desenvolvimento de modelos a partir de dados do modelo SKF

Alguns dos dados necessários para a entrada no modelo SKF, são baseados em gráficos ou ábacos que requerem a entrada manual do usuário. Para evitar essa necessidade serão utilizadas ferramentas gráficas para obtenção de um equacionamento que foi dado apenas em forma de imagem pela companhia. Um exemplo é o fator de ponderação do atrito de deslizamento (Figura 17).

3.3 Comparação entre os métodos

Os métodos utilizados para a ferramenta partem de duas empresas diferentes, a SKF e a FAG, a implementação via Matlab permite uma comparação entre as duas ferramentas, a fim de verificar em qual momento cada um se faz necessário, inclusive analisando pontos fortes e de fraqueza de cada um dos modelos.

3.4 Avaliação paramétrica dos modelos

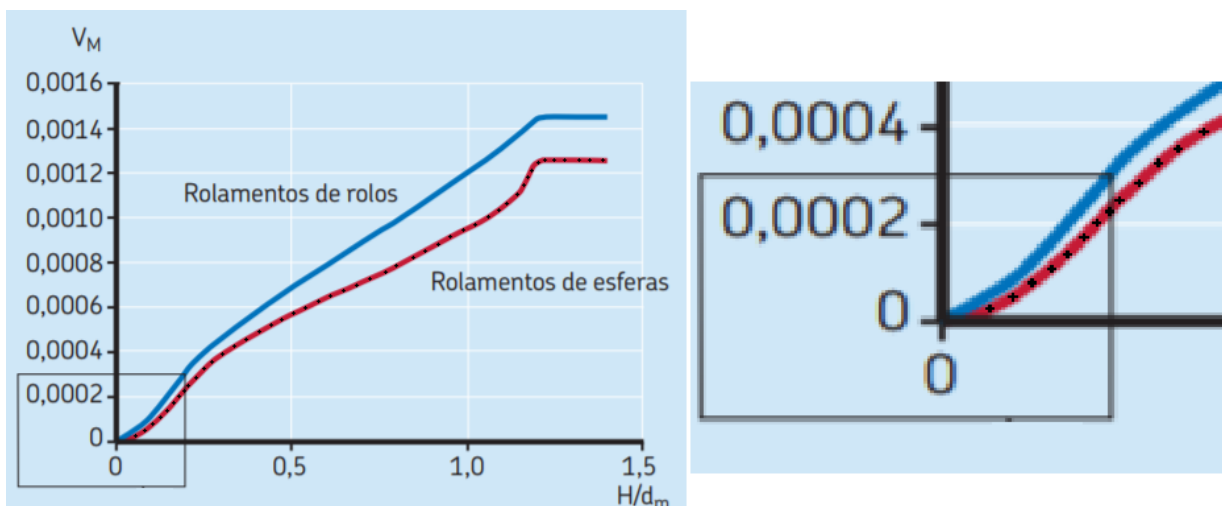
Para este estudo serão feitos alguns testes, variando algum dos parâmetros de entrada de cada modelo buscando sempre entender quais deles são mais importantes para o estudo em si. O intuito é definir quais variáveis trazem maior impacto para o resultado final, guiando o usuário para um melhor entendimento dos dados apresentados pelo software.

4 RESULTADOS

4.1 Equação do diagrama fator de perda por arrasto

No modelo SKF, diagramas são requeridos para realização dos cálculos, contudo os modelos matemáticos dos diagramas não disponibilizados. A solução encontrada para ultrapassar esta dificuldade foi utilizar uma ferramenta de edição de imagens, que possuía um sistema de coordenadas baseado nos pixels que compunham a imagem. Este recurso possibilitou o mapeamento da curva através da marcação de pontos sobre ela, como mostrado na Figura 19, já que tais pontos foram identificados no sistema de coordenadas do software.

Figura 19 – Detalhamento da curva (pontos para determinação da equação)



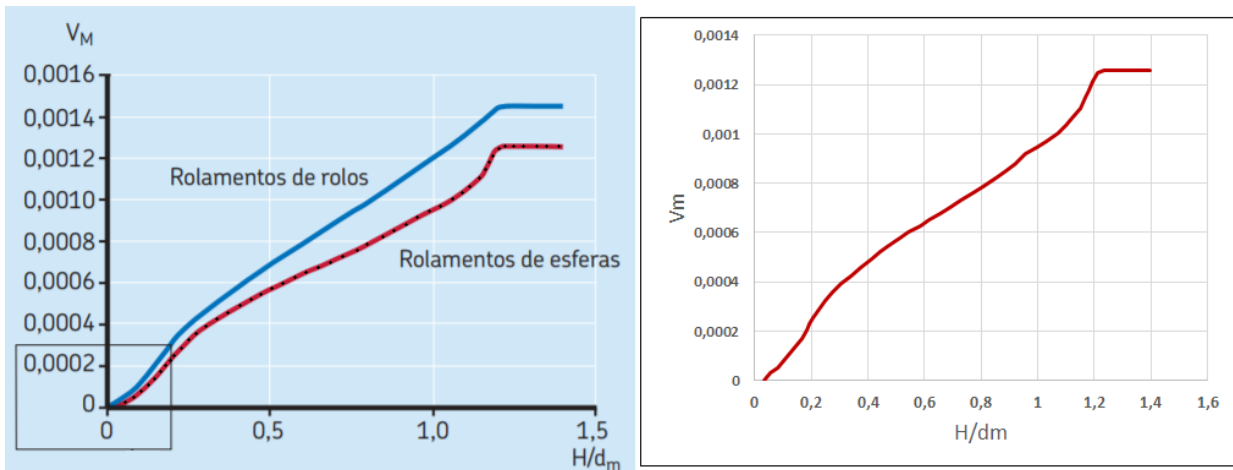
Fonte: SKF (2017)

Mapeado os pontos sobre a curva foi possível gerar a curva utilizando o Excel. A Figura 20 demonstra o comparativo entre o modelo obtido e a imagem disponibilizada pelo fabricante. A Equação 38 é uma aproximação polinomial para a curva encontrada, que foi utilizada para reduzir ainda mais a necessidade de entrada de dados por parte dos usuários da ferramenta.

$$V_m = \frac{-17x^6 + 38x^5 - 12x^4 - 20x^3 + 5x^2 + 15x - 6 \times 10^{-5}}{(10^4)} \quad (38)$$

Onde x representa H/d_m , H a altura do lubrificante e d_m o diâmetro médio do rolamento.

Figura 20 - A direita diagrama SKF; A esquerda diagrama encontrado pelo método descrito



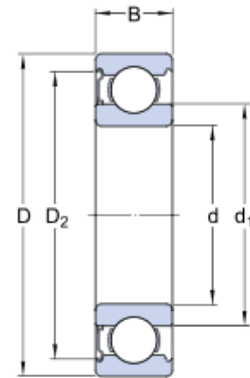
Fonte: esquerda - SKF (2017); direita – Autoria própria

4.2 Análise dos métodos

Todas as análises foram padronizadas para o rolamento SKF 6310, a escolha foi feita com relação aos rolamentos disponíveis para avaliação experimental futura a ser realizada por mestrandos do LASC. Os parâmetros utilizados do rolamento SKF 6310 estão demonstrados na Tabela 4A, e as condições usadas para avaliação do modelo na Tabela 4B.

Tabela 4 - Parâmetros de cálculo utilizado e características do rolamento

A - Definição rolamento -- [SKF 6310]			
Classificação de carga dinâmica básica	C	65	[kN]
Classificação de carga estática básica	C_0	38	[kN]
Diâmetro interno da pista interna	d	50	[mm]
Diâmetro externo da pista interna	d_1	68,76	[mm]
Diâmetro externo da pista externa	D	50	[mm]
Diâmetro interno da pista externa	D_2	95,2	[mm]
Largura	B	27	[mm]



B - Definição condições de experimento				
Rotação	n	Mín: 0	Máx: 6000	[Rot/min]
viscosidade operacional	v	Mín: 0	Máx: 500	[mm ² /s]
Força radial	F_r	Mín: 0	Máx: 2000	[N]
Força axial	F_a	Mín: 0	Máx: 0	[N]
Altura de óleo (Banho lubrificante)	H	-	10	[mm]

Fonte: Autoria própria

4.2.1 Modelo SKF

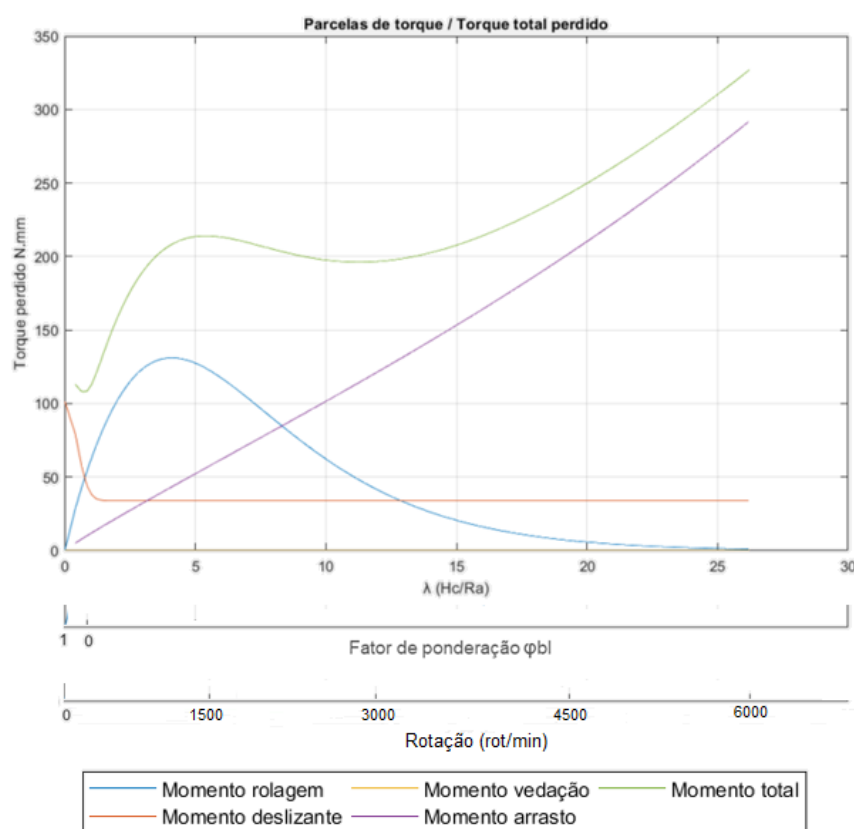
Como mostrado pela equação 13 o modelo proposto pela SKF possui quatro variáveis diferentes são eles: momento de atrito causado pela rolagem (M_{rr}), Momento de atrito deslizante (M_{sl}), momento de atrito relacionado a vedação ($M_{vedação}$) e por último momento referente as perdas por arrasto ($M_{arrasto}$). Vale ressaltar que os gráficos demonstrados a seguir, foram todos plotados com a ferramenta desenvolvida.

Uma primeira análise foi feita comparando três tipos de lubrificante, um de alta viscosidade, 500mm²/s (Figura 21), um de média viscosidade, 100mm²/s (Figura 22) e outro de baixa viscosidade 10mm²/s (Figura 23), com a intenção de verificar a diferença entre três lubrificantes de viscosidades distantes. Neste primeiro caso foi desconsiderado quaisquer tipos de vedações, as perdas causadas por elas são constantes, não variam com a velocidade ou viscosidade do lubrificante, isto é, atuam

apenas deslocando a curva (aumentando as perdas) e não modificando o comportamento dela.

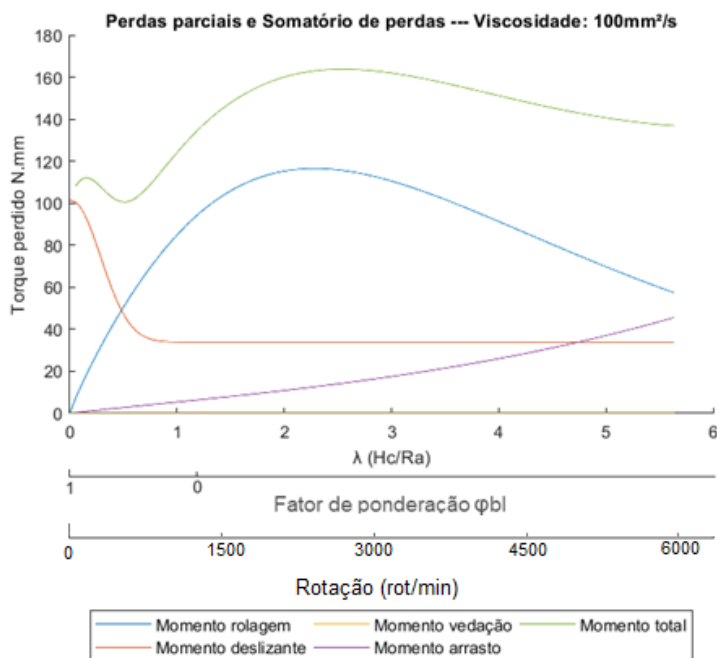
Os gráficos do momento de atrito foram plotados em função da espessura específica de filme, a fim de avaliar os resultados sob a ótica da curva de Stribeck citada no tópico 2.2.7. Além do mais foi sobreposto um segundo eixo a fim de comparar, também, a perda com o modelo do fator de ponderação (ϕ_{bl}) proposto pela SKF, discutido no tópico 2.4.3.2.

Figura 21 - Torque perdido - óleo de Alta viscosidade (Modelo SKF)



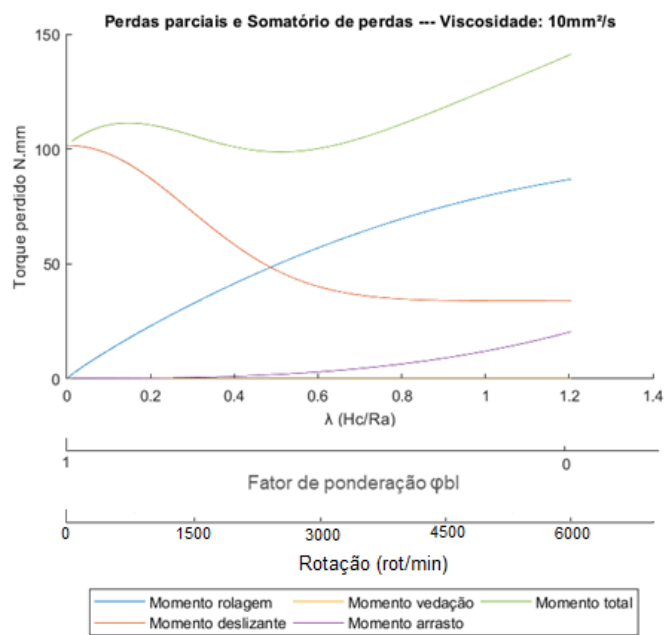
Fonte: Autoria própria

Figura 22 - Torque perdido - óleo de Média viscosidade (Modelo SKF)



Fonte: Autoria própria

Figura 23 - Torque perdido - óleo de Baixa viscosidade (Modelo SKF)



Fonte: Autoria própria

Realizando uma comparação entre as curvas é possível tirar algumas conclusões com relação as perdas por atrito, a primeira, e mais óbvia, é que de maneira geral a somatória das perdas é significativamente maior, quando o lubrificante possui uma viscosidade maior, isto tende acontecer por causa do momento de arrasto que se eleva significativamente quando as esferas estão submersas em meio mais viscoso.

