

PAULO FERNANDES SILVA

**MOTOR VISCOSO DE FLUXO LAMINAR
COM FENDAS CIRCUNFERENCIAIS**

Tese apresentada à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para obtenção
do título de Doutor em Engenharia.

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

Orientador:
Prof. Dr. Carlos Chien-Ching Tu

SÃO PAULO - SP

1998

Aos meus pais

Ana (em memória) e Benedito

Aos meus filhos

Paulo Henrique e João Marcos

AGRADECIMENTOS

A Deus, por ter me dado saúde, paciência e inteligência para realizar este trabalho.

Ao orientador Prof. Dr. Carlos Chien-Ching Tu, pelo incentivo e orientação prestada durante a elaboração deste trabalho.

Ao amigo e Prof. Dr. Vilmar Arthur Schwarz, pelo apoio e incentivo prestado durante a elaboração deste trabalho.

Ao amigo Rafael Di Lorenzo Corrêa, pelas palavras de incentivo.

Ao Prof. Dr. Silvio Nabeta e ao Eng. Alvaro B. Dietrich do Depto de Eng. Elétrica, pela colaboração prestada na elaboração do Apêndice A1.

Especialmente a José Francisco dos Santos, pela colaboração prestada na impressão final deste trabalho.

RESUMO

O presente trabalho tem por objetivo desenvolver um modelo teórico para o projeto otimizado e análise do comportamento operacional de um motor hidráulico não convencional, denominado motor viscoso de fluxo laminar.

A princípio este motor será aplicado no acionamento do eixo de uma máquina-ferramenta de ultra precisão, a qual deve trabalhar a peça com um alto grau de repetibilidade proporcionando assim, uma acuracidade dimensional e superficial nanométrica.

Os motores elétricos e hidráulicos convencionais apresentam problemas de vibrações e instabilidade térmica, as quais são prejudiciais a repetibilidade da máquina-ferramenta. Portanto, um motor capaz de minimizar estas fontes de erros é de fundamental importância ao aprimoramento dos processos de usinagem de ultra precisão.

Inicialmente foram feitas simulações do motor viscoso de fluxo laminar operando com um fluido Newtoniano, o qual já vem sendo objeto de estudo de outros pesquisadores. Posteriormente foram feitas simulações do motor viscoso de fluxo laminar operando com um fluido magnetoreológico.

O fluido magnetoreológico na presença de um campo magnético desenvolve uma resistência ao cisalhamento e apresenta um comportamento similar ao plástico ideal de Bingham, enquanto que, na ausência do campo magnético comporta-se como um fluido Newtoniano.

O princípio básico de funcionamento do motor viscoso de fluxo laminar está relacionado com a utilização das forças viscosas e da resistência ao cisalhamento desenvolvidas no fluido pela aplicação de um campo magnético.

O dimensionamento do motor viscoso de fluxo laminar é feito utilizando-se da ferramenta SOLVER, pertencente ao software Microsoft Excel 7, o qual possibilita a otimização de problemas de engenharia. Os resultados destas simulações teóricas para diferentes dimensões das fendas internas ao rotor do motor, estão colocados em tabelas, possibilitando assim uma análise do grau de dependência das variáveis envolvidas no problema.

ABSTRACT

The objective of this work is the development of a theoretical model for the optimized design and the analysis of the working behaviour of a non conventional hydraulic motor, named viscous motor of laminar flow.

Initially this motor will be applied for powering the spindle of an ultra precision machine tool, which must manufacture parts with a high degree of repeatability in such a way to give nanometrical levels of dimensional and superficial accuracy.

Electric and hydraulic conventional motors present vibration problems and thermal instability, which affect the machine tool repeatability. Thus, a type of motor capable of minimizing such error sources is of great importance to the improvement of the ultra precision machining process.

Initially the viscous motor is simulated in operation with a Newtonian fluid, which has already been object of study by other researchers. Further, simulations are made by using a magneto-rheological fluid.

In a magnetic field, the magneto-rheological fluid develops a yield stress and shows an behaviour similar to that of an ideal Bingham plastic model.

However, the magneto-rheological fluid behave like a Newtonian fluid in the absense of a magnetic field.

The basic working principle of the viscous motor of laminar flow is related to the utilization of the viscous forces and the yield stress developed in the magneto-rheological fluid by the application of a magnetic field.

The laminar flow viscous motor design is made by applying the SOLVER tool of the Microsoft Excel 7 software used for the optimization of engineering problems. The resulting data from these theoretycal simulations for different internal gap dimensions of the rotor, are shows in tables, allowing the analysis of the dependence degree of the variables involved in the problem.

CONTEÚDO

	Página
RESUMO.....	i
ABSTRACT.....	iii
CONTEÚDO.....	v
SIMBOLOGIA.....	viii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xx
ÍNDICE DE TABELAS.....	xxii
CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO.....	1
1.1 - Generalidades.....	1
1.2 - Revisão Bibliográfica.....	4
1.3 - Objetivos deste Trabalho.....	8
1.4 - Delineamento deste Trabalho.....	9
CAPÍTULO 2 - FLUIDO DE TRABALHO.....	12
2.1 - Introdução.....	12
2.2 - Fluidos com Propriedades Reológicas Controlada.....	13
2.3 - Propriedades dos Fluidos Eletroreológicos e Magnetoreológicos.....	18

	Página
2.4 - Fluido Ideal de Bingham.....	21
CAPÍTULO 3 - FORMULAÇÃO DO MODELO TEÓRICO NAS DIFERENTES REGIÕES DO MOTOR.....	26
3.1 - Modelo Físico e Princípio de Funcionamento.....	26
3.2 - Equações Governantes e Condições de Contorno.....	29
3.2.1 - Região Interna da Fenda.....	31
3.2.2 - Região Lateral do Rotor.....	46
3.2.3 - Região Externa do Rotor.....	54
3.2.4 - Região Lateral da Lâmina.....	58
3.2.5 - Região da Extremidade da Lâmina.....	76
3.2.6 - Região Externa do Disco.....	83
CAPÍTULO 4 - FORMULAÇÃO DO MODELO TEÓRICO DOS MANCAIS HIDROSTÁTICOS.....	86
4.1 - Introdução.....	86
4.2 - Mancal Hidrostático Radial.....	89
4.3 - Mancal Hidrostático Axial.....	103
4.4 - Especificação dos Parâmetros Independentes.....	110

	Página
CAPÍTULO 5 - RESULTADOS.....	116
5.1 - Introdução.....	116
5.2 - Balanço Global de Energia.....	117
5.3 - Definição das Restrições.....	119
5.4 - Resultados do Processo de Otimização.....	124
5.4.1 - Otimização do Motor Operando com Fluido Newtoniano.....	127
5.4.2 - Otimização do Motor Operando com Fluido Magnetoreológico.....	153
CAPÍTULO 6 - CONCLUSÕES E SUGESTÕES.....	181
6.1 - Conclusões.....	181
6.2 - Sugestões Para Trabalhos Futuros.....	183
APÊNDICE A1 - Linhas de Campo Magnético no Interior das Fendas.....	185
REFERÊNCIAS	192

SIMBOLOGIA

CARACTERES LATINOS

Símbolo	Descrição	Página
P_a	pressão de alimentação	5
P_{atm}	pressão atmosférica	5
w	rotação do eixo	5
P_r	pressão de retorno	6
E	campo elétrico	15
V	voltagem aplicada	15
I	intensidade de corrente elétrica	17
H	campo magnético	17
u	componente de velocidade na direção X	21
Y	eixo coordenada na direção axial	21
C_p	calor específico	25
L	comprimento do rotor	26
R_i	raio interno do rotor	26
R_e	raio externo do rotor	26
R	raio médio do rotor	26
h	altura da fenda	26

Símbolo	Descrição	Página
b	largura da fenda	26
b_2	espessura do filme entre o último disco e a carcaça	26
b_3	espessura do disco	28
N	número de fendas	28
t	número de trajetórias	28
X	eixo coordenada na direção circunferencial da fenda	32
p	pressão	32
F_1, F_2, F_3	forças atuantes em um elemento de fluido	32
G	gradiente de pressão por unidade de comprimento	33
Y_p	dimensão do “plug”	34
U	velocidade tangencial do rotor	34
u_p	velocidade do “plug”	34
C	constante de integração	35
Q_1	vazão no interior da fenda	37
K	parâmetro adimensional	37
Qt_1	vazão total no interior das fendas	39
T_1	torque de atrito no interior da fenda	40
Fa_1	força de atrito resultante no interior da fenda	40
A_1	área da parede da fenda	40
Fat_1	força de atrito total no interior das fendas	41

Símbolo	Descrição	Página
H_1	potência transmitida ao rotor no interior das fendas	41
G_{cr}	gradiente de pressão crítico por unidade de comprimento	44
Hf_1	perda de potência por atrito no interior da fenda	45
T_e	temperatura do óleo na entrada	45
T_s	temperatura do óleo na saída	45
C_1 e C_2	constantes de integração	48
Q_2	vazão na região entre o último disco e a carcaça	49
Qt_2	vazão total entre o último disco e a carcaça	50
Fa_2	força de atrito resultante na superfície do último disco do rotor	51
A_2	área da superfície do último disco do rotor	51
Fat_2	força de atrito total na superfície do último disco do rotor	51
T_2	torque de atrito na superfície do último disco do rotor	52
H_2	potência transmitida à superfície do último disco do rotor	52
Hf_2	perda de potência na região entre o último disco e a carcaça	53
h_3	espessura do filme entre a região externa do rotor e a carcaça	55
Qt_3	vazão total entre a região externa do rotor e a carcaça	56
T_3	torque de atrito na superfície externa do rotor	56
H_3	potência transmitida à superfície externa do rotor	57
Hf_3	perda de potência na região externa do rotor	57

Símbolo	Descrição	Página
l_3	largura da região externa do rotor	57
h_4	comprimento radial da região lateral da lâmina	57
h_5	espessura do filme na região da extremidade da lâmina	57
h_6	espessura do filme na região externa do disco	57
h_l	comprimento da lâmina na direção radial	57
l	comprimento da lâmina na direção circunferencial	59
b'	espessura do filme em qualquer posição da lâmina	59
b_0'	espessura mínima do filme na lâmina	59
b_1'	espessura máxima do filme na lâmina	59
m	inclinação específica da lâmina	60
Q_4	vazão através da região lateral da lâmina	63
\bar{b}	espessura do filme na posição onde a pressão é máxima	64
K_1	constante adimensional	64
K_2	constante adimensional	65
K_3	constante adimensional	66
K_4	constante adimensional	66
K_5	constante adimensional	67
a_0	espessura máxima da lâmina	68
a_1	espessura mínima da lâmina	68

Símbolo	Descrição	Página
X_{CG}	eixo coordenada do CG da lâmina	68
Y_{CG}	eixo coordenada do CG da lâmina	68
\bar{X} e \bar{Y}	posição do CG em relação aos eixos coordenada X e Y	68
M_{max}	momento máximo de flexão	69
Z	eixo coordenada na direção radial	69
$I_{Y_{CG}}$	momento de inércia em relação ao eixo central, Y_{CG}	69
C_S	coeficiente de segurança	71
Qt_4	vazão total na região lateral da lâmina	72
Hp_4	perda de potência por vazamento na região lateral da lâmina	73
Hf_4	perda de potência por atrito na região lateral da lâmina	73
Fa_4	força de atrito na região lateral da lâmina	73
A_4	área da região lateral da lâmina	73
Hft_4	perda de potência por atrito total na região lateral da lâmina	75
H_4	perda de potência na região lateral da lâmina	75
Q_5	vazão na região da extremidade da lâmina	79
a_m	largura média da secção transversal da lâmina	79
Qt_5	vazão total na região da extremidade da lâmina	80
Hp_5	perda de potência por vazamento na região da extremidade da lâmina	81

Símbolo	Descrição	Página
Hft_5	perda de potência por atrito total na região da extremidade da lâmina	81
Fat_5	força total de atrito na região da extremidade da lâmina	81
Fa_5	força de atrito na região da extremidade da lâmina	81
A_5	área da região da extremidade da lâmina	81
H_5	perda de potência na região da extremidade da lâmina	82
Qt_6	vazão total na região externa do disco	84
Hp_6	perda de potência por vazamento na região externa do disco	84
Hft_6	perda de potência por atrito total na região externa do disco	84
H_6	perda de potência na região externa do disco	84
R_j	raio do mancal hidrostático radial	89
L_j	largura do mancal hidrostático radial	89
h_j	folga do mancal hidrostático radial	89
h_{pj}	profundidade colchão do mancal hidrostático radial	89
l_{cj}	comprimento circunferencial do colchão hidrostático	91
l_{ra}	largura do rasgo axial	91
l_s	largura da soleira	91
Re_i	resistência de entrada do fluido no tubo capilar	92
P_p	pressão no colchão hidrostático	92

Símbolo	Descrição	Página
Q_p	vazão para o colchão hidrostático	92
d_c	diâmetro do tubo capilar	92
l_{ct}	comprimento do tubo capilar	92
Re_o	resistência de saída do fluido na soleira	93
Q_{sj}	vazão através da soleira do colchão hidrostático	93
d_m	perímetro médio	94
w_{max}	velocidade de rotação máxima	95
W	capacidade de carga de um mancal hidrostático	96
A_e	área efetiva de um colchão hidrostático radial	96
S	rigidez de um mancal hidrostático	97
A_{ej}	área efetiva do colchão hidrostático radial	99
S_{jmax}	rigidez máxima do mancal radial hidrostático	99
Hp_j	perda de potência por bombeamento no mancal radial hidrostático	100
Hpt_j	perda total de potência por bombeamento no mancal radial hidrostático	100
Hf_j	perda de potência por atrito no mancal radial hidrostático	101
Fa_j	força de atrito no mancal radial hidrostático	101
A_{sj}	área da soleira do mancal radial hidrostático	101

Símbolo	Descrição	Página
A_{pj}	área da bolsa do mancal radial hidrostático	101
H_j	perda de potência total no mancal radial hidrostático	103
R_1	raio interno do colchão hidrostático	104
R_2	raio interno da bolsa anular	104
R_3	raio externo da bolsa anular	104
R_4	raio externo do colchão hidrostático	104
h_t	folga axial entre o eixo e a soleira	104
h_{pt}	profundidade da bolsa	104
Re_{o1}	resistência de saída do fluido na soleira interna do mancal hidrostático axial	105
Re_{o2}	resistência de saída do fluido na soleira externa do mancal hidrostático axial	106
Q_{s1}	vazão através da soleira interna do mancal hidrostático axial	106
Q_{s2}	vazão através da soleira externa do mancal hidrostático axial	106
Q_{st}	vazão total através da soleira do mancal hidrostático axial	107
A_{et}	área efetiva do colchão hidrostático axial	107
S_{imax}	rigidez máxima do mancal axial hidrostático	107
Hp_t	perda total de potência por bombeamento no mancal axial hidrostático	108

Símbolo	Descrição	Página
r	coordenada radial	108
Hf_t	perda de potência por atrito no mancal hidrostático axial	108
Fa_t	força de atrito no mancal hidrostático axial	108
Hf_{t1}	perda de potência por atrito na soleira interna do mancal hidrostático axial	109
Hf_{t2}	perda de potência por atrito na bolsado mancal hidrostático axial	109
Hf_{t3}	perda de potência por atrito na soleira externa do mancal hidrostático axial	109
H_t	perda de potência total no mancal hidrostático axial	110
Q_{pt}	vazão para o colchão hidrostático do mancal axial	110

CARACTERES GREGOS

Símbolo	Descrição	Página
τ_{yf}	resistência total ao cisalhamento desenvolvida no fluido (tensão exercida sobre o fluido)	21
τ_y	resistência total ao cisalhamento desenvolvida no fluido (tensão exercida pelo fluido)	21

Símbolo	Descrição	Página
$\tau_{Y(campo)}$	resistência ao cisalhamento desenvolvida no fluido devido ao campo magnético	22
μ_p	viscosidade plástica	22
μ	viscosidade	24
ρ	densidade	25
θ_e	ângulo efetivo de uma trajetória	27
θ_p	largura angular média da lâmina	27
ΔP	diferença de pressão	38
α_1	parâmetro adimensional	39
η_1	rendimento teórico da transformação de energia em potência de eixo no interior da fenda	42
η_{1max}	rendimento teórico máximo da transformação de energia em potência de eixo no interior da fenda	43
ΔP_{σ}	gradiente de pressão crítico	45
ΔT_1	elevação de temperatura na região interna da fenda	46
α_2	parâmetro adimensional	50
η_2	rendimento teórico da transformação de energia em potência de eixo na região externa do rotor	53
η_{2max}	rendimento teórico máximo da transformação de energia em potência de eixo na superfície externa do rotor	53

Símbolo	Descrição	Página
ΔT_2	elevação de temperatura na região externa do rotor	54
α_3	parâmetro adimensional	56
η_3	rendimento teórico da transformação de energia em potência de eixo na região externa do rotor	57
η_{3max}	rendimento teórico máximo da transformação de energia em potência de eixo na região externa do rotor	57
ΔT_3	elevação de temperatura na região externa do rotor	57
φ	variável auxiliar	65
σ_{max}	tensão máxima admissível	69
σ_e	tensão de escoamento	71
τ	tensão de cisalhamento	73
ΔT_4	elevação de temperatura na região lateral da lâmina	76
α_5	parâmetro adimensional	80
ΔT_5	elevação de temperatura na região da extremidade da lâmina	82
α_6	parâmetro adimensional	83
ΔT_6	elevação de temperatura na região externa do disco	85
ϕ_p	comprimento angular do colchão hidrostático	89
ϕ_s	largura angular da soleira	89
ϕ_r	largura angular do rasgo axial	89

Símbolo	Descrição	Página
π	número irracional 3,141592654	91
β	parâmetro adimensional	96
ΔT_r	elevação de temperatura no mancal hidrostático radial	103
ΔT_a	elevação de temperatura no mancal hidrostático axial	110

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura	Página
1.1 - Bomba viscosa	5
1.2 - Motor viscoso de Chen, Chen-Jen	6
1.3 - Motor viscoso de Mahias, R. R e Tu, C. C. C.	7
2.1 - Representação esquemática do efeito da aplicação do campo elétrico sobre o fluido eletroreológico	15
2.2 - Representação esquemática do efeito do campo magnético sobre o fluido magnetoreológico	17
2.3 - Tensão de cisalhamento versus taxa de deformação de um fluido de Bingham	22
2.4 - Tensão de cisalhamento versus taxa de deformação do fluido magnetoreológico Versaflo TM MRX-135 CD.....	23
3.1 - Motor viscoso de fluxo laminar	27
3.2 - Região interna da fenda desenvolvida segundo sua linha circunferencial média	32
3.3 - Distribuição de tensão e perfil de velocidade na região interna da fenda	34
3.4 - Região definida pelo último disco e a carcaça do rotor.....	47

Figura	Página
3.5 - Região definida pelo raio externo do rotor e o raio da carcaça, ao longo do ângulo efetivo de uma trajetória	55
3.6 - Regiões do rotor de perda por atrito e vazamento.....	57
3.7 - Escoamento entre a lâmina e a parede da fenda	59
3.8 - Dimensões da secção transversal da lâmina	68
3.9 - Esforços estáticos sobre a lâmina	69
3.10 - Região da extremidade da lâmina	77
3.11 - Região externa do disco	84
4.1 - Mancal hidrostático radial	89
4.2 - Mancal hidrostático radial desenvolvido	91
4.3 - Distribuição de pressão em um colchão hidrostático	97
4.4 - Mancal hidrostático axial, com colchão circular e bolsa anular	104
5.1 - Sensibilidade do rendimento global à variação da largura da fenda.....	180
A1.1 - Resistência ao cisalhamento versus indução magnética.....	185
A1.2 - Vista geral das linhas de campo da parte ativa do motor.....	186
A1.3 - Detalhe da parte ativa do motor.....	187
A1.4 - Mapa de cores da distribuição de indução na parte ativa do motor.....	188
A1.5 - Detalhe do mapa de cores.....	188

A1.6 - Vista geral das linhas de campo na região de desmagnetização.....	189
A1.7 - Detalhe da região de desmagnetização.....	190
A1.8 - Mapa de cores da distribuição das induções na Região de desmagnetização.....	191
A1.9 - Detalhe do mapa de cores da região de desmagnetização.....	191

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela	Página
5.1 - Resultados Otimizados da Região Interna da Fenda, para $b = 0,5 \text{ mm}$	129
5.2 - Resultados Otimizados da Região Lateral do Rotor, para $b = 0,5 \text{ mm}$	130
5.3 - Resultados Otimizados da Região Externa do Rotor, para $b = 0,5 \text{ mm}$	131
5.4 - Resultados Otimizados da Região Lateral da Lâmina, para $b = 0,5 \text{ mm}$	132
5.5 - Resultados Otimizados da Região da Extremidade da Lâmina, para $b = 0,5 \text{ mm}$	133
5.6 - Resultados Otimizados da Região Externa do Disco, para $b = 0,5 \text{ mm}$	134
5.7 - Resultados Otimizados da Região Interna da Fenda, para $b = 0,75 \text{ mm}$	135
5.8 - Resultados Otimizados da Região Lateral do Rotor, para $b = 0,75 \text{ mm}$	136
5.9 - Resultados Otimizados da Região Externa do Rotor, para $b = 0,75 \text{ mm}$...	137
5.10 - Resultados Otimizados da Região Lateral da Lâmina, para $b = 0,75 \text{ mm}$	138
5.11 - Resultados Otimizados da Região da Extremidade da Lâmina, para $b = 0,75 \text{ mm}$	139
5.12 - Resultados Otimizados da Região Externa do Disco, para $b = 0,75 \text{ mm}$	140

Tabela	Página
5.13 - Resultados Otimizados da Região Interna da Fenda, para $b = 1,00 \text{ mm}$	141
5.14 - Resultados Otimizados da Região Lateral do Rotor, para $b = 1,00 \text{ mm}$...	142
5.15 - Resultados Otimizados da Região Externa do Rotor, para $b = 1,00 \text{ mm}$	143
5.16 - Resultados Otimizados da Região Lateral da Lâmina, para $b = 1,00 \text{ mm}$	144
5.17 - Resultados Otimizados da Região da Extremidade da Lâmina, para $b = 1,00 \text{ mm}$	145
5.18 - Resultados Otimizados da Região Externa do Disco, para $b = 1,00 \text{ mm}$	146
5.19 - Resultados Otimizados do Mancal Radial Hidrostático, para o Motor Operando com Fluido Newtoniano.....	147
5.20 - Resultados Otimizados do Mancal Axial Hidrostático, para o Motor Operando com Fluido Newtoniano.....	148
5.21 - Resultados Globais do Motor Viscoso de Fluxo Laminar Operando com Fluido Newtoniano, para $b = 0,5 \text{ mm}$	149
5.22 - Resultados Globais do Motor Viscoso de Fluxo Laminar Operando com Fluido Newtoniano, para $b = 0,75 \text{ mm}$	150

Tabela	Página
5.23 - Resultados Globais do Motor Viscoso de Fluxo Laminar	
Operando com Fluido Newtoniano, para $b = 1,00 \text{ mm}$	151
5.24 - Influência da Largura da Fenda na Performance do Motor	
Operando com Fluido Newtoniano.....	152
5.25 - Resultados Otimizados da Região Interna da Fenda,	
para $b = 1,00 \text{ mm}$	154
5.26 - Resultados Otimizados da Região Lateral do Rotor,	
para $b = 1,00 \text{ mm}$	155
5.27 - Resultados Otimizados da Região Externa do Rotor,	
para $b = 1,00 \text{ mm}$	156
5.28 - Resultados Otimizados da Região Lateral da Lâmina,	
para $b = 1,00 \text{ mm}$	157
5.29 - Resultados Otimizados da Região da Extremidade da Lâmina,	
para $b = 1,00 \text{ mm}$	158
5.30 - Resultados Otimizados da Região Externa do Disco,	
para $b = 1,00 \text{ mm}$	159
5.31 - Resultados Otimizados da Região Interna da Fenda,	
para $b = 1,25 \text{ mm}$	161
5.32 - Resultados Otimizados da Região Lateral do Rotor,	
para $b = 1,25 \text{ mm}$	162

Tabela	Página
5.33 - Resultados Otimizados da Região Externa do Rotor, para $b = 1,25 \text{ mm}$	163
5.34 - Resultados Otimizados da Região Lateral do Rotor, para $b = 1,25 \text{ mm}$	164
5.35 - Resultados Otimizados da Região da Extremidade da Lâmina, para $b = 1,25 \text{ mm}$	165
5.36 - Resultados Otimizados da Região Externa do Disco, para $b = 1,25 \text{ mm}$	166
5.37 - Resultados Otimizados da Região Interna da Fenda, para $b = 1,50 \text{ mm}$	167
5.38 - Resultados Otimizados da Região Lateral do Rotor, para $b = 1,50 \text{ mm}$	168
5.39 - Resultados Otimizados da Região Externa do Rotor, para $b = 1,50 \text{ mm}$	169
5.40 - Resultados Otimizados da Região Lateral da Lâmina, para $b = 1,50 \text{ mm}$	170
5.41 - Resultados Otimizados da Região da Extremidade da Lâmina, para $b = 1,50 \text{ mm}$	171
5.42 - Resultados Otimizados da Região Externa do Disco, para $b = 1,50 \text{ mm}$	172

Tabela	Página
5.43 - Resultados Otimizados do Mancal Radial Hidrostático, para o Motor Operando com Fluido Magnetoreológico.....	173
5.44 - Resultados Otimizados do Mancal Axial Hidrostático, para o Motor Operando com Fluido Magnetoreológico.....	174
5.45 - Resultados Globais do Motor Viscoso de Fluxo Laminar Operando com Fluido Magnetoreológico, para $b = 1,00 \text{ mm}$	175
5.46 - Resultados Globais do Motor Viscoso de Fluxo Laminar Operando com Fluido Magnetoreológico, para $b = 1,25 \text{ mm}$	176
5.47 - Resultados Globais do Motor Viscoso de Fluxo Laminar Operando com Fluido Magnetoreológico, para $b = 1,50 \text{ mm}$	177
5.48 - Influência da Largura da Fenda na Performance do Motor Operando com Fluido Magnetoreológico.....	178

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 - Generalidades

O presente trabalho tem como objetivo principal desenvolver o projeto otimizado de um motor hidráulico não convencional, denominado aqui de motor viscoso de fluxo laminar, e avaliar o comportamento deste em várias condições de operação.

O nome motor viscoso de fluxo laminar está relacionado com a utilização das forças viscosas como meio transformador de energia. Em um escoamento laminar e incompressível, de um fluido Newtoniano, as tensões de cisalhamento viscosas originam-se, somente, devido ao gradiente de velocidade. Nos fluidos não Newtonianos, como por exemplo, os fluidos de Bingham, as tensões de cisalhamento viscosas originam-se devido à deformação elástica, além do gradiente de velocidade.

A princípio, o motor viscoso de fluxo laminar a ser projetado no presente trabalho, será aplicado na usinagem de ultra precisão como motor de acionamento do eixo de uma máquina-ferramenta ultra precisa.

A usinagem de ultra precisão com ferramenta de corte de diamante tem despertado, nos últimos anos, o interesse de muitos pesquisadores [01,02,03,04] e o desenvolvimento desta está intimamente ligado ao grande aumento da demanda de componentes como discos magnéticos de computadores, espelhos de reflexão de raio laser, refletores de raio X na astronomia e cilindros refletores de máquinas copiadoras. A fabricação destes componentes requer um acabamento superficial espelhado, o que significa tolerâncias dimensionais da ordem de $0,02 \mu m$ e rugosidade superficial da ordem de $0,07 \mu m$. A satisfação destas necessidades de precisão estão intimamente ligadas ao aprimoramento e ao constante monitoramento dos seguintes fatores:

- máquina-ferramenta;
- tipo de material da peça a ser usinado;
- geometria da ferramenta de corte;
- condições de corte;
- condições ambientais do local de trabalho.

O aprimoramento e o monitoramento dos fatores citados acima são de fundamental importância na obtenção de uma alta repetibilidade no processo de usinagem de ultra precisão, o que possibilita a obtenção de uma acuracidade dimensional e de uma qualidade superficial espelhada da peça a ser usinada.

Com relação à máquina-ferramenta ultra precisa; a rigidez estática, dinâmica e a estabilidade térmica das partes componentes são características fundamentais no processo de usinagem de ultra precisão. Sendo que a principal preocupação está relacionada com o conhecimento e redução dos modos de vibração induzidos na máquina-ferramenta pelo ambiente externo e por peças desbalanceadas em movimento de rotação.

Entre as partes componentes de uma máquina-ferramenta ultra precisa, o motor de acionamento é reconhecidamente o maior obstáculo na obtenção de uma acuracidade dimensional e superficial nanométrica.

Os motores elétricos e hidráulicos convencionais apresentam algumas características próprias de seu funcionamento tais como: forças desbalanceadas, variação da velocidade de rotação e instabilidade térmica. Este comportamento dos motores convencionais são prejudiciais ao processo de usinagem de ultra precisão, isto é, à repetibilidade da máquina-ferramenta.

Portanto, um motor que minimize as fontes de erros de uma máquina-ferramenta ultra precisa é de fundamental importância no desenvolvimento e no aprimoramento do processo de usinagem de ultra precisão.

O fluido de trabalho a ser utilizado no motor viscoso de fluxo laminar será fornecido por uma instalação de bombeamento, onde as vibrações ocorridas

eventualmente podem ser mais facilmente filtradas. O modelo teórico desenvolvido no presente trabalho permite analisar motores viscosos de fluxo laminar operando com fluido Newtoniano, os quais já vêm sendo pesquisados por outros pesquisadores [05, 15, 16], e motores viscosos operando com fluido magnetoreológico, o qual é o principal objeto de estudo deste trabalho.

1.2 - Revisão Bibliográfica

Conforme, Chen [05], a “United States Patent e Trademark Office” fez recentemente um relatório, [06], o qual cita a seguinte relação de patentes, [07,08,09,10,11,12,13], emitidas nos USA sobre a utilização das tensões viscosas como meio transformador de energia. Da relação de patentes citadas anteriormente apenas uma está relacionada com motor viscoso de fluxo laminar. O relatório deixa bem claro que o principal objetivo destas patentes foi a simples construção de um experimento, ou seja, nenhuma das patentes foi construída com base em um modelo teórico de um projeto otimizado, com o objetivo de alcançar uma eficiência máxima. Conclui-se também neste relatório que a utilização das forças viscosas como meio transformador de energia vem sendo pesquisada há mais de um século. Sendo que a maioria desses trabalhos estão relacionados com bombas e motores viscosos de fluxo laminar e todos os trabalhos utilizam-se de um fluido Newtoniano como fonte de energia.

Na literatura convencional raras são as citações e análises sobre esse assunto.

Fuller [14], apresenta algumas formas geométricas de bombas viscosas e uma destas formas está mostrada na figura 1.1. Ele chama a atenção para a semelhança existente entre um mancal radial e uma bomba viscosa; sendo que um tem o objetivo de gerar pressão para separar superfícies em movimento relativo suportando determinadas cargas e a outra tem o objetivo de gerar potência hidráulica. Ele também apresenta o desenvolvimento de um modelo teórico, o qual prevê uma eficiência máxima é de 33% e reconhece que uma bomba viscosa pode ser um equipamento essencial em determinadas aplicações.

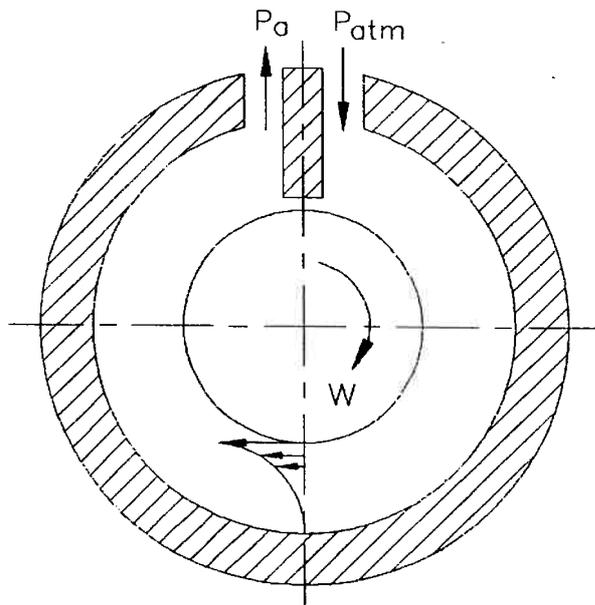


Figura 1.1 - Bomba Viscosa.

Chen [05], apresenta em seu trabalho o desenvolvimento de um modelo teórico para o projeto otimizado de um motor viscoso de fluxo laminar, conforme mostrado na figura 1.2, onde a eficiência máxima teórica é de 33%. Ele apresenta também detalhes de projeto, fabricação e condições de ensaio do motor viscoso de fluxo laminar. Os resultados experimentais apresentaram uma eficiência global de 17,5% contra uma eficiência prevista pelo modelo teórico de 20,5%.

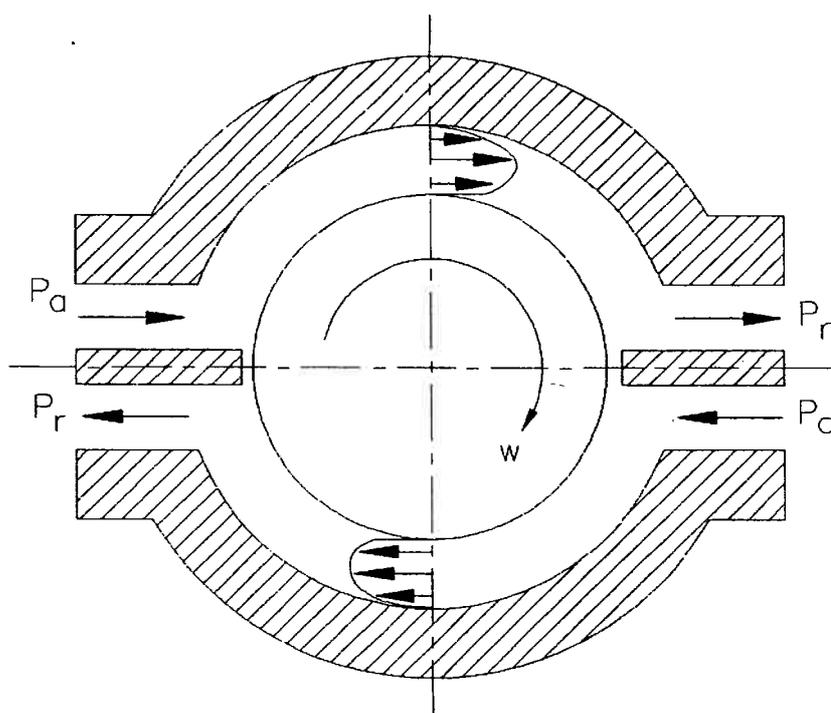


Figura 1.2 - Motor Viscoso de Chen, Chien-Jen.

Mahias e Tu [15], apresentam em seu trabalho algumas alterações na geometria do motor de Chen [05], com o objetivo de alterar o perfil do escoamento conseguindo-se assim, uma maior eficiência do motor viscoso de

fluxo laminar. Eles apresentam também um modelo teórico para o projeto otimizado de um motor viscoso de fluxo laminar, onde a eficiência máxima teórica é de 100%, ultrapassando o limite de 33% estabelecido pelas pesquisas anteriores. A eficiência prevista por seu modelo teórico é de 57,6%. Basicamente, a alteração geométrica proposta por Mahias e Tu [15], foi a implementação de fendas radiais no rotor conforme mostrado na figura 1.3, e estas fendas passaram a ser a grande limitação real para a execução de seu projeto pois, quanto menor a fenda e maior a viscosidade do fluido de trabalho mais eficiente será o motor.

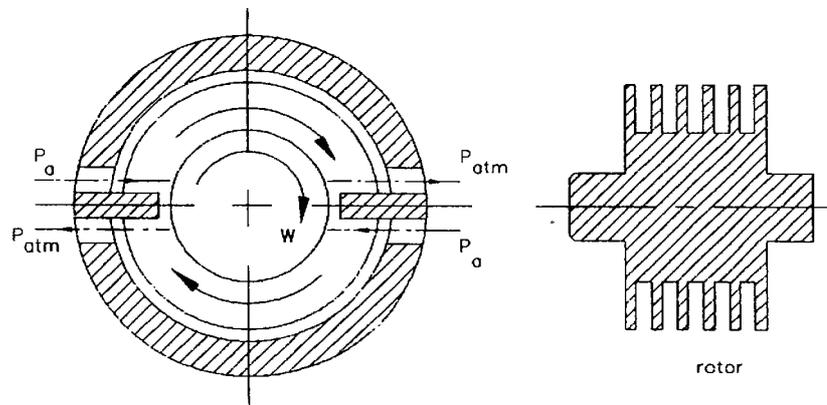


Figura 1.3 - Motor Viscoso de Mahias, R. R. e Tu, C. C. C..

Hawthorne e Tu [16], apresentam em seu trabalho algumas mudanças na geometria e no material das lâminas propostas por Mahias e Tu [15]. As lâminas agora são de teflon e são bipartidas nas bordas laterais, assegurando um perfeito estanqueamento entre as regiões de alta e baixa pressão do motor. A eficiência

teórica prevista pelo modelo de Hawthorne e Tu [16], é de 72,42% utilizando um fluido com viscosidade de 0,100 (Pa.s) e fendas com 0,5 (mm) de largura, nas quais são inseridas lâminas de teflon, bipartidas em suas bordas laterais, o que é construtivamente difícil.

