



UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

THIAGO BONIFÁCIO DO RÊGO

ESTUDO DO COMPORTAMENTO TÉRMICO E HIDRODINÂMICO DA
LUBRIFICAÇÃO DE MANCAIS ESCORA ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO
COMPUTACIONAL

RECIFE

2017

THIAGO BONIFÁCIO DO RÊGO

ESTUDO DO COMPORTAMENTO TÉRMICO E HIDRODINÂMICO DA
LUBRIFICAÇÃO DE MANCAIS ESCORA ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO
COMPUTACIONAL

Trabalho apresentado ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco como requisito parcial para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Processos e sistemas térmicos

Orientador: Prof. Dr. José Carlos Charamba Dutra
Coorientador: Prof. Dr. José Ângelo Peixoto da Costa

RECIFE

2017

Catálogo na fonte
Bibliotecária Valdicéa Alves, CRB-4 / 1260

R343e Rêgo, Thiago Bonifácio do.

Estudo do comportamento térmico e hidrodinâmico da lubrificação de mancais escora através de simulação computacional / Thiago Bonifácio do Rêgo. – 2017.

82folhas, Il.; Tab. e Simb.

Orientador: José Carlos Charamba Dutra

Coorientador: José Ângelo Peixoto da Costa

Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG. Programa de Pós graduação em Engenharia Mecânica, 2017.

Inclui Referências e Apêndices.

1. Engenharia Mecânica. 2. Lubrificação hidrodinâmica. 3. Mancais escora. 4. Filme fluido. I. Dutra, José Carlos Charamba. (Orientador). II. Costa, José Ângelo Peixoto da. (Coorientador). III. Título.

UFPE

621 CDD (22. ed.)

BCTG/2018-35

02 de março de 2017.

“ESTUDO DO COMPORTAMENTO TÉRMICO E HIDRODINÂMICO DA
LUBRIFICAÇÃO DE MANCAIS ESCORA ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO
COMPUTACIONAL”

THIAGO BONIFÁCIO DO RÊGO

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO
TÍTULO DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: PROCESSOS E SISTEMAS TÉRMICOS

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO
PROGRAMA DE PÓS GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA/CTG/EEP/UFPE

Prof. Dr. JOSÉ CARLOS CHARAMBA DUTRA
ORIENTADOR/PRESIDENTE

Prof. Dr. JOSÉ ÂNGELO PEIXOTO DA COSTA
COORIENTADOR

Prof. Dr. CEZAR HENRIQUE GONZALEZ
COORDENADOR DO PROGRAMA

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. JOSÉ CARLOS CHARAMBA DUTRA (UFPE)

Prof. Dr. JORGE RECARTE HENRIQUEZ GUERRERO (UFPE)

Prof. Dr. MARCUS COSTA DE ARAÚJO (UFPE)

Prof. Dr. LAURIVAN DA SILVA DINIZ (IFPB)

AGRADECIMENTOS

A Deus, pela iluminação, força e presença a cada instante da minha existência.

Ao professor e orientador, José Carlos Charamba Dutra, pelos ensinamentos transmitidos, a oportunidade confiada e a ajuda nos momentos mais difíceis para elaboração deste trabalho.

Ao professor e coorientador, José Ângelo, pela presteza, disponibilidade e grande ajuda no desenvolvimento do trabalho.

Ao professor e amigo Carlos Antonio Cabral dos Santos que sempre estimulou ao estudo e a pesquisa e cujos conselhos me fez iniciar esta empreitada.

A todos os professores da Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, que com seus ensinamentos contribuíram para a realização deste trabalho.

Aos funcionários e colegas da Pós-Graduação em Engenharia Mecânica que desde o início das atividades mostraram companheirismo e dedicação.

A Companhia Hidro-Elétrica do São Francisco – Chesf, que disponibilizou tempo, informações técnicas e recursos. Além da viabilização do uso da ferramenta computacional utilizada confecção do modelo numérico, o ANSYS-CFX, adquirido através de convênio de P&D (Chesf-UFPe) pelo projeto de pesquisa: “Caracterização térmica de equipamentos elétricos de alta tensão pelo método de análise inversa” (Contrato CTNI-91.2012.0540-00, ANEEL 0048-054/2010).

Aos colegas e amigos da Chesf que ajudaram desde a concepção do tema, desenvolvimento, levantamento de dados, análise e críticas que ajudaram bastante na elaboração do trabalho.

Aos meus pais, Sóstenes e Odeci, que com constante demonstração de amor e carinho, persistiram para que a realização deste trabalho fosse possível.

A minha esposa Márcia, pela compreensão, amor, carinho e dedicação que incentivaram em cada momento na realização deste trabalho.

Aos meus filhos, João Vitor e Pedro Henrique que com alegria, brincadeiras e carinho deixaram o trabalho mais leve e gratificante.

Aos meus irmãos, Thiênia e Thibério, e cunhados Ana Flávia e Marcos que com companheirismo e carinho contribuíram neste trabalho.

A todos aqueles que contribuíram direta ou indiretamente para a realização e conclusão deste trabalho e acreditaram na minha capacidade de vencer mais essa etapa da vida.

RESUMO

Os mancais escora são importantes equipamentos utilizados nas mais diversas aplicações. Destaca-se a sua utilização em hidrogeradores por suportar cargas axiais relevantes. Todavia, o acontecimento de falhas nesses equipamentos podem trazer diversos prejuízos nas empresas de geração elétrica e para o sistema energético nacional com a indisponibilização de energia. Neste trabalho, estuda-se o fenômeno que rege o funcionamento do mancal escora, a lubrificação hidrodinâmica utilizando o ANSYS CFX. Os efeitos hidrodinâmicos da lubrificação são obtidos pela modelagem de uma cunha de óleo com alturas de entrada e saída formam um fino filme de óleo capazes de suportar altas cargas axiais. As condições de operacionais do mancal de escora são obtidas através das variação da temperaturas do óleo e pela variação das alturas de entrada e saída da cunha de óleo. Desse modo, verifica-se o comportamento hidrodinâmico e térmico do filme fluido nessas diversas configurações de trabalho. Verificou-se o comportamento hidrodinâmico é predominantemente laminar. Também realiza-se acoplamento do filme fluido com outros componentes do mancal, tais como, a sapata do mancal escora, a cavidade e a interação com os sistemas de resfriamento. Sendo verificados a influência dos acoplamento sobre nos parâmetros térmicos e hidrodinâmicos. As condições operacionais obtidas na unidade geradoras da usina de Paulo Afonso IV são reproduzidas no modelo em três dimensões. Assim, propõe-se a simulação da temperatura da sapata do mancal de escora na condição de falha e verificado, em função do tempo, a atuação do sistema de proteção do equipamento.

Palavras-chave: Lubrificação hidrodinâmica. Mancal escora. Filme fluido.

ABSTRACT

Thrust bearings are important equipment used in the most diverse applications. It is important to use them in hydrogenerators because they support relevant axial loads. However, the occurrence of failures in these equipments can bring several losses in the companies of electric generation and for the national energy system with the unavailability of energy. In this work, we study the phenomenon that governs the running of the anchor, the hydrodynamic lubrication using the ANSYS CFX. The hydrodynamic effects of lubrication are obtained by modeling an oil wedge with inlet and outlet heights that form a thin oil film capable of withstanding high axial loads. The operating conditions of the heel bearings are obtained by varying the oil temperatures and by varying the inlet and outlet heights of the oil wedge. In this way, the hydrodynamic and thermal behavior of the fluid film in these various working configurations is verified. It was verified that the hydrodynamic behavior is predominantly laminar. Fluid film coupling is also performed with other bearing components, such as the bearing shoe, the cavity, and interaction with the cooling systems. The influence of the coupling on the thermal and hydrodynamic parameters was verified. The operational conditions obtained at the unit generating the Paulo Afonso IV plant are reproduced in the three-dimensional model. Thus, it is proposed to simulate the temperature of the heel bearing shoe in the failure condition and to verify, as a function of time, the performance of the equipment protection system.

Keywords: Hidrodinamic lubrication. Thrust bearing. Fluid film.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Diagrama esquemático da unidade geradora	14
Figura 2 – Típico mancal guia	17
Figura 3 – Foto do mancal escora durante a montagem da unidade geradora 01G3 da UXG (CHESF)	18
Figura 4 – Relação esquemática da relação de velocidade	30
Figura 5 – Variação do coeficiente de atrito com $\mu N/p$	36
Figura 6 – Diagrama esquemático de um mancal escora em hidrogeradores	38
Figura 7 – Esboço para modelagem computacional de um mancal escora para hidrogeradores	41
Figura 8 – Esquema do filme fluido formado pela lubrificação hidrodinâmica	44
Figura 9 – Comportamento da pressão ao longo de uma placa plana para um problema de lubrificação hidrodinâmica	47
Figura 10 – Diagrama da cavidade do mancal em duas dimensões	48
Figura 11 – Acoplamento dos domínios em duas dimensões	48
Figura 12 – Diagrama esquemático do problema em três dimensões	49
Figura 13 – Sapata de mancal escora após uma ocorrência (CHESF)	51
Figura 14 – Comparação da pressão adimensionalizada para solução analítica e numérica	53
Figura 15 – Força exercida pelo filme fluido sobre o mancal sem considerar a dissipação viscosa.	54
Figura 16 – Força exercida pelo filme fluido sobre o mancal considerando os efeitos da dissipação viscosa.	54
Figura 17 – Variação da pressão ao longo do comprimento do mancal para várias configurações de relação de altura de entrada e saída do mancal para a temperatura de entrada de 50 °C	55
Figura 18 – Perfil de velocidade adimensionalizada do filme fluido para vários pontos ao longo do escoamento	56
Figura 19 – Número de Eckbert variando a relação de alturas e a temperatura de entrada do fluido.	57
Figura 20 – Perfil de temperatura ao longo do comprimento do mancal para várias relações de altura entre a entrada e a saída do mancal	58
Figura 21 – Calor gerado pelo filme fluido devido aos efeitos da dissipação viscosa	58
Figura 22 – Coeficiente de atrito do filme fluido sem a dissipação viscosa	59
Figura 23 – Coeficiente de atrito do filme fluido com dissipação viscosa	59
Figura 24 – Fator de atrito do filme fluido sem a dissipação viscosa.	60
Figura 25 – Fator de atrito exercido pelo filme fluido considerando os efeitos da dissipação viscosa	61

Figura 26 – Comparativo das temperaturas do filme fluido para as situações de- sacoplados e acoplado à sapata de escora	62
Figura 27 – Comparativo da pressão exercida pelo filme fluido em escoamento de- sacoplados e acoplado à sapata de escora	62
Figura 28 – Distribuição da temperatura do mancal escora	63
Figura 29 – Velocidade do escoamento da cavidade do mancal em regime permanente	65
Figura 30 – Temperatura da sapata do mancal escora quando acoplado à cavidade .	65
Figura 31 – Pressão exercida pelo filme fluido sobre o rotor	66
Figura 32 – Temperatura ao longo da superfície da sapata do mancal escora	67
Figura 33 – Simulação da resposta transiente do sensor de temperatura quando afetado por diferentes regiões de atrito	68
Figura 34 – Tabelas das visões e seus relacionamentos no banco de dados	76
Figura 35 – Esquema de paradas das unidades geradoras	78
Figura 36 – Captura de tela do <i>ANSYS Workbench</i>	80
Figura 37 – Captura de tela do <i>ANSYS CFX Pre</i>	81
Figura 38 – Captura de tela do <i>ANSYS CFX Solver Manager</i>	82
Figura 39 – Captura de tela do <i>ANSYS CFD-Post</i>	82

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Indicadores de desempenho de equipamentos de unidade de geradora .	16
Tabela 2 – Temperatura máxima, mínima e no ponto de monitoramento da sapata do mancal escora, pressão exercida pelo filme fluido, o calor gerado pelo filme fluido e transferência de calor à sapata variando os coeficientes de convecção nas paredes laterais da sapata	63

LISTA DE SÍMBOLOS

x, y, z	Direções cartesianas do sistema de coordenadas
h_0	Altura de entrada do filme fluido
h_L	Altura de saída do filme fluido
L	Comprimento do mancal
Ec	Número de Eckbert
C_f	Coefficiente de atrito
f_e	Fator de atrito
U	Velocidade do colar de escora
p	Pressão
u	Velocidade na direção x
v	Velocidade na direção y
w	Velocidade na direção z
R_A	Relação de alturas do filme fluido – h_L/h_0
p_∞	Pressão atmosférica
T	Temperatura
μ	Viscosidade dinâmica do fluido
Φ	Dissipação viscosa

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	13
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO E MOTIVAÇÃO.....	13
1.2	MANCAIS DE DESLIZAMENTO E DE ROLAMENTO.....	17
1.3	OBJETIVOS GERAIS E ESPECÍFICOS.....	19
1.4	ESTRUTURA DO TRABALHO.....	19
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	21
2.1	MANUTENÇÃO, ENSAIOS E MONITORAMENTO.....	21
2.2	CAVIDADES.....	22
2.3	ESCOAMENTO EM MANCAIS.....	23
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	26
3.1	LUBRIFICAÇÃO.....	26
3.2	ATRITO.....	27
3.3	ÓLEOS LUBRIFICANTES.....	28
3.3.1	Características e propriedades.....	29
3.3.1.1	Viscosidade.....	29
3.3.1.2	Propriedades térmicas.....	30
3.3.1.3	Ponto de fluidez.....	30
3.3.1.4	Cor e odor.....	31
3.3.1.5	Acidez e alcalinidade.....	31
3.3.1.6	Demulsibilidade.....	31
3.3.1.7	Ponto de anilina.....	33
3.3.1.8	Saponificação.....	32
3.3.2	Aditivos.....	32
3.4	MATERIAIS E REVESTIMENTOS.....	33
3.5	LUBRIFICAÇÃO HIDRODINÂMICA.....	35
3.6	ESTABILIDADE DA LUBRIFICAÇÃO.....	36
4	FORMULAÇÃO DO PROBLEMA.....	38
4.1	EQUAÇÕES GOVERNANTES.....	39
4.2	METODOLOGIA DE RESOLUÇÃO.....	43
4.2.1	Formulação do filme fluido – Duas dimensões.....	43
4.2.2	Número de Eckbert.....	44
4.2.3	Coefficiente de Atrito, Fator de Atrito e Calor Gerado.....	45

4.2.4	Obtenção da solução analítica.....	45
4.2.5	Formulação da cavidade – Em duas dimensões.....	46
4.2.6	Acoplamento mancal, filme fluido e sapata.....	47
4.2.7	Acoplamento do mancal com filme fluido em três dimensões.....	48
4.2.8	Condição de falha no mancal de escora.....	50
5	RESULTADOS OBTIDOS.....	52
5.1	SOLUÇÃO DO MODELO EM DUAS DIMENSÕES.....	52
5.1.1	Perfil de velocidade.....	56
5.1.2	Número de Eckbert e os Efeitos do aquecimento.....	56
5.1.3	Coefficiente de atrito e fator de atrito.....	57
5.2	ACOPLAMENTO DO FILME FLUIDO – SAPATA DO MANCAL.....	60
5.3	SOLUÇÃO DO MODELO EM TRÊS DIMENSÕES.....	65
5.4	SIMULAÇÃO DE FALHA EM MANCAIS DE ESCORA.....	67
6	CONSIDERAÇÕES FINAIS E CONCLUSÕES.....	69
	REFERÊNCIAS.....	71
	APÊNDICE A – DESENVOLVIMENTO DO ALGORITMO DE CÁLCULO DA DISPONIBILIDADE DE UNIDADES GERADORAS.....	76
	APÊNDICE B – VISÃO GERAL DO ANSYS CFX.....	79

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO E MOTIVAÇÃO

A energia é um dos fatores primordiais da infraestrutura e alicerce para o desenvolvimento econômico e social de uma nação ao fornecer condições de apoio às ações humanas, tais como, entretenimento, transporte, produção entre outros. Assim, o aprimoramento tecnológico busca atender melhores e maiores níveis de acesso a qualidade e eficiência na produção e na aplicação dos insumos energéticos. Deste modo, vêm se procurando desenvolver novas formas viáveis de fontes energéticas a exemplo de geotérmicas, maré-motriz, células de hidrogênio, fusão nuclear, entre outras. Da mesma forma, busca-se, também, maior racionalidade e otimização no uso de fontes energéticas a exemplo do Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica (PROCEL) por comprometer de diversas formas aspectos ambientais, tais como, emissão de gases do efeito estufa e poluição atmosférica.

O Brasil, neste aspecto, possui uma posição privilegiada em relação aos recursos naturais para produção de energia. Com geografia diversificada, utiliza os potenciais hidroelétricos para produção de energia elétrica próximos dos centros consumidores e a expansões em regiões mais remotas como a Amazônia que aumenta as perdas com a transmissão. Ainda possui grandes potenciais eólicos e solares que aos poucos passam a compor a matriz energética brasileira com uma maior diversidade de meios renováveis.

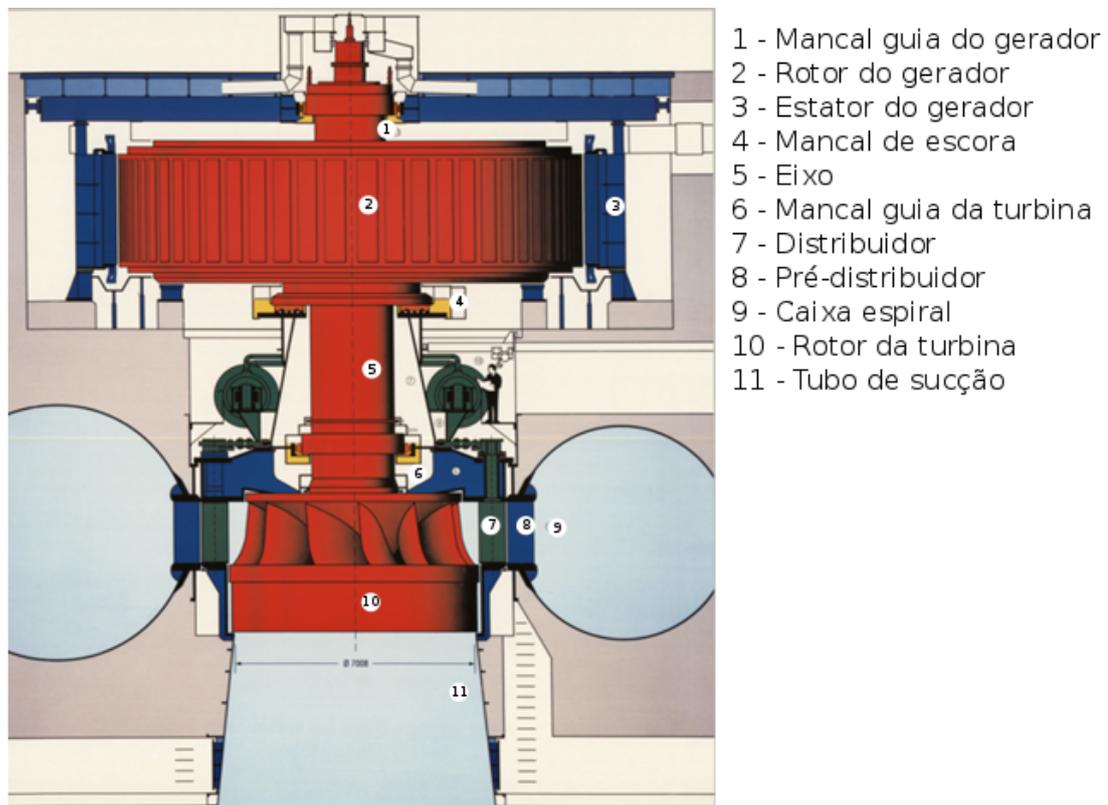
Das diversas formas de energia, a energia elétrica é onde obtêm-se menores perdas com conversão e transporte. Devido a isto, é uma das formas de energia mais utilizadas no dia-dia da população. Cerca de 17,2% das fontes primárias de energia no Brasil são para a produção de energia elétrica, sendo utilizados nos diversos setores industriais, comerciais e residenciais (EPE, 2015).

A produção de energia elétrica, em 2014, foi de 624,3 TWh com uma potência instalada de 142,18 TW (ANEEL, 2016). Destaca-se que as fontes renováveis de energia representam 74,6% da oferta interna com participação predominantemente hidráulica correspondente à 65,2% de toda a energia produzida em 2014 (Ibid.) que deve prevalecer nos próximos anos mesmo com aumento significativo de outras fontes como a eólica que aumentou cerca de 85% em apenas um ano.

Um empreendimento hidroelétrico consiste em um complexo conjunto de equipamentos e estruturas civis com a finalidade de aproveitar o potencial de um rio para produção de energia elétrica. A conversão da energia hídrica em energia elétrica é realizada, a partir de um potencial hidráulico, por uma turbina hidráulica acoplada a um gerador, este conjunto de equipamentos associados com seus equipamentos auxiliares é denominado, operacionalmente, de unidade geradora. Devido a sua importância para a sociedade moderna, a produção, transmissão e distribuição é bastante fiscalizada e regulada por diversas entidades, tais como a Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL), o Operador

Nacional do Sistema (ONS) e a Câmara de Comercialização de Energia Elétrica (CCEE). A Figura 1 exibe um diagrama esquemático de uma unidade geradora destacando seus principais equipamentos.

Figura 1 – Diagrama esquemático da unidade geradora



Fonte:(VOITH, 2016)

Com a finalidade de otimizar os recursos para a produção energética, o despacho das unidades geradoras é realizado centralizadamente pelo ONS. Dessa forma, existem mecanismos regulatórios para a remuneração dos empreendimentos que independem da produção de energia elétrica. Um deles é denominado Garantia Física que é a quantidade de energia máxima que pode ser utilizada para a comercialização de energia. Essa garantia é calculada, basicamente, pela energia média que o empreendimento pode gerar ao longo de um determinado período considerando a hidraulicidade, rendimentos e disponibilidade das unidades geradoras.

Para a hidraulicidade são realizados estudos a partir da série histórica de vazão dos rios, considerando diversos fatores como pluviometria, evaporação de reservatório entre outros. O rendimento, geralmente, verificado em ensaios de modelos reduzidos analisa o quanto o conjunto turbina-gerador aproveita o potencial hidráulico (relação altura e vazão) para a produção de energia elétrica. E a disponibilidade é o fator que considera a quantidade de tempo, em um determinado período, que a unidade geradora está apta para

a produção, sendo descontados os tempos referentes a manutenções preventivas, corretivas ou outros desligamentos.

A disponibilidade é o único fator que depende diretamente do resultado das ações desenvolvidas pela organização. Já que o rendimento depende diretamente da fase de projeto e a hidraulicidade de fatores naturais. Para a unidade geradora, a disponibilidade é a composição do desempenho dos diversos equipamentos que a constitui. Assim, ao se determinar qual equipamento gera maior impacto no desempenho, deve-se buscar medidas para atenuar ou eliminar a causa das falhas desses equipamentos.

Desta forma, para determinar o impacto dos diversos equipamentos no desempenho das unidades geradoras, utilizam-se os indicadores estabelecidos pelo procedimento de rede 25.8 (ONS, 2010). Os indicadores selecionados para o cálculo foram o tempo médio entre falhas ($MTBF$) e o tempo médio de reparo ($MTTR$). A partir desses indicadores é possível obter o impacto deles na unidade geradora e o cálculo direto da disponibilidade não poderia ter o resultado de forma estruturada por equipamentos.

A taxa de falha de unidades geradoras é um indicador que informa a incidência de falhas por horas de operação da unidade. É um indicador de confiabilidade, já que indica quantas falhas terá um determinado equipamento para um período de funcionamento. O inverso da taxa de falha é denominado de Tempo Médio entre Falhas, mais conhecido por sua sigla em inglês, $MTBF$ (*Mean Time Between Failures*). No caso estudado, foi adaptado da unidade geradora para os seus equipamentos. A obtenção do $MTBF$ é determinada pela expressão (1.1)

$$MTBF_i = \frac{\sum HS_i}{\sum NF_i} \quad (1.1)$$

onde, NF_i é o número de falhas do equipamentos i e HS_i representa o tempo de serviço dos equipamentos i medidos em horas.

Para o tempo médio de reparo, na sigla em inglês $MTTR$, utiliza-se a equação (1.2). O tempo médio de reparo define o tempo necessário para restabelecer o equipamento à Operação após uma falha. Esse é um importante indicador para medir a capacidade da equipe de manutenção ou da dificuldade de uma grave falha ao equipamento. A fórmula que determina o tempo médio de reparo é:

$$MTTR_i = \frac{\sum HDF_i}{\sum NF_i} \quad (1.2)$$

em que HDF_i é a quantidade de horas indisponíveis e NF_i é quantidade de falhas associado ao equipamento.

Considerando que um equipamento esteja apenas os estados *em funcionamento* ou *em manutenção* para um determinado período, sua disponibilidade será determinada por uma correlação entre o tempo médio de falhas e o tempo médio de reparo; em consequência a indisponibilidade será o seu complemento. A equação (1.3) representa a correlação entre

a disponibilidade e os tempos médio de reparo e o tempo médio entre falhas. Desta forma, quando aplicado a cada componente da unidade geradora, verifica-se a sua influência na indisponibilidade para a operação como um todo.

$$Disp_i = \frac{MTBF_i}{MTBF_i + MTTR_i} \quad (1.3)$$

A Companhia Hidro Elétrica do São Francisco (CHESF) possui em seus sistemas de gestão o registro dos desligamentos das unidades geradoras, associados a estes, existe o motivo do desligamento, sendo uma falha, conveniência operacional ou um desligamento automático. No caso de falhas, ainda registra-se o equipamento que causou o desligamento além de outras informações. Para o presente trabalho, foram disponibilizados registros de 2010 até meados de 2016. Para obter os parâmetros para os equipamentos de interesse, foi desenvolvido um código computacional em Python utilizando o pacote análise de dados Pandas (MCKINNEY, 2010). O algoritmo realiza a leitura do banco de dados e posteriormente elabora manipulações algébricas para obtenção dos parâmetros de desempenho. Os dados obtidos são apresentados na Tabela 1 (mais detalhes sobre a obtenção da tabela pode ser visto no Apêndice A).