Partindo para uma análise mais aprofundada é possível notar alguns fatores importantes. Primeiramente comparando o modelo de Stribeck com o fator de ponderação de atrito deslizante (φ_{bl}) é possível notar que o fator atinge o valor zero, ou seja, quando não há contato metálico, quando o valor de λ é 1,2, para os três casos. Isto demonstra que o modelo SKF antecipa a situação de formação plena de filme lubrificante, sendo que para o modelo de Stribeck 1,2 é a faixa de transição entre contato metálico e filme lubrificante e a formação plena de filme só da quando o valor de λ é 3. Levando em consideração que o modelo de Stribeck foi formulado na metade do século XX e desde então houveram melhorias no acabamento superficial e consequente redução na rugosidade dos componentes do rolamento, a espessura de lubrificante mínima requerida para que não haja contato metálico também reduziu e isto é demonstrado justamente pela redução de 3 para 1,2 proposta pelo modelo SKF.

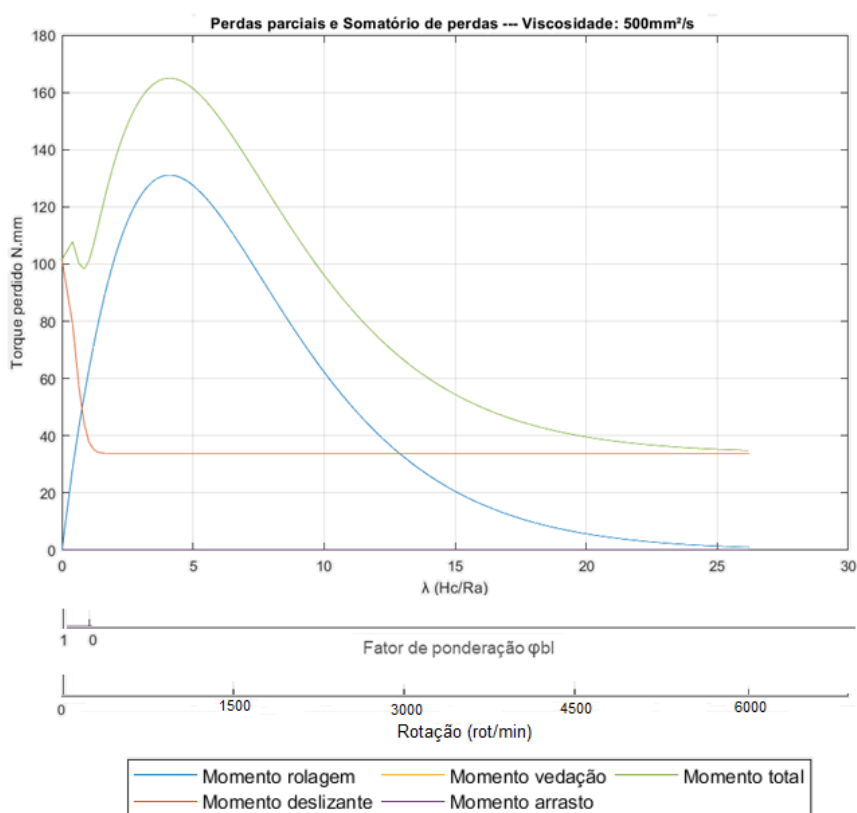
Ademais, é possível observar que quanto maior a viscosidade, mais rápido o gráfico entra na condição de coeficiente de ponderação igual a zero, isto é, antes é formado filme lubrificante. E este é o conceito chave para entender as variações das curvas para as diferentes viscosidades.

Antes de formar o filme lubrificante, a tendência é ter uma perda por atrito de rolagem baixo e deslizamento alto, afirmação plausível, levando em consideração que o atrito de rolagem se trata da perda na qual a esfera demanda energia para cisalhar o lubrificante, não havendo um volume de lubrificante para cisalhar a perda é mínima. Por outro lado, a perda por deslizamento é a perda por parte atrito metálico, portanto, quanto mais rápido o filme lubrificante estiver formado, antes este atrito deixará de existir e conseqüentemente esta perda reduzirá a valores insignificantes. Isto explica o porquê quanto menor a viscosidade do lubrificante por uma maior faixa de rotação a

perda por deslizamento é mais significativa que a de rolagem. Lembrando que o filme lubrificante depende das variáveis rotação e viscosidade, sendo a viscosidade constante (nos gráficos demonstrados) a rotação é variada, de modo que quanto maior for a espessura do filme lubrificante, maior será a velocidade de rotação, por consequência.

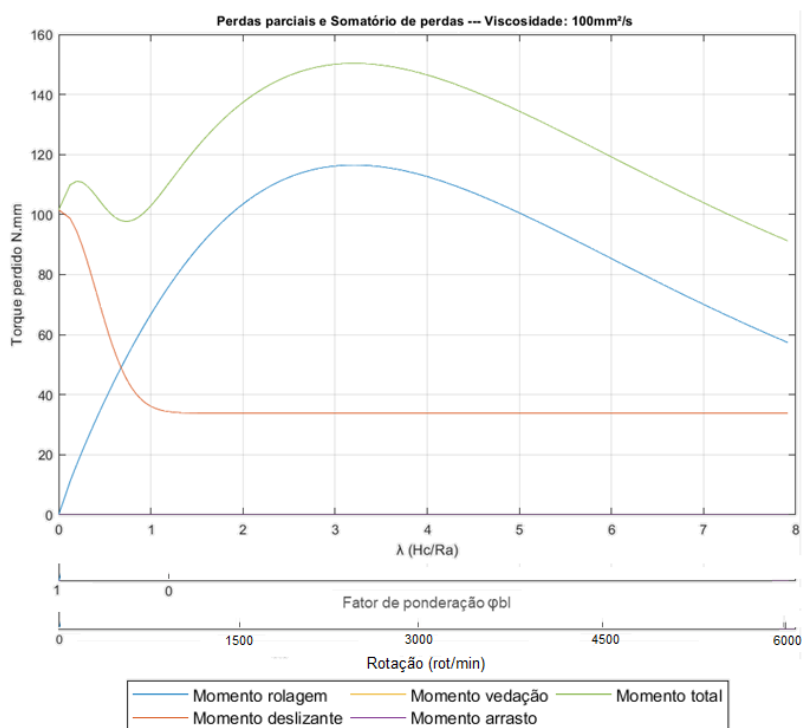
Os gráficos anteriores mostram situações de lubrificação por banho de óleo, nesta situação as perdas por arrasto são as mais significantes, para título de comparação a Figura 24, Figura 25 e Figura 26 mostram os mesmos rolamentos lubrificadas com graxa, onde não existem perdas por arrasto. É possível perceber que quanto mais viscosos o lubrificante a perda total resume-se nas perdas por atrito deslizante, já que as perdas por rolagem são anuladas em combinações de altas velocidades e viscosidades.

Figura 24 - Torque perdido – graxa de Alta viscosidade (Modelo SKF)



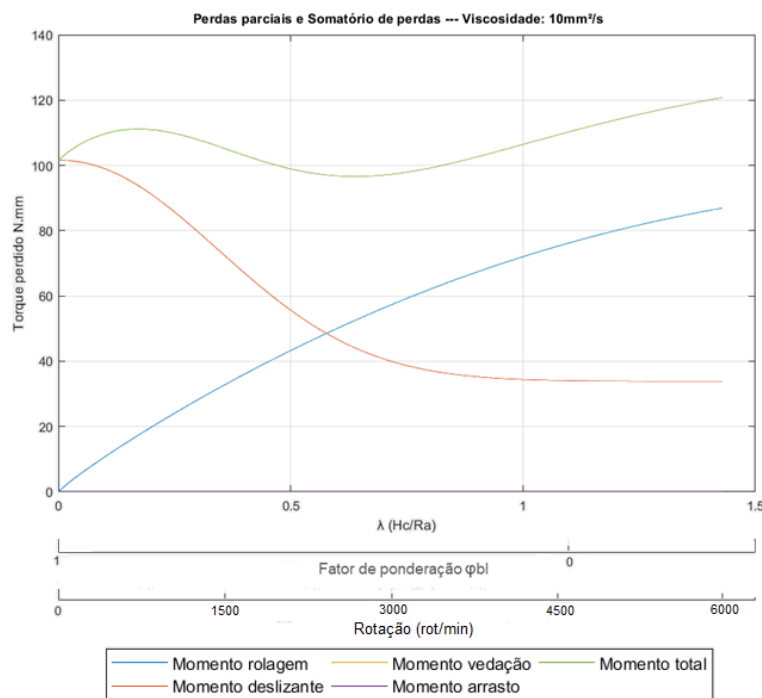
Fonte: Autoria própria

Figura 25 - Torque perdido - graxa de Média viscosidade (Modelo SKF)



Fonte: Autoria própria

Figura 26 - Torque perdido - graxa de baixa viscosidade (Modelo SKF)



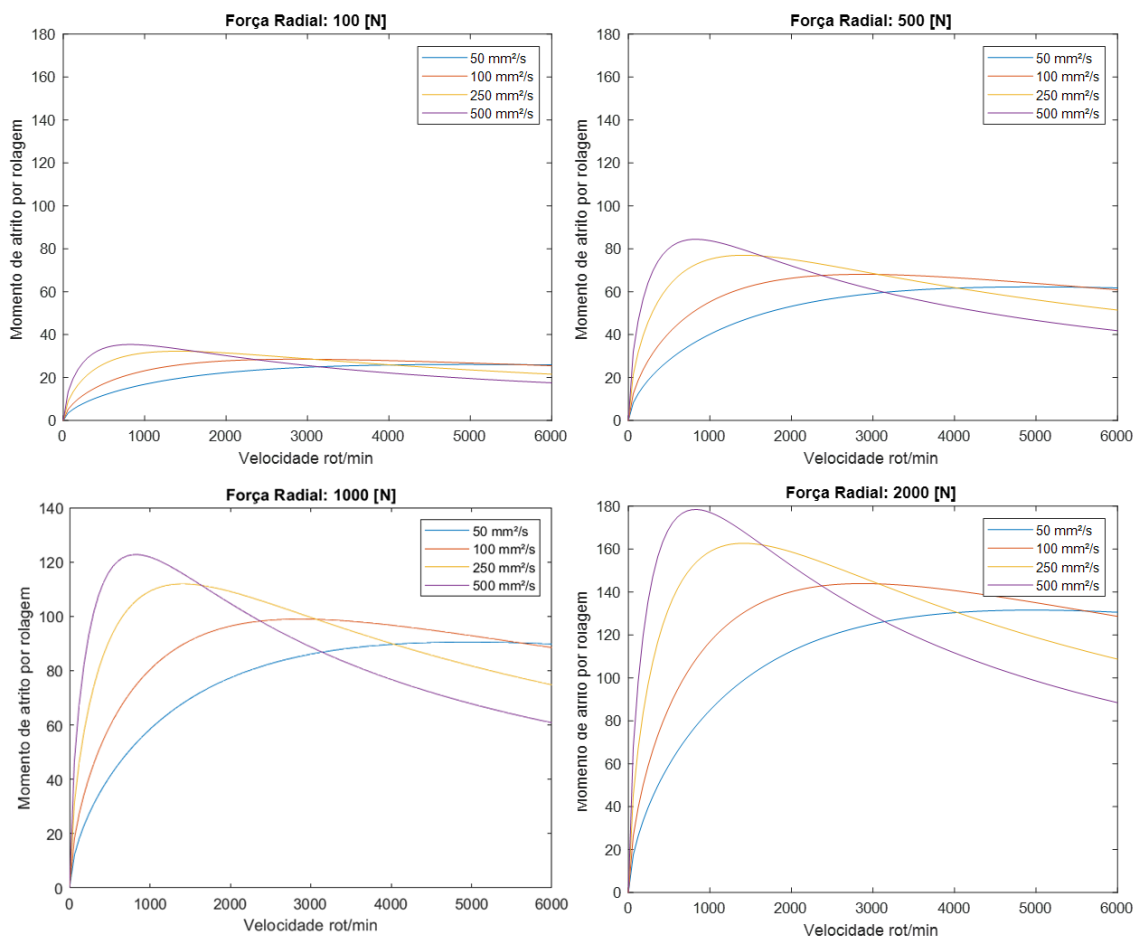
Fonte: Autoria própria

Ao fim desta análise prévia visualizando as perdas como um todo, faz-se interessante analisar componente por componente, a fim de verificar o efeito da rotação e viscosidade para cada tipo de perda.

4.2.1.1 Momento de atrito causado pela rolagem

A primeira observação possível de ser feita nos gráficos comparativos (Figura 27) do momento de atrito por rolagem é com relação a força sobre o rolamento. Variando a força em quatro situações diferentes nota-se que houve um aumento na perda energética, porém não houve mudança no comportamento da curva.