1.3 - Objetivos Deste Trabalho

Os principais objetivos do presente trabalho são:

a - desenvolver um modelo teórico para o motor viscoso de fluxo laminar, que possibilite o projeto otimizado e a análise preditiva de seu comportamento operacional em várias condições de operação;

b - identificar todas as fontes de ineficiência, avaliar e minimizar essas ineficiências;

c - projetar um motor viscoso de fluxo laminar destinado a executar operações de usinagem de ultra-precisão e avaliar outras possibilidades de aplicação;

d - prever e avaliar o comportamento operacional através do modelo teórico, simulando a performance do motor viscoso de fluxo laminar em várias condições de operação;

e - apresentar os resultados teóricos em forma de tabelas para uma faixa relativamente ampla de condições de operação.

1.4 - Delineamento Deste Trabalho

Para atingir os objetivos citados no item anterior da forma mais clara e precisa possível, os capítulos deste trabalho foram desenvolvidos da seguinte maneira:

Capítulo 2 - Fluido De Trabalho

Neste capítulo serão apresentadas algumas características e aplicações dos fluidos com propriedades reológicas controlada. Será feita também uma revisão da forma de controle destas propriedades reológicas e do comportamento destes fluidos.

Capítulo 3 - Formulação do Modelo Teórico das Diferentes Regiões do Motor

Neste capítulo será definido o modelo físico e o princípio de funcionamento do motor viscoso de fluxo laminar a ser projetado no presente trabalho.

Em seguida apresentam-se as equações governantes, as condições de contorno e o desenvolvimento teórico destas para cada região com escoamento distinto no motor. Faz-se também o cálculo de alguns parâmetros importantes, a análise e avaliação do rendimento teórico da transformação de energia em potência de eixo.

Capítulo 4 - Formulação do Modelo Teórico dos Mancais Hidrostáticos

Neste capítulo serão apresentadas primeiramente as vantagens e desvantagens da aplicação, nas máquinas ferramentas ultra precisas, dos mancais hidrostáticos em relação aos mancais de deslizamento hidrodinâmico e mancais de rolamento.

Em seguida, apresenta-se o desenvolvimento teórico do projeto dos mancais hidrostáticos radial e axial, usados no motor viscoso de fluxo laminar. E, para finalizar, faz-se alguns comentários sobre como proceder durante a especificação dos parâmetros de projeto de um mancal hidrostático.

Capítulo 5 - Resultados

Neste capítulo, serão apresentados primeiramente os resultados do modelo teórico do motor viscoso de fluxo laminar, usando um fluido Newtoniano e posteriormente usando um fluido magnetoreológico. Em seguida, os resultados

teóricos serão apresentados em forma de tabelas para uma variedade de condições de operação, possibilitando-se, assim, uma análise do grau de dependência das variáveis envolvidas no problema.

Capítulo 6 - Conclusões e Sugestões

Neste capítulo serão apresentadas as principais conclusões obtidas no presente trabalho e algumas sugestões para trabalhos futuros.

CAPÍTULO 2

FLUIDO DE TRABALHO

2.1 - Introdução

De acordo com a revisão bibliográfica feita no item 1.2 o motor viscoso de fluxo laminar, com fendas radiais, proposto inicialmente por Mahias e Tu [15], e posteriormente por Hawthorne e Tu [16], apresenta uma eficiência máxima teórica maior que a estabelecida por outros pesquisadores. No entanto, esses motores devem atender a imposições geométricas e do fluido:

Por exemplo, teoricamente é desejável utilizar a menor largura de fenda possível. Entretanto, com relação à largura da fenda, esta não pode ser muito estreita por razões de fabricação e montagem, pois no interior das fendas existem lâminas diametralmente opostas dividindo o rotor em duas regiões simétricas e distintas.

Por outro lado, um óleo muito viscoso resulta em uma maior eficiência da transformação de energia do escoamento em potência de eixo; entretanto, causa problemas de altas perdas de potência por atrito na instalação de bombeamento, a qual fornece energia ao motor viscoso de fluxo laminar. Estes problemas

também se estenderiam às regiões do motor caracterizadas estritamente como fontes de perda de energia implicando assim, em altas taxas de elevação de temperatura, o que é inadmissível para o motor viscoso de fluxo laminar.

Portanto, um fluido que apresente um comportamento diferenciado em determinadas regiões do motor, dependendo da intensidade de uma ação externa, será a solução para os problemas citados acima.

2.2 - Fluidos com Propriedades Reológicas Controladas

Os fluidos com propriedades reológicas controladas, também chamados de “fluidos inteligentes”, têm merecido nos últimos anos a atenção de muitos pesquisadores [17, 18, 19, 20, 21,22, 23], pois oferecem grandes vantagens à operação de uma variedade de mecanismos que controlam a transmissão de força, tais como válvulas, amortecedores, freios, coxins e embreagens.

A principal característica destes fluidos está relacionada com a sua capacidade de mudar de comportamento, ou seja, comportar-se como um fluido Newtoniano e, em milésimos de segundo passar a se comportar como um semi-sólido, quando exposto a um campo elétrico ou magnético, e instantaneamente voltar a seu estado natural quando o campo for removido.

Conforme Carlson e Weiss [17], os projetos que usam as vantagens dos fluidos com propriedades reológicas controladas são potencialmente mais simples e mais seguros que aqueles envolvendo os mecanismos eletromecânicos convencionais. Além disso, estes fluidos são uma das mais eficientes formas de interface entre componentes mecânicos e controles eletrônicos, oferecendo a possibilidade de uma segura mudança repentina de velocidade, miniaturização e sucessivas variações no seu controle.

Basicamente, os fluidos com propriedades reológicas controladas estão divididos em duas classes: os fluidos eletroreológicos e os fluidos magnetoreológicos.

2.2.1 - Fluido Eletroreológico

Este tipo de fluido foi descrito pela primeira vez por Winslow [24], em 1947. Ele observou que dispersões de pós de amido, de pedra, de cal, de gesso, de carvão ou de sílica em óleos minerais ou de oliva apresentavam um aumento da resistência ao cisalhamento quando este sofria a ação de um campo elétrico. A figura 2.1, mostra que esse aumento da resistência ao cisalhamento esta relacionada com a polarização das partículas formando-se uma espécie de corrente ou cadeia de partículas.

Conforme Carlson e Weiss [17], os primeiros fluidos eletroreológicos apresentavam uma baixa resistência ao cisalhamento e uma limitada faixa de temperatura de operação, mesmo assim foram correntemente utilizados o que motivou alguns melhoramentos em suas propriedades e estabilidade. Porém, a utilização dos fluidos eletroreológicos ainda esbarra em algumas limitações.

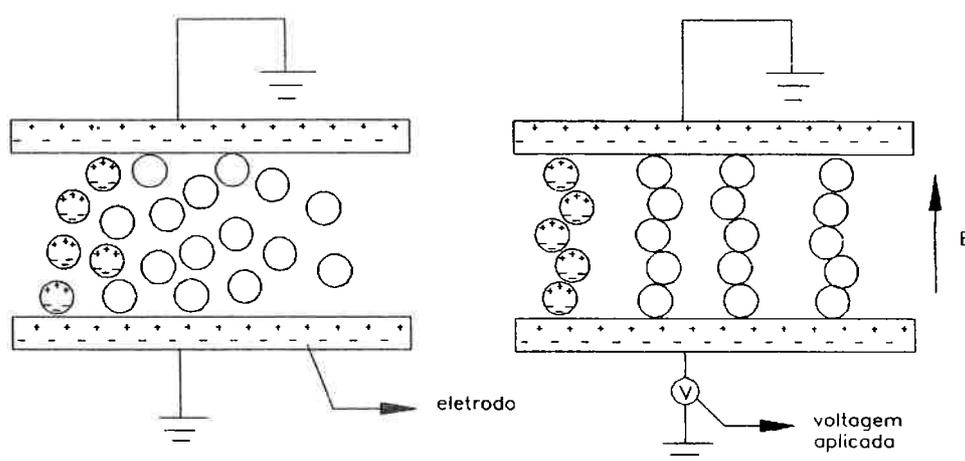


Figura 2.1 - Representação esquemática do efeito da aplicação do campo elétrico sobre o fluido eletroreológico

A maior delas é que o fluido eletroreológico não tolera impurezas como a água, adquirida durante a sua fabricação ou sua aplicação. Por isso, o processo de fabricação do fluido exige um procedimento de controle de qualidade bastante exigente. Caso contrário, diferentes lotes de fluidos eletroreológicos, com a mesma formulação, poderiam apresentar propriedades bastante diversas.

Um outro problema é que a potência de suprimento necessária ao controle de sua performance é de alta voltagem. Assim, o custo de obtenção desta potência e problemas de segurança impedem um uso comercial mais difundido do fluido eletroreológico.

2.2.2 - Fluido Magnetoreológico

Conforme, Carlson e Weiss [17], o fluido magnetoreológico foi descoberto por volta de 1940 e conforme, Weiss e Duclos [18], a preparação do primeiro fluido magnetoreológico deve ser creditada a W. Winslow e J. Rabinow. Entretanto, por motivos desconhecidos os pesquisadores concentraram estudos somente sobre os efeitos elétricos opondo-se aos efeitos magnéticos.

Conforme, [17], recentemente descobriu-se algumas vantagens dos fluidos magnetoreológicos com relação aos fluidos eletroreológicos. Essas vantagens são basicamente; a sua capacidade de atingir altos valores de resistência ao cisalhamento, a baixa viscosidade e a estabilidade sobre uma ampla faixa de temperatura de operação. Por isso, a cada ano que passa, o interesse no desenvolvimento dos fluidos magnetoreológicos é cada vez maior.

Os fluidos magnetoreológicos apresentam comportamento análogo aos eletroreológicos. Estes fluidos consistem basicamente de partículas micrométricas

magneticamente polarizadas e dispersas aleatoriamente em um meio, o qual na maioria das vezes é um óleo mineral ou sintético.

A figura 2.2 mostra esquematicamente os efeitos do campo magnético sobre o fluido magnetoreológico. As partículas magnetizadas alinham-se com a direção do campo magnético aplicado, formando uma espécie de corrente ou cadeia de partículas restringindo total ou parcialmente o escoamento do fluido no interior de uma fenda. Alterando-se a atração entre as partículas através do incremento ou decréscimo da intensidade do campo magnético aplicado, permite-se um contínuo controle das propriedades reológicas do fluido. Na presença de forças de cisalhamento, o equilíbrio entre a formação e o rompimento das estruturas de partículas criadas pela aplicação do campo magnético, corresponde à resistência ao cisalhamento desenvolvida no fluido.

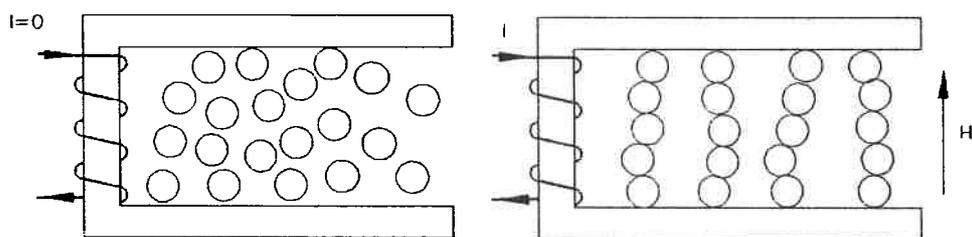


Figura 2.2 - Representação esquemática do efeito do campo magnético sobre o fluido magnetoreológico

É importante distinguir os fluidos magnetoreológicos dos ferrofluidos ou líquidos magnéticos; conforme as referências [17,18] os fluidos

magnetoreológicos não são ferrofluidos, os quais são tipicamente usados em aplicações tais como selos herméticos. Na presença de campo magnético os ferrofluidos não formam estruturas de partículas e não desenvolvem resistências ao cisalhamento, devido aos efeitos do movimento Browniano sobre as partículas polarizadas, ausentes nos fluidos magnetoreológicos.

2.3 - Propriedades dos Fluidos Eletroreológico e Magnetoreológico

O comportamento físico do fluido magnetoreológico é similar ao do fluido eletroreológico, e suas propriedades diferem em algumas características significativas, conforme pode-se observar a seguir:

a - Desenvolvimento da Resistência ao Cisalhamento

O fluido magnetoreológico apresenta um comportamento plástico similar ao do fluido eletroreológico. Porém, o desenvolvimento da resistência ao cisalhamento no fluido magnetoreológico, quando se expõe este a um campo magnético, é significativamente maior, atingindo facilmente 80 KPa. O melhor fluido eletroreológico apresenta um desenvolvimento da resistência ao cisalhamento da ordem de 3.5 KPa.

b - Elevação de Temperatura

Tão importante como o desenvolvimento da resistência ao cisalhamento, o fluido magnetoreológico tem a capacidade de operar a temperaturas de -40°C a 150°C , variando levemente suas propriedades nesta ampla faixa de temperaturas, o que não ocorre com o fluido eletroreológico.

c - Viscosidade

A viscosidade aparente de um fluido magnetoreológico é definida pela relação entre a tensão de cisalhamento e a taxa de deformação cisalhante; apresentando-se a característica “shear-thinning”, ou seja, a viscosidade aparente diminui com o aumento da taxa de deformação. Porém, os fluidos magnetoreológico e eletroreológico são usualmente definidos pelo modelo de um plástico ideal de Bingham, no qual a viscosidade aparente não depende da taxa de deformação. Stangroom [25]; avalia as implicações do modelo de Bingham para um fluido eletroreológico.

O fluido magnetoreológico apresenta uma viscosidade plástica baixa, variando na faixa de 0.10 a 0.70 (Pa s), a qual no modelo de Bingham é definida pelo ângulo de inclinação da curva, tensão de cisalhamento versus taxa de deformação.

d - Tempo de Resposta

Conforme Carlson e Weiss [17], a resposta do fluido magnetoreológico à aplicação do campo magnético é da ordem de milésimos de segundo e este comportamento é similar aos fluidos eletroreológicos. Duas variáveis chaves influenciam no tempo de resposta; o dispositivo e a taxa na qual o campo magnético é gerado.

e - Estabilidade

Quando o fluido magnetoreológico está escoando em condições normais, este não apresenta separação entre as partículas e o óleo. Em condições estáticas a separação de uma camada de óleo ocorrerá em poucos dias. Entretanto, uma pequena agitação deverá redispersar facilmente as partículas levando o fluido novamente a um estado homogêneo.

Os fluidos magnetoreológicos não são afetados pela presença de impurezas químicas normalmente encontradas durante o processo de fabricação e aplicação; o que não ocorre com os fluidos eletroreológicos. Além de tudo isso, o fluido magnetoreológico, em estado natural, não é tóxico, não polui o ambiente, e é compatível com muitos dispositivos.

Finalmente, pode-se concluir que o fluido magnetoreológico é o mais apropriado para a presente aplicação, pois apresenta uma alta taxa de desenvolvimento da resistência ao cisalhamento e uma baixa viscosidade plástica.

A alta taxa de resistência ao cisalhamento desenvolvida no fluido, devido à aplicação do campo magnético, terá uma grande utilidade na transmissão de potência para o eixo do motor viscoso de fluxo laminar e a baixa viscosidade plástica será bastante conveniente naquelas regiões do motor caracterizadas estritamente como regiões de perdas de potência por atrito.

2.4 - Fluido Ideal de Bingham

Conforme comentado anteriormente, o fluido magnetoreológico na presença do campo magnético comporta-se como um plástico ideal de Bingham o qual segundo [26,27,28], é uma boa aproximação para muitos fluidos reais e pode ser descrito pelas seguinte equações:

$$\tau_{Yf} = \tau_{Y(campo)} \frac{du/dY}{|du/dY|} + \mu_p \frac{du}{dY} \quad \text{para} \quad |\tau_{Yf}| > \tau_{Ycampo} \quad ; \quad (2.1a)$$

$$\frac{du}{dY} = 0 \quad \text{para} \quad |\tau_{Yf}| < \tau_{Ycampo} \quad . \quad (2.1b)$$

Onde:

τ_{Yf} - resistência total ao cisalhamento desenvolvida no fluido (tensão exercida sobre o fluido);

$\tau_Y = -\tau_{Yf}$ - resistência total ao cisalhamento desenvolvida no fluido (tensão exercida pelo fluido);

$\tau_{Y(campo)}$ - resistência ao cisalhamento desenvolvida no fluido devido a aplicação do campo magnético;

$\mu_p \frac{du}{dY}$ - resistência ao cisalhamento desenvolvida no fluido devido ao gradiente de velocidade;

μ_p - viscosidade plástica;

$\frac{du}{dY}$ - taxa de deformação.

As equações (2.1a) e (2.1b) apresentadas anteriormente, podem ser representadas pelo gráfico tensão de cisalhamento versus taxa de deformação conforme mostrado na figura 2.1.

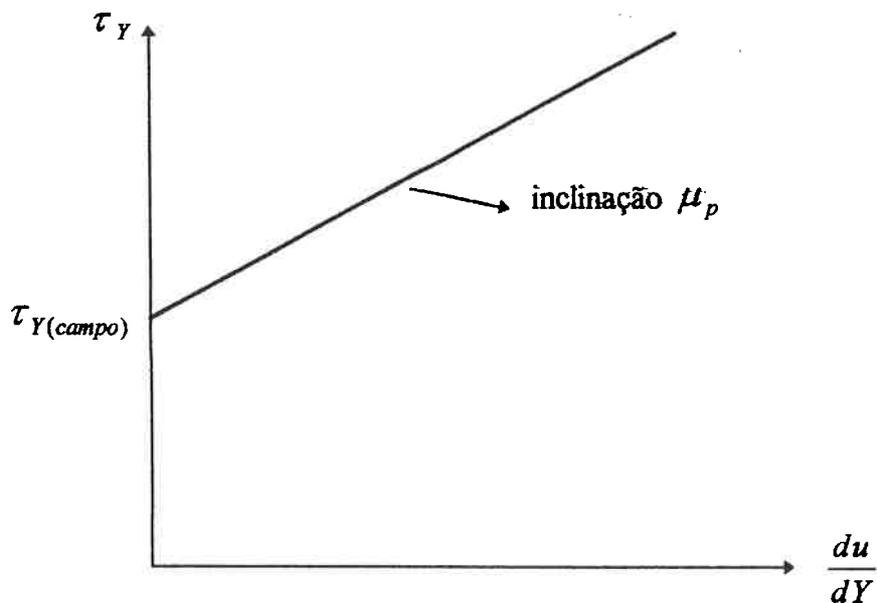


Figura 2.3 - Tensão de cisalhamento versus taxa de deformação de um fluido ideal de Bingham.

Pode-se observar na figura 2.4 que, na ausência de campo magnético a resistência ao cisalhamento desenvolvida no fluido pode ser considerada nula. Fazendo-se essa consideração na equação (2.1a) observa-se que, na ausência de campo magnético, o fluido magnetoreológico comporta-se como um fluido Newtoniano de viscosidade aparente $\mu = \mu_p$, muito baixa. Este comportamento do fluido magnetoreológico é bastante conveniente, pois o motor viscoso de fluxo laminar exige um comportamento plástico distinto do fluido de trabalho em diferentes regiões do motor. E, por ser uma formulação mais geral permite que o modelo teórico desenvolvido no presente trabalho analise o motor viscoso de fluxo laminar operando com fluido Newtoniano e não Newtoniano, ou seja, com fluido magnetoreológico.

Selecionou-se portanto, o fluido magnetoreológico VersafloTM MRX-135CD, da Lord Corporation, como fluido de trabalho do motor viscoso de fluxo laminar a ser projetado no presente trabalho. Conforme especificações do fabricante, o VersafloTM MRX-135CD apresenta as seguintes propriedades básicas:

- resistência ao cisalhamento desenvolvida no fluido, $\tau_{Y(campo)}$;

0.50 KPa	a	0.00 Oersted
10.00 KPa	a	500.00 Oersted
35.00 KPa	a	1000.00 Oersted
50.00 KPa	a	1500.00 Oersted

- viscosidade plástica, μ_p ;

1560 mPa.s a 0° C

450 mPa.s a 25° C

210 mPa.s a 40° C

70 mPa.s a 100° C

- densidade, ρ ;

3280 Kg/m³

- calor específico, Cp;

600 J/KgC

- faixa de temperatura de operação;

-20 a 150° C

CAPÍTULO 3

FORMULAÇÃO DO MODELO TEÓRICO DAS DIFERENTES REGIÕES DO MOTOR

3.1 - Modelo Físico e Princípio de Funcionamento

A figura 3.1 apresenta a vista lateral e frontal do motor viscoso de fluxo laminar a ser projetado no presente trabalho. Pode-se observar que este motor constitui-se basicamente de um estator (carcaça) e um rotor (eixo).

Onde os seus elementos principais são:

L - comprimento do rotor;

R_i - raio interno do rotor;

R_e - raio externo do rotor;

R - raio médio do rotor, $R = \frac{R_i + R_e}{2}$;

h - altura da fenda no rotor, $h = R_e - R_i$;

b - largura da fenda;

b_2 - espessura do filme entre o último disco e a carcaça;

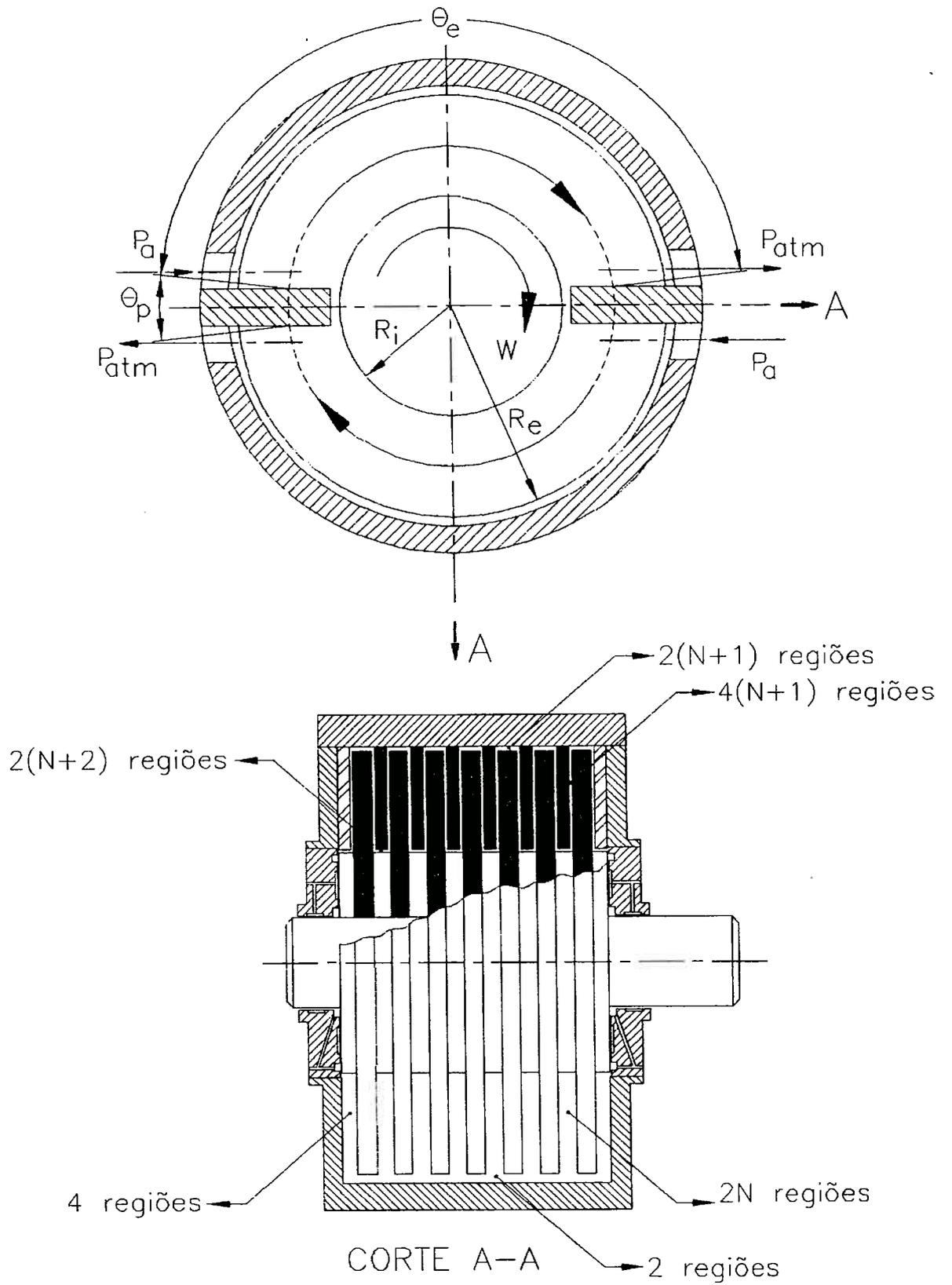


Figura 3.1 - Motor Viscoso de Fluxo Laminar.

b_3 - espessura do disco;

N - número de fendas;

t - número de trajetórias, $t = 2$;

θ_e - ângulo efetivo de uma trajetória, $\theta_e = \frac{2\pi - 2\theta_p}{t}$;

θ_p - largura circunferencial da lâmina, $l = R\theta_p$;

P_a - pressão de alimentação;

P_r - pressão de retorno;

w - rotação do eixo.

O rotor possui várias fendas circunferenciais equidistantes, ao longo de sua direção axial. Ligados à carcaça dois conjuntos de lâminas, equidistantes e diametralmente opostas, delimitam duas trajetórias distintas e simétricas no motor conforme pode ser visto na figura 3.1. O principal objetivo destas lâminas é minimizar a perda de potência por vazamento de óleo entre as duas trajetórias.

O número de trajetórias distintas e simétricas igual a 2 é a condição mínima para se obter forças bem balanceadas. Um número maior de trajetórias diminui os espaços destinados à transformação de energia em potência de eixo e exige um número maior de conjuntos de lâminas aumentando, portanto, as fontes de ineficiência.

O princípio básico de funcionamento é a utilização da resistência ao cisalhamento desenvolvida no fluido, pela aplicação de um campo magnético, e das forças viscosas, originadas devido ao gradiente de velocidade, para produzir um torque no eixo do motor viscoso de fluxo laminar. O fluido de trabalho será fornecido por uma instalação de bombeamento. No caso do motor operando com fluido magnetoreológico este apresentará um comportamento distinto em diferentes regiões do motor dependendo da aplicação ou não de um campo magnético.

3.2 - Equações Governantes e Condições de Contorno

Pode-se observar na figura 3.1 que o rotor do motor viscoso de fluxo laminar possui várias regiões com escoamento distinto e estas serão analisadas separadamente, conforme a seguir:

a - região interna da fenda, é a região definida pela largura da fenda, ao longo do ângulo efetivo de uma trajetória;

b - região lateral do rotor, é a região definida pelo último disco e a carcaça do rotor;

c - região externa do rotor, é a região definida pelo raio externo do rotor e o raio da carcaça, ao longo do ângulo efetivo de uma trajetória;

d - região lateral da lâmina, é a região definida pelo espaço entre lâminas e discos, ao longo da largura angular da lâmina;

e - região da extremidade da lâmina, é a região definida pelo espaço entre a extremidade da lâmina e o raio interno do rotor, ao longo da largura circunferencial da lâmina;

f - região externa do disco, é a região definida pelo raio externo do rotor e o raio da carcaça, ao longo da largura circunferencial da lâmina;

Observe que as regiões a, b e c são regiões de transformação de energia hidráulica em potência de eixo e as demais regiões são regiões estritamente de perdas de potência por vazamento e por atrito.

As equações governantes do modelo teórico, para todas as regiões, serão deduzidas com base nas seguintes hipóteses simplificadoras:

1 - o escoamento é laminar, incompressível, permanente e com viscosidade dinâmica constante;

2 - as forças de inércia e de campo são desprezadas;

3 - as superfícies de contorno do motor viscoso de fluxo laminar são adiabáticas.

4 - no caso do motor operando com fluido magnetoreológico, este fluido comportará como um fluido Bingham nas regiões onde houver campo magnético aplicado (região interna da fenda) e nas demais regiões o fluido magnetoreológico comportará como um fluido Newtoniano.

3.2.1 - Região Interna da Fenda.

É a região definida pelo espaço entre os discos, ao longo do ângulo efetivo de uma trajetória. Esta região do motor é caracterizada pela aplicação de um campo magnético perpendicular à direção do escoamento o qual, tem a função de desenvolver no fluido magnetoreológico uma resistência ao cisalhamento, fazendo com que este se comporte como um fluido ideal de Bingham.

Para visualizar as linhas de campo magnético nesta região do escoamento, utilizou-se do software [29], o qual faz modelações eletromagnéticas através do método de elementos finitos. O apêndice A1, apresenta as linhas de campo magnético no interior da fenda.

Como a fenda possui uma relação $h/b \gg 1$, é possível desprezar as componentes radiais e axiais da velocidade, considerando o escoamento como

puramente unidirecional, isto é, puramente circunferencial. Além disso, para efeito de simplificação adicional a formulação será feita com base na linha circunferencial média, desprezando-se os efeitos de curvatura no plano do escoamento. Dessa forma, o escoamento numa das trajetórias é modelado como se fosse um escoamento entre placas planas paralelas, conforme mostra a figura 3.2, a qual apresenta as forças atuantes em um elemento de fluido deste escoamento.

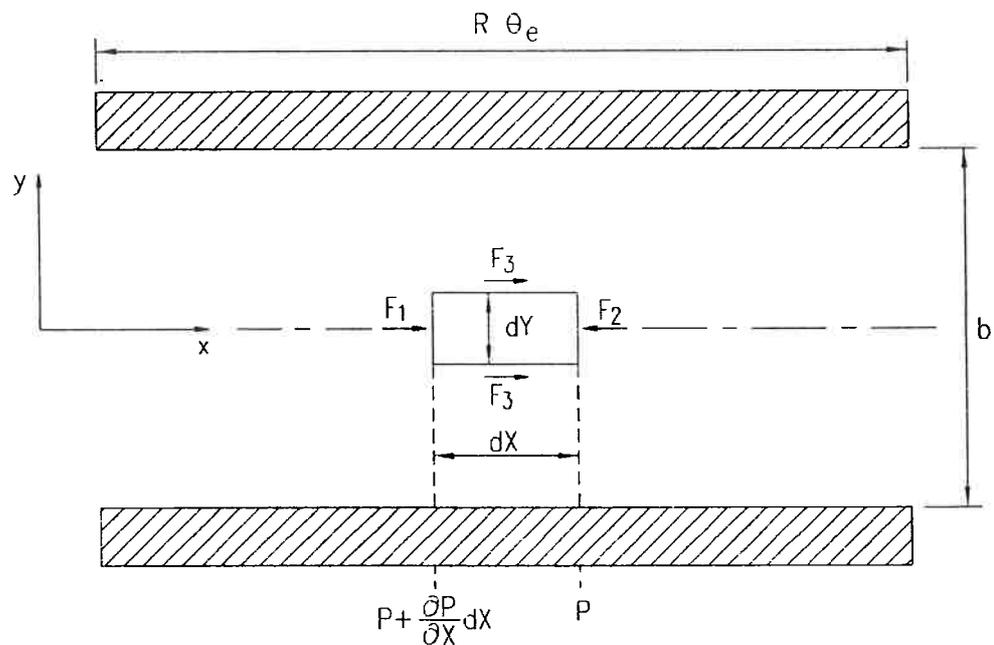


Figura 3.2 - Região Interna da Fenda Desenvolvida Segundo sua Linha Circunferencial Média.

Fazendo-se um balanço das forças atuantes neste elemento de fluido, obtém-se;

$$\frac{\partial \tau_y}{\partial Y} = - \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial X} \quad (3.1)$$

Onde τ_y é a tensão de cisalhamento exercida pela partícula de fluido sobre sua vizinhança.

O gradiente de pressão, $\frac{\partial p}{\partial X}$, independe de Y , podendo ser escrito como, $\frac{dp}{dX}$, e a equação que representa a tensão de cisalhamento imposta pelo escoamento pode ser obtida integrando-se a equação (3.1), o que resulta em;

$$\tau_y = -\frac{dp}{dX} Y \quad \text{para} \quad -\frac{b}{2} \leq Y \leq \frac{b}{2} \quad . \quad (3.2)$$

Sendo, $\frac{dp}{dX}$, constante, como no escoamento de Poiseuille; pode-se observar na equação (3.2), que em relação a Y a tensão de cisalhamento apresentará uma distribuição simétrica variando linearmente de zero, no centro da fenda, a um valor máximo na parede, conforme mostra a figura 3.3.

Fazendo-se o gradiente de pressão por unidade de comprimento, $-\frac{dp}{dX} = G$, na equação (3.2) fica;

$$\tau_y = GY \quad . \quad (3.3)$$

Para o escoamento laminar, incompressível e permanente de um fluido ideal de Bingham, a tensão de cisalhamento, τ_y , imposta pelo escoamento é dada pela equação a seguir;

$$\tau_Y = \tau_{Y(\text{campo})} - \mu_p \frac{du}{dY} \quad \text{para: } \tau_Y \geq \tau_{Y(\text{campo})} \quad \text{e} \quad Y_p \leq Y \leq \frac{b}{2} \quad (3.4a)$$

$$\frac{du}{dY} = 0 \quad \text{para: } \tau_Y < \tau_{Y(\text{campo})} \quad \text{e} \quad 0 \leq Y \leq Y_p \quad (3.4b)$$

Na região onde $\tau_Y > \tau_{Y(\text{campo})}$, o escoamento apresenta um perfil de velocidade semelhante ao Newtoniano. E na região do escoamento onde $\tau_Y < \tau_{Y(\text{campo})}$, a taxa de deformação é zero, não ocorrendo movimento relativo entre as camadas de fluido, fazendo com que este se comporte como um semi-sólido (“plug flow”) de dimensão Y_p , conforme pode ser visto na figura 3.3.

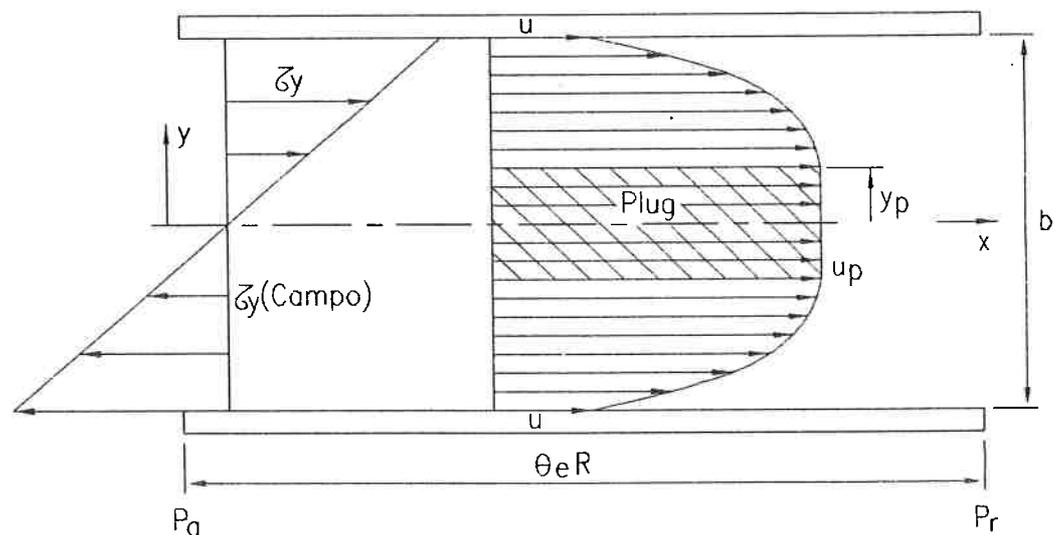


Figura 3.3 - Distribuição de Tensão e Perfil de Velocidade na Região Interna da Fenda.

Substituindo-se a equação (3.4a) em (3.3) e reagrupando os seus termos, obtém-se;

$$\frac{du}{dY} = \frac{\tau_{Y(\text{campo})}}{\mu_p} - \frac{G}{\mu_p} Y \quad \text{para:} \quad Y_p \leq Y \leq \frac{b}{2} \quad (3.5)$$

Onde as condições de contorno são dadas por:

- condições de contorno de velocidade;

$$Y = +\frac{b}{2} \quad : \quad u = U = wR \quad (3.6a)$$

e

$$Y = Y_p \quad : \quad u = u_p \quad : \quad \frac{du}{dY} = 0 \quad (3.6b)$$

- condições de contorno de pressão;

$$X = 0 \quad : \quad p = P_a \quad (3.7a)$$

e

$$X = \theta_e R \quad : \quad p = P_r \quad (3.7b)$$

Integrando-se a equação (3.5) em Y, obtém-se;

$$u = \frac{\tau_{Y(\text{campo})}}{\mu_p} Y - \frac{G}{2\mu_p} Y^2 + C \quad (3.8)$$

Aplicando-se a condição de contorno definida na equação (3.6a) obtém-se a constante de integração, C ;

$$C = wR + \frac{G}{2\mu_p} \left(\frac{b}{2}\right)^2 - \frac{\tau_{Y(\text{campo})}}{\mu_p} \frac{b}{2} \quad . \quad (3.9)$$

Substituindo-se a equação (3.9) em (3.8) e reagrupando os termos obtém-se o perfil de velocidade na região do escoamento definida por, $Y_p \leq Y \leq \frac{b}{2}$;

$$u = \frac{G}{2\mu_p} \left[\left(\frac{b}{2}\right)^2 - Y^2 \right] - \frac{\tau_{Y(\text{campo})}}{\mu_p} \left(\frac{b}{2} - Y\right) + wR \quad . \quad (3.10)$$

Aplicando-se a condição de contorno definida pela equação (3.6b) na equação (3.5) determina-se a dimensão, Y_p , do “plug”;

$$Y_p = \frac{\tau_{Y(\text{campo})}}{G} \quad . \quad (3.11)$$

Fazendo-se, $Y = Y_p$, na equação (3.10) e reagrupando os termos, obtém-se a velocidade, u_p , do “plug”, ou seja, a velocidade na região definida por, $Y_p \geq Y \geq 0$;

$$u_p = \frac{\tau_{Y(\text{campo})}^2}{2G\mu_p} \left(\frac{b}{2Y_p} - 1\right)^2 + wR \quad . \quad (3.12)$$

Definindo-se a vazão no interior de cada fenda como;

$$Q_1 = 2 h Y_p u_p + 2 h \int_{Y_p}^{\frac{b}{2}} u d Y \quad . \quad (3.13)$$

Substituindo-se as equações (3.10) e (3.12) na equação (3.13) e fazendo-se a integração, obtém-se;

$$Q_1 = hbwR + \frac{hGb^3}{12\mu_p} \left[1 + \frac{1}{2} \left(\frac{2\tau_{Y(campo)}}{Gb} \right)^3 - \frac{3}{2} \left(\frac{2\tau_{Y(campo)}}{Gb} \right) \right] \quad . \quad (3.14)$$

Definindo-se o parâmetro adimensional, K , conforme a seguir;

$$K = 1 + \frac{1}{2} \left(\frac{2\tau_{Y(campo)}}{Gb} \right)^3 - \frac{3}{2} \left(\frac{2\tau_{Y(campo)}}{Gb} \right) \quad , \quad (3.15)$$

o qual é dado basicamente pela relação entre as forças de resistência ao cisalhamento desenvolvida no fluido, pela aplicação do campo magnético e as forças de pressão impostas pelo escoamento.