Tabela 1 – Indicadores de desempenho de equipamentos de unidade de geradora

<i>Equipamento</i>	<i>MTBF [h]</i>	<i>MTTR [h]</i>	<i>Disp. [%]</i>	<i>Indisp. [%]</i>
Mancal	24.541,68	2041,16	92,32	7,68
Gerador	21.292,91	654,88	97,01	2,99
Outros	47.030,05	118,14	99,75	0,25
Sist. Corrente Alternada	28.740,59	73,77	99,74	0,24
Gerador auxiliar	14.373,39	24,29	99,83	0,17
Regulação de tensão	8.404,70	17,04	99,8	0,20
MCPSR	16.622,62	13,5	99,92	0,08
Sistema de regulação de velocidade	19.340,86	12,24	99,94	0,06
Tomada d'água	26.658,85	9,79	99,96	0,04
Sistema de partida	36.225,32	6,47	99,98	0,02
Turbina	20.101,71	4,56	99,98	0,02
Cubículos da unidade	19.483,68	2,07	99,99	0,01
Sistema Corrente Contínua	39.294,27	1,28	99,99	0,01
Disjuntor do Gerador	46.533,27	0,95	99,99	0,01

Fonte – (CHESF, 2015)

Nota – Dados trabalhados pelo autor

Na Tabela 1 verifica-se que o equipamento com a maior taxa de falha é o regulador de tensão, pois espera-se uma falha a cada 8.404,73 horas de operação em média, entretanto o restabelecimento deste equipamento da-se, em média, em 17,04 horas contribuindo com apenas 0,2% de indisponibilidade. O equipamento com maior tempo de reparo, o mancal, necessita, em média, 2.041,16 horas para restabelecer o equipamento à Operação tendo um tempo médio para falhar de 24.541,65 horas resultando uma indisponibilidade

de 7,68%. Este é o maior valor de indisponibilidade por equipamento sendo maior que o dobro do gerador que é o segundo em indisponibilidade. Desse modo, verifica-se que o mancal é o equipamento com maior potencial para comprometer o resultado de uma organização de produção de energia, pois nota-se que o tempo necessário para restabelecê-lo é bastante considerável.

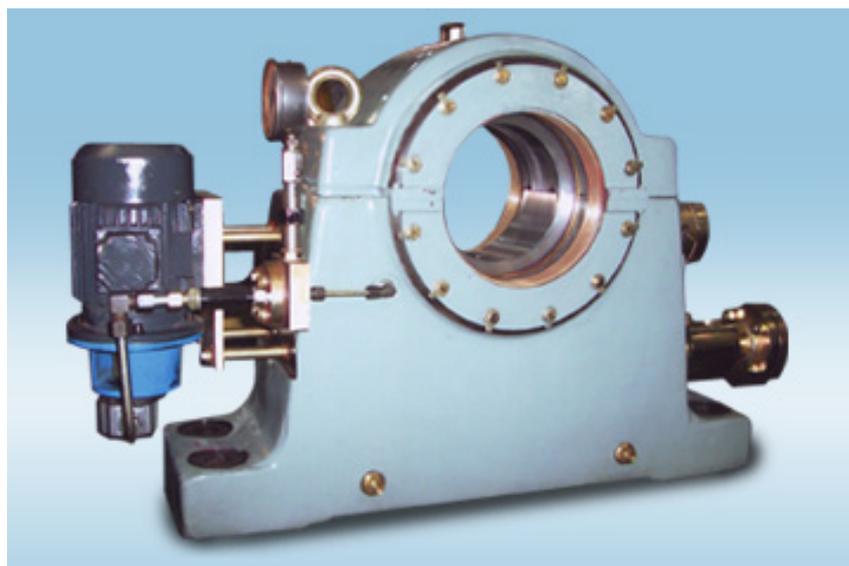
1.2 MANCAIS DE DESLIZAMENTO E DE ROLAMENTO

Um mancal é um elemento de máquina que suporta um outro componente, permitindo o movimento relativo entre si. Existem duas classificações amplas, os mancais de rolamento e os de deslizamento. Para os fins deste trabalho, focaremos nos mancais de deslizamento.

Para os mancais de deslizamento, um elemento importante é a formação do filme de óleo. Esta formação depende da geometria, do movimento relativo e das propriedades do óleo lubrificante. Quando o filme de óleo possui pressão suficiente para separar completamente o contato entre as partes chama-se de filme fluido. No caso dessa película ser delgada, chama-se de filme limítrofe e pode ocasionalmente ocorrer contato entre as partes do mancal.

A classificação dos mancais de deslizamento se dá, de forma geral, em função do tipo de carga que o mesmo recebe. Divide-se em de empuxo ou de escora quando a carga é axial; ou em mancais planos ou guia para cargas radiais. Existe também a combinação dos dois. Na Figura 2, visualiza-se um típico mancal guia.

Figura 2 – Típico mancal guia

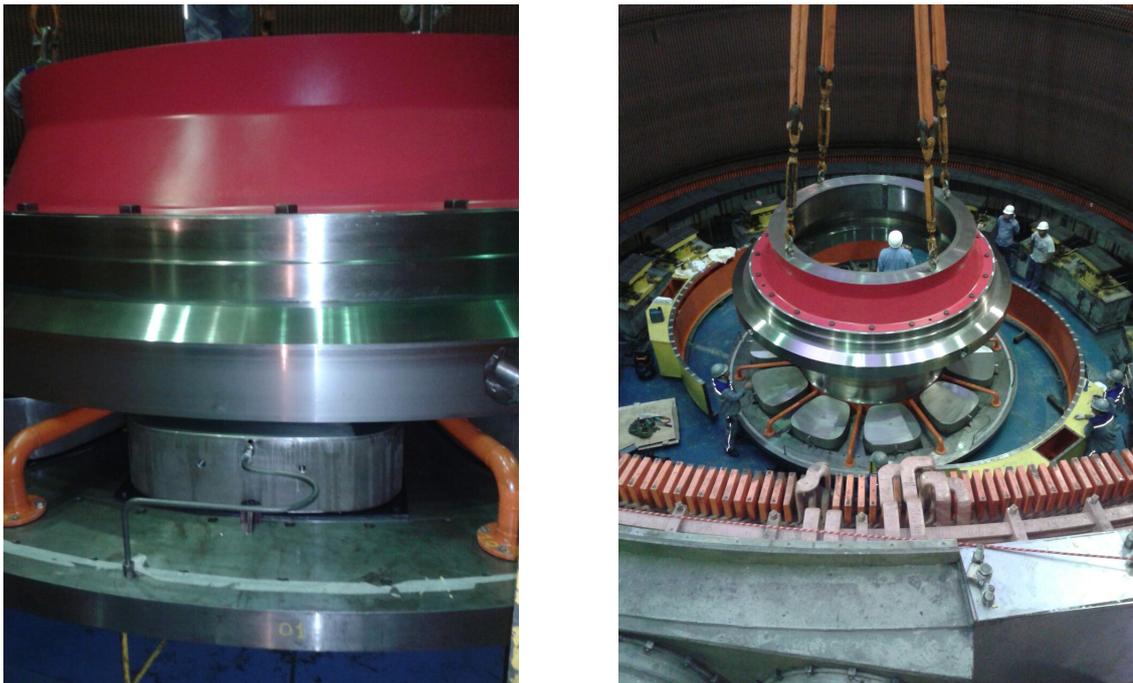


Fonte: Mallik Electromechanical Industries¹

O mancal escora, também conhecido como mancal de empuxo ou de encosto, é um equipamento (ou componente) cujo objetivo é suportar esforços axiais. Funciona, basicamente, pelo princípio da lubrificação, ou seja, quando há movimento relativo entre duas superfícies e existe variação da seção do fluido, surge uma pressão resultante que com pequenas variações é capaz de suportar todo esforço axial. No caso de usinas hidroelétricas, estes equipamentos suportam todo o peso do gerador e turbina, além do empuxo hidráulico.

Esses equipamentos costumam ser instalados associados com diversos outros equipamentos, formando um complexo sistema. A principal função desses equipamentos é realizar o levantamento inicial, a circulação, resfriamento e limpeza do óleo lubrificante sendo os equipamentos utilizados para isso bombas, trocadores de calor, filtros etc. A Figura 3 mostra um mancal escora desmontado exibindo as sapatas individuais, além do colar de escora exibindo a região de formação do filme fluido.

Figura 3 – Foto do mancal escora durante a montagem da unidade geradora 01G3 da UXG (CHESF)



Fonte: (CHESF, 2014)

Contudo, a função de suporte da carga axial é exercida por uma série de “sapatas” que são ancoradas por um conjunto de molas ou por um pivô que à medida em que existe a formação do filme fluido, a pressão exercida inclina a sapata formando uma cunha de óleo. Para o projeto de sapatas de mancais de escora, é estipulado um valor mínimo do filme fluido levando em consideração a rugosidade da superfície da sapata do mancal, pois

¹ Disponível em: <<http://mei-babbittbearings.com/products/product-range.html>>. Acessado em: 30/10/2016.

a espessura do filme de óleo deve ser superior a rugosidade média das duas superfícies de trabalho. Geralmente utiliza-se uma variação de 60 a 100 μm .

O mancal é um equipamento complexo com vários componentes e insumos, mas que basicamente funciona a partir dos princípios de lubrificação que é a formação de uma película de óleo durante o movimento do eixo da unidade geradora. Inclusive, as falhas de duração mais longas deram-se devido à perda da formação dessa película. De tal forma, que pode-se simplificar como um escoamento entre placas e em cavidades. Sendo importante conhecer os fenômenos hidrodinâmico e térmicos do mancal para o diagnóstico de problemas e propor modificações.

1.3 OBJETIVOS GERAIS E ESPECÍFICOS

O objetivo geral do trabalho é verificar os fenômenos térmicos e hidrodinâmicos que regem a lubrificação do mancal com a obtenção de parâmetros operacionais que possam ser comprovados em valores obtidos pelos sistemas de monitoramento e verificar o seu comportamento térmico em condições normais de operação, tais como, partida, paradas, operação em regime e caso haja alguma má formação no filme de óleo possa comprovar qual o comportamento do monitoramento da temperatura para que evite-se desgaste excessivo de seus componentes e assim consiga-se um menor tempo de reparo para as ocorrências.

Sendo os objetivos específicos:

- Reproduzir o perfil de pressão do mancal escora para diversas condições de trabalho.
- Calcular o fluxo de calor gerado sobre o mancal devido ao trabalho viscoso.
- Determinar o aquecimento do óleo a partir da vazão de óleo e do trabalho viscoso.
- Calcular o coeficiente de convecção sobre o mancal.
- Determinar o perfil de aquecimento do mancal escora no ponto de monitoramento.
- Determinar a resposta da temperatura no ponto de monitoramento quando houver falha no mancal (atrito metal-metal)

1.4 ESTRUTURA DO TRABALHO

O presente trabalho está estruturado da seguinte forma:

1. A presente introdução, com a motivação do trabalho, a contextualização do problema e seus objetivos.
2. Revisão bibliográfica – busca trazer vários artigos científicos que respaldam o presente trabalho na fundamentação do problema.

3. Fundamentação teórica onde descreve-se o histórico da lubrificação, as características dos lubrificantes, materiais de fabricação, manutenções, ensaios, entre outros.
4. Formulação do problema – elabora os fenômenos físicos que regem o mecanismo de lubrificação, explicitando as equações que regem o fenômeno e suas condições de contorno.
5. Resultados Obtidos – apresenta os resultados obtidos através da simulação numérica e o compara com outros resultados de outros trabalhos ou de valores obtidos em campo.
6. Conclusões – apresenta as contribuições e as considerações do presente trabalho para o tema da lubrificação como também as aplicações no monitoramento e manutenções do equipamento.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 MANUTENÇÃO, ENSAIOS E MONITORAMENTO

A obtenção de alto desempenho de equipamentos e minimização dos custos vêm sendo o objeto de desejo das mais diversas organizações. Uma das formas de conseguir esses resultados é definir estratégias de manutenção em que busque-se a alta disponibilidade dos equipamentos.

A definição de estratégias de manutenção para os mancais é de vital importância para o resultado operacional de empreendimentos de produção de energia elétrica. Pois o seu reparo demanda considerável tempo de mão-de-obra e indisponibilidade da unidade geradora.

De acordo com Schneider *et al.* (2006), podemos dividir as estratégias de manutenção em manutenção corretiva (MC), manutenção preventiva (MP), manutenção baseada em condição (MBC) e manutenção centrada em confiabilidade (MCC). Deve ser levado em consideração, na decisão de escolha da estratégia, o custo da manutenção e a disponibilidade do equipamento.

Destaca-se nas estratégias de manutenção a MCC, pois verifica-se qual a melhor maneira de abordar a manutenção de um equipamento baseado na função que exerce e em seus modos de falha. Faz-se o uso das demais estratégias que seja oportuno de acordo com os requisitos de desempenho e custo. Adequando assim a melhor estratégia para cada componente que previna o modo de falha da função que exerce como um todo.

Dos modos de falha do mancal, destaca-se a interrupção do filme de óleo causando o desgaste excessivo das sapatas. Esse tipo de falha é o que pode causar as maiores indisponibilidades em unidades geradoras. As causas para esse modo de falha podem ser a perda das propriedades lubrificantes do óleo, carregamento específico elevado e vibração/desalinhamento.

Para cada um desses modos de falha elabora-se um plano de manutenção e inspeção que mitigue os riscos da falha. Geralmente, utilizam-se técnicas de inspeção e monitoramento para verificar a condição do equipamento e antecipar a falha. Quando não é possível o monitoramento ou a inspeção, é considerada a manutenção baseada em tempo.

Iliev (1999) realizou uma análise de falha de um mancal de uma unidade geradora. Em sua análise, recomendou a realização do monitoramento regular do óleo, verificação de alinhamento e vedação.

Glavatskih *et al.* (2001) desenvolveram um sistema de monitoramento capaz de medir a espessura do filme de óleo através da adição de sensores posição no interior da sapata e temperatura por intermédio de termopares. O projeto e a calibração são descritos no trabalho.

Escaler *et al.* (2006) realizaram um estudo experimental para a detecção de cavi-

tação em mancais de escora. A análise é baseada em emissão acústica, vibração estrutural e medição da pressão para diferentes tipos de turbinas, tanto em campo, como em laboratório. Sendo sugeridos sensores, pontos de medição e processamento de sinal para os diferentes tipos de cavitação.

Porto *et al.* (2013) também elaboraram um estudo de caso da falha de um mancal escora de uma unidade geradora. Concluiu-se que a adição de um sistema de resfriamento melhoraria a performance do mancal.

O óleo lubrificante pode, ao longo do tempo de trabalho, perder suas propriedades lubrificantes. Para que isso seja evitado, recomenda-se a análise de óleo lubrificante periodicamente. Assim, verificam-se as condições do óleo em relação a normas e procedimentos para que se atenda aos requisitos necessários para o desempenho do mancal.

Jianmei *et al.* (2014) propõem que se faça o controle e monitoramento da viscosidade de um ferrofluido. Esse monitoramento é realizado através campos magnéticos que influenciam o fluido e essa propriedade pode ser verificada de forma contínua.

Dadouche & Conlon (2016) verificaram a influência de contaminantes no óleo em seu desempenho na lubrificação do filme fluido. Foi comparado o efeito de diversos tamanhos de partículas de pó de alumina. Verificou-se os efeitos danosos de contaminantes nos mancais.

Para a vibração e desalinhamento, utiliza-se a técnica já consagrada de análise do espectro de frequência para a identificação de defeitos, ainda ocultos, e suas tendências. Todavia, a identificação da falha em si, dá-se por medição de temperatura, geralmente instalado dentro da sapata.

2.2 CAVIDADES

Em vários tipos de mancais, em sua concepção construtiva, existem vãos entre as sapatas. Esses vãos aproximam-se das condições operacionais de problemas de cavidades com tampas guiadas. Esse tipo de problema tornou-se um clássico para a validação de soluções numéricas das Equações de Navier-Stokes (BOTELLA; PEYRET, 1998).

Na concepção de mancais, é usual a utilização de tubulações para renovação e recirculação do óleo lubrificante. Também existem situações em que a tubulação troca calor com o fluido de trabalho. A geometria da cavidade depende fortemente da geometria do mancal, já que é a complementação dos mesmos.

Billah *et al.* (2011) analisaram o comportamento do fluido em uma cavidade com um tubo aquecido em seu interior. As linhas de corrente, isotermas e os números de Nusselt são analisados para diferentes diâmetros sendo fortemente dependentes desse parâmetro.

Bhattacharya *et al.* (2013) verificaram a convecção em cavidades trapezoidais verificando as condições de escoamento e temperatura. Foram variados os números de Grashof, Reynolds e Prandtl para a obtenção de resoluções para diferentes parâmetros.

Khanafer & Aithal (2013) analisaram a transferência de calor e o escoamento quando adicionado uma tubulação no interior da cavidade. Foi verificada a influência da tubulação com seção circular e quadrática. Também foi considerado os diferentes diâmetros no efeito desse escoamento.

Em mancais de deslizamentos pivotados existe uma cunha de óleo fazendo que a cavidade esteja levemente inclinado. Cheng & Liu (2014) realizaram um estudo analisando os efeitos da inclinação da cavidade sobre o escoamento para um escoamento em 2D. Vários parâmetros foram analisados, tais como, a inclinação, a razão de aspecto e os efeitos da convecção natural.

2.3 ESCOAMENTO EM MANCAIS

O estudo da lubrificação tem sido de interesse da engenharia há bastante tempo para a melhoria do desempenho de máquinas e equipamentos (FRÊNE, 2001). Um desses fenômenos, a turbulência, é bastante significativo para a análise e o desempenho de mancais.

Abramovitz (1955) realizou um dos primeiros estudos experimentais sobre turbulência em mancais de deslizamentos. Verificou-se que a instabilidade do escoamento inicia-se com o número de Reynolds variando entre 580 a 800.

Macken & Saibel (1972) verificaram o fenômeno da turbulência e seus efeitos inerciais em mancais de deslizamentos. Nas considerações relevantes, atribui-se a turbulência a duas razões principais: a altas velocidades de operação ou ao uso de lubrificantes inconvenientes como água ou metais líquidos. Nesse trabalho, verificou-se a contribuição de diversos pesquisadores nos campos experimentais e teóricos do fenômeno da turbulência em mancais.

Bouard *et al.* (1996) compararam três modelos de turbulência em mancais de deslizamento através de simulação numérica. Sendo verificados os efeitos da temperatura, perda de potência, pressão e espessura do filme de óleo e variando a velocidade do eixo.

Gardner (1998) estudou o fluxo de óleo lubrificante em mancais de escora. São relatados os resultados de teste de laboratório com a variação da taxa de fluxo de óleo e sua influência na temperatura do mancal e nas perdas de potência.

Wasilczuk & Rotta (2008) analisaram, através da utilização de CFD, o desempenho de mancais de deslizamento de forma acoplada da cavidade do mancal com injeção de óleo e a sapata. São utilizados os modelos de turbulência $k-\epsilon$ e $k-\omega$. Sendo analisadas as características do escoamento e as temperaturas na sapata, considerando que as condições de contorno sejam adiabáticas.

Na realização de estudos mais fidedignos com a realidade, busca-se a solução de modelos acoplados com a deformação causada pelo escoamento e elevação da temperatura. Esses estudos são chamados de interação fluido-estrutura, sendo mais conhecidos em sua

sigla em inglês, FSI (fluid-structure interaction). Também são conhecidos, principalmente na área de tribologia o termo termoelastohidrodinâmico com a sigla em inglês TEHD.

Lubrecht *et al.* (2001) analisaram como a influência das deformações elásticas sobre o mancal podem influenciar as condições de lubrificação, inclusive, causando a perda do filme fluido. São utilizados nesse estudo, tanto óleos lubrificantes, como graxas.

Fillon & Glavatskih (2008) realizaram uma análise termoelastohidrodinâmico em um mancal escora com revestimento de politetrafluoreto (PTFE) investigando a variação da geometria nos perfis de temperatura, espessura do filme de óleo e pressão. São considerados, também, o efeito da pressão na deformação da superfície.

Pellegrin & Hargreaves (2012) realizaram um estudo numérico para entender os efeitos dimensionais no desempenho de um típico mancal escora. É considerado no modelo que o escoamento seja isoviscoso e isotérmico. São verificados os efeitos da superfície do mancal (plano, ou com sulcos).

Kuznetsov & Glavatskih (2016) realizaram estudos sobre a deformação térmica e mecânica em mancais de deslizamento. Verifica-se o comportamento da rigidez da sapata do mancal pela influência térmica e mecânica em diferentes carregamentos dinâmicos com os materiais PTFE e Babbit.

Vários outros trabalhos são analisados para as diversas condições de projeto e operação de mancais. Tais como, variações de vazão e efeitos de deformação de molas.

Sinha *et al.* (1993) elaboraram um modelo para verificação das condições hidrodinâmicas em mancais suportados por mola. Nesse trabalho, são calculados várias deformações para os diferentes carregamentos sobre o mancal e analisados seus efeitos sobre o suporte elástico e a lubrificação hidrodinâmica.

Garg *et al.* (1995) verificaram a pressão hidrodinâmica em mancais de escora suportados por mola a partir da equação de Reynolds utilizando o método de Bubnov e Galerkin, sendo obtido a pressão e a deflexão da sapata causado pela deformação do suporte elástico.

Yang & Rodkiewicz (1996) estudaram o desempenho de mancais de escora sujeitos a vibrações harmônicas. Foram realizadas análises numéricas considerando a transferência de calor e deformação elástica simultâneas. As pressões são obtidas pelo método de Newton-Rapson enquanto a temperatura pelo método de diferenças finitas.

Storteig & White (1999) desenvolveram uma rotina computacional para obter coeficientes dinâmicos de mancais de deslizamento. É utilizado a equação de Reynolds para obtenção dos valores da pressões hidrodinâmica e a equação da energia para determinação da temperatura. São verificados seus efeitos em diferentes fatores geométricos da sapata.

Glavatskikh (2000) realizou estudos experimentais em mancais de escora pivotados em diferentes situações operacionais. Verifica-se o comportamento térmico da sapata do mancal em mudanças repentinas do regime de trabalho.

Markin *et al.* (2003) modelaram, através do método de elementos finitos (MEF), a

performance de sapatas pivotadas de mancais de escora devido a montagem. São verificados o efeito da temperatura, perda de potência e pressão para diferentes óleos e condições de trabalho.

Fesanghary & Khonsari (2012) verificaram a otimização no projeto de sapatas de mancais de escora que proveja grande capacidade de cargas sendo seus resultados comparados com o desempenho de mancais similares normalmente pivotados.

Liang *et al.* (2014) estabeleceram uma abordagem analítica para a determinação do desempenho estático de filmes de óleo em mancais. São deduzidos os termos de pressão e fluxo de massa a partir da equação da continuidade e resolvidos utilizando a fórmula integral de Gauss-Legendre. Por sua abordagem analítica, existe grande vantagem de performance e precisão computacional.

Quiñonez & Morales-Espejel (2016) verificaram os efeitos da rugosidade no escoamento de mancais. As soluções são obtidas através da resolução da equação de Reynolds. Os valores das pressões são apresentados levando em consideração a rugosidade do material e o polimento da superfície.

Sander *et al.* (2016) estudaram o comportamento de mancais de deslizamento em regimes mistos em casos no qual exista contato metal com metal. Os parâmetros de lubrificação são obtidos a partir da equação de Reynolds e o atrito metal com metal utilizando os modelos de Greenwook e Tripp. Os resultados são apresentados reproduzindo a curva de Stribeck.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1 LUBRIFICAÇÃO

A humanidade buscou, desde a construção dos primeiros mecanismos, a redução do atrito e evitar o desgaste. Embora o atrito não seja negativo em todos os aspectos, a exemplo dos automóveis que dependem do atrito entre os pneus e a estrada para transmitir o movimento ou o caso da fricção de madeiras para produzir fogo. Todavia, busca-se reduzir o atrito para que os esforços sejam diminuídos e que a vida útil dos equipamentos sejam aumentados.

O atrito, o desgaste e a lubrificação e sua aplicação em elementos de máquinas são objetos de estudo da tribologia. O termo vem do grego τριβειν– Tribein: esfregar, friccionar, e λογος– Logos: Estudo, ou seja, é a ciência do atrito ou generalizando, é a ciência do atrito, desgaste e lubrificação.

Frêne (2001) mostra a evolução da tribologia ao longo da história, passando pela pré-história e antiguidade, período grego-romano, idade média e renascimento, revolução industrial à tribologia no século XX. Que evidencia a evolução dos materiais utilizados, como pedra e madeira, e tecnologias como a invenção da roda, a engrenagem etc. O uso de lubrificante também permearam a história com o uso de gordura animal, óleos vegetais, betumes e óleos de petróleo.

Os primeiros mancais foram construídos pelo homem na Mesopotâmia com o uso de eixos de madeira furos de rodas de madeira ou pedra. Outra aplicação importante foi na fabricação de cerâmica com o uso de rodas e um pivô com lubrificação com betume ou gordura animal. Outro marco importante na antiguidade, é o uso de toras de madeiras lubrificadas para carregar grandes cargas para construções como as pirâmides.

Após a idade média, já no período da renascença é marcado pelo desenvolvimento de diversas áreas, incluindo a tribologia. Pois foi desenvolvido novos mecanismos tipo o biela-manivela com aplicação em diversos segmentos, como bombeamento, moinhos etc.

Nesse período, uma grande contribuição para o estudo do fenômeno do atrito foi dado por Leonardo da Vince (HUTCHINGS, 2016). Seus cadernos sobre os mais diversos assuntos e versou, de forma abrangente, a teoria do atrito com experimentos e aplicações do atrito incluindo contatos lubrificadas.

Com a construção de máquinas mais complexas devido ao desenvolvimento agrícola já no século XVI, foram desenvolvidos novos mecanismos para a redução de atrito. Iniciando os estudos focados na tribologia em si.

Guillaume Amontons (1663-1705) realizou estudos experimentais sobre atrito, sendo apresentado à Royal Academy. Nesses estudos, concluiu que o atrito é proporcional à força aplicada ao corpo e que a força de atrito é independente da área de atrito. Esses enunciados são conhecidos como leis do atrito de Amontons, ainda válidos hoje em dia.