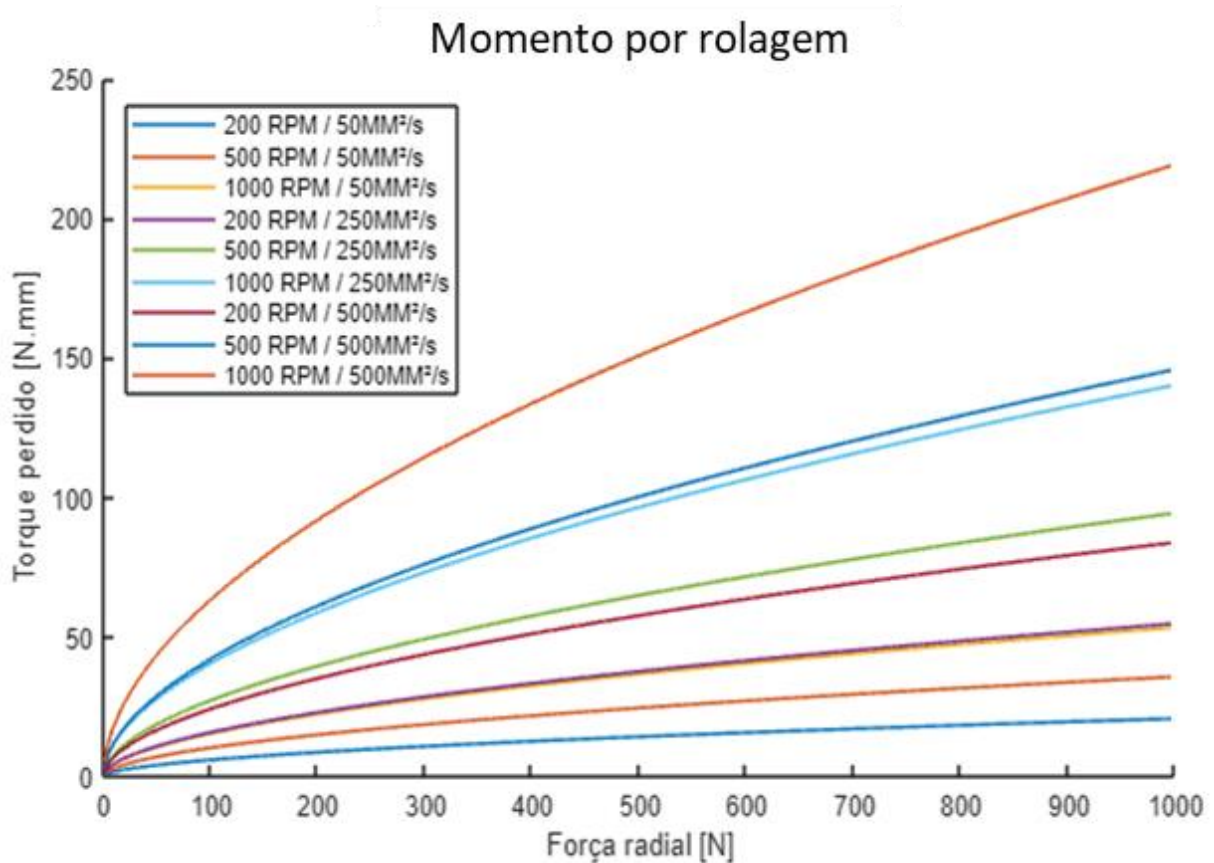
Figura 27 - Comparativo de diferentes forças para o momento por rolagem



Fonte: Autoria própria

Refinando a análise da força sobre a perda, foi realizado uma avaliação onde a força foi variada enquanto a viscosidade e a velocidade de rotação permaneceram fixas. O resultado novamente mostrou que a força atua apenas como um multiplicador, não linear, sobre da perda energética, o qual é mais sensível a variações em faixas de forças maiores, como pode ser visto na Figura 28.

Figura 28 – Momento de rolagem variando a força sobre o rolamento



Fonte: Autoria própria

Já a viscosidade, como era de se esperar, define o comportamento de acordo com a velocidade de trabalho (Figura 27). Retomando o conceito de momento de rolagem, trata-se da perda de quando a esfera do rolamento empurra o excesso de lubrificante que não formou a película entre a esfera e a pista. Este efeito é mais significativo em baixas velocidades, já que o lubrificante empurrado por uma esfera tem mais tempo

para retornar para o espaço vazio obrigando a esfera seguinte realizar a mesma ação de empurrar o lubrificante.

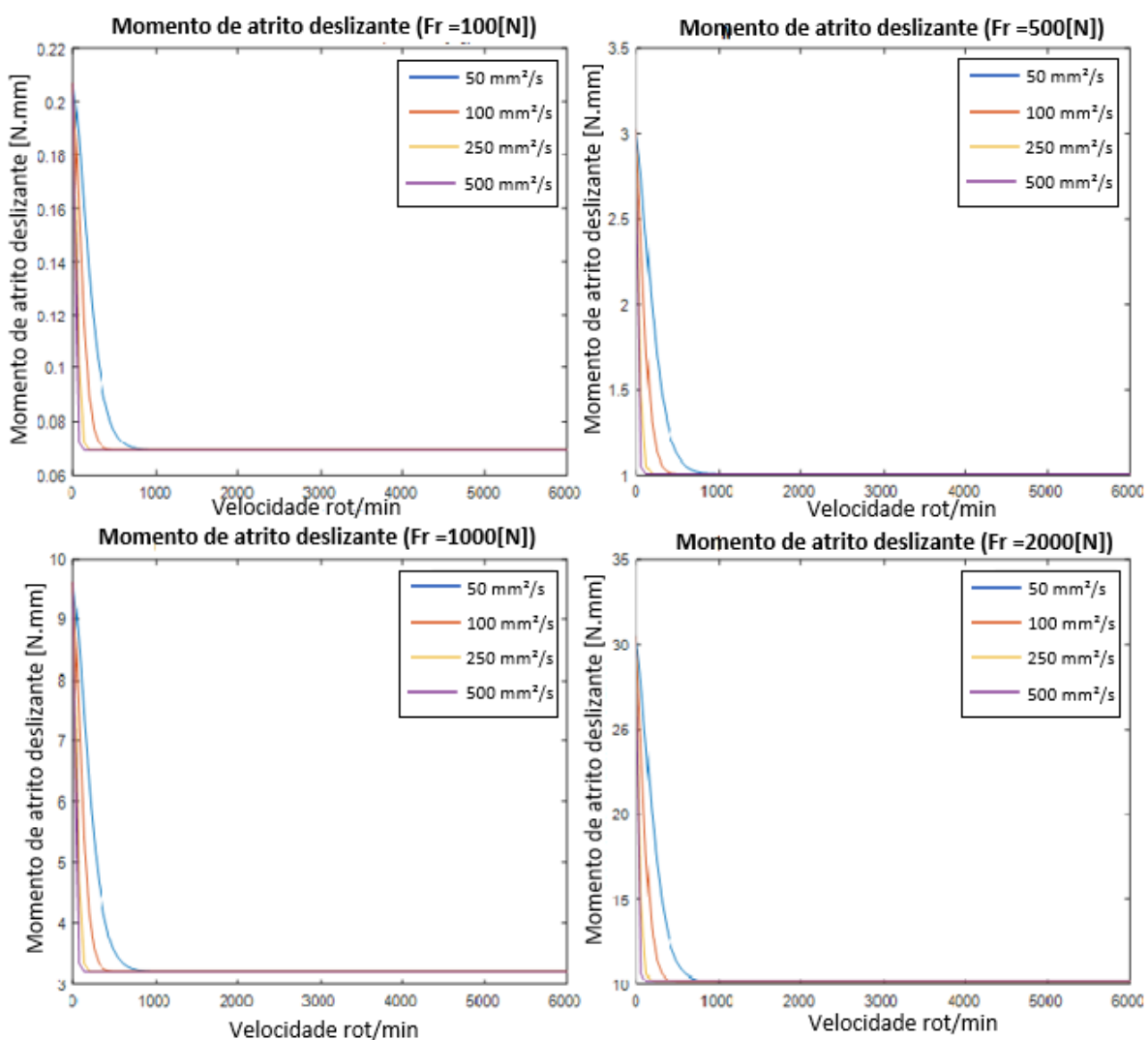
Tendo esse conceito estabelecido nota-se que lubrificantes mais viscosos tendem a gerar perdas maiores em velocidades mais baixas já que por ser mais viscoso a esfera requer mais energia para empurrar o lubrificante e também por requerer mais tempo para retornar para o espaço, velocidades mais baixas geram uma melhor condição de retorno para um lubrificante mais viscoso. Já em rotações mais altas o tempo de retorno não é suficiente para o lubrificante retorne e preenche o espaço anteriormente vazio, reduzindo assim o efeito da rolagem.

Por outro lado, lubrificantes menos viscosos tendem a gerar menor perda em baixas rotações já que são mais fáceis de serem empurrados pela esfera, contudo, em altas rotações efeitos térmicos podem afetar o lubrificante aumentando as perdas energéticas do rolamento.

4.2.1.2 Momento de atrito deslizante

Avaliando os resultados apresentado pelo gráfico da Figura 29 nota-se que em altas velocidades o comportamento do gráfico é constante e para qualquer viscosidade o resultado de perda de torque será o mesmo.

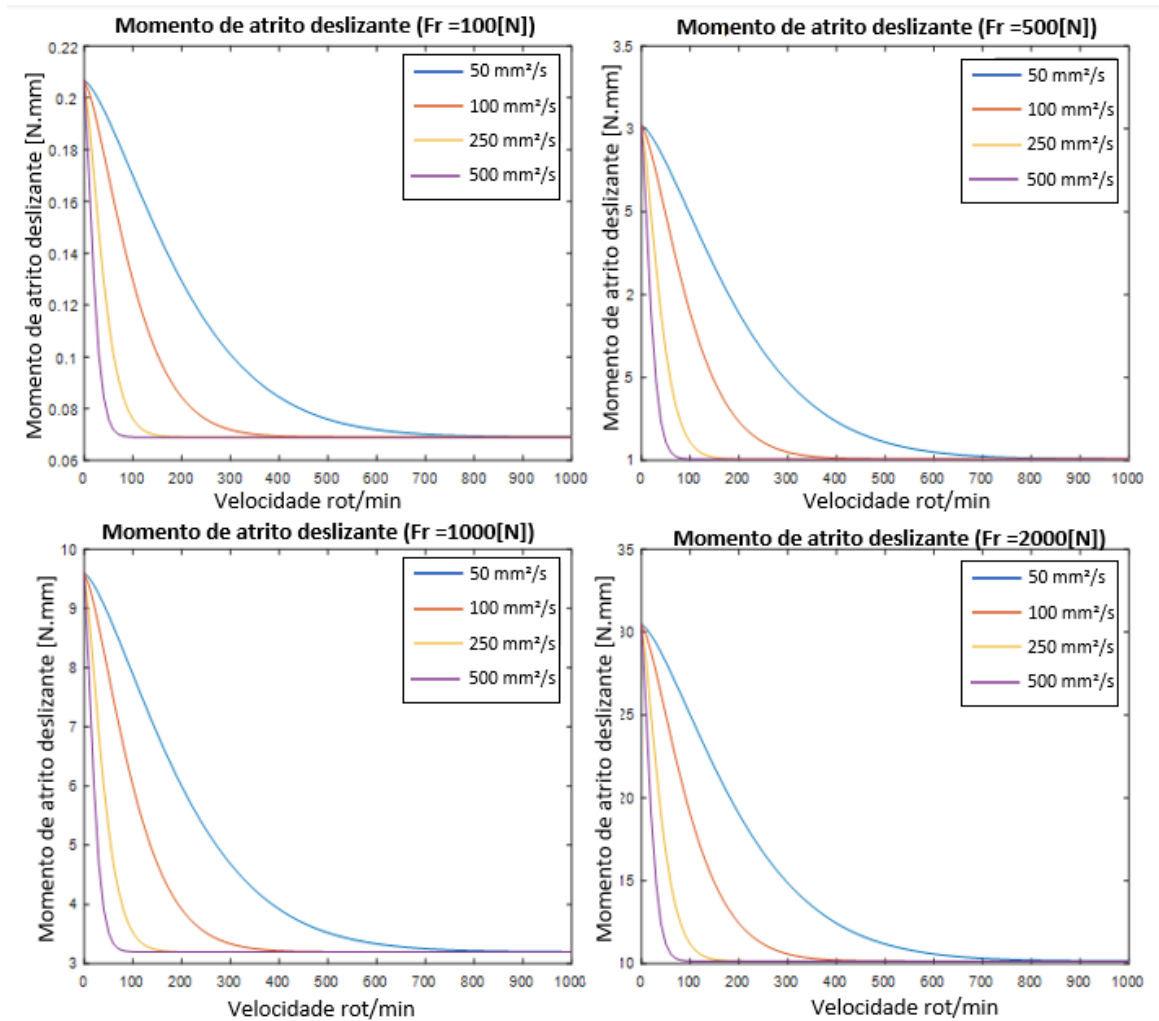
Figura 29- Comparativo de diferentes forças para o momento por deslizamento



Fonte: Autoria própria

Tendo em vista o comportamento constante em altas velocidades a análise foi restringida para rotações menores que 1000RPM, rotação na qual é possível observar variações de acordo com a mudança da viscosidade do lubrificante, como é demonstrado pela Figura 30.

Figura 30- Diferentes forças para o momento por deslizamento (até 1000RPM)



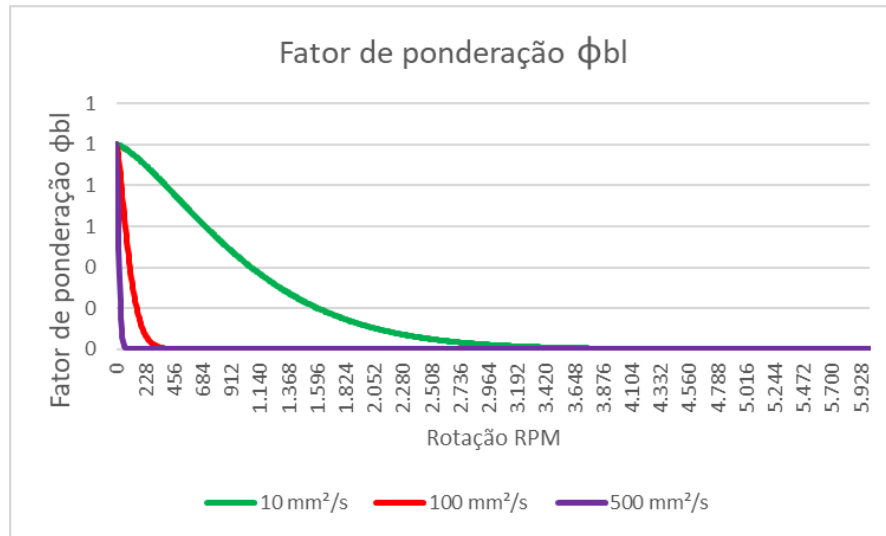
Fonte: Autoria própria

O principal fator desta perda está relacionado com a espessura do filme lubrificante, esta é responsável pela redução do atrito quando a esfera desliza sobre a pista. O fator de deslizamento demonstra a formação deste filme variando de 0 a 1, sendo zero para condição de filme completo e 1 para contato metal metal.

