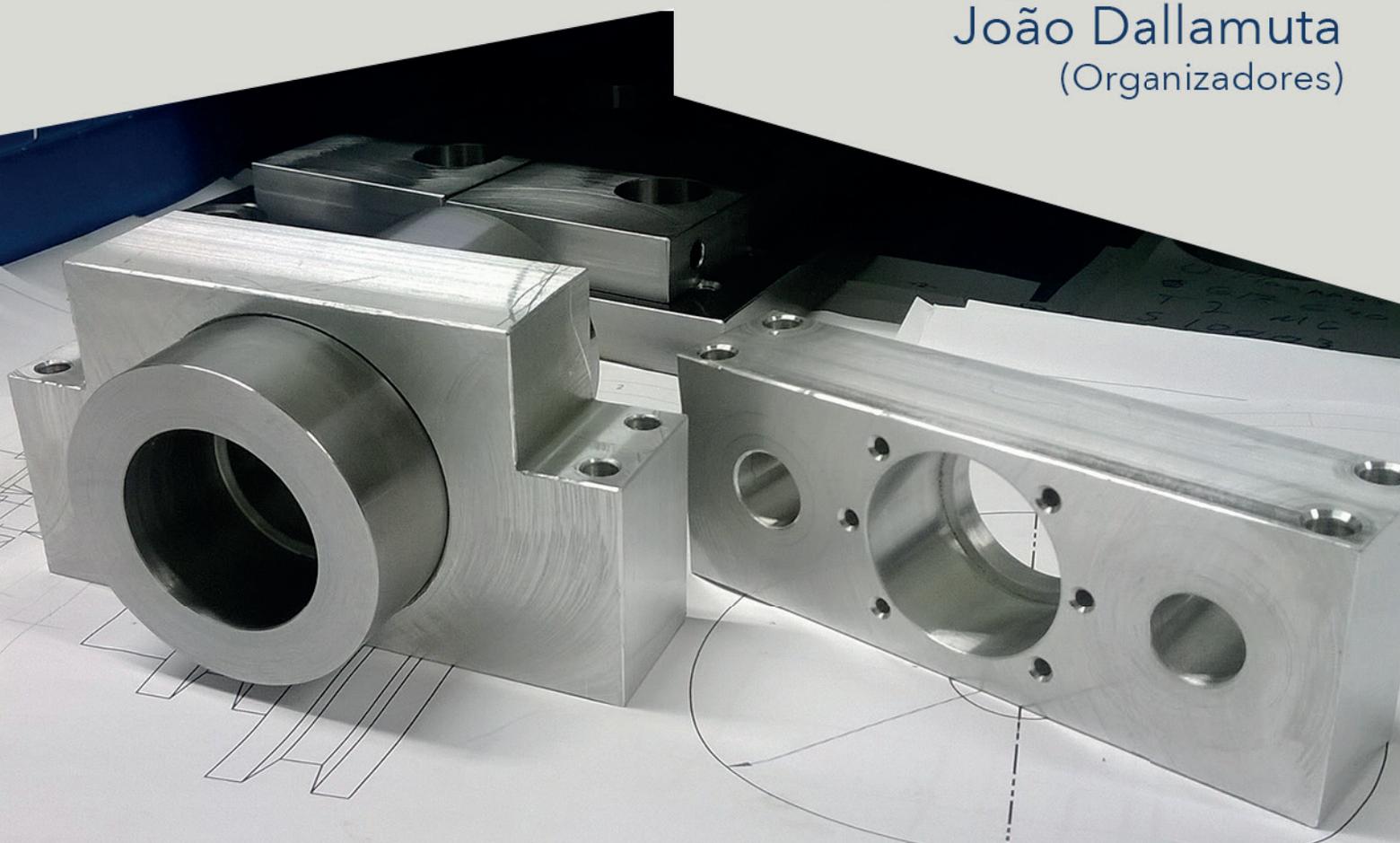


Engenharias Mecânica e Industrial: Gestão e Simulação

Franciele Bonatto
Henrique Ajuz Holzmann
João Dallamuta
(Organizadores)



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:
FIT:
TYPICAL:
SURFACE FINISH:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
FINISH:
FIT:

Atena
Editora

Ano 2018

Franciele Bonatto
Henrique Ajuz Holzmann
João Dallamuta
(Organizadores)

Engenharias Mecânica e Industrial: Gestão e Simulação

Atena Editora
2018

2018 by Atena Editora

Copyright © da Atena Editora

Editora Chefe: Profª Drª Antonella Carvalho de Oliveira

Diagramação e Edição de Arte: Geraldo Alves e Natália Sandrini

Revisão: Os autores

Conselho Editorial

- Prof. Dr. Alan Mario Zuffo – Universidade Federal de Mato Grosso do Sul
Prof. Dr. Álvaro Augusto de Borba Barreto – Universidade Federal de Pelotas
Prof. Dr. Antonio Carlos Frasson – Universidade Tecnológica Federal do Paraná
Prof. Dr. Antonio Isidro-Filho – Universidade de Brasília
Profª Drª Cristina Gaio – Universidade de Lisboa
Prof. Dr. Constantino Ribeiro de Oliveira Junior – Universidade Estadual de Ponta Grossa
Profª Drª Daiane Garabeli Trojan – Universidade Norte do Paraná
Prof. Dr. Darllan Collins da Cunha e Silva – Universidade Estadual Paulista
Profª Drª Deusilene Souza Vieira Dall’Acqua – Universidade Federal de Rondônia
Prof. Dr. Eloi Rufato Junior – Universidade Tecnológica Federal do Paraná
Prof. Dr. Fábio Steiner – Universidade Estadual de Mato Grosso do Sul
Prof. Dr. Gianfábio Pimentel Franco – Universidade Federal de Santa Maria
Prof. Dr. Gilmei Fleck – Universidade Estadual do Oeste do Paraná
Profª Drª Girlene Santos de Souza – Universidade Federal do Recôncavo da Bahia
Profª Drª Ivone Goulart Lopes – Istituto Internazionele delle Figlie de Maria Ausiliatrice
Profª Drª Juliane Sant’Ana Bento – Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Prof. Dr. Julio Candido de Meirelles Junior – Universidade Federal Fluminense
Prof. Dr. Jorge González Aguilera – Universidade Federal de Mato Grosso do Sul
Profª Drª Lina Maria Gonçalves – Universidade Federal do Tocantins
Profª Drª Natiéli Piovesan – Instituto Federal do Rio Grande do Norte
Profª Drª Paola Andressa Scortegagna – Universidade Estadual de Ponta Grossa
Profª Drª Raissa Rachel Salustriano da Silva Matos – Universidade Federal do Maranhão
Prof. Dr. Ronilson Freitas de Souza – Universidade do Estado do Pará
Prof. Dr. Takeshy Tachizawa – Faculdade de Campo Limpo Paulista
Prof. Dr. Urandi João Rodrigues Junior – Universidade Federal do Oeste do Pará
Prof. Dr. Valdemar Antonio Paffaro Junior – Universidade Federal de Alfenas
Profª Drª Vanessa Bordin Viera – Universidade Federal de Campina Grande
Profª Drª Vanessa Lima Gonçalves – Universidade Estadual de Ponta Grossa
Prof. Dr. Willian Douglas Guilherme – Universidade Federal do Tocantins