Vários trabalhos foram sucedidos desde então. A exemplo do trabalho de Philippe

de la Hire e Antoine Parent que introduziram a ideia de ângulo de atrito. O trabalho experimental de Jacob Rowe sobre atrito em rolamentos. Citando, também, Jonh Théophilus Désaguliers sobre adesão entre dois corpos e Bernad Forrest de Bélidor que propôs representar a rugosidade de superfícies por esferas adjacentes.

Em 1748, o matemático Leonard Euler fez um dos primeiros trabalhos teórico sobre o atrito com a noção do coeficiente de atrito, distinguindo o coeficiente de atrito dinâmico e estático. Essa noção é utilizada até hoje.

Com a revolução industrial, o avanço e a dependência de máquinas e equipamentos tornou-se cada vez mais relevantes. No campo da tribologia, Charles Augustin Coulomb publicou o trabalho sobre teoria de máquinas que serviu de referência por mais de 150 anos principalmente no campo da tribologia.

A partir do século XIX, o uso intensivo de máquinas e equipamentos com cargas e velocidades maiores aumentou a necessidade de redução de atrito e lubrificação. Esse fator, foi suprido pelo desenvolvimento dos óleos lubrificantes minerais provenientes do petróleo.

Nesse período, um dos trabalhos de destaque foi desenvolvido por Nikolai Pavlovich Petrov que verificou que o atrito hidrodinâmico é proporcional à velocidade, à superfície de contato e à viscosidade do fluido lubrificante. Essa correlação da força de atrito com essas variáveis ficou conhecida como Lei de Petrov.

Osborne Reynolds também fez uma grande contribuição para a lubrificação hidrodinâmica com o desenvolvimento da equação que leva o seu nome. A equação de Reynolds desenvolvida a partir das equações de Navier-Stokes a partir de umas hipóteses simplificadoras.

3.2 ATRITO

O atrito é a força resultante da interação entre dois corpos que sempre é oposta à força resultante do somatório das forças atuantes sobre o corpo. O que ocasiona uma força contrária ao movimento. Fazendo, assim, que a energia do movimento seja convertida em calor. Embora sendo uma resistência ao movimento, o atrito torna-se útil em determinadas aplicações como freio, embreagem ou tracionamento dos pneus.

A partir de estudos preliminares de Leonardo da Vinci, sucedido por Guillaume Amontons e complementado por Charles-Augustin de Coulomb, estabeleceu melhor a compreensão dos mecanismos físicos causadores do atrito. Através de experimentos verificou a influência de quatro fatores para a força de atrito: os materiais de contato e seu acabamento, a área de contato, o esforço normal sobre o corpo e o tempo de contato entre as superfícies. Mais adiante, considerou a influência da velocidade de deslizamento, a temperatura e umidade. Desses trabalhos, concluiu o que se tornou as leis gerais do atrito:

1. A força de atrito é diretamente proporcional à resultante das solicitações normais entre as superfícies de contato;
2. A força de atrito é independente da área de contato;
3. O atrito cinético é independente da velocidade das superfícies.

A teoria tradicional do atrito diz que existe dois fenômenos vigentes na formação do atrito. O cisalhamento e a adesão. O cisalhamento é a resistência exercida pelos picos das irregularidades presente nas superfícies dos corpos que quando em contato e, somado a resistência à ruptura desses picos, causam o atrito. Já a adesão é uma iteração entre as áreas relativamente planas da superfície que ao contato desenvolve uma espécie de solda a frio das pequenas áreas de contato.

De acordo com Suh & Sin (1981), a teoria da adesão não explica os resultados experimentais obtidos. Propondo então, que além da adesão, exista a influência da aspereza e deformação das superfícies. Sendo que o coeficiente de atrito é a composição desses três fatores.

Verificou-se que os efeitos de adesão são restritos cinematicamente. Desta forma, o atrito divide-se em estático e dinâmico. No atrito estático a resistência ao movimento será sempre maior ou igual a força aplicada ao corpo até um valor limite que denomina-se força limite de atrito. Deste ponto em diante, não existe força suficiente para se opor ao movimento, a partir dessa situação, a força de resistência ao movimento denomina-se atrito cinético.

O fator de proporcionalidade das forças normais resultantes à superfície e a força de atrito é denominado **coeficiente de atrito** geralmente simbolizado pela letra grega μ . De forma geral, o atrito estático é maior que o atrito cinético.

O coeficiente de atrito depende do material utilizado. De maneira geral, gelo e aço tem baixo coeficiente de atrito, enquanto borrachas e asfalto possuem alto coeficiente de atrito. O coeficiente de atrito varia de próximo de zero até valores muito maiores que um. A obtenção do seu valor é realizado de forma experimental.

A busca de compreensão do fenômeno do atrito é fundamental para o seu controle. Assim seria possível a criação de mancais sem a necessidade específica de uso de lubrificantes (SUH *et al.*, 1994).

3.3 ÓLEOS LUBRIFICANTES

Um fluido qualquer pode, a princípio, funcionar como lubrificante, embora que, para o uso industrial precise de uma série de propriedades que associados podem ser considerados como lubrificante propriamente dito. Os óleos são classificados em óleos minerais que são provenientes do petróleo, óleos graxos provenientes de gordura animal ou vegetal, óleos compostos e óleos sintéticos.

Os óleos minerais são os mais importantes no uso da lubrificação. São obtidos através do refino do petróleo, retirando-se basicamente as frações de asfalto e parafina. São compostos por hidrocarbonetos na faixa de C_{20} a C_{25} . São classificados em parafínicos e naftênicos.

Os óleos de base parafínica apresentam grande estabilidade à oxidação, alto índice de viscosidade, pequena oleosidade, pequena emulsibilidade. São compostos por hidrocarbonetos saturados.

Os óleos naftênicos são compostos por anéis de carbono. Possui baixo ponto de fluidez, baixo índice de viscosidade, pequena resistência à oxidação e grande emulsibilidade.

Óleos de origem vegetal ou animal são conhecidos como óleos graxos. Apesar de terem sido os primeiros a serem usados na história humana, foram praticamente substituídos pelos óleos minerais. Sofrem hidrólise e tornam-se ácidos e corrosivos. Pode-se utilizá-los misturados com óleo minerais formando os óleos compostos. Desta forma, obtêm-se maior oleosidade e emulsão na presença de vapor.

Para suportar condições cada vez mais adversas, são desenvolvidos novos óleos a partir de reações químicas, geralmente a partir de derivados de petróleo. Esses óleos são denominados sintéticos. Apresentam boa estabilidade térmica, alta capacidade de suportar cargas e inércia química. Assim com melhor desempenho, obtêm-se menores riscos para saúde e segurança, maior vida útil.

Entre as famílias de óleo sintéticos destaca-se os Ésteres Alifáticos, caracterizados pela baixa volatilidade, alto índice de viscosidade e boas propriedades lubrificantes.

3.3.1 Características e propriedades

3.3.1.1 Viscosidade

A viscosidade é uma propriedade termodinâmica e para os fins da lubrificação tem uma importância fundamental. É definida pela resistência ao cisalhamento ou também associado pela habilidade do fluido fluir livremente.

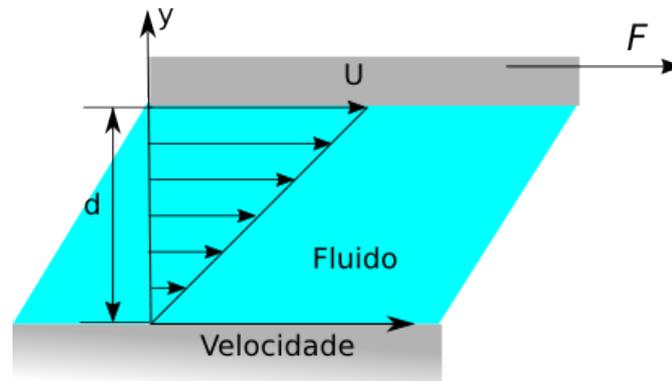
Uma melhor definição de viscosidade de um fluido é a relação entre a tensão de cisalhamento resultante a partir duas placas planas quando se movimentam com velocidades distintas, geralmente considerando uma fixa, conforme a Figura 4.

A velocidade do fluido nas fronteiras será igual à velocidade das respectivas placas, ou seja, na parte inferior é igual a zero e na parte superior igual a U . O fluido exerce uma força oposta ao movimento da placa. Essa força é diretamente proporcional à velocidade e a área de contato e inversamente proporcional à distância das placas.

$$F \propto A \frac{U}{h} \quad (3.1)$$

Essa relação, pode ser igualada com a adição de uma constante. Essa constante é denominada viscosidade dinâmica, simbolizada por μ . Quanto a relação u/y é denominado de

Figura 4 – Relação esquemática da relação de velocidade



Fonte: O autor

taxa de deformação por cisalhamento. Newton expressou o efeito viscoso do fluido sendo:

$$\tau = F/A = \mu \frac{\partial u}{\partial y} \quad (3.2)$$

A unidade de medida do SI para medição da viscosidade é Pa · s.

Por se tratar de uma propriedade termodinâmica, a viscosidade é diretamente relacionada com a temperatura e pressão.

A viscosidade dos fluidos depende fortemente da temperatura. Podendo variar até 15 % por grau Celsius em óleos minerais. A relação viscosidade-temperatura apresenta uma função exponencial decrescente. Existe a equação de Coull-Walther que estabelece a relação viscosidade temperatura como sendo:

$$\log_{10} \log_{10}(\nu + a) = -m \log_{10} T + n \quad (3.3)$$

em que ν é a viscosidade cinemática, a , m e n são constantes que dependem do fluido; e T é a temperatura absoluta. O valor de a depende da unidade de medida da viscosidade; se a viscosidade é medida em cSt o valor de a varia entre 0,6 a 0,8.

Para verificação da dependência da viscosidade de um lubrificante com a temperatura foi desenvolvido uma grandeza empírica denominada **Índice de viscosidade (IV)** que indica a sensibilidade da viscosidade alterar com a temperatura. É atribuído o valor de $IV = 100$ para o petróleo cru da Pennsylvania, considerado sensível à temperatura e $IV = 0$ para o obtido na Costa do Golfo do México como sendo pouco sensível à temperatura.

3.3.1.2 Propriedades térmicas

As propriedades térmicas são importantes quando as aplicações do lubrificante envolvem transferência de calor, aumento da temperatura de trabalho. Destacam-se o calor específico e a condutividade térmica. Considera-se, usualmente, que essas propriedades variem linearmente em relação a temperatura.

3.3.1.3 Ponto de fluidez

O ponto de fluidez é a temperatura mínima na qual o óleo ainda flui. É também denominado ponto de congelamento ou ponto de gota. É um parâmetro importante para óleos aplicados à sistemas de refrigeração ou para automóveis utilizados em regiões frias no inverno.

3.3.1.4 Cor e odor

As cores dos óleos lubrificante podem variar de transparentes a pretos. Em geral, as cores não afetam no desempenho do lubrificante. Os óleos parafínicos tendem a serem mais claros que os óleos naftênicos. Corantes geralmente são evitados por não serem tão estáveis, porém em aplicações específicas podem vir a ser utilizados.

A aparência deve ser límpida, isenta de impurezas, água. etc. Além disso, possui odor característico e não desagradável. O escurecimento, turvidez e odores de solventes podem indicar contaminação ou oxidação do óleo.

3.3.1.5 Acidez e alcalinidade

Os óleos lubrificantes apresentam características básicas ou ácidas, dependendo de sua origem, processos de refino, aditivos empregados, deterioração em serviço e contaminações. As características ácidas podem ser devidas a vários tipos de substâncias contidas no óleo, tais como, ácidos orgânicos ou inorgânicos, ésteres, resinas ou sais de metais pesados. As características básicas devem-se a bases orgânicas.

Para lubrificantes existem dois números importantes para a indicação da alcalinidade ou acidez, o TAN (*Total Acidity Number*) e o TBN (*Total Acidity Number*).

TAN é a medida da quantidade de ácido, em miligrama de *KOH*, necessária para neutralizar todos os componentes ácidos até o $Ph = 11$, de uma grama de óleo.

TBN é a medida da alcalinidade, em miligrama de *KOH*, equivalente ao ácido clorídrico gasto para titular até o $Ph = 4$, de um grama do óleo.

O aumento do TAN indica uma contaminação do óleo com produtos ácidos provenientes da combustão ou oxidação do mesmo, sendo que neste caso geralmente ocorre uma evidência paralela que é o aumento da viscosidade do óleo. Tem-se verificado que existe uma relação direta entre ácidos orgânicos desta natureza e a ocorrência de corrosão nos mancais de cobre/chumbo dos motores.

3.3.1.6 Demulsibilidade

A demulsibilidade é a capacidade do óleo não se misturar com a água. Essa propriedade é bastante importante para diversas aplicações do óleo, a exemplo de turbinas hidráulicas, onde deseja-se que ao contato com a água o óleo separe-se rapidamente para

identificar a contaminação. Em outras aplicações, como os óleos de corte, essa emulsão é requisitada.

3.3.1.7 Ponto de anilina

A anilina é um composto orgânico que se dissolve facilmente em compostos orgânicos. O ponto de anilina indica a tendência do óleo de atacar a borracha. É definido pela temperatura mais baixa na qual a anilina e o óleo a ser testado tornam-se completamente miscíveis. A sua especificação é importante para que os óleos lubrificantes não ataquem as peças de borracha dos equipamentos, principalmente para a manutenção da estanqueidade.

3.3.1.8 Saponificação

O número de saponificação indica a quantidade de óleos graxos ou gordura presente no óleo. Seu ensaio consiste em verificar a massa de hidrato de potássio para saponificar o óleo. A sua presença reduz bastante a lubrificação de máquinas e componentes.

3.3.2 Aditivos

Produtos são acrescentados aos óleos bases para modificar ou eliminar algumas propriedades dos lubrificantes. Estes compostos químicos são denominados aditivos.

Uma das aplicações dos aditivos é para permitir o uso de lubrificantes em condições extremas. Para possibilitar o seu uso em cargas elevadas e altas velocidades de deslizamento. Esses tipos de aditivos são chamados de EP (*Extreme Pressure*). São utilizados compostos de enxofre, oxigênio, cloro ou fósforo. Esse tipo de aditivos envolve reação química com as superfícies que por vezes evita o gripamento e pode reduzir o atrito.

Os inibidores de oxidação diminuem ou até evitam este fenômeno. Agem bloqueando o processo de deterioração pela captura de radicais livres de cadeias de moléculas. Esses produtos são geralmente fenóis ou aminas. Existe, também, a oxidação formada por peróxidos orgânicos. Esses são inibidos pelo uso de compostos de ditiocarbonatos e ditiófosfatos.

Também existem aditivos que inibem a corrosão das superfícies metálicas, sejam elas ferrosas ou não. Funcionam criando uma camada protetora sobre a superfície.

Para manutenção de superfícies limpas e o depósito de sedimentos, utiliza-se aditivos dispersantes e detergentes. Esses mantêm partículas sólidas em suspensão evitando a formação de aglomerados e, por serem básicos, neutralizam a acidez dos óleos lubrificantes.

Para melhorar a viscosidade são adicionados polímeros em pequenas concentrações quando o aumento da viscosidade é importante em altas temperaturas. Esse efeito de-

pende, basicamente, da natureza do óleo, massa molecular do aditivo, sua constituição e concentração.

Esses tipos de aditivos já são consagrados e amplamente utilizados na indústria e cotidiano. Todavia, um novo campo de pesquisa vem contribuindo também na melhoria de propriedades dos fluidos. Esse campo denominado nanotecnologia vem revolucionando em diversas áreas da ciência e tecnologia.

A nanotecnologia estuda a manipulação da matéria numa escala nanométrica. Uma de suas aplicações é a utilização em fluidos para a melhoria da transferência de calor por convecção e condução (SAIDUR *et al.*, 2011). Esses fluidos adicionados com as nanopartículas (1–100 nm) são denominados nanofluidos.

De acordo com Saidur *et al.* (2011), a utilização dos nanofluidos proporcionam as seguintes vantagens:

- Aumento da área específica de troca de calor entre a partícula e o fluido;
- Redução de potência de bombeamento;
- Alta dispersão devido ao movimento Browniano das partículas;
- Diminuição de entupimentos em comparação aos aditivos convencionais;
- Propriedades ajustáveis variando a concentração das partículas.

O uso da nanotecnologia vem sendo proposta para ser aplicada nas mais diferentes áreas devido a uma melhor eficiência no uso de energia. Seja em motores de combustão, aquecimento e resfriamento de equipamentos, mineração, lubrificação entre outros.

Hwang *et al.* (2006) analisaram as características térmicas e lubrificantes dos nanofluidos (condutividade térmica e viscosidade cinemática). Para a condutividade térmica, o melhoramento devido ao nanofluido depende da condutividade térmica da partícula utilizada. E a adição de fulereno aumenta em 225 % a estabilidade do óleo a altas pressões.

Azaditalab *et al.* (2016) verificaram a influência de nanopartículas de diamante, WS_2 e MoS_2 com o óleo base SAE 5W-30 num escoamento do tipo Taylor-Couette em dois cilindros concêntricos e verificou a influência da concentração de nanopartículas chegando a conclusão que interferem levemente no coeficiente de atrito do fluido. Com uma melhor performance do WS_2 para um número de Reynolds entre 1800 a 8000 com a redução de 13,8% no fator de atrito. Para outras partículas, não foi observado uma redução no coeficiente de atrito.

3.4 MATERIAIS E REVESTIMENTOS

O desgaste é a consequência do consumo ou perda pelo atrito. A sua ocorrência é devido ao movimento relativo entre duas superfícies em contato que, devido a interações

entre as mesmas, provocam remoção e deformação dos materiais. Uma das causas do desgaste é devido à deficiência da lubrificação.

A classificação dos tipos de desgaste é importante para a identificação das causas e direcionamento de ações para mitigação das ocorrências de desgastes nos diversos componentes mecânicos. Alguns tipos de desgaste são listados a seguir:

- Adesão: refere-se ao deslocamento indesejado e fixação de detritos de uma superfície para outra.
- Abrasão: ocorre quando uma superfície mais dura desliza-se por uma superfície mais macia causando perda de material.
- Fadiga: quando há perda de material que devido a carregamentos cíclicos diminui a capacidade de resistência ao desgaste.
- Cavitação: devido a formação e colapso sobre a superfície de bolhas de um fluido.
- Corrosão: ocorre devido a uma reação química entre a superfície e o meio. Pode ocorrer em superfícies lubrificadas e não lubrificadas.
- Fricção: devido ao esforço cíclico repetitivo entre duas superfícies. Ela ocorre normalmente nos rolamentos, embora a maioria dos rolamentos têm as suas superfícies endurecidas para resistir ao problema.

Através de experimentos, percebeu-se que o volume de material perdido pelo desgaste, D , é diretamente proporcional a carga P sobre as superfícies, e a distância percorrida, d e inversamente proporcional à dureza H da superfície. A expressão para esse relacionamento é:

$$D = k \frac{Pd}{H} \quad (3.4)$$

onde k é a constante de desgaste que depende dos materiais envolvidos no processo.

O desgaste pode levar a causar drástico sobreaquecimento e severos danos à superfície dos componentes, levando a falhas com grandes impactos econômicos para as indústrias em geral.

Em condições normais o desgaste é minimizado pela aplicação de lubrificação sobre a superfície. Todavia, o uso de óleos lubrificantes ou graxas não são suficientes para evitar o desgaste completamente. Desta forma, faz-se necessário o uso de materiais e revestimento que sejam resistentes a essa ação mecânica.

A seleção de materiais no uso de mancais é essencial para o desempenho e prolongação da vida útil, devido ao contato das superfícies do mesmo, embora seja ocasional em mancais hidrodinâmicos.

Comumente, os eixos são fabricados em aço. Para os mancais, geralmente são utilizados materiais menos rígidos que possuam baixo coeficiente de atrito e sirva de

sacrifício quando em contato com o eixo, pois, na maioria dos casos é mais fácil e barato reparar o mancal ao invés do eixo. Aplica-se ferro fundido, bronze e metal patente ou algumas ligas desses materiais na confecção de mancais. Embora outros materiais sejam utilizados, como a borracha, plásticos entre outros.

Emprega-se com sucesso como revestimento de mancais o chamado metal patente, também conhecido como *Babbitt*, em homenagem ao seu criador. É uma liga de estanho, antimônio e cobre. Possui uma boa resistência ao desgaste, é dimensionalmente estável e fácil de reparar. Todavia, possui baixo ponto de fusão que reduz sua resistência à fadiga.

Atualmente, busca-se o desenvolvimento de novos materiais que possibilite sustentar grandes carregamentos, altas temperaturas para que os custos de manutenção e reparo sejam cada vez menores. Assim, desenvolve-se materiais com baixo coeficiente de atrito, alta ductibilidade e ampla variação de temperatura de trabalho.

Fanning & Blanchet (2008) verificaram a condição dos revestimentos PS304 e Korolon™1350A em mancais de escora para as condições de partida e parada (as mais críticas). Esses testes foram conduzidos a uma temperatura de 540 °C sobre uma pressão constante de 3,44 kPa e a velocidade variando de 0 a 19 m/s. A combinação do revestimento K1350A na superfície da sapata e PS304 na superfície do disco apresentou melhor desempenho hidrodinâmica do mancal apesar que o revestimento K1350A aumentou o coeficiente de atrito em baixas velocidades.

Knuteson *et al.* (2011) discutiram o desgaste de mancais de escora de diamantes policristalinos (PCD). As propriedades de rugosidade, coeficiente de atrito e perfil do material são apresentados. O seu acabamento possibilita a transição da lubrificação limítrofe para a hidrodinâmica gerando menos calor, maior eficiência operacional, menor desgaste e maior vida útil do mancal.

Wu & Zhang (2014) elaboraram uma revisão dos principais tipos de revestimentos, os mecanismos de desgaste, métodos de preparação e propriedades. Os tipos de revestimentos analisados foram o metálicos, carbono diamante, cerâmicos e polímeros.

Lan *et al.* (2016) estudaram a influência dos revestimentos de politetrafluoretileno (PTFE), polieteretercetona (PEEK) e poliéster termoendurecível aromático (ATSP) para mancais de escora em condições de trabalho extremas. Os resultados foram obtidos a partir de dados experimentais em um tribômetro de pino-disco. Em suas conclusões, os revestimentos mostraram baixo coeficiente de atrito e o revestimento ATSP apresentou maior resistência ao desgaste.

Quan *et al.* (2016) analisaram as condições de trabalho de sapatas de mancais revestidas por nanocompósitos de $WS_2 - MoS_2$ em comparação ao puro de WS_2 . O nanocompósito $WS_2 - MoS_2$ apresentou excelente comportamento tribológico em sistemas sólido/líquido.

3.5 LUBRIFICAÇÃO HIDRODINÂMICA

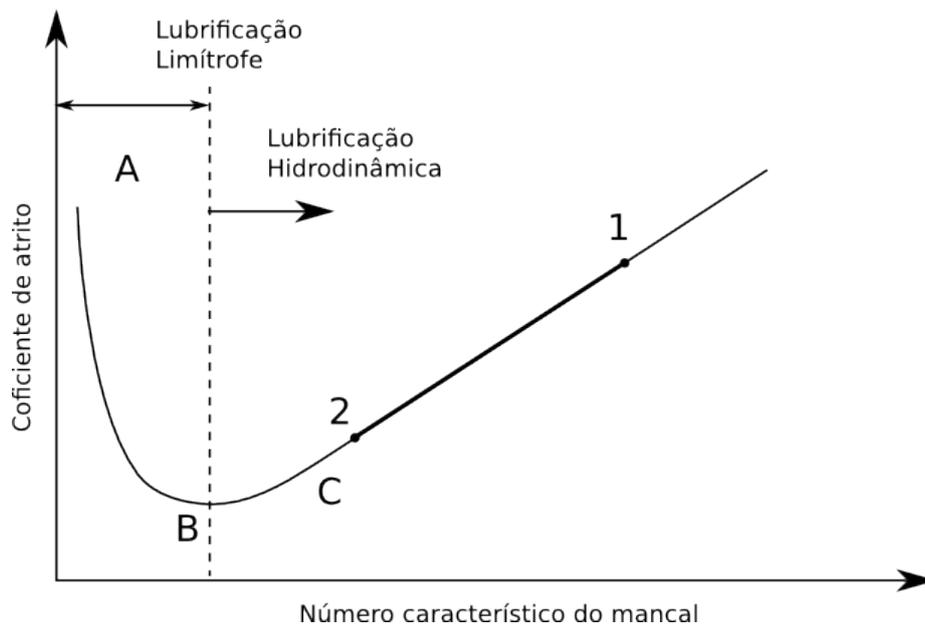
A lubrificação hidrodinâmica é uma aplicação importante para o funcionamento e desempenho de mancais de deslizamento. No fenômeno da lubrificação hidrodinâmica assume-se, a princípio, um escoamento entre duas placas, aproximadamente paralelas, embora seja necessário uma pequena inclinação para formação da cunha de óleo, com velocidades distintas e a distância entre as placas é muito menor que o comprimento das mesmas. Considera-se, usualmente, que uma das placas encontra-se sem movimento.

3.6 ESTABILIDADE DA LUBRIFICAÇÃO

Como já dito, uma das funções da lubrificação é a redução do atrito. Uma das experiências realizadas pelos irmãos Mckee foi verificar a relação entre o coeficiente de atrito e a característica do mancal, representado pelo número adimensional $\mu N/p$, onde μ é a viscosidade dinâmica do fluido, N é a velocidade e p a pressão de trabalho.

A relação entre essas variáveis é representada pela Figura 5, onde pode-se compreender as regiões de trabalho de um mancal. Desde a lubrificação limítrofe, até a lubrificação hidrodinâmica. Essa mudança é mostrada no ponto B, geralmente o ponto de trabalho mínimo é um valor muito maior que B.