Da equação (3.11) o parâmetro adimensional, K , resulta em;

$$K = 1 + \frac{1}{2} \left(\frac{2Y_p}{b} \right)^3 - \frac{3}{2} \left(\frac{2Y_p}{b} \right) \quad . \quad (3.16)$$

Substituindo-se a equação (3.15) na equação (3.14), obtém-se;

$$Q_1 = hbwR \left(1 + \frac{Gb^2}{12\mu_p w R} K \right) \quad . \quad (3.17)$$

Assim, o gradiente de pressão por unidade de comprimento, G , é dado por;

$$G = -\frac{dp}{dX} = \frac{12 \mu_p}{hb^3 K} (Q_1 - hbwR) \quad (3.18)$$

Integrando-se a equação (3.18) em X , obtém-se;

$$p = \frac{12 \mu_p}{hb^3 K} (hbwR - Q_1) X + C \quad (3.19)$$

Aplicando-se as condições de contorno definidas pelas equações (3.7a) e (3.7b), obtém-se respectivamente;

$$C = P_a \quad (3.20)$$

e

$$P_r = \frac{12 \mu_p}{hb^3 K} (hbwR - Q_1) R \theta_e + P_a \quad (3.21)$$

ou

$$\frac{P_a - P_r}{R \theta_e} = \frac{12 \mu_p}{hb^3 K} (Q_1 - hbwR) \quad (3.22)$$

Comparando as equações (3.18) e (3.22), obtém-se o gradiente de pressão por unidade de comprimento, G , ao longo de uma fenda;

$$G = -\frac{dp}{dX} = \frac{\Delta P}{R \theta_e} \quad (3.23)$$

onde; $\Delta P = P_a - P_r$, apresenta uma variação linear, o que é uma consequência direta da hipótese de escoamento unidirecional.

Portanto, a equação (3.17) toma a seguinte forma;

$$Q_1 = hbwR \left(1 + \frac{b^2 \Delta P}{12 \mu_p w R^2 \theta_e} K \right) \quad (3.24)$$

Definindo-se o parâmetro adimensional, α_1 , o qual é dado basicamente pela relação entre as forças de pressão e as forças viscosas;

$$\alpha_1 = \frac{b^2 \Delta P}{12 \mu_p w R^2 \theta_e} \quad (3.25)$$

e substituindo este na equação (3.24), obtém-se;

$$Q_1 = hbwR(1 + \alpha_1 K) \quad (3.26)$$

Logo, para uma quantidade, N , qualquer de fendas e para duas trajetórias distintas a vazão total, Q_{t_1} , nesta região do escoamento resulta em;

$$Q_{t_1} = 2NhbwR(1 + \alpha_1 K) \quad (3.27)$$

Solucionada a equação governante desta região do escoamento, segue-se o cálculo de alguns parâmetros resultantes importantes na análise do comportamento operacional do motor viscoso de fluxo laminar.

a - Força e Torque de Atrito

O torque de atrito no eixo do motor viscoso de fluxo laminar, é produzido pela força de atrito viscosa resultante na superfície dos discos do rotor e é dado por;

$$T_1 = F a_1 R = \tau_Y \Big|_{Y=\frac{b}{2}} A_1 R \quad . \quad (3.28)$$

Onde:

T_1 - torque de atrito;

$F a_1$ - força de atrito;

R - raio médio do rotor;

$\tau_Y \Big|_{Y=\frac{b}{2}}$ - é a tensão de cisalhamento na parede da fenda, a qual da equação

(3.3) resulta em,

$$\tau_Y \Big|_{Y=\frac{b}{2}} = G \frac{b}{2} \quad ; \quad (3.29)$$

A_1 - é a área de uma parede da fenda, a qual é dada por,

$$A_1 = h R \theta_e \quad ; \quad (3.30)$$

Assim, a força de atrito, $F a_1 = \tau_Y \Big|_{Y=\frac{b}{2}} A_1$ resulta em;

$$F a_1 = \frac{G b}{2} h R \theta_e \quad . \quad (3.31)$$

Substituindo-se agora a equação (3.23) em (3.31), obtém-se;

$$F a_1 = \frac{b h}{2} \Delta P \quad (3.32)$$

Como uma fenda possui duas paredes e o rotor do motor duas trajetórias distintas e simétricas, com N fendas cada, a força de atrito total resultante na superfície do rotor, nesta região do escoamento, é obtida multiplicando-se a equação (3.32) por $4N$, o que resulta em;

$$F a_{t_1} = 2 N b h \Delta P \quad (3.33)$$

Portanto, substituindo-se a equação (3.33) em (3.28), obtém-se o torque de atrito produzido no motor, pelo escoamento no interior das fendas;

$$T_1 = 2 N b h R \Delta P \quad (3.34)$$

Multiplicando-se e dividindo a equação (3.34) por, $w(1 + \alpha_1 K)$, e utilizando-se da equação (3.27), obtém-se;

$$T_1 = \frac{Q t_1 \Delta P}{w(1 + \alpha_1 K)} \quad (3.35)$$

b - Potência

A potência, H_1 , transmitida ao rotor pelo escoamento no interior das fendas é dada por;

$$H_1 = T_1 w \quad (3.36)$$

ou seja;

$$H_1 = 2 N h b w R \Delta p \quad (3.37)$$

Multiplicando-se e dividindo a equação (3.37) por, $(1 + \alpha_1 K)$, e utilizando-se da equação (3.27), obtém-se;

$$H_1 = \frac{Q t_1 \Delta P}{(1 + \alpha_1 K)} \quad (3.38)$$

c - Rendimento Teórico

O rendimento teórico, η_1 , da transformação de energia hidráulica do escoamento em potência de eixo, nesta região do motor, pode ser calculado pela relação entre a energia transmitida ao rotor e a energia fornecida pelo escoamento, $Q t_1 \Delta P$, conforme a seguir;

$$\eta_1 = \frac{H_1}{Q t_1 \Delta P} \quad (3.39)$$

Substituindo-se a equação (3.38) em (3.39), obtém-se;

$$\eta_1 = \frac{1}{(1 + \alpha_1 K)} \quad (3.40)$$

Esta formulação é bastante conveniente, pois permite avaliar também a performance de um fluido Newtoniano nesta região do motor viscoso de fluxo laminar. Para isso, deve-se considerar a ausência de campo magnético, o que

implica em, $\tau_{Y(campo)} = 0$, e sendo assim da equação (3.15) obtém-se; $K = 1$. Logo, para o caso de fluido Newtoniano o rendimento teórico, η_1 , da transformação de energia em potência de eixo nesta região do escoamento é dado por;

$$\eta_1 = \frac{1}{(1 + \alpha_1)} \quad (3.41)$$

Da mesma forma que Mahias e Tu [15], pode-se observar através da equação (3.41) que o rendimento teórico máximo, η_{1max} , para o caso de fluidos Newtonianos, ocorrerá quando o parâmetro adimensional, α_1 , tender a zero. A equação (3.25) mostra que isso somente será possível quando a largura da fenda, b , tender a zero ou quando a viscosidade do fluido, $\mu = \mu_p$, tender ao infinito. E conforme já foi dito anteriormente, fendas de largura mínima e fluido de viscosidade elevada causam problemas construtivos e operacionais no motor viscoso de fluxo laminar.

No caso do fluido magnetoreológico, ou seja, de um fluido não Newtoniano com comportamento plástico similar a um fluido ideal de Bingham, o rendimento teórico máximo, η_{1max} , ocorrerá quando o produto dos parâmetros adimensionais α_1 e K tender a zero. Como discutido anteriormente, não é conveniente que o parâmetro adimensional, α_1 , tenda a zero. Entretanto, o parâmetro adimensional, K , tenderá a zero quando a dimensão, $2Y_p$, do “plug”

tender a igualar com a largura, b , da fenda, isto é, quando, $Y_p = \frac{b}{2}$, na equação

(3.16) tem-se, $K = 0$, isto implica em;

$$\eta_{1max} = \lim_{K \rightarrow 0} \eta_1 = 100\% \quad (3.42)$$

Fisicamente, o rendimento teórico máximo de 100% pode ser entendido como a não existência de movimento relativo entre as paredes da fenda e as camadas adjacentes de fluido, fazendo com que fluido e rotor nesta região do escoamento se comportem como um único corpo sólido. Logo, a velocidade do “plug” deverá ser igual à velocidade do rotor. Isto pode ser comprovado através da equação (3.12) onde, para $Y_p = \frac{b}{2}$ tem-se $u_p = wR$.

Uma outra forma de analisar quando o parâmetro adimensional, K , tende a zero é observar a equação (3.15). Pode-se observar nesta equação, que isto se verificará quando a força de pressão imposta pelo escoamento for igual à força de resistência ao cisalhamento desenvolvida no fluido pela aplicação do campo magnético. Portanto, impondo-se a condição de que a tensão junto a parede da fenda seja igual a tensão desenvolvida no fluido, isto é, fazendo-se na equação (3.3), $\tau_Y = \tau_{Y(campo)}$ e $Y = \frac{b}{2}$, obtém-se, o gradiente de pressão por unidade de comprimento, crítico ou ideal;

$$G_{cr} = \frac{2\tau_{Y(campo)}}{b} \quad (3.43)$$

Substituindo-se a equação (3.23) em (3.43), obtém-se o gradiente de pressão crítico ou ideal, ΔP_{cr} ;

$$\Delta P_{cr} = \frac{2 R \theta_e \tau_{\gamma(\text{campo})}}{b} \quad (3.44)$$

Se $\Delta P > \Delta P_{cr}$, haverá perda de eficiência pelo fato do “plug” não ser completo; se $\Delta P < \Delta P_{cr}$, o “plug” é completo, mas haverá perda de eficiência pois não se estará utilizando toda a resistência ao cisalhamento desenvolvida no fluido pela aplicação do campo magnético.

d - Elevação de Temperatura

A elevação de temperatura será calculada com base na hipótese adiabática feita anteriormente, isto é, todo calor gerado devido ao atrito viscoso será transferido ao fluido de trabalho e por este carregado para fora do motor. Portanto, fazendo-se um balanço de energia nesta região do escoamento, obtém-se;

$$Hf_1 + Q_1 \rho C_p T_e = Q_1 \rho C_p T_s \quad (3.45)$$

Onde:

Hf_1 - perda de potência;

ρ - densidade do óleo;

C_p - calor específico do óleo;

T_e - temperatura do óleo na entrada;

T_s - temperatura do óleo na saída.

A perda de potência por atrito, Hf_1 , dissipada em forma de calor nesta região do escoamento é dada por;

$$Hf_1 = \Delta P Q_1 (1 - \eta_1) \quad (3.46)$$

Portanto, substituindo-se a equação (3.46) em (3.45) e reagrupando-se os termos, obtém-se a elevação de temperatura na região interna da fenda, ΔT_1 ;

$$\Delta T_1 = T_s - T_e = \frac{\Delta P}{\rho C_p} (1 - \eta_1) \quad (3.47)$$

O motor viscoso de fluxo laminar será projetado para operar com um gradiente de pressão, ΔP , igual ao gradiente de pressão crítico, ΔP_{cr} , implicando em um rendimento teórico de 100%, conseqüentemente pode-se observar na equação (3.47) que esta região do escoamento apresentará uma elevação de temperatura nula.

3.2.2 - Região Lateral do Rotor

É a região definida pelo último disco e pela carcaça do rotor, ao longo do ângulo efetivo de uma trajetória. Esta região do motor não sofre a ação do campo magnético e portanto, o fluido apresenta um comportamento Newtoniano.

Da mesma forma que na região anterior $h/b_2 \gg 1$, portanto, desprezando-se as componentes radiais e axiais de velocidade; e além disso desprezando-se os efeitos de curvatura no plano do escoamento, tem-se; um escoamento puramente unidirecional, onde sua formulação será feita com base na linha circunferencial média do rotor. Dessa forma, o escoamento nesta região do motor pode ser modelado como se fosse um escoamento entre placas paralelas, conforme mostra a figura 3.4.

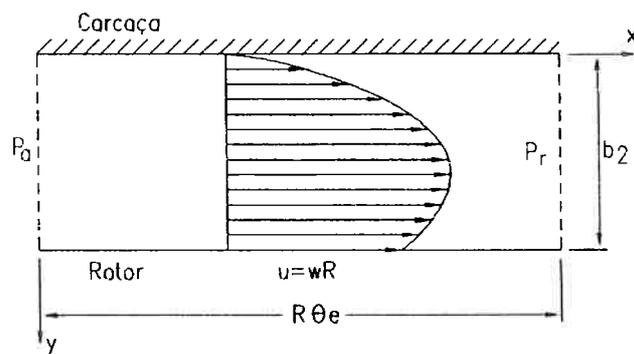


Figura 3.4 - Região Definida pelo Último Disco e a Carcaça do Rotor.

Desprezando-se a componente de velocidade na direção radial, o escoamento nesta região do motor pode ser considerado unidirecional. Portanto, considerando as hipóteses simplificadoras feitas anteriormente, as equações de Navier-Stokes reduzem a;

$$\frac{\partial p}{\partial X} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial Y^2} \quad . \quad (3.48)$$

Conforme pode-se observar na figura 3.4, as condições de contorno de pressão são as mesmas estabelecidas nas equações (3.8a) e (3.8b) e as de velocidade são dadas por:

$$Y = 0 \quad : \quad u = 0 \quad (3.49a)$$

e

$$Y = b_2 \quad : \quad u = U = wR \quad (3.49b)$$

Como o gradiente de pressão, $\frac{\partial p}{\partial X}$, na direção X independe de Y, este pode ser escrito como, $\frac{dp}{dX}$, e a equação (3.48) pode ser integrada em Y.

Integrando-se duas vezes a equação (3.48) em Y, obtém-se:

$$u = \frac{1}{2\mu} \left(\frac{dp}{dX} \right) Y^2 + C_1 Y + C_2 \quad . \quad (3.50)$$

Aplicando-se as condições de contorno definidas nas equações (3.49a) e (3.49b), e resolvendo-se o sistema de equações resultante, as constantes de integração C_1 e C_2 são determinadas;

$$C_1 = \frac{wR}{h_2} - \frac{b_2}{2\mu} \frac{dp}{dX} \quad (3.51a)$$

e

$$C_2 = 0 \quad (3.51b)$$

Substituindo-se as equações (3.51a) e (3.51b) em (3.50), obtém-se a equação do perfil de velocidade nesta região do escoamento;

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dX} (Y^2 - b_2 Y) + \frac{wR}{b_2} Y \quad (3.52)$$

Definindo-se a vazão nesta região do escoamento como;

$$Q_2 = h \int_0^{b_2} u dY \quad (3.53)$$

Substituindo-se a equação (3.52) em (3.53) e fazendo-se a integração, obtém-se;

$$Q_2 = b_2 h \left[\frac{wR}{2} - \frac{b_2^2}{12\mu} \left(\frac{dp}{dX} \right) \right] \quad (3.54)$$

Analogamente à região anterior, o gradiente de pressão ao longo de uma trajetória nesta região do escoamento é dado pela equação (3.23). Substituindo-se esta na equação (3.54) e fazendo-se uma manipulação algébrica, obtém-se;

$$Q_2 = \frac{1}{2} b_2 h w R \left[1 + \frac{b_2^2 \Delta P}{6 \mu w R^2 \theta_e} \right] \quad (3.55)$$

Portanto, para duas trajetórias simétricas e distintas, a vazão total nesta região de escoamento é dada por;

$$Qt_2 = 2b_2hwR \left[1 + \frac{b_2^2 \Delta P}{6\mu w R^2 \theta_e} \right] \quad (3.56)$$

Definindo-se o parâmetro adimensional, α_2 , o qual é dado basicamente pela relação entre forças viscosas e forças de pressão, conforme mostrado a seguir;

$$\alpha_2 = \frac{2\mu w R^2 \theta_e}{b_2^2 \Delta P} \quad (3.57)$$

Assim, a equação (3.56) toma a seguinte forma;

$$Qt_2 = 2b_2hwR \left(\frac{3\alpha_2 + 1}{3\alpha_2} \right) \quad (3.58)$$

Solucionada a equação governante desta região do escoamento, segue-se com o cálculo de alguns parâmetros resultantes importantes na análise do comportamento operacional do motor viscoso de fluxo laminar.

a - Força e Torque de Atrito

A força de atrito, Fa_2 , sobre a parede do último disco do rotor pode ser calculada através da lei de Newton para escoamento viscoso, conforme estabelecido na equação a seguir;

$$\frac{Fa_2}{A_2} = -\mu \left. \frac{du}{dY} \right|_{Y=b_2} \quad (3.59)$$

Onde, A_2 , é a área da superfície lateral do rotor e é dada por;

$$A_2 = hR\theta_e \quad (3.60)$$

Substituindo-se a equação (3.23) em (3.52) e derivando esta em Y, obtém-se;

$$\left. \frac{du}{dY} \right|_{Y=b_2} = -\frac{b_2}{2\mu} \frac{\Delta P}{\theta_e R} + \frac{wR}{b_2} \quad (3.61)$$

Substituindo-se as equações (3.60) e (3.61) em (3.59), obtém-se a força de atrito resultante na superfície lateral do rotor;

$$Fa_2 = \frac{b_2 h}{2} \Delta P - \frac{\mu w \theta_e R^2 h}{b_2} \quad (3.62)$$

Portanto, a força de atrito total, Fat_2 , resultante na superfície lateral do rotor para as duas trajetórias simétricas e distintas resulta em;

$$Fat_2 = 2b_2 h \Delta P \left(1 - \frac{2\mu w \theta_e R^2}{b_2^2 \Delta P} \right) \quad (3.63)$$

Finalmente, o torque de atrito, T_2 , produzido por esta região do escoamento é dado por;

$$T_2 = F a t_2 R \quad , \quad (3.64)$$

ou seja,

$$T_2 = 2 b_2 h R \Delta P \left(1 - \frac{2 \mu w \theta_e R^2}{b_2^2 \Delta P} \right) \quad . \quad (3.65)$$

Substituindo-se a equação (3.57) em (3.65) obtém-se o torque de atrito em função do parâmetro adimensional, α_2 ;

$$T_2 = 2 b_2 h R \Delta P (1 - \alpha_2) \quad . \quad (3.66)$$

b - Potência

A potência transmitida ao rotor, H_2 , por esta região do escoamento é dada por;

$$H_2 = T_2 w \quad , \quad (3.67)$$

ou seja,

$$H_2 = 2 b_2 h w R \Delta P (1 - \alpha_2) \quad . \quad (3.68)$$

c - Rendimento Teórico

Analogamente à região anterior, o rendimento teórico, η_2 , da transformação de energia em potência de eixo nesta região do rotor é dado por;

$$\eta_2 = \frac{H_2}{Qt_2\Delta P} \quad (3.69)$$

Substituindo-se as equações (3.58) e (3.68) em (3.69), obtém-se o rendimento teórico da transformação de energia em função do parâmetro adimensional, α_2 ;

$$\eta_2 = \frac{3\alpha_2(1-\alpha_2)}{(3\alpha_2+1)} \quad (3.70)$$

Observe que o rendimento teórico máximo, η_{2max} , da transformação de energia do escoamento em potência de eixo, nesta região do rotor, ocorre quando o parâmetro adimensional, α_2 , tender a 1/3, ou seja;

$$\eta_{2max} = \lim_{\alpha_2 \rightarrow \frac{1}{3}} \eta_2 = 33\% \quad (3.71)$$

d - Elevação de Temperatura

Analogamente à região anterior, a elevação de temperatura é calculada fazendo-se um balanço de energia nesta região do escoamento, o que resulta em;

$$Hf_2 + Qt_2\rho CpT_e = Qt_2\rho CpT_s \quad (3.72)$$

Onde, Hf_2 , é a perda de potência por atrito, a qual é dissipada em forma de calor e é dada por;

$$Hf_2 = \Delta P Q t_2 (1 - \eta_2) \quad . \quad (3.73)$$

Portanto, substituindo-se a equação (3.73) em (3.72) e reagrupando-se os termos, obtém-se a elevação de temperatura nesta região do escoamento;

$$\Delta T_2 = T_s - T_e = \frac{\Delta P}{\rho C_p} (1 - \eta_2) \quad . \quad (3.74)$$

A elevação de temperatura no motor viscoso de fluxo laminar é um parâmetro a ser severamente controlado devido às deformações térmicas, que devem ser mínimas. Portanto, para uma mesma potência de entrada, $\Delta P Q_2$, a diferença de pressão, ΔP , selecionada deve ser a menor possível e, conseqüentemente, a vazão, Q_2 , deve ser aumentada, pois a elevação de temperatura é diretamente proporcional à diferença de pressão.

3.2.3 - Região Externa do Rotor

É a região definida pelo raio externo do rotor e pelo raio da carcaça, ao longo do ângulo efetivo de uma trajetória. Esta região do motor viscoso de fluxo laminar também não sofre a ação do campo magnético e, portanto, o fluido apresenta um comportamento Newtoniano.

Conforme o desenvolvimento teórico da região interna da fenda, o motor viscoso de fluxo laminar com fluido de trabalho magnetoreológico será projetado para operar a pressões abaixo da pressão crítica, ΔP_{cr} , de forma que as fendas do rotor e o fluido comporte-se como um único corpo sólido. E no caso do motor operar com fluido Newtoniano, despreza-se a influência do gradiente de velocidade no interior da fenda sobre a região externa do rotor, o que possibilita considerar essa região do escoamento isoladamente. Portanto, sendo a espessura do filme de óleo $h_3 \ll R$, pode-se desprezar a curvatura do rotor o que resulta no modelo de escoamento mostrado na figura 3.5.

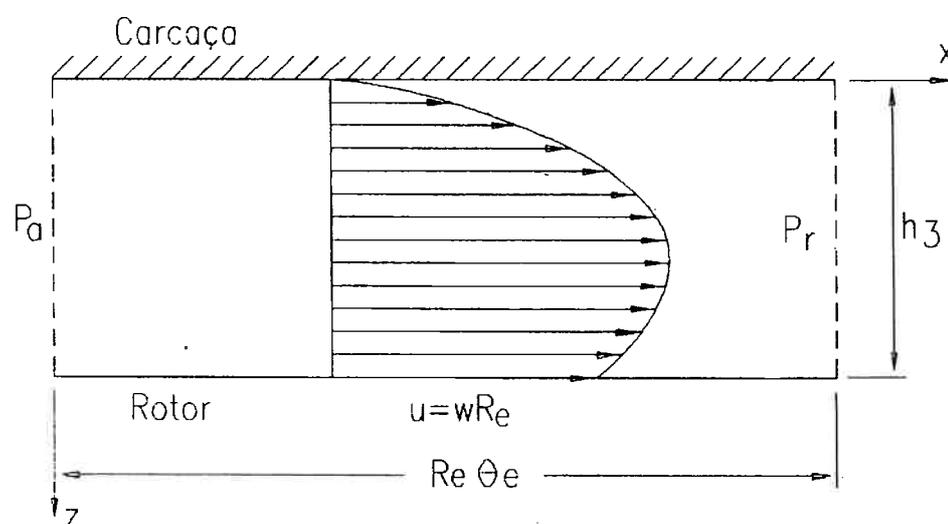


Figura 3.5 - Região Definida pelo Raio Externo do Rotor e o Raio da Carcaça, ao Longo do Ângulo Efetivo de uma Trajetória.

Comparando-se esta região do escoamento com a anterior, através das figuras 3.4 e 3.5, pode-se observar que os modelos de escoamento são semelhantes.

Portanto, fazendo-se as mudanças de variáveis necessárias, conforme a figura 3.5, obtém-se respectivamente das equações (3.52), (3.23), (3.57), (3.58), (3.66), (3.68), (3.70), (3.71), (3.73) e (3.74) o perfil de velocidade, u , o gradiente de pressão na direção circunferencial, $\frac{dp}{dX}$, o parâmetro adimensional, α_3 , a vazão total, Qt_3 , o torque de atrito transmitido ao rotor, T_3 , a potência transmitida ao rotor, H_3 , o rendimento teórico da transformação de energia hidráulica em potência de eixo, η_3 , o rendimento teórico máximo, η_{3max} , a perda de potência por atrito, Hf_3 , e a elevação de temperatura, ΔT_3 , nas duas trajetórias simétricas e distintas do motor;

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dX} (Z^2 - h_3 Z) + \frac{wR_e}{h_3} Z \quad , \quad (3.75)$$

$$\frac{dp}{dX} = -\frac{\Delta p}{R_e \theta_e} = \frac{P_r - P_a}{R_e \theta_e} \quad , \quad (3.76)$$

$$\alpha_3 = \frac{2\mu w R_e^2 \theta_e}{h_3^2 \Delta P} \quad , \quad (3.77)$$

$$Qt_3 = h_3 l_3 w R_e \left(\frac{3\alpha_3 + 1}{3\alpha_3} \right) \quad , \quad (3.78)$$

$$T_3 = h_3 l_3 R_e \Delta P (1 - \alpha_3) \quad , \quad (3.79)$$

$$H_3 = h_3 l_3 w R_e \Delta P (1 - \alpha_3) \quad , \quad (3.80)$$

$$\eta_3 = \frac{3\alpha_3(1 - \alpha_3)}{(3\alpha_3 + 1)} \quad , \quad (3.81)$$

$$\eta_{3max} = \lim_{\alpha_3 \rightarrow \frac{1}{3}} \eta_3 = 33\% \quad , \quad (3.82)$$

$$Hf_3 = \Delta P Q t_3 (1 - \eta_3) \quad , \quad (3.83)$$

$$\Delta T_3 = T_s - T_e = \frac{\Delta P}{\rho C p} (1 - \eta_3) \quad , \quad (3.84)$$

onde a largura, l_3 , desta região do escoamento é dada por;

$$l_3 = Nb + (N + 1)b_3 + 2b_2 \quad . \quad (3.85)$$

Observe que as regiões do motor analisadas até o momento são regiões de transformação de energia, cujos rendimentos, em princípio, devem ser maximizados. As regiões a serem analisadas a seguir são estritamente

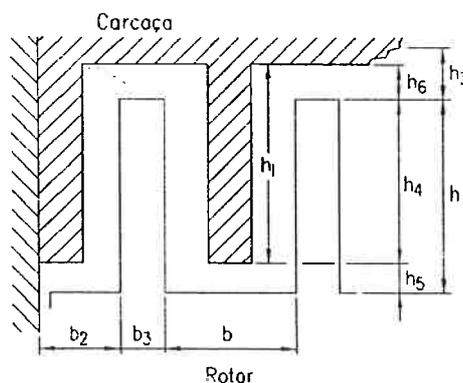


Figura 3.6 - Regiões do Rotor de Perda por Atrito e Vazamento

caracterizadas como regiões de perda de energia por atrito e vazamento, e estas perdas devem ser minimizadas. A figura 3.6 mostrada a seguir, apresenta de forma esquemática as relações geométricas entre essas regiões de perda.

Da figura 3.6, observa-se que;

$$h_4 = h - h_5 \quad , \quad (3.86)$$

$$h_1 = h_4 + h_6 \quad . \quad (3.87)$$

3.2.4 - Região Lateral da Lâmina

É a região definida pelo espaço entre lâminas e discos, ao longo da largura angular da lâmina. Esta região do escoamento está sujeita à aplicação de um campo magnético, o qual será anulado através de um outro campo magnético de mesma intensidade e de sentido contrário. Portanto, mesmo o fluido de trabalho sendo um óleo magnetoreológico, será admitido um comportamento Newtoniano nesta região do escoamento.

Caracterizada estritamente como uma fonte de perda de energia, esta é uma região crítica, não somente pelas perdas que devem ser minimizadas, mas também pela estabilidade das lâminas.

Como o comprimento radial, h_s , da região de escoamento é muito maior que a largura média na direção circunferencial da lâmina, $R\theta_p$, é possível desprezar as componentes radiais e axiais de velocidade, considerando o escoamento como puramente unidirecional. Além disso, para efeito de simplificação adicional, a formulação será feita com base na linha circunferencial média, desprezando-se os efeitos de curvatura no plano do escoamento. Dessa forma, o escoamento em uma das faces laterais da lâmina pode ser representado pela figura 3.7.

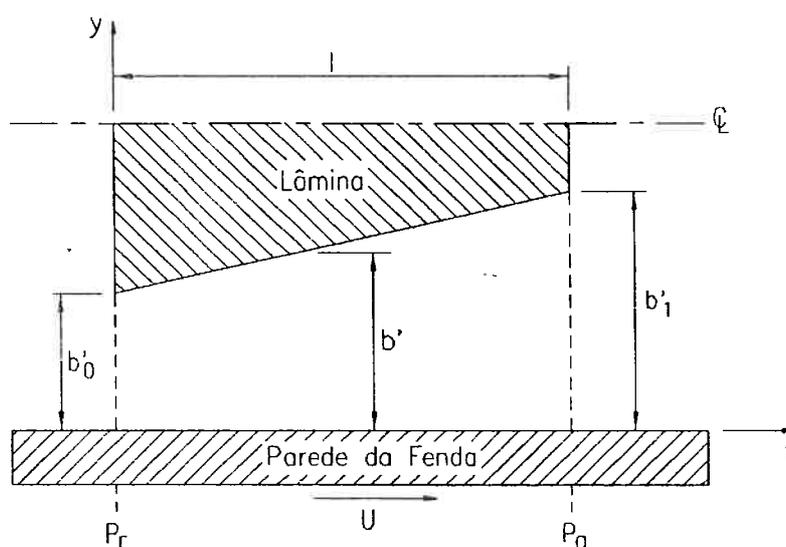


Figura 3.7 - Escoamento entre a Lâmina e a Parede da Fenda.

Uma observação importante é que a vazão nesta região deve ser a menor possível; todavia, o que não pode ocorrer é uma vazão líquida no sentido de P_r para P_a , ou seja, o efeito do gradiente de pressão, $\Delta p = P_a - P_r$, deve ser mais

significativo que o efeito de arraste do fluido pela rotação do rotor. Isso deverá ocorrer para que o fluido a baixa pressão deixe o motor e não seja mais uma fonte de ineficiência, pois este não produzirá mais trabalho de eixo.

Pode-se observar na figura 3.7, que a secção transversal da lâmina tem a forma trapezoidal e que está originalmente posição axialmente equidistante em relação às paredes da fenda. O objetivo desta geometria para as lâminas é estabelecer nesta região um escoamento semelhante ao de um mancal hidrodinâmico, garantindo-se assim a estabilidade das lâminas.

Conforme a teoria da lubrificação hidrodinâmica [30,31,32,33], a carga aplicada em um mancal varia inversamente com a espessura do filme de óleo lubrificante. Sendo assim, a posição da lâmina será corrigida automaticamente em todo instante em que esta tender a sair da sua posição original .

Da figura 3.7, deduz-se que o perfil do filme de óleo é dado pela equação a seguir;

$$b' = b_0' + (b_1' - b_0') \frac{X}{l} \quad (3.88)$$

Reagrupando-se os termos e definindo os parâmetros $m = \frac{b_1' - b_0'}{b_1'}$ e

$1 - m = \frac{b_0'}{b_1'}$ a equação (3.88) fica;

$$b' = b_1 \left(1 - m + m \frac{X}{l} \right) \quad (3.89)$$

Onde:

b' - espessura do escoamento em qualquer posição X ;

m - inclinação específica da lâmina;

b_0 - espessura do escoamento na entrada da região;

b_1 - espessura do escoamento na saída da região;

l - comprimento da lâmina na direção circunferencial, $l = R\theta_p$;

h_r - comprimento da lâmina na direção radial.

Levando-se em conta, a consideração de escoamento unidirecional e as hipóteses simplificadoras já feitas anteriormente, as equações de Navier-Stokes se reduzem a;

$$\frac{\partial p}{\partial X} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial Y^2} \quad (3.90)$$

Conforme pode ser observado na figura 3.7, as condições de contorno são:

- condições de contorno de velocidade;

$$Y = 0 \quad : \quad u = U = wR \quad (3.91a)$$

e

$$Y = b' \quad : \quad u = 0 \quad (3.91b)$$

- condições de contorno de pressão;

$$X = 0 \quad : \quad p = P_r \quad (3.92a)$$

e

$$X = l = R\theta_p \quad : \quad p = P_a \quad (3.92b)$$

Como o gradiente de pressão, $\frac{\partial p}{\partial X}$, na direção X independe de Y, este pode ser escrito como, $\frac{dp}{dX}$, e a equação (3.90) pode ser integrada em Y.

Integrando-se duas vezes a equação (3.90) em Y, obtém-se;

$$u = \frac{1}{2\mu} \left(\frac{dp}{dX} \right) Y^2 + C_1 Y + C_2 \quad (3.93)$$

Substituindo-se as condições de contorno definidas pelas equações (3.91a) e (3.91b) em (3.93) e resolvendo o sistema de equações resultante, as constantes de integração C_1 e C_2 são determinadas;

$$C_1 = -\frac{wR}{b'} - \frac{b'}{2\mu} \frac{dp}{dX} \quad (3.94a)$$

e

$$C_2 = wR \quad (3.94b)$$

Substituindo-se as equações (3.94a) e (3.94b) em (3.93), obtém-se o perfil de velocidade nesta região do escoamento;

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dX} (Y^2 - b'Y) + wR \left(1 - \frac{Y}{b'}\right) \quad (3.95)$$

Definindo-se a vazão nesta região do escoamento como;

$$Q_4 = h_4 \int_0^{b'} u \, dY \quad (3.96)$$

Substituindo-se a equação (3.95) em (3.96) e fazendo-se a integração, obtém-se:

$$Q_4 = h_4 b' \left[\frac{wR}{2} - \frac{b'^2}{12\mu} \left(\frac{dp}{dX} \right) \right] \quad (3.97)$$

Sendo o escoamento unidirecional, a vazão será a mesma em qualquer secção transversal da região do escoamento, ou seja;

$$\frac{dQ_4}{dX} = 0 \quad (3.98)$$

Assim, derivando-se a equação (3.97) em relação a X e igualando o resultado a zero obtém-se;

$$\frac{d}{dX} \left[b'^3 \left(\frac{dp}{dX} \right) \right] = 6wR\mu \frac{db'}{dX} \quad (3.99)$$

A equação (3.99) é a equação de Reynolds da lubrificação hidrodinâmica para mancais infinitamente longos [30,31,32].

Logo, a distribuição de pressão nesta região do escoamento é obtida solucionando-se a equação (3.99), determinando-se assim a vazão nesta região do escoamento.

Integrando-se a equação (3.99) em X , obtém-se;

$$b'^3 \frac{dp}{dX} = 6wR\mu b' + C \quad (3.100)$$

Sendo, \bar{b}' , a espessura do escoamento na posição onde a pressão hidrodinâmica é máxima, ou seja, onde $\frac{dp}{dX} = 0$, a constante de integração, C , pode ser determinada;

$$C = -6wR\mu\bar{b}' \quad (3.101)$$

assim, a equação (3.100) toma a seguinte forma;

$$\frac{dp}{dX} = 6wR\mu \left(\frac{b' - \bar{b}'}{b'^3} \right) \quad (3.102)$$

Definindo-se a constante $K_1 = \bar{b}' / b'_1$, a equação (3.102) fica;

$$\frac{dp}{dX} = 6wR\mu \left(\frac{b' - K_1 b'_1}{b'^3} \right) \quad (3.103)$$

Fazendo-se a mudança de variável definida a seguir;

$$\varphi = 1 - m + m \frac{X}{l} \quad (3.104)$$

e

$$dX = \frac{l}{m} d\varphi \quad (3.105)$$

a equação (3.89) toma a seguinte forma;

$$b' = \varphi b_1' \quad (3.106)$$

Substituindo-se as equações (3.105) e (3.106) em (3.103), obtém-se;

$$\frac{dp}{d\varphi} = \frac{6wR\mu l}{m b_1'^2} \left(\frac{\varphi - K_1}{\varphi^3} \right) \quad (3.107)$$

Definindo-se a constante a seguir;

$$K_2 = \frac{b_1'^2}{6wR\mu l} \quad (3.108)$$

substituindo-se esta na equação (3.107) e reagrupando os termos, obtém-se ;

$$dp = \frac{1}{K_2 m} \frac{d\varphi}{\varphi^2} - \frac{K_1}{K_2 m} \frac{d\varphi}{\varphi^3} \quad (3.109)$$

Com a mudança de variável, imposta pela equação (3.104) as condições de contorno definida nas equações (3.92a) e (3.92b) tomam a seguinte forma;

$$X = 0 \quad : \quad \varphi = 1 - m \quad : \quad p = P_r \quad (3.110a)$$

e

$$X = l = R\theta_p \quad : \quad \varphi = 1 \quad : \quad p = P_a \quad (3.110b)$$

Integrando-se a equação (3.109) em φ , obtém-se;

$$p = \frac{K_1}{2K_2m} \frac{1}{\varphi^2} - \frac{1}{K_2m} \frac{1}{\varphi} + C_1. \quad (3.111)$$

Aplicando-se as condições de contorno definidas pelas equações (3.110a) e (3.110b), e resolvendo-se o sistema de equações resultante; obtém-se;

$$K_1 = \frac{\bar{b}}{b_1} = \frac{2(1-m)}{(2-m)} [1 - (1-m)K_2 \Delta p] \quad (3.112a)$$

e

$$C_1 = P_a + \frac{1}{m(2-m)} \left[\frac{1}{K_2} + (1-m)^2 \Delta p \right] \quad (3.112b)$$

Portanto, substituindo-se as equações (3.112a) e (3.112b) em (3.111), obtém-se a distribuição de pressão em função da variável, φ , na superfície da lâmina;

$$p = \frac{(1-m)}{m(2-m)} \left[\frac{1}{K_2} - (1-m)\Delta p \right] \frac{1}{\varphi^2} - \frac{1}{K_2m} \frac{1}{\varphi} + P_a + \frac{1}{m(2-m)} \left[\frac{1}{K_2} + (1-m)^2 \Delta p \right]. \quad (3.113)$$

Definindo-se as constantes K_3 , K_4 e K_5 como:

$$K_3 = \frac{(1-m)}{m(2-m)} \left[\frac{1}{K_2} - (1-m)\Delta p \right] \quad ; \quad (3.114a)$$

$$K_4 = \frac{1}{K_2m} \quad ; \quad (3.114b)$$

$$K_5 = P_a + \frac{1}{m(2-m)} \left[\frac{1}{K_2} + (1-m)^2 \Delta p \right] \quad ; \quad (3.114c)$$

na equação (3.113) resulta;

$$p = \frac{K_3}{\varphi^2} - \frac{K_4}{\varphi} + K_5 \quad . \quad (3.115)$$

Como a lâmina está localizada em uma posição central da fenda, a distribuição de pressão será a mesma em ambas as faces laterais da lâmina. Portanto, o esforço resultante da distribuição de pressão em ambas as faces laterais da lâmina será nulo.

