

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

**TESE DE DOUTORADO**

**ANÁLISE TEÓRICA DO MOTOR STIRLING  
AMAZON VISANDO À OTIMIZAÇÃO DO  
DESEMPENHO**

Autor: Juan Ricardo Vidal Medina

Orientador: Prof. Dr. Electo Silva Lora,

Co-Orientador: Prof. Dr. Vladimir Melián Cobas

**Itajubá**

**2012**

**JUAN RICARDO VIDAL MEDINA**

**ANÁLISE TEÓRICA DO MOTOR STIRLING AMAZON  
VISANDO À OTIMIZAÇÃO DO DESEMPENHO**

Composição da Banca Examinadora:

Prof. Dr. Ednildo Andrade Torres - DEQ/UFBA

Prof. Dr. Flávio Neves Teixeira DCTEF/UFSJ

Prof. Dr. Jose Carlos Escobar Palácios - IEM/UNIFEI

Prof. Dr. Electo Silva Lora, Orientador - IEM/UNIFEI

Prof. Dr. Vladimir Melián Cobas, Co-Orientador -  
IEM/UNIFEI

**Itajubá**

**2012**

*A minha esposa e a minha filha:  
Carolina e Oriana, e aos meus pais:  
Juan José e Nohora.*

## **Agradecimentos**

A Deus pela vida, minha família e pela oportunidade de conquistar mais uma meta.

Agradeço especialmente a minha esposa Carolina por seu amor, compreensão, apoio incondicional e constante motivação.

A minha filha Oriana por me dar alegria e amor.

Aos meus pais pelo seu exemplo de perseverança.

A Carmen Elisa pelo carinho, amizade e apoio incondicional.

Aos professores Electo Silva Lora e Vladimir Cobas pela sua orientação, apoio e profissionalismo.

Aos professores Khamid Mahkamov e Erich Podesser por sua colaboração.

Ao professor Ramiro Ramirez por sua colaboração e especialmente pela amizade.

A Elkin Gutierrez, por sua colaboração e amizade.

A Marilia Barra pelo carinho e amizade.

Aos professores do instituto de Engenharia Mecânica por sua contribuição em minha formação acadêmica.

À Universidad Autónoma de Occidente pelo apoio constante.

À Capes pelo apoio econômico.

## Resumo

Um baixo custo e fornecimento eficiente de energia, além de aquecimento de água (cogeração), poderiam melhorar a qualidade de vida de grande parte da população brasileira que mora em regiões isoladas. Estas populações apresentam uma grande vantagem, desde o ponto de vista da sustentabilidade, frente às populações de regiões urbanizadas, dada pela sua localização dispersa e compostas por poucas pessoas e fácil acesso à biomassa.

O motor Stirling, possui condições econômicas e técnicas para se converter numa das tecnologias para sua aplicação no fornecimento energético a estas populações isoladas, sendo que o potencial deste está na microcogeração.

Este trabalho aborda o tema da modelagem matemática e otimização da potência e eficiência do motor Stirling Amazon, projetado pelo Núcleo de Excelência em Geração Termelétrica e Distribuída (NEST), com o objetivo de fornecer energia nas regiões isoladas do Brasil a partir de biomassa. Nesse trabalho, é desenvolvido um modelo matemático de segunda ordem para simular a operação do motor Stirling Amazon visando a sua otimização. Este modelo matemático está baseado no modelo ideal adiabático de Urieli e Berchowitz (1984), corrigido com perdas de calor internas e externas e perdas pelo bombeamento (perdas de carga), incorporando cálculos detalhados dos trocadores de calor, inclusive, do regenerador. Sendo posteriormente o modelo matemático ajustado com simulação CFD (*Computational Fluid Dynamics*) utilizando o software ANSYS CFX<sup>®</sup>. O modelo matemático, composto pelos modelos do trocador quente, regenerador, trocador frio, tubos conectores, flange e o modelo adiabático, é codificado em VISUAL FORTRAN<sup>®</sup>.

Posteriormente é feita a validação do modelo matemático com dados experimentais de dois motores, o Amazon projetado pelo NEST e o 3 kW projetados pelo Joanneum Research. Finalmente é feita a otimização multiobjetivo da potência e eficiência do motor Amazon com ajuda do software modeFRONTIER<sup>®</sup>.

Como resultado da otimização prevê-se um aumento da potência mecânica de saída do motor de 3,83 kW com uma eficiência de 32,48%.

## **Abstract**

A low-cost and efficient energy supply, along with heating water, could improve the quality of life of much of the Brazilian population dwelling in isolated regions. When comparing to urban populations, these inhabitants possess a great potential advantage, given their location dispersed and composed of few people and easy access to biomass.

Stirling motors are technically and economically capable of supplying the energy necessary for these populations, seeing as these motors are specialized for micro-cogeneration.

This doctoral investigation takes a deeper look at the topic of mathematical modeling of the Stirling Amazon engine's power and efficiency. The engine was designed by the Nucleus of Excellence in Thermoelectric Energy Generation and Distribution (Núcleo de Excelência em Geração Termelétrica e Distribuída – NEST), with the aim of supplying energy to the isolated regions of Brazil through the use of biomass. For this study, a second-order mathematical model was developed to simulate the operation of the Stirling Amazon engine and optimize it. The model made is based on the ideal adiabatic model from Urieli and Berchowicz (1984), corrected with internal and external heat losses and losses incurred by pressure drop. Heat exchanger and regenerator calculations were also included. Then, the mathematical model was fitted using the simulation software Computational Fluid Dynamics (CFD), utilizing the software ANSYS CFX®. The model, made up of hot heat exchange, regenerator, cold exchanger, connector tubes and the adiabatic model, was codified using VISUAL FORTRAN®.

The mathematical model is validated with the experimental data from the two motors – the Amazon design by NEST and the 3 kW design from Joanneum Research. Finally, multi-objective optimization is used to hone the power and efficiency of the Amazon motor using the software modeFRONTIER®.

As a result of the optimization, it was observed that an increase in mechanical power went from 3,83 kW with an efficiency of 32.48%

# SUMÁRIO

SUMÁRIO	9
<b>LISTA DE FIGURAS</b>	<b>12</b>
<b>LISTA DE TABELAS</b>	<b>17</b>
<b>SIMBOLOGIA</b>	<b>18</b>
<b>LETRAS LATINAS</b>	<b>18</b>
<b>LETRAS GREGAS</b>	<b>20</b>
<b>OUTRAS LETRAS</b>	<b>21</b>
<b>1 INTRODUÇÃO</b>	<b>22</b>
1.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS	22
1.2 JUSTIFICATIVA DO TRABALHO DE TESE	23
1.3 HIPÓTESE DO TRABALHO DE TESE	25
1.4 OBJETIVOS DO TRABALHO DE TESE	26
1.5 CONTRIBUIÇÕES DO TRABALHO DE TESE	27
1.6 ESTRUTURA DO TRABALHO DE TESE	28
1.7 ADEQUAÇÃO DA TESE ÀS LINHAS DE PESQUISA DA PÓS-GRADUAÇÃO	29
1.8 EQUACIONAMENTO FINANCEIRO DA PESQUISA	30
<b>2 FUNDAMENTOS E ESTADO DA ARTE</b>	<b>31</b>
2.1 GENERALIDADES DOS MOTORES STIRLING	31
2.1.1 CONFIGURAÇÃO DOS MOTORES STIRLING	34
2.1.2 GÁS DE TRABALHO NOS MOTORES STIRLING.	37
2.1.3 MOTORES STIRLING A BIOMASSA	38
2.1.4 MODELAÇÃO MATEMÁTICA DOS MOTORES STIRLING	48
2.1.5 OTIMIZAÇÃO DE PROJETOS E OPERAÇÃO DE MOTORES STIRLING.	56
<b>2.2 METODOLOGIA D OTIMIZAÇÃO MULTI OBJETIVO BASEADA EM FRONTEIRAS DE PARETO.</b>	<b>60</b>
2.2.1 ALGORITMOS GENÉTICOS	61
2.2.2 OTIMIZAÇÃO MULTI OBJETIVO BASEADA EM FRENTES DE PARETO	63
<b>3 MODELO MATEMÁTICO DESENVOLVIDO</b>	<b>69</b>
3.1 MODELO MATEMÁTICO GERAL	71

<b>3.2</b>	<b>MODELO MATEMÁTICO DO TROCADOR QUENTE</b>	<b>73</b>
<b>3.3</b>	<b>MODELO MATEMÁTICO DO TROCADOR FRIO</b>	<b>79</b>
<b>3.4</b>	<b>MODELO MATEMÁTICO DO REGENERADOR</b>	<b>80</b>
<b>3.5</b>	<b>PERDAS CONSIDERADAS NO MODELO MATEMÁTICO.</b>	<b>80</b>
<b>3.6</b>	<b>MÉTODO DE SOLUÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO.</b>	<b>86</b>
<b>4</b>	<b><u>SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO MOTOR STIRLING AMAZON.</u></b>	<b><u>91</u></b>
<b>4.1</b>	<b>EQUAÇÕES FUNDAMENTAIS DE TRANSPORTE</b>	<b>91</b>
<b>4.2</b>	<b>SELEÇÃO DO MODELO DE TURBULÊNCIA.</b>	<b>92</b>
<b>4.3</b>	<b>METODOLOGIA DE CÁLCULO DE ESCOAMENTO UTILIZANDO TÉCNICAS DE DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL CFD</b>	<b>94</b>
<b>4.4</b>	<b>TROCADOR DE CALOR QUENTE.</b>	<b>96</b>
4.4.1	PARTE EXTERNA	96
4.4.2	PARTE INTERNA	103
<b>4.5</b>	<b>REGENERADOR</b>	<b>120</b>
<b>4.6</b>	<b>FLANGE</b>	<b>128</b>
<b>4.7</b>	<b>TROCADOR DE CALOR FRIO.</b>	<b>132</b>
4.7.1	PARTE INTERNA	132
4.7.2	PARTE EXTERNA	138
<b>4.8</b>	<b>TUBOS CONECTORES</b>	<b>141</b>
<b>5</b>	<b><u>VALIDAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO E CARACTERIZAÇÃO DE PERDAS NO MOTOR STIRLING AMAZON.</u></b>	<b><u>146</u></b>
<b>5.1</b>	<b>VALIDAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO.</b>	<b>146</b>
5.1.1	RESULTADOS DOS TESTES.	148
<b>5.2</b>	<b>CARACTERIZAÇÃO DE PERDAS NO MOTOR STIRLING AMAZON.</b>	<b>156</b>
<b>6</b>	<b><u>OTIMIZAÇÃO DA POTÊNCIA E EFICIÊNCIA DO MOTOR STIRLING AMAZON.</u></b>	<b><u>165</u></b>
<b>7</b>	<b><u>CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES</u></b>	<b><u>178</u></b>
	<b><u>REFERÊNCIAS</u></b>	<b><u>182</u></b>
	<b><u>PUBLICAÇÕES</u></b>	<b><u>194</u></b>
	<b><u>APÊNDICE A</u></b>	<b><u>195</u></b>
	<b><u>APÊNDICE B</u></b>	<b><u>200</u></b>



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1-1. Estrutura geral da tese.....	29
Figura 2-1. Motor original de Robert Stirling .....	32
Figura 2-2. Ciclo Stirling. a) Diagrama P-v do ciclo Stirling b) Diagrama T-s do ciclo Stirling .....	34
Figura 2-3. Motor na configuração Alfa.....	35
Figura 2-4. Motor na configuração Beta .....	36
Figura 2-5. Motor na configuração Gama .....	36
Figura 2-6. Processos de conversão energética da biomassa.....	38
Figura 2-7. Tipos de motores e fluido de trabalho utilizado nos motores Stirling a biomassa. a) Tipo de motor. b) Gás de trabalho.....	44
Figura 2-8. Pressões de trabalho nos motores Stirling a biomassa.....	45
Figura 2-9. Potência de saída dos motores Stirling a biomassa .....	46
Figura 2-10. Potência de saída e tipo de motor Stirling a biomassa.....	46
Figura 2-11. Biomassa utilizada e configuração do trocador de calor quente em motores Stirling a biomassa. a) Biomassa utilizada. b) Configuração do trocador quente.....	47
Figura 2-12. Velocidade de operação nos motores Stirling a biomassa.....	47
Figura 2-13. Tendência dos modelos matemáticos para motores Stirling. a) tendência dos modelos de segunda ordem. b) tipos de modelos de segunda ordem.....	55
Figura 2-14. Considerações dos modelos de segunda ordem para motores Stirling. a) Trocador de calor quente. b) Perdas incluídas nos modelos matemáticos.....	56
Figura 2-15. Otimização dos motores Stirling. a) Trocador de calor quente. b) Perdas incluídas nos modelos matemáticos. ....	60
Figura 2-16. Representação do operador de cruzamento .....	62
Figura 2-17. Representação das soluções dum problema multi-objetivo.....	64
Figura 2-18. Representação da fronteira de Pareto de um problema com dois objetivos. ....	65
Figura 3-1. Esquema geral da adaptação do mecanismo do motor Ducati para operar como um motor Stirling. ....	69
Figura 3-2 Esquema do modelo desenvolvido. a) Modelo matemático geral. b) Distribuição de temperaturas.....	71
Figura 3-3. Sistema geral do motor Stirling integrado com a fornalha de biomassa. ....	74
Figura 3-4. Trocador de calor quente .....	74
Figura 3-5. Trocador de calor frio .....	79

Figura 3-6. Sub-rotinas que compõem o modelo matemático.....	86
Figura 3-7. Fluxograma do modelo matemático desenvolvido para simular o comportamento do motor Stirling Amazon. a) fluxograma geral, b) fluxograma das propriedades, c) fluxograma do modelo adiabático, d) fluxograma de perdas. ....	90
Figura 4-1. Passos seguidos para a simulação numérica de cada equipamento do motor Stirling Amazon.....	94
Figura 4-2. Motor Stirling Amazon desenhado no software ICEM. ....	95
Figura 4-3. Domínio computacional da parte externa do trocador de calor quente. ....	97
Figura 4-4. Malha da parte externa do trocador de calor quente. ....	98
Figura 4-5. Perda de carga na parte externa do trocador de calor quente.....	100
Figura 4-6. Distribuição vetorial da velocidade do gás de exaustão. ....	100
Figura 4-7. Contorno de temperatura na parte externa do trocador de calor quente .....	101
Figura 4-8. Coeficientes de transferência de calor por convecção na parte externa do trocador de calor quente.....	102
Figura 4-9. Temperaturas de saída do gás de exaustão e temperaturas médias na superfície externa do trocador quente. ....	102
Figura 4-10. Domínio computacional da parte interna do trocador de calor quente. ....	103
Figura 4-11. Malha do coletor do trocador de calor quente na parte interna. ....	104
Figura 4-12. Malha dos tubos verticais e horizontais do trocador de calor quente na parte interna. ....	104
Figura 4-13. Distribuição vetorial da velocidade do gás de trabalho no coletor de entrada. .	106
Figura 4-14. Distribuição vetorial da velocidade do gás de trabalho no coletor de saída. ....	107
Figura 4-15. Perda de carga do gás de trabalho nos coletores.....	108
Figura 4-16. Coeficiente de atrito no primeiro tubo horizontal (tubo a) em função da longitude do tubo/Diâmetro do tubo.....	109
Figura 4-17. Coeficiente de atrito nos tubos verticais em função da longitude do tubo/Diâmetro do tubo.....	110
Figura 4-18. Coeficiente de atrito no tubo vertical sem tubos horizontais em função da longitude do tubo/Diâmetro do tubo.....	110
Figura 4-19. Perdas de carga no arranjo tubos verticais-tubos horizontais. ....	111
Figura 4-20. Coeficientes médios de transferência de calor por convecção. a) para os tubos horizontais. b) para tubos verticais. ....	112

Figura 4-21. Trajetórias seguidas pelas partículas de gás em diferentes intervalos de tempo no coletor de entrada e saída.....	113
Figura 4-22. Trajetórias seguidas pelas partículas em diferentes intervalos de tempo no arranjo tubos verticais-tubos horizontais. ....	114
Figura 4-23. Motor Stirling Amazon trabalhando como maquina de frio.....	116
Figura 4-24. Versão do trocador de calor quente em escala normal .....	116
Figura 4-25. Velocidades do gás de trabalho nos tubos horizontais do modelo matemático, a simulação numérica CFX e o modelo à escala normal.....	119
Figura 4-26. Domínio computacional do volume representativo do regenerador. ....	120
Figura 4-27. Malhado das malhas regeneradoras. ....	121
Figura 4-28. Corte transversal sobre uma malha regeneradora. ....	121
Figura 4-29. Linhas de escoamento pelas malhas regeneradoras e seu o processo de aquecimento.....	123
Figura 4-30. Variação da temperatura das malhas regeneradoras no tempo. a) a 200 RPM, b) a300 RPM, c) a 400 RPM e c) 500 RPM. ....	124
Figura 4-31. Fluxo de calor nas seis malhas regeneradoras. . a) 200 RPM, b) 300RPM, c) 400RPM e c) 500 RPM. ....	125
Figura 4-32. Comparação dos resultados do modelo matemático e a simulação numérica para o coeficiente de atrito a diferentes velocidades de rotação do motor.....	126
Figura 4-33. Comparação dos resultados do modelo matemático e a simulação numérica para o coeficiente de transferência de calor a diferentes velocidades de rotação do motor.....	127
Figura 4-34. Distribuição vetorial da velocidade do gás de trabalho no regenerador. ....	127
Figura 4-35. Domínio computacional do flange.....	128
Figura 4-36. Malhado do flange. ....	129
Figura 4-37Distribuição vetorial da velocidade do gás de trabalho no flange.....	130
Figura 4-38. Coeficiente de atrito no flange em função da longitude do tubo/Diâmetro do tubo. a) 200 RPM, b) 300 RPM, c) 400 RPM e c) 500 RPM.....	131
Figura 4-39. Perda de carga no flange.....	132
Figura 4-40. Domínio da parte interna do trocador de calor frio. ....	133
Figura 4-41. Malhado da parte interna do trocador de calor frio. ....	134
Figura 4-42. Distribuição vetorial da velocidade do gás de trabalho no trocador de calor frio. ....	135

Figura 4-43. Coeficiente de atrito na parte interna do trocador de calor frio em função da longitude do tubo/Diâmetro do tubo. a) 200 RPM, b) 300 RPM, c) 400 RPM e c) 500 RPM. .....	136
Figura 4-44. Perda de carga na parte interna do trocador de calor frio. ....	137
Figura 4-45. Coeficientes de transferência de calor por convecção médio na parte interna do trocador de calor frio .....	137
Figura 4-46. Domínio da parte externa do trocador de calor frio.....	138
Figura 4-47. Malhado da parte externa do trocador de calor frio.....	139
Figura 4-48. Linhas de corrente e contorno de temperatura na parte externa do trocador de calor frio. ....	140
Figura 4-49. Coeficientes de transferência de calor por convecção na parte externa do trocador de calor frio.....	141
Figura 4-50. Domínio do tubo conector. ....	141
Figura 4-51. Malhado do tubo conector. ....	142
Figura 4-52. Distribuição vetorial da velocidade do gás de trabalho no tubo conector. ....	143
Figura 4-53. Coeficiente de atrito no conector em função da longitude do tubo/Diâmetro do tubo. a) a 200 RPM, b) a300 RPM, c) a 400 RPM e c) 500 RPM. ....	144
Figura 4-54. Perda de carga no tubo conector. ....	145
Figura 5-1. Bancada de ensaios utilizando o motor Stirling Amazon. ....	146
Figura 5-2. Temperaturas de entrada ao trocador de calor quente no primeiro teste. ....	149
Figura 5-3. Temperaturas de saída ao trocador de calor quente no primeiro teste.....	150
Figura 5-4. Pressão no espaço de compressão no primeiro teste.....	150
Figura 5-5. Variação de pressão do motor Amazon segundo o modelo matemático. ....	151
Figura 5-6. Potência de saída em função da velocidade de rotação do motor.....	151
Figura 5-7. Motor Stirling de 3 kW projetado pelo Joanneum Research. ....	152
Figura 5-8. Motor Stirling de 3 kW projetado pelo Joanneum Research. ....	155
Figura 5-9. Diagrama de fluxos de energia no motor em função do ângulo do mecanismo no modelo adiabático.....	157
Figura 5-10. Variação de temperatura dos fluidos que atuam no motor Stirling em função da velocidade de rotação do motor.....	157
Figura 5-11. Variação dos coeficientes de troca de calor com convecção nos três trocadores de calor em função da velocidade de rotação do motor. ....	158

Figura 5-12. Variação das perdas de calor externas e eficiência do regenerador em função da velocidade de rotação do motor.....	159
Figura 5-13. Variação do calor de entrada e calor de saída do motor em função da velocidade de rotação.....	159
Figura 5-14. Variação da massa nas câmaras do motor em função do ângulo do mecanismo biela-manivela. ....	160
Figura 5-15. Distribuição de perdas de energia no motor. ....	161
Figura 5-16. Distribuição de perdas de carga no motor. ....	162
Figura 5-17. Distribuição de perdas de carga no trocador de calor frio. ....	162
Figura 5-18. Distribuição de perdas de carga no trocador de calor quente. ....	163
Figura 5-19. Distribuição de perdas de calor no motor. ....	164
Figura 6-1. Fluxograma do processo de otimização.....	166
Figura 6-2. Nova configuração geométrica do trocador de calor quente. ....	167
Figura 6-3. Fronteiras de Pareto para os dois MOEAs utilizados na otimização.....	169
Figura 6-4. Variação da geometria do motor otimizado em relação ao motor original. ....	174

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2-1. Vantagens e desvantagens dos motores Stirling.....	33
Tabela 3-1. Parâmetros do mecanismo do motor DUCATTI usado como base para o motor Stirling Amazon.....	69
Tabela 3-2.Características geométricas do motor Stirling Amazon .....	70
Tabela 3-3. Perdas Consideradas no Modelo Matemático do motor Stirling Amazon. ....	85
Tabela 4-1. Resultados da simulação de um mesmo problema com diferentes modelos de turbulência. ....	93
Tabela 4-2. Características da malha da parte externa do trocador de calor quente.....	98
Tabela 4-3. Características da malha da parte externa do trocador de calor quente.....	104
Tabela 4-4. Tempo para deferentes trajetórias seguidas pelas partículas de gás em tudo o trocador.....	115
Tabela 4-5. Resultados das velocidades no teste feito na versão a escala normal do trocador de calor quente a 450 RPM e a 750 RPM. ....	117
Tabela 4-6. Características da malha do volume representativo do regenerador. ....	121
Tabela 4-7.Características da malha do flange.....	129
Tabela 4-8. Características da malha da parte interna do trocador de calor frio. ....	133
Tabela 4-9.Características da malha da parte externa do trocador de calor frio. ....	139
Tabela 4-10. Características da malha do tubo conector. ....	142
Tabela 5-1.Características geométricas do motor Stirling desenvolvido por Joanneum Research.....	153
Tabela 5-2. Características técnicas do motor Stirling 3 kW projetado pelo Joanneum Research.....	154
Tabela 5-3. Comparação de resultados do modelo matemático com dados experimentais do motor 3 kW projetado pelo Joanneum Research. ....	154
Tabela 6-1. Variável de decisão, relação das variáveis dependentes e os valores das constantes. ....	168
Tabela 6-2. Parâmetros dos MOEAs .....	169
Tabela 6-3. Aplicação do critério “MaxMin”para a escolha do projeto.....	171
Tabela 6-4.Características geométricas do motor Stirling Amazon otimizado. ....	175
Tabela 6-5. Perdas de carga e térmicas no motor inicialmente projetado e no motor otimizado. ....	177

# SIMBOLOGIA

## LETRAS LATINAS

A	Área efetiva de transmissão de calor	$m^2$
$A_c$	Área transversal do tubo	$m^2$
$A_{ffreg}$	Área efetiva da malha regeneradora	$m^2$
$A_{mr}$	Área da malha do regenerador	$m^2$
$A_{pe}$	Área transversal do pistão de expansão	$m^2$
$C_f$	Coefficiente de atrito	-
$C_M$	Calor específico da malha regeneradora	$J/Kg^*K$
$C_p$	Calor específico a pressão constante do gás.	$J/Kg^*K$
D	Diâmetro	m
$D_{hi}$	Diâmetro do fio da malha do regenerador	m
Diss	Energia dissipada pela queda de carga	J
$D_{mst}$	Comprimento mínimo entre superfícies externas dos tubos horizontais	m
$D_p$	Perda de carga	W
E	Deslocamento do pistão	m
$E_{BT}$	Eficiência térmica do freio	-
$E_M$	Eficiência mecânica	-
$E_S$	Eficiência térmica do motor Stirling	-
f	Fator de atrito	-
f	Frequência	Hz
$F_c$	Fator de correção do número de Nusselt	-
$F_E$	Fator empírico do motor Stirling	-
FF	Fator de enchimento da malha do regenerador	-
G	Comprimento cilindro-pistão	m
GD	Geração distribuída	
GCI	Índice de convergência do refinado da malha	-
h	Coefficiente de transmissão de calor por convecção, entalpia específica.	$W/m^2^{\circ}C$
$h_m$	Celula representativa da malha	-
K	Condutividade térmica	$W/m^{\circ}C$
$K_c$	Coefficiente de Stirling	-
$K_k$	Fator de forma	-

k	Energia cinética turbulenta	$m^2/s^2$
L	Comprimento	m
M	Massa total do gás de trabalho	Kg
$m_C$	Massa do gás na câmara de compressão	Kg
$m_e$	Massa do gás na câmara de expansão	Kg
$m_h$	Massa do gás no trocador quente	Kg
$m_k$	Massa do gás no trocador frio	Kg
$m_{mr}$	Massa da malha regeneradora	Kg
$m_r$	Massa do gás no regenerador	Kg
$m_w$	Número de malha	1/m
$N_B$	Número de Beale	-
N	Número total de celas no domínio de cálculo	-
$N_L$	Número de linhas no banco de tubos	-
NTU	Número de unidades de transmissão de calor	-
Nu	Número de Nusselt	-
p	Pressão do motor	bar
$P_m$	Pressão média do gás de trabalho.	bar
Pot	Potência de saída	W
Pr	Número de Prandtl	-
Q	Calor transmitido por unidade de tempo	W
R	Constante de gás	J/Kg*K
Re	Número de Reynolds	-
S	Perímetro	m
Sg	Número Stirling	-
Sh	Termo fonte	W
St	Número de Stanton	-
$T_c$	Temperatura do gás na câmara de compressão	K
$T_e$	Temperatura do gás na câmara de expansão	K
$T_{ee}$	Temperatura de entrada do gás de	
$T_{eef}$	Temperatura de entrada da água	
$T_{fc}$	Temperatura do gás de exaustão	
$T_{ff}$	Temperatura da água	
$T_h$	Temperatura do gás no trocador quente	K
$T_k$	Temperatura do gás no trocador frio	K
$T_r$	Temperatura do gás no Regenerador	K

$T_s$	Temperatura da parede do trocador quente	K
$T_{se}$	Temperatura de saída dos gases de exaustão	K
$T_{sef}$	Temperatura de saída da água	K
$T_{sf}$	Temperatura da parede do trocador frio	K
$T_w$	Temperatura de parede do cilindro	K
$u_i, u_j$	Componente da velocidade do fluido	m/s
$\bar{u}_i$	Componente média temporal da velocidade do fluido	m/s
$u'_i$	Componente de flutuação da velocidade do fluido	m/s
$V$	Velocidade do fluido	m/s
$V_c$	Volume momentâneo da câmara de compressão	m <sup>3</sup>
$V_D$	Volume deslocado pelo deslocador.	m <sup>3</sup>
$V_e$	Volume momentâneo na câmara de expansão	m <sup>3</sup>
$V_h$	Volume do trocador quente	m <sup>3</sup>
$V_k$	Volume trocador frio	m <sup>3</sup>
$V_{mpe}$	Velocidade média do pistão de expansão	m <sup>3</sup>
$V_p$	Volume deslocado pelo pistão de potência.	m <sup>3</sup>
$V_r$	Volume do regenerador - Velocidade gás de trabalho no regenerador	m <sup>3</sup> - m/s
$V_s$	Volume morto.	m <sup>3</sup>
$V_{swe}$	Volume total na câmara de expansão	m <sup>3</sup>
$V_{swc}$	Volume total na câmara de compressão	m <sup>3</sup>
$W$	Trabalho total por ciclo	J

## LETRAS GREGAS

$\alpha$	Ângulo de defasagem	°
$\mu$	viscosidade dinâmica	Ns/m <sup>2</sup>
$\mu_t$	Viscosidade turbulenta	Ns/m <sup>2</sup>
$\delta_{ij}$	Delta de Krönecker	-
$\varepsilon$	Eficiência do regenerador	-
$\varepsilon_{21} \quad \varepsilon_{32}$	Diferença entre a variável chave	-
$\zeta$	Fator de perda local	-
$\eta_B$	Eficiência de bombeamento	-
$\sigma_H$	Número de Prandtl turbulento	-

$\rho$	Densidade do gás de trabalho	$\text{kg/m}^3$
$\tau=T_K/T_H$	Relação de temperaturas do gás de trabalho	-
$\nu$	Viscosidade cinemática	$\text{m}^2/\text{s}$
$\phi$	Valor da variável chave	-
$\chi$	Fator de correção em banco de tubos	-
$\gamma$	Relação de calores específicos	
$\overline{\rho u_i u_j}$	Tensor de Reynolds	Pa
$\overline{\rho u_i h}$	Difusão da entalpia	N/ms

## OUTRAS LETRAS

$\eta$	Porosidade do regenerador	-
--------	---------------------------	---

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Considerações Iniciais

Um baixo custo e fornecimento eficiente de energia, além de aquecimento de água (cogitação), poderiam melhorar a qualidade de vida da população brasileira que mora em regiões isoladas. Estas populações apresentam uma vantagem, desde o ponto de vista da sustentabilidade, frente às populações de regiões urbanizadas, dada pela sua localização, composta por poucas pessoas e fácil acesso à biomassa.

Por outro lado, o setor energético está passando por uma transformação que traz oportunidades para a geração distribuída (GD), levando-a para uma era de geração mista, onde os fornecedores do serviço energético e os consumidores terão uma variedade de tecnologias para sua escolha (STEPHEN, CLARK e SIMMS, 2009).

O motor Stirling, possui condições econômicas e técnicas para se converter numa das tecnologias mais promissoras para a GD (CORRIA *et al.*, 2006). Seu potencial está na microgeração, definida no trabalho de Harrison (2007), como tecnologias com capacidade de fornecer potência térmica e elétrica menores a 45 kWt e 50kWe, respectivamente. É por isso que uma combinação da biomassa, considerada a fonte de energia renovável com maior potencial para contribuir nas necessidades energéticas da humanidade (BRIDGWATER, 2003), com o motor Stirling, gera grande interesse nos pesquisadores e se apresenta como uma das melhores alternativas para o fornecimento energético nas populações isoladas do Brasil. Embora esta tecnologia ainda não esteja completamente desenvolvida, ela tem, em teoria, um potencial para fornecer energia com alta eficiência, flexibilidade de combustível, baixas emissões, baixo nível de ruído, baixos níveis de vibração, e um bom desempenho em carga parcial (ALIABADI *et al.*, 2009). Além de sua eficiência elétrica próxima a 40% e eficiência de cogeração entre 65-85% (KNIGHT e UGURSAL, 2005).

Este trabalho aborda o tema da modelagem e otimização da potência e eficiência do motor Stirling Amazon, projetado pelo Núcleo de Excelência em Geração Termelétrica e Distribuída (NEST), com o objetivo de fornecer energia nas regiões isoladas do Brasil a partir de biomassa. O motor Stirling Amazon é um motor tipo alfa com uma capacidade de geração

inicialmente projetada de 8 kW, composto por cinco partes básicas em sua construção: o trocador de calor quente, o trocador de calor frio, o regenerador e as câmaras de expansão e compressão.

Neste trabalho, é desenvolvido um modelo matemático de segunda ordem para simular a operação do motor Stirling Amazon visando a sua otimização. Este modelo matemático está baseado no modelo ideal adiabático de Urieli e Berchowitz (1984), corrigido com perdas de calor internas e externas e perdas de carga, incorporando cálculos detalhados dos trocadores de calor, inclusive, do regenerador e dos acessórios. Posteriormente o modelo matemático é ajustado com simulação CFD (*Computational Fluid Dynamics*) utilizando o software ANSYS CFX<sup>®</sup>. O modelo matemático, formado pelos modelos do trocador quente, regenerador, trocador frio, tubos conectores, flange e o modelo adiabático, é codificado em VISUAL FORTRAN<sup>®</sup>.

Posteriormente é feita a validação do modelo matemático com dados experimentais de dois motores, o Amazon projetado pelo NEST e o 3kW projetados pelo Joanneum Research. Finalmente é feita a otimização multiobjetivo da potência e eficiência do motor Amazon com ajuda do software modeFRONTIER<sup>®</sup>.

## 1.2 Justificativa do Trabalho de Tese

Os baixos níveis de desenvolvimento nas regiões isoladas estão diretamente relacionados com a falta de energia elétrica (BASSAM, 2001), é de grande importância a procura de tecnologias de geração de energia que possam subsidiar o desenvolvimento sustentável destas regiões.

A inviabilidade econômica e ambiental dos sistemas de geração convencionais faz com que o fornecimento de energia elétrica nas regiões isoladas do norte de Brasil se torne cada dia mais complexo. Além disso, uma população conformada por assentamentos, em sua maioria dispersos e com poucas pessoas, faz mais evidente a inviabilidade dos sistemas de geração convencionais. Neste contexto, o problema do fornecimento energético não pode ser resolvido com tecnologias de grande escala, que por sua natureza precisam de sistemas de

transmissão e distribuição e grandes consumidores, mas sim com um enfoque voltado para as tecnologias de pequena ou média escala e localizadas próximo dos consumidores. Enfoque que concorda com a definição dada por Barros *et al.* (2004) para os sistemas de geração distribuída.

No caso destas regiões isoladas, a biomassa como fonte de combustível é outra variável a ser considerada no fornecimento energético. Esta variável, junto com suas vantagens econômicas e ambientais frente a outras fontes como os combustíveis fósseis, faz quase obrigatória sua consideração no momento de projetar sistemas de geração distribuída.

Neste contexto, o desenvolvimento de uma tecnologia de geração distribuída que possibilite o uso da biomassa como combustível, torna-se de grande interesse para a sociedade, em especial os pesquisadores. Uma tecnologia capaz de operar na situação descrita anteriormente é o motor Stirling, que apesar de ter sido inventado no século XVIII, ainda está em desenvolvimento, aproveitando os novos avanços em modelagem computacional e materiais. Este motor pode ser considerado uma alternativa promissora, pois é um motor de combustão externa com potencial de utilização de qualquer tipo de combustível. Por esta razão, com um desenvolvimento apropriado, o motor Stirling pode ser mais econômico e menos poluente que alternativas de geração como o motor Diesel e até mesmo do que a turbina a gás (CAMPOS, 2004).

As vantagens do motor Stirling operado com biomassa sobre outros sistemas de geração distribuída, além das já mencionadas, estão no fornecimento de energia de forma sustentável, os baixos custos de operação, os baixos custos na capacitação de seus operários e baixos custos em manutenção.

Uma análise do mercado indica que a grande maioria destas máquinas se encontra comercialmente como equipamentos de frio, utilizando-se principalmente para o resfriamento criogênico e a liquefação do ar. Como motor, segue sendo alvo de numerosas pesquisas e desenvolvimento (FORMOSA e DESPESSE, 2010). Além disso, as tendências mundiais apontam à geração elétrica com motor Stirling como um valor agregado à calefação doméstica. Assim, na atualidade, a microgeração com motor Stirling, se considera uma

alternativa para o aproveitamento do combustível utilizado para aquecimento (ALANNE *et al.*, 2010). Descartando, deste modo, a aplicação destas poucas tecnologias já existentes na problemática Brasileira.

O problema que enfrentam os pesquisadores em motores Stirling, é a procura de um perfeito equilíbrio entre seu volume morto, potência de saída e eficiência. Este problema envolve diretamente os três trocadores de calor e seus equipamentos secundários ou acessórios. Para o caso dos motores operados com biomassa sólida, além do problema antes mencionado, é preciso considerar o problema dos resíduos de cinzas do gás de exaustão na parte externa do trocador de calor quente, já que estas se incrustam nesta superfície afetando significativamente a operação do motor (PÅLSSON e CARLSEN, 2003; KUOSA, 2007; THY *et al.*, 2006).

Por tais motivos, o motor Stirling Amazon, projetado pelo NEST, introduz uma geometria inovadora visando uma relação entre potência, volume morto e eficiência aceitável e capaz, em teoria, de cumprir com as exigências de fácil construção, baixos níveis de incrustação no trocador de calor quente, fácil manutenção e, no caso de se precisar, fácil conserto. Desta forma, o sistema básico de geração projetado, onde o motor Stirling se aloca, se complementa com uma fornalha, cujo gás de exaustão fornece calor ao motor Stirling, e um circuito de água de resfriamento.

Nos laboratórios do NEST foi testado o primeiro protótipo deste motor, mas os resultados em relação à potência de saída do motor foram abaixo do esperado, mesmo sendo atingidos os valores requeridos de temperatura e velocidade do gás de exaustão e água para seu ótimo desempenho. Desta forma, a identificação da perda de potencia de saída e sua posterior otimização junto com a eficiência do motor, conservando suas características geométricas inovadoras, se apresenta como o problema a ser resolvido neste trabalho.

### **1.3 Hipótese do Trabalho de Tese**

Para dar uma solução ao problema antes descrito, é levantada a seguinte hipótese: É possível identificas as causas da perda de potencia de saída do motor Stirling Amazon e sua

otimização junto com a eficiência, conservando suas características geométricas inovadoras, utilizando modelagem matemática e ferramentas computacionais?

## 1.4 Objetivos do Trabalho de Tese

Como objetivo geral se estabeleço otimizar a potência de saída e eficiência do motor Stirling Amazon utilizando modelação matemática e ferramentas computacionais.

Para alcançar este objetivo geral antes descrito, tem-se desenvolvido os seguintes objetivos específicos:

1. Desenvolver um modelo matemático do motor Stirling Amazon que permita pré-dizer seu comportamento incorporando os efeitos de perda de carga, perdas de calor e variação de temperatura na parte externa do trocador quente. Além de incorporar a variação de temperatura no trocador de calor. Este modelo inclui:
  - Modelagem matemática do trocador de calor quente do motor Amazon.
  - Modelagem matemática do regenerador do motor Amazon.
  - Modelagem matemática do trocador de calor frio do motor Amazon.
  - Modelagem matemática de acessórios (tubos conectores e flange) do motor Amazon.
  - Integração dos modelos matemáticos num modelo de segunda ordem.
2. Ajustar os coeficientes de transferência de calor, coeficientes de perda de carga distribuída e fatores de perda de carga localizada e distribuída do modelo matemático com ferramentas de CFD (software ANSYS CFX<sup>®</sup>), o qual inclui:
  - Simulação numérica do trocador de calor quente do motor Amazon.

- Simulação numérica do regenerador do motor Amazon.
  - Simulação numérica do trocador de calor frio do motor Amazon.
  - Simulação numérica dos acessórios do motor Amazon.
3. Validar o modelo matemático com dados experimentais, ou seja:
- Validação com dados experimentais do motor Stirling Amazon.
  - Validação com dados experimentais do motor Stirling 3kW projetado por Joanneum Research.
4. Identificar as causas de perda de potencia de saída do motor Stirling Amazon:
- Caracterização de perdas de carga.
  - Caracterização de perdas de calor.
5. Otimizar a potência de saída e eficiência do motor Stirling Amazon, o que inclui:
- Integração do modelo matemático com o software modeFRONTIER<sup>®</sup>.
  - Implementação de um método de otimização multiobjetivo baseado em algoritmos genéticos, que permita obter um novo projeto de motor com valores ótimos e equilibrados de potência de saída e eficiência.

## 1.5 Contribuições do Trabalho de Tese

Neste trabalho se apresentam as seguintes contribuições:

- Modelo matemático de segunda ordem, ajustado ao motor Stirling Amazon, que considera os efeitos de perdas de carga, perdas de calor e variação de temperatura dos gases de exaustão, além de considerar as variações de temperatura do fluido de resfriamento.

- Metodologia baseada em simulação numérica CFD que permite caracterizar as perdas de carga distribuídas, perdas de carga localizadas e os coeficientes de transferência de calor por condução nos componentes do motor Stirling Amazon.
- Projeto de motor Stirling que apresenta relação de potência-eficiência ótima e equilibrada, baixos níveis de incrustação no trocador de calor quente e fácil construção e manutenção.

## 1.6 Estrutura do Trabalho de Tese

A estrutura do trabalho de tese se compõe de sete capítulos (ver figura 1-1) distribuídos da seguinte forma:

No primeiro capítulo apresenta-se a Introdução as Considerações Iniciais, Justificativa do Trabalho, Objetivo e Contribuições desta tese.

No segundo capítulo, são apresentados os Fundamentos e Estado da Arte. Este capítulo tem como objetivo estabelecer a atualidade dos temas abordados neste trabalho mediante uma análise da literatura especializada referente ao tema de investigação.

O capítulo três é denominado de Modelo Matemático desenvolvido para o estudo do motor Stirling Amazon. Neste capítulo se descreve, em detalhe, a fundamentação matemática e os algoritmos matemáticos que conformam o modelo matemático apresentado neste trabalho.

No capítulo quatro, chamado Simulação Numérica, é apresentada a simulação com CFD de cada um dos componentes do motor, a análise de resultados e o ajuste do modelo matemático desenvolvido no capítulo três.

No capítulo cinco apresenta-se a Validação do Modelo matemático, já ajustado com dados experimentais dos motores Stirling Amazon e o 3 kW projetado pelo Joanneum Research.

O capítulo seis apresenta a otimização da potência de saída e a eficiência do motor Stirling Amazon, utilizando otimização multiobjetivo.

Finalmente, no capítulo sete são apresentadas as conclusões e recomendações. Nestes se apresentam as conclusões e se descrevem algumas propostas para trabalhos futuros.

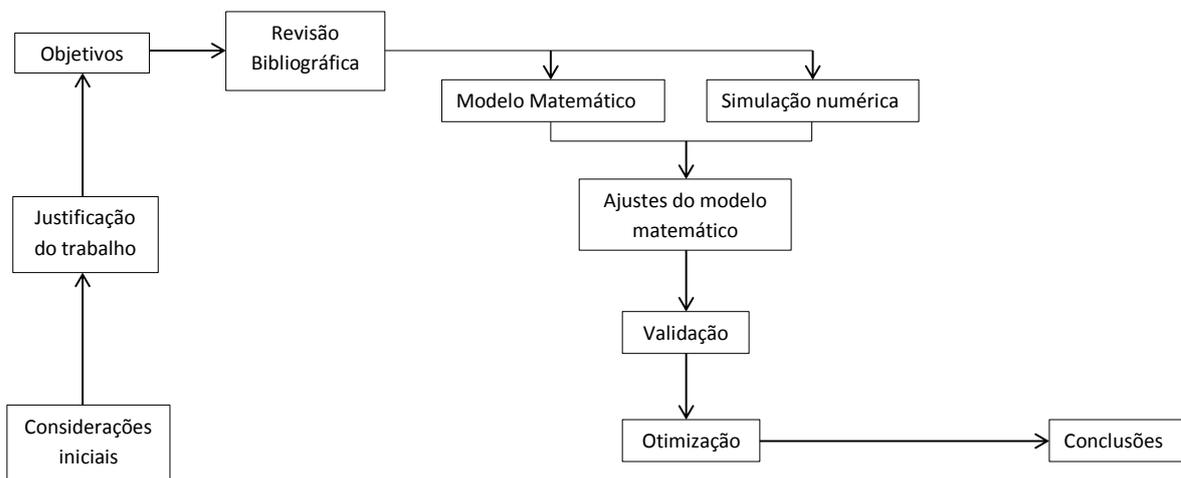


Figura 1-1. Estrutura geral da tese.

## 1.7 Adequação da Tese às Linhas de Pesquisa da Pós-graduação

De acordo com o programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Itajubá, pode-se enquadrar o presente trabalho na seguinte linha vertical de pesquisa.

Nível do Programa: Doutorado em Engenharia Mecânica

Linha de Pesquisa: Conversão de energia

Áreas correlatas: Fenômenos de transporte, modelagem, simulação, otimização, energias alternativas.

Técnica: Modelagem matemática em Fortran<sup>®</sup>, simulação com o software ANSYS CFX<sup>®</sup> e otimização com o software ModeFRONTIER<sup>®</sup>

## **1.8 Equacionamento Financeiro da Pesquisa**

Durante todo o período do trabalho de pesquisa, o pesquisador contou com o apoio da bolsa de estudo concedida pela CAPES- Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior.

## **2 FUNDAMENTOS E ESTADO DA ARTE**

Anteriormente, foi mencionado o interesse dos pesquisadores de motores Stirling por melhorar o desempenho destes. Uma melhoria neste motor leva necessariamente à utilização de modelos matemáticos que simulem seu comportamento e forneçam soluções além do simples entendimento e prática dos usuários.

Desta forma, o presente capítulo aborda os conceitos básicos dos motores Stirling, sua modelagem matemática, os esforços para sua otimização e, uma análise comparativa quando operados com biomassa citadas na literatura, assim como os fundamentos básicos da otimização multiobjetivo aplicada para a otimização da potência de saída e eficiência do motor Stirling Amazon.

### **2.1 Generalidades dos Motores Stirling**

Alguns historiadores indicam que a razão pela qual o pastor escocês Robert Stirling inventou um motor de combustão externa foi a sua preocupação pelos trabalhadores de sua paróquia, dado que ao seu redor estavam sendo utilizadas máquinas de vapor, e dada a pouca capacidade dos materiais daquela época para suportar as altas pressões, estas explodiram com muita facilidade, trazendo resultados catastróficos. A hipótese de Stirling foi que o motor, ao invés de explodir, simplesmente pudesse parar no caso de uma falha do material (STIRLING ENERGY SOCIETY USA, 2006).

Patenteado em 1816 (figura 2-1), este motor funciona num ciclo termodinâmico fechado e regenerativo que troca energia com o meio ambiente, sem que se apresente variação de massa no seu fluido de trabalho. O trabalho de saída (ou entrada, no caso de trabalhar como máquina de refrigeração) é gerado pelos processos de compressão, aquecimento, expansão e resfriamento. Esta invenção, gerada antes da formulação das leis da termodinâmica, desfrutou de um sucesso comercial até o início do século XIX, quando o rápido desenvolvimento dos motores de combustão interna e das máquinas elétricas comprometeu seriamente seu desenvolvimento (THOMBARE e VERMA, 2008). Além disso, os motores Stirling requeriam uma atenção especial em sua fabricação, já que eles precisam

de uma tolerância mais estreita na sua manufatura do que a requerida pelos motores de combustão interna (BARROS, 2005).

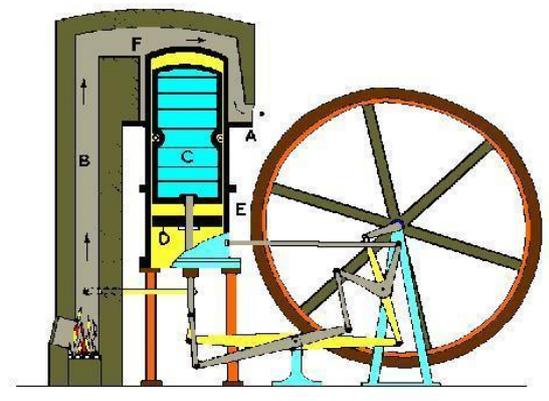


Figura 2-1. Motor original de Robert Stirling

Fonte: Barros (2005)

Nos anos 1930, pesquisadores da Philips Company, na Holanda, notaram várias possibilidades neste antigo motor, melhorando as técnicas de engenharia para a sua fabricação. Assim, a Philips Company investiu milhões de dólares, criando uma posição de destaque para a tecnologia de motores Stirling (MARTINI, 1983).

Na década de 1980, com a chegada da crise dos combustíveis e os desenvolvimentos em novos materiais, os motores Stirling começaram a diminuir a diferença de custo-benefício frente aos motores de combustão interna. As características destes motores, apresentadas na tabela 2.1, indicam uma série de vantagens que fizeram com que os pesquisadores da área de energias renováveis apresentassem interesse neles, marcando uma nova etapa no desenvolvimento dos motores Stirling.

O motor Stirling é um motor de combustão externa, que utiliza um fluido de trabalho compressível. O mesmo, teoricamente, pode ser muito eficiente na conversão de calor em trabalho mecânico (KONGTRAGOOL e WONGWISES, 2006). Em condições ideais de zero volume morto, regeneração ideal, absorção e rejeição de calor de forma isotérmica e movimentação quase estática, o ciclo Stirling pode-se representar pelos quatro processos básicos mostrados na figura 2-2. Nesta figura são apresentados os diagramas de pressão-volume e temperatura-entropia do ciclo Stirling.

**Tabela 2-1. Vantagens e desvantagens dos motores Stirling**

Vantagens	Desvantagens
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Operação silenciosa (Barros <i>et al.</i> 2004)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Baixa relação potência-peso. (BIOTECHSECTOR, 2011).</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Baixo desgaste interno, baixo consumo de lubrificante e manutenção – o fluido de trabalho não entra em contato com o combustível, evitando-se assim a contaminação do mesmo (BIOTECHSECTOR, 2011).</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Motores que utilizam combustíveis residuais apresentam problemas de incrustações no trocador de calor quente, o que reduz a eficiência do motor (PODESSER 1999).</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Eficiência em torno de 30% - o que pode tornar o motor Stirling competitivo com outras tecnologias (BIOTECHSECTOR, 2011).</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Custo elevado, o motor Stirling é várias vezes mais caro se comparado com um motor a Diesel de igual potência (Stirling Engine Assessment, 2002)</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Possibilidade de operação em cogeração, neste caso a eficiência total, considerando a elétrica e térmica, é em torno de 90% (WILKE e SILVA, 2003).</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Dada sua baixa aceleração, seu uso quase que se limita às aplicações estacionárias.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Diferentes arranjos físicos – os elementos essenciais em um motor Stirling são: dois cilindros, um para expansão e o outro para a compressão, e três trocadores de calor. Estes componentes, aparentemente simples, podem ser dispostos de diversas maneiras, possibilitando uma grande adequação ao espaço físico (WILKE e SILVA, 2003).</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Trocador de calor quente exposto ao desgaste extremo pelas altas temperaturas.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Pode trabalhar com calor de baixa temperatura (THOMBARE e VERMA, 2008),.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Necessidade de vedação perfeita – os motores Stirling necessitam de boa vedação das câmaras que contêm o gás de trabalho para evitar a queda de pressão de operação e a contaminação do gás de trabalho pelo lubrificante</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Baixa qualidade do combustível (THOMBARE e VERMA, 2008),.</li> </ul>	
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Baixa demanda de manutenção devido às poucas peças móveis. Entre 5-8 mil horas para motores com potência menor a 20kW (KNIGHT E UGURSAL, 2005)</li> </ul>	

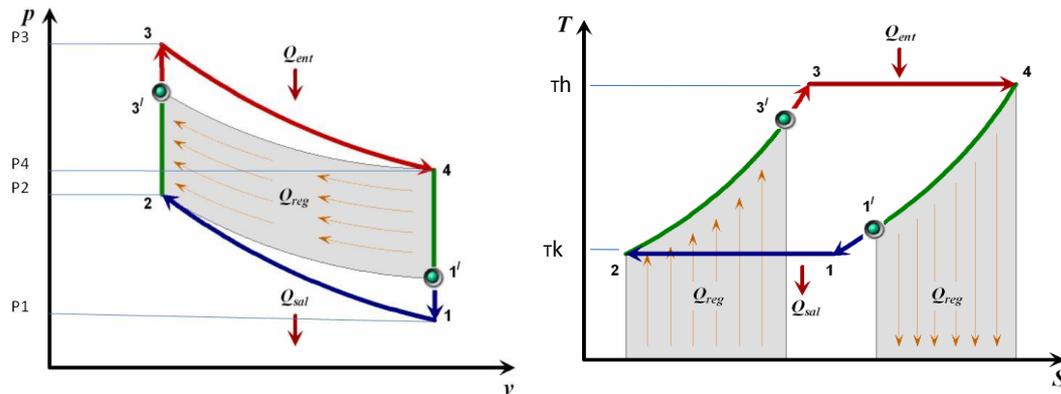


Figura 2-2. Ciclo Stirling. a) Diagrama P-v do ciclo Stirling b) Diagrama T-s do ciclo Stirling

Fonte: Omaña (2007)

O ciclo ideal consta de dois processos isotérmicos e dois processos isocóricos. O fornecimento de calor é realizado durante o processo isotérmico de alta temperatura ( $T_H$ ) através do trocador de calor quente. A rejeição de calor é realizada durante o processo isotérmico de baixa temperatura ( $T_K$ ) através do trocador de calor frio. O fluido de trabalho ganha calor no processo isotérmico a  $T_H$  com expansão da pressão de  $P_3$  a  $P_4$ . O regenerador ideal ganha e armazena calor no processo isocórico de 4-1, e a pressão do gás de trabalho se reduz a  $P_1$  e sua temperatura desce a  $T_K$ . Depois, o gás de trabalho rejeita calor de forma isotérmica a  $T_K$  e o sistema se comprime até atingir a pressão  $P_2$ . Por último, o calor armazenado no regenerador ideal retorna ao fluido de trabalho num processo isocórico, e a temperatura e pressão chega a  $T_H$  e  $P_3$  respectivamente (BATMAZ e USTUN, 2008). Nos processos reais, a regeneração não é ideal, e tem que se considerar a eficiência do regenerador. Os pontos 1' e 3' representam os estados que atinge o gás de trabalho quando a regeneração não é ideal.