O gráfico da Figura 31 mostra o comportamento deste fator para variação entre três lubrificantes de diferentes viscosidades, nota-se que quanto maior a viscosidade menor é a velocidade de rotação requerida para formação de um filme lubrificante,

explicando o porquê da perda por deslizamento tender a cair drasticamente quando utilizado um lubrificante de alta viscosidade.

Figura 31- Fator de ponderação de deslizamento



Fonte: Autoria própria

4.2.1.3 Momento de atrito relacionado a vedação

Como demonstrado pelo modelo matemático (Equação 27) o momento de atrito de vedação independe da velocidade do rolamento, da viscosidade do lubrificante e da força radial aplicada ao rolamento, variando somente de acordo com o modelo de vedação.

Como já comentado a vedação protege contra impurezas caso o meio atuante contenha alguma impureza (poeira e afins) e também suporta evitando que a lubrificação do rolamento não saia do seu interior, isto auxilia na formação do filme lubrificante e em situações onde o ambiente não pode ser contaminado pelo lubrificante (como em esteiras que transportam alimentos, por exemplo).

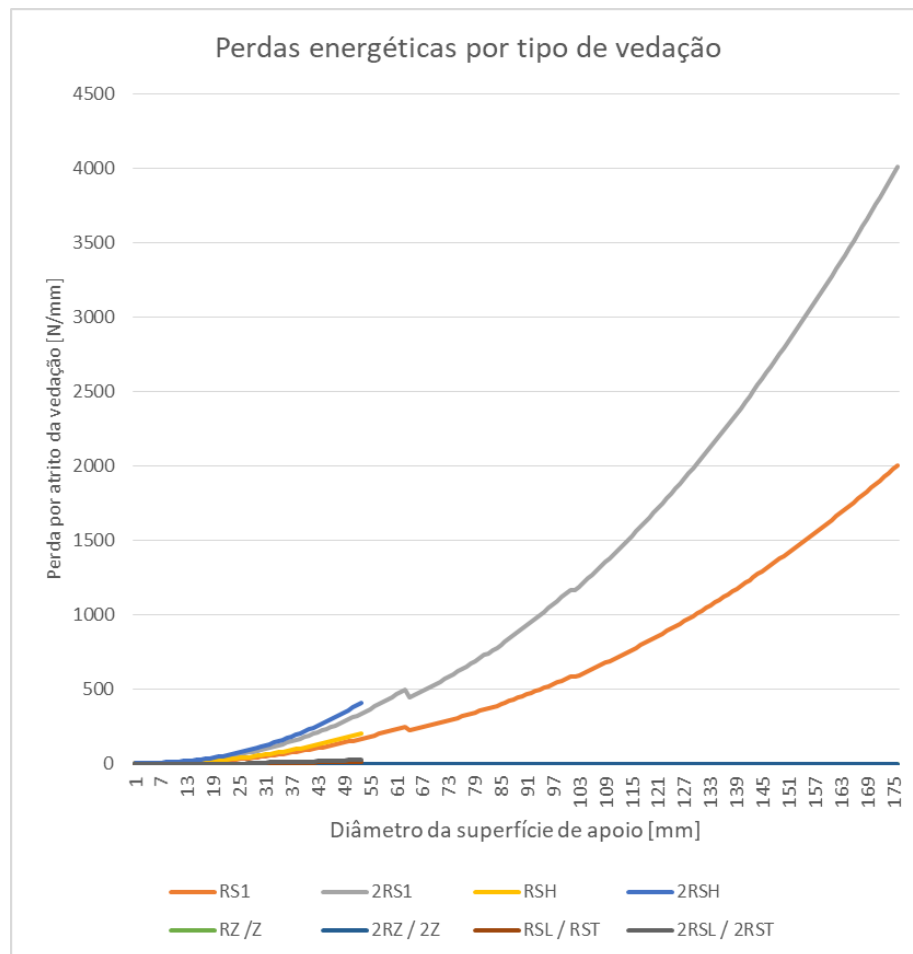
Avaliando a equação de perda por atrito da vedação nota-se que das quatro variáveis presentes na equação três delas estão diretamente relacionadas com o tipo de vedação e a variável restante trata-se do diâmetro de apoio da vedação. A análise

foi realizada com a intenção de demonstrar o efeito de cada tipo de vedação de acordo com o diâmetro do rolamento.

4.2.1.4 Análise de perda para cada tipo de vedação

O gráfico da Figura 32 mostra os tipos de vedações (disponíveis para rolamentos radiais de esfera) plotados em um só gráfico, como é possível notar vedações de contato (RS1/2RS1 e RSH/2RSH) possuem níveis de atrito maior, como consequência uma maior perda energética, as curvas aproximam-se da forma exponencial, deste modo, em situações de maiores diâmetros, qualquer variação no diâmetro do rolamento acarretará em um aumento significativo na perda final.

Figura 32 - Perdas energéticas por vedação

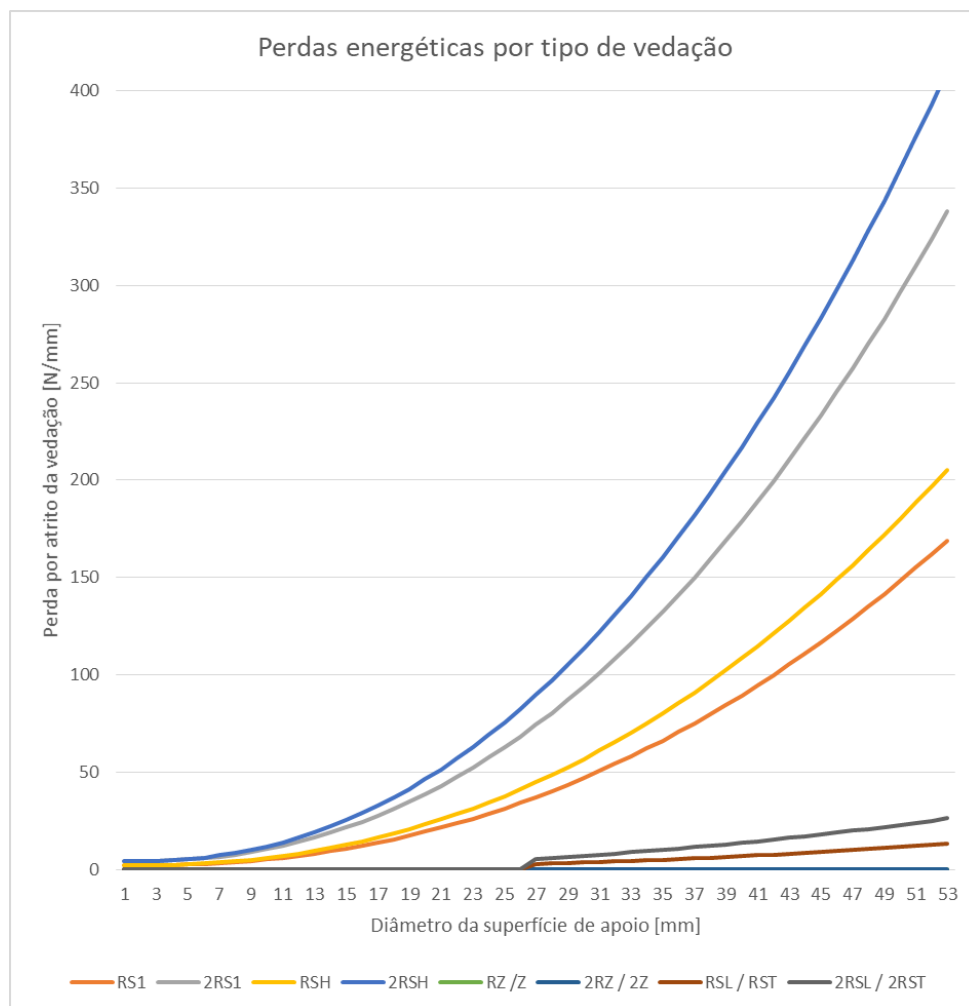


Fonte: Autoria própria

A maior parte dos tipos de vedação possuem uma limitação quanto ao diâmetro do rolamento, sendo limitados até 52mm de diâmetro externo do rolamento, em vista disso, a Figura 33 demonstra uma parte do gráfico da Figura 32 com o intuito de focar em rolamentos com até 52mm.

Fica evidente pelo gráfico a diferença significativa entre as vedações do tipo contato (RS1/2RS1 e RSH/2RSH) e as de baixo atrito (RSL/2RSL e RST/2RST). Enquanto uma demonstra uma forma exponencial a outra é linear e pequena inclinação, ou seja, sensibilidade pequena a variação do diâmetro, uma grande variação no diâmetro acarretará um acréscimo pequeno em questão de perdas.

Figura 33- Perdas energéticas por vedação (diâmetro de apoio até 52mm)



Fonte: Autoria própria

4.2.1.5 Momento referente as perdas por arrasto

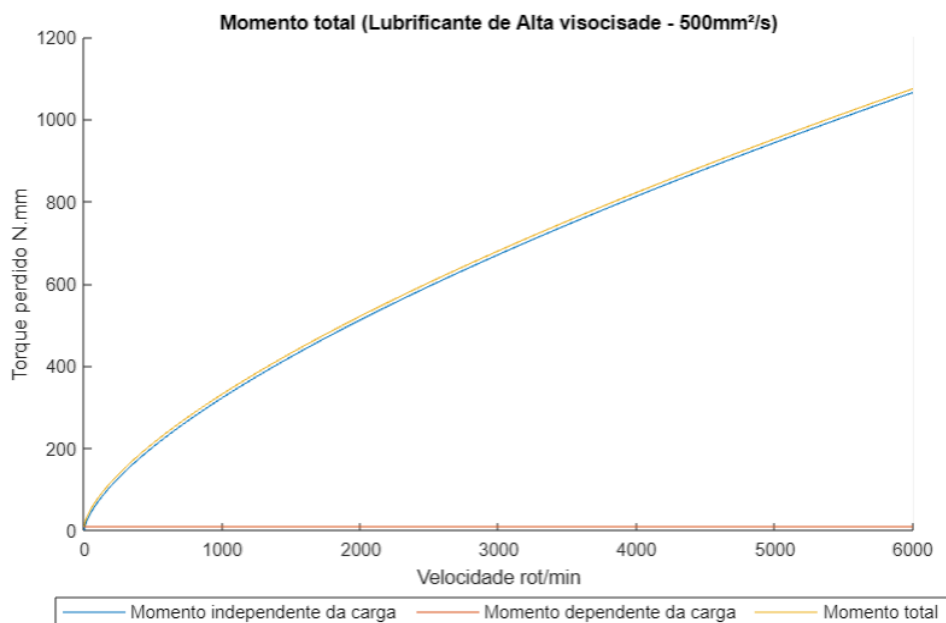
Este tipo refere-se apenas a rolamentos que atuam submerso em óleo, vale ressaltar então, que ao considerar a opção de lubrificação submersa, não será necessário a utilização de vedação, a perda por atrito será exclusivamente por arrasto.

Como apresentado pelo modelo dado pela Equação 28, as perdas por arrasto são influenciadas exclusivamente pelas características do rolamento, dimensões e a velocidade a qual rotacional, e características do lubrificante, altura do fluido lubrificante e sua viscosidade. Sendo que quanto maior a viscosidade e a altura de lubrificante a qual o rolamento é submetido, maior tende a ser a perda energética, dada uma velocidade. Tal energia é requisitada para poder romper a inércia tendo em vista o volume de lubrificante ao redor do rolamento.

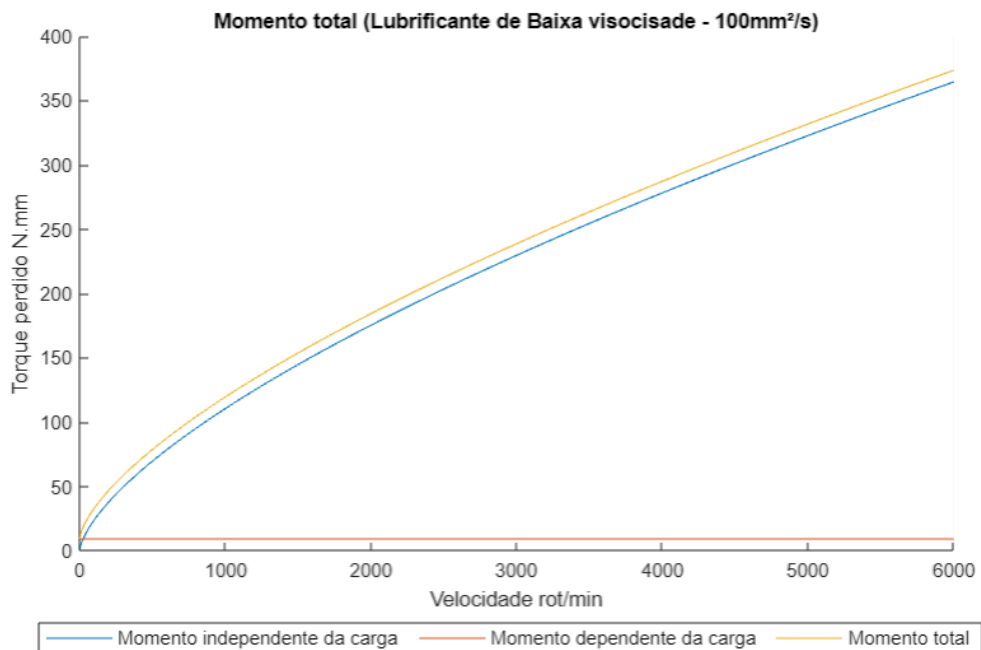
4.3 Método FAG

Diferentemente do modelo disponibilizado pela SKF, o modelo FAG é mais compacto e possui duas componentes, uma dependente e outra independente da carga aplicada. Os gráficos apresentados pela Figura 34 e Figura 35 representam dois tipos de lubrificantes, um de alta viscosidade e outro de baixa viscosidade, neles é possível observar cada uma das variáveis comentadas anteriormente.

Realizando uma comparação entre os dois lubrificantes é notável que a viscosidade não influencia na forma da curva, isto é, o aumento da viscosidade do lubrificante faz com a perda aumente, de forma considerável, mas nunca variando o formato da curva, demonstrando que efeitos térmicos não são levados em consideração pelo modelo e levando em paralelo os estudos de Hamrock com relação a espessura de filme, nota-se que com aumento da espessura de filme, maior será a perda energética, sendo contraditório já que com o filme lubrificante plenamente formado, menor será o atrito entre a esfera e a pista.