Antes de concluir a formulação para as grandezas desta região do escoamento, é conveniente analisar um outro ponto muito importante do desenvolvimento teórico, que é a determinação das dimensões da secção transversal da lâmina, conforme mostra a figura 3.8. O dimensionamento irá se basear em fórmulas e critérios da resistência dos materiais, [34].

As dimensões da secção transversal da lâmina vão interferir diretamente na perda de potência por atrito e no vazamento nesta região do escoamento. E como a perda de potência deve ser minimizada, a determinação das dimensões da secção transversal da lâmina será feita em função do limite de resistência do material e dos esforços estáticos a que a lâmina estará submetida.

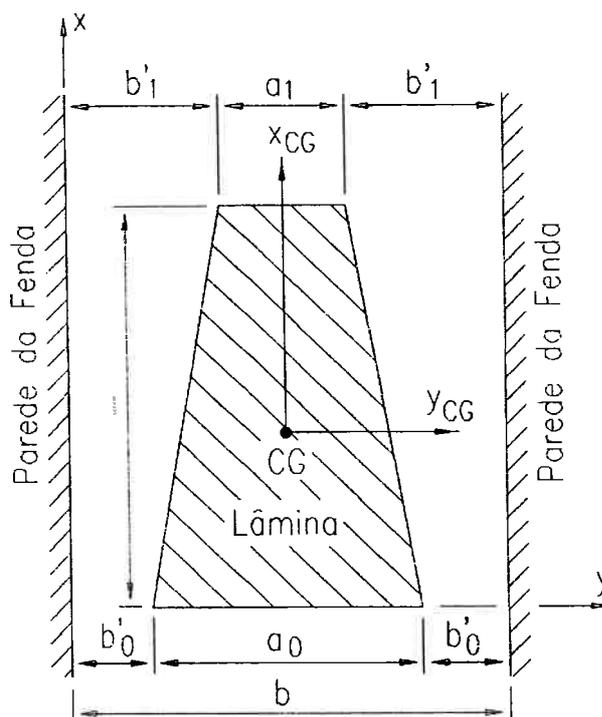


Figura 3.8 - Dimensões da Secção Transversal da Lâmina.

Tem-se:

a_0 e a_1 - respectivas espessuras da lâmina;

CG - centro de gravidade;

X_{CG} e Y_{CG} - sistema de eixos passando pelo CG da secção da lâmina;

\bar{X} e \bar{Y} - posição do CG em relação aos respectivos eixos X e Y.

Sabe-se que a lâmina não irá fletir na direção do eixo, Y_{CG} , pois, o perfil trapezoidal, isto é, o perfil hidrodinâmico da lâmina tem a finalidade de garantir a estabilidade nesta direção, fazendo com que os esforços estáticos em ambas as faces laterais da lâmina sejam sempre iguais. Na direção do eixo X_{CG} , a lâmina

estará sujeita a um gradiente de pressão, Δp , conforme esquematizado na figura

3.9.

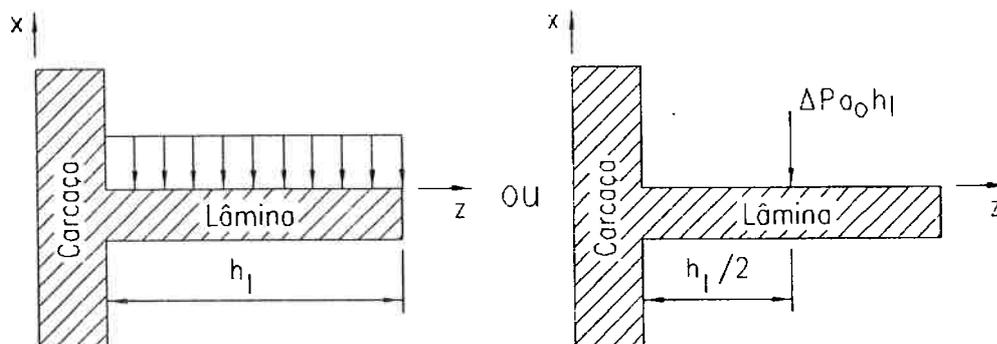


Figura 3.9 - Esforços Estáticos sobre a Lâmina.

Desprezando-se os efeitos da deformação térmica e mecânica na lâmina, o momento máximo de flexão, M_{max} , ocorrerá na região de engastamento da lâmina, conforme a equação a seguir;

$$M_{max} = \frac{\Delta p h_l^2 a_0}{2} \quad . \quad (3.116)$$

Segundo a resistência dos materiais [34], a tensão máxima admissível, σ_{max} , é dada por;

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{I_{Y_{CG}}} \bar{X} \quad , \quad (3.117)$$

onde a posição do centro de gravidade, \bar{X} , e o momento de inércia em relação ao eixo centroidal, $I_{Y_{CG}}$, são calculados, conforme tabelas contidas em textos de resistência dos materiais, [34], respectivamente pelas equações;

$$\bar{X} = \frac{l(2a_0 + a_1)}{3(a_0 + a_1)} \quad (3.118)$$

e

$$I_{Y_{CG}} = \frac{l^3(a_0^2 + 4a_0a_1 + a_1^2)}{36(a_0 + a_1)} \quad (3.119)$$

Onde;

$$a_0 = b - 2b_0' \quad (3.120a)$$

e

$$a_1 = b - 2b_1' \quad (3.120b)$$

são as respectivas espessuras da lâmina, conforme mostra a Figura 3.8.

Logo, a tensão máxima admissível é obtida substituindo-se as equações (3.116), (3.118) e (3.119) na equação (3.117), o que resulta em;

$$\sigma_{max} = 6\Delta p \frac{h_l^2}{l^2} \left[\frac{a_0(2a_0 + a_1)}{(a_0^2 + 4a_0a_1 + a_1^2)} \right] \quad (3.121)$$

Sendo σ_e a tensão de escoamento do material da lâmina e C_s o coeficiente de segurança, a condição para que a lâmina resista a tais esforços é;

$$C_S \sigma_{max} < \sigma_e \quad . \quad (3.122)$$

Determinadas as dimensões da lâmina, segue-se com a formulação do escoamento nesta região, calculando-se a vazão.

Observe que, sendo o escoamento unidirecional, a vazão será a mesma em qualquer secção transversal da região do escoamento. E como no ponto de pressão máxima, isto é, em $b' = \bar{b}'$ o gradiente de pressão é, $\frac{dp}{dX} = 0$, levando-se estas considerações na equação (3.89) resultam em;

$$Q_4 = \frac{h_4 \bar{b}' w R}{2} \quad . \quad (3.123)$$

Da equação (3.112a) tem-se;

$$\bar{b}' = 2b_1' \frac{(1-m)}{(2-m)} [1 - (1-m)K_2 \Delta p] \quad . \quad (3.124)$$

Portanto, substituindo-se a equação (3.124) em (3.123), obtém-se a vazão entre a lâmina e a parede da fenda;

$$Q_4 = h_4 b_1' w R \frac{(1-m)}{(2-m)} [1 - (1-m)K_2 \Delta p] \quad . \quad (3.125)$$

Conforme estabelecido anteriormente a vazão líquida nesta região deverá ser mínima e ocorrer no sentido P_a para P_r , ou seja, no sentido negativo do eixo “X”. Pode-se observar na equação (3.125) que a vazão será negativa quando;

$$(1 - m)K_2 \Delta p > 1 \quad . \quad (3.126)$$

Sempre que a condição estabelecida pela equação (3.126) for satisfeita, parte do fluido de alimentação de uma trajetória deixará o interior do rotor juntamente com o fluido de retorno; caso contrário parte do fluido de retorno iria permanecer no interior do rotor, podendo causar problemas de superaquecimento do motor.

O rotor do motor viscoso de fluxo laminar possui dois conjuntos de N lâminas diametralmente opostas, onde cada lâmina possui duas faces laterais, e possui também em cada extremidade mais duas regiões idênticas à face lateral da lâmina. Portanto, a vazão total, Qt_4 , nesta região do escoamento é obtida multiplicando-se a equação (3.126) por $4(N + 1)$ o que resulta em;

$$Qt_4 = 4(N + 1)h_4 b_1' w R \frac{(1 - m)}{(2 - m)} [1 - (1 - m)K_2 \Delta p] \quad . \quad (3.127)$$

Solucionada a equação governante nesta região do escoamento e determinada a vazão, faz-se a seguir o cálculo de alguns parâmetros resultantes, importantes na análise do comportamento operacional do motor viscoso de fluxo laminar.

a - Perda de Potência por Vazamento e por Atrito

Sabe-se que esta região do escoamento é caracterizada estritamente por uma perda de potência, a qual ocorre devido ao vazamento ou bombeamento de fluido e devido ao atrito viscoso.

A perda de potência por vazamento, Hp_4 , nos dois conjuntos de lâmina e nas duas faces laterais da lâmina, é dada por;

$$Hp_4 = \Delta P Q t_4 \quad (3.128)$$

E a perda de potência por atrito fluido, Hf_4 , é dada pela equação a seguir:

$$Hf_4 = Fa_4 w R \quad ; \quad (3.129)$$

onde a força de atrito, Fa_4 , nesta região do escoamento pode ser calculada conforme a seguir;

$$Fa_4 = \int_{A_4} \tau dA_4 \quad . \quad (3.130)$$

Onde:

$$\tau = \mu \left. \frac{du}{dY} \right|_{Y=0} \quad (3.131)$$

e

$$dA_4 = h_4 dX \quad . \quad (3.132)$$

Derivando-se a equação (3.95) em Y e fazendo $Y = 0$, obtém-se;

$$\left. \frac{du}{dY} \right|_{Y=0} = -\frac{b'}{2\mu} \frac{dp}{dX} - \frac{wR}{b'} \quad . \quad (3.133)$$

Substituindo-se a equação (3.133) em (3.131), obtém-se;

$$\tau = -\frac{b'}{2} \frac{dp}{dX} - \mu \frac{wR}{b'} \quad . \quad (3.134)$$

Substituindo-se a equação (3.132) e (3.134) em (3.130), obtém-se;

$$F a_4 = h_4 \int_0^l \left(-\frac{b'}{2} \frac{dp}{dX} - \mu \frac{wR}{b'} \right) dX \quad . \quad (3.135)$$

Fazendo-se as mudanças de variáveis estabelecidas pelas equações (3.104), (3.105), (3.110a) e (3.110b) na equação (3.135), resulta;

$$F a_4 = h_4 \int_{1-m}^1 \left(-\frac{b'_1}{2} \frac{dp}{d\varphi} \varphi - \frac{\mu l w R}{m b'_1} \frac{1}{\varphi} \right) d\varphi \quad . \quad (3.136)$$

Substituindo-se a equação (3.107) em (3.136) e reagrupando os termos, obtém-se;

$$F a_4 = \frac{h_4 l w R \mu}{m b'_1} \left(-4 \int_{1-m}^1 \frac{d\varphi}{\varphi} - 3 K_1 \int_{1-m}^1 \frac{d\varphi}{\varphi^2} \right) \quad . \quad (3.137)$$

Resolvendo-se a integração acima, obtém-se;

$$Fa_4 = \frac{h_4 l w R \mu}{b_1'} \left[\left(\frac{4}{m} \right) LN(1-m) - 3K_1 \left(\frac{1}{1-m} \right) \right] \quad (3.138)$$

Substituindo-se a equação (3.112a) em (3.138), obtém-se a força de atrito na superfície lateral da lâmina;

$$Fa_4 = \frac{h_4 l w R \mu}{b_1'} \left\{ \left(\frac{4}{m} \right) LN(1-m) - \left(\frac{6}{2-m} \right) [1 - K_2(1-m)\Delta p] \right\} \quad (3.139)$$

Substituindo-se a equação (3.139) em (3.129), obtém-se a perda de potência por atrito nesta região do escoamento;

$$Hf_4 = \frac{h_4 l w^2 R^2 \mu}{b_1'} \left\{ \left(\frac{4}{m} \right) LN(1-m) - \left(\frac{6}{2-m} \right) [1 - K_2(1-m)\Delta p] \right\} \quad (3.140)$$

Logo, a perda de potência por atrito total, Hft_4 , nas $4(N+1)$ regiões de escoamento, ou seja, nas duas faces laterais da lâmina e nos dois conjuntos de lâmina, resulta em;

$$Hft_4 = 4(N+1) \frac{h_4 l w^2 R^2 \mu}{b_1'} \left\{ \left(\frac{4}{m} \right) LN(1-m) - \left(\frac{6}{2-m} \right) [1 - K_2(1-m)\Delta p] \right\} \quad (3.141)$$

Finalmente, a perda de potência, H_4 , nesta região do escoamento é dada pela soma da perda de potência por vazamento e a perda de potência por atrito fluido, ou seja;

$$H_4 = Hp_4 + Hft_4 \quad (3.142)$$

b - Elevação de Temperatura

Analogamente as regiões anteriores, a elevação de temperatura é calculada fazendo-se um balanço de energia nesta região do escoamento, o que resulta em;

$$Hf_4 + Q_4 \rho C_p T_e = Q_4 \rho C_p T_s \quad . \quad (3.143)$$

Portanto, a elevação de temperatura, ΔT_4 , resulta em;

$$\Delta T_4 = T_s - T_e = \frac{Hf_4}{Q_4 \rho C_p} \quad . \quad (3.144)$$

3.2.5 - Região da Extremidade da Lâmina

É a região definida pelo espaço entre a extremidade da lâmina e o raio interno do rotor, R_i , ao longo da largura angular da lâmina. Analogamente à região anterior, esta região do escoamento está sujeita à aplicação de um campo magnético, o qual será anulado por um outro campo de mesma intensidade e de sentido contrário. Portanto, o fluido de trabalho nesta região do escoamento comporta-se como um fluido Newtoniano.

Como o espaço, h_s , entre essas duas superfícies é muito menor que o raio interno do rotor, R_i , pode-se desprezar o efeito de curvatura do rotor. Desenvolvendo-se portanto, esta região do escoamento ao longo de sua direção circunferencial o problema se reduz ao escoamento mostrado na figura 3.10.

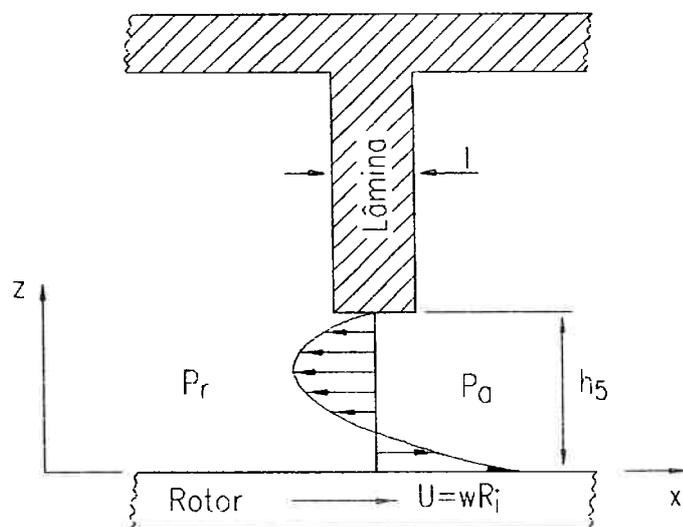


Figura 3.10 - Região da Extremidade da Lâmina.

Desprezando-se a componente da velocidade na direção axial o escoamento nesta região será considerado unidirecional. E considerando as hipóteses simplificadoras já feitas anteriormente, as equações de Navier-Stokes se reduzem a;

$$\frac{\partial p}{\partial X} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial Z^2} \quad . \quad (3.145)$$

Conforme pode-se observar na figura 3.10, as condições de contorno são:

- condições de contorno de velocidade;

$$Z = 0 \quad : \quad u = U = wR_i \quad (3.146a)$$

e

$$Z = h_s \quad : \quad u = 0 \quad (3.146b)$$

- condições de contorno de pressão;

$$X = 0 \quad : \quad p = P_r \quad (3.147a)$$

e

$$X = R_i \theta_p \quad : \quad p = P_a \quad (3.147b)$$

Como o gradiente de pressão na direção X, $\frac{\partial p}{\partial X}$, independe de Z, este pode ser escrito como $\frac{dp}{dX}$ e a equação (3.145) pode ser integrada em Z.

Integrando-se duas vezes a equação (3.145) em Z, obtém-se;

$$u = \frac{1}{2\mu} \left(\frac{dp}{dX} \right) Z^2 + C_1 Z + C_2 \quad (3.148)$$

Substituindo-se as condições de contorno definidas nas equações (3.146a)

e (3.146b) em (3.148) obtém-se as constantes de integração C_1 e C_2 ;

$$C_1 = -\frac{wR_i}{h_s} - \frac{1}{2\mu} \left(\frac{dp}{dX} \right) h_s \quad (3.149a)$$

e

$$C_2 = wR_i \quad (3.149b)$$

Substituindo-se as equações (3.149a) e (3.149b) em (3.148), obtém-se o perfil de velocidade nesta região do escoamento;

$$u = wR_i \left(1 - \frac{Z}{h_s}\right) + \frac{1}{2\mu} \left(\frac{dp}{dX}\right) (Z^2 - h_s Z) \quad (3.150)$$

Definindo-se a vazão nesta região do escoamento como;

$$Q_s = a_m \int_0^{h_s} u dZ \quad (3.151)$$

Onde, $a_m = \frac{a_0 + a_1}{2}$, é a largura média da secção transversal da lâmina.

Substituindo-se a equação (3.150) em (3.151) e fazendo-se a integração obtém-se;

$$Q_s = a_m h_s \left[\frac{wR_i}{2} - \frac{1}{12\mu} \left(\frac{dp}{dX}\right) h_s^2 \right] \quad (3.152)$$

Considerando-se que o gradiente de pressão na direção X apresenta uma variação linear, obtém-se;

$$\frac{dp}{dX} = \frac{\Delta P}{R_i \theta_p} = \frac{P_a - P_r}{R_i \theta_p} \quad (3.153)$$

Substituindo a equação (3.153) em (3.152) e rescrevendo esta para $2(N+2)$ regiões do escoamento obtém-se a vazão total Q_t ;

$$Q_{t_5} = (N + 2)a_m h_5 w R_i \left(1 - \frac{h_5^2 \Delta P}{6\mu w R_i^2 \theta_p} \right) \quad (3.154)$$

Definindo-se o parâmetro adimensional, α_5 , o qual é dado basicamente pela relação entre forças viscosas e forças de pressão, conforme a equação a seguir;

$$\alpha_5 = \frac{2\mu w R_i^2 \theta_p}{h_5^2 \Delta P} \quad (3.155)$$

Assim, a equação (3.154) toma a seguinte forma;

$$Q_{t_5} = (N + 2)a_m h_5 w R_i \left(\frac{3\alpha_5 - 1}{3\alpha_5} \right) \quad (3.156)$$

Solucionada a equação governante nesta região do escoamento e determinada a vazão, faz a seguir o cálculo de alguns parâmetros resultantes, importantes na análise do comportamento operacional do motor viscoso de fluxo laminar.

a - Perda de Potência por Vazamento e por Atrito

A perda de potência por vazamento, Hp_5 , nos dois conjuntos de lâmina, é dada por;

$$Hp_s = \Delta P Q t_s \quad , \quad (3.157)$$

E a perda de potência por atrito fluido, Hft_s , é dada pela equação a seguir;

$$Hft_s = Fat_s w R_i \quad , \quad (3.158)$$

onde a força de atrito, Fa_s , nesta região do escoamento, pode ser calculada através da lei de Newton para escoamento viscoso, conforme a equação a seguir;

$$\frac{Fa_s}{A_s} = \mu \left. \frac{du}{dZ} \right|_{Z=0} \quad . \quad (3.159)$$

Onde, $A_s = a_m R_i \theta_p$, é a área desta região do escoamento.

Substituindo-se a equação (3.153) em (3.150) e derivando-se esta em Z , obtém-se;

$$\left. \frac{du}{dZ} \right|_{Z=0} = -\frac{w R_i}{h_s} - \frac{h_s}{2 \mu R_i \theta_p} \Delta P \quad . \quad (3.160)$$

Portanto, a força de atrito total, Fat_s , resultante na superfície do rotor devido as $2(N+2)$ regiões do escoamento resulta em;

$$Fat_s = -2(N+2) \frac{\mu a_m w R_i^2 \theta_p}{h_s} \left(1 + \frac{h_s \Delta P}{2 \mu w R_i^2 \theta_p} \right) \quad . \quad (3.161)$$

Assim, substituindo-se (3.161) em (3.158), obtém-se;

$$Hft_5 = -2(N + 2) \frac{\mu \alpha_m w^2 R_i^3 \theta_p}{h_5} \left(1 + \frac{h_5^2 \Delta P}{2 \mu w R_i^2 \theta_p} \right) \quad (3.162)$$

Substituindo a equação (3.155) em (3.162) obtém-se a força de atrito em função do parâmetro adimensional, α_5 ;

$$Hft_5 = -2(N + 2) \frac{\mu \alpha_m w^2 R_i^3 \theta_p}{h_5} \left(\frac{\alpha_5 + 1}{\alpha_5} \right) \quad (3.163)$$

Logo, a perda de potência nesta região do escoamento é dada por;

$$H_5 = Hp_5 + Hft_5 \quad (3.164)$$

b - Elevação de Temperatura

Analogamente às regiões anteriores, a elevação de temperatura é calculada fazendo-se um balanço de energia nesta região do escoamento, o que resulta em;

$$Hft_5 + Qt_5 \rho C_p T_e = Qt_5 \rho C_p T_s \quad (3.165)$$

Portanto, a elevação de temperatura, ΔT_5 , resulta em;

$$\Delta T_5 = T_s - T_e = \frac{Hft_5}{Qt_5 \rho C_p} \quad (3.166)$$

Esta região do escoamento também é estritamente caracterizada como uma fonte de perda de energia por vazamento e por atrito, a qual deve ser minimizada.

E da mesma forma que na região anterior, a vazão líquida nesta região do escoamento deve ser mínima e ocorrer no sentido de P_a para P_r , ou seja, no sentido negativo do eixo "X". Pode-se observar na equação (3.156) que a vazão será negativa ou nula quando;

$$\alpha_s < \frac{1}{3} \quad , \quad (3.167)$$

ou seja, a vazão será nula quando α_s tender a $1/3$.

3.2.6 - Região Externa do Disco

É a região definida pelo raio externo do rotor, R_e , e pelo raio da carcaça, ao longo do comprimento angular da lâmina. Como o espaço h_e entre as duas superfícies é muito menor que o raio externo do rotor, pode-se desprezar a curvatura do rotor, o que resulta no escoamento mostrado na figura 3.11. Esta região do escoamento não está sujeita à aplicação de um campo magnético. Portanto, quando o fluido de trabalho for um fluido magnetoreológico, este se comportará como um fluido Newtoniano.

Comparando-se esta região do escoamento com a anterior, através das figuras 3.10 e 3.11, pode-se observar que estas regiões são física e geometricamente idênticas. Portanto, fazendo-se as mudanças de variáveis necessárias, conforme figura 3.11, obtém-se respectivamente das equações

(3.150), (3.153), (3.155), (3.156), (3.157), (3.163), (3.164), (3.166) e (3.167) o perfil de velocidade, u , o gradiente de pressão na direção circunferencial, $\frac{dp}{dX}$, o

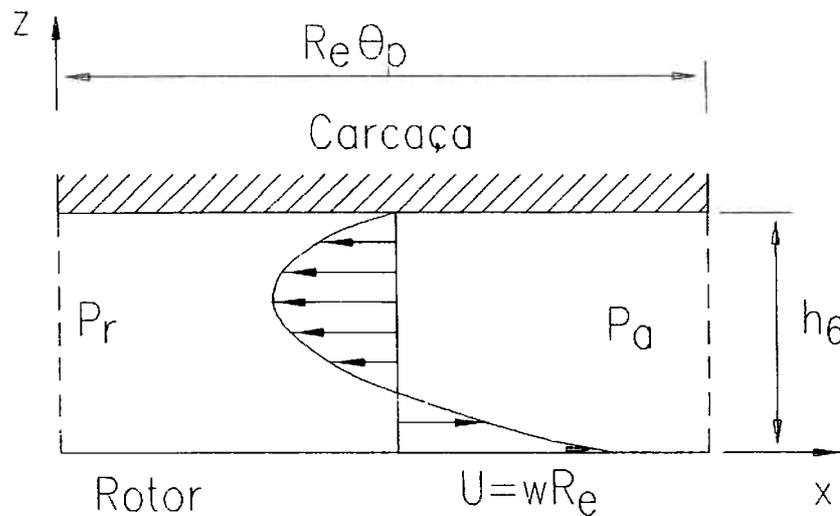


Figura 3.11 - Região Externa do Disco.

parâmetro adimensional, α_6 , a vazão total, Q_{t_6} , a perda de potência por vazamento, H_{p_6} , a perda de potência por atrito, H_{f_6} , a perda de potência total, H_6 , a elevação de temperatura, ΔT_6 , e a condição para que a vazão ocorra no sentido negativo do eixo X , nas $2(N+1)$ regiões de escoamento:

$$u = \frac{wR_e}{h_6} \left(1 - \frac{1}{h_6}\right) + \frac{1}{2\mu} \left(\frac{dp}{dX}\right) (Z^2 - h_6 Z) \quad , \quad (3.168)$$

$$\frac{dp}{dX} = \frac{\Delta P}{R_e \theta_p} = \frac{P_a - P_r}{R_e \theta_p} \quad , \quad (3.169)$$

$$\alpha_6 = \frac{2\mu w R_e^2 \theta_p}{h_6^2 \Delta P} \quad , \quad (3.170)$$

$$Qt_6 = (N+1)b_3 h_6 w R_e \left(\frac{3\alpha_6 - 1}{3\alpha_6} \right) \quad , \quad (3.171)$$

$$Hp_6 = \Delta P Qt_6 \quad , \quad (3.172)$$

$$Hft_6 = -2(N+1) \frac{\mu b_3 w^2 R_e^3 \theta_p}{h_6} \left(\frac{\alpha_6 + 1}{\alpha_6} \right) \quad , \quad (3.173)$$

$$H_6 = Hp_6 + Hft_6 \quad , \quad (3.174)$$

$$\Delta T_6 = T_s - T_e = \frac{Hft_6}{Qt_6 \rho C_p} \quad , \quad (3.175)$$

$$\alpha_6 < \frac{1}{3} \quad . \quad (3.176)$$

Observe que a vazão nesta região do escoamento, da mesma forma que na região anterior, deverá ser negativa e isso ocorre quando a restrição (3.176) for obedecida. Além disso, a vazão será nula quando α_6 tender a 1/3.

CAPÍTULO 4

FORMULAÇÃO DO MODELO TEÓRICO DOS MANCAIS HIDROSTÁTICOS

4.1 - Introdução

Conforme pode-se observar na Figura 3.1, o motor viscoso de fluxo laminar possui um par de mancais radiais e um par de mancais axiais hidrostáticos. Estes elementos do motor são estritamente caracterizados como uma fonte de perda de potência, a qual deve ser minimizada.

Os mancais hidrostáticos possuem algumas características próprias de seu funcionamento, as quais são ideais na aplicação de máquinas-ferramenta de ultra-precisão. Essas características são apresentadas a seguir como vantagens e desvantagens dos mancais hidrostáticos em relação aos mancais hidrodinâmicos e de rolamento.

As vantagens de um mancal hidrostático são:

1 - alta capacidade de carga em qualquer velocidade de rotação. A capacidade de carga de um mancal hidrostático é diretamente proporcional à pressão de alimentação e/ou a área efetiva do mancal;

2 - baixo atrito na partida e na parada, pois as superfícies estão sempre completamente separadas pelo filme de óleo. Sendo assim, o desgaste das superfícies do mancal é mínimo, aumentando sua durabilidade;

3 - alta rigidez, podendo esta atingir valores extremamente altos, aumentando-se a pressão de alimentação, a área efetiva, ou reduzindo-se a folga do mancal. Além disso, a rigidez é máxima a uma excentricidade zero, o que é uma grande vantagem para o motor viscoso de fluxo laminar e conseqüentemente para a máquina-ferramenta de ultra-precisão;

4 - devido as folgas serem relativamente grande, os mancais hidrostáticos possuem efeitos médios, e portanto, os efeitos de pequenas imperfeições dimensionais de manufatura são grandemente reduzidos;

5 - a temperatura permanece aproximadamente constante durante a operação. Portanto, os problemas de expansão térmica são minimizados;

6 - não ocorre o movimento conhecido como "STICK-SLIP", ou seja, movimento à baixas velocidades com trepidação;

7 - boa propriedade de amortecimento. A viscosidade do óleo e a própria geometria do mancal podem proporcionar uma boa estabilidade dinâmica ao mancal.

As desvantagens de um mancal hidrostático são:

1 - o custo de fabricação pode aumentar muito. Pois, quando se deseja uma rigidez alta, as folgas do mancal devem ser muito pequenas para evitar uma vazão excessiva;

2 - apesar de a perda de potência por atrito ser relativamente baixa, o gasto de potência é alto devido à necessidade de um sistema de bombeamento de óleo a altas pressões;

3 - a necessidade de uma quantidade maior de equipamentos acessórios tais como; filtros, reguladores, tubulações, válvulas, reservatório e uma bomba hidráulica aumenta em muito o custo de montagem e manutenção;

4 - a necessidade de um sistema de alimentação "STAND-BY", pois uma falha no sistema de alimentação significa uma falha no mancal.

O principal objetivo destes mancais hidrostáticos é proporcionar ao motor viscoso de fluxo laminar uma alta rigidez tanto na direção radial como na axial e

manter o rotor em uma posição concêntrica no interior da carcaça durante o regime de trabalho. Portanto, o projeto dos mancais hidrostáticos será executado em função de uma rigidez máxima.

A seguir apresenta-se o modelamento teórico do projeto dos mancais hidrostáticos de uma forma resumida, usando as relações que melhor se aplicam ao caso. Um tratamento teórico mais detalhado do projeto e aplicação de mancais hidrostáticos pode ser encontrado nas referências [35,36,37].

4.2 - Mancal Hidrostático Radial

A figura 4.1 mostra o mancal hidrostático radial a ser utilizado no motor viscoso de fluxo laminar, o qual tem como principal objetivo propiciar uma alta rigidez no sentido radial.

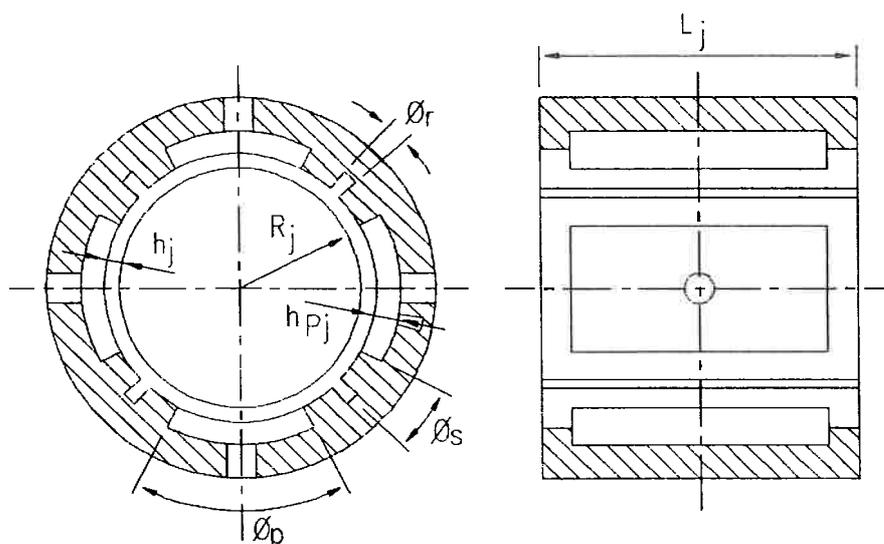


Figura 4.1 - Mancal Hidrostático Radial.

Onde:

R_j - raio do eixo do mancal radial;

L_j - largura axial do mancal radial;

h_j - folga radial do mancal radial;

h_{pj} - profundidade do colchão hidrostático;

ϕ_p - comprimento angular do colchão hidrostático;

ϕ_s - comprimento angular da soleira;

ϕ_r - comprimento angular do rasgo axial.

Observe que o mancal radial hidrostático mostrado na figura 4.1 possui quatro colchões hidrostáticos idênticos e simetricamente distribuídos, intercalados por rasgos de drenagem ao longo de toda a direção axial deste.

Optou-se por quatro colchões hidrostáticos porque, é o número de colchões que aparentemente apresenta um melhor balanço entre as dificuldades de fabricação e uniformidade da capacidade de carga e da rigidez na direção radial. Os rasgos axiais tem o objetivo de diminuir a vazão entre os colchões diminuindo conseqüentemente o efeito hidrodinâmico, o qual tende a deslocar o eixo para uma posição excêntrica, prejudicando o bom funcionamento do motor viscoso de fluxo laminar.

Como as folgas no mancal radial hidrostático são bem menores que o raio deste, pode-se desprezar os efeitos de curvatura e realizar o equacionamento como se fosse um mancal hidrostático plano. A figura 4.2 mostra o mancal desenvolvido sob sua direção circunferencial.

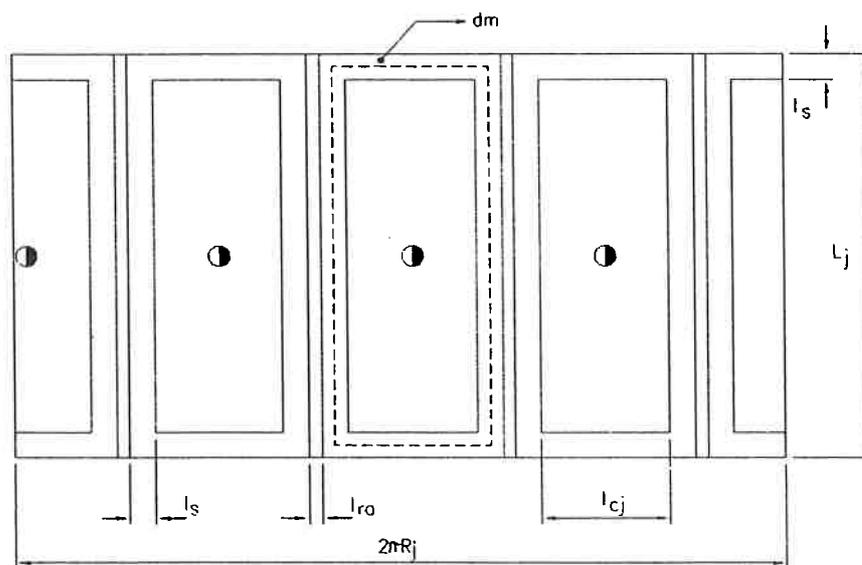


Figura 4.2 - Mancal Hidrostático Radial Desenvolvido.

Onde:

$l_{cj} = R_j \phi_p$ - comprimento circunferencial do colchão hidrostático;

$l_s = R_j \phi_s$ - largura da soleira;

$l_{ra} = R_j \phi_r$ - largura do rasgo axial.

Nos mancais hidrostáticos o fluido de trabalho, normalmente um óleo, é admitido através de um dispositivo externo chamado restritor, o qual garante a pressão no colchão hidrostático. Basicamente, dois tipos de restritores são usados;

o restritor de tubo capilar e o de orifício. O presente trabalho optou por um restritor capilar por ser este um método mais simples de restrição.

De uma forma geral, o restritor capilar nada mais é do que um simples tubo capilar linear de secção transversal circular, o qual oferece uma resistência à entrada do fluido. Considerando que o fluxo através do tubo capilar seja laminar e totalmente desenvolvido, a resistência a passagem do fluido pode ser definida, fazendo-se uma analogia com a lei de Ohm's, através da equação;

$$R e_i = \frac{P_a - P_p}{Q_p} \quad (4.1)$$

Onde:

$R e_i$ - resistência de entrada do fluido através do capilar;

P_a - pressão de alimentação;

P_p - pressão no colchão hidrostático;

Q_p - vazão para o colchão hidrostático.