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP) (eDOC BRASIL, Belo Horizonte/MG)	
E57	Engenharias mecânica e industrial [recurso eletrônico] : gestão e simulação / Organizadores Franciele Bonatto, Henrique Ajuz Holzmann, João Dallamuta. – Ponta Grossa (PR): Atena Editora, 2018. Formato: PDF Requisitos de sistema: Adobe Acrobat Reader Modo de acesso: World Wide Web ISBN 978-85-85107-77-2 DOI 10.22533/at.ed.772180506 1. Automação industrial. 2. Engenharia mecânica. 3. Produtividade industrial. I. Bonatto, Franciele. II. Holzmann, Henrique Ajuz. III. Dallamuta, João. CDD 670.427
Elaborado por Maurício Amormino Júnior – CRB6/2422	

O conteúdo dos artigos e seus dados em sua forma, correção e confiabilidade são de responsabilidade exclusiva dos autores.

2018

Permitido o download da obra e o compartilhamento desde que sejam atribuídos créditos aos autores, mas sem a possibilidade de alterá-la de nenhuma forma ou utilizá-la para fins comerciais.

www.atenaeditora.com.br

APRESENTAÇÃO

A engenharia mecânica provavelmente seja a mais versátil de todas as engenharias. Sua gama de atuação envolve praticamente todas as atividades industriais e inúmeros temas transversais como materiais, métodos, gestão e qualidade. Temas estes que se subdividem em vários outros, o que torna a organização de um livro de engenharia mecânica é uma tarefa desafiadora, porém gratificante. Nesta obra é possível verificar a diversidade de temas envolvendo a engenharia mecânica e industrial com metodologias de simulação e gestão.

A simulação é na sua essência uma ferramenta experimental e refere-se a um modelo de realidade que nos permite avaliar e prever a dinâmica de desdobramento dentro de condições pré definidas.

É uma das bases da atividade de engenharia, sem a qual viabilidades econômicas e sobretudo de segurança em projetos de componentes e sistemas não seriam obtidas. Processos de simulação buscam melhores índices de segurança e retorno para o projeto.

Neste livro são apresentados vários trabalhos, alguns com resultados práticos, sobre simulações em vários campos da engenharia industrial, nas áreas de escoamentos, elementos de máquinas e aproveitamento energético.

Igualmente importante para a segurança, mas sobretudo para o retorno econômico de projetos, são as técnicas de gestão adequadas. São apresentados trabalhos de análise de qualidade de vida, acidentes de trabalho e melhoria contínua do ambiente industrial. Estas abordagens trazem o elemento humano para a discussão e ratificam a importância do profissional de engenharia para a sociedade como um todo.

Boa leitura

Franciele Bonatto
Henrique Ajuz Holzmann
João Dallamuta

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1	1
ANÁLISE DA CARÇAÇA INTERTRAVADA DE UM TUBO FLEXÍVEL PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS	
<i>Virgínia Siqueira Gonçalves</i>	
<i>Elias Rocha Gonçalves Júnior</i>	
<i>Álvaro de Azeredo Araújo de Carvalho</i>	
<i>Juliana Araujo Brasil</i>	
CAPÍTULO 2	15
ESCOAMENTO GÁS-LÍQUIDO NO PADRÃO ANULAR: UMA ANÁLISE DE CORRELAÇÕES PARA O FATOR DE ATRITO INTERFACIAL	
<i>Cidelei Ferreira de Paula Junior</i>	
<i>Luiz Eduardo Melo Lima</i>	
CAPÍTULO 3	28
MODELAGEM NUMÉRICA EM LÂMINA DE MOLA SEMIELÍPTICA	
<i>Marcella Monnique Mello da Silva</i>	
<i>Leonel Leonardo Delgado Morales</i>	
<i>Vinícius Rodrigues Moraes Silva</i>	
<i>Yanique Vidal Costa</i>	
<i>André Nepomuceno Trajano</i>	
CAPÍTULO 4	37
DETECÇÃO DE DEFEITOS EM ROLAMENTOS INDUSTRIAIS ATRAVÉS DE REDES NEURAS ARTIFICIAIS E ANÁLISE DE VIBRAÇÃO	
<i>Luís Henrique Ferreira de Oliveira</i>	
<i>Jorge Nei Brito</i>	
<i>Lucas Costa Brito</i>	
<i>Daniel Junio Soares Rodrigues</i>	
<i>Vinícius Augusto Diniz Silva</i>	
CAPÍTULO 5	49
AVALIAÇÃO E COMPARAÇÃO DOS MÉTODOS DE SOMMERFELD E OCVRK PARA MANCAIS HIDRODINÂMICOS RADIAIS	
<i>Gabriel Alves Costa</i>	
<i>Erickson Fabiano Moura Sousa Silva</i>	
<i>Sillas de Oliveira Cezar</i>	
<i>Victor Hugo Martins de Almeida</i>	
<i>Vaneide Gomes</i>	
CAPÍTULO 6	63
ANÁLISE DA RESISTÊNCIA À FADIGA DE UM TRANSPORTADOR DE LÂMINAS DE CLÍNQUER	
<i>Raphael Calazans Cardoso</i>	
<i>Frederico Castro Souza</i>	
<i>Abraão Santos Silva</i>	
<i>Gustavo Dória Lima</i>	
<i>Sandro Griza</i>	
CAPÍTULO 7	74
TRAÇADO DO DIAGRAMA DE INTERAÇÃO N, M DE PILARES EM CONCRETO ARMADO SOB FLEXÃO NORMAL COMPOSTA	
<i>Ana Carolina De Oliveira Ribeiro</i>	
<i>Caroline Martins Calisto</i>	
<i>Cristiane Caroline Campos Lopes</i>	
<i>Thamires Carvalho Neves</i>	