### 2.1.1 Configuração dos Motores Stirling

Os quatro processos que compõem o ciclo Stirling fizeram com que os pesquisadores desenvolvessem diversos tipos de configurações em função de sua necessidade de potência, eficiência e complexidade de fabricação. Assim, na atualidade, os motores Stirling convencionais se agrupam em diferentes tipos, alguns mais complexos e eficientes que outros, mas seguem apresentando as mesmas configurações básicas; tipo Alfa, tipo Beta e tipo Gama. Estes três tipos de motor, basicamente, se compõem de dois pistões, onde um deles pode

trabalhar como deslocador no caso das configurações beta e gama. A seguir, são apresentadas estas três configurações:

- *Stirling tipo Alfa*

A configuração do motor Stirling tipo alfa consiste em dois pistões articulados pelo mecanismo de transmissão, alocados em câmaras independentes unidas pela série de trocadores de calor (figura 2-3). A vantagem deste motor reside na relativa facilidade de sua fabricação. Frequentemente, os pesquisadores usam mecanismos de motores de combustão interna e compressores, casos Podesser *et al.*, (1995), Zeiler *et al.*, (2007) e Scollo *et al.*, (2008), para a redução dos custos de fabricação e das perdas por atrito neste mecanismo. Este tipo de motor tem problemas técnicos pela durabilidade de suas vedações, volume morto e atrito pelas forças laterais dos anéis sobre os cilindros de expansão e compressão.

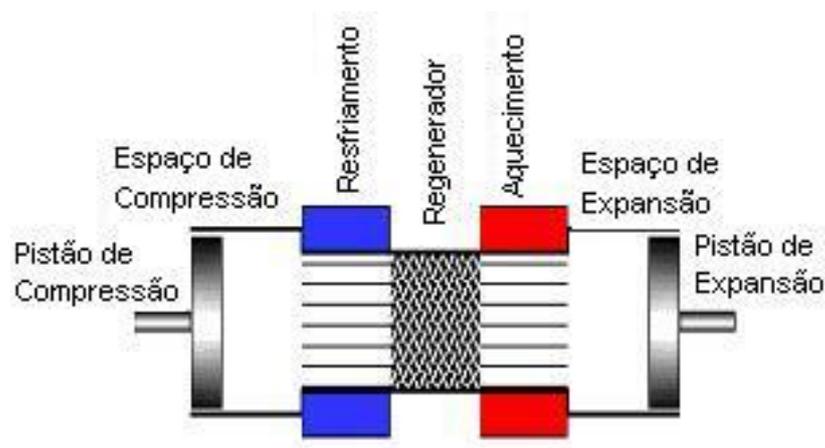


Figura 2-3. Motor na configuração Alfa

Fonte: Mello (2001).

- *Stirling tipo Beta*

O motor tipo Beta tem um pistão de potência e um deslocador alocado numa mesma câmara (figura 2-4). Pela sobreposição entre os movimentos de ambos os pistões, é obtida uma maior taxa de compressão no motor, e também se pode obter maior potência específica que nos motores Stirling tipo alfa e Gama. Entretanto, as hastes do deslocador e do pistão de trabalho estão alinhadas, o que torna complexo o mecanismo de transmissão (HIRATA E IWAMOTO, 1999).

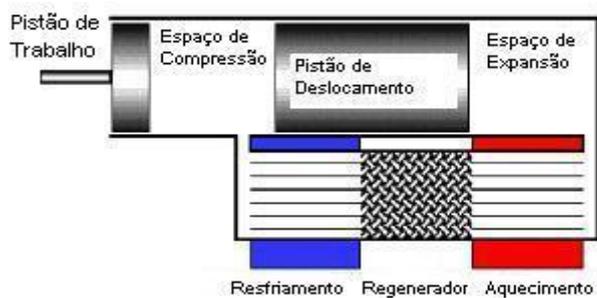


Figura 2-4. Motor na configuração Beta

Fonte: Mello (2001).

- *Stirling tipo Gama*

É simplesmente um motor tipo beta onde os pistões de potência e o deslocador estão alocados em diferentes câmaras (figura 2-5). Esta configuração, comparada com a beta, apresenta uma relação de compressão mais baixa, mas o mecanismo de transmissão é mais simples, o qual o faz frequentemente usado nos motores com vários cilindros (BIOTECHSECTOR, 2011). Além disso, apresenta volumes mortos maiores, e parte do processo de expansão ocorre no espaço de compressão, causando redução na potência específica.

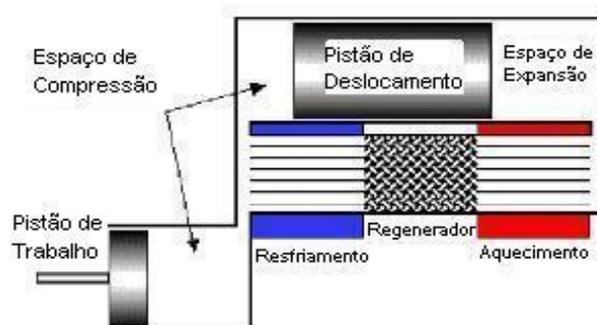


Figura 2-5. Motor na configuração Gama

Fonte: Mello (2001).

As configurações antes descritas precisam de mecanismos de transmissão para transformar o movimento alternativo dos pistões do motor Stirling em movimento rotacional. Entre os mecanismos mais utilizados em motores Stirling está o *biela-manivela*, utilizado basicamente para motores tipo alfa (THOMBARE e VERMA, 2008), o mecanismo *rômboico*, patenteado por R.J Meijer Philips em 1953 (HARGREAVES, 1991) e otimizado por Shendage *et al.*,(2011), permitindo motores mais compactos, o *platô oscilante* que permite

variar a potência de saída, caso Meijer (1958) e Chien e Liou (1983), o *Z-manivela* que permite configurações com múltiplos cilindros e cuja versão melhorada foi apresentada por Naotsugu *et al.*, (2007) e o *Rocker Ross* patenteado por o pesquisador Andy Ross em 1979.

### 2.1.2 Gás de Trabalho nos Motores Stirling.

Quanto ao fluido de trabalho, as propriedades como viscosidade, condutividade térmica, calor específico e a densidade são consideradas das mais importantes para a escolha do gás de trabalho num motor Stirling. Assim, o calor específico e a condutividade térmica relacionam-se com a troca de calor, portanto tem que ter valores altos. Mas a densidade e a viscosidade relacionam-se com as perdas de carga, precisando-se de valores baixos destas duas propriedades. Baseado na analogia de Reynolds, Walker (1980) desenvolveu uma relação entre as perdas de carga e a transferência de calor por convecção numa tubulação para um escoamento estacionário (equação 1) com o objetivo de relacionar as propriedades antes nomeadas.

$$Q = (\eta_B \rho^2 C_p^3 \Delta T (T_2 - T_1)^2 A_c^2 (P/Q))^{1/2} \quad (1)$$

Ou  $Q \propto (\rho^2 C_p^3)^{1/2}$  para temperaturas e relações de P/Q especificadas)

Sendo Q o calor,  $\eta_B$  a Eficiência de bombeamento,  $C_p$  o calor específico do fluido,  $\Delta T$  a diferença de temperatura entre a parede do tubo e temperatura média do fluido, T1 e T2 as Temperaturas do fluido na entrada e saída da tubulação respectivamente e P a Pressão do fluido.

Considerando a equação (1), pode-se dizer que, dos gases comumente utilizados, a melhor opção é o hidrogênio. Mas tem que se avaliar outras características associadas aos gases como perigo de explosão, absorção nos metais, difusão e custos. Albístur e Fernandez (2008) demonstraram que o hidrogênio absorvido pelo aço-carbono causa perda de ductilidade e aumento do endurecimento, tornando o conjunto aço-carbono com hidrogênio inviável para a construção de motores Stirling. Organ e Finkelstein (1992) demonstraram que um motor com ar bem projetado pode ter, teoricamente, eficiência similar à de um motor com

hidrogênio ou hélio, mas estes dois últimos gases fornecerão maior potência por unidade de volume deslocado.

### 2.1.3 Motores Stirling a Biomassa

Usinas de microgeração se apresentam como uma solução promissora no fornecimento energético para regiões isoladas. Embora o uso da biomassa como combustível nestas usinas diminua a poluição ambiental (GAUN E SCHMAUTZER, 2007; KATSURA *et al.*, 2007), são necessários processos de transformação para ser utilizada como fonte energética. Desta forma, seu aproveitamento pode ser em forma de combustível sólido, líquido ou gasoso. Na figura 2-6 são apresentados os processos de transformação: físicos, termoquímicos e biológicos que pode ter a biomassa.

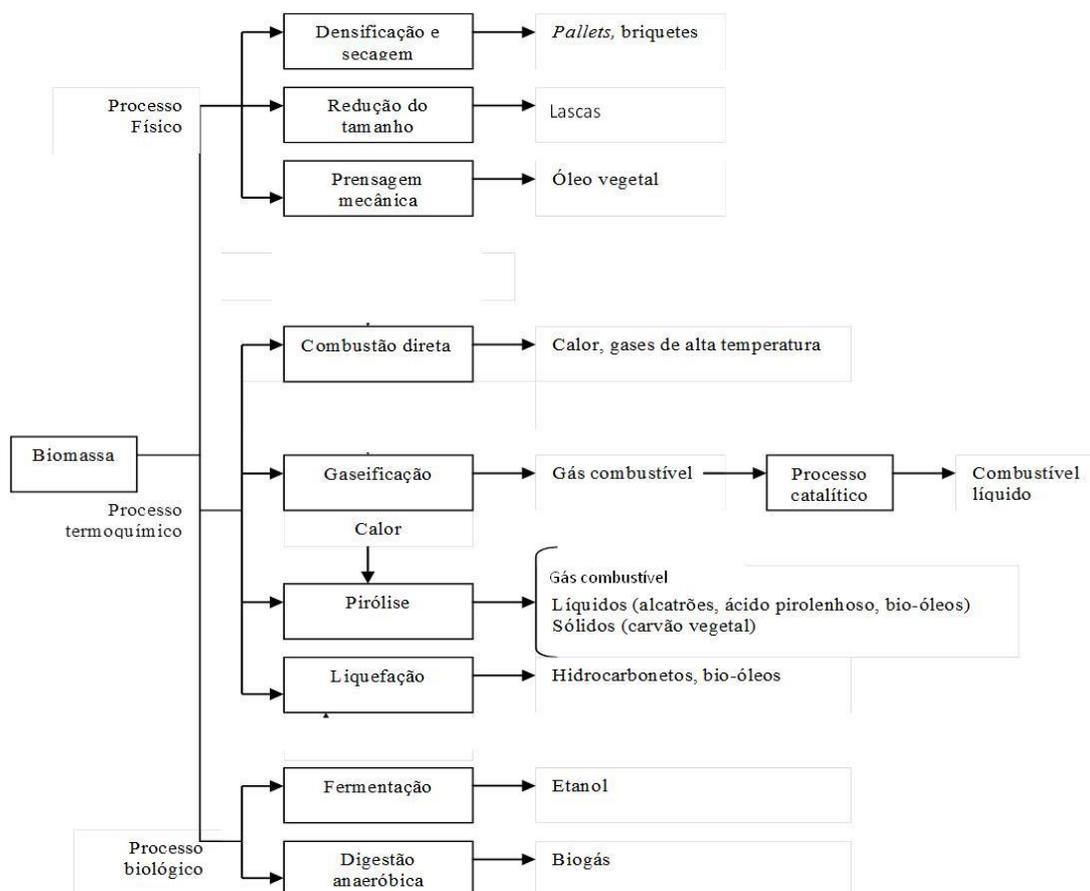


Figura 2-6. Processos de conversão energética da biomassa

Fonte: Adaptado de Scarpete *et al.* (2010)

A alternativa de melhor potencial, no presente, para plantas de cogeração menores de 100 kW é o motor Stirling, como considerado por Pålsson e Carlsen (2003), mesmo sendo que o interesse na fabricação massiva destes motores se remonte aos anos 40, quando a Philips inicia o desenvolvimento destes, apresentando uma grande diversidade de motores para uma variedade de aplicações. Seu modelo 1-98, por exemplo, é um dos mais descritos na literatura e testados com diferentes combustíveis. Outros motores com grande destaque são o Ground Power Unit - (GPU-3) desenvolvido pela General Motor (THIEME e TEW, 1978) e a General Pneumatics Western Research Center (PWRC) que incorpora o mecanismo (*Rocker Ross*) no projeto de um motor de 3 kW operado com biomassa (ATKINS *et al.*, 1990).

Estes motores podem-se alimentar com biomassa derivada de cada um dos três processos de transformação antes citados, dada sua característica de combustão externa; porém, o problema para a utilização destes combustíveis, se apresenta na transmissão de calor dos gases de combustão para o gás de trabalho (OBERNBERGER *et al.*, 2003). Assim, o projeto do aquecedor ou trocador de calor quente depende diretamente da fase do combustível, afetando indiretamente a quantidade de volume que não realiza trabalho nele (volume morto). Deste modo, para fazer uma caracterização dos motores Stirling operados com biomassa, tem que se dividir a análise em função do estado do combustível a utilizar.

- *Motores Stirling a biomassa sólida.*

Na maioria dos casos, o trocador quente tem que trocar calor entre os gases da combustão da biomassa e o fluido de trabalho do motor, mas os gases de exaustão apresentam grande quantidade de resíduos ou cinzas que terminam prejudicando a operação do motor. É por esta razão que o trocador não pode ter superfícies estendidas (aletas) (PODESSER, 1999), e seus tubos devem ser colocados de tal forma que não altere, em grande medida, a uniformidade de temperatura na superfície do trocador. Outro problema apresentado pela combustão direta de combustível sólido é o tamanho da câmara de combustão, muito maior que as câmaras para combustível líquido ou gasoso, além da necessidade de grande quantidade de ar em excesso para controlar a temperatura dos gases de exaustão (PÅLSSON e CARLSEN, 2003). Tentativas para superar este problema se encontram na literatura, por exemplo, o trabalho apresentado por Thy *et al.*, (2006) em que se consegue a diminuição do

depósito destes resíduos mediante a mistura de dois tipos de combustíveis sólidos (palha de arroz e madeira).

No ano 2007 a companhia japonesa Suction Gas Engine Mfg apresentou um novo mecanismo chamado Alfa+ instalado em seu motor AP1-10/250. O mecanismo é composto por um deslocador superior e dois inferiores integrados a um pistão de potência alocado no médio dos deslocadores inferiores. Este mecanismo permite trabalhar com uma fonte de calor de baixa temperatura. O protótipo de 10 kW trabalha com ajuda de um circuito de óleo térmico como fonte de calor que, por sua vez, é aquecido com a combustão da biomassa (TAKEUCHI *et al.*, 2007).

A Stirling Technology inc. desenvolveu o modelo ST-5, um motor capaz de trabalhar com biomassa proveniente da indústria madeireira. Este motor, alimentado por um forno com capacidade para queimar serragem, lenha ou pellets, entre outros, trabalha com uma pressão média do gás de trabalho de 5 bar, temperatura da fonte quente 923 K e sua potência elétrica é de 3,7 kW a 650 RPM (STIRLING TECHNOLOGY, 2011). Este motor foi avaliado por Nobutoshi *et al.* (2007) e Hoshi *et al.* (2010) com o propósito de cogeração doméstica, encontrando parâmetros de operação para obter uma eficiência global de 45%. Por sua vez, a empresa Stirling-Power-Module Energieumwandlungs GmbH apresentou em 2006 seu Stirling Power Module (SPM). O módulo está formado por um motor Stirling, um forno de pellets e um gerador elétrico de 1 kW. O módulo se oferece como um complemento dos fornos convencionais que utilizam Pellets no aquecimento de casas (WOLFGANG, 2007). O forno é produzido pela KRAFT UND WÄRME AUS BIOMASSE (KWB) Biomasseheizungen e, na atualidade, o módulo completo não está sendo comercializado por causa de seus elevados custos de produção (KWB, 2011)

A empresa italiana Genoastirling tem desenvolvido o protótipo “Motor Stirling tipo gama+ motor gerador de ímã permanente”. Este motor usa como gás de trabalho nitrogênio, pressão de 50 bar, temperatura da fonte quente e fria de 1023 e 333K, respectivamente, e velocidade de 600 RPM. Com o objetivo de eliminar as perdas nas vedações, o gerador elétrico é situado dentro da câmara de compensação (BOTTER e COSSO, 2009).

O motor Sunmachine é capaz de gerar entre 1,5-3 kW de energia elétrica, entre 4,5-10,5 kW térmicos e pode chegar a ter uma eficiência de cogeração de 90%. Este motor é de tipo alfa, com pressão de operação no gás de trabalho de 33bar. É alimentado com biomassa em forma de pellets, seu gás de trabalho é o nitrogênio e conta com dispositivo de armazenagem, fornecimento e queima dos pellets em sua versão comercial (SUNMACHINE, 2006).

Cleanergy produz, na atualidade, a unidade de cogeração de 9 kW, antes produzida pela empresa alemã Solo Stirling Engine. Esta unidade está composta por um motor Stirling tipo Alfa que opera com gás natural, GLP ou energia solar. Estudos feitos para operar esta unidade com biomassa são apresentados no trabalho de Schaumann e Sehn (2003). Estes autores tentaram fazer uma limpeza dos gases de combustão com filtros cerâmicos, mas sua conclusão foi que não é economicamente viável. Outro esforço para adaptar este motor a trabalhar com biomassa foi feito pela Solo Stirling Engine com apoio da fundação alemã do meio ambiente (DBU) (BAUMÜLLER e LUFT, 2006). Por outro lado, Paula (2007) acoplou neste motor um gaseificador da Termoquip GFC-40, mas problemas como a capacidade de geração do gaseificador e a insuficiente área do trocador quente não permitiram alcançar os objetivos de geração planejados.

A STM Power, empresa americana, possui uma unidade de 55 kWel que opera com propano, gás natural e biogás (U.S. DEPARTMENT OF ENERGY, 2002; STIRLING BIOPOWER Inc., 2011). Sua capacidade para gerar energia térmica é de 125 kW. A eficiência de cogeração deste motor é de 84%, tem uma configuração de 4 cilindros, utiliza hidrogênio como fluido de trabalho e sua configuração é do tipo alfa com pistão de dupla ação. Além do motor de 55 kWel apresentado, a STM Power também produz motores de 25 e 32 kWel. Os motores STM podem trabalhar com uma variedade de combustíveis, incluindo gás natural, propano, diesel e gasolina. Os combustíveis renováveis com os que as unidades podem trabalhar são: solar e biomassa. A STM 55 kWel foi testada por Chubu Electric Power (KATSURA, 2007) alimentado por um sistema de pulverização de madeira. As perdas de potência, devido à acumulação de cinzas no trocador de calor quente, foram evidentes ao aumentar de forma exponencial em períodos curtos de tempo (4 horas). Em um projeto de P & D terminado em 2006, o pó de madeira como combustível é testado numa planta de demonstração combinada com a unidade 55 kWel. (NISHIYAMA *et al.*, 2007; SATO, 2007).

O motor Stirling ST 05 tipo gama, desenvolvido por Dieter Viebach, tem uma potência de eixo de 0,5 kW. O motor pode funcionar com ar ou nitrogênio como fluido de trabalho, com uma pressão de 10 bar e com uma temperatura da fonte quente de 923 K (THIMSEN, 2002a, 2002b). Este motor permite sua integração com diferentes fontes de calor, inclusive queimadores de biomassa, caso Paula (2007), que com um forno com temperaturas dos gases entre 873-1073 K alcançou potências mecânicas de 0,45 kW. Dieter Viebach também testou um motor tipo beta de 1kWel acoplado numa fornalha de madeira (VIEBACH, 2009). Este autor reportou ter tido problemas com a temperatura dos gases de combustão e incrustações no exterior do trocador quente.

O Instituto austríaco de pesquisas Joanneum Research desenvolveu dois motores Stirling, um de 35 kWel e outro 3 kWel, que operam com combustão direta da biomassa. A construção destes motores foi feita a partir da adaptação de um bloco de compressor de ar para o motor de 35 kW, e de um motor em V de motocicletas, para o motor de 3 kW, ficando, nos dois casos, uma configuração alfa (PODESSER *et al.*, 1995). O trocador quente dos motores requereu uma configuração particular para diminuir o problema de incrustação na parte externa do mesmo, mas com o risco de aumentar o volume morto e diminuir a uniformidade nas temperaturas no gás de trabalho neste dispositivo (PODESSER *et al.*, 1995), além das dificuldades na sua fabricação.

Depois de um período de investigação de mais de trinta anos, a empresa SunPower colocou no mercado sua tecnologia de pistão livre. Seus produtos inicialmente são projetados para resfriamento (LANE, 2005, 2006), mas a empresa também oferece um pistão livre de 1 kWel com eficiência elétrica de 28%, frequência de 50 Hz e uma vida de 40.000 horas. Este motor é utilizado no sistema Biowatt que trabalha com biomassa (“pellets” ou madeira). O sistema consome entre 1,2-1,4 kg/h de biomassa (LANE, 2005; LANE e BEALE, 1999).

O motor desenvolvido pela External Power -Llc-, baseado em tecnologia SunPower modificada, com potência de 2,5 kWel, dois pistões de potência e dois pistões deslocadores, está acoplado a uma fornalha com trocadores de recuperação de calor (BAIN e OVEREND, 2002; U.S. DEPARTMENT OF ENERGY, 2002). Além disso, este motor pode ser acoplado num queimador de biogás.

- *Motores Stirling operados com gás da gaseificação da biomassa.*

Pequenas instalações modulares de gaseificação de biomassa podem fornecer combustível gasoso para os motores Stirling, minimizando os problemas de incrustações que apresenta a combustão direta da biomassa, melhorando assim, a eficiência de combustão e a uniformidade de temperatura na superfície do trocador quente (SAITO *et al.*, 2009). Além disso, a automação na gaseificação faz este processo mais fácil de operar (U.S. DEPARTMENT OF ENERGY, 2005). Alguns exemplos destes motores operados com biomassa são apresentados na continuação:

O motor desenvolvido pela Universidade de Dinamarca (DTU) foi testado considerando duas alternativas: com queima direta de combustível e acoplado a um gaseificador (PÅLSSON, 2007). A primeira alternativa requereu de um complexo sistema de combustão para evitar incrustações no trocador quente mostrado no trabalho de Carlsen (1996) e (BIOS BIOENERGIESYSTEME GmbH, 2011). A segunda alternativa, com gaseificação, foi feita realidade com sucesso no final do ano 2009 com a entrada em funcionamento de uma estação de cogeração na DTU, capaz de gerar 1 % da energia elétrica e 2% da energia térmica consumida na instituição. A central é conformada por um gaseificador de 200 kW operado a ar e escoamento ascendente, uma câmara de combustão e um motor Stirling. Este motor Stirling é do tipo beta, tem 4 cilindros, o gás de trabalho é hélio, pressão de trabalho 4.0 Mpa e velocidade de 1010 RPM com o gerador elétrico pressurizado junto ao motor.

A empresa Infinia-Stirling Technology Company (2011) tem desenvolvido motores para geração com capacidade de entre 0,06 e 3kW. As unidades de geração RG-1000 e RG-350 foram testadas com biomassa gaseificada com grande sucesso. Sua unidade de 1 kWel, com um motor RG-1000, foi apresentada pela Infinia com o objetivo de fornecer energia às regiões isoladas.

- *Motores Stirling operados com biocombustíveis líquidos.*

A empresa Whispergen (2005) desenvolveu um sistema de geração de energia elétrica e térmica, através de um motor Stirling de 0,75 kWel. O motor é do tipo alfa, com pistões de

dupla ação, opera com diesel ou querosene e possui um sistema de carregamento de baterias (BARROS, 2005). No trabalho feito por Aliabadi *et al.* (2009) testou-se esta unidade com biodiesel. Os resultados desta pesquisa foram: eficiência elétrica de 11,5% e térmica de 77,5% (ligeiramente inferiores à operação com diesel).

Com o objetivo de fornecer energia térmica e elétrica, ao mesmo tempo, nas áreas urbanas, a companhia britânica Desanco adquiriu de investigadores escandinavos, uma tecnologia de geração combinada calor–potência baseada em motor Stirling, junto com o desafio de convertê-lo num produto comercialmente viável (BETTS, 2010). O micro gerador combinado calor–potência pode produzir 3-15 kW de energia térmica e 1-3 kW de energia elétrica (DISENCO, 2011). Também pode operar com qualquer combustível e biocombustível líquido (HALL, 2008).

- *Tendências no desenvolvimento dos motores Stirling a Biomassa*

A análise de dados dos motores descritos anteriormente mostra que a grande maioria dos motores é do tipo alfa, e o fluido de trabalho mais utilizado é o hélio, como apresentado na figura 2-7. A configuração tipo alfa é menos eficiente, mas a facilidade na fabricação e sua fácil adaptação a mecanismos já existentes, marca a diferença ante as outras configurações. O hélio, por suas características termodinâmicas, baixa difusão e sua não inflamabilidade, destaca-se como o mais utilizado.

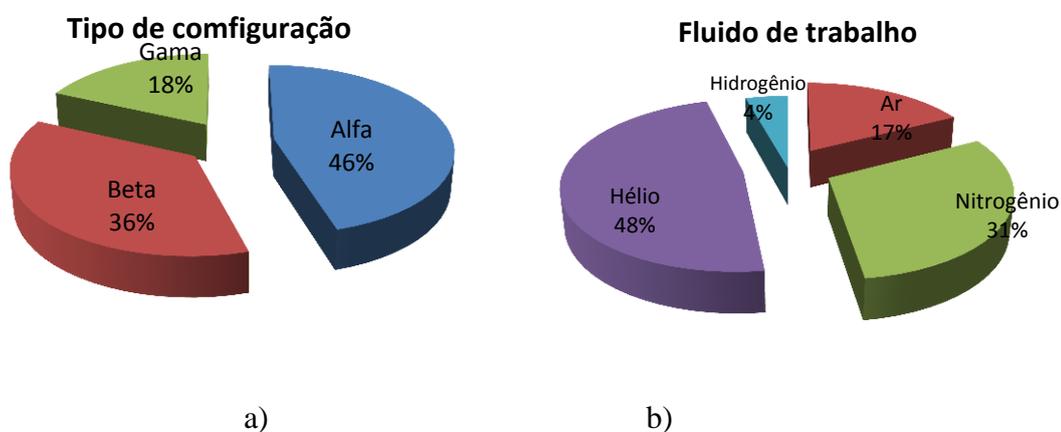


Figura 2-7. Tipos de motores e fluido de trabalho utilizado nos motores Stirling a biomassa.

a) Tipo de motor. b) Gás de trabalho

Para definir a pressão média num motor Stirling, tem que se procurar um balanço entre: as características do gás de trabalho, potência e tipos e desempenho das vedações. Assim, um motor com gás de trabalho hidrogênio, que apresenta alta difusividade, submetido a uma determinada pressão, precisa de vedações mais eficientes que o mesmo motor com hélio ou nitrogênio. Porém, o motor com hidrogênio gera maior potência a uma maior velocidade que o motor com os outros dois gases a igual pressão. Desta forma, e em termos gerais, ter uma alta pressão não é sinônimo de ter alta potência. Embora, o aumento da pressão num determinado motor, com o mesmo gás de trabalho, aumenta sim, sua potência (figura 2-8).

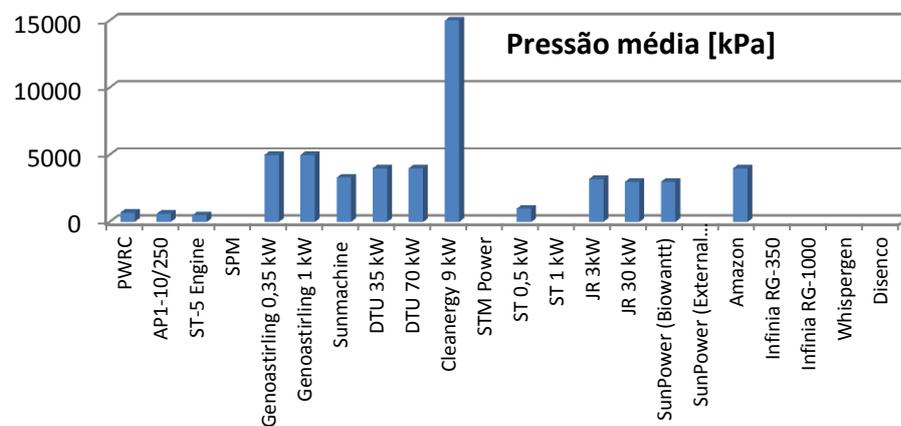


Figura 2-8. Pressões de trabalho nos motores Stirling a biomassa.

Dos 22 motores estudados, apenas 4 possuem potência elétrica superior a 30 kW, enquanto os restantes 18 geram menos de 10 kWel, dos quais, 9 geram uma potência igual ou menor a 1 kW (figura 2-9). Estas faixas de operação é explicado pelo objetivo ou local de aplicação destes motores, que na maioria dos casos, é a microgeração doméstica. Na figura 2-10, é apresentado o tipo de motor mais utilizado para geração menor que 10 kWel é o alfa. O beta apresenta uma faixa de geração muito ampla e o tipo gama apresenta potências abaixo dos 5 kWel.

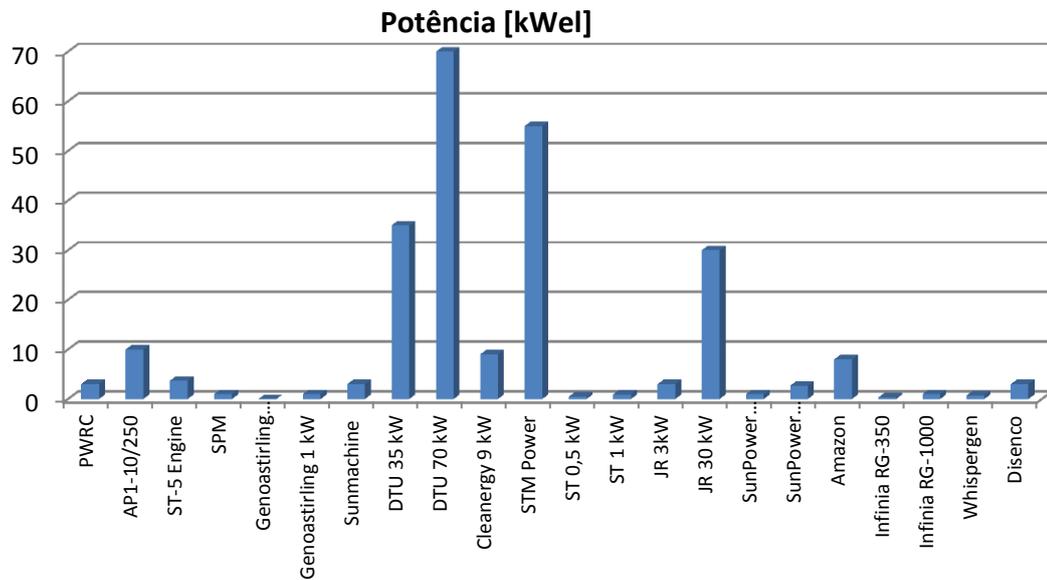


Figura 2-9. Potência de saída dos motores Stirling a biomassa

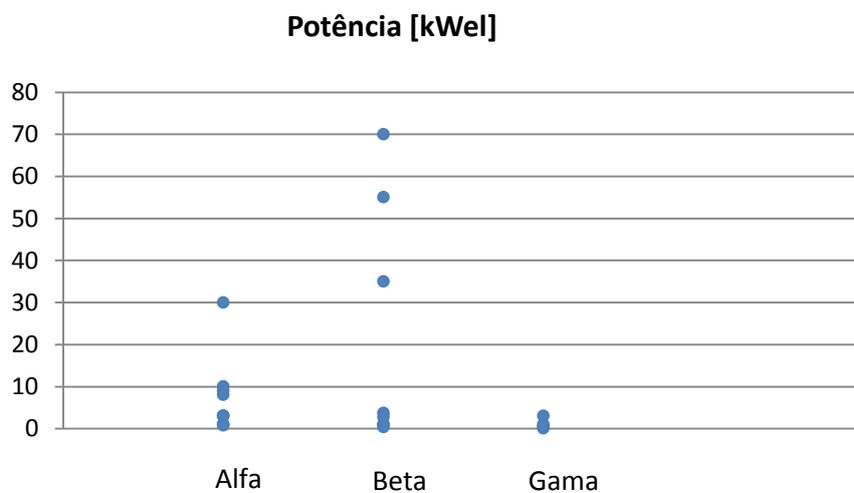


Figura 2-10. Potência de saída e tipo de motor Stirling a biomassa

A necessidade de evitar processos complexos de conversão da biomassa deixa a alternativa da biomassa sólida com uma fornalha como a mais pesquisada (figura 2-11a). Mas a configuração do trocador quente precisa de uma configuração que diminua ao máximo as incrustações nele, desta forma, a configuração com tubos lisos é a mais difundida na sua projeção (figura 2-11b).

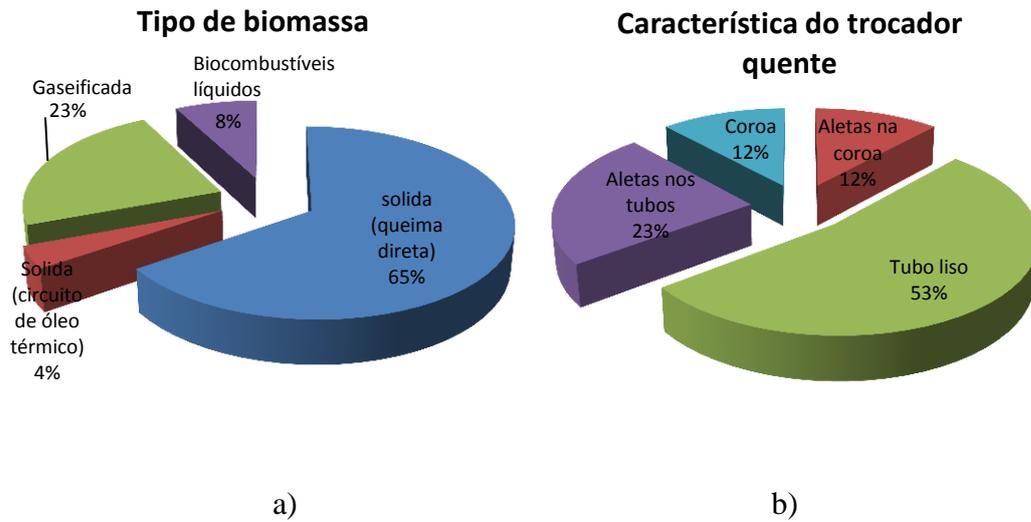


Figura 2-11. Biomassa utilizada e configuração do trocador de calor quente em motores Stirling a biomassa. a) Biomassa utilizada. b) Configuração do trocador quente

A seleção do gás de trabalho define a velocidade de operação do motor. Assim, quando ar ou nitrogênio é utilizado como gás de trabalho, o motor pode operar a velocidades baixas. O hélio e hidrogênio permitem operar com velocidades mais altas. Isto acontece pelas altas perdas de carga geradas por gases mais densos e viscosos (figura 2-12).

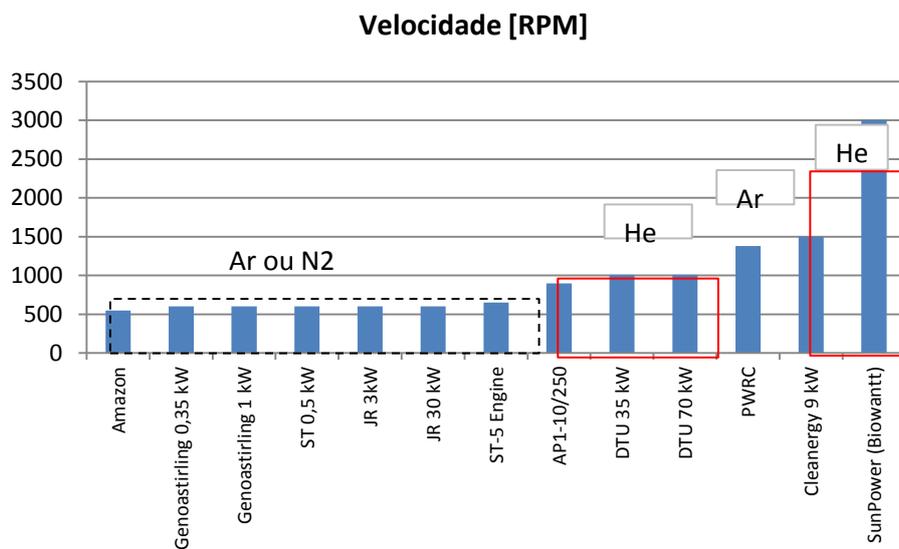


Figura 2-12. Velocidade de operação nos motores Stirling a biomassa

### 2.1.4 Modelação Matemática dos Motores Stirling

A análise matemática dos motores Stirling pode se classificar de diferentes formas em função do critério que se utilize. Alguns exemplos de classificação destes modelos se encontram nos trabalhos de Martini (1983), Chen e Griffin (1983) e Kraitong (2012). Neste trabalho se classificam em modelos de primeira, de segunda e terceira ordens.

- *Análise de primeira ordem*

Utiliza equações que permitem estimar a potência de saída e a eficiência do motor de forma rápida e fácil. Não há necessidade de se conhecer os parâmetros do motor além do volume deslocado pelo pistão de potência, velocidade e temperaturas nos trocadores de calor. Portanto, a análise se limita às estimativas preliminares. As formulas de West (1986) e Beale são exemplos desta análise.

Entre as análises de primeira ordem se apresentam a equação (2) proposta por West (1986) que permite o cálculo direto do trabalho indicado (configuração gama) em função da pressão média do motor ( $P_m$ ), volume deslocado pelo deslocador ( $V_D$ ), volume deslocado pelo pistão de potência ( $V_p$ ), volume morto ( $V_s$ ) e as temperaturas  $T_h$  e  $T_k$  do gás nos trocadores de calor quente e frio respectivamente.

$$W_{West} = \frac{\pi P_m}{2} \frac{V_D V_P}{V_D + \frac{V_P}{2} + V_S} \frac{(T_h - T_k)}{(T_h + T_k)} \sin \alpha \quad (2)$$

Outra análise de primeira ordem é a equação (3) de Beale, para calcular a potência entregue independente da configuração do motor.

$$Pot = 0,015 P_m f V_p \quad (3)$$

Onde  $Pot$  é a potência em Watts,  $P_m$  é pressão média em bar,  $f$  é frequência em Hertz e  $V_p$  é o volume deslocado pelo pistão de potência. Reescrevendo a equação (3), tem-se o número de Beale dado pela relação (WALKER, 1980):

$$\text{Número de Beale} = N_B = \frac{\text{Pot}}{P_m f V_P} = \text{constante} \quad (4)$$

O número de Beale depende das temperaturas das fontes quente e fria do motor, portanto, o valor de 0,015 não se aplica no caso de motores Stirling com temperatura baixa no trocador de calor quente. Para este caso, Walker (1980) fornece uma metodologia baseada em gráficos para o cálculo do número de Beale. Walker (1979), West (1981) e Senft (1982) desenvolveram mais uma correlação para o número de Beale (equação 5).

$$N_B = F \frac{1-\tau}{1+\tau} \quad (5)$$

Onde  $\tau = T_k/T_h$  é a relação de temperaturas do fluido de trabalho,  $T_h$  é a temperatura do gás no trocador quente e  $T_k$ , a temperatura do gás no trocador frio, as duas em K. O valor do fator  $F$  está entre 0,025-0,035. Senft (1982) recomendou o maior valor do fator de  $F$  para motores Stirling de baixa temperatura (LTD).

A fórmula proposta por Malmo também faz parte das análises de primeira ordem, esta é uma fórmula simples para o cálculo da potência de eixo num motor Stirling (equação 6).

$$\text{Pot} = E_{BT} q_{in} \quad (6)$$

Onde  $Pot$  é potência de eixo em Watts,  $E_{BT}$  é eficiência térmica de freio e  $q_{in}$  é a entrada de calor em Watts. O valor de  $E_{BT}$  pode ser calculado como mostra a equação (7).

$$E_{BT} = F_E E_S \quad (7)$$

Onde  $F_E$  é fator empírico do motor,  $E_S$  é a eficiência térmica do motor Stirling. Reader e Hooper (1983) apresentam valores de  $F_E$  em função da eficiência mecânica e eficiência da fonte. Desta forma, a potência de saída do motor fica:

$$\text{Pot} = F_E E_S q_{in} \quad (8)$$

O valor de  $E_S$  pode ser calculado com a seguinte expressão:

$$Es = \frac{(1-\tau)}{\left\{ 1 + \frac{(1-\varepsilon)(1-\tau)}{[(k-1)\left(\ln\left(\frac{V_1}{V_2}\right)\right)]} \right\}} \quad (9)$$

Onde  $\varepsilon$  é a eficiência do regenerador,  $k$  é a relação de calores específicos,  $V_1=V_D+V_K$  é o volume no estado 1 e  $V_2=V_D$  é o volume no estado 2 do processo de compressão (ver figura 2.2). Desta forma, pode-se dizer que a fórmula de Malmo precisa, além dos fatores empíricos, de parâmetros de projeto, o que dificulta a sua utilização para um análise simples (KONGTRAGOOL e WONGWISES, 2005).

- *Análise de segunda ordem*

O modelo desenvolvido por Gustav Schmidt é o exemplo característico deste tipo de análise. Sua solução fechada é obtida mediante o suposto de uma variação sinusoidal do volume nas câmaras de expansão e compressão e temperaturas constantes em todas as câmaras do motor. Outros modelos, também considerados de segunda ordem, derivados do modelo de Schmidt, fazem a análise energética por separado em cada câmara (expansão, compressão, trocador quente, regenerador, trocador frio) do motor. Nesta análise podem-se deduzir as perdas térmicas e de carga com balanços de energia (MARTINI, 1983).

Schmidt apresentou, em 1871, sua solução ideal do comportamento termodinâmico do motor Stirling, tornando-se rapidamente numa análise clássica para este ciclo. Esta análise de segunda ordem, descrita em Barros (2005), é muito útil para gerar uma aproximação razoável do desempenho do motor. Este modelo é muito utilizado, porém os rendimentos reais do motor não são mais de 60% do rendimento oferecido pelo modelo Schmidt (ROGDAKIS *et al.*, 2002). A análise de Schmidt divide o motor em três níveis de temperatura permitindo obter a variação de pressão do gás de trabalho. Mas admitir um comportamento isotérmico em todas as câmaras do motor ocasiona um “paradoxo”, ilustrado em Urieli (2011), devido ao fato de que os trocadores de calor quente e frio se apresentam como adiabáticos, deixando acontecer a troca de calor nas câmaras de compressão e expansão.

A necessidade de melhorar a análise do ciclo Stirling, feita pelo Schmidt, leva Finkelstein (1978), quase cem anos mais tarde, a desenvolver o primeiro modelo não

isotérmico. Seu modelo teórico melhorou os conceitos de Schmidt dos processos de expansão e compressão nos motores (ROGDAKIS *et al.*, 2002). Paulatinamente, os modelos adiabáticos de segunda ordem ganharam importância e o interesse de muitos pesquisadores. Um dos modelos adiabáticos mais populares é o proposto por Urieli e Berchowitz (1984).

Este modelo considera cinco câmaras acopladas em série e a cada uma delas são aplicadas as equações de conservação de energia e massa. Um conceito introduzido por Finkelstein (1978) e adotado por Urieli e Berchowitz (1984) no seu modelo foi que a temperatura do gás de trabalho em cada interface é a mesma da câmara de onde sai, tornando-se esta temperatura dependente da direção do fluido de trabalho. Desta forma, as temperaturas de expansão ( $T_e$ ) e compressão ( $T_c$ ) não permanecem constantes. O sistema todo é considerado hermeticamente selado, portanto a massa é constante com pressão instantânea igual em todas as câmaras do motor. O fluido de trabalho é considerado como gás ideal e isotérmico nos trocadores de calor.

O modelo faz um grande aporte na consideração adiabática das câmaras de expansão e compressão, já que a troca de calor acontece nos trocadores de calor, corrigindo o paradoxo do modelo de Schmidt, mas considera trocadores de calor perfeitos. Este modelo resulta em um conjunto de equações diferenciais usualmente resolvidas pelo método numérico de Runge-Kutta de quarta ordem, caso Urieli (2011) e Herzog (2011). Baseado neste modelo adiabático, Urieli (2011) tem desenvolvido um código computacional chamado análise simples ou *Stirling Engine Analise* (SEA), que incorpora ao modelo adiabático trocadores de calor não ideais melhorando seus resultados. Desta forma o SEA é um código potente, mas precisa ser melhorado, incorporando-lhe mais perdas (SCOLLO e VALDEZ, 2008). Abbas *et al.* (2008) com o objetivo de projetar um sistema de geração com energia solar e motor Stirling, utilizou a análise proposta por Urieli e Berchowitz (1984), mas divide o regenerador em três volumes de controle, além de incorporar perdas externas, perdas por condução de calor, perdas shuttle e perdas de carga. Os resultados obtidos do modelo matemático, validado com dados do motor descrito em Stouffs (1999), foram considerados bons pelos autores, permitindo projetar o sistema de geração. Uma análise para medir o desempenho do modelo matemático de Urieli e Berchowitz (1984), utilizando SEA, foi feito por Snyman *et al.* (2008). Os resultados obtidos foram comparados com dados experimentais do motor Stirling Heinrici (HSE), sendo utilizado o modelo de Schmidt para obter os valores de pressão de operação do motor. Os

resultados destes testes foram muito consistentes já que o erro relativo entre o SEA e os dados experimentais foi de 1,5%, descrevendo o SEA como uma boa ferramenta para a análise de motores Stirling.

No trabalho de Bonnet (2005) se apresenta um modelo matemático, baseado no modelo de Urieli e Berchowitz (1984). O autor considera, em sua fundamentação matemática, uma divisão do regenerador em duas partes. Este modelo adiabático quase estático incorpora comportamento não ideal dos trocadores de calor, mas no sistema de equações diferenciais não se consideram perdas de carga nem perdas de calor. Os resultados deste modelo foram comparados com dados experimentais de pressão e temperatura tomados do motor ST05G de Viebach sendo considerados como aceitáveis.

Baseado no modelo de Urieli e Berchowitz (1984), Wagner *et al.* (2007) tem gerado um modelo matemático que considera seis volumes de controle da seguinte forma: câmaras de expansão e compressão, trocadores de calor quente e frio e o regenerador é dividido em dois volumes. Este modelo incorpora a variação de pressão em cada um dos seis volumes, além das perdas por histerese, perdas de calor externas, perdas por condução de calor interna e perdas por Shuttle (tais perdas serão explicadas com mais detalhe no seguinte capítulo). Devido ao fato que este modelo considera as temperaturas de superfície dos trocadores de calor quente e frio como dados de entrada, tem-se a necessidade de incorporar um fator de correção das dimensões (unidades) dos coeficientes de transferência de calor. Além do anterior, o número de iterações requeridas para atingir uma estabilidade supera as dois mil iterações. Este modelo foi utilizado no trabalho de Parlak *et al.* (2009), para melhorar o rendimento de um motor tipo gama de 1 kW de potência elétrica.

Um modelo similar ao apresentado por Wagner *et al.* (2007) é ilustrado no trabalho de Youssef *et al.* (2008a), mas neste modelo não se considera o fator de correção das unidades dos coeficientes de transferência de calor. Ao igual que no anterior modelo, neste são consideradas as perdas por histerese, perdas de calor externas, perdas por condução de calor interna, perdas por Shuttlee variação de pressão nas seis câmaras nas que se divide o motor. Na solução das suas equações diferenciais foi utilizado o método de Runge-Kutta de quarta ordem. Estes autores comparam os resultados de seu modelo matemático com os obtidos por Urieli e Berchowitz (1984) baixo as mesmas condições adiabáticas e com os parâmetros

geométricos do motor GPU-3. Esta comparação apresentou erros relativos entre os dois modelos matemáticos menores 0,2% na potência indicada. Finalmente, uma validação com dados experimentais do mesmo motor deixa erros relativos de 7,4%, considerados bons pelos autores, permitindo propor uma otimização do motor analisado.

Recentemente foi publicado o trabalho de Kraitong (2012) que apresenta um modelo matemático de segunda ordem baseado nos modelos de Urieli e Berchowitz (1984) e Youssef *et al.* (2008a) para motores Stirling utilizados em baixas diferenças de temperatura. O motor é dividido em três volumes de controle, chamados espaço de expansão, espaço de compressão e regenerador. Este modelo incorpora cálculos de perdas mecânicas, três níveis de pressão, trocadores quente e frio não ideais e as perdas de carga no regenerador são incluídas diretamente nas equações diferenciais. Neste trabalho também se expõe um modelo matemático para motores Stirling convencionais onde o regenerador é dividido em 10 volumes de controle, melhorando assim o modelo de Youssef *et al.* (2008b). Os resultados do primeiro modelo foram comparados com dados experimentais do motor fabricado por Kongtragool e Wongwises (2007) e para o segundo modelo matemático se tomaram os dados obtidos por Mahkamov (2006), além disso, os resultados deste segundo modelo foram comparados com o programa SOPRANO. Sendo que os dois modelos apresentaram resultados aceitáveis em termos de potência e eficiência total do motor.

- *Análise de terceira ordem (Análise nodal)*

O motor todo é dividido em volumes de controle ou nodos, onde se aplicam as equações de conservação de energia, massa e momentum. Na solução destes modelos é indispensável o uso de ferramentas computacionais como GLIMPS, HFAST, CAST, FLUENT, CFX (ABBAS *et al.*, 2008).

GLIMPS (*Globally Implicit Stirling Cycle Simulation*) utiliza uma discretização completa 2D, incluindo o tempo, aplicando em cada nodo as equações de transporte, sendo considerados nestes cálculos, o gás de trabalho e a estrutura do motor (KRAITONG, 2012; ANDERSEN, 2006). O *Harmonic Stirling Cycle Analysis Code* (HFAST) foi desenvolvido por *Mechanical Technology* (MTI) e melhorado com ajuda da NASA (*National Aeronautics and Space Administration*) para simular o comportamento do ciclo Stirling em estado

termodinâmico estacionário. Este código foi utilizado por MTI no desenvolvimento de motores de pistão livre. Em Huang (1992) e Cairelli *et al.*(1989) pode-se encontrar a metodologia utilizada em HFAST. Uma comparação do desempenho do GLIMPS e o HFAST realizada pela NASA e apresentado por Geng e Tew (1992) mostrou diferenças significativas nos resultados das perdas. O CAST (*Computer Aided Simulation of Turbulent Flow*) é um código bidimensional (2D) baseado na formulação das equações de transporte. Algumas características deste código podem-se ver em Tew (2001).

No trabalho de Mahkamov (2006) foi utilizado o software comercial *Fluent*<sup>®</sup> junto com um modelo de segunda ordem para procurar as causas da baixa potência de eixo de um motor tipo gama alimentado com biomassa. No software foram introduzidas sub-rotinas para adaptá-lo às particularidades do motor Stirling. Este estudo permitiu identificar as causas da queda de potência do motor e fazer uma série de recomendações para sua melhora. O autor ressalta a importância da análise com CFD e manifesta que os resultados obtidos na simulação estão de acordo com resultados experimentais.