Figura 5 – Variação do coeficiente de atrito com $\mu N/p$



Fonte: O autor

A região entre os pontos 1 e 2 da Figura 5 representa a faixa de trabalho num regime normal de trabalho. O mancal começa o seu funcionamento no ponto 1. Devido ao atrito viscoso do fluido, sua temperatura começa a aumentar e, como a viscosidade é inversamente proporcional à temperatura, seu valor diminui. O que faz que o novo

coeficiente de atrito seja no ponto 2. Neste ponto, considera-se que o mancal esteja em regime permanente, estando o mesmo nas mesmas condições de empuxo e resfriamento.

À esquerda do ponto B, existe um aumento da temperatura e a consequente redução de viscosidade que faz o atrito aumentar ainda mais o que faz a viscosidade diminuir e a medida que a viscosidade diminui aumenta ainda mais o fator de atrito, fazendo a viscosidade aumentar ainda mais. Nesse ponto diz-se que a lubrificação é instável e provavelmente já temos o contato metal-metal com consequente desgaste e inviabilidade de serviço.

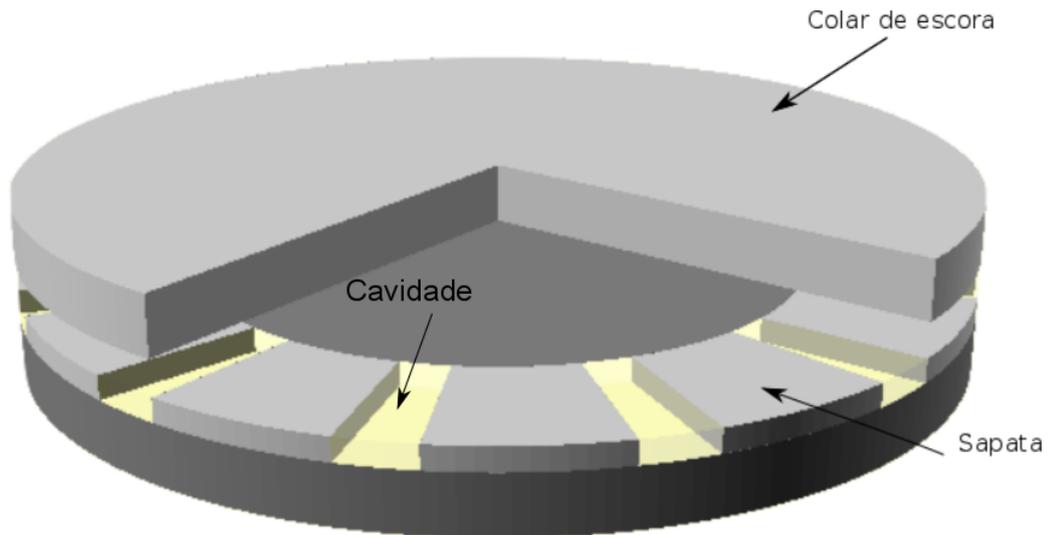
4 FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

Um mancal escora tem a função de suportar os esforços axiais de um equipamento. No caso de hidrogeradores, essa função é mais fundamental já que é necessário, além do empuxo axial exercido pela turbina, suportar o peso de todo o conjunto girante, ou seja, do gerador, da turbina, do eixo, entre outros.

Os esforços suportados por esse equipamento causam aquecimento de todos os seus componentes. Esse aquecimento, dá-se quase que exclusivamente pela dissipação viscosa que basicamente é a geração de calor devido ao atrito do fluido.

Para modelar os fenômenos que ocorrem sobre o mancal considera-se o escoamento nas regiões do mancal e os balanços de massa e energia nesse equipamentos. Esses balanços devem ser comprovados, pelo menos aproximadamente, aos pontos de monitoramento disponíveis no equipamento que são, em geral, a medição de temperatura no óleo e no interior da sapata do mancal.

Figura 6 – Diagrama esquemático de um mancal escora em hidrogeradores



Fonte: O autor

Na Figura 6, pode-se ver o modelo esquemático de um típico mancal escora utilizado em hidrogeradores. Percebe-se uma série de sapatas. No intervalo de cada sapata existe um vão ou uma cavidade onde ocorre uma recirculação de óleo. O óleo contido nesta cavidade é arrastado pelo colar de escora e aquecido pelo efeito da dissipação viscosa entrando aquecido na cavidade adjacente. Para a manutenção de uma temperatura, existe um sistema de circulação e resfriamento de óleo que retira o óleo e passando em trocadores de calor e retornando ao interior do mancal.

Considera-se, a princípio, que cada par sapata e cavidade, individualmente, sofram os mesmos esforços e possuam as mesmas condições de recirculação de óleo lubrificante.

Desta forma, reduz-se o problema para uma simples seção cavidade-sapata tendo o problema periodicamente transladado. De tal forma, que as condições de entrada e saída são interfaces entre si.

Um dos ensaios de comissionamento relevantes da unidade geradora é o ensaio de aquecimento dos mancais. Neste ensaio, a unidade geradora entra em operação com potência nominal e é acompanhado do aumento da temperatura do óleo e das sapatas até que o mesmo encontre-se em regime permanente. A partir dessa temperatura, estipula-se os valores de “alarme” e “desligamento automático” da unidade geradora no qual se infere que houve o rompimento do filme de óleo causando o atrito metal-metal e consequente falha.

A cavidade entre as sapatas é simplesmente um vão imerso de fluido lubrificante que serve para realizar a recirculação do óleo. Sua geometria é significativa para a solução do problema, pois os perfis de velocidade e temperatura afetam diretamente o resfriamento da sapata do mancal devido à convecção. Sua composição é basicamente o vão contendo o óleo e em mancais de grande porte existe uma tubulação horizontal na qual, a partir de uma série de furos injetasse óleo proveniente do sistema de resfriamento diretamente à superfície do rotor. De tal forma, espera-se que esse óleo resfriado seja o óleo de entrada no filme fluido sobre a sapata. Para fins desse trabalho, considera-se que a cavidade possua os mesmos diâmetros interno e externos da sapata de escora. Diferenciando apenas na altura que são adicionados os valores do filme de óleo à altura da sapata.

A outra região considerada no problema é o filme de óleo que localiza-se logo sobre a sapata de escora. É nessa região onde acontece o fenômeno da lubrificação propriamente dito. Para existir este fenômeno é necessário que exista a cunha de óleo, ou seja, a altura do filme de óleo na entrada deve ser maior que a altura de saída. Esse valor pode variar dependendo da temperatura do óleo, já que a viscosidade do fluido é bastante dependente da temperatura como também dos empuxos axiais exercidos pela turbina sobre o mancal.

4.1 EQUAÇÕES GOVERNANTES

Para a obtenção do perfil térmico e hidrodinâmico das regiões de estudo do mancal, como dito anteriormente, são consideradas três regiões básicas, duas regiões fluidas (cavidade e filme fluido) e uma sólida (sapata de escora).

A modelagem dos fenômenos que ocorrem no mancal deve considerar o escoamento nas regiões mencionadas, realizando-se os balanços de massa e energia. Seus resultados devem ser comprovados, pelo menos aproximadamente, aos pontos de monitoramento disponíveis no equipamento que são, em geral, a medição de temperatura no óleo e no interior da sapata do mancal.

Para definição do modelo simplificado necessário para a obtenção de resultados para o problema de uma configuração real. Considera-se que a sapata é uma seção de um

cilindro e, para fins desse trabalho, não são considerados fatores construtivos da sapata, tais como, chanfros, arredondamentos, furos, roscas etc. Esses fatores, embora sejam importantes para a formação do filme de óleo, já que podem ajudar no escoamento na fase inicial de giro da unidade geradora por diminuir a resistência ao escoamento e podem causar alguma diferença na simulação computacional. Esses fatores geométrico serão aproximados para uma simples seção cilíndrica para facilitar a resolução do problema.

De forma semelhante, a cavidade do mancal é considerado como o complemento da seção circular do ângulo definido pela quantidade de sapatas que constituem o mancal. Do mesmo modo, fatores construtivos são desprezados, tais como, furos, ralos, rebaixamentos entre outros elementos, ficando apenas a seção circular.

Já para o filme fluido, é desenvolvido deformando os outros dois elementos. Sendo formado pelo fenômeno hidrodinâmico, o mesmo, faz inclinar a sapata do mancal. Para o modelo, é feito fazendo um rebaixamento da sapata e o inclinando e posteriormente preenchendo essa diferença em relação a posição anterior da sapata com o óleo.

No interior da sapata de um mancal escora encontra-se um ponto de monitoramento no qual é instalado o sensor de temperatura. Sua localização é próxima o suficiente da superfície da sapata por onde passa o óleo lubrificante, mas com uma distância o suficiente que não comprometa a integridade estrutural da sapata, pois existem grandes esforços de pressão sobre a mesma. A posição também é deslocada do centro mais próximo à saída do óleo, pois devido à formação da cunha de óleo, espera-se que as temperaturas sejam mais significativas deste lado.

A Figura 7 exhibe as configurações e dimensões relevantes para a confecção do modelo computacional da sapata do mancal escora. Pode-se ver, em destaque, o ponto de monitoramento pela sua sigla, PM, no qual é instalado o sensor de temperatura. Sua localização é próxima o suficiente da superfície da sapata por onde passa o óleo lubrificante, mas com uma distância o suficiente que não comprometa a integridade estrutural da sapata, pois existe grandes esforços de pressão sobre a mesma. A posição também é deslocada do centro mais próximo a saída do óleo pois devido a formação da cunha de óleo espera-se que as temperaturas sejam mais significativas deste lado.

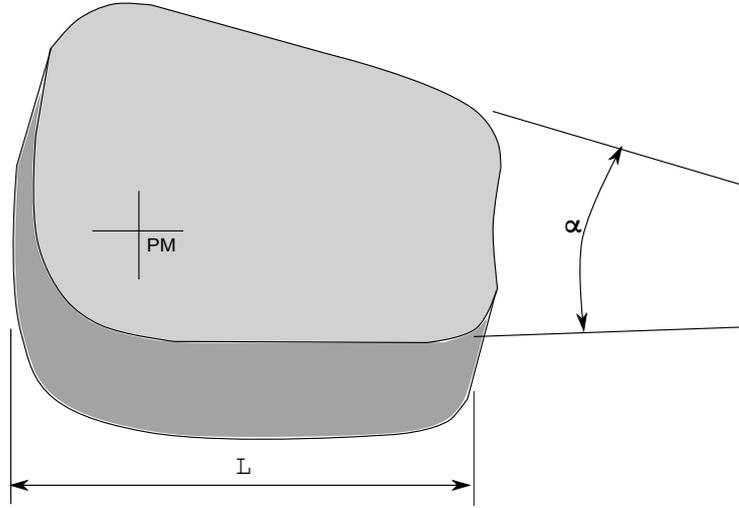
Para a obtenção do perfil térmico e hidrodinâmico das regiões de estudo do mancal. Como dito anteriormente, temos três regiões básicas, duas regiões fluidas (cavidade e filme fluido) e uma sólida (sapata de escora). Desta forma, possui-se dois tipos de regime para a solução, a hidrodinâmica e a sólida. Primeiramente será discutido as equações hidrodinâmicas.

A primeira formulação importante para um problema de mecânica dos fluidos é a equação da continuidade, definida pela seguinte expressão:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (4.1)$$

onde u , v , w são as velocidades do fluido nas componentes de x , y , z .

Figura 7 – Esboço para modelagem computacional de um mancal escora para hidrogeradores



Fonte: O autor

A equação de Navier-Stokes é a formulação utilizada para a determinação das velocidades e pressões nas regiões da cavidade e sobre o mancal. Essa equação é uma equação não-linear e com solução analítica em pouquíssimos casos. Essa equação em sua forma cartesiana é: Para a direção x:

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) + \frac{\partial p}{\partial x} = \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (4.2a)$$

Para a direção y:

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) + \frac{\partial p}{\partial y} = -\rho g + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (4.2b)$$

Para a direção z:

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) + \frac{\partial p}{\partial z} = \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (4.2c)$$

As temperaturas são determinadas pela equação da energia na qual vê-se o fluxo de entalpia nos volumes de controle. A equação da energia é expressa por:

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \dot{G} + \Phi \quad (4.3)$$

onde T é a temperatura do fluido, c_p é o calor específico, k é a condutividade térmica. O termo \dot{G} é a geração de calor pelo fluido e o termo Φ é conhecido como dissipação viscosa que é função das forças viscosas sendo expressa por:

$$\Phi = 2\mu \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \right] \quad (4.4)$$

São considerados, para o presente estudo, os mancais de escora da usina hidrelétrica de Paulo Afonso IV pertencente a CHESF. Essa usina está localizada no município de Paulo Afonso – BA sendo parte integrante do complexo de usinas encontrada nesta cidade. Possui um conjunto de seis unidades geradoras com 410 MW de potência nominal totalizando 2460 MW. É a maior usina do complexo de Paulo Afonso e uma das maiores do Brasil.

O gerador elétrico possui 30 polos. A frequência do sistema elétrico brasileiro é de 60 Hz e a quantidade de polos que o gerador possui faz com que a rotação seja de 120 rpm. O acoplamento entre o eixo da turbina e o eixo do gerador é direto, fazendo com que a rotação de ambos os eixos sejam as mesmas. Daí, todos os componentes são dimensionados para essa rotação.

O mancal escora é do tipo segmentado composto por doze 12 sapatas apoiados em discos de amortecimento elásticos de borracha. Possui um sistema de resfriamento externo à caixa do mancal, além do sistema de injeção de óleo para as sapatas utilizados durante os procedimentos de partida e parada da unidade geradora. As principais características técnicas do mancal são:

- Diâmetro interno: 2650 mm
- Diâmetro externo: 4070 mm
- Comprimento: 710 mm
- Largura máxima: 750 mm
- Ângulo da sapata (aprox.): 22°
- Material: Aço C10
- Altura: 200 mm
- Massa: 700 kg
- Material do metal patente: Tego V739
- Carga nominal: 21.400 kN
- Tipo de óleo: ISO VG68
- Vazão de óleo: 2.500 ℓ/min

As sapatas do mancal escora apoiam um anel inteiriço que é aparafusado e centrado em relação a este. São fabricados em aço com diâmetro interno de 2640 mm e diâmetro externo e 4080 mm.

O óleo ISO VG68 é amplamente utilizado em equipamentos hidráulicos. As características técnicas do óleo foram obtidas a partir do catálogo do fabricante (citar Petrobras). As principais características são:

- Viscosidade dinâmica à 40 °C: 0,06011 Pa s
- Viscosidade dinâmica à 100 °C: $0,59364 \times 10^{-3}$ Pa s
- Massa específica: 884.0 kg/m³
- Calor Específico: 1925 J/kg K
- Condutividade Térmica: 0,1316 W/m K

4.2 METODOLOGIA DE RESOLUÇÃO

Buscou-se, primeiramente, a implementação paulatina do problema do térmico e hidrodinâmico do mancal com o objetivo de conhecer as características físicas do escoamento de filmes fluidos e agregando os demais componentes que influenciem na solução do problema. Assim, implementa-se a formulação em duas dimensões na seguinte ordem: Filme fluido; Cavidade; Acoplamento filme fluido/Sapata; Acoplamento filme fluido / Sapata / Cavidade. Posteriormente, busca-se a solução em três dimensões do acoplamento filme fluido/sapata e a simulação da falha do mancal.

A resolução das equações descritas pela formulação apresentada depende, necessariamente, da geometria, propriedades dos materiais e condições de contorno. Sendo que para o caso apresentado, utiliza-se a técnica numérica dos volumes finitos. Os passos necessários para a obtenção da solução são: modelagem da geometria; discretização do modelo; aplicação das propriedades e condições de contorno e iniciais; processamento do *solver*; e o pós-processamento.

4.2.1 Formulação do filme fluido - Duas dimensões

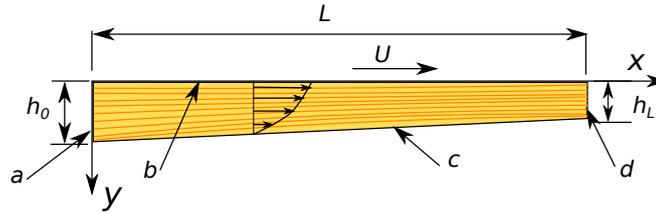
O filme fluido formado pela lubrificação hidrodinâmica é uma fina película formada pelo movimento relativo entre duas superfícies. De tal forma, que assemelha-se ao problema bastante conhecido de escoamento entre placas planas.

Em um filme fluido para a lubrificação hidrodinâmica é importante haver a formação da cunha de óleo criado pela inclinação do mancal, ou seja, precisa haver uma restrição maior na saída do mancal.

A Figura 8 exhibe, de forma esquemática, o filme fluido formado pela lubrificação hidrodinâmica. É importante notar que para haver as condições necessárias para o funcionamento do mancal é necessário que

$$h_0 > h_t \quad , \quad (4.5)$$

Figura 8 – Esquema do filme fluido formado pela lubrificação hidrodinâmica



Fonte: O autor

assim para haver a continuidade do escoamento é necessário a elevação da pressão e conseqüente separação das superfícies (objetivo do mancal).

A modelagem geométrica do filme fluido é linear, como exibido na Figura 8. E são colocados dois parâmetros, sendo as alturas de entrada e saída do mancal. A declividade da sapata é determinada pela seguinte expressão:

$$\theta = \arcsen \frac{h_0 - h_L}{L} \quad (4.6)$$

onde θ é a declividade do mancal, h_0 é a altura do filme de óleo na entrada do mancal e h_L é a altura do filme de óleo na saída do mancal. O valor do filme de óleo saída do mancal não pode ser inferior a $50 \mu\text{m}$ (dados do projetista). As condições de contorno para as equações da quantidade de movimento são

$$p = p_\infty \quad \text{em: } a, \quad (4.7a)$$

$$\mathbf{v} = U \quad \text{em: } b, \quad (4.7b)$$

$$\mathbf{v} = 0 \quad \text{em: } c, \quad (4.7c)$$

$$p = p_\infty \quad \text{em: } d. \quad (4.7d)$$

As condições de contorno em $x = 0$ e em $x = L$ são iguais a pressão atmosférica, pois não existe nenhum dispositivo que exerça influência no escoamento além do movimento relativo entre as placas. Para a equação de energia se são propostos as condições de contorno

$$T = T_\infty \quad \text{em: } a, \quad (4.8a)$$

$$\mathbf{q}'' = 0 \quad \text{em: } b, \quad (4.8b)$$

$$\mathbf{q}'' = 0 \quad \text{em: } c, \quad (4.8c)$$

$$T = T_\infty \quad \text{em: } d. \quad (4.8d)$$

4.2.2 Número de Eckbert

Embora o comportamento do filme fluido esteja conforme o verificado na teoria, existem outros fatores que são levados em consideração para verificação do seu desempenho. Um fator significativo do desempenho do mancal é o efeito da dissipação viscosa

que considera o aquecimento do filme fluido devido à interação entre as partículas do fluido, ou seja, é o calor gerado pelo atrito. Um parâmetro adimensional que é significativo para verificação da relevância do atrito viscoso é o número de Eckbert, expresso pela seguinte expressão:

$$Ec = \frac{V^2}{c_p \Delta T} \quad (4.9)$$

esse número representa a relação entre a energia cinética e a variação de entalpia do fluido no escoamento considerado. Caso o valor desse parâmetro seja menor que um (1) a variação de entalpia é significativa sendo necessária no cálculo do escoamento. Este parâmetro torna-se mais significativo na consideração dos efeitos viscosos no aquecimento do óleo devido à existência de uma grande relação entre a temperatura e a viscosidade. Na literatura, existem várias correlações entre temperatura e viscosidade, todavia, para os fins deste trabalho, foi considerado uma correlação linear, pois já representa significativamente os efeitos da temperatura sobre a viscosidade.

4.2.3 Coeficiente de atrito, Fator de Atrito e Calor Gerado

O colar de escora sobre resistência ao seu movimento sobre o filme fluido. Esta resistência é a força de atrito exercido pelo filme fluido. Essa força de sobre a área de contato forma uma tensão superficial. Relacionando a tensão superficial e a energia do movimento obtêm-se o coeficiente de atrito, descrito pela expressão:

$$C_f = \frac{\tau_s}{\rho \frac{V^2}{2}} \quad (4.10)$$

Todavia, para efeitos comparativos entre o atrito viscoso e o atrito sólido, considera-se o fator de atrito equivalente, ou seja, qual seria o valor do fator de atrito caso fosse considerado contato direto metal com metal. A expressão para essa correlação é:

$$f_e = \frac{\tau_s A}{\int p dA} \quad (4.11)$$

O calor gerado também deve ser considerado para esse escoamento, apenas considerando o atrito viscoso. Desta forma, pode-se verificar o ganho de temperatura no escoamento e com esse ganho verificar qual a taxa de transferência ao mancal quando este esteja acoplado ao mesmo. A variação da temperatura no escoamento é obtida pela seguinte expressão:

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p (T_s - T_e) + \dot{Q}_{sap}. \quad (4.12)$$

4.2.4 Obtenção da solução analítica

Com um modelo simplificado é possível obter uma solução analítica do problema de lubrificação hidrodinâmica que facilita a comprovação do modelo computacional aproximado. Sendo possível, assim, estender-lo para outros solução de problemas com geometrias e adição de novas variáveis ou não-linearidades.

Uma simplificação da equação de Navier-Stokes para um escoamento de um filme fluido entre placas deslizantes é conhecida como a equação de Reynolds que considera um escoamento entre duas placas com velocidades distintas e distância entre elas bastante estreitas que decresce ao longo das placas. É também desprezados as forças de inércia. Em um problema geral de lubrificação a equação de Reynolds é descrita da seguinte forma:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\mu \frac{\partial}{\partial x} [h\{U(0) + U(h)\}] + 12\mu[V(h) - V(0)] \quad (4.13)$$

onde, $h = h(x, z)$. Considera-se, para esta equação, que não há translação na direção z . A pressão deve ser conhecida em todas as faces abertas do escoamento. Em vários trabalhos é utilizado esta equação que facilita bastante tanto a obtenção de uma solução analítica como numérica, respeitando as aproximações já definidas da sua demonstração.

Devido às dimensões restritas da distância entre placas é possível negligenciar as forças de inércias com relação as forças viscosas. Desta forma, a característica do escoamento é definida pelo número de Reynolds modifica expresso pela seguinte expressão:

$$Re_L = \frac{\rho U L h^2}{\mu L^2} \quad (4.14)$$

Demonstrações da equação de Reynolds podem ser obtida nos trabalho de White (1991), (SZERI, 1998) e Shukla *et al.* (1980).

Uma solução analítica em duas dimensões mostrada na Equação (4.15) é utilizada mais adiante no texto. Esta equação é obtida a partir de um modelo definido pela Figura 8. Cujo a faces estão sujeitas a uma pressão atmosférica p_∞ e um lubrificante de viscosidade μ . Desta forma a expressão é:

$$p - p_\infty = \frac{6\mu U L}{h_0^2} \frac{X(R_A + X R_A - X)}{(1 + R_A)(1 - X - R_A X)^2} \quad (4.15)$$

onde $R_A = h_L/h_0$, $X = x/L$.

Posteriormente é realizada uma comparação da solução analítica em duas dimensões com a solução obtida numericamente em um modelo definido.

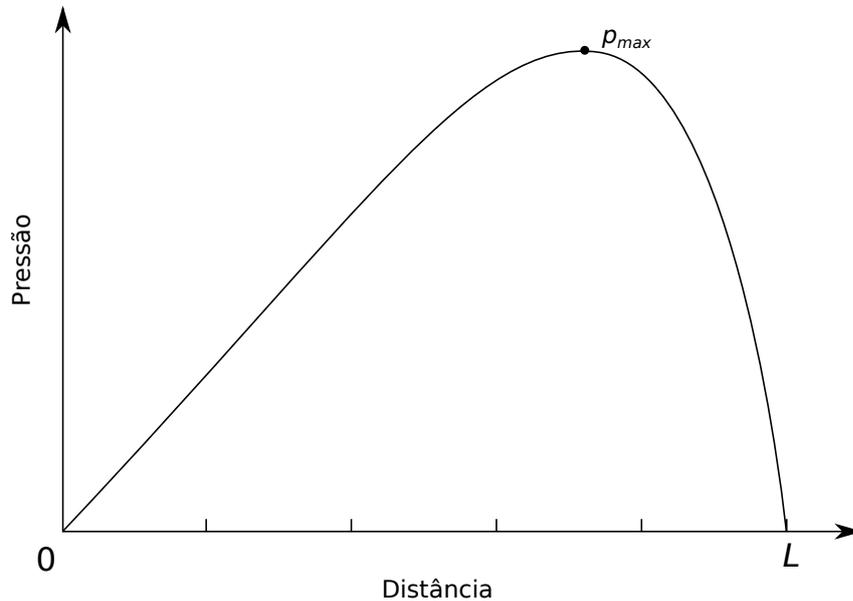
O comportamento desta equação pode ser verificado na Figura 9. As máximas pressões são da ordem de $6\mu U L/h_0^2$ que são valores incrivelmente altos. O perfil da pressão é parabólico com o ponto máximo um pouco posterior ao centro do domínio.

4.2.5 Formulação da cavidade - Em duas dimensões

A cavidade é formada pelo espaço entre as sapatas do mancal. Desta forma, o óleo inserido em seu interior está em contato com as sapatas adjacentes e o colar de escora. Em certos mancais, existe tubulações para inserir óleo resfriado no seu interior.

Na Figura 10, verifica-se essa tubulação que traz o óleo proveniente do sistema de resfriamento com diâmetro d . Destacado, tem-se o ponto A . Este ponte representa furo

Figura 9 – Comportamento da pressão ao longo de uma placa plana para um problema de lubrificação hidrodinâmica



Fonte: O autor

da tubulação que injeta o óleo resfriado. Esse ponto fica mais próximo da superfície do colar de escora com a intenção do óleo resfriado ser arrastado para o filme fluido. Assim o óleo aquecido, conseqüentemente com viscosidade menor, não entra no filme fluido e causa uma menor pressão do fluido sobre o mancal. Para manter a continuidade de massa, na superfície e , em sua condição de contorno, existe um fluxo de massa ao longo da superfície. O valor desse fluxo de massa é igual ao proveniente do ponto A .