A vazão através do tubo capilar é dada pela equação de Hagen-Poiseuille conforme a seguir;

$$Q_p = \frac{(P_a - P_p) \pi d_c^4}{128 \mu l_{ct}} \quad (4.2)$$

Onde:

d_c - diâmetro do tubo capilar;

l_{ct} - comprimento do tubo capilar.

A equação de Hagen-Poiseuille é aplicada em tubos com valor alto para a relação, $\frac{l_{ct}}{d_c}$, de modo que os efeitos de entrada e saída sejam desprezíveis.

Valores usuais desta relação ficam em torno de 100, enquanto que, para valores menores que 20 os efeitos de entrada e saída podem envolver erros significativos no cálculo da vazão.

Substituindo-se a equação (4.2) em (4.1) obtém-se;

$$\text{Re}_i = \frac{128 \mu l_{ct}}{\pi d_c^4} \quad (4.3)$$

Após o fluido ser admitido no colchão hidrostático este tende a sair através da pequena folga existente entre a superfície da soleira e a superfície do eixo. A resistência à passagem do fluido através da soleira do colchão hidrostático pode ser definida fazendo-se também uma analogia com a lei de Ohm's, a qual resulta na seguinte equação;

$$\text{Re}_o = \frac{P_p - P_r}{Q_{sj}} \quad (4.4)$$

Onde:

Re_o - resistência de saída do fluido através da soleira;

P_p - pressão no interior do colchão hidrostático;

Q_{sj} - vazão através da soleira do colchão hidrostático.

Considerando nula a vazão líquida através da soleira, devido ao movimento de rotação do eixo, a vazão devido ao gradiente de pressão, através das soleiras dos colchões hidrostáticos dos dois mancais radiais poderá ser facilmente calculada como se o eixo estivesse parado, o que resulta na seguinte equação;

$$Q_{sj} = 8 \frac{d_m h_j^3 (P_p - P_r)}{12 \mu l_s} \quad , \quad (4.5)$$

onde o perímetro do contorno médio da soleira, d_m (figura 4.2), é definido de tal forma que a área da soleira do lado externo ao perímetro seja igual à área da soleira do lado interno resultando assim, na seguinte equação (Slocum [35]);

$$d_m = 2 \sqrt{(l_{cj} + L_j)^2 - 4 l_s (l_{cj} + L_j - 2 l_s)} \quad . \quad (4.6)$$

Substituindo-se a equação (4.5) em (4.4), obtém-se;

$$Re_o = \frac{12 \mu l_s}{d_m h_j^3} \quad . \quad (4.7)$$

Conforme Slocum [35], a vazão através de uma soleira do colchão hidrostático, $Q_{sj}/8$, deve ser de no mínimo duas vezes maior que a vazão devido

ao movimento relativo das superfícies do mancal. E esta pode ser calculada multiplicando-se a velocidade média, $U = \frac{wR_j}{2}$, na secção transversal do escoamento pela área da mesma que, no caso de colchões hidrostáticos longos é aproximadamente igual a $d_m h_j$. Matematicamente, esta condição resulta na equação a seguir;

$$Q_{sj} = 2wR_j d_m h_j \quad . \quad (4.8)$$

Substituindo-se a equação (4.5) para uma única soleira do mancal hidrostático e para $P_r = 0$, em (4.8), obtém-se;

$$w_{max} = \frac{h_j^2 P_p}{12 \mu l_s R_j} \quad , \quad (4.9)$$

onde, w_{max} , é a velocidade de rotação do eixo a partir da qual os efeitos hidrodinâmicos não são mais desprezíveis.

Como a pressão no interior do colchão hidrostático e a rotação do eixo são parâmetros prefixados durante o projeto do mancal, pode-se estabelecer através da equação (4.9) a seguinte condição;

$$\frac{\mu R_j l_s}{h_j^2} \leq \frac{P_p}{12 w} \quad . \quad (4.10)$$

A pressão no interior do colchão hidrostático é determinada admitindo-se a condição de regime permanente, onde a vazão para o interior do mancal através

do tubo capilar, Q_p , é igual à vazão para fora do mancal através da soleira, Q_r .

Assim, das equações (4.1), (4.4) e sendo que $P_r = 0$, obtém-se;

$$\frac{P_a - P_p}{Re_i} = \frac{P_p}{Re_o} \quad (4.11)$$

Definindo-se o parâmetro adimensional, $\beta = \frac{Re_i}{Re_o}$, e rescrevendo-se a equação (4.11), obtém-se;

$$P_p = \frac{P_a}{1 + \beta} \quad (4.12)$$

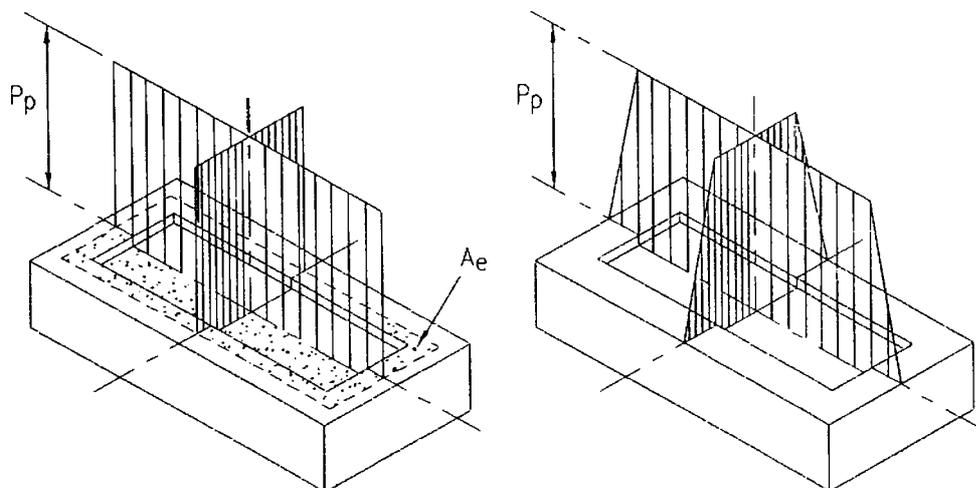
A capacidade de carga, W , de um colchão hidrostático é dada pela equação a seguir;

$$W = A_e P_p \quad (4.13)$$

ou

$$W = A_e \frac{P_a}{1 + \beta} \quad (4.14)$$

onde, a área efetiva, A_e , é um valor representativo e está entre o valor das áreas projetadas pelas fronteiras interna e externa da soleira, conforme mostrado na figura 4.3a. Isto ocorre porque a distribuição de pressão possui um valor constante no interior do colchão hidrostático e na soleira esta decresce linearmente de P_p a P_r , conforme mostrado na figura 4.3b.



(a) - distribuição admitida

(b) - distribuição real

Figura 4.3 - Distribuição de Pressão em um Colchão Hidrostático.

Segundo Slocum [35], a área efetiva de um colchão hidrostático pode ser calculada pela equação a seguir;

$$A_e = \left\{ 2R_j(L_j - l_s) + \frac{4}{3}l_s^2 + (L_j - 2l_s)l_s \right\} \sin\left(\frac{\phi_p}{2}\right) \quad (4.15)$$

Conhecida a expressão da capacidade de carga, pode-se então determinar a rigidez do mancal, a qual é dada pela taxa de variação da capacidade de carga com relação a variação da folga radial, h_j , ou seja;

$$S = -\frac{dW}{dh_j} \quad (4.16)$$

O sinal negativo na equação (4.16) denota que um aumento na carga aplicada no mancal produz um decréscimo na folga e vice-versa.

Sabe-se que a rigidez líquida de um par de colchões hidrostáticos opostos é a soma numérica da rigidez dos colchões individuais. Levando-se em conta essa consideração e substituindo-se a equação (4.14) em (4.16), obtém-se;

$$S = -2 A_e P_a \frac{d}{dh_j} \left(\frac{1}{1 + \beta} \right) \quad , \quad (4.17a)$$

ou

$$S = 2 A_e P_a \frac{1}{(1 + \beta)} \frac{d\beta}{dh_j} \quad . \quad (4.17b)$$

Da definição do parâmetro adimensional, β , tem-se;

$$\frac{dh_j}{d\beta} = \text{Re}_i \frac{d}{dh_j} \left(\frac{d_m h_j^3}{12 \mu l_s} \right) \quad , \quad (4.18a)$$

ou

$$\frac{d\beta}{dh_j} = \frac{3 \text{Re}_i}{h_j} \frac{d_m h_j^3}{12 \mu l_s} = \frac{3 \beta}{h_j} \quad . \quad (4.18b)$$

Portanto, substituindo-se a equação (4.18b) em (4.17b), a equação da rigidez resulta em;

$$S = \frac{6 A_e P_a}{h_j} \frac{\beta}{(1 + \beta)^2} \quad . \quad (4.19)$$

Mantendo-se a folga radial, h_j , constante, a rigidez torna-se função somente de β , e atingirá um valor máximo quando β tender a 1, ou seja, a rigidez máxima, S_{jmax} , de um mancal radial hidrostático com restritor capilar é dada pela equação a seguir;

$$S_{jmax} = \lim_{\beta \rightarrow 1} S = \frac{3 A_e P_a}{2 h_j} \quad (4.20)$$

Como a pressão de alimentação, P_a , e a rigidez máxima, S_{jmax} , são parâmetros prefixados durante o projeto, pode-se estabelecer através da equação (4.20) a seguinte condição;

$$\frac{A_{ej}}{h_j} = \frac{2}{3} \frac{S_{jmax}}{P_a} \quad (4.21)$$

Na condição de rigidez máxima o parâmetro adimensional β tende a 1, ou seja, as resistências de entrada e saída são iguais, resultando em;

$$\frac{l_{ct}}{d_c^4} = \frac{3\pi}{64} \frac{l_s}{d_m h_j^3} \quad (4.22)$$

Conforme citado anteriormente, $\frac{l_{ct}}{d_c} = 100$, é um valor usual para a relação entre o comprimento e o diâmetro do restritor de tubo capilar. Admitindo-se então este valor na equação (4.22), pode-se fazer o cálculo do diâmetro do capilar e posteriormente o cálculo do seu comprimento.

Em um mancal hidrostático a perda de potência ocorre devido ao bombeamento e ao atrito viscoso.

A perda de potência devido o bombeamento, Hp_j , em um mancal radial hidrostático esta relacionada com a potência gasta para bombear o óleo para os colchões hidrostáticos e esta é dada por;

$$Hp_j = Q_p P_a \quad . \quad (4.23)$$

Da Lei da continuidade tem-se que; $Q_p = Q_{sj}$, e da equação (4.4), a equação (4.23) resulta em;

$$Hp_j = P_a \frac{P_p}{Re_o} \quad . \quad (4.24)$$

Substituindo a equação (4.12) em (4.24) obtém-se;

$$Hp_j = \frac{P_a^2}{(1 + \beta) Re_o} \quad . \quad (4.25)$$

Como o motor viscoso de fluxo laminar possui dois mancais radiais hidrostáticos, tendo cada mancal quatro colchões hidrostáticos, a perda de potência total no bombeamento resulta em;

$$Hpt_j = \frac{8 P_a^2}{(1 + \beta) Re_o} \quad . \quad (4.26)$$

Note que a perda de potência no bombeamento varia com o quadrado da pressão de alimentação e, portanto, quanto menor esta pressão menor será a perda no bombeamento.

A perda de potência devido as tensões viscosas, ou seja, a perda de potência por atrito viscoso, Hf_j , é dada por;

$$Hf_j = Fa_j w R_j \quad . \quad (4.27)$$

A força de atrito fluido, Fa_j , devido o movimento relativo entre a superfície do eixo e a superfície do mancal, a qual é composta pelas áreas das soleiras, A_{sj} , e das bolsas, A_{pj} , é deduzida através da Lei de Newton para escoamento viscoso;

$$Fa_j = \mu w R_j \left(\frac{A_{sj}}{h_j} + \frac{A_{pj}}{h_{pj}} \right) \quad . \quad (4.28)$$

Substituindo-se a equação (4.28) em (4.27) e considerando que são dois mancais radiais hidrostáticos obtém-se;

$$Hf_j = 2 \mu w^2 R_j^2 \left(\frac{A_{sj}}{h_j} + \frac{A_{pj}}{h_{pj}} \right) \quad . \quad (4.29)$$

As áreas das soleiras e dos colchões hidrostáticos, mostrados na figura 4.2, são calculadas conforme as equações a seguir:

$$A_{sj} = 8L_j l_s + 8(l_{cj} - 2l_s)l_s \quad ; \quad (4.30a)$$

$$A_{pj} = 2L_j(\pi R_j - 2l_r) - A_{sj} \quad . \quad (4.30b)$$

Conforme, Shinke e Hornung [38], a equação (4.29) subestima a perda de potência por atrito, por não considerar os efeitos da recirculação no interior dos colchões hidrostáticos. Eles foram os primeiros a analisar tal problema e recomendam que o segundo termo da equação (4.29) seja multiplicado pelo fator quatro, ou seja;

$$Hf_j = 2\mu w^2 R_j^2 \left(\frac{A_{sj}}{h_j} + 4 \frac{A_{pj}}{h_{pj}} \right) \quad . \quad (4.31)$$

É recomendado por [38], que a profundidade do colchão hidrostático seja especificada de forma que proporcione uma pequena variação de pressão em seu interior, evite um escoamento turbulento e facilite a sua manufatura, ou seja, que esta seja especificada entre os seguintes limites: $20h_j < h_{pj} < 178h_j$. O presente trabalho adotou como conveniente a relação, $h_{pj} = 60h_j$, assim, a equação (4.31) resulta em;

$$Hf_j = \frac{2\mu w^2 R_j^2}{h_j} \left(A_{sj} + \frac{4}{60} A_{pj} \right) \quad . \quad (4.32)$$

A área de atrito do mancal é definida por;

$$Af_j = A_{sj} + \frac{4}{60} A_{pj} \quad (4.33)$$

Assim, a perda de potência por atrito em um mancal radial hidrostático resulta em;

$$Hf_j = \frac{2\mu\omega^2 R_j^2}{h_j} Af_j \quad (4.34)$$

Portanto, a perda de potência total no mancal radial hidrostático é a soma da potência gasta no bombeamento e da perda de potência por atrito, ou seja;

$$H_j = Hp_j + Hf_j \quad (4.35)$$

A elevação de temperatura, ΔT_j , no mancal hidrostático radial pode ser obtida fazendo-se um balanço de energia no mancal, resultando em;

$$\Delta T_j = \frac{Hf_j}{Q_p \rho C_p} \quad (4.36)$$

4.3 - Mancal Hidrostático Axial

A figura 4.4 mostra o mancal hidrostático axial, provido de um colchão hidrostático circular e bolsa anular, utilizado no motor viscoso de fluxo laminar, o qual tem como objetivo principal propiciar uma alta rigidez no sentido axial.

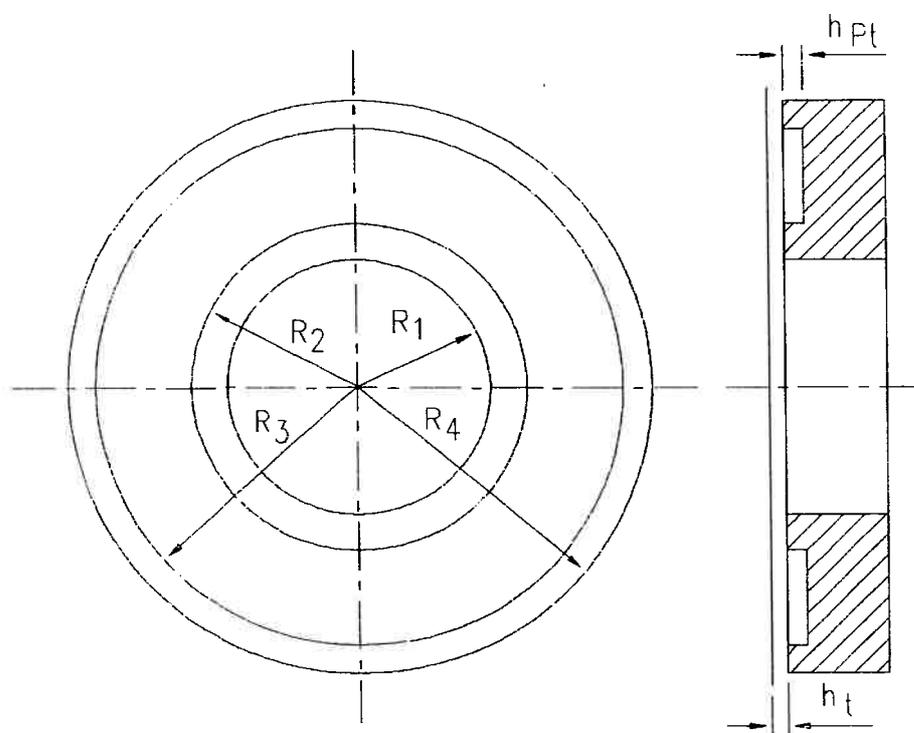


Figura 4.4 - Mancal Hidrostático Axial, com Colchão Circular e Bolsa Anular.

Onde:

R_1 - raio interno do colchão hidrostático;

R_2 - raio interno da bolsa anular;

R_3 - raio externo da bolsa anular;

R_4 - raio externo do colchão hidrostático;

h_t - folga axial entre o eixo e a soleira;

h_{pt} - profundidade da bolsa.

Da mesma forma que no mancal radial hidrostático, no mancal axial hidrostático o óleo é admitido através de um restritor de tubo capilar e deixa o mancal através da folga entre a soleira e o eixo .

O tubo capilar utilizado no mancal axial hidrostático tem as mesmas dimensões do capilar utilizado no mancal radial e a pressão de alimentação, P_a , também é a mesma. Portanto, a pressão no interior da bolsa anular circular é a mesma que no mancal radial, ou seja, P_p , assim, a resistência de entrada do fluido através do tubo capilar e a vazão através deste será dada respectivamente pelas equações (4.1) e (4.2).

A resistência total, Re_o , de saída do fluido através da folga entre a soleira e o eixo é composta pela resistência devido a soleira interna, Re_{o1} , e pela resistência devido a soleira externa, Re_{o2} , as quais comportam como duas resistências em paralelo. A resistência equivalente é dadapor;

$$Re_o = \frac{1}{\frac{1}{Re_{o1}} + \frac{1}{Re_{o2}}} = \frac{Re_{o1} Re_{o2}}{Re_{o1} + Re_{o2}} \quad (4.37)$$

Onde as resistências Re_{o1} e Re_{o2} são dadas respectivamente pelas seguintes equações;

$$Re_{o1} = \frac{P_p}{Q_{s1}} \quad , \quad (4.38a)$$

$$\text{Re}_{o2} = \frac{P_p}{Q_{s2}} \quad . \quad (4.38b)$$

As equações da vazão através da soleira interna, Q_{s1} , e da vazão através da soleira externa, Q_{s2} , são facilmente deduzidas através das equações de Navier-Stokes na forma polar e da equação de definição de vazão [05], as quais são dadas por;

$$Q_{s1} = \frac{\pi h_i^3 P_p}{6 \mu L n \left(\frac{R_2}{R_1} \right)} \quad , \quad (4.39a)$$

$$Q_{s2} = \frac{\pi h_i^3 P_p}{6 \mu L n \left(\frac{R_4}{R_3} \right)} \quad . \quad (4.39b)$$

Portanto, das equações (4.38) e (4.39) a resistência total de saída, representada pela equação (4.37), resulta em;

$$\text{Re}_o = \frac{6 \mu}{\pi h_i^3} \frac{L n \left(\frac{R_2}{R_1} \right) L n \left(\frac{R_4}{R_3} \right)}{\left[L n \left(\frac{R_2}{R_1} \right) + L n \left(\frac{R_4}{R_3} \right) \right]} \quad . \quad (4.40)$$

Das equações (4.39a), (4.39b) e considerando que são dois os mancais axiais, obtém-se a vazão total através da soleira;

$$Q_{ax} = \frac{\pi h_t^3 P_p}{3 \mu} \left[\frac{Ln\left(\frac{R_4}{R_3}\right) + Ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right)}{Ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right) Ln\left(\frac{R_4}{R_3}\right)} \right] \quad (4.41)$$

Segundo o mesmo raciocínio usado para o mancal radial, ou seja, o raciocínio estabelecido pelas equações (4.11) a (4.21), obtém-se para o mancal axial a seguinte condição;

$$\frac{A_{et}}{h_t} = \frac{2 S_{imax}}{3 P_a} \quad (4.42)$$

Onde:

A_{et} - área efetiva do colchão hidrostático do mancal axial,

S_{imax} - rigidez máxima do mancal axial.

A área efetiva do mancal axial com colchão hidrostático circular e bolsa anular, A_{et} , pode ser calculada, segundo Stansfield [36], pela seguinte equação;

$$A_{et} = \pi \left[\frac{R_4^2 - R_3^2}{2 Ln\left(\frac{R_4}{R_3}\right)} + \frac{R_2^2 - R_1^2}{2 Ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right)} - (R_1^2 + R_2^2) \right] \quad (4.43)$$

Da mesma forma que no mancal radial, no mancal axial a condição de rigidez máxima ocorre quando o parâmetro adimensional, β , tende a 1, ou seja, quando as resistências de entrada e saída são iguais, o que resulta em;

$$\frac{l_c}{d_c^4} = \frac{3}{64h_t^3} \frac{\operatorname{Ln}\left(\frac{R_2}{R_1}\right) \operatorname{Ln}\left(\frac{R_4}{R_3}\right)}{\left[\operatorname{Ln}\left(\frac{R_2}{R_1}\right) + \operatorname{Ln}\left(\frac{R_4}{R_3}\right) \right]} \quad (4.44)$$

Analogamente ao mancal radial, equação (4.25), a perda de potência total devido ao bombeamento para os dois mancais axiais é dada por;

$$Hp_t = \frac{2P_a^2}{(1 + \beta) \operatorname{Re}_o} \quad (4.45)$$

A perda de potência devido ao atrito fluido em um elemento anular infinitesimal de raio, r , de largura, dr , é dada por;

$$dHf_t = dFa_t w r \quad (4.46)$$

Da Lei de Newton para escoamento viscoso, a força de atrito no elemento anular infinitesimal, o qual possui uma área igual a $2\pi r dr$, resulta em;

$$dFa_t = \frac{2\pi\mu w}{h_t} r^2 dr \quad (4.47)$$

onde, h_t , é a espessura do filme fluido. Sendo que, $h_t = h_{ts}$, na região das soleiras interna e externa e, $h_t = h_{tp}$, na região do colchão hidrostático.

Substituindo-se a equação (4.47) em (4.46) obtém-se;

$$dHf_t = \frac{2\pi\mu w^2}{h_t} r^3 dr \quad (4.48)$$

A perda de potência devido o atrito fluido na região da soleira interna é obtida integrando-se a equação (4.48), conforme a seguir;

$$Hf_{t1} = \frac{2 \pi \mu w^2}{h_t} \int_{R_1}^{R_2} r^3 dr \quad (4.49)$$

Resolvendo-se a integração acima, obtém-se;

$$Hf_{t1} = \frac{\pi \mu w^2}{2 h_t} (R_2^4 - R_1^4) \quad (4.50)$$

Analogamente à equação (4.50), as perdas de potência devido ao atrito fluido nas regiões da bolsa e da soleira externa são dadas respectivamente pelas equações a seguir:

$$Hf_{t2} = \frac{\pi \mu w^2}{2 h_{pt}} (R_3^4 - R_2^4) \quad ; \quad (4.51)$$

$$Hf_{t3} = \frac{\pi \mu w^2}{2 h_t} (R_4^4 - R_3^4) \quad (4.52)$$

Observe que, da mesma forma que no mancal radial, a profundidade do colchão hidrostático axial é $h_{pt} = 60h_t$.

Assim, a perda de potência devido ao atrito fluido nos dois mancais hidrostáticos axiais, resulta em;

$$Hf_t = 2(Hf_{t1} + Hf_{t2} + Hf_{t3}) \quad (4.53)$$

ou seja,

$$Hf_t = \frac{\pi\mu w^2}{h_t} \left[(R_2^4 - R_1^4) + (R_4^4 - R_3^4) \right] + \frac{\pi\mu w^2}{h_{pt}} (R_3^4 - R_2^4). \quad (4.54)$$

Portanto, a perda de potência total no mancal hidrostático axial, H_t , é dada pela soma da potência gasta no bombeamento, H_{p_t} , e a perda de potência por atrito fluido, Hf_t , ou seja;

$$H_t = H_{p_t} + Hf_t \quad (4.55)$$

Analogamente ao mancal radial, a elevação de temperatura, ΔT_t , no mancal axial hidrostático é dada por;

$$\Delta T_t = \frac{Hf_t}{Q_{p_t} \rho C p} \quad (4.56)$$

4.4 - Especificação dos Parâmetros Independentes

Como se pode-se observar durante o desenvolvimento teórico, os mancais hidrostáticos possuem um grande número de parâmetros independentes, os quais são previamente especificados pelo projetista. Estes parâmetros influenciam na performance do mancal, o qual deverá satisfazer a uma dada necessidade.

Os parâmetros independentes de projeto de um mancal radial hidrostático são constituídos de sete parâmetros geométricos e dois parâmetros físicos, a saber:

- - número de colchões hidrostático, N_j ;
- raio do mancal, R_j ;
- largura axial do mancal, L_j ;
- largura axial da soleira, l_s ;
- comprimento circunferencial da soleira, l_c ;
- folga radial da soleira do mancal, h_j ;
- profundidade do colchão hidrostático, h_{pj} ;
- pressão do óleo de alimentação, P_a ;
- viscosidade do óleo, μ .

Estes parâmetros independentes devem ser especificados em função do comportamento desejado para os seguintes parâmetros resultantes:

- rigidez radial, S ;
- perda de potência por atrito, Hf_j ;
- perda de potência por bombeamento, Hp_j ;
- vazão através da soleira, Q_{sj} .

A especificação destes parâmetros geométricos e físicos será discutida a seguir para o caso de um mancal radial, e para o caso de um mancal axial um procedimento similar poderá ser feito.

a - Número de Colchões Hidrostáticos

O número mínimo de colchões hidrostáticos para suportar uma carga radial é três colchões. Mas, quando se usam três colchões hidrostáticos a rigidez do mancal, com relação às cargas radiais, varia consideravelmente com a direção da carga radial. Por outro lado, um mancal hidrostático com um grande número de colchões é obviamente de fabricação mais difícil e acarreta um grande aumento na perda de potência por atrito nas soleiras. Analisando-se estas considerações, conclui-se que o emprego de quatro colchões hidrostáticos igualmente espaçados apresenta o melhor balanço entre as dificuldades de fabricação e a uniformidade da rigidez do mancal em todas as direções.

b - Raio do Mancal

Pode-se observar através da equação (4.34) que a perda de potência por atrito aumenta com o quadrado do raio do mancal. Portanto, o raio de um mancal hidrostático não deve ser maior que o compatível com a rigidez adequada à aplicação.

c - Largura Axial do Mancal

A largura axial é determinada em função do raio do mancal. Para uma mesma rigidez desejada, um mancal curto é preferível já que a perda de potência por atrito diminui com a relação, L_j / R_j . Para uma capacidade de carga particular,

um mancal longo é preferível pois, a vazão axial de óleo diminui com o aumento da relação, L_j / R_j .

d - Largura Axial da Soleira

A largura axial da soleira deve ser suficiente para evitar uma vazão axial excessiva; porém, não deve ser muito grande, pois isto causa um aumento na perda de potência por atrito.

e - Comprimento Circunferencial da Soleira

O comprimento circunferencial da soleira deve ser suficiente para evitar uma vazão excessiva, pois um aumento de vazão causa uma decréscimo na rigidez do mancal. Porém, não pode ser muito grande, já que isto diminui a capacidade de carga do mancal e aumenta a perda de potência por atrito.

f - Folga Radial das soleiras do Mancal

Para especificar a folga radial das soleiras, deve-se levar em consideração vários fatores. No caso específico do motor viscoso de fluxo laminar, a rigidez é um fator muito importante, e esta é inversamente proporcional à folga. Porém, pequenos valores de folga aumentam as dificuldades de fabricação e exigem maiores cuidados com as deformações térmicas. Conforme Rowe e O'donoghue [37], desprezando-se a perda de potência por atrito no interior do colchão

hidrostático, a folga pode ser determinada otimizando-se a perda de potência, e o seu valor ótimo ocorre quando a perda de potência por atrito for três vezes maior que a perda de potência por vazamento. É importante observar que esse critério foi usado no presente trabalho durante o processo de otimização.

g - Profundidade do Colchão Hidrostático

Para que a pressão seja igualmente distribuída e o escoamento não seja turbulento no colchão hidrostático, a profundidade deste deve estar dentro dos seguintes limites, $20h_j < h_{pj} < 178h_j$. Conforme, Shinkle e Horniug [38], o critério de Taylors estabelece que a profundidade do colchão hidrostático pode ser determinada através da equação a seguir;

$$2\pi R_j w h_{pj} \frac{\rho}{\mu} = 41.1 \sqrt{\frac{R_j}{h_{pj}}} \quad (4.57)$$

h - Pressão do Óleo de Alimentação

A pressão do óleo de alimentação deve ser a mais alta possível. Pois, para uma mesma área do mancal, um aumento na pressão de alimentação aumenta a rigidez do mancal e para uma mesma rigidez ou capacidade de carga desejada, um aumento na pressão de alimentação requer um mancal menor, o que é preferível. Porém, deve-se levar em consideração que a elevação de temperatura é proporcional a pressão de alimentação, conforme pode ser visto através das equações (4.1) e (4.36).

i - Viscosidade do Óleo

A perda de potência total é dada pela perda por vazamento, a qual é inversamente proporcional à viscosidade mais a perda por atrito, a qual é proporcional a viscosidade, o que pode ser visto nas respectivas equações (4.25) e (4.34). O valor ótimo da viscosidade do óleo pode ser determinado otimizando-se a perda de potência total com relação a viscosidade. Conforme Rowe e O'donoghue [38], isto é obtido desprezando-se a perda de potência por atrito no interior do colchão hidrostático e chega-se a um valor ótimo para a viscosidade quando a perda de potência por vazamento for igual a perda de potência por atrito.

CAPÍTULO 5

RESULTADOS

5.1 - Introdução

Este capítulo apresenta inicialmente um balanço global de energia no motor viscoso de fluxo laminar possibilitando, assim, a determinação de seu rendimento teórico global.

Em seguida, apresenta-se uma definição das restrições de projeto, fabricação e aplicação do motor viscoso de fluxo laminar, as quais estão relacionadas com alguns parâmetros independentes e resultantes envolvidos na solução do problema. De posse destas restrições, faz-se o dimensionamento propriamente dito do motor viscoso de fluxo laminar. Para tal, utilizou-se da ferramenta SOLVER, que pertence ao software Microsoft Excel 7, a qual possibilita a otimização de problemas de engenharia.

Finalmente, o presente capítulo apresenta os resultados do processo de otimização, onde simulou-se a performance do motor viscoso de fluxo laminar operando com fluido Newtoniano e magnetoreológico.

Os resultados obtidos foram colocados em tabelas que possibilitem uma análise preditiva do comportamento operacional destes motores e uma análise do grau de dependência das variáveis envolvidas no problema.

5.2 - Balanço Global de Energia

Um parâmetro muito importante para a especificação da instalação de bombeamento e para o dimensionamento do reservatório de óleo é a vazão total, Q_t , imposta ao motor viscoso de fluxo laminar. Esta vazão é calculada somando-se as vazões parciais absolutas de cada região do rotor e mancais hidrostáticos, as quais são dadas respectivamente pelas equações (3.27), (3.58), (3.78), (3.127), (3.156), (3.171), (4.5), (4.41) resultando em;

$$Q_t = Q_{t_1} + Q_{t_2} + Q_{t_3} + Q_{t_4} + Q_{t_5} + Q_{t_6} + Q_{sj} + Q_{st} \quad . \quad (5.1)$$

Um outro parâmetro muito importante para a avaliação do rendimento teórico global do motor viscoso de fluxo laminar é a potência total fornecida pela instalação de bombeamento, H_i . Esta potência é calculada somando-se as potências parciais absolutas fornecidas a cada região do motor, as quais são dadas respectivamente pelas equações (3.38), (3.46), (3.68), (3.73), (3.80), (3.83), (3.128), (3.157), (3.172), (4.26), (4.45) resultando em;

$$H_i = H_1 + H_{f_1} + H_2 + H_{f_2} + H_3 + H_{f_3} + H_{p_4} + H_{p_5} + H_{p_6} + H_{pt_j} + H_{p_t} \quad . \quad (5.2)$$

Parte da potência fornecida pela instalação de bombeamento é transformada no rotor do motor viscoso de fluxo laminar em potência de eixo, H_e . Esta potência é calculada somando-se as potências parciais fornecidas ao rotor, as quais são dadas respectivamente pelas equações (3.28), (3.68), (3.80) resultando em;

$$H_e = H_1 + H_2 + H_3 \quad . \quad (5.3)$$

A transformação de energia no rotor e o funcionamento do motor viscoso de fluxo laminar envolvem perdas por atrito viscoso, as quais são dissipadas em forma de calor e, portanto, o seu conhecimento é muito importante para a avaliação das condições térmicas do motor viscoso de fluxo laminar e de seu rendimento teórico global. A perda total por atrito viscoso, H_f , é calculada somando-se as perdas parciais absolutas em cada região do motor, as quais são dadas respectivamente pelas equações (3.46), (3.73), (3.83), (3.141), (3.163), (3.173), (3.34), (4.54) resultando em;

$$H_f = H_{f_1} + H_{f_2} + H_{f_3} + H_{ft_4} + H_{ft_5} + H_{ft_6} + H_{f_j} + H_{f_l} \quad . \quad (5.4)$$

Uma outra fonte de perda de energia inerente ao funcionamento do motor do motor viscoso de fluxo laminar são os vazamentos. A perda de potência total por vazamento, H_p , é calculada somando-se as perdas parciais absolutas em cada região do motor, as quais são dadas respectivamente pelas equações (3.128), (3.157), (3.172), (4.26), (4.45) resultando em;

$$H_p = H_{p_4} + H_{p_5} + H_{p_6} + H_{p_{t_j}} + H_{p_i} \quad . \quad (5.5)$$

Finalmente, pode-se avaliar a potência de saída, H_o , do motor viscoso de fluxo laminar, a qual é dada por;

$$H_o = H_i - (H_f + H_p) \quad . \quad (5.6)$$

Portanto, o rendimento teórico global, η , do motor viscoso de fluxo laminar é dado por;

$$\eta = \frac{H_o}{H_i} \quad . \quad (5.7)$$

5.3 - Definição das Restrições

As dimensões do motor viscoso de fluxo laminar, ou seja, a potência do motor dependerá muito da aplicação deste. A princípio, o motor viscoso de fluxo laminar projetado no presente trabalho será aplicado na usinagem de ultra precisão, o que naturalmente impõe algumas restrições.

Na região interna da fenda, um dos fatores mais importantes é a largura, b , da fenda. No caso do motor operar com um fluido Newtoniano sabe-se que quanto menor for a largura da fenda maior será o rendimento do motor; entretanto, este parâmetro está atrelado a outros fatores, tais como fabricação, montagem e disponibilidade de materiais para a lâmina, a qual será inserida no

interior da fenda. No caso do motor operar com fluido magnetoreológico, a largura da fenda poderá ter maiores dimensões, neste caso a largura da fenda estará limitada pela capacidade de formação do “plug flow”, o qual está relacionado com a resistência ao cisalhamento desenvolvida no fluido, $\tau_{Y(\text{campo})}$, ou seja, com a intensidade do campo magnético aplicado. Portanto, devido ao grau de influência da largura da fenda na performance do motor viscoso de fluxo laminar, estabeleceu-se uma faixa de valores de largura da fenda através da seguinte restrição; $0,5 \leq b \leq 1,5 \text{ mm}$.

Outro parâmetro importante a ser considerado é a viscosidade do fluido. No caso do motor operando com fluido Newtoniano, sabe-se que quanto maior a viscosidade maior será o rendimento do motor; entretanto, este parâmetro está diretamente ligado às perdas por atrito na bomba hidráulica, nos mancais hidrostáticos e em determinadas regiões do rotor. Portanto, estabeleceu-se como valores razoáveis de viscosidade absoluta a faixa, $0,05 \text{ Pa.s} \leq \mu \leq 0,10 \text{ Pa.s}$. No caso de um motor com fluido magnetoreológico a viscosidade absoluta está atrelada à disponibilidade do fluido no mercado, $\mu = 0,210 \text{ Pa.s}$.

Um parâmetro muito importante na formulação do modelo teórico é a altura da fenda, h , pois esta deve ser muito maior que a largura da fenda; permitindo assim a ocorrência de escoamento unidirecional; entretanto, a altura da fenda está diretamente ligada ao raio interno e externo do rotor, que também

são limitados por critérios de fabricação e aplicação. Portanto, estabeleceu-se a seguinte restrição; $10b \leq h \leq 20b$.

O raio interno do rotor, R_i , foi estabelecido em função do maior raio do mancal axial e o raio externo do rotor, R_e , foi estabelecido em função da aplicação, ou seja, $R_i \geq 45 \text{ mm}$ e $R_e \leq 70 \text{ mm}$.

Outro parâmetro a ser estabelecido e de grande importância no dimensionamento do motor viscoso de fluxo laminar é a potência hidráulica a ser transformada em potência de eixo no interior da fenda, pois esta é a principal região de transformação de energia. Este parâmetro está diretamente ligado à potência de alimentação da bomba hidráulica e à potência de saída necessária à aplicação do motor viscoso de fluxo laminar. Sendo esta potência um parâmetro resultante do produto da vazão, Qt_1 , pelo gradiente de pressão, Δp , entre a entrada e a saída do motor, e baseando-se nos modelos de bombas hidráulicas de deslocamento positivo disponíveis no mercado e adequadas ao projeto, estabeleceu-se o seguinte critério; $Qt_1 \leq 0.003 \text{ m}^3 / \text{s}$ para o motor operando com fluido Newtoniano e $Qt_1 \leq 0.001 \text{ m}^3 / \text{s}$ para o motor operando com fluido magnetoreológico.