Karabulut *et al.* (2006) simulou o comportamento de um motor Stirling com um modelo que divide o motor em 103 células e incorpora a análise cinemática do mecanismo. A pressão e variação de temperatura em cada célula são calculadas com a equação de estado de gás ideal e com balanço de energia respectivamente. Neste balanço é introduzido o coeficiente de transferência de calor por convecção e as entalpias são calculadas em função do calor específico e a temperatura média de duas células adjacentes. Análises da influência da massa do gás de trabalho no desempenho do motor, e a troca de calor no regenerador, são apresentadas neste trabalho.

Andersen *et al.* (2006) desenvolveram um modelo matemático de uma dimensão (1D) baseado em equações diferenciais ordinárias para a simulação do ciclo Stirling. O domínio do gás foi discretizado em volumes de controle gerando uma malha escalonada. Nestes volumes foram aplicadas as equações de transporte, sendo os coeficientes de transferência de calor por convecção e a condutividade térmica do gás calculados com equações empíricas. As equações diferenciais foram modificadas utilizando os conceitos de gás ideal, energia interna e calor específico. Esta modificação foi feita para facilitar a incorporação das condições iniciais e a solução das mesmas. Finalmente, o modelo matemático é validado com dados experimentais

obtidos do motor de 10 kW construído na DTU, sendo que os resultados, para uma ampla faixa de condições de operação, foram aceitáveis.

A figura 2-13 apresenta as tendências dos modelos de segunda ordem, nesta pode-se observar que a grande maioria dos autores desenvolveu modelos adiabáticos quasi estáticos, isto devido a que apresentam resultados mais aproximados à realidade com rápida convergência.

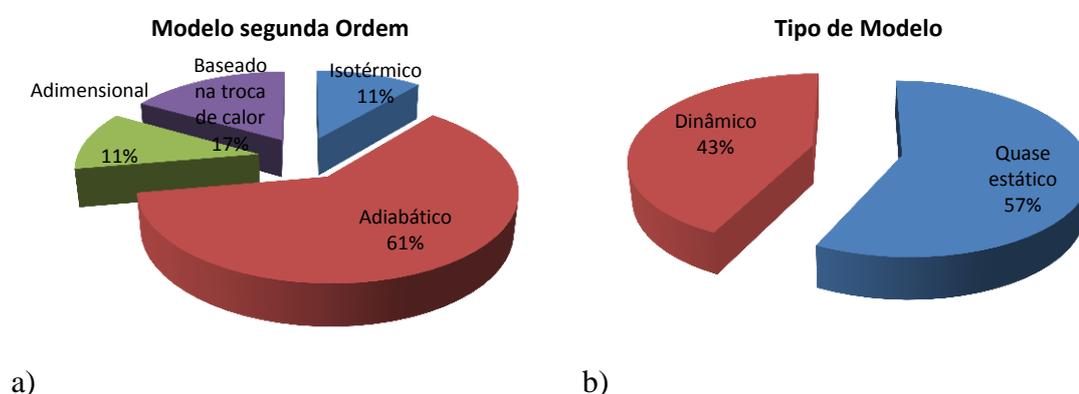


Figura 2-13. Tendência dos modelos matemáticos para motores Stirling. a) tendência dos modelos de segunda ordem. b) tipos de modelos de segunda ordem.

Na figura 2-14 apresentam-se as considerações feitas pelos pesquisadores para o trocador de calor quente. Pode-se ver, na figura 2-14 a), que um 89% dos modelos não consideram os efeitos externos neste trocador de calor, admitindo com isto uma quantidade infinita de energia na fonte de calor. Entretanto o restante 11% se corresponde com os modelos baseados na troca de calor. Na figura 2-14 b) apresenta as perdas consideradas nos modelos matemáticos, sendo que as perdas menos consideradas são as de carga locais, devido isto, à complexidade para determinar o fator de perda (dependente da geometria específica de cada motor a simular) e a instabilidade nos modelos matemáticos que pode gerar sua incorporação como reportado por Wagner *et al.* (2007). O 2% dos modelos que incorporam estas perdas locais sugerem um análise de teste e erro do fator de perda local, e desta forma obter uma potencia de saída mais aproximada à real do motor simulado.

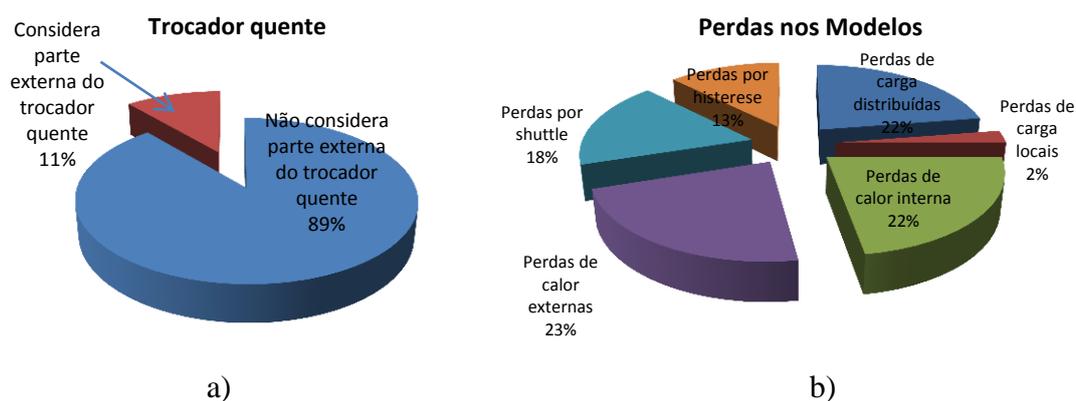


Figura 2-14. Considerações dos modelos de segunda ordem para motores Stirling. a) Trocador de calor quente. b) Perdas incluídas nos modelos matemáticos.

### 2.1.5 Otimização de Projetos e Operação de Motores Stirling.

As pesquisas sobre motores Stirling se remontam aos últimos dois séculos, mas seu uso na atualidade está em projetos que visam à geração de energia. Os problemas destes motores estão relacionados com seu grande volume, peso, baixa relação de compressão e vedações. Tentativas por aumentar seu desempenho têm envolvido mudanças no gás de trabalho, aumento de pressão, aumento da diferença de temperaturas de operação, aumento do rendimento dos trocadores de calor e a melhora dos mecanismos de transmissão de potência (KARABULUT, 2011). Desde logo, qualquer uma destas tentativas por otimizá-los termina envolvendo, direta ou indiretamente, uma grande quantidade de variáveis relacionadas com suas geometrias. Alguns dos trabalhos dedicados à otimização destes motores são citados na continuação.

Campos *et al.* (2012) e Campos (2004) desenvolveram um modelo matemático dinâmico adimensional para simular o comportamento de um motor Stirling. Neste modelo o motor foi dividido em três espaços para definir grupos adimensionais adequados que permitiram apresentar os resultados da simulação de forma generalizada. Baseados neste modelo matemático, os autores procuraram os parâmetros geométricos ótimos para uma eficiência do ciclo máxima, incorporando restrições de espaço ocupado pelo motor. Os resultados numéricos demonstram que existe uma geometria ótima para o motor tal que a eficiência seja máxima.

Altman (2010) apresentou uma versão melhorada de seu programa SNAPpro (Stirling Numerical Analysis Program), que fornece uma ferramenta de fácil uso para a otimização de motores Stirling com algoritmos genéticos. O programa está baseado no modelo matemático isotérmico de segunda ordem proposto por Martini (1983), sendo ajustado com perdas de carga e perdas por condução de calor. O algoritmo genético permite variar 20 parâmetros do motor. Os algoritmos genéticos também foram utilizados por Sikora e Vlach (2007) na otimização da potência de saída de um sistema de geração motor Stirling-gerador elétrico.

Martin *et al.* (2009) apresentaram uma estratégia multiobjetiva para otimizar a potência indicada e a eficiência térmica de um motor Stirling. A geometria dos trocadores, incluindo o regenerador, constituíram as variáveis consideradas na otimização. Estes autores propõem um algoritmo iterativo que integra desenhos 2k fatorial, modelo de regressão e simulação do motor Stirling, dando como resultado fronteiras de Pareto das duas funções objetivo. Esta estratégia de otimização tem sido utilizada com sucesso na busca dos parâmetros do motor Stirling, mas os próprios autores afirmam que é uma estratégia que está em desenvolvimento e apresenta deficiências.

Vyacheslav *et al.* (2009) otimizaram o desempenho de um motor Stirling tipo alfa integrando um modelo 3D, utilizando o software comercial ANSYS CFX, com um modelo cinemático para calcular a potência e eficiência do motor. Os resultados da integração destes dois modelos foram comparados com dados experimentais, dando boas correlações entre estes permitindo, desta forma, uma otimização componente por componente do motor. Duda (2006) simula com o software *Fluent*<sup>®</sup> o regenerador anular de um motor Stirling, sendo que seu objetivo foi a busca de uma combinação ótima de material da malha regeneradora e fluido de trabalho. Neste estudo se considerou aço inoxidável, alumínio e cobre como materiais do regenerador e ar, hélio e dióxido de carbono como fluido de trabalho. O resultado obtido por Duda (2006) foi que a combinação de cobre-CO<sub>2</sub> apresenta as melhores características térmicas para sua implantação. Outro estudo de otimização do regenerador foi apresentado por Andersen *et al.* (2006). Estes autores caracterizaram as variações de temperatura na malha regeneradora, encontrando um comportamento linear, com pouca variação de temperatura no centro do regenerador, entanto que nos extremos se apresentam altas variações de temperatura, sendo que a primeira variação favorece o desempenho do motor e a segunda o prejudica. Desta forma, a otimização deste equipamento foi dirigida a aumentar os efeitos

positivos e diminuir os negativos da variação de temperatura. É assim como o regenerador é dividido em três câmaras com diferentes malhas regeneradoras, melhorando o desempenho do motor.

Takizawa *et al.* (2002) propõem uma malha em forma de lâmina perfurada para o regenerador com o objetivo de melhorar o desempenho dos motores Stirling. A nova malha, comparada com as malhas convencionais, aumentou a eficiência e potência elétrica do motor NS03T. Porém, a própria otimização desta malha é feita por Atsushi *et al.* (2007). Com um código de simulação por volumes finos, avaliam-se as características dinâmicas do fluido no regenerador com diferentes arranjos das malhas, mas sem incorporar as equações de energia nas simulações. Outros estudos do regenerador podem ser vistos no trabalho apresentado por Wu *et al.* (1998) onde consideraram a influência da transferência de calor, tempo de regeneração e a regeneração imperfeita sobre o rendimento ótimo no motor Stirling. Estes autores destacam a influência dos tempos de regeneração no desempenho do motor.

Carlini *et al.* (2009) apresentaram um novo modelo matemático para motores Stirling baseado em análise adimensional. Um novo parâmetro para definir a potência indicada do motor composto por seis números adimensionais e suas respectivas restrições é apresentado neste trabalho. Os autores, que definem este modelo como uma ferramenta para a otimização do desempenho dos motores Stirling, aplicaram esta ferramenta preliminarmente ao processo de projeto de um motor achando valores ótimos da relação de volume morto e deslocado e o ângulo de fase.

Parlak *et al.* (2009) propõem um conjunto de mudanças na geometria e operação de um motor Stirling tipo gama para melhorar a potência indicada e a eficiência térmica, utilizando um modelo adiabático de segunda ordem. Trabalhos similares ao anterior são os apresentados por Youssef *et al.* (2008a, 2008b) e Iskander *et al.* (2007, 2008) que mediante modelos matemáticos de segunda ordem investigaram a influência dos parâmetros geométricos e dinâmicos no desempenho do motor Stirling GPU-3, e sua posterior. A metodologia de otimização utilizada pelos autores está baseada na modificação independente de cada um de seus componentes. Por sua parte, Shamekhi e Aliabadi (2010) apresentam a otimização de um motor de 5kWel tipo alfa. O trabalho desenvolve um modelo de segunda

ordem que posteriormente é utilizado para otimizar os parâmetros geométricos com o método de otimização de Powell.

O objetivo do trabalho apresentado por Carlsen e Bovin (2007) foi resolver o problema de lubrificação com óleo que apresenta o mecanismo rômbo utilizado nos motores tipo Beta. Os autores apresentam, junto a sua análise cinemática, um novo mecanismo otimizado composto por um arranjo compacto de 8 barras que elimina a necessidade de lubrificação com óleo.

Kuosa *et al.* (2007) focam a otimização em determinar o intervalo de tempo, entre cada limpeza da superfície externa do trocador quente, para gerar o custo mínimo de operação de um motor alimentado com queima direta da biomassa. Os autores baseiam suas análises num modelo isotérmico que introduz o fator de sujidade como uma resistência térmica, do lado externo, no coeficiente de transferência de calor total do trocador quente.

Hsu *et al.* (2003) desenvolveram um modelo matemático baseado na transferência de calor num motor de pistão livre alimentado com a energia térmica de um incinerador. Neste modelo são consideradas as perdas aos arredores e as perdas por condução de calor interna, sendo gerada uma relação da potência indicada em função dos fluxos de calor no motor e, posteriormente derivada respeito à relação de temperaturas do gás de trabalho no trocador quente e frio. O valor ótimo desta relação é obtido igualando a função derivada à zero, permitindo, mediante um processo iterativo, a otimização da potência indicada e eficiência do motor. Este trabalho ressalta a importância das perdas de condução internas, mesmo não considere os complicados aspectos dinâmicos dos motores de pistão livre e não tenha sido validado com dados experimentais. Um modelo similar ao anterior apresentaram Costea e Feidt (1998) para a otimização da potência indicada do motor Stirling. Seu modelo está baseado nos processos de troca de calor num ciclo irreversível, onde se considera a taxa de troca de calor dos depósitos de energia para o gás de trabalho como um parâmetro, e não suas simples temperaturas, como são usualmente consideradas.

Na figura 2-15 a) amostra-se o objetivo da otimização dos trabalhos analisados neste documento. Nesta figura pode-se ver que o maior interesse são a potencia ou a eficiência tomando a geometria do motor todo. Como terceiro alvo de otimização aparece o regenerador

devido isto a seu impacto na eficiência do motor e nas perdas de carga. O quarto alvo, nos objetivos a otimizar, com um 12% está a eficiência e a potencia do motor, sendo utilizado em sua grande maioria análise passo a passo (variação da geometria do motor componente a componente ate atingir máxima potencia e máxima eficiência). Este método de passo a passo é o mais utilizado para a otimização dos motores Stirling como mostrado pela figura 2-15b), mas este método por seu principio de otimizar um componente à vez não garante uma otimização do motor como um todo.

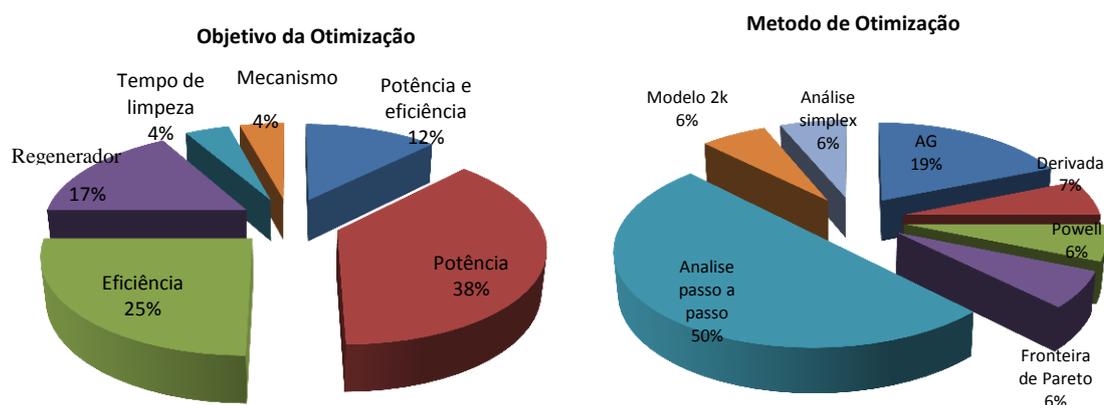


Figura 2-15. Otimização dos motores Stirling. a) Trocador de calor quente. b) Perdas incluídas nos modelos matemáticos.

## 2.2 Metodologia de Otimização Multiobjetivo Baseada em Fronteiras de Pareto.

Os métodos de otimização podem-se classificar, segundo Ribeiro *et al.*(1994), em algoritmos enumerativos, determinísticos e estocásticos. A continuação se dará uma visão geral destas metodologias.

- *Algoritmos enumerativos.*

Estes algoritmos consistem na divisão do espaço de busca em um número finito de partes e o posterior estudo da função em cada uma das partes divididas. A vantagem desta otimização é que garante, se é preciso, a melhor solução possível pelo fato de percorrer todo o espaço de busca. Mas estes algoritmos não são eficientes quando o espaço de busca é muito

grande (HERREROS, 2000). No trabalho de García e Maheut (2012) se apresenta este método junto com suas “subclassificações” e alguns códigos de computador para sua implementação.

- *Algoritmos determinísticos.*

Segundo a classificação feita por Ribeiro *et al.* (1994) este método pode-se subdividir em métodos diretos e indiretos. Considerando os diretos como os métodos que analisam o gradiente da função a partir de um ponto inicial, procurando a rota até o ponto ótimo. Entanto o método indireto calcula os pontos do espaço busca onde a derivada da função a otimizar é zero (HERREROS, 2000). Os métodos de Fibonacci e Newton são colocados por Ribeiro *et al.* (1994) como exemplo de método direto e, os métodos de Quase Newton e Steepest Descent são exemplos dados por Carrasco (2005) para os métodos indiretos. Como desvantagem destes algoritmos pode-se concluir que não são eficientes quando se apresenta um espaço de busca grande, funções descontínuas ou funções com varias soluções ótimas.

- *Algoritmos estocásticos.*

Em teoria estes algoritmos produzem ótimos globais da função objetivo. Mas sua convergência ao ótimo global é atingida no caso de tempo de processo infinito e baixo condições numéricas específicas. Na realidade estas condições são impossíveis de implementar, colocando uma incerteza na sua resposta (REBOLLO *et al.*, 2001). Estes métodos oferecem boas soluções em quantidade de tempo razoável sem requerer informação relacionada com a estrutura do espaço de busca nem com as propriedades da função objetivo (GIL, 2006).

Nestes algoritmos encontram-se os métodos de ordem zero, aqueles que não precisam de derivadas, Algoritmos Genéticos, Simulated Annealing, entre outros (CARRASCO, 2005).

### **2.2.1 Algoritmos genéticos**

Os algoritmos genéticos (AGs), estabelecidos por Holland em 1975, são algoritmos adaptativos que podem se utilizar para resolver problemas de busca e otimização. Estão baseados no processo genético dos organismos vivos. Ao longo das gerações, as populações evoluem na natureza de acordo aos princípios da evolução natural e supervivência do mais

forte segundo o postulado de Darwin. Por imitação deste processo, os AGs são capazes de ir criando, no transcurso de gerações, soluções para problemas do mundo real (UNIOVI, 2012). E assim o indivíduo melhor adaptado representa a melhor resposta num problema de otimização.

Basicamente, os AGs funcionam construindo gerações com um conjunto de novas “crianças” utilizando as melhores características de seus progenitores. Cada indivíduo está representado por um cromossomo, sendo este formado por genes que por sua vez são formados por alelos. Os alelos são valores binários que formam a cadeia que representa os genes.

Cada nova geração recebe suas informações genéticas “melhoradas” mediante a aplicação de operadores genéticos que simulam os processos naturais de seleção, cruzamento e mutação.

**Seleção:** este operador seleciona cromossomos entre a população para efetuar a reprodução. O indivíduo melhor adaptado se reproduzirá um maior número de vezes que outro com menor capacidade de adaptação (pior adaptado).

**Cruzamento:** simula a recombinação biológica escolhendo, de forma aleatória, um lugar específico de dois cromossomos para depois, neste lugar, mudar as suas sequências antes e depois do lugar selecionado (ver figura 2-16). Finalmente um descendente é eleito aleatoriamente.

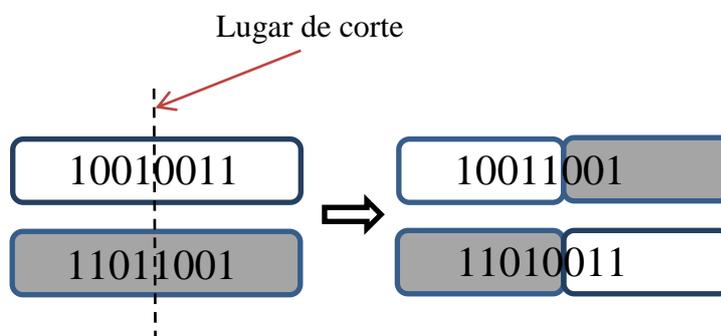


Figura 2-16. Representação do operador de cruzamento

**Mutação:** este operador gera variações de forma aleatória num cromossomo. A probabilidade de ocorrência de uma mutação normalmente é baixa devido a que uma probabilidade muito alta gera uma busca puramente aleatória (RODRIGUEZ, 2002).

**Elite:** esta função consiste em respeitar os melhores cromossomos de uma geração como indivíduo da seguinte.

Os AGs basicamente apresentam os seguintes passos:

1. Criação de uma nova população (cromossomos e genes).
2. Avaliação de cada cromossomo.
3. Seleção dos cromossomos melhor adaptados.
4. Manipulação genética.

### 2.2.2 Otimização Multiobjetivo Baseada em Frentes de Pareto

Na literatura se encontram várias definições e formulações gerais para este conceito de otimização, casos Quiza (2004), Coello (2002), Büche (2003) e Baños (2006) entre outros, mas basicamente os problemas multiobjetivos podem-se descrever por um conjunto de variáveis de decisão, um conjunto de funções objetivo e outro conjunto de restrições. Sendo que as funções objetivo e as restrições são em função das variáveis de decisão. Tudo isto, independentemente, se é um problema de minimização ou maximização, devido a um problema de minimização pode-se transformar num problema de maximização com a seguinte expressão (BÜCHE, 2003) e (VELDHUIZEN, 2000).

$$\text{Max}(f(x)) = -\text{min}(-f(x)) \quad (10)$$

Desta forma, um problema de otimização multiobjetivo definido como a maximização ou minimização de funções objetivos que são avaliadas em um conjunto de pontos  $x$ , conforme segue:

$$\text{Max/min } f(x) = (f_1(x), f_2(x), \dots, f_n(x)) \in \mathfrak{F}$$

$$\text{Com } x = (x_1, x_2, \dots, x_n) \in \mathfrak{X}$$

$$\text{Restrições } g(x) = (g_1(x), g_2(x), \dots, g_n(x)) \geq 0 \quad (11)$$

$$h(x) = (h_1(x), h_2(x), \dots, h_n(x)) = 0$$

$$x_i^{(L)} \leq x_i \leq x_i^{(U)}, \quad i = 1, 2, \dots, n,$$

Se  $\mathcal{X} \subseteq \mathcal{R}^n$  é o espaço de decisão n-dimensional limitado por  $x_i^{(L)}$  e  $x_i^{(U)}$ , e  $\mathcal{Z} \subseteq \mathcal{R}^m$  é o espaço objetivo m-dimensional. As funções  $g(x)$  e  $h(x)$  são as funções de restrição.

Os valores da função  $f$  avaliada no ponto  $x$  ( $f_1(x), f_2(x), \dots, f_k(x)$ ) na maioria dos casos reais, entram em conflito ou apresentam objetivos contraditórios. Assim, o melhoramento de uma destas funções gera um detrimento de alguma ou algumas das outras funções. Um exemplo deste comportamento é o caso do motor Stirling, já que o melhoramento de sua eficiência faz cair sua potência. Desta forma, a otimização multiobjetivo usualmente não vai gerar uma resposta escalar única, mais sim um conjunto de possíveis soluções como mostrado na figura 2-17.

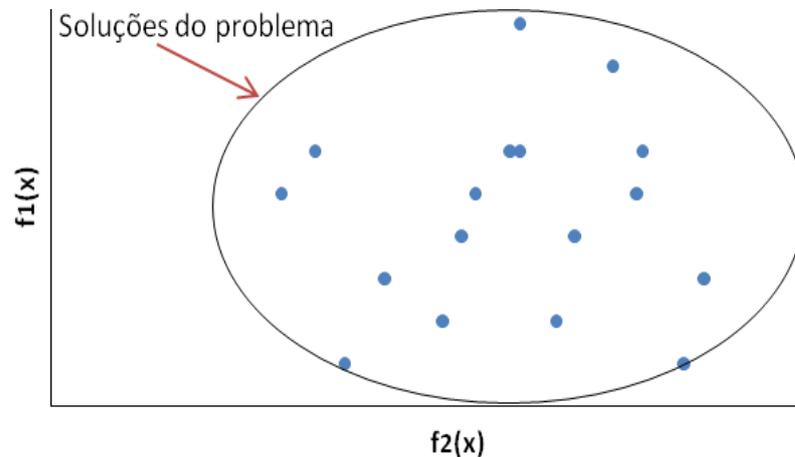


Figura 2-17. Representação das soluções dum problema multiobjetivo

Um conjunto de soluções é ótimo se não existem outras soluções no espaço de busca melhores do que ele, quando todos os objetivos são simultaneamente considerados, sendo conhecidas como soluções **ótimas de Pareto** (DE CASTRO, 2001). Os conceitos essenciais para o entendimento das soluções ótimas de Pareto se descrevem na continuação:

**Pareto dominante:** basicamente este conceito permite comparar duas soluções do problema simultaneamente, sendo assim possível distinguir entre soluções dominantes e

soluções dominadas (COELLO, 2002). De acordo com (DEB,1999), se considerada que uma solução  $a$  domina a uma solução  $b$  cumpre-se com as seguintes condições:

- A solução  $b$  não é maior do que a solução  $a$  em nenhum dos objetivos.
- A solução  $a$  é estritamente melhor que a solução  $b$  em, pelo menos, um dos valores da função  $f$  avaliada no ponto  $x$ .

Estes conceitos básicos de comparação permitem obter o conjunto de soluções ótimas de Pareto, o qual está composto pelas soluções não dominadas. Além disso, nesta análise pode-se definir outro conceito importante como é a *Fronteira ou frente de Pareto*. Esta fronteira está conformada por todas as soluções não dominadas, ou seja, que todos seus pontos são igualmente ótimos, sendo que a utilização de uma destas soluções ótimas dependerá de cada problema particular (ver figura 2-18). Uma explicação detalhada destes conceitos pode-se encontrar em Büche, (2003), Thomas (1999) e Smith, (2006).

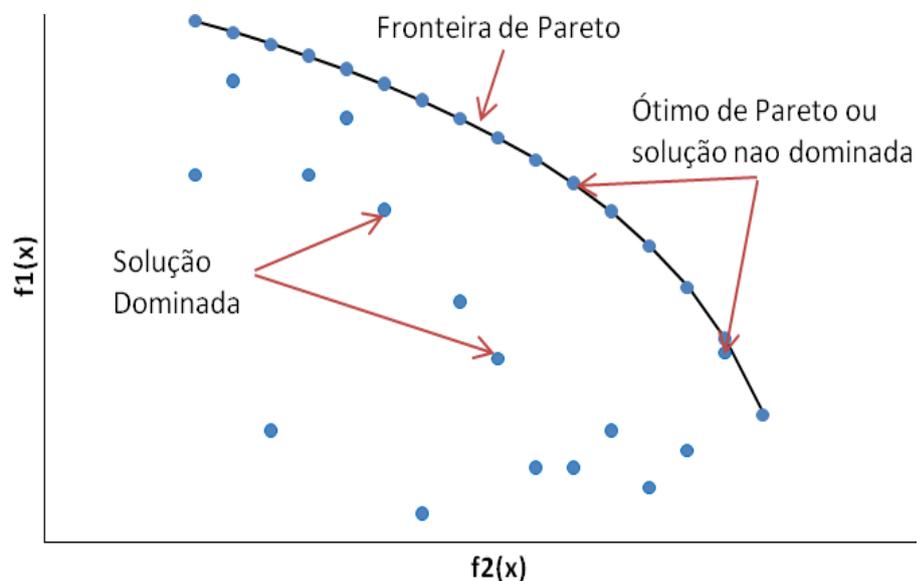


Figura 2-18. Representação da fronteira de Pareto de um problema com dois objetivos.

Uma das técnicas, entre as tantas que se encontra na literatura, que se pode utilizar num processo de otimização multiobjetivo são as evolutivas ou algoritmos evolutivos (EAs). Sendo denominadas por Algoritmos Evolutivos Multiobjetivo ou MOEAs. Segundo Baños (2006) esta técnica se situa entre as melhores para explorar o frente de Pareto. Devido ao seu

inerente paralelismo e a sua capacidade para aproveitar as similitudes das soluções mediante recombinação. Estes MOEAs podem-se dividir em duas categorias. Os primeiros que se desenvolveram são classificados como de primeira geração, enquanto que os atuais se conhecem como de segunda geração. O primeiro MOEA foi o denominado VEGA (*Vector Evaluated Genetic Algorithm*), e paulatinamente foram apresentados novos MOEAs como MOGA, NSGA y NPGA até chegar aos mais atuais como o MOGA II, NSGA II, PAEA, SPEA2 e PESA II. Trabalhos que analisam estes MOEAs são apresentados por Coello (2006), Herreros (2000) e Mendoza (2010).

No desenvolvimento deste trabalho foram considerados dois MOEAs de segunda geração (MOGA II e NSGA II) para a otimização da potência de saída e a eficiência do motor Stirling Amazon.

- *MOGA II*

Está baseado nos algoritmos genéticos tradicionais implementados, sobre indivíduos codificados em correntes binárias, os operadores de cruzamento, cruzamento direcionado, mutação e seleção; além disso, incorpora o elitismo. No caso desta otimização multiobjetivo, o elitismo conserva os indivíduos que estão mais próximos da fronteira de Pareto.

Na reprodução MOGA II utiliza quatro operadores de forma sequencial, desta forma em cada processo da reprodução um dos operadores é eleito (dependendo da probabilidade de frequência previamente definida) e aplicado aos indivíduos (RIGONI, 2002; POLES, 2006). O cruzamento é realizado da forma tradicional explicada anteriormente. Já o cruzamento dirigido é um pouco diferente, devido que admite que a direção do novo indivíduo pode-se obter comparando a adaptabilidade de outros indivíduos diferentes. Como resultado de testes feitos por Rigoni, (2002) e Poles, (2006) pode-se concluir que o MOGA II é um algoritmo eficaz, eficiente e robusto que permite sua utilização em uma grande variedade de problemas de otimização, tanto mono como multiobjetivo.

- *NSGA II*

Foi desenvolvido com o objetivo de incorporar o elitismo e reduzir a complexidade do procedimento de ordenamento por não dominância de seu antecessor NSGA. Realiza uma classificação por frentes de dominância. Assim, os indivíduos que pertencem a primeira frente

são os não dominados; os que pertencem a segunda frente são os não dominados em ausência dos da frente anterior, e assim sucessivamente (ALVARADO *et al.* 2005).

As principais etapas do NSGA II são descritas a continuação segundo Mendoza e Rojas (2008):

- 1- Geração aleatória da população inicial  $\mathbf{P}$  com um tamanho  $N$ .
- 2- Identificação de frentes de dominância.
  - a. Para cada solução, faz-se o cálculo do número de soluções ( $n_i$ ) que dominam à solução  $i$ .
  - b. Cálculo de um conjunto  $S_i$  de soluções das quais a solução  $i$  domina.
  - c. Posteriormente, indicam-se todos os pontos que apresentam  $n_i=0$  e se armazenam numa lista  $F_I$ . O conjunto  $F_I$  se denomina temporalmente como frente atual. Agora, cada solução na frente atual se compara com as soluções  $j$  do subconjunto  $S_i$  e se reduz seu  $n_j$  um a um. Desta forma, se para qualquer solução de  $j$  o valor é zero, se coloca em uma nova lista  $H$ . Ao final, quando todas as soluções da frente atual têm sido comparadas, estabelece-se  $F_I$  como a primeira frente. Depois, continua-se o processo utilizando a frente  $H$  como a fronteira atual.
- 3- Para manter a diversidade na fronteira de Pareto, calculam-se as distâncias de empilhamento em cada uma das frentes. Para isto, deve-se calcular o perímetro do cubóide formado pelas soluções vizinhas que apresentem o mesmo *ranking* de dominância que a solução  $i$ , isto é calculado com a equação (12).

$$d_i = \sum_{m=1}^M \left| \frac{fm_{i+1}^m - fm_{i-1}^m}{fm^{\max} - fm^{\min}} \right| \quad (12)$$

Sendo  $\mathbf{I}^m$  o vetor que indica a alternativa de solução vizinha á alternativa  $i$ ,  $fm^{\max}$  e  $fm^{\min}$  são os valores máximos e mínimos em todo o espaço de soluções da função objetivo  $m$ , e  $M$  é o numero de funções objetivo otimizadas.

- 4- Geração de uma nova população descendente do mesmo tamanho que a dos pais, mediante a utilização dos operadores genéticos de seleção, cruzamento e mutação.
- 5- Reunir pais e filhos num conjunto de tamanho  $2N$ , classificar os frentes de dominância e fator de empilhamento.
- 6- Determinar o conjunto descendente final selecionando as frentes com melhor *ranking*. Se superar o limite de população  $N$ , eliminar as soluções com menor fator de empilhamento na última frente selecionada.
- 7- Verificar critérios de convergência, se não for satisfeito, voltar para o passo 4.

### 3 MODELO MATEMÁTICO DESENVOLVIDO

O motor Stirling projetado pelo Núcleo de Excelência em Geração Termoelétrica e Distribuída – NEST é um motor tipo alfa para operar com ar como fluido de trabalho. O combustível com que ele trabalha é biomassa residual. Este motor usa como base o mecanismo de uma motocicleta DUCATTI, cujos parâmetros são mostrados na tabela 3.1.

Tabela 3-1. Parâmetros do mecanismo do motor DUCATTI usado como base para o motor Stirling Amazon.

Parâmetro	Valor
Diâmetro dos pistões	91,5 mm
Deslocamento dos pistões	67,5 mm
Volume deslocado pelo pistão	888 cm <sup>3</sup>
Ângulo de fase	90°
Peso	70 kg

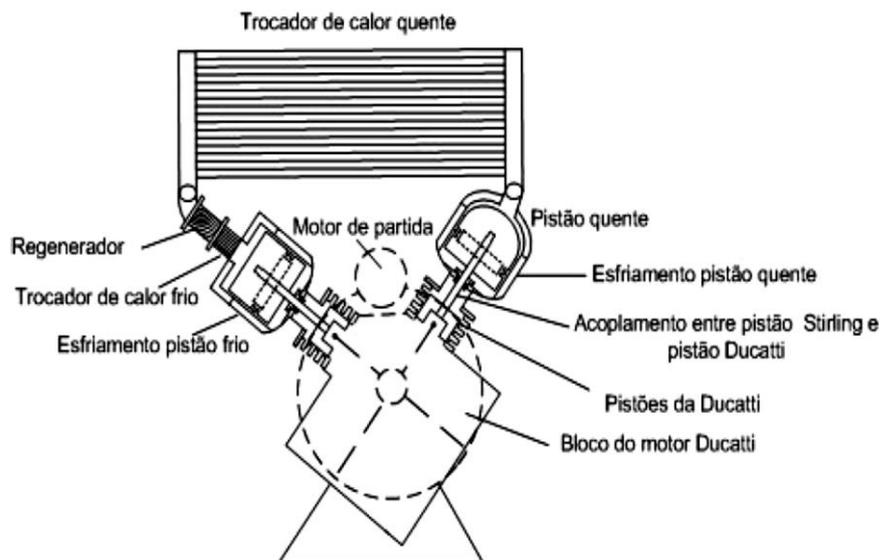


Figura 3-1. Esquema geral da adaptação do mecanismo do motor Ducatti para operar como um motor Stirling.

Sobre o mecanismo mencionado anteriormente, são colocadas as peças do motor Stirling Amazon. É assim como os dois pistões do mecanismo Ducatti são acoplados

mediante hastes aos pistões do motor Stirling, e posteriormente é colocado o circuito dos trocadores de calor como mostrado na figura 3-1. As especificações do motor Stirling são apresentadas na tabela 3-2.

Tabela 3-2. Características geométricas do motor Stirling Amazon

<i>Dados gerais do motor</i>		
Deslocamento do pistão de compressão	0,0675	[m]
Diâmetro do pistão de expansão	0,18	[m]
Deslocamento do pistão de expansão	0,0675	[m]
Diâmetro do pistão de compressão	0,18	[m]
Ângulo do mecanismo	90	[°]
Comprimento do pistão de expansão	0,10	[m]
Comprimento do pistão de compressão	0,10	[m]
<i>Trocador de calor quente</i>		
Comprimento dos tubos verticais	0,23	[m]
Comprimento dos tubos horizontais	0,7	[m]
Número de tubos verticais	26	
Diâmetro interno dos tubos horizontais	0,004957	[m]
Diâmetro interno dos tubos Verticais	0,0139	
Número de tubos Horizontais por tubo vertical	13	
<i>Trocador de calor frio</i>		
Diâmetro interno dos tubos	0,005	[m]
Comprimento dos tubos	0,32	[m]
Número de tubos	139	
<i>Regenerador</i>		
Diâmetro de fio da malha regeneradora	0,0001	[m]
Porosidade	68	[%]
Comprimento do regenerador	0,12	[m]
Diâmetro do regenerador	0,13	[m]
<i>Tubos conectores lado frio</i>		
Número de tubos	2	
Diâmetro de cada tubo	0,02	[m]
Comprimento de cada tubo	0,20	[m]

### 3.1 Modelo Matemático Geral

A modelagem geral do motor Amazon consiste na integração dos modelos matemáticos dos trocadores de calor quente, frio, regenerador e acessórios no modelo adiabático de segunda ordem proposto por Urieli e Berchowitz (1984). A figura 3-2 mostra o esquema geral do modelo com sua distribuição de temperaturas.

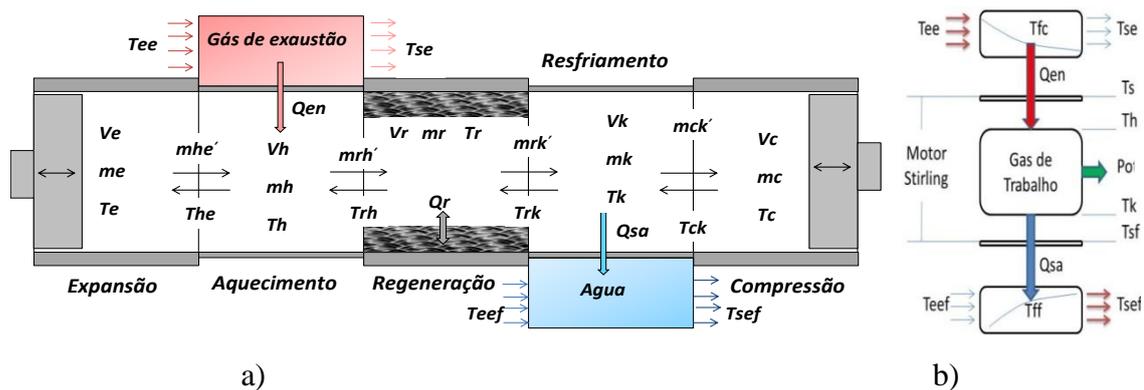


Figura 3-2 Esquema do modelo desenvolvido. a) Modelo matemático geral. b) Distribuição de temperaturas.

O modelo adiabático assume os seguintes aspectos:

- Os processos são reversíveis.
- O fluido de trabalho é considerado um gás ideal.
- A pressão instantânea é uniforme em todo o motor.
- Os processos de expansão e compressão são considerados adiabáticos.
- A massa do gás de trabalho é constante.

Nesta análise o motor é dividido em cinco volumes de controle, representando cada um deles um componente do motor Stirling, sendo que os subíndices  $e, h, r, k, c$ , nas equações, referem-se às câmaras de expansão, trocador de calor quente, regenerador, trocador de calor frio e câmara de compressão respectivamente. As temperaturas do gás de trabalho nos trocadores de calor quente ( $T_h$ ) e frio ( $T_k$ ) admitem-se uniformes e constantes, no entanto a temperatura no regenerador é calculada como a temperatura média logarítmica entre as duas temperaturas anteriores.

A variação dos volumes das câmaras de expansão ( $V_e$ ) e compressão ( $V_c$ ) é considerada sinusoidal, sendo calculadas pela equação (13a e 13b) (Thombare e Verma, 2008). Esta equação incorpora o ângulo de defasagem entre os pistões de compressão e expansão ( $\alpha$ ), ângulo do mecanismo biela-manivela ( $\theta$ ), os volumes mortos dos lados de expansão e compressão ( $V_{de}$  e  $V_{dc}$  respectivamente) e os volumes totais nas câmaras de expansão e compressão ( $V_{swe}$ ,  $V_{swc}$  respectivamente).

$$V_c = \frac{V_{swc}}{2} [1 - \cos(\theta + \alpha)] + V_{dc} \quad (13a)$$

$$V_e = \frac{V_{swe}}{2} (1 - \cos \theta) + V_{de} \quad (13b)$$

A condição de massa do gás de trabalho ( $M$ ) constante permite escrever a equação (14) em função das massas ( $m$ ) em cada um dos componentes do motor (Urieli e Berchowitz 1984).

$$M = m_c + m_k + m_r + m_h + m_e \quad (14)$$

Substituindo a massa na equação do gás ideal é obtida a equação (15) para a pressão instantânea no motor.

$$p = MR / (V_c/T_c + V_k/T_k + V_r/T_r + V_h/T_h + V_e/T_e) \quad (15)$$

Sendo que os trocadores de calor possuem volumes e temperaturas constantes, a diferenciação da equação (14) fica:

$$dm_c + dm_e + (dp/R) (V_k/T_k + V_r/T_r + V_h/T_h) = 0 \quad (16)$$

Se o fluxo de massa nas interfaces das câmaras de compressão e o trocador de calor frio é  $m_{ck}'$ , pode-se fazer um balanço de energia para obter a equação (17). Uma análise similar pode-se fazer para a câmara de expansão.

$$-c_p T_{ck} m_{ck}' = dW_c + c_v d(m_c T_c) \quad (17)$$

Sendo que o fluxo de massa nas interfaces das câmaras de compressão e expansão é igual à variação de massa nestas câmaras, pode-se obter o valor de  $dm_c$  e  $dm_e$  para serem colocados na equação (16) e obter a seguinte expressão para a variação de pressão:

$$dp = (-\gamma p(dVc/Tck + dVe/The))/[Vc/Tck + \gamma(Vk/Tk + Vr/Tr + Vh/Th) + Ve/The] \quad (18)$$

Fazendo um balanço de energia nos trocadores de calor, encontra-se a variação energética em cada um dos trocadores. Como exemplo, coloca-se a equação (19) para o trocador de calor frio.

$$dQk = Vk dp cv/R-cp(Tck mck'-Tkr mkr') \quad (19)$$

O trabalho feito pelos pistões de expansão e compressão está dado por:

$$dWc = p dVc \quad (20a)$$

$$dWe = p dVe \quad (20b)$$

### 3.2 Modelo Matemático do Trocador Quente

Este equipamento tem que trocar calor com os gases de exaustão da fornalha, que constituem um fluido bifásico (gás/sólido) que gera incrustações nas superfícies externas do trocador. Neste contexto, o trocador quente do motor Stirling Amazon, não pode ter superfícies estendidas (aletadas), precisa de um ventilador de tiragem, e seus tubos não podem ficar em posição transversal em relação ao escoamento do gás de exaustão. O ventilador, além de garantir a velocidade dos gases de exaustão, também ajuda a vencer as perdas aerodinâmicas nos trocadores de preaquecimento do ar de combustão que entra na fornalha (figura 3-3).



Figura 3-3. Sistema geral do motor Stirling integrado com a fornalha de biomassa.

Para uma velocidade constante dos gases de exaustão, faz-se o balanço de massa e energia no trocador quente. A superfície externa do trocador é estudada em duas partes, a primeira referida aos tubos verticais e a segunda, aos tubos horizontais. Desta forma, calcula-se a quantidade total de calor fornecido ao fluido de trabalho dentro do trocador de calor quente (figura 3-4). A relevância da análise da parte externa deste trocador está na possibilidade de incorporar no modelo matemático uma fonte de energia finita, como é o caso do gás de exaustão, e a quantificação da perda de carga do gás ao passar por este equipamento. Desde logo, esta perda de carga tem que ser absorvida pelo ventilador causando uma redução na potência líquida do motor.

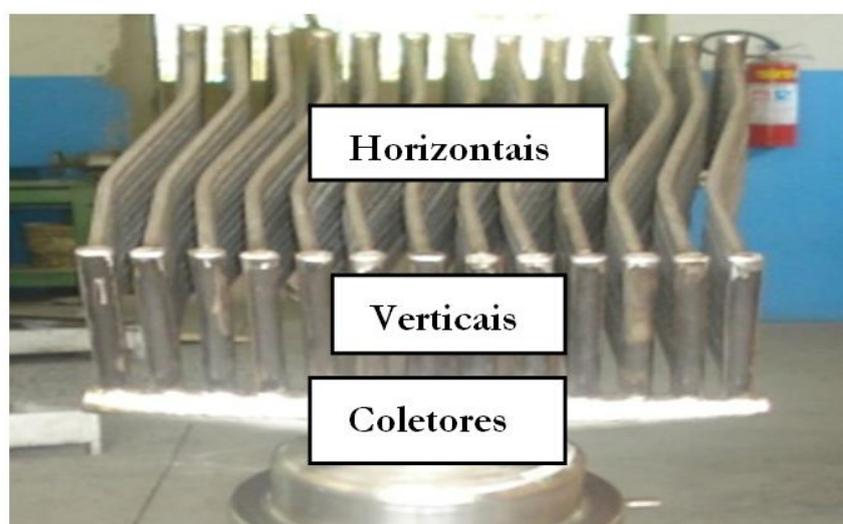


Figura 3-4. Trocador de calor quente

Para encontrar o valor do coeficiente de transferência de calor por convecção ( $h_{ev}$ ) nos tubos verticais é necessário determinar o número de Nusselt ( $Nu_{ev}$ ) para um escoamento perpendicular a um banco de tubos. De acordo com Zukauskas (1972) pode-se aplicar a equação (21) onde valores de  $C$  e  $m$  são constantes dependentes do número de Reynolds ( $Re_{ev}$ ) e da configuração geométrica do banco de tubos. Nesta mesma equação  $Pr$  e  $Pr_s$  representam o número de Prandtl calculada a temperatura média do gás e a temperatura da parede do trocador respectivamente.

$$Nu_{ev} = Fc C Re_{ev}^m Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{\frac{1}{4}} \quad (21)$$

A metodologia de Zukauskas (1987) precisa da definição de filas, colunas e seus respectivos arranjos no banco de tubos. O trocador estudado apresenta 13 tubos verticais (colunas) por cada uma das duas filas, mas a distância entre as filas faz que se possa realizar o cálculo do número de Nusselt numa fila independente, porém tem que se multiplicar pelo fator de correção ( $Fc$ ) para uma única fila.

O número de Reynolds é calculado a partir da velocidade máxima ( $V_{máx}$ ) que acontece na distância mais curta entre as fases de dois tubos verticais adjacentes. Desta forma, o coeficiente de transferência de calor por convecção nos tubos verticais é calculado com a equação (22), sendo  $Ke$  a condutividade térmica do gás de exaustão e  $Dev$  o diâmetro externo dos tubos verticais.

$$h_{ev} = \frac{Nu_{ev} * Ke}{Dev} \quad (22)$$

O cálculo na superfície externa dos tubos horizontais se faz de igual forma que os verticais, só que com umas relações do número de Nusselt para escoamento axial. O número de Reynolds é calculado com a velocidade média dos gases de exaustão.

Os tubos horizontais podem se abrir como paredes planas. Isto só é válido quando a espessura das camadas limites não ultrapassa a metade da distância entre as superfícies dos tubos adjacentes. Se acontecer esta ultrapassagem, o comportamento se supõe como escoamento interno. Além destas condições, tem que se fazer a análise no caso que o

escoamento seja laminar ou turbulento. A continuação se descreve a metodologia de cálculo, considerando as seguintes relações e nomenclatura:

$$Re_{eh1} = \frac{V L_h}{\nu_e} \quad \text{Reynolds externo horizontal (em uma parede plana)}$$

$$Re_{eh2} = \frac{V D_{heh}}{\nu_e} \quad \text{Reynolds externo horizontal (em um escoamento interno)}$$

$$L_{pp} = \frac{D_{mst} \left( \frac{V L_{pp}}{\nu_e} \right)^{1/2}}{9,82} \quad \text{Laminar} = \frac{D_{mst} \left( \frac{V L_{pp}}{\nu_e} \right)^{1/5}}{0,76} \quad \text{Turbulento} \quad \text{Comprimento desde a entrada dos}$$

gases de exaustão nos tubos horizontais até o ponto onde a camada limite hidráulica atende a metade de  $D_{mst}$  (para uma parede plana)

$$L_{crpp} = \frac{5 \cdot 10^5 \nu_e}{V} \quad \text{Comprimento crítico de entrada numa parede plana}$$

$V$  = velocidade dos gases de exaustão

$\nu_e$  = Viscosidade cinemática dos gases de exaustão

$L_h$  = Comprimento dos tubos horizontais

$D_{heh}$  = Diâmetro hidráulico externo horizontal

$D_{mst}$  = Comprimento mínimo das superfícies externas dos tubos horizontais.

Com estes dados, pode-se calcular o número de Nusselt da seguinte maneira:

Quando  $L_{pp} \geq L_h$  e  $Re_{eh1} \leq 500000$ , o número de Nusselt e o coeficiente de transferência de calor por convecção são calculados utilizando as equações de parede plana em escoamento laminar (ÇENGEL, 2007).

$$Nu_{eh} = 0,664 Re_{eh1}^{1/2} Pr^{1/3} \quad (23)$$

$$h_{eh} = \frac{Nu_{eh} K}{L_h} \quad (24)$$

Quando  $L_{pp} \geq L_h$  e  $Re_{eh1} > 500000$  o número de Nusselt é calculado com as equações de parede plana em escoamento laminar e turbulento.

$$Nu_{eh} = (0,037 Re_{eh1}^{4/5} - 871) Pr^{1/3} \quad (25)$$

Quando  $L_{pp} < L_h$  e  $L_{crpp} \leq L_{pp}$  o número de Nusselt é calculado com as equações de parede plana (25) em escoamento laminar e turbulento e as equações de escoamento interno.

- Para a parede plana

$$h_{eh1} = \frac{Nu_{eh} K_e}{L_{pp}} \quad (26)$$

- Para escoamento interno

Quando  $Re_{eh2} \geq 10000$  o número de Nusselt e o coeficiente de transferência de calor por convecção são calculados com as equações de escoamento turbulento interno totalmente desenvolvido proposta por Dittus e Boelter (1930).

$$Nu_{eh} = 0,023 Re_{eh2}^{\frac{4}{5}} Pr^{0,3} \quad (27)$$

$$h_{eh2} = \frac{Nu_{eh} K_e}{D_{eh}} \quad (28)$$

Quando  $Re_{eh2} < 10000$  o número de Nusselt é calculado com as equações de escoamento laminar interno totalmente desenvolvido.

$$Nu_{eh2} = 4,12 \quad (29)$$

Quando  $L_{pp} < L_h$  e  $L_{crpp} > L_{pp}$  o número de Nusselt e o coeficiente de transferência de calor por convecção são calculados com as equações de parede plana em escoamento totalmente laminar e as equações de escoamento interno.

- Para a parede plana, equações (23) e (26).
- Para escoamento interno  
Quando  $Re_{eh2} \geq 10000$  o número de Nusselt e o coeficiente de transferência de calor por convecção são calculados com as equações de escoamento turbulento interno totalmente desenvolvido. Equações (27) e (28) respectivamente.  
Quando  $Re_{eh2} < 10000$  o número de Nusselt e o coeficiente de transferência de calor por convecção são calculados com as equações de escoamento laminar interno totalmente desenvolvido. Equações (28) e (29).

Deste modo, com os coeficientes de transferência de calor  $h_{eh1}$ ,  $h_{eh2}$  pode-se calcular um valor médio para  $h_{eh}$ .

Depois de ter os valores do coeficiente de transferência de calor por convecção no exterior do trocador se faz a análise de transferência de calor do gás de trabalho que passa pelo interior do trocador.

No cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção no interior dos tubos verticais ( $h_{iv}$ ), considera-se uma variação da área transversal neles. Isto, pela paulatina incorporação dos tubos horizontais ao longo dos tubos verticais que faz a velocidade do gás de trabalho ( $V_{ivi}$ ) mudar. Desta forma, com a equação (30) busca-se obter a velocidade do gás de trabalho em cada tramo dos tubos verticais e a velocidade em cada tubo horizontal. Sendo que  $A_{pe}$  representa a área transversal do pistão de expansão,  $V_{mpe}$  a velocidade média do pistão de expansão,  $Ati_h$  a área transversal interna de um tubo horizontal e  $Ati_v$  a área transversal interna total dos tubos verticais.

$$V_{ivi} = \frac{A_{pe} * V_{mpe}}{Ati_v + \sum_0^n (i * Ati_h)} \quad (30)$$

Com a velocidade variável por trecho de tubo vertical se tem um número de Reynolds ( $Re_{iv}$ ) variável e, portanto, o número de Nusselt ( $Nu_{iv}$ ) e um coeficiente de transferência de calor por convecção ( $h_{iv}$ ) variável. As equações (31) e (32) foram utilizadas para escoamento laminar e turbulento completamente desenvolvido respectivamente (ÇENGEL, 2007).

$$Nu_{ivi} = 4,36 \quad (31)$$

$$Nu_{ivi} = \frac{\left(\frac{f_{1i}}{8}\right) \left((Re_{ivi} - 1000) Pri\right)}{1 + 12,7 \left(\frac{f_{1i}}{8}\right)^{1/2} (Pri^{2/3} - 1)} \quad (32)$$

$$Nu_{ivi} = 4,36 + \frac{0,065 * \left(\frac{D_{iv}}{L_{vi}}\right) Re_{ivi} Pri}{1 + 0,04 \left[\left(\frac{D_{iv}}{L_{vi}}\right) Re_{ivi} Pri\right]^{2/3}} \quad (33)$$

No caso da região de entrada pode-se empregar a equação (33). Esta equação é válida para escoamento laminar, no entanto, para escoamento turbulento pode-se utilizar a equação

(32), já que o comprimento de entrada neste tipo de escoamento é muito pequeno comparado com o comprimento  $Lh$ .

As mesmas equações e o mesmo raciocínio empregados para o cálculo de coeficientes de transferência de calor por convecção no interior dos tubos verticais são válidos para o interior dos tubos horizontais. Desta forma, o coeficiente de convecção no interior do trocador quente é a média dos coeficientes horizontais e verticais ( $h_{iv}$ ,  $h_{ih}$ ).

### 3.3 Modelo matemático do trocador frio

A análise matemática do comportamento termodinâmico no trocador de calor frio (figura 3-5) é realizada em duas partes. Uma parte refere-se ao exterior do trocador (água de resfriamento) e a outra no interior do trocador (gás de trabalho).

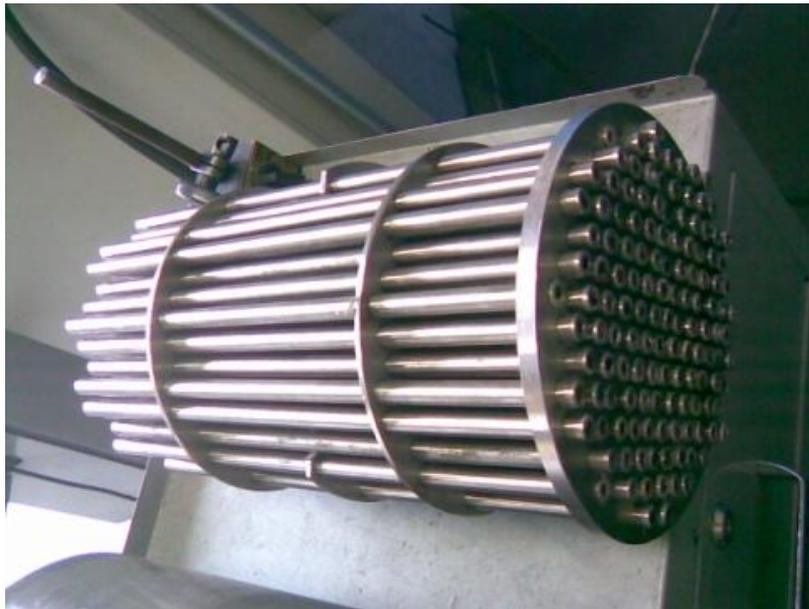


Figura 3-5. Trocador de calor frio

Para o número de Nusselt exterior foi utilizada a equação (21), com o número de Reynolds à velocidade máxima da água ( $V_{max}$ ). No cálculo desta velocidade, dada entre tubos adjacentes e perpendiculares ao escoamento de água, foi considerado o número de passos da água pela carcaça do trocador.

Para o estudo do fluido de trabalho no interior dos tubos foram utilizadas as equações (31), (32) e (33).

### 3.4 Modelo Matemático do Regenerador

Os cálculos no regenerador conduzem sempre a uma contradição entre a procura de eficiência e as perdas de carga correspondentes. Para a determinação da eficiência, precisa-se do coeficiente de transferência de calor por convecção que, por sua vez, é calculado com o número de Reynolds ( $Re_r$ ). Sendo  $V_r$  a velocidade do gás de trabalho no regenerador,  $\nu_r$  a viscosidade cinemática do gás de trabalho no regenerador,  $D_{hi}$  o diâmetro do fio da malha regeneradora e  $m_w$  o número de malha (ATSUSHI *et al.* 2007).

$$Re_r = \frac{V_r D_{hi}}{\nu_r (1 - D_{hi} m_w)^2} \quad (34)$$

O número de Nusselt no regenerador é obtido da equação (35) segundo Martini (1983).

$$Nu_r = 0,42 Re_r^{0,56} \quad (35)$$

O coeficiente de transferência de calor ( $hr$ ) e o número de unidades de transferência ( $NTU$ ) no regenerador são obtidos com as equações (36) e (37). Sendo  $A_{mr}$  a área da malha regeneradora,  $m$  fluxo de massa no regenerador e  $C_{pg}$  o calor específico do gás (LUNDQVIST, 1993).

$$hr = \frac{Nu_r K_r}{D_{hi}} \quad (36)$$

$$NTU = \frac{hr A_{mr}}{\dot{m} C_{pg}} \quad (37)$$

Finalmente, a eficiência ( $\varepsilon$ ) do regenerador é calculada com a equação (38) segundo Organ (1997).

$$\varepsilon = 1 - \frac{1}{NTU} \quad (38)$$

### 3.5 Perdas Consideradas no Modelo Matemático.

Além das perdas externas dadas pela ineficiência do regenerador, neste trabalho são consideradas outras perdas descritas a seguir.

- *Perdas de carga*

Para o cálculo destas perdas distribuídas, necessariamente tem que se considerar o coeficiente de atrito  $C_f$ , que geralmente é calculado mediante a analogia de Reynolds. Esta analogia relaciona o número de Stanton ( $St=Nu/(RePr)$ ) com o coeficiente de atrito da seguinte forma:

$$\frac{1}{2} C_f = St \quad (39)$$

Sendo  $Nu$  o número de Nusselt,  $Re$  o número de Reynolds e  $Pr$  é o número de Prandtl. A correta aplicação desta relação depende da proximidade do número de Prandtl à unidade, o que é válido para os gases comumente utilizados nos motores Stirling. Embora a analogia de Reynolds não seja perfeita, ajuda no objetivo da modelagem mais que qualquer fórmula exata (ORGAN, 1997). A perda distribuída em tubulações para um escoamento completamente desenvolvido é dada pela equação (40), que junto com a equação (39) leva à relação (41) apresentada por Walker (1980), para a potência perdida ( $Dp_p$ ) na queda de pressão. Nestas equações  $Dp$  representa a perda de carga no tubo,  $L$  o comprimento do tubo,  $D$  diâmetro do tubo,  $V$  a velocidade do gás,  $\dot{m}$  a vazão mássica e  $S$  o perímetro do tubo.

$$Dp = 2C_f \frac{L}{D} \rho V^2 \quad (40)$$

$$Dp_p = \frac{1}{\rho^2} \left( \frac{\dot{m}}{Ac} \right)^3 St L S \quad (41)$$

As perdas locais ou singulares de potência podem ser calculadas com a equação (42). Onde  $\zeta$  é fator de perda local.

$$Dp = \xi \frac{\rho}{2} Ac V^3 \quad (42)$$

No caso do regenerador, as perdas de potência mencionadas podem-se calcular adaptando a equação (42) à geometria da malha regeneradora supondo uma densidade do fluido constante. A equação (43) é o resultado da adaptação antes descrita, sendo  $Lre$  o comprimento do regenerador,  $Dhi$  o diâmetro do fio da malha do regenerador e  $m_w$  o número de malha.

$$p_R = C_f \frac{\rho}{2} A c \frac{L_{re}}{2 D_{hi}} \left[ V_r \left( \frac{1}{1 - D_{hi} m_w} \right)^2 \right]^3 \quad (43)$$

A estimativa do coeficiente de atrito no regenerador pode-se fazer com a equação da forma  $C_f = \frac{a}{Re} + b$  segundo Kays e London (1964) ou  $\log C_f = d - e \cdot \log(Re)$  segundo Martini (1983). Sendo que os dois apresentaram resultados similares, neste trabalho adotou-se a proposta de Martini (1983). O número de malha ( $m_w$ ) é relacionado com a porosidade,  $\eta$ , da malha regeneradora por uma função iterativa, que segundo Organ (1997) é dada pela equação (44). Sendo que a porosidade e o diâmetro do fio são dados de entrada ao modelo matemático.

$$\eta = 1 - \frac{1}{4} \pi m_w D_{hi} \sqrt{1 + (m_w D_{hi})^2} \quad (44)$$

- *Perdas por condução de calor interna.*

A diferença de temperatura ( $\Delta T$ ) nos componentes do motor gera uma troca de calor por condução ( $\dot{Q}_{PI}$ ) dada pela lei de Fourier. Sendo  $K$  a condutividade térmica do material;  $A$ , a área efetiva de transferência de calor e  $L$  o comprimento do componente onde ocorre  $\Delta T$ .

$$\dot{Q}_{PI} = \frac{KA\Delta T}{L} \quad (45)$$

Esta perda é diretamente proporcional à espessura das câmaras que contêm o gás, portanto, o dimensionamento das paredes das câmaras para suportar as altas pressões do gás de trabalho aumenta estas perdas.

A condução de calor acontece principalmente no regenerador, que separa os trocadores de calor quente e frio. Além disso, sua configuração faz com que o cálculo desta perda se separe em duas partes, o cilindro que contém a malha e a própria malha. No cilindro pode-se utilizar a equação (45), mas a malha precisa de um tratamento diferente.

Martini (1983) descreve a equação (46) proposta por Gorring para uma condutividade térmica equivalente,  $K_{eq}$ , mas omite a referência bibliográfica correspondente. Tal proposta é dada para um regenerador com área transversal constante, onde  $K_g$  é a condutividade térmica

do gás de trabalho,  $K_r$  é a condutividade térmica da malha regeneradora e  $FF$  é o fator de enchimento da malha do regenerador.

$$K_{eq} = K_g \left[ \frac{\left( \frac{1 + \left(\frac{K_r}{K_g}\right)}{1 - \left(\frac{K_r}{K_g}\right)} - FF \right)}{\left( \frac{1 + \left(\frac{K_r}{K_g}\right)}{1 - \left(\frac{K_r}{K_g}\right)} + FF \right)} \right] \quad (46)$$

- *Perdas por shuttle*

São perdas que se apresentam devido ao movimento do pistão de expansão. Quando o pistão está na metade de seu deslocamento fica em equilíbrio térmico com a parede do cilindro que o contém. Quando o pistão se movimenta gera uma diferença de temperaturas entre o pistão e o cilindro, levando à transferência de uma determinada quantidade de calor (LUNDQVIST, 1993). Walker (1980) propõe uma fórmula aproximada para as perdas por shuttle. Nesta equação relacionam-se o deslocamento do pistão ( $E$ ), condutividade térmica do gás ( $K_g$ ), diâmetro do cilindro ( $D$ ), comprimento cilindro-pistão ( $G$ ) e comprimento do pistão ( $Le$ ).

$$\dot{Q}_{shutt} = \frac{0,4E^2 K_g D \Delta T}{G Le} \quad (47)$$

- *Perda por histerese*

Estas perdas se apresentam nas câmaras de compressão e expansão como um fluxo de calor líquido perdido pelas paredes dos cilindros. No caso ideal de se apresentar um processo de compressão (adiabático ou isotérmico), a trajetória no processo inverso de expansão seria exatamente igual, mas na realidade estes dois processos apresentam trajetórias diferentes dadas pelas perdas de energia para as paredes do cilindro em função da variação da pressão (SCHECK, 1988). A relação para esta perda é apresentada por Urieli e Berchowitz (1984). Sendo  $f$  a frequência de operação,  $\gamma$  a relação de calores específicos,  $T_w$  a temperatura da parede do cilindro,  $P$  a pressão do gás e  $K_w$  a condutividade térmica da parede do cilindro.

$$W_{Hy} = \sqrt{\frac{1}{32} f \gamma^3 (\gamma - 1) T_w P K_w} \left( \frac{\Delta V}{V} \right)^2 A_w \quad (48)$$

- *Perdas de carga na parte externa do trocador de calor quente.*

Estas perdas são calculadas com a equação (49) dada por Zukauskas e Ulinskas (1985) para tubos verticais e a equação (41) para tubos horizontais no caso de se apresentar escoamento interno entre estes. Considerando  $f$  como fator de atrito,  $NL$  o número de linhas no banco de tubos e  $\chi$  como fator de correção.

$$Dp = N_L f \chi \frac{\rho V_e^2}{2} \quad (49)$$

Zukauskas e Ulinskas (1985) apresentam dois gráficos para obter os valores de  $f$  e  $\chi$ , que dependem da configuração geométrica do banco de tubos e do número de Reynolds do escoamento. Neste trabalho, os dois gráficos foram digitalizados permitindo obter 20 polinômios, que introduzidos no modelo matemático, calculam diretamente os fatores  $f$  e  $\chi$ . Na tabela 3-3 mostra o resumo das perdas consideradas no modelo matemático junto com seus locais de aplicação.

Tabela 3-3. Perdas Consideradas no Modelo Matemático do motor Stirling Amazon.

Equipamento	Partes	Componentes	Perdas de carga		Perdas de calor				Coef. de trans. calor
			Distribuída	Locais	Externas	Shuttle	Histereses	Condução interna	
Câmara de expansão	de	Parede da câmara						X	
		Pistão				X		X	
		Gás de trabalho					X		
Trocador de calor quente	Parte externa	Tubos verticais	X	X					X
		Tubos Horizontais	X	X					X
		Coletores		X					X
	Parte interna	Tubos verticais	X	X					X
		Tubos Horizontais	X	X					X
		Coletores		X					
Regenerador	Parede da câmara						X		
	Malha regeneradora	X			X		X	X	
Flange								X	
Trocador de calor Frio	Parte externa	Tubos							X
	Parte interna	Tubos	X						X
		Tubos entrada e saída			X				
Tubos conectores				X					
Câmara de compressão	de						X		

### 3.6 Método de Solução do Modelo Matemático.

O modelo matemático codificado em Visual Fortran<sup>®</sup> consta de um programa geral chamado NESTirling composto por 17 sub-rotinas como mostrado na seguinte figura.

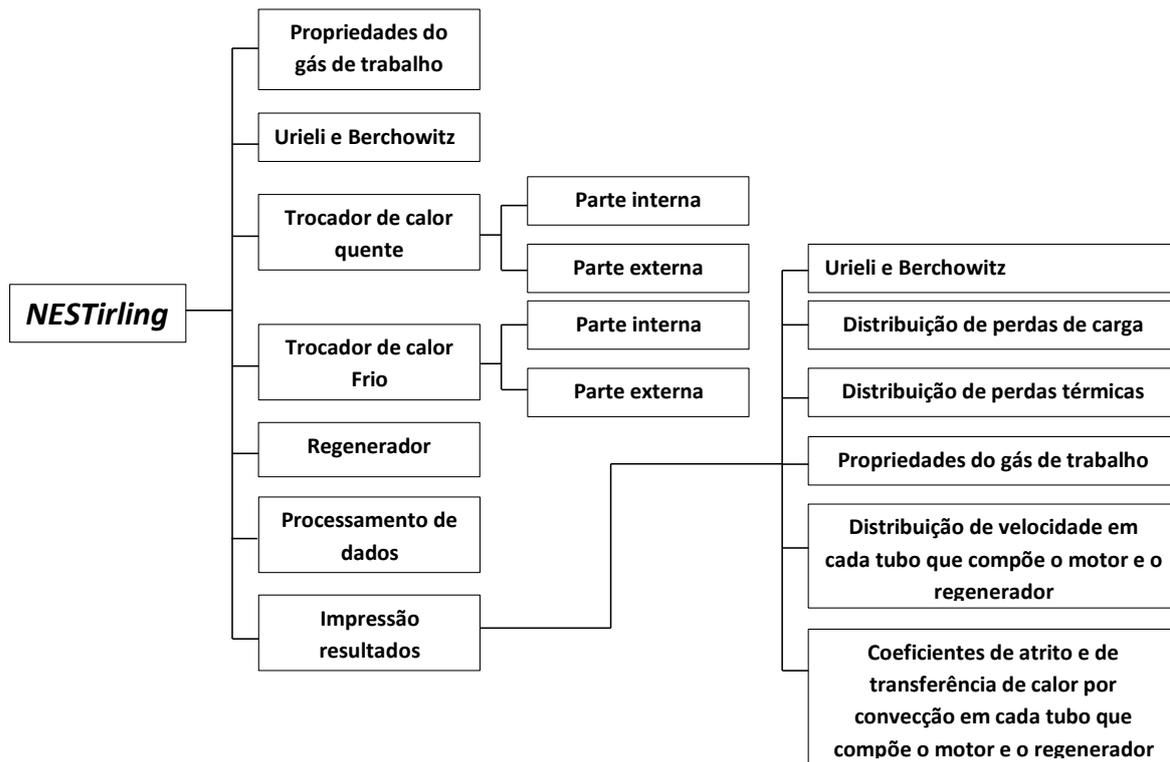


Figura 3-6. Sub-rotinas que compõem o modelo matemático.

A forma em que todas estas sub-rotinas interagem se explica a continuação:

Com as temperaturas do gás de trabalho no interior dos trocadores de calor quente e frio ( $T_h$  e  $T_k$ ) supostas, são definidas as suas propriedades segundo as constantes de Sutherland. Na sequência, é resolvido o sistema de equações diferenciais propostos no modelo adiabático de Urieli e Berchowitz (1984) pelo método numérico de Runge-Kutta de quarta ordem. A estabilidade, nesta sub-rotina, é atendida quando a diferença de temperaturas  $T_{c0^\circ} - T_{c360^\circ}$  e  $T_{e0^\circ} - T_{e360^\circ}$ , em função do ângulo do mecanismo, atinge um erro permitido fixado anteriormente.

Em sequência são calculadas as perdas de carga e de calor com a ativação das sub-rotinas trocador de calor quente, trocador de calor frio e regenerador. A continuação é

calculada a temperatura do gás nos trocadores de calor quente e frio segundo a relação de Urieli, 2011. Nesta equação é admitido um valor para as temperaturas nas paredes dos trocadores de calor quente e frio de  $T_s$  e  $T_{sf}$  respectivamente. Sendo  $Q_{en}$  e  $Q_{sa}$  os calores de entrada e saída ao motor respectivamente;  $h_h$ ,  $h_k$  os coeficientes de transferência de calor por convecção para o gás de trabalho no trocador quente e frio respectivamente e  $A_s$  e  $A_{sf}$  as áreas de transferência de calor no trocador quente e frio respectivamente.

$$T_{h,k} = T_{s,sf} - \frac{\dot{Q}_{en,sa}}{h_{h,k}A_{s,sf}} \quad (50)$$

As temperaturas das superfícies dos trocadores de calor, em função da temperatura de saída do gás de exaustão e água, são obtidas com a equação (51). Agora, supondo as carcaças dos trocadores de calor como adiabáticas, encontra-se a temperatura de saída dos gases de exaustão e água, em função da temperatura de entrada do gás de exaustão e água (equação (52)). A temperatura dos gases de exaustão e água na saída dos trocadores de calor são representadas com  $T_{se}$  e  $T_{sef}$  respectivamente. A temperatura dos gases de exaustão e da água na entrada dos trocadores de calor se representa com  $T_{ee}$  e  $T_{eef}$  respectivamente, entanto que os coeficientes de transferência de calor, vazão mássica e calores específicos para o gás de exaustão e a água são  $h_e$ ,  $h_a$ ,  $m_e$ ,  $m_a$ ,  $C_{pe}$  e  $C_{pa}$  respectivamente.

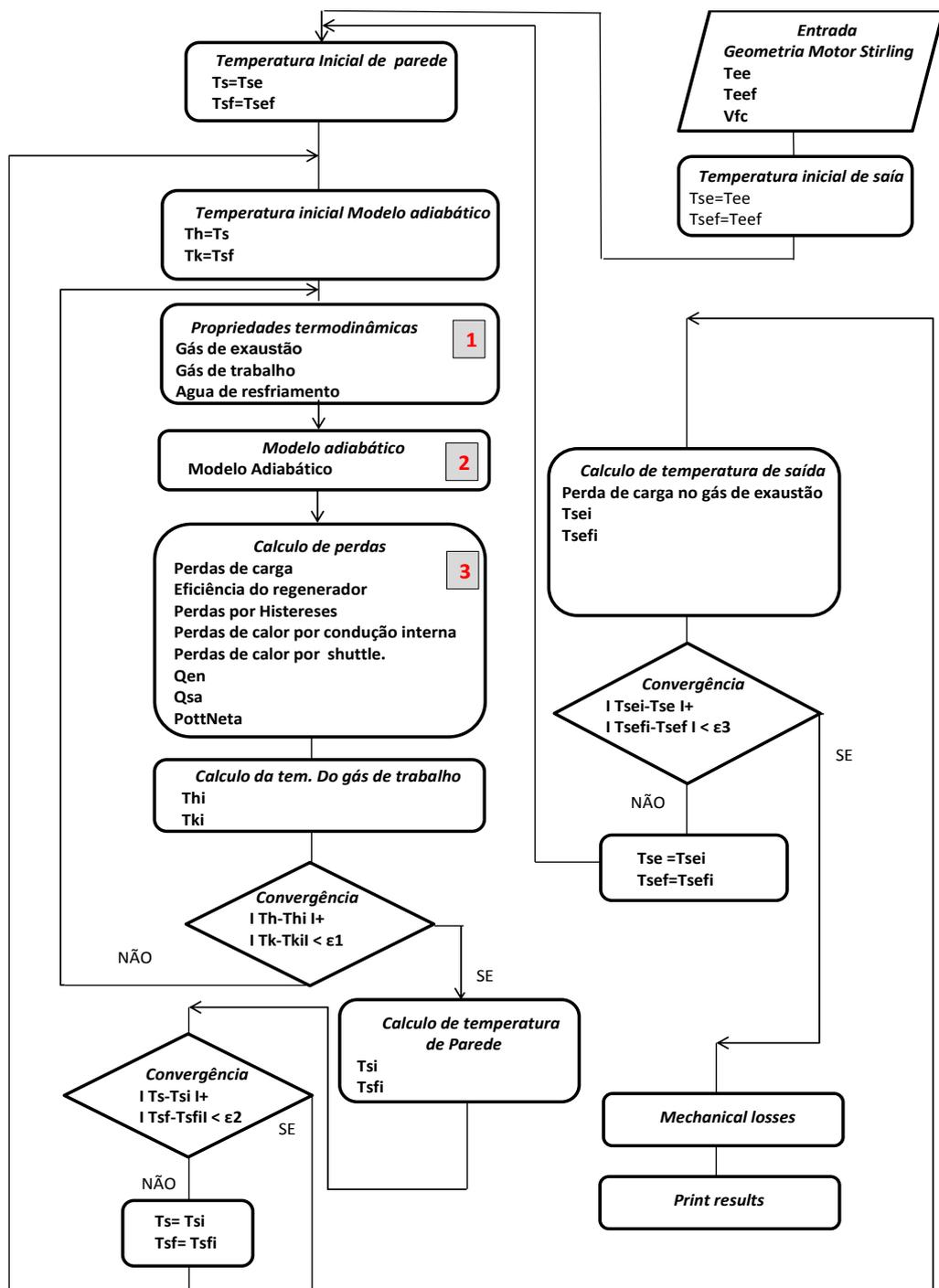
$$T_{se, sef} = T_{s, sf} - (T_{s, sf} - T_{ee, eef}) \exp\left(\frac{-A_{s, sf} h_{e, a}}{\dot{m}_{e, a} C_{pe, a}}\right) \quad (51)$$

$$\dot{Q}_{en, sa} = \dot{m}_{e, a} C_{pe, a} (T_{ee, eef} - T_{se, sef}) \quad (52)$$

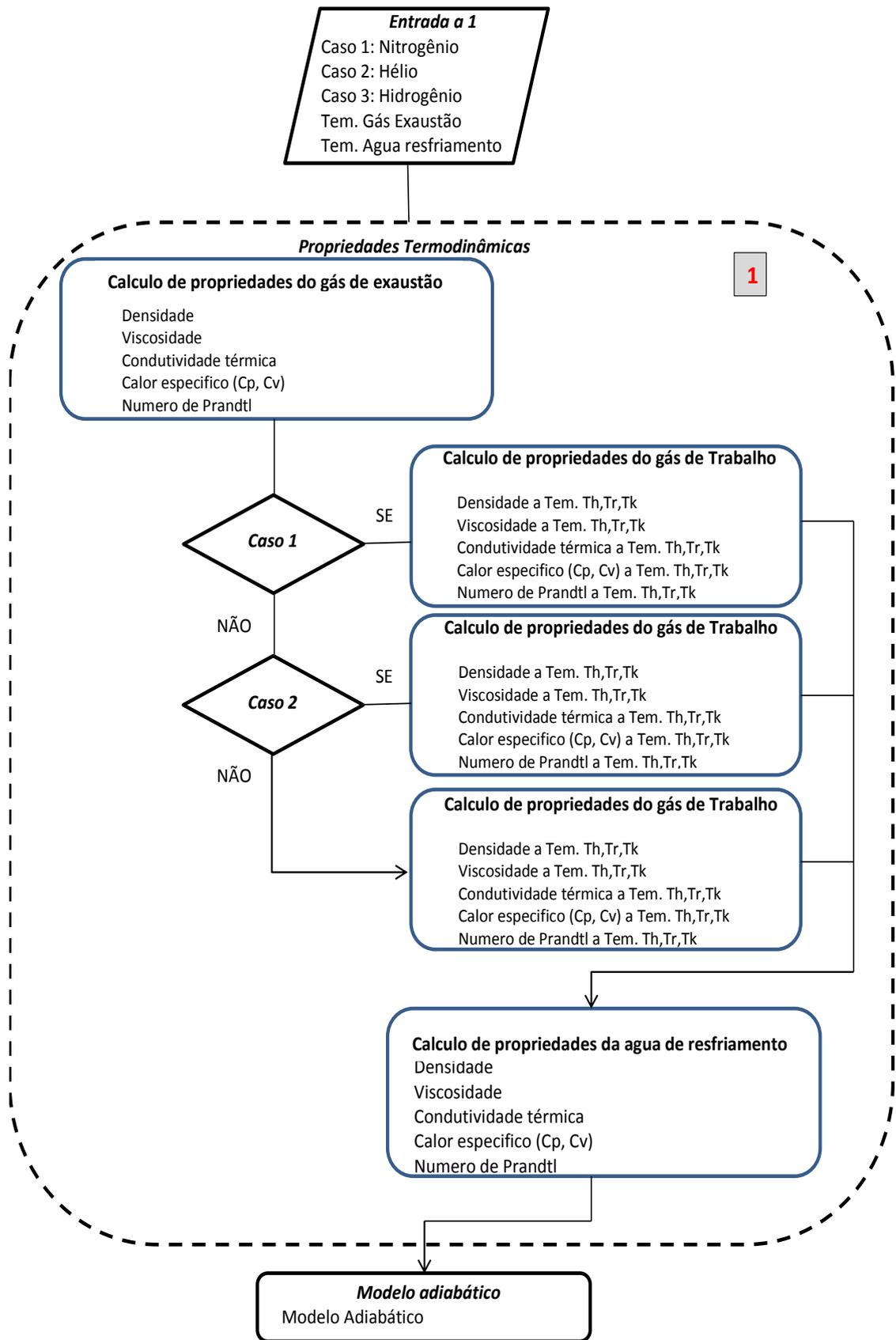
Desta forma, os únicos dados de entrada ao modelo matemático, além das características geométricas, são as temperaturas e vazão mássica do gás de exaustão e água nas entradas dos trocadores de calor. Porém, a consecução da estabilidade do sistema precisa de inúmeras iterações até atingir os erros permitidos. Depois de estabilizado o sistema se realiza um processamento e classificação dos dados para finalizar com a impressão dos resultados.

O modelo matemático, além de permitir trocar a geometria do motor, pode simular três tipos de gás de trabalho (nitrogênio, hidrogênio e hélio), permite simular a partir da

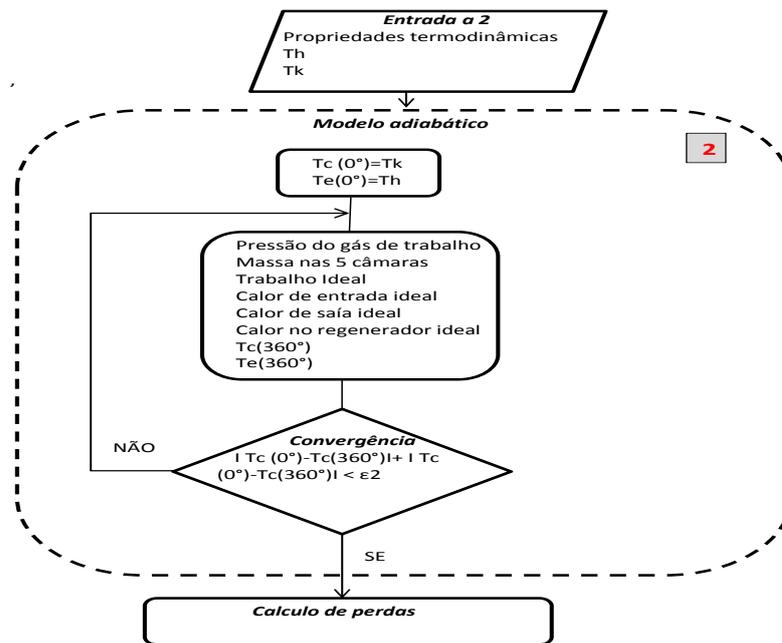
temperatura da parede dos trocadores de calor (sem considerar os escoamentos externos), e permite estabelecer simulações com uma faixa de velocidade de rotação do motor com seu respectivo passo ou também, se necessário, para uma velocidade de rotação específica. A figura 3-7 a), mostra o fluxograma do modelo matemático geral com suas principais iterações. Esta figura apresenta a integração com os fluxogramas 1,2,3 (quadros com números vermelhos) que se descrevem nas figuras 3-7 b), 3-7 c) e 3-7 d).



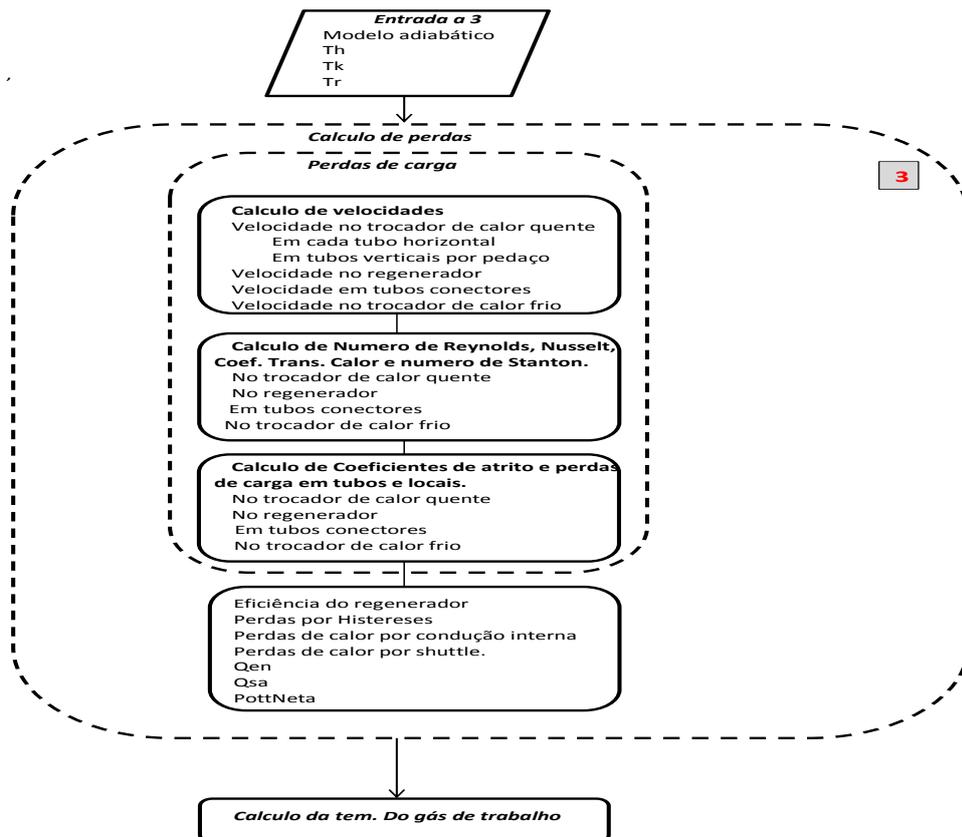
a) Fluxograma geral



b) Fluxograma das propriedades



c) Fluxograma do modelo adiabático



d) Fluxograma de perdas.

Figura 3-7. Fluxograma do modelo matemático desenvolvido para simular o comportamento do motor Stirling Amazon. a) fluxograma geral, b) fluxograma das propriedades, c) fluxograma do modelo adiabático, d) fluxograma de perdas.

## 4 SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO MOTOR STIRLING AMAZON.

Neste capítulo se apresenta a simulação numérica feita com o software de CFD ANSYS CFX<sup>®</sup> para o cálculo de escoamento em cada um dos componentes do motor Stirling Amazon. Os resultados obtidos na simulação são utilizados para ajustar o modelo matemático descrito no capítulo anterior.

### 4.1 Equações Fundamentais de Transporte

Esta simulação está baseada na solução numérica das equações de transporte como: Equação da conservação da massa, quantidade de movimento e energia (Navier-Stokes), como descritas a seguir :

Conservação da Massa;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (53a)$$

Quantidade de Movimento;

$$\frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + \rho g_i \quad (53b)$$

Energia;

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho h) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i h) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \frac{k}{c_p} \frac{\partial h}{\partial x_j} \right] + S_h \quad (53c)$$

$u_i$  representa a componente da velocidade,  $p$  a pressão,  $\mu$  é a viscosidade dinâmica,  $g$  a aceleração gravitacional,  $h$  a entalpia específica,  $k$  é a condutividade térmica e  $S_h$  é o termo fonte. Para incorporar os efeitos do escoamento turbulento nas equações de Navier-Stokes, Osborne Reynolds propõe descompor as variáveis do escoamento em uma componente média temporal e uma componente de flutuação em torno da componente média temporal (TAVANTZIS, 2010), dada como:

$$u_i = \bar{u}_i + u_i' \quad (54)$$

A equação (54) é conhecida como a decomposição de Reynolds. Aplicando a equação (54) nas equações (53) obtém-se as equações conhecidas como RANS (*Reynold Average Navier-Stokes*) (RUIZ, 2004).

Sendo assim, nas equações (53a) e (53b) são adicionados os termos  $-\overline{\rho u_i' u_j'}$  e  $-\overline{\rho u_i' h'}$ ; onde o primeiro é denominado de tensor de Reynolds e o segundo termo como uma difusão da entalpia. Desta forma o problema se resume em encontrar uma correlação do tensor de Reynolds com o campo de escoamento médio.

Segundo a hipótese de Boussinesq, que extrapola a proporcionalidade que existe entre esforços viscosos e gradiente de velocidade em escoamento laminar para escoamento turbulento, o tensor de Reynolds fica da seguinte forma (RUIZ, 2004):

$$-\overline{\rho u_i' u_j'} = \mu_t \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho k \quad (55a)$$

$$-\overline{\rho u_i' h'} = \frac{\mu}{\sigma_H} \frac{\partial \bar{h}}{\partial x_i} \quad (55b)$$

$$k = \frac{1}{2} \overline{u_i'^2} \quad (55c)$$

Sendo  $\mu_t$  a viscosidade turbulenta,  $k$  a energia cinética turbulenta, e  $\sigma_H$  o número de Prandtl turbulento. Desta forma, a determinação do valor da viscosidade turbulenta é realizada com os modelos de turbulência.

## 4.2 Seleção do Modelo de Turbulência.

A seleção do modelo de turbulência tem como base, o conhecimento do fenômeno físico, como por exemplo, em aplicações aeronáuticas, o modelo de Spallar Allmaras de uma equação é o mais aplicado; fenômenos onde se tem grandes variações temporais, a simulação de Grandes Escalas ou LES pode ser o mais aconselhado, apesar do tempo computacional elevado; escoamentos com fortes gradientes de pressão e velocidade em geometrias com

grande geração de vorticidade, recomenda-se o modelo  $k-\omega$  SST (shear stress transport) de duas equações, sobre tudo porque apresenta resultados aproximados de separação das camadas limites (PEREZ, 2006). O programa comercial ANSYS CFX<sup>®</sup> oferece estes e outros modelos de turbulência.

Distintos modelos de turbulência que oferece o programa ANSYS CFX<sup>®</sup> foram testados com escoamentos em geometrias básicas (tubos) de fácil solução com métodos convencionais, com o objetivo de selecionar um modelo de turbulência adequado. Estas geometrias básicas permite, pelo baixo custo computacional, fazer as simulações com vários refinamentos de malha até atingir resultados que independam do tamanho de malha. Para a discretização do domínio computacional foram utilizados elementos tetraedros com refino nas regiões de altos gradientes de pressão. Resultados para a malha com maior refino são mostrados na Tabela 4-1, sendo comparados com resultados analíticos de perdas de carga distribuída ( $Dp$ ) e coeficientes de transferência de calor por convecção ( $h$ ), baseados em formulações clássicas dadas por Colebrook (1939) e Gnielinski (1976), Zukauskas e Ulinskas (1985) e Zukauskas (1987). É importante aclarar que estas simulações foram feitas com o único objetivo de obter um modelo de turbulência adequado, mas as simulações dos escoamentos do motor serão apresentadas no capítulo 4.

Tabela 4-1. Resultados da simulação de um mesmo problema com diferentes modelos de turbulência.

<b>Tubo com escoamento interno</b>						
<b>Modelo de Turbulência</b>	<b>Resultados simulação</b>			<b>Resultados calculados</b>		
	$Dp$ [Pa]	$Dp$ [W]	$h$ [W/m <sup>2</sup> K]	$Dp$ [Pa]	$Dp$ [W]	$h$ [W/m <sup>2</sup> K].
<b>Shear Stress Transport (SST)</b>	1931	7,58	1488,64			
<b>k-omega baseline (BSL)</b>	831	3,26	489,60	1979,35	7,77	1445,94
<b>Reynolds Stress (SSG)</b>	583	2,28	268,79			
<b>Eddy Viscosity Transport (K-ep)</b>	2646	10,39	2158,8			
<b>Banco de tubos com escoamento externo</b>						
	<b>Resultados simulação</b>			<b>Resultados calculados</b>		
	$DP$ [Pa]	$Dp$ [W]	$h$ [W/m <sup>2</sup> K]	$DP$ [Pa]	$Dp$ [W]	$h$ [W/m <sup>2</sup> K]
<b>Shear Stress Transport (SST)</b>	115	0,01233	135,424	350,55	0,03	158,91

Pode-se concluir desta análise que o modelo de turbulência  $k-\omega$  SST (descrito no anexo A) é o mais recomendado para a utilização na simulação dos escoamentos no motor Stirling.

### 4.3 Metodologia de Cálculo de Escoamento Utilizando Técnicas de Dinâmica dos Fluidos Computacional CFD

Para a obtenção do campo de escoamento, são realizadas as seguintes tarefas (figura 4-1).

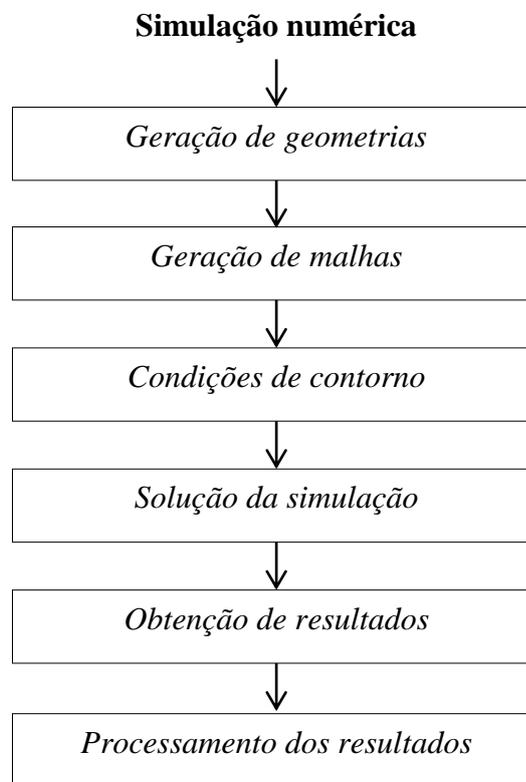


Figura 4-1. Passos seguidos para a simulação numérica de cada equipamento do motor Stirling Amazon.

Na figura 4-1 mostra-se o motor Stirling Amazon desenhado em 3D no software ICEM-CFD<sup>®</sup>.

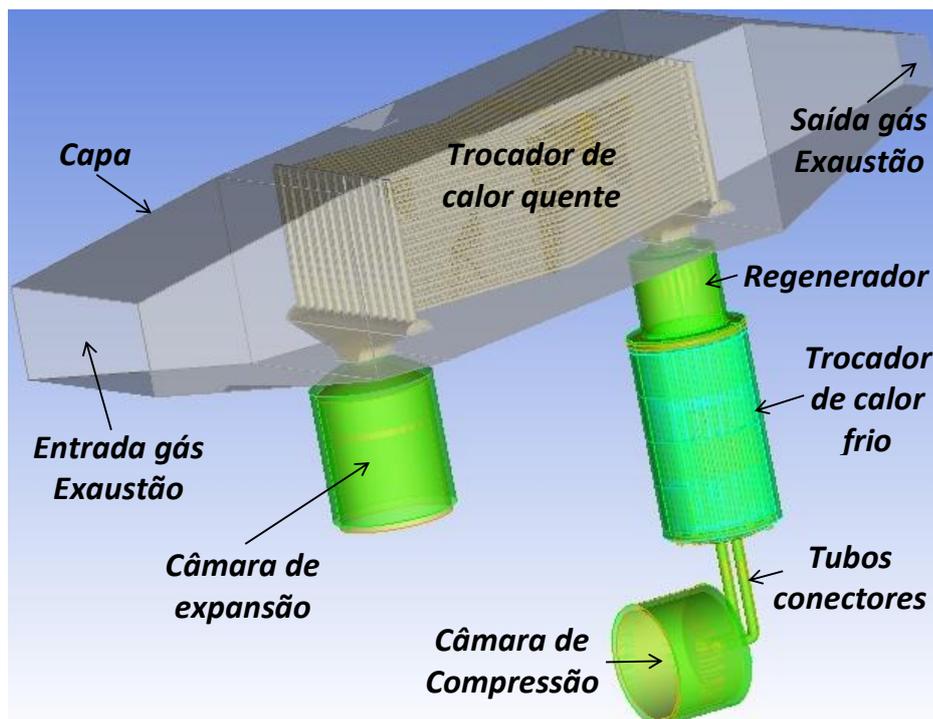


Figura 4-2. Motor Stirling Amazon desenhado no software ICEM.

Os domínios computacionais dos equipamentos simulados foram sub-divididos em superfícies onde são impostas as condições de contorno. As condições de contorno utilizadas nas simulações se descrevem a continuação:

Entrada com *velocidade normal e temperatura*: especifica a magnitude da velocidade para um perfil uniforme, com resultante normal e a temperatura do escoamento na fronteira ou contorno onde se fixará esta condição.

Saída com *pressão estática*: especifica o valor da pressão estática nos elementos da fronteira ou contorno onde se fixará esta condição. A pressão fixada pode ser a manométrica nula com relação à pressão manométrica local.

Parede *adiabática*: o fluxo de calor na interfase fluido-sólido, inclusive por radiação, é nulo.

Parede com *fluxo de calor constante*: se especifica um fluxo de calor (energia térmica /unidade de área) na interfase fluido-sólido. O valor positivo é interpretado como energia entrando ao domínio computacional e um valor negativo como energia térmica saindo.

*Simetria*: aplica-se naqueles casos quando todas as propriedades de um escoamento são simétricas sobre algum plano. Um problema é simétrico em torno de um plano quando o escoamento de um lado do plano é uma imagem de espelho do escoamento no lado oposto. A aplicação desta condição é de grande importância já que permite diminuir o tamanho do domínio, resultando em menores números de elementos.

Interfase com *periodicidade rotacional*: um equipamento com configuração cilíndrica pode-se partir em “fatias” iguais com referência a seu eixo de simetria. Podendo-se tomar uma delas que represente o fenômeno em todo o equipamento se as propriedades do escoamento são iguais em todas. Esta condição de periodicidade reduz o número de elementos na mesma quantidade de “fatias” em que se parta o equipamento. Condição frequentemente utilizada em turbomáquinas.

Interfase com *periodicidade translacional*: esta condição de fronteira tem o mesmo princípio que a condição anterior, mas com a diferença de que suas duas fases de periodicidade são exatamente paralelas a uma com a outra.

## **4.4 Trocador de Calor Quente.**

A simulação deste trocador é feita de forma independente para cada um dos gases que nele atua. Desta forma tem-se uma análise para a parte externa (gás de exaustão) e uma análise para a parte interna (gás de trabalho).

### **4.4.1 Parte externa**

- *Domínio computacional*

Este domínio está relacionado com a parte externa do trocador de calor quente onde está o gás de exaustão. Utilizando a condição de periodicidade translacional o domínio pode ser formado por um canal composto por dois tubos verticais, 13 tubos horizontais, uma “fatia” dos dois coletores e as paredes da carcaça ou capa por onde passa o gás de exaustão (figura 4-

3). É importante anotar que neste domínio se tomaram as dimensões externas do trocador de calor para evitar possíveis erros gerados pela espessura do material.

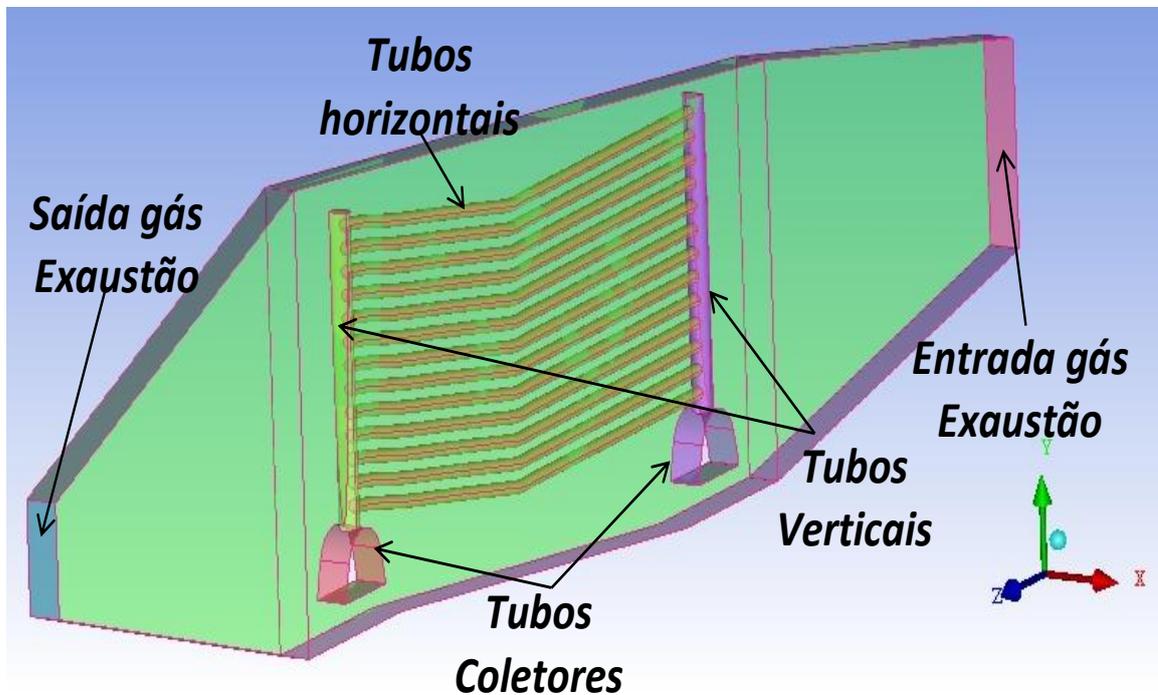


Figura 4-3. Domínio computacional da parte externa do trocador de calor quente.

- *Malha*

A malha não estruturada está composta por elementos tetraédricos, pirâmides, prismas e hexaédricos. Na figura 4-4 a) pode-se ver a variação de densidade da malha entre as paredes laterais da carcaça e as paredes do trocador de calor. Menores densidades de malha podem ser dadas nas regiões periódicas, e altas densidades nas regiões próximas da parede. Para o cálculo adequado das tensões de atrito na parede, foram inseridas 10 camadas prismáticas. A figura 4-4 b) mostra um corte transversal do domínio, nele podem-se ver as camadas de elementos prismáticos sobre os tubos horizontais seguidas dos elementos piramidais e tetraedros. Na tabela 4-2 se mostra as características desta malha. O cálculo da incerteza das malhas geradas neste trabalho é apresentado no apêndice A.

Tabela 4-2. Características da malha da parte externa do trocador de calor quente.

Características da malha	
Número de nós	1748865
Número de elementos	4688872
Número de tetraedros	1980110
Número de prismas	2706013
Número de pirâmides	2749
Hexahedra:	0

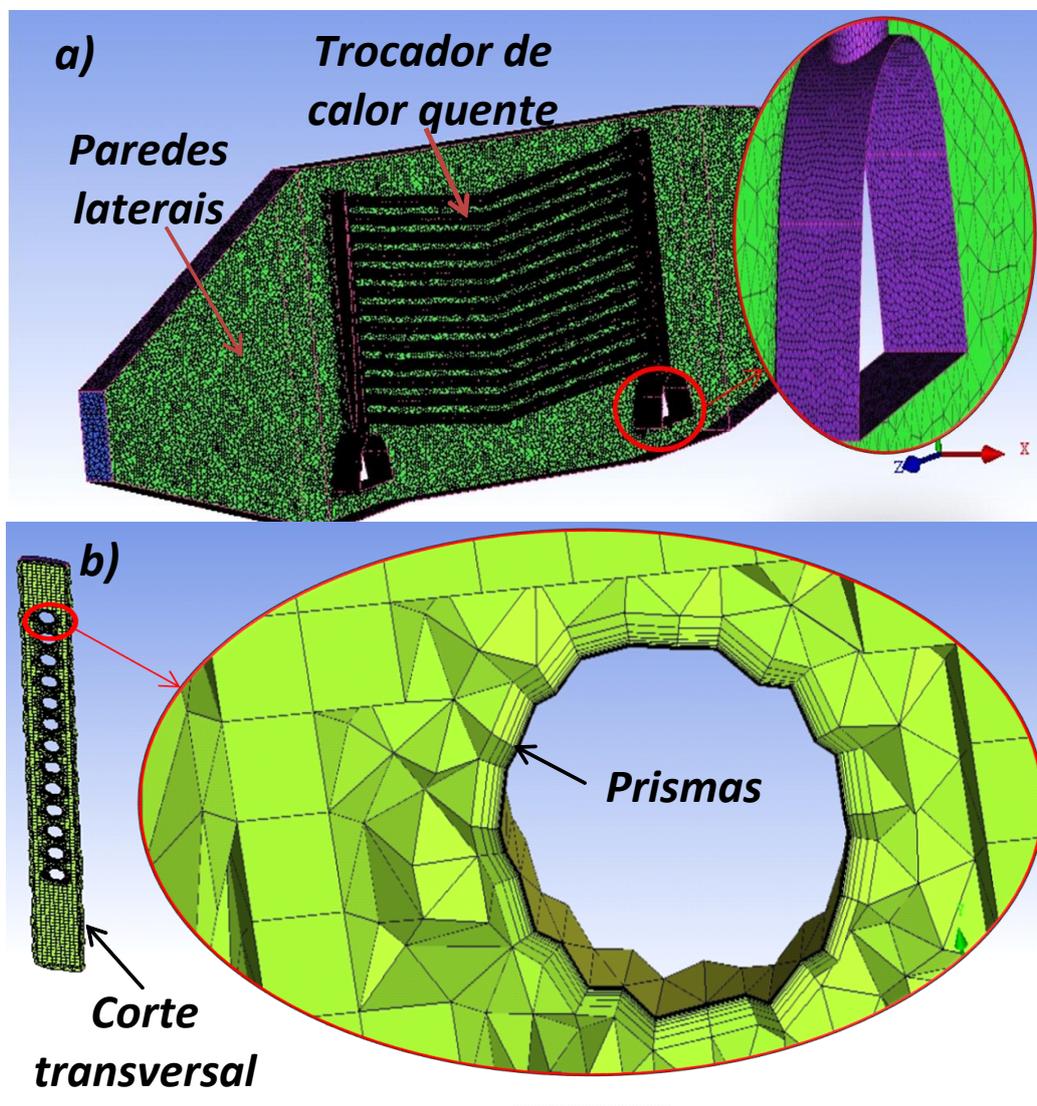


Figura 4-4. Malha da parte externa do trocador de calor quente.