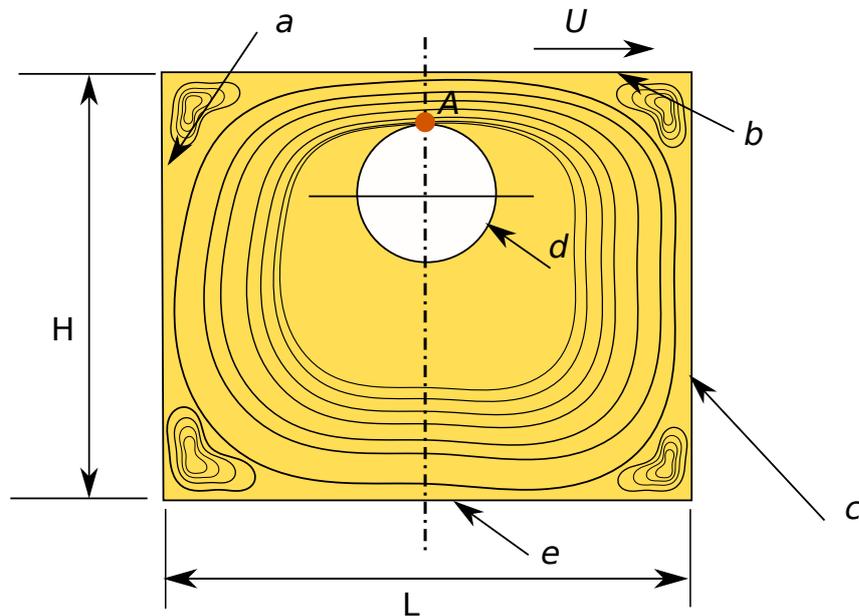
Nas superfícies a e c existe um acoplamento com a superfície da sapata que pode ser representado por uma condição de contorno de parede para os termos da equação da quantidade de movimento. Já para a equação da energia, existe uma interação entre a sapata e a cavidade através da conservação da energia, onde o fluxo de calor entre as duas superfícies são iguais. Para o caso de simulação apenas da cavidade, os resultados podem ser obtidos por um fluxo de calor apenas.

4.2.6 Acoplamento mancal, filme fluido e sapata

Depois definido cada modelo individualmente, é necessário realizar o acoplamento de todos e verificar como os mesmos trabalham de forma integrada. A integração dá-se pela junção das condições de contorno dos mesmos. A Figura 11 representa todos os domínios que são resolvidos com a solução numérica.

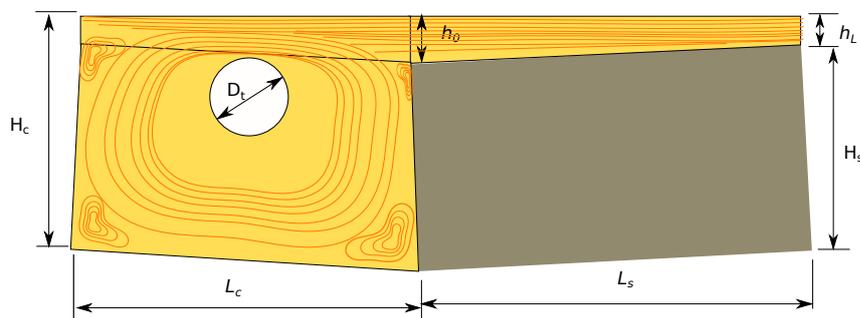
As condições de contorno para este caso são semelhantes aos já descritos anteriormente, na parte superior é a parede do colar a uma velocidade constante, na parte inferior também é uma parede com velocidade constante. Uma consideração importante,

Figura 10 – Diagrama da cavidade do mancal em duas dimensões



Fonte: O autor

Figura 11 – Acoplamento dos domínios em duas dimensões



Fonte: O autor

é a natureza periódica do problema, devido ao fato de reduzirmos o mancal a uma única seção. Assim nas fronteiras do problema é como se o próprio se repetisse, desta forma, as condições de contorno para essas fronteiras são periódicas. Ou seja, faz-se um balanço de massa, energia e quantidade de movimento entre a superfície de entrada e a de saída. Enquanto nas interfaces dos modelos, são feitos balanços de massa, energia e quantidade de movimento para cada modelo tenha seus rebatimentos nos demais.

4.2.7 Acoplamento mancal com filme fluido em três dimensões

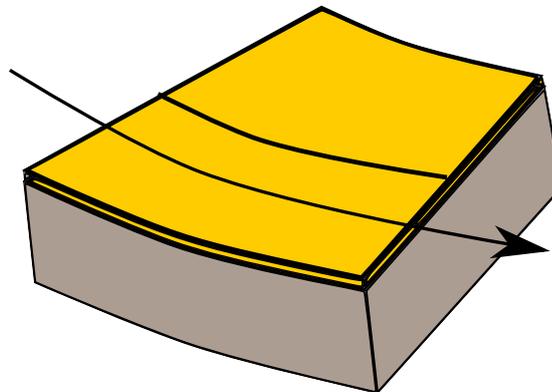
O comportamento térmico e hidrodinâmico do mancal escora foi conhecido com o desenvolvimento do modelo em duas dimensões. Desta forma, buscou-se a verificação da influência da dissipação viscosa sobre o escoamento, a transferência de calor para a sapata

do mancal escora, assim como a influência dos termos convectivos sobre a temperatura de monitoramento. Com esses comportamentos já conhecidos, na solução do modelo em três dimensões verificou-se unicamente a influência do filme fluido sobre a sapata do mancal escora.

Para a modelagem, desenha-se primeiramente a sapata do mancal de acordo com as dimensões fornecidas por medições e projetos fornecidos. Despreza-se, como já mencionado, fatores construtivos, tais como, chanfros, arredondamentos, furos e rebaixos. Ficando, assim, simplesmente um tronco cilíndrico.

Enquanto o filme fluido é obtido pelo rebaixamento e rotação da sapata para que forme a cunha de óleo de forma que nestes pontos seja possível medir o valor de h_0 e h_L .

Figura 12 – Diagrama esquemático do problema em três dimensões



Fonte: O autor

Na Figura 12 verifica-se a geometria do problema a ser resolvido. Pode-se perceber que trata-se da busca de uma solução para a condução de calor no mancal, considerando uma fonte de calor proveniente da dissipação viscosa.

Na modelagem em três dimensões, desprezou-se o efeito da cavidade sobre a sapata. Por esse motivo, não foi concebido as peculiaridades geométricas e físicas. Limitou-se apenas o seu efeito a condições de contorno exercido pela cavidade sobre a sapata.

Essa supressão, deu-se pelo objetivo do presente trabalho que visa reproduzir a leitura obtida pelo ponto de monitoramento para diversas condições operacionais. E devido sua localização, os efeitos sobre o ponto de monitoramento poderiam ser desprezados. Assim, limitou-se em verificar a influência na resposta do ponto de monitoramento com a variação do coeficiente de transferência de calor por convecção. E para a simulação de fato, utilizou-se o valor obtido do coeficiente de transferência de calor por convecção na simulação em duas dimensões para a simulação em três dimensões.

4.2.8 Condição de falha no mancal de escora

A verificação das condições operacionais dos mancais escora é importante para se conhecer os mecanismos de funcionamento que regem o fenômeno da lubrificação. A simulação computacional é uma excelente ferramenta para se conhecer esses fenômenos e assim colocar os equipamentos em condições de trabalho. Neste sentido, buscou-se a simulação computacional para verificar as condições de trabalho dos mancais quando em falhas para verificação do tempo de resposta do sistema de proteção e conhecer melhor os possíveis danos causados ao equipamento após a ocorrência de uma falha.

Durante o funcionamento normal de um mancal escora o aquecimento dá-se pelo efeito da dissipação viscosa do fluido de trabalho. Esse fenômeno foi comprovado anteriormente e as medições ficaram na faixa de trabalho observada em verificações dos sistemas supervisórios dos equipamentos. Todavia, em uma falha no mancal o aquecimento será produzido pelo atrito sólido entre a sapata e o rotor acima dele. Como já mencionado anteriormente, a força de atrito entre duas superfícies sólidas será dada pelo coeficiente de atrito das superfícies e a força normal incidente sobre elas. Como esse atrito é exercido a uma velocidade conhecida, o produto entre a força de atrito e essa velocidade é igual a uma potência gerada pelo atrito. Todavia, essa potência produzida não pode fornecer trabalho útil tornando-se calor.

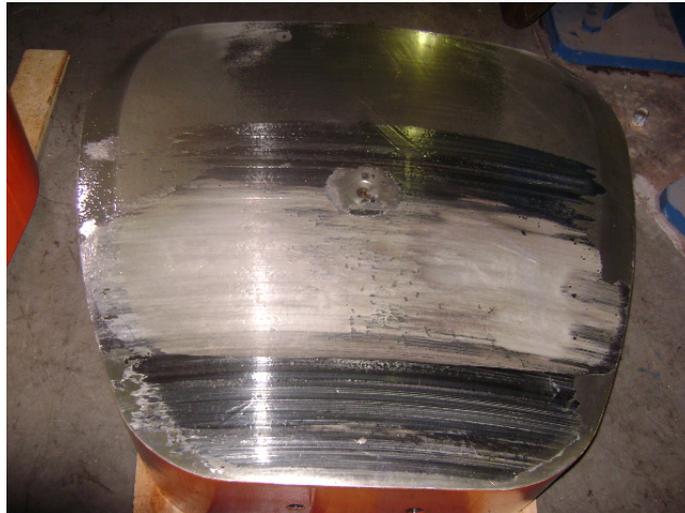
A força exercida pelo fluido é igual ao empuxo axial exercido ao mesmo. Desta forma, podemos determinar uma região onde o atrito é aplicado e assim termos a força normal exercida da área da falha. A velocidade em cada ponto da região também é conhecida pela rotação nominal e a distância do centro. Assim, a potência gerada sobre a área afetada é dada por:

$$\dot{Q} = c_a r \omega \int_A p dA \quad (4.16)$$

onde: c_a é o coeficiente de atrito, r é o raio na região afetada, ω é a rotação nominal da unidade geradora, A é a região de atrito e p é a pressão exercida pelo fluido.

Na Figura 13 visualizamos uma sapata de mancal escora após uma ocorrência. Pode-se ver que a falha aconteceu em apenas uma parcela da área o que pode sugerir que esse tipo de falha dá-se pela não atuação devida dos discos elásticos que ficam sob a sapata. Contudo a atuação do sistema de proteção ocorre pelo aumento da temperatura no interior da sapata.

Figura 13 – Sapata de mancal escora após uma ocorrência (CHESF)



Fonte: CHESF

O aumento da temperatura será ocasionado pelo fluxo de calor proveniente da área de atrito. Para obter o fluxo médio sobre a região afetada, divide-se a potência de atrito obtido com a equação (4.16) pela área afetada pela falha assim a expressão do fluxo de calor é expresso por:

$$\dot{Q}'' = \frac{c_a r \omega \int_A p dA}{\int_A dA} \quad (4.17)$$

Assim, aplica-se apenas uma modificação na condição de contorno na parte superior de igual valor ao estabelecido pela equação (4.17). Propõe-se realizar a verificação do transiente térmico variando o raio sobre o mancal no qual sofre a carga do atrito metal-metal.

5 RESULTADOS OBTIDOS

Para obtenção dos resultados foi desenvolvido uma simulação computacional utilizando o *software* ANSYS CFX em um computador pessoal com 8GB de memória RAM e processador Intel Core™i7. A simulação foi feita a partir de um modelo simplificado do filme fluido e foi-se agregando as condições de trabalho do mancal até a obtenção do modelo mais complexo, que simule a condição de falha com a modificação da condição de contorno em uma fração da face superior do mancal, onde considera-se o atrito metal-metal. A seguir apresentam-se os resultados obtidos nessas simulações. Para maiores detalhes no uso do ANSYS CFX, verificar o Apêndice B.

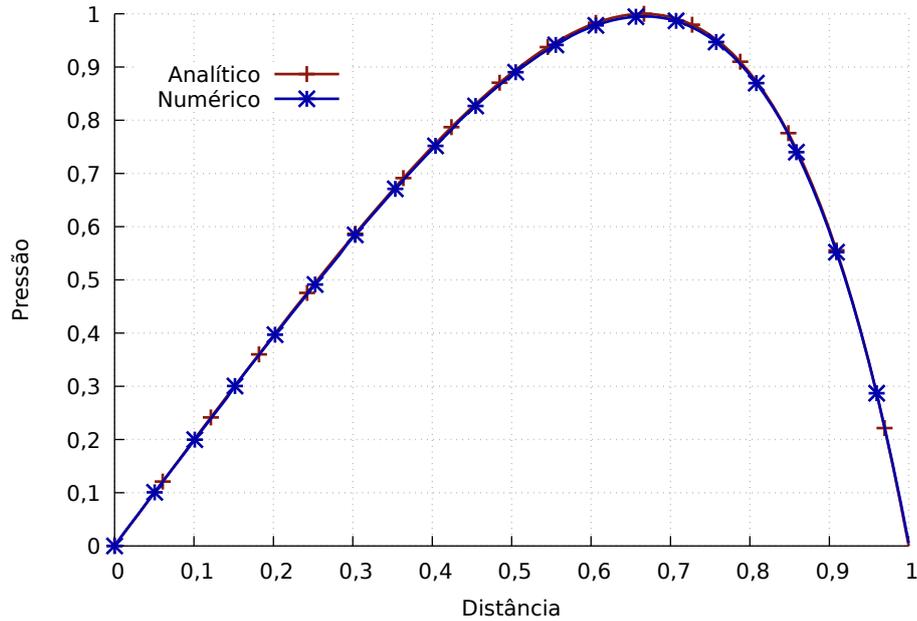
5.1 SOLUÇÃO DO MODELO EM DUAS DIMENSÕES

Utilizando o *software* Ansys CFX, foram adicionadas as propriedades do óleo lubrificante e implementadas as condições de contorno. Tanto para a parte inferior quanto para parte superior do filme fluido são consideradas condições de contorno do tipo “Parede”, ou seja, uma condição de contorno não deslizante, sendo que a superfície superior, onde existe o contato com o colar de escora, é atribuída uma velocidade. Para a superfície inferior considera-se em repouso. Para a entrada é especificado como condição de contorno do tipo “Entrada” com a pressão nula. Já na saída também considera a pressão nula, ou seja, a pressão atmosférica.

Foi realizada uma simulação para verificação das condições da malha e de modelos de turbulência com relação à solução analítica que pode ser obtida com a resolução da equação (4.13). Considerou-se a entrada com altura de 0,20 mm e a saída com altura de 0,10 mm, fazendo com que a relação entre as alturas seja de 0,5. Para efeitos comparativos, utilizou-se o número de divisões de 40 elementos para a altura do filme fluido. A partir dessas dimensões e das demais informações já apresentadas, é possível calcular o número de Reynolds modificado a partir da equação (4.14). O valor encontrado foi de 0,019723 que mostra que o escoamento sobre o mancal de escora é predominantemente laminar.

A Figura 14 mostra a comparação de forma adimensionalizada da solução analítica (Equação (4.15)) e numérica pelo Ansys CFX. A solução analítica e a laminar obtida numericamente tem um erro ordem de $3,3 \times 10^{-3}$ que mostra que a malha sugerida para o problema já está satisfatória para a obtenção dos demais casos que serão estudados (WASILCZUK; ROTTA, 2008).

Figura 14 – Comparação da pressão adimensionalizada para solução analítica e numérica



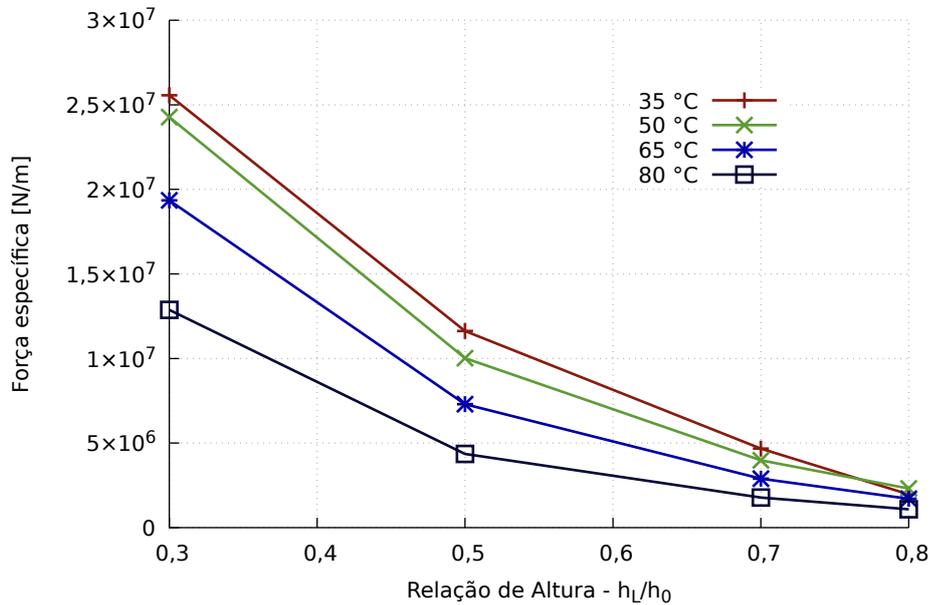
Fonte: O autor

Foram feitas várias simulações para verificação da influência entre a relação das alturas de entrada e saída do mancal e a temperatura de entrada. Para a relação, em específico, fixou-se a altura de entrada em 0,2 mm e variou-se a saída do filme fluido. Quanto a temperatura, foi variada de acordo com as faixas de trabalho verificadas na instalação hidroelétrica. As condições de contorno, para este caso, foram tanto para a entrada e saída com pressão atmosférica e nas partes inferior uma superfície lisa e adiabática e para a parte superior, também uma superfície lisa, adiabático com uma velocidade de 21 m/s. Esta foi considerada por ser a velocidade do anel no ponto de monitoramento.

A Figura 15 mostra a variação da força específica exercida pelo filme fluido ao anel de escora. Para fins comparativos, verifica-se que a força exercida considerando os escoamentos laminares. Percebe-se que a força ou pressão exercidas sobre o mancal são inversamente proporcionais à relação de altura e a temperatura. Assim, dependendo da condição de operação da unidade geradora, o mancal deve compensar o aquecimento do óleo lubrificante com uma variação da relação entrada e saída de tal forma que obtenha a força exercida constante que compense o esforço axial exercido pelo peso do conjunto girante e o empuxo hidráulico.

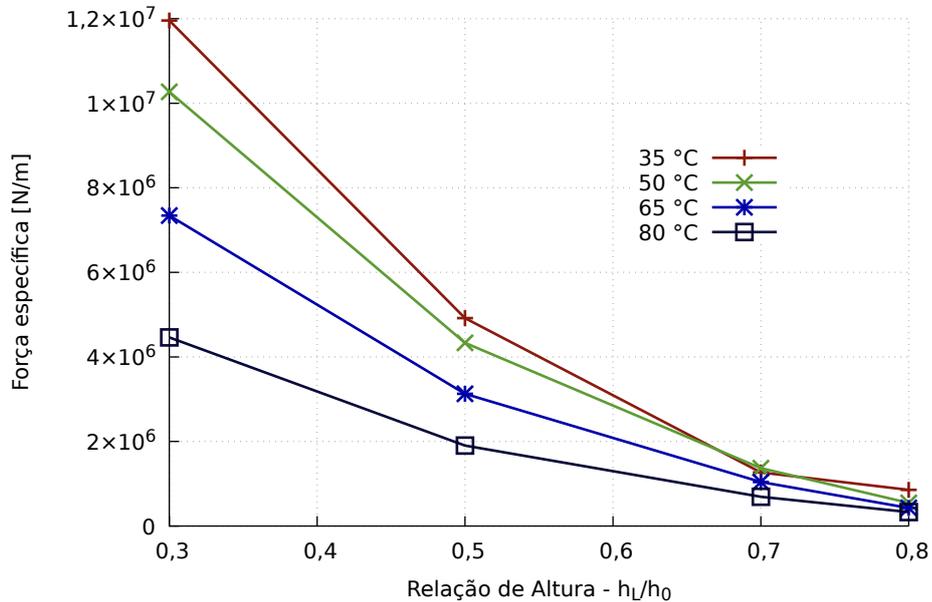
Considerando os efeitos da dissipação viscosa sobre a força exercida pelo mancal, percebe-se que os valores da força exercida pelo mancal são menores. A Figura 16 exibe um comportamento semelhante ao percebido sem os efeitos da dissipação viscosa. A força é diminuída devido à diminuição da viscosidade, e como a pressão é proporcional à viscosidade a pressão diminui.

Figura 15 – Força exercida pelo filme fluido sobre o mancal sem considerar a dissipação viscosa.



Fonte: O autor

Figura 16 – Força exercida pelo filme fluido sobre o mancal considerando os efeitos da dissipação viscosa.

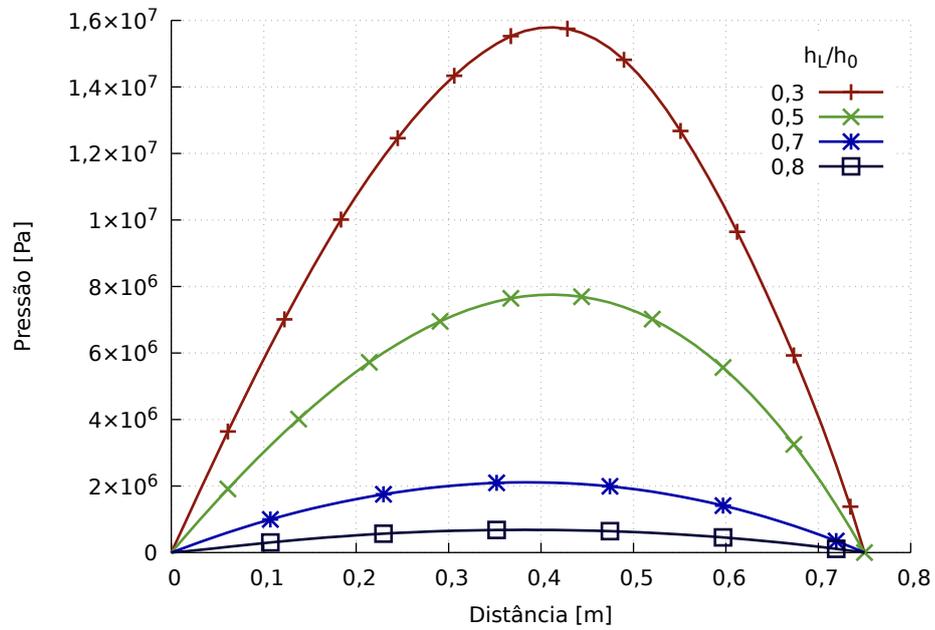


Fonte: O autor

A pressão exercida pelo filme fluido ao anel de escora varia ao longo do seu comprimento. Esse comportamento é parabólico. A Figura 17 mostra a variação da pressão em relação ao comprimento para o escoamento laminar com a dissipação viscosa. Percebe-se que mesmo que a espessura do filme fluido seja tão pequena as pressões atingidas são realmente significativas. Esse comportamento é o mais esperado já que o regime é

praticamente laminar com efeitos térmicos significativos devido ao atrito viscoso.

Figura 17 – Variação da pressão ao longo do comprimento do mancal para várias configurações de relação de altura de entrada e saída do mancal para a temperatura de entrada de 50 °C



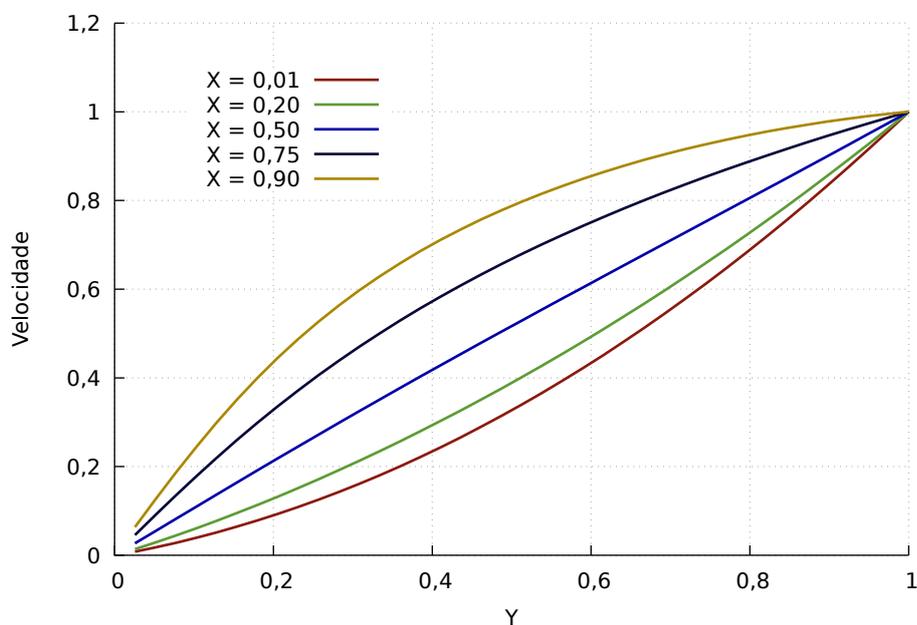
Fonte: O autor

5.1.1 Perfil de velocidade

O perfil de velocidade é parabólico em todos os pontos do escoamento, exceto no local onde existe a pressão máxima, pois a variação torna-se nula, desta forma, o resultado da Equação ?? torna-se uma reta.

A concavidade da parábola também pode ser explicada pelo mesmo motivo, a pressão. Pois até o ponto de inflexão da pressão a concavidade fica voltada para cima, logo após para baixo. Esse comportamento pode ser verificado na Figura 18 onde é variado para várias posições do escoamento de forma adimensionalizada para efeitos comparativos.