CAPÍTULO 8	82
ANÁLISE DO POTENCIAL ENERGÉTICO DE ONDA NA PLATAFORMA CONTINENTAL BRASILEIRA	
<i>Ricardo Cardoso Guimarães</i>	
<i>Phelype Haron Oleinik</i>	
<i>Eduardo de Paula Kirinus</i>	
<i>Bruno Vasconcellos Lopes</i>	
<i>William Correa Marques</i>	
CAPÍTULO 9	90
APLICATIVO EM AMBIENTE MATLAB PARA METODOLOGIA EDUCACIONAL NO DIMENSIONAMENTO DE PROJETOS FOTOVOLTAICOS	
<i>Bruno de Alencar Carneiro</i>	
<i>Rubens Soeiro Gonçalves</i>	
<i>Rômulo Diêgo Marinho Siqueira</i>	
<i>Ricardo Medeiros Rodrigues</i>	
<i>Dalmir dos Santos Matos</i>	
CAPÍTULO 10	106
ANÁLISE E DISCUSSÕES SOBRE ACIDENTES DE TRABALHO NAS OPERAÇÕES COM TRATORES AGRÍCOLAS NA REGIÃO DO ALTO SERTÃO SERGIPANO	
<i>Antonio Cardoso Ferreira</i>	
<i>Fábio Santos de Oliveira</i>	
<i>Fabrcio Oliveira da Silva</i>	
<i>Jubirai José Galliza Júnior</i>	
<i>Vagner dos Anjos Costa</i>	
<i>Silvio Leonardo Valença</i>	
<i>Cochiran Pereira dos Santos</i>	
CAPÍTULO 11	118
AS DIFERENTES NUANCES NA QUALIDADE DE VIDA NO TRABALHO (QVT) NA CONSTRUÇÃO CIVIL: ESTUDO COMPARATIVO EM EQUIPES DE MANUTENÇÃO E PROJETOS	
<i>André Luis Martins de Souza</i>	
<i>Renata Alessandra Evangelista</i>	
<i>Alexandre Assis Bueno</i>	
<i>Lucas Oliveira Magalhães</i>	
<i>Pedro de Freitas Silva</i>	
CAPÍTULO 12	132
O USO DA KAIZEN NO SETOR DE MONTAGEM	
<i>Maikon Ricardo Peruchini</i>	
SOBRE OS ORGANIZADORES	145

AVALIAÇÃO E COMPARAÇÃO DOS MÉTODOS DE SOMMERFELD E OCVRK PARA MANCAIS HIDRODINÂMICOS RADIAIS

Gabriel Alves Costa

Faculdade de Engenharia de Bauru –
Universidade Estadual Paulista
Bauru – São Paulo

Erickson Fabiano Moura Sousa Silva

Universidade Estadual de Santa Cruz
Ilhéus – Bahia

Sillas de Oliveira Cezar

Universidade Estadual de Santa Cruz
Ilhéus – Bahia

Victor Hugo Martins de Almeida

Universidade Estadual de Santa Cruz
Ilhéus – Bahia

Vaneide Gomes

Universidade Estadual de Santa Cruz
Ilhéus – Bahia

RESUMO: Este trabalho apresenta um estudo sobre mancais hidrodinâmicos, no qual foram abordados assuntos referentes a elementos de máquinas como lubrificação, teoria de lubrificação, bem como os modelos que podem ser adotados e seus respectivos funcionamentos. Foram apresentadas as resoluções dos problemas pelos métodos de Ocvirk e Sommerfeld, para mancais curtos e longos, respectivamente, através da determinação da relação do mancal de entrada como sendo largura por diâmetro igual a 1, na qual os dois métodos seriam eficientes. Foi

feita a comparação dos resultados de ambos os métodos posteriormente, alterando a largura dos mancais, observando-se a convergência e divergência entre os valores de Sommerfeld e Ocvirk em determinados intervalos.

PALAVRAS-CHAVE: Sommerfeld, Ocvirk, mancal hidrodinâmico.

ABSTRACT: This work presents a study of bushing hydrodynamic, in which were addressed issues related to machine elements as lubrication, lubrication theory and models that can be adopted and their related workings. They were presented the resolutions of the problems by methods Ocvirk and Sommerfeld, for short and long bushings, respectively, by determining the bushing whit ratio width per diameter equal 1, where the two methods are efficient. Was made the comparison of the results of both methods posteriorly, change the width of the bearings, observing the convergence and divergence between Sommerfeld and Ocvirk values at certain intervals.

KEYWORDS: Sommerfeld, Ocvirk, hydrodynamic bearings.

1 | INTRODUÇÃO

De acordo com Norton (2013), um mancal é definido como qualquer par de componentes

mecânicos que realizam movimento relativo entre si, independente da forma de construção apresentada. Em máquinas em geral, os mancais são elementos de suporte de eixos, podem ser encontrados em dois modelos de construção, tendo os mancais de rolamento, constituídos de elementos rolantes que evitam que as peças deslizem entre si, e os mancais de deslizamento, que se baseiam no deslizamento entre a superfície da peça que está sendo apoiada e a do mancal com intermédio de um lubrificante que substitui o atrito seco entre as peças por um atrito viscoso com o fluido, reduzindo o desgaste do material.

A aplicação do lubrificante no mancal de deslizamento deve ser devidamente dimensionada, tendo em vista a quantidade de lubrificante e o tipo de lubrificação desejada. Norton (2013) define três tipos de lubrificação e a relação com a velocidade relativa e o atrito no mancal, como mostrado na figura 1, sendo a lubrificação de contorno, em que o filme de fluido que não é espesso o suficiente para eliminar o atrito seco, apenas o reduzindo e não impedindo a ocorrência de desgaste, de filme misto, em que o mancal vai apresentar regiões com filme completo e regiões de contorno, e de filme completo, em que a espessura de filme do fluido lubrificante é espessa o suficiente para suportar a carga do elemento central e manter a folga de contato entre as partes, o que apresenta um atrito viscoso no elemento.

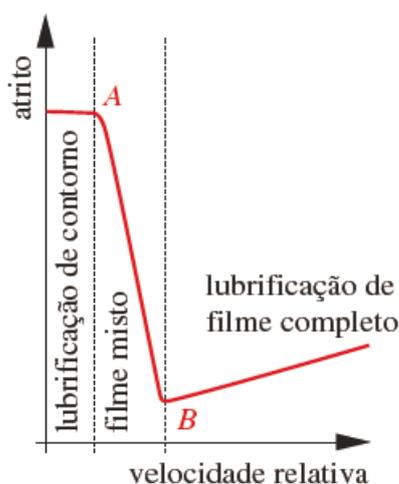


Figura 1 - Mudança do atrito com a velocidade relativa em um mancal de deslizamento

Fonte: Norton (2013)

Incluso na classificação de filme completo, Duarte (2005) descreve dois esquemas de lubrificação, os mancais hidroestáticos, que utilizam de uma pressurização externa para manter a espessura do filme e pressão suficiente para suportar a carga, sendo mais aplicados para mecanismos de alta precisão, e os mancais hidrodinâmicos, com a pressurização do filme para suporte de carga ocorrendo devido ao próprio movimento entre os componentes, sendo este o mais comum. Como foco de estudo, a figura 2 mostra as principais características geométricas de um mancal hidrodinâmico radial, tendo e definindo a excentricidade entre o mancal e o eixo, $O-O'$ como a linha de

centro ou eixo de excentricidade, os diâmetros d para o mancal e D para o eixo, h_{min} como a espessura mínima do filme de óleo, c como a folga radial do conjunto, l como a largura do mancal e F uma carga externa aplicada ao sistema, sendo geralmente referenciada ao peso.