- *Condições de contorno*

Como mencionado anteriormente, nesta simulação é considerado o escoamento externo do trocador de calor quente. Este escoamento é simulado considerando como gás o ar, sem efeitos de radiação, com uma temperatura e velocidade na entrada de 950°C e 21 m/s respectivamente. Na saída do trocador é fixada como condição a pressão atmosférica. As paredes da capa ou carcaça são admitidas adiabáticas; nas paredes laterais do canal são fixadas condições de periodicidade translacional e sobre as superfícies do trocador de calor é colocada uma condição de fluxo de calor constante saindo do domínio computacional. Esta condição de fluxo de calor varia em função da velocidade de rotação do motor. As simulações foram feitas para velocidade de rotação do motor de 200RPM e 500RPM, com fluxos de calor tomados do modelo matemático.

- *Processamento de resultados da simulação numérica e ajuste do modelo matemático.*

Para estas simulações o processamento dos dados se foca em obter a perda de carga e o coeficiente de transferência de calor por convecção na superfície do trocador. A perda de carga é calculada diretamente da diferença das pressões entre a entrada e saída do gás. Para calcular os coeficientes de transferência de calor por convecção se utiliza a equação (56). Desta forma o cálculo deste coeficiente é focado na obtenção das temperaturas das superfícies do trocador ( $T_s$ ) e a temperatura média do gás dada por  $T_{fc}=(T_{ee}+T_{se})/2$ .

$$h_{\text{ext}} = \frac{q_{\text{en}}}{T_m \cdot T_s} \quad (56)$$

Na gráfica 4-5 se mostram, com pontos, os resultados da perda de carga ( $Dp$ ) obtidos com as duas simulações. A curva contínua representa os resultados do modelo matemático já ajustado aos resultados das simulações. Para ajustar o modelo matemático foi necessário variar o fator de perda local dos tubos coletores. Estes coletores, como se pode ver na figura 4-6, provocam turbulência nas suas superfícies posteriores, gerando uma perda de carga e afetando a temperatura de superfície das últimas filas de tubos horizontais. Este efeito sobre a variação de temperatura nos tubos horizontais é mostrado na figura 4-7 pela área delimitada

pelo círculo. Os erros relativos entre a simulação e o modelo matemático, para as perdas de carga, estão abaixo de 4.3%.

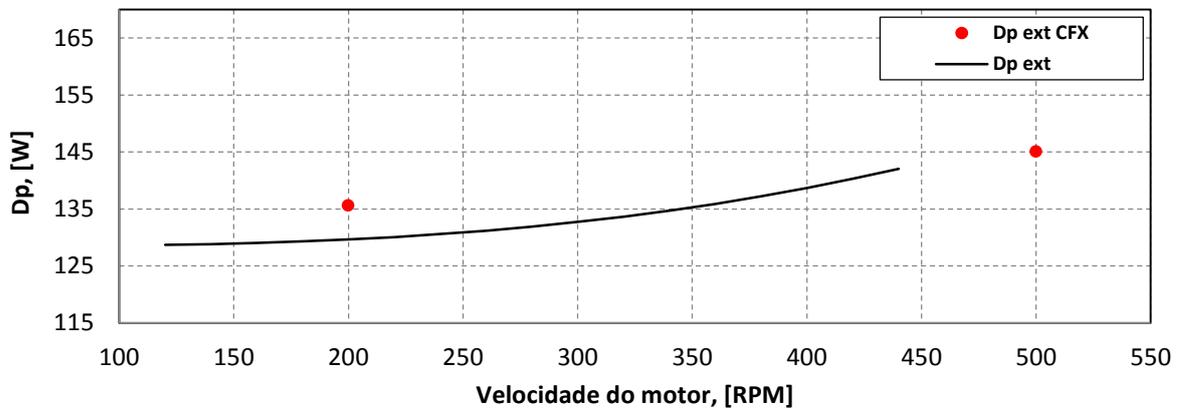


Figura 4-5. Perda de carga na parte externa do trocador de calor quente

O motivo do modelo matemático não alcançar valores acima de 440 RPM é porque ele está programado para parar a sua execução quando a potência de saída seja menor o igual a zero.

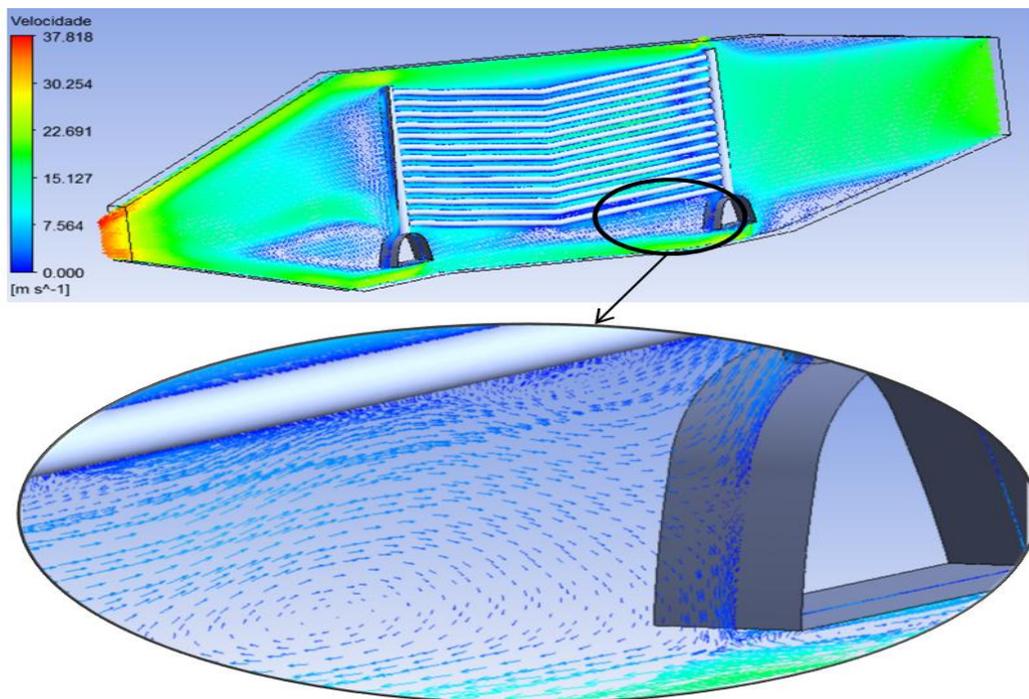


Figura 4-6. Distribuição vetorial da velocidade do gás de exaustão.

O cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção, como apresentado anteriormente, está em função da temperatura de superfície do trocador. Agora bem, a figura 4-7 mostra o contorno de temperaturas naquela superfície, podendo-se visualizar a variação de

temperatura que este trocador tem. Levando em conta este fato, a análise é feita por separado para cada um de seus componentes.

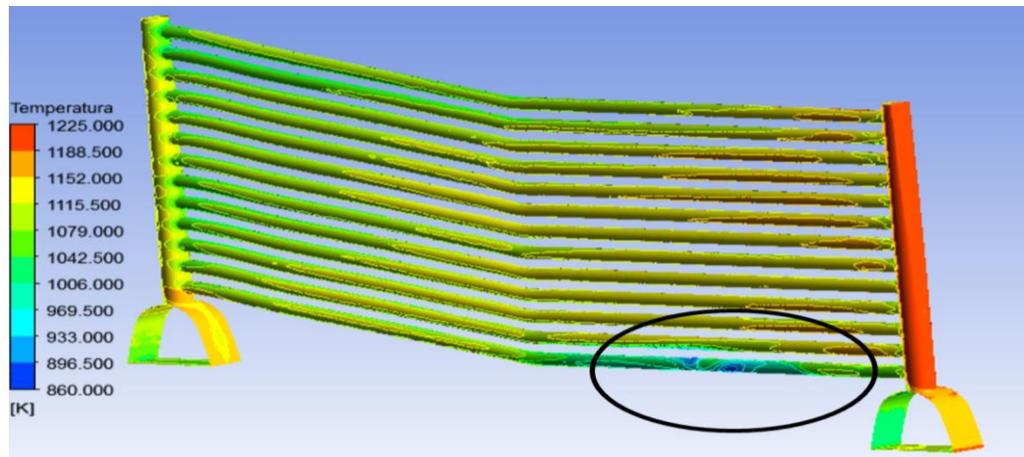


Figura 4-7. Contorno de temperatura na parte externa do trocador de calor quente

A figura 4-8 mostra os coeficientes de transferência de calor por convecção ( $h$ ) obtidos na simulação e os calculados pelo modelo matemático. Devido que no modelo matemático toda a superfície do trocador é assumida isoterma, existe uma diferença neste coeficiente, se comparados os resultados superfície por superfície. Um exemplo de isto são os tubos verticais, que como mostra a figura 4-7, o valor da temperatura na superfície do primeiro tubo (mais próximo da entrada) é maior que a do segundo tubo, deste modo, o coeficiente do primeiro tubo é quase cinco vezes o coeficiente do segundo tubo. Obviamente, o modelo matemático, por sua consideração de superfícies isotérmicas, não pode reproduzir os resultados da simulação. Porém, se comparados os valores médios da simulação com os dados do modelo, se obtém resultados próximos como se mostra na figura 4-8. Na análise destes resultados o erro relativo para os valores médios está abaixo de 16%, que para o caso deste tipo de cálculo são aceitáveis (ÇENGEL 2007). Nesta figura os valores da simulação são denotados com *CFX* e os do modelo matemático por *MM*. Os subíndices *v*, *h* e *cole* referem-se a os tubos verticais, tubos horizontais e tubos coletores respectivamente.

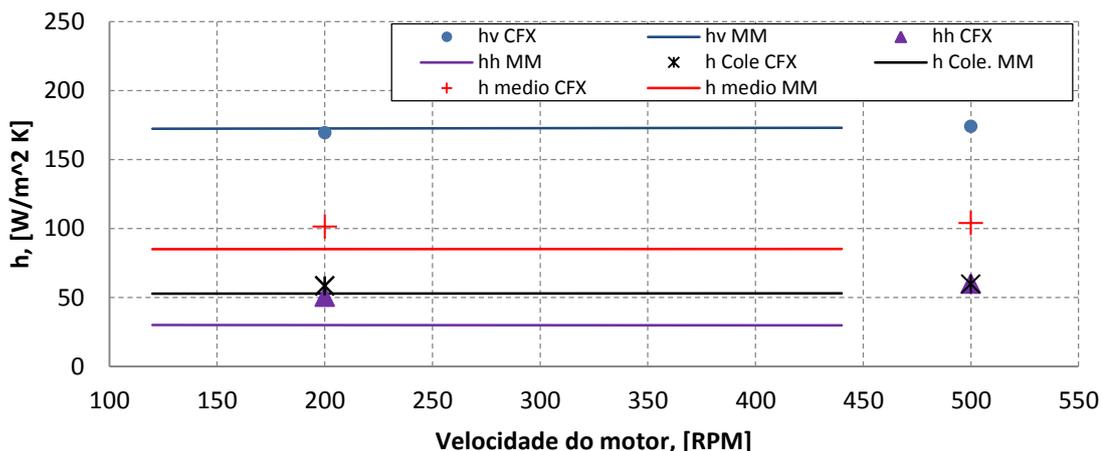


Figura 4-8. Coeficientes de transferência de calor por convecção na parte externa do trocador de calor quente.

Afigura 4-9 mostra os resultados da simulação e do modelo matemático para as temperaturas de saída do gás de exaustão ( $T_{se}$ ) e as temperaturas médias na superfície externa do trocador quente ( $T_s$ ). O erro relativo para a velocidade de 200 RPM em ambos dois casos é inferior a 1%, e se extrapolados os resultados do modelo matemático, o erro relativo para 500 RPM não supera 3%. Mostrando com isto uma boa correlação dos resultados numéricos com os resultados do modelo desenvolvido.

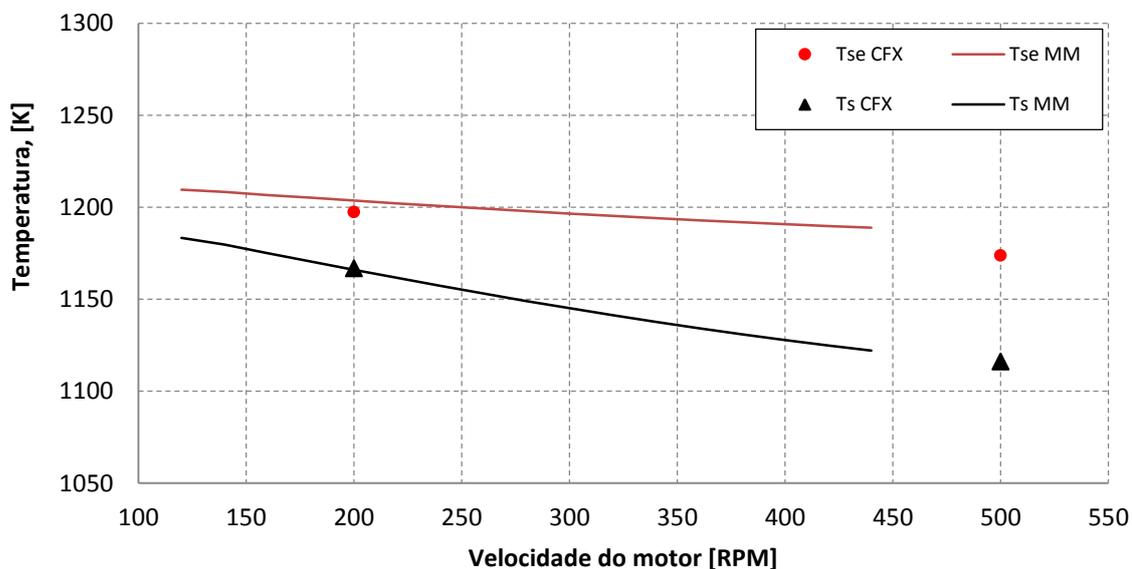


Figura 4-9. Temperaturas de saída do gás de exaustão e temperaturas médias na superfície externa do trocador quente.

#### 4.4.2 Parte interna

- *Domínio computacional*

A parte interna deste trocador foi dividida em duas partes. A primeira parte é o coletor e a segunda parte são os tubos horizontais junto com os tubos verticais. Devido às simetrias, o coletor foi partido em quatro partes e a configuração de tubos horizontais e verticais em duas; diminuindo desta forma o número total de elementos nas malhas (figura 4-10). As setas mostram a localização das superfícies simétricas.

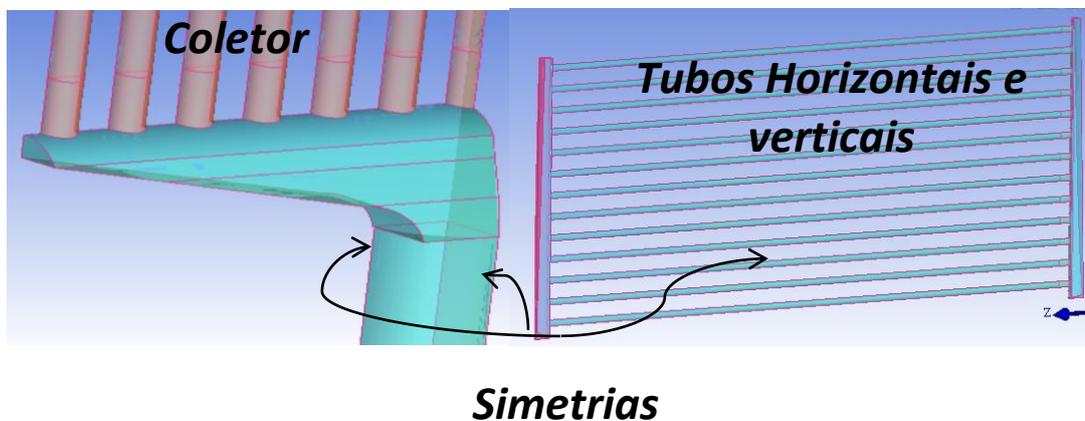


Figura 4-10. Domínio computacional da parte interna do trocador de calor quente.

- *Malhas*

A malha gerada para o coletor é não estruturada, com 10 camadas prismáticas nas suas superfícies, seguidas de elementos piramidais, hexaédricos e tetraédricos (figura 4-11). A malha feita para o arranjo dos tubos verticais e horizontais é similar ao anterior com a diferença no número de camadas prismáticas, que para este caso é de 15 (figura 4-12). Além disso, foi feito um refino da malha nas entradas e saídas dos tubos horizontais onde acontece o desprendimento do escoamento como mostrado na figura 4-12. Na tabela 4-3 podem-se ver as principais características destas malhas.

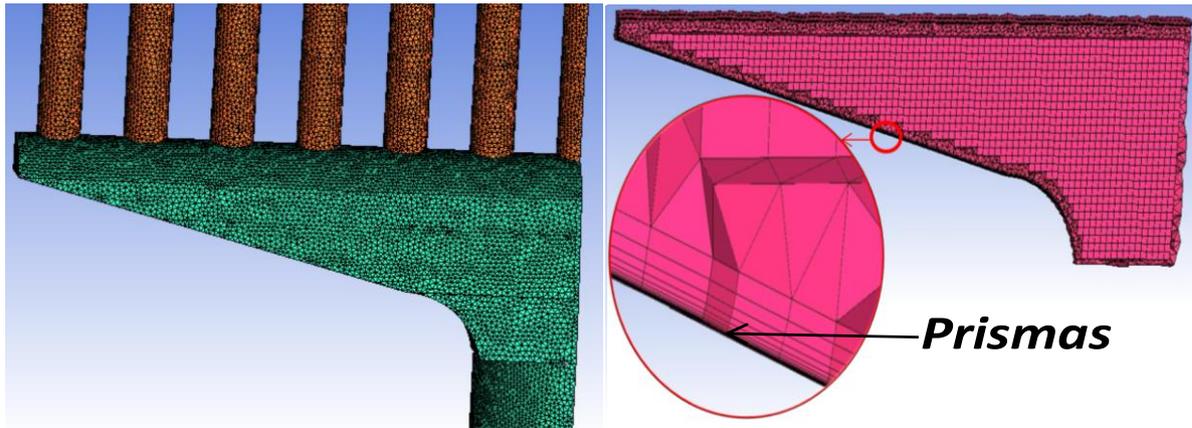


Figura 4-11. Malha do coletor do trocador de calor quente na parte interna.

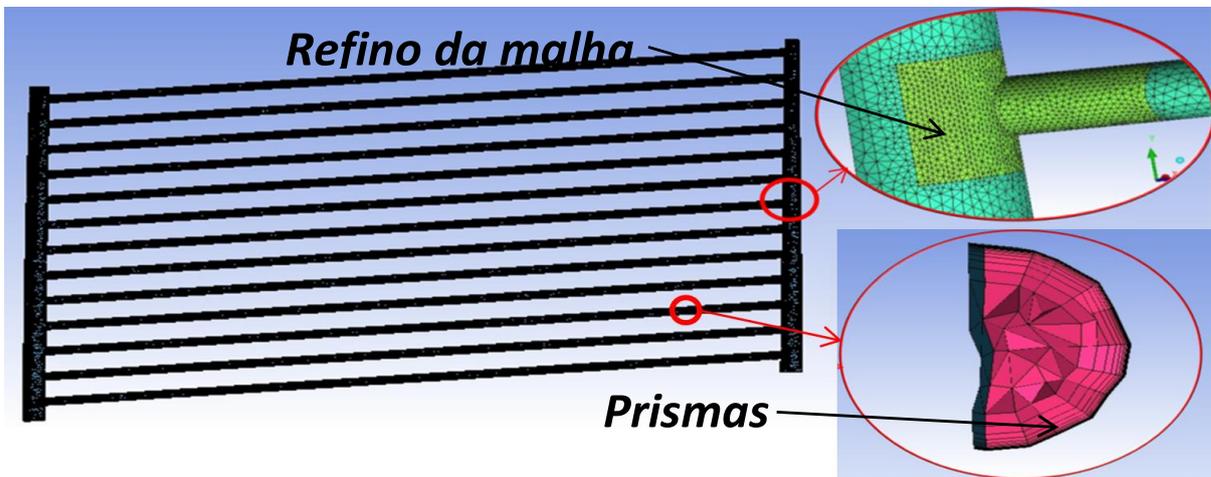


Figura 4-12. Malha dos tubos verticais e horizontais do trocador de calor quente na parte interna.

Tabela 4-3. Características da malha da parte externa do trocador de calor quente.

	<b>Coletores</b>	<b>Tubos verticais e horizontais</b>
Número de nós	189.714	1.816.458
Número de elementos	435.249	3.775.421
Número de tetraedros	132.771	790.943
Número de prismas	279.163	2.969.008
Número de pirâmides	8.720	15.470
Hexaedra	14.595	0

- *Condições de contorno*

A parte interna do trocador de calor quente é simulada de forma independente como mencionado anteriormente, e para quatro diferentes velocidades de rotação do motor: 200, 300, 400 e 500 RPM. As simulações no coletor foram feitas duas vezes, com diferentes condições de contorno para cada velocidade de rotação do motor; isto para simular os dois coletores presentes no trocador de calor. Assim, o coletor chamado de *coletor de entrada* apresenta o escoamento saindo pelos tubos verticais, enquanto que o chamado *coletor de saída* apresenta o escoamento de entrada nestes tubos.

Para simular o *coletor de entrada* se coloca como condição na entrada a velocidade do gás de trabalho, calculada com a velocidade média do pistão de expansão, e a temperatura tomada do modelo matemático. Para a saída, é fixada a pressão média de operação do motor. Para a simulação do *coletor de saída*, na entrada é fixada a pressão média de operação e na saída a velocidade calculada com a velocidade média do pistão de expansão e de novo, a temperatura é obtida do modelo matemático. Duas condições de simetria são colocadas nos coletores, além disso, paredes com fluxo de calor constante e entrando ao domínio computacional também foram colocadas como condição de contorno. Considerações similares foram feitas para o arranjo de tubos verticais e tubos horizontais, com a diferença que as velocidades e temperaturas na entrada, foram tomadas dos resultados da simulação do *coletor de entrada* e só foi colocada uma condição de simetria.

Dos resultados da simulação do coletor de entrada se verifica que a velocidade de entrada a este arranjo (velocidade de entrada aos tubos verticais) não varia de forma significativa com a paulatina incorporação dos tubos verticais nos coletores, podendo-se fazer uma simulação para cada velocidade de rotação do motor, colocando uma velocidade média como condição de entrada para este arranjo.

- *Processamento de resultados da simulação numérica e ajuste do modelo matemático.*

Na figura 4-13 pode-se ver que a região inferior dos coletores apresenta recirculação de fluido, causando com isto uma perda de carga. O valor das velocidades médias nas áreas de saída no *coletor de entrada* não apresenta uma grande diferença. Para o caso particular, por

exemplo, de velocidade de rotação do motor de 300 RPM estes valores estão na faixa de 9,5 m/s para a saída mais longe da entrada, e 10,9 m/s para a saída mais próxima.

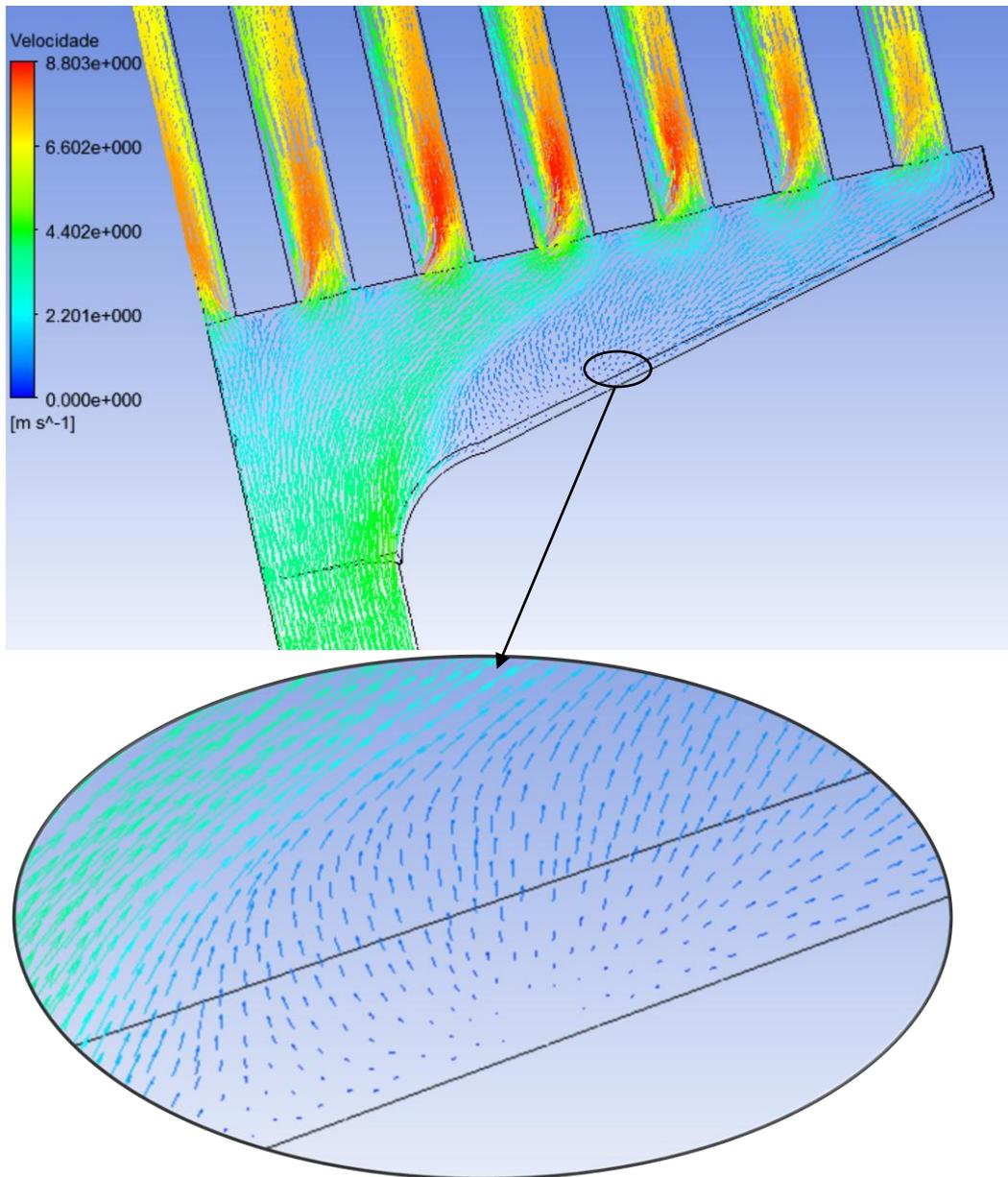


Figura 4-13. Distribuição vetorial da velocidade do gás de trabalho no coletor de entrada.

Já no caso do coletor de saída se apresenta a turbulência com menos intensidade que no coletor de entrada, porém se apresentam depressões nas regiões adjacentes à saída dos tubos verticais e quedas de velocidade nas superfícies inferiores ao coletor (figura 4-14).

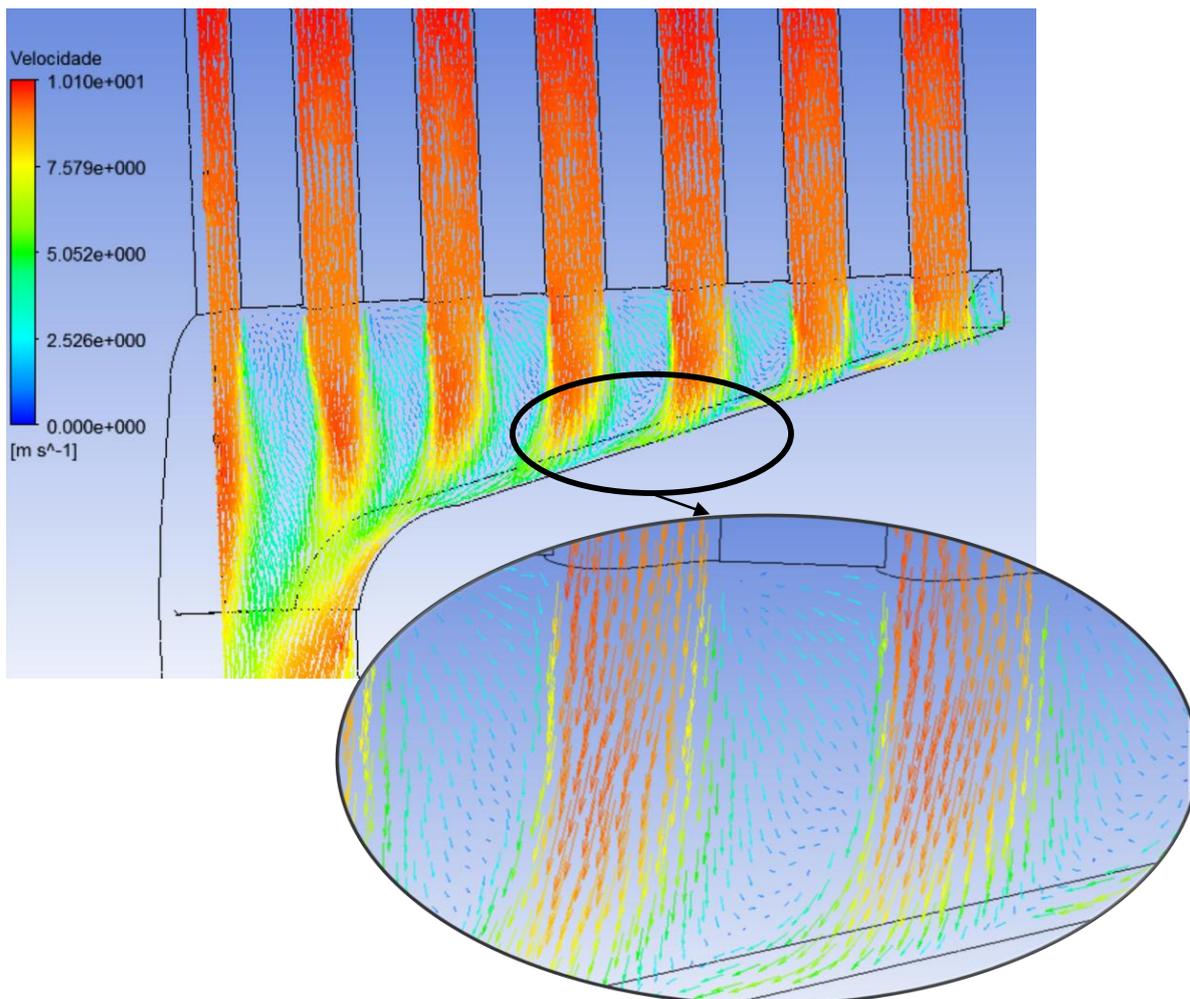


Figura 4-14. Distribuição vetorial da velocidade do gás de trabalho no coletor de saída.

A figura 4-15 mostra as perdas de carga nos coletores de entrada e saída simuladas (*CFX*) e as calculadas com o modelo matemático (*MM*). De novo o ajuste das perdas de carga nos coletores é feito variando seus fatores de perda local. Os erros relativos na perda de carga obtidos depois do ajuste não superam 3%. Neste gráfico *En* representa o coletor de entrada e *Sa* o coletor de saída. A paulatina separação das curvas de perdas de carga deve-se a que o fator de perda para o coletor de entrada é maior que do coletor de saída.

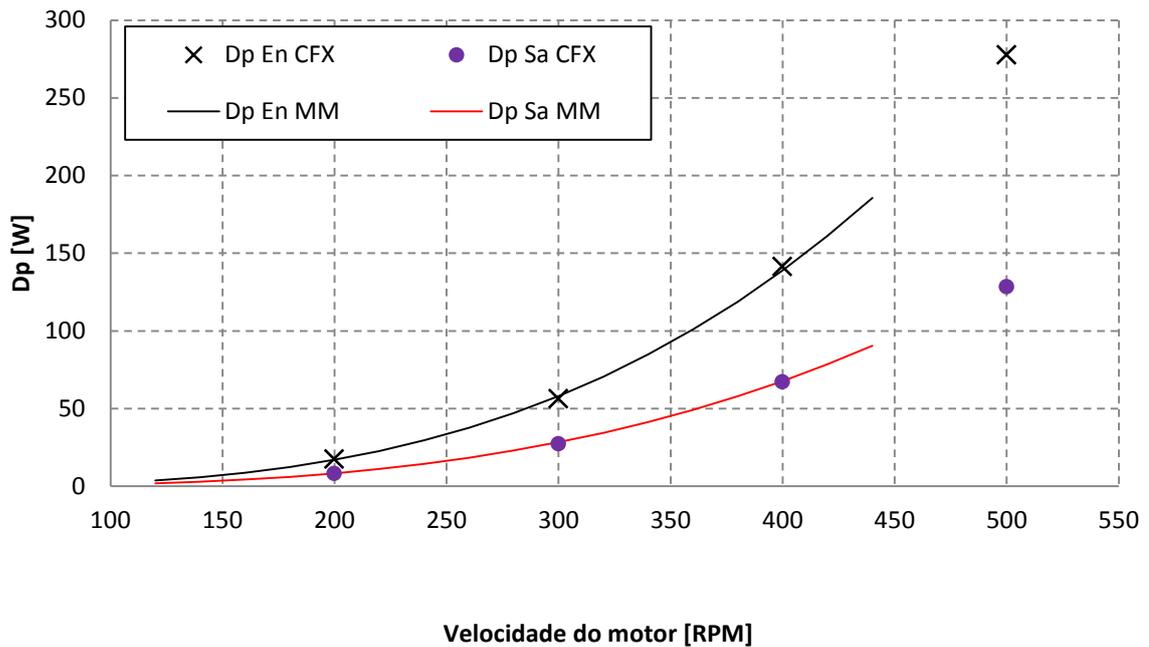


Figura 4-15. Perda de carga do gás de trabalho nos coletores.

Para ajustar os coeficientes de atrito e os fatores de perda local no arranjo tubos verticais - tubos horizontais, segue-se a metodologia composta por 7 passos explicada a continuação.

**Passo 1:** simulação do arranjo com condições de fronteira, de velocidade e temperatura na entrada, fluxo de calor constante na parede e pressão de operação na saída, além da simetria.

**Passo 2:** subdividir o domínio com planos de medição perpendiculares ao escoamento. A separação entre planos é de 2.2 cm nos tubos horizontais diminuindo a 1 cm nas regiões próximas às entradas ou saídas. Para os tubos verticais a separação dos planos é de 0,5 cm.

**Passo 3:** medição de perda de carga, temperatura média, densidade média e velocidade em cada volume formado entre planos de medição adjacentes.

**Passo 4:** cálculo dos coeficientes de atrito com a equação (57) para cada volume formado entre planos de medição adjacentes.

$$C_f = \frac{-(\frac{dp}{dx})D}{4\frac{\rho V_m^2}{2}} \tag{57}$$

**Passo 5:** calcular um coeficiente de atrito médio para o escoamento totalmente desenvolvido. Admite-se escoamento totalmente desenvolvido quando o coeficiente de atrito entre volumes adjacentes é estável.

**Passo 6:** cálculo de perdas de carga distribuídas em todos os tubos utilizando o coeficiente de atrito calculado no passo anterior. Este passo permite isolar as perdas locais.

**Passo 7:** desconto das perdas de carga totais do arranjo, as perdas de carga distribuídas calculadas no passo anterior. E desta forma obter o fator de perdas locais.

Estes cálculos foram realizados para cada um dos 13 tubos horizontais e os dois tubos verticais. A figura 4-16 mostra esta análise aplicada ao primeiro tubo ou “tubo a” (de acima para abaixo do arranjo) com velocidade do motor de 200 RPM, onde se coloca o coeficiente médio de perda de carga distribuída calculado com os dados da simulação e o fornecido pelo modelo matemático, em função do parâmetro adimensional Longitude/Diâmetro. As setas indicam a localização da entrada e saída do escoamento.

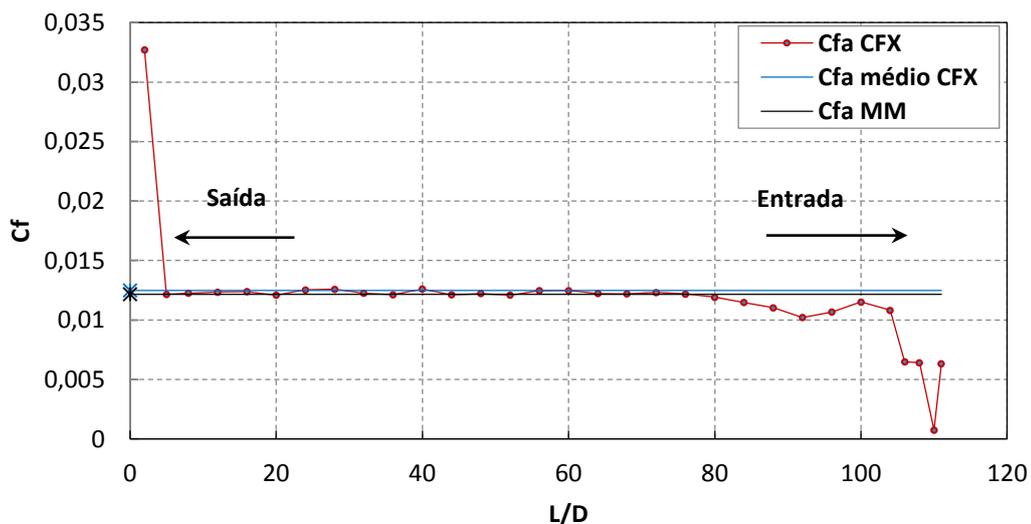


Figura 4-16. Coeficiente de atrito no primeiro tubo horizontal (tubo a) em função da longitude do tubo/Diâmetro do tubo.

Na simulação numérica dos tubos verticais, a estabilização do coeficiente de perda de carga distribuída não foi atingida devido à paulatina incorporação dos tubos horizontais. A instabilidade deste coeficiente é mostrada na figura 4-17, para uma velocidade de rotação do motor de 200 RPM. Nesta figura *en* e *sa* se referem ao tubo de entrada e saída respectivamente.

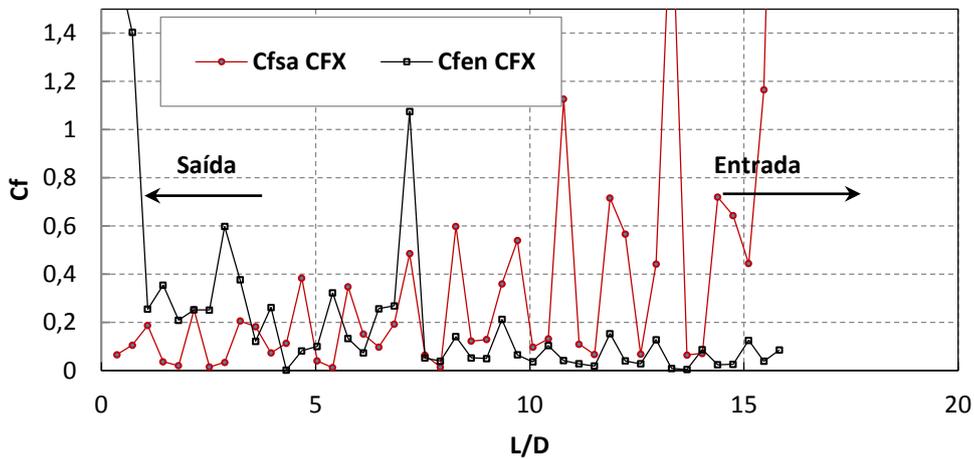


Figura 4-17. Coeficiente de atrito nos tubos verticais em função da longitude do tubo/Diâmetro do tubo.

Desta forma, para poder aplicar a metodologia dos 7 passos antes descritos, se optou por simular o tubo vertical sem os tubos horizontais. Os resultados desta simulação são mostrados na figura 4-18, onde se podem ver os coeficientes de perda de carga distribuída já estabilizados. Nesta mesma gráfica se mostra o coeficiente médio de perda de carga distribuída, simulado também em função do parâmetro adimensional Longitude/Diâmetro.

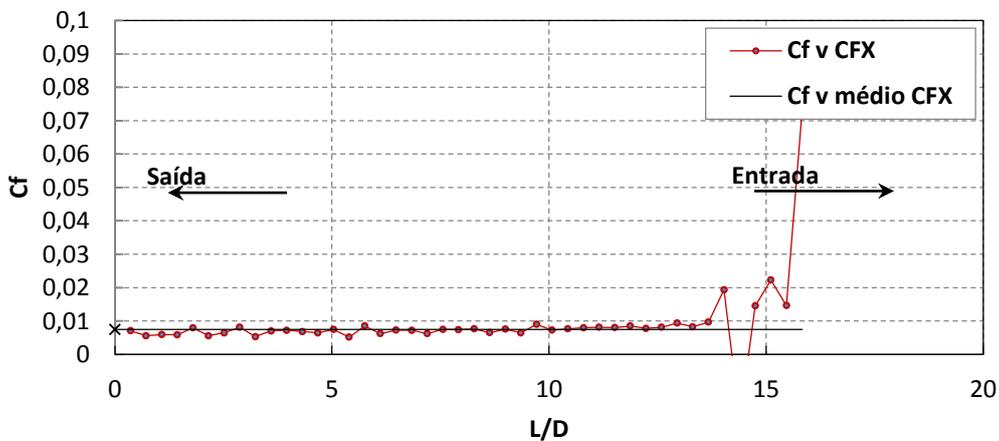


Figura 4-18. Coeficiente de atrito no tubo vertical sem tubos horizontais em função da longitude do tubo/Diâmetro do tubo.

Com as simulações e cálculos anteriores é possível isolar as perdas de carga locais, podendo assim, se calcular um fator de perdas locais para todas as entradas e saídas presentes neste arranjo. No cálculo deste fator foi utilizada a equação (57) tomando como velocidade de referência a velocidade de entrada ao tubo vertical. Na figura 4-19 pode-se ver que a maioria das perdas neste arranjo é devida às perdas locais, sendo quase 6 vezes as perdas dos tubos verticais e 3 vezes as dos tubos horizontais, à velocidade de 350 RPM. A maior diferença entre o modelo matemático y a simulação é de 12 W, à velocidade de 400 RPM.

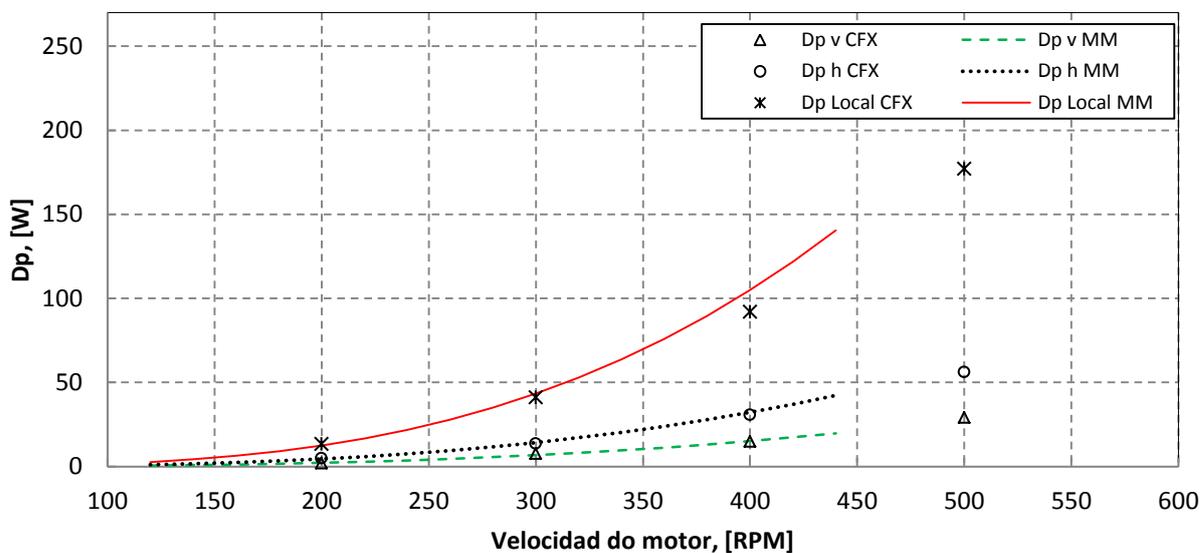


Figura 4-19. Perdas de carga no arranjo tubos verticais-tubos horizontais.

Na figura 4-20a se mostram os coeficientes médios de transferência de calor por convecção para os tubos horizontais, em função da velocidade de rotação do motor; calculados com o modelo matemático e a simulação. O maior erro entre estes dois resultados se apresenta nas velocidades de rotação de 200 e 500 RPM com valores de 6,99 e 3,64% respectivamente. Uma análise similar, mostrada na figura 4-20b, é feita para os tubos verticais, onde os erros são da ordem de 2 % para as velocidades de rotação de 400 e 500 RPM. Desde logo, todos os erros calculados anteriormente estão dentro da faixa aceitáveis para o cálculo deste coeficiente.

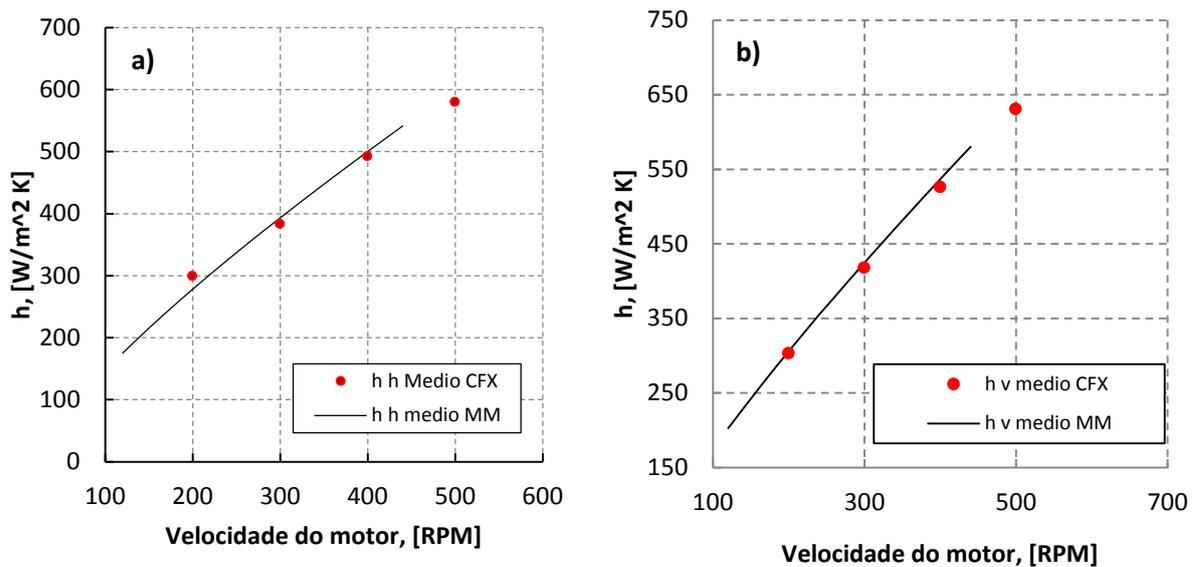


Figura 4-20. Coeficientes médios de transferência de calor por convecção. a) para os tubos horizontais. b) para tubos verticais.

Para finalizar a análise deste trocador se faz uma simulação dos tempos de residência do gás de trabalho nele. Esta simulação foi feita para a uma velocidade de rotação de 300 RPM e os resultados indicam que evidentemente existe uma diferença, em função de sua trajetória, no tempo que precisa uma partícula de fluido para se deslocar desde a entrada ao trocador até a saída. Esses tempos foram tomados para os coletores de entrada e saída e o arranjo de tubos verticais-tubos horizontais e, posteriormente somados para determinar o tempo total que necessitam as partículas do fluido de trabalho para percorrer cada trajetória. A figura 4-21 mostra algumas trajetórias seguidas pelas partículas em diferentes intervalos de tempo desde sua entrada. A figura 4-21 a), b), c) e d) mostram aquelas trajetórias no coletor de entrada para os tempos 0,01; 0,02; 0,04 e 0,05 segundos respectivamente, enquanto e), f), g) e h) mostra suas similares para o coletor de saída.

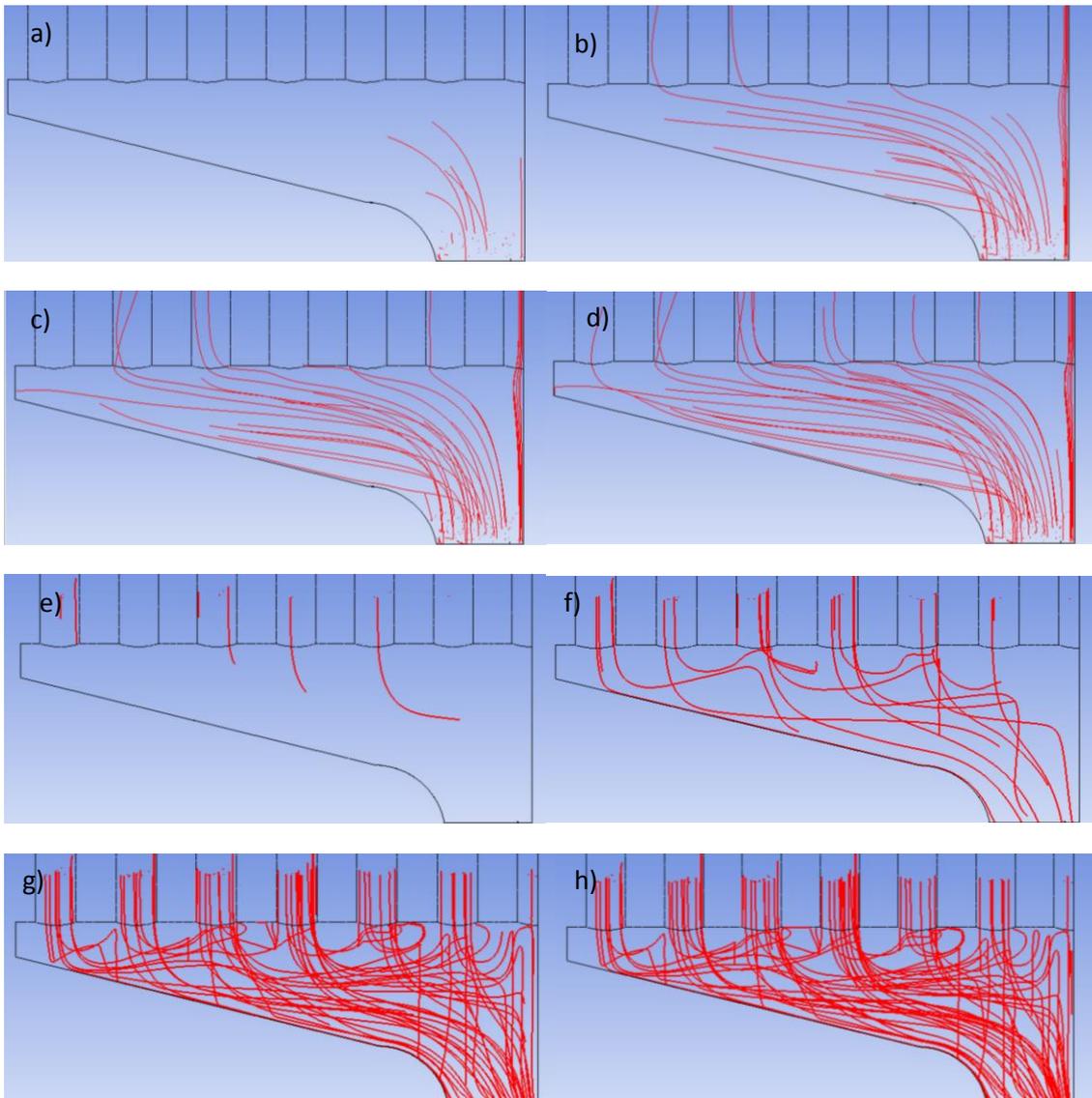


Figura 4-21. Trajetórias seguidas pelas partículas de gás em diferentes intervalos de tempo no coletor de entrada e saída.

