UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ

INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

Análise do Comportamento Operacional de Mancais Axiais Hidrodinâmicos de Sapatas Setoriais Pivotadas

Autor: **Marcos Moura Galvão**

Orientador: **Prof. Ph.D. Vilmar Arthur Schwarz**

Co-orientador: **Prof. Dr. André Garcia Chiarello**

Itajubá, Agosto de 2006

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ

INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

Análise do Comportamento Operacional de Mancais Axiais Hidrodinâmicos de Sapatas Setoriais Pivotadas

Autor: **Marcos Moura Galvão**

Orientador: **Prof. Ph.D. Vilmar Arthur Schwarz**

Co-orientador: **Prof. Dr. André Garcia Chiarello**

Curso: **Mestrado em Engenharia Mecânica**

Área de Concentração: **Projeto e Fabricação**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica como parte dos requisitos para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Itajubá, Agosto de 2006

M.G. – Brasil

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

Análise do Comportamento Operacional de Mancais Axiais Hidrodinâmicos de Sapatas Setoriais Pivotadas

Autor: **Marcos Moura Galvão**
Orientador: **Prof. Ph.D. Vilmar Arthur Schwarz**
Co-orientador: **Prof. Dr. André Garcia Chiarello**

Composição da Banca Examinadora:

Prof. Dr. Carlos Chien-Ching Tu – PMR/EPUSP

Prof. Dr. Paulo Fernandes Silva – MCT/LNA

Prof. Dr. Genésio José Menon – IEM/UNIFEI

Prof. Dr. André Garcia Chiarello (Co-orientador) – IEM/UNIFEI

Prof. Ph.D.Vilmar Arthur Schwarz (Orientador) – IEM/UNIFEI

Dedicatória

A meus pais Alfredo e Tânia, irmãos Thiago e Marcel, amigos e parentes, que me apoiaram desde o início desta caminhada.

Agradecimentos

Aos professores Harley Araken Rocha, Luiz Antônio Lobo de Abreu e Flávio Abelha Paoliello pela confiança depositada no início deste trabalho.

Aos professores Vilmar Arthur Schwarz e André Garcia Chiarello pela dedicação, orientação e inestimável auxílio nos desenvolvimentos teórico e experimental, incluindo a participação efetiva no laboratório durante as modificações, montagens e desmontagens do banco de ensaios, instalação e calibração dos sensores indutivos, bem como durante a realização dos ensaios, sem o que esta dissertação não teria sido concluída.

Aos professores Genésio José Menon e Marcos Theiss Neves pela atenção em momentos chaves e colaborações importantes para o prosseguimento da pesquisa.

Aos professores que participam do programa de pós-graduação da UNIFEI na área de atuação "Projeto e Fabricação" que com grandes ou pequenas participações tiveram influência direta neste meu engrandecimento profissional.

Aos funcionários e amigos do IEM e da PRPPG pela atenção, paciência e amizade em todo este período de convivência.

Aos amigos e colegas Clarissa, Alessandro, Eduardo, Érica, Aurora (Namorada), Alexandre, Valquíria, Rita, Lucilene, Enedina, Luciana, Anacleto, Cristina e outros que fizeram parte do meu meio de convivência dentro e fora da UNIFEI.

Também quero ressaltar os meus profundos agradecimentos a todos os funcionários da oficina mecânica e do laboratório de metrologia da UNIFEI que foram essenciais à conclusão da parte experimental desta pesquisa.

Seja persistente no seu objetivo e ele será alcançado.

Resumo

GALVÃO, M.M. (2006), *Análise do Comportamento Operacional de Mancais Axiais Hidrodinâmicos de Sapatas Setoriais Pivotadas*, Itajubá, 185p. Dissertação (Mestrado em Projeto e Fabricação) - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

Um estudo teórico-experimental foi desenvolvido sobre o comportamento operacional de mancais axiais hidrodinâmicos de sapatas setoriais pivotadas. O trabalho experimental foi realizado num banco de ensaios de eixo vertical existente no laboratório de Tribologia do Instituto de Engenharia Mecânica da UNIFEI. Foi ensaiado um mancal Kingsbury com 6 sapatas pivotadas a 66%, para diversas cargas, rotações e vazões de óleo de alimentação, tendo-se obtido o torque de atrito, temperaturas no óleo e nas sapatas e espessura do filme de óleo sobre as sapatas. O trabalho teórico se baseou na solução numérica da equação de Reynolds para o tipo de mancal estudado. Após o modelamento matemático feito sobre o princípio de funcionamento do mancal estudado, para chegar numa distribuição de pressões sobre a superfície setorial de uma sapata, foram estudados os parâmetros de desempenho do mancal, que são: capacidade de carga, viscosidade requerida do óleo, vazões nas periferias da sapata, perda de potência, torque de atrito e elevação da temperatura. Para a simulação foi desenvolvido um programa computacional, em linguagem Fortran, tendo-se utilizado o método de diferenças finitas (MDF) para solução das equações obtidas do modelamento. Foram geradas várias tabelas para variações de carga, rotação e coordenadas de pivotamento a determinados valores do fator *K*. Por fim, foram feitas comparações entre os resultados teóricos e experimentais obtidos.

Palavras-chave

Mancal Axial Hidrodinâmico, Equação de Reynolds, Sapatas Setoriais Pivotada

Abstract

GALVÃO, M.M. (2006), *Analysis of the Operational Behavior of Sector Shaped Tilting Pad Hydrodynamic Thrust Bearing*, Itajubá, 185p. MSc. Thesis - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

A theoretical and experimental analysis on the behavior of a hydrodynamic tilting pads thrust bearing is presented. The experimental work was carried out on a vertical shaft test-rig. The test bearing was a Kingsbury KV9" tilting pad thrust bearing consisted by six sector shaped pads with spherical pivots positioned at 66% of the pad angle. A full description of the test-rig, test-bearing and instrumentation is presented. Bearing friction torque and pad undersurface temperatures, plus the oil temperatures at the inlet and outlet of the bearing housing were measured for a wide range of rotational speeds, thrust loads and oil flow rates delivered to the bearing. An attempt was also made for measuring the oil film thicknesses at some points between the rotating collar and one of the pads. The theoretical work was based on the isoviscous Reynolds equation for the hydrodynamic lubrication. The finite difference method was employed to obtain the pressure distribution over a pad and a FORTRAN computer program was developed for the calculation of the bearing operating parameters such as load carrying capacity, friction torque, power losses, oil flow rates at the pad boundaries and temperature rise. A series of tables and graphs were generated and, finally, a comparison between the theoretical and experimental results is presented.

Keywords

Hydrodynamic Thrust Bearing, Reynolds Equation, Sector Shaped Pads.

Sumário

Lista de Figuras

Lista de Tabelas

Simbologia

Letras Latinas

A	área da superfície de trabalho da sapata setorial	m^2
$A1,...,A5$	coeficientes da equação de distribuição de pressões em diferenças finitas	
CC	corrente contínua	
c_p	calor específico do lubrificante	kcal/kg.°C
$C1,C2$	constantes de integração	
es	espessura da sapata	mm
F	carga aplicada no mancal .	N
	capacidade de carga adimensional modificada	
F_0	capacidade de carga do mancal para uma sapata	N
h	espessura do filme de óleo numa posição qualquer entre duas placas	μm
	espessura do filme de óleo adimensional	
H	perda de potência adimensional	
H_0	perda de potência	W
H_1	primeiro termo da integração dupla da perda de potência, adimensional	
H_2	segundo termo da integração dupla da perda de potência, adimensional	
H^*	modificação da perda de potência ($H^* = H / F_v$)	

i	contador na direção θ, variável discreta	
j	contador na direção r, variável discreta	
J	Equivalente térmico do trabalho = 4186 Joule/Kcal	J/Kcal
K	Fator que relaciona h_p/h_{rs}	
kt	condutividade térmica do material	W/m.°C
L	largura da sapata	mm
m	número de nós da malha na direção do raio – r	
mp	penúltimo ponto na malha de pressões na direção do eixo r	
$m1$	anti-penúltimo ponto na malha de pressões na direção do eixo r	
M	momento	N.m
MP	número de divisões na direção do raio – r	
M_t	torque de atrito	N.m
n	número de nós da malha na direção do raio – θ	
np	penúltimo ponto na malha de pressões na direção do eixo θ	
$n1$	anti-penúltimo ponto na malha de pressões na direção do eixo θ	
N	rotação do mancal	rpm
NP	número de divisões na direção do ângulo – θ	
p	pressão numa iteração anterior, adimensional	
pn	pressão numa iteração atual	
p_0	pressão	N/m^2
q	taxa de vazão de óleo, adimensional	
q_E	termo da vazão de óleo na entrada da sapata em relação ao gradiente de pressão, adimensional	
q_{EN}	como a variável q_E é chamada dentro do programa computacional	
q_{Re}	termo da vazão de óleo no raio externo da sapata em relação ao gradiente de pressão, adimensional	
q_{Ri}	termo da vazão de óleo no raio interno da sapata em relação ao gradiente de pressão, adimensional	
q_S	termo da vazão de óleo na saída da sapata em relação ao gradiente de pressão, adimensional	
q_{SA}	como a variável q_s é chamada dentro do programa computacional	
q_{0E}	vazão na entrada de uma sapata, adimensional	
q_{0S}	vazão na saída de uma sapata, adimensional	

Q	vazão de óleo sobre a sapata	l/min
r	raio unitário e eixo das coordenadas cilíndricas .	mm
	raio adimensional	
R_e	raio externo da sapata e do mancal	mm
R_i	raio interno da sapata e do mancal	mm
R_0	massa específica do lubrificante	kg/m^3
t	temperatura	°C
$T1,...,T16$	temperatura nos termopares instalados nas sapatas	°C
T_p	ângulo de pivotamento da sapata no programa computacional – θ_p	graus
u	velocidade circunferencial num ponto qualquer do filme de óleo entre duas placas	
U	velocidade circunferencial do colar (constante)	m/s
U_1	velocidade linear na direção circunferencial no plano 1	m/s
U_2	velocidade linear na direção circunferencial no plano 2	m/s
v_1	velocidade em um ponto, na direção do eixo $0y$, na placa 1	
v_2	velocidade em um ponto, na direção do eixo $0y$, na placa 2	
w	velocidade radial num ponto qualquer do filme de óleo entre duas placas	
W_1	velocidade linear na direção radial no plano 1	m/s
W_2	velocidade linear na direção radial no plano 2	m/s
x	coordenada cartesiana	
y	distância de um ponto do filme de óleo a uma superfície de referência e coordenada cilíndrica	
Z	número de sapatas	

Letras Gregas

α	ângulo de inclinação da superfície superior da sapata em relação aos eixos das coordenadas cilíndricas r e θ	graus
Δ	passo ou incremento em uma determinada direção	
η	viscosidade absoluta	Pa.s
θ	ângulo unitário e eixo das coordenadas cilíndricas	graus

θ_0	ângulo da sapata ou do setor no programa computacional	graus
λ	fator lambda	
λ_0	coeficiente de sobrerelaxação ótimo	
π	3,1415927	
ρ	massa específica do lubrificante	kg/m^3
Σ	Indicativo de somatório	
τ	tensão de cisalhamento	N/m^2

Superescritos

^	*indicativo de vetor*

Subscritos

a	*Indicativo de atrito (força de atrito)*
analíticoE	*termo da vazão de óleo na entrada da sapata referente ao perfil de velocidades*
analíticoS	*termo da vazão de óleo na saída da sapata referente ao perfil de velocidades*
bc	*indicativo de vazão circunferencial através da seção transversal da sapata*
bR	*indicativo de vazão radial através da seção lateral da sapata*
c	*indicativo de vazão na direção circunferencial por unidade de largura radial*
e	*indicativo de entrada da sapata*
E	*indicativo de entrada da sapata*
i	*indicativo das coordenadas de um elemento de área sobre a superfície da sapata*

l	*indicativo de laterais da sapata*
LRe	*Como é chamado Q_{Re} dentro do programa computacional*
LRi	*Como é chamado Q_{Ri} dentro do programa computacional*
m	*indicativo de valor médio*
máx	*indicativo de valor máximo*
médioE	*indicativo de filme de óleo médio na entrada da sapata*
médioS	*indicativo de filme de óleo médio na saída da sapata*
médio	*indicativo de filme de óleo médio*
mín	*indicativo de valor mínimo*
p	*indicativo de pivotamento da sapata*
r	*eixo das coordenadas cilíndricas na direção do raio*
R	*indicativo de vazão na direção radial por unidade de comprimento circunferencial*
R_e	*indicativo de raio externo da sapata*
R_i	*indicativo de raio interno da sapata*
rs	*indicativo de posição na saída da sapata no cruzamento com o eixo θ*
s	*indicativo de saída da sapata*
v	*indicativo de capacidade de carga adimensional*
$y\theta$	*indicativo do sentido de cisalhamento num plano na direção θ*
yr	*indicativo do sentido de cisalhamento num plano na direção r*
θ	*eixo das coordenadas cilíndricas na direção do ângulo*
$_0$	*indicativo de variável dimensional*
$_{0p}$	*indicativo de variável dimensional*

Abreviaturas

arc	*arco*

cos	*cosseno*
denom	*denominador dos coeficientes A1 a A5*
integrandos	*parte interna da integral da equação 4.82*
integrandoe	*parte interna da integral da equação 4.96*
integrandore	*parte interna da integral da equação 4.118*
integrandori	*parte interna da integral da equação 4.110*
sen	*seno*
tg	*tangente*

Siglas

Kratos	*máquina de ensaios de tração e compressão*
MDF	*método das diferenças finitas*
UNIFEI	*Universidade Federal de Itajubá*
Fortran	*linguagem de programação*

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

1.1 GENERALIDADES

Os mancais axiais hidrodinâmicos são constituídos basicamente pelas sapatas setoriais pivotadas ou fixas e pelo colar giratório. Este colar geralmente apresenta uma superfície plana contínua, voltada contra a sapata, enquanto que as sapatas apresentam-se sob forma de setores circulares, com uma de suas superfícies voltada contra a face plana do colar e apresentando uma pequena inclinação na direção circunferencial. As sapatas são separadas entre si por canais radiais, como mostrado esquematicamente na figura 1.1.

O princípio básico de funcionamento tem como ponto de partida a formação de uma cunha ou filme de lubrificante entre as superfícies em movimento relativo do colar e da sapata. Considerando ainda que o lubrificante seja teoricamente um fluído incompressível e que a vazão volumétrica do mesmo seja constante à medida que o fluído é arrastado para o interior da cunha, inicia-se o processo de geração de uma pressão no fluido lubrificante, chamada de pressão hidrodinâmica.

A pressão hidrodinâmica está intrinsecamente associada à convergência das superfícies em movimento relativo e, portanto, é função da inclinação de uma em relação à outra, da viscosidade do fluído lubrificante, η, da velocidade de rotação do colar, N, e da força axial aplicada, F.

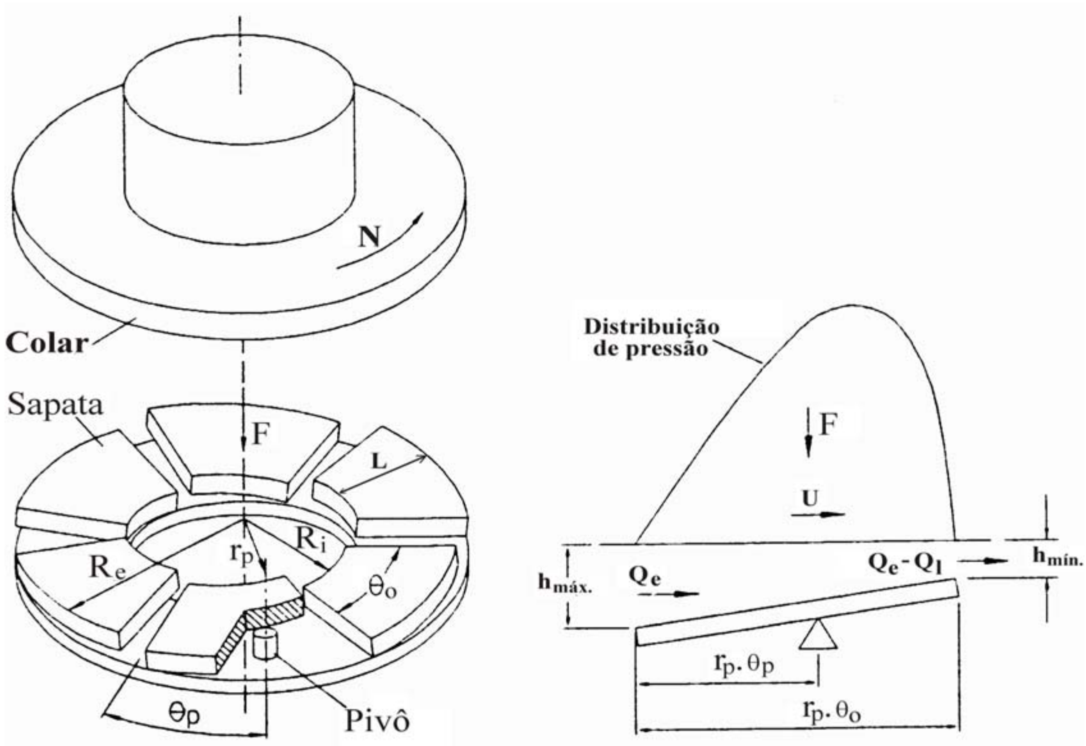


Figura 1.1 – Desenho de um mancal axial hidrodinâmico de sapatas pivotadas e vista em corte da região da cunha de óleo e formação do perfil de pressão

Observa-se que o gradiente de pressão desacelera o fluxo de fluído na zona de entrada, região da espessura máxima, $h_{máx.}$, provocando um perfil côncavo de velocidades do fluído lubrificante ao mesmo tempo em que o acelera na região de saída, onde a espessura é mínima, provocando um perfil convexo de velocidades.

Se esta pressão hidrodinâmica for suficiente para equilibrar a pressão externa aplicada ao mancal, haverá então a separação das duas superfícies através do filme de lubrificante, dando assim, origem a uma espessura mínima h_{min}.

A distribuição de pressão, capacidade de carga e fluxo de lubrificante em um mancal hidrodinâmico têm despertado grande interesse em cientistas há longo tempo. A previsão destas e outras características do comportamento operacional de um mancal de ação hidrodinâmica tem sido obtida através da solução numérica da equação de Reynolds da lubrificação hidrodinâmica, tais como as apresentadas por Pinkus (1958), Tieu (1991) e Rodkiewicz e Huang (1998). Uma extensa bibliografia a respeito pode ser encontrada em Almqvist et al. (2000).

Trabalhos como os de Ezzat e Rohde (1973), Rodkiewicz e Huang (1998), definem como mancal ótimo aquele que suporta a máxima carga para uma determinada espessura de lubrificante na saída das sapatas. É sabido que esta condição corresponde a posicionar o pivô a 60% do ângulo do setor, sendo que esta posição de pivotamento é utilizada na quase totalidade dos artigos publicados sobre comportamento de mancais axiais de sapatas setoriais pivotadas, como por exemplo Tieu (1991) e Glavatskikh (2001). Entretanto, existem outros fatores ou parâmetros de desempenho de um mancal que podem ser mais importantes, tais como, perda de potência e elevação de temperatura. Assim sendo, um dos objetivos da presente pesquisa é determinar a posição de pivotamento que resulta em mínima perda de potência no mancal.

Frequentemente, mesmo nos modelos mais sofisticados que levam em conta a lubrificação termo-elastohidrodinâmica, tem sido considerado que a espessura do filme de óleo entre cada sapata e o colar só varia na direção circunferencial, mantendo-se constante na direção radial, como por exemplo, Huebner (1974), Tieu (1991) e Markin et al. (2003). Isto, no entanto, só seria possível no caso de uma sapata hipotética de raio interno muito maior do que a largura radial das sapatas, o que resultaria praticamente em uma sapata retangular inclinada abaixo de uma placa que se desloca em relação à mesma. Assim, outro objetivo da presente pesquisa é elaborar uma equação puramente geométrica para determinar a espessura do filme de óleo em qualquer ponto entre as superfícies do colar giratório e da sapata.

Outra dificuldade encontrada mesmo nos trabalhos teóricos mais sofisticados é a determinação, ou melhor, a imposição das condições de contorno, tais como as temperaturas do óleo na entrada da sapata e outras temperaturas admitidas como referência. Para tentar resolver estas dificuldades, vários trabalhos experimentais têm sido elaborados, geralmente, com bancos de ensaios de eixo horizontal e para uma única condição de vazão de óleo lubrificante fornecida ao mancal, tais como, Gregory (1974), Glavatskih (2001), Glavatskih e DeCamilo (2004). No presente trabalho um banco de ensaios de eixo vertical foi utilizado, assemelhando-se melhor ao caso de muitas aplicações práticas, tais como turbinas hidráulicas.

1.2 FORMULAÇÃO DE HIPÓTESES

A Figura 1.1 mostra, esquematicamente, um mancal axial de seis sapatas setoriais pivotadas, de raio interno R_i e raio externo R_e. O ponto de pivotamento está deslocado do centro de cada sapata (θ_p), de modo que, em operação, as sapatas tomarão a inclinação ideal de trabalho.

Esta inclinação, aliada ao movimento de rotação N do colar e à viscosidade η do fluído lubrificante, gera uma pressão hidrodinâmica e a formação de uma película de óleo, em forma de cunha, que separa as superfícies do colar e das sapatas. As condições de escoamento do fluído, entre uma sapata e o colar, são consideradas para um fluído incompressível, em regime isotérmico e com as restrições simplificadoras usuais listadas a seguir : o meio é contínuo, o fluído é newtoniano, o escoamento é laminar, não há deslizamento entre o fluído e a superfície de contato, as forças de campo e de inércia no fluído são desprezadas, a viscosidade e a massa específica do fluído são constantes ao longo do filme e a espessura do filme é muito pequena em relação às dimensões das demais superfícies.

Com essas hipóteses, pode-se então aplicar a equação isotérmica de Reynolds para a lubrificação hidrodinâmica.

1.3 OBJETIVOS DA PESQUISA

Em função do comentado nos itens anteriores, serão enumerados abaixo os principais objetivos motivadores deste trabalho:

a) modificar o banco de ensaios já existente no laboratório de Tribologia da UNIFEI e instalar 4 sensores indutivos para medição das espessuras de filme de óleo formadas sobre a superfície da sapata, 3 sensores localizados logo abaixo da sapata com 1 sensor na entrada da mesma mas no raio externo e 2 sensores na saída mas um no raio interno e outro no raio externo e 1 sensor na ponta do eixo vertical do banco de ensaios para medir a espessura do filme sobre a superfície da sapata localizada logo acima do pivô;

b) realizar ensaios para várias condições de carga aplicada, velocidade de rotação e vazão de óleo lubrificante fornecido ao mancal, observando com isso, o comportamento das temperaturas e torques de atrito do mancal e da sapata instrumentada pelos sensores indutivos;

c) desenvolver uma equação para o cálculo da espessura do filme de óleo (h) sobre a superfície da sapata, que leve em conta as coordenadas de pivotamento da mesma, sua geometria e inclinações (α_r e α_θ) devido ao pivô esférico considerado;

d) apresentar uma dedução para a equação bidimensional de Reynolds isoviscosa que considere as variações da espessura do filme de óleo nas direções r e θ e, através desta, apresentar um modelo teórico capaz de simular o comportamento operacional de um mancal axial hidrodinâmico de sapatas setoriais pivotadas;

e) aplicar o método das diferenças finitas para resolver numericamente a equação de Reynolds isoviscosa;

f) desenvolver um programa computacional que permita simular o comportamento operacional dos mancais axiais hidrodinâmicos através do cálculo das distribuições de pressões sobre a superfície de uma sapata setorial e dos parâmetros de desempenho do mancal, para as variações de carga, velocidade de rotação, fator K (relação entre a espessura de referência do filme de óleo lubrificante na saída da sapata e a espessura do filme sobre o pivô) e espessura do filme de óleo na saída da sapata (h_{rs});

g) determinar as posições de pivotamento que resultam, respectivamente, em mínima perda de potência no mancal e máxima capacidade de carga;

h) verificar a validade dos resultados do presente trabalho através de comparações com os resultados obtidos por outros pesquisadores, tanto no aspecto experimental como no teórico computacional.

i) apresentar os parâmetros de desempenho teóricos e experimentais em tabelas e gráficos que possibilitam a análise destes mancais.

Capítulo 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Apresenta-se neste capítulo uma revisão bibliográfica relacionada com a presente pesquisa sobre mancais axiais hidrodinâmicos de sapatas pivotadas. Poucos livros apresentam uma abordagem profunda sobre este assunto. Podem-se destacar os livros de Cameron (1966), dedicado aos princípios da lubrificação e que dedica um capítulo completo sobre a dedução da equação de Reynolds, modelada na forma geral e em outras condições mais específicas, e de Duarte Jr. (2005), obra voltada ao estudo teórico de mancais hidrodinâmicos radiais e axiais.

A maioria das fontes de pesquisa usadas nesta dissertação foram provenientes de artigos em periódicos ou em congressos. Grande parte dos artigos experimentais são dedicados aos mancais axiais hidrodinâmicos de sapatas setoriais de pivô central, eixo horizontal e lubrificação forçada.

Hirn (1854), foi um dos pesquisadores pioneiros a se preocupar efetivamente com a elevação de temperatura, no filme de lubrificante. Em seu trabalho, o torque de atrito e a elevação de temperatura foram medidos para vários lubrificantes, tais como, óleos vegetais, animais, minerais, água e ar. Hirn descobriu um efeito o qual denominou de “efeito de amaciamento” sobre atrito e sugeriu que um mancal devesse girar continuamente durante certo tempo, até que se estabelecesse um torque de atrito constante, menor que o valor inicial. Foi ele o primeiro a observar que a lubrificação de um mancal depende da viscosidade do lubrificante, da carga aplicada e da velocidade de rotação do eixo ou colar, no caso de mancal axial.

Petroff (1883), considerando a hipótese de que a viscosidade do lubrificante permanecia constante através do filme, apresentou resultados experimentais sobre a temperatura média do filme de óleo em um mancal radial de deslizamento para diferentes velocidades. Surgiu desta pesquisa um método gráfico para se calcular o atrito e a temperatura média do filme de óleo para diferentes temperaturas ambientes e diferentes lubrificantes. Em suas pesquisas, ele ainda desenvolveu uma relação aproximada entre a força de atrito, a viscosidade e alguns parâmetros geométricos do mancal.

Tower (1883), nessa mesma época, após uma série de experiências num mancal radial, descobriu que o filme de lubrificante ficava sob alta pressão e ainda separava o munhão da bucha, constatando exatamente o que se esperava da lubrificação. Ele mapeou essa pressão ao longo do comprimento e da largura do mancal e concluiu que quando integrada, produzia um resultado equivalente à carga aplicada. Assim nascia o conceito da lubrificação hidrodinâmica.

Reynolds (1886), alguns anos após, publicou seu trabalho clássico sobre a lubrificação, onde estabeleceu os princípios básicos, físicos e matemáticos da lubrificação hidrodinâmica. Nesse trabalho, observa-se sua grande preocupação com os efeitos térmicos, tanto que o levou a medir a viscosidade do óleo de oliva para diversas temperaturas. Seu grande legado foi o equacionamento matemático dos diversos resultados experimentais obtidos por ele mesmo e também os obtidos por Tower e Petroff. Seu equacionamento foi definido como “Equação Diferencial para Lubrificação”, ou também mais conhecido como Equação de Reynolds para Lubrificação Hidrodinâmica.

A equação de Reynolds propiciou um grande avanço nas pesquisas da lubrificação. Faltava, entretanto, a solução da equação diferencial, que veio alguns anos mais tarde com Sommerfeld (1904).

Pinkus et al. (1958), estudaram um mancal axial finito de sapatas setoriais, usando a equação de Reynolds em coordenadas polares e o método das diferenças finitas para calcular a pressão em todos os pontos nodais de uma malha 7 x 7.

Ezzat e Rohde (1973), consideraram um mancal retangular finito de deslizamento que possibilitava a variação tridimensional da temperatura no filme. As equações da continuidade, quantidade de movimento e da energia foram acopladas à equação da condução de calor e resolvidas numericamente. Eles compararam seus resultados segundo a teoria termohidrodinâmica com os resultados da clássica teoria isotérmica, os quais confirmavam muitas das observações previstas.

Gregory (1974), obteve experimentalmente a distribuição superficial de temperaturas de uma das sapatas de um mancal axial duplo de eixo horizontal, com diâmetros interno e externo iguais a 133,55 mm e 266,70 mm respectivamente, constituído de dois conjuntos de sapatas de pivô central e ângulo do setor igual a 50^o. A área efetiva do mancal era de 35548 mm^2 e os ensaios foram desenvolvidos com velocidades variando de 4000 a 11000 rpm, e carga axial (pressão unitária) na faixa de 0,7 a 2,1 MPa, enquanto que as espessuras de filme de óleo eram da ordem de 25 μm e 45 μm, respectivamente para os lados sob carga e sem carga do mancal axial duplo. Um óleo mineral ISO 32 a uma temperatura de suprimento de 46°C foi utilizado com vazões de 102 a 205 l/min, tendo sido obtidas temperaturas médias superficiais das sapatas de 97 e 90°C, respectivamente, enquanto que as correspondentes perdas de potência por atrito obtidas por Gregory foram de 112 e 150 kW para uma rotação de 10000 rpm e uma “carga” de 0,7 MPa. Esses valores extremamente elevados de perda de potência se devem às altas vazões de óleo, alta rotação e ao método indireto de “avaliação” baseado num balanço de energia em que a perda de potência (quantidade de calor retirado pelo óleo circulante) é uma função apenas da vazão de óleo, da elevação de temperatura e do calor específico do óleo. Outros modos de transferência de calor, tais como, condução de calor para a base da máquina, convecção e radiação não foram levados em consideração.

Gregory (1979), ainda usando o método indireto de “medição” de perda de potência, mostrou que esta pode variar em até 150% quando a vazão de óleo é alterada significativamente.

Pinkus e Lund (1981), consideraram a influência do efeito das forças centrífugas em vedadores e mancais de escora hidrodinâmicos de alta rotação. Nesse último caso, foi considerado que o óleo é introduzido apenas na entrada de cada sapata e foi mostrado que o efeito da força centrífuga produz uma escassez de lubrificante numa região sobre a sapata, localizada próxima ao raio interno e da saída, com uma conseqüente pressão subambiente que gera cavitação no óleo lubrificante que passa nesta região. Acima dos limites de operação laminar, o efeito centrífugo reduz consideravelmente a capacidade de carga e a forma do fluxo de lubrificante no mancal.

Vohr (1981), desenvolveu um estudo bastante interessante sobre o comportamento da temperatura de operação dos mancais axiais, onde descreve um método analítico que possibilita fazer a previsão desta temperatura de operação. Este método envolve a avaliação de vários mecanismos através dos quais o calor é retirado do mancal e o balanço desta perda de calor contra o calor calculado pelo cisalhamento viscoso.

Kim et al. (1983), apresentaram um estudo teórico sobre uma análise tridimensional da performance termohidrodinâmica de uma região setorial do mancal axial de sapatas pivotadas. Foram feitas comparações desta teoria com as outras, que são: Isoviscosa e a bidimensional termohidrodinâmica.

Mikula (1987), mostrou que um aumento de 25% na temperatura do óleo de suprimento causa uma redução de cerca de 10% na perda de potência de um mancal axial de sapatas com pivô central, eixo horizontal e lubrificação forçada.

Ali El-Saie e Fenner (1988) apresentaram uma análise teórica/experimental sobre um mancal axial constituído por oito sapatas de pivô central, com diâmetros interno e externo iguais a 39,5 e 74,5 mm, respectivamente. Eles concluíram que para uma velocidade de rotação de 3000 rpm e cargas variando de 200 a 2000 N, a parcela de calor conduzida para as sapatas e para o colar eram aproximadamente iguais entre si e correspondiam a cerca de 30% do calor gerado por atrito no mancal, enquanto que os 70% restantes eram removidos pelo óleo circulante no mancal. Para cargas maiores a parcela de calor conduzida para o colar era quase igual ao dobro daquela conduzida para as sapatas e neste caso apenas 50% do calor gerado por atrito era transferido e removido pelo óleo circulante no mancal. Experimentalmente, para uma carga de 22 kN e a 3000 rpm, cinco termopares foram fixados sob a superfície de uma sapata, ao longo do comprimento circunferencial médio e indicaram temperaturas de 78^{o}C próximo à entrada da sapata, 88^{o}C acerca de 80% do comprimento circunferencial médio e de 85^{o}C próximo à saída da sapata.

Tieu (1991) desenvolveu um trabalho teórico e experimental sobre espessura do filme de óleo em um mancal de diâmetros interno e externo iguais a 451 mm e 549 mm, respectivamente. Apenas três sapatas foram utilizadas, sendo que o lubrificante (óleo ISO 46) era introduzido por um bocal tipo spray na entrada de cada sapata, no diâmetro médio. Deformações elásticas e térmicas das sapatas foram levadas em consideração no modelo teórico. Variação da espessura do filme de óleo na direção radial não foi levada em conta. As espessuras experimentais foram até 25% menores do que as obtidas teoricamente; isso foi atribuído a uma possível falta de óleo na região próxima à saída/raio interno da sapata.

Mouallem (1996), em sua dissertação de mestrado, desenvolve um estudo minucioso para o cálculo dos parâmetros operacionais de um mancal axial de sapatas setoriais, aplicando o método numérico das diferenças finitas (MDF). A espessura do filme de óleo entre o colar giratório e as sapatas foi admitida constante na direção radial e variando apenas na direção circunferencial (tapered land thrust bearing), para várias inclinações e relações entre espessura mínima do filme de óleo e inclinação da sapata.

Rodkiewicz e Huang (1998), estudaram e desenvolveram um procedimento numérico para obtenção da máxima carga permitida em um mancal com lubrificação termo-elastohidrodinâmica.

Yuan et al. (1999), descreveram um banco de ensaios e instrumentação para medição de espessuras de filme de óleo, distribuição de pressões e temperaturas superficiais de duas das 12 sapatas setoriais, apoiadas sobre molas, de um mancal axial de diâmetros interno e externo iguais a 711 e 1168 mm, respectivamente. Para a velocidade máxima de 500 rpm e “carga” máxima de 4 MPa foram observadas uma temperatura máxima de 100^{o}C no raio médio e de 88^{o}C próxima ao raio interno de uma das sapatas.

Salles et al. (1999), apresentaram um modelo teórico para a análise preditiva do comportamento operacional de um mancal axial de deslizamento, com base na teoria isotérmica da lubrificação hidrodinâmica. A equação de Reynolds, em coordenadas polares, foi resolvida na região correspondente a uma sapata setorial, empregando-se o método das diferenças finitas. Foi admitido que a espessura do filme de óleo só varia na direção circunferencial, mantendo-se constante na direção radial. Esta hipótese, no entanto, não é possível para o caso de sapatas pivotadas e inclinadas em relação ao colar, todavia, tem sido admitida em muitos artigos disponíveis na literatura. Esta hipótese da formação de uma cunha de óleo sem nenhuma inclinação na direção radial só se aproxima da realidade no caso do raio interno do mancal ser muito maior do que a largura radial da sapata setorial que, nesse caso, se torna praticamente uma sapata retangular.

Almqvist et al. (2000), apresentaram uma comparação teórica/experimental sobre uma análise termohidrodinâmica de mancais axiais de sapatas pivotadas. Esta é uma análise muito parecida a de Kim et al. (1983).

Dadouche et al. (2000) obtiveram, experimentalmente, espessuras de filme de óleo, distribuição de pressões e temperaturas superficiais das sapatas de um mancal axial de eixo vertical constituído por oito sapatas fixas com 200 mm de diâmetro externo, para cargas variando de 1 a 8 kN e velocidades de rotação de até 2600 rpm. Para uma carga axial de 8 kN e uma rotação de 2600 rpm, Dadouche observou uma diferença de 8^{o}C entre os pontos de mínima e de máxima temperaturas superficiais de uma das sapatas. Para a velocidade de 2000 rpm, foram observadas espessuras mínimas de filme de óleo iguais a 45 μm e 130 μm, para as cargas de 8 e 1 kN respectivamente.

Glavastskikh (2001), apresentou resultados experimentais obtidos de um mancal axial duplo, de eixo horizontal, com diâmetros interno e externo iguais a 114,3 mm e 228,6 mm, respectivamente, constituído de dois conjuntos com seis sapatas setoriais pivotadas a 60% do comprimento circunferencial médio das mesmas. Um óleo mineral ISO 46 foi utilizado, com uma vazão constante de 15 l/min fornecido ao mancal à temperatura de 30^{o}C, 40^{o}C e 60^{o}C. Quando a temperatura de suprimento foi aumentada de 30^{o}C para 60^{o}C foi observada uma redução de 30% na perda de potência. Foi concluído também que a perda de potência varia muito mais significativamente com a variação da velocidade de rotação do que com a variação da carga axial aplicada, o que era de se esperar. Dez termopares foram convenientemente instalados cerca de 3 mm abaixo da superfície de duas sapatas, para obtenção da distribuição de temperaturas, sem preocupação em obter qualquer gradiente axial de temperaturas. Para uma “carga” de 2,0 MPa, velocidade de rotação de 1500 rpm e temperatura do óleo de suprimento de 40^{o}C, a perda de potência foi de 3,1 kW e as temperaturas subsuperficiais foram de 53^{o}C, 63^{o}C e 67^{o}C cerca de 10, 50 e 90% do comprimento circunferencial da sapata, respectivamente. Quando a velocidade foi aumentada para 3000 rpm, as temperaturas acima se elevaram para 57^{o}C, 73^{o}C e 85^{o}C, respectivamente, e a perda de potência aumentou para 7,5 kW. De maneira semelhante, as temperaturas subsuperficiais do colar foram medidas a 25 e 75% da largura radial efetiva e resultaram iguais a 60,0 e 60,5 ^{o}C, respectivamente, para a velocidade de 1500 rpm e iguais a 73 e 75^{o}C para a velocidade de 3000 rpm.

Schwarz et al. (2002), apresentaram um trabalho experimental sobre o comportamento do mancal de escora Kingsbury KV9” a amplas variações da distribuição de temperatura, torque de atrito e perda de potência, que são parâmetros importantes de operação do mancal. Foram utilizados 3 tipos de sapatas pivotadas a 50, 60 e 66% do comprimento circunferencial médio da sapata e um óleo lubrificante ISO 32 com viscosidade de 27,2 mPa.s a 40°C e 4,6 mPa.s a 100°C, para suprimento do mancal. As condições empregadas nos ensaios foram as seguintes: velocidade de rotação do eixo de 500 rpm a 3500 rpm, carga aplicada de 12 kN a

24 kN, vazão de óleo de suprimento de 1,7 a 4,5 l/min e temperatura média do óleo de suprimento de 45°C. Observou-se que a sapata com pivô a 66% opera com temperatura e torque de atrito menores. Também foi observada a ocorrência de menor perda de potência e temperaturas operacionais mais elevadas para menor vazão de suprimento ou maior temperatura do óleo de suprimento.

Schwarz et al. (2003), mostraram um trabalho teórico/experimental sobre o mancal axial Kingsbury de 6 sapatas pivotadas a 50%, 60% e 66% do comprimento circunferencial da sapata. Na parte experimental, foi adotado um óleo ISO 32 e um amplo campo de vazões de óleo. Em seqüência, foram obtidas as mínimas temperaturas de operação do mancal para diferentes condições de carga aplicada, rotações e temperatura de óleo de suprimento. Também são obtidas as temperaturas de operação nas sapatas e no colar giratório e o torque de atrito do mancal. Na parte teórica foi trabalhada a equação de Reynolds, obtendo também a capacidade de carga, vazões de óleo e viscosidade requerida, torque de atrito e perda de potência no mancal. Finalmente, foi feita a comparação dos resultados teóricos e experimentais.

Glavatskih e DeCamillo (2004), apresentaram dados experimentais referentes à influência da variação da viscosidade do óleo sobre dois mancais de escora duplos, dispostos na horizontal, já utilizados em artigos anteriores, ensaiados com 2 tipos de óleos lubrificantes, óleo ISO VG32 e ISO VG68. Os dois mancais têm diâmetros externos de 228,0 mm e 267,0 mm e trabalharam com campos de velocidades médias e cargas de 10 a 30 m/s e 0,69 MPa, 1,38 MPa e 2,07 MPa e de 40 a 115 m/s e 0,69 a 3,45 MPa, respectivamente. O mancal de 228,0 mm foi suprido com uma vazão de óleo, praticamente constante, de 15 l/min para todas as combinações de carga e rotação e para o de 267,0 mm, a vazão foi ajustada para cada combinação de carga e rotação conforme recomendações do fabricante.

Schwarz, Chiarello e Galvão (2005), mediram as espessuras do filme de óleo sobre uma sapata setorial pivotada, com um pivô esférico a 66% do ângulo do setor da sapata que é 50°. Os dados foram obtidos em um banco de ensaios com um mancal de escora Kingsbury KV9” para várias condições de carga, rotação e vazão de óleo lubrificante. Foi mostrada a distribuição de temperatura de uma sapata instrumentada com vários termopares tipo K em diversos pontos subsuperficiais. Foram utilizados 3 sensores indutivos para se medir os sinais de deslocamento de dois pontos sob uma sapata e de um ponto sob a ponta do eixo, montado na posição vertical no banco de ensaios. Foi monitorada a resposta do mancal às variações de carga, rotação e vazão de alimentação. As conclusões mais importantes obtidas foram:

a) através da medição das espessuras de filme de óleo sob a sapata, foi verificado que ocorre uma inclinação da sapata também na direção radial, além da esperada inclinação na direção circunferencial; b) as espessuras do filme de óleo e o torque de atrito crescem com a vazão de óleo lubrificante, enquanto que as temperaturas operacionais decrescem; c) inversamente, as espessuras do filme de óleo decrescem com a carga axial aplicada, enquanto as temperaturas e o torque de atrito crescem; d) o torque de atrito, as espessuras do filme de óleo e temperaturas operacionais crescem com o aumento da rotação do eixo.

Capítulo 3

DESENVOLVIMENTO EXPERIMENTAL

3.1 INTRODUÇÃO

A parte experimental desta dissertação foi desenvolvida no banco de ensaios do laboratório de Tribologia da UNIFEI, com o objetivo de determinar os parâmetros fundamentais de comportamento do mancal, para várias condições de carga aplicada, velocidade de rotação e vazão de óleo. Dentre estes parâmetros fundamentais, destacam-se as perdas de potência e o torque de atrito, as temperaturas operacionais das sapatas e do óleo lubrificante na entrada e na saída do reservatório, bem como as espessuras do filme de óleo estabelecido entre as superfícies do colar giratório e de uma sapata, pelo efeito hidrodinâmico.

3.2 DESCRIÇÃO DO BANCO DE ENSAIOS

3.2.1 Banco de Ensaios

A configuração geral do banco de ensaios está mostrada na figura 3.1. A potência de até 5 kW é fornecida por um motor elétrico de corrente contínua de rotação variável, com variação de velocidade de 0 a 3500 rpm, ajustada por um conversor de corrente no painel de controle. Logo abaixo do motor, encontra-se um transdutor de torque HBM T10F que permite o contínuo monitoramento de torques na faixa de 0 a 100N.m; em seqüência, um acoplamento flexível Antares AT50 faz a conexão do eixo principal/colar rotativo ao transdutor de torque/motor elétrico.

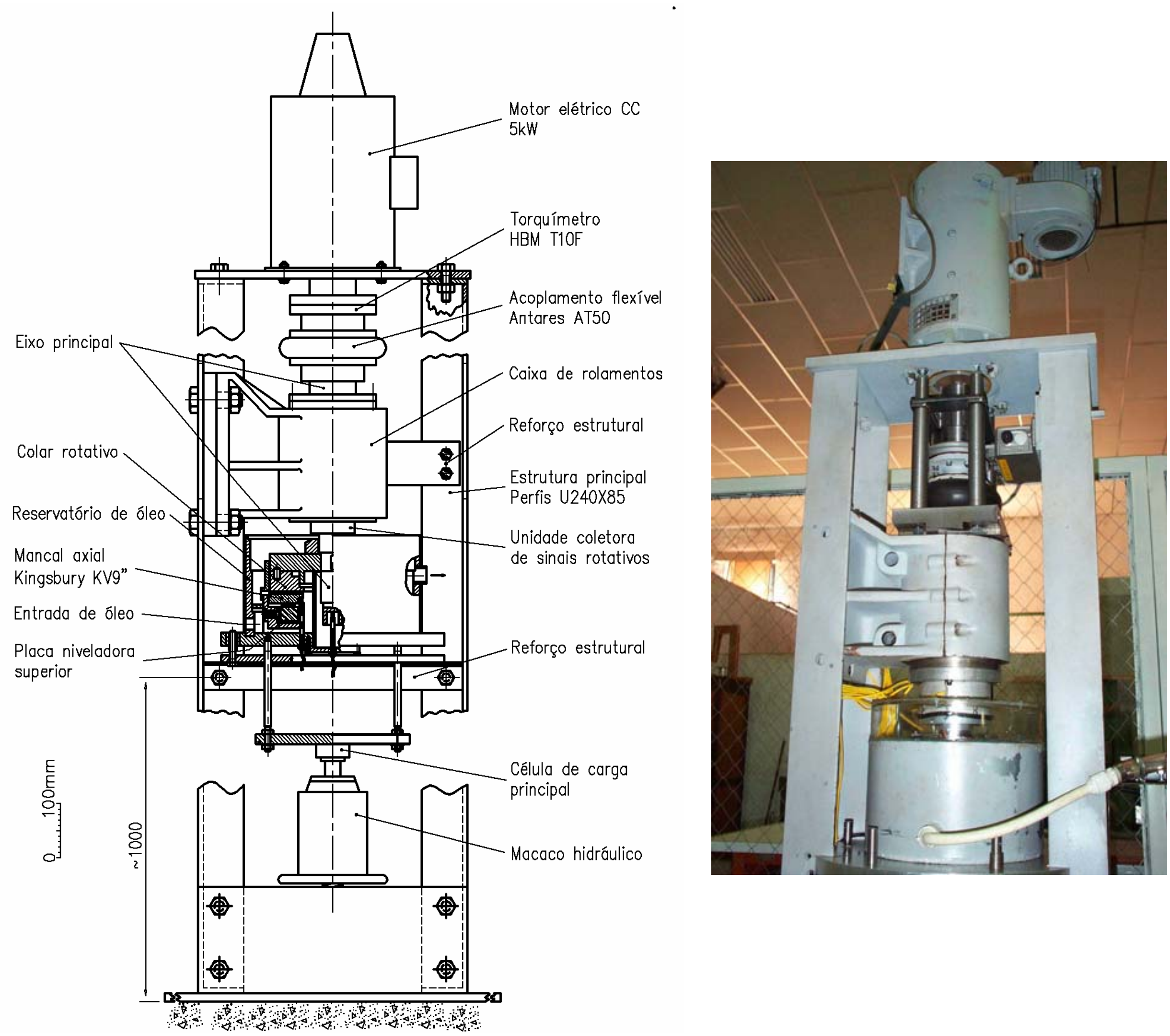


Figura 3.1 – Componentes principais e foto do banco de ensaios.

O módulo de testes propriamente dito, isto é, o mancal de escora Kingsbury KV9", rigidamente fixado ao reservatório de óleo, é lubrificado por um óleo mineral ISO 32 alimentado por meio de uma unidade hidráulica com trocador de calor, possibilitando controlar a temperatura do óleo de entrada a qualquer valor entre 40 a 60°C.

A carga axial no mancal é aplicada através de um macaco hidráulico e é medida simultaneamente por uma célula de carga instalada em uma das placas niveladoras superiores, como mostrado na figura 3.2, e por uma célula de carga principal, dotada de uma superfície esférica para aplicação da carga, colocada no topo do macaco hidráulico. A reação à carga aplicada é propiciada pela caixa de rolamentos, vista logo abaixo do acoplamento flexível e firmemente fixada à estrutura vertical do banco de ensaios. Esta caixa de rolamentos é composta de um rolamento de contato angular de esferas 7313A que suporta a carga axial aplicada e por um rolamento rígido de esferas 6010ZZ.

Conforme pode ser observado na Figura 3.1, a estrutura básica do banco de ensaios consiste de dois perfis U 240x85 com alturas iguais a 1780 mm, fixados em suas extremidades superiores a uma chapa retangular de aço (que serve de base para o motor elétrico) e extremidades inferiores fixadas a uma base horizontal rígida também de perfis U240x85, apoiada em quatro coxins niveladores/amortecedores de vibrações.

Uma bandeja, constituída por quatro pedaços de cantoneira soldados entre si e perfeitamente aplainados na superfície superior, é rigidamente fixada por meio de parafusos aos dois perfis verticais, a uma altura de, aproximadamente, 1000 mm do piso. Esta bandeja serve de base-guia ao mancal axial hidrodinâmico/cuba de óleo.

3.2.2 Módulo de Testes

O módulo de testes, como mostrado na figura 3.2, consiste principalmente do eixo principal (23), colar giratório (20), sapatas pivotadas (16), mostrando uma camada de babbitt na superfície superior e um pivô esférico na superfície inferior, placas niveladoras (14), anel base (13) e reservatório de óleo que é composto por dois tubos concêntricos (17) e (18) e placa base (09). O anel (15) é instalado entre o anel base (13) e o tubo externo do reservatório de óleo, com a finalidade de dirigir o óleo de suprimento através dos seis canais radiais existentes na parte inferior do anel base. Assim, na parte inferior do reservatório, o óleo é dirigido do raio externo para o raio interno do anel base, subindo então até a altura do raio interno das sapatas e fluindo radialmente do raio interno para o raio externo das sapatas, através de seis canais radiais existentes entre as mesmas. A rotação do colar arrasta o óleo sobre as superfícies de trabalho das sapatas, formando um filme de óleo entre o colar e as mesmas. Um óleo mineral ISO 32 com viscosidades de 27,2 mPa.s a 40°C e 4,6 mPa.s a 100°C, foi usado.

Três sensores indutivos de proximidade (Bentley Nevada™ proximitor 3300 series) foram apropriadamente fixados à placa base (09) do reservatório de óleo, com o objetivo de monitorar os deslocamentos axiais de uma das sapatas do mancal. Similarmente, um sensor de proximidade idêntico (05) foi convenientemente instalado para monitorar o deslocamento axial do eixo (23) junto com o colar giratório (20). O analisador de sinal digital Lynx™ foi utilizado para aquisição de sinal e processamento. No software Matlab™ foram elaboradas rotinas para cálculo da espessura do filme de óleo.

A carga axial aplicada pelo macaco hidráulico, posicionado logo abaixo da célula de carga principal (01), é medida por esta que transfere a carga do macaco hidráulico para o disco de carga (02) e deste para a placa base do reservatório de óleo (09), anel base (13) e sapatas pivotadas através das três hastes verticais (03). Desta maneira, a carga é aplicada para cima, contra o colar giratório, através das sapatas e do filme de óleo.

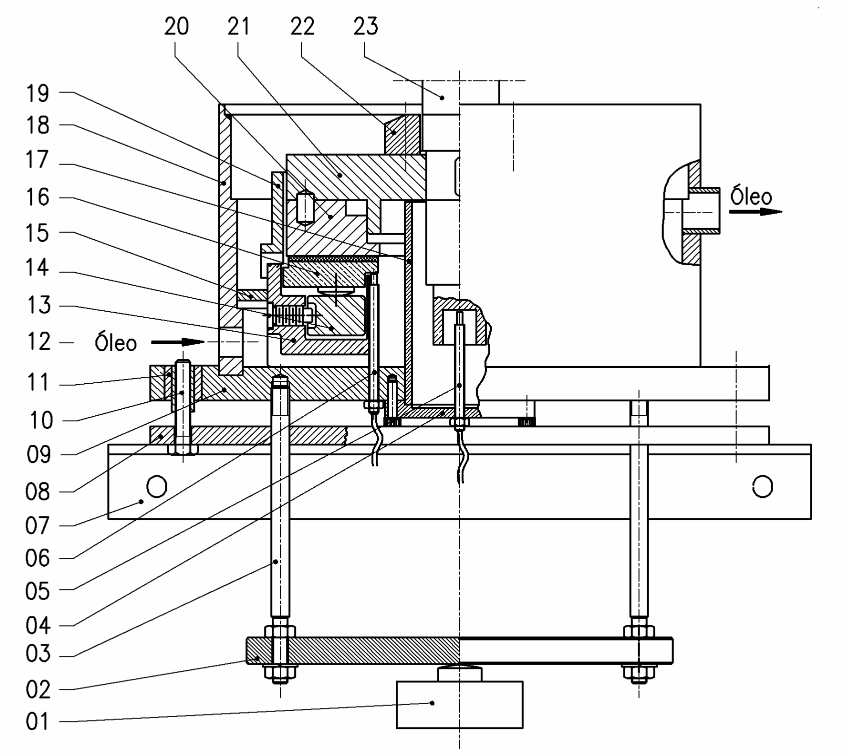


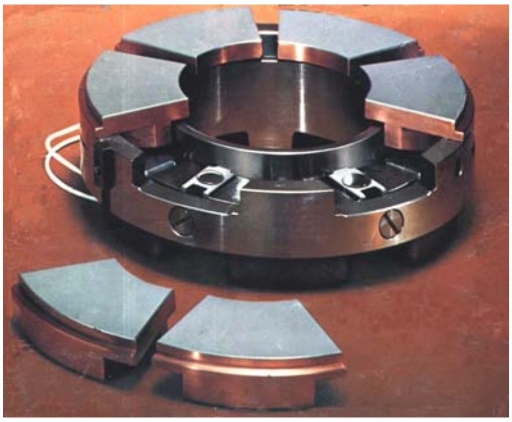
Figura 3.2 – Módulo de teste.

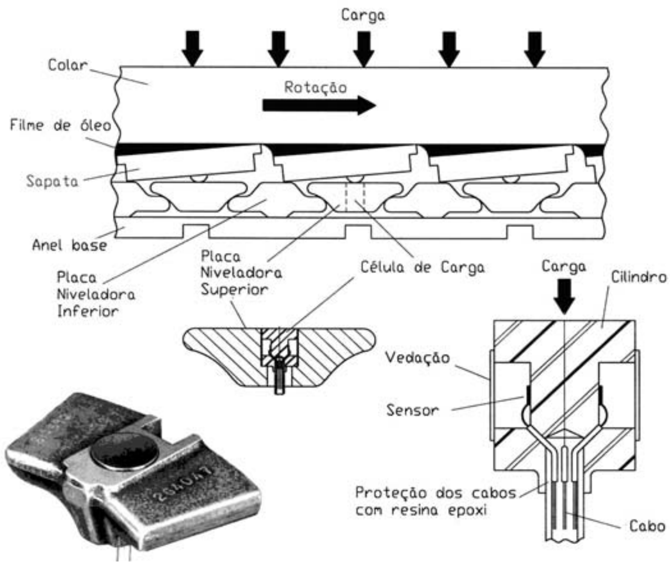
O torque de atrito do mancal é medido através do transdutor de torque HBM T10F, que mede o torque total constituído pelos torques do próprio mancal axial hidrodinâmico e dos dois rolamentos que reagem à carga axial aplicada, como descrito anteriormente.

A medição de temperatura é efetuada pelo uso de termopares do tipo K (cromel/alumel) montados em diversas posições no corpo de duas sapatas. Além disso, as temperaturas do óleo de suprimento do conjunto do mancal, nas posições de entrada e saída do reservatório de óleo, são medidas através de dois termopares convenientemente instalados nas linhas de entrada e saída de óleo. Para a maioria dos testes, o óleo lubrificante foi alimentado a 45°C, embora alguns testes tenham sido realizados com temperaturas do óleo de entrada variando de 40°C a 65°C, em intervalos de 5°C.

3.2.3 Mancal Ensaiado

A figura 3.3.(a) mostra o mancal axial hidrodinâmico cujo comportamento operacional foi investigado e que consiste basicamente de seis sapatas setoriais pivotadas, apoiadas nas placas niveladoras superiores e inferiores, que por sua vez se apóiam no anel base. A figura 3.3.(b) mostra um desenho esquemático do princípio de funcionamento do mancal, onde o colar em rotação transfere a carga axial, através do filme de óleo, para as sapatas, placas niveladoras e anel base.





(a) (b)

Figura 3.3 – Princípio de funcionamento do mancal de sapatas setoriais.

Cada sapata é posicionada com o pivô sobre a placa niveladora superior correspondente, como mostrado na figura 3.3.(b). Para a condição não rotativa, o colar permanece em contato com toda a superfície plana das sapatas, sem nenhum filme de óleo na superfície de contato.

Portanto, esta situação será considerada como a referência para o sensor de aproximação instalado abaixo de uma sapata. Por outro lado, quando o colar está girando a uma determinada velocidade, as sapatas se posicionam com uma certa inclinação e um filme de óleo é formado entre estas e o colar, como mostrado esquematicamente na figura 3.3.(b).

A espessura do filme de óleo para a linha vertical que passa através do ponto de pivotamento será denominada de h_p, e corresponde ao deslocamento vertical do colar giratório, relativo à posição de referência do sensor de aproximação (05), mostrado na figura 3.2. Similarmente, a espessura do filme de óleo na entrada e na saída das sapatas serão denotadas por h_e e h_s, respectivamente.

A figura 3.4 mostra as dimensões principais do mancal de 6 sapatas setoriais, cada uma das quais possuindo um pivô esférico localizado a 66% do ângulo da sapata, que é igual a 50°. Os diâmetros interno e externo do mancal são iguais a 114,3 mm e 228,6 mm, respectivamente. A espessura nominal total de cada sapata, medida na posição de pivotamento é igual a 28,58 mm.

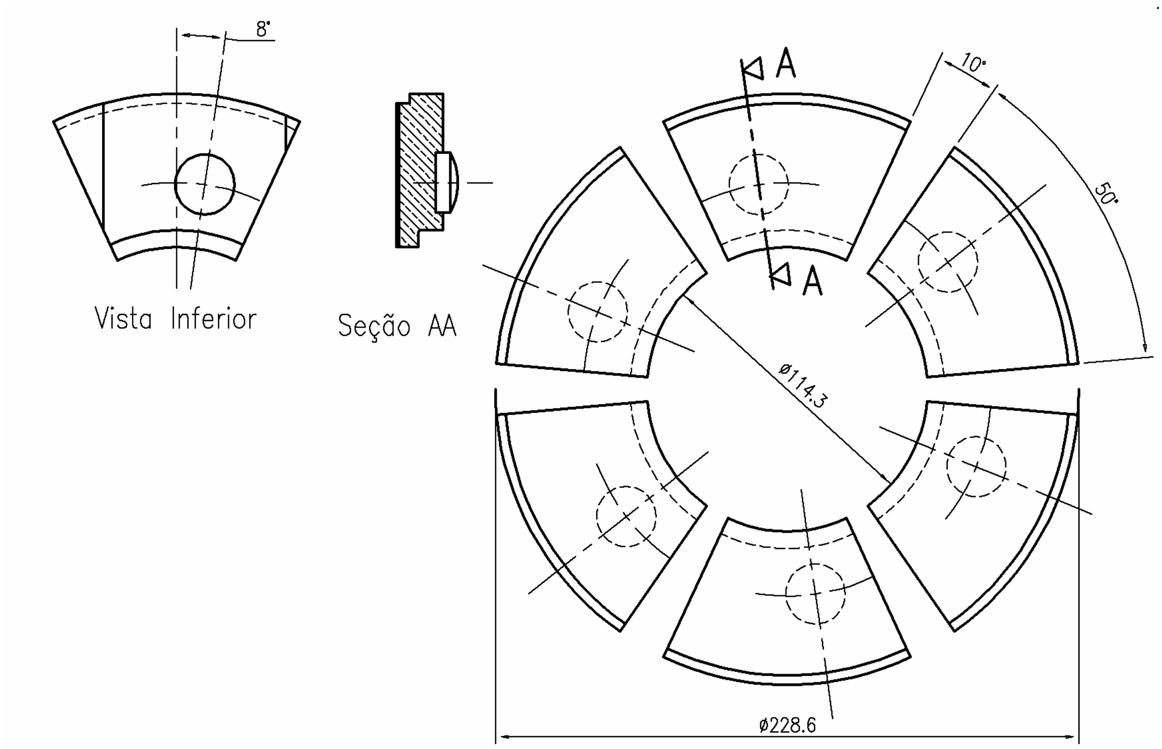


Figura 3.4 – Mancal axial com sapatas pivotadas a 66%.

3.3 SISTEMAS DE MEDIDA E INSTRUMENTAÇÃO

O objetivo principal da parte experimental deste trabalho é determinar o torque de atrito, espessura do filme de óleo sobre a sapata e a distribuição de temperaturas no mancal axial hidrodinâmico, para amplas faixas de velocidades, cargas aplicadas e vazões de óleo. Para esse objetivo, foram utilizados os seguintes sistemas de medição:

a. Spider 8: Aparelho eletrônico conectado a um PC, para medição elétrica de grandezas mecânicas como força, alongamentos, pressão, torque e temperaturas. O aparelho contém quatro amplificadores em 4,8 kHz de freqüência carrier para strain gages (células de carga) ou transdutores indutivos, três canais para medição de temperatura, através de módulos SR01dc e um canal para conexão do torquímetro HBM T10F.

b. Lynx™: analisador de sinais digital com freqüência de amostragem de 100.000 Hz , 12 canais ativos de entrada, aquisitando sinais de quatro sensores de proximidade indutivos da marca Bentley Nevada™ proximitor 3300 series, com freqüência de amostragem de 10.000 Hz e desvio máximo de linearidade de +12 μm e –12 μm;

c. Micro-computadores: Pentium 200 MHz, Monitor Super VGA 14” e Pentium 4 com 1200 MHz, Monitor Samsung VGA 15”;

d. Medidor de velocidades: Medições feitas através de tacômetro digital óptico manual de modelo Minipa MDT2244;

e. Chaves seletoras: Caixa metálica com três unidades de comutação para aquisição das temperaturas de até 30 pontos convenientemente escolhidos das sapatas, óleo lubrificante e ambiente.

O monitoramento contínuo da carga axial aplicada, velocidade de rotação, temperaturas, torque de atrito e espessura do filme de óleo, foi obtido através dos seguintes sistemas:

3.3.1 Sistema de Aplicação/Medição da Carga Axial

A figura 3.2 mostra mais detalhes do mancal axial hidrodinâmico de sapatas setoriais pivotadas, bem como o sistema de aplicação/medição da carga axial desejada durante cada ensaio.

As seis sapatas pivotadas (16) apóiam-se sobre as placas niveladoras superiores (14) e estas, através das placas niveladoras inferiores, apóiam-se sobre o anel base (13), o qual é fixado à placa base (09) do reservatório de óleo (09, 17 e 18). A unidade assim formada é fixada rigidamente ao disco de carga (02) por meio das três hastes (03) igualmente espaçadas a 120^o e que são guiadas, com pequena folga, através dos furos alinhados na placa (08) fixada à bandeja (07), que por sua vez é fixada à estrutura vertical do banco de ensaios. Desta maneira, o conjunto constituído pelas peças 02, 03, 04, 09, 11, 13, 14, 15, 16, 17 e 18 tem liberdade de movimentação vertical e, ao receber a carga axial aplicada pelo macaco hidráulico/célula de carga principal (01), é pressionado contra a face inferior endurecida e retificada do colar giratório (20). Por outro lado, o colar giratório é rigidamente fixado à árvore principal (23) através do anel com chaveta (21) e da porca de rosca M50x1,5 (22), de tal modo que é mantido numa posição vertical constante, devido à ação da caixa de rolamentos.

A célula de carga principal (01) permite medir a carga axial total aplicada ao mancal, ao passo que uma célula de carga Kingsbury incorporada a uma placa niveladora superior, posicionada sob uma das sapatas, conforme mostrado na Figura 3.3.(b), é utilizada para monitorar a carga individual atuante nesta sapata.

As células de carga central e Kingsbury foram calibradas com a utilização da máquina de ensaios de tração/compressão Kratos do laboratório de Resistência dos Materiais da UNIFEI. As cargas foram aplicadas em incrementos adequados até o limite máximo de 2000 kgf para a célula central e 700 kgf para a célula Kingsbury, sendo que os sinais de saída foram registrados através do SPIDER 8. Em seguida, para as cargas decrescentes, os resultados foram também registrados. O processo foi repetido várias vezes para cada célula de carga, com excelente repetibilidade/linearidade e com menos de 1% de histerese.

A tabela 3.1 mostra as relações obtidas entre os valores de carga aplicada e valores lidos pelas células de carga central e Kingsbury, respectivamente.

Tabela 3.1 – Calibração das células de carga principal e Kingsbury.

Kratos (Kgf)	**Célula Principal (mV/V)**
0	0
418	0,2280
660	0,3610
760	0,4164
834	0,4550
1240	0,6770
1278	0,6988
1330	0,7250
1418	0,7740
1624	0,8850
1826	0,9948

Kratos (Kgf)	**Célula Kingsbury (mV/V)**
0	0
1000	0,5315
1050	0,5712
1290	0,6858
1354	0,7262
1502	0,7952
1510	0,8050
1610	0,8500
1664	0,8785
1808	0,9520

As figuras 3.5 e 3.6 mostram os gráficos de calibração para cada célula de carga.