Figura 34- Torque perdido - Lubrificante de Alta viscosidade (Modelo FAG)

Fonte: Autoria própria

Figura 35- Torque total perdido - Lubrificante de Baixa viscosidade (Modelo FAG)

Fonte: Autoria própria

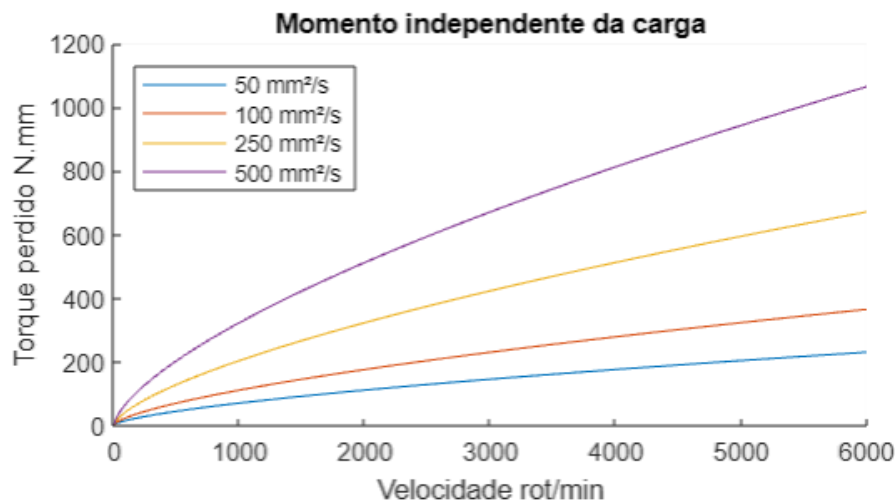
Para uma melhor visualização, cada variável será melhor discutida, a seguir, em tópicos separados.

4.3.1 Momento independente da carga

Assim como o nome sugere, a força aplicada sobre o rolamento não influi nos cálculos, dependendo exclusivamente das dimensões e características do rolamento e das condições de trabalho que ele se encontra.

Quando comparada com a componente dependente da carga é notável que esta possui uma maior importância e quanto maior a velocidade de rotação do rolamento, maior tende a ser a significância desta variável, como mostrado na Figura 36.

Figura 36 - Comparativo de viscosidades para parcela independente da carga



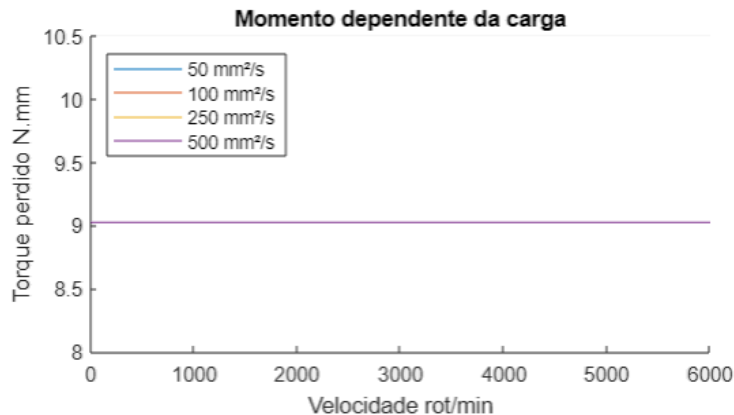
Fonte: Autoria própria

4.3.2 Momento dependente da carga

É interessante notar que esta parte da variável é constante (demonstrado na Figura 37), variações de velocidade e viscosidade não influenciam nesta parcela de perda, dependendo exclusivamente das características e dimensões do rolamento, bem como a força atuante sobre o componente. Conclui-se, por conseguinte, que indiretamente as variáveis viscosidade do lubrificante e velocidade de rotação do rolamento influenciam indiretamente nas perdas, já que o acréscimo destas geram um

aumento significativo na perda independente da carga, tornando a dependente desprezível.

Figura 37- Comparativo de viscosidades para parcela dependente da carga



Fonte: Autoria própria

4.4 Comparação método SKF e FAG

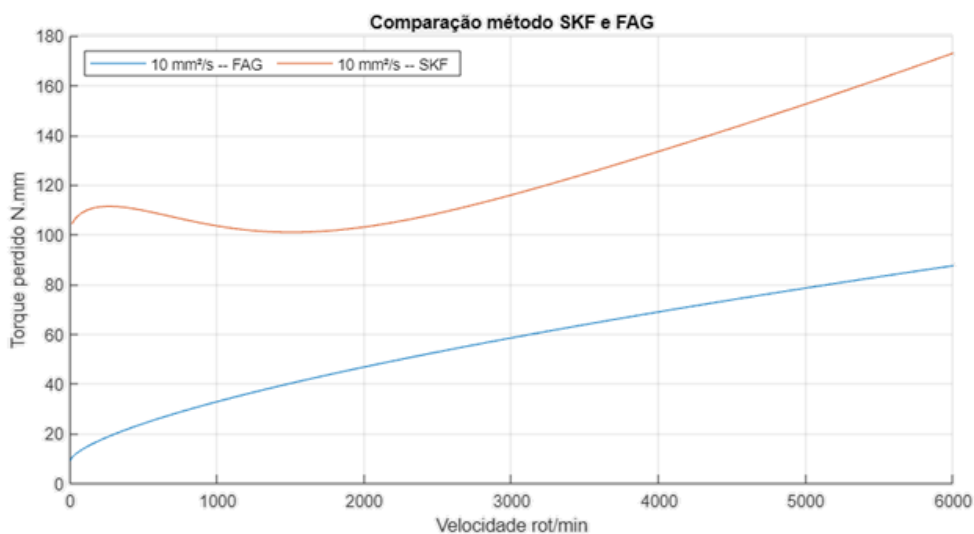
Comparando o método da SKF com o método FAG é possível notar algumas diferenças, a primeira delas é com relação ao volume do equacionamento. O cálculo de perdas pelo método SKF demanda um tempo de programação muito maior que o da FAG, dado que seu modelo é mais extenso e contém detalhes e aprofundamentos que o modelo FAG não abrange.

O primeiro fato importante que a SKF leva em consideração em seu modelo é o efeito da espessura de filme e efeitos térmicos. Sabe-se que quanto maior a viscosidade do lubrificante e a velocidade de rotação maior será a espessura de filme formada entre a esfera e a pista do rolamento, reduzindo assim o atrito metálico entre os componentes. Este fator não é levado em consideração no modelo FAG, onde o aumento das duas variáveis sempre causará um aumento na perda, ainda que haja a formação do filme lubrificante.

A Figura 38 e Figura 39, demonstram um comparativo entre os dois modelos, uma para baixa viscosidade (10mm²/s) e outro para alta viscosidade (500mm²/s), nestas duas figuras é possível observar a ausência da consideração térmica no modelo FAG,

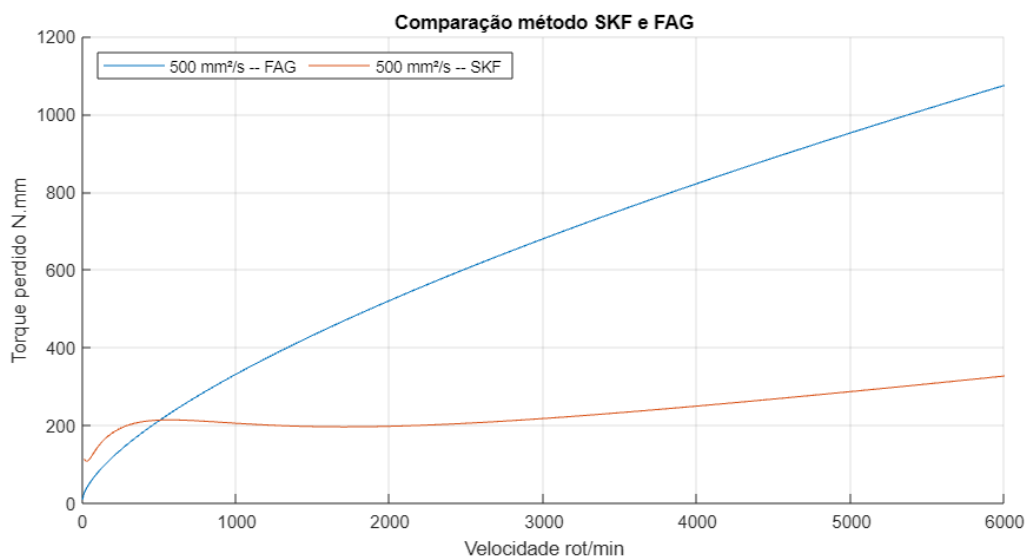
já que quando submetidos a condições de altas velocidades e lubrificantes mais viscosos, há presença de plena formação do filme lubrificante reduziria as perdas por atrito e como observado no modelo FAG há sempre tendência do aumento da perda.

Figura 38 - Comparativo de dos métodos com lubrificante de Baixa viscosidade



Fonte: Autoria própria

Figura 39 - Comparativo de dos métodos com lubrificante de Alta viscosidade



Fonte: Autoria própria

Além disto, o modelo SKF leva em consideração algumas características do rolamento a mais que a FAG não possui em seu método de cálculo, são eles: tipo de vedação do rolamento e tipo de lubrificação (caso o rolamento seja lubrificado em banho de óleo). Estes dois fatores são extremamente relevantes para o cálculo em situações específicas.

De maneira geral, apesar do modelo SKF ser mais detalhado e aprofundado e um maior aprofundamento em alguns aspectos do cálculo, o método acaba possuindo a desvantagem do volume de equações a serem programados. Em situações cotidianas, como para estudantes, a falta de tempo pode inviabilizar a utilização do método e neste caso a opção pelo modelo FAG, apesar de não ser o mais preciso, traz uma aproximação que satisfaz já necessidade, tornando-se assim uma ferramenta útil para um uso mais ágil.

4.5 Ferramenta de cálculo de perda

Com o intuito de tornar mais fácil a utilização dos modelos matemáticos propostos pelas empresas FAG e SKF o presente trabalho teve com um dos objetivos o desenvolvimento de uma ferramenta gráfica, com o foco de ser intuitiva e fácil de ser utilizada, como um primeiro recurso para quem deseja calcular as perdas em um determinado rolamento, mas principalmente para suporte aos estudantes, tomando menos tempo de programação dos estudantes e focando em analisar os dados.

Vale lembrar que a ferramenta foi desenvolvida na plataforma Matlab e é *Open Source*, ou seja, o acesso da programação é permitido para que outros desenvolvedores tenham acesso e possam trazer melhorias e otimizações ao software desenvolvido. A execução da ferramenta requer necessariamente um computador independente do sistema operacional (Windows, MacOS, Linux ou Ubuntu), não funcionando com quaisquer plataformas móveis.

Para auxiliar na utilização da ferramenta foi disponibilizado um manual de utilização, este disponível no apêndice A do presente trabalho. Incluindo detalhes de onde encontrar o software, bem como o passo a passo de instalação.

5 FUTUROS TRABALHOS

O trabalho apresentado aqui abre inúmeras possibilidades para trabalhos seguintes, a principal, o desenvolvimento de uma ferramenta semelhante para cálculo de rolamento de rolos, agulhas etc. já que o atual software contempla apenas rolamentos radiais de esferas.

Todas as discussões de perdas foram feitas baseadas nos modelos puramente teóricos, isto é, não foram comparados com resultados práticos de perdas, sendo esta uma outra possibilidade de futuro estudo, comparando a ferramenta criada com resultados práticos verificando assim os erros dos modelos teóricos, discutindo também possíveis melhorias nos modelos e melhoramentos no software desenvolvido.

Além disto, no presente trabalho foi desenvolvido um modelo de distribuição de carga para o cálculo do filme lubrificante para um rolamento específico, a inclusão do cálculo da espessura de filme para um rolamento requereria o desenvolvimento de um modelo de distribuição de carga genérica. A inclusão deste modelo seria de grande importância já que permitiria estudos mais aprofundados, relacionando com a formação de espessura de filme lubrificante.

Por fim, o software desenvolvido foi baseado em Matlab, qualquer modificação deve ser feita em tal plataforma, apesar de ser uma ferramenta amplamente utilizada, migrar para outras linguagens é uma forma escalonar o uso da ferramenta, incluindo abrindo a possibilidade de outras pessoas propor novas soluções de melhorias para ferramenta.

6 CONCLUSÕES

O desempenho da ferramenta foi satisfatório, já que alcançou os objetivos de ser uma ferramenta de fácil utilização, disponível para ser executado de maneira simples, sem ao mesmo requerer a ferramenta base na qual foi criado, além do mais evitando que fosse necessário a implementação das equações de cada modelo matemático, o usuário, desse modo, se isenta da parte operacional e passa a focar apenas nas análises e estudos dos dados fornecidos sobre as perdas do rolamento.

À ferramenta ainda trouxe consigo a possibilidade de realizar uma análise crítica sobre o tema abordado, tornando mais fácil o estudo de possíveis situações e comparando-as, estes estudos ainda foram disponibilizados dentro do software como mais uma forma de suportar o usuário no entendimento dos resultados obtidos.

O software base de programação, Matlab, permitiu o desenvolvimento da ferramenta de maneira intuitiva, ferramentas como a possibilidade de visualizar e organizar os itens em modo chamado de canvas (tela) tornam o trabalho muito mais simples, ademais, por ser um software distribuído em larga escala e o código da ferramenta ser *Open Source*, ou seja, aberta para modificações, abre margem para evoluções da ferramenta e outros desenvolvedores poderão aperfeiçoar otimizando o código, incluindo a adição de funcionalidades.

Por fim destaca-se as possibilidades de levar o estudo adiante, o presente trabalho possui inúmeras vertentes para serem exploradas, inclusive gerando novas versões para ferramenta, sempre buscando deixar ela mais compacta e com mais funcionalidades.

Referências

ATRITO do rolamento: perda de potência e torque de partida. 1. 2017. Disponível em: <<http://www.skf.com.br/products/bearings-units-housings/principles/bearing-selection-process/operating-temperature-and-speed/friction-powerloss-startingtorque/index.html>>. Acesso em: 18 maio 2018.

CATÁLOGO NSK : Rolamentos. 1. 2016. Disponível em: <http://www.nsk.com.br/upload/file/flipbook/Catalogo_Geral_NSK/Catalogo_Geral_NSK/mobile/index.html#p=110>. Acesso em: 18 maio 2018.