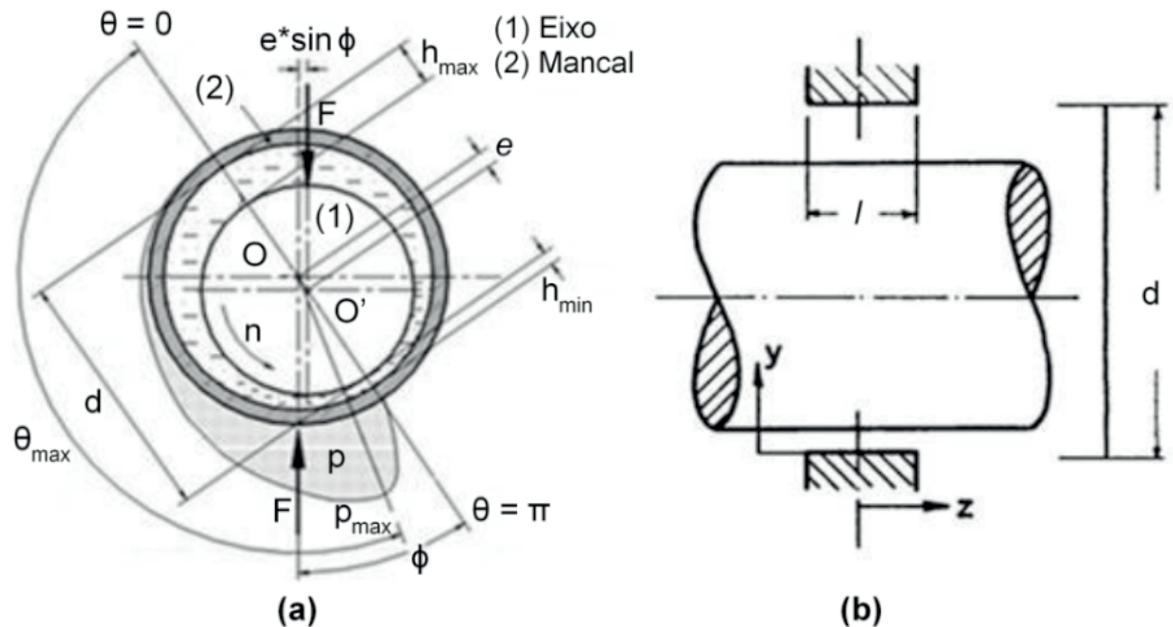


Figura 2 - Características geométricas de mancais radiais (a) frontal e (b) lateral

Fonte: Shigley (2005) adaptado

As relações que regem o comportamento físico de mancais hidrodinâmicos remetem a conceitos de mecânica dos fluidos. No final do século XIV os trabalhos independentes de Nicolai P. Petrov, Beauchamp Tower e Osborn Reynolds explicaram o mecanismo de lubrificação hidrodinâmica, tendo a percepção de que o processo de lubrificação não ocorria devido à interação mecânica entre superfícies sólidas, mas a dinâmica da película de fluido entre eles. (DUARTE, 2005)

Petrov postulou que a propriedade importante do fluido com relação ao atrito não é a densidade, mas sim a viscosidade, e que a natureza do atrito num mancal hidrodinâmico é resultado do atrito viscoso do fluido entre as superfícies. Analisando a figura 3, observa-se que a folga diametral entre o mancal e o eixo é muito pequena em comparação ao diâmetro dos componentes, podendo-se fazer uma aproximação da curvatura à um conjunto de placas planas paralelas para análise do fluido.

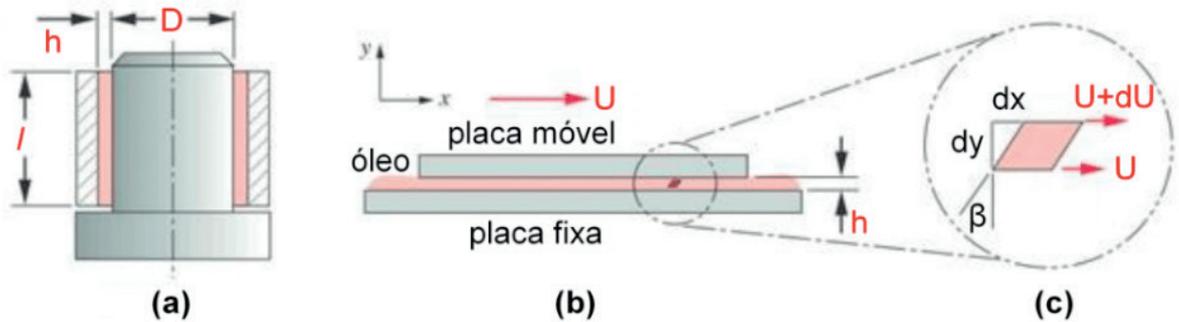


Figura 3 - Um filme de óleo cisalhado entre duas superfícies paralelas (folgas exageradas). (a) Extremidade de eixo concêntrica no mancal; (b) placas paralelas cisalhando um filme de óleo; (c) elemento diferencial em cisalhamento

Fonte: Norton (2013) adaptado

Mantendo a placa inferior estacionária e movendo a placa superior com velocidade U , o fluido entre as placas é cisalhado da mesma maneira que no intervalo concêntrico. Pela aderência do fluido nas placas, tem-se que junto à placa estacionária a velocidade é zero e junto à placa móvel é U . Com a tensão de cisalhamento t_x agindo no elemento diferencial, a força de cisalhamento é dada pela equação 1, onde A será a área da placa.

$$F = A\tau_x = \mu A \frac{u}{h} \quad (1)$$

Para a extremidade de eixo concêntrica ao mancal utiliza-se o valor de espessura de filme $h = c_d/2$, onde c_d é a folga diametral. A velocidade é dada por $U = \pi d n'$, no qual n' é dado em revoluções por segundo, e a área de cisalhamento é $A = \pi d l$. O torque T_0 requerido para cisalhar o filme é então descrito conforme a equação 2, sendo esta a equação de Petroff para o torque sem carga em um filme de fluido. (NORTON, 2013)

$$T_0 = \frac{d}{2} F = \frac{d}{2} \mu A \frac{u}{h} = \frac{d}{2} \mu \pi d l \frac{\pi d n'}{c_d/2}$$

$$T_0 = \frac{\mu \pi^2 d^3 l n'}{c_d} \quad (2)$$

Como observado na figura 4, um eixo com carga em um mancal proporciona um deslocamento entre os centros das partes envolvidas. Com o início do movimento o eixo roda dentro da camisa do mancal, e neste momento, o eixo arrasta um pouco do fluido para o contato entre as superfícies, gerando assim o filme de lubrificante entre elas, produzindo o fenômeno chamado efeito cunha.



Figura 4 - Efeito cunha em um mancal radial. (a) Eixo em repouso; (b) início do movimento e (c) movimento desenvolvido

Fonte: Norton (2013) adaptado

Como visto na figura 5, com a excentricidade a aproximação do mancal em placas não se apresenta de forma paralela, apresentando uma angulação entre elas. Nessa configuração, o fluido presente entre as placas é pressionado enquanto as placas se aproximam, e é essa pressão gerada é o que suporta a carga do mancal.