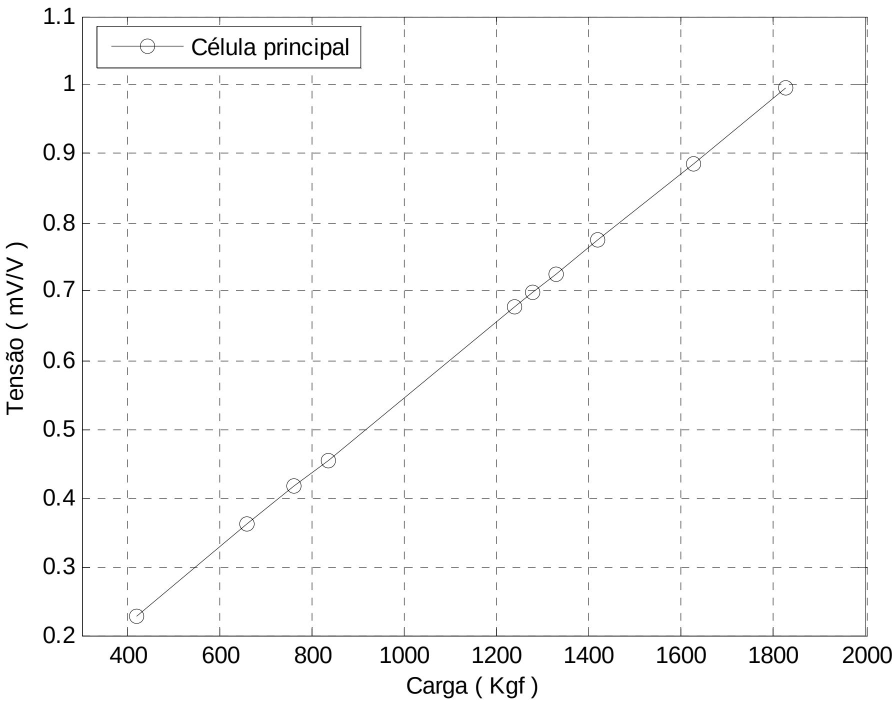


Figura 3.5 – Gráfico de calibração da célula de carga principal.

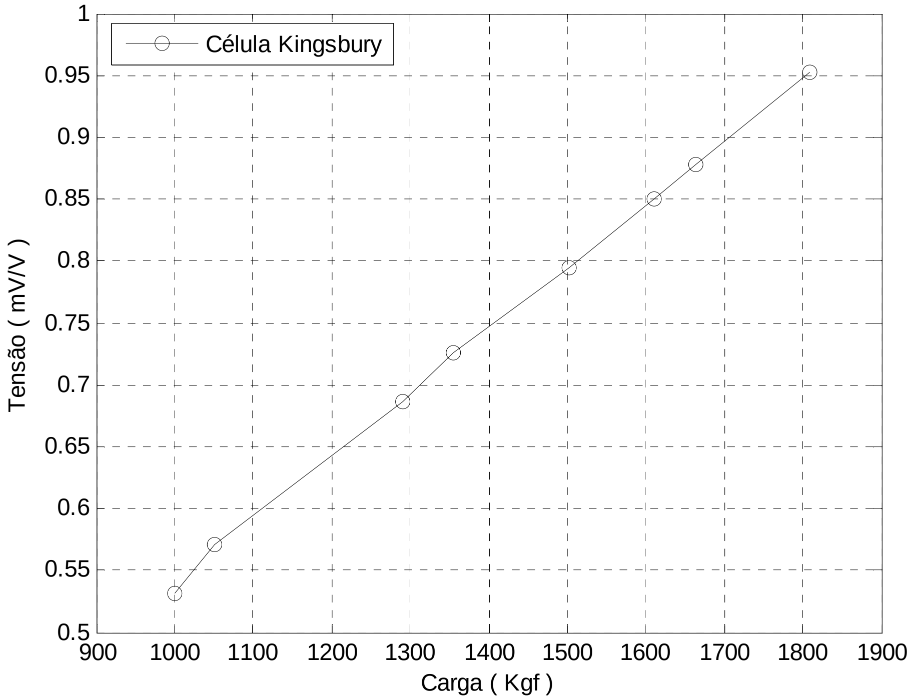


Figura 3.6 – Gráfico de calibração da célula de carga Kingsbury.

Tendo-se obtido as relações “Força versus leitura digital” no processo de calibração para as duas células de carga, estas foram devidamente instaladas no banco de ensaios e conectadas à placa de aquisição de dados SPIDER 8.

3.3.2 Medição das Temperaturas

Para a medição/monitoramento das temperaturas das sapatas, óleo lubrificante e temperatura ambiente, foram utilizados termopares do tipo K (cromel-alumel) com revestimento de PVC, uma vez que estes apresentam excelente resistência aos óleos minerais/aditivos.

Uma miçanga de cerâmica com dois orifícios axiais paralelos foi utilizada na extremidade de cada termopar, para facilitar sua fabricação e, posteriormente, sua fixação no ponto ou posição cuja temperatura deve ser medida/monitorada.

A figura 3.7 mostra uma das sapatas com os 12 orifícios para inserção dos termopares.

Figura 3.7 – Sapata pivotada a 66%, com furos para inserção dos termopares.

A figura 3.8 mostra as perfurações sendo efetuadas em uma fresadora universal, na oficina mecânica da UNIFEI.

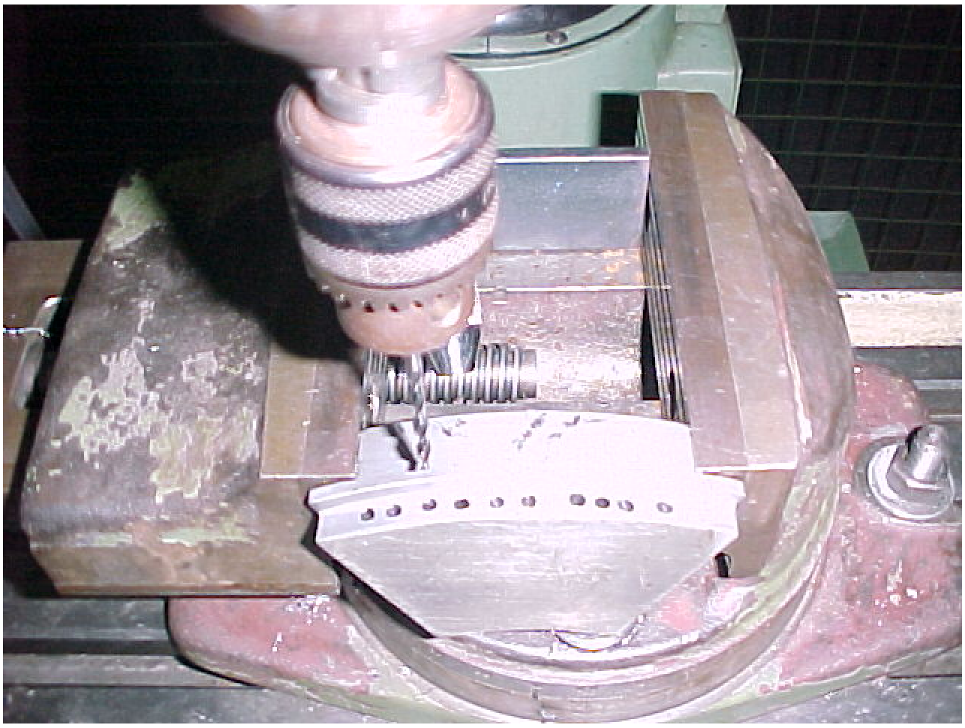


Figura 3.8 – Execução das perfurações numa sapata.

3.3.2.1 Aferição e montagem dos termopares nas sapatas

A figura 3.9 mostra o sistema utilizado para a aferição dos termopares conectados ao Spider 8. As cabeças dos termopares foram posicionadas em contato com o bulbo de um termômetro aferido, dentro de uma pipeta cheia de óleo mineral, por sua vez inserido em um recipiente com o mesmo óleo mineral. Após aquecimento até uma temperatura de 150^{o}C, as leituras no Spider 8/PC, correspondentes aos termopares, foram anotadas durante o resfriamento, para temperaturas acusadas pelo termômetro, em decréscimos de 10^{o}C a partir de 140^{o}C. Este procedimento foi repetido várias vezes e a análise dos resultados indicou a precisão de ± 0,1^{o}C para os termopares conectados ao Spider 8.

Figura 3.9 – Aferição dos termopares.

De um grupo de 17 termopares aferidos, 12 foram cementados à sapata mostrada na figura 3.7, ocupando as posições 1 a 13 da figura 3.10 e os 5 restantes a uma segunda sapata idêntica, ocupando as posições 5*, 13*, 14, 15 e 16 da figura 3.10; as posições 5* e 13* proporcionando, portanto, as temperaturas na segunda sapata, correspondentes às posições 5 e 13 na primeira sapata. As temperaturas obtidas experimentalmente apresentaram diferenças desprezíveis para os termopares 5 e 5*, bem como para os termopares 13 e 13*, de modo que, para simplificar a representação e análise dos resultados, a figura 3.10 mostra apenas as posições de 1 a 16, numa única sapata.

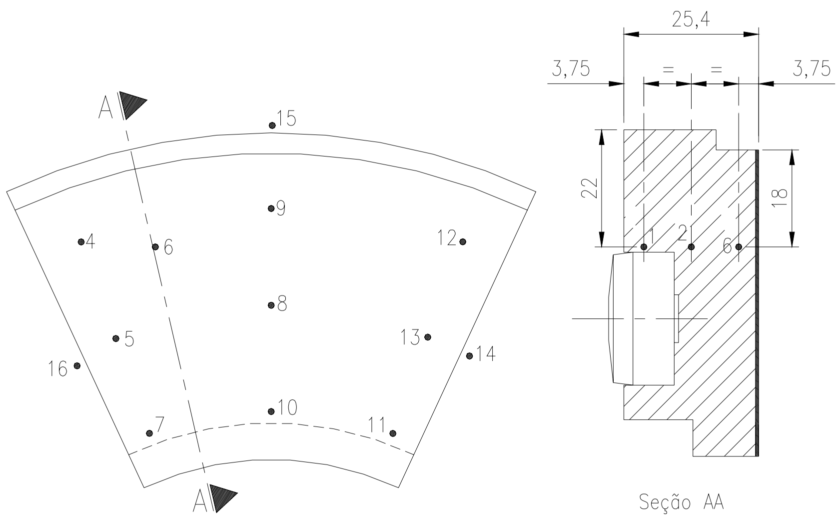


Figura 3.10 – Posicionamento dos termopares numa sapata.

Antes da colocação dos termopares, os orifícios efetuados nas sapatas foram preenchidos com uma pequena porção de pasta térmica (Heat Sink Compound RS554-311) e só então os termopares foram firmemente posicionados e cementados com resina epóxi de secagem em 10 minutos. A pasta térmica, à base de silicone, apresenta ótima condutividade térmica e isolação elétrica, evitando assim qualquer interferência entre dois ou mais termopares vizinhos. Os fios dos termopares fixados nas sapatas e outros pontos do banco de ensaios foram conectados às chaves seletoras e destas ao Spider 8, mantendo-se a continuidade dos fios de Cromel/Alumel.

Desta forma, tendo-se as temperaturas de cada ponto e, conseqüentemente, os gradientes radiais/axiais de temperaturas nas sapatas, é possível estimar as parcelas de calor dissipadas através das mesmas. Complementarmente, medindo-se as temperaturas do óleo lubrificante na entrada e na saída do mancal, a parcela de calor dissipada pelo óleo pode ser determinada, possibilitando, portanto, uma estimativa adequada das parcelas de dissipação de calor (perda de potência por atrito) através dos componentes do mancal/óleo lubrificante.

3.3.3 Sistema de Medição do Torque de Atrito

A medição/monitoramento do torque total de atrito do mancal axial hidrodinâmico em teste e da caixa de rolamentos foi efetuada através do transdutor de torque HBM T10F, conectado ao Spider 8/PC.

O transdutor foi calibrado, já na posição final no banco de ensaios, conforme mostra a figura 3.11, mediante a utilização de uma haste de cantoneira contendo um pino soldado a uma das extremidades, sobre o qual foi ajustado um pequeno rolamento de esferas. Esta haste foi fixada, a uma altura adequada e em posição horizontal, a uma das colunas de perfil U 240x85. Um tubo de aço foi rigidamente fixado ao acoplamento que conecta o flange superior do transdutor ao motor elétrico, de maneira a constituir um braço radial de comprimento igual a 268 mm em relação a uma corda de nylon fixada à extremidade do tubo e que, passando sobre o anel externo de um rolamento, sustentava os pesos de calibração que foram colocados sobre um disco de apoio preso à extremidade da corda de nylon. Por sua vez, o flange superior do acoplamento flexível foi travado para impedir qualquer rotação durante a colocação dos pesos de calibração.

Figura 3.11 – Calibração do Torquímetro.

Os resultados da calibração, mostrados na tabela 3.2, confirmaram a correspondência fornecida pela HBM, fabricante do transdutor de torque, isto é: 10 V corresponde a um torque de 100 N.m. Essa correspondência foi então introduzida no sistema de aquisição de torques, constituído pelo Torquímetro/Spider 8/PC. Consequentemente, durante cada ensaio, o torque total de atrito nos rolamentos e no mancal axial em teste foi obtido já na unidade do Sistema Internacional, isto é, em [N.m]. A figura 3.12 mostra o gráfico de calibração do torquímetro, podendo-se observar uma histerese de menos de 1,7%. A calibração foi repetida várias vezes com excelente repetibilidade.

Tabela 3.2 – Calibração do transdutor de torque.

CARGA [N]	TENSÃO [V]	TORQUE [N.m]
Carregamento		
0,000	0,00	0,00
65,24	1,73	17.48
130,57	3,45	35,00
195,81	5,16	52,50
Descarregamento		
195,81	5,16	52,50
133,1	3,51	35,00
66,50	1,78	17,48
0,000	0,04	00,00

Braço do sistema de torque = 0,268 m

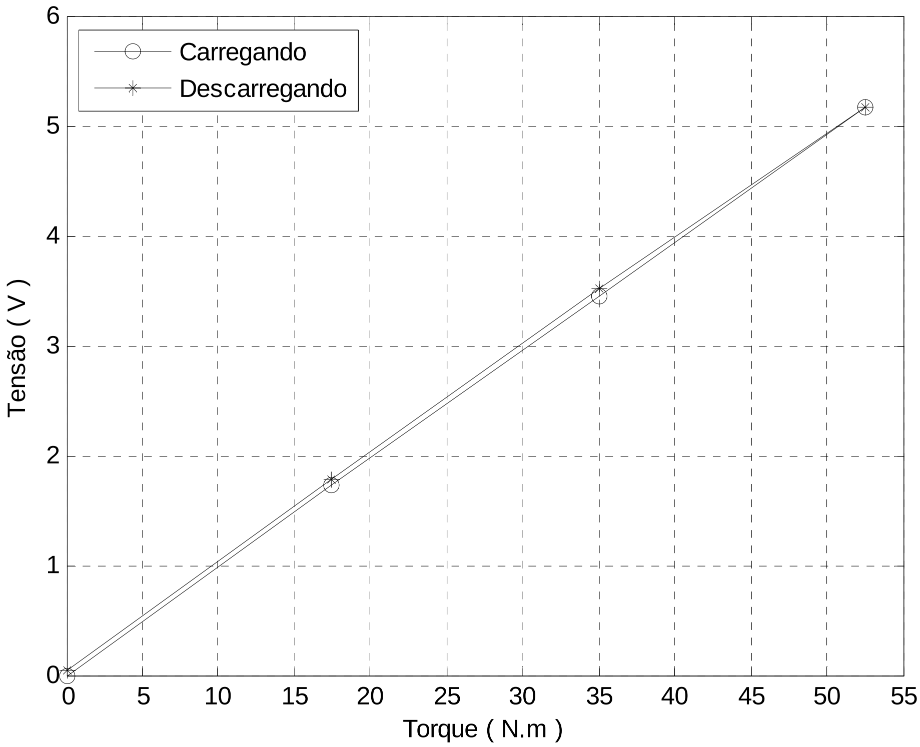


Figura 3.12 – Gráfico de calibração do torquímetro.

3.3.4 Medição da Velocidade de Rotação do Colar

A medição da velocidade de rotação do eixo/colar giratório no banco de ensaios foi feita através da utilização de um tacômetro digital óptico Minipa MDT2244. Em cada ensaio, o tacômetro foi utilizado simultaneamente com o conversor de corrente (painel de controle) para se obter com precisão a velocidade de rotação do eixo.

Conforme figura 3.13, as medições foram efetuadas em dois pontos sobre o eixo de rotação. Um sobre os flanges do torquímetro HBM T10F e outro sobre o elemento flexível do acoplamento Antares AT50.

Os ensaios foram efetuados com variações de velocidade na faixa de 0 a 3500 rpm, limite do motor elétrico.

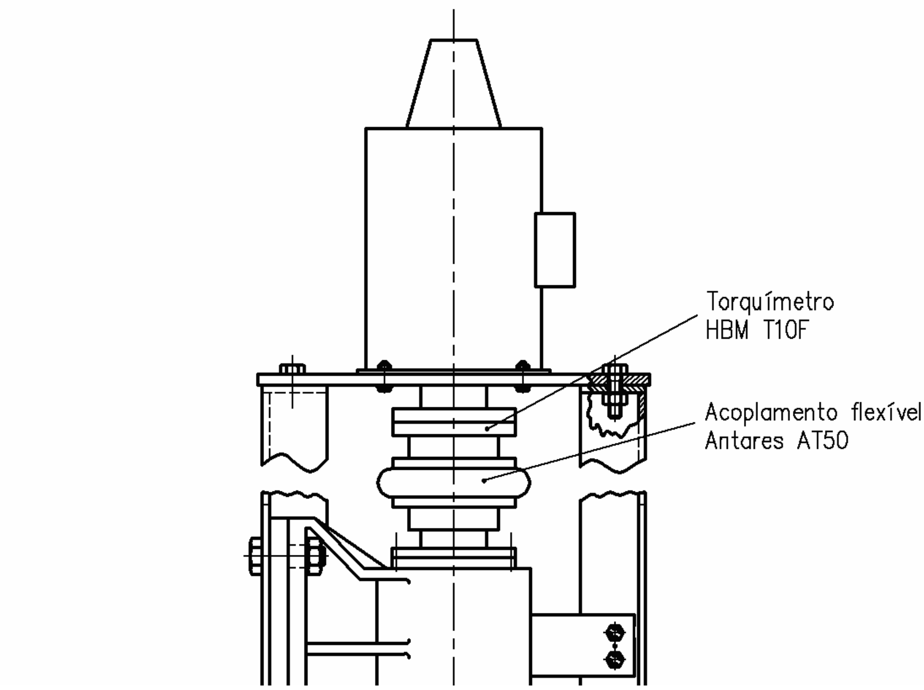


Figura 3.13 – Posições de medição das rotações do eixo principal.

3.3.5 Medição da Espessura do Filme de Óleo

A espessura do filme de óleo formada na região compreendida entre as superfícies das sapatas e do colar giratório, foi medida através de 4 sensores de proximidade indutivos. Três sensores, da marca Bentley Nevada™ modelo proximitor 3300 series, foram posicionados logo abaixo de uma das sapatas do mancal (dois sensores B e C próximos ao raio externo da sapata e um sensor A próximo ao raio interno na entrada da sapata), conforme mostrado na figura 3.14. Um outro sensor foi instalado logo abaixo da ponta do eixo principal, em uma tampa montada na superfície inferior da placa base (09) da cuba de óleo, conforme mostrado na figura 3.2. Desta forma, este último sensor monitora o deslocamento axial do eixo/colar em rotação ou estacionário e está associado à espessura do filme de óleo na posição D da figura 3.14, que corresponde ao ponto de pivotamento da sapata.

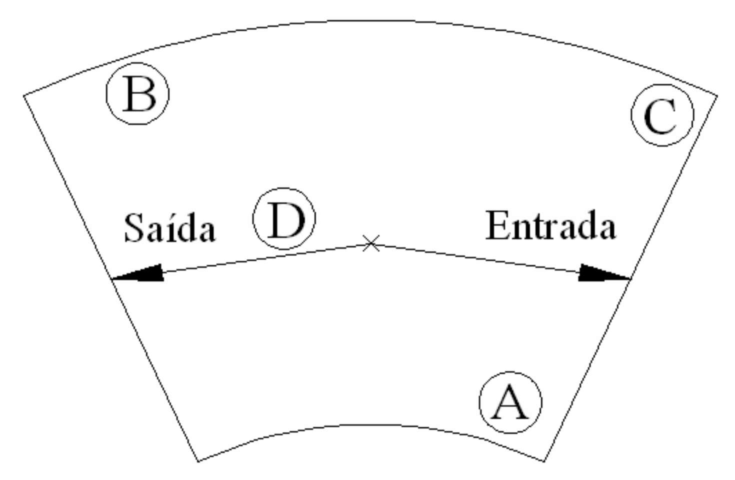


Figura 3.14 – Localização dos sensores sob uma sapata.

A diferença entre os deslocamentos medidos com o eixo em rotação e com o eixo parado representa a espessura do filme de óleo formada entre o colar giratório (20) e as sapatas (16), figura 3.2. A espessura de filme de óleo formada sobre a superfície da sapata, na posição correspondente ao pivotamento, foi chamada de espessura do filme de óleo no pivô ou h_p. Conforme comentado anteriormente, as espessuras do filme de óleo na entrada e na saída das sapatas serão denotadas por h_e e h_s, respectivamente.

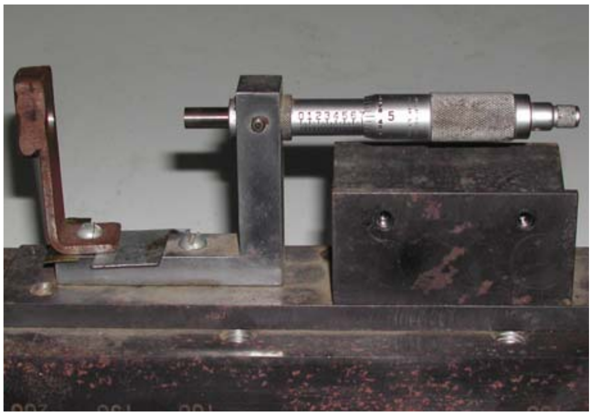
A figura 3.15.(a) mostra um dos sensores de proximidade, com suas porcas e contra porcas para ajustagem e fixação no banco de ensaios, nas posições referidas anteriormente.

Os sensores foram calibrados através da utilização de um aparato metálico em forma de U, rigidamente fixado a um bloco maciço, tendo um micrômetro convenientemente fixado na sua perna direita, conforme mostrado na figura 3.15.(b). O sensor de proximidade foi fixado à outra perna do U, coaxialmente com a haste do micrômetro. Foram feitas várias medições avançando e recuando o tambor do micrômetro, com avanços de 0,01”, para determinação das tensões (Volts) referentes ao avanço e recuo da haste do micrômetro relativamente à ponta do sensor. As tensões obtidas foram lidas através do analisador de sinais digital.

Os sinais de deslocamento das sapatas, foram medidos utilizando-se uma freqüência de amostragem igual a 1 KHz, portanto, bem abaixo da freqüência limite do analisador (100 KHz) e dos sensores (10 KHz).

(a)

(b)



(c)

Figura 3.15 – Fotos de um dos sensores de proximidade (a) e do aparato de calibração (b) (c).

As tabelas 3.3, 3.4, 3.5 e 3.6 mostram os resultados das calibrações dos 4 sensores. Para complementação, as figuras 3.16 e 3.17 mostram as curvas de calibração dos sensores de proximidade utilizados nesta pesquisa.

Tabela 3.3 – Valores de calibração do sensor A.

Sensor A		
Deslocamento(mm)	Tensão(Volts)	Correlação de: 99,97 %
0,254	-0,7016	
0,508	-1,6098	
0,762	-2,5418	
1,016	-3,4796	
1,270	-4,4803	
1,524	-5,4202	
1,778	-6,4493	

Tabela 3.4 – Valores de calibração do sensor B.

Sensor B		
Deslocamento(mm)	Tensão(Volts)	Correlação de: 99,98 %
0,254	-1,0434	
0,508	-1,9675	
0,762	-2,9082	
1,016	-3,8470	
1,270	-4,8251	
1,524	-5,8072	
1,778	-6,8176	

Tabela 3.5 – Valores de calibração do sensor C.

Sensor C		
Deslocamento(mm)	Tensão(Volts)	Correlação de: 99,98 %
0,254	-0,8530	
0,508	-1,7630	
0,762	-2,6920	
1,016	-3,6447	
1,270	-4,6158	
1,524	-5,5832	
1,778	-6,5887	

Tabela 3.6 – Valores de calibração do sensor D.

Sensor D	
Deslocamento(mm)	Tensão(Volts)
0,000	-0,3188
0,254	-1,1110
0,508	-2,4758
0,762	-4,4470
1,016	-7,0480
1,270	-7,6782

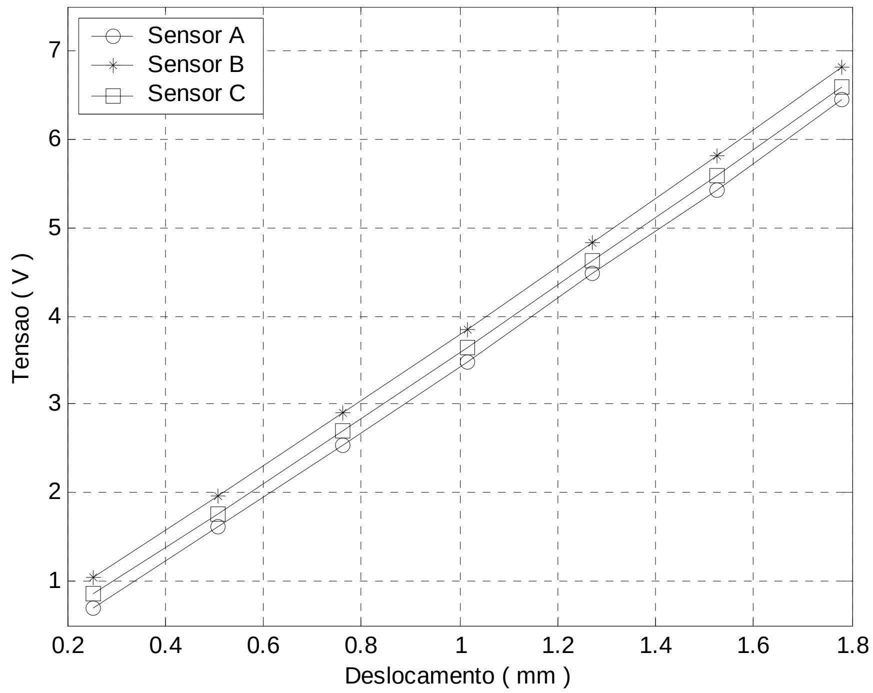


Figura 3.16 – Gráfico de calibração dos sensores de proximidade A, B e C.

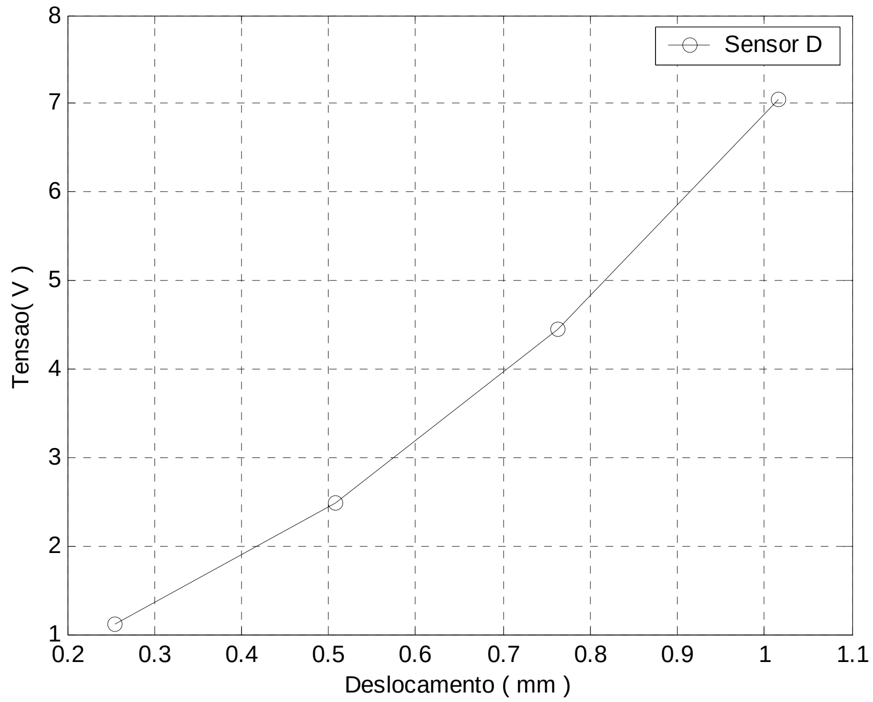


Figura 3.17 – Gráfico de calibração do sensor de proximidade D.

Depois de feita a calibração de todos os sensores, esses valores foram introduzidos no analisador de sinais digital para leitura direta dos deslocamentos medidos pelos sensores.

3.3.6 Medição da Vazão de Óleo de Suprimento ao Mancal.

A vazão de óleo de suprimento ao mancal é controlada pela válvula reguladora de vazão da unidade hidráulica, mostrada na figura 3.18.(a), e medida por um medidor de vazão instalado na linha de saída de óleo lubrificante da unidade hidráulica, conforme mostrado na figura 3.18(b).

(a) (b)

Figura 3.18 – Unidade hidráulica (a) e Medidor de vazão (b) instalado na linha de saída do óleo da unidade hidráulica.

3.4 INSTALAÇÃO DAS SAPATAS NO ANEL BASE/CUBA DE ÓLEO E ALINHAMENTO DO CONJUNTO.

Referindo-se novamente à figura 3.2, o conjunto completo constituído pelas peças (02) a (19) foi abaixado ao nível mínimo no banco de ensaios, tendo-se removido o macaco hidráulico. As duas sapatas instrumentadas e as quatro restantes do conjunto foram então posicionadas sobre as placas niveladoras superiores, conforme mostrado na figura 3.19.(b). Os fios dos termopares foram cuidadosamente posicionados (juntamente com o cabo da célula de carga montada sob a sapata com 12 termopares) e fixados à parede cilíndrica interna da cuba de óleo, de tal maneira a garantir liberdade total de movimentação das duas sapatas instrumentadas.

Fazendo-se uso então de duas hastes passadas sob a bandeja (07) e contando-se com o auxílio de duas pessoas, o conjunto constituído pelas peças (02) a (19), figura 3.2, foi cuidadosamente elevado, mantendo-se continuamente a posição mais centrada e horizontal possível, conforme figura 3.19, até a altura prevista para fixação da bandeja, por meio de quatro parafusos às duas colunas de perfil U 240x85, conforme mostrado na figura 3.1. A fim de garantir um alinhamento/concentricidade correto, uma bucha de bronze de dimensões ideais foi introduzida entre o eixo principal (23) e o tubo central (17) da cuba de óleo durante a operação de fixação dos quatro parafusos e porcas, tendo-se utilizado arruelas de espessuras diferentes interpostas entre as abas dos perfis U 240x85 e a bandeja.

Após conseguir o posicionamento/fixação final ideal, com liberdade de giro e de deslocamento axial da bucha de bronze, esta bucha foi então removida para a montagem da tampa de posicionamento (04) do sensor de proximidade indutivo (05).

Finalmente, a tampa de acrílico, bipartida e dotada de rasgos para passagem dos cabos dos termopares, foi cuidadosamente fixada à parte superior da cuba de óleo.

(a) (b)

Figura 3.19 – Montagem das sapatas no anel base/cuba de óleo e alinhamento do conjunto.

Capítulo 4

DESENVOLVIMENTO TEÓRICO

4.1 INTRODUÇÃO

Inicialmente foi desenvolvida uma equação para determinar a espessura do filme de óleo formada entre o colar giratório e cada sapata do mancal axial hidrodinâmico. Esta equação considera dois eixos perpendiculares entre si, interceptando-se no ponto correspondente à posição do pivô da sapata considerada e possibilita a oscilação da mesma em torno desses dois eixos simultânea ou isoladamente. Assim, após a obtenção da distribuição de espessuras do filme de óleo em todos os pontos de discretização da superfície da sapata, a pressão hidrodinâmica em cada um desses pontos foi determinada através da equação isoviscosa de Reynolds desenvolvida em coordenadas polares no apêndice C.

Para se obter esta distribuição de pressões, será necessário resolver numericamente a equação de Reynolds através da aplicação do método das diferenças finitas (MDF).

Com a equação de Reynolds solucionada, foram obtidos os parâmetros de desempenho do mancal que são a capacidade de carga, viscosidade requerida do óleo, centro de pressão, vazões nas periferias sobre a superfície de uma sapata, perda de potência, torque de atrito e elevação de temperatura.

Todos estes equacionamentos foram montados num programa computacional em linguagem Fortran, para simulação de um mancal axial hidrodinâmico em funcionamento. Este programa foi chamado de calmancalES.for e está listado no apêndice E. Para facilitar a utilização, durante as deduções seguintes, alguns comentários serão apresentados em correspondência ao programa. Os valores coletados das simulações, no programa calmancalES.for, foram montados em forma de tabelas e colocados no apêndice F.

4.2 EQUAÇÃO PARA DETERMINAÇÃO DA DISTRIBUIÇÃO DAS ESPESSURAS DO FILME DE ÓLEO

Durante a pesquisa experimental foi observado um comportamento na sapata que foge aos adotados em alguns trabalhos teóricos, como em Mouallem (1996), Pynkus e Lynn (1958), Huebner (1974) e Markin et al. (2003), que consideram uma variação da espessura do filme de óleo sobre a sapata só em relação à coordenada θ e constante em relação à coordenada r. Esta condição é impossível para uma sapata pivotada de forma setorial, sendo adequada apenas para uma sapata com formato retangular. O monitoramento da oscilação da sapata através dos sensores de proximidade (capítulo 3) mostrou que a mesma também se inclina na direção radial.

Portanto, procurou-se desenvolver uma equação para o cálculo da distribuição de espessuras de filme de óleo sobre a superfície de uma sapata setorial pivotada, levando em consideração a espessura (h_p) do filme de óleo entre as superfícies da sapata e do colar giratório, na posição acima do ponto de pivotamento da sapata. Neste ponto foram imaginados dois eixos perpendiculares entre si, um deles em relação à coordenada circunferencial θ e o outro em relação à coordenada radial r.

A sapata poderá sofrer uma rotação α_r em torno do eixo θ e uma rotação α_θ em torno do eixo radial r, conforme mostrado na figura 4.1. Assim, a espessura do filme de óleo em qualquer ponto entre as superfícies do colar e de uma das sapatas é dada pela soma da espessura h_p e dos acréscimos da espessura do filme de óleo formados pelas inclinações referentes aos eixos θ e r, figura 4.2. Os acréscimos, indicados na cor azul na figura 4.2, estão compreendidos entre os eixos (θ e r) no plano da superfície da sapata e os eixos referentes às inclinações, indicados em vermelho.

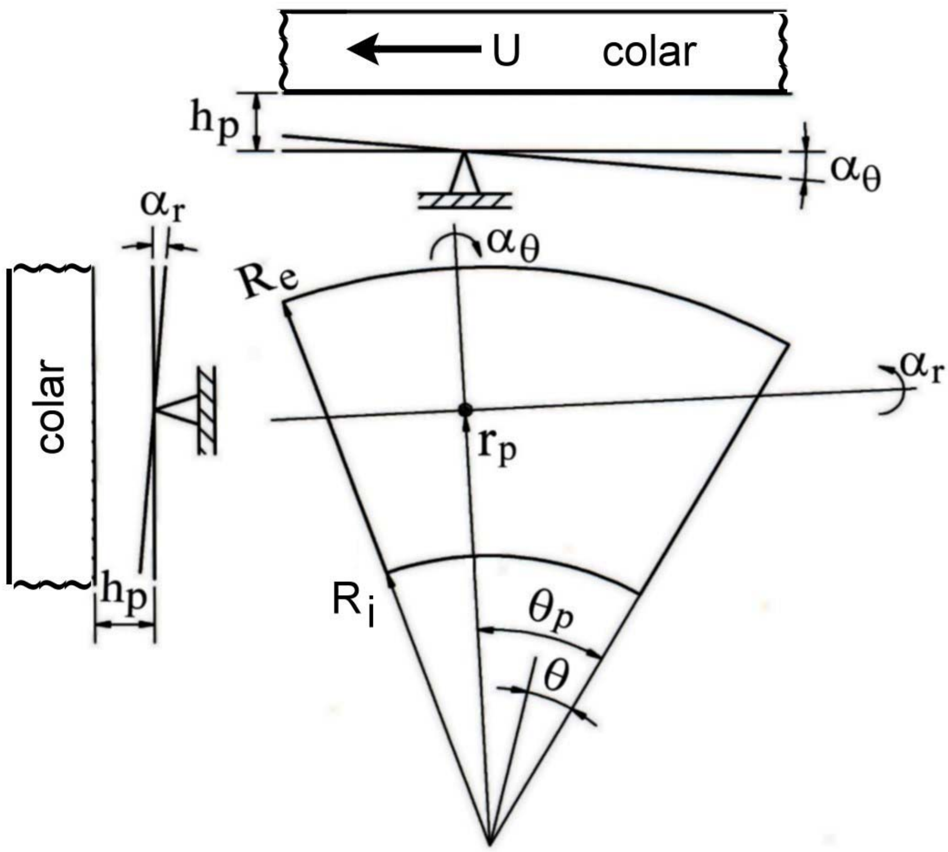


Figura 4.1 – Pivô da sapata cruzado pelos eixos referenciais de oscilação α_r e α_θ .

A figura 4.1 mostra a posição do pivô, para o caso das sapatas do mancal ensaiado no laboratório de tribologia, que corresponde à rotação do colar no sentido anti-horário. No entanto, o programa computacional foi desenvolvido inicialmente para o caso de rotação no sentido horário, de modo que a cota do pivô estaria numa posição oposta em relação à figura 4.1, conforme mostrado na figura 4.2.

A mudança de posição dos ângulos θ_p e θ da figura 4.1 para a 4.2 foi feita por questões de compatibilização com o programa preliminar, que calcula os parâmetros de comportamento de um mancal hipotético, onde as espessuras do filme de óleo não variam na direção radial.

A comparação dos resultados será efetuada para um mancal de dimensões reais e para um mancal de raio interno muito grande, que resultaria em sapatas praticamente retangulares.

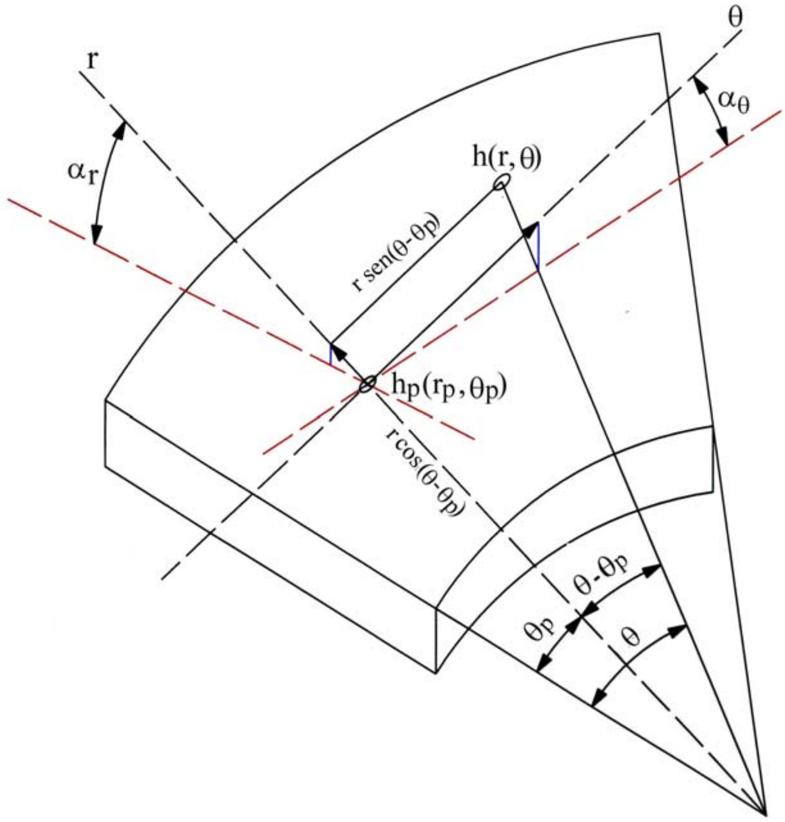


Figura 4.2 – Geometria básica da superfície setorial da sapata para o cálculo das espessuras do filme de óleo num ponto qualquer $h(r,\theta)$.

Para a dedução da equação que rege a distribuição das espessuras do filme de óleo, visualizou-se um triângulo retângulo sobre a superfície da sapata, com um vértice no ponto $h(r,\theta)$, outro no centro do mancal e o terceiro na intersecção do eixo r com a reta perpendicular ao eixo r e que passa pelo ponto $h(r,\theta)$, conforme mostrado na figura 4.2. O raio r será a hipotenusa do triângulo de referência mostrado na figura 4.2, de modo que o cateto oposto ao ângulo $(\theta - \theta_p)$ terá o comprimento de:

$$cateto\,oposto = r\,sen(\theta - \theta_p) \tag{4.1}$$

e, conforme mostrado na figura, o cateto adjacente, com origem no centro do mancal, terá o comprimento:

$$cateto\,adjacente = r\cos(\theta - \theta_p) \tag{4.2}$$

Levando-se em conta que para ângulos muito pequenos o seno do ângulo é aproximadamente igual ao valor do próprio ângulo expresso em radianos, o acréscimo de espessura de filme de óleo em relação ao eixo θ é obtido multiplicando-se a equação 4.1 pelo valor do ângulo de inclinação α_θ, como segue:

$$\Delta h_\theta = \alpha_\theta \left[r\,sen(\theta - \theta_p) \right] \tag{4.3}$$

Para o cálculo do acréscimo de espessura de filme de óleo em relação ao eixo r, considera-se a diferença entre o cateto adjacente e o raio de pivotamento, isto é:

$$diferença = r_p - r\cos(\theta - \theta_p) \tag{4.4}$$

Multiplicando-se então a equação 4.4 pelo valor do ângulo de inclinação α_r (em radianos), obtém-se:

$$\Delta h_r = \alpha_r \left[r_p - r\cos(\theta - \theta_p) \right] \tag{4.5}$$

Somando as equações 4.3 e 4.5 à espessura h_p, resulta:

$$h = h_p + \alpha_\theta\, r\,sen(\theta - \theta_p) + \alpha_r\,[r_p - r\cos(\theta - \theta_p)] \tag{4.6}$$

Desta forma, a equação 4.6 proporciona o cálculo da espessura do filme de óleo em qualquer ponto sobre a superfície de uma sapata de geometria setorial. Utilizando esta equação no programa computacional, consegue-se determinar a distribuição de espessuras de filme de óleo sobre uma superfície setorial discretizada numa malha de n x m pontos, conforme será comentado mais a frente, neste capítulo.

A equação 4.6 foi implementada no programa calmancalES.for para calcular as espessuras de filme de óleo, necessárias para o cálculo da distribuição de pressões a partir da equação de Reynolds. As espessuras foram adimensionalizadas, dividindo-as pelo valor da espessura sobre o ponto de pivotamento da sapata (h_p).

No programa computacional para se obter as espessuras de filme de óleo nos vários pontos de discretização da malha, nem todas as variáveis utilizadas na equação 4.6 são impostas diretamente. Variáveis como h_p e α_θ entram indiretamente na equação 4.6, através de equações que as relacionam com h_{rs}, K, r_p e θ_p, definidas a seguir:

$$h_p = \frac{h_{rs}}{K} \tag{4.7}$$

$$\alpha_\theta = arcsen\left[\frac{h_p\left(1-K\right)}{r_p\,\tan\left(\theta_p\right)}\right] \tag{4.8}$$

A variável h_p está relacionada com a espessura h_{rs}, que está localizada no cruzamento da linha radial na saída da sapata com o eixo θ, conforme mostrado na figura 4.2, e com a variável K, que é a razão entre o valor de h_{rs} e h_p. Com isso, obtém-se um valor de K para cada posição de pivotamento da sapata, com variação do valor desta variável de 0 a 1, com 0 significando o ângulo do pivô no meio da sapata (25°) e 1 o ângulo do pivô na saída da sapata (50°).A variável α_θ também está relacionada com a variável K e com as variáveis h_p, r_p e θ_p.

4.3 SOLUÇÃO DA EQUAÇÃO DE REYNOLDS

A equação isoviscosa de Reynolds, deduzida no Apêndice C, foi simplificada através da aplicação de algumas hipóteses simplificadoras e resolvida através do método das diferenças finitas (MDF). Este método consiste na substituição dos termos diferenciais parciais da equação por termos discretos. Pode-se obter isto através da discretização de uma malha sobre uma região, que neste caso é a superfície de uma sapata e impor condições de contorno sobre a região trabalhada.

4.3.1 Hipóteses Simplificadoras

As condições de escoamento de um fluido entre uma sapata e o colar são consideradas para um fluido incompressível, em regime isotérmico e com as restrições simplificadoras usuais, que são:

- O meio é contínuo;
- O fluido é newtoniano;
- O escoamento é laminar;
- Não há deslizamento entre o fluído e a superfície de contato;
- As forças de campo e de inércia no fluído são desprezadas;

- A viscosidade do fluído é constante ao longo do filme. Esta hipótese não se verifica normalmente, mas pode ser considerada, admitindo-se uma determinada temperatura média do filme de lubrificante (uma vez que a viscosidade depende da temperatura);

- A massa específica do fluido é constante;

- A espessura do filme é muito pequena em relação às dimensões das demais superfícies.

Com estas hipóteses, pode-se então aplicar a equação isotérmica ou isoviscosa de Reynolds para a lubrificação hidrodinâmica.

4.3.2 Aplicação do Método das Diferenças Finitas na Solução da Equação de Reynolds.

O método das diferenças finitas (MDF) é um método numérico usado para a solução de equações diferenciais, tendo sido utilizado em muitos trabalhos tais como os de Pinkus e Lynn (1958), Pinkus e Lund (1981) e Kin et al (1983).

Nesta dissertação, este método foi utilizado para a solução da equação isoviscosa de Reynolds, deduzida no apêndice C. Após a adimensionalização da equação de Reynolds, obteve-se uma equação que calcula o valor adimensional da pressão hidrodinâmica no filme de óleo em qualquer ponto de uma malha discretizada sobre a superfície de uma sapata setorial, na região compreendida entre as superfícies da sapata e do colar giratório. A figura 4.3 mostra uma típica distribuição de pressões sobre a superfície de uma sapata setorial.

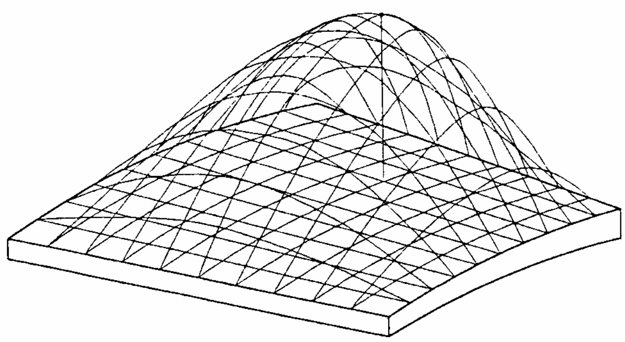


Figura 4.3 – Exemplo de distribuição de pressões sobre a superfície de uma sapata.

Em todos os casos, os cálculos são baseados no estudo de uma única sapata e as propriedades do mancal completo são encontradas, combinando os resultados de uma maneira adequada.

A sapata foi considerada numa posição inclinada e fixa, com uma espessura h_0 do filme de óleo considerada variável tanto em relação ao raio r como à variável circunferencial θ, de acordo com a equação 4.6 . A viscosidade η do óleo lubrificante foi admitida constante a uma temperatura operacional média.

Na análise seguinte, as variáveis da equação C.24 (deduzida no apêndice C) serão denotadas inicialmente com o índice 0 (zero), para indicar valores dimensionais, como segue:

$$\frac{\partial}{\partial r_0}\left(r_0 h_0^3 \frac{\partial p_0}{\partial r_0}\right)+\frac{1}{r_0}\frac{\partial}{\partial \theta}\left(h_0^3 \frac{\partial p_0}{\partial \theta}\right)=6\eta U\frac{\partial h_0}{\partial \theta} \tag{4.9}$$

Posteriormente, para transformar a equação 4.9 para a forma adimensional, foram usadas as seguintes equações:

$$r=\frac{r_0}{R_e} \quad ; \quad h=\frac{h_0}{h_p} \quad ; \quad p=\frac{p_0}{\eta N}\left(\frac{h_p}{L}\right)^2 \tag{4.10}$$

$$U=2\pi r_0 N=2\pi r R_e N \tag{4.11}$$

Substituindo-se as equações 4.10 e 4.11 em 4.9 e simplificando, obtém-se, finalmente, a equação de Reynolds na forma adimensional, como segue:

$$\frac{\partial}{\partial r}\left(r\, h^3 \frac{\partial p}{\partial r}\right)+\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial \theta}\left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta}\right)=12\,\pi\, r\left(\frac{R_e}{L}\right)^2\frac{\partial h}{\partial \theta} \tag{4.12}$$

Para resolver esta equação, isto é, determinar a distribuição de pressão em cada ponto de uma região discretizada, define-se a região e as condições de discretização sobre a superfície de uma sapata setorial, conforme mostrado na figura 4.4.

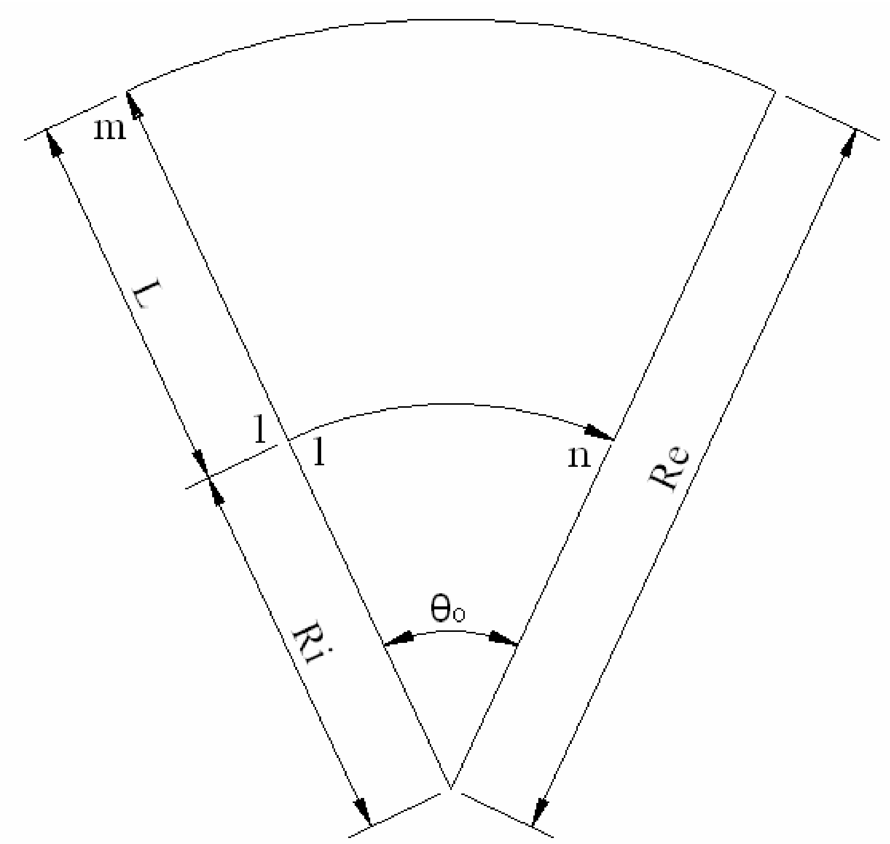


Figura 4.4 – Domínio de integração.

Inicialmente, a superfície da sapata, aqui chamada de domínio de integração, figura 4.4, foi dividida uniformemente em um certo número de setores elementares, sendo n e m o número de divisões segundo θ e r, respectivamente. Mas as variáveis contínuas θ e r foram substituídas pelas variáveis discretas i e j, respectivamente.

Para complementar, as seguintes considerações ou condições de contorno estão relacionadas com a figura 4.5:

- i, variando de 1 a n, corresponde ao arco da sapata.
- j, variando de 1 a m, corresponde à largura da sapata.
- Nos pontos nodais das linhas 1 e m, as pressões são nulas.
- Nos pontos nodais das colunas 1 e n, as pressões também são nulas.

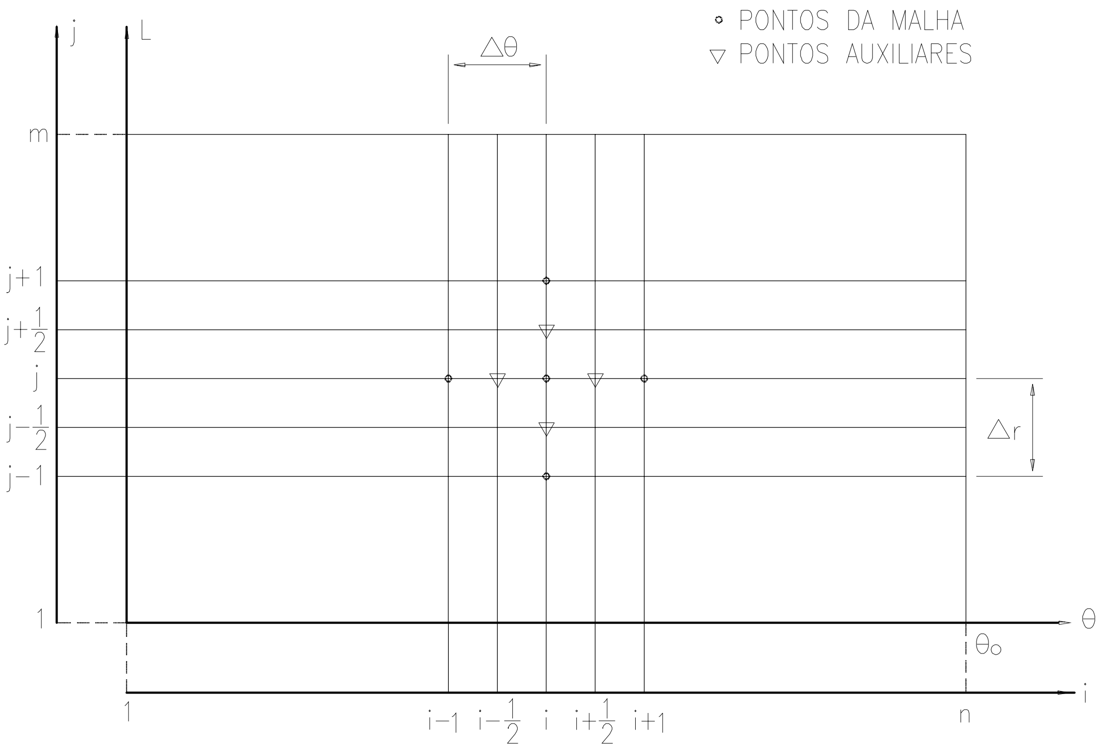


Figura 4.5 – Distribuição da malha no domínio de integração.

Os pontos cheios correspondem aos pontos da malha e devido à equação de diferenças finitas, utilizaram-se outros pontos, ditos auxiliares, situados a meia distância entre dois pontos consecutivos da malha, quer na direção radial, quer na direção circunferencial. O valor da pressão p no ponto de coordenadas i e j é função do valor da pressão nos pontos circunvizinhos. Assim, as relações seguintes transformam as equações de diferenciais parciais em diferenças finitas:

$$\frac{\partial}{\partial r}\left(rh^3\frac{\partial p}{\partial r}\right)_{i,j}=\frac{\left(rh^3\frac{\partial p}{\partial r}\right)_{i,j+1/2}-\left(rh^3\frac{\partial p}{\partial r}\right)_{i,j-1/2}}{\Delta r}$$

$$=r_{i,j+1/2}h^3_{i,j+1/2}\left(\frac{p_{i,j+1}-p_{i,j}}{\Delta r^2}\right)-r_{i,j-1/2}h^3_{i,j-1/2}\left(\frac{p_{i,j}-p_{i,j-1}}{\Delta r^2}\right) \qquad (4.13)$$

$$\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial\theta}\left(h^3\frac{\partial p}{\partial\theta}\right)_{i,j}=\frac{1}{r_{i,j}}\frac{\left(h^3\frac{\partial p}{\partial\theta}\right)_{i+1/2,j}-\left(h^3\frac{\partial p}{\partial\theta}\right)_{i-1/2,j}}{\Delta\theta}$$

$$= \frac{1}{r_{i,j}}\; h^3_{i+1/2,j}\left(\frac{p_{i+1,j}-p_{i,j}}{\Delta\theta^2}\right)-\frac{1}{r_{i,j}}\; h^3_{i-1/2,j}\left(\frac{p_{i,j}-p_{i-1,j}}{\Delta\theta^2}\right) \tag{4.14}$$

$$\left.\frac{\partial h}{\partial \theta}\right|_{i,j} = \frac{h_{i+1/2,j}-h_{i-1/2,j}}{\Delta\theta} \tag{4.15}$$

Nas equações 4.13, 4.14 e 4.15, os passos $\Delta\theta$ e Δr definem as distâncias que separam dois pontos consecutivos nas direções circunferencial e radial**,** respectivamente. É conveniente, mas não necessário, que $\Delta\theta$ seja igual a Δr. Substituindo estas relações na equação 4.12 e retirando os parênteses obtêm-se:

$$\frac{r_{i,j+1/2}\, h^3_{i,j+1/2}}{\Delta r^2}\, p_{i,j+1} - \frac{r_{i,j+1/2}\, h^3_{i,j+1/2}}{\Delta r^2}\, p_{i,j} - \frac{r_{i,j-1/2}\, h^3_{i,j-1/2}}{\Delta r^2}\, p_{i,j} + \frac{r_{i,j-1/2}\, h^3_{i,j-1/2}}{\Delta r^2}\, p_{i,j-1} +$$

$$\frac{h^3_{i+1/2,j}}{r_{i,j}\,\Delta\theta^2}\, p_{i+1,j} - \frac{h^3_{i+1/2,j}}{r_{i,j}\,\Delta\theta^2}\, p_{i,j} - \frac{h^3_{i-1/2,j}}{r_{i,j}\,\Delta\theta^2}\, p_{i,j} + \frac{h^3_{i-1/2,j}}{r_{i,j}\,\Delta\theta^2}\, p_{i-1,j}$$

$$= 12\,\pi\, r_{i,j}\left(\frac{R_e}{L}\right)^2 \frac{h_{i+1/2,j}}{\Delta\theta} - 12\,\pi\, r_{i,j}\left(\frac{R_e}{L}\right)^2 \frac{h_{i-1/2,j}}{\Delta\theta} \tag{4.16}$$

Como foi observado que a espessura h do filme de lubrificante varia com r e θ, as expressões 4.16, acima, podem ser escritas em função somente dos pontos principais da malha mostrada na figura 4.5, utilizando-se as seguintes substituições:

$$h_{i,j+1/2} = \frac{h_{i,j}+h_{i,j+1}}{2} \tag{4.17}$$

$$h_{i,j-1/2} = \frac{h_{i,j}+h_{i,j-1}}{2} \tag{4.18}$$

$$h_{i+1/2,j} = \frac{h_{i,j}+h_{i+1,j}}{2} \tag{4.19}$$

$$h_{i-1/2,j} = \frac{h_{i,j}+h_{i-1,j}}{2} \tag{4.20}$$

$$\frac{\partial h}{\partial \theta} = \frac{h_{i+1/2,j} - h_{i-1/2,j}}{\Delta\theta} = \frac{\dfrac{h_{i,j} + h_{i+1,j}}{2} - \dfrac{h_{i,j} + h_{i-1,j}}{2}}{\Delta\theta}$$

$$\frac{\partial h}{\partial \theta} = \frac{h_{i+1,j} - h_{i-1,j}}{2\Delta\theta} \tag{4.21}$$

$$r_{i,j+1/2} = \frac{r_{i,j+1} + r_{i,j}}{2} = \frac{r_{j+1} + r_j}{2} \tag{4.22}$$

$$r_{i,j-1/2} = \frac{r_{i,j-1} + r_{i,j}}{2} = \frac{r_{j-1} + r_j}{2} \tag{4.23}$$

$$r_{i,j} = r_j \tag{4.24}$$

Assim, substituindo-se as relações de 4.17 a 4.24 na equação 4.16, resulta:

$$\frac{\left(\dfrac{r_{j+1} + r_j}{2}\right)\left(\dfrac{h_{i,j} + h_{i,j+1}}{2}\right)^3}{\Delta r^2} p_{i,j+1} - \frac{\left(\dfrac{r_{j+1} + r_j}{2}\right)\left(\dfrac{h_{i,j} + h_{i,j+1}}{2}\right)^3}{\Delta r^2} p_{i,j} -$$

$$\frac{\left(\dfrac{r_{j-1} + r_j}{2}\right)\left(\dfrac{h_{i,j} + h_{i,j-1}}{2}\right)^3}{\Delta r^2} p_{i,j} + \frac{\left(\dfrac{r_{j-1} + r_j}{2}\right)\left(\dfrac{h_{i,j} + h_{i,j-1}}{2}\right)^3}{\Delta r^2} p_{i,j-1} +$$

$$\frac{\left(\dfrac{h_{i,j} + h_{i+1,j}}{2}\right)^3}{r_j\ \Delta\theta^2} p_{i+1,j} - \frac{\left(\dfrac{h_{i,j} + h_{i+1,j}}{2}\right)^3}{r_j\ \Delta\theta^2} p_{i,j} - \frac{\left(\dfrac{h_{i,j} + h_{i-1,j}}{2}\right)^3}{r_j\ \Delta\theta^2} p_{i,j} + \frac{\left(\dfrac{h_{i,j} + h_{i-1,j}}{2}\right)^3}{r_j\ \Delta\theta^2} p_{i-1,j}$$

$$= -12\ \pi\, r_j \left(\frac{R_e}{L}\right)^2 \frac{\left(\dfrac{h_{i,j} + h_{i+1,j}}{2}\right)}{\Delta\theta} - 12\ \pi\, r_j \left(\frac{R_e}{L}\right)^2 \frac{\left(\dfrac{h_{i,j} + h_{i+1,j}}{2}\right)}{\Delta\theta} \tag{4.25}$$

Agrupando os termos de modo adequado e isolando p, a pressão num ponto qualquer i e j será:

$$p_{i,j}=\frac{\dfrac{\left(\dfrac{r_{j+1}+r_j}{2}\right)\left(\dfrac{h_{i,j}+h_{i,j+1}}{2}\right)^3}{\Delta r^2}p_{i,j+1}+\dfrac{\left(\dfrac{r_{j-1}+r_j}{2}\right)\left(\dfrac{h_{i,j}+h_{i,j-1}}{2}\right)^3}{\Delta r^2}p_{i,j-1}+}{\left[\dfrac{\left(\dfrac{r_{j+1}+r_j}{2}\right)\left(\dfrac{h_{i,j}+h_{i,j+1}}{2}\right)^3}{\Delta r^2}\right]+\left[\dfrac{\left(\dfrac{r_{j-1}+r_j}{2}\right)\left(\dfrac{h_{i,j}+h_{i,j-1}}{2}\right)^3}{\Delta r^2}\right]+}$$

$$\frac{\dfrac{\left(\dfrac{h_{i,j}+h_{i+1,j}}{2}\right)^3}{r_j\,\Delta\theta^2}p_{i+1,j}+\dfrac{\left(\dfrac{h_{i,j}+h_{i-1,j}}{2}\right)^3}{r_j\,\Delta\theta^2}p_{i-1,j}-6\pi r_j\left(\dfrac{R}{L}\right)^2\left[\left(\dfrac{h_{i,j}+h_{i+1,j}}{\Delta\theta}\right)-\left(\dfrac{h_{i,j}+h_{i-1,j}}{\Delta\theta}\right)\right]}{\left[\dfrac{\left(\dfrac{h_{i,j}+h_{i+1,j}}{2}\right)}{r_j\,\Delta\theta^2}\right]+\left[\dfrac{\left(\dfrac{h_{i,j}+h_{i-1,j}}{2}\right)}{r_j\,\Delta\theta^2}\right]} \tag{4.26}$$

Finalmente, a equação 4.26 pode ser escrita simplificadamente, da seguinte maneira:

$$p_{i,j}=A1_{i,j}\,p_{i,j+1}+A2_{i,j}\,p_{i,j-1}+A3_{i,j}\,p_{i+1,j}+A4_{i,j}\,p_{i-1,j}+A5_{i,j} \tag{4.27}$$

Os valores $p_{i,j}$ se referem aos valores das pressões calculadas no ponto $p_{i,j}$, ao passo que os fatores $A1$ ... $A5$, indicados abaixo, são os coeficientes da equação de diferenças finitas:

$$A1_{i,j}=\frac{\left(\dfrac{r_{j+1}+r_j}{2}\right)\left(\dfrac{h_{i,j}+h_{i,j+1}}{2}\right)^3}{\Delta r^2 denom_{i,j}} \qquad A2_{i,j}=\frac{\left(\dfrac{r_{j-1}+r_j}{2}\right)\left(\dfrac{h_{i,j}+h_{i,j-1}}{2}\right)^3}{\Delta r^2 denom_{i,j}} \tag{4.28}$$

$$A3_{i,j}=\frac{\left(\dfrac{h_{i,j}+h_{i+1,j}}{2}\right)^3}{r_j\,\Delta\theta^2 denom_{i,j}} \qquad A4_{i,j}=\frac{\left(\dfrac{h_{i,j}+h_{i-1,j}}{2}\right)^3}{r_j\,\Delta\theta^2\, denom_{i,j}} \tag{4.29}$$

$$A5_{i,j}=\frac{-6\pi r_j\left(\dfrac{R_e}{L}\right)^2\left[\left(\dfrac{h_{i,j}+h_{i+1,j}}{\Delta\theta}\right)-\left(\dfrac{h_{i,j}+h_{i-1,j}}{\Delta\theta}\right)\right]}{denom_{i,j}}=\frac{-6\pi r_j\left(\dfrac{R}{L}\right)^2\left(\dfrac{h_{i+1,j}-h_{i-1,j}}{\Delta\theta}\right)}{denom_{i,j}} \tag{4.30}$$

$$denom_{i,j} = \left[\frac{\left(\frac{r_{j+1}+r_j}{2}\right)\left(\frac{h_{i,j}+h_{i,j+1}}{2}\right)^3}{\Delta r^2} \right] + \left[\frac{\left(\frac{r_{j-1}+r_j}{2}\right)\left(\frac{h_{i,j}+h_{i,j-1}}{2}\right)^3}{\Delta r^2} \right] +$$

$$\left[\frac{\left(\frac{h_{i,j}+h_{i+1,j}}{2}\right)}{r_j\ \Delta\theta^2} \right] + \left[\frac{\left(\frac{h_{i,j}+h_{i-1,j}}{2}\right)}{r_j\ \Delta\theta^2} \right] \quad (4.31)$$

No programa, são usadas duas notações para indicar a pressão em cada ponto, isto é: $pn_{i,j}$, que é a pressão da iteração atual, e $p_{i,j}$, que é da iteração anterior. Posto que quando se estiver calculando $pn_{i,j}$, os valores $p_{i,j-1}$, e $p_{i-1,j}$ já foram calculados para a mais nova iteração, é conveniente utilizá-los na equação, para acelerar a convergência. Assim, a equação 4.27 pode ser reescrita da seguinte maneira:

$$pn_{i,j} = A1_{i,j}\ p_{i,j+1} + A2_{i,j}\ pn_{i,j-1} + A3_{i,j}\ p_{i+1,j} + A4_{i,j}\ pn_{i-1,j} + A5_{i,j} \quad (4.32)$$

Devido às condições de contorno adotadas, a equação 4.32 poderá ser escrita para cada nó situado no interior do domínio de integração, obtendo-se então um sistema de (n-2) x (m-2) equações com n x m incógnitas, onde n e m são os números de pontos segundo i e j**,** respectivamente. Portanto, para que as n x m incógnitas possam ser determinadas há necessidade de se obter mais [2(m+n)-4] equações, o que pode ser feito impondo-se as condições de pressão já conhecidas em cada ponto nos contornos do domínio de integração.