Um outro parâmetro ligado à aplicação do motor de fluxo laminar e de grande influência no rendimento global deste é a rotação. Todavia, o valor

estabelecido para este parâmetro deve satisfazer às exigências do processo de usinagem de ultra precisão, ou seja, $w \geq 900rpm$.

O número de fendas também é um parâmetro muito importante no dimensionamento do motor, pois este está relacionado à vazão, à potência de entrada e saída, às perdas de potência nas regiões da lâmina e, principalmente, à complexidade de se garantir a precisão e as tolerâncias após a fabricação e a montagem do motor viscoso de fluxo laminar. Portanto, estabeleceu-se como satisfatória $N \leq 40$ fendas.

No caso do motor viscoso de fluxo laminar operando com fluido magnetoreológico, os discos e as lâminas serão feitos com ímãs permanentes, os quais funcionarão respectivamente como elementos magnetizadores e desmagnetizadores. Um parâmetro muito importante neste tipo de motor é a resistência ao cisalhamento desenvolvida no fluido devido à presença do campo magnético. Estabeleceu-se portanto, um campo magnético, H , de intensidade igual a 120 KAm^{-1} , o qual desenvolve uma resistência ao cisalhamento da ordem de 50 Kpa no fluido magnetoreológico. Conforme catálogo da VAC/VACUUMSCHMELZE [36], esta intensidade de campo magnético é facilmente obtida utilizando-se materiais magnéticos.

Na região lateral do rotor, a folga entre a carcaça e o rotor deve ser a menor possível, pois esta região de transformação de energia apresenta um baixo

rendimento, 33%. Portanto, quanto menor a energia hidráulica a ser transformada em potência de eixo nesta região maior será o rendimento global do motor.

Assim, estabeleceu-se a seguinte restrição; $0,10 \text{ mm} \leq b_2 \leq 0,60 \text{ mm}$.

Na região externa do rotor a situação é idêntica à região lateral do rotor e, portanto, estabeleceu-se para folga entre o raio externo do rotor e a carcaça do motor a seguinte restrição: $0,10 \text{ mm} \leq h_3 \leq 0,30 \text{ mm}$ e para a largura do disco estabeleceu-se que $0,5 \text{ mm} \leq b_3 \leq 2,5 \text{ mm}$.

Com relação à lâmina, suas dimensões serão definidas em função do limite de resistência do material e dos esforços estáticos aplicados à lâmina. Portanto, estabeleceu-se que $C_s \sigma_{max} < \sigma_e$, onde; $C_s = 2$ e $\sigma_e = 552 \text{ MPa}$, donde $\sigma_{max} < 276 \text{ MPa}$ para o material da lâmina. As dimensões da lâmina, a_0 , a_1 , h_l e l , são definidas em função da largura da fenda, da altura da fenda, da mínima perda de potência por atrito e do vazamento na região lateral da lâmina e na região da extremidade da lâmina.

Um parâmetro muito importante para a aplicação do motor viscoso de fluxo laminar na usinagem de ultra precisão é a rigidez da ponta de eixo do motor, tanto na direção radial como na axial; portanto, estabeleceu-se uma rigidez máxima em torno de $S_{max} = 175 \text{ MN/m}$ para os mancais hidrostáticos radiais e axiais.

5.4 - Resultados do Processo de Otimização.

Definidas todas as restrições de projeto, fabricação e aplicação, pode-se iniciar o dimensionamento propriamente dito do motor viscoso de fluxo laminar.

Um dos objetivos do presente trabalho é encontrar uma solução ótima para o problema, ou seja, encontrar um conjunto de parâmetros físicos e geométricos que tornarão máximo o rendimento global do motor viscoso de fluxo laminar. Para tal, utilizou-se da ferramenta SOLVER, que pertence ao software EXCEL 7 da Microsoft.

O processo de otimização tem como objetivo maximizar a utilização ou transformação de energia hidráulica em potência de eixo, bem como minimizar as perdas por atrito e por vazamento presentes no motor. Assim, as regiões do rotor do motor viscoso de fluxo laminar, com escoamento distintos, identificadas durante o desenvolvimento teórico foram otimizadas separadamente, conforme descrito a seguir:

a - região interna da fenda;

É a primeira região do motor de fluxo laminar a ser otimizada, pois é a principal região de transformação de energia hidráulica em potência de eixo. A

função objetivo nesta região é o rendimento teórico da transformação de energia, a qual deve ser maximizada.

b - região lateral do rotor;

Com base nos parâmetros independentes e resultantes definidos na otimização da região interna da fenda, faz-se a otimização da região lateral do rotor. A função objetivo nesta região é a energia hidráulica, $Qt_2\Delta P$, a ser transformada em potência de eixo, a qual deve ser minimizada pois, esta é uma região de baixo rendimento (33%).

c - região externa do rotor;

Com base nos parâmetros independentes e resultantes obtidos pela otimização das regiões anteriores, faz-se a otimização da região externa do rotor. Da mesma forma que na região lateral do rotor esta é uma região de baixo rendimento. Portanto, a energia hidráulica, $Q_3\Delta P$, a ser transformada em potência de eixo deve ser minimizada.

d - região lateral da lâmina;

Com base nos parâmetros independentes e resultantes obtidos pela otimização das regiões anteriores, faz-se a otimização da região lateral da lâmina.

Esta região do escoamento é considerada estritamente como uma região de perda de potência por atrito e vazamento. Portanto, a função objetivo nesta região é a perda total de potência, Hft_4 , a qual deve ser minimizada.

e - região da extremidade da lâmina;

Analogamente à região anterior, a função objetivo nesta região é a perda total de potência, Hft_5 , a qual também deve ser minimizada.

f - região externa do disco;

Analogamente à região anterior, a função objetivo nesta região é a perda de potência total, Hft_6 , a qual também deve ser minimizada.

g - Mancais Hidrostáticos;

Com relação aos mancais radiais e axiais hidrostáticos, estes foram otimizados para uma pressão de operação distinta da pressão no rotor do motor viscoso de fluxo laminar. Isso foi necessário devido à condição de rigidez dos mancais, imposta pela aplicação do motor na usinagem de ultra precisão.

Os mancais são regiões estritamente de perdas de potência por atrito e vazamento, portanto, as funções objetivos dos mancais radial e axial são suas respectivas perdas de potência H_r e H_a , as quais devem ser minimizadas.

O procedimento descrito anteriormente é adotado tanto para o motor viscoso de fluxo laminar operando com fluido Newtoniano como para o motor operando com fluido magnetoreológico.

5.4.1 - Otimização do Motor Operando com Fluido Newtoniano

Sendo a largura da fenda, b , um parâmetro independente de grande influência no dimensionamento e performance do motor viscoso de fluxo laminar foram analisadas três larguras de fenda distintas. Para o caso do motor operando com fluido Newtoniano, foram analisadas: $b = 0,5$ mm; $0,75$ mm; $b = 1,00$ mm.

As tabelas 5.1 a 5.6 apresentam as planilhas de otimização do motor viscoso de fluxo laminar operando com fluido Newtoniano e com $b = 0,5$ mm. Estas tabelas contêm os parâmetros independentes e resultantes obtidos pelo processo de otimização de cada região do motor.

Pode-se observar na tabela 5.1 que os parâmetros independentes b , w , C_p e ρ são especificados pelo projetista, enquanto que os demais parâmetros

serão estabelecidos pelo processo de otimização desta ou de outra região do motor, com base em alguns critérios de projeto, fabricação e aplicação.

Outra observação importante a ser feita na tabela 5.1, é que todas as restrições foram satisfeitas.

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO NEWTONIANO						
REGIÃO INTERNA DA FENDA						
Parâmetros Independentes	Faixa		Escolha (S.I.)		Escolha	
b	0,00050	0,00050	0,00050	m	0,50	mm
R _e	0,05000	0,07000	0,07000	m	70,00	mm
R _i	0,04500	0,06000	0,06000	m	60,00	mm
μ	0,050	0,100	0,100	Pa.s	0,100	Pa.s
ΔP	1000000	20000000	1,00E+06	Pa	1,00E+06	Pa
w	100	100	100	rad/s	954,93	rpm
N	3	40	39	espaços	39	espaços
C _p	1925	1925	1925	J/KgC	1925	J/KgC
ρ	860	860	860	Kg/m ³	860	Kg/m ³
l	0,001307	0,001307	0,001307	m	1,307	mm
Equações	Parâmetros Resultantes					
pág.26	R	0,06500	m			
pág.26	h	0,01000	m			
pág.28	θ _p	0,02010	rad			
pág.28	θ _e	3,12149	rad			
(3.25)	α ₁	0,15797				
(3.27)	Q _{t1}	0,00294	m ³ /s			
(3.35)	T ₁	25,35000	Nm			
	Q _{t1} *ΔP	2935,44960	Watts	3,93644	cv	
(3.38)	H ₁	2535,00000	Watts	3,39944	cv	
(3.41)	η _{1max}	0,8636		86,36	%	
(3.46)	Hf ₁	400,44960	Watts	0,53700	cv	
(3.47)	ΔT ₁	0,082	°C			
Restrições						
	h _{min}	10b	mm			
	N	inteiro				
	Q _{max}	0,0030	m ³ /s			
	ΔT _{max}	15	°C			

Tabela 5.1 - Resultados Otimizados da Região Interna da Fenda, para $b = 0,5$ mm

Na tabela 5.2, a otimização da região lateral do rotor é feita com base na escolha do parâmetro independente, b_2 , pois, os demais parâmetros já foram definidos na fase de otimização da região interna da fenda.

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO NEWTONIANO					
REGIÃO LATERAL DO ROTOR					
Parâmetros Independentes	Faixa		Escolha (S.I.)	Escolha	
b_2	0,00010	0,00060	0,000514 m	0,514 mm	
Equações	Parâmetros Resultantes				
(3.57)	α_2	0,99999			
(3.58)	Qt_2	0,00009	m^3/s		
(3.66)	T_2	0,00001	Nm		
	$Qt_2 \cdot \Delta P$	89,02146	Watts	0,11938	cv
(3.68)	H_2	0,00066	Watts	0,00000	cv
(3.70)	η_{2max}	0,00001		0,00	%
(3.73)	Hf_2	89,02081	Watts	0,11938	cv
(3.74)	ΔT_2	0,604	$^{\circ}C$		
Restrições					
	α_{2max}	0,99999			
	ΔT_{2max}	15	$^{\circ}C$		

Tabela 5.2 - Resultados Otimizados da Região Lateral do Rotor, para $b = 0,5$ mm

Na tabela 5.3, a otimização da região externa do rotor é feita com base na escolha dos parâmetros independentes h_3 e b_3 , pois os demais parâmetros já foram definidos anteriormente.

Pode-se observar nas tabelas 5.2 e 5.3 que os rendimentos máximos teórico, η_{2max} e η_{3max} são praticamente iguais a zero, o que é preferível, pois estas regiões são de baixo rendimento. É importante também observar, que todas as restrições foram satisfeitas.

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO NEWTONIANO				
REGIÃO EXTERNA DO ROTOR				
Parâmetros Independentes	Faixa		Escolha (S.I.)	Escolha
h_3	0,00010	0,00060	0,000553 m	0,553 mm
b_3	0,00050	0,00250	0,000500 m	0,500 mm
Equações	Parâmetros Resultantes			
(3.85)	L	0,03950	m	
(3.77)	l_3	0,04053	m	
(3.78)	α_3	0,99999		
(3.79)	Q_3	0,00021	m ³ /s	
	T_3	0,00002	Nm	
	$Q_3 \cdot \Delta P$	209,20900	Watts	0,28055 cv
(3.80)	H_3	0,00155	Watts	0,00000 cv
(3.81)	η_{3max}	0,00001		0,00 %
(3.83)	Hf_3	209,20745	Watts	0,28055 cv
(3.84)	Δt_3	0,604	°C	
Restrições				
	α_{3max}	0,99999		
	ΔT_{3max}	15	°C	

Tabela 5.3 - Resultados Otimizados da Região Externa do Rotor, para $b = 0,5$ mm

Na tabela 5.4, a otimização da região lateral da lâmina é feita com base na escolha dos parâmetros independentes b_0 , b_1 , l e C_s , pois os demais parâmetros já foram definidos anteriormente.

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO NEWTONIANO REGIÃO LATERAL DA LÂMINA				
Parâmetros Independentes	Faixa		Escolha (S.I.)	Escolha
b_0	0,00002	0,00020	0,000043 m	0,043 mm
b_1	0,00015	0,00035	0,000150 m	0,150 mm
l	0,000500	0,005000	0,001307 m	1,307 mm
C_s	2,00	5,00	2,00	2,00
	Equações	Parâmetros Resultantes		
	(3.120a)	a_0	0,00041	m
	(3.120b)	a_1	0,00020	m
	(3.86)	h_4	0,00993	m
	(3.87)	h_l	0,01001	m
	(3.121)	σ_{\max}	2,760E+08	N/m ²
	pág.60	m	0,71376	
	(3.127)	Qt_4	-9,093E-05	m ³ /s
	(3.128)	Hp_4	-90,93353	Watts
	(3.141)	Hft_4	-337,78326	Watts
	(3.144)	ΔT_4	2,244	°C
	(3.142)	H_4	428,71680	Watts
	Restrições			
		$C_s \cdot \sigma_{\max}$	5,520E+08	N/m ²
		m_{\max}	0,99999	
		Qt_4	negativa	
		$\Delta T_{4\max}$	15	°C

Tabela 5.4 - Resultados Otimizados da Região Lateral da Lâmina, para

$$b = 0,5 \text{ mm}$$

Na tabela 5.5, a otimização da região da extremidade da lâmina é feita com base na escolha do parâmetro independente h_5 , pois os demais parâmetros já foram definidos anteriormente.

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO NEWTONIANO REGIÃO DA EXTREMIDADE DA LÂMINA				
Parâmetro Independente	Faixa		Escolha (S.I.)	Escolha
h_5	0,000015	0,000500	0,000074 m	0,074 mm
	Equações	Parâmetros Resultantes		
	pág.79	a_m	0,00031	m
	(3.155)	α_5	0,26316	
	(3.156)	Q_{t5}	-1,494E-06	m^3/s
	(3.157)	H_{p5}	-1,49385	Watts
	(3.163)	H_{ft5}	-7,07606	Watts
	(3.166)	ΔT_5	2,861	$^{\circ}C$
	(3.164)	H_5	8,56991	Watts
		Restrições		
		Q_{t5}	negativa	m^3/s
		ΔT_{5max}	15	$^{\circ}C$

Tabela 5.5 - Resultados Otimizados da Região da Extremidade da Lâmina, para

$$b = 0,5 \text{ mm}$$

Na tabela 5.6, a otimização da região externa do disco é feita com base na escolha do parâmetro independente h_6 , pois os demais parâmetros já foram definidos anteriormente.

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO NEWTONIANO				
REGIÃO EXTERNA DO DISCO				
Parâmetros Independentes	Faixa		Escolha (S.I.)	Escolha
h_6	0,000010	0,000150	0,000079 m	0,079 mm
	Equações	Parâmetros Resultantes		
	(3.170)	α_6	0,31421	
	(3.171)	Qt_6	-6,746E-07	m^3/s
	(3.172)	Hp_6	-0,67464	Watts
	(3.173)	Hft_6	-14,56823	Watts
	(3.175)	ΔT_6	13,044	$^{\circ}C$
	(3.174)	H_6	15,24287	Watts
		Restrições		
		Qt_6	negativa	
		ΔT_{6max}	15	$^{\circ}C$

Tabela 5.6 - Resultados Otimizados da Região Externa do Disco, para $b = 0,5$ mm

É importante observar também nas tabelas 5.4, 5.5 e 5.6 que todas as restrições foram satisfeitas.

O procedimento descrito anteriormente é o mesmo para $b = 0,75$ mm e $b = 1,00$ mm.

As tabelas 5.7 a 5.12 apresentam as planilhas de otimização do motor viscoso de fluxo laminar operando com fluido Newtoniano e com $b = 0,75$ mm. Estas tabelas contêm os parâmetros independentes e resultantes obtidos pelo processo de otimização de cada região do motor.

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO NEWTONIANO						
REGIÃO INTERNA DA FENDA						
Parâmetros Independentes	Faixa		Escolha (S.I.)		Escolha	
b	0,00075	0,00075	0,00075	m	0,75	mm
R _c	0,05000	0,07000	0,07000	m	70,00	mm
R _i	0,04500	0,06000	0,06000	m	60,00	mm
μ	0,050	0,100	0,100	Pa.s	0,100	Pa.s
ΔP	1000000	20000000	1,00E+06	Pa	1,00E+06	Pa
w	100	100	100	rad/s	954,93	rpm
N	3	30	22	espaços	22	espaços
C _p	1925	1925	1925	J/KgC	1925	J/KgC
ρ	860	860	860	Kg/m ³	860	Kg/m ³
l	0,001420	0,001420	0,001420	m	1,420	mm
Equações	Parâmetros Resultantes					
pág.26	R	0,06500	m			
pág.26	h	0,01000	m			
pág.28	θ _p	0,02184	rad			
pág.28	θ _c	3,11975	rad			
(3.25)	α ₁	0,35563				
(3.27)	Q _{t1}	0,00291	m ³ /s			
(3.35)	T ₁	21,45000	Nm			
	Q _{t1} *ΔP	2907,81996	Watts	3,89939	cv	
(3.38)	H ₁	2145,00000	Watts	2,87645	cv	
(3.41)	η _{lmax}	0,7377		73,77	%	
(3.46)	H _{f1}	762,81996	Watts	1,02303	cv	
(3.47)	ΔT ₁	0,158	°C			
Restrições						
	h _{min}	10b	mm			
	N	inteiro				
	Q _{max}	0,0030	m ³ /s			
	ΔT _{lmax}	15	°C			

Tabela 5.7 - Resultados Otimizados da Região Interna da Fenda, para

$$b = 0,75 \text{ mm}$$

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO NEWTONIANO REGIÃO LATERAL DO ROTOR					
Parâmetros Independentes	Faixa		Escolha (S.I.)		Escolha
b_2	0,00010	0,00060	0,000513	m	0,513 mm
Equações	Parâmetros Resultantes				
(3.57)	α_2	0,99999	m		
(3.58)	Qt_2	0,00009	m^3/s		
(3.66)	T_2	0,00001	Nm		
	$Qt_2 * \Delta P$	88,99666	Watts	0,11934	cv
(3.68)	H_2	0,00069	Watts	0,00000	cv
(3.70)	η_{2max}	0,00001		0,00	%
(3.73)	Hf_2	88,99597	Watts	0,11934	cv
(3.74)	ΔT_2	0,604	$^{\circ}C$		
	Restrições				
	α_{2max}	0,99999			
	ΔT_{2max}	15	$^{\circ}C$		

Tabela 5.8 - Resultados Otimizados da Região Lateral do Rotor, para

$$b = 0,75 \text{ mm}$$

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO NEWTONIANO REGIÃO EXTERNA DO ROTOR				
Parâmetros Independentes	Faixa		Escolha (S.I.)	Escolha
h_3	0,00010	0,00060	0,00055 m	0,553 mm
b_3	0,00050	0,00250	0,00010 m	0,100 mm
Equações	Parâmetros Resultantes			
(3.85)	L	0,01880	m	
(3.77)	l_3	0,01983	m	
(3.78)	α_3	0,99999		
(3.79)	Q_3	0,00010	m ³ /s	
	T_3	0,00001	Nm	
	$Q_3 \cdot \Delta P$	102,32164	Watts	0,13721 cv
(3.80)	H_3	0,00079	Watts	0,00000 cv
(3.81)	η_{3max}	0,00001		0,00 %
(3.83)	Hf_3	102,32085	Watts	0,13721 cv
(3.84)	ΔT_3	0,604	°C	
	Restrições			
	α_{3max}	0,99999		
	ΔT_{3max}	15	°C	

Tabela 5.9 - Resultados Otimizados da Região Externa do Rotor, para

$$b = 0,75 \text{ mm}$$

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO NEWTONIANO REGIÃO LATERAL DA LÂMINA				
Parâmetros Independentes	Faixa		Escolha (S.I.)	Escolha
b_0	0,00002	0,00020	0,000028 m	0,028 mm
b_1	0,00015	0,00035	0,000252 m	0,252 mm
l	0,000100	0,005000	0,001420 m	1,420 mm
C_s	2,00	5,00	2,00	2,00
	Equações	Parâmetros Resultantes		
	(3.120a)	a_0	0,00069	m
	(3.120b)	a_1	0,00025	m
	(3.86)	h_4	0,00992	m
	(3.87)	h_l	0,01001	m
	(3.121)	σ_{max}	2,760E+08	N/m ²
	pág.60	m	0,89054	
	(3.127)	Qt_4	-3,743E-05	m ³ /s
	(3.128)	Hp_4	-37,42733	Watts
	(3.141)	Hft_4	-186,23750	Watts
	(3.144)	ΔT_4	3,006	°C
	(3.142)	H_4	223,66482	Watts
		Restrições		
		$C_s \cdot \sigma_{max}$	5,520E+08	N/m ²
		m_{max}	0,99999	
		Qt_4	negativa	
		ΔT_{4max}	15	°C

Tabela 5.10 - Resultados Otimizados da Região Lateral da Lâmina, para

$$b = 0,75 \text{ mm}$$

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO NEWTONIANO REGIÃO DA EXTREMIDADE DA LÂMINA				
Parâmetro Independente	Faixa		Escolha (S.I.)	Escolha
h_5	0,000050	0,000200	0,000076 m	0,076 mm
	Equações	Parâmetros Resultantes		
	pág.79	a_m	0,00047	m
	(3.155)	α_5	0,27461	
	(3.156)	Qt_5	-1,097E-06	m ³ /s
	(3.157)	Hp_5	-1,09661	Watts
	(3.163)	Hft_5	-6,53643	Watts
	(3.166)	ΔT_5	3,600	°C
	(3.164)	H_5	7,63304	Watts
		Restrições		
		Qt_5	negativa	
		ΔT_{5max}	15	°C

Tabela 5.11 - Resultados Otimizados da Região da Extremidade da Lâmina, para

$$b = 0,75 \text{ mm}$$

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO NEWTONIANO REGIÃO EXTERNA DO DISCO					
Parâmetros Independentes	Faixa		Escolha (S.I.)		Escolha
h_6	0,000015	0,000150	0,000084	m	0,084 mm
	Equações	Parâmetros Resultantes			
	(3.170)	α_6	0,30240		
	(3.171)	Qt_6	-1,386E-07	m^3/s	
	(3.172)	Hp_6	-0,13855	Watts	
	(3.173)	Hft_6	-1,76418	Watts	
	(3.175)	ΔT_6	7,961	$^{\circ}C$	
	(3.174)	H_6	1,90273	Watts	
		Restrições			
		Qt_6	negativa		
		ΔT_{6max}	15	$^{\circ}C$	

Tabela 5.12 - Resultados Otimizados da Região Externa do Disco, para

$$b = 0,75 \text{ mm}$$

As tabelas 5.13 a 5.18 apresentam as planilhas de otimização do motor viscoso de fluxo laminar operando com fluido Newtoniano e com $b = 1,00$ mm. Estas tabelas contêm os parâmetros independentes e resultantes do processo de otimização de cada região do motor.

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO NEWTONIANO						
REGIÃO INTERNA DA FENDA						
Parâmetros Independentes	Faixa		Escolha (S.I.)		Escolha	
b	0,00100	0,00100	0,00100	m	1,00	mm
R_c	0,05000	0,07000	0,07000	m	70,00	mm
R_i	0,04500	0,06000	0,06000	m	60,00	mm
μ	0,050	0,100	0,100	Pa.s	0,100	Pa.s
ΔP	1000000	20000000	1,00E+06	Pa	1,00E+06	Pa
w	100	100	100	rad/s	954,93	rpm
N	3	30	14	espaços	14	espaços
C_p	1925	1925	1925	J/KgC	1925	J/KgC
ρ	860	860	860	Kg/m ³	860	Kg/m ³
l	0,001493	0,001493	0,001493	m	1,493	mm
Equações	Parâmetros Resultantes					
pág.26	R	0,06500	m			
pág.26	h	0,01000	m			
pág.28	θ_p	0,02297	rad			
pág.28	θ_c	3,11863	rad			
(3.25)	α_1	0,63245				
(3.27)	Q_{t1}	0,00297	m ³ /s			
(3.35)	T_1	18,20000	Nm			
	$Q_{t1} * \Delta P$	2971,06660	Watts	3,98420	cv	
(3.38)	H_1	1820,00000	Watts	2,44062	cv	
(3.41)	η_{1max}	0,6126		61,26	%	
(3.46)	H_{f1}	1151,06660	Watts	1,54358	cv	
(3.47)	ΔT_1	0,234	°C			
Restrições						
	h_{min}	10b	mm			
	N	inteiro				
	Q_{max}	0,0030	m ³ /s			
	ΔT_{1max}	15	°C			

Tabela 5.13 - Resultados Otimizados da Região Interna da Fenda, para

$$b = 1,00 \text{ mm}$$

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO NEWTONIANO REGIÃO LATERAL DO ROTOR					
Parâmetros Independentes	Faixa		Escolha (S.I.)	Escolha	
b_2	0,00010	0,00060	0,000513 m	0,513 mm	
Equações	Parâmetros Resultantes				
(3.57)	α_2	0,99999			
(3.58)	Qt_2	0,00009	m^3/s		
(3.66)	T_2	0,00001	Nm		
	$Qt_2 * \Delta P$	88,98056	Watts	0,11932	cv
(3.68)	H_2	0,00066	Watts	0,00000	cv
(3.70)	η_{2max}	0,00001		0,00	%
(3.73)	Hf_2	88,97990	Watts	0,11932	cv
(3.74)	ΔT_2	0,604	$^{\circ}C$		
Restrições					
	α_{2max}	0,99999			
	ΔT_{2max}	15	$^{\circ}C$		

Tabela 5.14 - Resultados Otimizados da Região Lateral do Rotor, para

$$b = 1,00 \text{ mm}$$

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO NEWTONIANO					
REGIÃO EXTERNA DO ROTOR					
Parâmetros Independentes	Faixa		Escolha (S.I.)		Escolha
h_3	0,00010	0,00060	0,000553	m	0,553 mm
b_3	0,00050	0,00250	0,000100	m	0,100 mm
Equações	Parâmetros Resultantes				
(3.85)	L	0,01550	m		
(3.77)	l_3	0,01653	m		
(3.78)	α_3	0,99999			
(3.79)	Q_3	0,00009	m^3/s		
	T_3	0,00001	Nm		
	$Q_3 \cdot \Delta P$	85,27477	Watts	0,11435	cv
(3.80)	H_3	0,00063	Watts	0,00000	cv
(3.81)	η_{3max}	0,00001		0,00	%
(3.83)	Hf_3	85,27414	Watts	0,11435	cv
(3.84)	Δt_3	0,604	$^{\circ}C$		
Restrições					
	α_{3max}	0,99999			
	ΔT_{3max}	15	$^{\circ}C$		

Tabela 5.15 - Resultados Otimizados da Região Externa do Rotor, para

$$b = 1,00 \text{ mm}$$

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO NEWTONIANO REGIÃO LATERAL DA LÂMINA				
Parâmetros Independentes	Faixa		Escolha (S.I.)	Escolha
b_0	0,00002	0,00020	0,00002 m	0,020 mm
b_1	0,00015	0,00045	0,00036 m	0,362 mm
l	0,001000	0,005000	0,001493 m	1,493 mm
C_s	2,00	5,00	2,00	2,00
	Equações	Parâmetros Resultantes		
	(3.120a)	a_0	0,00096	m
	(3.120b)	a_1	0,00028	m
	(3.86)	h_4	0,00992	m
	(3.87)	h_l	0,01001	m
	(3.121)	σ_{max}	2,760E+08	N/m ²
	pág.60	m	0,94415	
	(3.127)	Qt_4	-1,880E-05	m ³ /s
	(3.128)	Hp_4	-18,80461	Watts
	(3.141)	Hft_4	-111,97451	Watts
	(3.144)	ΔT_4	3,597	°C
	(3.142)	H_4	130,77912	Watts
		Restrições		
		$C_s \cdot \sigma_{max}$	5,520E+08	N/m ²
		m_{max}	0,99999	
		Qt_4	negativa	
		ΔT_{4max}	15	°C

Tabela 5.16 - Resultados Otimizados da Região Lateral da Lâmina, para

$$b = 1,00 \text{ mm}$$

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO NEWTONIANO REGIÃO DA EXTREMIDADE DA LÂMINA				
Parâmetro Independente	Faixa		Escolha (S.I.)	Escolha
h_5	0,000050	0,000200	0,000076 m	0,076 mm
	Equações	Parâmetros Resultantes		
	pág.79	a_m	0,00062	m
	(3.155)	α_5	0,28933	
	(3.156)	Q_{t_5}	-6,285E-07	m ³ /s
	(3.157)	H_{p_5}	-0,68247	Watts
	(3.163)	H_{ft_5}	-5,78532	Watts
	(3.166)	ΔT_5	5,121	°C
	(3.164)	H_5	6,46780	Watts
		Restrições		
		Q_{t_5}	negativa	
		ΔT_{5max}	15	°C

Tabela 5.17 - Resultados Otimizados da Região da Extremidade da Lâmina, para

$$b = 1,00 \text{ mm}$$

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO NEWTONIANO REGIÃO EXTERNA DO DISCO				
Parâmetros Independentes	Faixa		Escolha (S.I.)	Escolha
h_6	0,000015	0,000150	0,000087 m	0,087 mm
	Equações	Parâmetros Resultantes		
	(3.170)	α_6	0,29723	
	(3.171)	Qt_6	-1,110E-07	m ³ /s
	(3.172)	Hp_6	-0,11098	Watts
	(3.173)	Hft_6	-1,18529	Watts
	(3.175)	ΔT_6	6,451	°C
	(3.174)	H_6	1,29626	Watts
	Restrições			
	Qt_6	negativa		
	ΔT_{6max}	15	°C	

Tabela 5.18 - Resultados Otimizados da Região Externa do Disco, para $b = 1,00$ mm

As tabelas 5.19 e 5.20 apresentam respectivamente as planilhas de otimização dos mancais hidrostáticos radiais e axiais do motor. Estas tabelas contêm os parâmetros independentes e resultantes obtidos pelo processo de otimização dos mancais hidrostáticos do motor viscoso de fluxo laminar operando com fluido Newtoniano.

Na tabela 5.19, os parâmetros independentes R_j , S_{jmax} e β são especificados pelo projetista, enquanto que os demais parâmetros independentes são escolhidos pelo processo de otimização, com base em alguns critérios de projeto, fabricação e aplicação.

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO NEWTONIANO MANCAL RADIAL HIDROSTÁTICO					
Parâmetros Independentes	Faixa		Escolha (S.I.)		Escolha
h_j	0,000015	0,000050	0,000026	m	0,026 mm
R_j	0,02540	0,02540	0,0254	m	25,400 mm
P_a	1000000	3500000	3500000	Pa	3,500E+06 Pa
l_s	0,00300	0,00500	0,003	m	3,000 mm
l_{ra}	0,00100	0,00250	0,001008	m	1,008 mm
S_{jmax}	177063600	177063600	177063600	N/m	177063600 N/m
β	1	1	1		1
	Equações	Parâmetros Resultantes			
	(4.21)	A_{ej}	0,00088	m^2	
	pág.91	l_{cj}	0,03889	m	
	(4.15)	L_j	0,06663	m	
	(4.30a)	A_{sj}	0,00239	m^2	
	(4.30b)	A_{pj}	0,00798	m^2	
	(4.33)	A_{fj}	0,00292	m^2	
	(4.61)	d_m	0,19940	m	
	(4.7)	Re_o	1,01753E+12	$Pa/m^3/s$	
	(4.12)	P_p	1,750E+06	Pa	
	(4.5)	Q_{aj}	1,376E-05	m^3/s	
	(4.26)	H_{ptj}	48,15588	Watts	
	(4.34)	H_{fj}	144,46765	Watts	
	(4.36)	ΔT_j	6,342	$^{\circ}C$	
	(4.35)	H_j	192,62354	Watts	
		Restrições			
		ΔT_{jmax}	15	$^{\circ}C$	

Tabela 5.19 - Resultados Otimizados do Mancal Radial Hidrostático, para o Motor Operando com Fluido Newtoniano

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO NEWTONIANO MANCAL AXIAL HIDROSTÁTICO					
Parâmetros Independentes	Faixa		Escolha (S.I.)		Escolha
h_t	0,000025	0,000050	0,000035	m	0,035 mm
R_1	0,02600	0,02600	0,02600	m	26,000 mm
R_2	0,02900	0,02900	0,02900	m	29,000 mm
R_3	0,03900	0,03900	0,03900	m	39,000 mm
R_4	0,04200	0,04200	0,04200	m	42,000 mm
P_a	3500000	3500000	3500000	Pa	3,500E+06 Pa
S_{tmax}	177063600	177063600	177063600	N/m	177063600 N/m
β	1	1	1		1
	Equações	Parâmetros Resultantes			
	(4.42)	A_{ct}	0,00119	m^2	
	(4.40)	Re_o	1,91924E+11	$Pa/m^3/s$	
	(4.12)	P_p	1,750E+06	Pa	
	(4.41)	Q_{st}	1,824E-05	m^3/s	
	(4.45)	H_{p_t}	31,91371	Watts	
	(4.50)	H_{f_1}	11,14286	Watts	
	(4.51)	H_{f_2}	1,19169	Watts	
	(4.52)	H_{f_3}	35,53602	Watts	
	(4.54)	H_{f_4}	95,74114	Watts	
	(4.56)	ΔT_t	3,171	$^{\circ}C$	
	(4.55)	H_t	127,65486	Watts	
		Restrições			
		ΔT_{tmax}	15	$^{\circ}C$	

Tabela 5.20 - Resultados Otimizados do Mancal Axial Hidrostático, para o Motor Operando com Fluido Newtoniano

Na tabela 5.20, os parâmetros independentes R_1 , R_2 , R_3 , R_4 , S_{tmax} e β são especificados pelo projetista. O parâmetro independente, h_t , é escolhido pelo

processo de otimização, com base em alguns critérios de fabricação, projeto e aplicação. O parâmetro independente, P_a , é o mesmo definido para os mancais radiais de forma a operarem a uma mesma pressão de alimentação.

As tabelas 5.21 a 5.23 apresentam os resultados globais do balanço de energia no motor viscoso de fluxo laminar operando com fluido Newtoniano, com as respectivas larguras de fenda; $b = 0,5$ mm, $b = 0,75$ mm e $b = 1,00$ mm.

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO NEWTONIANO				
BALANÇO GLOBAL DE ENERGIA				
Equações	Parâmetros Resultantes			
		Torque Total		
	T	25,35002	Nm	2,585 Kgf _m
		Vazão Total		
(5.1)	QT	0,00336	m ³ /s	3,359 LPM
		Potência de Entrada		
(5.2)	H _i	3406,85172	Watts	4,569 cv
		Energia Transformada em Potência de Eixo		
(5.3)	H _e	2535,00220	Watts	3,399 cv
		Perda de Potência por Atrito		
(5.4)	H _f	1298,31432	Watts	1,741 cv
		Perda de Potência por Vazamento		
(5.5)	H _p	173,17166	Watts	0,232 cv
		Potência de Saida		
(5.6)	H _o	1935,36574	Watts	2,595 cv
		Rendimento do Motor		
(5.7)	η	56.81%		

Tabela 5.21 - Resultados Globais do Motor Viscoso de Fluxo Laminar

Operando com Fluido Newtoniano, para $b = 0,5$ mm

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO NEWTONIANO BALANÇO GLOBAL DE ENERGIA				
Equações	Parâmetros Resultantes			
		Torque total		
	T	21,45001	Nm	2,187 Kgfm
		Vazão Total		
(5.1)	QT	0,00317	m ³ /s	3,170 LPM
		Potência de Entrada		
(5.2)	H _i	3217,87037	Watts	4,315 cv
		Energia Transformada em Potência de Eixo		
(5.3)	H _e	2145,00147	Watts	2,876 cv
		Perda de Potência por Atrito		
(5.4)	H _f	1388,88380	Watts	1,862 cv
		Perda de Potência por Vazamento		
(5.5)	H _p	118,73212	Watts	0,159 cv
		Potência de Saida		
(5.6)	H _o	1710,25445	Watts	2,293 cv
		Rendimento do Motor		
(5.7)	η	53,15%		

Tabela 5.22 - Resultados Globais do Motor Viscoso de Fluxo Laminar

Operando com Fluido Newtoniano, para $b = 0,75$ mm

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO NEWTONIANO			
BALANÇO GLOBAL DE ENERGIA			
Equações	Parâmetros Resultantes		
		Torque Total	
	T	18,20001 Nm	1,856 Kgfm
(5.1)	QT	Vazão Total 0,00320 m ³ /s	
(5.2)	H _i	Potência de Entrada 3244,98959 Watts	
(5.3)	H _e	Energia Transformada em Potência de Eixo 1820,00129 Watts	
(5.4)	H _f	Perda de Potência por Atrito 1684,47456 Watts	
(5.5)	H _p	Perda de Potência por Vazamento 99,66765 Watts	
(5.6)	H _o	Potência de Saida 1460,84737 Watts	
(5.7)	η	Rendimento do Motor 45,02%	

Tabela 5.23 - Resultados Globais do Motor Viscoso de Fluxo Laminar

Operando com Fluido Newtoniano, para $b = 1,00$ mm

A tabela 5.24 faz um paralelo entre os motores viscosos de Fluxo laminar operando com fluido Newtoniano e com as seguintes larguras de fendas: $b = 0,50$ mm, $b = 0,75$ mm e $b = 1,00$ mm.