Figura 18 – Perfil de velocidade adimensionalizada do filme fluido para vários pontos ao longo do escoamento

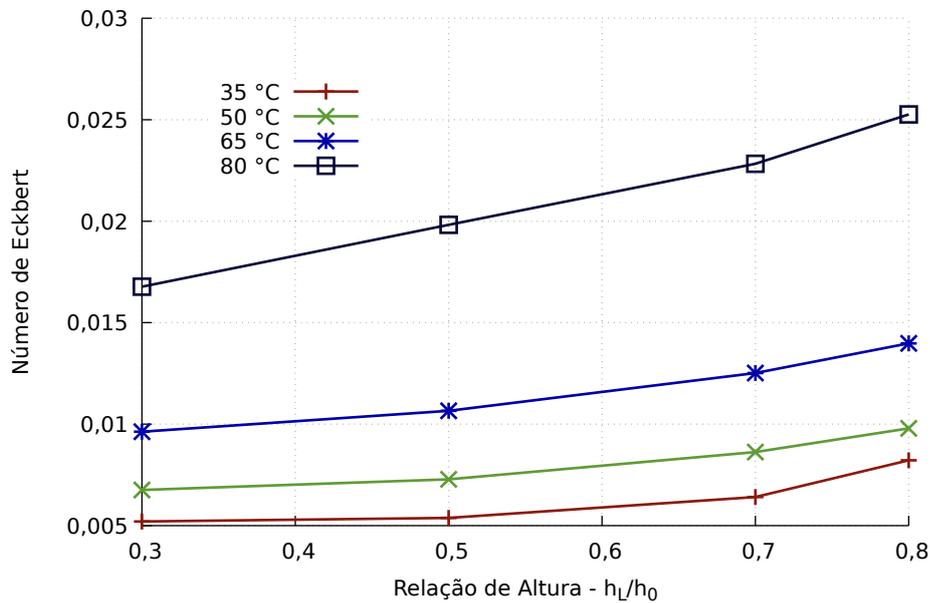


Fonte: O autor

5.1.2 Número de Eckbert e os Efeitos do aquecimento

Para o escoamento estudado, os números de Eckbert obtidos foram todos com valores menores que um, conforme mostrado na Figura 19. Isto representa que para esse tipo de situação a variação da entalpia é significativa, sendo necessária a consideração da dissipação viscosa no estudo do escoamento.

Figura 19 – Número de Eckbert variando a relação de alturas e a temperatura de entrada do fluido.



Fonte: O autor

O termo da dissipação viscosa para um escoamento newtoniano, unidimensional, incompressível e laminar é expresso da seguinte forma:

$$\Phi = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 \quad (5.1)$$

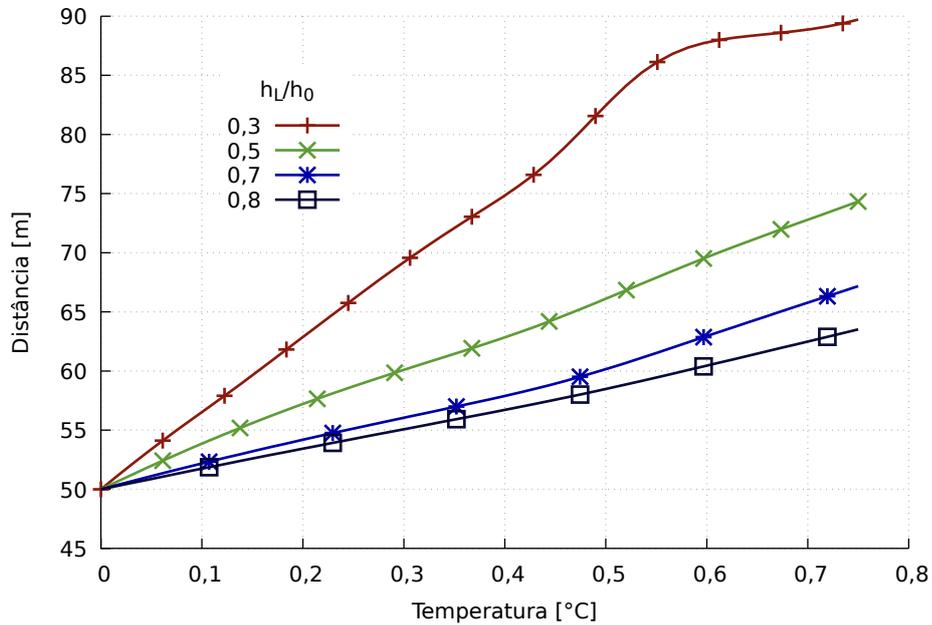
esse comportamento pode ser visto na Figura 20 que apresenta a variação da temperatura com o deslocamento em x . Como não há qualquer transferência de calor externa, a variação de temperatura dá-se pela conversão da energia de pressão em calor e pelo trabalho viscoso.

A variação de temperatura é bastante relevante para o escoamento, desta forma pode-se perceber por meio da Figura 21 que o calor gerado para a variação de temperatura e da relação entre a entrada e a saída. Percebe-se que o seu comportamento, assim como a pressão, é inversamente proporcional a relação e à temperatura de entrada.

5.1.3 Coeficiente de atrito e fator de atrito

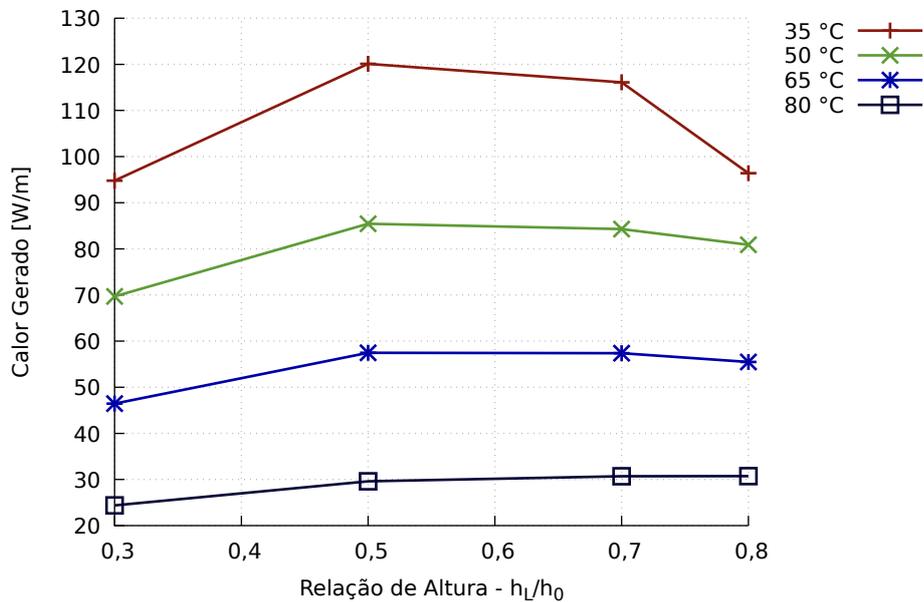
O fluido se opõe ao escoamento por forças viscosas inerentes a ele. Na Figura 22 verificam-se os coeficientes de atrito que representam essas forças viscosas criadas pelo fluido. O coeficiente de atrito depende da tensão de cisalhamento que é proporcional à viscosidade. Assim, como a viscosidade diminui com a temperatura, verifica-se que seu comportamento é inversamente proporcional à relação entre entrada e saída e à temperatura.

Figura 20 – Perfil de temperatura ao longo do comprimento do mancal para várias relações de altura entre a entrada e a saída do mancal



Fonte: O autor

Figura 21 – Calor gerado pelo filme fluido devido aos efeitos da dissipação viscosa

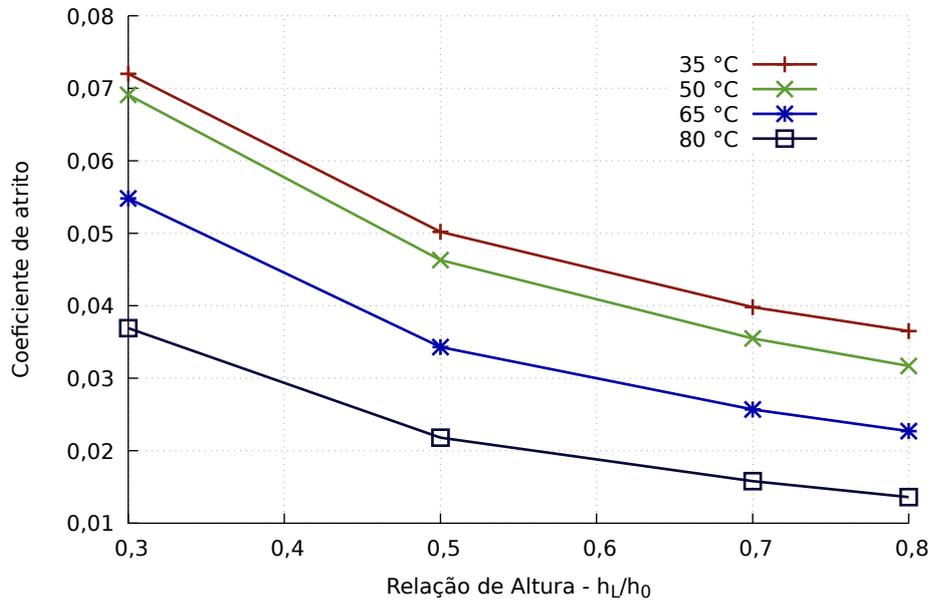


Fonte: O autor

Os efeitos da dissipação viscosa produz calor para o óleo lubrificante, assim verifica-se a diminuição do valor do coeficiente e fator de atrito. A Figura 22 evidencia a queda mais acentuada do coeficiente e fator de atrito em relação ao caso sem a consideração da dissipação viscosa com uma redução de 90%.

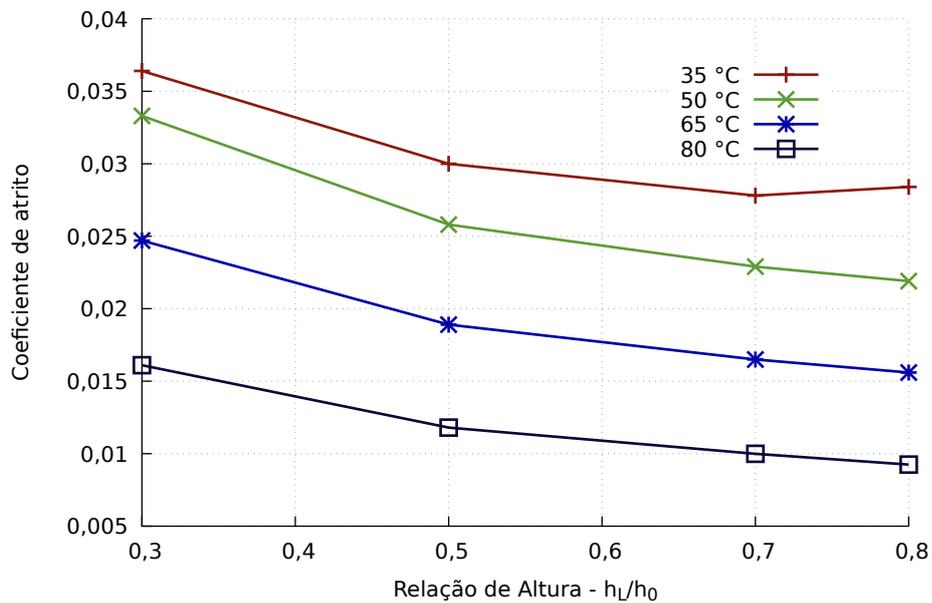
Considerando os efeitos da dissipação viscosa, verifica-se que existe uma diminuição

Figura 22 – Coeficiente de atrito do filme fluido sem a dissipação viscosa



Fonte: O autor

Figura 23 – Coeficiente de atrito do filme fluido com dissipação viscosa



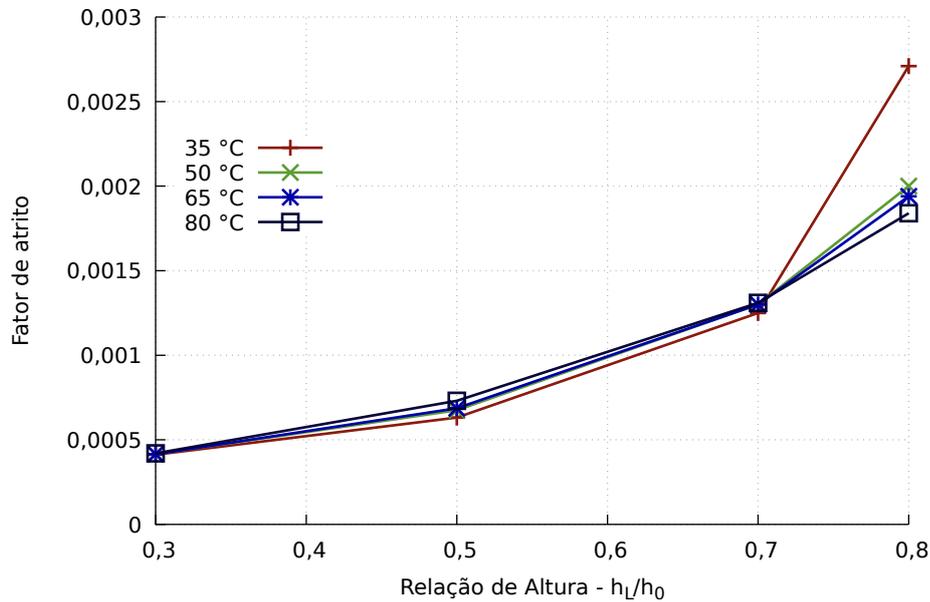
Fonte: O autor

do valor. Isso é considerado devido que os coeficientes são menores. Assim, a Figura 23 mostra o comportamento de forma muito semelhante ao comportamento sem a dissipação viscosa.

O fator de atrito é correlação entre o atrito sólido e o atrito hidrodinâmico. Assim é compara-se a contribuição da redução de atrito pelo efeito da lubrificação hidrodinâmica. A Figura 24 mostra o comportamento do fator de atrito. Percebe-se que o comportamento

é crescente. Isso é devido que o fator de atrito é uma relação de forças.

Figura 24 – Fator de atrito do filme fluido sem a dissipação viscosa.



Fonte: O autor

Da mesma forma considerando a dissipação viscosa, o fator de atrito tem os valores maiores do que o escoamento sem considerar a dissipação viscosa. A Figura 25 evidencia como o fator de atrito eleva com a relação de alturas e seus valores bem superiores quando comparados com o fator de atrito sem os efeitos da dissipação viscosa.

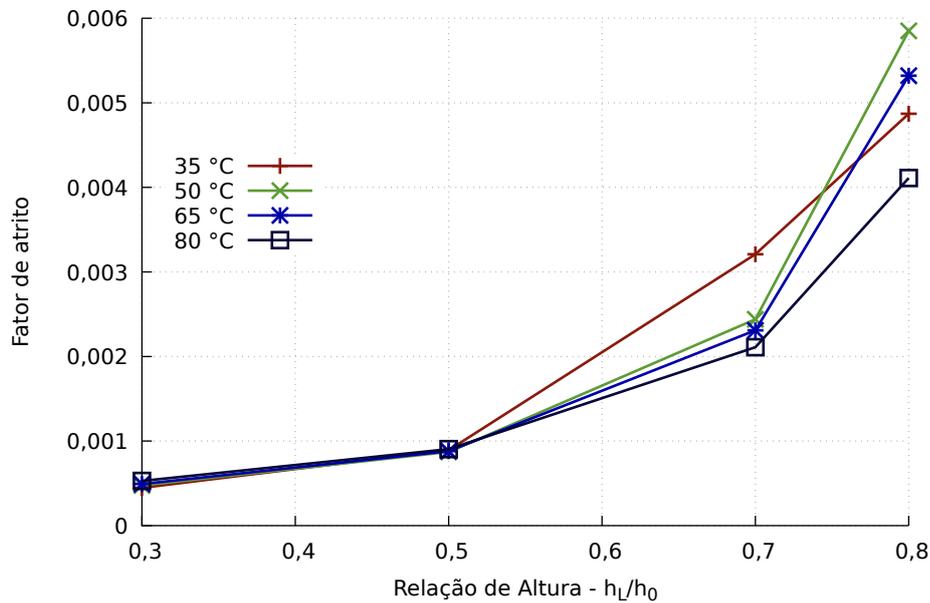
5.2 ACOPLAMENTO DO FILME FLUIDO - SAPATA DO MANCAL

As considerações para a obtenção dos parâmetros do filme fluido foram, até então, consideradas que na parte inferior do mancal fosse uma superfície adiabática (WASILCZUK; ROTTA, 2008). Todavia, existe um considerável fluxo de calor proveniente do filme fluido para a sapata logo abaixo. Assim o aquecimento das sapatas do mancal dá-se pela transferência de parte do calor gerado pela dissipação viscosa no filme fluido para a sapata do mancal.

Para realizar essa simulação, elabora-se, junto com o modelo já desenvolvido do filme fluido, a sapata do mancal escora cuja face superior seja coincidente com a face inferior do filme fluido. Desta forma, as duas faces ficam acopladas entre si. E suas condições de contorno são associadas entre si ou seja deve existir uma conservação de energia entre as fronteiras

No interior da sapata existe um sensor de temperatura. A posição de instalação deste sensor fica a cerca de 60 mm defasado do centro da sapata mais próximo da saída e a 10 mm da sua superfície. Esse posicionamento é devido às temperaturas mais altas,

Figura 25 – Fator de atrito exercido pelo filme fluido considerando os efeitos da dissipação viscosa



Fonte: O autor

que estão mais próximas da saída do filme fluido e o mais próximo possível da superfície, garantindo a integridade estrutural da sapata.

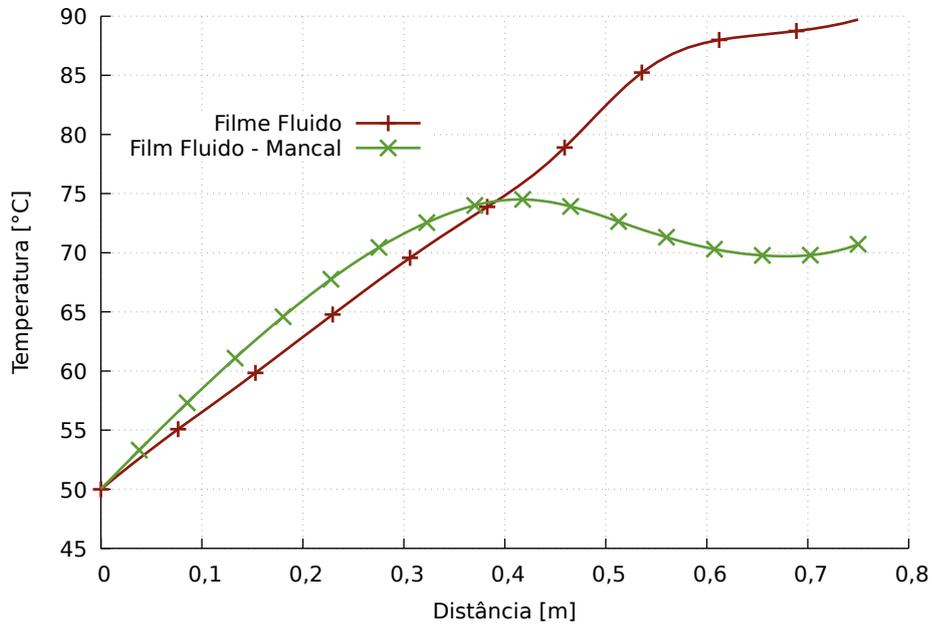
Como parte do calor gerado pela dissipação viscosa é transferida para a sapata, é importante comparar o perfil de temperatura entre o filme fluido apenas e o mesmo acoplado ao mancal. A Figura 26 mostra a diferença entre o perfil de temperatura considerando a relação de entrada e saída do mancal em 0,3 e a temperatura de entrada de 50 °C. Pela Figura 26, percebe-se uma diferença de temperatura entre os escoamentos e que, devido à transferência de calor do filme fluido para a sapata, a temperatura é inferior.

A pressão para a lubrificação hidrodinâmica depende fortemente da viscosidade do fluido. Todavia, o aumento de temperatura influencia fortemente na viscosidade, deste modo, quando acoplado ao mancal, o escoamento exerce uma pressão maior, pois, de certo modo, o mancal resfria o filme fluido. A Figura 27 mostra o comparativo da pressão exercida pelo fluido ao mancal entre o escoamento adiabático e o escoamento com transferência de calor acoplado ao mancal escora.

Na Figura 28, pode-se ver a distribuição da temperatura no interior da sapata do mancal escora. Percebe-se que a temperatura próxima à saída do filme fluido maior. Este fato explica por que, no projeto, procura-se colocar o sensor de temperatura mais próximo à saída possível, sem que se comprometa a integridade estrutural da sapata.

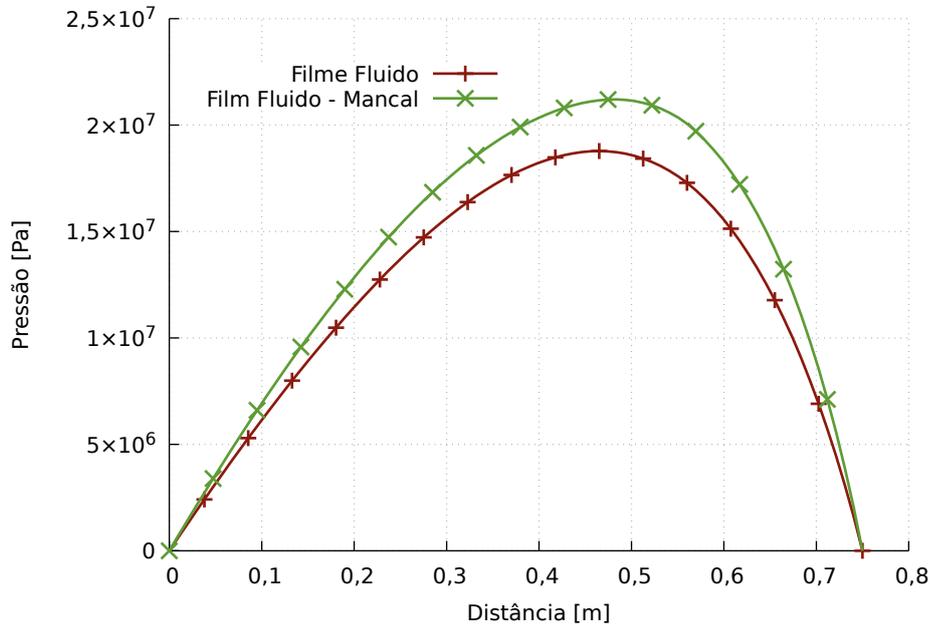
Como a sapata do mancal influencia na diminuição da temperatura do filme fluido, a sua forma de resfriamento também deve exercer certa influência. O resfriamento da sapata dá-se, basicamente, por convecção. Desse modo, deve-se buscar o grau de influência exercido ao escoamento quando o coeficiente de convecção é variado. A Tabela 2 exibe

Figura 26 – Comparativo das temperaturas do filme fluido para as situações desacoplados e acoplado à sapata de escora



Fonte: O autor

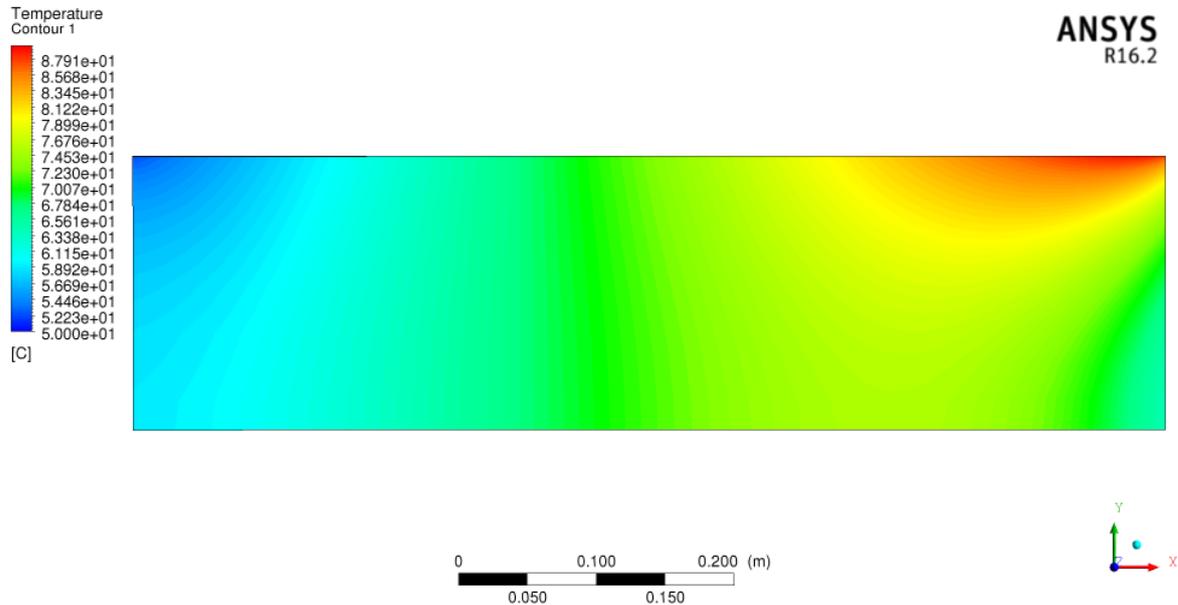
Figura 27 – Comparativo da pressão exercida pelo filme fluido em escoamento desacoplados e acoplado à sapata de escora



Fonte: O autor

o comportamento quando variando os coeficientes de convecção a direita e a esquerda da sapata do mancal. Os parâmetros analisados foram as temperaturas máxima, mínima da sapata e no ponto de monitoramento localizado a 60 mm a direita do centro e 10 mm abaixo da superfície superior da sapata. A pressão exercida pelo filme fluido sobre a sapata, o calor gerado pela dissipação viscosa do escoamento e a parcela de calor transferida

Figura 28 – Distribuição da temperatura do mancal escora



Fonte: O autor

à sapata. Na simulação, foram fixados a relação entre as alturas de entrada e saída do mancal em 0,5 e a temperatura de entrada do fluido em 50 °C.