Uma análise para o arranjo tubos verticais-tubos horizontais é mostrada na figura 4-22. Os tempos considerados nesta figura para a), b), c) e d) foram 0,01; 0,04; 0,08 e 0,1 respectivamente.

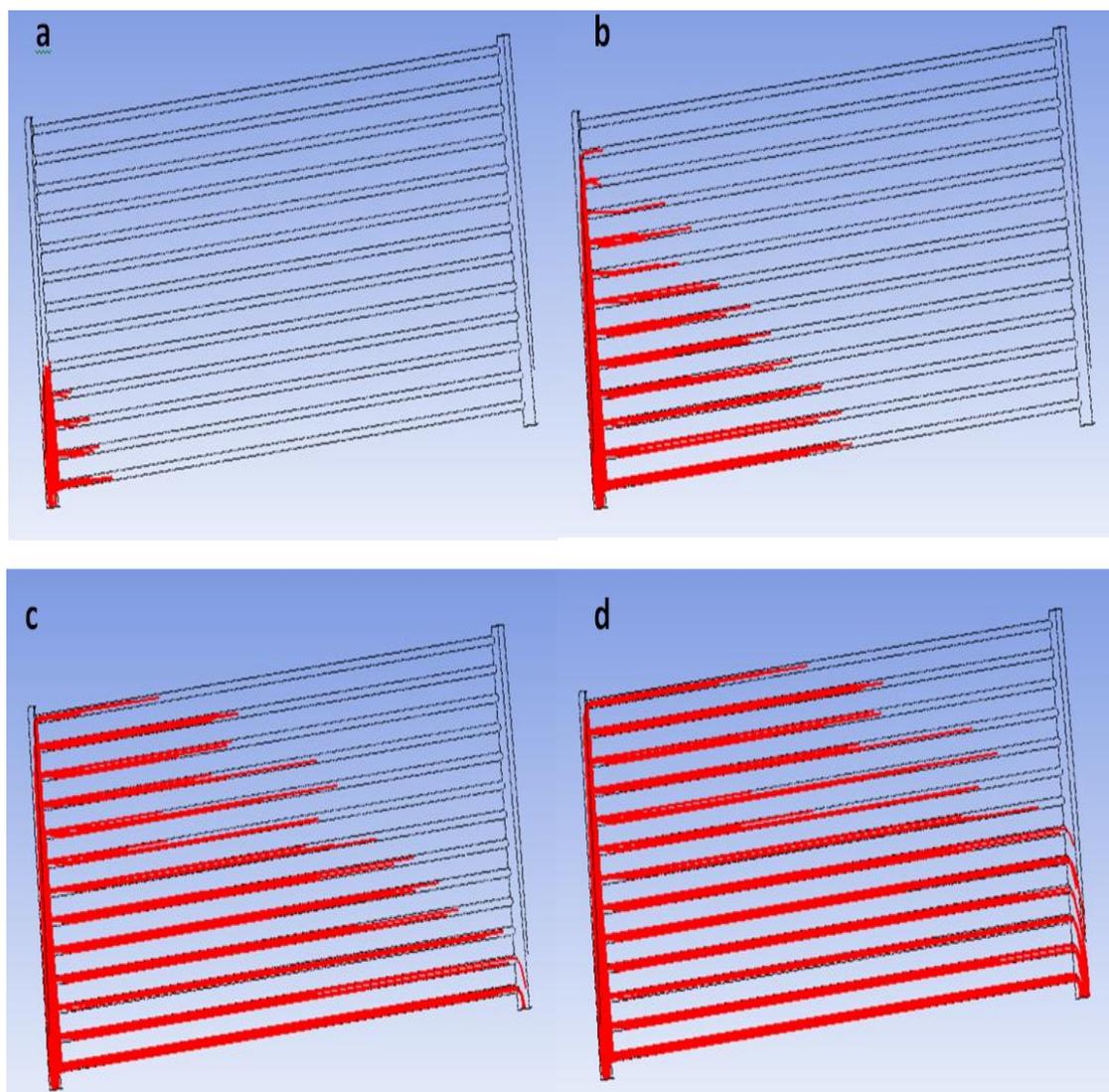


Figura 4-22. Trajetórias seguidas pelas partículas em diferentes intervalos de tempo no arranjo tubos verticais-tubos horizontais.

Na tabela 4-4 se apresentam os resultados de tempo para diferentes trajetórias seguidas pelas partículas de gás em todo o trocador. A soma de tempos revela que dos 169 tubos horizontais só 48 têm capacidade para fornecer trajetórias que requerem tempos iguais ou inferiores ao requerido pelo pistão de expansão para percorrer média revolução. Em outras palavras, menos de 30% do trocador esta fornecendo calor ao motor de forma adequada, enquanto o 70% fica fornecendo energia de forma parcial e contribuindo com mais volume morto. Nesta tabela os dados em **negrito** são os que conformam 30%.

Tabela 4-4. Tempo para diferentes trajetórias seguidas pelas partículas de gás em todo o trocador.

	1	2	3	4	5	6	7
	Tempo, [s]						
<b>Cole en</b>	0,0156	0,0119	0,0133	0,0093	0,0087	0,007	0,0075
<b>Col Sa</b>	0,0203	0,0236	0,023	0,026	0,0145	0,0109	0,011
<b>Tubo a</b>	0,2067	0,2025	0,2023	0,1986	0,1902	0,1869	0,1856
<b>Tubo b</b>	0,2057	0,2015	0,2013	0,1976	0,1892	0,1859	0,1846
<b>Tubo c</b>	0,1987	0,1945	0,1943	0,1906	0,1822	0,1789	0,1776
<b>Tubo d</b>	0,1837	0,1795	0,1793	0,1756	0,1672	0,1639	0,1626
<b>Tubo e</b>	0,1707	0,1665	0,1663	0,1626	0,1542	0,1509	0,1496
<b>Tubo f</b>	0,1597	0,1555	0,1553	0,1516	0,1432	0,1399	0,1386
<b>Tubo g</b>	0,1407	0,1365	0,1363	0,1326	0,1242	0,1209	0,1196
<b>Tubo h</b>	0,1357	0,1315	0,1313	0,1276	0,1192	0,1159	0,1146
<b>Tubo i</b>	0,1277	0,1235	0,1233	0,1196	0,1112	<b>0,1079</b>	<b>0,1066</b>
<b>Tubo j</b>	0,1231	0,1189	0,1187	0,115	<b>0,1066</b>	<b>0,1033</b>	<b>0,102</b>
<b>Tubo k</b>	0,1131	<b>0,1089</b>	<b>0,1087</b>	<b>0,105</b>	<b>0,0966</b>	<b>0,0933</b>	<b>0,092</b>
<b>Tubo l</b>	0,1105	<b>0,1063</b>	<b>0,1061</b>	<b>0,1024</b>	<b>0,094</b>	<b>0,0907</b>	<b>0,0894</b>
<b>Tubo m</b>	<b>0,1025</b>	<b>0,0983</b>	<b>0,0981</b>	<b>0,0944</b>	<b>0,086</b>	<b>0,0827</b>	<b>0,0814</b>

Para ajustar o modelo matemático foi considerado 70% dos tubos horizontais como volume morto e descontada suas áreas de superfície na troca de calor.

Os resultados da análise anterior concordam com um teste feito no motor Stirling Amazon trabalhando como máquina de frio. Neste teste, realizado durante mais de uma hora, se evidenciou o problema de tempo de residência do gás de trabalho neste trocador de calor (ver figura 4-23). Mesmo que as condições de pressão e velocidade de rotação no teste não foram os mesmos da simulação com CFX, pode-se observar que se apresenta, no gelo formado no trocador, uma distribuição similar aos resultados obtidos na simulação numérica.



Figura 4-23. Motor Stirling Amazon trabalhando como maquina de frio.

Devido que o tempo de residência da partícula de gás no trocador não é só afetado pelo comprimento da trajetória propriamente dita, se não também pela velocidade das partículas na trajetória, foi necessário determinar a distribuição de velocidades do gás de trabalho neste equipamento. A medição destas velocidades foi feita utilizando uma versão à escala normal (1:1) deste trocador, como mostrado na figura 4-24. Para medir as velocidades, além do medidor de velocidade, foram utilizados um ventilador com controle de velocidade e uma tubulação que conecta o ventilador com o trocador. A velocidade do ventilador foi fixada com a velocidade média do pistão de expansão do motor real em função de sua velocidade de rotação (PODESSER, 2009). Os resultados dos testes são mostrados na Tabela 4-5.



Figura 4-24. Versão do trocador de calor quente em escala normal

Tabela 4-5. Resultados das velocidades no teste feito na versão a escala normal do trocador de calor quente a 450 RPM e a 750 RPM.

440 RPM														
Tubos Horizontais	Tubos verticais													Média Horizontal
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	
a	6,09	6,74	6,61	6,74	6,48	7,52	7,39	7,39	6,48	5,83	6,09	6,61	6,48	6,65
b	7,39	6,87	7,13	6,74	7	7,78	7,13	6,61	6,61	4,92	6,74	7,39	6,61	6,84
c	7,13	6,87	7	7	7,52	7,39	7,91	8,42	7	6,61	6,87	7,26	7,26	7,25
d	7,39	7	6,87	7,39	7,91	7,91	8,04	7,52	7,39	6,22	7	7,78	7	7,34
e	6,48	6,87	7,26	7,78	8,16	7,78	8,04	7,52	7,39	7	7,13	7,39	7,13	7,38
f	7,78	6,74	7,39	7,78	8,04	7,78	7,78	7,91	7,78	7,39	7,26	7,78	7,78	7,63
g	7,26	7,65	7,91	7,65	8,04	8,04	8,81	8,04	7,91	7,39	7,39	7,78	8,29	7,86
h	7,78	7,65	7,39	7,65	7,91	8,04	8,68	8,16	8,16	7,52	7,91	7,78	7,78	7,88
i	7,26	7,78	7,39	8,04	8,81	7,91	8,94	8,42	8,04	7,65	7,78	8,16	7,78	8,00
j	7,91	7,52	7,78	8,55	8,68	8,81	8,68	8,29	8,16	7,26	8,29	8,16	7,91	8,15
k	8,16	7,78	7,91	8,16	9,33	7,91	9,33	8,68	7,91	7,65	8,81	8,16	8,29	8,31
l	8,16	7,78	7,91	8,42	8,81	8,29	8,81	8,55	8,16	7,39	7,78	8,29	8,04	8,18
m	8,81	7,13	8,55	8,16	5,18	8,42	8,04	8,16	7,78	7,39	8,04	8,29	8,29	7,86
Média Vertical	7,51	7,26	7,47	7,70	7,84	7,97	8,28	7,97	7,60	6,94	7,47	7,76	7,59	

750 RPM														
Tubos Horizontais	Tubos verticais													
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	Média Horizontal
a	11,02	10,63	10,63	11,02	10,76	11,79	12,44	12,57	10,76	10,5	10,76	11,53	12,31	11,29
b	11,79	11,15	11,66	11,02	11,53	12,7	12,31	12,05	11,53	7,91	11,66	12,7	11,92	11,53
c	12,44	11,66	11,66	12,05	12,7	13,09	12,96	14	11,79	12,18	12,7	12,7	12,18	12,47
d	12,7	12,18	11,92	12,83	12,83	12,96	13,87	13,61	13,09	11,79	12,83	12,83	11,4	12,68
e	11,53	12,05	12,57	12,83	13,48	13,22	13,61	12,57	12,96	12,18	12,31	13,09	12,57	12,69
f	12,18	11,66	12,7	12,96	12,96	13,61	13,35	13,09	13,09	12,44	13,48	13,35	13,22	12,93
g	12,44	12,83	13,09	12,96	13,74	13,87	14	13,09	12,57	12,83	12,57	13,48	13,61	13,16
h	13,22	12,83	12,96	13,48	12,96	14,13	14,26	13,48	13,74	12,7	13,48	13,48	13,74	13,42
i	12,44	12,83	13,09	13,48	13,87	13,87	14,64	14,13	13,22	13,61	13,48	13,35	13,74	13,52
j	13,22	12,96	13,09	13,61	14,13	14,13	14,39	14,39	14	12,31	13,74	14	13,61	13,66
k	13,61	13,48	13,48	13,87	14,26	13,74	14,64	14,64	14	13,61	13,61	13,87	14,39	13,94
l	13,48	13,48	12,96	14	14,52	13,61	14,77	14,52	14,13	13,74	13,61	13,87	13,87	13,89
m	14	13,48	13,61	13,87	9,98	14	14,77	14,26	13,74	13,09	13,87	14,39	15,68	13,75
Média Vertical	12,62	12,40	12,57	12,92	12,90	13,44	13,85	13,57	12,97	12,22	12,93	13,28	13,25	

Destes testes pode-se notar que, devido à variação na pressão dinâmica nos tubos verticais, existe uma diferença na velocidade entre os tubos horizontais  $a$  e  $m$  na ordem de 20%, encontrando-se uma dependência entre a velocidade e a posição do tubo. Além disso, pode-se notar que a diferença de velocidade nas colunas (Tuboa 1- Tuboa 13) está na ordem de 16%, mas é independente da posição dos tubos verticais. É assim como os efeitos do comprimento das trajetórias e a variação de velocidade nos tubos se combinam para aumentar os tempos de residência nos tubos periféricos do trocador. Em este trabalho este fenômeno é chamado de efeito de trajetória.

A figura 4-25 apresenta uma comparação dos resultados obtidos, para as velocidades do gás de trabalho nos tubos horizontais ( $v_h$ ) com o modelo matemático, a simulação numérica CFX e os dados obtidos no modelo a escala normal descrito anteriormente. Os erros relativos entre a simulação numérica e o modelo matemático estão abaixo do 14%, entanto os erros entre o modelo em escala normal e o modelo matemático não ultrapassam o 7,8%. Na figura 4-25 as linhas ( $V_{ih} Min MM$  e  $V_{ih} Max MM$ ) representam os valores de velocidade mínimos e máximos obtidos do modelo matemático, o seja a velocidade no tubo  $a$  e  $m$  respectivamente. Devido que o modelo matemático considera os coletores só como volumes mortos, sem considerar seus efeitos dinâmicos, consideram-se aceitáveis os valores de velocidades nos tubos horizontais fornecidos pelo modelo matemático.

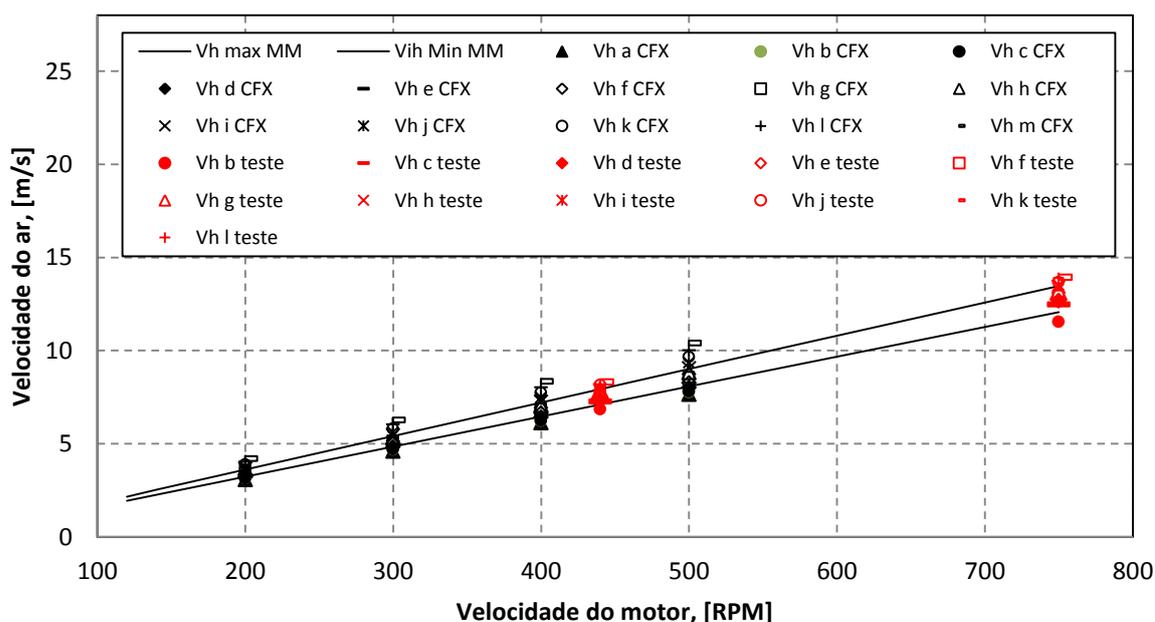


Figura 4-25. Velocidades do gás de trabalho nos tubos horizontais do modelo matemático, a simulação numérica CFX e o modelo à escala normal.

## 4.5 Regenerador

- *Domínio computacional*

Pela complexa geometria deste componente e pela grande quantidade de elementos que requereria uma simulação de todas as malhas regeneradoras, se toma como domínio computacional um volume representativo composto por seis malhas regeneradoras alocadas em uma carcaça ou capa. As malhas regeneradoras foram simplificadas ao não levar em conta a superposição entre seus fios. Além disso, segundo Nieto *et al.* (2004) as malhas regeneradoras no podem estar em contato entre elas, isto para não gerar uma concentração de elementos próximos dos pontos de contato. Evitar o contato entre as paredes da carcaça e as malhas regeneradoras permite obter um subdomínio computacional para cada malha regeneradora, e mais um para o fluido de trabalho. É importante anotar que as malhas regeneradoras estão colocadas de forma aleatória. Na figura 4-26 pode-se ver os 7 subdomínios estabelecidos para a simulação deste equipamento.

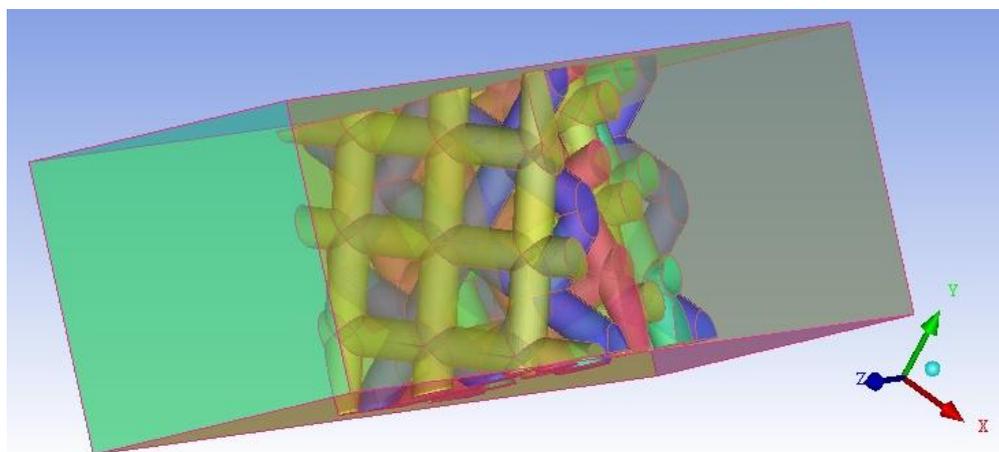


Figura 4-26. Domínio computacional do volume representativo do regenerador.

- *Malha*

Na figura 4-27 pode-se ver o refino de malha requerido para diminuir sua incerteza a valores próximos de 1%. Como mencionado anteriormente, cada malha regeneradora é um domínio diferente, por tanto, cada uma destas malhas apresenta seu respectivo malhado na parte interna, como mostrado na figura 4-28. Na interface metal-fluido de trabalho foram

colocadas 25 camadas prismáticas seguidas de tetraedros. Na tabela 4-6 podem-se observar as principais características desta malha.

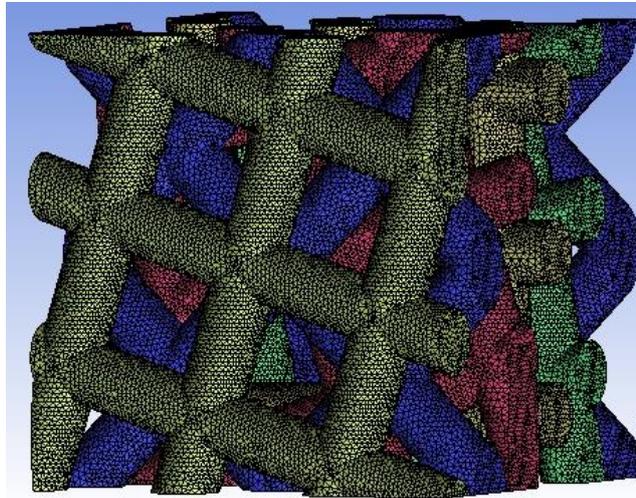


Figura 4-27. Malhado das malhas regeneradoras.

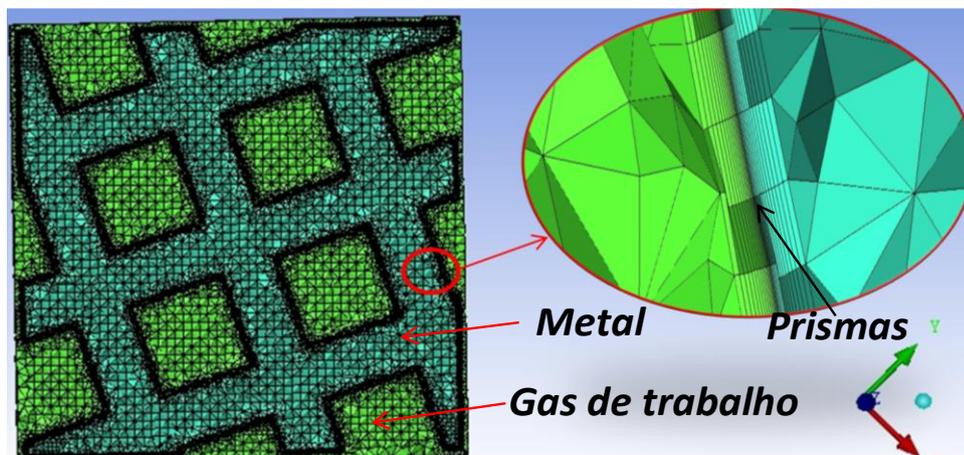


Figura 4-28. Corte transversal sobre uma malha regeneradora.

Tabela 4-6. Características da malha do volume representativo do regenerador.

	<b>Quantidade</b>
Número de nós	2.466.214
Número de elementos	6.362.422
Número de tetraedros	2.485.382
Número de prismas	3.877.040
Número de pirâmides	0
Hexaedra	0

- *Condições de contorno*

Ao igual que no anterior equipamento, esta simulação é feita para quatro velocidades de rotação do motor, 200, 300, 400 e 500 RPM. Como apresentado no item anterior, o domínio total está composto por sete subdomínios dos quais seis são para as malhas regeneradoras. Estes seis subdomínios são considerados sólidos e, logicamente adquirem as propriedades termodinâmicas do aço do qual estão feitas. O restante subdomínio computacional é o gás de trabalho, cujas propriedades são tomadas à temperatura do regenerador e pressão de operação do motor.

Devido que neste equipamento as simulações são feitas em regime transiente, as condições de contorno e iniciais se estabelecem da seguinte forma:

A velocidade do gás de trabalho na entrada é tomada em função das velocidades médias dos pistões de compressão e expansão para cada velocidade de rotação do motor simulada. A temperatura do gás de trabalho na entrada é a diferença média logarítmica entre as temperaturas do gás de trabalho nos trocadores quente e frio. Na saída do gás de trabalho é fixada a pressão de operação do motor. Além disso, as paredes da carcaça ou capa são admitidas adiabáticas e o escoamento do gás de trabalho é tomado como laminar.

Admitindo que o processo simulado seja de aquecimento das malhas regeneradoras, suas temperaturas iniciais são as mesmas do fluido de trabalho no trocador de calor frio, devido que esta é a temperatura mais baixa que podem apresentar estas no seu processo de resfriamento.

As simulações em regime transitório basicamente são simulações em regime permanente para instantes de tempo determinados incrementados por intervalos. Estes intervalos de tempo, para estas simulações, foram estimados em função do tempo requerido pelos pistões para percorrer média rotação, dividido pelo número de passos a simular. Sendo este número de passos fixado previamente. Os intervalos de tempo para 200, 300, 400 e 500 RPM são 0,007; 0,005; 0,003 e 0,003 segundos respectivamente.

- *Processamento de resultados da simulação numérica e ajuste do modelo matemático.*

Na figura 4-29 são mostradas as linhas de escoamento pelas malhas regeneradoras e seu processo de aquecimento.

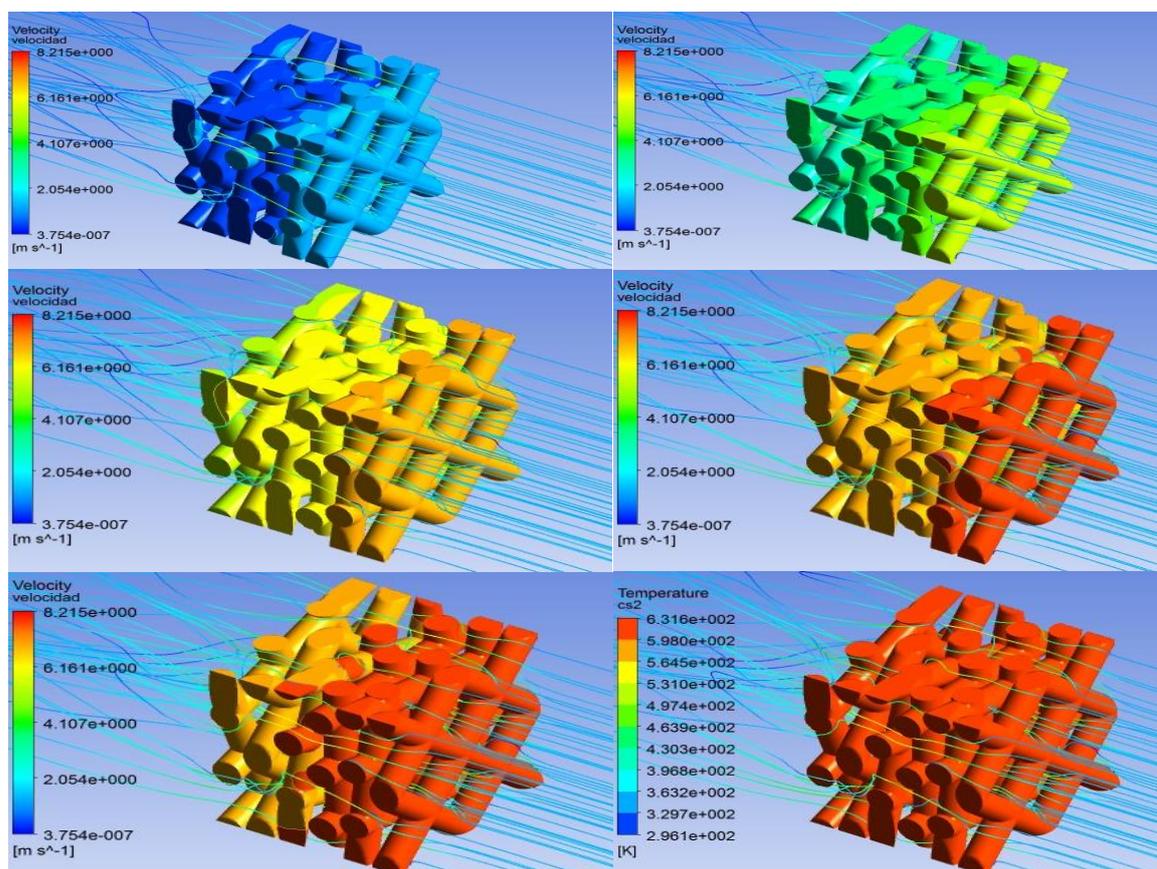


Figura 4-29. Linhas de escoamento pelas malhas regeneradoras e seu processo de aquecimento.

Nesta análise a malha regeneradora que fica mais próxima da entrada do gás de trabalho é denominada primeira malha e se indica com o subíndice  $1$ , e em seu ordem as malhas  $2,3,\dots,6$ . Os subíndices  $c$  e  $s$  fazem referência ao centro e á superfície da malha regeneradora respectivamente. Na figura de variação de temperatura no tempo (figura 4-30) pode-se ver que as primeiras duas malhas regeneradoras atingem valores de temperatura mais elevados que as outras. Isto acontece devido à forma que se acomodaram estas malhas, permitindo-lhes receber o gás quente à temperatura de entrada.

O incremento da velocidade de rotação diminui o tempo requerido pelas malhas regeneradoras para atingir o regime permanente. Da mesma forma pode-se observar que as

temperaturas das superfícies das malhas regeneradoras são quase iguais às suas temperaturas no centro da malha. Desde logo, este é o comportamento típico dos corpos concentrados (com resistência térmica interna descartável) como é o caso de estudo.

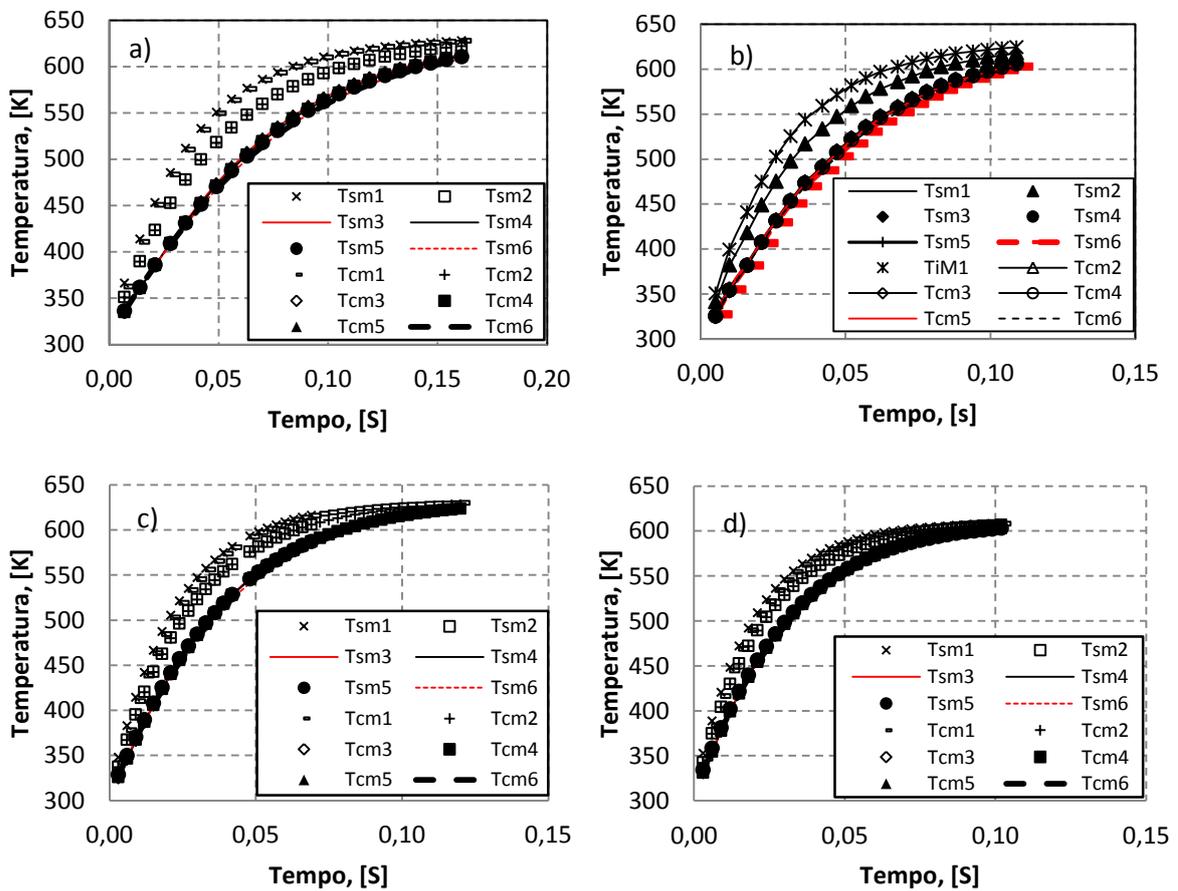


Figura 4-30. Variação da temperatura das malhas regeneradoras no tempo. a) a 200 RPM, b) a 300 RPM, c) a 400 RPM e d) 500 RPM.

Entanto as curvas que descrevem o comportamento dos fluxos de calor ( $FC$ ) nas seis malhas regeneradoras são muito similares (figura 4-31), o aumento da velocidade de rotação do motor aumenta consideravelmente o valor destes fluxos nos primeiros instantes de tempo, permitindo com isto atingir um estado estacionário mais rápido. O fato das primeiras duas malhas regeneradoras estarem expostas diretamente ao escoamento, faz com que nos primeiros instantes de tempo o fluxo de calor nelas seja consideravelmente maior que nas malhas restantes. Depois de um tempo os fluxos de calor em todas as malhas apresentam comportamentos similares com tendências assintóticas.

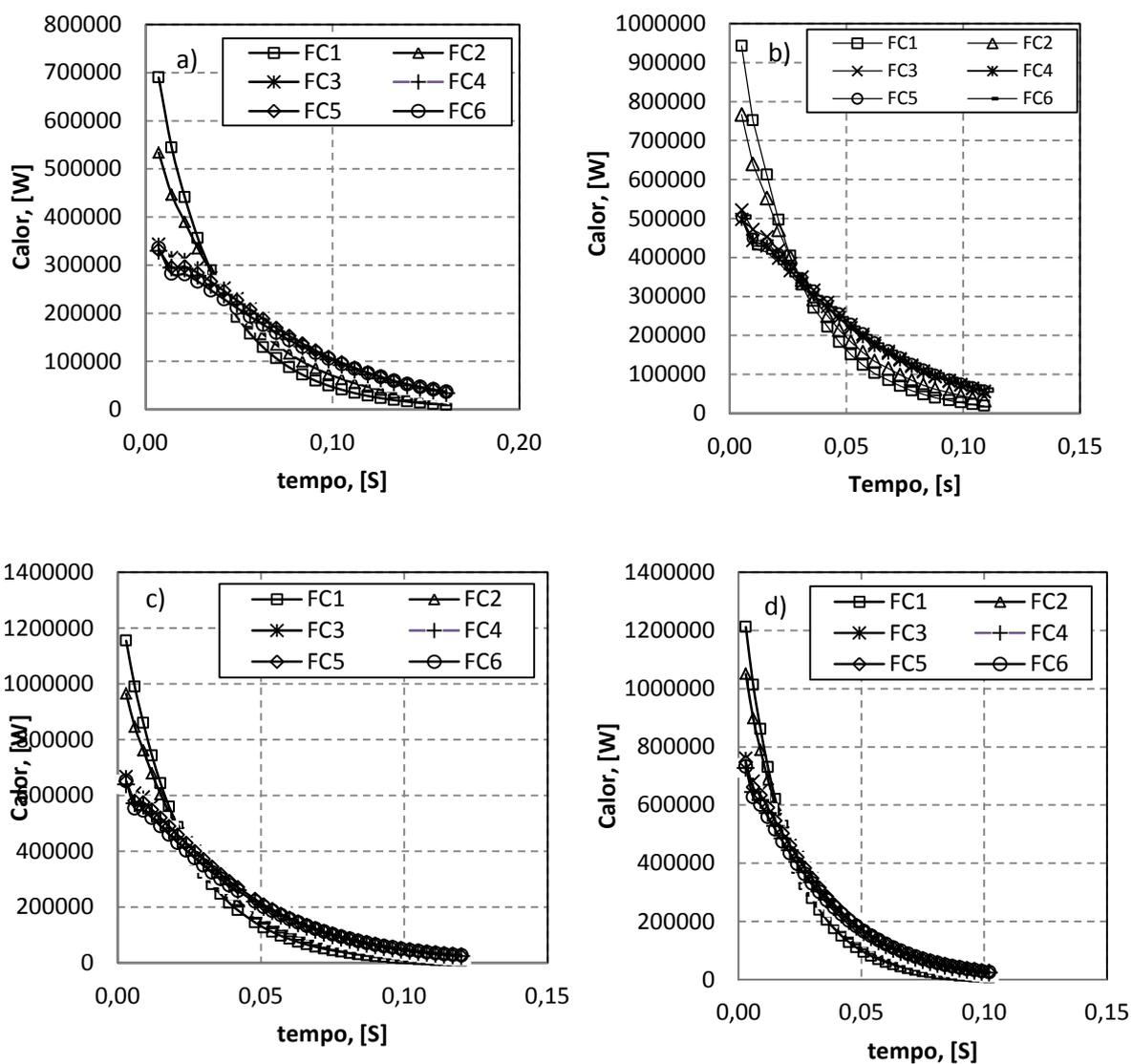


Figura 4-31. Fluxo de calor nas seis malhas regeneradoras. . a) 200 RPM, b) 300RPM, c) 400RPM e c) 500 RPM.

Embora o modelo matemático não considere a análise transitória, uma comparação entre os resultados da simulação numérica e os fornecidos pelo modelo quantificam o erro que se pode cometer com a suposição de processo estacionário no modelo matemático.

A metodologia para a obtenção do coeficiente de atrito ( $C_f$ ), para as quatro velocidades do motor simuladas, consiste basicamente em tomar a perda de carga entre a entrada e a saída da simulação, e aplicar a equação (43) para as seis malhas regeneradoras. Estes resultados são mostrados na figura 4-32 junto com os valores fornecidos pelo modelo matemático para este coeficiente. Nesta figura pode-se ver que o coeficiente, nas simulações,

apresenta uma tendência a estabilizar-se próximo dos valores fornecidos pelo modelo matemático. Esta tendência deve-se ao fato que o modelo admite este processo em regime estacionário. Porém, os erros relativos entre as médias dos dados da simulação e os do modelo matemático estão abaixo de 9%, podendo ser considerados aceitáveis.

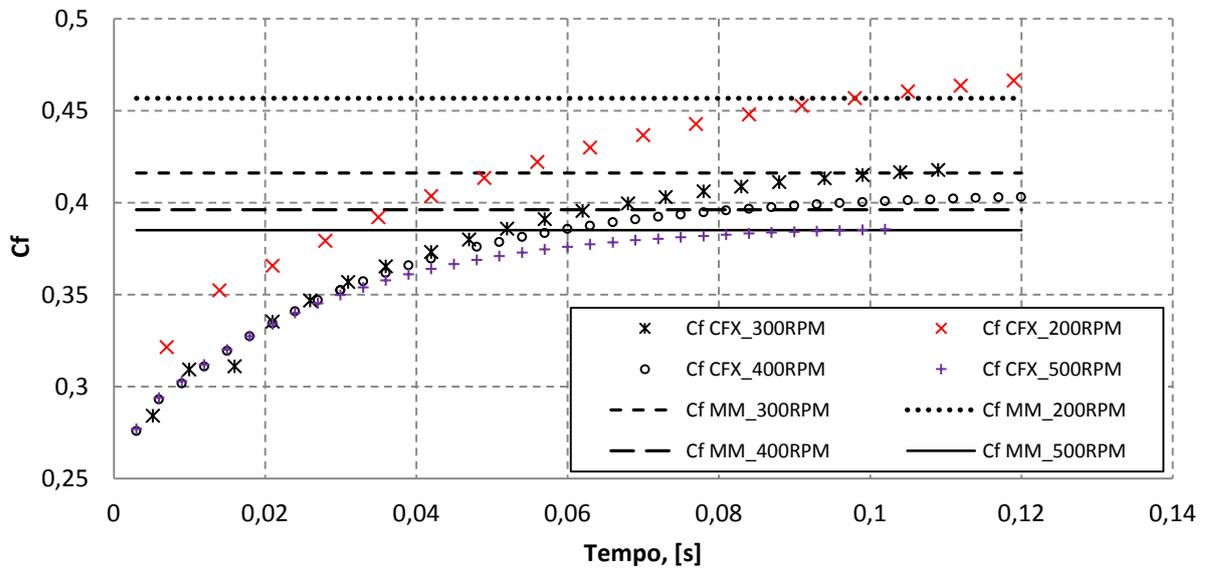


Figura 4-32. Comparação dos resultados do modelo matemático e a simulação numérica para o coeficiente de atrito a diferentes velocidades de rotação do motor.

Com os dados obtidos na simulação, podem-se obter os coeficientes de transferência de calor por convecção para as diferentes velocidades de rotação, e compará-los com os resultados do modelo matemático. Na obtenção destes coeficientes foi utilizada a equação (58), Sendo  $q_r$  o fluxo de calor entrando nas seis malhas regeneradoras,  $h_r$  o coeficiente de transferência de calor,  $T_{en}$  temperatura do gás de trabalho na entrada e  $T_s$  a temperatura média na superfície das malhas regeneradoras.

$$h_r = \frac{\dot{q}_r}{T_{en} - T_s} \tag{58}$$

Na afigura 4-33 pode-se visualizar que estes coeficientes iniciam com valores entre 4356 e 7418,5 (em função da velocidade de rotação do motor), e paulatinamente diminuem com uma tendência para um estado estacionário.

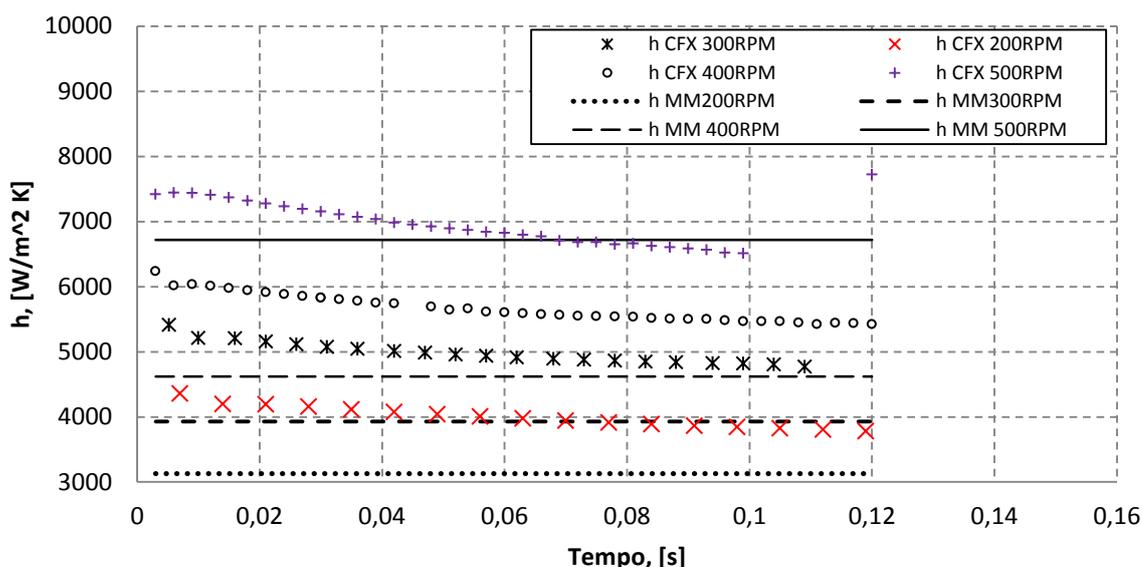


Figura 4-33. Comparação dos resultados do modelo matemático e a simulação numérica para o coeficiente de transferência de calor a diferentes velocidades de rotação do motor.

Tomando os valores médios dos dados simulados e comparados com os fornecidos pelo modelo matemático, apresentam-se erros relativos entre 3 e 21%. Os altos erros podem se explicar pela separação entre as malhas regeneradoras e a separação entre estas últimas e as paredes da capa (figura 4-34). Esta separação, ao apresentar um escoamento do gás, favorece a troca de calor aumentando os coeficientes de convecção.

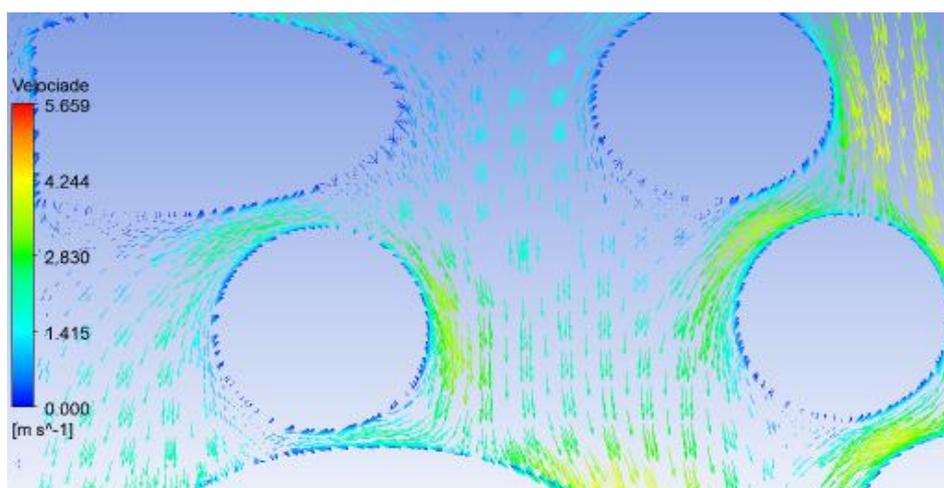


Figura 4-34. Distribuição vetorial da velocidade do gás de trabalho no regenerador.

## 4.6 Flange

- *Domínio computacional*

Este equipamento secundário ou acessório, localizado entre o regenerador e o trocador de calor frio, foi estudado para calcular as perdas de carga que ele gera no gás de trabalho do motor. O domínio computacional está composto por uma sexta parte do flange, pela sua característica de periodicidade rotacional, e por tubulações de entrada e saída alongadas. A figura 4-35 mostra o domínio computacional deste acessório.

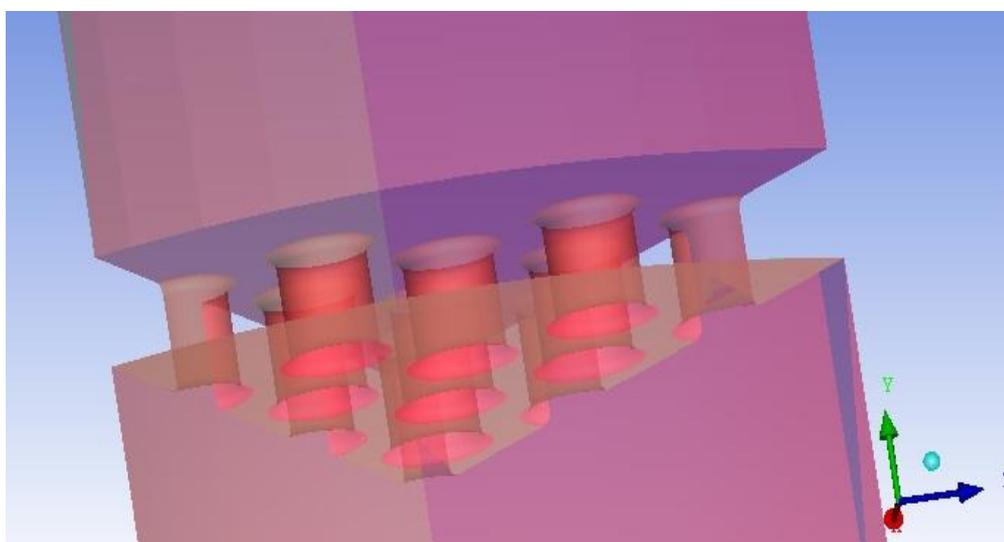


Figura 4-35. Domínio computacional do flange.

- *Malhas*

Esta malha possui 10 camadas prismáticas nas superfícies do flange seguidas de elementos piramidais, hexaédricos e tetraédricos (figura 4-36). Para diminuir a quantidade de elementos, as tubulações de entrada e saída não apresentam o mesmo nível de refino que o flange propriamente dito. Na tabela 4-7 podem-se ver as características gerais desta malha.

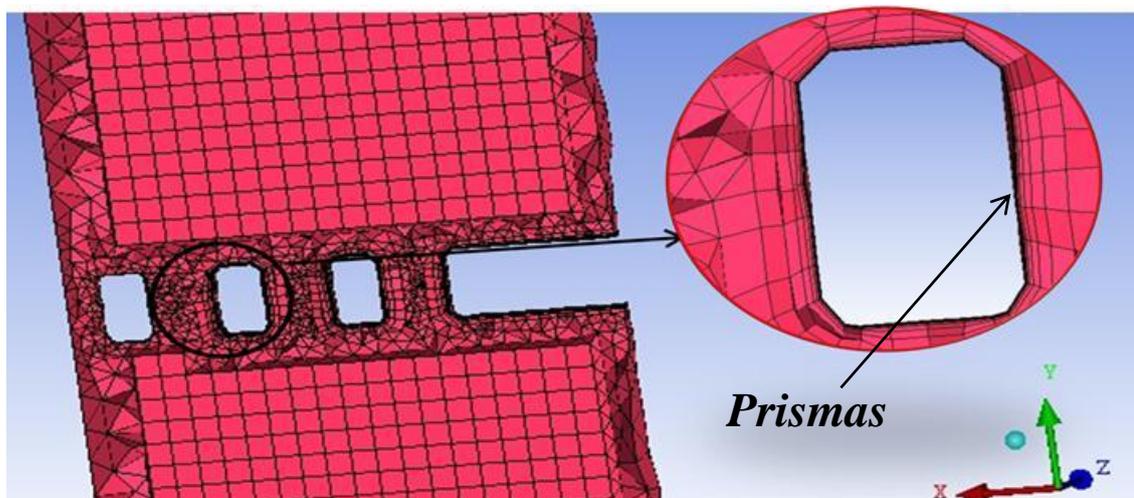


Figura 4-36. Malhado do flange.

Tabela 4-7. Características da malha do flange.

	<b>Quantidade</b>
Número de nós	116.332
Número de elementos	297.750
Número de tetraedros	143.832
Número de prismas	119.358
Número de pirâmides	12.757
Hexaedra	21.803

- *Condições de contorno*

Neste acessório foram feitas simulações para as mesmas quatro velocidades de rotação do motor do que no equipamento anterior. A simulação é feita admitindo processo permanente e isotérmico. Esta condição de temperatura constante faz com que não seja acoplada a equação de energia na simulação, requerendo somente da velocidade do gás na entrada e pressão de operação do motor na saída do gás de trabalho como condições de contorno. As duas paredes adjacentes foram fixadas com uma periodicidade rotacional. A velocidade do gás de trabalho na entrada é tomada como a velocidade de saída do regenerador.

- *Processamento de resultados da simulação numérica e ajuste do modelo matemático.*

Para o flange é preciso calcular somente o fator de perda local. Mas para obter este fator é necessário descontar as perdas de carga nas tubulações de entrada e saída da mesma forma que feito com o arranjo de tubos verticais- tubos horizontais no trocador de calor quente. Os passos para obter o fator de perda são similares aos sete explicados para o mencionado arranjo, mas sem considerar as temperaturas e com um espaçamento de 1 cm entre planos de medição perpendiculares ao escoamento. Além disso, a diferença de pressão total foi tomada entre planos que já apresentaram escoamento totalmente desenvolvido, evitando o cálculo dos fatores de perdas na entrada e saída nas tubulações.

A figura 4-37 mostra as velocidades do escoamento onde se pode visualizar o aumento da turbulência gerada pelo acessório. É de se notar que, logo após do escoamento passar pelo acessório, se gera a maior quantidade de turbulência devida às depressões que estas regiões apresentam. Este fenômeno se evidencia na figura 4-38 onde os valores do coeficiente de atrito variam mais nas regiões de saída do que nas mesmas regiões de entrada.