A equação 4.32 pode ser resolvida pelo método iterativo de sobre-relaxação, Bejan (1984). Para se utilizar o método de sobre-relaxação, deve-se somar e subtrair $p_{i,j}$ na equação 4.32 e escrevê-la da seguinte forma:

$$pn_{i,j} = p_{i,j} + \lambda_o \left(A1_{i,j}\ p_{i,j+1} + A2_{i,j}\ pn_{i,j-1} + A3_{i,j}\ p_{i+1,j} + A4_{i,j}\ pn_{i-1,j} + A5_{i,j} - p_{i,j} \right) \quad (4.33)$$

Onde λ_o é conhecido como parâmetro de sobre-relaxação ótimo, o qual acelera o processo de cálculo iterativo. O parâmetro λ_o e calculado pela seguinte equação:

$$\lambda_o = \frac{2\left[1-\left(1-\lambda\right)^{\frac{1}{2}}\right]}{\lambda} \tag{4.34}$$

Sendo λ calculado por:

$$\lambda = \left[\frac{\cos\left(\frac{\pi}{n}\right)+\left(\frac{\Delta\theta}{\Delta r}\right)^2\cos\left(\frac{\pi}{m}\right)}{1+\left(\frac{\Delta\theta}{\Delta r}\right)^2}\right]^2 \tag{4.35}$$

No programa computacional, a condição de convergência do cálculo da distribuição de pressões foi assegurada pela imposição de um valor de tolerância, valor este igual a 1.10^{-4}, para se comparar com a diferença calculada num ponto para as interações atuais e anteriores. Quando o valor da diferença calculada numa determinada iteração for menor que o valor de tolerância fixado, considera-se que o programa tenha convergido. Se o programa não convergir em função deste parâmetro, então, é imposto um limite de parada do processo iterativo, que foi fixado em 1000 iterações.

4.4 PARÂMETROS DE DESEMPENHO DO MANCAL

Os seguintes parâmetros de desempenho do mancal são desenvolvidos nesta dissertação: capacidade de carga, viscosidade requerida do óleo para o mancal, pressão média sobre a sapata, centro de pressão da sapata, vazões nos contornos da sapata, perda de potência, torque de atrito e elevação de temperatura do óleo desde a entrada até a saída da sapata.

4.4.1 Capacidade de Carga, Viscosidade Requerida e Pressão Média

A capacidade de carga de uma sapata é a força que a mesma é capaz de suportar hidrodinâmicamente e pode ser calculada após a obtenção do valor das pressões em cada ponto do domínio de integração. A capacidade de carga é calculada através da seguinte equação:

$$F_0 = \int_{Ri}^{\mathrm{Re}} \int_0^{\theta_0} p_0\, r_0\, d\theta\, dr_0 \tag{4.36}$$

Das equações 4.10, a pressão p_0 e o raio r_0 podem ser escritos em função de seus correspondentes adimensionais p e r, isto é:

$$p_0 = \frac{p\,\eta\ N\ L^2}{{h_p}^2} \quad ; \quad r_0 = r\ R_e \quad ; \quad d\,r_0 = R_e\ dr \tag{4.37}$$

Substituindo as equações 4.37 em 4.36, a capacidade de carga pode ser escrita da seguinte forma:

$$F_0 = \int_{\frac{R_i}{R_e}}^{1} \int_0^{\theta_0} \frac{p\ \eta\ N\ L^2\ r\ R_e^2}{{h_p}^2}\, d\theta\, dr \tag{4.38}$$

A equação 4.38 pode ser discretizada como segue:

$$F_0 = \sum_{j=1}^{m} \sum_{i=1}^{n} p_{(i,j)}\, \eta\, N\, r_{(j)} \left(\frac{L}{h_p} \right)^2 R_e^2\, \Delta r\, \Delta\theta \tag{4.39}$$

ou,

$$F_0 = \eta N \left(\frac{L}{h_p} \right)^2 R_e^2\, \Delta r\, \Delta\theta \sum_{j=1}^{m} \sum_{i=1}^{n} p_{(i,j)}\, r_{(j)} \tag{4.40}$$

A parte discreta da equação 4.40 será designada por F_v e representa a capacidade de carga adimensional, como segue:

$$F_v = \Delta r\, \Delta\theta \sum_{j=1}^{m} \sum_{i=1}^{n} p_{(i,j)}\, r_{(j)} \tag{4.41}$$

Substituindo-se a equação 4.41 na 4.40, a capacidade de carga dimensional (F_0) toma o seguinte aspecto:

$$F_0 = \eta\, N\, R_e^2 \left(\frac{L}{h_p} \right)^2 F_v \tag{4.42}$$

A viscosidade requerida do óleo lubrificante no mancal pode ser obtida a partir da equação 4.42 para uma determinada espessura de filme de óleo (h_p), carga aplicada (F_0) e velocidade rotacional (N), como segue:

$$\eta = \frac{F_0}{N\,R_e^{\,2}\,F_v}\left(\frac{h_p}{L}\right)^2 \tag{4.43}$$

A área efetiva de carga (A_s) de uma sapata setorial de ângulo θ_0 (em radianos) é dada por:

$$A_s = \frac{\theta_0}{2}\left(R_e^2 - R_i^2\right) \tag{4.44}$$

de modo que a área efetiva total (A) de um mancal com um número Z de sapatas setoriais será:

$$A = \frac{\theta_0}{2}\left(R_e^2 - R_i^2\right)Z \tag{4.45}$$

A capacidade de carga pode ser considerada como sendo igual ao produto da pressão média pela área da sapata, isto é:

$$F_0 = P_m\,A_s = P_m\left[\frac{\theta_0}{2}\left(R_e^2 - R_i^2\right)\right] \tag{4.46}$$

Igualando-se as equações 4.40 e 4.46, tem-se:

$$\eta\;N\left(\frac{L}{h_p}\right)^2 R_e^2\;\Delta r\;\Delta\theta\sum_{j=1}^{m}\sum_{i=1}^{n}\;p_{(i,j)}\,r_{(j)} = P_m\left[\frac{\theta_0}{2}\left(R_e^2 - R_i^2\right)\right] \tag{4.47}$$

Portanto, a pressão média P_m é dada por:

$$P_m = \frac{2\,\eta\,N\,R_e^2\left(\dfrac{L}{h_p}\right)^2}{\theta_0\left(R_e^2 - R_i^2\right)}\,\Delta r\,\Delta\theta\sum_{j=1}^{m}\sum_{i=1}^{n}\;p_{(i,j)}\,r_{(j)} \tag{4.48}$$

A solução dos somatórios da equação 4.48, isto é, da capacidade de carga adimensional F_v, equação 4.41, pode ser obtida através do método de Simpson, descrito no apêndice D, baseando-se em Merian e Kraige (2002).

Para calcular F_v, a integral em cada linha da grade da sapata foi resolvida através da equação a seguir:

$$Integração\ de\ Simpson = \frac{\Delta\theta}{3}\Big\{4\left[p_{2,j}\,R_j + p_{4,j}\,R_j + ... + p_{np,j}\,R_j\right] +$$

$$2\left[p_{3,j}\,R_j + p_{5,j}\,R_j + ... + p_{n1,j}\,R_j\right]\Big\} \tag{4.49}$$

Os valores $p_{1,j}$ e $p_{n,j}$ não apareceram na equação acima, por serem nulos, devido a estarem nos contornos do domínio de integração na sapata, onde as pressões são nulas. Após terem-se obtidos os valores resultantes da integração de todas as linhas na direção circunferencial, aplica-se novamente a regra de Simpson na direção radial, obtendo-se assim a capacidade de carga adimensional F_v de cada sapata.

No programa computacional, a equação de F_v foi modificada para que se pudesse obter um perfil dos valores calculados da capacidade de carga, em relação à variação do fator K, num formato parabólico para evidenciar uma posição em que possa haver a capacidade de carga máxima na sapata setorial. Para isso, a variável h_p dada pela equação 4.7 foi substituída na equação 4.40, obtendo-se então:

$$F_0 = \eta N\left(\frac{L}{h_{rs}}\right)^2 K^2\,R_e^2\,\Delta r\,\Delta\theta\sum_{j=1}^{m}\sum_{i=1}^{n}\,p_{(i,j)}\,r_{(j)} \tag{4.50}$$

Isolando a parte discreta da equação 4.50, obtem-se a equação da capacidade de carga adimensional modificada:

$$F = K^2\,\Delta r\,\Delta\theta\sum_{j=1}^{m}\sum_{i=1}^{n}\,p_{(i,j)}\,r_{(j)} \tag{4.51}$$

4.4.2 Centro de Pressão

A determinação das coordenadas do centro de pressão é obtida pela aplicação do somatório dos momentos das forças atuantes sobre a superfície da sapata em relação aos eixos de coordenadas *x* e *y*, com origem no centro geométrico do mancal, conforme figura 4.6.

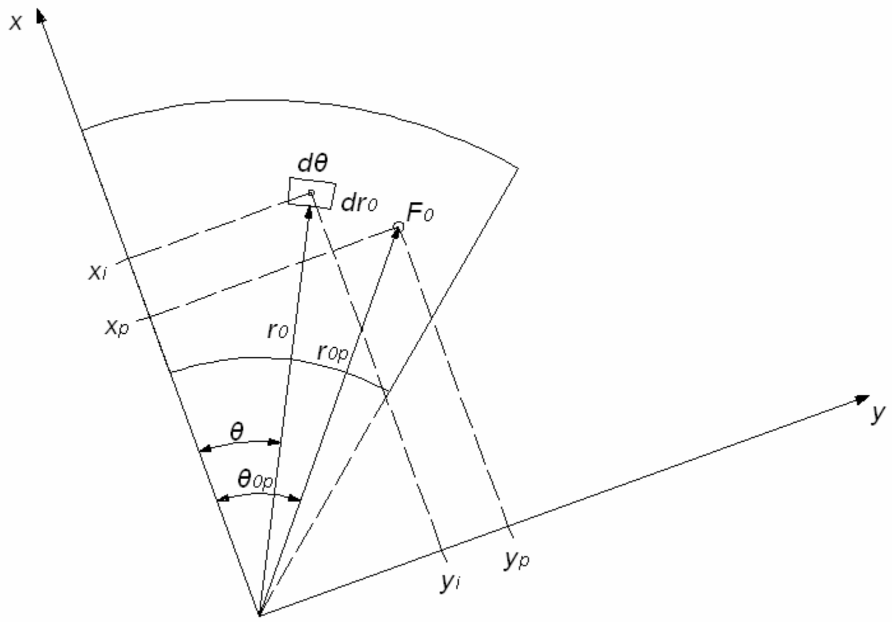


Figura 4.6 – Sistema de eixos usados para a obtenção das coordenadas do centro de pressão sobre a superfície de uma sapata.

O centro de pressão corresponde ao centro de equilíbrio da sapata em função das forças de pressão atuantes sobre a mesma. Em função deste cálculo pode-se, então, obter as coordenadas de pivotamento da sapata.

Definiram-se, inicialmente, as seguintes coordenadas dimensionais:

- x_p e y_p – coordenadas cartesianas de pivotamento da sapata;
- x_i e y_i – coordenadas cartesianas de um elemento de área sobre a superfície da sapata;
- θ_{0p} e r_{0p} – coordenadas polares de pivotamento da sapata;
- θ e r_0 – coordenadas polares de um elemento de área sobre a superfície da sapata;

Considerando-se inicialmente o elemento setorial de coordenadas θ e r_0, conforme figura 4.6 e área $dA = r_0\, d\theta\, dr_0$, onde atua a pressão p_0, o momento da força resultante F_0 em relação ao eixo y deve ser igual à soma dos momentos das forças elementares, isto é:

$$F_0\, x_p = \iint p_0\, x\, r_0\, d\theta\, dr_0 \tag{4.52}$$

Da figura 4.6, têm-se as seguintes relações geométricas:

$$x_i = r_0 \cos\theta \quad \text{e} \quad y_i = r_0\, sen\,\theta \tag{4.53}$$

que substituídas na equação 4.52 resulta em:

$$F_0\, x_p = \iint p_0\, r_0 \cos\theta\, r_0\, dr_0\, d\theta \tag{4.54}$$

Substituindo-se as relações de adimensionalização dadas nas equações 4.37 e 4.42, resulta:

$$\eta\, N\, R_e^2 \left({L}/{h_p} \right)^2 F\, x_p = \iint \eta\, N\, p \left({L}/{h_p} \right)^2 r^2\, R_e^3 \cos\theta\, dr\, d\theta \tag{4.55}$$

ou,

$$\eta\, N\, R_e^2 \left({L}/{h_p} \right)^2 F\, x_p = \eta\, N \left({L}/{h_p} \right)^2 R_e^3 \iint p\, r^2 \cos\theta\, dr\, d\theta \tag{4.56}$$

Portanto, a coordenada adimensional x_p do centro de pressão é dada por:

$$x_p = \frac{R_e}{F} \int_0^{\theta_0} \int_{R_i/R_e}^{1} p\, r^2 \cos\theta\, dr\, d\theta \tag{4.57}$$

Aplicando-se o mesmo procedimento para o momento da resultante em relação ao eixo x, obtem-se a coordenada adimensional y_p, isto é:

$$y_p = \frac{R_e}{F} \int_0^{\theta_0} \int_{R_i/R_e}^{1} p\, r^2\, sen\,\theta\, dr\, d\theta \tag{4.58}$$

As equações 4.57 e 4.58, tomam o seguinte aspecto na forma discretizada.

$$x_p = \frac{R_e}{F} \Delta r \, \Delta \theta \sum_{j=1}^{m} \sum_{i=1}^{n} p_{(i,j)} \, r_{(j)}^{\;2} \cos \theta_i \tag{4.59}$$

$$y_p = \frac{R_e}{F} \Delta r \, \Delta \theta \sum_{j=1}^{m} \sum_{i=1}^{n} p_{(i,j)} \, r_{(j)}^{\;2} \, sen \, \theta_i \tag{4.60}$$

Para transformar os valores das coordenadas cartesianas de pivotamento para coordenadas polares, têm-se:

$$r_{0p} = \sqrt{x_p^{\;2} + y_p^{\;2}} \quad \text{e} \quad \theta_{0p} = arc\,tg \frac{y_p}{x_p} \tag{4.61}$$

que podem ser adimensionalizadas da seguinte maneira:

$$r_p = \frac{r_{0p} - R_i}{R_e - R_i} \qquad \text{e} \qquad \theta_p = \frac{\theta_{0p}}{\theta_p} \tag{4.62}$$

4.4.3 Vazão de Óleo na Direção Circunferencial

As equações de vazões foram obtidas considerando-se inicialmente as condições de escoamento de um fluído newtoniano entre duas placas não paralelas, conforme mostrado na figura B.1. Considerando-se um elemento setorial de área $r_0 d\theta dr_0$, a vazão de óleo na direção circunferencial (Q_c), entre as superfícies do colar giratório e do elemento setorial considerado é dada pelo produto da velocidade na direção circunferencial pela área transversal ao fluxo considerado (área esta constituída pelo produto da espessura do filme de óleo, dy, pelo elemento de raio, dr_0), isto é:

$$Q_c = \int_{R_i}^{R_e} \int_{0}^{h_0} u \; dy \, dr_0 \tag{4.63}$$

onde u é a velocidade tangencial do fluido, dada pela equação B.13. Considerando-se que a sapata é estacionária, isto é, $U_2 = 0$ e fazendo $U_1 = U$, a equação B.13 pode ser reescrita da seguinte maneira,:

$$u = \frac{1}{2\eta r_0} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} y\left(y - h_0\right) + \frac{\left(h_0 - y\right)}{h_0} U \tag{4.64}$$

Substituindo-se a equação 4.64 em 4.63 e integrando-a em relação a y resulta:

$$Q_c = \int_{R_i}^{R_e} \left[\frac{1}{2\eta\, r_0} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \frac{y^3}{3} \bigg|_0^{h_0} - \frac{1}{2\eta\, r_0} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} h_0 \frac{y^2}{2} \bigg|_0^{h_0} + U\, y \big|_0^{h_0} - \frac{U}{h_0} \frac{y^2}{2} \bigg|_0^{h_0} \right] dr_0 \tag{4.65}$$

$$Q_c = \int_{R_i}^{R_e} \left[\frac{1}{2\eta\, r_0} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \left(\frac{h_0^3}{3} - \frac{h_0^3}{2} \right) + U\, h_0 \left(1 - \frac{1}{2} \right) \right] dr_0 \tag{4.66}$$

Agrupando-se convenientemente, resulta na seguinte equação básica para o cálculo da vazão circunferencial através da seção transversal considerada:

$$Q_{bc} = \int_{R_i}^{R_e} \left(\frac{U\, h_0}{2} - \frac{h_0^3}{12\eta\, r_0} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \right) d\, r_0 \tag{4.67}$$

Nos itens seguintes esta equação será adaptada para considerar as vazões na saída e na entrada da sapata, indicadas respectivamente por Q_S e Q_E na figura 4.7.

4.4.3.1 Vazão de óleo na saída da sapata

A figura 4.7 identifica o sentido de rotação do colar sobre uma sapata, as direções de vazão e os vetores unitários referentes a cada direção de vazão.

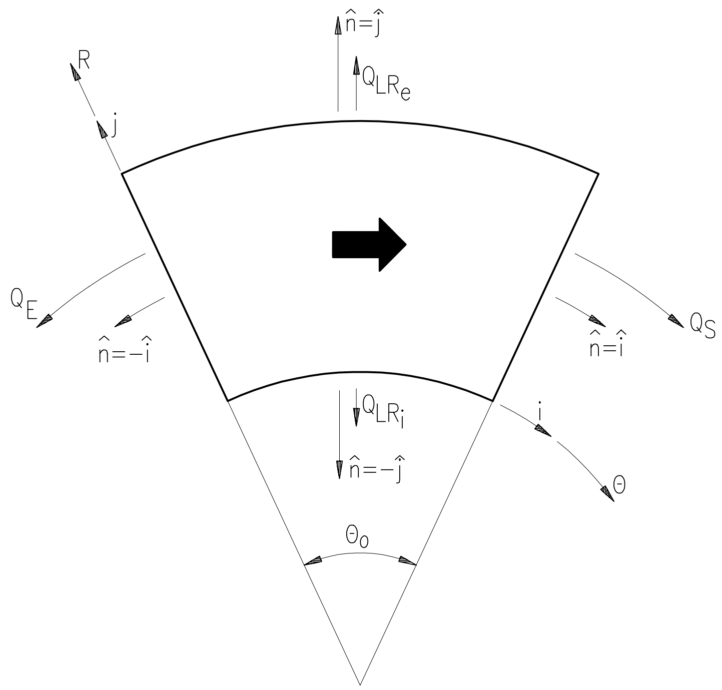


Figura 4.7 – Direções e convenção do sinal das vazões.

Considerando-se que o colar gira no sentido horário, conforme indicado na figura 4.7, a vazão circunferencial na saída da sapata terá o sentido horário, que será considerado como positivo. Assim, esta vazão será considerada como o produto da equação 4.67 pelo vetor unitário $\hat{n}$, indicado na figura 4.7, isto é:

$$Q_S = \int_{R_i}^{R_e} \hat{n} . \left(\frac{U\, h_0}{2} - \frac{h_0^3}{12 \eta\, r_0} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \right) d\, r_0 \tag{4.68}$$

Conforme evidenciado na equação 4.68, na ausência de uma pressão de alimentação, a vazão de lubrificante na saída da sapata é constituída de uma componente devida ao cisalhamento e outra devida ao gradiente de pressão.

O vetor unitário é considerado positivo ou negativo, dependendo do sentido dos eixos. Como o vetor $\hat{n}$ na saída da sapata é igual a +î, o produto escalar acima não muda de sinal, de modo que a equação 4.68 pode ser desmembrada e escrita da seguinte maneira:

$$Q_S - \int_{R_i}^{R_e} \frac{U\, h_0}{2} dr_0 = \int_{R_i}^{R_e} \frac{-h_0^3}{12 \eta\, r_0} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} dr_0 \tag{4.69}$$

O primeiro membro da equação 4.69 pode ser expresso de uma maneira conveniente, em função de uma velocidade tangencial no raio externo $U_{Re} = 2\pi R_e N$, da largura radial L e da espessura h_p do filme de óleo (na posição correspondente ao pivotamento da sapata) e de uma vazão adimensional q_S, da seguinte maneira:

$$Q_S - \int_{R_i}^{R_e} \frac{U\, h_0}{2} dr_0 = q_S \, \frac{U_{R_e}}{2} \, L \, h_p = q_S \, \pi \, R_e \, N \, L \, h_p \tag{4.70}$$

Comparando-se as equações 4.70 e 4.69, pode-se escrever:

$$q_S \, \pi \, R_e \, N \, L \, h_p = \int_{R_i}^{R_e} \frac{-h_0^3}{12 \eta\, r_0} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} dr_0 \tag{4.71}$$

Para representar o segundo membro da equação 4.71 na forma adimensional, as seguintes relações foram usadas:

$$h_0^3 = h^3 \, {h_p}^3; \quad \partial p_0 = \partial p \; \eta \, N \frac{L^2}{{h_p}^2}; \quad \partial r_0 = R_e \, \partial r; \quad r_0 = r \, R_e; \quad dr_0 = R_e \, dr \tag{4.72}$$

Substituindo as relações 4.72 em 4.71, resulta:

$$q_S = \frac{1}{\pi R_e N L h_p} \int_{\frac{R_i}{R_e}}^{1} \frac{-h^3 h_p^{\,3}}{12 r R_e \eta} \frac{\eta N L^2}{h_p^{\,2}} \frac{\partial p}{\partial \theta} R_e \, dr \tag{4.73}$$

Simplificando a equação anterior, resulta finalmente:

$$q_S = \frac{-L}{12 \pi R_e} \int_{\frac{R_i}{R_e}}^{1} \frac{h^3}{r} \left. \frac{\partial p}{\partial \theta} \right|_{\theta=\theta_0} dr \tag{4.74}$$

Numericamente, para determinar q_S na saída da sapata, deve-se calcular o gradiente de pressão na fronteira radial correspondente do setor. Para isto, supõe-se que o campo de pressão é uma função de segundo grau na direção ortogonal a essa fronteira. Assim, para calcular o gradiente de pressão usa-se uma aproximação de diferenças regressivas de três pontos, Smith (1989). A figura 4.8 mostra os pontos da malha e também os coeficientes das equações que calculam as derivadas tanto progressivas quanto regressivas nas direções circunferencial e radial.

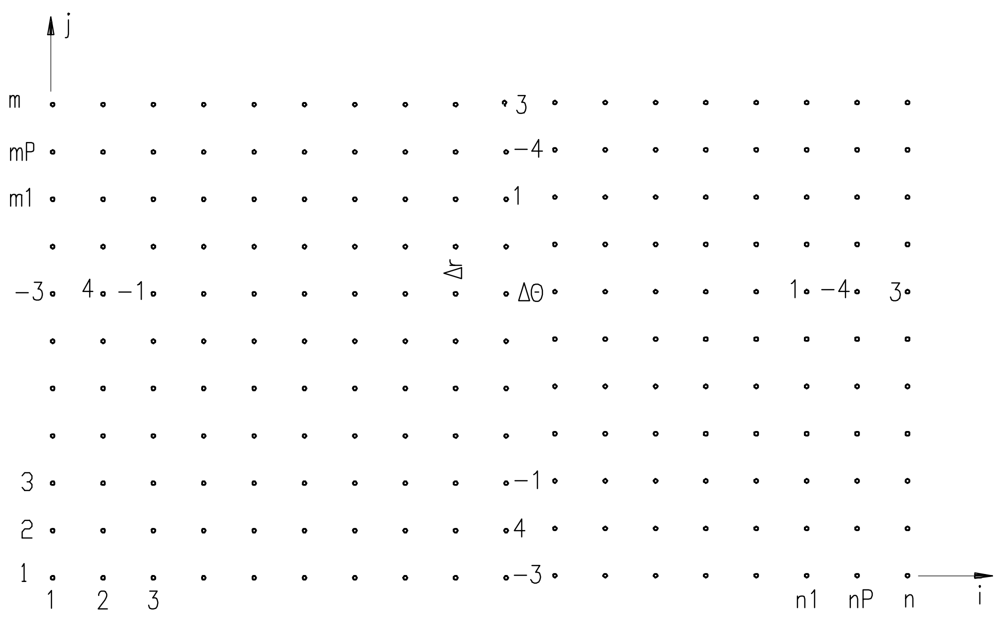


Figura 4.8 – A malha e os coeficientes das pressões para calcular as derivadas.

Assim, para $i = n$, tem-se:

$$\left. \frac{\partial p}{\partial \theta} \right|_{\theta=\theta_0} = \frac{3 \;\; pn(n,j) - 4\, pn(np,j) + pn(n1,j)}{2 \, \Delta\theta} \tag{4.75}$$

A pressão $pn(n,j)$ é nula para qualquer j. Posteriormente, para facilitar o procedimento, o integrando da equação 4.74 foi representado por "integrandos", onde o sufixo "s" foi utilizado para indicar a saída da sapata, da seguinte maneira:

$$integrandos_j = \frac{\mathrm{h}_{\mathrm{n,j}}^3}{r_{\mathrm{j}}} \left.\frac{\partial p}{\partial \theta}\right|_{\theta=\theta_0} \tag{4.76}$$

Portanto, após a discretização, a integral pode ser resolvida utilizando a fórmula de Simpson, como segue:

$$\int_{\frac{R_i}{R_e}}^{1} \frac{h^3}{r} \left.\frac{\partial p}{\partial \theta}\right|_{\theta=\theta_0} dr \;=\; \frac{\Delta r}{3} \sum_{j=1}^{m} integrandos_j$$

$$= \frac{\Delta r}{3}\Big[2\big(integrandos_3 + integrandos_5 + \cdots + integrandos_{m1}\big) +$$

$$4\big(integrandos_2 + integrandos_4 + \cdots + integrandos_{mp}\big)\Big] \tag{4.77}$$

Os $integrandos_1$ e $integrandos_m$ são nulos e, portanto, não apareceram na equação acima e a vazão adimensional q_S, equação 4.74, toma o seguinte aspecto:

$$q_S = \frac{-L\,\Delta r \sum_{j=1}^{m} integrandos_j}{36\,\pi\,R_e} \tag{4.78}$$

O termo referente ao cisalhamento do filme de óleo, da equação 4.68, pode ser representado em função de uma velocidade tangencial em cada ponto dentro da malha e de uma espessura média na saída da sapata, $h_{médioS}$, da seguinte maneira:

$$\int \frac{U\,h_0}{2}\,dr_0 = \int_{R_i}^{R_e} \pi\, r_0\, N\, h_{médioS}\, dr_0 \tag{4.79}$$

onde, a espessura $h_{médioS}$ será obtida como um valor médio entre as espessuras no raio interno e no raio externo, na saída da sapata, isto é:

$$h_{médioS} = \left(\frac{h_{Re} + h_{Ri}}{2}\right) \tag{4.80}$$

Um procedimento semelhante também será usado na dedução da equação da vazão na entrada da sapata.

Integrando-se a equação 4.79 e substituindo-se os limites de integração, resulta:

$$\int \frac{U\,h_0}{2}\,dr_0 = \pi\,N\,h_{médioS}\,\frac{\left(R_e^{\,2}-R_i^{\,2}\right)}{2} \tag{4.81}$$

Finalmente, considerando-se as equações 4.81, 4.71 e 4.69, a vazão de óleo na saída da sapata (Q_S), pode ser expressa da seguinte maneira:

$$Q_S = q_S\,\pi\,R_e\,N\,L\,h_p + \pi\,N\,h_{médioS}\,\frac{\left(R_e^{\,2}-R_i^{\,2}\right)}{2} \tag{4.82}$$

Considerando-se que R_e^2 - R_i^2 = (R_e - R_i) (R_e + R_i) = L (R_e + R_i) a equação 4.82 foi reescrita da seguinte maneira:

$$Q_S = \pi\,N\,L\,R_e\,h_p\left[q_S + \frac{h_{médioS}}{h_p}\left(1-\frac{L}{2\,R_e}\right)\right] \tag{4.83}$$

Denominando-se os valores entre colchetes de q_{0S}, obtém-se:

$$Q_S = \pi\;R_e\;N\;L\;h_p\;\;q_{0S} \tag{4.84}$$

Para o programa computacional, a variável q_S da equação 4.83 foi renomeada para q_{SA} e a outra parcela do termo entre colchetes foi designada por $q_{analiticoS}$. Assim, a equação 4.83 foi reescrita da seguinte maneira:

$$Q_S = \pi\,N\,L\,R_e\,h_p\left[q_{SA} + q_{analíticoS}\right] \tag{4.85}$$

4.4.3.2 Vazão de óleo na entrada da sapata

Para calcular a vazão na entrada, utiliza-se a mesma equação 4.67, porém com o sinal invertido, pois nesse caso o vetor unitário da figura 4.7 é igual a -î, resultando:

$$Q_E = \int_{R_i}^{R_e}\left(-\frac{U\,h_0}{2} + \frac{h_0^3}{12\,\eta\,r_0}\,\frac{\partial p_0}{\partial\theta}\right)dr_0 \tag{4.86}$$

Da figura 4.8, para $i = 1$ e $\theta = 0$, tem-se:

$$\left.\frac{\partial p}{\partial \theta}\right|_{\theta=0} = \frac{-3\,pn(1,j) + 4\,pn(2,j) - pn(3,j)}{2\,\Delta\theta} \tag{4.87}$$

Com j variando de 1 a m, neste caso, para $pn\ (1, j) = 0$, tem-se:

$$\int_{\frac{R_i}{R_e}}^{1} \frac{h^3}{r} \left.\frac{\partial p}{\partial \theta}\right|_{\theta=0} dr \;=\; \frac{\Delta r}{3} \sum_{j=1}^{m} integrandoe_j \tag{4.88}$$

$$q_E = \frac{L\,\Delta r \sum_{j=1}^{m} integrandoe_j}{36\,\pi\,R_e} \tag{4.89}$$

Analogamente ao que foi feito para a vazão na saída da sapata, obtem-se a vazão na entrada da sapata, usando-se uma espessura de filme de óleo média ($h_{médioE}$) na entrada da mesma, de aspecto semelhante à equação 4.80, de modo que a vazão de entrada toma o seguinte aspecto:

$$Q_E = q_E\ \pi\ R_e\ N\ L\ h_p - \pi\,N\,h_{médioE}\,\frac{\left(R_e^{\,2} - R_i^{\,2}\right)}{2} \tag{4.90}$$

que pode ser reagrupada da seguinte maneira:

$$Q_E = \pi\,N\,L\,\mathrm{R_e}\,h_p \left[q_E - \frac{h_{médioE}}{h_p}\left(1 + \frac{L}{2\,R_e}\right)\right] \tag{4.91}$$

Assim, denominando os valores entre colchetes de q_{0E}, tem-se:

$$Q_E = \pi\,N\,L\,R_e\,h_p\,q_{0E} \tag{4.92}$$

Para o programa computacional, a variável q_E da equação 4.91 foi renomeada para q_{EN} e a outra parcela do termo entre colchetes foi designada por $q_{analíticoE}$. Assim, a equação 4.91 foi reescrita da seguinte maneira:

$$Q_E = \pi\,N\,L\,R_e\,h_p\left[q_{EN} + q_{analíticoE}\ \right] \tag{4.93}$$

4.4.4 Vazão de Óleo na Direção Radial

Considerando-se um elemento setorial de área $r_0 d\theta dr_0$, a vazão de óleo na direção radial (Q_R), entre as superfícies do colar giratório e do elemento setorial considerado é dada pelo produto da velocidade na direção radial pela área transversal ao fluxo considerado (área esta constituída pelo produto $r_0 d\theta dy$ do arco elementar e da espessura do filme de óleo), isto é:

$$Q_R = \int_0^{\theta_0} \int_0^{h_0} w\, dy\, r_0\, d\theta \tag{4.94}$$

onde, w é a velocidade radial do fluido, dada pela equação B.25. Considerando-se que $W_2 = 0$ e $W_1 = W$ a equação B.25 pode ser reescrita da seguinte maneira:

$$w = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial P_0}{\partial r_0}\, y\left(y - h_0\right) + \frac{\left(h_0 - y\right)}{h_0} W \tag{4.95}$$

Considerando-se também que $W = 0$, pois a sapata é estacionária, a velocidade radial do fluido, será:

$$w = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial P_0}{\partial r_0}\, y\left(y - h_0\right) \tag{4.96}$$

Substituindo-se a equação 4.96 em 4.94, integrando-se em relação a y e agrupando-se convenientemente, resulta na seguinte equação básica para o cálculo da vazão radial através da seção transversal considerada:

$$\mathrm{Q_{bR}} = \int_0^{\theta_0} \left(\frac{-h_0^3\, r_0}{12\eta} \frac{\partial p_0}{\partial r_0} \right) d\theta \tag{4.97}$$

4.4.4.1 Vazão de óleo no raio interno da sapata

A vazão no raio interno, isto é, em $r_0 = R_i$ e de acordo com a convenção estabelecida para o sinal mostrada na figura 4.7, pode ser representada por:

$$Q_{R_i} = \int_0^{\theta_0} \hat{n} \cdot \left(\frac{-h_0^3\, r_0}{12\eta} \frac{\partial p_0}{\partial r_0} \right) d\theta \tag{4.98}$$

A solução da equação 4.97 foi a mesma usada para a equação 4.68, só que nesta equação não se encontra o termo referente ao cisalhamento do filme de óleo lubrificante. Expressando-se arbitrariamente o termo referente ao gradiente de pressão em função de uma velocidade tangencial $U_{Re} = 2\pi R_e N$, da largura radial L e da espessura h_p do filme de óleo no pivô, a vazão radial no raio interno da sapata pode ser expressa da seguinte maneira:

$$Q_{R_i} = q_{R_i} \frac{U_{\mathrm{R_e}}}{2} L\, h_p = q_{R_i}\, \pi\, N\, L\, R_e\, h_p \tag{4.99}$$

Igualando as equações 4.97 e 4.99 e simplificando-se, obtem-se:

$$q_{R_i} = \frac{-1}{\pi\, R_e\, N\, L\, h_p} \int_0^{\theta_0} \frac{h_0^3}{12\eta} \frac{\partial p_0}{\partial r_0} d\theta \tag{4.100}$$

Utilizando-se as equações 4.72 para adimensionalizar o integrando da equação 4.100, resulta:

$$q_{R_i} = \frac{-L}{12\pi\, R_e} \int_0^{\theta_0} h^3\, r \frac{\partial p}{\partial r} d\theta \tag{4.101}$$

Na equação 4.98, o produto escalar muda de sinal, pois o vetor unitário $\hat{n}$ é igual a $-\hat{j}$, de modo que a equação 4.101 toma a forma:

$$q_{R_i} = \frac{L}{12\pi\, R_e} \int_0^{\theta_0} h^3\, r \left.\frac{\partial p}{\partial r}\right|_{r=R_i/\mathrm{R_e}} d\theta \tag{4.102}$$

Numericamente, para determinar q_{R_i}, deve-se calcular o gradiente de pressão na fronteira correspondente ao arco interno do setor. Este gradiente é uma aproximação de diferenças progressivas de três pontos, conforme mostrado na figura 4.8. Assim para $i = 1$ e $r = R_i/R_e$, tem-se:

$$\left.\frac{\partial p}{\partial r}\right|_{r=R_i/\mathrm{R_e}} = \frac{-3\, pn(i,1) + 4\, pn(i,2) - pn(i,3)}{2\,\Delta r} \tag{4.103}$$

Sendo $pn(i,1) = 0$, pois está na fronteira, e com i variando de 1 a n, para cada i foi calculado o integrando a seguir:

$$integrandori_i = h_i^3 \, r_1 \left. \frac{\partial p}{\partial r} \right|_{\frac{R_i}{R_e}} \tag{4.104}$$

Portanto, após a discretização, a integral pode ser resolvida utilizando a fórmula de Simpson, como segue:

$$\int_0^{\theta_0} h^3 \, r \left. \frac{\partial p}{\partial r} \right|_{\frac{R_i}{R_e}} d\theta \quad = \quad \frac{\Delta_\theta}{3} \sum_{i=1}^{n} integrandori_i$$

$$= \frac{\Delta\theta}{3} \Big[2\left(integrandori_3 + integrandori_5 + ... + integrandori_{n1} \right) +$$

$$4\left(integrandori_2 + integrandori_4 + ... + integrandori_{np} \right) \Big] \tag{4.105}$$

Os $integrandori_1$ e $integrandori_n$ são nulos e, portanto, não apareceram na equação acima e a vazão adimensional q_{Ri}, equação 4.102, toma o seguinte aspecto:

$$q_{R_i} = \frac{L \, \Delta\theta \sum_{i=1}^{n} integrandori_i}{36 \, \pi \, R_e} \tag{4.106}$$

A equação 4.106 é utilizada, portanto, para calcular a vazão adimensional de óleo no raio interno da sapata. Passando para a forma dimensional, tem-se:

$$Q_{R_i} = \pi \, N \, L \;\; R_e \, h_p \, q_{R_i} \tag{4.107}$$

Para o programa computacional, a variável Q_{Ri}, da equação 4.107, foi renomeada para Q_{LRi} , resultando portanto:

$$Q_{LR_i} = \pi \, N \, L \;\; R_e \, h_p \, q_{R_i} \tag{4.108}$$

4.4.4.2 Vazão de óleo no raio externo da sapata

A vazão de óleo no raio externo da sapata, isto é, em $r_0 = R_e$, de acordo com a convenção estabelecida para o sinal, vetor unitário $\hat{n}$ igual ao vetor $-\hat{j}$, mostrada na figura 4.7, pode ser representada por:

$$Q_{R_e} = \int_0^{\theta_0} \hat{n} \cdot \left(\frac{-h_0^3\, r_0}{12\eta} \frac{\partial p_0}{\partial r_0} \right) d\theta \qquad (4.109)$$

O termo compreendido entre parênteses será chamado de q_{Re}. Isolando-se q_{Re} e efetuando-se as mesmas substituições e simplificações adotadas no item anterior para a adimensionalização, resulta na equação seguinte:

$$q_{R_e} = \frac{-L}{12\,\pi\, R_e} \int_0^{\theta_0} h^3\, r \left. \frac{\partial p}{\partial r} \right|_{r=1} d\theta \qquad (4.110)$$

Numericamente, para determinar q_{Re}, deve-se calcular o gradiente de pressão na fronteira correspondente ao arco externo do setor. Assim, com $i = m$ e $r = 1$, têm-se:

$$\left. \frac{\partial\, p}{\partial\, r} \right|_{r=1} = \frac{pn(i,m1) - 4\, pn(i,mp) + 3\, pn(i,m)}{2\,\Delta r} \qquad (4.111)$$

Com i variando de 1 a n, neste caso, para $pn(i,m) = 0$, tem-se:

$$integrandore_i = h_i^3\, r_m \left. \frac{\partial p}{\partial r} \right|_{r=1} \qquad (4.112)$$

Portanto, após a discretização, a integral pode ser resolvida utilizando a fórmula de Simpson, como segue:

$$q_{\mathrm{R_e}} = \frac{-L\,\Delta\theta \sum_{i=1}^{n} integrandore_i}{36\,\pi\, R_e} \qquad (4.113)$$

A equação 4.113 é utilizada, portanto, para calcular a vazão adimensional de óleo no raio externo da sapata. Passando para a forma dimensional, resulta:

$$Q_{R_e} = \pi\, N\, L\, R_e\, h_p\, q_{R_e} \qquad (4.114)$$

Para o programa computacional, a variável Q_{Re}, da equação 4.114, foi renomeada para Q_{LRe}, resultando na equação seguinte:

$$Q_{LR_e} = \pi\, N\, L\, R_e\, h_p\, q_{R_e} \qquad (4.115)$$

4.4.5 Perda de Potência e Torque de Atrito

A perda de potência no mancal é a potência dissipada pelo cisalhamento no fluido. A velocidade linear em qualquer ponto do filme de fluido é dada pela equação B.13. Derivando-se a velocidade u em relação a y e multiplicando pela viscosidade η, obtém-se a tensão de cisalhamento $\tau_{y\theta}$ no filme de lubrificante:

$$\tau_{y\theta} = \frac{1}{2\,r_0}\frac{\partial p_0}{\partial \theta}\left(2\,y - h_0\right) + (U_2 - U_1)\frac{\eta}{h_0} \qquad (4.116)$$

Considerando $U_2 = 0$, devido à sapata estar fixa, e $U_1 = U$, pelo colar giratório estar em movimento, tem-se:

$$\tau_{y\theta} = \frac{1}{2\,r_0}\frac{\partial p_0}{\partial \theta}\left(2\,y - h_0\right) - \frac{U\,\eta}{h_0} \qquad (4.117)$$

A força elementar de atrito dF_a que se opõe ao movimento da placa móvel, será então a tensão de cisalhamento multiplicada pela área elementar:

$$d\,F_a = \tau_{y\theta}\,dA \qquad (4.118)$$

A perda de potência na superfície móvel é obtida multiplicando-se a força de atrito pela velocidade, isto é:

$$d\,H_0 = U\;dF_a = U\,\tau_{y\theta}\,d\,A \qquad (4.119)$$

Lembrando que $U=2\pi r_0 N$ e considerando as equações 4.117 e 4.119, obtém-se:

$$dH_0 = 2\,\pi\,r_0\,N\left(\frac{\eta}{\eta}\frac{1}{2\,r_0}\frac{\partial p_0}{\partial \theta}\left[2\,y - h_0\right] - \frac{2\,\pi\,r_0\,N\,\eta}{h_0}\right)dA \qquad (4.120)$$

Considerando-se que na superfície móvel o valor de y é igual a zero, tem-se:

$$dH_0 = 2\,\pi\,r_0\,N\,\eta\left(-\frac{2\,\pi\,r_0\,N}{h_0} - \frac{2}{2}\frac{h_0}{2\,\eta\,r_0}\frac{\pi}{\pi}\frac{N}{N}\frac{\partial p_0}{\partial \theta}\right)r_0\,dr_0\,d\theta \qquad (4.121)$$

Integrando e multiplicando a equação 4.121 por (-1), obtém-se a equação da perda de potência, isto é:

$$H_0 = 4\pi^2 N^2 \eta \int_{R_i}^{R_e} \int_0^{\theta_0} \left(\frac{r_0^3}{h_0} + \frac{r_0 h_0}{4\pi N\eta} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \right) dr_0 \, d\theta \tag{4.122}$$

Para facilitar, a integral da equação 4.122 será decomposta da seguinte maneira:

$$\int_{R_i}^{R_e} \int_0^{\theta_0} \left(\frac{r_0^3}{h_0} + \frac{r_0 h_0}{4\pi N\eta} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \right) dr_0 \, d\theta$$

$$= \int_{R_i}^{R_e} \int_0^{\theta_0} \frac{r_0^3}{h_0} dr_0 \, d\theta + \int_{R_i}^{R_e} \int_0^{\theta_0} \frac{r_0 h_0}{4\pi N\eta} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} dr_0 \, d\theta \tag{4.123}$$

As integrais do segundo membro da equação 4.123 podem ser adimensionalizadas mediante substituição das equações 4.37, resultando:

$$\int_{R_i}^{R_e} \int_0^{\theta_0} \left(\frac{r_0^3}{h_0} + \frac{r_0 h_0}{4\pi N\eta} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \right) dr_0 \, d\theta$$

$$= \frac{R_e^4}{h_p} \int_{R_i/R_e}^{1} \int_0^{\theta_0} \frac{r^3}{h} dr \, d\theta + \frac{R_e^2 L^2}{4\pi h_p} \int_{R_i/R_e}^{1} \int_0^{\theta_0} r \, h \frac{\partial p}{\partial \theta} dr \, d\theta \tag{4.124}$$

Substituindo-se então a equação 4.124 na equação 4.122, tem-se:

$$H_0 = 4\pi^2 N^2 \eta \left(\frac{R_e^4}{h_p} \int_{R_i/R_e}^{1} \int_0^{\theta_0} \frac{r^3}{h} dr \, d\theta + \frac{R_e^2 L^2}{4\pi h_p} \int_{R_i/R_e}^{1} \int_0^{\theta_0} r \, h \frac{\partial p}{\partial \theta} dr \, d\theta \right) \tag{4.125}$$

ou, agrupando-se convenientemente, resulta:

$$H_0 = \frac{\pi N^2 \eta R_e^2}{h_p} \left(4\pi R_e^2 \int_{R_i/R_e}^{1} \int_0^{\theta_0} \frac{r^3}{h} dr \, d\theta + L^2 \int_{R_i/R_e}^{1} \int_0^{\theta_0} r \, h \frac{\partial p}{\partial \theta} dr \, d\theta \right) \tag{4.126}$$

ou, ainda,

$$H_0 = \frac{\pi \ \eta \ N^2 R_e^4}{h_p}\left(4\pi H_1 + \frac{L^2}{R_e^{\ 2}} H_2\right) \tag{4.127}$$

Os termos em integrais duplas foram designados por H_1 e H_2 e solucionados através da discretização das equações e da utilização do método de Simpson. Estes valores fazem parte do termo adimensional da equação da perda de potência. As expressões de H_1 e H_2 estão mostradas a seguir, nas formas de integrais e discretizadas:

$$H_1 = \int_{R_i/R_e}^{1} \int_0^{\theta_0} \frac{r^3}{h} dr\, d\theta \quad \Rightarrow \quad H_1 = \Delta r\, \Delta\theta \sum_{j=1}^{m} \sum_{i=1}^{n} \frac{r_{(j)}^{\ 3}}{h_{(i,j)}} \tag{4.128}$$

$$H_2 = \int_{R_i/R_e}^{1} \int_0^{\theta_0} r\, h \frac{\partial p}{\partial \theta} dr\, d\theta \quad \Rightarrow \quad H_2 = \Delta r\, \Delta\theta \sum_{j=1}^{m} \sum_{i=1}^{n} r_{(j)}\, h_{(i,j)} \frac{\partial p}{\partial \theta} \tag{4.129}$$

O valor H_2 foi calculado usando o método de Simpson, sendo que o valor de $\partial p/\partial\theta$, da equação 4.129, foi calculado de maneira diferente para os vários pontos da malha, como segue:

- Na coluna 1, a derivada é uma aproximação progressiva de três pontos, equação 4.103;
- Na coluna n, a derivada é uma aproximação regressiva de três pontos, equação 4.75;
- Nas colunas de 2 a np, a derivada é a aproximação central apresentada a seguir:

$$\frac{\partial p}{\partial \theta} = \frac{pn_{i+1,j} - pn_{i-1,j}}{2\ \Delta\theta} \tag{4.130}$$

Assim, após calcular os valores de H_2 e H_1, podem-se denominar os termos entre parênteses da equação 4.127 de ”perda de potência adimensional**”,** designada pela letra H. Desta maneira, a equação 4.127 pode ser reescrita da seguinte maneira:

$$H_0 = \frac{\pi \ \eta \ N^2 R_e^4}{h_p} H \tag{4.131}$$

Substituindo-se a relação $F_0 = P_m\, A_s$ (equação 4.46) na equação 4.43, a viscosidade requerida do óleo no mancal, pode ser reescrita na forma:

$$\eta = \frac{P_m\, A_s}{F_v\, N\, R_e^2}\left(\frac{h_p}{L}\right)^2 \tag{4.132}$$

Substituindo-se a equação 4.132 na 4.131, resulta:

$$H_0 = \frac{\pi\, N\, P_m\, A_s\, R_e^2\, h_p}{L^2}\,\frac{H}{F_v} \tag{4.133}$$

Substituindo-se h_p pelo valor dado na equação 4.7 e designando-se a relação H/F_v por H^* , a equação 4.133 toma o seguinte aspecto, como foi utilizada no programa computacional:

$$H_0 = \frac{\pi\, N\, P_m\, A_s\, R_e^2\, h_{rs}}{L^2}\,\frac{H^*}{K} \quad \text{com} \quad H^* = \frac{H}{F_v} \tag{4.134}$$

Tendo-se a perda de potência, o torque de atrito pode ser calculado facilmente pela seguinte relação:

$$M_t = \frac{H_0}{2\,\pi\, N} \tag{4.135}$$

4.4.6 Elevação de Temperatura do Lubrificante

Para se determinar à elevação da temperatura do lubrificante, desde a entrada $\theta = 0$ até a saída $\theta = \theta_0$, costuma-se admitir que o calor gerado por atrito no mancal ou perda de potência é totalmente transferido para o lubrificante. Essa hipótese é tanto mais correta, quanto maior for a velocidade de rotação do colar.

Segundo Raimondi e Boyd (1958), a temperatura média t_m de trabalho do filme de lubrificante entre cada sapata e o colar giratório pode ser calculada por:

$$t_m = t_e + 0,5\left(t_s - t_e\right) \tag{4.136}$$

ou,

$$t_m = t_e + 0,5\ \Delta t \tag{4.137}$$

onde:

t_m = temperatura média do filme de lubrificante, isto é, temperatura básica para se definir a viscosidade do lubrificante.

Δt = elevação da temperatura do lubrificante, desde a entrada até a saída da sapata.

t_e = temperatura do lubrificante na entrada da cunha de óleo, em $\theta = 0$.

t_s = temperatura do lubrificante na saída da cunha de óleo, em $\theta = \theta_0$.

Admitindo-se ainda que a temperatura do lubrificante que sai pelas faces circunferenciais interna e externa das sapatas seja igual a $t_m = (t_s + t_e) / 2$, a equação do balanço de energia resulta:

$$\frac{F_a U}{J} + Q_E \, \rho \, c_P \, t_e = \left(Q_E - Q_{R_e} - Q_{Ri}\right) \rho \, c_P \, t_s + \left(Q_{R_e} + Q_{Ri}\right) \rho \, c_P \, \frac{t_e + t_s}{2} \qquad (4.138)$$

onde:

$\dfrac{F_a U}{J}$ = quantidade de calor devido à perda de potência.

$Q_E \, \rho \, c_P \, t_e$ = quantidade de calor no óleo na entrada da sapata.

$\left(Q_E - Q_{R_e} - Q_{Ri}\right) \rho \, c_P \, t_s$ = quantidade de calor no óleo na saída da sapata.

$\left(Q_{R_e} + Q_{Ri}\right) \rho \, c_P \, \dfrac{t_e + t_s}{2}$ = quantidade de calor no óleo que sai pelas faces circunferenciais interna e externa da sapata.

Sendo $\Delta t = t_s - t_e$ e reagrupando-se convenientemente as parcelas de calor da equação acima, tem-se:

$$\frac{F_a \, U}{J} = Q_E \;\rho\; c_P \;\Delta t \left[1 - \frac{Q_{R_e}}{Q_E}\left(\frac{1}{2}\right) - \frac{Q_{Ri}}{Q_E}\left(\frac{1}{2}\right)\right] \qquad (4.139)$$

Finalmente, como $F_a \, U = H_0$, a elevação da temperatura do óleo lubrificante será:

$$\Delta t = \frac{2\ H_0}{J\ \rho\ c_P\ \left[2\ Q_E - \left(Q_{R_e} + Q_{R_i}\right)\right]} \tag{4.140}$$

Mas, substituindo na equação 4.140 a variável H_0 pela equação 4.134 e, também, as vazões , Q_E, Q_{Re} e Q_{Ri}, pelas respectivas equações 4.92, 4.114 e 4.107, então:

$$\Delta t = \frac{2\pi\, N\, P_m\, A_s\, h_p\, R_e^{\,2} H^*}{J\,\rho\, c_P\, L^2 \left(\pi\, \mathrm{R_e}\, N\, L\, h_p\right)\left[2\ q_{OE} - \left(q_{R_e} + q_{R_i}\right)\right]} \tag{4.141}$$

ou,

$$\Delta t = \frac{P_m}{J\rho\, c_P}\ \frac{A_s\, R_e}{L^3}\ \frac{2\, H^*}{\left[2\ q_{OE} - \left(q_{R_e} + q_{R_i}\right)\right]} \tag{4.142}$$

A equação 4.142 foi implementada no programa computacional para o cálculo da elevação da temperatura do filme de óleo lubrificante sobre a superfície de uma sapata setorial, desde a entrada até a saída da mesma.

Tendo-se obtido Δt, seria possível determinar a temperatura média do filme de óleo através da equação 4.137. No entanto, a temperatura t_e do óleo na entrada da cunha de óleo é impossível de ser determinada com precisão, mesmo por que esta temperatura não é constante ao longo da aresta de entrada da sapata. Para o caso do sistema de circulação do óleo no banco de ensaios, em que o óleo é dirigido do raio interno para o externo, a temperatura do óleo ao longo da aresta de entrada da sapata deve ser crescente, do raio interno para o raio externo. A determinação de um valor médio aproximado da temperatura t_e, na entrada da cunha de óleo não foi analisada na presente dissertação. Fica como sugestão para trabalhos futuros a determinação desta temperatura, tomando por base o procedimento utilizado por Silva (1993) para o caso de um mancal radial hidrodinâmico.

Capítulo 5

RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 INTRODUÇÃO

Os resultados experimentais e teóricos estão mostrados a seguir em forma de tabelas e gráficos, para a análise do comportamento do mancal. Os ensaios experimentais foram repetidos apenas três vezes para cada condição específica de carga, velocidade de rotação e vazão de óleo de suprimento ao mancal, sem diferenças significativas entre os resultados.

5.2 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

5.2.1 Temperaturas e Torque de Atrito no Mancal

A apresentação e discussão dos resultados relativos à distribuição das temperaturas e torque de atrito no mancal serão feitas com base nas tabelas 5.1 a 5.3 e na figura 5.1.

As temperaturas $T4$ a $T13$ são medidas por termopares localizados logo abaixo da superfície da sapata, conforme mostrado na figura 5.1, fornecendo assim a distribuição superficial de temperaturas. Por outro lado, as temperaturas $T1$ e $T2$ são obtidas por termopares localizados no interior da sapata, conforme mostrado na figura, de modo que as diferenças entre as temperaturas *T*6, *T*2 e *T*1 fornecem o gradiente axial de temperaturas na sapata. Os termopares *T*14, *T*15 e *T*16, foram instalados nos perímetros da sapata com o objetivo de medir as temperaturas do óleo na entrada da sapata (*T*14), na saída (*T*16) e na região do raio externo (*T*15). Três termopares adicionais fornecem a temperatura ambiente (T_a) e as temperaturas do óleo na entrada (T_e) e na saída (T_s) da cuba de óleo.

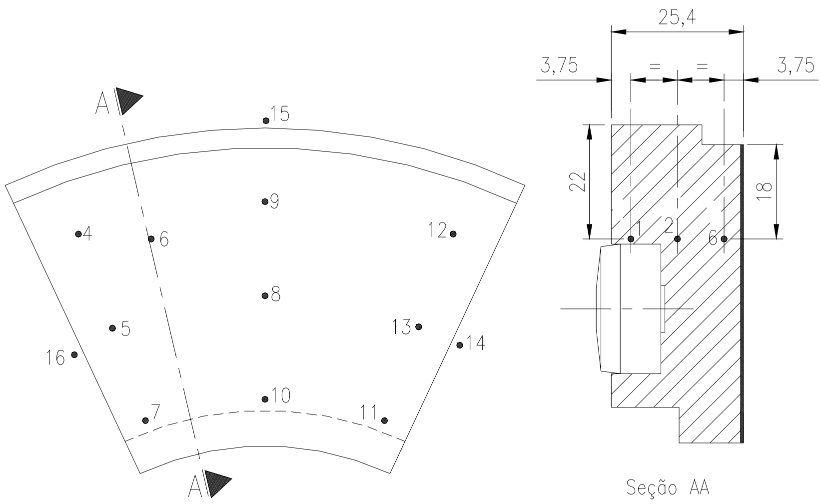


Figura 5.1 – Posicionamento dos termopares numa sapata.

Pode-se observar nas tabelas 5.1 e 5.2 que as temperaturas e os torques de atrito aumentam com a velocidade de rotação do mancal. Comportamento diferente na tabela 5.3, onde se observa a redução das temperaturas e o aumento do torque de atrito no mancal com o aumento da vazão de óleo fornecido ao mesmo. Pode ser visto, também, nas tabelas 5.1 a 5.3 que as temperaturas *T*6 e *T*5 são as temperaturas subsuperficiais máximas, enquanto que *T*11 e *T*12 são as menores temperaturas subsuperficiais. Dessa forma, um valor médio entre essas quatro temperaturas representa, aproximadamente, a temperatura subsuperficial média. Isto é importante em conjunto com os resultados experimentais de Glavatskih (2004), mostrando que, para as cargas de 26kN (1MPa), 39kN (1,5MPa) e 52kN (2MPa), respectivamente, a temperatura do filme de óleo é cerca de 2,5%, 4% e 6,7% maior que a temperatura subsuperficial correspondente na sapata. Desse modo, a temperatura subsuperficial média acrescida das percentagens correspondentes acima, pode ser considerada como uma referência básica para a determinação da viscosidade operacional do filme de óleo entre o colar giratório e as sapatas.

Os termopares *T*14, *T*15 e *T*16 foram instalados com o objetivo inicial de acessar as temperaturas do filme de óleo nessas posições, entre o colar e as sapatas. No entanto, como pode ser observado nas tabelas 5.1 a 5.3, essas temperaturas são mais baixas do que as temperaturas $T13$, $T9$ e $T5$, respectivamente. Provavelmente isso se deve ao fato de que os termopares $T14$, $T15$ e $T16$ não foram instalados suficientemente próximos do colar giratório, por questões de segurança. Assim, os termopares $T14$ e $T16$ estão parcialmente localizados na corrente de óleo que escoa no canal radial entre duas sapatas consecutivas. O óleo entre duas sapatas é uma mistura entre o óleo quente que sai de uma sapata e o óleo frio fornecido ao mancal e que escoa no referido canal, do raio interno para o raio externo, conforme já descrito no capítulo 3, com o auxílio da figura 3.2.

Os torques de atrito medidos nos ensaios foram todos descontados dos valores referentes aos torques de atrito gerados na caixa de rolamentos. Tendo-se em mãos as propriedades da graxa utilizada na lubrificação dos rolamentos e utilizando-se fórmulas e dados obtidos em catálogos de rolamentos, o torque de atrito e a perda de potência nos mesmos foram calculados para diferentes condições de carga e velocidades de rotação, conforme mostrado na figura 5.2. Portanto, o torque de atrito ou a perda de potência no mancal axial de sapatas setoriais, para cada teste específico, foi obtido subtraindo-se do valor total medido no ensaio o valor correspondente aos rolamentos, dado na figura 5.2.

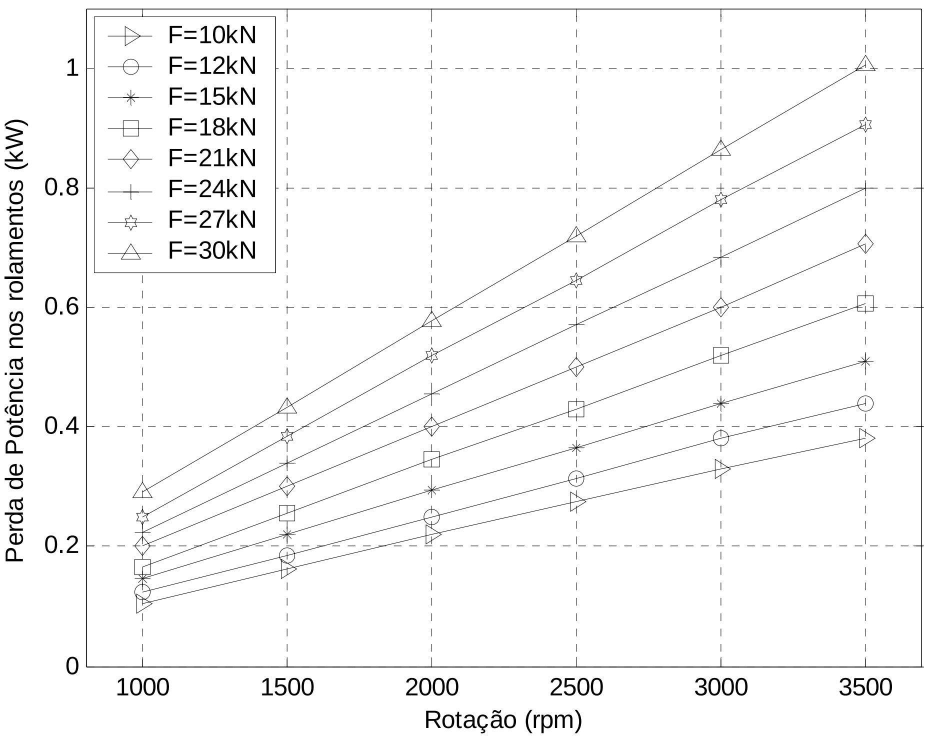


Figura 5.2 – Variação da perda de potência nos rolamentos da bancada de teste em função da variação da rotação.

Os torques de atrito obtidos na presente pesquisa foram aproximadamente 15% menores que os apresentados por Glavatskih e DeCamillo (2004), para condições similares de carga, velocidade de rotação e vazão. Apesar das dimensões dos mancais serem as mesmas, as sapatas do mancal usado por Glavatskih são pivotadas a 60% do ângulo da sapata setorial, enquanto que as sapatas do mancal da presente pesquisa são pivotadas a 66%. Além disso, para o banco de ensaios utilizado por Glavatskih, foi usado um sistema de lubrificação por circulação forçada repleta de óleo, com anéis guia de óleo e vedadores. Muito provavelmente, estas devem ser as razões pelas quais os torques de atrito obtidos por Glavatskih foram maiores que os da presente pesquisa.

De maneira semelhante, as temperaturas medidas na sapata da presente pesquisa resultaram cerca de 9,5 a 10,5% menores que as apresentadas por Glavatskikh (2001) e Glavatskih (2004), que utilizou um mancal duplo de eixo horizontal com sapatas de mesmas dimensões, mas pivotadas a 60% do ângulo da sapata setorial, usando um óleo ISO 46. Certamente, a existência de um segundo mancal axial contribuiu significativamente para as maiores temperaturas medidas por Glavatskih.

Tabela 5.1 – Distribuição de temperaturas numa sapata, rotações de 2000, 2500 e 3000 rpm.

Vazão: 14(l/min) Carga Aplicada: 20(kN) Rotação do Eixo(rpm): 2000 2500 3000
Óleo Lubrificante ISO 32 Torque de Atrito(N.m): 11,3 12,3 12,6

Temperaturas °C											
	Rotação (rpm)				Rotação (rpm)				Rotação (rpm)		
Pos.	2000	2500	3000	Pos.	2000	2500	3000	Pos.	2000	2500	3000
$T1$	54,2	54,4	58,3	$T2$	55,0	55,2	59,2	$T6$	56,0	59,6	64,0
$T4$	55,2	59,1	63,0	$T5$	56,0	59,6	64,1	$T7$	54,4	57,5	61,7
$T8$	52,0	55,3	59,4	$T9$	50,8	54,1	58,6	$T10$	50,9	53,9	58,0
$T11$	46,5	49,5	53,1	$T12$	46,8	50,7	54,8	$T13$	48,5	52,0	55,6
T_s	47,7	51,2	55,1	T_e	39,2	40,8	42,2	$T14$	48,0	51,8	55,3
T_a	23,0	23,8	24,3	$T16$	50,4	54,4	58,1	$T15$	48,0	51,6	55,3

T_a = temp. ambiente; T_e = temp. de entrada do óleo na cuba; T_s = temp. de saída do óleo na cuba.

Tabela 5.2 – Distribuição de temperaturas numa sapata, cargas de 20, 26 e 30 kN.

Vazão: 14 (l/min) Rotação do Eixo: 3000 (rpm) Carga Aplicada(kN): 20,0 26,0 30,0
Óleo Lubrificante ISO 32 Torque de Atrito(N.m): 12,6 13,9 14,4

Temperaturas °C											
	Carga Aplic. (kN)				Carga Aplic. (kN)				Carga Aplic. (kN)		
Pos.	20	26	30	Pos.	20	26	30	Pos.	20	26	30
$T1$	58,3	61,3	63,0	$T2$	59,2	62,2	64,0	$T6$	64,0	68,0	70,2
$T4$	63,0	67,0	69,2	$T5$	64,1	68,3	70,5	$T7$	61,7	65,3	67,2
$T8$	59,4	62,3	63,8	$T9$	58,6	61,1	62,4	$T10$	58,0	60,9	62,5
$T11$	53,1	55,3	56,5	$T12$	54,8	56,7	57,7	$T13$	55,6	58,1	59,9
T_s	55,1	57,1	59,0	T_e	42,2	43,7	45,1	$T14$	55,3	57,4	59,2
T_a	24,3	24,2	24,4	$T16$	58,1	60,3	62,2	$T15$	55,3	57,7	59,3

T_a = temp. ambiente; T_e = temp. de entrada do óleo na cuba; T_s = temp. de saída do óleo na cuba.