Com relação ao número de fendas, N , pode-se observar na tabela 5.24 este diminui à medida que a largura da fenda aumenta. Isso ocorre porque

estamos trabalhando com praticamente a mesma vazão, Q_{t_1} , no interior das fendas, conforme pode ser visto nas tabelas 5.1, 5.7 e 5.13.

Com relação ao rendimento teórico, η , da transformação de energia hidráulica em potência de eixo na região interna da fenda, pode-se observar na tabela 5.24 que este aumenta à medida que a largura da fenda diminui.

b	N	η_1	T	H_i	H_f	H_o	η
mm		%	Nm	Watts	Watts	Watts	%
0,50	39	86,36	25,35002	3406,85172	1298,31432	1935,36574	56,81
0,75	22	73,77	21,45001	3217,87037	1388,88380	1710,25445	53,15
1,00	14	61,26	18,20001	3244,98959	1684,47456	1460,84737	45,02

Tabela 5.24 - Influência da Largura da Fenda na Performance do Motor

Operando com Fluido Newtoniano

Com relação ao torque, T , e a potência de saída, H_o , no motor viscoso de fluxo laminar, pode-se observar na figura 5.24 que estes aumentam à medida que a largura da fenda diminui. Isso ocorre porque o número de fendas também aumentou.

Com relação a potência de entrada, H_i , pode-se observar na tabela 5.24 que esta permanece praticamente constante e a perda de potência por atrito, H_f , diminui com a largura da fenda.

Finalmente, pode-se observar na tabela 5.24 que o rendimento global do motor viscoso de fluxo laminar aumenta a medida que a largura da fenda diminui. Entretanto, esta não pode ser muito pequena por questões de fabricação e montagem.

5.4.2 - Otimização do Motor Operando com Fluido Magnetoreológico

Da mesma forma que no motor viscoso de fluxo laminar operando com fluido Newtoniano, serão analisadas três larguras de fenda distintas para o caso do motor operando com fluido magnetoreológico: $b = 1,00 \text{ mm}$, $b = 1,25 \text{ mm}$ e $b = 1,50 \text{ mm}$.

As tabelas 5.25 a 5.30 apresentam as planilhas de otimização do motor viscoso de fluxo laminar operando com fluido magnetoreológico e com $b = 1,00 \text{ mm}$. Estas tabelas contêm os parâmetros independentes e resultantes obtidos pelo processo de otimização de cada região do motor.

Pode-se observar na tabela 5.25 que os parâmetros independentes b , μ , w , C_p , ρ e $\tau_{Y(\text{campo})}$ são especificados pelo projetista, enquanto que os demais parâmetros serão estabelecidos pelo processo de otimização desta ou de outra região do motor, com base em alguns critérios de projeto, fabricação e aplicação.

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO MAGNETOREOLÓGICO						
REGIÃO INTRERNA DA FENDA						
Parâmetros Independentes	Faixa		Escolha (S.I.)		Escolha	
b	0,00100	0,00100	0,00100	m	1,00	mm
R_e	0,05000	0,07000	0,05500	m	55,00	mm
R_i	0,04500	0,06000	0,04500	m	45,00	mm
μ	0,210	0,210	0,210	Pa.s	0,210	Pa.s
ΔP	10000000	20000000	1,511E+07	Pa	1,511E+07	Pa
w	100	100	100	rad/s	954,93	rpm
N	3	40	10	espaços	10	espaços
C_p	600	600	600	J/Kg°C	600	J/Kg°C
ρ	3280	3280	3280	Kg/m ³	3280	Kg/m ³
$\tau_{Y(\text{campo})}$	50000	50000	50000	Pa	50	KPa
l	0,005978	0,005978	0,005978	m	5,978	mm
Equações	Parâmetros Resultantes					
pág.26	R	0,05000	m			
pág.26	h	0,01000	m			
pág.28	θ_p	0,11957	rad			
pág.28	θ_c	3,02202	rad			
(3.44)	ΔP_{cr}	1,511E+07	Pa			
(3.23)	G	1,000E+08	Pa/m			
(3.11)	Y_p	0,00050	m			
(3.25)	α_1	7,93651				
(3.6a)	U	5,00000	m/s			
(3.12)	up	5,00000	m/s			
(3.16)	K	0,00000				
(3.27)	Q_{t1}	0,00100	m ³ /s			
(3.35)	T_1	151,10123	Nm			
	$Q_{t1} \cdot \Delta P$	15110,12303	Watts	20,26267	cv	
(3.38)	H_1	15110,12303	Watts	20,26267	cv	
(3.40)	η_{1max}	1,0000		100	%	
(3.46)	Hf_1	0,00000	Watts	0,00000	cv	
(3.47)	ΔT_1	0,000	°C			
Restrições						
	h_{min}	10b	mm			
	N	inteiro				
	Q_{max}	0,0010	m ³ /s			
	ΔT_{max}	15	°C			

Tabela 5.25 - Resultados Otimizados da Região Interna da Fenda, para $b = 1,00 \text{ mm}$

Pode-se observar também na tabela 5.25, que a velocidade do “plug flow”, u_p , é exatamente igual a velocidade dos discos do rotor. Portanto, não existe movimento relativo entre as paredes da fenda e as camadas adjacentes de fluido, implicando em um rendimento teórico máximo, η_{1max} , de 100%. Outra observação importante é que esses resultados foram obtidos satisfazendo-se as restrições citadas na tabela 5.25.

Na tabela 5.26, a otimização da região lateral do rotor é feita com base na escolha do parâmetro independente, b_2 , pois os demais parâmetros já foram

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO NEWTONIANO				
REGIÃO LATERAL DO ROTOR				
Parâmetros Independentes	Faixa		Escolha (S.I.)	Escolha
b_2	0,00010	0,00060	0,000145 m	0,145 mm
Equações	Parâmetros Resultantes			
(3.57)	α_2	0,99999		
(3.58)	Qt_2	0,00002	m^3/s	
(3.66)	T_2	0,00002	Nm	
	$Qt_2 * \Delta P$	291,95750	Watts	0,39152 cv
(3.68)	H_2	0,00222	Watts	0,00000 cv
(3.70)	η_{2max}	0,00001		0,00 %
(3.73)	Hf_2	291,95527	Watts	0,39151 cv
(3.74)	ΔT_2	7,678	$^{\circ}C$	
Restrições				
	α_{2max}	0,99999		
	ΔT_{2max}	15	$^{\circ}C$	

Tabela 5.26 - Resultados Otimizados da Região Externa do Rotor, para $b = 1,00 \text{ mm}$

definidos na fase de otimização da região interna da fenda.

Na tabela 5.27, a otimização da região externa do rotor é feita com base na escolha dos parâmetros independentes h_3 e b_3 , pois os demais parâmetros já foram definidos anteriormente.

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO MAGNETOREOLÓGICO				
REGIÃO EXTERNA DO ROTOR				
Parâmetros Independentes	Faixa		Escolha (S.I.)	Escolha
h_3	0,00010	0,00060	0,000159 m	0,159 mm
b_3	0,00050	0,00250	0,001000 m	1,000 mm
Equações	Parâmetros Resultantes			
(3.85)	L	0,02100	m	
(3.77)	l_3	0,02129	m	
(3.78)	α_3	0,99999		
(3.79)	Q_3	0,00002	m ³ /s	
	T_3	0,00003	Nm	
	$Q_3 \cdot \Delta P$	376,05140	Watts	0,50428 cv
(3.80)	H_3	0,00287	Watts	0,00000 cv
(3.81)	η_{3max}	0,00001		0,00 %
(3.83)	Hf_3	376,04853	Watts	0,50428 cv
(3.84)	ΔT_3	7,678	°C	
Restrições				
	α_{3max}	0,99999		
	ΔT_{3max}	15	°C	

Tabela 5.27 - Resultados Otimizados da Região Externa do Rotor, para $b = 1,00 \text{ mm}$

Pode-se observar nas tabelas 5.26 e 5.27 que os rendimentos máximos teórico, η_{2max} e η_{3max} , destas regiões do motor são praticamente iguais a zero, o

que é preferível, pois estas regiões são de baixo rendimento. É importante também observar, que todas as restrições foram satisfeitas.

Na tabela 5.28, a otimização da Região lateral da lâmina é feita com base

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO MAGNETOREOLÓGICO			
REGIÃO LATERAL DA LÂMINA			
Parâmetros Independentes	Faixa		Escolha (S.I.)
b_0	0,000005	0,000060	0,000011 m
b_1	0,000020	0,000450	0,000376 m
l	0,005000	0,007000	0,005978 m
C_s	2	5	2
	Equações	Parâmetros Resultantes	
	(3.120a)	a_0	0,00098 m
	(3.120b)	a_1	0,00025 m
	(3.86)	h_4	0,00994 m
	(3.87)	h_l	0,01001 m
	(3121,0)	σ_{\max}	2,760E+08 N/m ²
	(3122,0)	$C_s \cdot \sigma_{\max}$	5,520E+08 N/m ²
	pág.60	m	0,97170
	(3127,0)	Q_{t4}	-1,376E-05 m ³ /s
	(3128,0)	H_{p4}	-207,88572 Watts
	(3141,0)	H_{ft4}	-406,13738 Watts
	(3144,0)	ΔT_4	15,000 °C
	(3142,0)	H_4	614,02310 Watts
		Restrições	
		$C_s \cdot \sigma_{\max}$	5,520E+08 N/m ²
		m_{\max}	0,99999
		Q_{t4}	negativa
		$\Delta T_{4\max}$	15 °C

Tabela 5.28 - Resultados Otimizados da Região Lateral da Lâmina, para $b = 1,00 \text{ mm}$

na escolha dos parâmetros independentes b_0 , b_1 , l e C_s , pois os demais parâmetros já foram definidos anteriormente.

Na tabela 5.29, a otimização da região da extremidade da lâmina é feita com base na escolha do parâmetro independente h_5 , pois os demais parâmetros já foram definidos anteriormente.

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO MAGNETOREOLÓGICO			
REGIÃO DA EXTREMIDADE DA LÂMINA			
Parâmetro Independente	Faixa		Escolha (S.I.)
h_5	0,000050	0,000200	0,000058 m
	Equações	Parâmetros Resultantes	
	pág.79	a_m	0,00061 m
	(3155,0)	α_5	0,19832
	(3.156)	Qt_5	-1,313E-06 m ³ /s
	(3.157)	Hp_5	-19,83753 Watts
	(3.163)	Hft_5	-34,91996 Watts
	(3.166)	ΔT_5	13,515 °C
	(3.164)	H_5	54,75748 Watts
		Restrições	
		Qt_5	negativa
		ΔT_{5max}	15 °C

Tabela 5.29 - Resultados Otimizados da Região da Extremidade da Lâmina, para

$$b = 1,00 \text{ mm}$$

Na tabela 5.30, a otimização da região externa do disco é feita com base na escolha do parâmetro independente h_6 , pois os demais parâmetros já foram definidos anteriormente.

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO NEWTONIANO			
REGIÃO EXTERNA DO DISCO			
Parâmetros Independentes	Faixa		Escolha (S.I.)
h_6	0,000050	0,000180	0,000070 m
	Equações	Parâmetros Resultantes	
	(3.170)	α_6	0,20610
	(3.171)	Qt_6	-2,609E-06 m ³ /s
	(3.172)	Hp_6	-39,41693 Watts
	(3.173)	Hft_6	-77,00718 Watts
	(3.175)	ΔT_6	15,000 °C
	(3.174)	H_6	116,42412 Watts
	Restrições		
		Qt_6	negativa
		ΔT_{6max}	15 °C

Tabela 5.30 - Resultados Otimizados da Região Externa do Disco, para $b = 1,00 \text{ mm}$

É importante observar também nas tabelas 5.28, 5.29 e 5.30 que todas as restrições foram satisfeitas.

O procedimento descrito anteriormente é o mesmo para $b = 1,25 \text{ mm}$ e $b = 1,50 \text{ mm}$.

As tabelas 5.31 a 5.36 apresentam as planilhas de otimização do motor viscoso de fluxo laminar operando com fluido magnetoreológico e com $b = 1,25 \text{ mm}$. Estas tabelas contêm os parâmetros independentes e resultantes obtidos pelo processo de otimização de cada região do motor.

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO MAGNETOREOLÓGICO						
REGIÃO INTERNA DA FENDA						
Parâmetros Independentes	Faixa		Escolha (S.I.)		Escolha	
b	0,00125	0,00125	0,00125	m	1,25	mm
R _e	0,05000	0,07000	0,05750	m	57,50	mm
R _i	0,04500	0,06000	0,04500	m	45,00	mm
μ	0,210	0,210	0,210	Pa.s	0,210	Pa.s
ΔP	2000000	20000000	1,234E+07	Pa	1,234E+07	Pa
w	100	100	100	rad/s	954,93	rpm
N	3	40	6	espaços	6	espaços
C _p	600	600	600	J/KgC	600	J/KgC
ρ	3280	3280	3280	Kg/m ³	3280	Kg/m ³
τ _{Y(campo)}	50000	50000	50000	Pa	50	KPa
l	0,006795	0,006795	0,006795	m	6,795	mm
Equações	Parâmetros Resultantes					
pág.26	R	0,05125	m			
pág.26	h	0,01250	m			
pág.28	θ _p	0,13259	rad			
pág.28	θ _e	3,00900	rad			
(3.44)	ΔP _{cr}	1,234E+07	Pa			
(3.23)	G	8,000E+07	Pa/m			
(3.11)	Y _p	0,00063	m			
(3.25)	α ₁	9,67866				
(3.6a)	U	5,12500	m/s			
(3.12)	u _p	5,12500	m/s			
(3.16)	K	0,00000				
(3.27)	Q _{t1}	0,00096	m ³ /s			
(3.35)	T ₁	118,54993	Nm			
	Q _{t1} *ΔP	11854,99267	Watts	15,89755	cv	
(3.38)	H ₁	11854,99267	Watts	15,89755	cv	
(3.40)	η _{lmax}	1,0000		100	%	
(3.46)	H _{f1}	0,00000	Watts	0,00000	cv	
(3.47)	ΔT ₁	0,000	°C			
Restrições						
	h _{min}	10b	mm			
	N	inteiro				
	Q _{max}	0,0010	m ³ /s			
	ΔT _{lmax}	15	°C			

Tabela 5.31 - Resultados Otimizados da Região Interna da Fenda, para $b = 1,25 \text{ mm}$

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO MAGNETOREOLÓGICO					
REGIÃO LATERAL DO ROTOR					
Parâmetros Independentes	Faixa		Escolha (S.I.)		Escolha
b_2	0,00010	0,00060	0,000164	m	0,164 mm
Equações	Parâmetros Resultantes				
(3.57)	α_2	0,99999			
(3.58)	Qt_2	0,00003	m^3/s		
(3.66)	T_2	0,00003	Nm		
	$Qt_2 \cdot \Delta P$	345,70731	Watts	0,46359	cv
(3.68)	H_2	0,00250	Watts	0,00000	cv
(3.70)	η_{2max}	0,00001		0,00	%
(3.73)	Hf_2	345,70481	Watts	0,46359	cv
(3.74)	ΔT_2	6,269	$^{\circ}C$		
	Restrições				
	α_{2max}	0,99999			
	ΔT_{2max}	15	$^{\circ}C$		

Tabela 5.32 - Resultados Otimizados da Região Lateral do Rotor, para $b = 1,25 \text{ mm}$

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO MAGNETOREOLÓGICO REGIÃO EXTERNA DO ROTOR				
Parâmetros Independentes	Faixa		Escolha (S.I.)	Escolha
h_3	0,00010	0,00060	0,000184 m	0,184 mm
b_3	0,00050	0,00250	0,001000 m	1,000 mm
Equações	Parâmetros Resultantes			
(3.85)	L	0,01450	m	
(3.77)	l_3	0,01483	m	
(3.78)	α_3	0,99999		
(3.79)	Q_3	0,00002	m ³ /s	
	T_3	0,00002	Nm	
	$Q_3 \cdot \Delta P$	258,10770	Watts	0,34612 cv
(3.80)	H_3	0,00187	Watts	0,00000 cv
(3.81)	η_{3max}	0,00001		0,00 %
(3.83)	Hf_3	258,10584	Watts	0,34612 cv
(3.84)	Δt_3	6,269	°C	
Restrições				
	α_{3max}	0,99999		
	ΔT_{3max}	15	°C	

Tabela 5.33 - Resultados Otimizados da Região Externa do Rotor, para $b = 1,25 \text{ mm}$

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO AGNETOREOLÓGICO				
REGIÃO LATERAL DA LÂMINA				
Parâmetros Independentes	Faixa		Escolha (S.I.)	Escolha
b_0	0,000005	0,000060	0,000012 m	0,012 mm
b_1	0,000020	0,000500	0,000475 m	0,475 mm
l	0,005000	0,007500	0,006795 m	6,795 mm
C_s	2	5	2	2
	Equações	Parâmetros Resultantes		
	(3.120a)	a_0	0,00123	m
	(3.120b)	a_1	0,00030	m
	(3.86)	h_4	0,01243	m
	(3.87)	h_l	0,01251	m
	(3.121)	σ_{\max}	2,760E+08	N/m ²
	(3.122)	$C_s \cdot \sigma_{\max}$	5,520E+08	N/m ²
	pág.60	m	0,97550	
	(3.127)	Qt_4	-1,116E-05	m ³ /s
	(3.128)	Hp_4	-137,62292	Watts
	(3.141)	Hft_4	-329,30726	Watts
	(3.144)	ΔT_4	15,000	°C
	(3.142)	H_1	466,93017	Watts
		Restrições		
		$C_s \cdot \sigma_{\max}$	5,520E+08	N/m ²
		m_{\max}	0,99999	
		Qt_4	negativa	
		$\Delta T_{4\max}$	15	°C

Tabela 5.34 - Resultados Otimizados da Região Lateral da Lâmina, para $b = 1,25$ mm

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO MAGNETOREOLÓGICO REGIÃO DA EXTREMIDADE DA LÂMINA				
Parâmetro Independente	Faixa		Escolha (S.I.)	Escolha
h_5	0,000050	0,000200	0,000072 m	0,072 mm
	Equações	Parâmetros Resultantes		
	pág.79	a_m	0,00076 m	
	(3.155)	α_5	0,17697	
	(3.156)	Qt_5	-1,746E-06 m ³ /s	
	(3.157)	Hp_5	-21,54159 Watts	
	(3.163)	Hft_5	-28,69580 Watts	
	(3.166)	ΔT_5	8,351 °C	
	(3.164)	H_5	50,23739 Watts	
		Restrições		
		Qt_5	negativa	
		ΔT_{5max}	15	°C

Tabela 5.35 - Resultados Otimizados da Região da Extremidade da Lâmina, para $b = 1,25 \text{ mm}$

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO NEWTONIANO			
REGIÃO EXTERNA DO DISCO			
Parâmetros Independentes	Faixa	Escolha (S.I.)	Escolha
h_6	0,000050 0,000180	0,000084 m	0,084 mm
	Equações	Parâmetros Resultantes	
	(3.170)	α_6	0,21404
	(3.171)	Qt_6	-1,873E-06 m ³ /s
	(3.172)	H_{p6}	-23,10915 Watts
	(3.173)	H_{ft6}	-50,33881 Watts
	(3.175)	ΔT_6	13,655 °C
	(3.174)	H_6	73,44796 Watts
		Restrições	
		Qt_6	negativa
		ΔT_{6max}	15 °C

Tabela 5.36 - Resultados Otimizados da Região Externa do Disco, para $b = 1,25 \text{ mm}$

As tabelas 5.37 a 5.42 apresentam as planilhas de otimização do motor viscoso de fluxo laminar operando com fluido magnetoreológico e com $b = 1,50 \text{ mm}$. Estas tabelas contêm os parâmetros independentes e resultantes obtidos pelo processo de otimização de cada região do motor.

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO MAGNETOREOLÓGICO						
REGIÃO INTERNA DA FENDA						
Parâmetros Independentes	Faixa		Escolha (S.I.)		Escolha	
b	0,00150	0,00150	0,00150	m	1,50	mm
R _e	0,05000	0,07000	0,06000	m	60,00	mm
R _i	0,04500	0,06000	0,04500	m	45,00	mm
μ	0,210	0,210	0,210	Pa.s	0,210	Pa.s
ΔP	2000000	20000000	1,049E+07	Pa	1,049E+07	Pa
w	100	100	100	rad/s	954,93	rpm
N	3	40	4	espaços	4	espaços
C _p	600	600	600	J/KgC	600	J/KgC
ρ	3280	3280	3280	Kg/m ³	3280	Kg/m ³
τ _{Y(campo)}	50000	50000	50000	Pa	50	KPa
l	0,007559	0,007559	0,007559	m	7,559	mm
Equações	Parâmetros Resultantes					
pág.26	R	0,05250	m			
pág.26	h	0,01500	m			
pág.28	θ _p	0,14399	rad			
pág.28	θ _c	2,99760	rad			
(3.44)	ΔP _{cr}	1,049E+07	Pa			
(3.23)	G	6,667E+07	Pa/m			
(3.11)	Y _p	0,00075	m			
(3.25)	α ₁	11,33787				
(3.6a)	U	5,25000	m/s			
(3.12)	u _p	5,25000	m/s			
(3.16)	K	0,00000				
(3.27)	Qt ₁	0,00094	m ³ /s			
(3.35)	T ₁	99,14573	Nm			
(3.38)	Qt ₁ *ΔP	9914,57298	Watts	13,29544	cv	
(3.38)	H ₁	9914,57298	Watts	13,29544	cv	
(3.40)	η _{lmax}	1,000		100	%	
(3.46)	Hf ₁	0,00000	Watts	0,00000	cv	
(3.47)	ΔT ₁	0,000	°C			
Restrições						
	h _{min}	10b	mm			
	N	inteiro				
	Q _{max}	0,0010	m ³ /s			
	ΔT _{lmax}	15	°C			

Tabela 5.37 - Resultados Otimizados da Região Interna da Fenda, para $b = 1,50 \text{ mm}$

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO MAGNETOREOLÓGICO REGIÃO LATERAL DO ROTOR					
Parâmetros Independentes	Faixa		Escolha (S.I.)	Escolha	
b_2	0,00010	0,00060	0,000182 m	0,182 mm	
Equações	Parâmetros Resultantes				
(3.57)	α_2	0,99999	m		
(3.58)	Qt_2	0,00004	m^3/s		
(3.66)	T_2	0,00003	Nm		
	$Qt_2 \cdot \Delta P$	400,69570	Watts	0,53733	cv
(3.68)	H_2	0,00300	Watts	0,00000	cv
(3.70)	η_{2max}	0,00001		0,00	%
(3.73)	Hf_2	400,69269	Watts	0,53733	cv
(3.74)	ΔT_2	5,331	$^{\circ}C$		
	Restrições				
	α_{2max}	0,99999			
	ΔT_{2max}	15	$^{\circ}C$		

Tabela 5.38 - Resultados Otimizados da Região Lateral do Rotor, para $b = 1,50 \text{ mm}$

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO MAGNETOREOLÓGICO				
REGIÃO EXTERNA DO ROTOR				
Parâmetros Independentes	Faixa		Escolha (S.I.)	Escolha
h_3	0,00010	0,00060	0,000208 m	0,208 mm
b_3	0,00050	0,00250	0,001000 m	1,000 mm
Equações	Parâmetros Resultantes			
(3.85)	L	0,01100	m	
(3.77)	l_3	0,01136	m	
(3.78)	α_3	0,99999		
(3.79)	Q_3	0,00002	m^3/s	
	T_3	0,00001	Nm	
	$Q_3 * \Delta P$	198,24323	Watts	0,26584 cv
(3.80)	H_3	0,00149	Watts	0,00000 cv
(3.81)	η_{3max}	0,00001		0,00 %
(3.83)	Hf_3	198,24174	Watts	0,26584 cv
(3.84)	Δt_3	5,331	$^{\circ}C$	
Restrições				
	α_{3max}	0,99999		
	ΔT_{3max}	15	$^{\circ}C$	

Tabela 5.39 - Resultados Otimizados da Região Externa do Rotor, para $b = 1,50 \text{ mm}$

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO MAGNETOREOLÓGICO				
REGIÃO LATERAL DA LÂMINA				
Parâmetros Independentes	Faixa		Escolha (S.I.)	Escolha
b_0	0,000005	0,000060	0,000013 m	0,013 mm
b_1	0,000020	0,000650	0,000573 m	0,573 mm
l	0,005000	0,008000	0,007559 m	7,559 mm
C_s	2	5	2	2
	Equações	Parâmetros Resultantes		
	(3.120a)	a_0	0,00147	m
	(3.120b)	a_1	0,00035	m
	(3.86)	h_4	0,01492	m
	(3.87)	h_l	0,01502	m
	(3.121)	σ_{\max}	2,760E+08	N/m ²
	(3.122)	$C_s \cdot \sigma_{\max}$	5,520E+08	N/m ²
	pág.60	m	0,97811	
	(3.127)	Qt_4	-9,766E-06	m ³ /s
	(3.128)	Hp_4	-102,45670	Watts
	(3.141)	Hft_4	-288,28014	Watts
	(3.144)	ΔT_4	15,000	°C
	(3.142)	H_4	390,73684	Watts
		Restrições		
		$C_s \cdot \sigma_{\max}$	5,520E+08	N/m ²
		m_{\max}	0,99999	
		Qt_4	negativa	
		$\Delta T_{4\max}$	15	°C

Tabela 5.40 - Resultados Otimizados da Região Lateral da Lâmina, para $b = 1,50$ mm

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO MAGNETOREOLÓGICO			
REGIÃO DA EXTREMIDADE DA LÂMINA			
Parâmetro Independente	Faixa		Escolha (S.I.)
h_5	0,000050	0,000200	0,000076 m
	Equações	Parâmetros Resultantes	
	pág.79	a_m	0,00091 m
	(3.155)	α_5	0,20160
	(3.156)	Qt_5	-1,228E-06 m ³ /s
	(3.157)	H_{p5}	-12,87952 Watts
	(3.163)	H_{ft5}	-23,68489 Watts
	(3.166)	ΔT_5	9,804 °C
	(3.164)	H_5	36,56441 Watts
		Restrições	
		Qt_5	negativa
		ΔT_{5max}	15 °C

Tabela 5.41 - Resultados Otimizados da Região da Extremidade da Lâmina, para $b = 1,50 \text{ mm}$

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO MAGNETOROLÓGICO REGIÃO EXTERNA DO DISCO					
Parâmetros Independentes	Faixa		Escolha (S.I.)		Escolha
h_6	0,000050	0,000180	0,000099	m	0,099 mm
	Equações	Parâmetros Resultantes			
	(3.170)	α_6	0,21169		
	(3.171)	Qt_6	-1,707E-06	m^3/s	
	(3.172)	Hp_6	-17,90670	Watts	
	(3.173)	Hft_6	-37,75928	Watts	
	(3.175)	ΔT_6	11,241	$^{\circ}C$	
	(3.174)	H_6	55,66597	Watts	
	Restrições				
		Qt_6	negativa		
		ΔT_{6max}	15	$^{\circ}C$	

Tabela 5.42 - Resultados Otimizados da Região da Externa do Disco, para $b = 1,50 \text{ mm}$

As tabelas 5.43 e 5.44 apresentam respectivamente respectivamente as planilhas de otimização dos mancais hidrostáticos radiais e axiais do motor. Estas tabelas contêm, os parâmetros independentes resultantes obtidos pelo processo de otimização dos mancais hidrostáticos do motor viscoso de fluxo laminar operando com fluido magnetoreológico.

Na tabela 5.43 os parâmetros independentes R_j , S_{jmax} e β são especificados pelo projetista, enquanto que os demais parâmetros independentes são escolhidos pelo processo de otimização, com base em alguns critérios de projeto, fabricação e aplicação.

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO MAGNETOREOLÓGICO MANCAL RADIAL HIDROSTÁTICO					
Parâmetros Independentes	Faixa		Escolha (S.I.)		Escolha
h_j	0,000025	0,000050	0,000025	m	0,025 mm
R_j	0,02540	0,02540	0,025400	m	25,400 mm
P_s	1000000	10000000	7,749E+06	Pa	7,749E+06 Pa
l_s	0,003000	0,005000	0,003000	m	3,000 mm
l_{ra}	0,001000	0,002000	0,002000	m	2,000 mm
S_{jmax}	177063600	177063600	177063600	N/m	177063600 N/m
β	1	1	1		1
	Equações	Parâmetros Resultantes			
	(4.21)	A_{ej}	0,00038	m^2	
	pág.91	l_{ej}	0,03790	m	
	(4.15)	L_j	0,03371	m	
	(4.30a)	A_{sj}	0,00157	m^2	
	(4.30b)	A_{pj}	0,00354	m^2	
	(4.33)	A_{fj}	0,00181	m^2	
	(4.61)	d_m	0,13177	m	
	(4.7)	Re_o	3,67181E+12	Pa/m ³ /s	
	(4.12)	P_p	3,874E+06	Pa	
	(4.5)	Q_{aj}	8,441E-06	m ³ /s	
	(4.26)	Hfv_j	65,40873	Watts	
	(4.34)	Hfa_j	196,22619	Watts	
	(4.36)	ΔT_j	11,812	°C	
	(4.35)	Ht_j	261,63492	Watts	
		Restrições			
		ΔT_{jmax}	15	°C	

Tabela 5.43 - Resultados Otimizados do Mancal Radial Hidrostático, para o Motor Operando com Fluido Magnetoreológico

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO MAGNETOREOLÓGICO MANCAL AXIAL HIDROSTÁTICO					
Parâmetros Independentes	Faixa		Escolha (S.I.)		Escolha
h_1	0,000025	0,000050	0,000034	m	0,034 mm
R_1	0,02600	0,02600	0,02600	m	26,000 mm
R_2	0,02900	0,02900	0,02900	m	29,000 mm
R_3	0,03900	0,03900	0,03900	m	39,000 mm
R_4	0,04200	0,04200	0,04200	m	42,000 mm
P_a	7748689	7748689	7,749E+06	Pa	7,749E+06 Pa
S_{tmax}	177063600	177063600	177063600	N/m	177063600 N/m
β	1	1	1		1
	Equações	Parâmetros Resultantes			
	(4.42)	A_{ct}	0,00052	m^2	
	(4.40)	Re_o	4,36274E+11	$Pa/m^3/s$	
	(4.12)	P_p	3,874E+06	Pa	
	(4.41)	Q_s	1,776E-05	m^3/s	
	(4.45)	H_{p1}	68,81248	Watts	
	(4.50)	H_{f1}	24,02628	Watts	
	(4.51)	H_{f2}	2,56954	Watts	
	(4.52)	H_{f3}	76,62291	Watts	
	(4.54)	H_{f1}	206,43745	Watts	
	(4.56)	ΔT_t	5,906	$^{\circ}C$	
	(4.55)	H_t	275,24994	Watts	
	Restrições				
	ΔT_{tmax}		15	$^{\circ}C$	

Tabela 5.44 - Resultados Otimizados do Mancal Axial Hidrostático, para o Motor Operando com Fluido Magnetoreológico

Na tabela 5.44, os parâmetros independentes R_1 , R_2 , R_3 , R_4 , S_{tmax} e β são especificados pelo projetista. O parâmetro independente, h_1 , é escolhido pelo processo de otimização, com base em alguns critérios de fabricação, projeto e

fabricação. O parâmetro independente, P_a , é o mesmo definido para os mancais radiais de forma a operarem a uma mesma pressão de alimentação.

As tabelas 5.45 a 5.47 apresentam os resultados globais do balanço de energia no motor viscoso de fluxo laminar operando com fluido magnetoreológico, com as respectivas larguras de fenda; $b = 1,00 \text{ mm}$, $b = 1,25 \text{ mm}$ e $b = 1,50 \text{ mm}$.

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO MAGNETOREOLÓGICO				
BALANÇO GLOBAL DE ENERGIA				
Equações	Parâmetros Resultantes			
	T	Torque Total 151,10128	Nm	15,408 Kgf _m
(5.1)	QT	Vazão Total 0,00109	m ³ /s	1,088 LPM
(5.2)	H _i	Potência de Entrada 16179,49332	Watts	21,697 cv
(5.3)	H _e	Energia Transformada em Potência de Eixo 15110,12812	Watts	20,263 cv
(5.4)	H _f	Perda de Potência por Atrito 1588,73196	Watts	2,130 cv
(5.5)	H _p	Perda de Potência por Vazamento 401,36140	Watts	0,538 cv
(5.6)	H _o	Potência de Saída 14189,39996	Watts	19,028 cv
(5.7)	η	Rendimento do Motor 87,70%		

Tabela 5.45 - Resultados Globais do Motor Viscoso de Fluxo Laminar Operando com Fluido Magnetoreológico, para $b = 1,00 \text{ mm}$

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO MAGNETOREOLÓGICO		
BALANÇO GLOBAL DE ENERGIA		
Equações	Parâmetros Resultantes	
	Torque Total	
	T 118,54997 Nm	12,089 Kgfm
(5.1)	Vazão Total	
	QT 0,00105 m ³ /s	1,051 LPM
(5.2)	Potência de Entrada	
	H _i 12775,30255 Watts	17,132 cv
(5.3)	Energia Transformada em Potência de Eixo	
	H _e 11854,99704 Watts	15,898 cv
(5.4)	Perda de Potência por Atrito	
	H _f 1414,81616 Watts	1,897 cv
(5.5)	Perda de Potência por Vazamento	
	H _p 316,49486 Watts	0,424 cv
(5.6)	Potência de Saída	
	H _o 11043,99153 Watts	14,810 cv
(5.7)	Rendimento do Motor	
	η 86,45%	

Tabela 5.46 - Resultados Globais do Motor Viscoso de Fluxo Laminar

Operando com Fluido Magnetoreológico, para $b = 1,25 \text{ mm}$

SIMULAÇÃO USANDO FLUIDO MAGNETOREOLÓGICO			
BALANÇO GLOBAL DE ENERGIA			
Equações	Parâmetros Resultantes		
	T	Torque Total 99,14577 Nm	10,110 Kgf _m
(5.1)	QT	Vazão Total 0,00104 m ³ /s	1,041 LPM
(5.2)	H _i	Potência de Entrada 10780,97603 Watts	14,457 cv
(5.3)	H _e	Energia Transformada em Potência de Eixo 9914,57747 Watts	13,295 cv
(5.4)	H _f	Perda de Potência por Atrito 1351,32238 Watts	1,812 cv
(5.5)	H _p	Perda de Potência por Vazamento 267,46413 Watts	0,359 cv
(5.6)	H _o	Potência de Saída 9162,18952 Watts	12,286 cv
(5.7)	η	Rendimento do Motor 84,98%	

Tabela 5.47 - Resultados Globais do Motor Viscoso de Fluxo Laminar Operando com Fluido Magnetoreológico, para $b = 1,50 \text{ mm}$

A tabela 5.48 faz um paralelo entre os motores viscosos de fluxo laminar operando com fluido magnetoreológico, com as seguintes larguras de fendas: $b = 1,00 \text{ mm}$, $b = 1,25 \text{ mm}$ e $b = 1,50 \text{ mm}$.

Com relação ao número de fendas, N , pode-se observar na tabela 5.48 que este diminui à medida que a largura da fenda aumenta. Isto ocorre porque estamos trabalhando com praticamente a mesma vazão, Qt_1 , no interior das fendas, conforme pode ser visto nas tabelas 5.25, 5.31 e 5.37.

Com relação a pressão crítica, ΔP_{cr} , pode-se observar na tabela 5.48 que esta diminui à medida que a largura da fenda aumenta. Isto está diretamente ligado a resistência ao cisalhamento, $\tau_{Y(campo)}$, desenvolvida no fluido pela aplicação do campo magnético. Essa resistência ao cisalhamento tem um valor constante e portanto, aumentando-se a largura da fenda a pressão crítica diminui.

b	N	ΔP_{cr}	η_1	T	H_i	H_f	H_o	η
mm		Pa	%	Nm		Watts	Watts	%
1,00	10	1,511E+07	100	151,10128	16179,49332	1588,73196	14189,39996	87,70
1,25	6	1,234E+07	100	118,54997	12775,30255	1414,81616	11043,99153	86,45
1,50	4	1,049E+07	100	99,14577	10780,97603	1351,32238	9162,18952	84,98

Tabela 5.48 - Influência da Largura da Fenda na Performance do Motor Operando com Fluido Magnetoreológico

Com relação ao rendimento teórico, η_1 , da transformação de energia hidráulica em potência de eixo na região interna da fenda, pode-se observar na tabela 5.48 que esta não varia, pois a pressão de alimentação, P_a , é igual a pressão crítica, ΔP_{cr} , conforme pode ser visto nas tabelas 5.25, 5.31 e 5.37.

Com relação ao torque, T , pode-se observar na tabela 5.48 que este diminui à medida que a largura da fenda aumenta. Isto ocorre porque a pressão de alimentação, P_a , diminui com o aumento da largura da fenda.

Com relação a potência de entrada, H_i , a perda de potência por atrito, H_f , e a potência de saída, H_o , pode-se observar na tabela 5.48 que estes diminuem à medida que a largura da fenda aumenta. Isto ocorre porque a vazão, Q_t , no interior da fenda é praticamente constante e a pressão de alimentação diminui com o aumento da largura da fenda.

Finalmente, pode-se observar na tabela 5.48 que o rendimento teórico global, η , do motor viscoso de fluxo laminar operando com fluido magnetoreológico, diminui à medida que a largura da fenda aumenta.

A figura 5.1 apresenta uma análise do grau de sensibilidade do rendimento global, η , e do torque, T , à variação da largura da fenda, b , do motor viscoso de fluxo laminar operando com fluido Newtoniano e magnetoreológico.