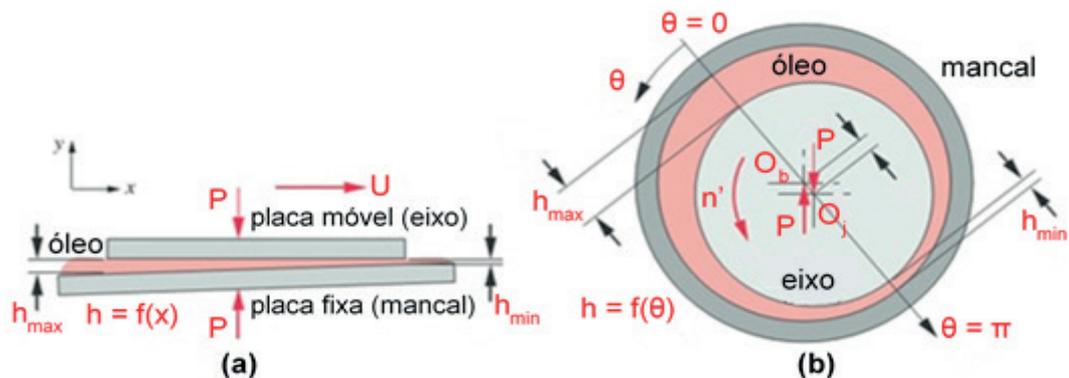


Figura 5 - Filme de óleo entre superfícies não paralelas. (a) Placas não paralelas cisalhando um filme de óleo; (b) um eixo excêntrico é equivalente a placas não paralelas

Fonte: Norton (2013) adaptado

Supondo que o fluido lubrificante seja newtoniano, incompressível e de viscosidade constante para determinada temperatura, é selecionado um elemento infinitesimal no filme e definidas as forças que atuam nos lados desse elemento. A partir do conjunto de equações resultantes do equilíbrio de forças, Reynolds obteve uma equação diferencial que descreve e soluciona o problema, chegando na equação 3.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} * \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} * \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (3)$$

Com base nessa equação, vários estudos foram feitos em busca de soluções para a devida caracterização do problema, tendo em destaque a solução de Sommerfeld e a de Ocvirk.

Como explicitado por Shigley (2005), a solução obtida por Sommerfeld é aplicável à mancais longos, ou seja, com comprimento suficiente para se ignorar a perda lateral de lubrificante. Com isso, o termo diferencial na direção z da equação 3 é desprezado, e obtém-se a expressão matemática mostrada na equação 4, onde ϕ representa uma relação funcional, r é o raio do mancal, c é a folga radial, f é o coeficiente de atrito, μ é a viscosidade do fluido, N é a velocidade e P é a carga por unidade de área.

$$\frac{r}{c} f = \phi \left[\left(\frac{r}{c} \right)^2 * \frac{\mu N}{P} \right] \quad (4)$$

Com o modelo de Sommerfeld, A. A. Raimondi e Jonh Boyd desenvolveram uma técnica computacional de se resolver a equação, tendo como resultado diversos gráficos e tabelas de informações numéricas sobre parâmetros do mancal em função dos parâmetros de projeto pré-definidos, expressos em relação ao número de Sommerfeld, apresentado na equação 5.

$$S = \left(\frac{r}{c} \right)^2 * \frac{\mu N}{P} \quad (5)$$

Os gráficos de Raimondi e Boyd foram definidos para quatro configurações da razão comprimento por diâmetro do eixo, sendo elas $l/d = 1/4$; $l/d = 1/2$; $l/d = 1$ e $l/d = \infty$. Para razões diferentes destas, utiliza-se de uma equação de interpolação entre os valores padrões. Com os gráficos, podemos obter parâmetros como espessura mínima de filme, coeficiente de atrito e pressão máxima no filme para o projeto e aplicação de mancais.

Como explicitado por Norton (2013), a solução obtida por Ocvirk é direcionada a mancais curtos, não desprezando o termo de fluxo lateral, e obtendo como resultado a equação 6. A posição $\theta = 0$ é definida para a espessura máxima de filme ($h = h_{max}$).

$$p = \frac{U * \mu}{r * c_r^2} * \left(\frac{l^2}{4} - z^2 \right) * \frac{3 * \varepsilon * \sin \theta}{1 + \varepsilon * \cos \theta^3} \quad (6)$$

Com as resoluções para obtenção da força necessária produzida no filme de lubrificante para suprir a carga do eixo, tem-se a obtenção de um fator chamado de número de Ocvirk, equação 7, relacionado ao fator adimensional K_o representado na

equação 8.

$$O_N = \left[\left(\frac{P_{med}}{\mu * N} \right) * \left(\frac{d}{l} \right)^2 * \left(\frac{c_d}{d} \right)^2 \right] = 4\pi * K_\varepsilon \quad (7)$$

$$K_\varepsilon = \frac{\varepsilon \left[\pi^2 1 - \varepsilon^3 + 16\varepsilon^3 \right]^{0,5}}{4 1 - \varepsilon^2} \quad (8)$$

Para ambas as soluções, o número característico do mancal é definido pelas variáveis pré-determinadas do projeto, de acordo com o dimensionamento do mancal, com as informações sobre a carga aplicada e velocidade, e com a viscosidade do lubrificante na temperatura de trabalho do mesmo. Com essas informações, as características de formação do filme são obtidas pela utilização dos métodos apresentados, e com isso é feito o dimensionamento do sistema.

Dentre os trabalhos acerca da área, Melo (2010) apresenta um estudo de uma solução numérica para a equação de Reynolds que rege os mancais hidrodinâmicos utilizando o método das diferenças finitas, com o objetivo de realizar a modelagem e simular a atuação de um mancal hidrodinâmico radial. Greco (2015) apresenta em seu trabalho um estudo dos efeitos térmicos e elásticos devidos à pressão de sustentação apresentada no filme lubrificante de mancais de deslizamento, utilizando de uma solução modificada da solução de Ocvirk para mancais curtos com uma análise numérica pelo método das diferenças finitas. Ferreira, et. al. (2008) utilizaram do método de análise computacional por volumes finitos para avaliar a curva de pressão no filme de óleo em um mancal utilizando como base o método do algoritmo de Thomas (TDMA) para solução da equação de Reynolds.

O objetivo desse trabalho é o desenvolvimento de um programa computacional para a comparação entre os métodos de Sommerfeld, indicado para mancais longos que apresentam a relação $l/d > 1$, e de Ocvirk, indicado para mancais curtos, de relação $l/d < 1$.