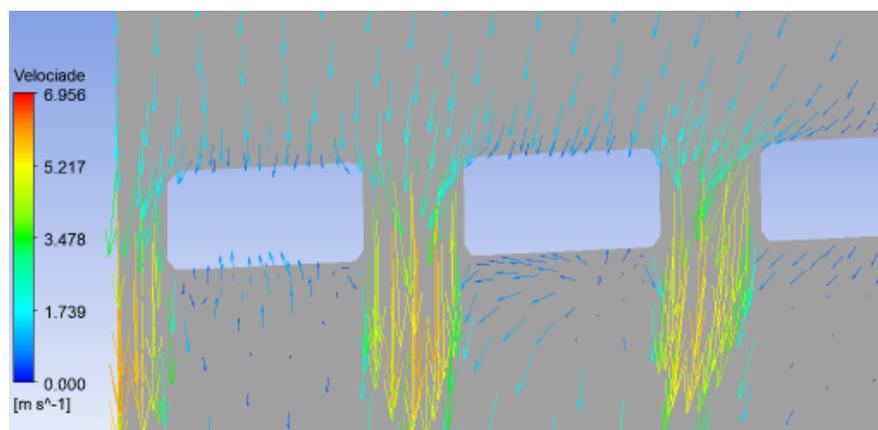


Figura 4-37 Distribuição vetorial da velocidade do gás de trabalho no flange.

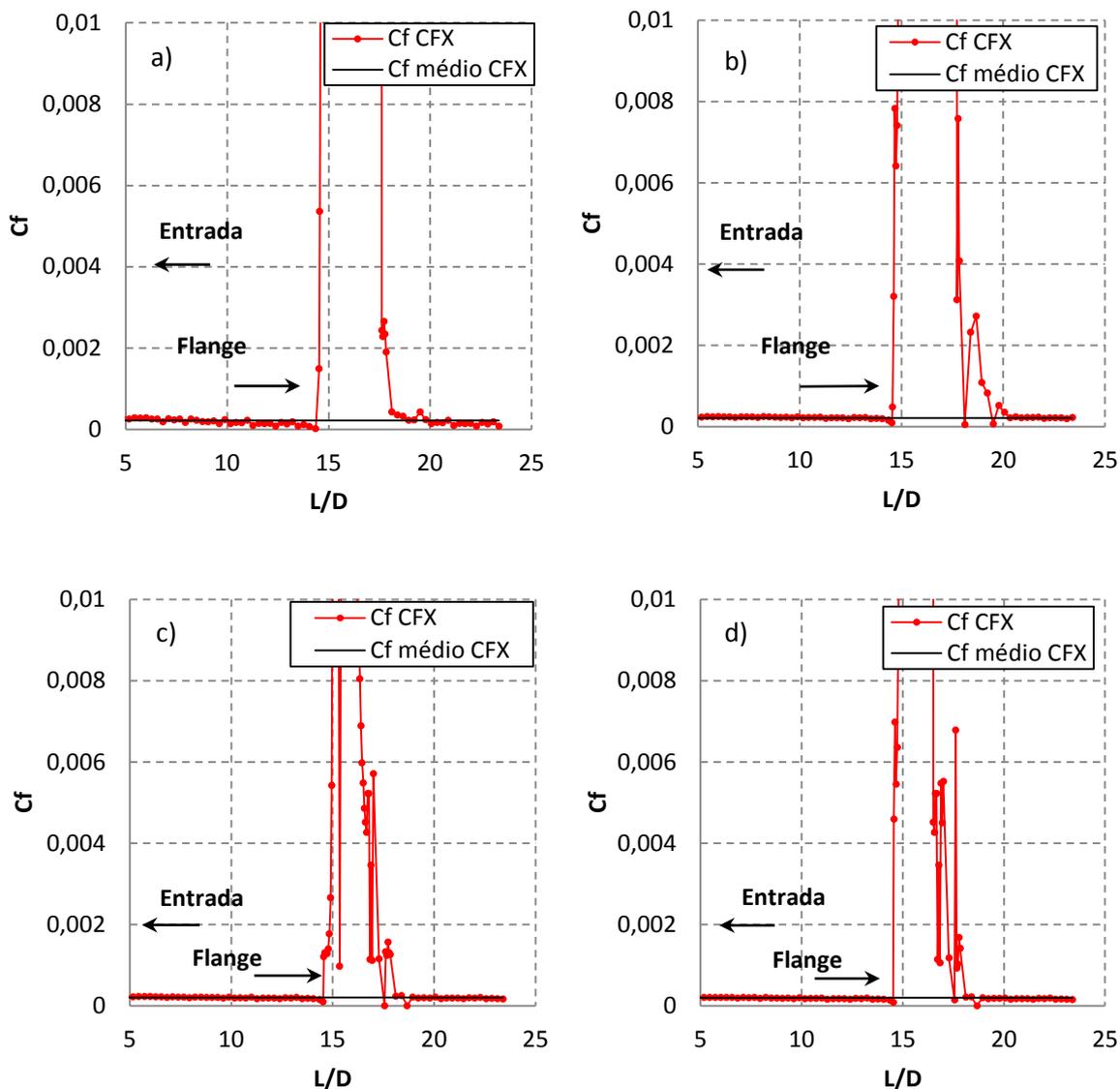


Figura 4-38. Coeficiente de atrito no flange em função da longitude do tubo/Diâmetro do tubo. a) 200 RPM, b) 300 RPM, c) 400 RPM e c) 500 RPM.

Depois de descontar as perdas de carga distribuída das perdas totais, fica a perda de carga gerada pelo flange. Estes valores foram tomados como referência para ajustar o modelo matemático. Os resultados deste procedimento são mostrados na figura 4-39, que compara os dados da simulação com os do modelo matemático ajustado. Os erros relativos não ultrapassam o valor de 1,5%.

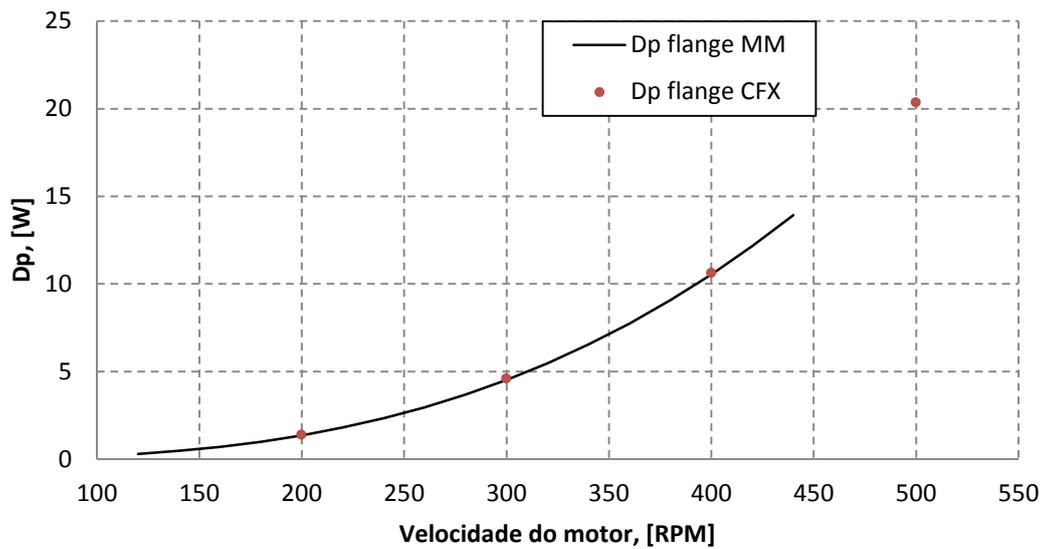


Figura 4-39. Perda de carga no flange.

## 4.7 Trocador de Calor Frio.

Ao igual que no trocador de calor quente, a simulação deste trocador é feita de forma independente para cada um dos fluidos que neste atuam. Desta forma tem-se uma análise para a parte externa (água de resfriamento) e uma análise para a parte interna (gás de trabalho).

### 4.7.1 Parte interna

- *Domínio computacional*

Este equipamento se simula tomando uma sexta parte de seu tamanho real. Igualmente os tubos de entrada e saída são alongados para melhorar os resultados das simulações, como mostrado na figura 4-40.

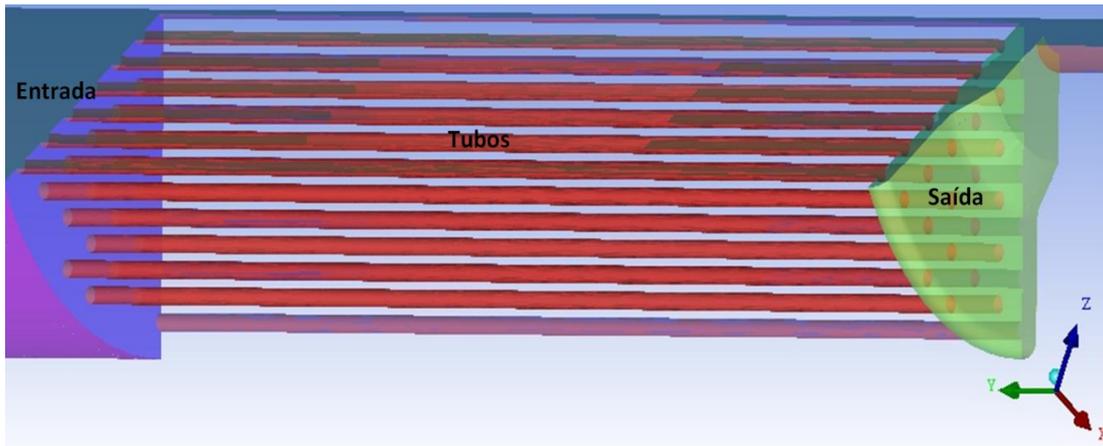


Figura 4-40. Domínio da parte interna do trocador de calor frio.

- *Malhas*

Esta malha possui 15 camadas prismáticas nas superfícies dos tubos de troca de calor. Nas regiões de entrada e saída conserva-se o mesmo nível de refino que nos tubos, mas sem as camadas prismáticas, isto pelo fato que estas regiões requerem uma boa densidade da malha porque podem apresentar altos níveis de turbulência (figura 4-41). Na tabela 4-8 se apresentam as características desta malha.

Tabela 4-8. Características da malha da parte interna do trocador de calor frio.

	Quantidade
Número de nós	1.707.248
Número de elementos	3.551.813
Número de tetraedros	761.164
Número de prismas	2.591.077
Número de pirâmides	40.000
Hexaedra	159.572

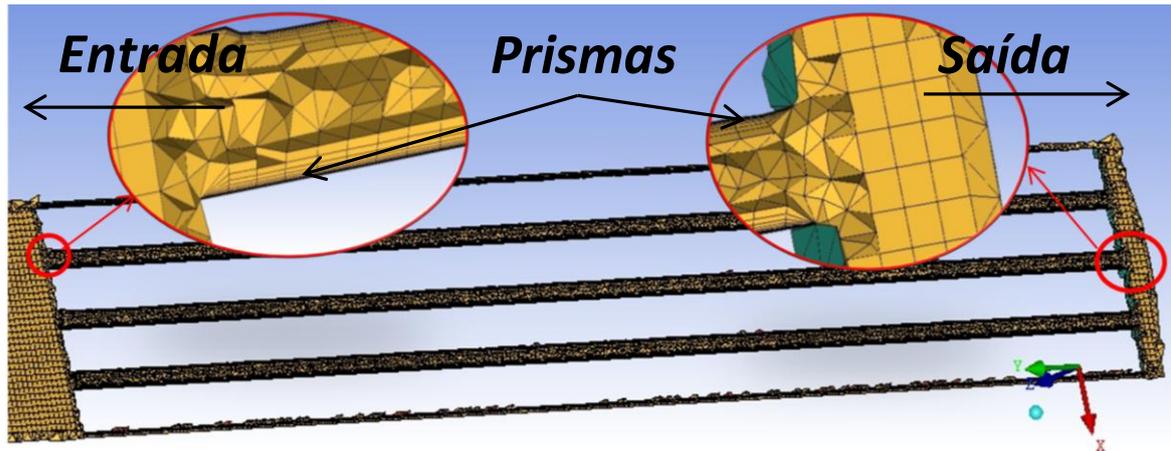


Figura 4-41. Malhado da parte interna do trocador de calor frio.

- *Condições de contorno*

A parte interna do trocador de calor frio é simulada para as mesmas quatro diferentes velocidades de rotação do motor utilizadas nos equipamentos anteriores. Como condição de entrada é fixada a velocidade, tomada das velocidades de saída do flange, e a temperatura foi tomada do modelo matemático. Na saída do gás de trabalho foi colocada a pressão de trabalho do motor. Como explicado anteriormente, no domínio computacional é considerada somente uma sexta parte deste trocador, isto gera a necessidade de colocar uma condição de periodicidade rotacional nas paredes adjacentes deste domínio. Nas superfícies de troca de calor ou tubos é colocada uma condição de fluxo de calor. As superfícies restantes como as tubulações de entrada e saída ao trocador foram consideradas adiabáticas.

- *Processamento de resultados da simulação numérica e ajuste do modelo matemático.*

No processamento dos dados da simulação, de novo é seguida a metodologia dos sete passos feitos para o arranjo dos tubos verticais – tubos horizontais do trocador de calor quente, considerando um espaçamento entre planos de medição de 0,5 cm. Os planos de medição foram colocados exclusivamente nos tubos donde se apresenta a troca de calor, admitindo que as perdas de carga distribuídas só se apresentam nestes tubos. Assim, a queda de pressão restante é devida a perdas de carga locais.

Na figura 4-42 podem-se ver os vetores de velocidade em um plano longitudinal. No tubo de entrada se observa uma distribuição de velocidades uniforme com valores que se encontram na faixa de 2,8 e 1,13 m/s, em função da velocidade de rotação do motor, entanto a velocidade dos tubos do trocador variam entre 10,25 e 11,829 m/s e as velocidades do tubo de saída entre 11,83 e 46,78 m/s também em função da velocidade de rotação do motor.

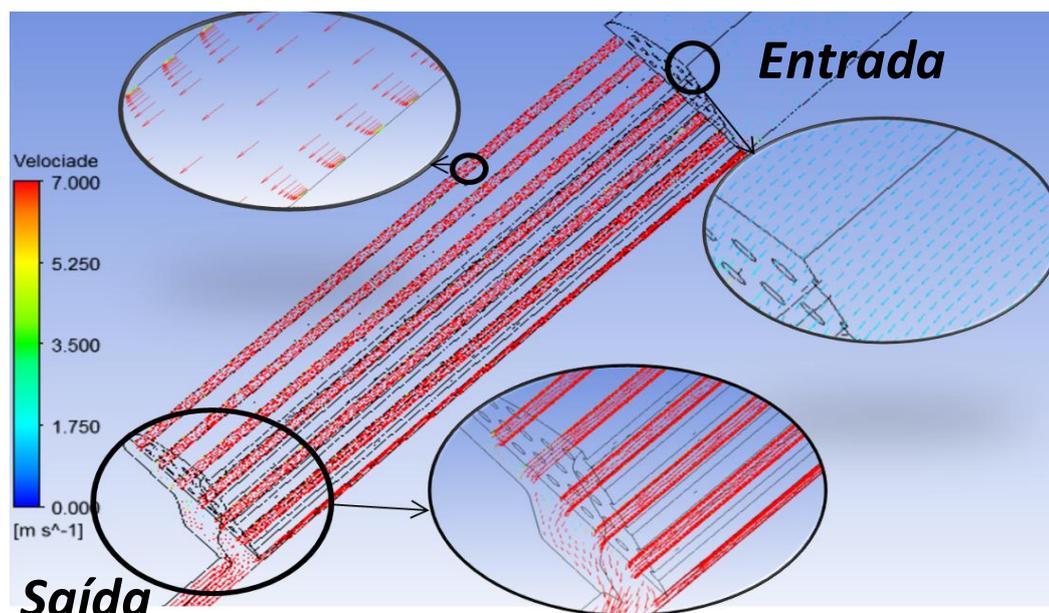


Figura 4-42. Distribuição vetorial da velocidade do gás de trabalho no trocador de calor frio.

Na figura 4-43 são mostrados os coeficientes de perda de carga distribuída ( $C_{ff}$ ) da simulação e o fornecido pelo modelo matemático ( $C_{ff MM}$ ). Nesta mesma figura, o valor médio do coeficiente de perda de carga distribuída é representado por  $C_{ff medi}$ . Segundo os dados da simulação, este coeficiente tende a se estabilizar depois de  $L/D=20$  medidos desde a entrada aos tubos do trocador, o qual significa que a partir desse ponto, o escoamento é totalmente desenvolvido. Os erros entre o coeficiente médio de perda de carga distribuída simulado e o fornecido pelo modelo matemático estão, em todos os casos, abaixo de 18%. Estes valores são considerados aceitáveis devido à magnitude destes coeficientes.

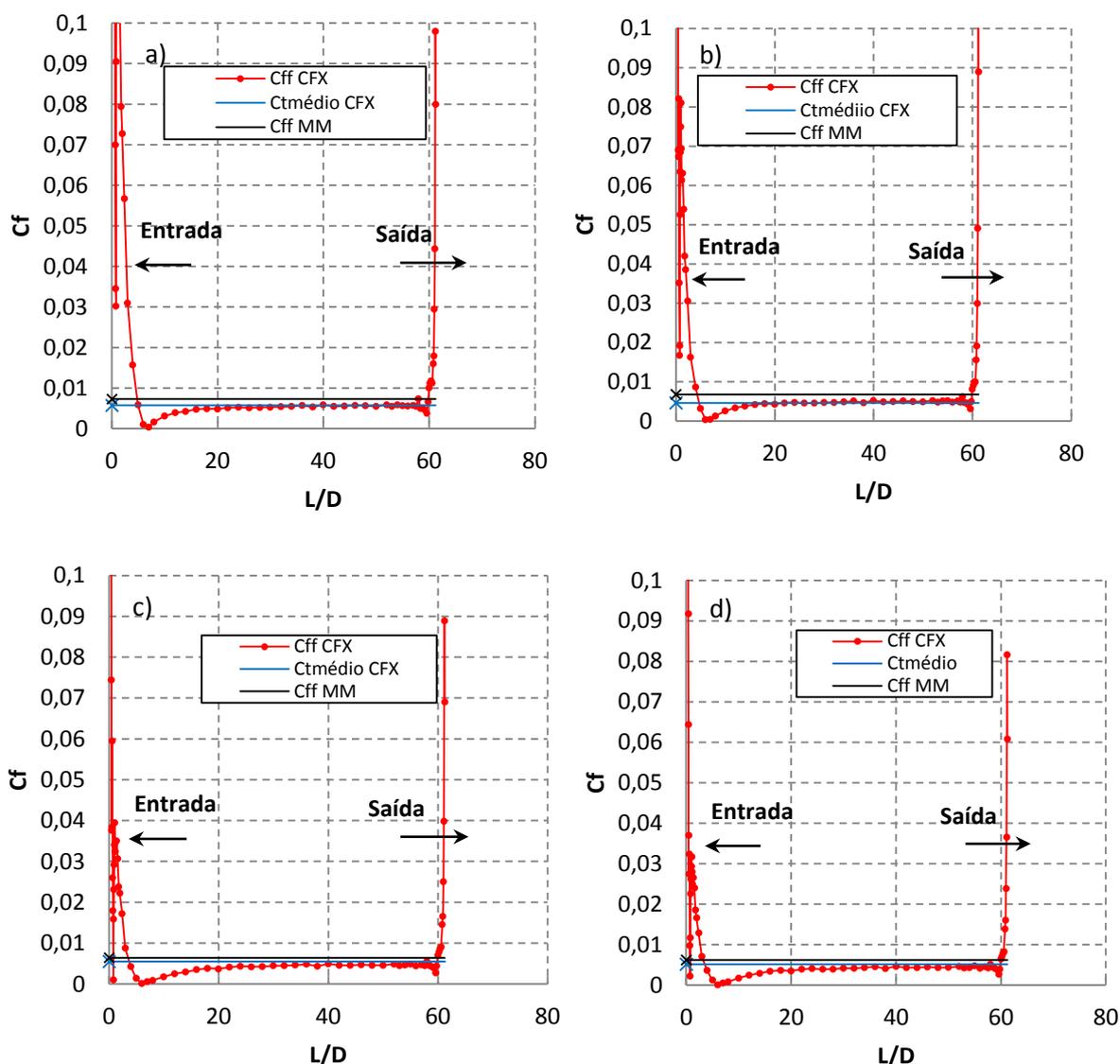


Figura 4-43. Coeficiente de atrito na parte interna do trocador de calor frio em fun\u00e7\u00e3o da longitude do tubo/Di\u00e2metro do tubo. a) 200 RPM, b) 300 RPM, c) 400 RPM e c) 500 RPM.

A gr\u00e1fica 4-44 que a continua\u00e7\u00e3o se apresenta, mostra os resultados obtidos da simula\u00e7\u00e3o e do modelo matem\u00e1tico para as perdas de carga, sendo que  $Dp_{tubos}$  e  $Dp_{local}$  referem se as perdas de carga distribu\u00edda e perdas localizadas respectivamente. Nesta figura pode-se ver que o modelo matem\u00e1tico, j\u00e1 ajustado no fator de perda local, reproduz acertadamente os valores da simula\u00e7\u00e3o. Al\u00e9m disso, pode-se advertir que a maior quantidade de perdas de carga neste equipamento acontece por perdas locais, que em sua maioria s\u00e3o causadas na sec\u00e7\u00e3o justo depois da sa\u00edda dos tubos do trocador. \u00c9 evidente a grandeza das

perdas de carga nesta secção, pelo que um aumento no número de tubos conectores e/ou um aumento na área transversal destes últimos poderia diminuir consideravelmente estas perdas.

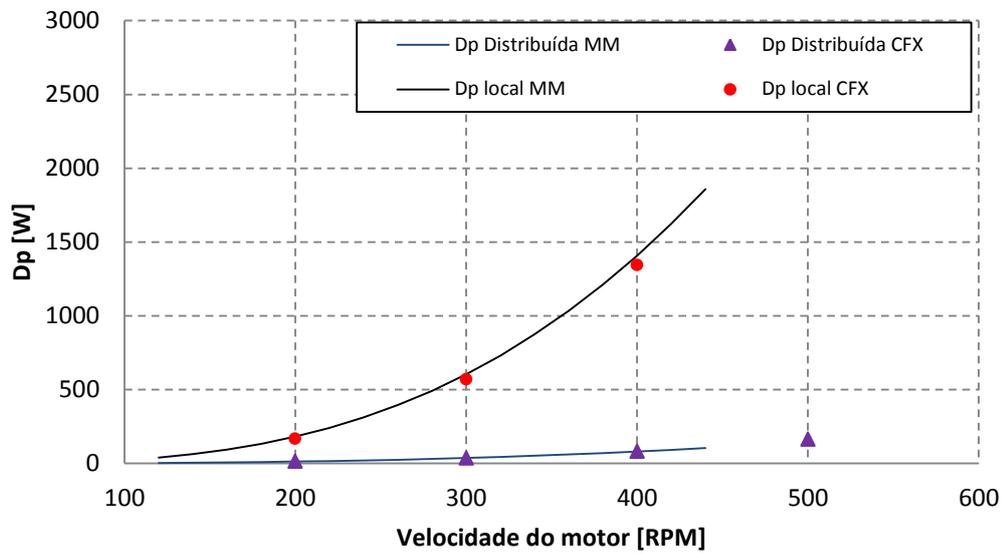


Figura 4-44. Perda de carga na parte interna do trocador de calor frio.

Outra variável do modelo matemático a ser verificada com a simulação numérica é o coeficiente de transferência de calor por convecção nos tubos deste trocador (figura 4-45). Os valores obtidos pelas duas rotas de cálculo apresentam erros de menos de 15% pelo que os dados do modelo matemático são considerados aceitáveis já que estão na faixa permitida para estes coeficientes.

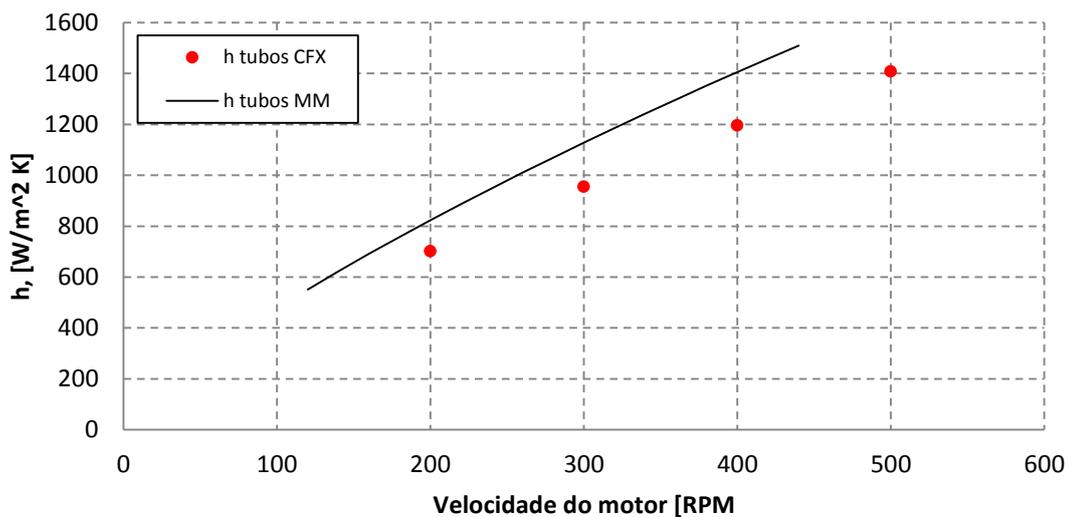


Figura 4-45. Coeficientes de transferência de calor por convecção médio na parte interna do trocador de calor frio

### 4.7.2 Parte externa

- *Domínio computacional*

Neste domínio, gerado para simular o comportamento da água de resfriamento, é aplicado como uma das condições de contorno a simetria, motivo pelo qual o número de elementos diminui à metade. O domínio está formado pelos tubos de troca de calor (utilizando seus diâmetros externos) e a carcaça com seus quatro passos como mostrado na figura 4-46.

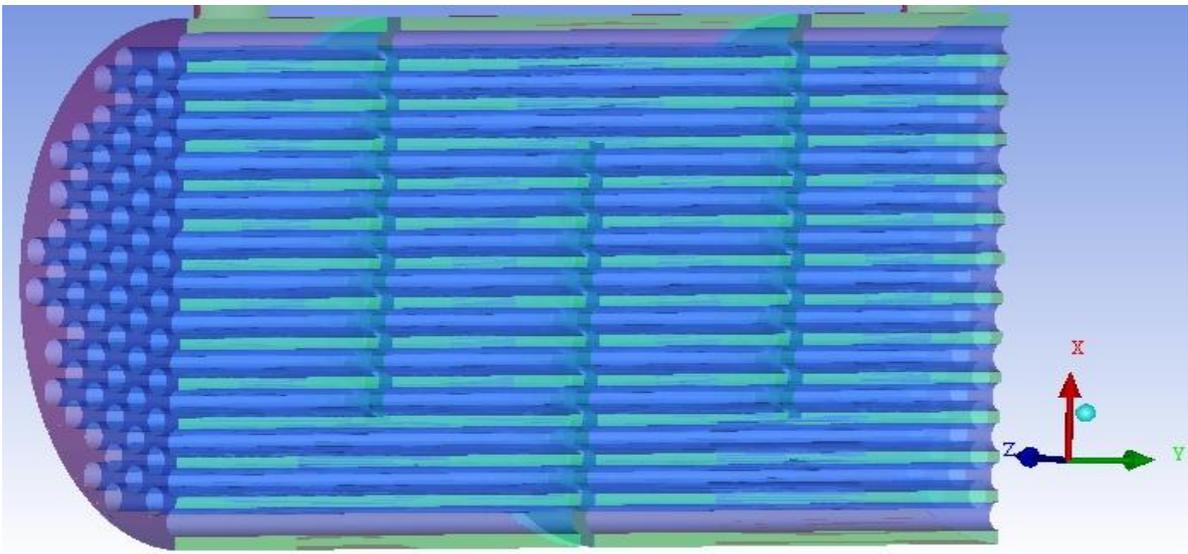


Figura 4-46. Domínio da parte externa do trocador de calor frio.

- *Malhas*

Esta malha, como em todos os casos anteriores é uma malha híbrida, possui sete camadas prismáticas seguidas de pirâmides, tetraedros e hexaédricos. Nos detalhes da figura 4-47 podem-se observar as camadas prismáticas que conforma a malha. Na tabela 4-9 se apresentam as características desta malha.

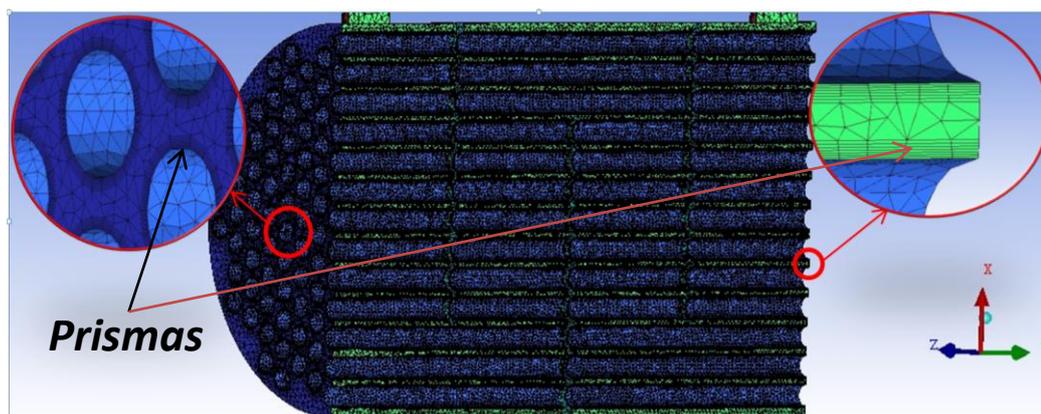


Figura 4-47. Malhado da parte externa do trocador de calor frio.

Tabela 4-9. Características da malha da parte externa do trocador de calor frio.

	Quantidade
Número de nós	2.097.468
Número de elementos	5.644.990
Número de tetraedros	2.660.612
Número de prismas	2.983.972
Número de pirâmides	2.983.972
Hexaedra	406

- *Condições de contorno*

Neste caso duas simulações foram feitas para igual número de velocidades de rotação do motor (200 e 400 RPM). Como condições de fronteira se tomaram as seguintes: se fixou na entrada a velocidade e a temperatura, na saída colocou-se a pressão atmosférica, as paredes externas (carcaça) do domínio foram admitidas adiabáticas e nas superfícies de troca de calor foi colocada uma condição de fluxo de calor. Além disso, uma condição de simetria foi colocada no plano de simetria. Nesta simulação não são consideradas as perdas de carga uma vez que se admite que não seja necessária uma bomba extra para fazer escoar este fluido pelo trocador; mostrando resultados só para o coeficiente de transferência de calor por convecção. Os valores dos coeficientes de transferência de calor por convecção foram tomados à temperatura média entre a entrada e saída.

- *Processamento de resultados da simulação numérica e ajuste do modelo matemático.*

Neste equipamento o fluido de resfriamento apresenta uma distribuição de velocidades quase uniforme sobre as superfícies de troca de calor ou tubos exceto, claro está, nas regiões próximas à entrada ou saída, ver figura 4-48 a).

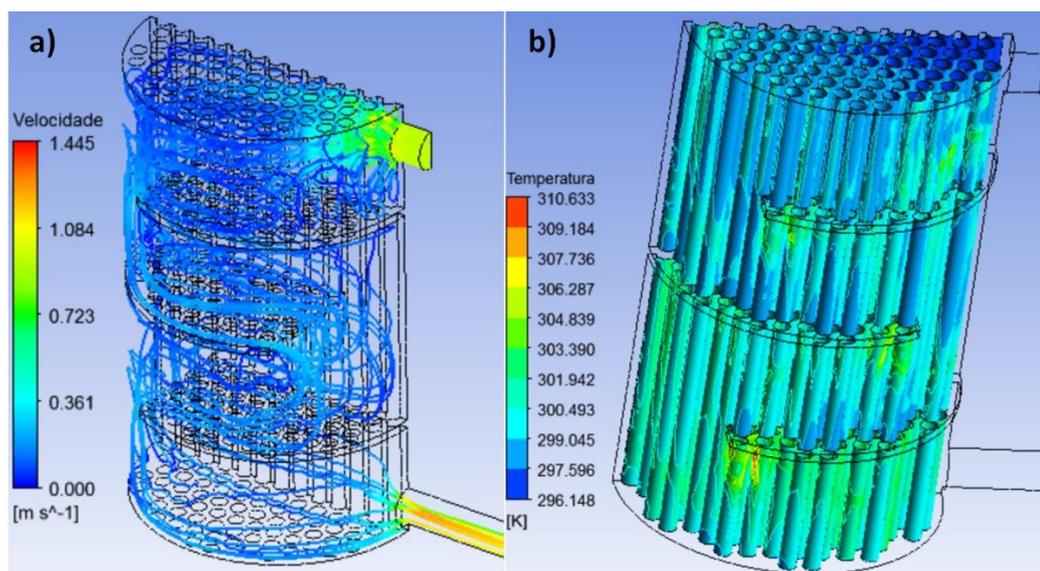


Figura 4-48. Linhas de corrente e contorno de temperatura na parte externa do trocador de calor frio.

Na figura 4-48 b) se mostra o contorno de temperaturas nas superfícies de troca de calor, se pode advertir que as temperaturas mais baixas se apresentam, como é de esperar-se, nas regiões próximas à entrada; entanto as temperaturas mais elevadas nas regiões posteriores dos defletores, onde se apresentam depressões que geram recirculação de fluido.

Os coeficientes de transferência de calor médios obtidos pelas duas rotas de cálculo são mostrados na figura 4-49. Os erros relativos apresentados não ultrapassam 20%, considerando-se aceitáveis.

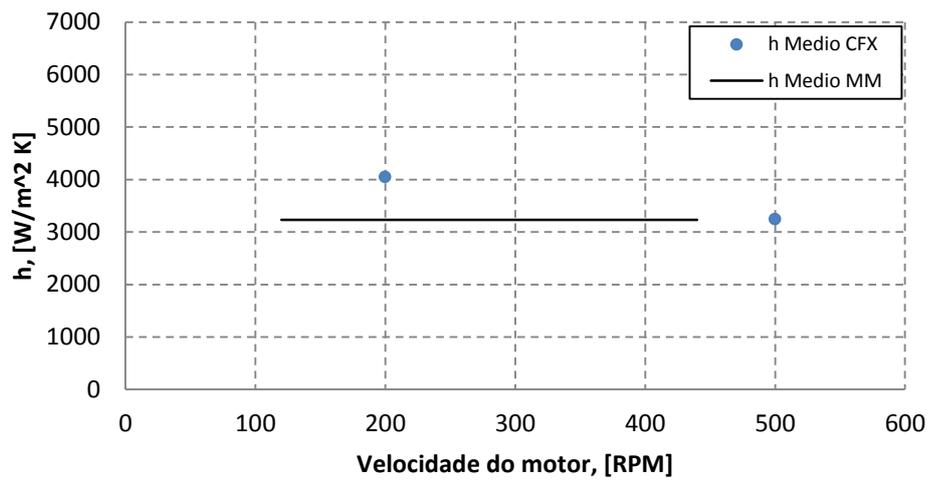


Figura 4-49. Coeficientes de transferência de calor por convecção na parte externa do trocador de calor frio.

### 4.8 Tubos Conectores

- *Domínio computacional*

Está composto por um tubo em “L” com seus extremos alongados e com um corte simétrico. Na figura 4-50 se mostra o domínio deste acessório.

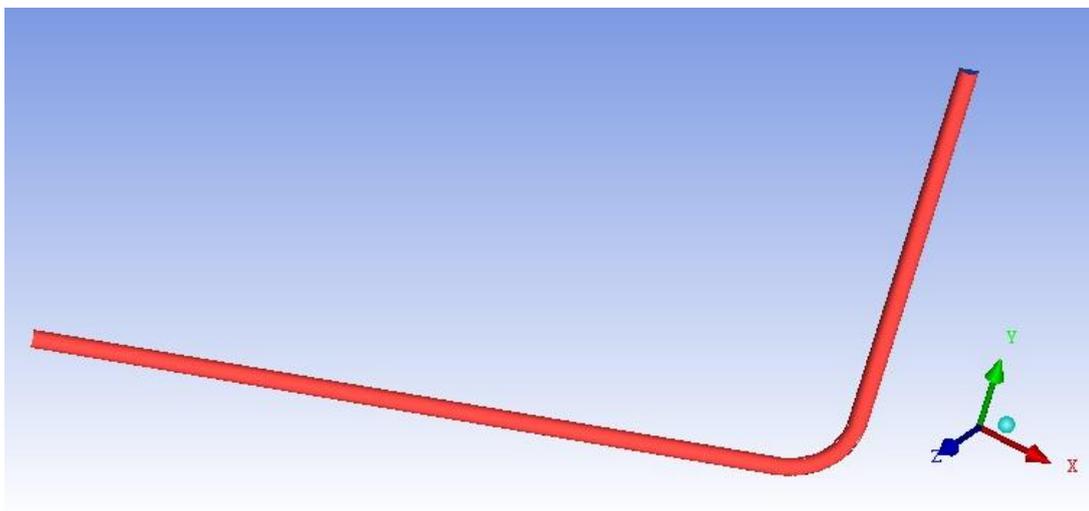


Figura 4-50. Domínio do tubo conector.

- *Malhas*

Esta malha está composta por 15 camadas prismáticas seguidas de pirâmides, tetraedros e hexaédricos. Na tabela 4-10 mostra-se as características desta malha.

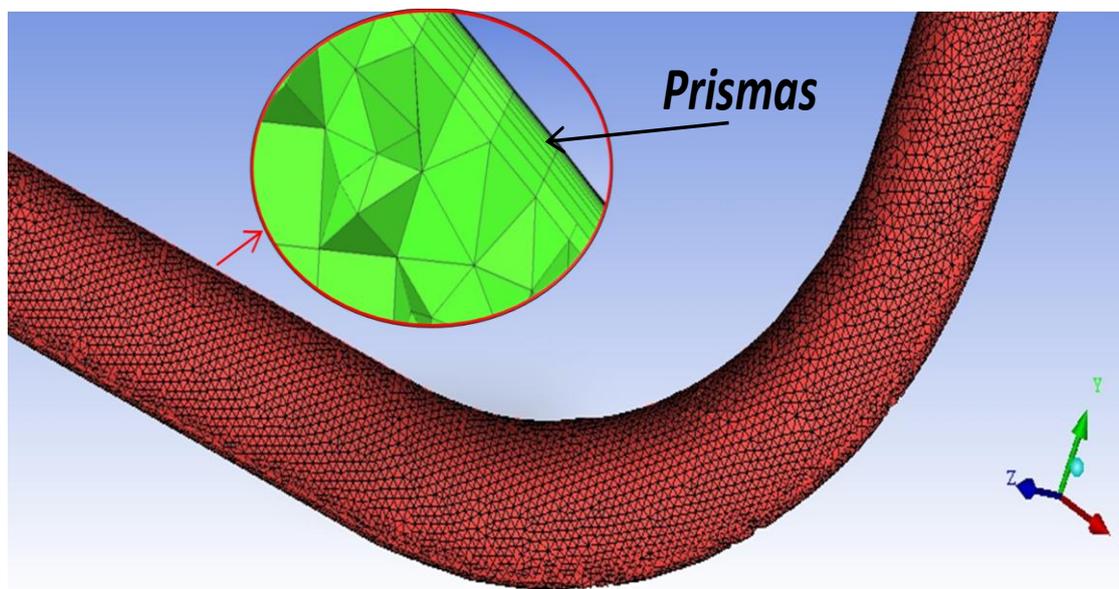


Figura 4-51. Malhado do tubo conector.

Tabela 4-10. Características da malha do tubo conector.

	<b>Quantidade</b>
Número de nós	420.244
Número de elementos	1.025.908
Número de tetraedros	372.752
Número de prismas	627.860
Número de pirâmides	16.061
Hexaedra	9.235

- *Condições de contorno*

Para a simulação deste acessório foram consideradas as seguintes condições de fronteira: na entrada foi colocada uma condição de velocidade, obtida com a velocidade média do pistão de compressão, na saída fixou-se a pressão de operação do motor, condição

de simetria no plano de simetria e escoamento isotérmico. As simulações foram feitas para as quatro velocidades de rotação do motor simuladas anteriormente.

- *Processamento de resultados da simulação numérica e ajuste do modelo matemático.*

O objetivo neste caso é o cálculo do coeficiente de perda de carga distribuída ( $C_{fa}$ ), pelo que o procedimento seguido é o mesmo do arranjo tubos verticais-tubos horizontais no trocador de calor quente. O espaçamento entre planos de medição foi de 1cm e a pressão total foi tomada entre planos de medição com escoamento totalmente desenvolvido, isto para eliminar os efeitos das entradas e saídas. A figura 4-52 mostra a variação de velocidades do fluido ao passar pela curva do tubo conector. Esta variação de velocidades causa uma variação do coeficiente de perda de carga distribuída como mostrado na gráfica 4-53. Nesta figura pode-se ver também o coeficiente médio de perda de carga distribuída ( $C_{fmed}$ ) para escoamento totalmente desenvolvido e os picos gerados pela curva.

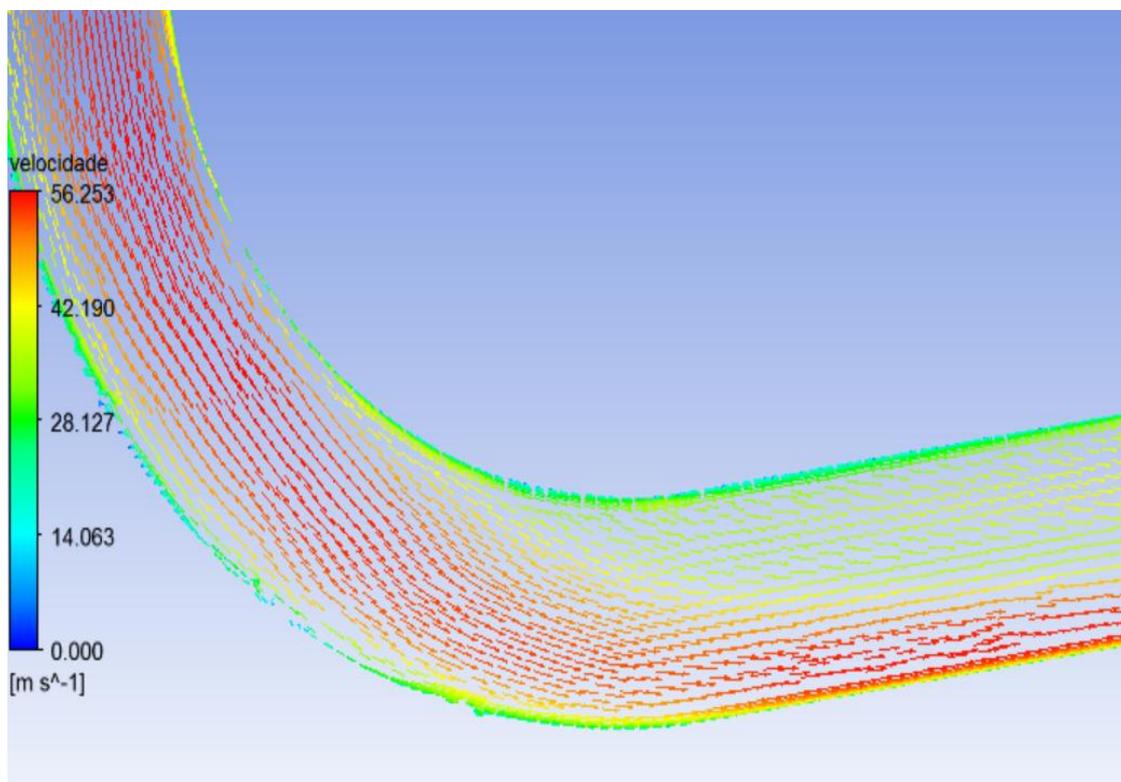


Figura 4-52. Distribuição vetorial da velocidade do gás de trabalho no tubo conector.

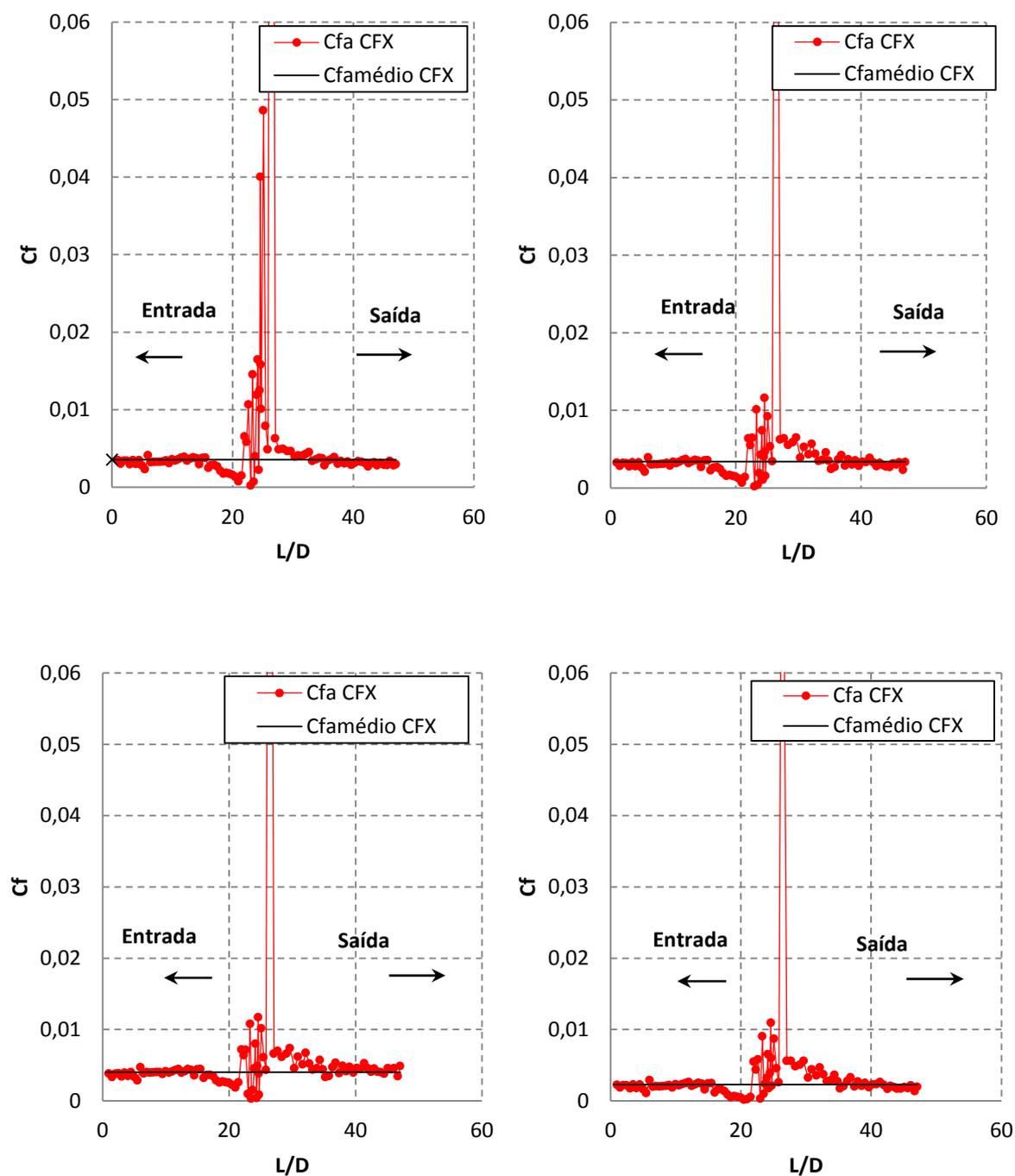


Figura 4-53. Coeficiente de atrito no conector em função da longitude do tubo/Diâmetro do tubo. a) a 200 RPM, b) a300 RPM, c) a 400 RPM e c) 500 RPM.

Finalmente, na gráfica 4-54 pode-se observar uma comparação dos resultados da perda de carga obtidos das simulações ( $DpTconector$  CFX) e os dados do modelo matemático já

ajustado para este acessório ( $Dp_{Tconector\ MM}$ ). Erros relativos abaixo de 14% permitem avaliar os resultados do modelo como aceitáveis.

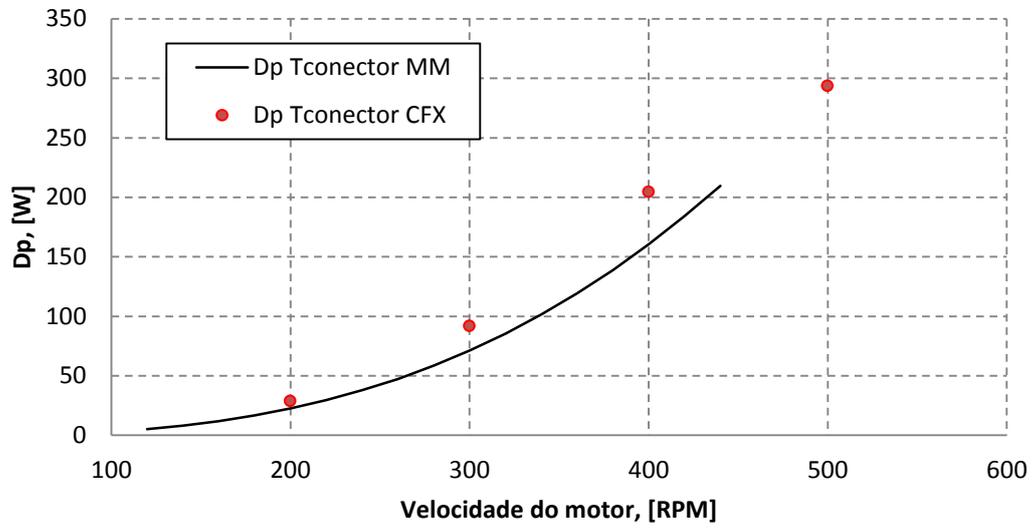


Figura 4-54. Perda de carga no tubo conector.

## 5 VALIDAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO E CARACTERIZAÇÃO DE PERDAS NO MOTOR STIRLING AMAZON.

Depois de ter feitos os ajustes no modelo matemático se realizou a sua respectiva validação e posteriormente uma caracterização de perdas no motor Amazon.

### 5.1 Validação do Modelo Matemático.

Na figura 5-1, mostra-se a bancada de ensaios utilizando o motor Stirling Amazon. Esta bancada está conformada pelos seguintes equipamentos:

*Medidores de temperatura:* foram instalados 8 termopares com cabo da WIKA modelo TC40. Estes medem a temperatura do gás de exaustão na entrada e saída do trocador de calor quente. Na figura 5-1 pode-se ver os pontos onde são alocados estes medidores, na entrada tem-se os termopares *Tee1*, *Tee2*, *Tee3* e *Tee4* e na saída *Tse1*, *Tse2*, *Tse3* e *Tse4*.



Figura 5-1. Bancada de ensaios utilizando o motor Stirling Amazon.

*Medidor de pressão:* no motor foi colocado um medidor de pressão da marca GEFTRAN modelo TK com uma faixa de operação entre 0-100 bar. Este equipamento toma dados de pressão na câmara de compressão (*PI*).

*Gerador elétrico:* O gerador elétrico acoplado ao variador de velocidades mecânico é da marca *meccalte* tipo T20 FS-130/A, trifásico e 50 Hz.

*Carga elétrica:* foi simulada por dois equipamentos, o primeiro foi um banco de 10 lâmpadas de 100 W cada e a segunda foi uma carga da marca ELETELE com 6 resistências elétricas de 2000 W cada. Nesta última carga foi feita uma ponte na primeira resistência para conseguir uma carga de 1000 W.

*Motor elétrico de partida:* este motor, da marca WEG com capacidade de 10 kW e de quatro pólos, está acoplado à volante de inércia do motor Stirling por meio de correias.

*Variador de velocidade do motor de partida:* este equipamento, modelo CFWOG004 da marca WEG, regula a velocidade do motor de partida.

*Sistema de aquisição de dados:* os dados obtidos dos medidores de pressão e temperatura chegam ao sistema de acondicionamento do sinal e o mesmo transmite os dados para o computador onde são gravados.

*Fornecimento de água:* o fornecimento da água ao trocador de calor frio do motor Stirling é feito com duas mangueiras conectadas diretamente ao sistema de água do local.

O procedimento de partida e parada do motor Stirling foi feito seguindo os seguintes passos:

Passo 1: instalação dos medidores de pressão e temperatura.

Passo 2: Fornecimento de biomassa na fornalha.

Passo 3: acionamento do ventilador de tiragem na velocidade requerida.

Passo 4: fixação da pressão de inicialização no motor em 5 bar abrindo o passo do nitrogênio ao motor Stirling.

Passo 5: acendimento da biomassa da fornalha. Para não danificar o trocador de calor quente por alta temperatura os passos 5 a 7 são realizados justo quando a temperatura do gás de exaustão na entrada (*Tee*) estiver em 200°C.