Tabela 2 – Temperatura máxima, mínima e no ponto de monitoramento da sapata do mancal escora, pressão exercida pelo filme fluido, o calor gerado pelo filme fluido e transferência de calor à sapata variando os coeficientes de convecção nas paredes laterais da sapata

h_{dir} [W/m ² K]	h_{esq} [W/m ² K]	Temperatura [°C]			Pressão [Pa]	Calor gerado [W/m]	Calor transf. [W/m]
		PM	max.	min.			
50	50	75.45	91.15	52.65	4.58E+06	7.84E+04	4.26E+02
50	500	76.25	91.95	51.45	4.32E+06	8.26E+04	7.34E+02
500	50	75.75	89.05	52.25	4.58E+06	8.23E+04	2.05E+03
500	500	73.85	87.35	51.55	4.96E+06	7.68E+04	2.28E+03

Fonte: O autor

À medida em que o coeficiente de convecção aumenta, percebe-se que a influência sobre a pressão exercida pelo filme fluido também aumenta que se correlaciona com a taxa de calor transferido à sapata. Isso evidencia o resfriamento do filme fluido pelo mancal. As temperaturas não variam mais do que 3 °C quando o coeficiente de convecção é superior a 50 W/m²K. Esse valor de variação da temperatura é inferior ao que é medido nas sapatas em sua operação normal. De tal forma, o valor utilizado no coeficiente de transferência de calor por convecção não tem influência significativa na simulação do ponto de monitoramento para comprovação de certas situações operacionais.

Todavia, para melhor compreensão do fenômeno da transferência de calor do acoplamento do mancal, buscou-se realizar a simulação computacional que ocorre na cavidade do mancal. A cavidade do mancal é composta pelas paredes das sapatas adjacentes, pela parede em movimento do rotor e a tubulação de recirculação de óleo. De certa forma, assemelha-se com o trabalho desenvolvido por Khanafer & Aithal (2013). Contudo, neste trabalho, não há fluxo de massa proveniente do tubo, sendo unicamente uma parede para recirculação. Já no interior da cavidade do mancal, existem furos nessa tubulação na qual o óleo resfriado entra na cavidade.

Foi elaborado um modelo considerando o efeito da recirculação do óleo do mancal no interior da cavidade para verificar os efeitos convectivos sobre a sapata do mancal. Para obtenção do coeficiente de convecção sobre o mancal foi considerado o valor médio do fluxo de calor nas faces laterais da sapata, as temperaturas da superfície e a temperatura média da cavidade do mancal, sendo o coeficiente de convecção obtido pela seguinte expressão:

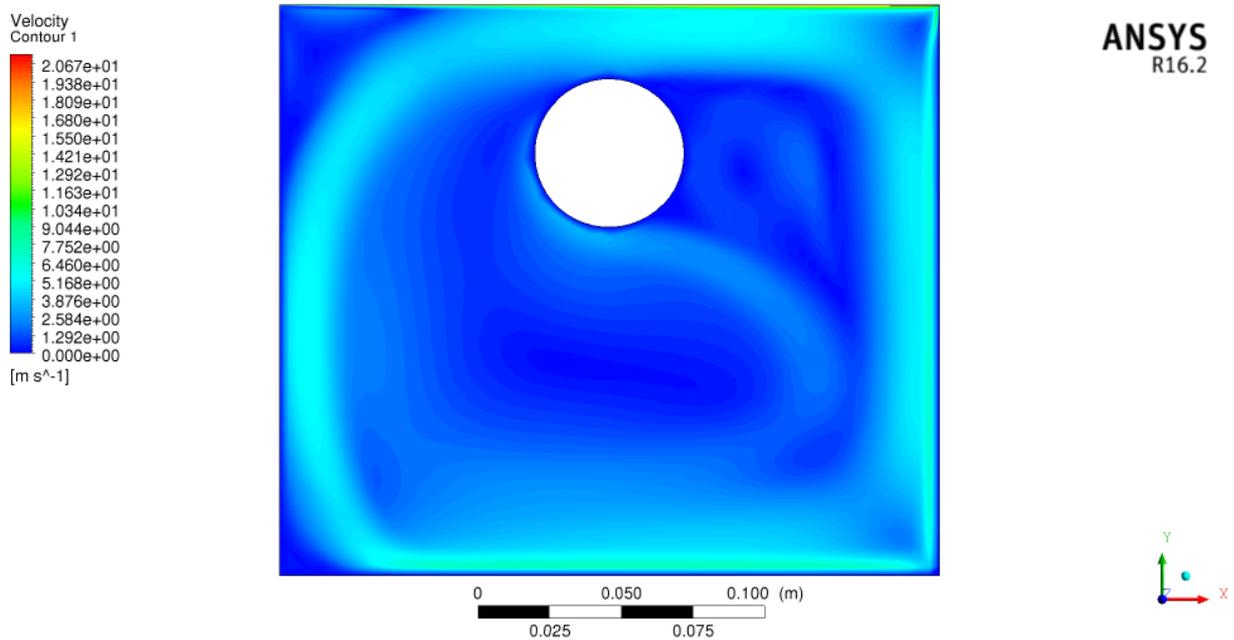
$$h = \frac{Q''}{T_{sup} - T_{\infty}} \quad (5.2)$$

Assim, pode-se, de forma indireta, obter os coeficientes de convecção ao redor da sapata do mancal escora e utilizá-los de forma mais aproximada ao problema real. Para o escoamento na cavidade considera-se o modelo de turbulência *Shear Stress Transport – SST*. O fluxo de massa de 50×10^{-6} m³/s que foi obtido pela vazão da bomba de forma proporcional ao considerado ao escoamento em 2D.

A Figura 29 exibe a velocidade do fluido na cavidade do mancal. Percebe-se que as velocidades são maiores na parte superior da cavidade onde o rotor circula sobre a cavidade. Não é possível notar, neste caso, o escoamento proveniente da tubulação, já que este é 100 vezes inferior à velocidade do rotor.

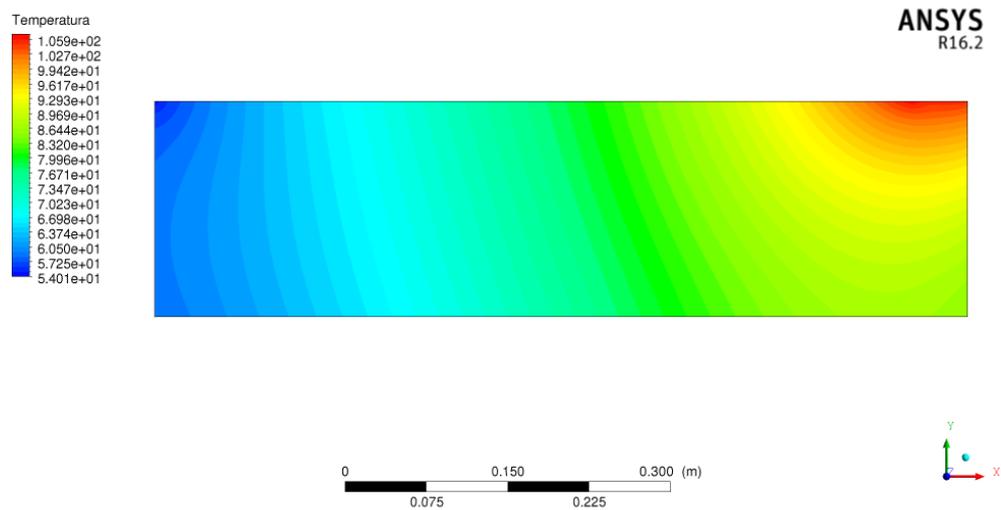
Para a sapata do mancal escora, verifica-se, assim como os casos já exibidos anteriormente, que as temperaturas são superiores na parte mais próxima à saída da sapata. Na Figura 30 verificamos esse comportamento já apresentado. Considerando a equação (5.2) temos que o coeficiente de transferência de calor por convecção no lado direito é em torno de 70 W/m² K e no lado esquerdo é em torno de 150 W/m² K.

Figura 29 – Velocidade do escoamento da cavidade do mancal em regime permanente



Fonte: O autor

Figura 30 – Temperatura da sapata do mancal escora quando acoplado à cavidade



Fonte: O autor

5.3 SOLUÇÃO DO MODELO EM TRÊS DIMENSÕES

A discretização do domínio teve que adotar os mesmos cuidados utilizados na modelagem em duas dimensões, já que as extensões do filme fluido são muito inferiores às demais adotadas no domínio. Assim, o filme fluido, como já comprovado a convergência em duas dimensões, adotou-se o mesmo critério de divisão do domínio.

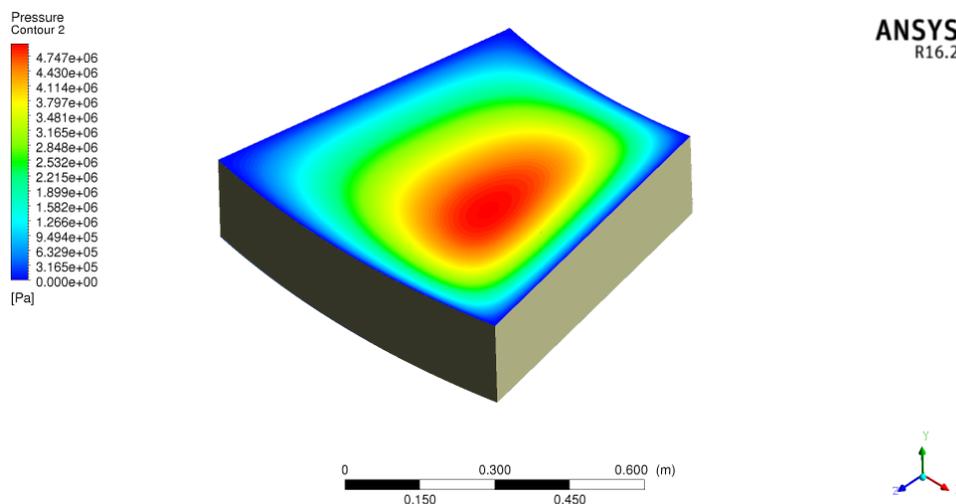
As condições de contorno adotadas foram as mesmas informadas quando realizado

o acoplamento em duas dimensões com a cavidade do mancal, ou seja, na parte anterior da sapata onde as velocidades são maiores adotou-se o coeficiente de convecção de $150 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ e para a outra superfície o valor de $70 \text{ W/m}^2 \text{ K}$. Na parte inferior, colocou-se uma condição de contorno adiabática. Para as superfícies frontal e traseira da sapata, adotou-se o coeficiente de convecção de $50 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ que é um valor adequado quando considerado a condição de convecção livre. As temperaturas das condições de contorno atribuiu-se o valor de $50 \text{ }^\circ\text{C}$, pois é a temperatura considerada para o projeto do mancal escora.

Nos ensaios de comissionamento, as temperaturas nas diversas sapatas variam entre $70 \text{ }^\circ\text{C}$ a $75 \text{ }^\circ\text{C}$. Assim, buscou-se o valor da relação de entrada e saída quando em regime permanente o resultado da temperatura no ponto de monitoramento estivesse neste intervalo. Assim com o valor de entrada em $0,26 \text{ mm}$ e a relação de entrada e saída de $0,5$ encontrou-se a temperatura de $73 \text{ }^\circ\text{C}$.

A Figura 31 exibe o comportamento da pressão exercida sobre rotor. Nota-se que a pressão sobe e seu valor máximo é logo após o eixo médio do mancal. Ao fazer a integração da pressão sobre a área do mancal tem-se, aproximadamente, uma carga axial de 120 ton que está dentro da faixa de trabalho do conjunto turbina gerador que fica entre 90 a 180 ton .

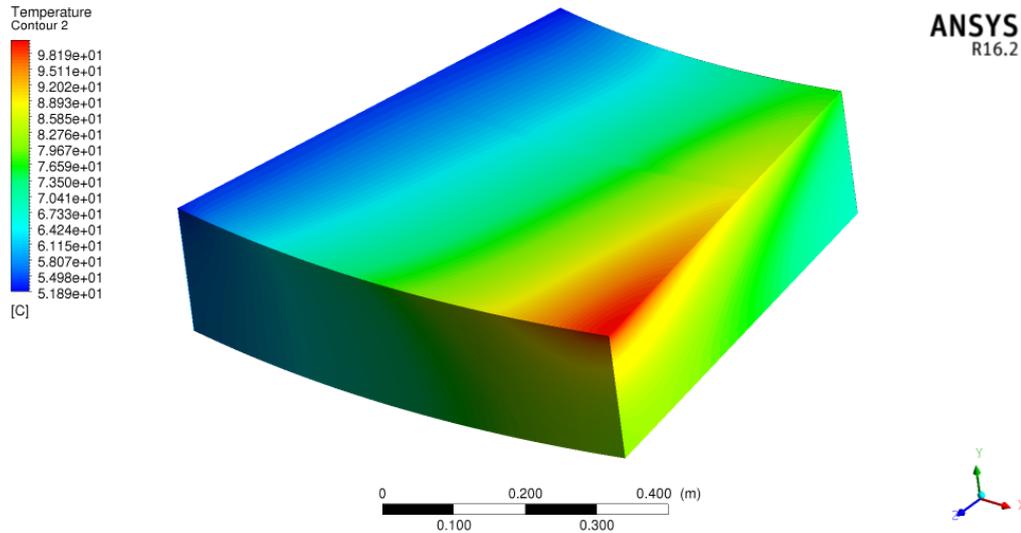
Figura 31 – Pressão exercida pelo filme fluido sobre o rotor



Fonte: O autor

A temperatura pode ser verificada na Figura 32. Do mesmo modo que verificado no modelo em duas dimensões, as temperaturas são mais elevadas próximo à borda de saída. Todavia, percebe-se os efeitos espaciais que na borda de saída e próximo a parte frontal é que encontra-se as maiores temperaturas. Isso pode ser explicado considerando que a razão de alturas entre a entrada e saída são definidas em relação ao arco médio. Todavia, na borda frontal encontra-se o menor valor de altura e na parte traseira observa-se o valor maior.

Figura 32 – Temperatura ao longo da superfície da sapata do mancal escora



Fonte: O autor

5.4 SIMULAÇÃO DE FALHA EM MANCAIS ESCORA

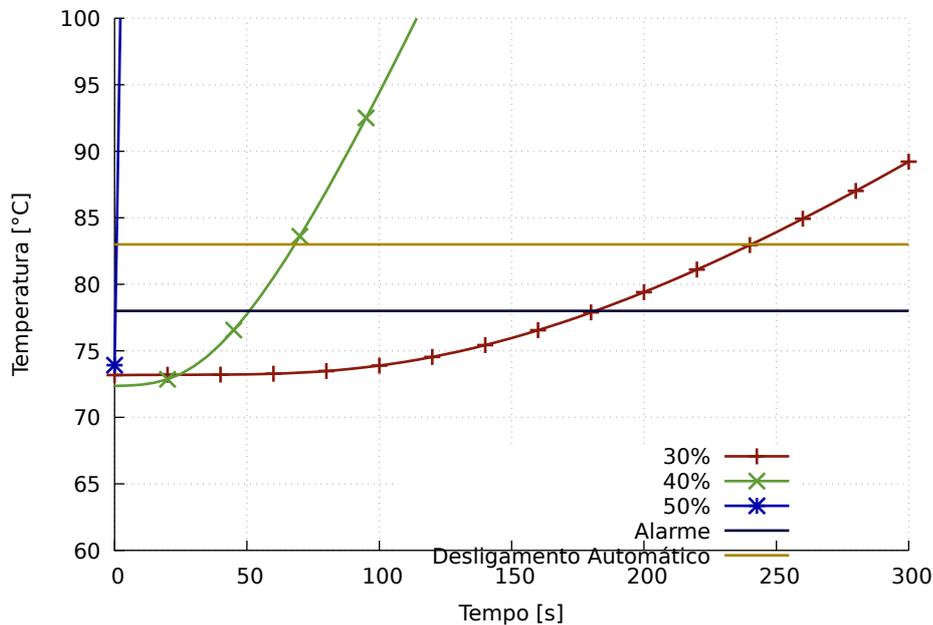
O coeficiente de atrito dinâmico entre o material de revestimento da sapata, o Babbitt, e o aço é em torno de 0,05 a 0,13 (PERSSON, 2013, p. 152). Obtido esse valor, pode-se determinar o comportamento do mancal escora a partir do momento da falha.

Para realizar a simulação, foi considerado primeiramente a condição normal de operação com o acoplamento do filme fluido sobre a sapata do mancal escora. Esta condição serve de condição inicial para a simulação da falha do mancal. Para a simulação da falha, a superfície do mancal foi dividida para em duas regiões. Na primeira continuou-se com o acoplamento com o filme fluido e na segunda região foi modificada a condição de contorno de acoplamento para fluxo de calor com a expressão definida pela equação (4.17).

O ajuste da proteção utilizado é apenas a verificação da temperatura em relação ao valor obtido no comissionamento do mancal. Para o alarme utiliza-se o valor de 5 °C a mais que à temperatura de estabilização. Para o desligamento automático, adiciona-se 5 °C em relação à temperatura de alarme. Sendo esse critério utilizado na simulação realizada, a estabilização da temperatura é de 73 °C. Assim, a atuação do alarme e do desligamento automático será, respectivamente, 78 e 83 °C.

Na Figura 33 verificamos o comportamento da medição de temperatura no ponto de monitoramento do mancal. Foi realizado a simulação nas condições atrito metal-metal em da área compreendida por 30%, 40% e 50% do comprimento da sapata. Assim, caso a área afetada seja de 30% do comprimento da sapata, o calor gerado pelo atrito levaria cerca de 4 min para atuação da proteção ajustada no mancal. O tempo de atuação considerando que a área afetada é de 40% do comprimento do mancal seria cerca de 1 min. Da mesma forma, para a área afetada de 50% do comprimento do mancal o tempo de atuação é de

Figura 33 – Simulação da resposta transiente do sensor de temperatura quando afetado por diferentes regiões de atrito



Fonte: O autor

cerca de 5 s. Esse comportamento é devido que além da área afetada ser maior, a região sendo afetada aproxima-se da região do sensor, assim como as forças envolvidas para o atrito sólido são bem mais significativas.

Uma consideração importante é que no caso da área afetada de 50% o tempo de atuação entre o alarme e o desligamento automático é bastante rápido não sendo possível qualquer atuação da equipe de Operação da usina. Quanto para a área afetada de 30% delongou cerca de 2 min para que haja a percepção da alteração da temperatura. Todavia, a atuação do desligamento automático é em cerca de 1 min o que também pode impossibilitar a atuação da equipe de supervisão da usina.

6 CONSIDERAÇÕES FINAIS E CONCLUSÕES

Através da simulação computacional conseguiu-se reproduzir as características do escoamento do filme fluido para as condições de lubrificação. Em comparação às formulações analíticas, essas condições foram totalmente convergentes. O que possibilitou a verificação de outros fenômenos.

Uma outra comparação significativa foi através do acoplamento da dissipação viscosa com a temperatura. Assim verificando o número de Eckbert mostra que o escoamento é fortemente influenciado pela dissipação viscosa.

A transferência de calor do filme fluido para o mancal também apresenta uma modificação no comportamento do filme fluido principalmente devido à influência da temperatura sobre a viscosidade, afetando, de certa forma, positivamente para o mancal em si com a elevação da pressão exercida sobre o mesmo.

A influência do coeficiente de convecção do mancal não afeta substancialmente a temperatura no ponto de monitoramento do mancal evidenciado por uma análise de sensibilidade desses parâmetros nos valores obtidos no ponto de monitoramento. Contudo buscou-se a obtenção desses parâmetros através do acoplamento do filme fluido, da sapata do mancal e da cavidade. Assim, apesar da influência poder ser minimizado, buscou-se valores mais próximos da realidade para que as simulações fossem as mais fidedignas possível.

Com um modelo mais real, em três dimensões, reproduziu-se as temperaturas que são obtidas pelo sistema de medição dos mancais, comprovando e que o modelo utilizado é bastante próximo à realidade existente no ambiente físico. Assim, pode-se visualizar as pressões e temperaturas exercidos pelo filme fluido sobre as sapatas do mancal escora.

Por fim, buscou-se a simulação das condições de falha do mancal para duas regiões de falhas. Essas condições de falhas devem ser melhor analisadas para a melhoria no tempo de atuação e melhor localização dos sensores de monitoramento para que em uma possível falha tenha um tempo de atuação mais rápida e os danos ao equipamento sejam minimizados.

Como trabalhos futuros, sugere-se que seja melhor analisado as condições de falhas no equipamento simulando o comportamento dinâmico da sapata do mancal. Ou seja, para as sapatas suportadas por discos elásticos qual a influência de uma falha nesses componentes e como estes podem afetar o escoamento do mancal. A verificação das condições termo-elásticas devem ser consideradas com a possível investigação do atrito a seco em ensaios de laboratório.

A otimização da localização do ponto de monitoramento das sapatas pode ser obtido através de resultados de simulações de falhas com a utilização de algoritmos de otimização para que o tempo de falha seja minimizado.

A simulação das condições operacionais também devem ser relevantes, inclusive o

transiente térmico e hidrodinâmico do mancal e seu acoplamento com a cavidade para a obtenção de parâmetros mais precisos da simulação. Assim verificar a viabilidade de uma simulação térmica, hidrodinâmica, cinemática e elástica para estabelecer as melhores condições de operação, manutenção e melhorias para futuros projetos de mancais escora.

Comprovações experimentais de condições de regime de lubrificação, obtenção das distâncias entre as superfícies e as condições de atrito no caso de colapso da lubrificação são bastante relevantes para aprimoramento do modelo computacional e dos resultados obtidos.

REFERÊNCIAS

- ABRAMOVITZ, S. Turbulence in a tilting-pad thrust bearing. *Journal of the Franklin Institute*, v. 259, n. 1, p. 61–64, 1955. ISSN 0016-0032. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0016003255910681>>.
- AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. *Banco de informações de geração*. Brasília - DF, 2016. Disponível em: <<http://www2.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/capacidadebrasil.cfm>>.
- AZADITALAB, M.; HOUSHMAND, A.; SEDAGHAT, A. Numerical study on skin friction reduction of nanofluid flows in a Taylor–Couette system. *Tribology International*, v. 94, p. 329–335, 2016. ISSN 0301-679X. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X1500448X>>.
- BHATTACHARYA, M. *et al.* Mixed convection and role of multiple solutions in lid-driven trapezoidal enclosures. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 63, p. 366 – 388, 2013. ISSN 0017-9310. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931013002354>>.
- BILLAH, M. *et al.* Numerical analysis of fluid flow due to mixed convection in a lid-driven cavity having a heated circular hollow cylinder. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, v. 38, n. 8, p. 1093 – 1103, 2011. ISSN 0735-1933. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0735193311001357>>.
- BOTELLA, O.; PEYRET, R. Benchmark spectral results on the lid-driven cavity flow. *Computers & Fluids*, v. 27, n. 4, p. 421 – 433, 1998. ISSN 0045-7930. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0045793098000024>>.
- BOUARD, L.; FILLON, M.; FRÊNE, J. Comparison between three turbulent models – application to thermohydrodynamic performances of tilting-pad journal bearings. *Tribology International*, v. 29, n. 1, p. 11–18, 1996. ISSN 0301-679X. {AUSTRIB} '94. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0301679X95000283>>.
- CHENG, T.; LIU, W.-H. Effects of cavity inclination on mixed convection heat transfer in lid-driven cavity flows. *Computers & Fluids*, v. 100, p. 108 – 122, 2014. ISSN 0045-7930. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S004579301400190X>>.
- COMPANHIA HIDROELÉTRICA DO SÃO FRANCISCO. *Relatório de recuperação do mancal de escora da unidade 01G3 da UXG*. Recife – PE, 2014.
- COMPANHIA HIDROELÉTRICA DO SÃO FRANCISCO. *SIGA – Dados de paradas de unidades geradoras*. Recife – PE, 2015.
- DADOUCHE, A.; CONLON, M. J. Operational performance of textured journal bearings lubricated with a contaminated fluid. *Tribology International*, v. 93, Part A, p. 377 – 389, 2016. ISSN 0301-679X. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X15004247>>.
- EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. *Balanco Energético Nacional 2015: Ano base 2014*. Rio de Janeiro – RJ, 2015. Disponível em: <<https://ben.epe.gov.br/>>.

ESCALER, X. *et al.* Detection of cavitation in hydraulic turbines. *Mechanical Systems and Signal Processing*, v. 20, n. 4, p. 983 – 1007, 2006. ISSN 0888-3270. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0888327004001475>>.

FANNING, C. E.; BLANCHET, T. A. High-temperature evaluation of solid lubricant coatings in a foil thrust bearing. *Wear*, v. 265, n. 7–8, p. 1076–1086, 2008. ISSN 0043-1648. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0043164808000884>>.

FESANGHARY, M.; KHONSARI, M. Topological and shape optimization of thrust bearings for enhanced load-carrying capacity. *Tribology International*, v. 53, p. 12–21, 2012. ISSN 0301-679X. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X12001156>>.

FILLON, M.; GLAVATSKIH, S. PTFE-faced centre pivot thrust pad bearings: Factors affecting {TEHD} performance. *Tribology International*, v. 41, n. 12, p. 1219–1225, 2008. ISSN 0301-679X. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X08000613>>.

FRÊNE, J. La tribologie de l'antiquité à nos jours. *Mécanique & Industries*, v. 2, n. 4, p. 263–282, 2001. ISSN 1296-2139. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1296213901011150>>.

GARDNER, W. W. Tilting pad thrust bearing tests - Influence of oil flow rate on power loss and temperatures. In: DOWSON, D. *et al.* (Ed.). *Tribology for Energy Conservation Proceedings of the 24th Leeds-Lyon Symposium on Tribology*. Elsevier, 1998, (Tribology Series, v. 34). p. 211–217. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S016789229880076X>>.

GARG, S. *et al.* A new approach to evaluate the deflection of a thrust pad on an elastic support. *Tribology International*, v. 28, n. 7, p. 439–444, 1995. ISSN 0301-679X. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0301679X9500006P>>.

GLAVATSKIH, S. B.; UUSITALO, Ö.; SPOHN, D. J. Simultaneous monitoring of oil film thickness and temperature in fluid film bearings. *Tribology International*, v. 34, n. 12, p. 853–857, 2001. ISSN 0301-679X. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X0100086X>>.