Tabela 5.3 – Distribuição de temperaturas numa sapata, vazões de 12, 14 e 16 l/min.

Rotação do Eixo: 2500 (rpm) Óleo Lubrificante ISO 32	Carga Aplicada: 20 (kN)	Vazão(l/min):	12,0	14,0	16,0
		Torque de Atrito(N.m):	11,8	12,0	12,2

Temperaturas °C											
Pos.	Vazão (l/min)			Pos.	Vazão (l/min)			Pos.	Vazão (l/min)		
	12	14	16		12	14	16		12	14	16
$T1$	60,7	57,4	55,7	$T2$	61,6	58,3	56,5	$T6$	65,2	62,3	60,7
$T4$	61,3	59,0	57,2	$T5$	65,1	62,6	61,0	$T7$	63,0	60,7	59,1
$T8$	61,2	58,3	56,7	$T9$	60,2	56,9	55,4	$T10$	59,3	56,9	55,4
$T11$	54,9	52,6	51,4	$T12$	56,2	53,3	51,7	$T13$	55,3	54,1	53,2
T_s	56,1	54,1	52,8	T_e	44,6	43,8	43,3	$T14$	55,0	53,9	53,2
T_a	22,1	22,3	22,7	$T16$	57,8	56,6	55,9	$T15$	55,7	54,0	53,0

T_a = temp. ambiente; T_e = temp. de entrada do óleo na cuba; T_s = temp. de saída do óleo na cuba.

A figura 5.3 mostra o comportamento das temperaturas subsuperficiais $T6$ e $T12$, e do torque de atrito em função do aumento da vazão de óleo lubrificante fornecido ao mancal, para uma rotação de 2000 rpm, carga de 20 kN e temperatura de entrada (T_e) de 40°C. Pode-se observar que as temperaturas $T6$ e $T12$ decrescem de maneira uniforme conforme é aumentada a vazão de óleo, sendo que a diferença entre estas duas temperaturas permanece quase constante, em torno de 9 a 10°C.

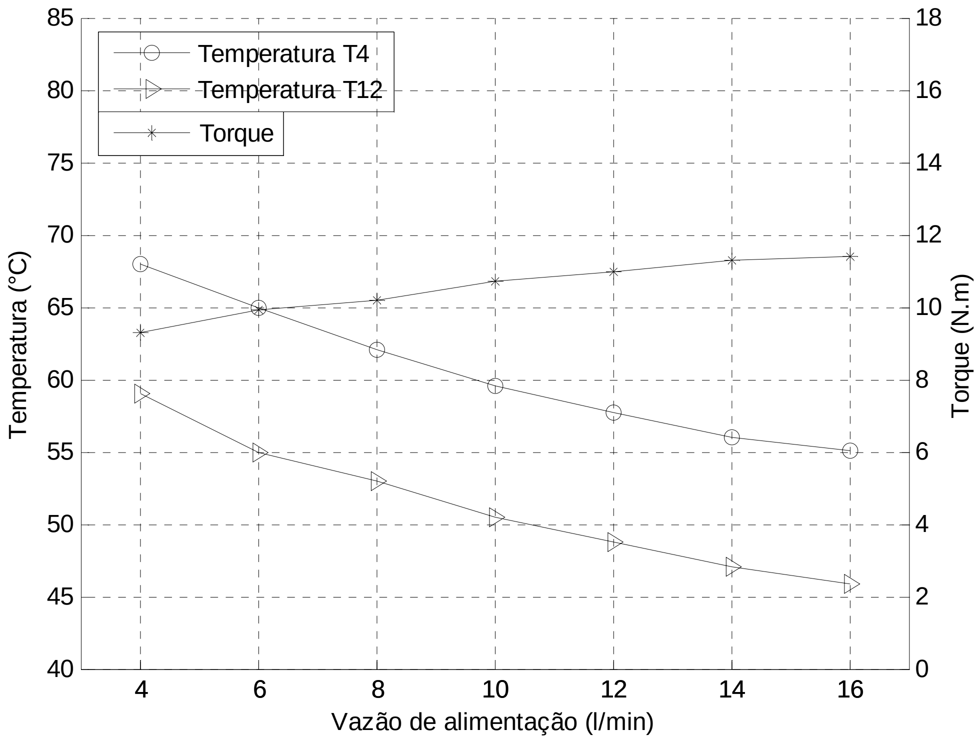


Figura 5.3 – Variação das temperaturas subsuperficiais e do torque de atrito com a vazão de alimentação, rotação de 2000 rpm, carga de 20 kN e temperatura de entrada de 40°C.

Pode-se observar ainda na figura 5.3, que o torque aumenta continuamente com o aumento da vazão de óleo, chegando a ter na vazão máxima, de 16 l/min, um valor de 11,4 N.m, aproximadamente. Devido ao aumento da vazão, melhora-se a refrigeração dentro da cuba de óleo, diminuindo a temperatura média do filme de óleo na região da sapata/colar giratório, aumentando a viscosidade do óleo nesta região, com o conseqüente aumento do torque de atrito no mancal.

A figura 5.4 mostra as variações da temperatura e do torque de atrito com a velocidade de rotação, para uma vazão de óleo lubrificante de 14 l/min, carga aplicada de 20 kN e temperatura de entrada (T_e) na faixa de 40°C. As temperaturas $T6$ e $T12$ e o torque de atrito, elevam-se com o aumento da velocidade de rotação do mancal, de 2000 a 3000 rpm. No entanto, a partir de 2500 rpm, o aumento do torque é bem menor.

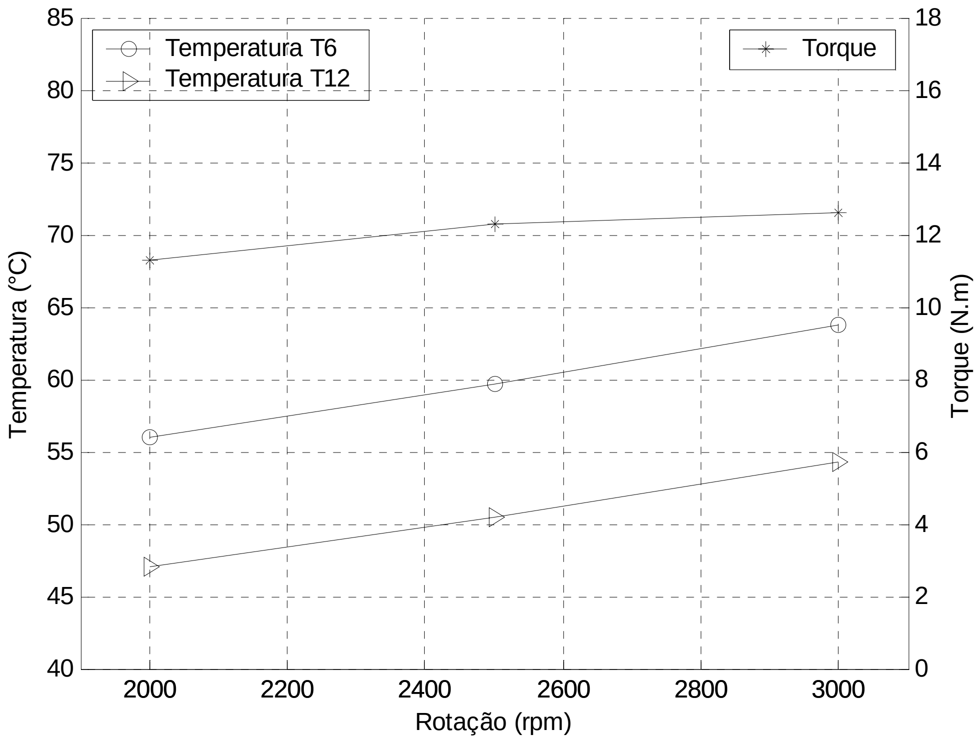


Figura 5.4 – Variação das temperaturas subsuperficiais e do torque de atrito com a rotação do eixo, vazão de 14 l/min, carga de 20 kN e temperatura de entrada de 40°C.

A figura 5.5 mostra a elevação do torque de atrito e das temperaturas subsuperficiais $T6$ e $T12$, em função do aumento da carga aplicada, para uma velocidade de rotação de 3000 rpm, vazão de óleo lubrificante de 14 l/min e temperatura de entrada do óleo na cuba (T_e) entre 42 e 45°C.

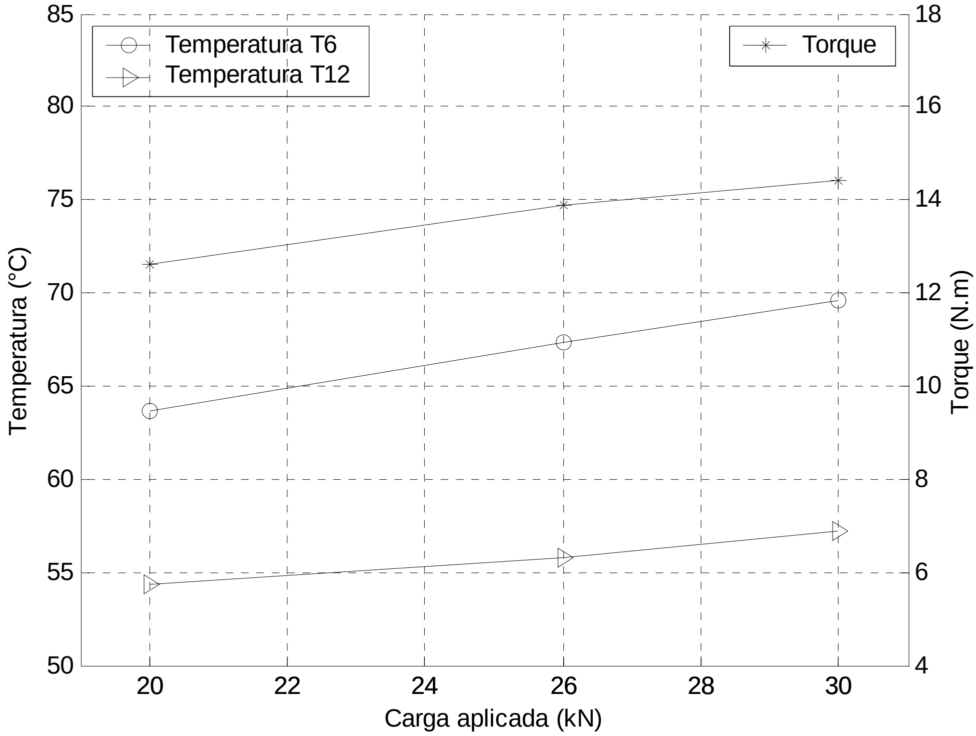


Figura 5.5 – Variação das temperaturas subsuperficiais e do torque de atrito com a carga aplicada, rotação de 3000 rpm, vazão de 14 l/min e temperatura de entrada de 42 a 45°C.

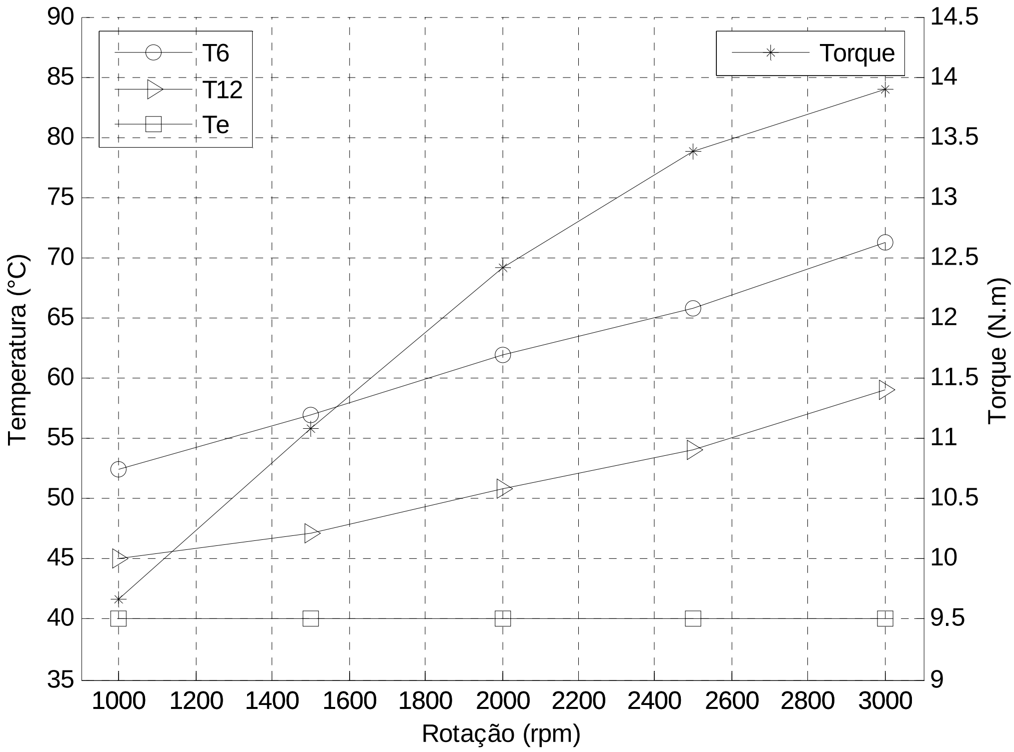


Figura 5.6 – Variação das temperaturas subsuperficiais e do torque de atrito com a rotação do eixo, vazão de 12 l/min e carga de 26 kN.

De maneira semelhante, a figura 5.6 mostra o aumento das temperaturas *T*6 e *T*12 e do torque de atrito em função da velocidade de rotação do mancal, para uma vazão de 12 l/min, carga aplicada de 26 kN e temperatura de entrada do lubrificante (T_e) de 40ºC. Pode-se observar que o torque aumentou quase linearmente na faixa de rotação de 1000 a 2000 rpm, sendo que, a partir de 2000 rpm, o aumento de torque foi menos significativo.

A figura 5.7 mostra como a temperatura do óleo fornecido ao mancal afeta significativamente as temperaturas da sapata e o torque de atrito no mancal, para uma carga de 18 kN, rotação de 2500 rpm, uma vazão de óleo de 5 l/min e temperatura ambiente de 25°C. Pode-se observar que uma acréscimo de 5°C na temperatura do óleo de subrimento causa um aumento das temperaturas da sapata de aproximadamente 5% e uma redução de cerca de 5% no torque de atrito no mancal.

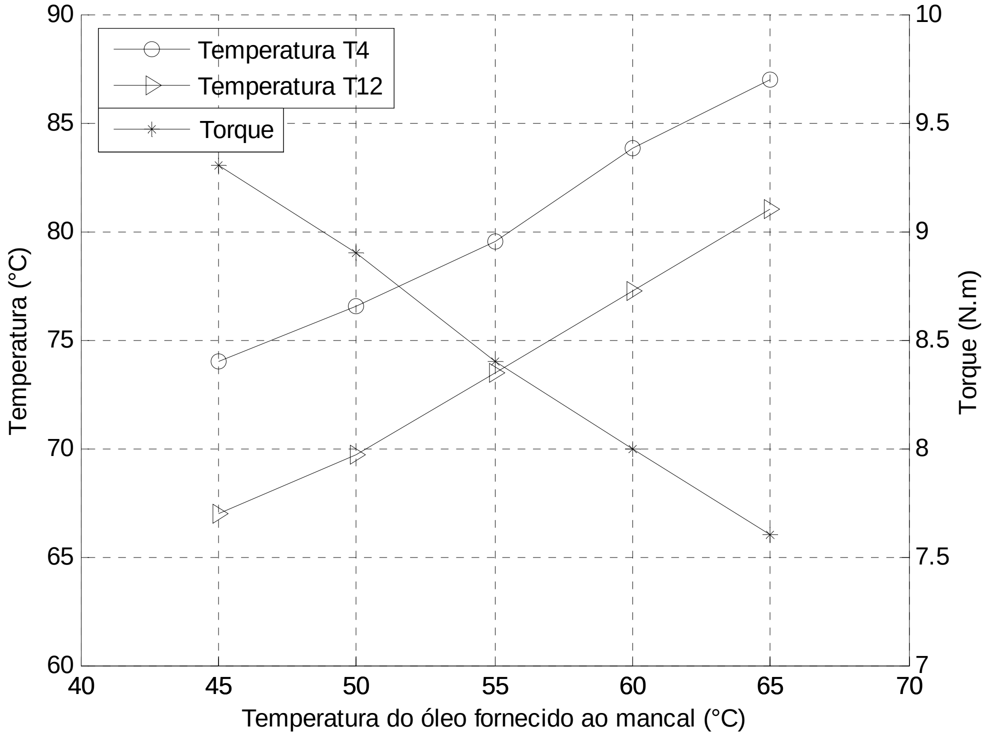


Figura 5.7 – Variação das temperaturas *T*4 e *T*12 e do torque de atrito com a temperatura do óleo fornecido ao mancal, vazão de 5 l/min, carga de 18 kN e rotação de 2500rpm.

As figuras 5.8 e 5.9, para uma carga axial aplicada de 13 kN e vazões de 6 e 16 l/min mostram que as temperaturas e o torque de atrito aumentam com a velocidade de rotação, sendo que, as diferenças entre as temperaturas *T*6 e *T*12 se mantêm aproximadamente constantes. Estas temperaturas são influenciadas diretamente pela temperatura do óleo lubrificante fornecido ao mancal, medida pelo termopar T_e, na entrada da cuba de óleo.

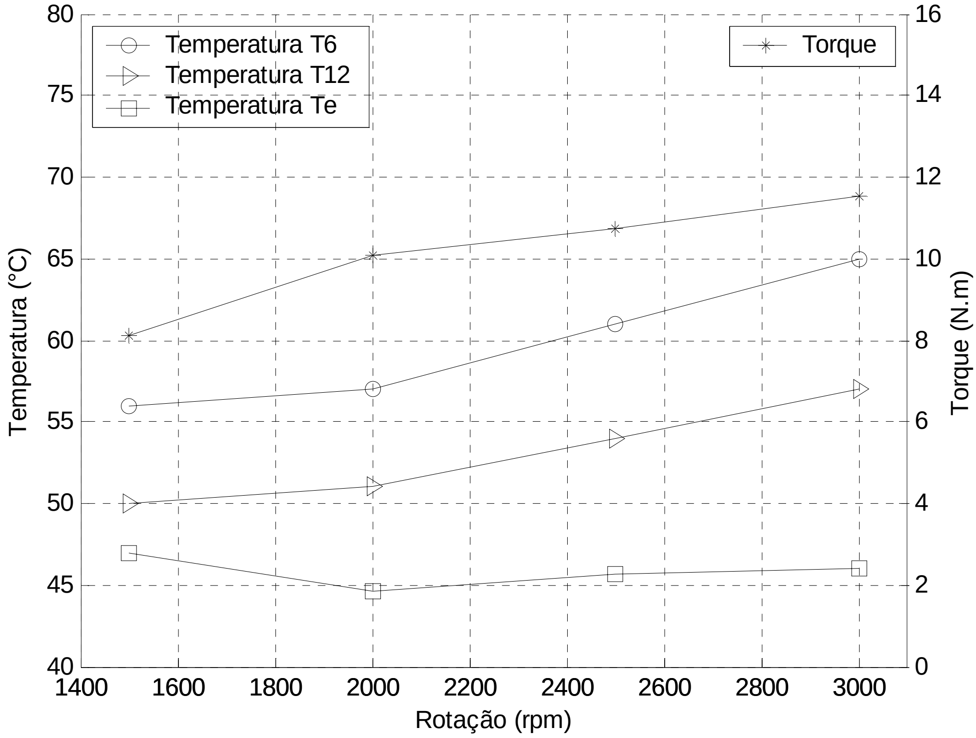


Figura 5.8 – Variação das temperaturas $T6$ e $T12$ e do torque de atrito com a rotação do eixo, para uma vazão de 16 l/min e carga de 13 kN.

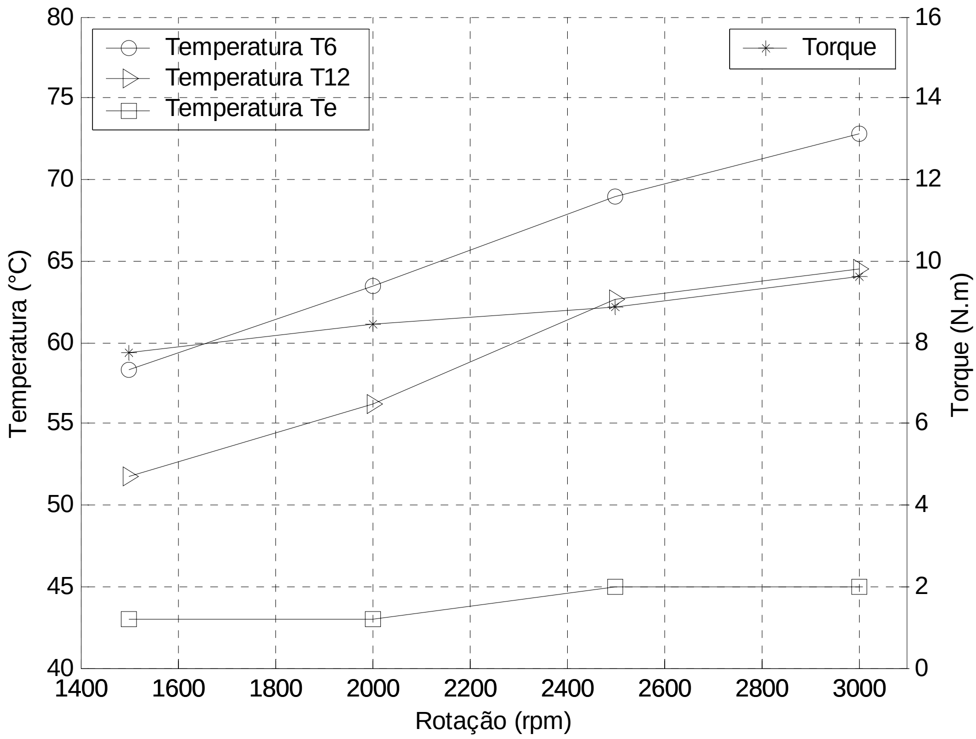


Figura 5.9 – Variação das temperaturas $T6$ e $T12$ e do torque de atrito com a rotação do eixo, para uma vazão de 6 l/min e carga de 13 kN.

A tabela 5.4 mostra os dados experimentais utilizados nas figuras 5.8 e 5.9.

Tabela 5.4 – Valores das temperaturas T_e, $T6$ e $T12$, rotação e torque de atrito para a carga de 13 kN, com variação da vazão de 6 a 16 l/min.

T_e(°C)	Rotação(rpm)	$T6$(°C)	$T12$(°C)	Torque(N.m)	Carga-Vazão
47,00	1500	56,00	50,00	8,13	**13 kN, 16 l/min**
44,60	2000	57,00	51,00	10,06	
45,70	2500	61,00	54,00	10,76	
46,00	3000	65,00	57,00	11,53	
45,00	1500	56,00	50,10	8,03	**13 kN, 12 l/min**
46,00	2000	60,00	53,80	9,06	
45,4	2500	63,70	56,30	10,26	
46,00	3000	66,60	58,90	10,73	
44,30	1500	57,10	50,90	7,93	**13 kN, 10 l/min**
45,00	2000	61,80	54,80	8,86	
45,80	2500	65,00	57,80	9,76	
47,00	3000	69,00	61,00	10,38	
44,00	1500	58,10	51,60	7,73	**13 kN, 8 l/min**
45,00	2000	63,00	55,70	8,56	
45,40	2500	68,00	60,50	9,26	
46,00	3000	70,00	62,50	9,93	
43,00	1500	58,30	51,70	7,73	**13 kN, 6 l/min**
43,00	2000	63,50	56,20	8,46	
45,00	2500	69,00	62,60	8,86	
45,00	3000	72,80	64,50	9,63	

A figura 5.10 mostra a elevação da perda de potência no mancal hidrodinâmico com a velocidade de rotação, bem como a variação da perda de potência com a vazão de óleo lubrificante. A perda de potência do mancal aumenta em função da vazão, devido principalmente ao aumento da área de contato do óleo com o colar giratório do mancal.

A figura 5.11 mostra a variação da perda de potência total de todo o conjunto giratório do banco de ensaios (composta pelas perdas de potência na caixa de rolamentos e do mancal hidrodinâmico) com a variação da velocidade de rotação, para uma carga de 20 kN e vazão de suprimento de 8 l/min. Logo abaixo da curva da perda de potência total, foi plotada a curva do comportamento da perda de potência devida apenas ao mancal hidrodinâmico, mostrando um comportamento semelhante ao da perda de potência total. Deve-se atentar ao valor máximo da perda de potência total na rotação de 3000 rpm, de aproximadamente 4,1 kW. Isto é importante, pois, lembrando que a potência nominal do motor elétrico é de 5 kW, o valor alcançado, em teste, poderá igualar ou ultrapassar a potência do motor, quando for aumentada a vazão de óleo lubrificante, podendo então ocorrer alguma falha do mesmo.

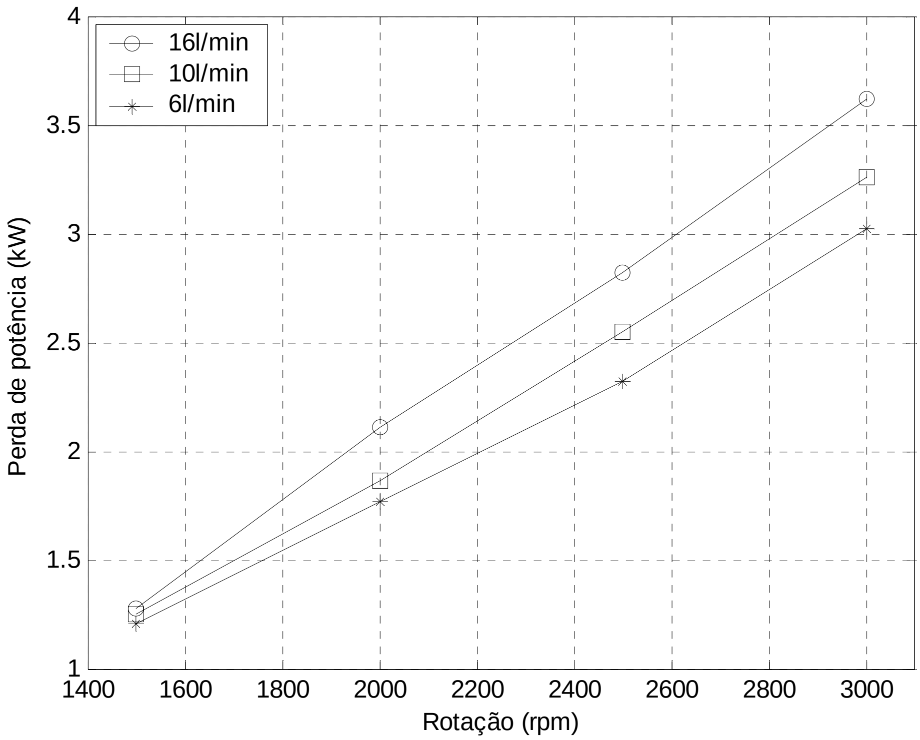


Figura 5.10 – Variação da perda de potência no mancal com a rotação do eixo, para as vazões de 6, 10 e 16 l/min e carga de 13 kN.

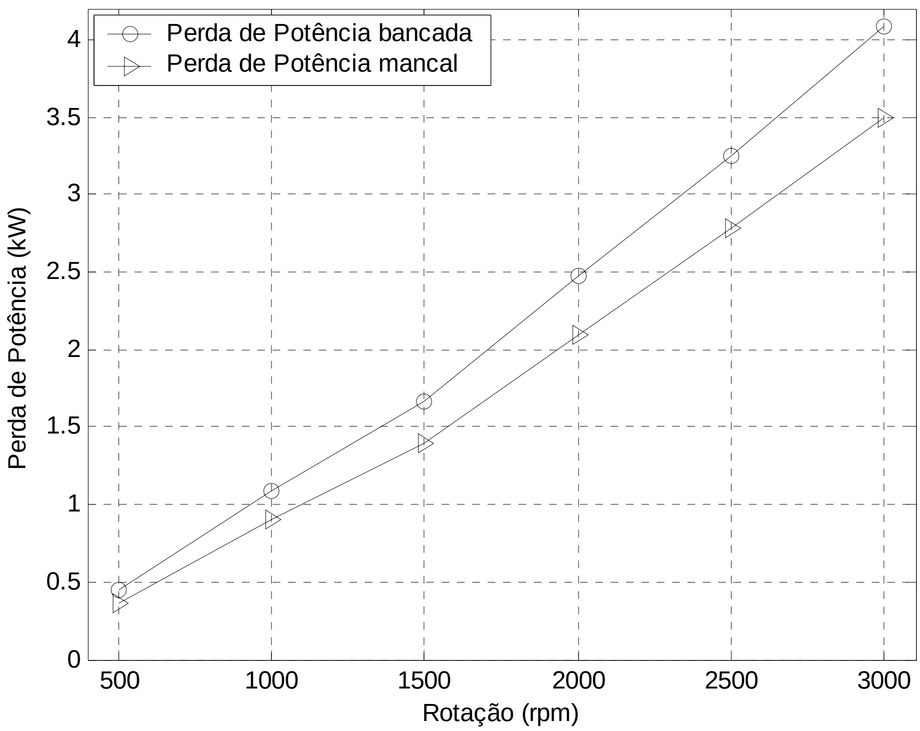


Figura 5.11 – Variação da perda de potência do conjunto com a rotação, vazão de 8 l/min e carga 20 kN.

5.2.2 Espessura do Filme de Óleo

Para a obtenção experimental da espessura do filme de óleo, formado pelo efeito hidrodinâmico, entre o colar e a sapata instrumentada com os sensores de proximidade, procurou-se inicialmente elaborar uma tabela de valores de referência, obtidos com a máquina parada, para as cargas atuantes de 10 a 30 kN. Porém, não foi obtida uma repetibilidade satisfatória dos sinais, após execução de calibrações alternadas com a máquina parada e girando.

Mesmo assim, vários ensaios foram realizados, para algumas faixas de variação de velocidade de rotação, carga aplicada, vazão de óleo e temperatura do óleo fornecido ao mancal. Apesar de não terem sido obtidos valores conclusivos sobre espessuras de filme de óleo, vários aspectos interessantes foram observados a partir das variações dos deslocamentos acusados pelos sensores indutivos localizados sob a referida sapata. Com o objetivo de facilitar a descrição destes aspectos interessantes, o sinal de deslocamento do filme de óleo correspondente a cada sensor indutivo será referido como “espessura do filme de óleo”, na análise seguinte.

A figura 5.12 mostra o comportamento da “espessura do filme de óleo” em função da vazão, para carga aplicada de 20 kN, velocidade de rotação de 2000 rpm e T_e de 45°C. Pode-se observar que, para vazões maiores que 10 l/min, a “espessura do filme de óleo” tem um comportamento crescente com a vazão, como conseqüência do aumento da viscosidade média do óleo, devido à redução das temperaturas $T6$ e $T12$. Também pode ser observado que, para vazões na faixa de 4 a 10 l/min, não há grande influência da vazão na “espessura do filme de óleo”, demonstrando um comportamento um tanto instável do filme de óleo. Isto será discutido posteriormente, juntamente com a figura 5.15.

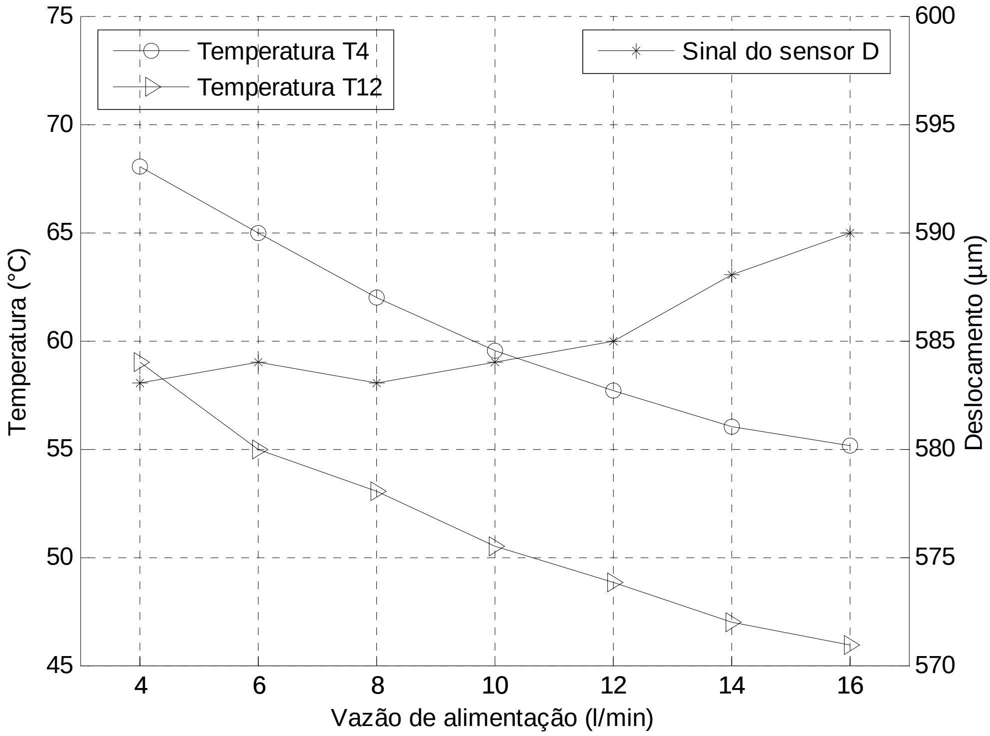


Figura 5.12 – Variação de temperaturas e deslocamento do sensor D com a vazão de óleo, para uma rotação de 2000 rpm, carga de 20 kN e temperatura de entrada de 40°C.

A figura 5.13 mostra a diminuição da “espessura do filme de óleo” com o aumento da carga aplicada, para uma rotação de 3000 rpm e vazão de óleo lubrificante de 14 l/min. Pode-se observar também, o aumento das temperaturas subsuperficiais $T6$ e $T12$ com a elevação da carga aplicada ao mancal.

A figura 5.14 mostra o comportamento da “espessura do filme de óleo” com o aumento da velocidade de rotação, para uma carga aplicada de 20 kN e vazão de 14 l/min. Inicialmente, a “espessura do filme de óleo” aumentou até a rotação de 2500 rpm, passando então a diminuir, para rotações acima de 2500 rpm. Provavelmente, para a rotação de 3000 rpm, por exemplo, o mancal necessita (ou requer) uma maior vazão de óleo. Este comportamento será discutido mais detalhadamente na análise comparativa entre os resultados teóricos e experimentais, item 5.4.

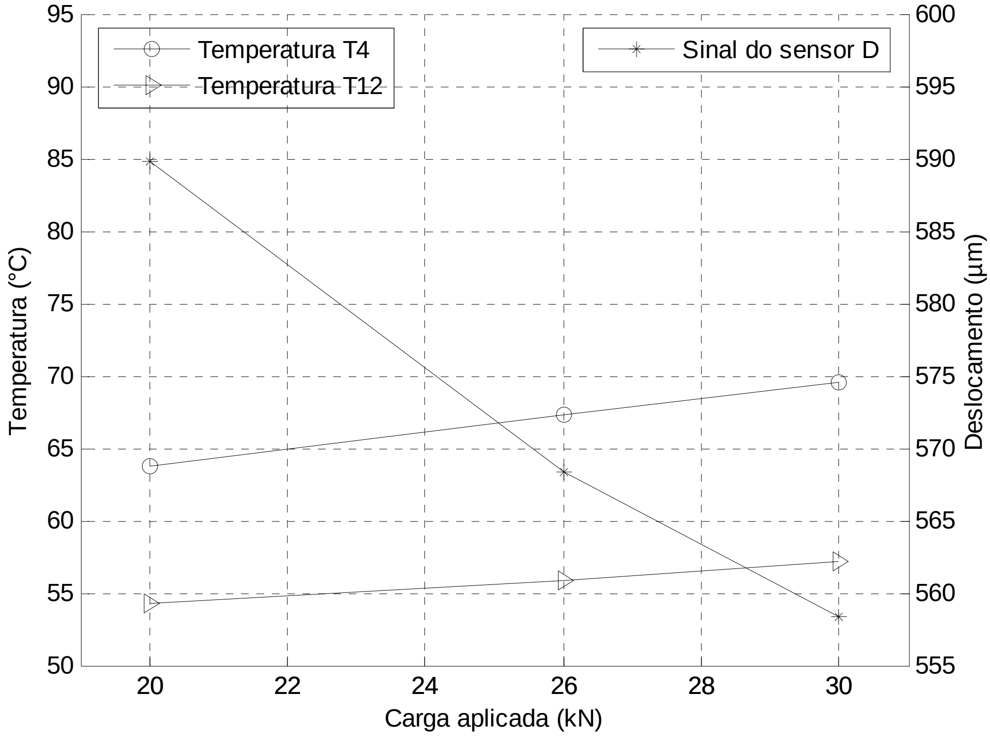


Figura 5.13 – Variação de temperaturas e deslocamento do sensor D com a carga aplicada, velocidade de rotação de 3000 rpm, vazão de 14 l/min e temperatura de entrada de 42 a 45°C.

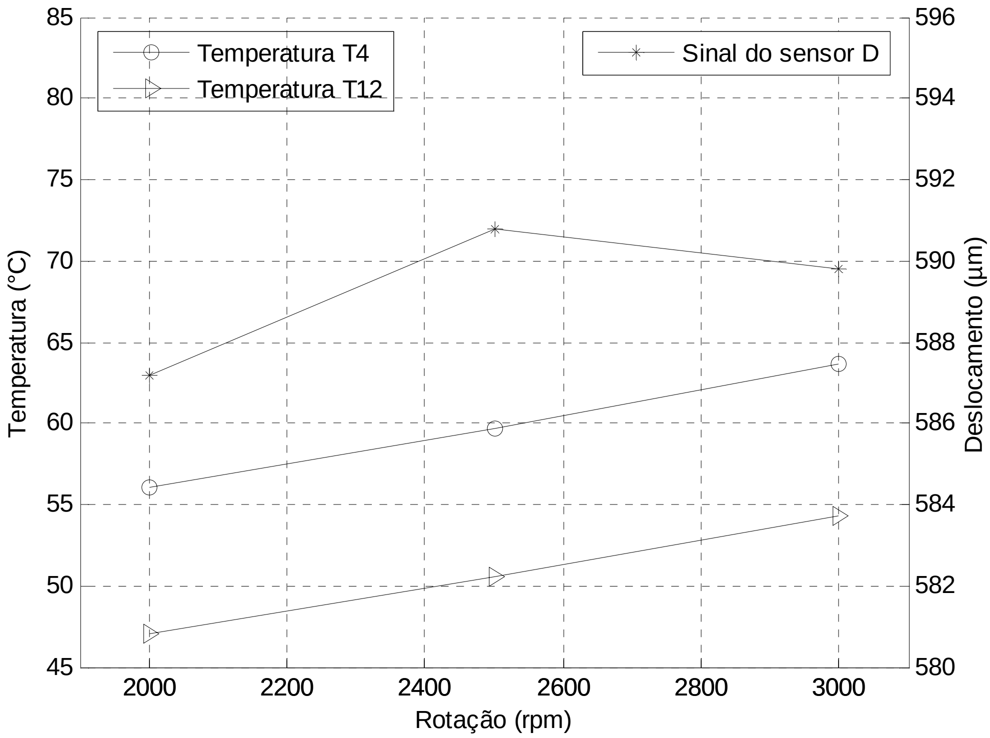
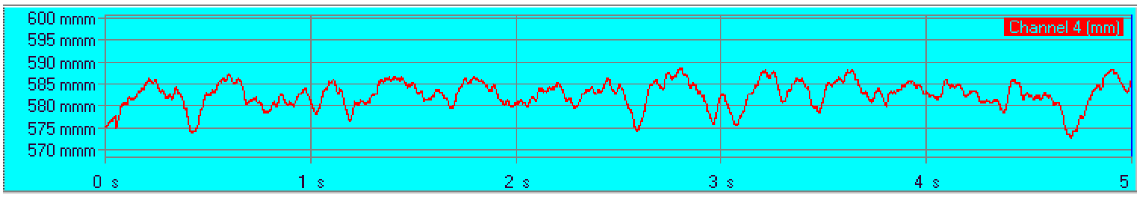


Figura 5.14 – Variação de temperaturas e deslocamento do sensor D com a velocidade de rotação, para uma carga de 20 kN, vazão de 14 l/min e temperatura de entrada de 40°C.

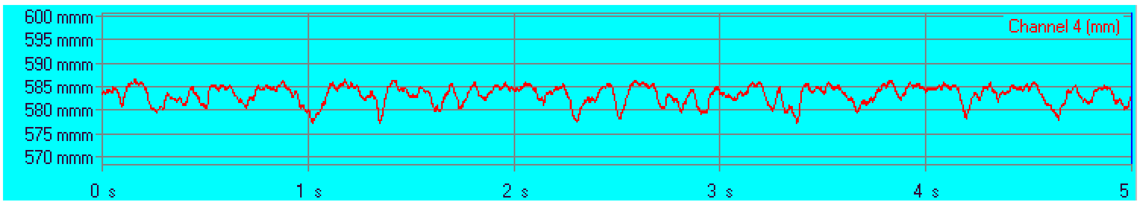
Outro aspecto importante observado foi a condição de “estabilidade do mancal” para diferentes condições de carga, velocidade de rotação e vazão de óleo de suprimento; a “estabilidade” sendo tanto maior quanto menor a amplitude do sinal do sensor de proximidade.

As figuras 5.15 a 5.17 mostram o sinal do sensor indutivo montado sob a ponta do eixo vertical do banco de ensaios. As escalas verticais são dadas em micrometros (μm). Este sensor permite monitorar os deslocamentos do eixo referente às variações já mencionadas.

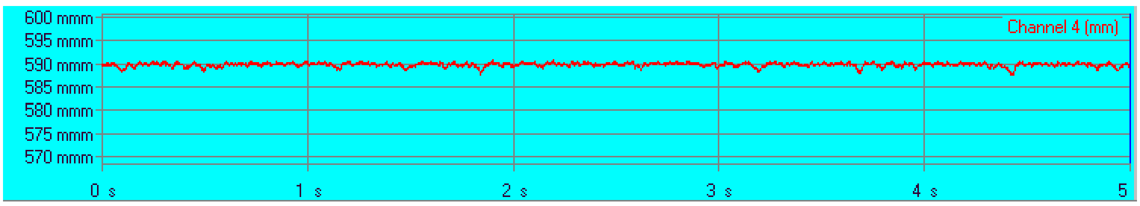
A figura 5.15, mostra o comportamento da “espessura do filme de óleo” para três vazões de óleo supridas ao mancal, para uma carga de 20 kN, rotação de 2000 rpm e temperatura de suprimento do óleo (T_e) igual a 40°C. Pode-se observar que houve um acréscimo de 9 a 10 μm na “espessura do filme de óleo”, quando a vazão de suprimento foi aumentada de 4 para 16 l/min. Pode ser observado também, a partir das amplitudes dos sinais de saída do sensor, correspondentes às partes (a), (b) e (c) que o aumento da vazão resulta em uma diminuição da amplitude de vibração dos sinais de deslocamento ou, em outras palavras, aumenta a estabilidade do mancal.



a) 4 l/min., 20 kN, 2000 rpm, T_e=39 °C, $T6$=68 °C, $T12$=59 °C, Torque=9.3 N.m



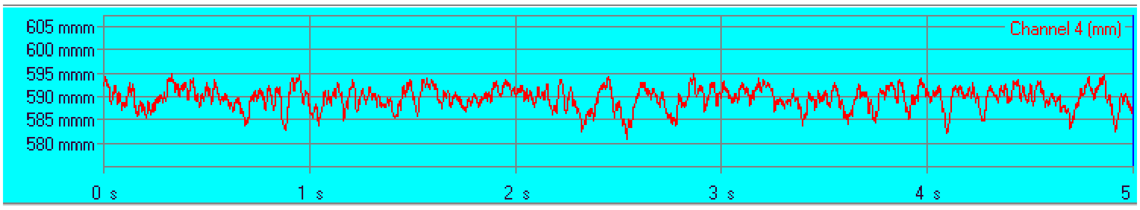
b) 10 l/min., 20 kN, 2000 rpm, T_e=40 °C, $T6$=59.5 °C, $T12$=50.5 °C, Torque=10.7 N.m



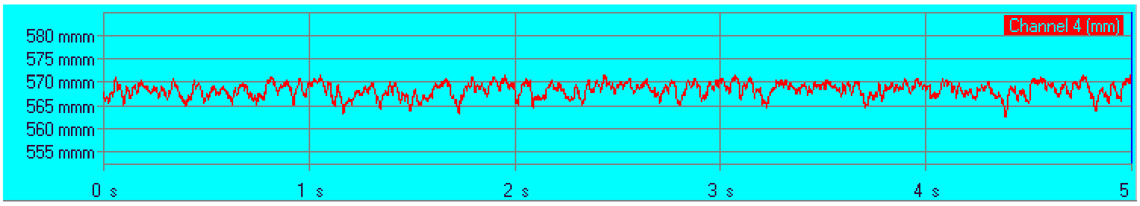
c) 16 l/min., 20 kN, 2000 rpm, T_e=40 °C, $T6$=54.1 °C, $T12$=44.9 °C, Torque=12.0 N.m

Figure 5.15 – Comportamento da “espessura do filme de óleo” e da estabilidade do mancal com o aumento da vazão de óleo de suprimento.

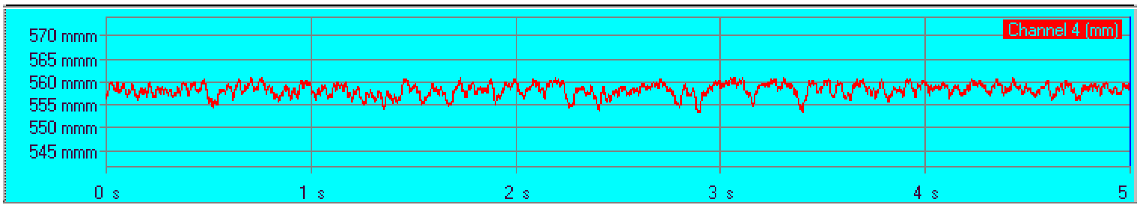
A figura 5.16, mostra que a "espessura do filme de óleo" decresce com a carga aplicada (20, 26 e 30kN), para uma vazão de 14 l/min e rotação de 3000 rpm. Pode ser observado que a estabilidade do mancal aumenta à medida que a carga aplicada é aumentada, enquanto que a "espessura do filme de óleo" decresce.



a) 14 l/min., 20 kN, 3000 rpm, T_e=41.6°C, $T6$=63.7°C, $T12$=54.3°C, Torque=12.6 N.m



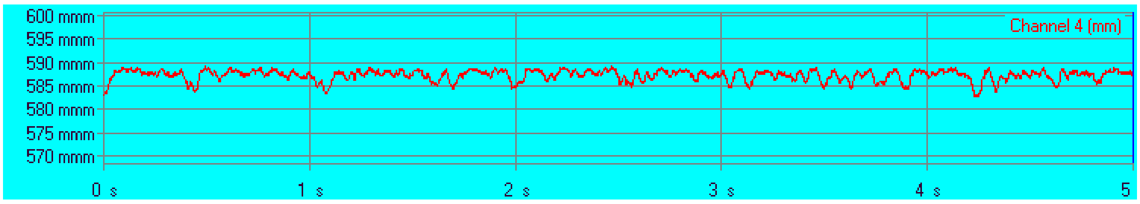
b) 14 l/min., 26 kN, 3000 rpm, T_e=43°C, $T6$=67.3°C, $T12$=55.8°C, Torque=13.9 N.m



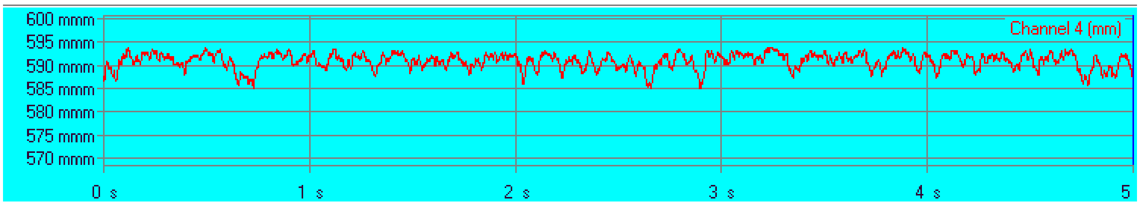
c) 14 l/min., 30 kN, 3000 rpm, T_e=44.5°C, $T6$=69.6°C, $T12$=57.2°C, Torque=14.4 N.m

Figure 5.16 – Diminuição da "espessura do filme de óleo" e aumento da estabilidade do mancal com a carga aplicada.

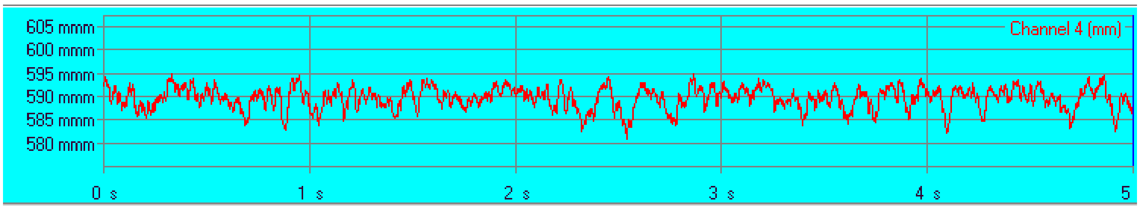
A figura 5.17, para uma vazão de 14 l/min e carga de 20 kN, mostra, na seqüência das partes (a), (b) e (c), como a elevação da rotação, de 2000 a 2500 rpm, resulta num aumento da "espessura do filme de óleo". No entanto, esta espessura diminuiu quando a rotação foi aumentada de 2500 para 3000 rpm. Este comportamento pode ser melhor observado na figura 5.14. Pode-se observar, também, na figura 5.17, que o aumento da velocidade de rotação reduz a estabilidade do mancal, a julgar pelo aumento das amplitudes dos sinais do sensor de proximidade, correspondentes às partes (a), (b) e (c) da figura.



a) 14 l/min., 20 kN, 2000 rpm, T_e=40 °C, $T6$=56 °C, $T12$=47 °C, Torque=11.3 N.m



b) 14 l/min., 20 kN, 2500 rpm, T_e=40.5 °C, $T6$=59.7 °C, $T12$=50.5 °C, Torque=12.3 N.m



c) 14 l/min., 20 kN, 3000 rpm, T_e=41.6 °C, $T6$=63.7 °C, $T12$=54.3 °C, Torque=12.6 N.m

Figure 5.17 – Aumento da “espessura do filme de óleo” e redução da estabilidade do mancal com a elevação da velocidade de rotação do eixo.

Conforme citado anteriormente, devido à falta de repetibilidade dos resultados obtidos nos testes efetuados com a máquina parada, para diferentes cargas aplicadas, foi decidido desmontar o banco de ensaios e examinar as sapatas e os sensores de proximidade. Assim, após a desmontagem do banco de ensaios as espessuras totais das sapatas foram medidas tendo-se encontrado diferenças de até 15 μm, na espessura nominal de 28,58 mm.

Para investigar o efeito desta diferença de espessuras, foram trocadas as posições de duas sapatas diametralmente opostas, ao remontar o banco de ensaios. Infelizmente, houve problemas com o sistema de aquisição de dados, o que impossibilitou a aquisição de temperaturas, carga aplicada e torque de atrito.

Foi decidido, então, deixar para trabalhos futuros a medição da espessura do filme de óleo no mancal. Mesmo assim, foi realizado um ensaio para uma vazão de 10 l/min, rotação de 1000 rpm e carga de 10 kN, sendo que esta foi estimada de uma maneira indireta, de precisão duvidosa, além do que o ensaio foi realizado antes da estabilização térmica do mancal. Conforme pode ser visto na figura 5.18, foi utilizada uma nova metodologia de medição, sendo que os sinais de saída dos quatro sensores indutivos foram coletados continuamente durante 30 segundos, dos quais 10 a 15 segundos com o motor funcionando e os 15 a 20 segundos restantes após desligar o motor.

Desta maneira, a diferença de 97 μm, mostrada na figura 5.18, entre os deslocamentos indicados pelo sensor D com o colar girando e após a parada fornece a elevação do colar quando o mesmo está girando na condição específica do ensaio. Esta elevação do colar equivale à espessura do filme de óleo estabelecida entre o colar e a sapata, na posição correspondente ao ponto de pivotamento da mesma.

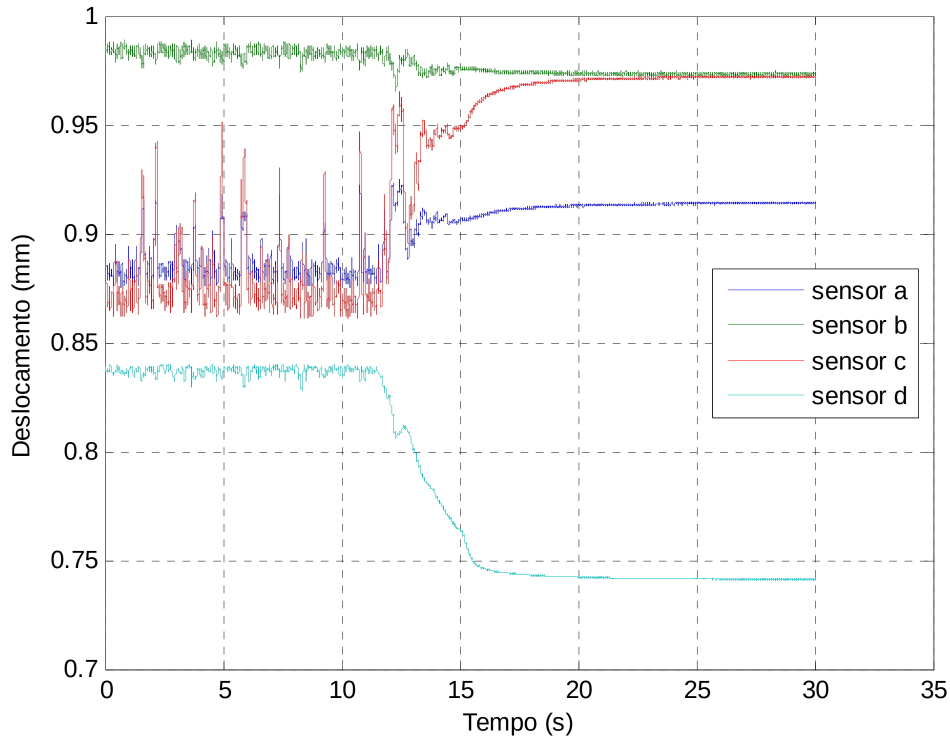


Figura 5.18 – Sinais de deslocamento dos sensores indutivos sob a sapata e sob a ponta do eixo, para o banco de ensaios em funcionamento e parado.

Conforme mostrado na figura 3.14, os sensores A e C estão posicionados sob a sapata na região de entrada da mesma, ao passo que o sensor B está posicionado numa posição próxima ao raio externo da sapata e a um ângulo de 42° a partir da entrada da sapata (sentido anti-horário). Portanto, observando-se a figura 5.18, em conjunto com a figura 3.14 pode-se concluir que a espessura do filme de óleo na posição correspondente ao sensor B é igual à espessura de 97 μm na posição de pivotamento, subtraída da diferença de 11 μm entre os deslocamentos acusados pelo sensor B com o colar girando e com o colar parado. Resulta, portanto, numa espessura de filme de óleo h_B = 88 μm, na posição B indicada na figura 3.14.

De maneira semelhante, mas levando-se em conta que a sapata abaixou na região da entrada, as espessuras de filme de óleo nas posições correspondentes aos sensores A e C são iguais à espessura de 97 μm na posição de pivotamento acrescidas das diferenças de 51 μm e 104 μm acusadas, respectivamente, pelos deslocamentos dos sensores A e C, com o eixo girando e com o eixo parado, resultando portanto h_A = 148 μm e h_C = 201 μm.

Evidentemente, as quatro espessuras de filme de óleo assim obtidas seriam menores se o ensaio tivesse sido realizado após a estabilização térmica. Isso certamente será efetuado muito brevemente, na continuidade da pesquisa no Laboratório de Tribologia da UNIFEI.

5.3 RESULTADOS TEÓRICOS

Os resultados teóricos foram obtidos por simulação no programa computacional calmancalES.for, para várias condições de carga e velocidade de rotação, em função de uma determinada espessura de filme de óleo (h_{rs}), já definida no capítulo 4 como espessura de referência na saída da sapata e do fator *K*, que é a relação entre a espessura (h_{rs}) e a espessura do filme de óleo no ponto de pivotamento (h_p). Os demais dados de entrada foram também colocados no arquivo de dados correspondente a cada caso; um exemplo típico pode ser visto no item E.3 do apêndice E.

Como dados de saída do programa computacional são obtidas as distribuições de espessura de filme de óleo e de pressões sobre a sapata, além dos parâmetros de comportamento do mancal, tais como, capacidade de carga, perda de potência por atrito, viscosidade requerida do óleo lubrificante no mancal, torque de atrito, vazões de lubrificante nos contornos de uma sapata, elevação da temperatura e coordenadas do centro de pressão (posição de pivotamento), conforme mostrado nas tabelas do apêndice F.

A figura 5.19 mostra os valores das coordenadas de pivotamento (r e θ) da sapata para cada valor do fator *K*, que diminuiu de 0,9 a 0,2, em intervalos de 0,1. Pode-se observar que a redução do fator *K* produz um aumento nas coordenadas do centro de pressão nas direções circunferencial e radial (θ e r). É importante observar nesta figura que o eixo das abscissas corresponde aos valores em graus (°), a partir do centro da sapata (25°) até próximo da saída da sapata (44°) e que o eixo das ordenadas corresponde a variação do raio, a partir do raio médio da sapata até o raio externo.

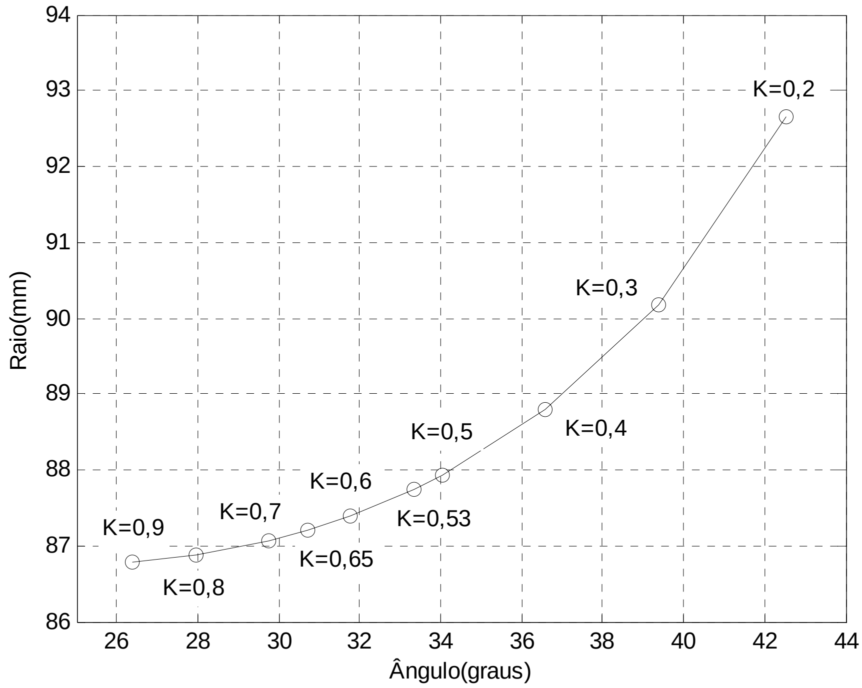


Figura 5.19 – Coordenadas de pivotamento de uma sapata (r e θ) para cada fator K.

A figura 5.20 mostra o comportamento da capacidade de carga adimensional em função da variação do fator K, podendo-se observar que a mesma tem o valor máximo para K = 0,65.

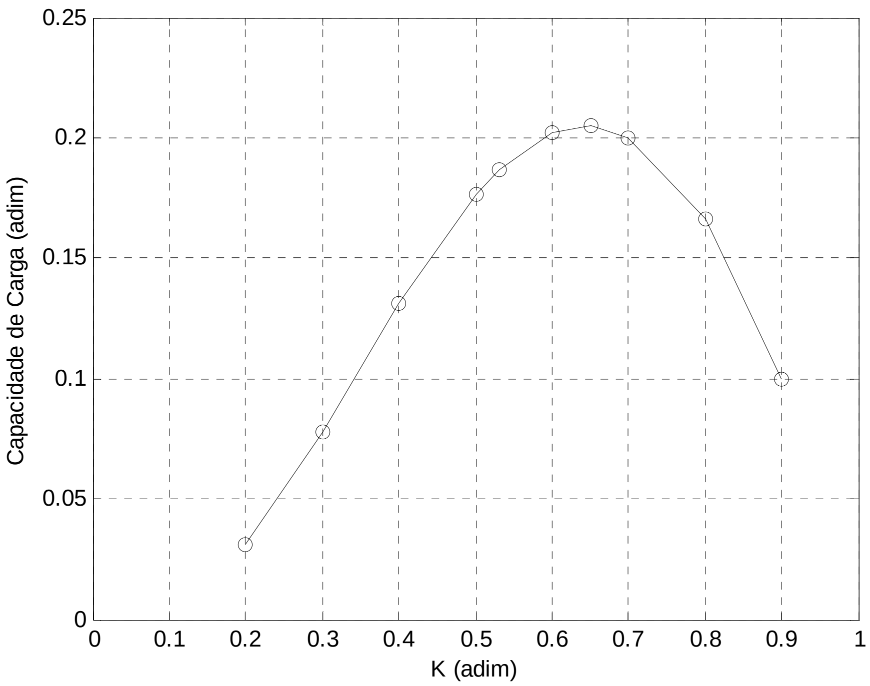


Figura 5.20 – Variação da capacidade de carga adimensional com o fator K.

A figura 5.21 mostra o comportamento da perda de potência adimensional em função da variação do fator *K*, podendo-se observar que a mesma tem o valor mínimo para K = 0,53.

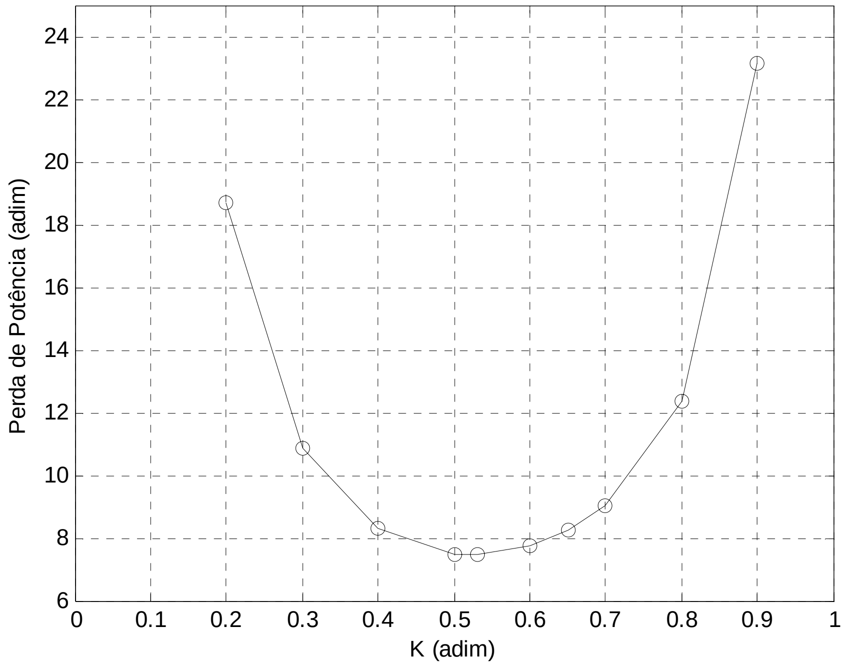


Figura 5.21 – Variação da perda de potência adimensional com o fator *K*.

Em função do observado nas figuras 5.20 e 5.21, as figuras e tabelas seguintes foram montadas principalmente para os dois valores "ótimos" do fator *K*, levando em consideração que para K = 0,65 corresponde a posição de pivotamento a 60% do ângulo da sapata setorial que é o valor padrão de pivotamento das sapatas de um mancal axial hidrodinâmico produzido pelos fabricantes. Por outro lado, o valor K = 0,53 corresponde ao pivotamento a 66,7% que é aproximadamente o caso das sapatas do banco de ensaios da presente pesquisa.

Para facilitar a comparação com os resultados experimentais, a tabela 5.5 mostra a correspondência entre os valores das espessuras h_{rs} e h_p, estabelecida a partir da equação 4.7.

Tabela 5.5 – Valores de h_p calculados para valores de *K* iguais a 0,53 e 0,65.

	K = 0,53	K = 0,65
h_{rs} = 20 μm	h_p = 38 μm	h_p = 31 μm
h_{rs} = 26 μm	h_p = 49 μm	h_p = 40 μm
h_{rs} = 30 μm	h_p = 57 μm	h_p = 46 μm
h_{rs} = 32 μm	h_p = 60 μm	h_p = 49 μm
h_{rs} = 38 μm	h_p = 72 μm	h_p = 58 μm

As tabelas F.1 a F.25, mostradas no apêndice F, foram elaboradas para quatro valores de espessuras h_{rs}. No entanto, as figuras 5.22 a 5.29, mostradas e analisadas a seguir, foram montadas apenas para as espessuras h_{rs} iguais a 20 e 38 μm.