2 | METODOLOGIA

Com os conceitos apresentados, foi desenvolvida uma rotina computacional de modo realizar algumas situações de valores de entrada para uma relação $l/d = 1$, com o objetivo de os dois métodos possuírem valores semelhantes. Posteriormente foi feita a variação da largura do mancal (l), mantendo o diâmetro do eixo (d) constante, para que fossem mostradas as divergências entre os valores obtidos em ambos os métodos. Para o programa foi utilizado o óleo lubrificante SAE 20, que é um óleo monoviscozo de verão, para trabalho em altas temperaturas, com viscosidade dinâmica de 125 cP

(0,125 kg/m*s).

A função de Sommerfeld utiliza os valores iniciais F (força), c (folga radial), N (rotações por minuto), l (largura do mancal), r (raio do eixo) além das características do óleo selecionado. Nessa função, foram usadas algumas matrizes baseadas nos gráficos de Raimondi e Boyd. Usou-se a matriz para o cálculo admissional de atrito, espessura mínima, fluxo total de óleo, pressão máxima, relação entre o fluxo lateral e fluxo total, posição limitante da película e posição da pressão máxima na película.

Não sendo possível conseguir uma curva capaz de ajustar todos os valores dos gráficos, a função de Sommerfeld fica dependente de interpolações de dados. O método de interpolação de Lagrange é dado pelas equações de 9 a 12, onde S é o número de Sommerfeld não contido na tabela, y_n e x_n coordenadas inferiores ao S de entrada, y_m e x_m coordenadas superiores ao S de entrada e y_{n-1} e x_{n-1} coordenadas inferiores menos uma posição ao S de entrada.

$$y_{\text{resp}} = y_{n-1}l_1 + y_n l_2 + y_m l_3 \quad (9)$$

$$l_1 = \frac{S - x_n}{x_{n-1} - x_n} \frac{S - x_m}{x_{n-1} - x_m} \quad (10)$$

$$l_2 = \frac{S - x_{n-1}}{x_n - x_{n-1}} \frac{S - x_m}{x_n - x_m} \quad (11)$$

$$l_3 = \frac{S - x_n}{x_n - x_{n-1}} \frac{S - x_{n-1}}{x_m - x_n} \quad (12)$$

Como teste do método, pode-se observar na Tabela 1, a confiabilidade da interpolação presente na rotina, tendo em vista que a maior diferença entre os resultados tabelados e experimentais é de apenas 1,23%, tornando-a bem satisfatória.

Número de Sommerfeld	Resultado da Interpolação	Resposta Real	Erro (%)
1,00	3,41	3,38	0,88
2,50	3,29	3,25	1,22
5,00	3,24	3,20	1,23
7,50	3,21	3,19	0,62
9,00	3,20	3,18	0,62

Tabela 1 - Valores da interpolação.

Fonte: Autor

Para uma análise gráfica, a figura 6 apresenta o fluxo adimensional gerado pelo programa e o gráfico retirado do Shigley.

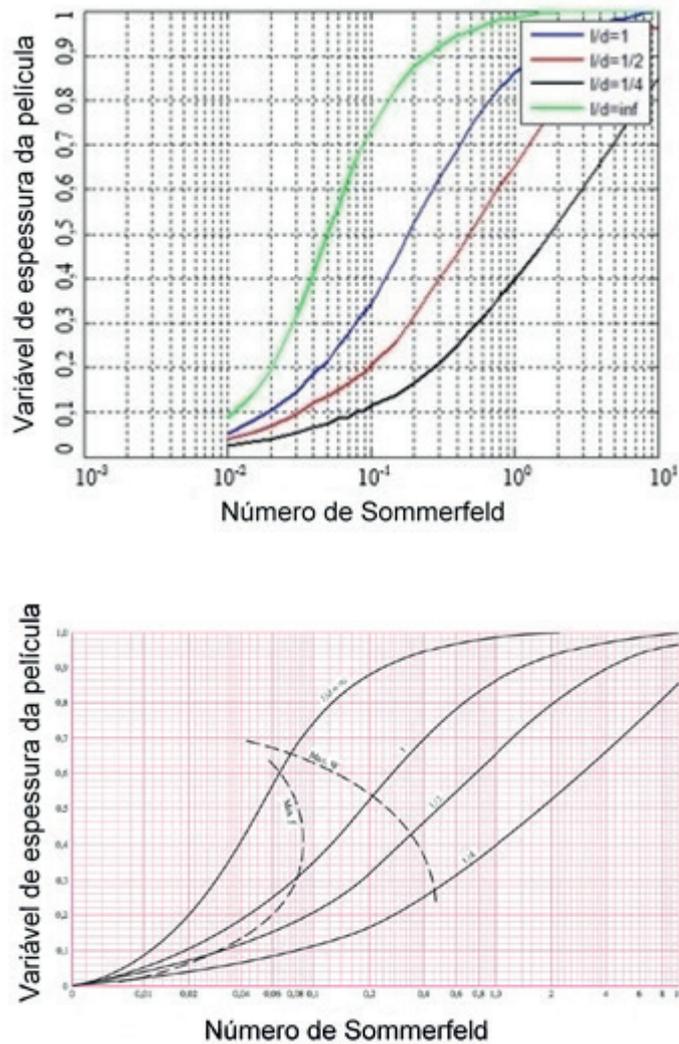


Figura 6 - Representação dos pontos e gráfico para comparação com $l/d = 1$

Fonte: Autor e Shigley (2005)

A partir dos valores de entrada apresentado em Sommerfeld, serão determinados os mesmos valores para o cálculo de mancais curtos na função de Ocvirk, tendo nesse caso os valores obtidos a partir das fórmulas apresentadas e não a partir de matrizes e interpolação.

3 | RESULTADOS E DISCUSSÃO

Para obtenção de resultados foi simulado um mancal de munhão com dimensões de 40 mm de diâmetro, 40 mm de largura e folga radial variando de 0.0125 até 0.63, e parâmetros físicos de rotação de 1200 RPM, temperatura de entrada de 40° C e força de 2500 N. Essa primeira situação foi colocada para mostrar uma relação $l/d = 1$ e o comportamento dos valores para a variação da folga radial.

Para a segunda situação manteve-se uma folga radial de 0.038 mm e foi feita uma variação da largura de 20 até 120 mm, esse programa demonstrará a divergência entre os valores apresentados em Sommerfeld e Ocvirk.

Foram suprimidos alguns valores de saída da rotina por conta do excesso de informação para uma mesma explicação. No caso da espessura temos o envolvimento da relação de excentricidade ϵ , fator através do qual pode-se calcular os números de Sommerfeld e Ocvirk, ou no caso da potência perdida por atrito, tem-se envolvimento do torque gerado pelo atrito e do próprio coeficiente de atrito, que está ligado ao aquecimento do óleo.

Os resultados obtidos estão apresentados nas figuras 7 a 13. Os quatro primeiros gráficos mostram os valores de calor gerado, temperatura de saída, espessura mínima do filme de óleo e vazão total de óleo.