COUSSEAU, Tiago et al. Experimental measuring procedure for the friction torque in rolling bearings. **Lubrication Science**, v. 22, n. 4, p. 133-147, 2010.

COUSSEAU, Tiago et al. Film thickness and friction torque prediction of lubricant greases using bleed oil properties. In: **15th International Conference on Experimental Mechanics: ICEM15 22/09/2012-27/09/2012**. 2012

COUSSEAU, Tiago et al. Friction torque in grease lubricated thrust ball bearings. **Tribology international**, v. 44, n. 5, p. 523-531, 2011.

DE SOUZA, Alan Mendes et al. Estudo sobre lubrificação em rolamentos e desenvolvimento de um tribômetro método reichert. **Revista Eniac Pesquisa**, v. 7, n. 1, p. 82-96, 2018.
PROGRAMA, DE CERTIFICAÇÃO DE PESSOAL DE. MANUTENÇÃO-CPM. **Mecânica de Lubrificação**, p. 22-23, 1997.

FERNANDES, Carlos MCG; MARTINS, Ramiro C.; SEABRA, Jorge HO. Friction torque of thrust ball bearings lubricated with wind turbine gear oils. **Tribology International**, v. 58, p. 47-54, 2013.

HAMROCK, Bernard J.; SCHMID, Steven R.; JACOBSON, Bo O. **Fundamentals of fluid film lubrication**. CRC press, 2004.

HARRIS, Tedric A.; KOTZALAS, Michael N. **Advanced concepts of bearing technology: rolling bearing analysis**. CRC Press, 2006.

JUVINALL, Robert C.; MARSHEK, Kurt M. **Fundamentals of machine component design**. New York: Wiley, 2000.

Lubrificantes: Lubrificação incorreta. 1. 2015. Disponível em: <<http://www.skf.com.br/products/lubrication-solutions/lubricants/index.html>>. Acesso em: 18 maio 2018.

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.

MERCADO de rolamentos industriais: Previsões e alternativas para 2018. 1. 2017. Disponível em: <<https://exame.abril.com.br/negocios/dino/mercado-de-rolamentos-industriais-previsoes-e-alternativas-para-2018/>>. Acesso em: 17 maio 2018.

MOON, Jae-Heum; LEE, Hyeong-Dae; KIM, Seok-II. Lubrication characteristics analysis of an air-oil lubrication system using an experimental design method. **International Journal of Precision Engineering and Manufacturing**, v. 14, n. 2, p. 289-297, 2013.

NEW HAMPSHIRE BALL BEARINGS (NHBB). Internal Bearing Geometry. United States of America, 2017. Disponível em: <https://nhbb.com/reference/mini-instrument-bearings/bearing-geometry.aspx>. Acesso em: 20 maio 2019.

NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. Traduzido por João Batista Aguiar, José Manoel Aguiar. 2004.

ROLAMENTO de esferas. [S. l.: s. n.], 2015. Disponível em: https://www.skf.com/binary/82-121486/0901d19680416a2b-10000_2-PT-BR---Rolling-bearings.pdf. Acesso em: 2 maio 2018.

SEABRA, Jorge; CAMPOS, Armando; SOTTOMAYOR, Alexandre. Lubrificação elastohidrodinâmica. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto, 2002.

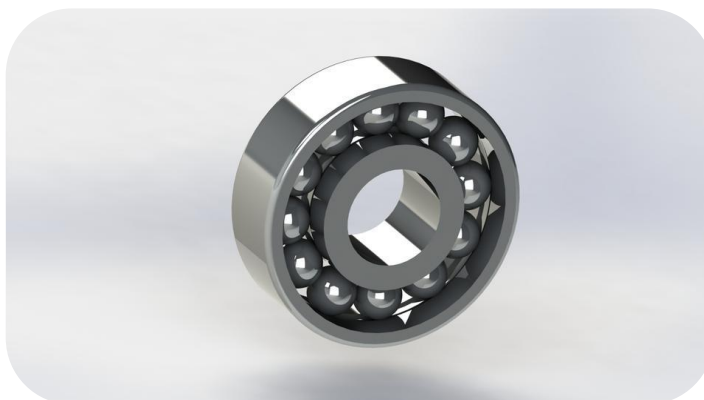
SISTEMAS de lubrificação: ar e óleo. 1. 2013. Disponível em: <http://www.skf.com/br/products/lubrication-solutions/lubricants/index.html><http://www.skf.com/br/products/lubrication-solutions/lubrication-systems/oil-and-air-lubrication-systems/index.html>>. Acesso em: 18 maio 2018.

TÉCNICAS de Lubrificação : Rolamentos. 1. 2011. Disponível em: http://www.mundomecanico.com.br/wp-content/uploads/2011/07/lubrificacao_de_rolamentos2.pdf>. Acesso em: 18 maio 2018.

APÊNDICE A



Manual de utilização do aplicativo:
B.T.L.A
(Bearing Torque Loss Analyzer)



Feito por: Iuri Rocha
Orientado por: Tiago Cousseau

1) Instalação do aplicativo

Primeiramente acessar o seguinte link para ter acesso a ferramenta:

<https://tinyurl.com/yy5hddae>

Existem 3 arquivos no link, cada um com uma forma diferente de acessar o aplicativo.

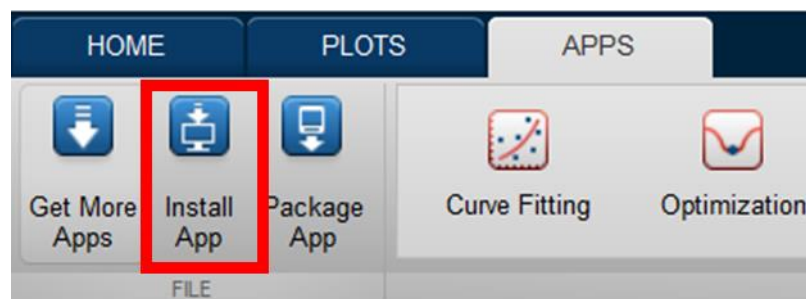
1.1) Criando um Matlab app

O Matlab permite instalar dentro do software aplicativos e que serão sempre acessados dentro dele, para obter a ferramenta com esta opção seguir os passos abaixo:

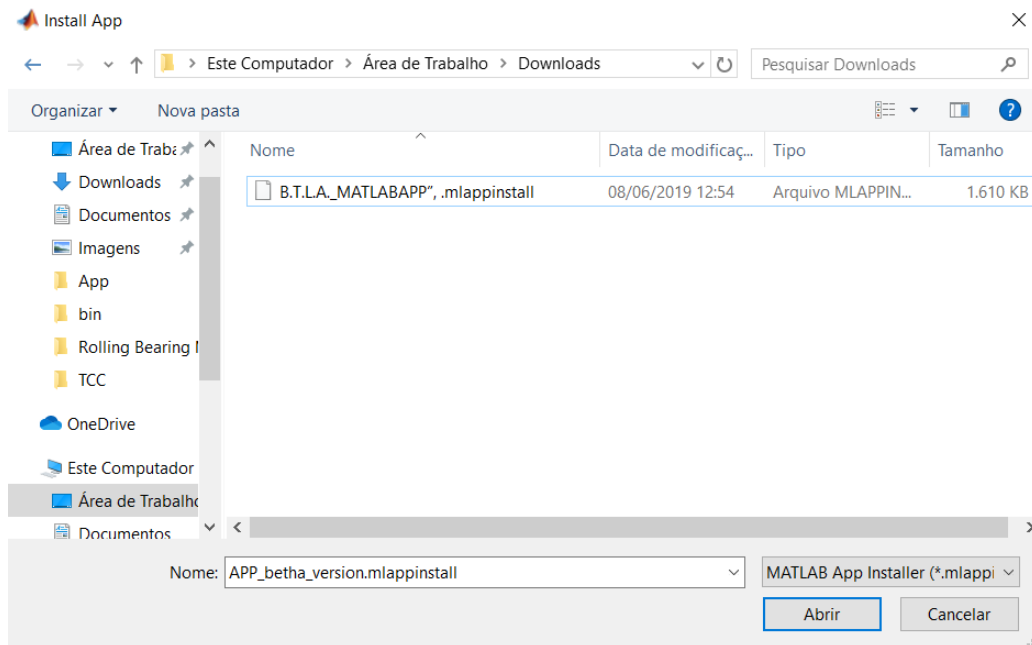
- Fazer o download da opção: “B.T.L.A._MATLABAPP”, salvar em um diretório conhecido;
- No Matlab ir na aba “APPS”;



- Clicar em “Install App”;



- Buscar onde o arquivo foi salvo, selecionar o mesmo e clicar em abrir



- O aplicativo aparecerá na aba de Apps do software



1.2) Utilizando a ferramenta sem o Matlab instalado

Para quem não possui o Matlab instalado no computador, existe uma forma de utilizar a ferramenta instalando somente a plataforma de execução de aplicativos do Matlab (chamada de Runtime). Esta plataforma já vem no arquivo da ferramenta do link acima, para instalar seguir os seguintes passos:

- Fazer o download da opção: “B.T.L.A._MATLABAPP_STANDALN”, salvar em um diretório conhecido;

- Seguir os passos de instalação do próprio Matlab

Esta opção instalará o Runtime na máquina e futuros aplicativos não precisarão reinstalar a mesma plataforma, permitindo abrir arquivos de aplicativos executáveis sem a necessidade de mais instalações

1.3) Arquivo executável

Para quem já utiliza aplicativos gerados através do Matlab, já possui por consequência a plataforma de execução de aplicativos do Matlab, chamada de Runtime, permitindo assim fugir de instalações e simplesmente executar a ferramenta, para tanto seguir os seguintes passos:

Fazer o download da opção: “B.T.L.A._MATLABAPP_EXEC”, salvar em um diretório conhecido;

Abriu a ferramenta e ela estará pronta para utilizar

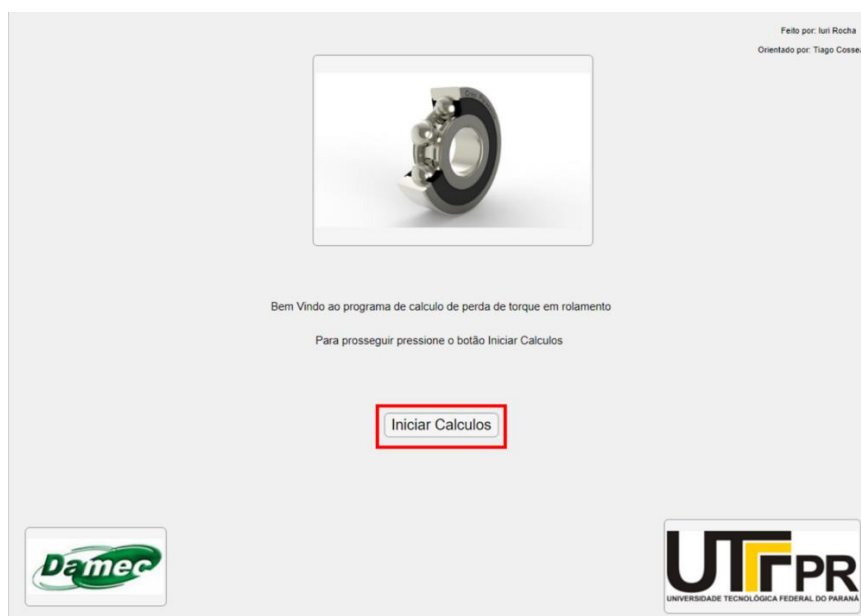
2) Informações gerais

A fim de auxiliar as análises das informações e cálculos, o software apresenta em todo resultado botões denominados “i” (info), cada botão traz uma informação técnica e explicativa sobre o que foi calculado, suportando a análise do usuário.

3) Início do programa

Ao iniciar o aplicativo a tela de abertura será como mostrado na Figura 1, clicar em Iniciar Cálculos para iniciar os procedimentos de cálculo.

Figura 1- Tela inicial da ferramenta



4) Seleção do rolamento

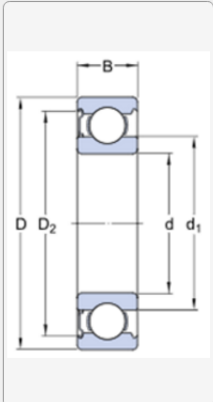
Nesta tela (Figura 2) todos os dados de entrada do rolamento deverão ser inseridos, estes dados deverão ser retirados do catálogo do fabricante, independente da marca do rolamento, as informações disponibilizadas são basicamente as mesmas, assim sendo, a seleção da marca do rolamento não dependerá da marca escolhida.

Figura 2 - Tela de definição dos dados do rolamento

Insira os dados do rolamento:

Diâmetro externo (Pista externa) - [D]	<input type="text" value="110"/>	[mm]
Diâmetro interno (Pista externa) - [D2]	<input type="text" value="95.2"/>	[mm]
Largura do rolamento - [B]	<input type="text" value="27"/>	[mm]
Diâmetro interno (Pista interna) - [d]	<input type="text" value="50"/>	[mm]
Diâmetro externo (Pista interna) - [d1]	<input type="text" value="68.76"/>	[mm]
Carga dinâmica básica - [C0]	<input type="text" value="65"/>	[KN]
Diâmetro da esfera - [De]	<input type="text" value="19.06"/>	[mm] i
Modulo de elasticidade Esfera	<input type="text" value="200"/>	[GPa] i
Modulo de elasticidade pista	<input type="text" value="200"/>	[GPa]
Tipo de vedação	Sem vedação ▼	i
Diâmetro de encosto	<input type="text" value="0"/>	
Classe do rolamento	'63 ▼	i
dm	<input type="text" value="80"/>	

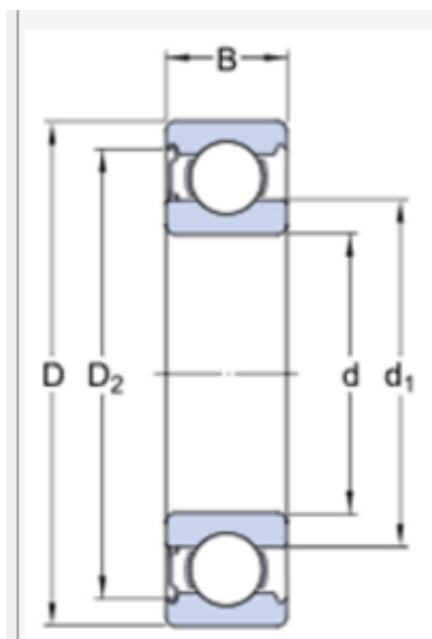
Seguir para condições de experimento Condições



O diagrama mostra uma seção transversal de um rolamento com dimensões indicadas: D (diâmetro externo total), D2 (diâmetro interno da pista externa), B (largura), d (diâmetro interno da pista interna), e d1 (diâmetro externo da pista interna).