As figuras 5.22 e 5.23, respectivamente para as espessuras h_{rs} de 20 e 38μm, mostram que a viscosidade do óleo requerida pelo mancal decresce com o aumento da velocidade de rotação, mas aumenta com a elevação da carga e com o aumento da espessura do filme de óleo. Pode ser observado também, que esta viscosidade requerida é maior para o fator K = 0,53 do que para K = 0,65.

As figuras 5.24 e 5.25, respectivamente para as espessuras h_{rs} 20 e 38μm, mostram as elevações da perda de potência no mancal com o aumento da velocidade de rotação, carga aplicada e espessura do filme de óleo. Também pode ser observado que as perdas de potência para K = 0,53 são menores que as obtidas para K = 0,65, o que já havia sido discutido a partir da figura 5.21.

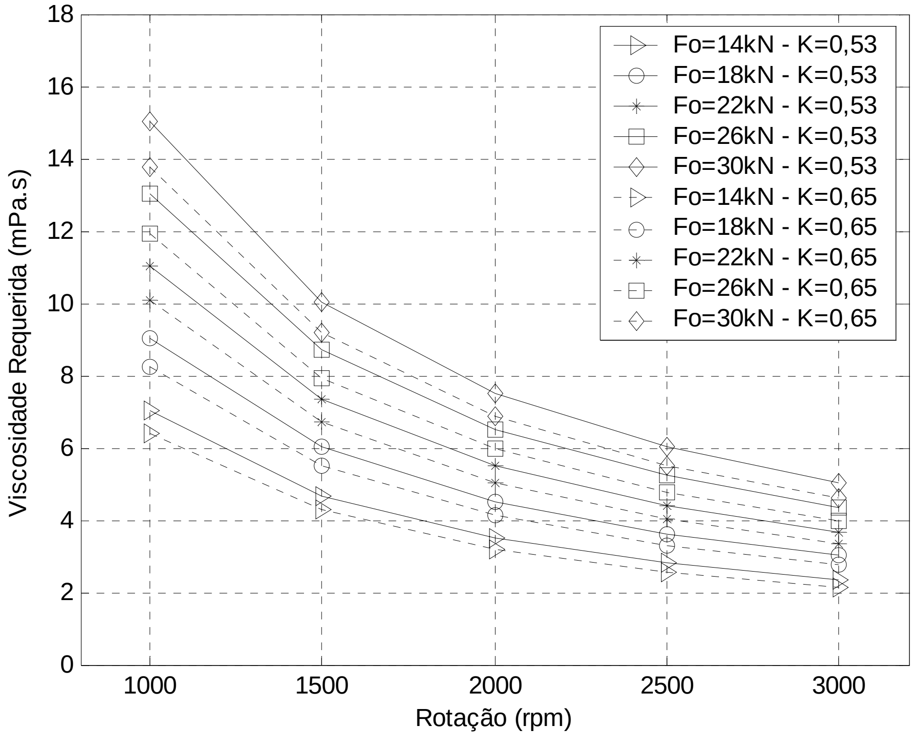


Figura 5.22 – Variação da viscosidade requerida do óleo no mancal com a rotação e a carga, para a espessura de referência do filme de óleo h_{rs} igual a 20μm.

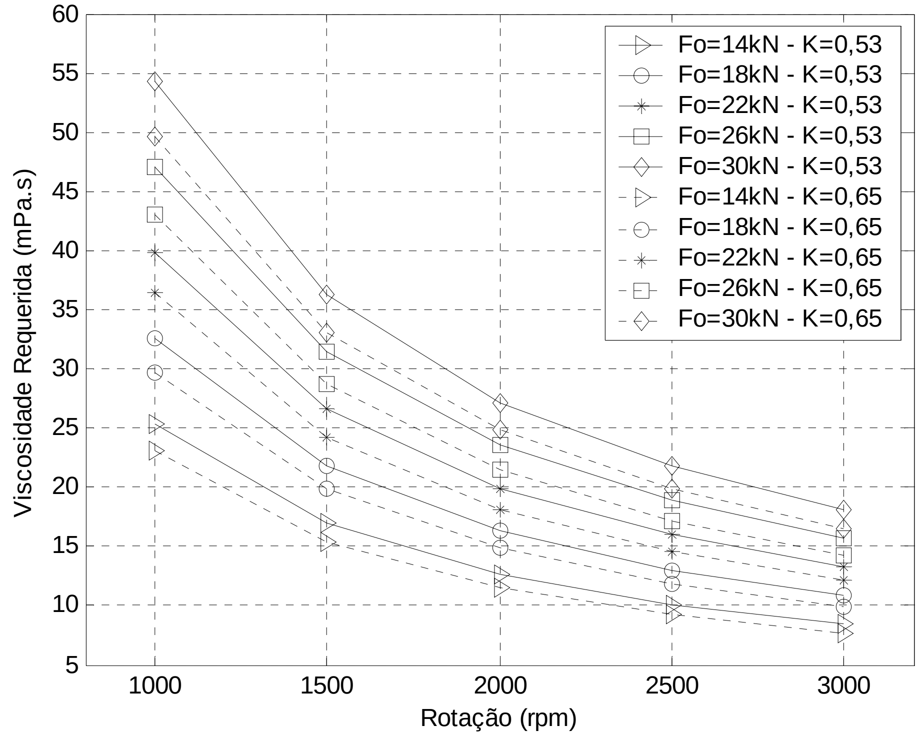


Figura 5.23 – Variação da viscosidade requerida do óleo no mancal com a rotação e a carga, para a espessura de refêrencia do filme de óleo h_{rs} igual a 38μm.

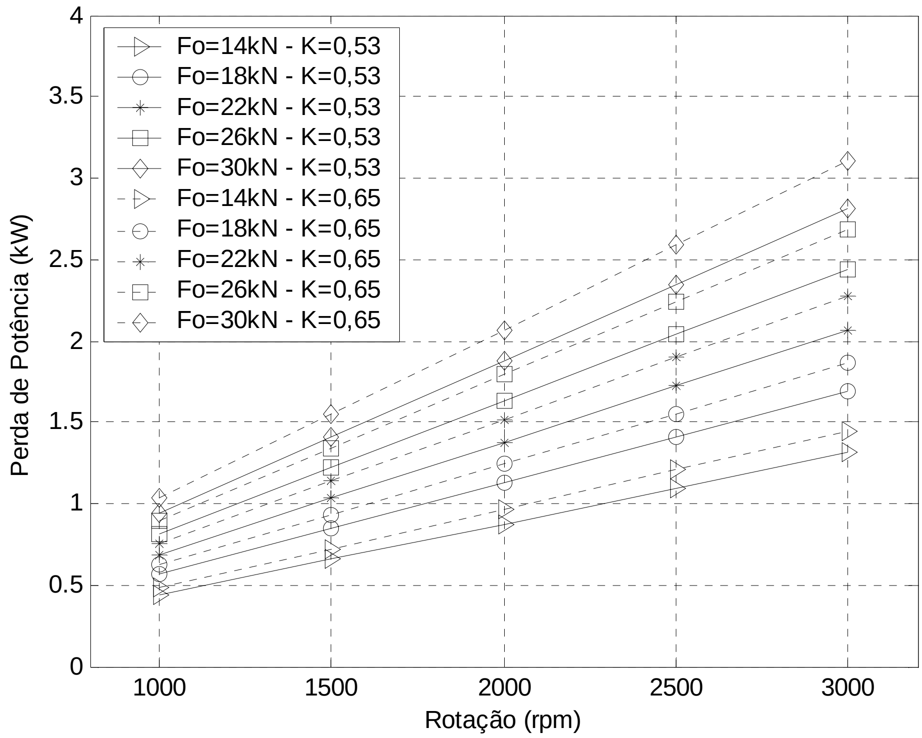


Figura 5.24 – Variação da perda de potência no mancal com a rotação e a carga, para a espessura de referência do filme de óleo h_{rs} igual a 20μm.

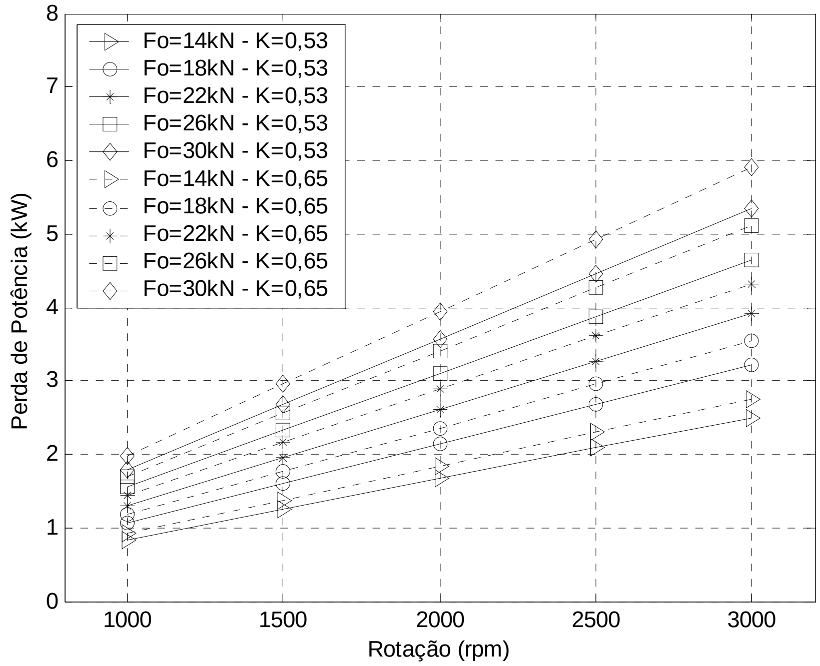


Figura 5.25 – Variação da perda de potência no mancal com a rotação e a carga, para a espessura de referência do filme de óleo h_{rs} igual a 38μm.

A figura 5.26 mostra o aumento do torque de atrito no mancal com a elevação da carga aplicada, espessura h_{rs} e na mudança do fator de pivotamento de K = 0,53 para K = 0,65.

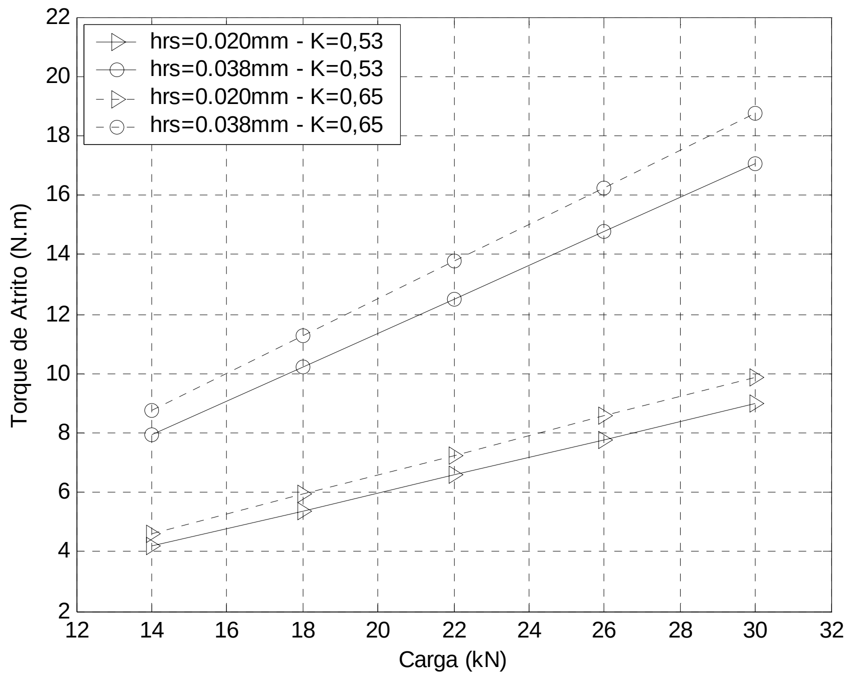


Figura 5.26 – Variação do torque de atrito no mancal com a carga, para as espessuras de referência do filme de óleo h_{rs} iguais a 20 e 38μm.

Destacam-se ainda, na figura 5.26, os maiores valores de torque de atrito para um mancal com sapatas pivotadas a 60%, correspondente ao valor de $K = 0,65$.

A figura 5.27 mostra o aumento do parâmetro “elevação de temperatura do óleo” desde a entrada até a saída de uma sapata, em relação ao aumento da carga aplicada e da substituição do fator K de 0,53 para 0,65.

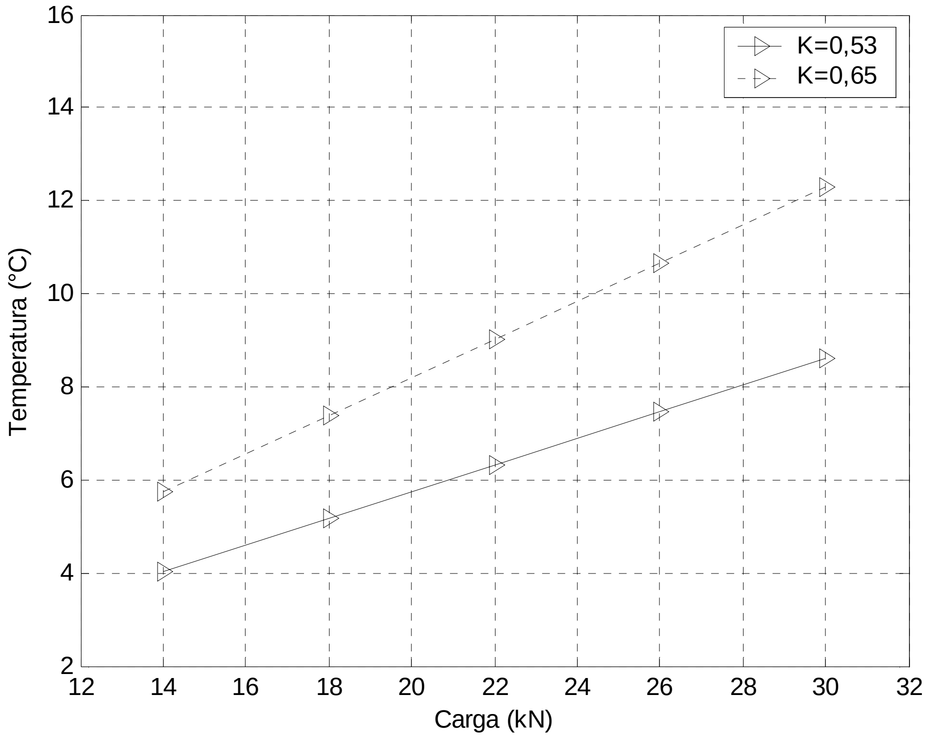


Figura 5.27 – Variação do parâmetro “elevação de temperatura do óleo” em cada sapata, em função da carga, para os fatores K iguais a 0,53 e 0,65.

A figura 5.28 mostra as variações das vazões adimensionais de entrada e saída na sapata com o fator K. Pode-se observar que para $K = 0,2$, resulta uma maior vazão de entrada adimensional e menor vazão de saída adimensional, ao passo que, para $K = 0,9$ resulta em uma menor vazão de entrada e maior vazão de saída de óleo na sapata. A explicação é muito simples, já que, conforme pode ser visto na figura 5.19, ao fator $K = 0,2$ corresponde um pivotamento muito próximo à saída da sapata, isto é, maior inclinação. Por outro lado, ao fator $K = 0,9$ corresponde um pivotamento muito próximo ao centro da sapata e, portanto, uma menor inclinação.

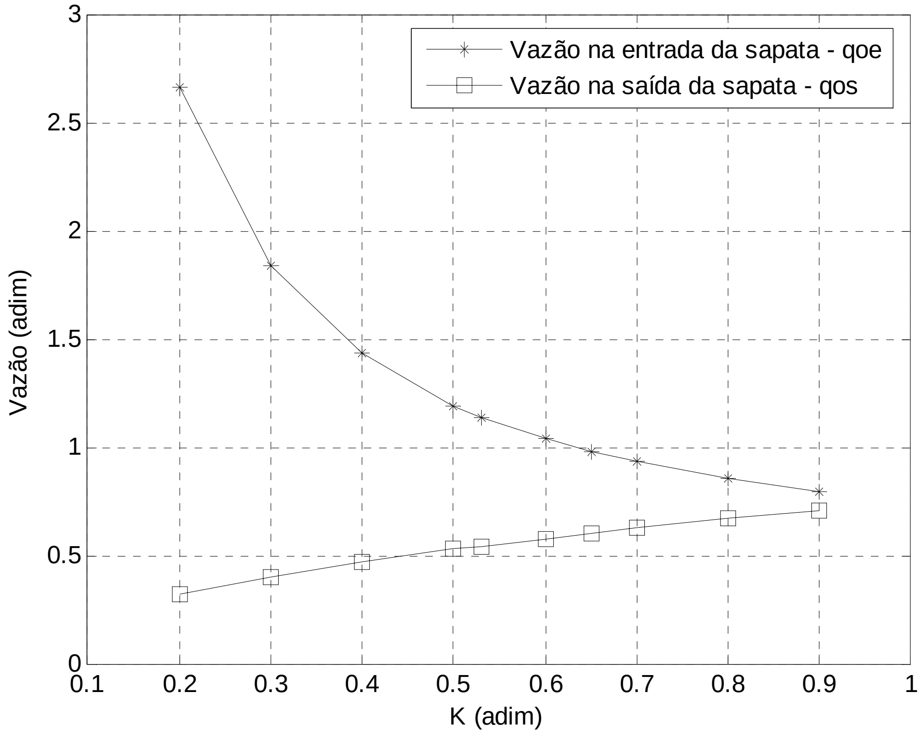


Figura 5.28 – Variação das vazões adimensionais na entrada e saída da sapata, com o fator *K*.

A figura 5.29 mostra as curvas de comportamento das vazões de entrada e saída da sapata, em l/min, para as variações de velocidade de rotação, fator *K* e espessuras de referencia do filme de óleo, h_{rs}. Pode-se observar que a posição de pivotamento a 66,7% (K = 0,53) resulta em maior vazão de entrada e menor vazão de saída, em comparação às sapatas pivotadas a 60% (K = 0,65). Isto se deve à maior inclinação das sapatas pivotadas a 66,7%. Também ocorre um aumento significativo nas vazões de entrada e saída com o aumento da espessura do filme de óleo h_{rs}.

Uma conclusão muito importante, evidente na figura 5.29, é que a vazão de óleo requerida (auto-bombeada) pela sapata aumenta significativamente à medida que a velocidade de rotação é aumentada. Isto será discutido mais detalhadamente no item 5.4, juntamente com os resultados experimentais mostrados nas figuras 5.14 e 5.4, em que uma vazão de óleo menor que a necessária implicou em reduções na espessura do filme de óleo e do torque de atrito no mancal.

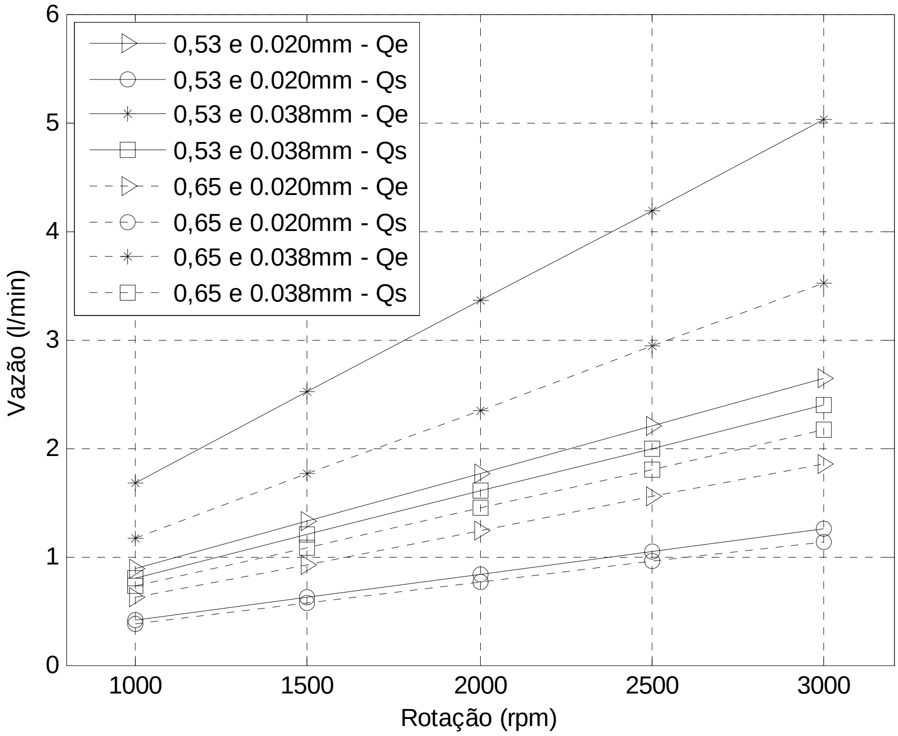


Figura 5.29 – Variação das vazões na entrada e saída de cada sapata com a rotação, para os pivotamentos a 66,7% (fator K = 0,53) e a 60% (fator K = 0,65), para h_{rs} iguais a 20 e 38μm.

Para efeito de comparação, uma outra versão do programa foi usada para obter as distribuições de espessuras de filme de óleo e de pressões sobre uma sapata, bem como os parâmetros de comportamento correspondentes ao chamado mancal Michell, em que a espessura do filme de óleo só varia na direção circunferencial, mantendo-se constante na direção radial (o que é impossível, conforme já discutido no capítulo 4).

As tabelas 5.6 a 5.13, mostradas a seguir, foram geradas a partir de uma malha de 270X270, sendo que uma rotina foi implementada nos dois programas para imprimir as espessuras de filme de óleo e pressões a cada 18 linhas e colunas. Desta forma resultou a malha "reduzida" de 16X16 indicada em cada uma destas tabelas e que corresponderia aos pontos na superfície da sapata setorial. Deve ser observado que estas tabelas correspondem ao caso de rotação do colar no sentido horário. As seguintes condições de trabalho foram impostas nos dados de entrada dos programas computacionais: carga axial aplicada = 30 kN, velocidade de rotação = 2000 rpm e espessura de filme de óleo h_{rs} = 35 μm.

As tabelas 5.6 e 5.7 (com fator K = 0,53) bem como as tabelas 5.10 e 5.11 (com fator K = 0,65) foram obtidas com o arquivo de dados E.4, para um mancal com raios interno e externo iguais a 8.543,925 mm e 8.601,075 mm, respectivamente, designado como mancal de raio interno muito grande (tendendo ao infinito), nas referidas tabelas. Um mancal de raio interno muito grande teria um número muito grande de pequenas sapatas praticamente retangulares, de modo que a espessura do filme de óleo seria constante na direção radial, para cada valor da variável circunferencial θ, mesmo com a utilização da equação 4.6.

Pode-se observar nas tabelas 5.6 (a) e (b) e 5.10 (a) e (b) que as distribuições de espessuras de filme de óleo são iguais e constantes na direção radial, para as duas versões do programa. De maneira semelhante, as distribuições de pressões mostradas nas tabelas 5.7 (a) e (b) e 5.11 (a) e (b) são praticamente idênticas para as duas versões do programa. Os parâmetros de comportamento também resultaram praticamente iguais, na simulação pelas duas versões do programa, para este caso de mancal com o raio interno no infinito.

No entanto, para o caso de um mancal de dimensões finitas, como por exemplo, o mancal utilizado nos ensaios experimentais da presente pesquisa, as distribuições de espessuras de filme de óleo e as distribuições de pressões sobre a sapata são muito diferentes para as duas versões do programa, conforme pode ser observado nas tabelas 5.8 e 5.9 (para o fator K = 0,53) bem como nas tabelas 5.12 e 5.13 (para o fator K = 0,65). Pode-se observar nas tabelas 5.8 (a) e 5.12 (a) que as distribuições de espessuras de filme de óleo variam tanto na direção circunferencial como na direção radial, para o caso do mancal real. No entanto, no caso do mancal Michell foi imposta uma distribuição de espessuras de filme de óleo imaginariamente constante na direção radial, variando apenas na direção circunferencial.

Os parâmetros de comportamento, tais como, torque de atrito e elevação de temperatura, resultaram cerca de 2 a 4,5% maiores para o caso do mancal real (com distribuição de espessuras de acordo com a equação 4.6), em relação ao mancal Michell.

Pode-se observar, também, comparando-se as tabelas 5.9 (a) e (b) ou 5.13 (a) e (b), que os picos de pressão (indicados em azul) são maiores e estão localizados mais afastados do raio médio nas distribuições (a) em relação às distribuições (b), onde estes picos são menores e se localizam muito próximos ou sobre a linha do raio médio da sapata.

Tabela 5.6 – Comparação entre as distribuições de espessuras (mm), em uma malha de 16X16 pontos, calculadas para o fator K=0,53, nos programas (a) calmancalES, usando a equação 4.6 e (b) para mancal Michell (ambos os casos com raio interno muito grande).

0.128	0.122	0.116	0.110	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.128	0.122	0.116	0.110	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.128	0.122	0.116	0.110	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.128	0.122	0.116	0.110	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.128	0.122	0.116	0.110	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.128	0.122	0.116	0.110	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.128	0.122	0.116	0.110	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.128	0.122	0.116	0.110	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.128	0.122	0.116	0.109	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.128	0.122	0.116	0.109	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.128	0.122	0.116	0.109	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.128	0.122	0.116	0.109	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.128	0.122	0.116	0.109	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.128	0.122	0.116	0.109	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.128	0.122	0.116	0.109	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.128	0.122	0.116	0.109	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035

(a)

0.128	0.122	0.116	0.109	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.128	0.122	0.116	0.109	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.128	0.122	0.116	0.109	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.128	0.122	0.116	0.109	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.128	0.122	0.116	0.109	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.128	0.122	0.116	0.109	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.128	0.122	0.116	0.109	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.128	0.122	0.116	0.109	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.128	0.122	0.116	0.109	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.128	0.122	0.116	0.109	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.128	0.122	0.116	0.109	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.128	0.122	0.116	0.109	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.128	0.122	0.116	0.109	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.128	0.122	0.116	0.109	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.128	0.122	0.116	0.109	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.128	0.122	0.116	0.109	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035

(b)

Tabela 5.7 – Comparação entre as distribuições de pressões (MPa), em uma malha de 16X16 pontos, calculadas para o fator K=0,53, nos programas (a) calmancalES, usando a equação 4.6 e (b) para mancal Michell (ambos os casos com raio interno muito grande).

0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
0.000	0.060	0.111	0.162	0.215	0.274	0.340	0.417	0.506	0.610	0.730	0.861	0.988	1.061	0.926	0.000
0.000	0.104	0.199	0.294	0.393	0.502	0.625	0.765	0.927	1.113	1.322	1.543	1.741	1.818	1.502	0.000
0.000	0.138	0.268	0.400	0.538	0.688	0.857	1.049	1.268	1.516	1.790	2.071	2.305	2.358	1.884	0.000
0.000	0.163	0.321	0.482	0.650	0.834	1.039	1.270	1.533	1.828	2.147	2.466	2.717	2.738	2.144	0.000
0.000	0.181	0.360	0.541	0.733	0.941	1.173	1.434	1.728	2.055	2.405	2.747	3.005	2.998	2.317	0.000
0.000	0.193	0.385	0.580	0.787	1.012	1.261	1.541	1.855	2.202	2.572	2.927	3.186	3.159	2.422	0.000
0.000	0.199	0.397	0.600	0.814	1.047	1.305	1.594	1.918	2.275	2.653	3.015	3.273	3.235	2.471	0.000
0.000	0.199	0.397	0.600	0.815	1.047	1.305	1.594	1.918	2.275	2.652	3.013	3.271	3.232	2.468	0.000
0.000	0.193	0.385	0.581	0.788	1.012	1.262	1.541	1.855	2.201	2.569	2.924	3.180	3.151	2.414	0.000
0.000	0.181	0.360	0.542	0.734	0.942	1.173	1.434	1.727	2.053	2.402	2.742	2.995	2.985	2.303	0.000
0.000	0.163	0.321	0.482	0.651	0.835	1.039	1.271	1.533	1.826	2.143	2.459	2.706	2.722	2.126	0.000
0.000	0.138	0.269	0.400	0.538	0.689	0.858	1.049	1.267	1.515	1.786	2.063	2.293	2.339	1.864	0.000
0.000	0.104	0.200	0.294	0.394	0.503	0.626	0.766	0.927	1.112	1.319	1.536	1.730	1.802	1.483	0.000
0.000	0.060	0.111	0.162	0.215	0.274	0.341	0.417	0.506	0.610	0.728	0.857	0.981	1.051	0.912	0.000
0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000

(a)

0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
0.000	0.060	0.111	0.162	0.215	0.274	0.340	0.417	0.506	0.610	0.729	0.859	0.985	1.056	0.919	0.000
0.000	0.104	0.200	0.295	0.394	0.503	0.625	0.766	0.927	1.113	1.320	1.540	1.736	1.811	1.493	0.000
0.000	0.138	0.269	0.400	0.538	0.689	0.858	1.049	1.268	1.516	1.788	2.067	2.300	2.350	1.875	0.000
0.000	0.163	0.322	0.482	0.651	0.835	1.040	1.271	1.533	1.827	2.146	2.463	2.712	2.731	2.136	0.000
0.000	0.182	0.360	0.542	0.734	0.942	1.174	1.434	1.728	2.054	2.404	2.745	3.001	2.992	2.310	0.000
0.000	0.193	0.385	0.581	0.788	1.013	1.262	1.542	1.856	2.203	2.571	2.926	3.183	3.155	2.417	0.000
0.000	0.199	0.397	0.600	0.815	1.048	1.306	1.595	1.919	2.276	2.653	3.014	3.272	3.233	2.469	0.000
0.000	0.199	0.397	0.600	0.815	1.048	1.306	1.595	1.919	2.276	2.653	3.014	3.271	3.232	2.468	0.000
0.000	0.193	0.385	0.581	0.788	1.013	1.262	1.542	1.856	2.202	2.571	2.925	3.182	3.152	2.415	0.000
0.000	0.181	0.360	0.542	0.734	0.942	1.174	1.434	1.728	2.054	2.403	2.744	2.998	2.988	2.306	0.000
0.000	0.163	0.322	0.482	0.651	0.835	1.040	1.271	1.533	1.827	2.145	2.462	2.709	2.726	2.131	0.000
0.000	0.138	0.269	0.400	0.538	0.689	0.858	1.049	1.268	1.516	1.788	2.066	2.297	2.345	1.870	0.000
0.000	0.104	0.199	0.294	0.394	0.503	0.626	0.766	0.928	1.113	1.320	1.539	1.734	1.807	1.489	0.000
0.000	0.060	0.111	0.162	0.215	0.274	0.341	0.417	0.507	0.610	0.729	0.859	0.984	1.054	0.916	0.000
0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000

(b)

Tabela 5.8 – Comparação entre as distribuições de espessuras (mm), em uma malha de 16X16 pontos, calculadas para o fator K=0,53, nos programas (a) calmancalES, usando a equação 4.6, e (b) para mancal Michell (ambos os casos para diâmetros interno e externo de 114,3 e 228,6 mm).

0.140	0.134	0.127	0.120	0.112	0.105	0.097	0.090	0.082	0.074	0.066	0.058	0.050	0.043	0.035	0.027
0.138	0.131	0.125	0.118	0.111	0.104	0.096	0.089	0.081	0.074	0.066	0.058	0.051	0.043	0.036	0.029
0.135	0.129	0.123	0.116	0.109	0.102	0.095	0.088	0.081	0.073	0.066	0.059	0.051	0.044	0.037	0.030
0.133	0.127	0.121	0.114	0.108	0.101	0.094	0.087	0.080	0.073	0.066	0.059	0.052	0.045	0.038	0.031
0.130	0.125	0.119	0.112	0.106	0.100	0.093	0.086	0.080	0.073	0.066	0.059	0.052	0.046	0.039	0.032
0.128	0.122	0.117	0.111	0.105	0.098	0.092	0.086	0.079	0.073	0.066	0.060	0.053	0.047	0.040	0.034
0.125	0.120	0.115	0.109	0.103	0.097	0.091	0.085	0.079	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.123	0.118	0.113	0.107	0.101	0.096	0.090	0.084	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.048	0.042	0.036
0.120	0.116	0.111	0.105	0.100	0.094	0.089	0.083	0.078	0.072	0.066	0.060	0.055	0.049	0.043	0.038
0.118	0.113	0.108	0.104	0.098	0.093	0.088	0.082	0.077	0.072	0.066	0.061	0.055	0.050	0.044	0.039
0.116	0.111	0.106	0.102	0.097	0.092	0.087	0.082	0.077	0.071	0.066	0.061	0.056	0.050	0.045	0.040
0.113	0.109	0.104	0.100	0.095	0.091	0.086	0.081	0.076	0.071	0.066	0.061	0.056	0.051	0.046	0.042
0.111	0.107	0.102	0.098	0.094	0.089	0.085	0.080	0.075	0.071	0.066	0.061	0.057	0.052	0.047	0.043
0.108	0.104	0.100	0.096	0.092	0.088	0.084	0.079	0.075	0.070	0.066	0.062	0.057	0.053	0.048	0.044
0.106	0.102	0.098	0.095	0.091	0.087	0.083	0.079	0.074	0.070	0.066	0.062	0.058	0.054	0.049	0.045
0.103	0.100	0.096	0.093	0.089	0.085	0.082	0.078	0.074	0.070	0.066	0.062	0.058	0.054	0.050	0.047

(a)

0.128	0.122	0.116	0.109	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.128	0.122	0.116	0.109	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.128	0.122	0.116	0.109	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.128	0.122	0.116	0.109	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.128	0.122	0.116	0.109	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.128	0.122	0.116	0.109	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.128	0.122	0.116	0.109	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.128	0.122	0.116	0.109	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.128	0.122	0.116	0.109	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.128	0.122	0.116	0.109	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.128	0.122	0.116	0.109	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.128	0.122	0.116	0.109	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.128	0.122	0.116	0.109	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.128	0.122	0.116	0.109	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.128	0.122	0.116	0.109	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035
0.128	0.122	0.116	0.109	0.103	0.097	0.091	0.085	0.078	0.072	0.066	0.060	0.054	0.047	0.041	0.035

(b)

Tabela 5.9 – Comparação entre as distribuições de pressões (MPa), em uma malha de 16X16 pontos, calculadas para o fator *K*=0,53, nos programas (a) calmancalES, usando a equação 4.6, e (b) para mancal Michell (ambos os casos para diâmetros interno e externo de 114,3 e 228,6 mm).

0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
0.000	0.054	0.098	0.142	0.189	0.244	0.310	0.391	0.494	0.626	0.796	1.016	1.289	1.583	1.665	0.000
0.000	0.097	0.181	0.264	0.354	0.457	0.580	0.728	0.913	1.143	1.433	1.790	2.203	2.577	2.476	0.000
0.000	0.131	0.249	0.368	0.496	0.640	0.808	1.010	1.255	1.556	1.921	2.350	2.808	3.142	2.813	0.000
0.000	0.157	0.305	0.453	0.612	0.789	0.994	1.235	1.523	1.867	2.271	2.723	3.165	3.405	2.881	0.000
0.000	0.177	0.348	0.520	0.703	0.906	1.137	1.405	1.719	2.083	2.498	2.938	3.327	3.457	2.794	0.000
0.000	0.192	0.378	0.568	0.769	0.989	1.237	1.519	1.844	2.211	2.613	3.018	3.339	3.366	2.617	0.000
0.000	0.200	0.397	0.597	0.808	1.038	1.293	1.579	1.901	2.256	2.631	2.988	3.235	3.175	2.389	0.000
0.000	0.203	0.403	0.607	0.821	1.052	1.305	1.585	1.893	2.224	2.562	2.864	3.042	2.916	2.133	0.000
0.000	0.199	0.396	0.597	0.807	1.031	1.273	1.537	1.822	2.121	2.415	2.662	2.779	2.610	1.864	0.000
0.000	0.189	0.377	0.567	0.764	0.972	1.196	1.436	1.690	1.951	2.198	2.392	2.460	2.270	1.588	0.000
0.000	0.172	0.342	0.513	0.690	0.875	1.072	1.280	1.497	1.714	1.913	2.060	2.092	1.904	1.310	0.000
0.000	0.147	0.291	0.435	0.583	0.736	0.897	1.066	1.239	1.409	1.560	1.666	1.677	1.510	1.027	0.000
0.000	0.113	0.221	0.328	0.437	0.550	0.667	0.788	0.911	1.030	1.135	1.204	1.205	1.080	0.733	0.000
0.000	0.066	0.127	0.186	0.246	0.308	0.372	0.437	0.503	0.567	0.622	0.659	0.659	0.593	0.408	0.000
0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000

(a)

0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
0.000	0.062	0.111	0.158	0.207	0.262	0.325	0.399	0.487	0.593	0.719	0.864	1.018	1.135	1.048	0.000
0.000	0.108	0.200	0.289	0.383	0.485	0.603	0.739	0.901	1.092	1.314	1.564	1.812	1.964	1.709	0.000
0.000	0.142	0.271	0.396	0.527	0.671	0.834	1.022	1.242	1.499	1.792	2.111	2.408	2.545	2.123	0.000
0.000	0.168	0.324	0.479	0.641	0.819	1.018	1.247	1.512	1.816	2.158	2.517	2.832	2.931	2.372	0.000
0.000	0.185	0.362	0.540	0.726	0.930	1.157	1.416	1.712	2.048	2.419	2.797	3.107	3.163	2.502	0.000
0.000	0.196	0.386	0.580	0.783	1.004	1.251	1.529	1.845	2.198	2.581	2.962	3.257	3.270	2.543	0.000
0.000	0.200	0.398	0.599	0.812	1.043	1.300	1.588	1.911	2.270	2.653	3.023	3.296	3.274	2.515	0.000
0.000	0.198	0.396	0.600	0.815	1.048	1.305	1.593	1.914	2.267	2.638	2.991	3.239	3.191	2.429	0.000
0.000	0.191	0.383	0.581	0.790	1.017	1.267	1.545	1.854	2.190	2.541	2.870	3.094	3.031	2.293	0.000
0.000	0.178	0.357	0.542	0.738	0.951	1.184	1.443	1.730	2.042	2.364	2.664	2.864	2.799	2.111	0.000
0.000	0.159	0.319	0.484	0.659	0.848	1.056	1.287	1.542	1.819	2.105	2.372	2.550	2.493	1.883	0.000
0.000	0.133	0.266	0.404	0.549	0.707	0.880	1.072	1.285	1.517	1.758	1.984	2.140	2.104	1.600	0.000
0.000	0.100	0.199	0.300	0.407	0.523	0.651	0.793	0.951	1.125	1.308	1.484	1.613	1.605	1.243	0.000
0.000	0.058	0.112	0.168	0.226	0.290	0.361	0.440	0.529	0.627	0.734	0.840	0.926	0.942	0.760	0.000
0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000

(b)

Tabela 5.10 – Comparação entre as distribuições de espessuras (mm), em uma malha de 16X16 pontos, calculadas para o fator K=0,65, nos programas (a) calmancalES, usando a equação 4.6 e (b) para mancal Michell (ambos os casos com raio interno muito grande).

0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.082	0.079	0.076	0.073	0.069	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035

(a)

0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035

(b)

Tabela 5.11 – Comparação entre as distribuições de pressões (MPa), em uma malha de 16X16 pontos, calculadas para o fator *K*=0,65, nos programas (a) calmancalES, usando a equação 4.6 e (b) para mancal Michell (ambos os casos com raio interno muito grande).

0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
0.000	0.094	0.169	0.238	0.305	0.372	0.441	0.513	0.588	0.665	0.737	0.798	0.827	0.787	0.592	0.000
0.000	0.163	0.302	0.431	0.555	0.680	0.809	0.941	1.077	1.212	1.337	1.434	1.466	1.363	0.978	0.000
0.000	0.214	0.405	0.584	0.757	0.930	1.107	1.288	1.471	1.651	1.813	1.930	1.952	1.782	1.243	0.000
0.000	0.252	0.483	0.701	0.913	1.125	1.340	1.559	1.778	1.991	2.178	2.305	2.311	2.084	1.429	0.000
0.000	0.280	0.540	0.787	1.028	1.268	1.511	1.758	2.004	2.239	2.442	2.573	2.564	2.293	1.555	0.000
0.000	0.298	0.576	0.842	1.103	1.362	1.624	1.889	2.151	2.400	2.613	2.746	2.725	2.425	1.633	0.000
0.000	0.306	0.594	0.870	1.140	1.409	1.680	1.953	2.224	2.480	2.696	2.830	2.803	2.487	1.670	0.000
0.000	0.306	0.594	0.870	1.140	1.409	1.680	1.953	2.224	2.479	2.696	2.828	2.801	2.485	1.668	0.000
0.000	0.297	0.576	0.842	1.103	1.362	1.624	1.888	2.150	2.399	2.610	2.742	2.720	2.419	1.628	0.000
0.000	0.280	0.539	0.786	1.028	1.268	1.511	1.757	2.002	2.236	2.438	2.568	2.557	2.285	1.547	0.000
0.000	0.252	0.483	0.701	0.913	1.125	1.340	1.558	1.777	1.988	2.173	2.298	2.302	2.073	1.419	0.000
0.000	0.214	0.405	0.583	0.757	0.930	1.106	1.287	1.470	1.648	1.808	1.923	1.942	1.771	1.233	0.000
0.000	0.162	0.302	0.431	0.555	0.680	0.808	0.940	1.075	1.209	1.333	1.428	1.458	1.352	0.968	0.000
0.000	0.094	0.169	0.238	0.305	0.372	0.441	0.513	0.588	0.663	0.735	0.794	0.822	0.781	0.585	0.000
0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000

(a)

0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
0.000	0.094	0.169	0.238	0.305	0.372	0.441	0.513	0.588	0.664	0.736	0.796	0.825	0.785	0.589	0.000
0.000	0.163	0.302	0.431	0.555	0.680	0.808	0.940	1.076	1.210	1.335	1.431	1.463	1.359	0.974	0.000
0.000	0.214	0.405	0.584	0.757	0.930	1.107	1.287	1.470	1.649	1.811	1.927	1.948	1.778	1.240	0.000
0.000	0.252	0.483	0.701	0.913	1.125	1.340	1.558	1.778	1.989	2.176	2.302	2.307	2.080	1.425	0.000
0.000	0.280	0.540	0.787	1.028	1.268	1.511	1.757	2.003	2.237	2.440	2.571	2.561	2.290	1.552	0.000
0.000	0.298	0.576	0.842	1.103	1.362	1.624	1.888	2.151	2.400	2.612	2.744	2.723	2.423	1.631	0.000
0.000	0.306	0.594	0.870	1.140	1.409	1.680	1.953	2.224	2.480	2.696	2.829	2.802	2.486	1.669	0.000
0.000	0.306	0.594	0.870	1.140	1.409	1.680	1.953	2.224	2.480	2.696	2.829	2.802	2.486	1.669	0.000
0.000	0.297	0.576	0.842	1.103	1.362	1.624	1.888	2.151	2.399	2.611	2.744	2.722	2.421	1.630	0.000
0.000	0.280	0.539	0.786	1.028	1.268	1.511	1.757	2.003	2.237	2.439	2.570	2.559	2.288	1.550	0.000
0.000	0.252	0.483	0.701	0.913	1.125	1.340	1.558	1.778	1.989	2.175	2.301	2.305	2.077	1.423	0.000
0.000	0.214	0.405	0.583	0.757	0.930	1.107	1.287	1.470	1.650	1.811	1.926	1.946	1.775	1.237	0.000
0.000	0.162	0.302	0.430	0.555	0.680	0.808	0.941	1.076	1.211	1.335	1.431	1.461	1.356	0.972	0.000
0.000	0.094	0.169	0.238	0.305	0.372	0.441	0.513	0.588	0.664	0.736	0.796	0.824	0.783	0.588	0.000
0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000

(b)

Tabela 5.12 – Comparação entre as distribuições de espessuras (mm), em uma malha de 16X16 pontos, calculadas para o fator *K*=0,65, nos programas (a) calmancalES, usando a equação 4.6, e (b) para mancal Michell (ambos os casos para diâmetros interno e externo de 114,3 e 228,6 mm).

0.088	0.084	0.081	0.077	0.073	0.070	0.066	0.062	0.058	0.054	0.050	0.046	0.042	0.038	0.034	0.031
0.087	0.083	0.080	0.076	0.073	0.069	0.065	0.061	0.058	0.054	0.050	0.046	0.042	0.039	0.035	0.031
0.086	0.082	0.079	0.076	0.072	0.068	0.065	0.061	0.058	0.054	0.050	0.046	0.043	0.039	0.036	0.032
0.084	0.081	0.078	0.075	0.071	0.068	0.064	0.061	0.057	0.054	0.050	0.047	0.043	0.040	0.036	0.033
0.083	0.080	0.077	0.074	0.071	0.067	0.064	0.061	0.057	0.054	0.050	0.047	0.044	0.040	0.037	0.034
0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.067	0.064	0.060	0.057	0.054	0.051	0.047	0.044	0.041	0.038	0.034
0.081	0.078	0.075	0.072	0.069	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.080	0.077	0.074	0.072	0.069	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.045	0.042	0.039	0.036
0.079	0.076	0.074	0.071	0.068	0.065	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.045	0.042	0.040	0.037
0.078	0.075	0.073	0.070	0.067	0.065	0.062	0.059	0.057	0.054	0.051	0.048	0.046	0.043	0.040	0.038
0.077	0.074	0.072	0.069	0.067	0.064	0.062	0.059	0.056	0.054	0.051	0.049	0.046	0.043	0.041	0.038
0.075	0.073	0.071	0.069	0.066	0.064	0.061	0.059	0.056	0.054	0.051	0.049	0.046	0.044	0.041	0.039
0.074	0.072	0.070	0.068	0.066	0.063	0.061	0.059	0.056	0.054	0.051	0.049	0.047	0.044	0.042	0.040
0.073	0.071	0.069	0.067	0.065	0.063	0.061	0.058	0.056	0.054	0.052	0.049	0.047	0.045	0.043	0.041
0.072	0.070	0.068	0.066	0.064	0.062	0.060	0.058	0.056	0.054	0.052	0.050	0.048	0.045	0.043	0.041
0.071	0.069	0.067	0.065	0.064	0.062	0.060	0.058	0.056	0.054	0.052	0.050	0.048	0.046	0.044	0.042

(a)

0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035
0.082	0.079	0.076	0.073	0.070	0.066	0.063	0.060	0.057	0.054	0.051	0.048	0.044	0.041	0.038	0.035

(b)

Tabela 5.13 – Comparação entre as distribuições de pressões (MPa), em uma malha de 16X16 pontos, calculadas para o fator K=0,65, nos programas (a) calmancalES, usando a equação 4.6, e (b) para mancal Michell (ambos os casos para diâmetros interno e externo de 114,3 e 228,6 mm).

0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
0.000	0.094	0.164	0.228	0.292	0.360	0.435	0.519	0.613	0.718	0.833	0.951	1.054	1.092	0.921	0.000
0.000	0.164	0.297	0.419	0.540	0.667	0.804	0.954	1.120	1.301	1.492	1.677	1.816	1.815	1.431	0.000
0.000	0.217	0.403	0.574	0.744	0.919	1.106	1.308	1.526	1.757	1.992	2.204	2.335	2.259	1.691	0.000
0.000	0.257	0.484	0.696	0.905	1.119	1.344	1.582	1.834	2.095	2.347	2.557	2.655	2.496	1.796	0.000
0.000	0.285	0.543	0.786	1.025	1.267	1.518	1.780	2.050	2.321	2.573	2.763	2.815	2.582	1.799	0.000
0.000	0.302	0.581	0.845	1.104	1.364	1.631	1.904	2.180	2.447	2.684	2.844	2.848	2.557	1.734	0.000
0.000	0.310	0.599	0.875	1.144	1.413	1.684	1.957	2.227	2.481	2.693	2.819	2.779	2.449	1.625	0.000
0.000	0.309	0.599	0.876	1.146	1.413	1.679	1.943	2.198	2.431	2.614	2.704	2.631	2.281	1.486	0.000
0.000	0.298	0.580	0.849	1.110	1.366	1.618	1.865	2.098	2.303	2.456	2.515	2.417	2.066	1.325	0.000
0.000	0.279	0.542	0.793	1.036	1.272	1.502	1.723	1.928	2.103	2.226	2.259	2.149	1.816	1.150	0.000
0.000	0.250	0.485	0.709	0.923	1.131	1.330	1.520	1.692	1.835	1.929	1.943	1.833	1.536	0.963	0.000
0.000	0.211	0.407	0.593	0.769	0.939	1.101	1.252	1.388	1.498	1.566	1.569	1.471	1.226	0.765	0.000
0.000	0.159	0.305	0.441	0.570	0.693	0.809	0.917	1.012	1.088	1.133	1.130	1.057	0.880	0.550	0.000
0.000	0.092	0.173	0.248	0.318	0.384	0.446	0.504	0.554	0.594	0.617	0.616	0.577	0.483	0.307	0.000
0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000

(a)

0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
0.000	0.098	0.170	0.234	0.295	0.358	0.423	0.493	0.567	0.645	0.724	0.796	0.844	0.831	0.658	0.000
0.000	0.171	0.306	0.427	0.544	0.661	0.783	0.912	1.047	1.187	1.325	1.444	1.511	1.451	1.091	0.000
0.000	0.224	0.412	0.582	0.746	0.911	1.081	1.259	1.443	1.630	1.809	1.956	2.019	1.897	1.376	0.000
0.000	0.262	0.491	0.702	0.906	1.109	1.318	1.534	1.756	1.977	2.182	2.340	2.388	2.204	1.556	0.000
0.000	0.288	0.547	0.789	1.023	1.257	1.495	1.740	1.988	2.231	2.451	2.609	2.634	2.397	1.660	0.000
0.000	0.303	0.581	0.844	1.100	1.355	1.614	1.877	2.141	2.396	2.621	2.772	2.775	2.496	1.703	0.000
0.000	0.308	0.596	0.871	1.139	1.406	1.675	1.948	2.219	2.477	2.698	2.838	2.821	2.514	1.697	0.000
0.000	0.305	0.593	0.869	1.140	1.409	1.681	1.953	2.222	2.475	2.687	2.815	2.783	2.463	1.649	0.000
0.000	0.293	0.571	0.840	1.104	1.366	1.630	1.894	2.153	2.394	2.593	2.707	2.665	2.348	1.564	0.000
0.000	0.272	0.532	0.784	1.031	1.277	1.523	1.770	2.010	2.233	2.415	2.517	2.472	2.173	1.443	0.000
0.000	0.243	0.475	0.699	0.919	1.139	1.359	1.578	1.792	1.990	2.151	2.241	2.202	1.936	1.287	0.000
0.000	0.204	0.397	0.584	0.767	0.949	1.132	1.315	1.493	1.659	1.795	1.874	1.846	1.630	1.090	0.000
0.000	0.154	0.297	0.434	0.569	0.703	0.838	0.973	1.106	1.230	1.335	1.399	1.387	1.237	0.839	0.000
0.000	0.089	0.168	0.243	0.317	0.391	0.465	0.540	0.615	0.686	0.748	0.789	0.791	0.719	0.505	0.000
0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000

(b)

A figura 5.30 mostra as distribuições de pressão adimensional para cada valor do fator *K*, variando de 0,2 a 0,9. Pode ser observado que quando o fator *K* aumenta de 0,2 a 0,65, a área efetiva de trabalho sobre a superfície da sapata também aumenta. No entanto, para valores do fator *K* acima de 0,65 (que corresponde ao pivotamento da sapata com a maior capacidade de carga) ocorre uma redução considerável da capacidade de carga, a julgar pela contínua diminuição da pressão (ver escala à direita de cada uma das figuras).

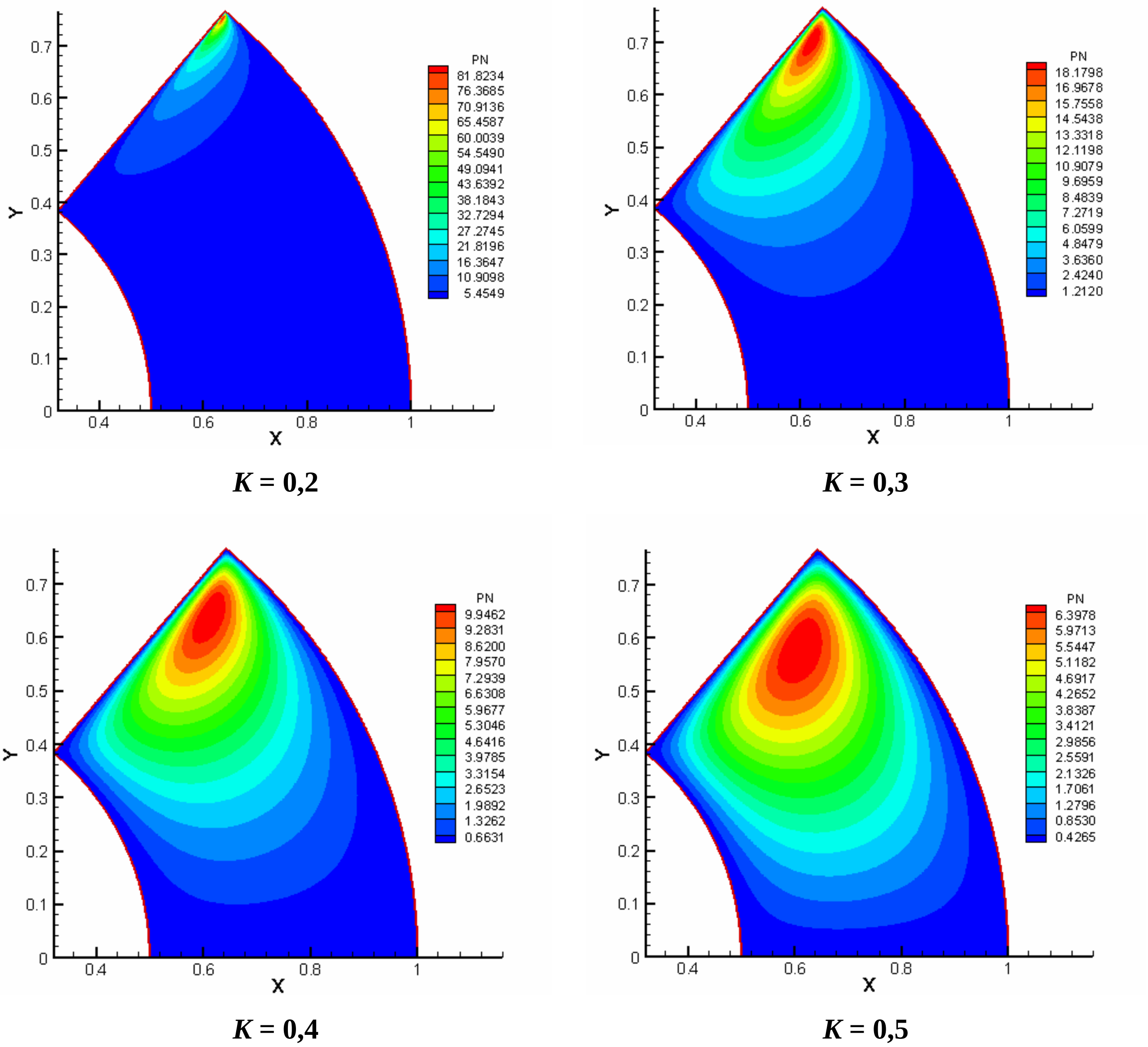
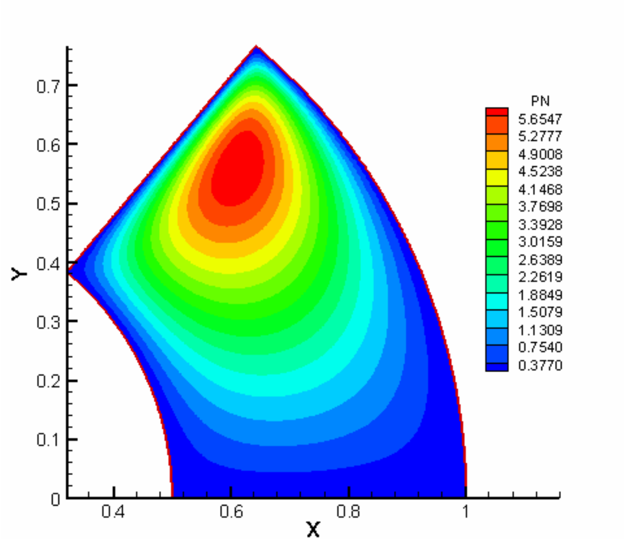
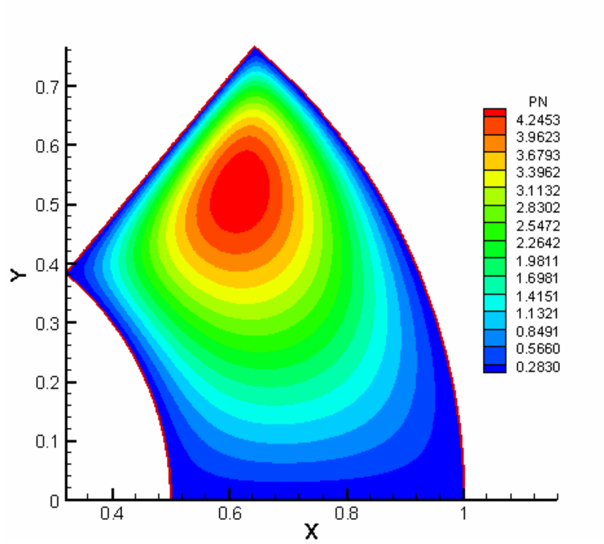


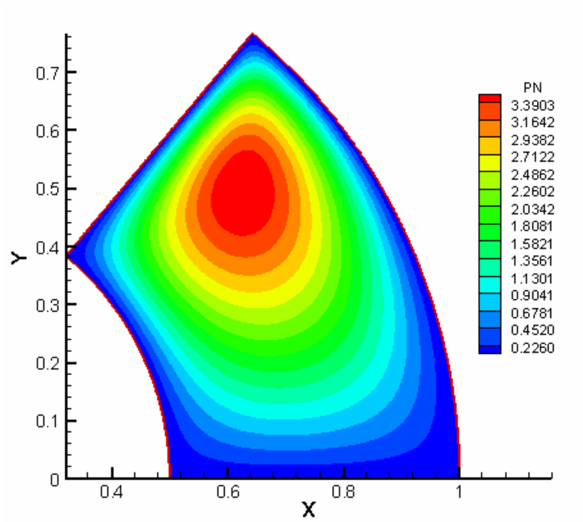
Figura 5.30 – Distribuição de pressões adimensionais sobre a superfície da sapata para vários valores do fator *K*.



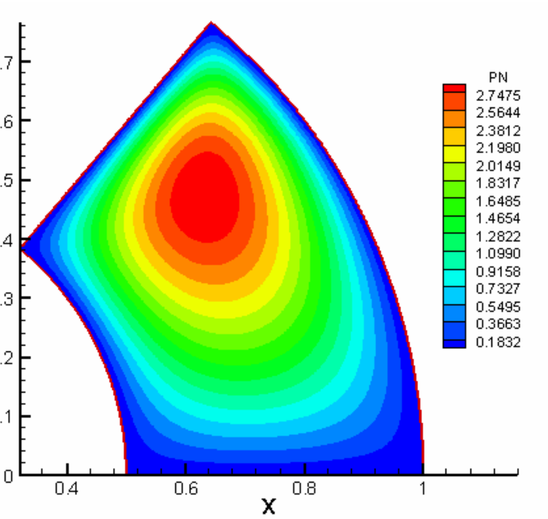
***K* = 0,53**



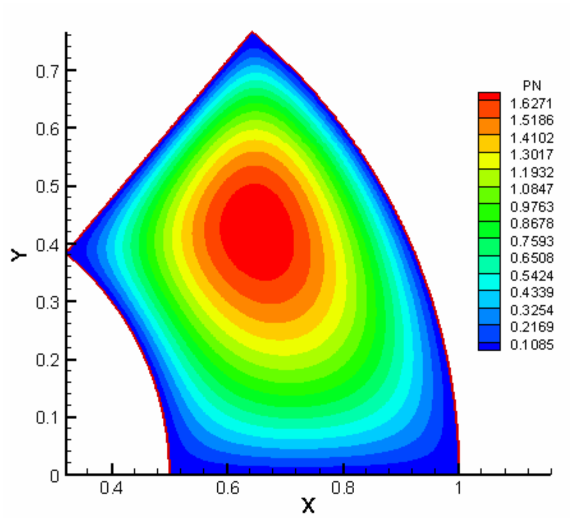
***K* = 0,6**



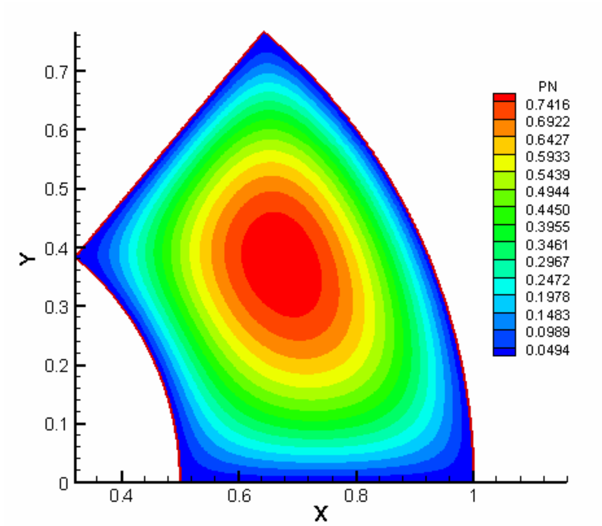
***K* = 0,65**



***K* = 0,7**



***K* = 0,8**



***K* = 0,9**

Figura 5.30 – Distribuição de pressões adimensionais sobre a superfície da sapata para vários valores do fator *K* (continuação).

5.4 COMPARAÇÃO TEÓRICO-EXPERIMENTAL

Inicialmente, é conveniente ter em mente que o uso do programa calmancalES.for requer um arquivo de dados; um exemplo típico sendo mostrado no item E.3 do apêndice E, podendo-se observar que além das condições de carga, velocidade de rotação e outros parâmetros é dada também a espessura h_{rs} [mm], indicada por HRS no programa.

A comparação entre os resultados teóricos e experimentais só poderia ser feita de uma maneira completa se o objetivo inicial de medir as espessuras de filme de óleo tivesse sido alcançado plenamente. No entanto, numa tentativa de fazer uma análise comparativa entre teoria e experimento, foram considerados dois casos típicos dentre os resultados experimentais dados na tabela 5.4 (para a carga de 13 kN e vazão de 16 l/min) e na tabela 5.3 (para a carga de 20 kN e vazão de 12 l/min), ambos os casos para a velocidade de rotação de 2500 rpm e temperatura de entrada (T_e) de, aproximadamente, 45°C do óleo fornecido ao mancal. A seguir, foi considerado que a vazão de óleo necessária (auto-bombeada) ao mancal é igual à diferença entre Q_E e Q_S (vazões na entrada e saída de cada sapata) multiplicada por 6 (número de sapatas do mancal).

Então, o programa calmancalES.for foi simulado para o fator K de 0,53 (que corresponde a uma sapata pivotada a 66,7%) e alguns valores de h_{rs} até obter as vazões $Q_{teorica} = 6\ (\ Q_E - Q_S\ )$ aproximadamente iguais a 16 l/min e 12 l/min, respectivamente para as cargas de 13 kN e 20 kN. Os valores de h_p resultantes foram bem próximos aos dados experimentais apresentados por Glavatskikh (2001). Para simplificar a análise comparativa, os resultados teóricos e experimentais estão mostrados nas tabelas 5.14 e 5.15, para as cargas de 13 kN e 20 kN, respectivamente.

A viscosidade experimental foi obtida de um diagrama de variação da viscosidade com a temperatura, para o óleo ISO 32, em função de uma temperatura média entre $T6$ e $T12$, acrescida de 2%, conforme já comentado anteriormente.

Iniciando-se a análise comparativa com a tabela 5.14, para uma carga de 13 kN, rotação de 2500 rpm e estipulando-se a espessura h_{rs} = 46,5 μm, foram obtidos os valores teóricos (simulados pelo programa calmancalES) de vazão auto-bombeada, viscosidade requerida e torque de atrito indicados na tabela 5.14. A seguir, foram procurados na tabela 5.4, os dados experimentais para a vazão de 16 l/min mais próxima à teórica de 16,1 l/min.

Estes dados experimentais foram transferidos para a tabela 5.14, onde é possível observar que os valores de vazão de óleo e a viscosidade experimental foram praticamente idênticos aos valores teóricos correspondentes. No entanto, o torque de atrito teórico foi 15% menor que o experimental. Pode-se admitir que a diferença de 1,72 N.m entre os valores teórico e experimental seja devida ao torque de atrito exercido pelo grande volume de óleo em contato com o colar giratório nas seguintes regiões:

- Superfície cilíndrica externa do colar;
- Superfície cilíndrica/plana nas regiões de raio interno do colar (ver figura 3.2);
- Superfície plana do colar nas regiões correspondentes aos seis canais radiais entre as sapatas, cuja área corresponde a cerca de 20% da área efetiva do contato colar/sapata.

Tabela 5.14 – Comparação entre valores teóricos e experimentais, 13 kN e 2500 rpm.

13kN 2500rpm	**Vazão (l/min)**	**Viscosidade (mPa.s)**	**Torque (N.m)**	**Temp.Média (°C)**	**Temp. T_e (°C)**	**Espessuras (μm)**	
						h_{rs}	h_p
Teórico	16,10	14,10	9,04			46,50	87,70
Experimental	16,00	13,80	10,76	57,50	45,70		

De maneira semelhante, a tabela 5.15 foi elaborada a partir de dados experimentais da tabela 5.3 e dos dados teóricos obtidos para a espessura h_{rs} = 34,5 μm, estipulada com base em considerações já descritas anteriormente. Pode-se observar a quase equivalência entre os valores teóricos e experimentais de vazão e viscosidades.