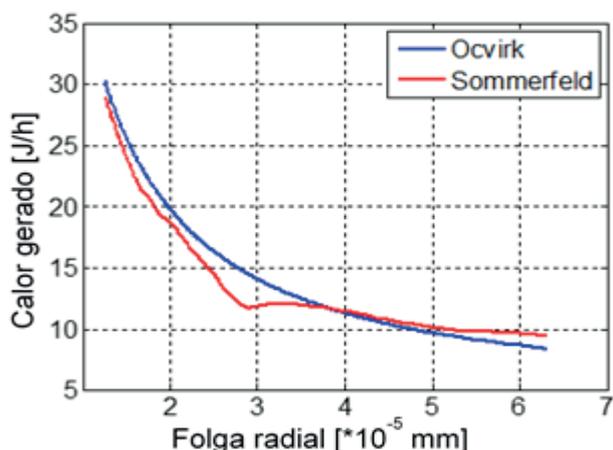


Figura 7 - Curvas para os métodos de Sommerfeld e Ocvirk para o calor gerado
Fonte: Autor

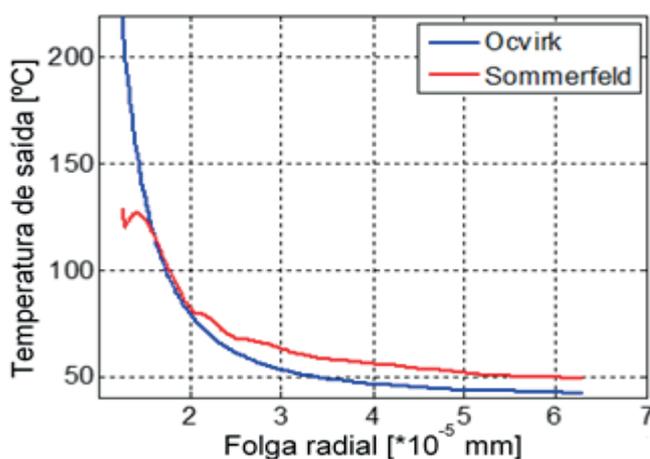


Figura 8 - Curvas para os métodos de Sommerfeld e Ocvirk para a temperatura de saída
Fonte: Autor

Observa-se na figura 7 que os valores do calor gerado em ambos os métodos estão bem próximos, sendo levemente superiores para mancais curtos para folgas menores e inferiores para folgas maiores. Como esperado, a figura 8 mostra que a

temperatura de saída para mancais curtos e longos também são relativamente próximas, exceto para folgas radiais menores que $1,8 \cdot 10^{-5}$ mm, nos quais a temperatura de saída do mancal curto é praticamente o dobro do mancal longo, ocorrência que pode ser explicada pela ação acentuada do atrito para essa folga.

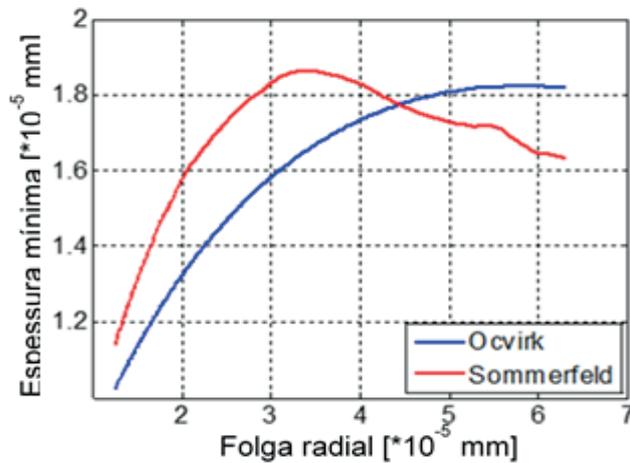


Figura 9 - Curvas para os métodos de Sommerfeld e Ocvirk para a espessura mínima

Fonte: Autor

Na figura 9 observa-se o parâmetro de espessura mínima para o filme de óleo. Tem-se para ambos os modelos o crescimento com a folga radial até aproximadamente $3 \cdot 10^{-5}$ mm, com uma taxa de crescimento cada vez menor para o método de Ocvirk e um decréscimo bem característico para o método de Sommerfeld.

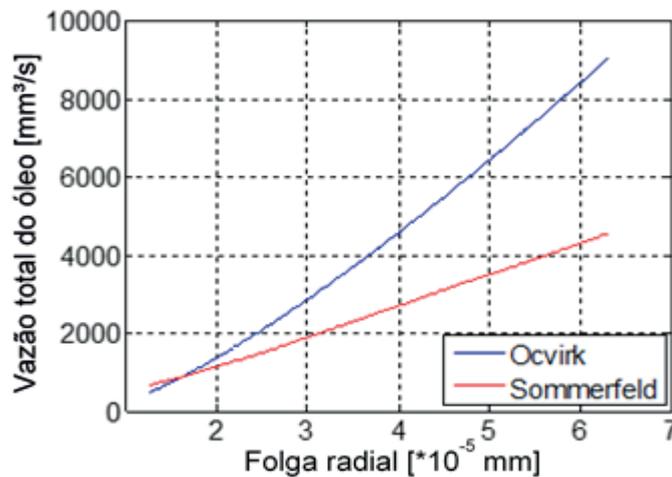


Figura 10 - Curvas para os métodos de Sommerfeld e Ocvirk para a vazão total

Fonte: Autor

Na figura 10, a aparente divergência gráfica entre os métodos se deve ao fluxo total estar em mm^3 , dando a impressão que há uma grande diferença entre os gráficos. No entanto a diferença é bem pequena entre ambos levando em consideração a sua magnitude.

Nas figuras 11 a 13 são demonstradas as variações da largura do mancal, fazendo com que a relação l/d varie de $l/d = 0,5$ à $l/d = 3$, apresentando exemplos para espessura mínima e potência de atrito, com o valor de d considerado de 40 mm. Percebe-se que o aumento dessa relação faz com que haja uma divergência nos valores, até uma relação de $l/d = 2$, os valores estão bem próximos, mas com o aumento dessa relação temos uma divergência de valores. Apesar da divergência após a razão $l/d = 2$, os modelos se mostram semelhantes até uma razão de aproximadamente 2,8.

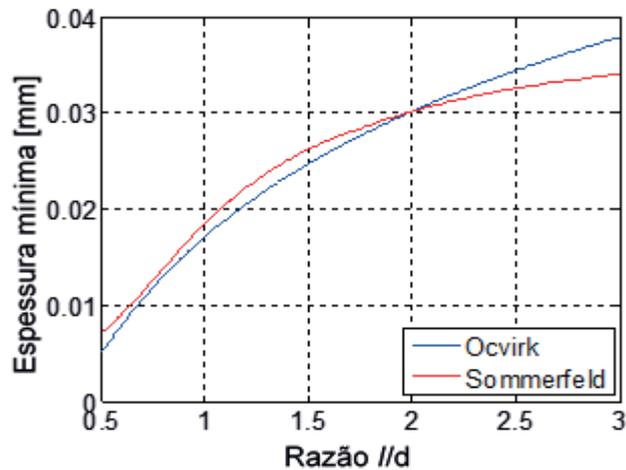


Figura 11 - Curvas para a espessura mínima variando a largura do mancal

Fonte: Autor

Na figura 11, pode-se observar que a espessura mínima para os métodos apresentados cresce conforme a relação l/d aumenta, sendo que a diferença de espessura dos métodos é muito próxima convergindo da relação 0,5 para 2, onde se interceptam, voltando a divergir após esse ponto.