GLAVATSKIKH, S. B. Transient thermal effects in a pivoted pad thrust bearing. In: DOWSON, D. *et al.* (Ed.). *Thinning Films and Tribological Interfaces Proceedings of the 26th Leeds-Lyon Symposium on Tribology*. Elsevier, 2000, (Tribology Series, v. 38). p. 229–240. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0167892200801285>>.

HUTCHINGS, I. M. Leonardo da Vince's studies of friction. *Wear*, v. 360–361, p. 51 – 66, 2016. ISSN 0043-1648. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0043164816300588>>.

HWANG, Y. *et al.* Thermal conductivity and lubrication characteristics of nanofluids. *Current Applied Physics*, v. 6, Supplement 1, p. e67 – e71, 2006. ISSN 1567-1739. Nano Korea 2005 Symposium Nano Korea 2005 Symposium. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1567173906000150>>.

- ILIEV, H. Failure analysis of hydro-generator thrust bearing. *Wear*, v. 225–229, Part 2, p. 913–917, 1999. ISSN 0043-1648. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0043164898004104>>.
- JIANMEI, W. *et al.* Viscosity monitoring and control on oil-film bearing lubrication with ferrofluids. *Tribology International*, v. 75, p. 61 – 68, 2014. ISSN 0301-679X. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X14000875>>.
- KHANAFER, K.; AITHAL, S. Laminar mixed convection flow and heat transfer characteristics in a lid driven cavity with a circular cylinder. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 66, p. 200 – 209, 2013. ISSN 0017-9310. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931013005772>>.
- KNUTESON, C.; SEXTON, T.; COOLEY, C. Wear-in behaviour of polycrystalline diamond thrust bearings. *Wear*, v. 271, n. 9–10, p. 2106–2110, 2011. ISSN 0043-1648. 18th International Conference on Wear of Materials. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0043164811002304>>.
- KUZNETSOV, E.; GLAVATSKIH, S. Dynamic characteristics of compliant journal bearings considering thermal effects. *Tribology International*, v. 94, p. 288–305, 2016. ISSN 0301-679X. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X15003606>>.
- LAN, P. *et al.* Advanced polymeric coatings for tilting pad bearings with application in the oil and gas industry. *Wear*, v. 354–355, p. 10–20, 2016. ISSN 0043-1648. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0043164816000569>>.
- LIANG, P. *et al.* A new method for calculating the static performance of hydrostatic journal bearing. *Tribology International*, v. 77, p. 72–77, 2014. ISSN 0301-679X. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X14001510>>.
- LUBRECHT, T.; MAZUYER, D.; CANN, P. Starved elastohydrodynamic lubrication theory: application to emulsions and greases. *Comptes Rendus de l'Académie des Sciences - Series {IV} - Physics*, v. 2, n. 5, p. 717–728, 2001. ISSN 1296-2147. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1296214701012082>>.
- MACKEN, N.; SAIBEL, E. Turbulence and inertia effects in bearings. *Tribology*, v. 5, n. 4, p. 154–160, 1972. ISSN 0041-2678. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0041267872900693>>.
- MARKIN, D.; MCCARTHY, D.; GLAVATSKIH, S. A FEM approach to simulation of tilting-pad thrust bearing assemblies. *Tribology International*, v. 36, n. 11, p. 807–814, 2003. ISSN 0301-679X. {NORDTRIB} symposium on Tribology 2002. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X03000975>>.
- MCKINNEY, W. Data structures for statistical computing in python. In: WALT, S. van der; MILLMAN, J. (Ed.). *Proceedings of the 9th Python in Science Conference*. [S.l.: s.n.], 2010. p. 51 – 56.
- OPERADOR NACIONAL DO SISTEMA. *Indicadores de desempenho de equipamentos e linhas de transmissão e das funções transmissão e geração*. Rio de Janeiro – RJ, 2010.

PELLEGRIN, D. V. D.; HARGREAVES, D. J. An isoviscous, isothermal model investigating the influence of hydrostatic recesses on a spring-supported tilting pad thrust bearing. *Tribology International*, v. 51, p. 25–35, 2012. ISSN 0301-679X. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X1200062X>>.

PERSSON, B. *Sliding Friction: Physical Principles and Applications*. [S.l.]: Springer Science & Business Media, 2013.

PORTO, M. P. *et al.* A case study on thrust bearing failures at the SÃO SIMÃO hydroelectric power plant. *Case Studies in Thermal Engineering*, v. 1, n. 1, p. 1–6, 2013. ISSN 2214-157X. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2214157X13000026>>.

QUAN, X. *et al.* Friction and wear performance of dual lubrication systems combining ws2–mos2 composite film and low volatility oils under vacuum condition. *Tribology International*, v. 99, p. 57 – 66, 2016. ISSN 0301-679X. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X16300032>>.

QUIÑONEZ, A. F.; MORALES-ESPEJEL, G. Surface roughness effects in hydrodynamic bearings. *Tribology International*, v. 98, p. 212 – 219, 2016. ISSN 0301-679X. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X16001122>>.

SAIDUR, R.; LEONG, K.; MOHAMMAD, H. A review on applications and challenges of nanofluids. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 15, n. 3, p. 1646 – 1668, 2011. ISSN 1364-0321. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032110004041>>.

SANDER, D. *et al.* Simulation of journal bearing friction in severe mixed lubrication – validation and effect of surface smoothing due to running-in. *Tribology International*, v. 96, p. 173 – 183, 2016. ISSN 0301-679X. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X15005927>>.

SCHNEIDER, J. *et al.* Asset management techniques. *International Journal of Electrical Power & Energy Systems*, v. 28, n. 9, p. 643 – 654, 2006. ISSN 0142-0615. Selection of Papers from 15th Power Systems Computation Conference, 2005PSCC'0515th Power Systems Computation Conference. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0142061506000834>>.

SHUKLA, J.; KUMAR, S.; CHANDRA", P. Generalized reynolds equation with slip at bearing surfaces: Multiple-layer lubrication theory. *Wear*, v. 60, n. 2, p. 253 – 268, 1980. ISSN 0043-1648. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0043164880902264>>.

SINHA, A.; ATHRE, K.; BISWAS, S. Spring-supported hydrodynamic thrust bearing with special reference to elastic distortion analysis. *Tribology International*, v. 26, n. 4, p. 251–263, 1993. ISSN 0301-679X. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0301679X9390006M>>.

STORTEIG, E.; WHITE, M. F. Dynamic characteristics of hydrodynamically lubricated fixed-pad thrust bearings. *Wear*, v. 232, n. 2, p. 250–255, 1999. ISSN 0043-1648. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0043164899001532>>.

SUH, N. P.; MOSLEH, M.; HOWARD, P. S. Control of friction. *Wear*, v. 175, n. 1, p. 151 – 158, 1994. ISSN 0043-1648. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0043164894901783>>.

SUH, N. P.; SIN, H.-C. The genesis of friction. *Wear*, v. 69, n. 1, p. 91 – 114, 1981. ISSN 0043-1648. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/004316488190315X>>.

SZERI, A. Z. *Fluid Film Lubrication: Theory and Design*. [S.l.]: Cambridge University Press, 1998.

VOITH SA. *Manual do Fabricante*. São Paulo – SP, 2016.

WASILCZUK, M.; ROTTA, G. Modeling lubricant flow between thrust-bearing pads. *Tribology International*, v. 41, n. 9–10, p. 908–913, 2008. ISSN 0301-679X. Nordtrib 2006. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X07001958>>.

WHITE, F. M. *Viscous fluid flow*. [S.l.]: McGraw Hill, Inc, 1991.

WU, X. G. L.; ZHANG, J. Abrasive resistant coatings—a review. *Lubricants*, v. 2, n. 2, p. 66–89, 05 2014. Disponível em: <<http://www.mdpi.com/2075-4442/2/2/66>>.

YANG, P.; RODKIEWICZ, C. Time-dependent {TEHL} solution to centrally supported tilting pad bearings subjected to harmonic vibration. *Tribology International*, v. 29, n. 5, p. 433–443, 1996. ISSN 0301-679X. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0301679X9500107F>>.

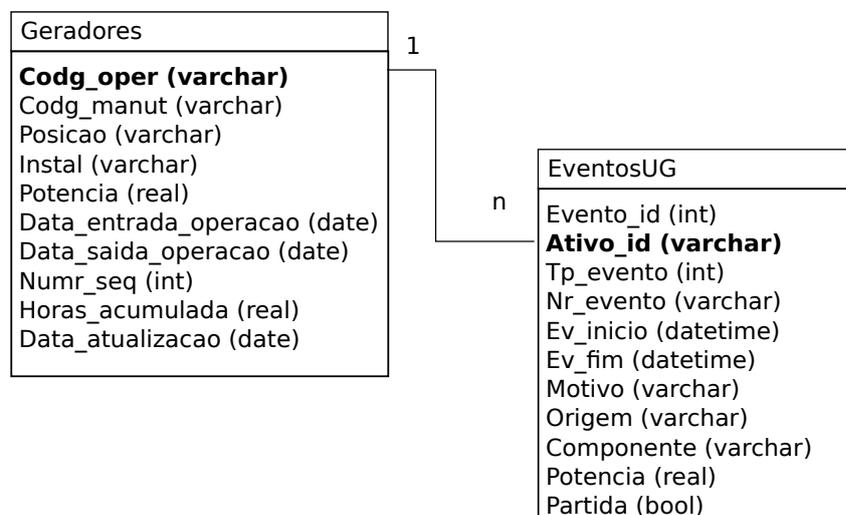
A DESENVOLVIMENTO DO ALGORITMO DE CÁLCULO DA DISPONIBILIDADE DE UNIDADES GERADORAS

O desenvolvimento do código computacional para o cálculo da disponibilidade, tempo médio entre falhas e tempo de inatividade deu-se a partir do banco de dados operacionais disponibilizados pela CHESF. Os dados são cadastrados no *software* EquipMaint-i desenvolvido pela Informa LTDA. Neste *software* existe um módulo denominado “Eventos” onde são estruturadas todas as ocorrências do sistema elétrico da empresa. Desde simples inspeções, até as ocorrências de grande porte como os “apagões”.

No módulo de Eventos são registrados os tempos de início, de fim, o tipo de registro, a entidade operacional, podendo ser uma unidade geradora, transformador de força, linha de transmissão, etc. além de informações adicionais que podem depender do tipo de registro ou do tipo de entidade. Todas essas informações são registradas em um sistema de gerenciamento de banco de dados (SGBD). No caso desse *software*, o SGBD é o Oracle 10g. Assim, além dessas informações transacionais, existem, também, o cadastro de todas as entidades controladas com suas respectivas características técnicas.

Devido a gama de possibilidades de registro e cadastro disponíveis no sistema, buscou-se, primeiramente, filtrar as informações que sejam pertinentes unicamente para a unidade geradora. O Oracle segue o padrão ANSI SQL. Os dados são registrados em tabelas pelo sistema de gerenciamento de banco de dados (SGBD). Contudo, os dados de interesse para a análise compartilham da mesma estrutura o que torna a análise mais complexa. Para minimizar esse impacto, existe uma funcionalidade no padrão SQL que é a criação de “Visões” que são o resultado de uma pesquisa do banco de dados de forma armazenada e estruturada e com as mesmas funcionalidades que de filtros e relacionamentos que a tabela. A Figura 34 exibe as visões criadas e seu relacionamento.

Figura 34 – Tabelas das visões e seus relacionamentos no banco de dados



Fonte: Próprio autor

A condição operacional requerida para as unidades geradoras é que esteja conectada ao sistema elétrico com a potência nominal. Assim, só são registrados no sistema apenas as situações operacionais que diverjam da condição operacional requerida da unidade geradora, ou seja, desligamentos da unidade ou restrições operacionais.

Na tabela *EventosUG* exibida na Figura 34, pode-se ver os campos do registro que são de interesse para diversos usos da operação e manutenção. Contudo, destaca-se os tempos de início e fim dos eventos (*Ev_inicio* e *Ev_fim*), a unidade geradora (*Ativo_id*), o motivo, a origem e o componente.

Os tempos de início e fim refletem o momento da mudança do estado operativo da unidade geradora, para os casos de desligamento, considera-se o momento da abertura do disjuntor de conexão ao sistema, para os demais casos é o momento da formalização com os órgãos de despacho de carga (ONS). A unidade geradora possui um identificador único no banco de dados. Este é utilizado para o algoritmo. O motivo reflete mais o tipo de desligamento ou tipo de restrição que é aplicado a unidade geradora. A origem informa onde iniciou o evento que pode ser uma série de classificações, mas basicamente informa se foi interno ou externo ao empreendimento da Geração. O componente é o que informa qual parte da unidade geradora ocasionou o evento. Este campo só é preenchido no caso de falha.

Os registros dos desligamentos são registrados pelos operadores das usinas diariamente. Esses registros são conferidos semanalmente pela equipe de pós-operação e algumas dessas informações são também enviados ao ONS. De tal forma que a confiabilidade dos dados é garantida.

A partir dos registros é possível calcular vários indicadores operacionais que podem fundamentar as tomadas de decisão que o negócio de energia elétrica requer. Todavia, para obter tais indicadores é necessário várias operações sobre os registros para obtê-los.

O algoritmo desenvolvido para o cálculo dos parâmetros operacionais a partir foi concebido na linguagem *Python* utilizando as bibliotecas *NumPy* e *Pandas*. O primeiro passo a ser dado para a obtenção dos resultados é o acesso aos dados. Devido à políticas de segurança de informações não tivemos acesso diretamente ao banco de dados. Todavia, foi disponibilizado arquivos texto com todo o conteúdo das tabelas.

Assim, a primeira execução do programa é a leitura dos arquivos e carregados em variáveis do programa. Os dados dos desligamentos são ordenados pela unidade geradora e pelo início do evento.

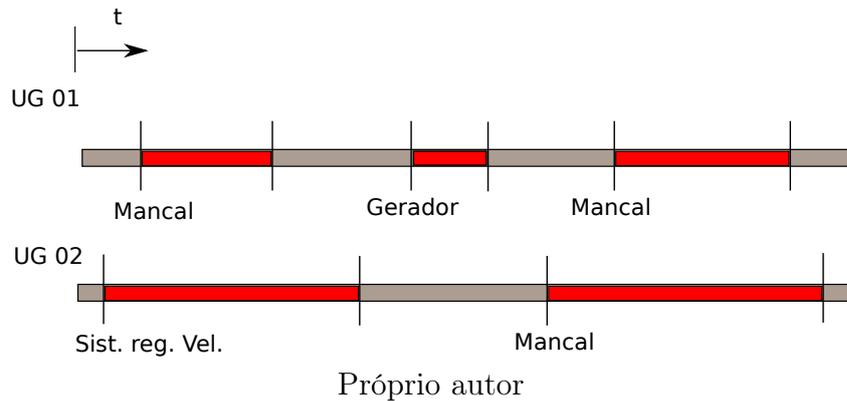
O objetivo do programa é apurar qual componente tem a menor disponibilidade ao parque gerador. Todavia, realizar esse cálculo de forma direta não é possível por causa que os registros estão misturado com todos os tipos de desligamentos, desde de manutenções preventivas à paradas por conveniência. Assim, buscou-se um artifício matemático para

a obtenção dos valores. A disponibilidade pode ser obtida pela seguinte expressão:

$$Disp = \frac{MTBF}{MTBF + MTTR} \quad , \quad (A.1)$$

onde $MTBF$ é o tempo médio entre falhas, $MTTR$ é o tempo médio de reparo.

Figura 35 – Esquema de paradas das unidades geradoras



A Figura 35 mostra a configuração da unidade geradora ao longo do tempo. A parte em vermelho representa o desligamento devido a uma falha. O tempo até a falha representa as quantidade de tempo em que a unidade geradora operou até que houvesse a falha. Como o objetivo é verificar com relação ao componente, verifica-se qual foi o tempo em que a unidade geradora operou para falha no mesmo componente. Posteriormente, faz-se uma média desses valore e assim é obtido o $MTBF$.

De forma análoga, é calculado $MTTR$ que verifica o tempo do evento do desligamento e, então, apura-se a média. Com os valores do $MTBF$ e $MTTR$ obtidos pode-se obter a indisponibilidade de todos os componentes. Assim, o último passo do algoritmo é a apresentação da tabela.

B VISÃO GERAL DO ANSYS CFX

O ANSYS CFX é um *software* comercial com proposta para uso em mecânica dos fluidos computacional ou CFD (*Computational Fluid Dynamics*). Sua proposta é integrada as demais soluções da ANSYS com ferramentas de pré e pós-processamento sendo totalmente integrado com a formulação do problema, análise e apresentação de resultados. Seu *solver* é reconhecidamente confiável e robusto e sua usabilidade é relativamente simples com utilização de menus e interfaces gráficas.

A capacidade de seu *solver* permite uma vasta possibilidade de resolução de problemas de mecânica dos fluidos e transferência de calor, podemos destacar os seguintes problemas:

- Escoamentos em regimes permanentes e transientes;
- Modelos de turbulência;
- Modelagem supersônica;
- Transferência de calor, combustão e radiação;
- Convecção livre;
- Escoamentos multifásicos;
- Escoamentos não-newtonianos;
- Reações Químicas.

Além disso é possível realizar integrações em códigos em Fortran no caso de formulações não disponíveis no *solver* ou ainda utilizar a própria ferramenta de expressões do ANSYS CFX que permite grande flexibilidade para o desenvolvimento de modelos mais complexos. Como também, existe funcionalidades de parametrização de variáveis e ferramentas de otimização.

Por estar totalmente integrado as demais ferramentas do ANSYS é possível utilizar o ANSYS Workbench que é a ferramenta de integração dos diversos aplicativos para as diferentes finalidades. O fluxo de trabalho basicamente é o desenvolvimento da geometria do problema, a discretização, o pré-processamento, o processamento computacional e a visualização ou pós-processamento. Buscaremos mostrar uma visão geral de cada etapa desse processo as funcionalidades básicas e ferramentas que podem ser aprofundadas em treinamentos específicos.

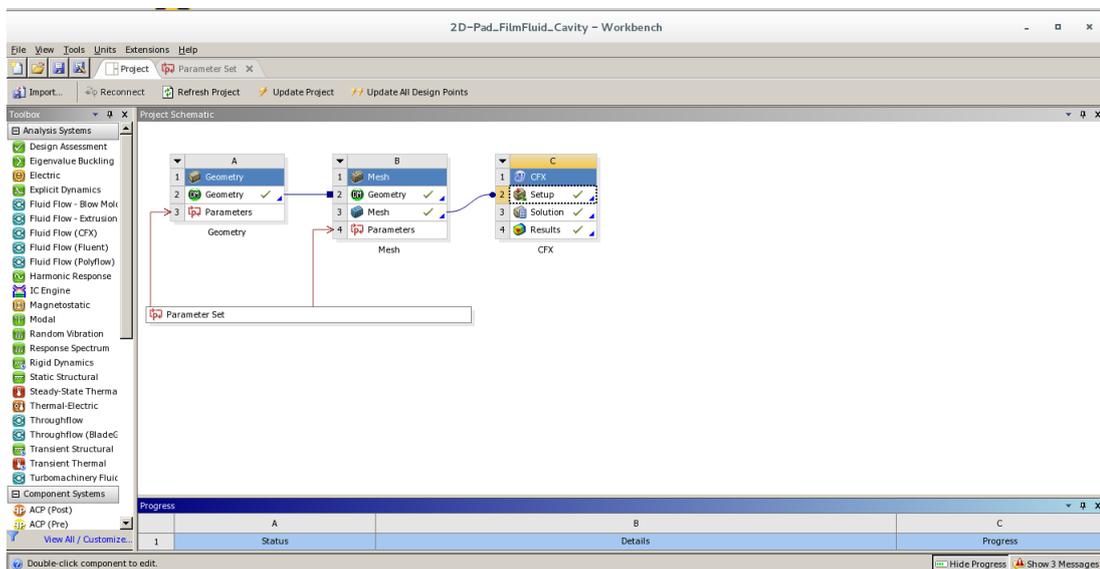
B.1 ANSYS WORKBENCH

O ANSYS Workbench, apesar de não fazer parte do fluxo de trabalho, é quem faz toda a integração das diversas ferramentas obtendo uma posição de destaque. É uma

ferramenta gráfica e bastante intuitiva com usabilidade fácil com ações de arrastar e soltar, além de acesso fácil aos diversos aplicativos disponibilizados.

Com esta ferramenta é possível inserir parâmetros que podem alterar automaticamente dimensões da geometria, refinamento da malha, parâmetros e funções para os diferentes aplicativos utilizados. A Figura 36 exibe a captura de tela do *ANSYS Workbench*. À direita, pode-se ver as ferramentas disponibilizadas. Enquanto à esquerda, fica a estrutura do projeto em utilização. Em um detalhe pode-se ver o acesso ao *Parameter Set* onde é possível parametrizar as diferentes variáveis do projeto e sendo possível toda sua atualização com um clique do *mouse*.

Figura 36 – Captura de tela do *ANSYS Workbench*



B.2 ANSYS DESIGN MODELER

O *ANSYS Design Modeler* é a ferramenta de modelagem geométrica. Nela trabalha-se com os planos com “rascunhos” sendo possível desenvolver geometrias complexas com as funcionalidades disponibilizadas. Também pode ser utilizadas as primitivas, tais como cubos, cilindros e esferas etc. Assim como também a utilização de operações booleanas como união, interseção, diferença entre outros. É possível, ao invés de utilizar o *ANSYS Design Modeler*, importar geometrias de outros softwares de CAD, tais como, Inventor, SolidWorks ou SolidEdge.

B.3 ANSYS MESHING

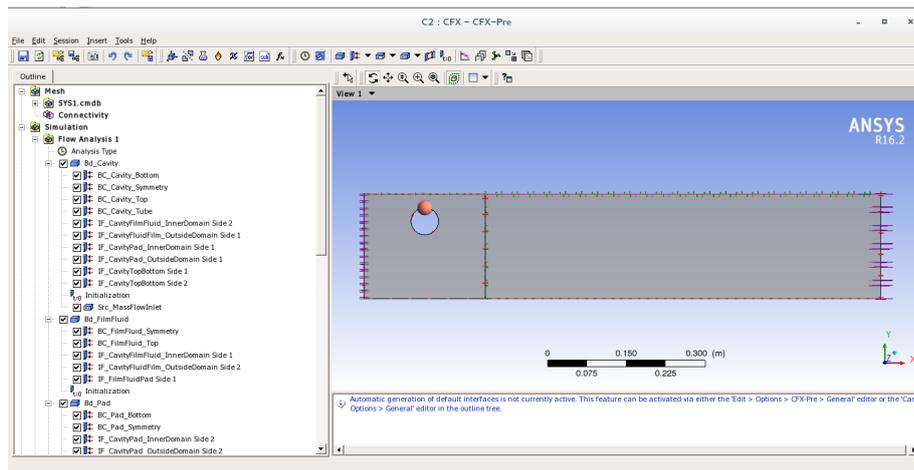
O *ANSYS Meshing* é o aplicativo para discretizar a geometria. A primeira ação desse aplicativo deve ser a importação da geometria disponibilizada pelo *ANSYS Design Modeler*. Com o *ANSYS Meshing* é possível realizar discretizações das geometrias com

refinamentos, varreduras, interfaces, entre outras ações. É utilizado pelas diversos aplicativos, não apenas pelo *ANSYS CFX*. A qualidade e parâmetros da malha é facilmente ajustados e relatados pela ferramenta.

B.4 *ANSYS CFX PRE*

O pre-processamento é realizado no *ANSYS CFX Pre*. Neste processo é informado o tipo de material envolvido, propriedades de transporte (calor ou massa), condições de contorno, condições iniciais. Também deve ser ajustados os parâmetros numéricos, tais como, passos de tempo, tolerância, arquivos de saída, etc. Algumas expressões matemáticas podem ser definidas em linguagem própria do aplicativo. A Figura 37 mostra a captura de tela com a visualização da geometria à direita e todos os parâmetros envolvidos na janela à esquerda.

Figura 37 – Captura de tela do *ANSYS CFX Pre*



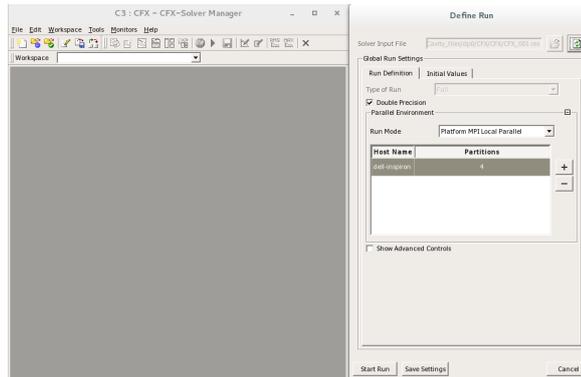
B.5 *ANSYS CFX SOLVER MANAGER*

O *ANSYS CFX Solver Manager* é o aplicativo que gerencia o processamento em si. Ele incorpora todos os parâmetros desenvolvidos anteriormente, tais como, geometria, malha, condições de pre-processamento e aplica no *solver*. É possível controlar a quantidade de processadores a serem utilizados, o tipo de dado de ponto flutuante (simples ou dupla precisão), além de ser possível acompanhar a convergência em tempo de execução. A Figura 38 a captura da tela do *ANSYS CFX Solver Manager*. A principal ação nesta tela é simplesmente pressionar o botão *Start Run*.

B.6 *ANSYS CFD-POST*

O aplicativo *ANSYS CFD-Post* é a ferramenta para visualização dos resultados. A apresentação pode ser de diversas maneiras, tais como, contornos coloridos, vetores,

Figura 38 – Captura de tela do *ANSYS CFX Solver Manager*



linhas de corrente, etc. A saída de dados sobre volumes, planos e linhas podem ser visualizados ou facilmente exportados em formatos lidos por diversos outros aplicativos. O monitoramento e coleta de dados em um ponto específico é facilmente obtido. Além disso é possível a aplicação de fórmulas para obtenção de propriedades e fluxos facilmente. Na Figura 39 é possível visualizar uma captura de tela com a apresentação de mapa de cores.

Figura 39 – Captura de tela do *ANSYS CFD-Post*