No entanto, o torque de atrito experimental resultou cerca de 1,49 N.m maior que o teórico. O menor valor da diferença entre os valores teórico e experimental mostrado na tabela 5.15, comparado com a diferença observada na tabela 5.14, pode ser explicado em função da menor vazão de óleo e maiores temperaturas, o que certamente reduz o torque de atrito entre o colar giratório e o volume de óleo contido no “banho de óleo” do mancal.

Tabela 5.15 – Comparação entre valores teóricos e experimentais, 20 kN e 2500 rpm.

20kN 2500rpm	**Vazão (l/min)**	**Viscosidade (mPa.s)**	**Torque (N.m)**	**Temp.Média (°C)**	**Temp. T_e (°C)**	**Espessuras (μm)**	
						h_{rs}	h_p
Teórico	11,95	11,94	10,31			34,50	65,10
Experimental	12,00	11,85	11,80	61,90	45,00		

Para complementar a análise, a tabela 5.16, para a carga de 20 kN e rotação de 3000 rpm, foi montada com o intuito de mostrar a conseqüência do funcionamento do mancal a uma vazão de suprimento menor que a vazão que seria auto-bombeada pelo mancal, para as referidas condições de carga e velocidade de rotação.

Conforme mostrado na figura 5.14, a falta de óleo causa uma diminuição da "espessura do filme de óleo" com o aumento da rotação, com uma conseqüente redução do torque de atrito operacional. Pode-se observar na figura 5.14 que a "espessura do filme de óleo" diminuiu quando a velocidade de rotação foi aumentada de 2500 rpm para 3000 rpm, devido à vazão insuficiente de óleo fornecido ao mancal. Pela previsão teórica a vazão deveria ser de 16 l/min, aproximadamente, e não apenas 14 l/min do ensaio experimental.

O torque total de atrito, para a vazão de 16 l/min resultaria, provavelmente, igual ao valor teórico de 11,51 N.m acrescido de um certo valor provavelmente maior do que 1,72 N.m observada na tabela 5.14, uma vez que a velocidade de rotação teria aumentado de 2500 para 3000 rpm. Este torque total seria certamente maior do que o valor experimental de 12,6 N.m mostrado nas tabelas 5.1 e 5.16, uma vez que a vazão seria aumentada de 14,0 l/min para 16,0 l/min.

Tabela 5.16 – Comparação entre valores teóricos e experimentais, 20 kN e 3000 rpm.

20kN 3000rpm	**Vazão (l/min)**	**Viscosidade (mPa.s)**	**Torque (N.m)**	**Temp.Média (°C)**	**Temp. T_e (°C)**	**Espessuras (μm)**	
						h_{rs}	h_p
Teórico	16,00	12,39	11,51			38,50	72,60
Experimental	14,00	12,70	12,60	60,00	40,00		

Capítulo 6

CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Serão apresentadas neste capítulo as principais conclusões obtidas ao final dos estudos teóricos e experimentais desenvolvidos durante toda esta pesquisa e, também, algumas sugestões para trabalhos futuros.

6.1 CONCLUSÕES

Algumas conclusões:

1. Um dos aspectos importantes da análise experimental foi o comportamento do mancal, funcionando com vazões diferentes, sugerindo, para cada condição de carga e velocidade, a existência de uma vazão ideal de óleo fornecido ao mancal que implicaria em temperaturas operacionais mais reduzidas, embora com maior torque ou perda de potência por atrito fluido no mancal;

2. Foi verificado experimentalmente que as "espessuras de filme de óleo" entre o colar e as sapatas, bem como o torque de atrito, aumentam com a vazão de óleo fornecido ao mancal. Ao contrário, as temperaturas operacionais decrescem com a vazão;

3. Foi determinado também experimentalmente que a estabilidade das sapatas e do mancal, como um todo, aumenta à medida que a vazão de óleo fornecida ao mancal ou a carga aplicada são aumentadas;

4. Inversamente, a estabilidade decresce com o aumento da velocidade de rotação, apesar do aumento da "espessura do filme de óleo".

5. Considerando-se agora o desenvolvimento teórico, a capacidade de carga adimensional F apresenta uma tendência inicialmente crescente com o aumento do fator K, até atingir um valor máximo para K = 0,65 (que corresponde a um pivô localizado a cerca de 60% do ângulo do setor da sapata) e depois decresce, à medida que a posição de pivotamento se aproxima do centro angular da sapata;

6. Outro aspecto importante do desenvolvimento teórico, foi o estudo sobre perda de potência adimensional H, tendo sido determinado que esta apresenta uma tendência inicialmente decrescente com o aumento do fator K, até atingir um valor mínimo para K = 0,53 (que corresponde a um pivô localizado a cerca de 66,7% do ângulo do setor da sapata) e depois cresce com o aumento do fator K, isto é, com o recuo da posição de pivotamento em direção ao centro angular da sapata;

7. Fixando-se o fator K = 0,53, para o valor de menor perda de potência e fazendo-se variar a espessura mínima de referência do filme de óleo na saída h_{rs}, a perda de potência e a elevação de temperatura serão tanto menores quanto menor for a espessura mínima de lubrificante. No entanto, esta espessura mínima não poderá ser menor que um certo valor de segurança, relacionado com a rugosidade das superfícies das sapatas e do colar giratório, tendo em vista que a espessura mínima é, obviamente, o parâmetro que garantirá a inexistência de qualquer contato metálico entre o colar e a sapata;

8. Em função das afirmações acima, pode-se considerar que a otimização de um mancal axial deva ser feita não apenas em função do parâmetro capacidade de carga, mas também pelo parâmetro perda de potência;

9. Outra conclusão teórica importante foi a determinação da viscosidade necessária do óleo lubrificante para manter uma determinada espessura de filme de óleo, para várias condições de carga e velocidade de rotação;

10. De maneira semelhante, foi a determinação das vazões de óleo em cada sapata do mancal, para uma determinada velocidade de rotação e carga aplicada. Isto possibilita a elaboração de tabelas ou gráficos para a determinação da vazão de suprimento de óleo a um mancal, dependendo das dimensões do mesmo e condições de carga e velocidade de rotação;

11. Foi verificado teoricamente que a coordenada radial do centro de pressão é maior que o raio médio do mancal. No entanto, os sensores de proximidade montados sob uma das sapatas do mancal evidenciaram que esta sofreu um abaixamento na região do raio externo, durante os ensaios experimentais, devido ao posicionamento do pivô a um raio igual ou menor que o raio médio da sapata.

6.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

No decorrer da pesquisa foram anotadas algumas possíveis sugestões para trabalhos futuros, tais como:

1. Fazer adaptações no banco de ensaios para poder medir o torque de atrito nos mancais de rolamento (caixa de rolamentos) e, posteriormente, obter o torque de atrito do mancal axial hidrodinâmico com maior precisão.

2. Ensaiar o mancal com óleos lubrificantes de diferentes viscosidades.

3. Instrumentar mais uma sapata com 4 sensores indutivos, de modo a obter as espessuras de filme de óleo em duas sapatas diametralmente opostas.

4. Determinar a perda de potência (ou torque de atrito) causada pelo colar girando em contato com o óleo contido na cuba de óleo, realizando ensaios para diferentes vazões e velocidades de rotação após remoção das sapatas ou abaixamento das mesmas.

5. Repetir o trabalho experimental, utilizando mancal com sapatas pivotadas a 60% e pivotadas centralmente.

6. Estudar a influência da inclinação radial na sapata (α_r) no comportamento operacional do mancal.

7. Determinar as temperaturas operacionais do mancal axial, para diferentes lubrificantes, considerando inicialmente uma temperatura média do óleo na entrada da sapata, tomando por base o procedimento utilizado por Silva (1993) para o caso de um mancal radial hidrodinâmico.

6.3 CONTRIBUIÇÕES DO PRESENTE TRABALHO

As principais contribuições são:

1. Modificações no banco de ensaios para instalação dos sensores de proximidade.

2. Desenvolvimento de uma equação para o cálculo da espessura do filme de óleo sobre a superfície de uma sapata setorial, que leva em conta as coordenadas de pivotamento da mesma, sua geometria e inclinações (α_r e α_θ) devido ao pivô esférico considerado.

3. Modelamento da equação de Reynolds em coordenadas cilíndricas considerando um elemento setorial infinitesimal (apêndices A, B e C).

4. Determinação das coordenadas de pivotamento de uma sapata para um determinado fator K, inclusive para um fator K = 0,65 (θ_p = 0,6 θ_0), que corresponde a uma máxima capacidade de carga, bem como para K = 0,53 (θ_p = 0,67 θ_0), que corresponde à mínima perda de potência por atrito no mancal.

5. Determinação da viscosidade requerida do óleo lubrificante no mancal.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALI EL-SAIE, Y.M.H., FENNER, R.T. *Three-Dimensional Thermo-Elastohydrodynamic Analysis of Pivoted Pad Thrust Bearings. Part 1: Treatment of Bearing Deflections and Fluid Film Flow and Heat Transfer*. Proc. Inst. Mech. Eng, v.202, p. 39-50, 1988.

ALI EL-SAIE, Y.M.H., FENNER, R.T. *Three-Dimensional Thermo-Elastohydrodynamic Analysis of Pivoted Pad Thrust Bearings. Part 2: Application of Theory, Comparaison with Experiments*. Proc. Inst. Mech. Eng, v.202, p. 51-62, 1988.

ALMQVIST, T., GLAVATSKIKH, S.B., LARSSON, R. *THD Analysis of Tilting Pad Thrust Bearings – Comparison Between Theory and Experiments*. Transactions of the ASME – Journal of Tribology, v.122, p. 412-417, abril 2000.

BEJAN, A. *Convection Heat Transfer*. Nova York: John Wiley & Sons, 1984. 477 p.

CAMERON, A., *The Principles of Lubrication*. Londres: Longmans, 1966. 580 p.

DADOUCHE, A., FILLON, M., BLIGOUD, J.C. *Experiments on Thermal Effects in a Hydrodynamic Thrust Bearing*. Tribology International, v.33, p. 167-174, 2000.

DO BRASIL, N.I., *Sistema Internacional de Unidades: grandezas físicas e físico-químicas : recomendações das Normas ISO para terminologia e símbolos*. Rio de Janeiro: Editora Interciência, 2002. 125 p. 1° edição.

DUARTE JR., D., *Tribologia, Lubrificação e Mancais de Deslizamento*, Rio de Janeiro: Ciência Moderna, 2005. 239 p.

EZZAT, H.A., ROHDE, S.M. *A Study of the Thermohydrodynamic Performance of Finite Slider Bearings.* Transactions of the ASME, p. 298-307, julho 1973.

GERALD, C.F., WHEATLEY, P.O. *Applied Numerical Analysis*. Nova York: Addison Wesley, junho 1989. 679 p. 4°edição.

GLAVATSKIH, S.B. *Steady State Performance Characteristics of a Tilting Pad Thrust Bearing*. Transactions of the ASME, v.123, p. 608-615, julho 2001.

GLAVATSKIH, S.B. *A Method of Temperature Monitoring in Fluid Film Bearings*. Tribology International, v.37, p. 143-148, 2004.

GLAVATSKIH, S.B., DECAMILLO, S. *Influence of Oil Viscosity Grade on Thrust Pad Bearing Operation*. Journal of Engineering Tribology, Proc. Instn. Mech. Engrs., v.218, parte J, p. 401-412, maio 2004.

GLAVATSKIH, S.B., UUSITALO, O., SPOHN, D.J. *Simultaneos Monitoring of Oil Film Thickness and Temperature in Fluid Film Bearings*, Tribology International, v.34, p. 853-857, 2001.

GREGORY, R.S. *Performance of Thrust Bearings at High Operating Speeds*. Journal of Lubrication Technology, v.96, n°. 1, p. 7-14, 1974.

GREGORY, R.S. *Factors Influencing Power Loss of Tilting-Pad Thrust Bearings*. Journal of Lubrication Technology, v.101, p. 154-163, 1979.

HUEBNER, K.H. *Application of Finite Element Methods to Thermohydrodynamic Lubrication*. International Journal for Numerical Methods in Engineering, v.8, p. 139-165, 1974.

MARKIN, D., McCARTHY, D.M.C., GLAVATSKIH, S.B. *A FEM Approach to Simulation of Tilting-pad Thrust Bearing Assemblies*, Tribology International, v.36, p. 807-814, 2003.

MERIAM, J.L., KRAIGE, L.G., *Engineering Mechanics Statics*. New York: John Wiley & Sons, 2002. 494 p. Fifth edition.

MIKULA, A.M. *The Effect of Lubricant Supply Temperature our the Thrust Bearing Performance.* ASLE Trans., v.30, n°. 2, p. 220-224, 1987.

MOUALLEM, G.E., *Aplicação do Método das Diferenças Finitas à Análise de Mancais Axiais Hidrodinâmicos de Sapatas Setoriais*, 1996. 121 p. Dissertação de Mestrado na Área de Projeto e Fabricação, Instituto de Engenharia Mecânica, Escola Federal de Engenharia de Itajubá, Itajubá.

PYNKUS, O., LYNN, W., MASS. *Solution of the Tapered-Land Sector Thrust Bearing.* Transactions of the ASME, v.80, p. 1510-1516, outubro 1958.

RAIMONDI, A.A. BOYD, J., *A Solution for The Finite Journal Bearing and its Application to Analysis and Design.* Partes I, II e III, "Lubrication Science and Technology", ASLE Trans. New York, v.1, n°. 1, p.159-209, 1958.

REYNOLDS, O. *On the Theory of Lubrication and its Application to Mr. Beauchamp Tower's Experiments.* Phil. Trans. Royal Soc., A117, p. 157-234, 1886.

RODKIEWICZ, C.M., HUANG, P. *On the Maximum Allowable Loads in the Thermo-Elastohydrodynamic Lubrication.* Transactions of the ASME, v.120, p. 470-475, julho 1998.

SALLES, W.J., SCHWARZ, V.A., DIAS, J.C. *Otimização do Desempenho de Mancais Axiais de Sapatas Setoriais.* 15° Congresso Internacional de Engenharia Mecânica - COBEM. Águas de Lindoia-SP, p.1-11, 1999.

SCHWARZ, V.A., CHIARELLO, A.G., GALVÃO, M.M., *Experimental Evaluation of the Oil Film Thicknesses in a Tilting Pad Hydrodynamic Thrust Bearing*. 18° Congresso Internacional de Engenharia Mecânica - COBEM. Ouro Preto-MG, p.1-8, novembro 2005.

SCHWARZ, V.A., SILVA, P.F., VICENTE, W.M., **DIAS, J.C., KUHN, M.J.** *Effects of the Pivot Position and Lubricant Flow Rate on the Behavior of Sector Shaped Tilting Pads Hydrodinamic Thrust Bearings*. 17° Congresso Internacional de Engenharia Mecânica - COBEM. São Paulo-SP, p.1-9, 2003.

SCHWARZ, V.A., SILVA, P.F., DIAS, J.C., SALLES, W.J., WILKES, J. *Experimental Analysis of Thermal Effects on Tilting Pads Hydrodinamic Thrust Bearing – On the Search for Minimum Power Loss Conditions.* IX Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas - ENCIT. Caxambu-MG, p.1-11, 2002.

SILVA, P.F., *Análise Preditiva do Comportamento Operacional de Mancais Radiais de Deslizamento*, 1993. 120 p. Dissertação de Mestrado na Área de Projeto e Fabricação, Instituto de Engenharia Mecânica, Escola Federal de Engenharia de Itajubá, Itajubá.

SMITH, G.D. *Numerical Solution of Partial Differential Equations*. Oxford: Clarendon Press, 1989. 337 p. Third edition.

TIEU, A.K. *Hydrodynamic Thrust Bearing: Theory and Experiment*. Transactions of the ASME – Journal of Tribology, v.113, p. 638-615, julho 1991.

VOHR, J.H. *Prediction of the Operating Temperature of Thrust Bearings.* Journal of Lubrication Technology, v.103, p. 97-106, janeiro 1981.

YUAN, J.H., MEDLEY, J.B., FERGUSON, J.H. *Spring-Supported Thrust Bearing Used in Hydroelectric Generators: Laboratory Research Facility*. Tribology Trans., v.42, n°. 1, p. 126-135, 1999.

Apêndice A

DEDUÇÃO DA EQUAÇÃO DA CONTINUIDADE E DO EQUILÍBRIO DAS FORÇAS PARA UM VOLUME SETORIAL INFINITESIMAL

A.1 INTRODUÇÃO

Para desenvolver a equação de Reynolds da lubrificação hidrodinânica em coordenadas polares é necessário deduzir inicialmente uma equação que relaciona as condições de continuidade dos fluxos de óleo que passam através das faces de um elemento volumétrico infinitesimal de forma setorial, mostrado na figura A.1, semelhante à forma das sapatas pivotadas estudadas no presente trabalho. As equações do equilíbrio das forças atuantes nas faces do elemento setorial são também desenvolvidas.

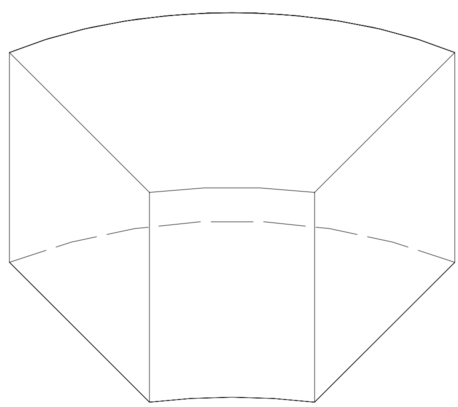


Figura A.1 – Volume setorial infinitesimal.

A.2 EQUAÇÃO DA CONTINUIDADE PARA UM VOLUME SETORIAL INFINITESIMAL

Considerando um volume setorial, em coordenadas cilíndricas (*r,θ,y*), conforme mostrado na figura A.2, foram estabelecidas as condições de equilíbrio dos fluxos de óleo através das faces deste volume. A espessura do filme de óleo *y* será considerada unitária.

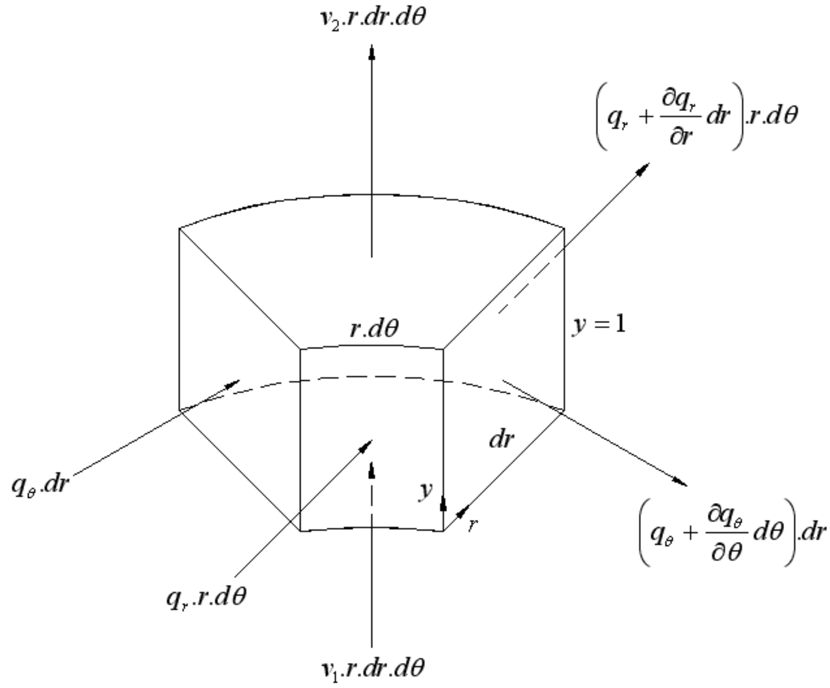


Figura A.2 – Volume setorial infinitesimal com as direções das vazões de entrada e saída.

Estabelecendo as condições de equilíbrio dos fluxos, obtém-se:

$$q_\theta\, dr + q_r\, r\, d\theta + v_1\, r\, dr\, d\theta = \left(q_\theta + \frac{\partial q_\theta}{\partial \theta} d\theta\right) dr + \left(q_r + \frac{\partial q_r}{\partial r} dr\right) r\, d\theta + v_2\, r\, dr\, d\theta \qquad \text{(A.1)}$$

Desmembrando-se, resulta:

$$q_\theta\, dr + q_r\, r\, d\theta + v_1\, r\, dr\, d\theta = q_\theta\, dr + \frac{\partial q_\theta}{\partial \theta} d\theta\, dr + q_r\, r\, d\theta + \frac{\partial q_r}{\partial r} r\, dr\, d\theta + v_2\, r\, dr\, d\theta \qquad \text{(A.2)}$$

Simplificando-se os termos comuns nos dois membros da equação A.2, resulta:

$$\frac{\partial q_\theta}{\partial \theta} dr\, d\theta + \frac{\partial q_r}{\partial r} r\, dr\, d\theta = 0 \qquad \text{(A.3)}$$

Finalmente, dividindo-se esta última equação por r obtém-se a equação da continuidade do fluxo de óleo entre as faces do volume setorial infinitesimal. Esta equação indica que as taxas de vazão de óleo que entram no volume setorial infinitesimal são iguais às taxas de vazão de óleo que saem do mesmo.

$$\frac{1}{r}\frac{\partial q_\theta}{\partial \theta}+\frac{\partial q_r}{\partial r}=0 \tag{A.4}$$

A.3 EQUAÇÕES DO EQUILÍBRIO DAS FORÇAS PARA UM VOLUME SETORIAL INFINITESIMAL

O equilíbrio das forças atuantes sobre cada face do volume ou elemento setorial, será analisado em relação as direções r e θ do volume.

A.3.1 Equilíbrio das Forças na Direção Circunferencial θ

A figura A.3 mostra as forças atuantes nas faces do volume elementar setorial de óleo, na direção circunferencial θ. Essas forças são obtidas pelo produto das pressões e tensões de cisalhamento pelas áreas correspondentes do volume infinitesimal. As tensões de cisalhamento nas faces inferior e superior do elemento deveriam ser indicadas por $\tau_{y\theta}$, onde o primeiro índice indica a normal ao plano de atuação da tensão e o segundo indica a direção desta tensão. No entanto, por simplicidade, na figura A.3 e nas equações seguintes, estas tensões estão indicadas inicialmente por τ .

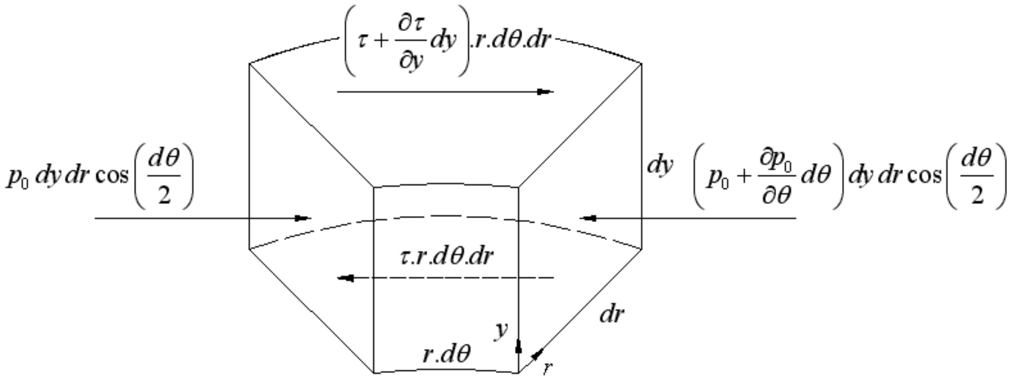


Figura A.3 – Forças atuantes nas faces do volume infinitesimal na direção θ.

O equilíbrio das forças na direção circunferencial θ fornece:

$$p_0\, dy\, dr \cos\left(\frac{d\theta}{2}\right) + \left(\tau + \frac{\partial \tau}{\partial y} dy\right) r\, d\theta\, dr = \left(p_0 + \frac{\partial p_0}{\partial \theta} d\theta\right) dy\, dr \cos\left(\frac{d\theta}{2}\right) + \tau\, r\, d\theta\, dr \quad (A.5)$$

Desmembrando-se e levando em conta que cos *dθ/2* tende a 1, tem-se:

$$p_0\, dy\, dr + \tau\, r\, d\theta\, dr + \frac{\partial \tau}{\partial y} r\, d\theta\, dr\, dy = p_0\, dy\, dr + \frac{\partial p_0}{\partial \theta} d\theta\, dy\, dr + \tau\, r\, d\theta\, dr \quad (A.6)$$

Eliminando-se os termos comuns nos dois membros da equação, resulta:

$$\frac{\partial \tau}{\partial y} r\, d\theta\, dr\, dy = \frac{\partial p_0}{\partial \theta} d\theta\, dr\, dy \quad (A.7)$$

Dividindo-se esta equação por *dθdrdy*, obtém-se finalmente a equação de equilíbrio das forças atuantes nas faces do volume setorial na direção circunferencial θ, isto é:

$$\frac{\partial \tau_{y\theta}}{\partial y} = \frac{1}{r} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \quad (A.8)$$

A.3.2 Equilíbrio das Forças na Direção Radial *r*

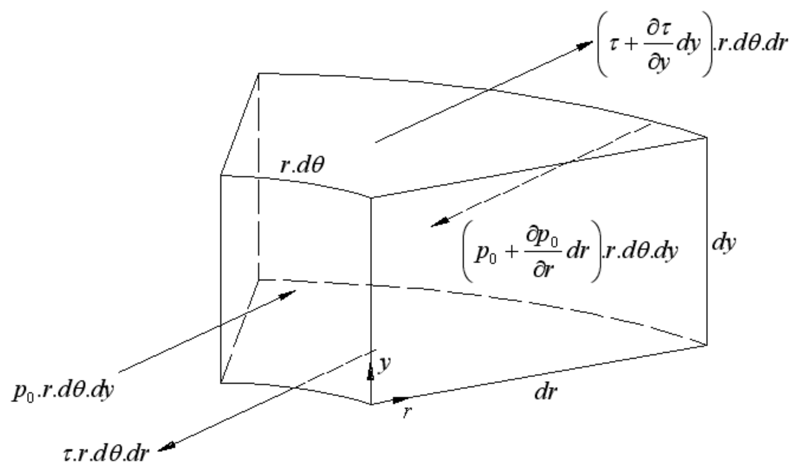


Figura A.4 – Forças atuantes no volume infinitesimal, na direção radial.

Para indicar as forças atuantes nas faces inferior e superior do volume elementar de óleo, devidas à tensão de cisalhamento, esta foi denotada inicialmente por τ na figura A.4 e nas equações abaixo, ao invés de τ_{yr}, num procedimento semelhante ao adotado no item A.3.1.

Além disso, não foram indicados na figura A.4 as componentes de forças perpendiculares às faces de áreas *drdy*. Estas componentes são desprezíveis, uma vez que sen $d\theta/2$ tende a zero.

Aplicando-se a condição de equilíbrio de forças na direção radial, resulta:

$$p_0\, r\, d\theta\, dy + \left(\tau + \frac{\partial \tau}{\partial y} dy \right) r\, d\theta\, dr = \left(p_0 + \frac{\partial p_0}{\partial r} dr \right) r\, d\theta\, dy + \tau\, r\, d\theta\, dr \tag{A.9}$$

Desmembrando-se a equação A.9, tem-se

$$p_0\, r\, d\theta\, dy + \tau\, r\, d\theta\, dr + \frac{\partial \tau}{\partial y} r\, d\theta\, dr\, dy = p_0\, r\, d\theta\, dy + \frac{\partial p_0}{\partial r} r\, d\theta\, dr\, dy + \tau\, r\, d\theta\, dr \tag{A.10}$$

Eliminando-se os termos comuns nos dois membros da equação, resulta:

$$\frac{\partial \tau}{\partial y} r\, d\theta\, dr\, dy = \frac{\partial p_0}{\partial r} r\, d\theta\, dr\, dy \tag{A.11}$$

Cortando os diferenciais iguais nos dois membros, chega-se à equação de equilíbrio das forças atuantes nas faces do volume setorial na direção radial r, isto é:

$$\frac{\partial \tau_{yr}}{\partial y} = \frac{\partial p_0}{\partial r} \tag{A.12}$$

Apêndice B

EQUAÇÕES DOS PERFIS DE VELOCIDADES NAS DIREÇÕES DAS COORDENADAS POLARES

B.1 INTRODUÇÃO

Inicialmente, para melhor visualização das direções e sentidos das coordenadas cilíndricas, foram considerados dois planos paralelos (1 e 2) com movimentos relativos em relação as direções das coordenadas r, θ e $0y$, conforme na figura B.1. Um dos planos será considerado parado ou fixo em relação ao outro na direção do eixo $0y$, resultando numa velocidade $V_1 = 0$. O plano 1 poderá ter movimento em relação aos eixos r e θ, indicado pelas respectivas velocidades W_1 e U_1 e o plano 2 poderá ter movimento em relação aos eixos r, θ e $0y$, indicado respectivamente pelas velocidades W_2, U_2 e V_2 .

Estas considerações são importantes para a definição das direções de movimento das superfícies estudadas do mancal e na dedução da equação de Reynolds bidimensional, trabalhada no próximo apêndice.

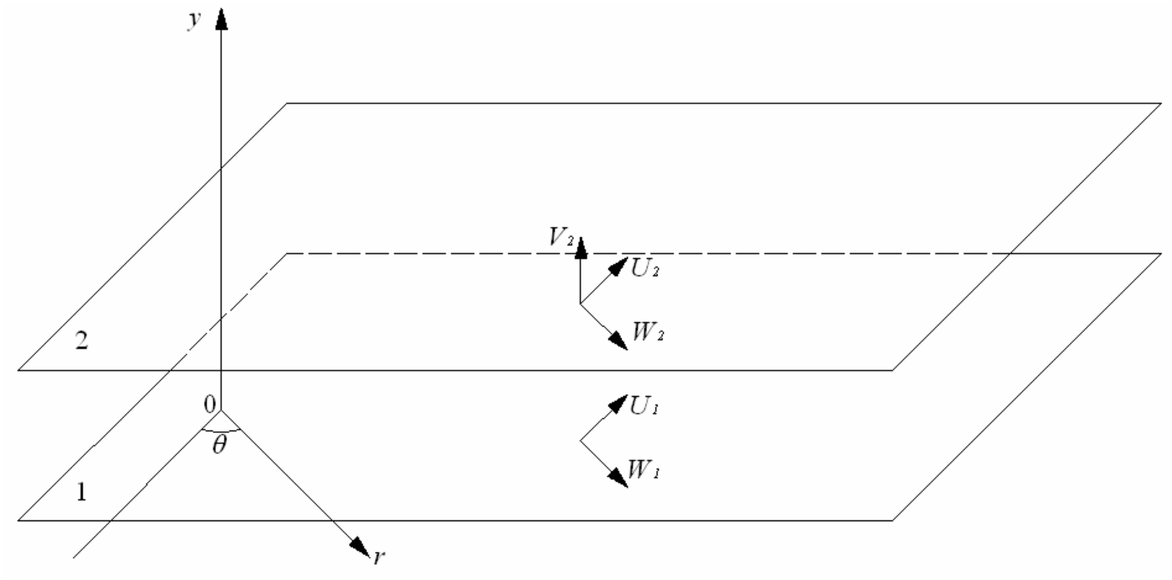


Figura B.1 – Sistemas de eixos e componentes de velocidades

A aplicação da lei de Newton para um escoamento viscoso nas direções θ e r, num elemento de volume infinitesimal, mostrado no apêndice A, fornece:

$$\tau_{y\theta} = \eta \frac{\partial u}{\partial y} \tag{B.1}$$

$$\tau_{yr} = \eta \frac{\partial w}{\partial y} \tag{B.2}$$

B.2 EQUAÇÃO DO PERFIL DE VELOCIDADES PARA A DIREÇÃO *θ*

Substituindo-se a equação B.1 na equação A.8, resulta:

$$\frac{\partial}{\partial y}\left(\eta \frac{\partial u}{\partial y}\right) = \frac{1}{r}\frac{\partial p_0}{\partial \theta} \tag{B.3}$$

Considerando η constante, tem-se:

$$\eta \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = \frac{1}{r}\frac{\partial p_0}{\partial \theta} \tag{B.4}$$

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = \frac{1}{\eta r}\frac{\partial p_0}{\partial \theta} \tag{B.5}$$

Integrando-se a equação B.5 duas vezes em relação a *y*.

$$\int \frac{\partial(\partial u)}{\partial y} = \int \frac{1}{\eta r}\frac{\partial p_0}{\partial \theta}\partial y \tag{B.6}$$

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{\eta r}\frac{\partial p_0}{\partial \theta} y + C_1 \tag{B.7}$$

$$\int \partial u = \int \left(\frac{1}{\eta r}\frac{\partial p_0}{\partial \theta} y + C_1\right)\partial y \tag{B.8}$$

$$u = \frac{1}{\eta r}\frac{\partial p_0}{\partial \theta}\frac{y^2}{2} + C_1 y + C_2 \tag{B.9}$$

Aplicando-se as condições de contorno, isto é, as condições de escoamento do fluido nas regiões de contato do óleo com as superfícies da sapata e do colar, na equação B.9, tem-se:

1. para $y = 0$ e $u = U_1$ ➔ $C_2 = U_1$;
2. para $y = h$ e $u = U_2$ ➔ $C_1 = -\dfrac{1}{2\eta r}\dfrac{\partial p_0}{\partial \theta} h + \left(\dfrac{U_2 - U_1}{h}\right)$

Substituindo as constantes C_1 e C_2 na equação da velocidade B.9, resulta:

$$u = \frac{1}{2\eta r}\frac{\partial p_0}{\partial \theta} y^2 + \left[-\frac{1}{2\eta r}\frac{\partial p_0}{\partial \theta} h + \left(\frac{U_2 - U_1}{h}\right)\right] y + U_1 \tag{B.10}$$

$$u = \frac{1}{2\eta r}\frac{\partial p_0}{\partial \theta} y^2 - \frac{1}{2\eta r}\frac{\partial p_0}{\partial \theta} h\, y + \left(\frac{U_2 - U_1}{h}\right) y + U_1 \tag{B.11}$$

$$u = \frac{1}{2\eta r}\frac{\partial p_0}{\partial \theta} y^2 - \frac{1}{2\eta r}\frac{\partial p_0}{\partial \theta} h\, y + \frac{y}{h} U_2 - \frac{y}{h} U_1 + U_1 \tag{B.12}$$

Após os devidos agrupamentos, obtém-se a equação do perfil de velocidades de um fluido escoando na direção da coordenada θ, como segue:

$$u = \frac{1}{2\eta r}\frac{\partial p_0}{\partial \theta} y\left(y-h\right) + \frac{\left(h-y\right)}{h}U_1 + \frac{y}{h}U_2 \qquad \text{(B.13)}$$

B.3 EQUAÇÃO DO PERFIL DE VELOCIDADES PARA A DIREÇÃO *r*

Substituindo-se a equação B.2 na equação A.12, tem-se:

$$\frac{\partial}{\partial y}\left(\eta \frac{\partial w}{\partial y}\right) = \frac{\partial p_0}{\partial r} \qquad \text{(B.15)}$$

Considerando-se η constante, resulta:

$$\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} = \frac{1}{\eta}\frac{\partial p_0}{\partial r} \qquad \text{(B.16)}$$

Integrando-se duas vezes em relação a y, tem-se:

$$\int \frac{\partial\left(\partial w\right)}{\partial y} = \int \frac{1}{\eta}\frac{\partial p_0}{\partial r}\partial y \qquad \text{(B.17)}$$

$$\frac{\partial w}{\partial y} = \frac{1}{\eta}\frac{\partial p_0}{\partial r} y + C_1 \qquad \text{(B.18)}$$

$$\int \partial w = \int \left(\frac{1}{\eta}\frac{\partial p_0}{\partial r} y + C_1\right)\partial y \qquad \text{(B.19)}$$

$$w = \frac{1}{\eta}\frac{\partial p_0}{\partial r}\frac{y^2}{2} + C_1 y + C_2 \qquad \text{(B.20)}$$

Aplicando-se as condições de contorno às constantes C_1 e C_2 da equação B.20, são obtidas, como segue:

1. para $y = 0$ e $w = W_1 \Rightarrow C_2 = W_1$;

2. para $y = h$ e $w = W_2 \Rightarrow C_1 = -\frac{1}{2\eta}\frac{\partial p_0}{\partial r}h + \left(\frac{W_2 - W_1}{h}\right)$

Substituindo essas constantes C_1 e C_2 na equação da velocidade B.20, tem-se:

$$w = \frac{1}{2\eta}\frac{\partial p_0}{\partial r}y^2 + \left[-\frac{1}{2\eta}\frac{\partial p_0}{\partial r}h + \left(\frac{W_2 - W_1}{h}\right)\right]y + W_1 \qquad \text{(B.21)}$$

$$w = \frac{1}{2\eta}\frac{\partial p_0}{\partial r}y^2 - \frac{1}{2\eta}\frac{\partial p_0}{\partial r}hy + \frac{y}{h}W_2 - \frac{y}{h}W_1 + W_1 \qquad \text{(B.22)}$$

$$w = \frac{1}{2\eta}\frac{\partial p_0}{\partial r}y^2 - \frac{1}{2\eta}\frac{\partial p_0}{\partial r}hy + \frac{y}{h}W_2 + \left(\frac{-yW_1 + hW_2}{h}\right) \qquad \text{(B.23)}$$

Após os devidos agrupamentos, obtém-se a equação do perfil de velocidades de um fluido escoando na direção da coordenada r, isto é:

$$w = \frac{1}{2\eta}\frac{\partial p_0}{\partial r}y\left(y - h\right) + \frac{\left(h - y\right)}{h}W_1 + \frac{y}{h}W_2 \qquad \text{(B.24)}$$

Apêndice C

DEDUÇÃO DA EQUAÇÃO DE REYNOLDS

C.1 INTRODUÇÃO

Em função da dedução das equações dos perfis de velocidades em relação às coordenadas θ e r, deduziu-se as taxas de fluxo de óleo num volume setorial infinitesimal em relação às coordenadas já mencionadas. Estas equações serão necessárias na equação da continuidade, cujo objetivo é de se obter uma outra equação com a finalidade de reger o comportamento de um fluido entre duas placas com viscosidade constante em toda a região compreendida entre elas, uma placa em movimento e a outra estacionária e inclinada. Esta equação é conhecida como a equação de Reynolds bidimensional isoviscosa.

C.2 DETERMINAÇÃO DAS TAXAS DE FLUXO DE LUBRIFICANTE EM RELAÇÃO AS COORDENADAS θ E r

As taxas a serem definidas (q_θ e q_r) foram obtidas através da integração das velocidades, conforme equações C.1 e C.2.

$$q_\theta = \int_0^h u \, dy \tag{C.1}$$

$$q_r = \int_0^h w\,dy \tag{C.2}$$

Lembrando que as taxas q_θ e q_r são taxas de fluxo por unidade de largura.

C.2.1 Taxa de Vazão Referente a θ

Fazendo a substituição na equação C.1, da variável u pela equação do perfil de velocidades na direção θ, deduzida no apêndice B, fica:

$$q_\theta = \int_0^h \left[\frac{1}{2\eta r} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} y\left(y-h\right) + \frac{\left(h-y\right)}{h} U_1 + \frac{y}{h} U_2 \right] dy \tag{C.3}$$

Da equação C.3, trabalha-se para se obter uma equação mais detalhada, conforme equação C.4.

$$q_\theta = \int_0^h \frac{1}{2\eta r} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} y^2\,dy - \int_0^h \frac{1}{2\eta r} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} y\,h\,dy + \int_0^h U_1\,dy - \int_0^h \frac{y}{h} U_1\,dy + \int_0^h \frac{y}{h} U_2\,dy \tag{C.4}$$

Integrando e substituindo os limites de integração da equação C.4, resulta na equação logo abaixo.

$$q_\theta = \frac{1}{2\eta r} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \frac{h^3}{3} - \frac{1}{2\eta r} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \frac{h^3}{2} + U_1\,h - U_1 \frac{h}{2} + U_2 \frac{h}{2} \tag{C.5}$$

Sucessivas simplificações são impostas, conforme mostrado pelas equações C.6 a C.9.

$$q_\theta = \frac{1}{2\eta r} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \frac{h^3}{3} - \frac{1}{2\eta r} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \frac{h^3}{2} + \frac{2U_1\,h - U_1\,h}{2} + U_2 \frac{h}{2} \tag{C.6}$$

$$q_\theta = \frac{1}{6\eta r} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} h^3 - \frac{1}{4\eta r} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} h^3 + U_1 \frac{h}{2} + U_2 \frac{h}{2} \tag{C.7}$$

$$q_\theta = \frac{1}{2\eta r} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} h^3 \left(\frac{1}{3} - \frac{1}{2} \right) + \frac{\left(U_1 + U_2\right) h}{2} \tag{C.8}$$

$$q_\theta = \frac{1}{2\eta r}\frac{\partial p_0}{\partial \theta}h^3\left(-\frac{1}{6}\right)+\frac{\left(U_1+U_2\right)h}{2} \tag{C.9}$$

Após as devidas simplificações, chega-se à equação C.10 que é a taxa de lubrificante em relação a θ, por unidade de comprimento.

$$q_\theta = -\frac{1}{12\eta r}\frac{\partial p_0}{\partial \theta}h^3+\frac{\left(U_1+U_2\right)h}{2} \tag{C.10}$$

C.2.2 Taxa de Vazão Referente a *r*

Fazendo a substituição na equação C.2 da variável w pela equação do perfil de velocidades na direção r, deduzida no apêndice B, fica:

$$q_r = \int_0^h \left[\frac{1}{2\eta}\frac{\partial p_0}{\partial r}y\left(y-h\right)+\frac{\left(h-y\right)}{h}W_1+\frac{y}{h}W_2\right]dy \tag{C.11}$$

Da equação C.11, trabalha-se para se obter uma equação mais detalhada, conforme equação C.12.

$$q_r = \int_0^h \frac{1}{2\eta}\frac{\partial p_0}{\partial r}y^2\,dy-\int_0^h \frac{1}{2\eta}\frac{\partial p_0}{\partial r}y\,h\,dy+\int_0^h W_1\,dy-\int_0^h \frac{y}{h}W_1\,dy+\int_0^h \frac{y}{h}W_2\,dy \tag{C.12}$$

Integrando e substituindo os limites de integração da equação C.12 resulta na equação logo abaixo, em seqüência mais uma simplificação.

$$q_r = \frac{1}{2\eta}\frac{\partial p_0}{\partial r}\frac{h^3}{3}-\frac{1}{2\eta}\frac{\partial p_0}{\partial r}\frac{h^3}{2}+W_1\,h-W_1\frac{h}{2}+W_2\frac{h}{2} \tag{C.13}$$

$$q_r = \frac{1}{6\eta}\frac{\partial p_0}{\partial r}h^3-\frac{1}{4\eta}\frac{\partial p_0}{\partial r}h^3+W_1\frac{h}{2}+W_2\frac{h}{2} \tag{C.14}$$

Após as devidas simplificações, chega-se à equação C.15 que é a taxa de lubrificante em relação a r, por unidade de largura.

$$q_r = -\frac{1}{12\eta}\frac{\partial p_0}{\partial r}h^3 + \frac{(W_1 + W_2)h}{2} \tag{C.15}$$

C.3 EQUAÇÃO DE REYNOLDS EM COORDENADAS POLARES

Substituindo as taxas de vazões q_θ e q_r, deduzidas anteriormente na equação da continuidade do fluxo num elemento de volume setorial infinitesimal, equação C.16, chega-se a equação C.17.

$$\frac{1}{r}\frac{\partial q_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial q_r}{\partial r} = 0 \tag{C.16}$$

$$\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial \theta}\left[-\frac{1}{12\eta r}\frac{\partial p_0}{\partial \theta}h^3 + \frac{(U_1 + U_2)h}{2}\right] + \frac{\partial}{\partial r}\left[-\frac{1}{12\eta}\frac{\partial p_0}{\partial r}h^3 + \frac{(W_1 + W_2)h}{2}\right] = 0 \tag{C.17}$$

Fazendo os devidos detalhamentos na equação C.17, chega-se às equações seguintes.

$$\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial \theta}\left(-\frac{1}{12\eta r}\frac{\partial p_0}{\partial \theta}h^3\right) + \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial \theta}\left[\frac{(U_1 + U_2)h}{2}\right] + \frac{\partial}{\partial r}\left(-\frac{1}{12\eta}\frac{\partial p_0}{\partial r}h^3\right) + \frac{\partial}{\partial r}\left[\frac{(W_1 + W_2)h}{2}\right] = 0 \tag{C.18}$$

$$\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial \theta}\left(-\frac{1}{12\eta r}\frac{\partial p_0}{\partial \theta}h^3\right) + \frac{\partial}{\partial r}\left(-\frac{1}{12\eta}\frac{\partial p_0}{\partial r}h^3\right) = -\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial \theta}\left[\frac{(U_1 + U_2)h}{2}\right] - \frac{\partial}{\partial r}\left[\frac{(W_1 + W_2)h}{2}\right] \tag{C.19}$$

Multiplicando a equação C.19 por -1, fica:

$$\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial \theta}\left(\frac{1}{12\eta r}\frac{\partial p_0}{\partial \theta}h^3\right) + \frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{1}{12\eta}\frac{\partial p_0}{\partial r}h^3\right) = +\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial \theta}\left[\frac{(U_1 + U_2)h}{2}\right] + \frac{\partial}{\partial r}\left[\frac{(W_1 + W_2)h}{2}\right] \tag{C.20}$$

Passando o denominador 12 para o outro lado da igualdade, como numerador, e o dividindo por 2, chega-se à equação C.21 a seguir:

$$\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial \theta}\left(\frac{1}{\eta r}\frac{\partial p_0}{\partial \theta}h^3\right) + \frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{1}{\eta}\frac{\partial p_0}{\partial r}h^3\right) = 6\left\{\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial \theta}\left[(U_1 + U_2)h\right] + \frac{\partial}{\partial r}\left[(W_1 + W_2)h\right]\right\} \tag{C.21}$$

Considerando a viscosidade η constante, tira-se de dentro dos termos em derivadas parciais do primeiro membro e leva-se para o segundo membro. Promovendo mais algumas simplificações na equação C.21, resulta a equação C.22, chamada de equação de Reynolds bidimensional. Esta equação considera as velocidades U_1, U_2, e W_2 diferentes de zero, caso geral.

$$\frac{\partial}{\partial r}\left(h^3 \frac{\partial p_0}{\partial r}\right)+\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial \theta}\left(\frac{h^3}{r}\frac{\partial p_0}{\partial \theta}\right)=6\eta\left\{\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial \theta}\left[\left(U_1+U_2\right)h\right]+\frac{\partial}{\partial r}\left[\left(W_1+W_2\right)h\right]\right\} \qquad \text{(C.22)}$$

Impondo mais algumas considerações, tais como, não tendo velocidades nas placas em relação ao raio ($W_1 = W_2 = 0$) e só tendo movimento na placa 2 ($U_1 = 0$ e $U_2 = U$) em relação a θ, substituindo na equação C.22, tem-se a equação C.23.

$$\frac{\partial}{\partial r}\left(h^3 \frac{\partial p_0}{\partial r}\right)+\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial \theta}\left(\frac{h^3}{r}\frac{\partial p_0}{\partial \theta}\right)=6\eta\frac{1}{r}\frac{\partial\left(U\,h\right)}{\partial \theta} \qquad \text{(C.23)}$$

Adotando mais algumas considerações como velocidade U constante e simplificações para que a variável r vá para os membros em derivada parcial, deixando o segundo membro sem r, chega-se então, à equação C.24. Esta equação será chamada de equação de Reynolds bidimensional isoviscosa e foi utilizada para o estudo dos mancais axiais hidrodinâmicos.

$$\frac{\partial}{\partial r}\left(r\,h^3 \frac{\partial p_0}{\partial r}\right)+\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial \theta}\left(h^3\frac{\partial p_0}{\partial \theta}\right)=6\,\eta\,U\frac{\partial h}{\partial \theta} \qquad \text{(C.24)}$$

Apêndice D

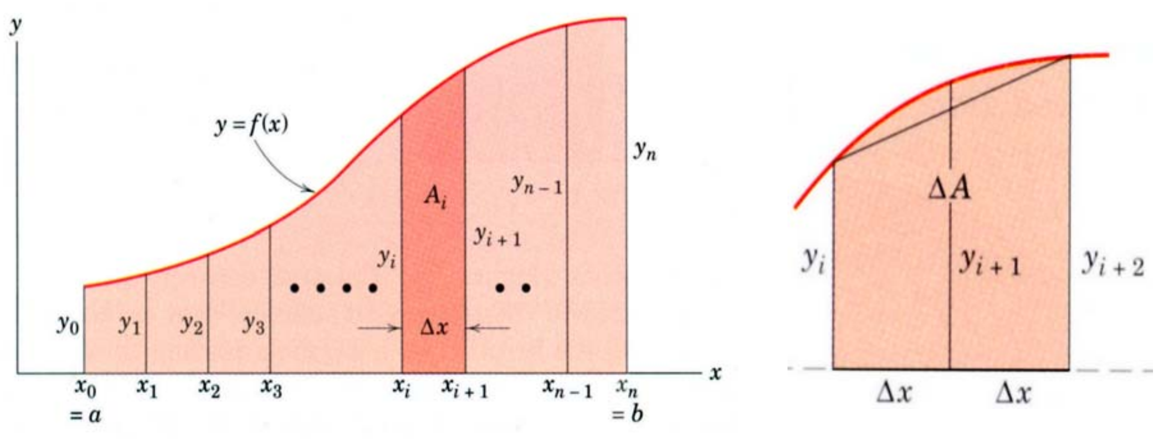
MÉTODO DE SIMPSON

D.1 INTRODUÇÃO

Para a obtenção dos parâmetros de desempenho do mancal axial, tais como, a capacidade de carga, o centro de pressão, as vazões sobre a sapata e a perda de potência, é necessário o uso de um método numérico para a solução das respectivas integrais. A solução destas integrais fez-se utilizando o método de Simpson, descrito a seguir, a partir dos procedimentos para cálculo de áreas sob curvas, descritos por Meriam e Kraige (2002).

D.2 DESCRIÇÃO DO MÉTODO DE SIMPSON

Sabe-se que uma integração corresponde a determinar a área compreendida entre o eixo x e a curva $y = f(x)$ no intervalo considerado, conforme mostrado na figura D.1(a). Existem vários processos numéricos para efetuar essa integração, mediante divisão da área sob a curva em um certo número n de faixas de largura $\Delta x = (x_n - x_0)/n$.



(a) (b)

Figura D.1 – Nomenclatura da função *f(u)* para o método de Simpson. (Meriam e Kraige ,2002)

O processo mais utilizado é o método de Simpson, que consiste em aproximar um trecho da curva por uma parábola que passa por três pontos definidos por três valores sucessivos de *f(x)*, conforme mostrado na figura D.1(b) . Constituem-se assim, duas faixas consecutivas de área "total".

$$\Delta A = \frac{1}{3}\left(f_i + 4 f_{i+1} + f_{i+2}\right)\Delta x \tag{D.1}$$

Somando-se todos os valores de ΔA obtém-se a integração procurada, isto é:

$$\int_{x_o}^{x_n} \mathrm{f(x)}\, dx = \frac{\Delta x}{3}[\, f_o + 4 f_1 + 2 f_2 + \ldots + 2 f_{n-2} + 4 f_{n-1} + f_n] \tag{D.2}$$

ou

$$\int_{x_o}^{x_n} \mathrm{f(x)}\, dx = \frac{\Delta x}{3}[\, f_o + 2(f_2 + f_4 + \ldots + f_{n-2}) + 4(f_1 + f_3 + \ldots + f_{n-1}) + f_n] \tag{D.3}$$

É importante lembrar que o método de Simpson exige que o número de faixas *n* seja par.

Apêndice E

PROGRAMA COMPUTACIONAL

E.1 INTRODUÇÃO

Após o modelamento matemático desenvolvido sobre a teoria da lubrificação hidrodinâmica num mancal axial, foi elaborado um programa computacional, em linguagem Fortran, para solução das equações que definem os parâmetros de desempenho do mancal.

Este programa proporciona a simulação do funcionamento de um mancal axial para variações de carga, rotação, espessura do filme de óleo na saída e no pivô da sapata, coordenadas de pivotamento, número de sapatas, geometria das partes componentes do mancal e valores característicos do óleo lubrificante. O programa foi nomeado como calmancalES.for e foi listado a seguir. Também, ao final da listagem, são apresentados dois arquivos típicos de dados de entrada para aplicação do programa.

Basicamente, o programa foi dividido em duas partes principais: a primeira orientada para o cálculo da distribuição de pressão e espessuras de filme de óleo sobre a superfície de uma sapata e a segunda parte para o cálculo dos parâmetros de desempenho do mancal.