A Figura 3 mostra as dimensões do rolamento requerida, esta explicação se encontra no ícone “i” do software caso necessário. Para efeitos de estudos o programa é pré-definido com as características e dimensões do rolamento SKF 6310 (sem vedações).

Figura 3 - Esquematização das características do rolamento



Ao finalizar o processo de inserção dos dados do rolamento, é possível prosseguir para etapa seguinte que se trata dos dados do experimento.

5) Dados do experimento

Nesta etapa são inseridos os dados referentes ao experimento em si, como mostrado na Figura 4

Figura 4 - Condições do experimento

O programa conta com a opção de avaliar três possíveis situações:
 - Opção 1: Variação da velocidade e da rotação (gráfico 3D);
 - Opção 2: Variação apenas da velocidade de trabalho com viscosidade fixa
 - Opção 3: Variação da viscosidade do lubrificante para uma determinada rotação fixa
 - Opção 4: Rotação e viscosidade específica;

Opção 1 ▼

Força Radial sobre o rolamento [N]

Força Axial sobre o rolamento [N]

Rotação Mínima [RPM]

Rotação Máxima [RPM]

Viscosidade Mínima [mm²/s]

Viscosidade Máxima [mm²/s]

Tipo de Lubrificação Somente para o modelo SKF ▼

Nível de óleo (H) [mm]

Escolha o método de Cálculo

Nesta tela existem alguns caminhos a serem tomados, o primeiro deles é com relação ao foco do modelo matemático a ser seguido (Figura 5). Existem 4 opções:

Figura 5 - Seleção da opção 1 para execução da ferramenta

O programa conta com a opção de avaliar três possíveis situações:
 - Opção 1: Variação da velocidade e da rotação (gráfico 3D);
 - Opção 2: Variação apenas da velocidade de trabalho com viscosidade fixa
 - Opção 3: Variação da viscosidade do lubrificante para uma determinada rotação fixa
 - Opção 4: Rotação e viscosidade específica;

5.1) Opção 1:

Nesta opção tanto a viscosidade quanto a rotação são variadas, a intenção é gerar um gráfico tridimensional onde é possível ter uma noção o feito do aumento e diminuição das duas variáveis, vale ressaltar que este caso é recomendado apenas como didático ou como curiosidade.

É requerido a limitação das velocidades de rotação e da viscosidade, já são pré-definidos como 0 – 6000 rpm e 0 – 500 mm/s², podendo ser alterado de acordo com o desejo do utilizador da ferramenta

Figura 6 - Seleção da opção 2 para execução da ferramenta

O programa conta com a opção de avaliar três possíveis situações:

- Opção 1: Variação da velocidade e da rotação (gráfico 3D);
- Opção 2: Variação apenas da velocidade de trabalho com viscosidade fixa
- Opção 3: Variação da viscosidade do lubrificante para uma determinada rotação fixa
- Opção 4: Rotação e viscosidade específica;

5.2) Opção 2:

Neste caso a rotação é fixa, ou seja, já se sabe a velocidade de trabalho do rolamento porém deseja-se entender o efeito da viscosidade variando-a, esta opção é a mais interessante para o desenvolvimento de um projeto, já que durante o projeto já é possível saber a qual rotação que o eixo acoplado ao rolamento irá trabalhar.

Neste caso é requerido a limitação somente da velocidade de trabalho a viscosidade, por sua vez será selecionada pontualmente posteriormente. Já são pré-definidos como 0 – 6000RPM, podendo ser alterado de acordo com o desejo do utilizador da ferramenta

Figura 7 - Seleção da opção 3 para execução da ferramenta

O programa conta com a opção de avaliar três possíveis situações:

- Opção 1: Variação da velocidade e da rotação (gráfico 3D);
- Opção 2: Variação apenas da velocidade de trabalho com viscosidade fixa
- Opção 3: Variação da viscosidade do lubrificante para uma determinada rotação fixa
- Opção 4: Rotação e viscosidade específica;

5.3) Opção 3:

Ao contrário da opção 2 a viscosidade é fixa e a velocidade varia, com a intenção de visualizar o efeito da rotação sobre a viscosidade. Pode ser útil em um sistema já montado, onde existe a necessidade de variação da velocidade de trabalho, esta variação pode implicar no aumento do torque perdido, que representa também o aumento no esforço no rolamento e por fim uma redução na vida útil do elemento

Neste caso é requerido a limitação somente da viscosidade a velocidade de trabalho, por sua vez será selecionada pontualmente posteriormente. A viscosidade é pré-definida como 0 – 500mm/s², podendo ser alterado de acordo com o desejo do utilizador da ferramenta

Figura 8- Seleção da opção 4 para execução da ferramenta

O programa conta com a opção de avaliar três possíveis situações:

- Opção 1: Variação da velocidade e da rotação (gráfico 3D);
- Opção 2: Variação apenas da velocidade de trabalho com viscosidade fixa
- Opção 3: Variação da viscosidade do lubrificante para uma determinada rotação fixa
- Opção 4: Rotação e viscosidade específica;

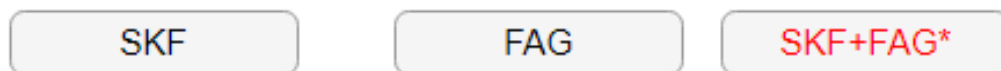
5.4) Opção 4:

Esta opção serve para verificação de uma situação pontual, ou seja, quando já existe uma rotação e uma viscosidade fixa. Útil para situações onde já é conhecida todas os parâmetros e condições de trabalho de um rolamento.

Neste caso não é requerido nenhuma entrada nesta etapa, as entradas pontuais serão feitas na etapa seguinte.

Após a seleção do tipo de análise, é requerido a seleção do tipo do modelo, esta possui três opções, que são:

Figura 9 - Seleção do método de cálculo



SKF: modelo desenvolvido pela empresa SKF

FAG: modelo desenvolvido pela empresa FAG

SKF + FAG: este caso é utilizado em casos didáticos onde a intenção é demonstrar a variação entre os dois modelos, apenas uma ferramenta demonstrativa, sem quaisquer intenções de dimensionamento.

A combinação entre a opção e o modelo matemático desejado levará a uma tela específica.

Tela de apresentação dos resultados

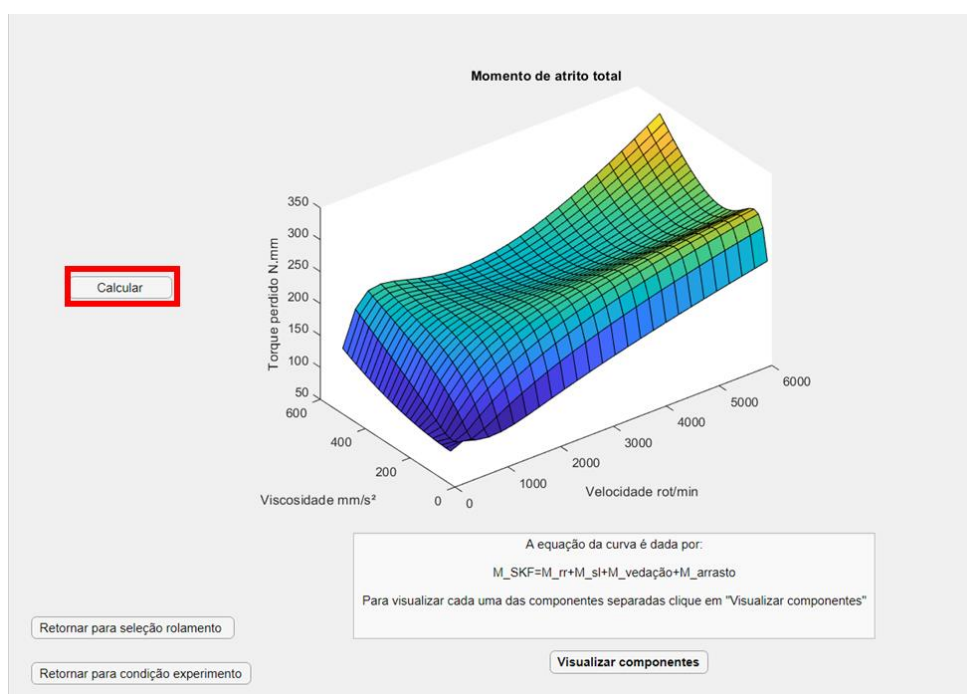
Cada opção de tipo de análise levará a uma tela diferente, cada qual terá sua particularidade, lembrando que depende da opção e não do modelo escolhido, ambos

os modelos possuem a interface semelhante, portanto será demonstrado aqui através do modelo da SKF.

6.1) Interface Opção 1

Nesta primeira opção nada precisa ser preenchido ou selecionado, apenas clicando em calcular o software já apresentará o resultado graficamente como mostrado na Figura 10.

Figura 10 - Resultado da opção 1 (SKF)



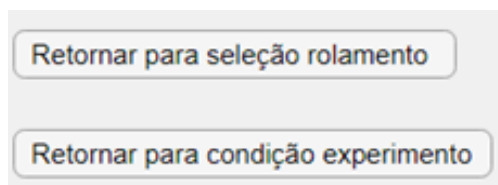
Na parte inferior existe um botão "Visualizar componentes", este botão serve para um detalhamento mais aprofundado de cada componente do modelo matemático, incluindo a possibilidade de apresentar cada componente do modelo separadamente.

Figura 11 - Visualização das componentes do modelo Opção 1

Visualizar componentes

Caso seja desejado retroceder para a troca de algum parâmetro de teste, do modelo matemático utilizado ou características do rolamento existem duas opções no canto inferior esquerdo da tela.

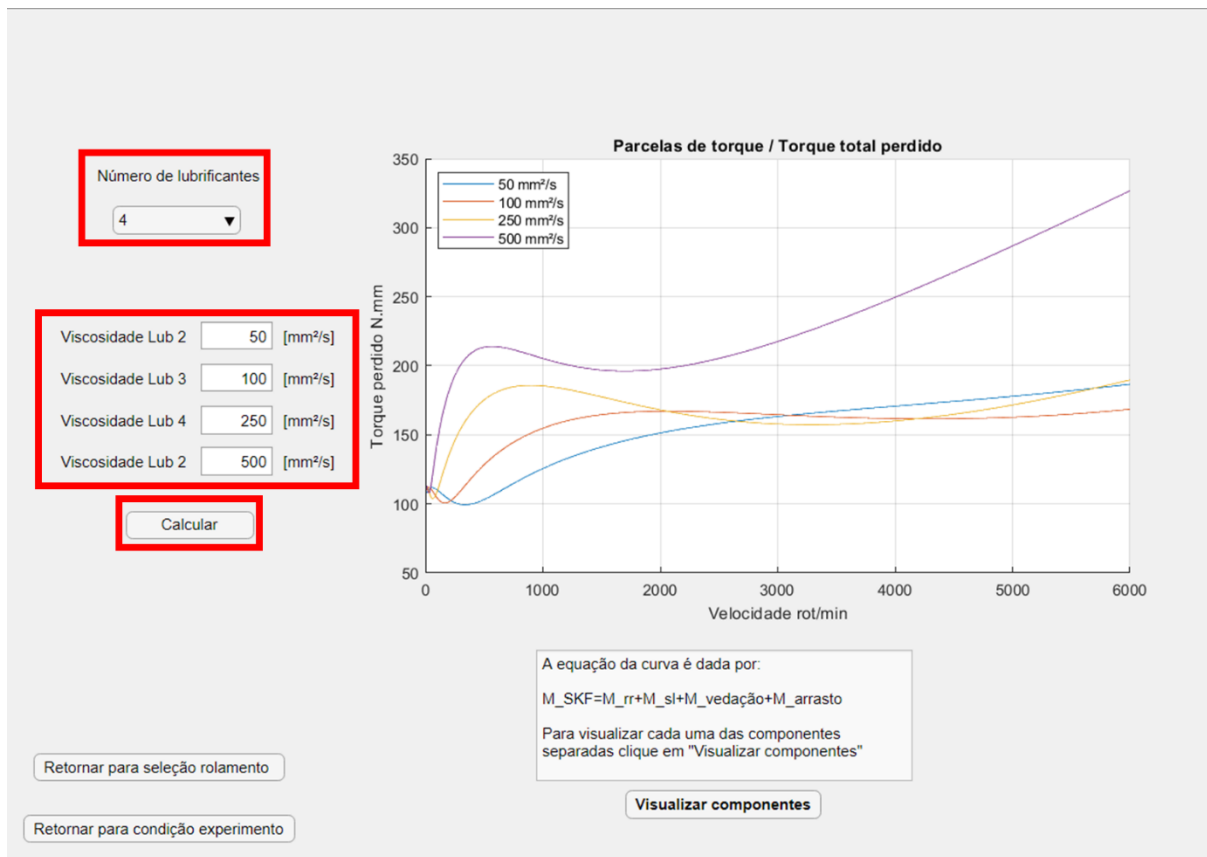
Figura 12 - Retorno para seleção do rolamento ou condição do experimento
Opção 1



6.2) Interface Opção 2

A segunda opção requer dados com relação a viscosidade do lubrificante a ser testado, o programa permite o cálculo de até 4 tipos de lubrificantes diferentes, permitindo uma análise e comparação entre eles. Após a seleção do número de lubrificantes, inserir a viscosidade de cada um deles e clicar em calcular.

Figura 13 - Resultado da opção 2 (SKF)



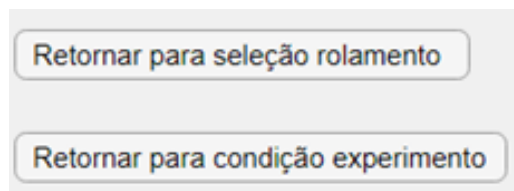
No canto inferior direito existe um botão designado como “info”, este botão traz informações com relação ao modelo, incluindo a possibilidade de apresentar cada componente do modelo separadamente.

Figura 14 - Visualização das componentes do modelo Opção 2

Visualizar componentes

Caso seja desejado retroceder para a troca de algum parâmetro de teste, do modelo matemático utilizado ou características do rolamento existem duas opções no canto inferior esquerdo da tela.