Pode-se observar na figura 5.1 que o motor viscoso de fluxo laminar operando com fluido magnetoreológico, apresenta um rendimento global e um torque maiores que no caso do motor operando com fluido Newtoniano. Observa-se ainda, que a sensibilidade do rendimento global à variação da largura da folga, no motor operando com fluido magnetoreológico é bem menor que no motor operando com fluido Newtoniano e a sensibilidade do torque no motor operando com fluido Newtoniano é bem menor que no motor operando com fluido magnetoreológico.

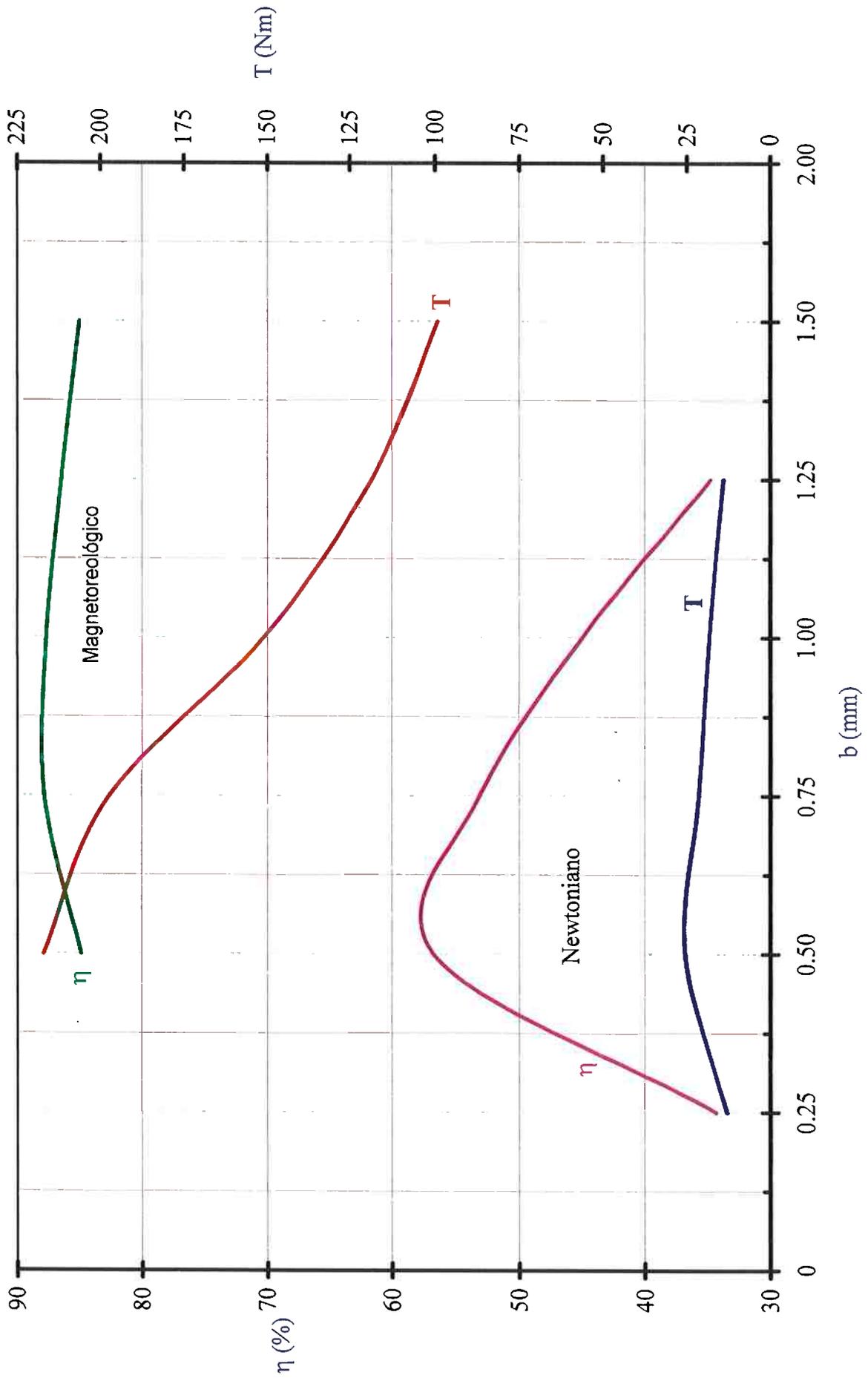


Figura 5.1 - Sensibilidade do Rendimento Global e do Torque à Variação da Largura da Fenda

CAPÍTULO 6

CONCLUSÕES E SUGESTÕES

6.1 - Conclusões

O presente trabalho desenvolveu um modelo teórico para o motor viscoso de fluxo laminar, o qual permite simular o comportamento operacional do motor operando com fluido Newtoniano ou com fluido magnetoreológico. As dimensões do motor viscoso de fluxo laminar foram obtidas utilizando-se da ferramenta SOLVER, pertencente ao software Microsoft Excel 7, o qual possibilita a otimização de problemas de engenharia.

Simulou-se computacionalmente a performance do motor viscoso de fluxo laminar operando com fluido Newtoniano, com as seguintes larguras de fenda: $b = 0,50 \text{ mm}$, $b = 0,75 \text{ mm}$, $b = 1,00 \text{ mm}$. Para o caso do motor operando com fluido magnetoreológico, foram simuladas as seguintes larguras de fenda: $b = 1,00 \text{ mm}$, $b = 1,25 \text{ mm}$, $b = 1,50 \text{ mm}$.

Os resultados das simulações computacionais foram colocados em tabelas, as quais possibilitam uma análise do grau de influência das variáveis envolvidas

no problema, e principalmente, uma análise da performance do motor em relação a variação da largura da fenda.

Finalmente, elaborou-se um gráfico de análise da sensibilidade do rendimento global à variação da largura da fenda, para o motor viscoso de fluxo laminar operando com fluido Newtoniano e magnetoreológico. Pôde-se observar neste gráfico, que o motor operando com fluido magnetoreológico apresenta um rendimento bem maior que o operando com fluido Newtoniano e que o grau de sensibilidade à variação da largura da fenda, no motor operando com fluido magnetoreológico é bem menor.

Analisando-se comparativamente os projetos de motores viscosos de fluxo laminar citados na revisão bibliográfica com o apresentado no presente trabalho, pode-se concluir que este tipo de motor vem sofrendo uma evolução promissora.

Com relação ao rendimento teórico, o motor de Chen [05], apresenta um rendimento teórico máximo de 33% e um rendimento previsto pelo modelo teórico de 20,5%. Enquanto que o presente trabalho prevê um rendimento teórico máximo de 100%, na principal região de transformação de energia hidráulica em potência de eixo no motor e um rendimento previsto pelo modelo teórico de 56,81%, para o caso do motor operando com fluido Newtoniano.

Com relação ao fluido de trabalho, o presente trabalho desenvolveu um modelo teórico para o projeto do motor viscoso de fluxo laminar usando um fluido magnetoreológico, o qual possibilitou a obtenção de um rendimento global teórico de 87,70%.

Com relação aos aspectos geométricos, o motor viscoso de fluxo laminar de Chen [05], com rotor puramente cilíndrico evoluiu para um motor com fendas circunferenciais equidistante, formadas por discos distribuídos axialmente no rotor.

Portanto, o projeto de motores viscosos de fluxo laminar é extremamente promissor, principalmente quando analisado sob o ponto de vista de funcionalidade em diversas áreas de aplicação, como por exemplo usinagem de ultra precisão, robótica e automotiva.

6.2 - Sugestões para Trabalhos Futuros

Devido à necessidade atual de projetos de máquinas com grande precisão de movimentos e com alto grau de repetibilidade, o projeto e análise de elementos acionadores, como o motor viscoso de fluxo laminar, tem fundamental importância em determinadas áreas do conhecimento.

experimental, envolvendo a construção de um protótipo do motor viscoso de fluxo laminar e de um banco de ensaios, o qual permita levantar o comportamento operacional deste motor em relação ao rendimento global, à repetibilidade de movimento, à estabilidade térmica, à rigidez, etc.

Uma outra observação importante, é que no caso do motor operando com fluido magnetoreológico é aplicado no interior das fendas do rotor um campo magnético, o qual é gerado por ímãs permanentes. Este campo pode ser gerado por eletro-ímãs, o que possibilitará a concepção de um motor viscoso de fluxo laminar “inteligente”; utilizando-se de um sistema de controle em malha fechada para a intensidade campo magnético.

APÊNDICE A1

LINHAS DE CAMPO MAGNÉTICO NO INTERIOR DAS FENDAS

A figura A1.1 mostra o comportamento da resistência ao cisalhamento com relação a indução magnética para o fluido Versaflo™ MRX-135CD. Pode-se observar na figura A1.1 que a resistência ao cisalhamento, $\tau_{Y(\text{campo})} = 50 \text{ KPa}$, especificada no dimensionamento do motor é obtida através de uma indução magnética B em torno de 0,7 (Tesla).

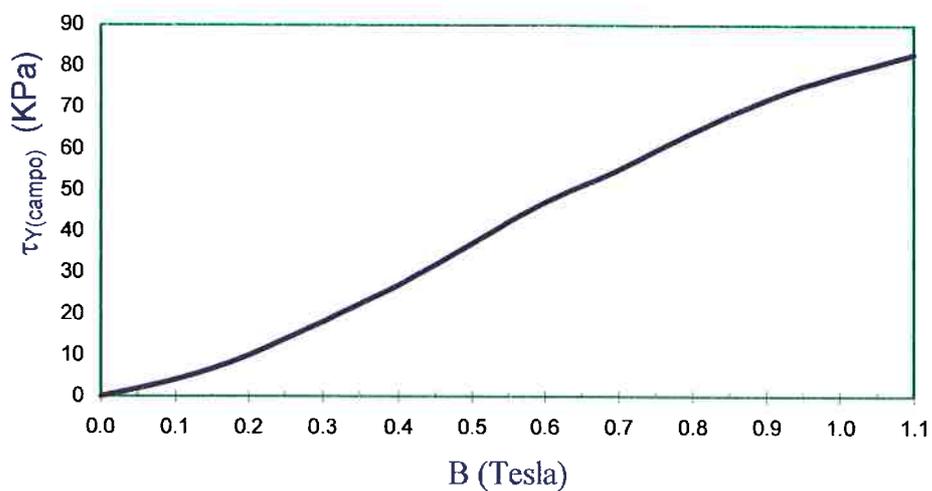


Figura A1.1 - Resistência ao Cisalhamento versus Indução Magnética

A figura A1.2 mostra uma vista geral da distribuição das linhas de campo magnético no interior da fenda, ou seja na parte ativa do motor do motor viscoso de fluxo laminar operando com fluido magnetoreológico.

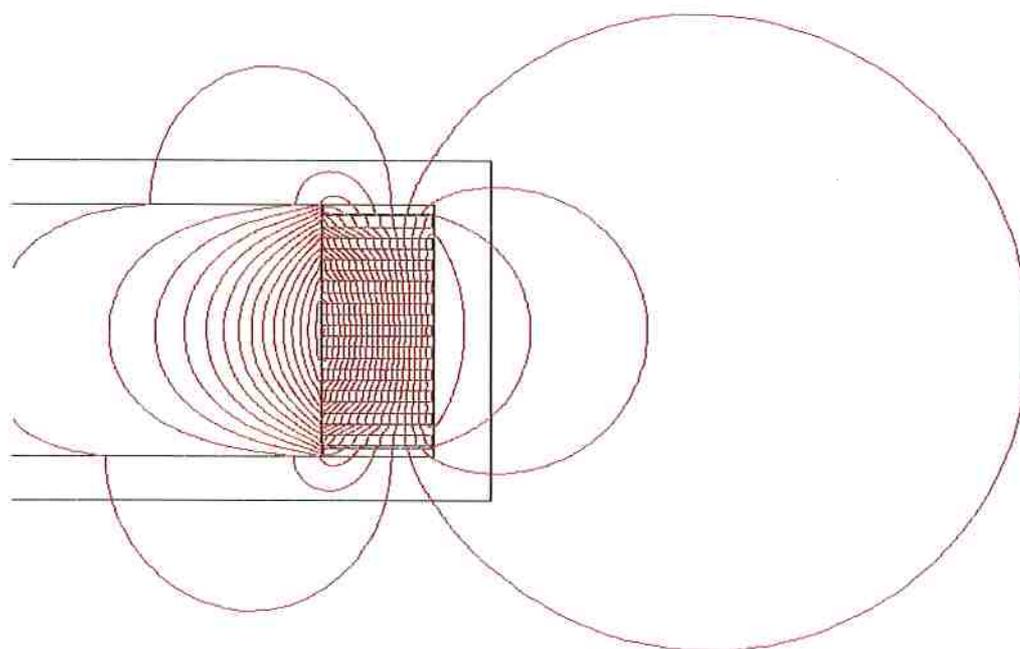


Figura A1.2- Vista Geral das Linhas de Campo da Parte Ativa do Motor

A figura A1.3 mostra a distribuição das linhas de campo mostrada na figura anterior de uma forma mais detalhada. Pode-se observar nesta figura que as linhas de campo são perpendiculares a direção do escoamento, o que é desejável.

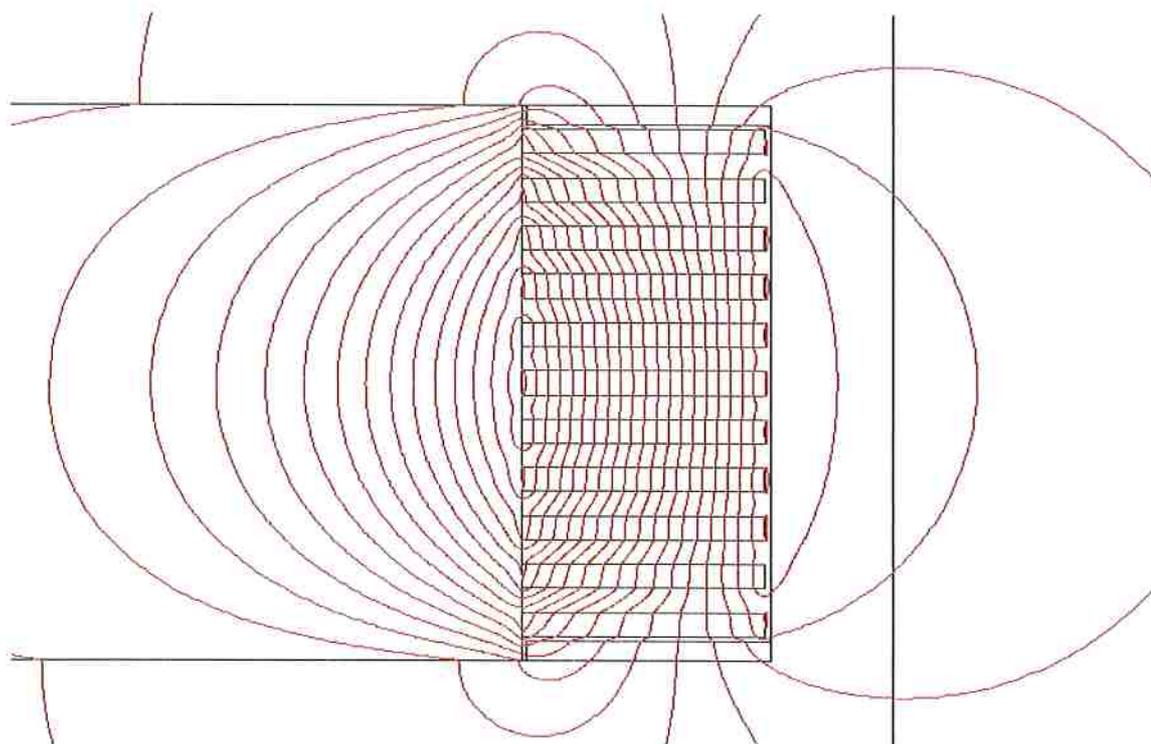


Figura A1.3 - Detalhe da Parte Ativa do Motor

A figura A1.4 mostra um mapa de cores da distribuição de indução magnética no interior da fenda do motor viscoso de fluxo laminar operando com fluido magnetoreológico. Pode-se observar nesta figura que a indução magnética média no interior da fenda do motor esta em torno de 0,7 (Tesla), o que conforme a figura A1.1 é suficiente para gerar a resistência ao cisalhamento especificada no dimensionamento do motor. Este mapeamento pode ser visto com mais detalhes na figura A1.5.

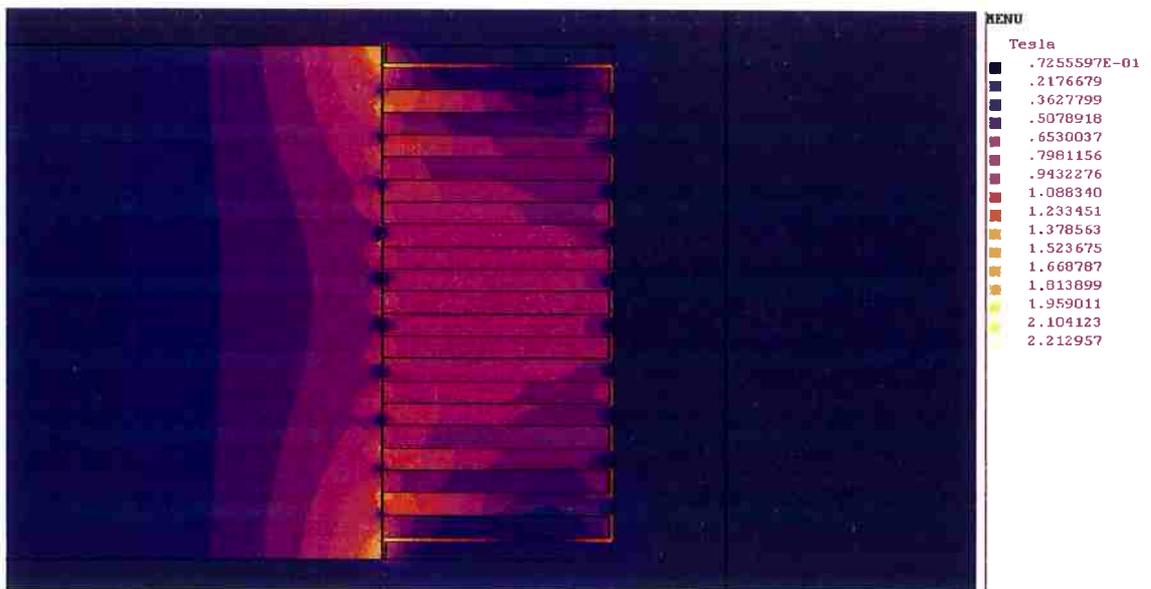


Figura A1.4 - Mapa de Cores da Distribuição de Indução na Parte Ativa do Motor

É importante observar que os ímãs permanentes, ou seja, os discos do rotor possuem um B remanente de 1,0 (Tesla).

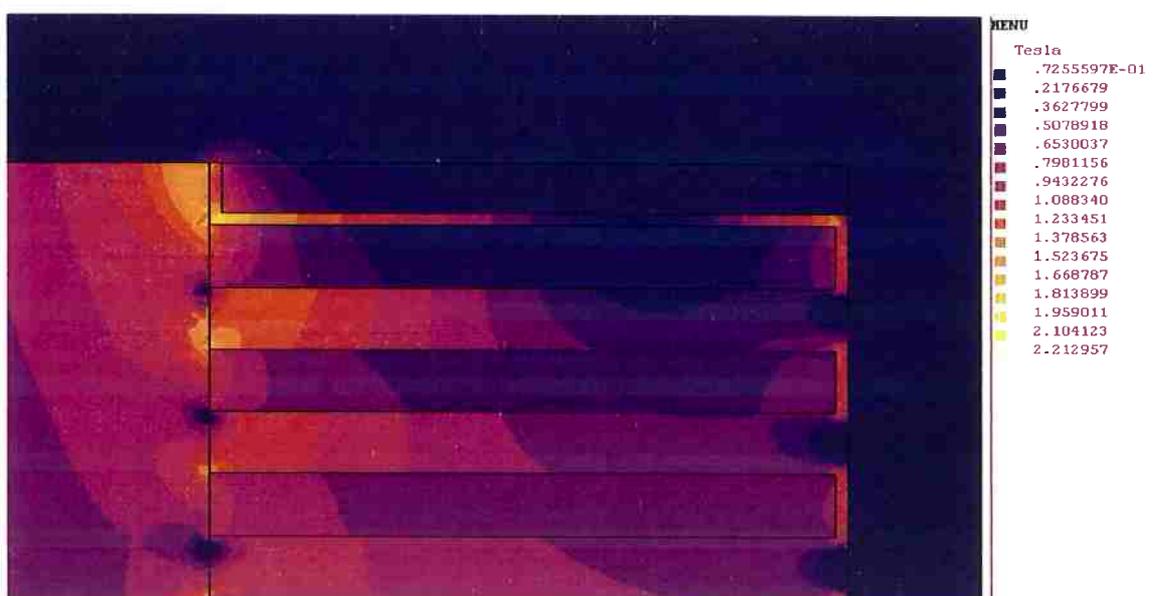


Figura A1.5 - Detalhe do Mapa de Cores da Parte Ativa do Motor

A figura A1.6 mostra uma vista geral das linhas de campo na região de desmagnetização, ou seja na região lateral das lâminas.

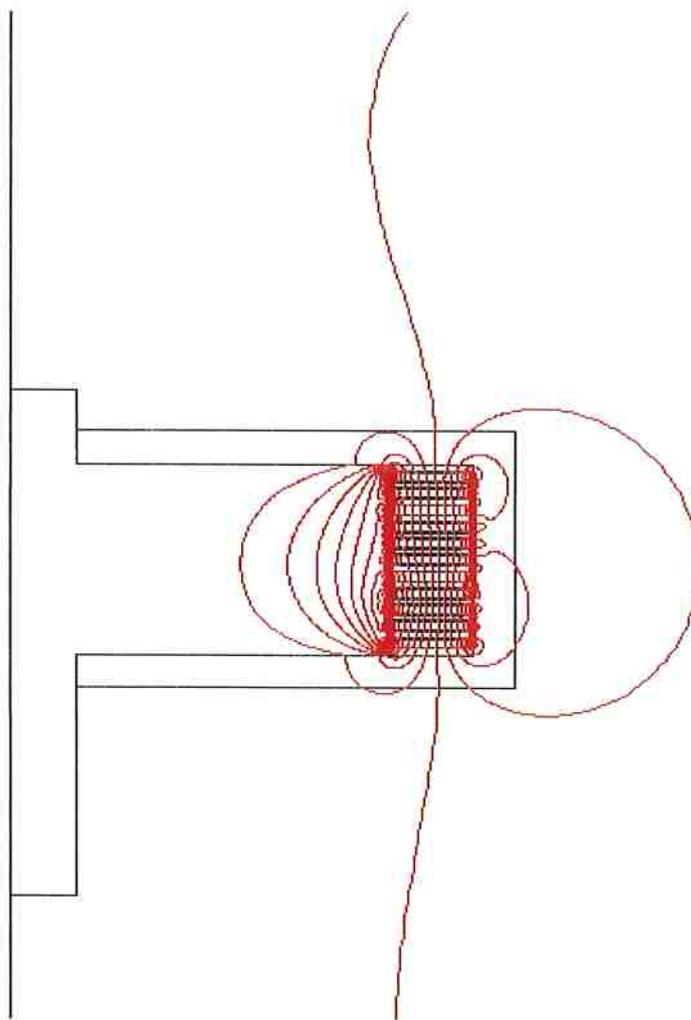


Figura A1.6 - Vista Geral das Linhas de Campo na Região de Desmagnetização

A figura A1.7 mostra de uma forma mais detalhada as linhas de campo mostradas na figura anterior. Pode-se observar na figura A1.7 que nas regiões da extremidade dos discos e das lâminas existem um campo magnético, os quais são indesejáveis. A minimização deste campo pode ser conseguida colocando nestas duas regiões anéis de ferro, fazendo com que o fluxo de dispersão das laterais dos

imãs feche pelos anéis de ferro. Uma outra alternativa é otimizar a geometria do motor levando-se em consideração a minimização da indução magnética nesta região do motor.

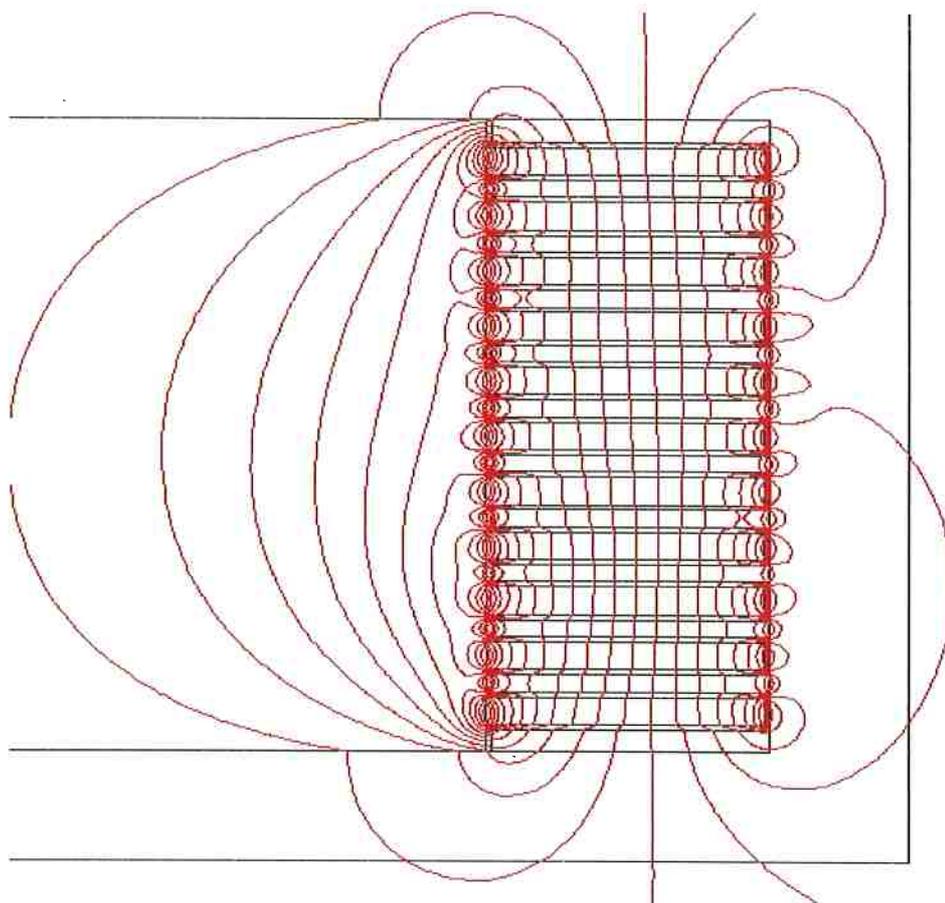


Figura A1.7 - Detalhe da Região de Desmagnetização

A figura A1.8 mostra um mapa de cores da distribuição de indução magnética na região lateral da lâmina. Pode-se observar nesta figura que existe uma indução magnética média de 0,08 (Tesla), a qual pode ser minimizada tomando os procedimentos citados anteriormente. Este mapeamento pode ser visto com mais detalhes na figura A1.9.

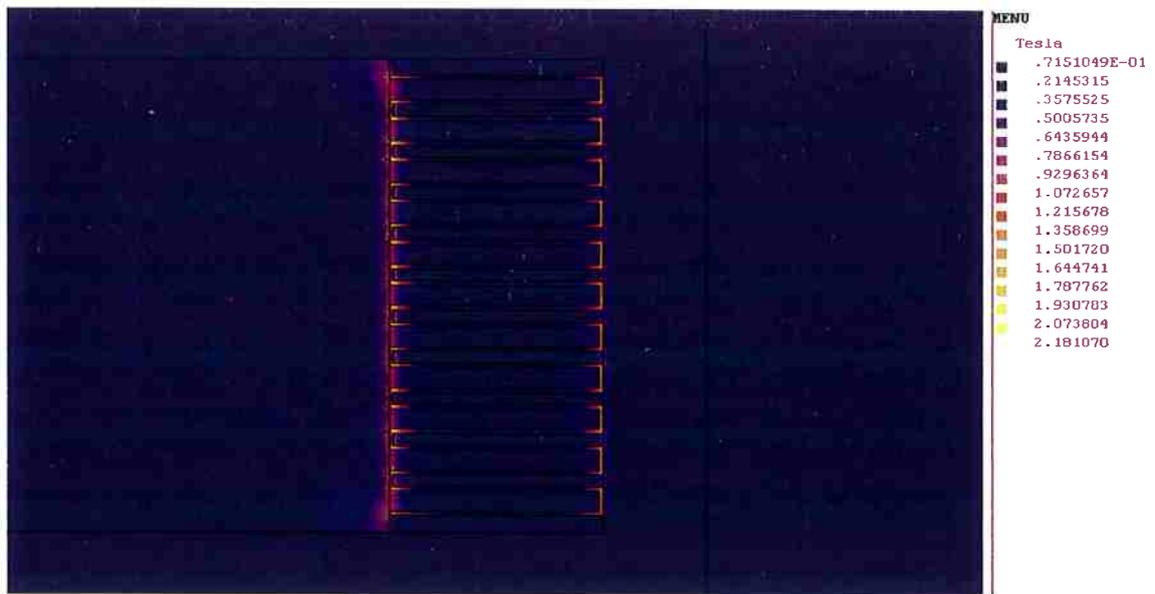


Figura A1.8 - Mapa de Cores da Distribuição das Induções na Região de Desmagnetização

É importante observar que os ímãs permanentes desmagnetizadores, ou seja, as lâminas possuem um B remanente de 1,4 (Tesla).

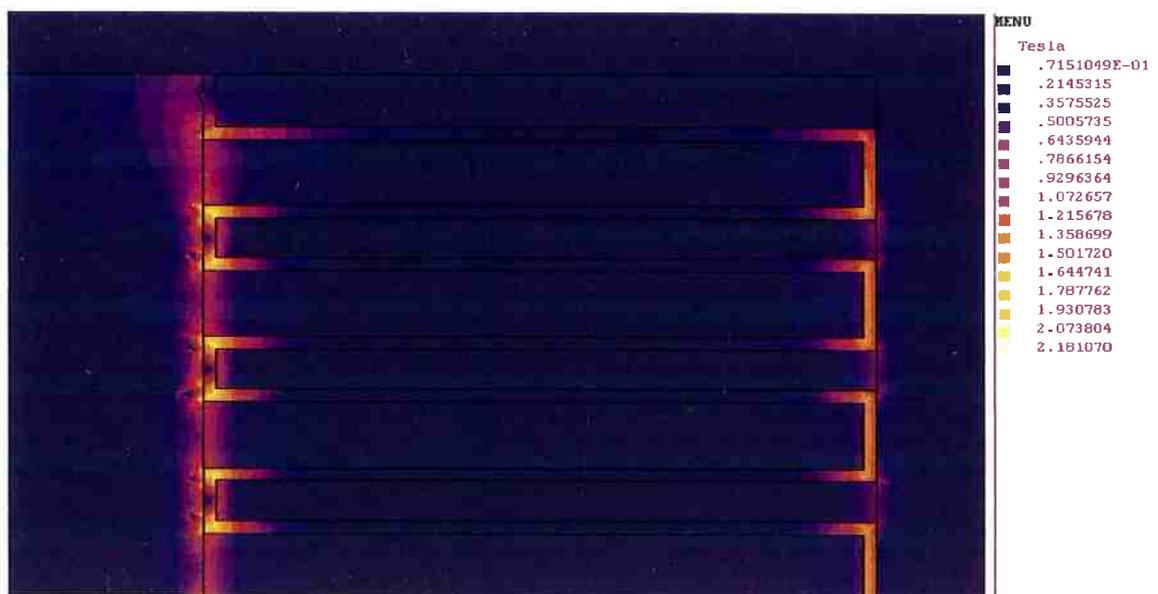


Figura A1.9 - Detalhe do Mapa de Cores da Região de Desmagnetização

REFERÊNCIAS

- [01] Wills-More, W. J., Modjarrad, H., and Read, R. F. J., "Some Aspectes of the Design and Development of a Large High Precision CNC Diamond Turning Machine", Annals of the CIRP, Vol. 31/1, pp. 414, 1982.
- [02] Taniguchi, N., "Current Status in, and Future Trends of, Ultraprecision Machining and Ultrafine Materials Processing", Annals of the CIRP, Vol. 32/2, pp. 573-582. 1983.
- [03] Weingaertner, W. L., "Usinagem de Precisão", 1º Simpósio Brasileiro sobre Tecnologia de Usinagem, SOBRACOM - SP, 1989.
- [04] Ferreira, F. C. e Pansani, S. R., "Mecânica de Precisão - Processos Alternativos", IBM Brasil, Sumaré - SP, 1990.
- [05] Chen, Chien-Jen, "A Laminar Flow Motor Drive Machine Tool Spindle", A Dissertation Submitted to the Department of Aeronautics and Astronautics and the Committee on Graduate Studies of Stanford University in Fulfillment of the Requirements for the Degree of Doctor of Philosophy, 1985.

- [06] "Report on United States Patent Searches Concerning Laminar Flow Motor", Contract No. DE-AC01-81AD13571, Woolcott and Company, Dec. 20, 1982.
- [07] Brazelle, B., "Fluid Pressure Engine", U. S. Patent 1,031,834, July 9, 1912.
- [08] Meyer, A. J., "Pump", U. S. Patent 1,975,965, Oct. 9, 1934.
- [09] Modrovsky, J., "Pump for Viscous Fluids", U. S. Patent 2,777,394, Jan. 15, 1957.
- [10] Fazekas, G. A., "Pump for Viscous Liquids", U. S. Patent 2,992,615, July 18, 1961.
- [11] Bullough, W., "Combined Viscosity Pump and Electric Motor", U. S. Patent 3,794,447, Feb. 26, 1974.
- [12] Bardsley, E., "Rotary Fluid Motor", U. S. Patent 509,644, Nov. 28, 1893.
- [13] Sternlicht, B., "Pumps", U. S. Patent 3,037,457, June 5, 1962.
- [14] Fuller, D. D., "Theory and Practice of Lubrication for Engineers", 2ed., John Wiley and Sons, 1984.

- [15] Mahias, R. R. e Tu, C. C. C., “Um Motor Viscoso”, Trabalho de Formatura, Dpto de Eng. Mecânica - EPUSP, 1993.
- [16] Hawthorne, S. H. e Tu, C. C. C., “Motor Viscoso Laminar Com Discos”, Trabalho de Formatura, Depto de Eng. Mecânica - EPUSP, 1997.
- [17] Carlson, J. D. and Weiss, K. D., “A Growing Attraction to Magnetic Fluids”, *Machine Design*, pp 61-64, August, 1994.
- [18] Weiss, K. D. and Duclos, T. G., “Controllable Fluids: The Temperature Dependence of Post-Yield Properties”, *International Journal of Modern Physics B*, Vol. 8, pp 3015-3032, 1994.
- [19] Lemaire, E., Grasselli, Y. and Bossis, G., “Field Induced Structure in Magneto and Electro-rheological Fluids”, *Journal de Physique II*, pp 359-369, march, 1992.
- [20] Kordonsky, W. I., “Magnetorheological Effect as a Base of New Devices and Technologies”, *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, Vol 122, pp 395-398, 1993.

- [21] Matsuno, Y. and Itoh, J., "Estimation of the Yield Stress of a Magnetic Fluid from Flow Curves", *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, Vol 149, pp 22-25, 1995.
- [22] Lemaire, E., Bossis G. and Grasselli, Y., "Yield Stress and Structuration of Magnetorheological Suspensions", *Journal of Magnetism and Materials*, Vol 122, pp 51-52, 1993.
- [23] Koyama, K., et alli, "Electro-magneto-rheological Effects in Parallel-Field and Crossed-Field Sytems", *Journal Non-Newtonian Fluid Mechanics*, Vol 58, pp 195-206, 1995.
- [24] Winslow, W. M., "Method and Means for Translating Electrical Impulses into Mechanical Force", US Patent 2.417.850; "Induced Fibration of Suspensions", *J. Appl. Phys.*, Vol 20, pp 1137-1140, 1949.
- [25] Stangroom, J. E., "The Bingham Plastic Model of ER Fluids and Its Implications", *Proceedings of the Second Intenational Conference on ER Fluids*, pp 199-206, 1989.
- [26] Cheremisinoff, N. P., "Applied Fluid Flow Measurement - Fundamentals and Technology", Marcel Dekker, Inc., New York, 1979.

- [27] Hughes, W. F., "An Introduction to Viscous Flow", McGraw-Hill, 1979.
- [28] Skelland, A. H. P., "Non-Newtonian Flow and Heat Transfer", John Wiley, 1967.
- [29] Flux 2D Finite-Element Software for Electromagnetics Applications, CEDRAT (CEE), MAGSOFT (USA).
- [30] Cameron, A., The Principles of Lubrication, London, Longmans Press, 1966.
- [31] Pinkus, O., and Starlight, B., Theory of Hydrodynamic Lubrication, McGraw-Hill, 1961.
- [32] Frêne, J., Paliers Hydrodynamiques, Techniques de L'ingénieur, Vol. B5-11, pp. B671, 1-11, 1982.
- [33] Silva, P. F., "Análise Preditiva do Comportamento Operacional de Mancais Radiais de Deslizamento", Dissertação de Mestrado, Depto de Eng. Mecânica - EFEI, Itajubá - MG, 1993.
- [34] Beer, F. P. e Johnston, E. R., "Resistência dos Materiais", McGraw-Hill, 1989.

[35] Slocum, Alexander H., "Precision Machine Design", Prentice Hall, New Jersey, 1992.

[36] Stansfield, F. M., "Hydrostatic Bearings for Machine Tools", The Machinery Publishing Co. Ltd, London, 1970.

[37] Rowe, W. B. and O'donoghue J. P., "Design Procedures for Hydrostatic Bearings", Machinery Publishing Co. Ltd., 1971.

[38] Shinkle, J. N., and Horniug, K. G., "Frictional Characteristics of Liquid Hydrostatic Journal Bearings", Journal of Basic Engineering ASME, pp. 163-169, March 1965.