E.2 PROGRAMA calmancalES.for

```
c-------------------------------------------------------------------------------------------------------- c
c                                                                                                        c
c                    Universidade Federal de Itajubá - UNIFEI                                            c
c                    Programa de Pós-Graduação - Mestrado                                                c
c                    Área de Concentração - " Projeto e Fabricação ".                                    c
c                    Período: 03/2004 a 06/2006.                                                         c
c                                                                                                        c
c-------------------------------------------------------------------------------------------------------- c
c                                                                                                        c
c              """ Programa para Cálculo dos Parâmetros de Operação                                      c
c              do Mancal Axial Hidrodinâmico de Sapatas Setoriais Pivotadas                              c
c              Considerando Variação da Espessura do Filme de Óleo ao Longo                              c
c              do Comprimento Circunferencial bem como na Direção                                        c
c              Radial da Sapata Setorial."""                                                             c
c                                                                                                        c
c              'Parte integrande da Dissertação de Mestrado'                                             c
c                                  Tema:                                                                 c
c              "" Análise do Comportamento Operacional de Mancais                                        c
c              Axiais Hidrodinâmicos de Sapatas Setoriais Pivotadas.""                                   c
c                                                                                                        c
c                                                                                                        c
c     Mestrando: Marcos Moura Galvão                                                                     c
c     Orientador: Prof. Ph.D. Vilmar Arthur Schwarz                                                      c
c     Co-orientador: Prof. Dr. André Garcia Chiarello                                                    c
c                                                                                                        c
c-------------------------------------------------------------------------------------------------------- c
c              *********************************************                                             c
c************ Especificações dos Parâmetros usados no Programa:*************** c
c              *********************************************                                             c
c                                                                                                        c
c  A(1 a 5) Coeficientes da equação de diferenças finitas.                                               c
c  AR       Ângulo de inclinação da sapata em relação a largura, em radianos.                            c
c  AT       Ângulo de inclinação da sapata em relação ao comprimento,                                    c
c           em radianos.                                                                                 c
c  As       Área da sapata, dimensional [m2].                                                            c
c  B1       Fator (espessura do óleo na saída/espessura do pivô)elevado a 2,                             c
c                (HRS/HP)**2                                                                             c
c  cp       Calor Específico do lubrificante [kcal/kg.ºC].                                               c
c  DT       Passo (espaço) na direção angular- Delta Teta.                                               c
c  DR       Passo (espaço) na direção OR adimensional,Delta R.                                           c
c  DRd      Passo (espaço) na direção OR dimensional,Delta R [mm].                                       c
c  DIF(I,J) Difer. Abs. entre a pressão da iter. atual e da anterior.                                    c
c  DENOM(I,J) Denominador dos coeficientes A(1 a 5) adimensional.                                        c
c  e        Base da exponencial neperiana, igual a 2.71828183 .                                          c
c  ELT      Elevação de temperatura dimensional para uma sapata, em °C.                                  c
c  EN       Velocidade de rotação do colar [rps].                                                        c
c  Es       Espessura da sapata [m].                                                                     c
```

```
c  Fcarga   Carga total aplicada ao mancal [N].                                    c
c  Fv       Fator de capacidade de carga adimensional.                             c
c  F        Fator de capacidade de carga adimensional modificado.                  c
c  Fo       Capacidade de carga do mancal, dimensional [N].                        c
c  Ho       Perda de potência dimensional nas sapatas [kW].                        c
c  H(I)     Espessuras do filme dr óleo nos nós,valores adimensionais.             c
c  Hd(I)    Espessuras do filme dr óleo nos nós,valores dimensionais [mm].         c
c  HP       Espessura do filme de óleo sobre o pivô da sapata [mm].                c
c  HRS      Espessura do filme de óleo na saída da sapata [mm].                    c
c  Hm       Espessura de óleo média calculada na entrada e na saída da             c
c           sapata [mm].                                                           c
c  H1INT1 Vetor criado pela 1° integração da fórmula de Simpson.                   c
c  H1INT2 Valor da 2° integração pela fórmula de Simpson ou 1° termo da            c
c           equação da perda de potência adimensional.                             c
c  H1SOMA(1 a 4) Variáveis de soma para cálculo das integrais pela fórmula de      c
c                   Simpson.                                                       c
c  H1CAL Vetor criado para o 1° termo da equação da Ho nos pontos                  c
c            internos da sapata, adimensional.                                     c
c  H1       1° termo da equação da Ho discretizado, equivale ao H1INT2.            c
c  H2       2° termo da equação da Ho discretizado, equivale ao LAMT.              c
c  H1J(J)   Vetor calculado para o 1° termo da equação de Ho na entrada da         c
c           sapata.                                                                c
c  H1M(J) Vetor calculado para o 1° termo da equação de Ho na saída da             c
c           sapata.                                                                c
c  HoPORSAPATA Perda de potência dimensional por sapata [W].                       c
c  HAST     Perda de potência adimensional modificada por Fv, TAD2/Fv.             c
c  ITER     Contador de iterações.                                                 c
c  I        Contadores na direção do angulo.                                       c
c  INTEGRANDOE  Conta aritmética indicada.                                         c
c  INTEGRANDOS  Conta aritmética indicada.                                         c
c  INTEGRANDORE  Conta aritmética indicada.                                        c
c  INTEGRANDORI  Conta aritmética indicada.                                        c
c  J        Contadores na direção do raio.                                         c
c  K        Fator da espessura no pivô/espessura na saída, HP/HRS.                 c
c  KA       Contador usado para a impressão das matrizes de espesura de            c
c           filme e pressão, adim. e dim.                                          c
c  kt       Condutividade térmica do material da sapata [w/m.ºC].                  c
c  L        Diferença entre raio externo e interno [m].                            c
c  LA       Fator de sobrerelaxação.                                               c
c  LAO      Fator de sobrerelaxação ótimo.                                         c
c  LAM1     Coeficiente de fricção adimensional na entrada da sapata.              c
c  LAMN     Coeficiente de fricção adimensional na saída da sapata.                c
c  LAMM     Coeficiente de fricção adimensional nos pontos internos da             c
c           sapata.                                                                c
c  LAMT     Coeficiente de fricção adim. total, após formula de Simpson.           c
c  MP       Número de divisões na direção do raio.                                 c
c  M        Número de nós na direção do raio=MP+1.                                 c
c  M1       Número de divisões na direção do raio menos um=MP-1.                   c
c  MDIF     Maior diferença (DIF) na última iteração.                              c
c  Mt       Torque de atrito dimensional [N.m].                                    c
c  MEMBRO(1 e 2) Membros integrantes do cálculo da ELT.                            c
```

```
c  NP        Número de divisões na direção do angulo.                         c
c  N         Número de nós na direção do angulo=NP+1.                         c
c  N1        Número de divisões na direção do angulo menos um=NP-1.           c
c  Ni        Viscosidade do lubrificante à temperatura média [mPa.s].         c
c  NUMERO Valor para a seleção dos arquivos de entrada no programa.           c
c  Oo        Angulo da sapata em graus.                                       c
c  Pm        Pressão aplicada por sapata, dimensional[N].                     c
c  PI        Número=3.14159265.                                               c
c  P(I,J)    Pressões nos nós na iteração anterior, adimensional.             c
c  PN(I,J)   Pressões nos nós na iteração mais nova, adimensional.            c
c  P0(I,J)   Pressão dimensional [MPa].                                       c
c  Qoe       Vazao na entrada de uma sapata, adimensional.                    c
c  QRI       Coeficiente de vazão no raio interno.                            c
c  QRE       Coeficiente de vazão no raio externo.                            c
c  QEN       Termo discretizado da vazão adimensional na entrada da sapata.   c
c  QSA       Termo discretizado da vazão adimensional na saída da sapata.     c
c  QE        Vazao na entrada de uma sapata, dimensional [m3/s].              c
c  QTOT      Vazao de entrada total emtodas as sapatas, dimensional [l/min].  c
c  Qos       Vazao na saída de uma sapata, adimensional.                      c
c  QS        Vazao na saída de uma sapata, dimensional [m3/s].                c
c  Qlat      Vazão lateral (Re e Ri) adimensional de uma sapata.              c
c  QLRI      Vazão de óleo no raio interno da sapata, dimensional [l/min].    c
c  QLRE      Vazão de óleo no raio externo da sapata, dimensional [l/min].    c
c  qanalíticoE Termo analítico da vazão adimensional na entrada.              c
c  qanalíticoS Termo analítico da vazão adimensional na saída.                c
c  QRe       Vazao na entrada de uma sapata, dimensional [l/min].             c
c  QRs       Vazao na saída de uma sapata, dimensional [l/min].               c
c  Re        Raio externo da sapata.                                          c
c  Ri        Raio interno da sapata.                                          c
c  RO        Massa Específica do lubrificante [kg/m3].                        c
c  RP        Raio do pivô da sapata, valor de entrada, dimensional [mm].      c
c  R(J)      Raios calculados nos nós, adimensional.                          c
c  Rd(J)     Raios calculados nos nós, dimensional [mm].                      c
c  Rop       Raio do centro de pressão, valor calculado, dimensional [mm].    c
c  Rpiv      Raio do centro de pressão, valor calculado, adimensional [mm].   c
c  S(J)      Vetor criado pela 1° integração da fórmula de Simpson.           c
c  S(1 a 23) Variáveis de soma para cálculo das integrais pela fórmula de     c
c            Simpson.                                                         c
c  SOM(1 a 4) Variáveis de soma para cálculo das integrais pela fórmula de    c
c            Simpson.                                                         c
c  SM(J)     Vetor criado pela 1° integração da fórmula de Simpson.           c
c  Toi       Ângulo da sapata em radianos.                                    c
c  TP        Ângulo do pivô da sapata menos o ângulo da sapata = Oo-TPent.    c
c  TPent     Ângulo do pivô da sapata em graus.                               c
c  TPR       Ângulo do pivô usado na equação da espessura em radianos.        c
c  Tpiv      Ângulo do centro de pressão, adimensional.                       c
c  Top       Ângulo do centro de pressão, dimensional em graus.               c
c  TD        Dimensionalizador da equação da Ho [W].                          c
c  TAD       Perda de potência (Ho) adimensional.                             c
c  TAD2      Perda de potência adim., sem modificações impostas anteriormente. c
c  term(1 e 2) Termos que fazem parte do cálculo do TAD e TAD2.               c
```

```
c  TEMPH   Variável temporária para a inversão da matriz de esp.adim.              c
c  TEMPHd Variável temporária para a inversão da matriz de esp.dim. [mm].          c
c  TERMO(1 e 2) Termos componentes do cálculo do coeficiente A5, adim.             c
c  TERDENOM(1 a 4) Termos componentes do cálculo do DENOM(I,J), adim.              c
c  TOL       Máxima tolerância admitida para MDIF.                                 c
c  T(I)      Angulos nos nós,em radianos.                                          c
c  U         Velocidade tangencial no raio médio [m/s].                            c
c  V(1 a 4)  Esp. de óleo no Ri e Re na entrada e saída da sapata, dim.[mm].       c
c  xp        Coordenada cartesiana do centro de pressão na sapata, dim.[mm].       c
c  x         Coordenada cartesiana para montagem do gráfico 3D - Tecplot.          c
c  yp        Coordenada cartesiana do centro de pressão na sapata, dim.[mm].       c
c  y         Coordenada cartesiana para montagem do gráfico 3D - Tecplot.          c
c  Z         Número de sapatas.                                                    c
c                                                                                  c
c--------------------------------------------------------------------------------- c
c                              ***********************
c**************************    Início do Programa    ********************
c                              ***********************
      IMPLICIT LOGICAL(A-Z)
c
c  ******************************************************************
c  *                       Declaração de Variáveis                  *
c  ******************************************************************
      INTEGER I,ITER,J,KA,M,MP,M1,N,NP,N1,NUMERO
      REAL A1(355,355),A2(355,355),A3(355,355),A4(355,355),A5(355,355)
      REAL AR,AT,cp,DENOM(355,355),DIF(355,355),DT,DR,DRd,EN,Es
      REAL H(355,355),Hd(355,355),HP,HRS,kt,K,L,LA,LAO
      REAL LAM1(355),MDIF,MI,Oo,P0(355,355),P(355,355),PN(355,355)
      REAL PI,Rd(355),Re,Ri,RO,R(355),RP,As
      REAL e,Fcarga,Toi,TOL,T(355),TP,TPent,TPR,TEMPH,TEMPHd,TERMO1
      REAL TERMO2,Z,TERDENOM1,TERDENOM2,TERDENOM3,TERDENOM4

      REAL Fv,F,B1,Fo,S9,S10,S11,S12,S13,S(355),Pm,Ni
      REAL S14,S15,S16,S17,S18,S19,S20,S21,S22,S23,YP,XP,Rop,Top
      REAL Rpiv,Tpiv

      REAL Hm,V1,V2,INTEGRANDOE(355),S5,S6,QEN,Qoe,QE,QTOT
      REAL V3,V4, INTEGRANDOS(355),S7,S8,QSA,Qos,QS,Qlat
      REAL INTEGRANDORI(355),S1,S2,QRI,QLRI
      REAL INTEGRANDORE(355),S3,S4,QRE,QLRE
      REAL qanaliticoE,qanaliticoS

      REAL LAMN(355),LAMM(355,355),LAMT,SOM1,SOM2
      REAL SOM3,SOM4,SM(355),U,Ho,Mt
      REAL H1INT2,H1SOMA1,H1CAL,H1,H2,H1INT1(355),H1SOMA2,H1SOMA3
      REAL H1SOMA4,H1J(355),H1M(355),TD,TAD,term1,term2,HoPORSAPATA

      REAL MEMBRO1,MEMBRO2,ELT,TAD2,HAST

      REAL X(355,355),Y(355,355)             !Referente ao arquivo do TECPLOT
```

```
c
c  *********************************************************************
c  *                Abertura e Seleção de Arquivos                     *
c  *********************************************************************
      NUMERO=1

      IF (NUMERO==1) THEN
            open(UNIT=5,file='dados-calmancalES.dat')
      ELSE IF (NUMERO==2) THEN
            open(UNIT=5,file='dados.esp-calmancalES.dat')
      END IF

      open(UNIT=6,file='saida-calmancalES.dat')
      open(UNIT=7,file='malhaesp-calmancalES.dat')
      open(UNIT=8,file='malhapressdm-calmancalES.dat')
      open(UNIT=10,file='malhapressad-calmancalES.dat')
c
c  *********************************************************************
c  *                      Entrada de Dados                             *
c  *********************************************************************
      WRITE(*,*)'AS RESPOSTAS ESTARAO NO ARQUIVO: saida-calmancalES.dat'
      WRITE(*,*)'AS DISTRIBUICOES DE:'
      WRITE(*,*)' ESPESSURA, NO ARQUIVO: malhaesp-calmancalES.dat'
      WRITE(*,*)' PRESSAO DIM, NO ARQUIVO: malhapressdm-calmancalES.dat'
      WRITE(*,*)' PRESSAO ADIM, NO ARQUIVO: malhapressad-calmancalES.dat'
      WRITE(*,*)''
      WRITE(*,*)'!!!!!!!!!!!! PROCESSANDO OS DADOS !!!!!!!!!!!!'
      WRITE(*,*)''
      WRITE(*,*)'AGUARDE................'
      READ(5,*)NP
      READ(5,*)MP
      READ(5,*)Re
      READ(5,*)Ri
      READ(5,*)Oo
      READ(5,*)K
      READ(5,*)EN
      READ(5,*)Z
      READ(5,*)Fcarga
      READ(5,*)AR
      READ(5,*)TPent
      READ(5,*)RP
      READ(5,*)HRS
      READ(5,*)RO
      READ(5,*)cp
      READ(5,*)kt
      READ(5,*)Es
c
c  *********************************************************************
c  *                      Cálculos Iniciais                            *
c  *********************************************************************
      L=Re-Ri
```

```
      PI=3.14159265
      e= 2.71828183
      TP=Oo-TPent
      Toi=((Oo*PI)/180.)
      TPR=((TP*PI)/180.)
      N=NP+1
      M=MP+1

      HP=HRS/K
      AT=ASIN((HP*(1-K))/(RP*TAN(TPR)))
c
c   **********************************************************************
c   *                 Cálculo das Espessuras sobre a Superfície da Sapata:               *
c   **********************************************************************
      T(1)=0.
      DT=Toi/NP
      DO I=2,N
            T(I)=T(I-1)+DT
      ENDDO

      DRd=L/(MP)
      Rd(1)=Ri
      DO J=2,M
            Rd(J)=Rd(J-1)+DRd
      ENDDO

      DO 10 I=1,N
            DO 20 J=1,M
            Hd(I,J)=HP+AT*Rd(J)*SIN(T(I)-TPR)+AR*(RP-Rd(J)*COS(T(I)-TPR))
            H(I,J)=Hd(I,J)/HP
20          CONTINUE
10    CONTINUE
c
c   **********************************************************************
c   *            Inversão da Malha de Distribuição de Espessuras Dimensionais            *
c   **********************************************************************
      DO I=1,N/2
            DO J=1,M
                  TEMPH=H(I,J)
                  H(I,J)=H(N-I+1,J)
                  H(N-I+1,J)=TEMPH
            ENDDO
      ENDDO
c
c   **********************************************************************
c   *                    Determinação do Vetor R(J) Adimensional:                        *
c   **********************************************************************
      DR=L/(MP*Re)
      R(1)=Ri/Re
      DO J=2,M
            R(J)=R(J-1)+DR
```

```
      ENDDO
c
c   ********************************************************************
c   *                 Determinação dos Valores de LAO e LA:              *
c   ********************************************************************
      LA=((COS(PI/NP)+((DT/DR)**2)*COS(PI/MP))/(1.+((DT/DR)**2)))**2

      IF(LA.GT.1.0) THEN
       STOP "LA > 1.0"
      ENDIF

      LAO=(2.*(1.-SQRT(1.-LA)))/LA
c
c   ********************************************************************
c   *        Cálculo dos Coeficientes da Equação de Diferenças Finitas:  *
c   ********************************************************************
      DO 32 I=2,NP
            DO 32 J=2,MP

       TERDENOM1=(((R(J+1)+R(J))/2)*(((H(I,J)+H(I,J+1))/2)**3))/(DR**2)
       TERDENOM2=(((R(J-1)+R(J))/2)*(((H(I,J)+H(I,J-1))/2)**3))/(DR**2)
       TERDENOM3=(1/R(J))*((((H(I,J)+H(I+1,J))/2)**3)/(DT**2))
       TERDENOM4=(1/R(J))*((((H(I,J)+H(I-1,J))/2)**3)/(DT**2))
       DENOM(I,J)=TERDENOM1+TERDENOM2+TERDENOM3+TERDENOM4

       A1(I,J)=
     * (((R(J+1)+R(J))/2.)*(((H(I,J)+H(I,J+1))/2.)**3))/((DR**2)
     * *(DENOM(I,J)))

       A2(I,J)=
     * (((R(J-1)+R(J))/2.)*(((H(I,J)+H(I,J-1))/2.)**3))/((DR**2)
     * *(DENOM(I,J)))

       A3(I,J)=(((H(I+1,J)+H(I,J))/2.)**3)/(R(J)*(DT**2)*DENOM(I,J))

       A4(I,J)=(((H(I-1,J)+H(I,J))/2.)**3)/(R(J)*(DT**2)*DENOM(I,J))

       TERMO1=6*PI*R(J)*(Re/L)**2
       TERMO2=((H(I-1,J)-H(I+1,J))/DT)
       A5(I,J)=(TERMO1*TERMO2)/DENOM(I,J)

32    CONTINUE
c
c   ********************************************************************
c   *         Estabelecer as Estimativas Iniciais para a Pressão,para   *
c   *              a Pressão Nova,e para as Diferenças Absolutas         *
c   ********************************************************************
      DO 33 I=1,N
            DO 33 J=1,M
                  DIF(I,J)=0.0
                  P(I,J)=0.0
```

```
                PN(I,J)=0.0
33    CONTINUE
c
c  ***********************************************************************
c  *                 Cálculo Sucessivo de Melhores Aproximações              *
c  *                  para as Pressões em Todos os Nós da Grade.             *
c  ***********************************************************************
c  *           Cálculo da Maior Diferença Absoluta entre as Pressões da      *
c  *            Iteração anterior e as Pressões Novas da Iteração Atual      *
c  ***********************************************************************
      ITER=0
3     ITER=ITER+1
      MDIF=0.0
      DO 34 I=2,NP
         DO 34 J=2,MP
            P(I,J)=PN(I,J)
34    CONTINUE

      DO 35 I=2,NP
         DO 35 J=2,MP
         PN(I,J)=P(I,J)+LAO*((A1(I,J)*P(I,J+1))+
   *     (A2(I,J)*PN(I,J-1))+
   *     (A3(I,J)*P(I+1,J))+
   *     (A4(I,J)*PN(I-1,J))+
   *     (A5(I,J))-P(I,J))

         DIF(I,J)=ABS(PN(I,J)-P(I,J))/ABS(PN(I,J))
         IF(MDIF.LT.DIF(I,J)) MDIF=DIF(I,J)
35    CONTINUE
c
c  ***********************************************************************
c  *        Parar, Se os Valores Computados Mostrarem Pequenas Variações,    *
c  *          u,se o Número de Iterações Exceder o Limite Máximo (1000)      *
c  ***********************************************************************
      TOL=1.0E-4
      IF(MDIF.LE.TOL)GO TO 2
      IF(ITER.LE.1000)GO TO 3

2     WRITE(*,*)''
      WRITE(*,*)''
      WRITE(*,*)'!!!! CONVERGIU APOS',ITER,'    ITERACOES !!!!'
      WRITE(*,*)''
      WRITE(*,*)''
c
c  ***********************************************************************
c  *              Montagem do Arquivo malhaesp-calmancalES.dat:              *
c  ***********************************************************************
      DO I=1,N/2
         DO J=1,M
            TEMPHd=Hd(I,J)
            Hd(I,J)=Hd(N-I+1,J)
```

```
                        Hd(N-I+1,J)=TEMPHd
                ENDDO
        ENDDO

        WRITE(7,*)''
        WRITE(7,*)'MALHA DE ESPESSURAS.(mm)'
        WRITE(7,*)''

        DO 57 KA=1,M
                J=M+1-KA
                WRITE(7,2020) (Hd(I,J),I=1,N)
2020            FORMAT(1X,300(F9.3))
57      CONTINUE
c
c   ***********************************************************************
c   *         CÁLCULO DOS PARÂMETROS DE DESEMPENHO DO MANCAL:        *
c   ***********************************************************************
c
c
c   ***********************************************************************
c   *      Cálculo da Capacidade de Carga, Fator F e Viscosidade Requerida no Mancal     *
c   ***********************************************************************
7       Fv=0.
        N1=NP-1
        M1=MP-1
c
c   ***********************************************************************
c   *            NÃO ESQUECER QUE PN(1,J), PN(N,J),PN(I,1) E PN(I,M) SÃO            *
c   *   NULOS! POR ESTE MOTIVO NÃO ENTRAM NA FÓRMULA DE SIMPSON   *
c   ***********************************************************************
         DO 39 J=1,M
                S9=0.0
                S10=0.0
                DO 391 I=3,N1,2
                        S10=S10+(PN(I,J)*R(J))
391             CONTINUE
                DO 392 I=2,NP,2
                        S9=S9+(PN(I,J)*R(J))
392             CONTINUE
                S(J)=((4.*S9+2.*S10)*DR)/3.
39      CONTINUE

        S11=0.
        S12=0.
        DO 393 J=3,M1,2
                S12=S12+S(J)
393     CONTINUE
        DO 394 J=2,MP,2
                S11=S11+S(J)
394     CONTINUE
```

```
      S13=((4.*S11+2.*S12)*DT)/3.

      Fv=S13
c
      B1=((HRS/HP)**2)
c
      F=Fv*B1
c
      Ni=(Fcarga*(HP**2)*(10**6))/(EN*Z*Fv*(L*Re)**2)
c
      Fo=((Ni*EN*(Re**2)*(L**2/HP**2))*Fv)/10**6
c
      As=PI*Oo*(Re**2-Ri**2)/(360*10**6)
c
      Pm=(Fcarga/(Z*As))/10**6
c
      WRITE(*,*) ''
      WRITE(*,*) ' CALCULO DOS PARÂMETROS DE DESEMPENHO DO MANCAL
AXIAL'
      WRITE(*,*) ''

      WRITE(6,*) ''
      WRITE(6,*) ' CALCULO DOS PARÂMETROS DE DESEMPENHO DO MANCAL
AXIAL'
      WRITE(6,*) ''

      WRITE(*,*) ''
      WRITE(*,*) ' 1 - CAPACIDADE DE CARGA E VISCOSIDADE REQ. NO
MANCAL'
      WRITE(*,*) ''

      WRITE(6,*) ''
      WRITE(6,*) ' 1 - CAPACIDADE DE CARGA E VISCOSIDADE REQ. NO
MANCAL'
      WRITE(6,*) ''

      WRITE(*,*) 'Fv=',Fv
      WRITE(*,*) 'Fo=',Fo,'[N]'
      WRITE(*,*) 'B1=',B1
      WRITE(*,*) 'F=',F
      WRITE(*,*) 'As=',As,'[m2]'
      WRITE(*,*) 'Pm=',Pm,'[MPa]'
      WRITE(*,*) 'Ni=',Ni*10**3,'[mPa.s]'

      WRITE(6,*) 'Fv=',Fv
      WRITE(6,*) 'Fo=',Fo,'[N]'
      WRITE(6,*) 'B1=',B1
      WRITE(6,*) 'F=',F
      WRITE(6,*) 'As=',As,'[m2]'
      WRITE(6,*) 'Pm=',Pm,'[MPa]'
      WRITE(6,*) 'Ni=',Ni*10**3,'[mPa.s]'
```

```
c
c   **********************************************************************
c   *           Cálculo do Ponto de Aplicação da Resultante das Forças - Pivô           *
c   **********************************************************************
        DO 59 J=1,M
                S14=0.0
                S15=0.0
                DO 591 I=3,N1,2
                        S15=S15+(P(I,J)*(R(J)**2)*(SIN(T(I))))
591             CONTINUE
                DO 592 I=2,NP,2
                        S14=S14+(P(I,J)*(R(J)**2)*(SIN(T(I))))
592             CONTINUE
                S(J)=(4.*S14+2.*S15)/3.
59      CONTINUE

        S16=0.0
        S17=0.0
        DO 593 J=3,M1,2
                S17=S17+S(J)
593     CONTINUE
        DO 594 J=2,MP,2
                S16=S16+S(J)
594     CONTINUE
        S18=(4.*S16+2.*S17)/3.
        YP=(Re*DT*DR*S18)/Fv

        DO 605 J=1,M
                S19=0.0
                S20=0.0
                DO 601 I=3,N1,2
                        S20=S20+(P(I,J)*(R(J)**2)*(COS(T(I))))
601             CONTINUE
                DO 602 I=2,NP,2
                        S19=S19+(P(I,J)*(R(J)**2)*(COS(T(I))))
602             CONTINUE
                S(J)=(4.*S19+2.*S20)/3.
605     CONTINUE

        S21=0.0
        S22=0.0
        DO 603 J=3,M1,2
                S22=S22+S(J)
603     CONTINUE
        DO 604 J=2,MP,2
                S21=S21+S(J)
604     CONTINUE
        S23=(4.*S21+2.*S22)/3.
        XP=(Re*DT*DR*S23)/Fv
c
        Rop=SQRT(XP**2+YP**2)
```

```
      Top=ATAN(YP/XP)
 c
      Rpiv=(Rop-Ri)/L
      Tpiv=Top/Toi

      WRITE(*,*) ''
      WRITE(*,*) ' 2 - CENTRO DE PRESSAO NA SAPATA'
      WRITE(*,*) ''

      WRITE(6,*) ''
      WRITE(6,*) ' 2 - CENTRO DE PRESSAO NA SAPATA '
      WRITE(6,*) ''

      WRITE(*,*) 'Rop=',Rop,'[mm]'
      WRITE(*,*) 'Top=',(Top*180)/PI,'[graus]'
      WRITE(*,*) ''
      WRITE(*,*) 'Rpiv=',Rpiv
      WRITE(*,*) 'Tpiv=',Tpiv

      WRITE(6,*) 'Rop=',Rop,'[mm]'
      WRITE(6,*) 'Top=',(Top*180)/PI,'[graus]'
      WRITE(6,*) ''
      WRITE(6,*) 'Rpiv=',Rpiv
      WRITE(6,*) 'Tpiv=',Tpiv
c
c   ***********************************************************************
c   *                    Cálculo das Vazões Sobre uma Sapata              *
c   ***********************************************************************
      WRITE(*,*) ''
      WRITE(*,*) ' 3 - VAZOES SOBRE A SAPATA NO MANCAL'
      WRITE(*,*) ''

      WRITE(6,*) ''
      WRITE(6,*) ' 3 - VAZOES SOBRE A SAPATA NO MANCAL'
      WRITE(6,*) ''
c
c     ******************************************************************
c     VAZAO RAIO INTERNO DA SAPATA
c     ----------------------------
      DO 43 I=1,N
         INTEGRANDORI(I)=(H(I,1)**3)*R(1)*((4.*PN(I,2)-PN(I,3))/(2.*DR))
43    CONTINUE

      S1=0.0
      S2=0.0
      DO 44 I=2,NP,2
         S1=S1+4.* INTEGRANDORI(I)
44    CONTINUE
      DO 45 I=3,N1,2
         S2=S2+2.* INTEGRANDORI(I)
45    CONTINUE
```

```
      QRI=(L*DT*(S1+S2))/(36.*PI*Re)

      QLRI=QRI*PI*Re*EN*L*HP/10**9.

      WRITE(*,*) '** 3.1 - VAZAO NO RAIO INTERNO **'
      WRITE(*,*) ''

      WRITE(*,*) 'QRI=',QRI
      WRITE(*,*) 'QLRI=',QLRI*60*10**3,'[l/min]'

      WRITE(6,*) ''
      WRITE(6,*) '** 3.1 - VAZAO NO RAIO INTERNO **'
      WRITE(6,*) ''

      WRITE(6,*) 'QRI=',QRI
      WRITE(6,*) 'QLRI=',QLRI*60*10**3,'[l/min]'
c
c   *********************************************************************
c     VAZAO RAIO EXTERNO DA SAPATA
c     ----------------------------
      DO 46 I=1,N
          INTEGRANDORE(I)=(H(I,M)**3)*R(M)*((PN(I,M1)-4.*PN(I,MP))/(2.*DR))
46    CONTINUE

      S3=0.
      S4=0.
      DO 47 I=2,NP,2
          S3=S3+4.* INTEGRANDORE(I)
47    CONTINUE
      DO 48 I=3,N1,2
          S4=S4+2.* INTEGRANDORE(I)
48    CONTINUE

      QRE=(-1.*L*DT*(S3+S4))/(36.*PI*Re)

      QLRE=QRE*PI*Re*EN*L*HP/10**9.

      WRITE(*,*) ''
      WRITE(*,*) '** 3.2 - VAZAO NO RAIO EXTERNO **'
      WRITE(*,*) ''
      WRITE(*,*) 'QRE=',QRE
      WRITE(*,*) 'QLRE=',QLRE*60*10**3,'[l/min]'

      WRITE(6,*) ''
      WRITE(6,*) '** 3.2 - VAZAO NO RAIO EXTERNO **'
      WRITE(6,*) ''

      WRITE(6,*) 'QRE=',QRE
      WRITE(6,*) 'QLRE=',QLRE*60*10**3,'[l/min]'
```

```
c
c   *********************************************************************
c        VAZAO ENTRADA DA SAPATA
c        -----------------------
         Hm=0.
         V1=H(1,1)*HP
         V2=H(1,M)*HP
         Hm=(V1+V2)/2

         DO 49 J=1,M
               INTEGRANDOE(J)=(H(1,J)**3)*(4.*PN(2,J)-PN(3,J))/(2.*DT*R(J))
49       CONTINUE

         S5=0.0
         S6=0.0
         DO 51 J=2,MP,2
               S5=S5+4.* INTEGRANDOE(J)
51       CONTINUE
         DO 52 J=3,M1,2
               S6=S6+2.* INTEGRANDOE(J)
52       CONTINUE

         QEN=(L*DR*(S5+S6))/(36.*PI*Re)

         qanaliticoE=((Hm/HP)*((L/(2*Re))-1))

         Qoe=(qanaliticoE+QEN)

         QE=Qoe*PI*Re*EN*L*HP/10**9

         QTOT=QE*Z*60*10**3

         WRITE(*,*) ''
         WRITE(*,*) '** 3.3 - VAZAO NA ENTRADA **'
         WRITE(*,*) ''

         WRITE(*,*) 'QEN=',QEN
         WRITE(*,*) 'Qoe=',-Qoe
         WRITE(*,*) 'QE=',QE,'[m3/s]'
         WRITE(*,*) 'QTOT=',-QTOT,'[l/min]'
         WRITE(*,*) 'QRe=',-QE*60*10**3,'[l/min]'

         WRITE(6,*) ''
         WRITE(6,*) '** 3.3 - VAZAO NA ENTRADA **'
         WRITE(6,*) ''

         WRITE(6,*) 'QEN=',QEN
         WRITE(6,*) 'Qoe=',-Qoe
         WRITE(6,*) 'QE=',QE,'[m3/s]'
         WRITE(6,*) 'QTOT=',-QTOT,'[l/min]'
         WRITE(6,*) 'QRe=',-QE*60*10**3,'[l/min]'
```

```
c
c    ******************************************************************
c        VAZAO SAIDA DA SAPATA
c        ---------------------
         Hm=0.
         V3=H(N,1)*HP
         V4=H(N,M)*HP
         Hm=(V3+V4)/2

         DO 53 J=1,M
              INTEGRANDOS(J)=(H(N,J)**3)*(PN(N1,J)-4.*PN(NP,J))/(2.*DT*R(J))
53       CONTINUE

         S7=0.
         S8=0.
         DO 54 J=2,MP,2
              S7=S7+4.* INTEGRANDOS(J)
54       CONTINUE
         DO 550 J=3,M1,2
              S8=S8+2.* INTEGRANDOS(J)
550      CONTINUE

         QSA=(-1.*L*DR*(S7+S8))/(36.*PI*Re)

         qanaliticoS=((Hm/HP)*(1-(L/(2*Re))))

         Qos=(qanaliticoS+QSA)

         QS=Qos*PI*Re*EN*L*HP/10**9.

         Qlat=ABS(Qoe) - Qos

         WRITE(*,*) ''
         WRITE(*,*) '** 3.4 - VAZAO NA SAIDA **'
         WRITE(*,*) ''

         WRITE(*,*) 'QSA=',QSA
         WRITE(*,*) 'Qos=',Qos
         WRITE(*,*) 'QS=',QS,'[m3/s]'
         WRITE(*,*) 'Qlat=',Qlat
         WRITE(*,*) 'QRs=',QS*60*10**3,'[l/min]'

         WRITE(6,*) ''
         WRITE(6,*) '** 3.4 - VAZAO NA SAIDA **'
         WRITE(6,*) ''

         WRITE(6,*) 'QSA=',QSA
         WRITE(6,*) 'Qos=',Qos
         WRITE(6,*) 'QS=',QS,'[m3/s]'
         WRITE(6,*) 'Qlat=',Qlat
         WRITE(6,*) 'QRs=',QS*60*10**3,'[l/min]'
```

```
c
c   *********************************************************************
c   *               Cálculo da Perda de Potência e do Torque de Atrito no Mancal          *
c   *********************************************************************
        DO 150 J=1,M
                LAM1(J)=(R(J)*H(1,J)*((4.*PN(2,J)-PN(3,J))/(2.*DT)))
                LAMN(J)=(R(J)*H(N,J)*((-4.*PN(NP,J)+PN(N1,J))/(2.*DT)))
150     CONTINUE

        DO 160 I=2,NP
                DO 160 J=1,M
                        LAMM(I,J)=(R(J)*H(I,J)*((PN(I+1,J)-PN(I-1,J))/(2.*DT)))
160     CONTINUE

        DO 170 J=1,M
                SOM1=0.
                SOM2=0.
                DO 180 I=3,N1,2
                        SOM1=SOM1+LAMM(I,J)
180             CONTINUE
                DO 190 I=2,NP,2
                        SOM2=SOM2+LAMM(I,J)
190             CONTINUE
                SM(J)=(LAM1(J)+4.*SOM1+2.*SOM2+LAMN(J))/3.
170     CONTINUE

        SOM3=0.
        SOM4=0.
        DO 200 J=3,M1,2
                SOM3=SOM3+SM(J)
200     CONTINUE
        DO 210 J=2,MP,2
                SOM4=SOM4+SM(J)
210     CONTINUE

        LAMT=((4.*SOM3+2.*SOM4)*DT*DR)/3.
        H2=LAMT
c       H2 é o valor discretizado do 2° termo da equação da perda de potência.

        DO 199 J=1,M
                H1J(J)=(R(J)**3)/H(1,J)
                H1M(J)=(R(J)**3)/H(N,J)
199     CONTINUE

        DO 211 J=1,M
                H1SOMA1=0
                H1SOMA2=0
                DO 212 I=3,N1,2
                        H1CAL=(R(J)**3)/H(I,J)
                        H1SOMA1=H1SOMA1+H1CAL
212             CONTINUE
```

```
              DO 213 I=2,NP,2
                   H1CAL=(R(J)**3)/H(I,J)
                   H1SOMA2=H1SOMA2+H1CAL
213           CONTINUE
              H1INT1(J)=(H1J(J)+4.*H1SOMA1+2.*H1SOMA2+H1M(J))/3.
211      CONTINUE

         H1SOMA3=0.
         H1SOMA4=0.
         DO 214 J=3,M1,2
              H1SOMA3=H1SOMA3+H1INT1(J)
214      CONTINUE
         DO 215 J=2,MP,2
              H1SOMA4=H1SOMA4+H1INT1(J)
215      CONTINUE

         H1INT2=((H1INT1(1)+4.*H1SOMA3+2.*H1SOMA4+H1INT1(M))*DT*DR)/3.
         H1=H1INT2
c        H1 é o valor discretizado do 1° termo da equação da perda de potência.

         U=PI*EN*(Re+Ri)/1000
c
c        TD=(((PI*(EN**2)*Ni*(Re**4))/HP)/10**9)
         TD=(((PI*EN*Pm*As*((Re/L)**2))*HRS)*10**3)
c
         term1=4*PI*H1
         term2=(L**2/Re**2)*H2
c
         TAD=(term1+term2)/(Fv*K)
c        TAD=(term1+term2)
         TAD2=(term1+term2)
c
         Ho=TD*TAD*Z
         Mt=Ho/(2*PI*EN)
         HAST=TAD2/Fv
         HoPORSAPATA=((PI*EN*Pm*As*((Re/L)**2)*HP*HAST))*10**3
c
         WRITE(*,*) ''
         WRITE(*,*) ' 4 - PERDA DE POTENCIA NO MANCAL'
         WRITE(*,*) ''

         WRITE(*,*) 'U=',U,'[m/s]'
         WRITE(*,*) 'TD=',TD,'[W]'
         WRITE(*,*) 'TAD=',TAD
         WRITE(*,*) 'Mt=',Mt,'[N.m]'
         WRITE(*,*) 'Ho=',Ho/10**3,'[Kw]'
         WRITE(*,*) 'HoPORSAPATA=',HoPORSAPATA,'[W]'

         WRITE(6,*) ''
         WRITE(6,*) ' 4 - PERDA DE POTENCIA NO MANCAL'
         WRITE(6,*) ''
```

```
      WRITE(6,*) 'U=',U,'[m/s]'
      WRITE(6,*) 'TD=',TD,'[W]'
      WRITE(6,*) 'TAD=',TAD
      WRITE(6,*) 'Mt=',Mt,'[N.m]'
      WRITE(6,*) 'Ho=',Ho/10**3,'[Kw]'
      WRITE(6,*) 'HoPORSAPATA=',HoPORSAPATA,'[W]'
c
c   ******************************************************************
c   *          Cálculo da Elevação de Temperatura por Sapata          *
c   ******************************************************************
      MEMBRO1=(2*HAST)/(2*(-Qoe)-(QRI+QRE))

      MEMBRO2=(Pm/(RO*cp))*10**6

c     cp é igual a (CALOR ESPECÍFICO X J) (J=4186Joule/kcal)

      ELT=MEMBRO1*MEMBRO2*((Re*As)/(L**3))*10**6

      WRITE(*,*) ''
      WRITE(*,*) ' 5 - ELEVACAO DE TEMPERATURA'
      WRITE(*,*) ''

      WRITE(*,*) ''ELT='',ELT,'C'

      WRITE(6,*) ''
      WRITE(6,*) ' 5 - ELEVACAO DE TEMPERATURA'
      WRITE(6,*) ''

      WRITE(6,*) ''ELT='',ELT,'C'
c
c   ******************************************************************
c   *        Montagem do Arquivo malhapressdm-calmancalES.dat:        *
c   ******************************************************************
      WRITE(8,*) ''
      WRITE(8,*) 'MALHA DA ULTIMA ITERACAO DIM.(MPa)'
      WRITE(8,*) ''

      DO I=2,NP
         DO J=2,MP
            P0(I,J)=(PN(I,J)*Ni*EN*((L/HP)**2))/10**6.
         ENDDO
      ENDDO

      DO 55 KA=1,M
         J=M+1-KA
         WRITE(8,3020) (P0(I,J),I=1,N)
3020     FORMAT(1X,300(F9.3))
55    CONTINUE
```

```
c  ******************************************************************
c  *            Montagem do Arquivo malhapressad-calmancalES.dat:         *
c  ******************************************************************
      WRITE(10,*) ''
      WRITE(10,*) 'MALHA DA ULTIMA ITERACAO ADIM.'
      WRITE(10,*) ''

      DO 90 KA=1,M
          J=M+1-KA
          WRITE(10,8020) (PN(I,J),I=1,N)
8020      FORMAT(1X,300(F9.3))
90    CONTINUE
c
c  ******************************************************************
c  *                    Finalização do Programa                       *
c  ******************************************************************
      CLOSE(UNIT=6)
      CALL TECPLOT(M,N,DT,R,PN)
c
      STOP
      END
c
c  ******************************************************************
c  *                 Chamada da Subroutine Tecplot                    *
c  *     A Pressão PN é Adimensional ( Pressão Utilizada Para o Gráfico)   *
c  ******************************************************************
      SUBROUTINE TECPLOT(M,N,DT,R,PN)
      REAL X(355,355),Y(355,355),R(355),PN(355,355),DT
      INTEGER I,J,M,N

      OPEN(9,FILE='Tecplot-calmancalR.dat')

      WRITE(9,1023) 'TITLE = " ARQUIVO DO TECPLOT - DISTR. PRESSAO"'
      WRITE(9,1024) 'VARIABLES = "X", "Y", "PN"  '
      WRITE(9,1025) 'ZONE I=',N,', J=',M, ', F=POINT'

      DO 10 I=1,N
          DO 10 J=1,M
              X(I,J)=R(J)*COS((I-1)*DT)
              Y(I,J)=R(J)*SIN((I-1)*DT)
              WRITE(9,1026) X(I,J),Y(I,J),PN(I,J)
10    CONTINUE

1023  FORMAT(1X,3A,I5,A)
1024  FORMAT(1X,A)
1025  FORMAT(1X,A,2(I4,A))
1026  FORMAT(3(1X,F12.5))

      RETURN
      END
```

E.3 EXEMPLO DO ARQUIVO dados-calmancalES.dat

270	! NP = NÚMERO DE DIVISÕES NA DIREÇÃO DO ÂNGULO (NÚMERO PAR)
270	! MP = NÚMERO DE DIVISÕES NA DIREÇÃO DO RAIO (NÚMERO PAR)
114.3	! Re = RAIO EXTERNO DO SETOR (mm)
57.15	! Ri = RAIO INTERNO DO SETOR (mm)
50.	! Oo = ÂNGULO DO SETOR (graus)
0.4	! K = RELAÇÃO HRS/HP
33.333333	! EN = ROTAÇÃO (rps)
6	! Z = NÚMERO DE SAPATAS
30000	! F = CARGA APLICADA (NEWTON)
0.0000	! AR = ALFA R
36.59	! TPent = ÂNGULO DE PIVOTAMENTO(valor de entrada)
88.79	! RP = RAIO DE PIVOTAMENTO (mm)
0.032	! HRS = ESPESSURA MÍNIMA DO FILME NA SAÍDA (mm)
870.	! RO = MASSA ESPECÍFICA DO ÓLEO (Kg/m3)
1967.	! cp = CALOR ESPECÍFICO (J/Kg ºC)
45.	! kt = CONDUTIVIDADE TÉRMICA DA SAPATA (w/m.ºC)
0.0254	! Es = ESPESSURA DA SAPATA (m)

E.4 EXEMPLO DO ARQUIVO dados.esp-calmancalES.dat

270	! NP = NÚMERO DE DIVISÕES NA DIREÇÃO DO ÂNGULO (NÚMERO PAR)
270	! MP = NÚMERO DE DIVISÕES NA DIREÇÃO DO RAIO (NÚMERO PAR)
8601.075	! Re = RAIO EXTERNO DO SETOR (mm)
8543.925	! Ri = RAIO INTERNO DO SETOR (mm)
.5	! Oo = ÂNGULO DO SETOR (graus)
0.4	! K = RELAÇÃO Hrs/Hp
.333333	! EN = ROTAÇÃO (rps)
600	! Z = NÚMERO DE SAPATAS
3000000	! F = CARGA APLICADA (NEWTON)
0.0000	! AR = ALFA R
.33333333	! TPent = ÂNGULO DE PIVOTAMENTO (valor de entrada)
8572.506	! RP = RAIO DE PIVOTAMENTO (mm)
0.035	! HRS = ESPESSURA DO FILME DE ÓLEO NA SAÍDA DA SAPATA (mm)
870.	! RO = MASSA ESPECÍFICA DO ÓLEO (Kg/m3)
1967.	! cp = CALOR ESPECÍFICO (J/Kg ºC)
45.	! kt = CONDUTIVIDADE TÉRMICA DA SAPATA (w/m.ºC)
0.0254	! Es = ESPESSURA DA SAPATA (m)

Apêndice F

TABELAS PROGRAMA calmancalES.for

F.1 INTRODUÇÃO

Uma série de tabelas foi gerada no programa computacional desenvolvido para esta pesquisa, para um mancal axial hidrodinâmico de sapatas setoriais pivotadas em função do modelamento da equação de Reynolds para este tipo de mancal em coordenadas polares.

F.2 TABELAS

Como resultado da simulação feita com o programa calmancalES.for, as tabelas F.1 a F.25 foram geradas para variações de carga de 14, 18, 22, 26 e 30 kN, rotações de 1000, 1500, 2000, 2500 e 3000 rpm e variações do fator K de 0,2 , 0,3 , 0,4 , 0,5 , 0,53 , 0,6 , 0,65 , 0,7 , 0,8 e 0,9. Os seguintes dados de entrada foram utilizados:

- NP = 270 nós;
- MP= 270 nós;
- R_e = 114,3 mm;
- R_i = 57,15 mm;
- θ_0 = 50°;
- Z = 6 sapatas;
- α_r = 0°;
- Ro = 870 kg/m^3;
- c_p = 1967 kcal/kg.°C;
- kt = 45 W/m.°C;
- es = 0,0254 mm.

Tabela F.1 – Tabela de dados para a carga de 14 kN e rotação de 1000 rpm.

K	h_{rs} (μm)	F	Δt (°C)	Q_e (l/min)	Q_s (l/min)	η (mPa.s)	H	H_0 (kW)	Mt (N.m)	Coord. Pivô
0,2	20	0,0308	2,1780	5,4684	0,6644	42,5576	18,7172	1,0976	10,4816	T_p=42,55° R_p=92,64mm
	26			7,1090	0,8637	71,9211		1,4269	13,6261	
	32			8,7496	1,0631	108,9431		1,7562	16,7704	
	38			10,3902	1,2624	153,6223		2,0855	19,9148	
0,3	20	0,0775	2,5140	2,5192	0,5487	16,9321	10,8628	0,6370	6,0831	T_p=39,39° R_p=90,16mm
	26			3,2749	0,7133	28,6153		0,8281	7,9081	
	32			4,0307	0,8779	43,3460		1,0192	9,9081	
	38			4,7865	1,0425	61,1246		1,2103	11,5580	
0,4	20	0,1312	2,9944	1,4714	0,4811	10,0061	8,2861	0,4859	4,6402	T_p=36,59° R_p=88,79mm
	26			1,9128	0,6254	16,9103		0,6317	6,0323	
	32			2,3542	0,7697	25,6157		0,7775	7,4244	
	38			2,7956	0,9140	36,1220		0,9233	8,8164	
0,5	20	0,1767	3,7259	0,9790	0,4323	7,4262	7,4996	0,4398	4,1998	T_p=34,05° R_p=87,93mm
	26			1,2727	0,5620	12,5503		0,5717	5,4597	
	32			1,5664	0,6917	19,0111		0,7037	6,7196	
	38			1,8601	0,8214	26,8086		0,8356	7,9796	
0,53	20	0,1868	4,0175	0,8821	0,4201	7,0236	7,4750	0,4384	4,1860	T_p=33,34° R_p=87,75mm
	26			1,1467	0,5462	11,8699		0,5699	5,4418	
	32			1,4113	0,6722	17,9804		0,7014	6,6976	
	38			1,6759	0,7983	25,3551		0,8329	7,9534	
0,6	20	0,2021	4,8872	0,7092	0,3951	6,4947	7,7413	0,4540	4,3351	T_p=31,77° R_p=87,40mm
	26			0,9219	0,5136	10,9761		0,5902	5,6356	
	32			1,1347	0,6321	16,6265		0,7264	6,9362	
	38			1,3474	0,7506	23,4459		0,8625	8,2367	
0,65	20	0,2047	5,7364	0,6180	0,3796	6,4111	8,2305	0,4827	4,6091	T_p=30,73° R_p=87,21mm
	26			0,8034	0,4935	10,8349		0,6275	5,9918	
	32			0,9888	0,6074	16,4126		0,7723	7,3745	
	38			1,1742	0,7212	23,1443		0,9171	8,7572	
0,7	20	0,1998	6,8824	0,5452	0,3658	6,5686	9,0408	0,5302	5,0628	T_p=29,75° R_p=87,07mm
	26			0,7088	0,4756	11,1008		0,6892	6,5817	
	32			0,8724	0,5853	16,8155		0,8483	8,1005	
	38			1,0359	0,6951	23,7125		1,0073	9,6194	
0,8	20	0,1661	10,9380	0,4376	0,3425	7,9012	12,3570	0,7247	6,9199	T_p=27,96° R_p=86,88mm
	26			0,5688	0,4452	13,3531		0,9420	8,9959	
	32			0,7001	0,5480	20,2272		1,1594	11,0719	
	38			0,8313	0,6507	28,5234		1,3768	13,1479	
0,9	20	0,0996	23,1806	0,3626	0,3235	13,1808	23,1245	1,3561	12,9498	T_p=26,39° R_p=86,79mm
	26			0,4714	0,4206	22,2755		1,7629	16,8347	
	32			0,5801	0,5176	33,7427		2,1697	20,7196	
	38			0,6889	0,6147	47,5827		2,5766	24,6046	

Tabela F.2 – Tabela de dados para a carga de 14 kN e rotação de 1500 rpm.

K	h_{rs} (μm)	F	Δt (°C)	Q_e (l/min)	Q_s (l/min)	η (mPa.s)	H	H_0 (kW)	Mt (N.m)	Coord. Pivô
0,2	20	0,0308	2,1780	8,2027	0,9967	28,3718	18,7172	1,6465	10,4816	T_p=42,55° R_p=92,64mm
	26			10,6636	1,2956	47,9474		2,1404	13,6261	
	32			13,1244	1,5946	72,6287		2,6343	16,7704	
	38			15,5854	1,8935	102,4148		3,1282	19,9148	
0,3	20	0,0775	2,5140	3,7788	0,8230	11,2881	10,8628	0,9555	6,0831	T_p=39,39° R_p=90,16mm
	26			4,9124	1,0699	19,0768		1,2422	7,9081	
	32			6,0461	1,3168	28,8974		1,5289	9,9081	
	38			7,1797	1,5637	40,7497		1,8155	11,5580	
0,4	20	0,1312	2,9944	2,2071	0,7216	6,6707	8,2861	0,7289	4,6402	T_p=36,59° R_p=88,79mm
	26			2,8692	0,9381	11,2735		0,9475	6,0323	
	32			3,5313	1,1545	17,0771		1,1662	7,4244	
	38			4,1934	1,3710	24,0813		1,3849	8,8164	
0,5	20	0,1767	3,7259	1,4685	0,6484	4,9508	7,4996	0,6597	4,1998	T_p=34,05° R_p=87,93mm
	26			1,9090	0,8430	8,3668		0,8576	5,4597	
	32			2,3496	1,0375	12,6741		1,0555	6,7196	
	38			2,7901	1,2321	17,8724		1,2534	7,9796	
0,53	20	0,1868	4,0175	1,3231	0,6302	4,6824	7,4750	0,6575	4,1860	T_p=33,34° R_p=87,75mm
	26			1,7201	0,8193	7,9133		0,8548	5,4418	
	32			2,1170	1,0083	11,9870		1,0521	6,6976	
	38			2,5140	1,1974	16,9034		1,2493	7,9534	
0,6	20	0,2021	4,8872	1,0638	0,5926	4,3298	7,7413	0,6810	4,3351	T_p=31,77° R_p=87,40mm
	26			1,3829	0,7704	7,3174		0,8852	5,6356	
	32			1,7020	0,9481	11,0844		1,0895	6,9362	
	38			2,0211	1,1259	15,6306		1,2938	8,2367	
0,65	20	0,2047	5,7364	0,9270	0,5694	4,2741	8,2305	0,7240	4,6091	T_p=30,73° R_p=87,21mm
	26			1,2051	0,7402	7,2232		0,9412	5,9918	
	32			1,4832	0,9110	10,9417		1,1584	7,3745	
	38			1,7612	1,0819	15,4295		1,3756	8,7572	
0,7	20	0,1998	6,8824	0,8179	0,5488	4,3790	9,0408	0,7953	5,0628	T_p=29,75° R_p=87,07mm
	26			1,0632	0,7134	7,4006		1,0338	6,5817	
	32			1,3086	0,8780	11,2103		1,2724	8,1005	
	38			1,5539	1,0426	15,8083		1,5110	9,6194	
0,8	20	0,1661	10,9380	0,6563	0,5137	5,2675	12,3570	1,0870	6,9199	T_p=27,96° R_p=86,88mm
	26			0,8532	0,6679	8,9020		1,4131	8,9959	
	32			1,0501	0,8220	13,4848		1,7392	11,0719	
	38			1,2470	0,9761	19,0156		2,0653	13,1479	
0,9	20	0,0996	23,1806	0,5439	0,4853	8,7872	23,1245	2,0341	12,9498	T_p=26,39° R_p=86,79mm
	26			0,7070	0,6308	14,8503		2,6444	16,8347	
	32			0,8702	0,7764	22,4952		3,2546	20,7196	
	38			1,0333	0,9220	31,7218		3,8649	24,6046	

Tabela F.3 – Tabela de dados para a carga de 14 kN e rotação de 2000 rpm.

K	h_{rs} (μm)	F	Δt (°C)	Q_e (l/min)	Q_s (l/min)	η (mPa.s)	H	H_0 (kW)	Mt (N.m)	Coord. Pivô
0,2	20	0,0308	2,1780	10,9370	1,3289	21,2788	18,7172	2,1953	10,4816	T_p=42,55° R_p=92,64mm
	26			14,2181	1,7275	35,9606		2,8538	13,6261	
	32			17,4992	2,1261	54,4716		3,5124	16,7704	
	38			20,7805	2,5247	76,8111		4,1709	19,9148	
0,3	20	0,0775	2,5140	5,0384	1,0974	8,4660	10,8628	1,2741	6,0831	T_p=39,39° R_p=90,16mm
	26			6,5499	1,4266	14,3076		1,6563	7,9081	
	32			8,0614	1,7558	21,6730		2,0385	9,9081	
	38			9,4729	2,0850	30,5623		2,4207	11,5580	
0,4	20	0,1312	2,9944	2,9427	0,9621	5,0031	8,2861	0,9718	4,6402	T_p=36,59° R_p=88,79mm
	26			3,8256	1,2508	8,4551		1,2634	6,0323	
	32			4,7084	1,5394	12,8078		1,5550	7,4244	
	38			5,5912	1,8280	18,0610		1,8465	8,8164	
0,5	20	0,1767	3,7259	1,9580	0,8646	3,7131	7,4996	0,8796	4,1998	T_p=34,05° R_p=87,93mm
	26			2,5454	1,1240	6,2751		1,1435	5,4597	
	32			3,1328	1,3834	9,5055		1,4073	6,7196	
	38			3,7201	1,6427	13,4043		1,6712	7,9796	
0,53	20	0,1868	4,0175	1,7642	0,8403	3,5118	7,4750	0,8767	4,1860	T_p=33,34° R_p=87,75mm
	26			2,2934	1,0924	5,9350		1,1397	5,4418	
	32			2,8227	1,3444	8,9902		1,4027	6,6976	
	38			3,3520	1,5965	12,6776		1,6658	7,9534	
0,6	20	0,2021	4,8872	1,4183	0,7901	3,2474	7,7413	0,9079	4,3351	T_p=31,77° R_p=87,40mm
	26			1,8438	1,0272	5,4880		1,1803	5,6356	
	32			2,2693	1,2642	8,3133		1,4527	6,9362	
	38			2,6949	1,5012	11,7229		1,7251	8,2367	
0,65	20	0,2047	5,7364	1,2360	0,7592	3,2056	8,2305	0,9653	4,6091	T_p=30,73° R_p=87,21mm
	26			1,6067	0,9870	5,4174		1,2549	5,9918	
	32			1,9775	1,2147	8,2063		1,5445	7,3745	
	38			2,3483	1,4425	11,5721		1,8341	8,7572	
0,7	20	0,1998	6,8824	1,0905	0,7317	3,2843	9,0408	1,0604	5,0628	T_p=29,75° R_p=87,07mm
	26			1,4176	0,9512	5,5504		1,3785	6,5817	
	32			1,7448	1,1707	8,4077		1,6966	8,1005	
	38			2,0719	1,3902	11,8562		2,0147	9,6194	
0,8	20	0,1661	10,9380	0,8751	0,6850	3,9506	12,3570	1,4493	6,9199	T_p=27,96° R_p=86,88mm
	26			1,1376	0,8905	6,6765		1,8841	8,9959	
	32			1,4002	1,0960	10,1136		2,3189	11,0719	
	38			1,6627	1,3015	14,2617		2,7537	13,1479	
0,9	20	0,0996	23,1806	0,7252	0,6470	6,5904	23,1245	2,7122	12,9498	T_p=26,39° R_p=86,79mm
	26			0,9427	0,8411	11,1377		3,5258	16,8347	
	32			1,1603	1,0352	16,8714		4,3395	20,7196	
	38			1,3778	1,2293	23,7914		5,1532	24,6046	

Tabela F.4 – Tabela de dados para a carga de 14 kN e rotação de 2500 rpm.

K	h_{rs} (μm)	F	Δt (°C)	Q_e (l/min)	Q_s (l/min)	η (mPa.s)	H	H_0 (kW)	Mt (N.m)	Coord. Pivô
0,2	20	0,0308	2,1780	13,6712	1,6611	17,0231	18,7172	2,7441	10,4816	T_p=42,55° R_p=92,64mm
	26			17,7726	2,1594	28,7684		3,5673	13,6261	
	32			21,8740	2,6577	43,5772		4,3905	16,7704	
	38			25,9756	3,1559	61,4489		5,2137	19,9148	
0,3	20	0,0775	2,5140	6,2980	1,3717	6,7728	10,8628	1,5926	6,0831	T_p=39,39° R_p=90,16mm
	26			8,1874	1,7832	11,4461		2,0703	7,9081	
	32			10,0768	2,1947	17,3384		2,5481	9,9081	
	38			11,9662	2,6062	24,4498		3,0259	11,5580	
0,4	20	0,1312	2,9944	3,6784	1,2026	4,0024	8,2861	1,2148	4,6402	T_p=36,59° R_p=88,79mm
	26			4,7820	1,5634	6,7641		1,5792	6,0323	
	32			5,8855	1,9242	10,2463		1,9437	7,4244	
	38			6,9890	2,2850	14,4488		2,3081	8,8164	
0,5	20	0,1767	3,7259	2,4475	1,0807	2,9705	7,4996	1,0995	4,1998	T_p=34,05° R_p=87,93mm
	26			3,1817	1,4050	5,0201		1,4293	5,4597	
	32			3,9159	1,7292	7,6044		1,7592	6,7196	
	38			4,6502	2,0534	10,7235		2,0890	7,9796	
0,53	20	0,1868	4,0175	2,2052	1,0503	2,8094	7,4750	1,0959	4,1860	T_p=33,34° R_p=87,75mm
	26			2,8668	1,3654	4,7480		1,4247	5,4418	
	32			3,5284	1,6805	7,1922		1,7534	6,6976	
	38			4,1899	1,9956	10,1421		2,0822	7,9534	
0,6	20	0,2021	4,8872	1,7729	0,9876	2,5979	7,7413	1,1349	4,3351	T_p=31,77° R_p=87,40mm
	26			2,3048	1,2839	4,3904		1,4754	5,6356	
	32			2,8367	1,5802	6,6506		1,8159	6,9362	
	38			3,3686	1,8765	9,3784		2,1564	8,2367	
0,65	20	0,2047	5,7364	1,5450	0,9490	2,5645	8,2305	1,2067	4,6091	T_p=30,73° R_p=87,21mm
	26			2,0084	1,2337	4,3339		1,5686	5,9918	
	32			2,4719	1,5184	6,5650		1,9306	7,3745	
	38			2,9354	1,8031	9,2577		2,2926	8,7572	
0,7	20	0,1998	6,8824	1,3631	0,9146	2,6274	9,0408	1,3254	5,0628	T_p=29,75° R_p=87,07mm
	26			1,7720	1,1890	4,4403		1,7231	6,5817	
	32			2,1809	1,4634	6,7262		2,1207	8,1005	
	38			2,5899	1,7377	9,4850		2,5183	9,6194	
0,8	20	0,1661	10,9380	1,0939	0,8562	3,1605	12,3570	1,8116	6,9199	T_p=27,96° R_p=86,88mm
	26			1,4220	1,1131	5,3412		2,3551	8,9959	
	32			1,7502	1,3700	8,0909		2,8986	11,0719	
	38			2,0784	1,6268	11,4094		3,4421	13,1479	
0,9	20	0,0996	23,1806	0,9064	0,8088	5,2723	23,1245	3,3902	12,9498	T_p=26,39° R_p=86,79mm
	26			1,1784	1,0514	8,9102		4,4073	16,8347	
	32			1,4503	1,2940	13,4971		5,4244	20,7196	
	38			1,7222	1,5367	19,0331		6,4415	24,6046	

Tabela F.5 – Tabela de dados para a carga de 14 kN e rotação de 3000 rpm.

K	h_{rs} (μm)	F	Δt (°C)	Q_e (l/min)	Q_s (l/min)	η (mPa.s)	H	H_0 (kW)	Mt (N.m)	Coord. Pivô
0,2	20	0,0308	2,1780	16,4054	1,9933	14,1859	18,7172	3,2929	10,4816	T_p=42,55° R_p=92,64mm
	26			21,3272	2,5913	23,9737		4,2808	13,6261	
	32			26,2488	3,1892	36,3144		5,2686	16,7704	
	38			31,1707	3,7871	51,2074		6,2564	19,9148	
0,3	20	0,0775	2,5140	7,5576	1,6460	5,6440	10,8628	1,9111	6,0831	T_p=39,39° R_p=90,16mm
	26			9,8249	2,1399	9,5384		2,4844	7,9081	
	32			12,0921	2,6337	14,4487		3,0577	9,9081	
	38			14,3594	3,1275	20,3749		3,6310	11,5580	
0,4	20	0,1312	2,9944	4,4141	1,4432	3,3354	8,2861	1,4578	4,6402	T_p=36,59° R_p=88,79mm
	26			5,7384	1,8761	5,6368		1,8951	6,0323	
	32			7,0626	2,3091	8,5386		2,3324	7,4244	
	38			8,3868	2,7420	12,0407		2,7698	8,8164	
0,5	20	0,1767	3,7259	2,9370	1,2969	2,4754	7,4996	1,3194	4,1998	T_p=34,05° R_p=87,93mm
	26			3,8180	1,6860	4,1834		1,7152	5,4597	
	32			4,6991	2,0750	6,3370		2,1110	6,7196	
	38			5,5802	2,4641	8,9362		2,5069	7,9796	
0,53	20	0,1868	4,0175	2,6443	1,2604	2,3412	7,4750	1,3151	4,1860	T_p=33,34° R_p=87,75mm
	26			3,4401	1,6385	3,9566		1,7096	5,4418	
	32			4,2340	2,0167	5,9935		2,1041	6,6976	
	38			5,0279	2,3948	8,4517		2,4986	7,9534	
0,6	20	0,2021	4,8872	2,1275	1,1852	2,1649	7,7413	1,3619	4,3351	T_p=31,77° R_p=87,40mm
	26			2,7658	1,5407	3,6587		1,7705	5,6356	
	32			3,4040	1,8963	5,5422		2,1791	6,9362	
	38			4,0423	2,2518	7,8153		2,5876	8,2367	
0,65	20	0,2047	5,7364	1,8539	1,1388	2,1370	8,2305	1,4480	4,6091	T_p=30,73° R_p=87,21mm
	26			2,4101	1,4804	3,6116		1,8824	5,9918	
	32			2,9663	1,8221	5,4708		2,3168	7,3745	
	38			3,5225	2,1637	7,7148		2,7512	8,7572	
0,7	20	0,1998	6,8824	1,6357	1,0975	2,1895	9,0408	1,5905	5,0628	T_p=29,75° R_p=87,07mm
	26			2,1264	1,4268	3,7003		2,0677	6,5817	
	32			2,6171	1,7560	5,6052		2,5449	8,1005	
	38			3,1078	2,0853	7,9042		3,0220	9,6194	
0,8	20	0,1661	10,9380	1,3127	1,0275	2,6337	12,3570	2,1740	6,9199	T_p=27,96° R_p=86,88mm
	26			1,7065	1,3357	4,4510		2,8261	8,9959	
	32			2,1003	1,6439	6,7424		3,4783	11,0719	
	38			2,4940	1,9522	9,5078		4,1305	13,1479	
0,9	20	0,0996	23,1806	1,0877	0,9705	4,3936	23,1245	4,0683	12,9498	T_p=26,39° R_p=86,79mm
	26			1,4141	1,2617	7,4252		5,2888	16,8347	
	32			1,7404	1,5529	11,2476		6,5092	20,7196	
	38			2,0667	1,8440	15,8609		7,7298	24,6046	

Tabela F.6 – Tabela de dados para a carga de 18 kN e rotação de 1000 rpm.

K	h_{rs} (μm)	F	Δt (°C)	Q_e (l/min)	Q_s (l/min)	η (mPa.s)	H	H_0 (kW)	Mt (N.m)	Coord. Pivô
0,2	20	0,0308	2,8003	5,4684	0,6644	54,7170	18,7172	1,4112	13,4764	
	26			7,1090	0,8637	92,4700		1,8346	17,5192	T_p=42,55°
	32			8,7496	1,0631	140,0697		2,2580	21,5620	R_p=92,64mm
	38			10,3902	1,2624	197,5143		2,6813	25,6047	
0,3	20	0,0775	3,2324	2,5192	0,5487	21,7698	10,8628	0,8190	7,8212	
	26			3,2749	0,7133	36,7910		1,0647	10,1676	T_p=39,39°
	32			4,0307	0,8779	55,7306		1,3105	12,5139	R_p=90,16mm
	38			4,7865	1,0425	78,5887		1,5562	14,8603	
0,4	20	0,1312	3,8499	1,4714	0,4811	12,8650	8,2861	0,6248	5,9660	
	26			1,9128	0,6254	21,7418		0,8122	7,7558	T_p=36,59°
	32			2,3542	0,7697	32,9344		0,9996	9,5456	R_p=88,79mm
	38			2,7956	0,9140	46,4426		1,1870	11,3354	
0,5	20	0,1767	4,7904	0,9790	0,4323	9,5480	7,4996	0,5655	5,3997	
	26			1,2727	0,5620	16,1361		0,7351	7,0200	T_p=34,05°
	32			1,5664	0,6917	24,4428		0,9047	8,6395	R_p=87,93mm
	38			1,8601	0,8214	34,4682		1,0744	10,2594	
0,53	20	0,1868	5,1653	0,8821	0,4201	9,0303	7,4750	0,5636	5,3820	
	26			1,1467	0,5462	15,2613		0,7327	6,9966	T_p=33,34°
	32			1,4113	0,6722	23,1177		0,9018	8,6112	R_p=87,75mm
	38			1,6759	0,7983	32,5995		1,0708	10,2258	
0,6	20	0,2021	6,2835	0,7092	0,3951	8,3504	7,7413	0,5837	5,5737	
	26			0,9219	0,5136	14,1121		0,7588	7,2458	T_p=31,77°
	32			1,1347	0,6321	21,3770		0,9339	8,9179	R_p=87,40mm
	38			1,3474	0,7506	30,1447		1,1090	10,5900	
0,65	20	0,2047	7,3754	0,6180	0,3796	8,2429	8,2305	0,6206	5,9259	
	26			0,8034	0,4935	13,9305		0,8067	7,7037	T_p=30,73°
	32			0,9888	0,6074	21,1018		0,9929	9,4815	R_p=87,21mm
	38			1,1742	0,7212	29,7569		1,1791	11,2593	
0,7	20	0,1998	8,8488	0,5452	0,3658	8,4453	9,0408	0,6817	6,5094	
	26			0,7088	0,4756	14,2725		0,8862	8,4621	T_p=29,75°
	32			0,8724	0,5853	21,6199		1,0907	10,4150	R_p=87,07mm
	38			1,0359	0,6951	30,4874		1,2951	12,3678	
0,8	20	0,1661	14,0632	0,4376	0,3425	10,1587	12,3570	0,9317	8,8971	
	26			0,5688	0,4452	17,1682		1,2112	11,5662	T_p=27,96°
	32			0,7001	0,5480	26,0064		1,4907	14,2353	R_p=86,88mm
	38			0,8313	0,6507	36,6729		1,7702	16,9044	
0,9	20	0,0996	29,8036	0,3626	0,3235	16,9467	23,1245	1,7436	16,6497	
	26			0,4714	0,4206	28,6399		2,2666	21,6446	T_p=26,39°
	32			0,5801	0,5176	43,3835		2,7897	26,6394	R_p=86,79mm
	38			0,6889	0,6147	61,1777		3,3128	31,6345	

Tabela F.7 – Tabela de dados para a carga de 18 kN e rotação de 1500 rpm.

K	h_{rs} (μm)	F	Δt (°C)	Q_e (l/min)	Q_s (l/min)	η (mPa.s)	H	H_0 (kW)	Mt (N.m)	Coord. Pivô
0,2	20	0,0308	2,8003	8,2027	0,9967	36,4780	18,7172	2,1169	13,4764	T_p=42,55° R_p=92,64mm
	26			10,6636	1,2956	61,6467		2,7519	17,5192	
	32			13,1244	1,5946	93,3798		3,3870	21,5620	
	38			15,5854	1,8935	131,6762		4,0220	25,6047	
0,3	20	0,0775	3,2324	3,7788	0,8230	14,5132	10,8628	1,2286	7,8212	T_p=39,39° R_p=90,16mm
	26			4,9124	1,0699	24,5274		1,5971	10,1676	
	32			6,0461	1,3168	37,1538		1,9657	12,5139	
	38			7,1797	1,5637	52,3925		2,3342	14,8603	
0,4	20	0,1312	3,8499	2,2071	0,7216	8,5767	8,2861	0,9371	5,9660	T_p=36,59° R_p=88,79mm
	26			2,8692	0,9381	14,4945		1,2183	7,7558	
	32			3,5313	1,1545	21,9563		1,4994	9,5456	
	38			4,1934	1,3710	30,9617		1,7806	11,3354	
0,5	20	0,1767	4,7904	1,4685	0,6484	6,3653	7,4996	0,8482	5,3997	T_p=34,05° R_p=87,93mm
	26			1,9090	0,8430	10,7574		1,1026	7,0200	
	32			2,3496	1,0375	16,2952		1,3571	8,6395	
	38			2,7901	1,2321	22,9788		1,6115	10,2594	
0,53	20	0,1868	5,1653	1,3231	0,6302	6,0202	7,4750	0,8454	5,3820	T_p=33,34° R_p=87,75mm
	26			1,7201	0,8193	10,1742		1,0990	6,9966	
	32			2,1170	1,0083	15,4118		1,3526	8,6112	
	38			2,5140	1,1974	21,7330		1,6063	10,2258	
0,6	20	0,2021	6,2835	1,0638	0,5926	5,5669	7,7413	0,8755	5,5737	T_p=31,77° R_p=87,40mm
	26			1,3829	0,7704	9,4081		1,1382	7,2458	
	32			1,7020	0,9481	14,2513		1,4008	8,9179	
	38			2,0211	1,1259	20,0965		1,6635	10,5900	
0,65	20	0,2047	7,3754	0,9270	0,5694	5,4953	8,2305	0,9308	5,9259	T_p=30,73° R_p=87,21mm
	26			1,2051	0,7402	9,2870		1,2101	7,7037	
	32			1,4832	0,9110	14,0679		1,4894	9,4815	
	38			1,7612	1,0819	19,8379		1,7686	11,2593	
0,7	20	0,1998	8,8488	0,8179	0,5488	5,6302	9,0408	1,0225	6,5094	T_p=29,75° R_p=87,07mm
	26			1,0632	0,7134	9,5150		1,3292	8,4621	
	32			1,3086	0,8780	14,4133		1,6360	10,4150	
	38			1,5539	1,0426	20,3250		1,9427	12,3678	
0,8	20	0,1661	14,0632	0,6563	0,5137	6,7725	12,3570	1,3975	8,8971	T_p=27,96° R_p=86,88mm
	26			0,8532	0,6679	11,4455		1,8168	11,5662	
	32			1,0501	0,8220	17,3376		2,2361	14,2353	
	38			1,2470	0,9761	24,4486		2,6553	16,9044	
0,9	20	0,0996	29,8036	0,5439	0,4853	11,2978	23,1245	2,6153	16,6497	T_p=26,39° R_p=86,79mm
	26			0,7070	0,6308	19,0933		3,3999	21,6446	
	32			0,8702	0,7764	28,9223		4,1845	26,6394	
	38			1,0333	0,9220	40,7852		4,9691	31,6345	

Tabela F.8 – Tabela de dados para a carga de 18 kN e rotação de 2000 rpm.

K	h_{rs} (μm)	F	Δt (°C)	Q_e (l/min)	Q_s (l/min)	η (mPa.s)	H	H_0 (kW)	Mt (N.m)	Coord. Pivô
0,2	20	0,0308	2,8003	10,9370	1,3289	27,3691	18,7172	2,8227	13,4764	T_p=42,55° R_p=92,64mm
	26			14,2181	1,7275	46,2529		3,6695	17,5192	
	32			17,4992	2,1261	70,0621		4,5163	21,5620	
	38			20,7805	2,5247	98,7572		5,3626	25,6047	
0,3	20	0,0775	3,2324	5,0384	1,0974	10,8872	10,8628	1,6382	7,8212	T_p=39,39° R_p=90,16mm
	26			6,5499	1,4266	18,3993		2,1297	10,1676	
	32			8,0614	1,7558	27,8711		2,6211	12,5139	
	38			9,4729	2,0850	39,2944		3,1123	14,8603	
0,4	20	0,1312	3,8499	2,9427	0,9621	6,4325	8,2861	1,2495	5,9660	T_p=36,59° R_p=88,79mm
	26			3,8256	1,2508	10,8709		1,6244	7,7558	
	32			4,7084	1,5394	16,4672		1,9992	9,5456	
	38			5,5912	1,8280	23,2213		2,3741	11,3354	
0,5	20	0,1767	4,7904	1,9580	0,8646	4,7740	7,4996	1,1309	5,3997	T_p=34,05° R_p=87,93mm
	26			2,5454	1,1240	8,0680		1,4701	7,0200	
	32			3,1328	1,3834	12,2214		1,8095	8,6395	
	38			3,7201	1,6427	17,2341		2,1487	10,2594	
0,53	20	0,1868	5,1653	1,7638	0,8402	4,5141	7,4750	1,1271	5,3816	T_p=33,34° R_p=87,75mm
	26			2,2929	1,0922	7,6289		1,4653	6,9961	
	32			2,8220	1,3443	11,5561		1,8034	8,6106	
	38			3,3520	1,5965	16,2997		2,1417	10,2258	
0,6	20	0,2021	6,2835	1,4183	0,7901	4,1751	7,7413	1,1674	5,5737	T_p=31,77° R_p=87,40mm
	26			1,8438	1,0272	7,0561		1,5176	7,2458	
	32			2,2693	1,2642	10,6885		1,8678	8,9179	
	38			2,6949	1,5012	15,0724		2,2180	10,5900	
0,65	20	0,2047	7,3754	1,2360	0,7592	4,1215	8,2305	1,2411	5,9259	T_p=30,73° R_p=87,21mm
	26			1,6067	0,9870	6,9653		1,6135	7,7037	
	32			1,9775	1,2147	10,5509		1,9858	9,4815	
	38			2,3483	1,4425	14,8785		2,3581	11,2593	
0,7	20	0,1998	8,8488	1,0905	0,7317	4,2227	9,0408	1,3633	6,5094	T_p=29,75° R_p=87,07mm
	26			1,4176	0,9512	7,1363		1,7723	8,4621	
	32			1,7448	1,1707	10,8100		2,1813	10,4150	
	38			2,0719	1,3902	15,2437		2,5903	12,3678	
0,8	20	0,1661	14,0632	0,8751	0,6850	5,0781	12,3570	1,8628	8,8941	T_p=27,96° R_p=86,88mm
	26			1,1376	0,8905	8,5820		2,4216	11,5624	
	32			1,4002	1,0960	12,9999		2,9804	14,2306	
	38			1,6627	1,3015	18,3365		3,5404	16,9044	
0,9	20	0,0996	29,8036	0,7252	0,6470	8,4734	23,1245	3,4871	16,6497	T_p=26,39° R_p=86,79mm
	26			0,9427	0,8411	14,3400		4,5332	21,6446	
	32			1,1603	1,0352	21,6918		5,5794	26,6394	
	38			1,3778	1,2293	30,5889		6,6255	31,6345	

Tabela F.9 – Tabela de dados para a carga de 18 kN e rotação de 2500 rpm.