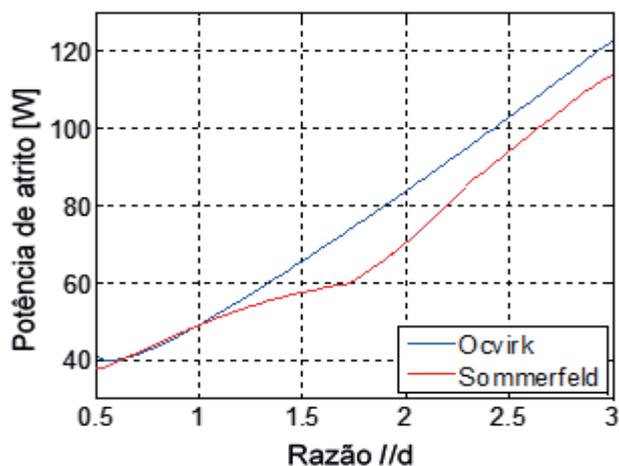


Figura 12 - Curvas para potência de atrito variando a largura do mancal

Fonte: Autor

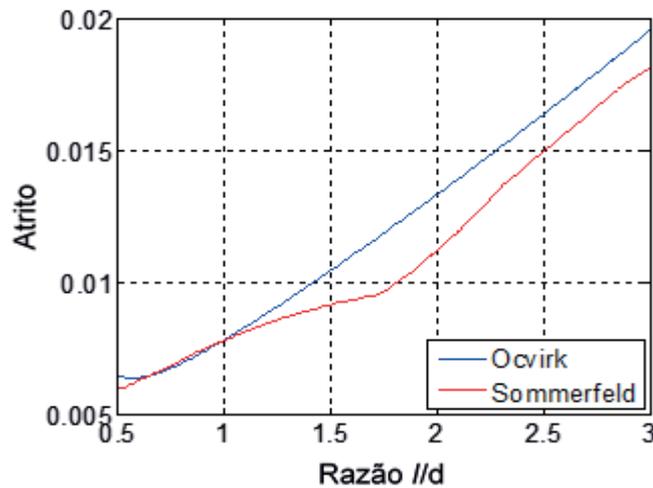


Figura 13 - Curvas para o atrito variando a largura do mancal

Fonte: Autor

Como já citado anteriormente, a solução obtida para os mancais curtos leva em consideração a perda lateral de lubrificante, o que acarretaria em um possível aumento de atrito se comparado à solução para mancais longos. Esse efeito pode ser observado nas figuras 12 e 13 e certamente foi crucial para o resultado obtido das figuras 7 e 8.

4 | CONSIDERAÇÕES FINAIS

Os modelos de mancais curtos e longos utilizados nestas hipóteses foram possíveis graças a uma revisão bibliográfica sobre os métodos de Ocvirk e Sommerfeld, buscando a melhor forma de sua implementação. Para a solução de Sommerfeld, foram utilizadas matrizes e a interpolação de Lagrange, de modo que as curvas pudessem fornecer resultados mais próximos dos valores empíricos dos gráficos de Boyd e Raimondi.

Observou-se através da rotina que os métodos de Ocvirk e Sommerfeld, para mancais curtos e longos, respectivamente, apesar de possuírem soluções distintas, analítica e experimental, possuem resultados relativamente parecidos quanto mais próximos forem da razão $l/d = 1$.

Os resultados gráficos para Sommerfeld apresentam erros relacionados ao programa, sejam eles devidos à extração dos pontos das matrizes utilizadas ou as aproximações da interpolação. Ainda assim o programa se mostrou bastante confiável, já que o resultado das interpolações e dos valores obtidos através da rotina, de forma analítica, se mostram bastantes fieis aos resultados experimentais apresentados por Raimondi e Boyd, como pôde se observar na figura 6.

Pôde-se observar uma diferença gráfica relacionada aos dois métodos presentes nas figuras 7 a 13, podendo ser justificadas pela consideração de Ocvirk da existência

de vazão lateral do lubrificante. Como os mancais longos tem aplicações específicas, correndo o risco de pequenas deflexões do eixo ou deslizamentos reduzirem a folga radial a zero, os mancais curtos são os mais utilizados nos maquinários, bem como o método de Ocvirk correspondente a eles.

REFERÊNCIAS

DUARTE JÚNIOR, D. **Tribologia, Lubrificação e Mancais de Deslizamento**. 1ª ed. São Paulo: Ciência Moderna, 2005. p. 1-21.

FERREIRA, R. B.; CAVALCA, K. L.; TRINDADE, W. **Análise Numérica da Distribuição de Pressão no Filme de Óleo Utilizando o Método dos Volumes Finitos**. In: V CONGRES-SO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA, 2008, Salvador.

GRECO, L. C. **Análise da Abrangência de Modelo Modificado para Mancais Curtos com Deformação**. 2015. 134 f. Dissertação (Mestrado em ciências) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo. 2015.

MELO, F. X. **Modelagem e Simulação de Mancais Hidrodinâmicos Radiais**. 2010. 131 f. Trabalho de Final de Curso - Centro de Ciências Exatas e Tecnológicas, Universidade Federal de São Carlos, São Carlos. 2010.

NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas: uma Abordagem Integrada**. 4ª ed. Porto Alegre: Editora Bookman, 2013. p. 543-597.

SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. L.; BUDYNAS, R. G. **Projeto de Engenharia Mecânica**. 7ª ed. [s.i]: Editora Bookman, 2005. p. 578-626.

SOBRE OS ORGANIZADORES

Franciele Bonatto Professora assistente da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR). Graduação e mestrado em engenharia de produção pela UTFPR e doutorado em andamento em Engenharia de Produção pela mesma universidade. Trabalha com os temas: gestão da qualidade, planejamento e controle da produção e cadeia de suprimentos.

Henrique Ajuz Holzmann Professor da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR). Graduação em Tecnologia em Fabricação Mecânica e Engenharia Mecânica pela Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Mestre em Engenharia de Produção pela Universidade Tecnológica Federal do Paraná Doutorando em Engenharia e Ciência do Materiais pela Universidade Estadual de Ponta Grossa. Trabalha com os temas: Revestimentos resistentes a corrosão, Soldagem e Caracterização de revestimentos soldados.

João Dallamuta Professor assistente da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR). Engenheiro de Telecomunicações pela UFPR. Especialista em Inteligência de Mercado pela FAE Business School. Mestre em Engenharia pela UEL. Trabalha com os temas: Inteligência de Mercado, Sistemas Eletrônicos e Gestão Institucional.

Agência Brasileira do ISBN
ISBN 978-85-85107-77-2