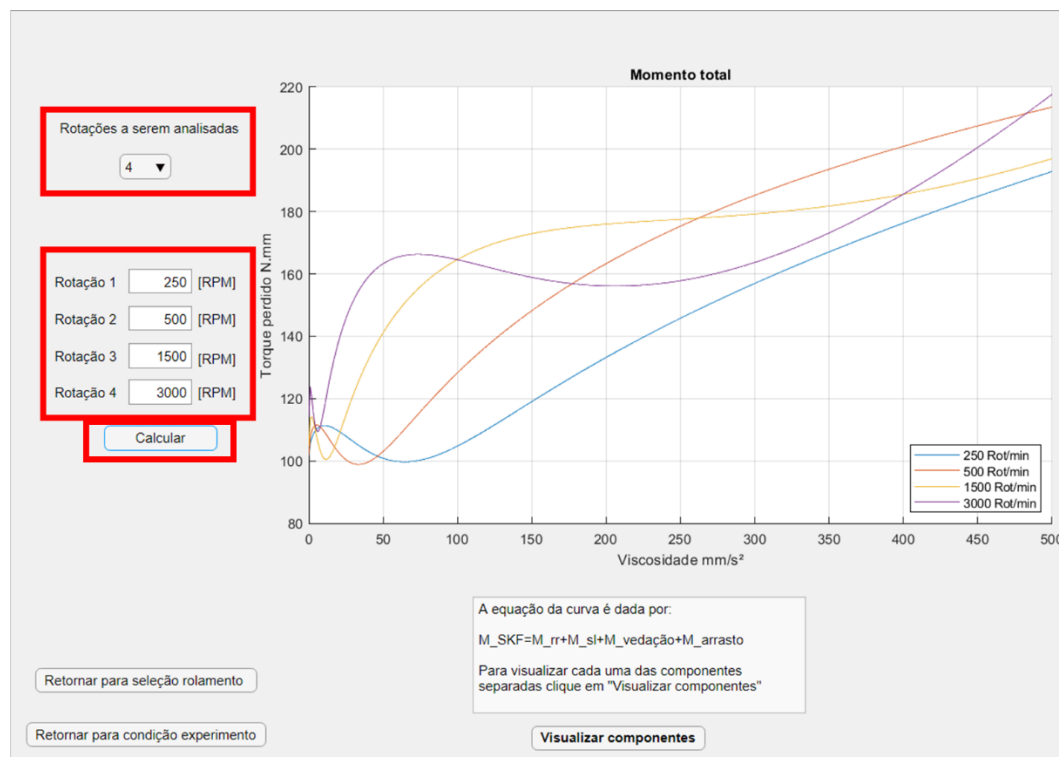
Figura 15- Retorno para seleção do rolamento ou condição do experimento
Opção 2



6.3) Interface Opção 3

A terceira opção requer dados com relação a velocidade do rolamento a ser testado, o programa permite o cálculo de até 4 rotações diferentes simultaneamente, permitindo uma comparação entre eles. Após a seleção do número de rotações, inserir a velocidade em RPM de cada uma e clicar em calcular.

Figura 16 - Resultado da opção 3 (SKF)



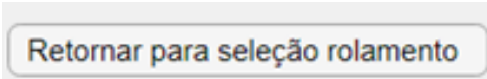
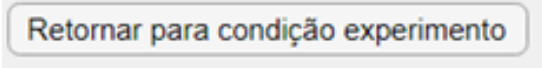
No canto inferior direito existe um botão designado como “info”, este botão traz informações com relação ao modelo, incluindo a possibilidade de apresentar cada componente do modelo separadamente.

Figura 17 - Visualização das componentes do modelo Opção 3

A imagem mostra um único botão retangular com cantos arredondados e uma borda dupla. O texto dentro do botão é "Visualizar componentes" em uma fonte sans-serif.

Caso seja desejado retroceder para a troca de algum parâmetro de teste, do modelo matemático utilizado ou características do rolamento existem duas opções no canto inferior esquerdo da tela.

**Figura 18- Retorno para seleção do rolamento ou condição do experimento
Opção 4**

A imagem mostra um botão retangular com cantos arredondados e uma borda dupla. O texto dentro do botão é "Retornar para seleção rolamento" em uma fonte sans-serif.A imagem mostra um botão retangular com cantos arredondados e uma borda dupla. O texto dentro do botão é "Retornar para condição experimento" em uma fonte sans-serif.

6.4) Interface Opção 4

A quarta opção requer a entrada pontualmente da rotação e da viscosidade, os parâmetros do projeto estão totalmente definidos, não há quaisquer variáveis para ser varrida, entregando de forma direta o torque perdido para determinada situação.

Figura 19 - Resultado da opção 4 (SKF)

Dados do experimento	Resultado
Força Radial sobre o rolamento <input type="text" value="1000"/> [N]	Momento de atrito total <input type="text" value="105.2"/> [N/mm]
Força Axial sobre o rolamento <input type="text" value="1000"/> [N]	Componente do atrito referente:
Rotação <input type="text" value="100"/> [RPM]	Rolagem <input type="text" value="39.71"/> [N/mm] <input type="button" value="i"/>
Viscosidade <input type="text" value="100"/> [mm ² /s]	Deslizamento <input type="text" value="63.44"/> [N/mm] <input type="button" value="i"/>
<input type="button" value="Calcular"/>	Vedação <input type="text" value="0"/> [N/mm] <input type="button" value="i"/>
	Arrasto <input type="text" value="2.073"/> [N/mm] <input type="button" value="i"/>
	Momento de atrito <input type="text" value="0"/>
<input type="button" value="Retornar para seleção rolamento"/>	
<input type="button" value="Retornar para condição experimento"/>	

Caso seja desejado retroceder para a troca de algum parâmetro de teste, do modelo matemático utilizado ou características do rolamento existem duas opções no canto inferior esquerdo da tela.

**Figura 20- Retorno para seleção do rolamento ou condição do experimento
Opção 4**

6) Interface de comparação

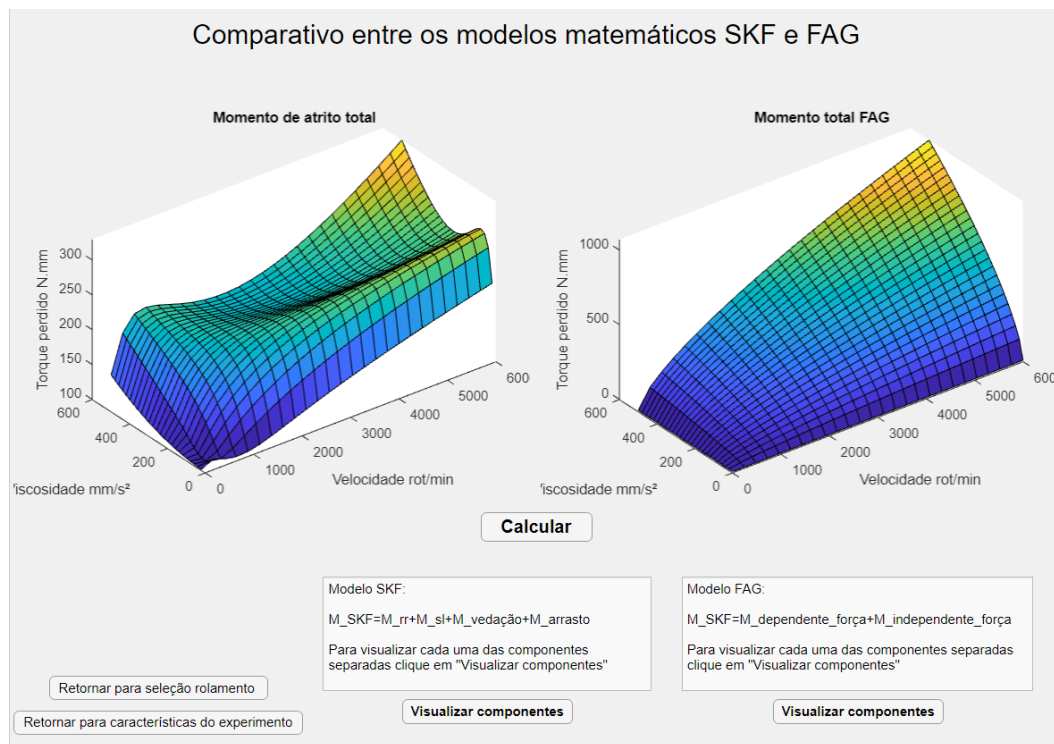
Selecionado a opção de comparação o software retornará os dois modelos juntos mostrando uma comparação entre os dois modelos de análise energética. Assim como

no modelo SKF ou FAG separados, o modelo comparativo (SKF+FAG) apresentará as 4 opções disponíveis, porém com algumas ressalvas:

6.5) Opção 1:

Os modelos são apresentados lado a lado, já que se trata de gráficos tridimensionais e não apresentariam uma boa forma de comparação entre eles.

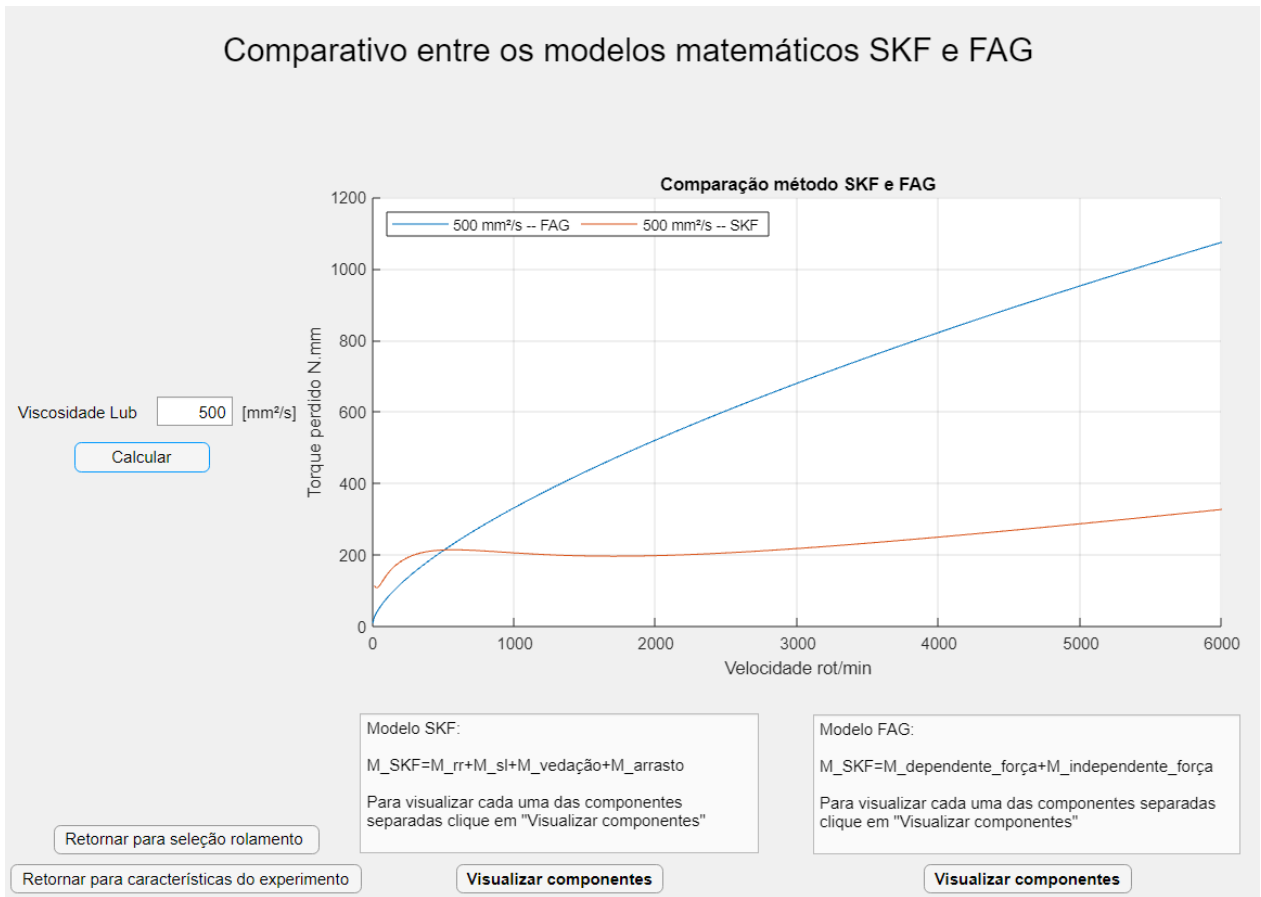
Figura 21 - Comparação do modelo SKF e FAG para a opção 1



6.6) Opção 2 e 3:

Neste caso a sobreposição se torna possível, já que se trata de curvas bidimensionais, a diferença é que a comparação permite apenas a inserção de um parâmetro (viscosidade para opção 2 e rotação para opção 3), diferente dos modelos separados que é possível inserir até 4 variáveis.

Figura 22 - Comparativo entre os métodos Opção 2 e 3



6.7) Opção 4:

Tratando de cálculos pontuais, o comparativo sempre apresentará os resultados numéricos lado a lado.

Figura 23 - Comparativo entre os métodos Opção 4

Dados do experimento

Força Radial sobre o rolamento	<input type="text" value="1000"/>	[N]	Rotação	<input type="text" value="100"/>	[RPM]
Força Axial sobre o rolamento	<input type="text" value="1000"/>	[N]	Viscosidade	<input type="text" value="100"/>	[mm ² /s]

Momento de atrito SKF

Momento total SKF [N/mm]

Componente do atrito referente:

Rolagem	<input type="text" value="39.71"/>	[N/mm]	<input type="button" value="i"/>
Deslizamento	<input type="text" value="63.44"/>	[N/mm]	<input type="button" value="i"/>
Vedação	<input type="text" value="0"/>	[N/mm]	<input type="button" value="i"/>
Arrasto	<input type="text" value="2.064"/>	[N/mm]	<input type="button" value="i"/>

Momento de atrito FAG

Momento total FAG [N/mm]

Componente do atrito referente:

Independente da carga	<input type="text" value="23.76"/>	[N/mm]	<input type="button" value="i"/>
Dependente da carga	<input type="text" value="230.4"/>	[N/mm]	<input type="button" value="i"/>

Para os 4 casos de comparação é possível retroceder para seleção do rolamento ou para condições do experimento com os comandos abaixo:

Figura 24 - Opções de retorno dos comparativos