K	h_{rs} (μm)	F	Δt (°C)	Q_e (l/min)	Q_s (l/min)	η (mPa.s)	H	H_0 (kW)	Mt (N.m)	Coord. Pivô
0,2	20	0,0308	2,8003	13,6712	1,6611	21,8868	18,7172	3,5281	13,4764	T_p=42,55° R_p=92,64mm
	26			17,7726	2,1594	36,9880		4,5865	17,5192	
	32			21,8740	2,6577	56,0279		5,6449	21,5620	
	38			25,9756	3,1559	79,0057		6,7033	25,6042	
0,3	20	0,0775	3,2324	6,2980	1,3717	8,7079	10,8628	2,0476	7,8212	T_p=39,39° R_p=90,16mm
	26			8,1874	1,7832	14,7164		2,6619	10,1676	
	32			10,0768	2,1947	22,2923		3,2761	12,5139	
	38			11,9662	2,6062	31,4355		3,8904	14,8603	
0,4	20	0,1312	3,8499	3,6784	1,2026	5,1460	8,2861	1,5619	5,9660	T_p=36,59° R_p=88,79mm
	26			4,7820	1,5634	8,6967		2,0305	7,7558	
	32			5,8855	1,9242	13,1728		2,4990	9,5456	
	38			6,9890	2,2850	18,5770		2,9676	11,3354	
0,5	20	0,1767	4,7904	2,4475	1,0807	3,8192	7,4996	1,4136	5,3997	T_p=34,05° R_p=87,93mm
	26			3,1817	1,4050	6,4544		1,8377	7,0200	
	32			3,9159	1,7292	9,7771		2,2618	8,6395	
	38			4,6502	2,0534	13,7873		2,6859	10,2594	
0,53	20	0,1868	5,1653	2,2052	1,0503	3,6121	7,4750	1,4090	5,3820	T_p=33,34° R_p=87,75*mm*
	26			2,8668	1,3654	6,1045		1,8317	6,9966	
	32			3,5284	1,6805	9,2471		2,2544	8,6112	
	38			4,1899	1,9956	13,0398		2,6771	10,2258	
0,6	20	0,2021	6,2835	1,7729	0,9876	3,3401	7,7413	1,4592	5,5737	T_p=31,77° R_p=87,40mm
	26			2,3048	1,2839	5,6448		1,8970	7,2458	
	32			2,8367	1,5802	8,5508		2,3347	8,9179	
	38			3,3686	1,8765	12,0579		2,7725	10,5900	
0,65	20	0,2047	7,3754	1,5450	0,9490	3,2972	8,2305	1,5514	5,9259	T_p=30,73° R_p=87,21mm
	26			2,0084	1,2337	5,5722		2,0168	7,7037	
	32			2,4719	1,5184	8,4407		2,4823	9,4815	
	38			2,9354	1,8031	11,9028		2,9477	11,2593	
0,7	20	0,1998	8,8488	1,3631	0,9146	3,3781	9,0408	1,7041	6,5094	T_p=29,75° R_p=87,07mm
	26			1,7720	1,1890	5,7090		2,2154	8,4621	
	32			2,1809	1,4634	8,6480		2,7266	10,4150	
	38			2,5899	1,7377	12,1950		3,2379	12,3678	
0,8	20	0,1661	14,0632	1,0939	0,8562	4,0635	12,3570	2,3292	8,8971	T_p=27,96° R_p=86,88mm
	26			1,4220	1,1131	6,8673		3,0280	11,5662	
	32			1,7502	1,3700	10,4026		3,7268	14,2353	
	38			2,0784	1,6268	14,6692		4,4256	16,9044	
0,9	20	0,0996	29,8036	0,9064	0,8088	6,7787	23,1245	4,3589	16,6497	T_p=26,39° R_p=86,79mm
	26			1,1784	1,0514	11,4560		5,6665	21,6446	
	32			1,4503	1,2940	17,3534		6,9742	26,6394	
	38			1,7222	1,5367	24,4711		8,2819	31,6345	

Tabela F.10 – Tabela de dados para a carga de 18 kN e rotação de 3000 rpm.

K	h_{rs} (μm)	F	Δt (°C)	Q_e (l/min)	Q_s (l/min)	η (mPa.s)	H	H_0 (kW)	Mt (N.m)	Coord. Pivô
0,2	20	0,0308	2,8003	16,4054	1,9933	18,2390	18,7172	4,2337	13,4764	T_p=42,55° R_p=92,64mm
	26			21,3272	2,5913	30,8233		5,5038	17,5192	
	32			26,2488	3,1892	46,6899		6,7739	21,5620	
	38			31,1707	3,7871	65,8381		8,0440	25,6047	
0,3	20	0,0775	3,2324	7,5576	1,6460	7,2566	10,8628	2,4571	7,8212	T_p=39,39° R_p=90,16mm
	26			9,8249	2,1399	12,2637		3,1942	10,1676	
	32			12,0921	2,6337	18,5769		3,9314	12,5139	
	38			14,3594	3,1275	26,1962		4,6685	14,8603	
0,4	20	0,1312	3,8499	4,4141	1,4432	4,2883	8,2861	1,8743	5,9660	T_p=36,59° R_p=88,79mm
	26			5,7384	1,8761	7,2473		2,4366	7,7558	
	32			7,0626	2,3091	10,9781		2,9988	9,5456	
	38			8,3868	2,7420	15,4809		3,5611	11,3354	
0,5	20	0,1767	4,7904	2,9370	1,2969	3,1827	7,4996	1,6964	5,3997	T_p=34,05° R_p=87,93mm
	26			3,8180	1,6860	5,3787		2,2053	7,0200	
	32			4,6991	2,0750	8,1476		2,7142	8,6395	
	38			5,5802	2,4641	11,4894		3,2231	10,2594	
0,53	20	0,1868	5,1653	2,6443	1,2604	3,0101	7,4750	1,6908	5,3820	T_p=33,34° R_p=87,75mm
	26			3,4401	1,6385	5,0871		2,1981	6,9966	
	32			4,2340	2,0167	7,7059		2,7053	8,6112	
	38			5,0279	2,3948	10,8665		3,2125	10,2258	
0,6	20	0,2021	6,2835	2,1275	1,1852	2,7835	7,7413	1,7510	5,5737	T_p=31,77° R_p=87,40mm
	26			2,7658	1,5407	4,7040		2,2763	7,2458	
	32			3,4040	1,8963	7,1257		2,8017	8,9179	
	38			4,0423	2,2518	10,0482		3,3270	10,5900	
0,65	20	0,2047	7,3754	1,8539	1,1388	2,7476	8,2305	1,8617	5,9259	T_p=30,73° R_p=87,21mm
	26			2,4101	1,4804	4,6435		2,4202	7,7037	
	32			2,9663	1,8221	7,0339		2,9787	9,4815	
	38			3,5225	2,1637	9,9190		3,5372	11,2593	
0,7	20	0,1998	8,8488	1,6357	1,0975	2,8151	9,0408	2,0450	6,5094	T_p=29,75° R_p=87,07mm
	26			2,1264	1,4268	4,7575		2,6585	8,4621	
	32			2,6171	1,7560	7,2066		3,2720	10,4150	
	38			3,1078	2,0853	10,1625		3,8854	12,3678	
0,8	20	0,1661	14,0632	1,3127	1,0275	3,3862	12,3570	2,7951	8,8971	T_p=27,96° R_p=86,88mm
	26			1,7065	1,3357	5,7227		3,6336	11,5662	
	32			2,1003	1,6439	8,6688		4,4722	14,2353	
	38			2,4940	1,9522	12,2243		5,3107	16,9044	
0,9	20	0,0996	29,8036	1,0877	0,9705	5,6489	23,1245	5,2307	16,6497	T_p=26,39° R_p=86,79mm
	26			1,4141	1,2617	9,5466		6,7998	21,6446	
	32			1,7404	1,5529	14,4612		8,3690	26,6394	
	38			2,0667	1,8440	20,3926		9,9383	31,6345	

Tabela F.11 – Tabela de dados para a carga de 22 kN e rotação de 1000 rpm.

K	h_{rs} (μm)	F	Δt (°C)	Q_e (l/min)	Q_s (l/min)	η (mPa.s)	H	H_0 (kW)	Mt (N.m)	Coord. Pivô
0,2	20	0,0308	3,4226	5,4684	0,6644	66,8763	18,7172	1,7249	16,4711	T_p=42,55°
	26			7,1090	0,8637	113,0189		2,2423	21,4124	R_p=92,64mm
	32			8,7496	1,0631	171,1963		2,7597	26,3536	
	38			10,3902	1,2624	241,4064		3,2772	31,2946	
0,3	20	0,0775	3,9506	2,5192	0,5487	26,6076	10,8628	1,0010	9,5592	T_p=39,39°
	26			3,2749	0,7133	44,9668		1,3014	12,4270	R_p=90,16mm
	32			4,0307	0,8779	68,1152		1,6017	15,2948	
	38			4,7865	1,0425	96,0529		1,9020	18,1626	
0,4	20	0,1312	4,7055	1,4714	0,4811	15,7239	8,2861	0,7636	7,2918	T_p=36,59°
	26			1,9128	0,6254	26,5733		0,9927	9,4793	R_p=88,79mm
	32			2,3542	0,7697	40,2532		1,2218	11,6669	
	38			2,7956	0,9140	56,7631		1,4508	13,8544	
0,5	20	0,1767	5,8550	0,9790	0,4323	11,6698	7,4996	0,6911	6,5996	T_p=34,05°
	26			1,2727	0,5620	19,7218		0,8984	8,5795	R_p=87,93mm
	32			1,5664	0,6917	29,8746		1,1058	10,5594	
	38			1,8601	0,8214	41,1279		1,3131	12,5393	
0,53	20	0,1868	6,3132	0,8821	0,4201	11,0371	7,4750	0,6888	6,5780	T_p=33,34°
	26			1,1467	0,5462	18,6527		0,8955	8,5514	R_p=87,75mm
	32			1,4113	0,6722	28,2550		1,1022	10,5248	
	38			1,6759	0,7983	39,8438		1,3088	12,4982	
0,6	20	0,2021	7,6799	0,7092	0,3951	10,2060	7,7413	0,7134	6,8123	T_p=31,77°
	26			0,9219	0,5136	17,2481		0,9274	8,8560	R_p=87,40mm
	32			1,1347	0,6321	26,1274		1,1414	10,8997	
	38			1,3474	0,7506	36,8435		1,3554	12,9434	
0,65	20	0,2047	9,0144	0,6180	0,3796	10,0747	8,2305	0,7585	7,2428	T_p=30,73°
	26			0,8034	0,4935	17,0262		0,9860	9,4157	R_p=87,21mm
	32			0,9888	0,6074	25,7912		1,2135	11,5885	
	38			1,1742	0,7212	36,3696		1,4411	13,7614	
0,7	20	0,1998	10,8152	0,5452	0,3658	10,3220	9,0408	0,8331	7,9559	T_p=29,75°
	26			0,7088	0,4756	17,4442		1,0831	10,3426	R_p=87,07mm
	32			0,8724	0,5853	26,4243		1,3330	12,7294	
	38			1,0359	0,6951	37,2624		1,5830	15,1162	
0,8	20	0,1661	17,1883	0,4376	0,3425	12,4162	12,3570	1,1387	10,8742	T_p=27,96°
	26			0,5688	0,4452	20,9834		1,4804	14,1364	R_p=86,88mm
	32			0,7001	0,5480	31,7856		1,8220	17,3987	
	38			0,8313	0,6507	44,8224		2,1636	20,6609	
0,9	20	0,0996	36,4266	0,3626	0,3235	20,7127	23,1245	2,1310	20,3496	T_p=26,39°
	26			0,4714	0,4206	25,0043		2,7703	26,4545	R_p=86,79mm
	32			0,5801	0,5176	53,0243		3,4096	32,5593	
	38			0,6889	0,6147	74,7728		4,0489	38,6643	

Tabela F.12 – Tabela de dados para a carga de 22 kN e rotação de 1500 rpm.

K	h_{rs} (μm)	F	Δt (°C)	Q_e (l/min)	Q_s (l/min)	η (mPa.s)	H	H_0 (kW)	Mt (N.m)	Coord. Pivô
0,2	20	0,0308	3,4226	8,2027	0,9967	44,5842	18,7172	2,5873	16,4711	T_p=42,55° R_p=92,64mm
	26			10,6636	1,2956	75,3459		3,3634	21,4124	
	32			13,1244	1,5946	114,1309		4,1396	26,3536	
	38			15,5854	1,8935	160,9376		4,9157	31,2946	
0,3	20	0,0775	3,9506	3,7788	0,8230	17,7384	10,8628	1,5016	9,5592	T_p=39,39° R_p=90,16mm
	26			4,9124	1,0699	29,9779		1,9520	12,4270	
	32			6,0461	1,3168	45,4101		2,4025	15,2948	
	38			15,5854	1,8935	64,0352		2,8530	18,1626	
0,4	20	0,1312	4,7055	2,2071	0,7216	10,4826	8,2861	1,1454	7,2918	T_p=36,59° R_p=88,79mm
	26			2,8692	0,9381	17,7155		1,4890	9,4793	
	32			3,5313	1,1545	26,8355		1,8326	11,6669	
	38			4,1934	1,3710	37,8421		2,1762	13,8544	
0,5	20	0,1767	5,8550	1,4685	0,6484	7,7798	7,4996	1,0367	6,5996	T_p=34,05° R_p=87,93mm
	26			1,9090	0,8430	13,1479		1,3477	8,5795	
	32			2,3496	1,0375	19,9164		1,6587	10,5594	
	38			2,7901	1,2321	28,0852		1,9697	12,5393	
0,53	20	0,1868	6,3132	1,3231	0,6302	7,3581	7,4750	1,0333	6,5780	T_p=33,34° R_p=87,75mm
	26			1,7201	0,8193	12,4352		1,3433	8,5514	
	32			2,1170	1,0083	18,8366		1,6532	10,5248	
	38			2,5140	1,1974	26,5625		1,9632	12,4982	
0,6	20	0,2021	7,6799	1,0638	0,5926	6,8040	7,7413	1,0701	6,8123	T_p=31,77° R_p=87,40mm
	26			1,3829	0,7704	11,4988		1,3911	8,8560	
	32			1,7020	0,9481	17,4183		1,7121	10,8997	
	38			2,0211	1,1259	24,5624		2,0331	12,9434	
0,65	20	0,2047	9,0144	0,9270	0,5694	6,7164	8,2305	1,1377	7,2428	T_p=30,73° R_p=87,21mm
	26			1,2051	0,7402	11,3508		1,4790	9,4157	
	32			1,4832	0,9110	17,1941		1,8203	11,5885	
	38			1,7612	1,0819	24,2464		2,1616	13,7614	
0,7	20	0,1998	10,8152	0,8179	0,5488	6,8814	9,0408	1,2497	7,9559	T_p=29,75° R_p=87,07mm
	26			1,0632	0,7134	11,6295		1,6246	10,3426	
	32			1,3086	0,8780	17,6162		1,9995	12,7294	
	38			1,5539	1,0426	24,8416		2,3744	15,1162	
0,8	20	0,1661	17,1883	0,6563	0,5137	8,2775	12,3570	1,7081	10,8742	T_p=27,96° R_p=86,88mm
	26			0,8532	0,6679	13,9889		2,2205	14,1364	
	32			1,0501	0,8220	21,1904		2,7330	17,3987	
	38			1,2470	0,9761	29,8816		3,2454	20,6609	
0,9	20	0,0996	36,4266	0,5439	0,4853	13,8084	23,1245	3,1965	20,3496	T_p=26,39° R_p=86,79mm
	26			0,7070	0,6308	23,3362		4,1555	26,4545	
	32			0,8702	0,7764	35,3495		5,1144	32,5593	
	38			1,0333	0,9220	49,8485		6,0734	38,6643	

Tabela F.13 – Tabela de dados para a carga de 22 kN e rotação de 2000 rpm.

K	h_{rs} (μm)	F	Δt (°C)	Q_e (l/min)	Q_s (l/min)	η (mPa.s)	H	H_0 (kW)	Mt (N.m)	Coord. Pivô
0,2	20	0,0308	3,4226	10,9370	1,3289	33,4382	18,7172	3,4497	16,4711	T_p=42,55° R_p=92,64mm
	26			14,2181	1,7275	56,5094		4,4846	21,4124	
	32			17,4992	2,1261	85,5981		5,5195	26,3536	
	38			20,7805	2,5247	120,7032		6,5543	31,2946	
0,3	20	0,0775	3,9506	5,0384	1,0974	13,3038	10,8628	2,0021	9,5592	T_p=39,39° R_p=90,16mm
	26			6,5499	1,4266	22,4834		2,6027	12,4270	
	32			8,0614	1,7558	34,0576		3,2033	15,2948	
	38			9,4729	2,0850	48,0264		3,8040	18,1626	
0,4	20	0,1312	4,7055	2,9427	0,9621	7,8619	8,2861	1,5272	7,2918	T_p=36,59° R_p=88,79mm
	26			3,8256	1,2508	13,2867		1,9853	9,4793	
	32			4,7084	1,5394	20,1266		2,4435	11,6669	
	38			5,5912	1,8280	28,3816		2,9017	13,8544	
0,5	20	0,1767	5,8550	1,9580	0,8646	5,8349	7,4996	1,3822	6,5996	T_p=34,05° R_p=87,93mm
	26			2,5454	1,1240	9,8609		1,7969	8,5795	
	32			3,1328	1,3834	14,9373		2,2116	10,5594	
	38			3,7201	1,6427	21,0639		2,6262	12,5393	
0,53	20	0,1868	6,3132	1,7642	0,8403	5,5184	7,4750	1,3777	6,5780	T_p=33,34° R_p=87,75mm
	26			2,2934	1,0924	9,3264		1,7910	8,5514	
	32			2,8227	1,3444	14,1275		2,2043	10,5248	
	38			3,3520	1,5965	19,9219		2,6176	12,4982	
0,6	20	0,2021	7,6799	1,4183	0,7901	5,1030	7,7413	1,4268	6,8123	T_p=31,77° R_p=87,40mm
	26			1,8438	1,0272	8,6241		1,8548	8,8560	
	32			2,2693	1,2642	13,0637		2,2828	10,8997	
	38			2,6949	1,5012	18,4218		2,7108	12,9434	
0,65	20	0,2047	9,0144	1,2360	0,7592	5,0373	8,2305	1,5169	7,2428	T_p=30,73° R_p=87,21mm
	26			1,6067	0,9870	8,5131		1,9720	9,4157	
	32			1,9775	1,2147	12,8956		2,4271	11,5885	
	38			2,3483	1,4425	18,1848		2,8822	13,7614	
0,7	20	0,1998	10,8152	1,0905	0,7317	5,1610	9,0408	1,6663	7,9559	T_p=29,75° R_p=87,07mm
	26			1,4176	0,9512	8,7221		2,1662	10,3426	
	32			1,7448	1,1707	13,2122		2,6660	12,7294	
	38			2,0719	1,3902	18,6312		3,1659	15,1162	
0,8	20	0,1661	17,1883	0,8751	0,6850	6,2081	12,3570	2,2775	10,8742	T_p=27,96° R_p=86,88mm
	26			1,1376	0,8905	10,4917		2,9607	14,1364	
	32			1,4002	1,0960	15,8928		3,6440	17,3987	
	38			1,6627	1,3015	22,4112		4,3272	20,6609	
0,9	20	0,0996	36,4266	0,7252	0,6470	10,3563	23,1245	4,2620	20,3496	T_p=26,39° R_p=86,79mm
	26			0,9427	0,8411	17,5022		5,5406	26,4545	
	32			1,1603	1,0352	26,5121		6,8192	32,5593	
	38			1,3778	1,2293	37,3864		8,0978	38,6643	

Tabela F.14 – Tabela de dados para a carga de 22 kN e rotação de 2500 rpm.

K	h_{rs} (μm)	F	Δt (°C)	Q_e (l/min)	Q_s (l/min)	η (mPa.s)	H	H_0 (kW)	Mt (N.m)	Coord. Pivô
0,2	20	0,0308	3,4226	13,6712	1,6611	26,7505	18,7172	4,3121	16,4711	T_p=42,55° R_p=92,64mm
	26			17,7726	2,1594	45,2076		5,6057	21,4124	
	32			21,8740	2,6577	68,4785		6,8993	26,3536	
	38			25,9756	3,1559	96,5626		8,1929	31,2946	
0,3	20	0,0775	3,9506	6,2980	1,3717	10,6430	10,8628	2,5026	9,5592	T_p=39,39° R_p=90,16mm
	26			8,1874	1,7832	17,9867		3,2534	12,4270	
	32			10,0768	2,1947	27,2461		4,0042	15,2948	
	38			11,9662	2,6062	38,4211		4,7549	18,1626	
0,4	20	0,1312	4,7055	3,6784	1,2026	6,2896	8,2861	1,9090	7,2918	T_p=36,59° R_p=88,79mm
	26			4,7820	1,5634	10,6293		2,4817	9,4793	
	32			5,8855	1,9242	16,1013		3,0544	11,6669	
	38			6,9890	2,2850	22,7053		3,6271	13,8544	
0,5	20	0,1767	5,8550	2,4475	1,0807	4,6679	7,4996	1,7278	6,5996	T_p=34,05° R_p=87,93mm
	26			3,1817	1,4050	7,8887		2,2461	8,5795	
	32			3,9159	1,7292	11,9498		2,7644	10,5594	
	38			4,6502	2,0534	16,8511		3,2828	12,5393	
0,53	20	0,1868	6,3132	2,2052	1,0503	4,4148	7,4750	1,7219	6,5780	T_p=33,34° R_p=87,75mm
	26			2,8668	1,3654	7,4611		2,2388	8,5514	
	32			3,5284	1,6805	11,3020		2,7554	10,5248	
	38			4,1899	1,9956	15,9375		3,2720	12,4982	
0,6	20	0,2021	7,6799	1,7729	0,9876	4,0824	7,7413	1,7835	6,8123	T_p=31,77° R_p=87,40mm
	26			2,3048	1,2839	6,8993		2,3185	8,8560	
	32			2,8367	1,5802	10,4510		2,8535	10,8997	
	38			3,3686	1,8765	14,7374		3,3886	12,9434	
0,65	20	0,2047	9,0144	1,5450	0,9490	4,0299	8,2305	1,8962	7,2428	T_p=30,73° R_p=87,21mm
	26			2,0084	1,2337	6,8105		2,4650	9,4157	
	32			2,4719	1,5184	10,3165		3,0339	11,5885	
	38			2,9354	1,8031	14,5478		3,6027	13,7614	
0,7	20	0,1998	10,8152	1,3631	0,9146	4,1288	9,0408	2,0828	7,9559	T_p=29,75° R_p=87,07mm
	26			1,7720	1,1890	6,9777		2,7077	10,3426	
	32			2,1809	1,4634	10,5697		3,3325	12,7294	
	38			2,5899	1,7377	14,9050		3,9574	15,1162	
0,8	20	0,1661	17,1883	1,0939	0,8562	4,9665	12,3570	2,8469	10,8742	T_p=27,96° R_p=86,88mm
	26			1,4220	1,1131	8,3933		3,7009	14,1364	
	32			1,7502	1,3700	12,7142		4,5550	17,3987	
	38			2,0784	1,6268	17,9290		5,4090	20,6609	
0,9	20	0,0996	36,4266	0,9064	0,8088	8,2851	23,1245	5,3275	20,3496	T_p=26,39° R_p=86,79mm
	26			1,1784	1,0514	14,0017		6,9258	26,4545	
	32			1,4503	1,2940	21,2097		8,5240	32,5593	
	38			1,7222	1,5367	29,9091		10,1223	38,6643	

Tabela F.15 – Tabela de dados para a carga de 22 kN e rotação de 3000 rpm.

K	h_{rs} (μm)	F	Δt (°C)	Q_e (l/min)	Q_s (l/min)	η (mPa.s)	H	H_0 (kW)	Mt (N.m)	Coord. Pivô
0,2	20	0,0308	3,4226	16,4054	1,9933	22,2921	18,7172	5,1746	16,4711	T_p=42,55° R_p=92,64mm
	26			21,3272	2,5913	37,6730		6,7269	21,4124	
	32			26,2488	3,1892	57,0654		8,2792	26,3536	
	38			31,1707	3,7871	80,4688		9,8315	31,2946	
0,3	20	0,0775	3,9506	7,5576	1,6460	8,8691	10,8628	3,0031	9,5592	T_p=39,39° R_p=90,16mm
	26			9,8249	2,1399	14,9889		3,9041	12,4270	
	32			12,0921	2,6337	22,7051		4,8050	15,2948	
	38			14,3594	3,1275	32,0176		5,7059	18,1626	
0,4	20	0,1312	4,7055	4,4141	1,4432	5,2413	8,2861	2,2908	7,2918	T_p=36,59° R_p=88,79mm
	26			5,7384	1,8761	8,8578		2,9780	9,4793	
	32			7,0626	2,3091	13,4177		3,6653	11,6669	
	38			8,3868	2,7420	18,9211		4,3525	13,8544	
0,5	20	0,1767	5,8550	2,9370	1,2969	3,8899	7,4996	2,0733	6,5996	T_p=34,05° R_p=87,93mm
	26			3,8180	1,6860	6,5739		2,6953	8,5795	
	32			4,6991	2,0750	9,9582		3,3173	10,5594	
	38			5,5802	2,4641	14,0426		3,9393	12,5393	
0,53	20	0,1868	6,3132	2,6443	1,2604	3,6790	7,4750	2,0665	6,5780	T_p=33,34° R_p=87,75mm
	26			3,4401	1,6385	6,2176		2,6865	8,5514	
	32			4,2340	2,0167	9,4183		3,3065	10,5248	
	38			5,0279	2,3948	13,2813		3,9264	12,4982	
0,6	20	0,2021	7,6799	2,1275	1,1852	3,4020	7,7413	2,1402	6,8123	T_p=31,77° R_p=87,40mm
	26			2,7658	1,5407	5,7494		2,7822	8,8560	
	32			3,4040	1,8963	8,7091		3,4242	10,8997	
	38			4,0423	2,2518	12,2812		4,0663	12,9434	
0,65	20	0,2047	9,0144	1,8539	1,1388	3,3582	8,2305	2,2754	7,2428	T_p=30,73° R_p=87,21mm
	26			2,4101	1,4804	5,6754		2,9580	9,4157	
	32			2,9663	1,8221	8,5970		3,6406	11,5885	
	38			3,5225	2,1637	12,1232		4,3233	13,7614	
0,7	20	0,1998	10,8152	1,6357	1,0975	3,4407	9,0408	2,4994	7,9559	T_p=29,75° R_p=87,07mm
	26			2,1264	1,4268	5,8147		3,2492	10,3426	
	32			2,6171	1,7560	8,8081		3,9991	12,7294	
	38			3,1078	2,0853	12,4208		4,7489	15,1162	
0,8	20	0,1661	17,1883	1,3127	1,0275	4,1387	12,3570	3,4162	10,8742	T_p=27,96° R_p=86,88mm
	26			1,7065	1,3357	6,9945		4,4411	14,1364	
	32			2,1003	1,6439	10,5952		5,4660	17,3987	
	38			2,4940	1,9522	14,9408		6,4908	20,6609	
0,9	20	0,0996	36,4266	1,0877	0,9705	6,9042	23,1245	6,3930	20,3496	T_p=26,39° R_p=86,79mm
	26			1,4141	1,2617	11,6681		8,3109	26,4545	
	32			1,7404	1,5529	17,6748		10,2288	32,5593	
	38			2,0667	1,8440	24,9243		12,1468	38,6643	

Tabela F.16 – Tabela de dados para a carga de 26 kN e rotação de 1000 rpm.

K	h_{rs} (μm)	F	Δt (°C)	Q_e (l/min)	Q_s (l/min)	η (mPa.s)	H	H_0 (kW)	Mt (N.m)	Coord. Pivô
0,2	20	0,0308	4,0449	5,4684	0,6644	79,0356	18,7172	2,0385	19,4659	T_p=42,55° R_p=92,64mm
	26			7,1090	0,8637	133,5677		2,6700	25,3055	
	32			8,7496	1,0631	202,3229		3,2615	31,1451	
	38			10,3902	1,2624	285,2985		3,8730	36,9846	
0,3	20	0,0775	4,6690	2,5192	0,5487	31,4453	10,8628	1,1831	11,2973	T_p=39,39° R_p=90,16mm
	26			3,2749	0,7133	53,1426		1,5380	14,6865	
	32			4,0307	0,8779	80,4998		1,8929	18,0757	
	38			4,7865	1,0425	113,5170		2,2478	21,4648	
0,4	20	0,1312	5,5610	1,4714	0,4811	18,5828	8,2861	0,9024	8,6176	T_p=36,59° R_p=88,79mm
	26			1,9128	0,6254	31,4048		1,1732	11,2028	
	32			2,3542	0,7697	47,5720		1,4439	13,7881	
	38			2,7956	0,9140	67,0837		1,7146	16,3733	
0,5	20	0,1767	6,9195	0,9790	0,4323	13,7915	7,4996	0,8168	7,7996	T_p=34,05° R_p=87,93mm
	26			1,2727	0,5620	23,3076		1,0618	10,1394	
	32			1,5664	0,6917	35,3063		1,3068	12,4793	
	38			1,8601	0,8214	49,7875		1,5519	14,8192	
0,53	20	0,1868	7,4610	0,8821	0,4201	13,0438	7,4750	0,8141	7,7740	T_p=33,34° R_p=87,75mm
	26			1,1467	0,5462	22,0441		1,0583	10,1062	
	32			1,4113	0,6722	33,3922		1,3025	12,4384	
	38			1,6759	0,7983	47,0881		1,5468	14,7706	
0,6	20	0,2021	9,0762	0,7092	0,3951	12,0616	7,7413	0,8431	8,0509	T_p=31,77° R_p=87,40mm
	26			0,9219	0,5136	20,3842		1,0960	10,4662	
	32			1,1347	0,6321	30,8778		1,3489	12,8815	
	38			1,3474	0,7506	43,5424		1,6019	15,2967	
0,65	20	0,2047	10,6534	0,6180	0,3796	11,9064	8,2305	0,8964	8,5597	T_p=30,73° R_p=87,21mm
	26			0,8034	0,4935	20,1219		1,1653	11,1276	
	32			0,9888	0,6074	30,4804		1,4342	13,6955	
	38			1,1742	0,7212	42,9822		1,7031	16,2634	
0,7	20	0,1998	12,7817	0,5452	0,3658	12,1988	9,0408	0,9846	9,4024	T_p=29,75° R_p=87,07mm
	26			0,7088	0,4756	20,6159		1,2800	12,2231	
	32			0,8724	0,5853	31,2288		1,5754	15,0438	
	38			1,0359	0,6951	44,0374		1,8708	17,8645	
0,8	20	0,1661	20,3135	0,4376	0,3425	14,6737	12,3570	1,3458	12,8513	T_p=27,96° R_p=86,88mm
	26			0,5688	0,4452	24,7985		1,7495	16,7067	
	32			0,7001	0,5480	37,5648		2,1533	20,5621	
	38			0,8313	0,6507	52,9720		2,5570	24,4174	
0,9	20	0,0996	43,0497	0,3626	0,3235	24,4786	23,1245	2,5185	24,0496	T_p=26,39° R_p=86,79mm
	26			0,4714	0,4206	41,3687		3,2740	31,2644	
	32			0,5801	0,5176	62,6651		4,0295	38,4792	
	38			0,6889	0,6147	88,3679		4,7851	45,6942	

Tabela F.17 – Tabela de dados para a carga de 26 kN e rotação de 1500 rpm.

K	h_{rs} (μm)	F	Δt (°C)	Q_e (l/min)	Q_s (l/min)	η (mPa.s)	H	H_0 (kW)	Mt (N.m)	Coord. Pivô
0,2	20	0,0308	4,0449	8,2027	0,9967	52,6904	18,7172	3,0577	19,4659	T_p=42,55° R_p=92,64mm
	26			10,6636	1,2956	89,0452		3,9750	25,3055	
	32			13,1244	1,5946	134,8819		4,8923	31,1451	
	38			15,5854	1,8935	190,1990		5,8095	36,9846	
0,3	20	0,0775	4,6690	3,7788	0,8230	20,9635	10,8628	1,7746	11,2973	T_p=39,39° R_p=90,16mm
	26			4,9124	1,0699	35,4281		2,3069	14,6865	
	32			6,0461	1,3168	53,6665		2,8393	18,0757	
	38			7,1797	1,5637	75,6780		3,3717	21,9846	
0,4	20	0,1312	5,5610	2,2071	0,7216	12,3885	8,2861	1,3536	8,6176	T_p=36,59° R_p=88,79mm
	26			2,8692	0,9381	20,9366		1,7597	11,2028	
	32			3,5313	1,1545	31,7146		2,1658	13,7881	
	38			4,1934	1,3710	44,7225		2,5719	16,3733	
0,5	20	0,1767	6,9195	1,4685	0,6484	9,1943	7,4996	1,2252	7,7996	T_p=34,05° R_p=87,93mm
	26			1,9090	0,8430	15,5384		1,5927	10,1394	
	32			2,3496	1,0375	23,5375		1,9602	12,4793	
	38			2,7901	1,2321	33,1916		2,3278	14,8192	
0,53	20	0,1868	7,4610	1,3231	0,6302	8,6959	7,4750	1,2211	7,7740	T_p=33,34° R_p=87,75mm
	26			1,7201	0,8193	14,6961		1,5875	10,1062	
	32			2,1170	1,0083	22,2615		1,9538	12,4384	
	38			2,5140	1,1974	31,3921		2,3202	14,7706	
0,6	20	0,2021	9,0762	1,0638	0,5926	8,0411	7,7413	1,2646	8,0509	T_p=31,77° R_p=87,40mm
	26			1,3829	0,7704	13,5894		1,6440	10,4662	
	32			1,7020	0,9481	20,5852		2,0234	12,8815	
	38			2,0211	1,1259	29,0282		2,4028	15,2967	
0,65	20	0,2047	10,6534	0,9270	0,5694	7,9376	8,2305	1,3446	8,5597	T_p=30,73° R_p=87,21mm
	26			1,2051	0,7402	13,4146		1,7479	11,1276	
	32			1,4832	0,9110	20,3203		2,1513	13,6955	
	38			1,7612	1,0819	28,6548		2,5547	16,2634	
0,7	20	0,1998	12,7817	0,8179	0,5488	8,1325	9,0408	1,4769	9,4024	T_p=29,75° R_p=87,07mm
	26			1,0632	0,7134	13,7439		1,9200	12,2231	
	32			1,3086	0,8780	20,8192		2,3631	15,0438	
	38			1,5539	1,0426	29,3583		2,8062	17,8645	
0,8	20	0,1661	20,3135	0,6563	0,5137	9,7825	12,3570	2,0187	12,8513	T_p=27,96° R_p=86,88mm
	26			0,8532	0,6679	16,5323		2,6243	16,7067	
	32			1,0501	0,8220	25,0431		3,2299	20,5621	
	38			1,2470	0,9761	35,3146		3,8355	24,4174	
0,9	20	0,0996	43,0497	0,5439	0,4853	16,3191	23,1245	3,7777	24,0496	T_p=26,39° R_p=86,79mm
	26			0,7070	0,6308	27,5792		4,9110	31,2644	
	32			0,8702	0,7764	41,7767		6,0443	38,4792	
	38			1,0333	0,9220	58,9119		7,1776	45,6942	

Tabela F.18 – Tabela de dados para a carga de 26 kN e rotação de 2000 rpm.

K	h_{rs} (μm)	F	Δt (°C)	Q_e (l/min)	Q_s (l/min)	η (mPa.s)	H	H_0 (kW)	Mt (N.m)	Coord. Pivô
0,2	20	0,0308	4,0449	10,9370	1,3289	39,5178	18,7172	4,0769	19,4659	T_p=42,55° R_p=92,64mm
	26			14,2181	1,7275	66,7839		5,3000	25,3055	
	32			17,4992	2,1261	101,1614		6,5230	31,1451	
	38			20,7805	2,5247	142,6492		7,7460	36,9846	
0,3	20	0,0775	4,6690	5,0384	1,0974	15,7227	10,8628	2,3661	11,2973	T_p=39,39° R_p=90,16mm
	26			6,5499	1,4266	26,5713		3,0759	14,6865	
	32			8,0614	1,7558	40,2499		3,7858	18,0757	
	38			9,4729	2,0850	56,7585		4,4956	21,4648	
0,4	20	0,1312	5,5610	2,9427	0,9621	9,2914	8,2861	1,8049	8,6176	T_p=36,59° R_p=88,79mm
	26			3,8256	1,2508	15,7024		2,3463	11,2028	
	32			4,7084	1,5394	23,7860		2,8878	13,7881	
	38			5,5912	1,8280	33,5419		3,4292	16,3733	
0,5	20	0,1767	6,9195	1,9580	0,8646	6,8958	7,4996	1,6335	7,7996	T_p=34,05° R_p=87,93mm
	26			2,5454	1,1240	11,6538		2,1236	10,1394	
	32			3,1328	1,3834	17,6531		2,6137	12,4793	
	38			3,7201	1,6427	24,8937		3,1037	14,8192	
0,53	20	0,1868	7,4610	1,7642	0,8403	6,5219	7,4750	1,6282	7,7740	T_p=33,34° R_p=87,75mm
	26			2,2934	1,0924	11,0221		2,1166	10,1062	
	32			2,8227	1,3444	16,6961		2,6051	12,4384	
	38			3,3520	1,5965	23,5441		3,0935	14,7706	
0,6	20	0,2021	9,0762	1,4183	0,7901	6,0308	7,7413	1,6862	8,0509	T_p=31,77° R_p=87,40mm
	26			1,8438	1,0272	10,1921		2,1920	10,4662	
	32			2,2693	1,2642	15,4389		2,6979	12,8815	
	38			2,6949	1,5012	21,7712		3,2037	15,2967	
0,65	20	0,2047	10,6534	1,2360	0,7592	5,9532	8,2305	1,7927	8,5597	T_p=30,73° R_p=87,21mm
	26			1,6067	0,9870	10,0609		2,3306	11,1276	
	32			1,9775	1,2147	15,2402		2,8684	13,6955	
	38			2,3483	1,4425	21,4911		3,4062	16,2634	
0,7	20	0,1998	12,7817	1,0905	0,7317	6,0994	9,0408	1,9692	9,4024	T_p=29,75° R_p=87,07mm
	26			1,4176	0,9512	10,3079		2,5600	12,2231	
	32			1,7448	1,1707	15,6144		3,1508	15,0438	
	38			2,0719	1,3902	22,0187		3,7415	17,8645	
0,8	20	0,1661	20,3135	0,8751	0,6850	7,3369	12,3570	2,6916	12,8513	T_p=27,96° R_p=86,88mm
	26			1,1376	0,8905	12,3993		3,4990	16,7067	
	32			1,4002	1,0960	18,7824		4,3065	20,5621	
	38			1,6627	1,3015	26,4860		5,1140	24,4174	
0,9	20	0,0996	43,0497	0,7252	0,6470	12,2393	23,1245	5,0369	24,0496	T_p=26,39° R_p=86,79mm
	26			0,9427	0,8411	20,6844		6,5480	31,2644	
	32			1,1603	1,0352	31,3325		8,0591	38,4792	
	38			1,3778	1,2293	44,1839		9,5702	45,6942	

Tabela F.19 – Tabela de dados para a carga de 26 kN e rotação de 2500 rpm.

K	h_{rs} (μm)	F	Δt (°C)	Q_e (l/min)	Q_s (l/min)	η (mPa.s)	H	H_0 (kW)	Mt (N.m)	Coord. Pivô
0,2	20	0,0308	4,0449	13,6712	1,6611	31,6143	18,7172	5,0962	19,4659	T_p=42,55° R_p=92,64mm
	26			17,7726	2,1594	53,4271		6,6250	25,3055	
	32			21,8740	2,6577	80,9292		8,1538	31,1451	
	38			25,9756	3,1559	114,1194		9,6825	36,9846	
0,3	20	0,0775	4,6690	6,2980	1,3717	12,5781	10,8628	2,9576	11,2973	T_p=39,39° R_p=90,16mm
	26			8,1874	1,7832	21,2571		3,8449	14,6865	
	32			10,0768	2,1947	32,1999		4,7322	18,0757	
	38			11,9662	2,6062	45,4068		5,6195	21,4648	
0,4	20	0,1312	5,5610	3,6784	1,2026	7,4331	8,2861	2,2561	8,6176	T_p=36,59° R_p=88,79mm
	26			4,7820	1,5634	12,5619		2,9329	11,2028	
	32			5,8855	1,9242	19,0288		3,6097	13,7881	
	38			6,9890	2,2850	26,8335		4,2865	16,4648	
0,5	20	0,1767	6,9195	2,4475	1,0807	5,5166	7,4996	2,0419	7,7996	T_p=34,05° R_p=87,93mm
	26			3,1817	1,4050	9,3231		2,6545	10,1394	
	32			3,9159	1,7292	14,1225		3,2671	12,4793	
	38			4,6502	2,0534	19,9150		3,8797	14,8192	
0,53	20	0,1868	7,4610	2,2052	1,0503	5,2175	7,4750	2,0352	7,7740	T_p=33,34° R_p=87,75mm
	26			2,8668	1,3654	8,8177		2,6458	10,1062	
	32			3,5284	1,6805	13,3569		3,2564	12,4384	
	38			4,1899	1,9956	18,8353		3,8669	14,7706	
0,6	20	0,2021	9,0762	1,7729	0,9876	4,8247	7,7413	2,1077	8,0509	T_p=31,77° R_p=87,40mm
	26			2,3048	1,2839	8,1537		2,7400	10,4662	
	32			2,8367	1,5802	12,3511		3,3724	12,8815	
	38			3,3686	1,8765	17,4169		4,0047	15,2967	
0,65	20	0,2047	10,6534	1,5450	0,9490	4,7626	8,2305	2,2409	8,5597	T_p=30,73° R_p=87,21mm
	26			2,0084	1,2337	8,0487		2,9132	11,1276	
	32			2,4719	1,5184	12,1922		3,5855	13,6955	
	38			2,9354	1,8031	17,1929		4,2578	16,2634	
0,7	20	0,1998	12,7817	1,3631	0,9146	4,8795	9,0408	2,4615	9,4024	T_p=29,75° R_p=87,07mm
	26			1,7720	1,1890	8,2463		3,2000	12,2231	
	32			2,1809	1,4634	12,4915		3,9385	15,0438	
	38			2,5899	1,7377	17,6150		4,6769	17,8645	
0,8	20	0,1661	20,3135	1,0939	0,8562	5,8695	12,3570	3,3645	12,8513	T_p=27,96° R_p=86,88mm
	26			1,4220	1,1131	9,9194		4,3738	16,7067	
	32			1,7502	1,3700	15,0259		5,3832	20,5621	
	38			2,0784	1,6268	21,1888		6,3925	24,4174	
0,9	20	0,0996	43,0497	0,9064	0,8088	9,7914	23,1245	6,2962	24,0496	T_p=26,39° R_p=86,79mm
	26			1,1784	1,0514	16,5475		8,1850	31,2644	
	32			1,4503	1,2940	25,0660		10,0738	38,4792	
	38			1,7222	1,5367	35,3471		11,9627	45,6942	

Tabela F.20 – Tabela de dados para a carga de 26 kN e rotação de 3000 rpm.

K	h_{rs} (μm)	F	Δt (°C)	Q_e (l/min)	Q_s (l/min)	η (mPa.s)	H	H_0 (kW)	Mt (N.m)	Coord. Pivô
0,2	20	0,0308	4,0449	16,4054	1,9933	26,3452	18,7172	6,1154	19,4659	T_p=42,55° R_p=92,64mm
	26			21,3272	2,5913	44,5226		7,9500	25,3055	
	32			26,2488	3,1892	67,4410		9,7845	31,1451	
	38			31,1707	3,7871	95,0995		11,6190	36,9846	
0,3	20	0,0775	4,6690	7,5576	1,6460	10,4818	10,8628	3,5491	11,2973	T_p=39,39° R_p=90,16mm
	26			9,8249	2,1399	17,7142		4,6139	14,6865	
	32			12,0921	2,6337	26,8333		5,6786	18,0757	
	38			14,3594	3,1275	37,8390		6,7434	21,4648	
0,4	20	0,1312	5,5610	4,4141	1,4432	6,1943	8,2861	2,7073	8,6176	T_p=36,59° R_p=88,79mm
	26			5,7384	1,8761	10,4683		3,5195	11,2028	
	32			7,0626	2,3091	15,8573		4,3317	13,7881	
	38			8,3868	2,7420	22,3612		5,1438	16,3733	
0,5	20	0,1767	6,9195	2,9370	1,2969	4,5972	7,4996	1,2969	7,7996	T_p=34,05° R_p=87,93mm
	26			3,8180	1,6860	7,7692		3,1854	10,1394	
	32			4,6991	2,0750	11,7688		3,9205	12,4793	
	38			5,5802	2,4641	16,5958		4,6556	14,8192	
0,53	20	0,1868	7,4610	2,6443	1,2604	4,3479	7,4750	2,4423	7,7740	T_p=33,34° R_p=87,75mm
	26			3,4401	1,6385	7,3480		3,1750	10,1062	
	32			4,2340	2,0167	11,1307		3,9076	12,4384	
	38			5,0279	2,3948	15,6960		4,6403	14,7706	
0,6	20	0,2021	9,0762	2,1275	1,1852	4,0205	7,7413	2,5293	8,0509	T_p=31,77° R_p=87,40mm
	26			2,7658	1,5407	6,7947		3,2880	10,4662	
	32			3,4040	1,8963	10,2926		4,0468	12,8815	
	38			4,0423	2,2518	14,5141		4,8056	15,2967	
0,65	20	0,2047	10,6534	1,8539	1,1388	3,9688	8,2305	2,6891	8,5597	T_p=30,73° R_p=87,21mm
	26			2,4101	1,4804	6,7073		3,4958	11,1276	
	32			2,9663	1,8221	10,1602		4,3026	13,6955	
	38			3,5225	2,1637	14,3274		5,1093	16,2634	
0,7	20	0,1998	12,7817	1,6357	1,0975	4,0663	9,0408	2,9539	9,4024	T_p=29,75° R_p=87,07mm
	26			2,1264	1,4268	6,8719		3,8400	12,2231	
	32			2,6171	1,7560	10,4096		4,7262	15,0438	
	38			3,1078	2,0853	14,6791		5,6123	17,8645	
0,8	20	0,1661	20,3135	1,3127	1,0275	4,8912	12,3570	4,0374	12,8513	T_p=27,96° R_p=86,88mm
	26			1,7065	1,3357	8,2662		5,2486	16,7067	
	32			2,1003	1,6439	12,5216		6,4598	20,5621	
	38			2,4940	1,9522	17,6573		7,6710	24,4174	
0,9	20	0,0996	43,0497	1,0877	0,9705	8,1595	23,1245	7,5554	24,0496	T_p=26,39° R_p=86,79mm
	26			1,4141	1,2617	13,7896		9,8220	31,2644	
	32			1,7404	1,5529	20,8884		12,0886	38,4792	
	38			2,0667	1,8440	29,4560		14,3553	45,6942	

Tabela F.21 – Tabela de dados para a carga de 30 kN e rotação de 1000 rpm.

K	h_{rs} (μm)	F	Δt (°C)	Q_e (l/min)	Q_s (l/min)	η (mPa.s)	H	H_0 (kW)	Mt (N.m)	Coord. Pivô
0,2	20	0,0308	4,6672	5,4684	0,6644	91,1950	18,7172	2,3521	22,4606	T_p=42,55° R_p=92,64mm
	26			7,1090	0,8637	154,1166		3,0577	29,1987	
	32			8,7496	1,0631	233,4495		2,7633	35,9367	
	38			10,3902	1,2624	329,1906		4,4689	42,6745	
0,3	20	0,0775	5,3873	2,5192	0,5487	36,2831	10,8628	1,3651	13,0353	T_p=39,39° R_p=90,16mm
	26			3,2749	0,7133	61,3184		1,7746	16,9460	
	32			4,0307	0,8779	92,8844		2,1841	20,8565	
	38			4,7865	1,0425	130,9812		2,5936	24,7671	
0,4	20	0,1312	6,4165	1,4714	0,4811	21,4417	8,2861	1,0413	9,9433	T_p=36,59° R_p=88,79mm
	26			1,9128	0,6254	36,2363		1,3536	12,9263	
	32			2,3542	0,7697	54,8907		1,6660	15,9094	
	38			2,7956	0,9140	77,4043		1,9784	18,8923	
0,5	20	0,1767	7,9840	0,9790	0,4323	15,9132	7,4996	0,9424	8,9995	T_p=34,05° R_p=87,93mm
	26			1,2727	0,5620	26,8934		1,2252	11,6993	
	32			1,5664	0,6917	40,7380		1,5079	14,3992	
	38			1,8601	0,8214	57,4471		1,7906	17,0991	
0,53	20	0,1868	8,6089	0,8821	0,4201	15,0506	7,4750	0,9393	8,9700	T_p=33,34° R_p=87,75mm
	26			1,1467	0,5462	25,4355		1,2211	11,6610	
	32			1,4113	0,6722	38,5295		1,5029	14,3520	
	38			1,6759	0,7983	54,3324		1,7847	17,0430	
0,6	20	0,2021	10,4725	0,7092	0,3951	13,9173	7,7413	0,9728	9,2895	T_p=31,77° R_p=87,40mm
	26			0,9219	0,5136	23,5202		1,2646	12,0764	
	32			1,1347	0,6321	35,6283		1,5565	14,8632	
	38			1,3474	0,7506	50,2412		1,8483	17,6500	
0,65	20	0,2047	12,2924	0,6180	0,3796	13,7382	8,2305	1,0343	9,8766	T_p=30,73° R_p=87,21mm
	26			0,8034	0,4935	23,2175		1,3445	12,8396	
	32			0,9888	0,6074	35,1697		1,6548	15,8025	
	38			1,1742	0,7212	49,5949		1,9651	18,7655	
0,7	20	0,1998	14,7481	0,5452	0,3658	14,0755	9,0408	1,1361	10,8490	T_p=29,75° R_p=87,07mm
	26			0,7088	0,4756	23,7875		1,4769	14,1036	
	32			0,8724	0,5853	36,0332		1,8178	17,3583	
	38			1,0359	0,6951	50,8124		2,1586	20,6129	
0,8	20	0,1661	23,4386	0,4376	0,3425	16,9312	12,3570	1,5528	14,8284	T_p=27,96° R_p=86,88mm
	26			0,5688	0,4452	28,6137		2,0187	19,2769	
	32			0,7001	0,5480	43,3440		2,4845	23,7255	
	38			0,8313	0,6507	61,1215		2,9504	28,1740	
0,9	20	0,0996	49,6727	0,3626	0,3235	28,2445	23,1245	1,9059	27,7495	T_p=26,39° R_p=86,79mm
	26			0,4714	0,4206	47,7332		3,7777	36,0743	
	32			0,5801	0,5176	72,3058		4,6495	44,3991	
	38			0,6889	0,6147	101,9629		5,5213	52,7241	

Tabela F.22 – Tabela de dados para a carga de 30 kN e rotação de 1500 rpm.

K	h_{rs} (μm)	F	Δt (°C)	Q_e (l/min)	Q_s (l/min)	η (mPa.s)	H	H_0 (kW)	Mt (N.m)	Coord. Pivô
0,2	20	0,0308	4,6672	8,2027	0,9967	60,7967	18,7172	3,5281	22,4606	T_p=42,55° R_p=92,64mm
	26			10,6636	1,2956	102,7444		4,5865	29,1987	
	32			13,1244	1,5946	155,6330		5,6449	35,9367	
	38			15,5854	1,8935	219,4604		6,7033	42,6745	
0,3	20	0,0775	5,3873	3,7788	0,8230	24,1887	10,8628	2,0476	13,0353	T_p=39,39° R_p=90,16mm
	26			4,9124	1,0699	40,8789		2,6619	16,9460	
	32			6,0461	1,3168	61,9229		3,2761	20,8565	
	38			7,1797	1,5637	87,3208		3,8904	24,7671	
0,4	20	0,1312	6,4165	2,2071	0,7216	14,2945	8,2861	1,5619	9,9433	T_p=36,59° R_p=88,79mm
	26			2,8692	0,9381	24,1576		2,0305	12,9263	
	32			3,5313	1,1545	36,5938		2,4990	15,9094	
	38			4,1934	1,3710	51,6029		2,9676	18,8923	
0,5	20	0,1767	7,9840	1,4685	0,6484	10,6089	7,4996	1,4136	8,9995	T_p=34,05° R_p=87,93mm
	26			1,9090	0,8430	17,9289		1,8377	11,6993	
	32			2,3496	1,0375	27,1587		2,2618	14,3992	
	38			2,7901	1,2321	38,2981		2,6859	17,0991	
0,53	20	0,1868	8,6089	1,3231	0,6302	10,0337	7,4750	1,4090	8,9700	T_p=33,34° R_p=87,75mm
	26			1,7201	0,8193	16,9570		1,8317	11,6610	
	32			2,1170	1,0083	25,6863		2,2544	14,3520	
	38			2,5140	1,1974	36,2216		2,6771	17,0430	
0,6	20	0,2021	10,4725	1,0638	0,5926	9,2782	7,7413	1,4592	9,2895	T_p=31,77° R_p=87,40mm
	26			1,3829	0,7704	15,6801		1,8970	12,0764	
	32			1,7020	0,9481	23,7521		2,3347	14,8632	
	38			2,0211	1,1259	33,4941		2,7725	17,6500	
0,65	20	0,2047	12,2924	0,9270	0,5694	9,1588	8,2305	1,5514	9,8766	T_p=30,73° R_p=87,21mm
	26			1,2051	0,7402	15,4784		2,0168	12,8396	
	32			1,4832	0,9110	23,4465		2,4823	15,8025	
	38			1,7612	1,0819	33,0632		2,9477	18,7655	
0,7	20	0,1998	14,7481	0,8179	0,5488	9,3837	9,0408	1,7041	10,8490	T_p=29,75° R_p=87,07mm
	26			1,0632	0,7134	15,8583		2,2154	14,1036	
	32			1,3086	0,8780	24,0221		2,7266	17,3583	
	38			1,5539	1,0426	33,8749		3,2379	20,6129	
0,8	20	0,1661	23,4386	0,6563	0,5137	11,2875	12,3570	2,3292	14,8284	T_p=27,96° R_p=86,88mm
	26			0,8532	0,6679	19,0758		3,0280	19,2769	
	32			1,0501	0,8220	28,8960		3,7268	23,7255	
	38			1,2470	0,9761	40,7477		4,4256	28,1740	
0,9	20	0,0996	49,6727	0,5439	0,4853	18,8297	23,1245	4,3589	27,7495	T_p=26,39° R_p=86,79mm
	26			0,7070	0,6308	31,8221		5,6665	36,0743	
	32			0,8702	0,7764	48,2034		6,9742	44,3991	
	38			1,0333	0,9220	67,9753		8,2819	52,7241	

Tabela F.23 – Tabela de dados para a carga de 30 kN e rotação de 2000 rpm.

K	h_{rs} (μm)	F	Δt (°C)	Q_e (l/min)	Q_s (l/min)	η (mPa.s)	H	H_0 (kW)	Mt (N.m)	Coord. Pivô
0,2	20	0,0308	4,6672	10,9370	1,3289	45,5975	18,7172	4,7041	22,4606	T_p=42,55° R_p=92,64mm
	26			14,2181	1,7275	77,0583		6,1154	29,1987	
	32			17,4992	2,1261	116,7247		7,5266	35,9367	
	38			20,7805	2,5247	164,5953		8,9377	42,6745	
0,3	20	0,0775	5,3873	5,0384	1,0974	18,1415	10,8628	2,7301	13,0353	T_p=39,39° R_p=90,16mm
	26			6,5499	1,4266	30,6592		3,5492	16,9460	
	32			8,0614	1,7558	46,4421		4,3682	20,8565	
	38			9,4729	2,0850	65,4906		5,1872	24,7671	
0,4	20	0,1312	6,4165	2,9427	0,9621	10,7208	8,2861	2,0825	9,9433	T_p=36,59° R_p=88,79mm
	26			3,8256	1,2508	18,1182		2,7073	12,9263	
	32			4,7084	1,5394	27,4454		3,3320	15,9094	
	38			5,5912	1,8280	38,7021		3,9568	18,8923	
0,5	20	0,1767	7,9840	1,9580	0,8646	7,9566	7,4996	1,8849	8,9995	T_p=34,05° R_p=87,93mm
	26			2,5454	1,1240	13,4467		2,4503	11,6993	
	32			3,1328	1,3834	20,3690		3,0158	14,3992	
	38			3,7201	1,6427	28,7235		3,5812	17,0991	
0,53	20	0,1868	8,6089	1,7642	0,8403	7,5253	7,4750	1,8787	8,9700	T_p=33,34° R_p=87,75mm
	26			2,2934	1,0924	12,7178		2,4423	11,6610	
	32			2,8227	1,3444	19,2647		3,0059	14,3520	
	38			3,3520	1,5965	27,1662		3,5695	17,0430	
0,6	20	0,2021	10,4725	1,4183	0,7901	6,9586	7,7413	1,9456	9,2895	T_p=31,77° R_p=87,40mm
	26			1,8438	1,0272	11,7601		2,5293	12,0764	
	32			2,2693	1,2642	17,8141		3,1129	14,8632	
	38			2,6949	1,5012	25,1206		3,6966	17,6500	
0,65	20	0,2047	12,2924	1,2360	0,7592	6,8691	8,2305	2,0685	9,8766	T_p=30,73° R_p=87,21mm
	26			1,6067	0,9870	11,6088		2,6891	12,8396	
	32			1,9775	1,2147	17,5849		3,3097	15,8025	
	38			2,3483	1,4425	24,7974		3,9302	18,7655	
0,7	20	0,1998	14,7481	1,0905	0,7317	7,0378	9,0408	2,2722	10,8490	T_p=29,75° R_p=87,07mm
	26			1,4176	0,9512	11,8938		2,9538	14,1036	
	32			1,7448	1,1707	18,0166		3,6355	17,3583	
	38			2,0719	1,3902	25,4062		4,3172	20,6129	
0,8	20	0,1661	23,4386	0,8751	0,6850	8,4656	12,3570	3,1057	14,8284	T_p=27,96° R_p=86,88mm
	26			1,1376	0,8905	14,3068		4,0374	19,2769	
	32			1,4002	1,0960	21,6720		4,9691	23,7255	
	38			1,6627	1,3015	30,5608		5,9007	28,1740	
0,9	20	0,0996	49,6727	0,7252	0,6470	14,1223	23,1245	5,8118	27,7495	T_p=26,39° R_p=86,79mm
	26			0,9427	0,8411	23,8666		7,5554	36,0743	
	32			1,1603	1,0352	36,1529		9,2989	44,3991	
	38			1,3778	1,2293	50,9815		11,0425	52,7241	

Tabela F.24 – Tabela de dados para a carga de 30 kN e rotação de 2500 rpm.

K	h_{rs} (μm)	F	Δt (°C)	Q_e (l/min)	Q_s (l/min)	η (mPa.s)	H	H_0 (kW)	Mt (N.m)	Coord. Pivô
0,2	20	0,0308	4,6672	13,6712	1,6611	36,4780	18,7172	5,8802	22,4606	T_p=42,55° R_p=92,64mm
	26			17,7726	2,1594	61,6467		7,6442	29,1987	
	32			21,8740	2,6577	93,3798		9,4082	35,9367	
	38			25,9756	3,1559	131,6762		11,1722	42,6745	
0,3	20	0,0775	5,3873	6,2980	1,3717	14,5132	10,8628	3,4126	13,0353	T_p=39,39° R_p=90,16mm
	26			8,1874	1,7832	24,5276		4,4364	16,9460	
	32			10,0768	2,1947	37,1538		5,4602	20,8565	
	38			11,9662	2,6062	52,3925		6,4840	24,7671	
0,4	20	0,1312	6,4165	3,6784	1,2026	8,5767	8,2861	2,6032	9,9433	T_p=36,59° R_p=88,79mm
	26			4,7820	1,5634	14,4945		3,3841	12,9263	
	32			5,8855	1,9242	21,9563		4,1651	15,9094	
	38			6,9890	2,2850	30,9617		4,9460	18,8923	
0,5	20	0,1767	7,9840	2,4475	1,0807	6,3653	7,4996	2,3561	8,9995	T_p=34,05° R_p=87,93mm
	26			3,1817	1,4050	10,7574		3,0629	11,6993	
	32			3,9159	1,7292	16,2952		3,7697	14,3992	
	38			4,6502	2,0534	22,9788		4,4765	17,0991	
0,53	20	0,1868	8,6089	2,2052	1,0503	6,0202	7,4750	2,3483	8,9700	T_p=33,34° R_p=87,75mm
	26			2,8668	1,3654	10,1742		3,0529	11,6610	
	32			3,5284	1,6805	15,4118		3,7573	14,3520	
	38			4,1899	1,9956	21,7330		4,4618	17,0430	
0,6	20	0,2021	10,4725	1,7729	0,9876	5,5669	7,7413	2,4320	9,2895	T_p=31,77° R_p=87,40mm
	26			2,3048	1,2839	9,4081		3,1616	12,0764	
	32			2,8367	1,5802	14,2513		3,8912	14,8632	
	38			3,3686	1,8765	20,0965		4,6208	17,6500	
0,65	20	0,2047	12,2924	1,5450	0,9490	5,4953	8,2305	2,5857	9,8766	T_p=30,73° R_p=87,21mm
	26			2,0084	1,2337	9,2870		3,3614	12,8396	
	32			2,4719	1,5184	14,0679		4,1371	15,8025	
	38			2,9354	1,8031	19,8379		4,9128	18,7655	
0,7	20	0,1998	14,7481	1,3631	0,9146	5,6302	9,0408	2,8402	10,8490	T_p=29,75° R_p=87,07mm
	26			1,7720	1,1890	9,5150		3,6923	14,1036	
	32			2,1809	1,4634	14,4133		4,5444	17,3583	
	38			2,5899	1,7377	20,3250		5,3965	20,6129	
0,8	20	0,1661	23,4386	1,0939	0,8562	6,7725	12,3570	3,8821	14,8284	T_p=27,96° R_p=86,88mm
	26			1,4220	1,1131	11,4455		5,0467	19,2769	
	32			1,7502	1,3700	17,3376		6,2113	23,7255	
	38			2,0784	1,6268	24,4486		7,3759	28,1740	
0,9	20	0,0996	49,6727	0,9064	0,8088	11,2978	23,1245	7,2648	27,7495	T_p=26,39° R_p=86,79mm
	26			1,1784	1,0514	19,0933		9,4442	36,0743	
	32			1,4503	1,2940	28,9223		11,6237	44,3991	
	38			1,7222	1,5367	40,7852		13,8031	52,7241	

Tabela F.25 – Tabela de dados para a carga de 30 kN e rotação de 3000 rpm.

K	h_{rs} (μm)	F	Δt (°C)	Q_e (l/min)	Q_s (l/min)	η (mPa.s)	H	H_0 (kW)	Mt (N.m)	Coord. Pivô
0,2	20	0,0308	4,6672	16,4054	1,9933	30,3983	18,7172	7,0562	22,4606	T_p=42,55° R_p=92,64mm
	26			21,3272	2,5913	51,3722		9,1730	29,1987	
	32			26,2488	3,1892	77,8165		11,2898	35,9367	
	38			31,1707	3,7871	109,7302		13,4066	42,6745	
0,3	20	0,0775	5,3873	7,5576	1,6460	12,0944	10,8628	4,0952	13,0353	T_p=39,39° R_p=90,16mm
	26			9,8249	2,1399	20,4395		5,3237	16,9460	
	32			12,0921	2,6337	30,9615		6,5523	20,8565	
	38			14,3594	3,1275	43,6604		7,7808	24,7671	
0,4	20	0,1312	6,4165	4,4141	1,4432	7,1472	8,2861	3,1238	9,9433	T_p=36,59° R_p=88,79mm
	26			5,7384	1,8761	12,0788		4,0609	12,9263	
	32			7,0626	2,3091	18,2969		4,9981	15,9094	
	38			8,3868	2,7420	25,8014		5,9352	18,8923	
0,5	20	0,1767	7,9840	2,9370	1,2969	5,3044	7,4996	2,8273	8,9995	T_p=34,05° R_p=87,93mm
	26			3,8180	1,6860	8,9645		3,6755	11,6993	
	32			4,6991	2,0750	13,5793		4,5236	14,3992	
	38			5,5802	2,4641	19,1490		5,3718	17,0991	
0,53	20	0,1868	8,6089	2,6443	1,2604	5,0169	7,4750	2,8180	8,9700	T_p=33,34° R_p=87,75mm
	26			3,4401	1,6385	8,4785		3,6634	11,6610	
	32			4,2340	2,0167	12,8432		4,5088	14,3520	
	38			5,0279	2,3948	18,1108		5,3542	17,0430	
0,6	20	0,2021	10,4725	2,1275	1,1852	4,6391	7,7413	2,9184	9,2895	T_p=31,77° R_p=87,40mm
	26			2,7658	1,5407	7,8401		3,7939	12,0764	
	32			3,4040	1,8963	11,8761		4,6694	14,8632	
	38			4,0423	2,2518	16,7471		5,5449	17,6500	
0,65	20	0,2047	12,2924	1,8539	1,1388	4,5794	8,2305	3,1028	9,8766	T_p=30,73° R_p=87,21mm
	26			2,4101	1,4804	7,7392		4,0337	12,8396	
	32			2,9663	1,8221	11,7233		4,9645	15,8025	
	38			3,5225	2,1637	16,5316		5,8954	18,7655	
0,7	20	0,1998	14,7481	1,6357	1,0975	4,6918	9,0408	3,4083	10,8490	T_p=29,75° R_p=87,07mm
	26			2,1264	1,4268	7,9292		4,4308	14,1036	
	32			2,6171	1,7560	12,0111		5,4533	17,3583	
	38			3,1078	2,0853	16,9375		6,4757	20,6129	
0,8	20	0,1661	23,4386	1,3127	1,0275	5,6437	12,3570	4,6585	14,8284	T_p=27,96° R_p=86,88mm
	26			1,7065	1,3357	9,5379		6,0560	19,2769	
	32			2,1003	1,6439	14,4480		7,4536	23,7255	
	38			2,4940	1,9522	20,3738		8,8511	28,1740	
0,9	20	0,0996	49,6727	1,0877	0,9705	9,4148	23,1245	8,7178	27,7495	T_p=26,39° R_p=86,79mm
	26			1,4141	1,2617	15,9111		11,3331	36,0743	
	32			1,7404	1,5529	24,1019		13,9484	44,3991	
	38			2,0667	1,8440	33,9876		16,5638	52,7241	