Passo 6: abertura das torneiras de água.

Passo 7: acionamento do motor elétrico de partida para que o motor Stirling gire a 200 RPM.

Passo 8: desligar o motor elétrico de partida. Isto é feito no momento que existe suficiente energia no gás de exaustão para manter o motor Stirling “ligado”. Este nível de energia é alcançado, neste motor, com temperaturas acima de 750°C na entrada ao trocador.

Passo 9: aumento da pressão no motor Stirling. Isto é feito regulando o passo de gás de trabalho para o motor Stirling.

Passo 10: regulação da velocidade do gás de exaustão variando a velocidade do ventilador de tiragem induzida.

Passo 11: quando a operação do motor ficar estável, são feitas as medições de temperaturas, pressão e potência de saída do motor.

Passo 12: terminadas todas as medições, se “desliga” o motor Stirling da seguinte forma:

- Desligar ventilador de tiragem induzida
- Tampar as entradas de ar da fornalha
- Baixar a pressão média do motor
- Acionar o motor elétrico de partida para manter o gás de trabalho movimentando-se
- Desligar o motor elétrico de partida quando a temperatura do gás de exaustão estiver abaixo de 200°C.
- Fechar as torneiras de água

### **5.1.1 Resultados dos Testes.**

Por motivos que se explicarão mais adiante, na validação do modelo matemático foram considerados os dados experimentais de dois motores diferentes, o motor Stirling Amazon projetado pelo NEST e o motor Stirling 3 kW projetado pelo Joanneum Research.

- *Resultados no motor Amazon*

Na figura 5-2 podem-se ver as temperaturas do gás de exaustão, em graus Celsius, na entrada ao trocador de calor quente. Quando desligado o motor elétrico de partida e fixada a pressão média do motor, é elevada a velocidade do gás de exaustão para um valor de 7 m/s gerando um aumento em sua temperatura. No minuto 10, depois de iniciada a coleta de dados, é atingida uma estabilidade na temperatura do gás de exaustão que entra e sai do trocador nos

valores de 920 e 840 °C respectivamente (ver figuras 5-2 e 5-3). As setas neste gráfico correspondem com os valores de temperatura introduzidos no modelo matemático.

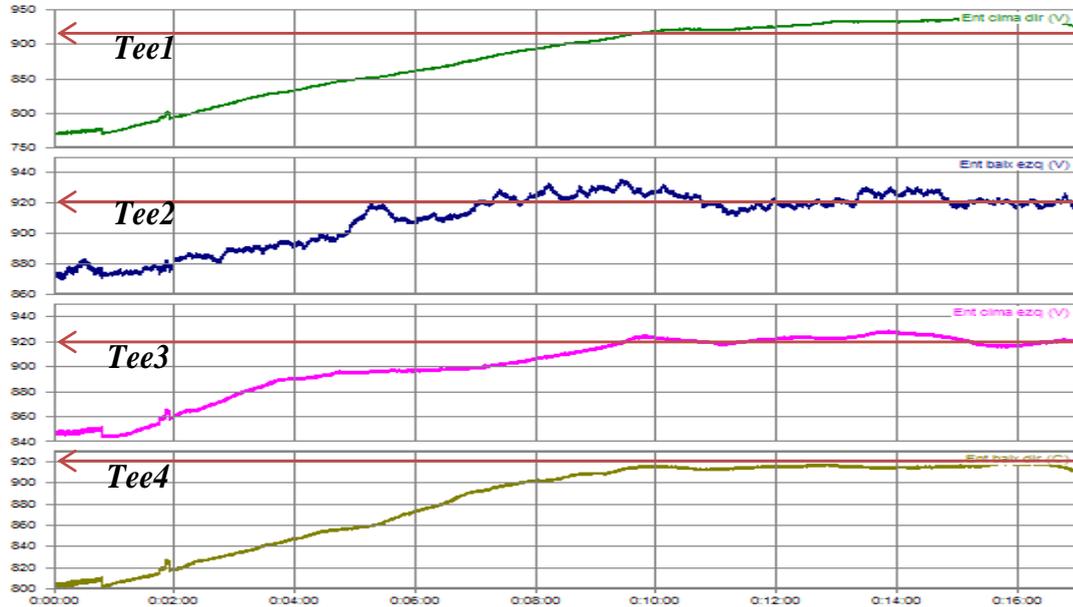


Figura 5-2. Temperaturas de entrada ao trocador de calor quente no primeiro teste.

Existe uma diferença média nas temperaturas do gás de exaustão entre a entrada e saída do trocador de aproximadamente 80°C. Esta diminuição da energia do gás de exaustão é absorvida, em sua grande maioria pelo gás de trabalho do motor Stirling, no entanto que uma pequena parte é perdida pelas paredes da carcaça ou capa do trocador. No caso do termopar *Tse1* colocado no lado superior da saída do trocador, onde o fluido não apresenta a mesma iteração com o trocador como nos restantes termopares, a temperatura se estabiliza em 860 °C. Além disso, a velocidade de rotação do motor depois do minuto 10 se estabilizou em 320 RPM permitindo obter a potência de saída do motor. O valor da temperatura de saída do gás de exaustão calculada pelo modelo matemático para uma velocidade de rotação de 320RPM é de 892,3°C. O erro entre os valores reais e os calculados é de 5,86%, explicando-se pelo fato que no modelo matemático não estão se considerando os efeitos da radiação do gás de exaustão na superfície externa do trocador de calor quente, nem as perdas de calor das superfícies do motor aos arredores.

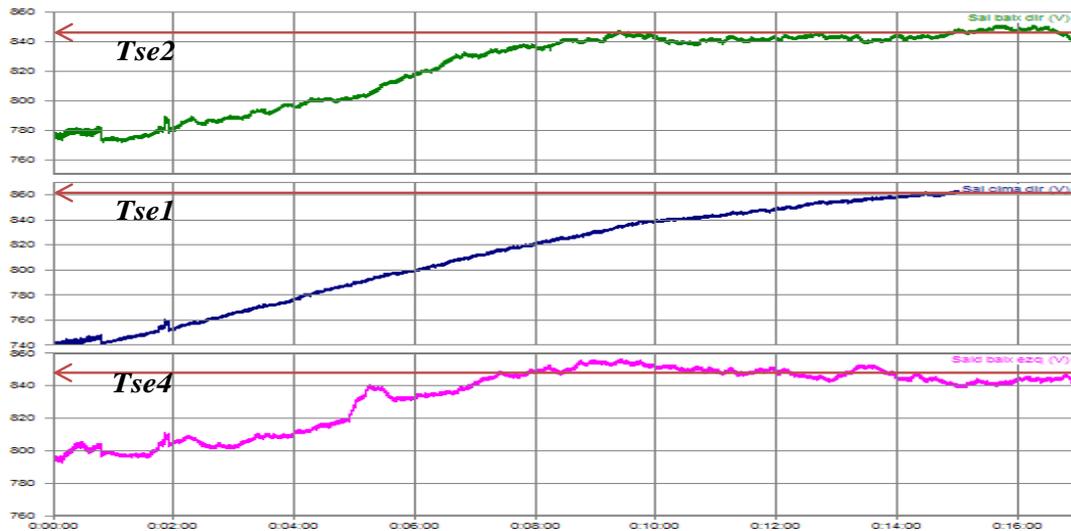


Figura 5-3. Temperaturas de saída ao trocador de calor quente no primeiro teste.

O primeiro teste foi realizado para uma pressão média no motor de 30 bar (ver figura 5-4). Este valor de pressão é atingido variando a massa do gás de trabalho no motor. A pressão na câmara de compressão apresentou valores na faixa entre 23,1 e 36,5 bar sendo sua média de 30 bar. O valor da relação de pressão ( $\mathcal{P}=P_{max}/P_{min}$ ) é de 1,6. Embora este valor seja considerado baixo se comparado com a relação de pressão de motores com trocadores de calor mais compactos, caso Chin-HsiangCheng (2011), que reporta valores de 2,8 para motores à biomassa, valores abaixo de 2 podem ser considerados aceitáveis devido ao volume morto adicionado no trocador quente. Parlak *et. al.* (2009) e Podesser (1996) reportaram valores para esta relação de 1,42 e 1,63, respectivamente.

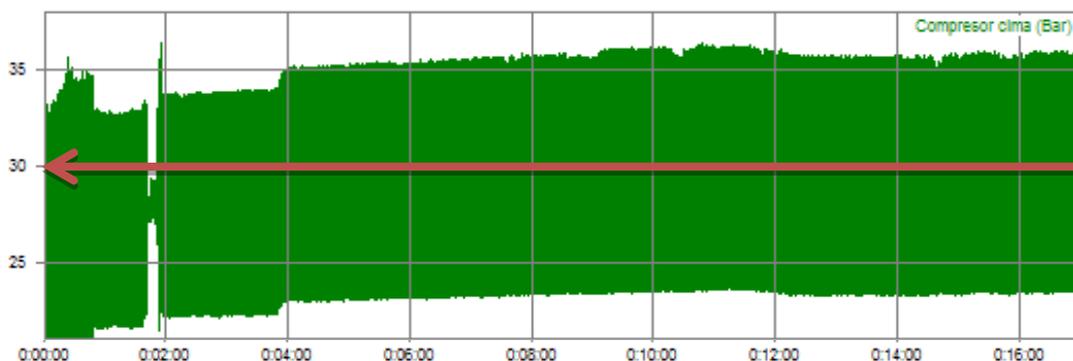


Figura 5-4. Pressão no espaço de compressão no primeiro teste.

A resposta do modelo matemático para esta relação de pressão é mostrada na figura 5-5 onde aparece a variação de pressão do motor todo em função do volume total do motor por

ciclo. O valor máximo de pressão é de 34,6 bar; 0,9 bar menor que o real. Entretanto, o valor mínimo é de 25,8 bar, sendo 1,6 bar maior que seu par real. Considerando-se aceitável devido ao fato de que no teste foi somente medida a pressão na câmara de compressão e os dados do modelo matemático representam a variação de pressão em todo o motor.

Cabe destacar que a grande quantidade de volume morto que possui o motor Amazon afeta a sua eficiência. Com um cálculo simples, baseado na figura 5-5, pode-se determinar que 80% do volume contido no motor não está diretamente relacionado com a geração de potência.

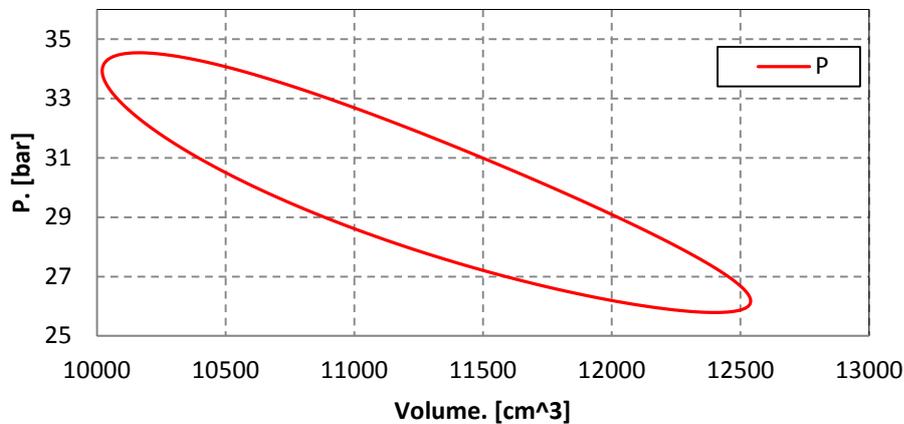


Figura 5-5. Variação de pressão do motor Amazon segundo o modelo matemático.

Neste teste o valor da potência obtido foi de 1,031 kW e seu respectivo valor para o modelo matemático foi de 1.1763 kW, como mostrado na figura 5-6.

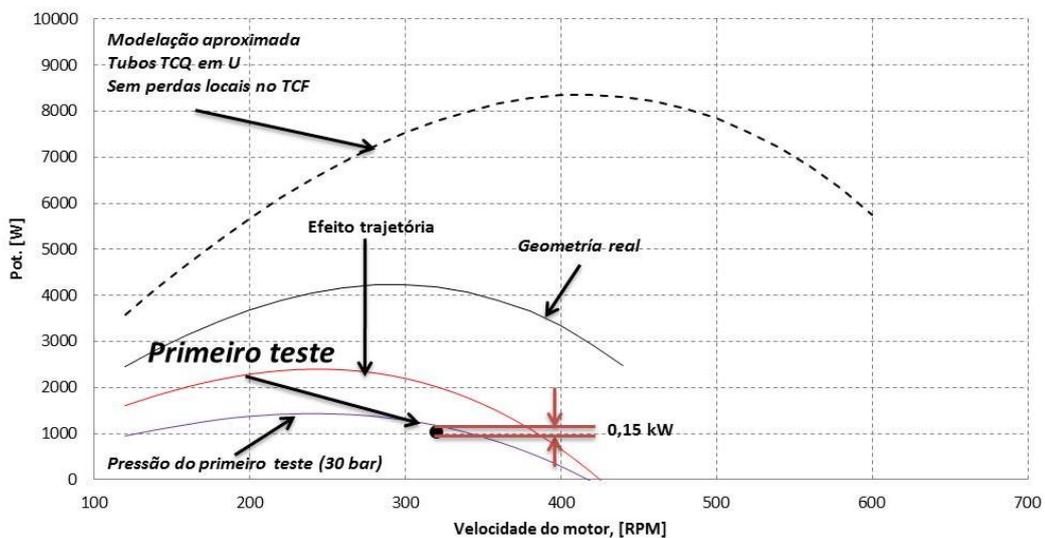


Figura 5-6. Potência de saída em função da velocidade de rotação do motor.

Para fazer consistente a comparação, no modelo matemático foram descontadas as perdas geradas pelo ventilador e no dado do teste foram descontadas as perdas do gerador elétrico. Este resultado é considerado aceitável já que no modelo matemático não foi incluído os volumes mortos do flange e o compressor de ar alocado no motor, além dos volumes da entrada e saída ao trocador frio. Nesta figura pode-se ver também a causa de perda de potencia no primeiro protótipo do motor Amazon testado. Basicamente as perdas estão representadas nas mudanças na geometria inicialmente projetada, o efeito de trajetória e a pressão com que foi realizado o primeiro teste.

- *Resultados no motor 3 kW projetado pelo Joanneum Research.*

Para o segundo teste no motor Amazon se seguiu o mesmo procedimento ou passos que no teste anterior, mas com uma pressão média no motor de 40 bar. O aumento de pressão causou uma falha na solda entre o regenerador e o flange gerando uma perda súbita de pressão e danos consideráveis nos principais componentes do motor. Desta forma, e antes de construir o segundo protótipo, continuou-se a validação do modelo matemático com os dados experimentais do motor desenvolvido por Joanneum Research mostrado na figura 5-7.

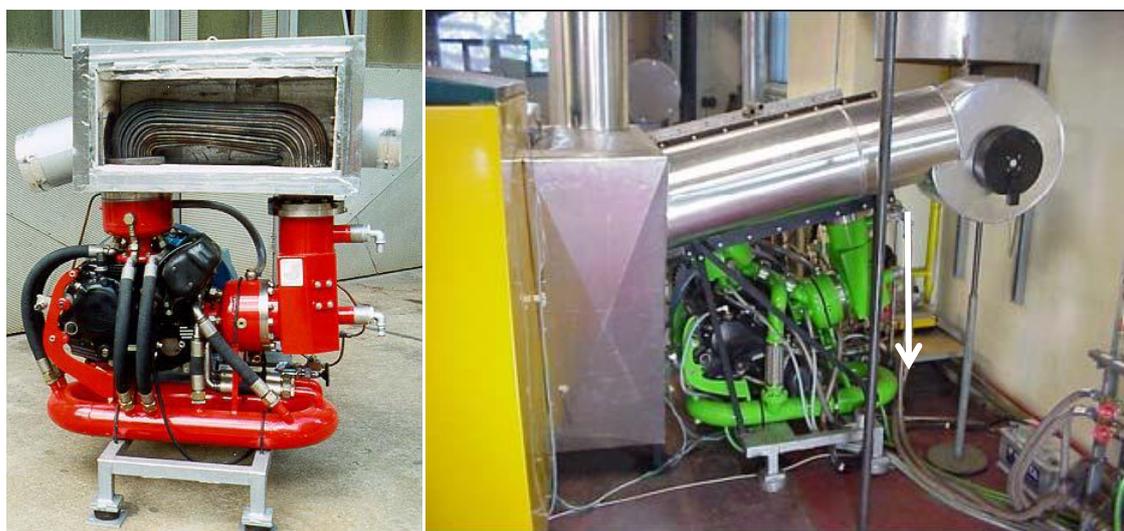


Figura 5-7. Motor Stirling de 3 kW projetado pelo Joanneum Research.

A seleção deste motor foi feita pela grande similitude que apresenta este motor com o Amazon. Ao igual que o motor Amazon este funciona com biomassa sólida e apresenta uma configuração de tubos lisos no trocador de calor quente, com a exceção que o total de seus tubos conecta-se diretamente na coroa da câmara de expansão, eliminando os coletores e

tubos verticais. Este motor com capacidade nominal para gerar 3,2 kW<sub>el</sub> foi construído tomando como base um mecanismo de biela-manivela de uma motocicleta de dois pistões.

Nas tabelas 5-1 e 5-2 são mostrados os dados geométricos e técnicos deste motor.

Tabela 5-1. Características geométricas do motor Stirling desenvolvido por Joanneum Research.

<i>Dados gerais do motor</i>		
Deslocamento do pistão de compressão	0,051	[m]
Diâmetro pistão de expansão	0,145	[m]
Deslocamento do pistão de expansão	0,051	[m]
Diâmetro pistão de compressão	0,145	[m]
Ângulo de fase	90	[°]
Comprimento do pistão de expansão	0,063	[m]
Comprimento do pistão de compressão	0,063	[m]
<i>Trocador de calor quente</i>		
Comprimento dos tubos	0,482	[m]
Diâmetro interno dos tubos	0,004	[m]
Número de tubos	137	
<i>Trocador de calor frio</i>		
Diâmetro interno dos tubos	0,005	[m]
Comprimento dos tubos	0,441	[m]
Número de tubos	137	
<i>Regenerador</i>		
Diâmetro de fio da malha regeneradora	0,0001	[m]
Porosidade	58	[%]
Comprimento do regenerador	0,072	[m]
Diâmetro do regenerador	0,11	[m]
<i>Tubos conectores lado Frio</i>		
Número de tubos	1	
Diâmetro de cada tubo	0,145	[m]
Comprimento de cada tubo	0,015	[m]

Tabela 5-2. Características técnicas do motor Stirling 3 kW projetado pelo Joanneum Research.

Dato técnico	
Potência nominal	3.200 Wel
Velocidade de rotação	512
Gás de trabalho	Nitrogênio
Pressão media de trabalho	32 bar
Eficiência elétrica	23,5 %
Combustível	Chips de madeira

Neste motor foram implementados dois tipos de testes, o primeiro foi feito para medir seu desempenho a plena carga e o segundo para medir sua confiabilidade em um longo período de operação com carga menor que a nominal. Para o teste a plena carga foi fixada a pressão média de operação, a velocidade da água de resfriamento e a velocidade do gás de exaustão. O valor desta última velocidade para o teste foi de 9,37 m/s, como mostrado na tabela 5-3 onde também são colocados os resultados do modelo matemático para este teste.

Tabela 5-3. Comparação de resultados do modelo matemático com dados experimentais do motor 3 kW projetado pelo Joanneum Research.

	Dados Modelo matemático	Dados experimentais	Erro [%]
Vel. Gás exaustão [m/s]	9,37	9,37	-
Velocidade do motor [RPM]	512	512	-
Potência [W]	3.286	3.200	2,61
Tsc Temp de saída gás de exa.[K]	1.128	1.033	8,41
Tsf Tem. saída água [K]	320	323	0,98
Qent Calor de entrada [W]	11.037	13.130	18,96

Os maiores erros entre os dados do teste e do modelo matemático se apresentam no calor de entrada ao motor, isto se deve à não inclusão dos efeitos da radiação do gás de exaustão na superfície externa do trocador de calor quente e as perdas de calor das superfícies do motor aos arredores.

A estimação da confiabilidade, segundo o trabalho de Zeiler *et al.* (2007), foi realizada durante 100 horas contínuas com o motor acoplado numa bancada de testes. O gás de exaustão é gerado a partir de chips de madeira numa fornalha com preaquecimento de ar. Além disso, utiliza-se um conjunto motor gerador com variador de velocidade para garantir a partida, a geração e o controle da rotação do motor em uma velocidade ótima.

Observando os valores de pressão de operação, temperatura no trocador de calor quente da figura 5-8 e considerando que, segundo Zeiler *et al.* (2007), esta temperatura e pressão devem estar entorno de 1148K e 32 bar respectivamente para atingir valores de potência acima de 3 kWel, podem-se explicar os baixos valores de potência elétrica gerada neste teste.

Para realizar uma comparação dos resultados deste teste com os resultados do modelo matemático desenvolvido, este último foi rodado com as mesmas temperaturas e pressões que aparecem na figura 5-8 dando como resultado a curva com marcadores “x”.

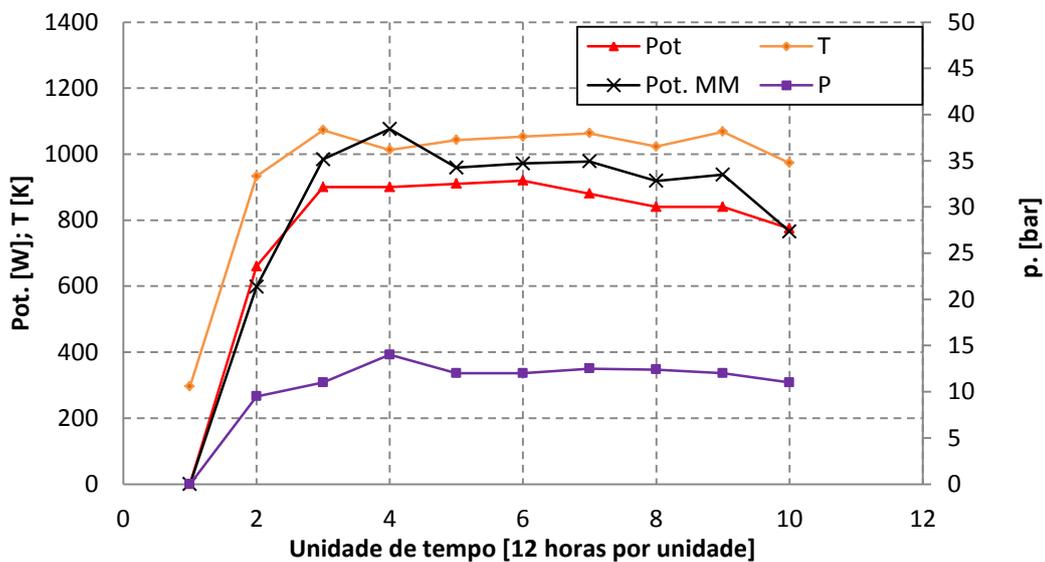


Figura 5-8. Motor Stirling de 3 kW projetado pelo Joanneum Research.

Além do anterior pode-se observar na figura 5-8 que existem tendências similares entre os valores do teste e os valores do modelo matemático para potência gerada, apresentando uma diferença máxima de 176,3 W na unidade de tempo 4. Porém, e devido que os erros relativos estão abaixo de 10% (exceto na unidade de tempo 4), pode-se falar que os resultados do modelo matemático são aceitáveis para este teste em particular.

Em tanto a unidade de tempo 4 é considerada como um ponto atípico, já que se comparada com as unidades de tempo 3 e 5, pontos onde a potência de saída é quase igual, as variações de temperatura são 5,6 e 2,9% e as de pressão de 27,3 e 16,7% respectivamente, significando isto que a variação de temperatura não compensa a variação de pressão e a potência de saída teria que ser maior à medida no teste.

## 5.2 Caracterização de Perdas no Motor Stirling Amazon.

O modelo matemático foi executado com os dados de sua geometria projetada inicialmente (tabela 3-2) a uma pressão de 40 bar e velocidade e temperatura do gás de exaustão na entrada ao trocador de 7 m/s e 950°C respectivamente; além disso, a vazão e temperatura da água de resfriamento na entrada ao trocador de calor frio foram fixadas em 0,00044461 m<sup>3</sup>/s e 23°C respectivamente, alcançando uma potência de saída de 2019,15 W com uma eficiência de 18,5 %. O motivo desta rodada foi caracterizar ou determinar as fontes de perdas mais significativas se o motor operasse nas condições inicialmente projetadas. Preliminarmente, a caracterização das perdas do motor se apresenta uma breve análise do comportamento geral do motor (figuras 5-9 a 5-14).

A Figura 5-9 mostra os fluxos de energia do modelo adiabático no motor em função do ângulo do mecanismo. A velocidade de rotação do motor foi de 320 RPM e empregou-se nitrogênio como gás de trabalho. Pode-se visualizar quando o ciclo se fecha, no ângulo de 360°, a quantidade de energia fornecida e rejeitada por ciclo pelo motor. A quantidade de energia térmica de entrada e rejeitada por ciclo é igual à energia fornecida e consumida pelos pistões na expansão e compressão, respectivamente. Nessa mesma figura,  $W_c$  representa o trabalho no pistão de compressão,  $W_e$  é o trabalho no pistão de expansão,  $Q_h$  e  $Q_s$  são o calor trocado nos trocadores de calor quente e frio respectivamente, e  $Q_r$  é o calor armazenado no regenerador.

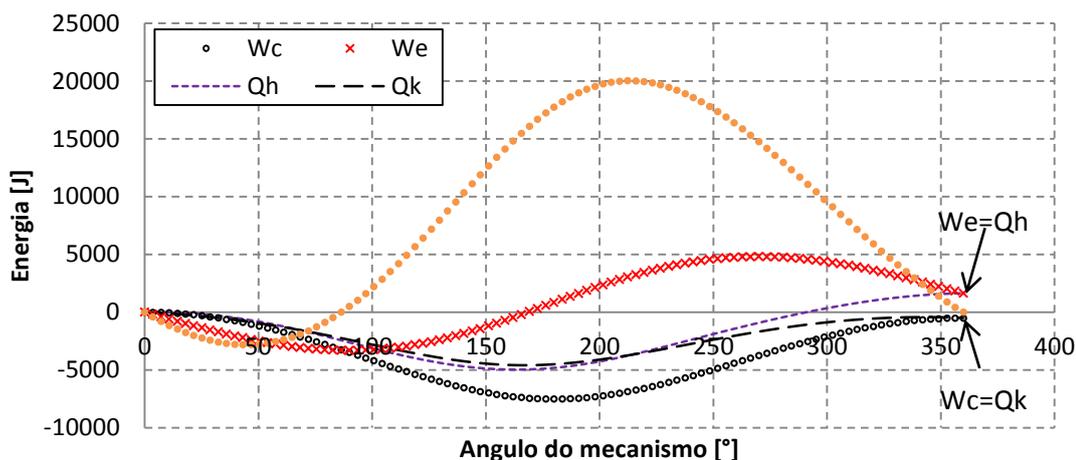


Figura 5-9. Diagrama de fluxos de energia no motor em função do ângulo do mecanismo no modelo adiabático.

A figura 5-10 mostra a variação das temperaturas nos trocadores de calor quente e frio em função da velocidade de rotação do motor. Quando a velocidade aumenta, o motor precisa de mais entrada de calor, isto gera uma maior queda de temperatura dos gases no trocador de calor quente. O mesmo raciocínio pode-se utilizar para explicar o paulatino aumento das temperaturas no trocador de frio. Nesta figura os subíndices  $h, s, se, k, sf, sef$  fazem referência à temperatura do gás de trabalho no trocador de calor quente, temperatura de superfície do trocador de calor quente, temperatura de saída do gás de exaustão, temperatura do gás de trabalho no trocador de calor frio, temperatura de superfície do trocador de calor frio e temperatura de saída da água respectivamente.

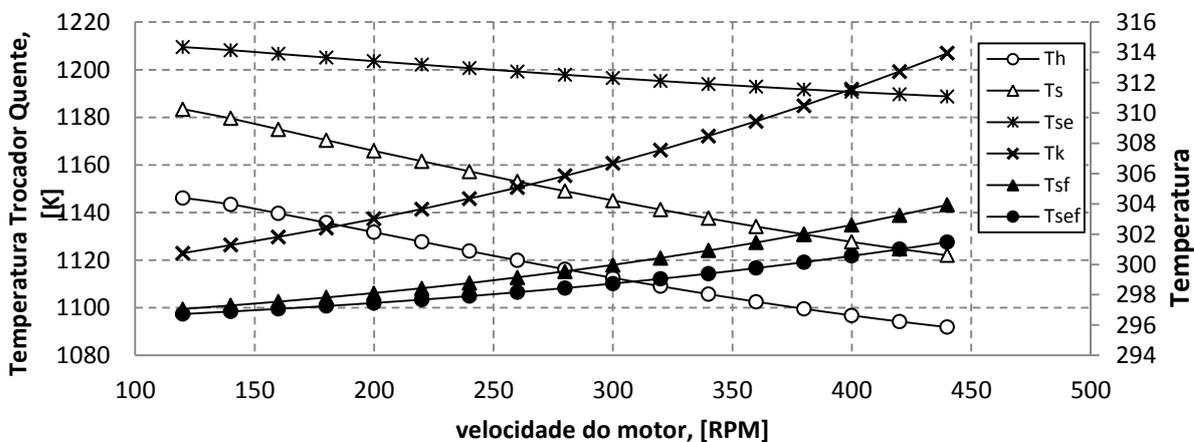


Figura 5-10. Variação de temperatura dos fluidos que atuam no motor Stirling em função da velocidade de rotação do motor.

Na figura 5-11 pode se ver a relação direta que existe entre o coeficiente de transferência de calor e as perdas de carga no regenerador, sendo que neste equipamento apresenta a maior perda de carga, se comparado com os outros dois trocadores de calor, mais também o maior coeficiente de troca de calor por convecção. Outro ponto a ressaltar nesta figura é a diferença entre os coeficientes de transferência de calor dos trocadores quente e frio. Este coeficiente para o trocador quente é calculado, no modelo matemático, com o valor médio entre cada tramo dos tubos verticais e os tubos horizontais, sendo afetado pelas baixas velocidades do gás de trabalho nos tubos horizontais. No caso particular de uma velocidade de rotação do motor de 320 RPM, a velocidade média do gás de trabalho nos tubos horizontais é de 5,46 m/s e para os tubos do trocador frio esta velocidade é de 7,55 m/s. Desta forma, o menor valor do coeficiente de transferência de calor no trocador quente, se comparado com o trocador frio, deve-se, além da variação das propriedades termodinâmicas, à velocidade do gás de trabalho (ver figura 5-11). Nesta figura  $hh$ ,  $hk$  e  $hrg$  representam os coeficientes de transferência de calor por convecção no trocador de calor quente, trocador de calor frio e regenerador respectivamente.

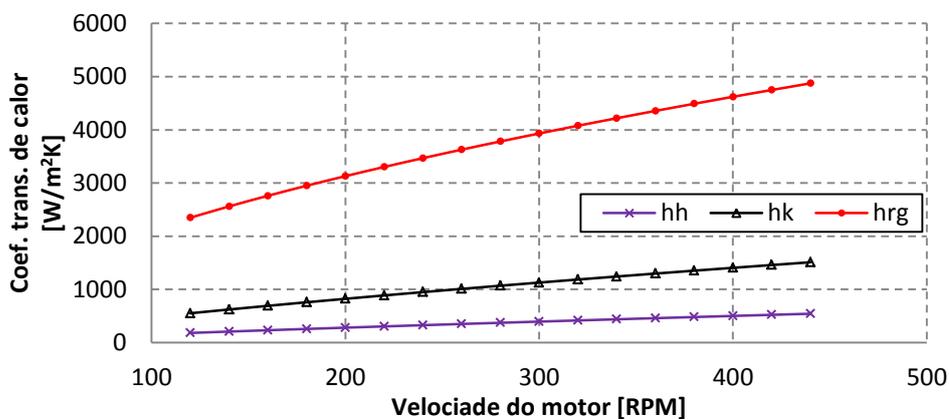


Figura 5-11. Variação dos coeficientes de troca de calor com convecção nos três trocadores de calor em função da velocidade de rotação do motor.

Evidentemente, a grande quantidade de malhas regeneradoras no regenerador se reflete numa alta eficiência, mas também numa alta perda de carga (ver figura 5-12). Na equação (38) se definiu a eficiência do regenerador como uma função diretamente proporcional ao coeficiente de transferência de calor e inversamente proporcional à velocidade do gás de trabalho no regenerador, mas sendo mesmo que o valor do dito coeficiente aumenta com a velocidade de rotação do motor, sua taxa de crescimento diminui. No entanto, a taxa de crescimento da velocidade do gás é constante com o aumento da

velocidade de rotação do motor, gerando um comportamento descendente na eficiência do regenerador com o aumento da velocidade do motor.

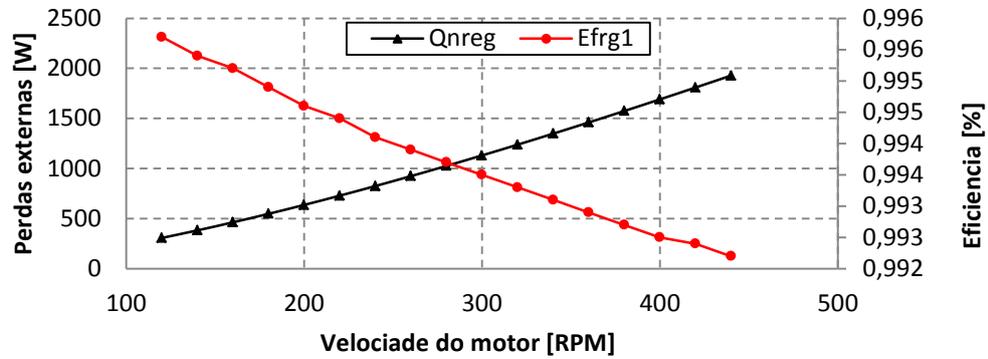


Figura 5-12. Variação das perdas de calor externas e eficiência do regenerador em função da velocidade de rotação do motor.

A Figura 5-13 mostra as quantidades de calor de entrada e saída no motor em função da velocidade de rotação do mesmo. A entrada de calor ( $Q_{en}$ ) aumenta, em teoria, até um ponto máximo onde as perdas de carga igualam os requisitos de entrada de calor, enquanto que a saída de calor ( $Q_{sa}$ ) continua a aumentar.

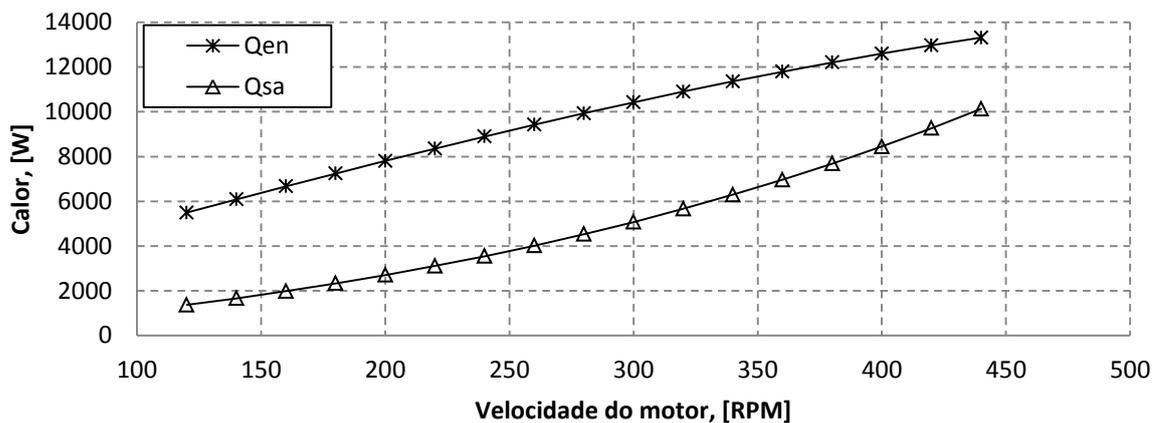


Figura 5-13. Variação do calor de entrada e calor de saída do motor em função da velocidade de rotação.

A variação de massa do gás de trabalho nas cinco câmaras é mostrada na figura 5-14. A maior quantidade de massa se apresenta no trocador de calor quente devido a seu volume, entanto que por sua alta temperatura, se comparada com as outras câmaras, deixa a câmara de

expansão com a menor quantidade de massa média no motor. Os subíndices  $e, h, r, k$  e  $c$  referem-se às câmaras de expansão, aquecimento, regenerador, resfriamento e compressão respectivamente, mestras que  $M$  se refere a massa total contida no motor.

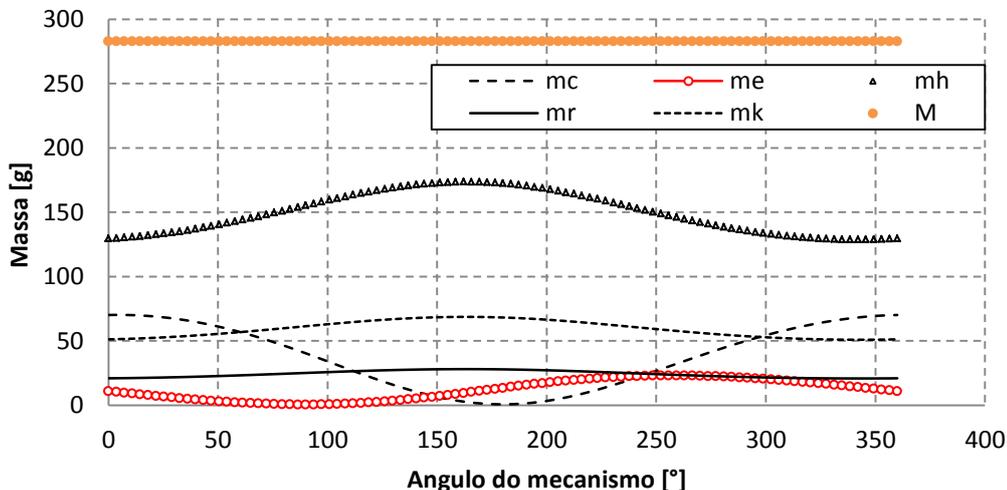


Figura 5-14. Variação da massa nas câmaras do motor em função do ângulo do mecanismo biela-manivela.

Com o objetivo de caracterizar e priorizar as causas que geram as maiores perdas de potência no motor, para focar a posterior otimização, se aplica uma metodologia baseada em diagramas de Pareto ou diagramas 20-80. Esta metodologia basicamente consiste em identificar as maiores causas da perda de potência do motor e sobre estas fazer uma caracterização mais detalhada, chegando desta forma à principal causa da perda de potência no motor.

A continuação, na figura 5-15 se apresenta a distribuição de perdas de energia no motor. A queda de potência do motor causada pelas perdas de carga se situa no primeiro lugar com uma porcentagem de 35% do total das perdas, seguida pelas perdas de calor, efeito das trajetórias no trocador de calor quente, perdas mecânicas e perdas por histereses com 25, 24, 16, 0,0005% das perdas totais respectivamente. Pode-se ver também que 84% das perdas em tudo o motor são causadas pelas perdas de carga, perdas de calor e os efeitos de trajetórias. Quanto a estas últimas perdas, devido que para sua ocorrência se requerem condições geométricas e dinâmicas de todo o trocador de calor quente, não serão subdivididas para sua análise.

As perdas mecânicas, além de não serem tão grandes como as três anteriores, são inerentes ao mecanismo de biela-manivela, e as perdas por histerese são muito baixas, pelo que estas duas últimas não se incluíram numa caracterização de perdas mais detalhada.

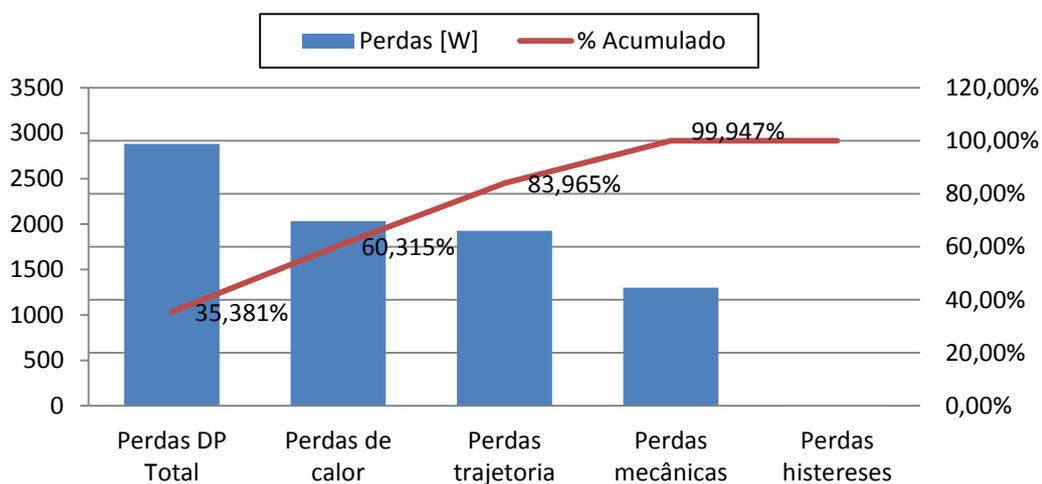


Figura 5-15. Distribuição de perdas de energia no motor.

Identificadas as maiores causas de perdas de potência no motor, procede-se a caracterizá-las de maneira mais detalhada. Desta forma, a primeira causa se subdivide para encontrar os equipamentos que geram a maior quantidade de perdas de carga. Da figura 5-16 pode-se concluir que o equipamento que apresenta maiores perdas de carga é o regenerador seguido pelo trocador de calor frio, acumulado nestes dois mais de 85% das perdas.

As perdas no regenerador não se podem subdividir devido sua configuração compacta. Por este motivo, e pelos objetivos desta caracterização de perdas, uma análise mais profunda neste equipamento não é necessária. O contrário acontece com o trocador de calor frio donde se subdividirá as perdas de carga locais e perdas de carga distribuídas para serem analisadas.

As perdas de carga no trocador de calor quente, mesmo não sejam tão grandes como as duas anteriores, se caracterizaram mais profundamente dada à importância deste equipamento e a particularidade geométrica do mesmo. As restantes perdas de carga não serão analisadas com mais profundidade por sua baixa contribuição à perda de carga total.

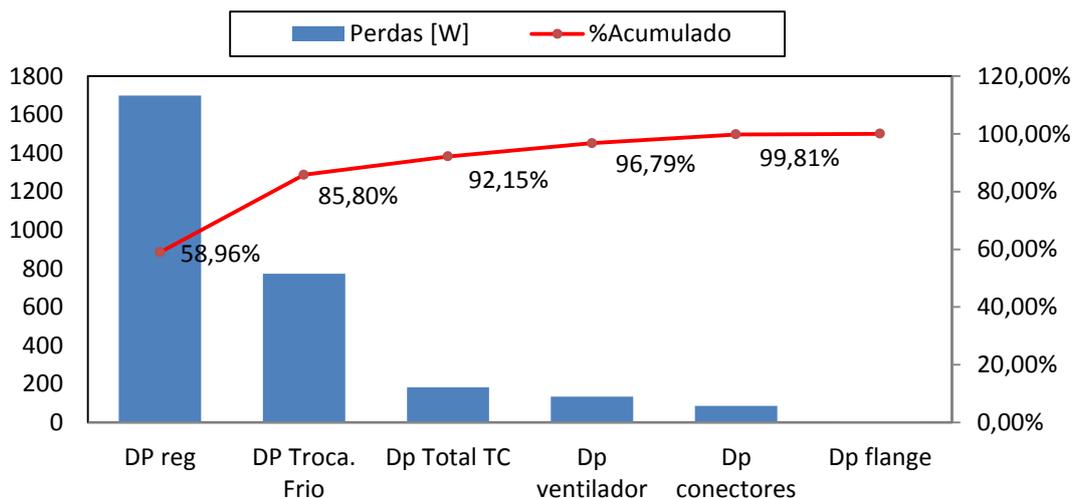


Figura 5-16. Distribuição de perdas de carga no motor.

As perdas de carga no trocador de calor frio se subdividem em perdas locais e perdas de carga distribuídas. As perdas de carga locais são evidentemente as maiores com 94% do total de perdas de carga neste equipamento, isto é devido a que nesta perda se incluem os efeitos da entrada e saída do gás de trabalho aos tubos do trocador mais os feitos de entrada nos tubos conectores. Sendo este último o que mais produz perda de carga (figura 5-17).

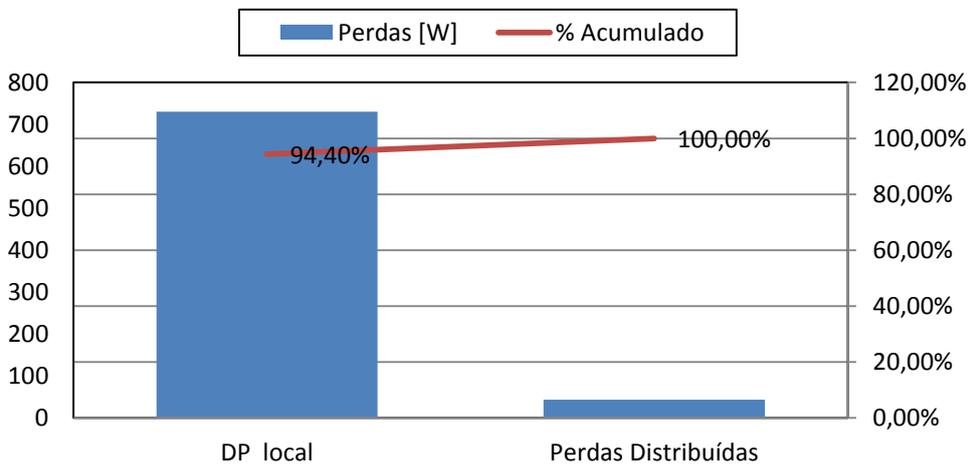


Figura 5-17. Distribuição de perdas de carga no trocador de calor frio.

A continuação se apresenta a caracterização das perdas de carga no trocador de calor quente. As principais, com mais de 86% das perdas de carga neste equipamento, acontecem no coletor de entrada, seguidas pelas perdas locais do arranjo tubos verticais (v)-tubos

horizontais (h) e pelas perdas no coletor de saída. Não entanto, as perdas de carga distribuídas são consideradas baixas se comparadas com as duas primeiras.

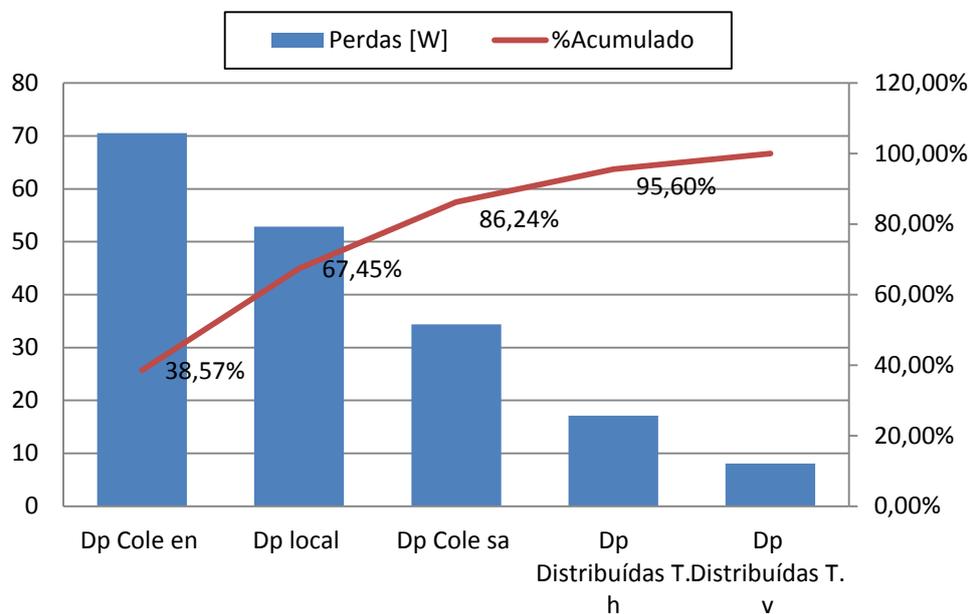


Figura 5-18. Distribuição de perdas de carga no trocador de calor quente.

Seguindo com a metodologia para caracterizar as perdas no motor, a continuação apresenta as perdas de calor. Na figura 5-19 pode-se visualizar que 84% das perdas se apresentam por regeneração não ideal ou perdas externas, condução no cilindro de expansão e condução no cilindro que contem o regenerador. Entanto a condução no pistão de expansão, condução shuttle e condução nas malhas regeneradoras não chegam a contribuir com mais de 16%.

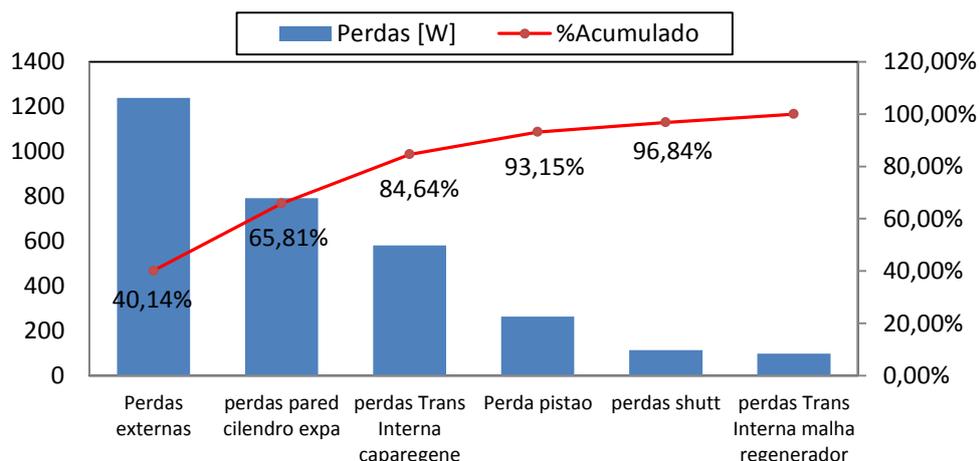


Figura 5-19. Distribuição de perdas de calor no motor.

Das figuras 5-15 a 5-19 pode-se visualizar a importância de uma projeção adequada do regenerador, sendo que nele se apresentam as maiores perdas de carga e de calor. Além disso, a melhora de uma destas duas perdas prejudica à outra. Outro foco importante de perdas de carga no motor é o espaço que existe entre o trocador de calor frio e os tubos conectores, entando que no trocador de calor quente as perdas de carga não são significativas, mas os efeitos de trajetória que nele se apresentam o colocam como outro alvo para melhorar.

## **6 OTIMIZAÇÃO DA POTÊNCIA E EFICIÊNCIA DO MOTOR STIRLING AMAZON.**

No capítulo anterior foi demonstrado que existe uma grande quantidade de perdas de carga e térmicas no motor Stirling Amazon, em especial no regenerador e no trocador de calor frio, sendo a maioria delas devidas a geometria particular deste motor. Por tal motivo neste capítulo se propõe uma série de variações na geometria para diminuir as mencionadas perdas e maximizar a potência de saída e a eficiência, mantendo as suas características inovadoras com que foi projetado inicialmente.

Os problemas de otimização consistem em encontrar uma ou várias soluções que maximizem ou minimizem uma ou várias funções. Em relação ao número de funções a otimizar, estes processos podem-se considerar com monoobjetivo, para o caso de um objetivo, e multiobjetivo para o caso de mais de um objetivo. No caso particular do motor Stirling Amazon, a interesse é maximizar dois objetivos contraditórios que são a eficiência e sua potência de saída.

A técnica utilizada nesta otimização é baseada em algoritmos evolutivos multiobjetivos (MOEAs). Sendo que neste trabalho são utilizados os MOEAs MOGA II e NSGA II, descritos no capítulo 2, e que são duas das alternativas oferecidas pelo software especializado modeFRONTIER<sup>®</sup> utilizado como ferramenta para esta otimização. Este software de integração de processos e otimização, é capaz de governar outros softwares comumente utilizados em engenharia, incluso o Visual Fortran<sup>®</sup> utilizado para codificar o modelo matemático desenvolvido neste trabalho.

O primeiro passo na otimização foi definir o fluxograma do processo onde foram colocadas todas as variáveis que afetam o desempenho do motor, o MOEA, o modelo matemático e as funções a otimizar como mostrado na figura 6-1.

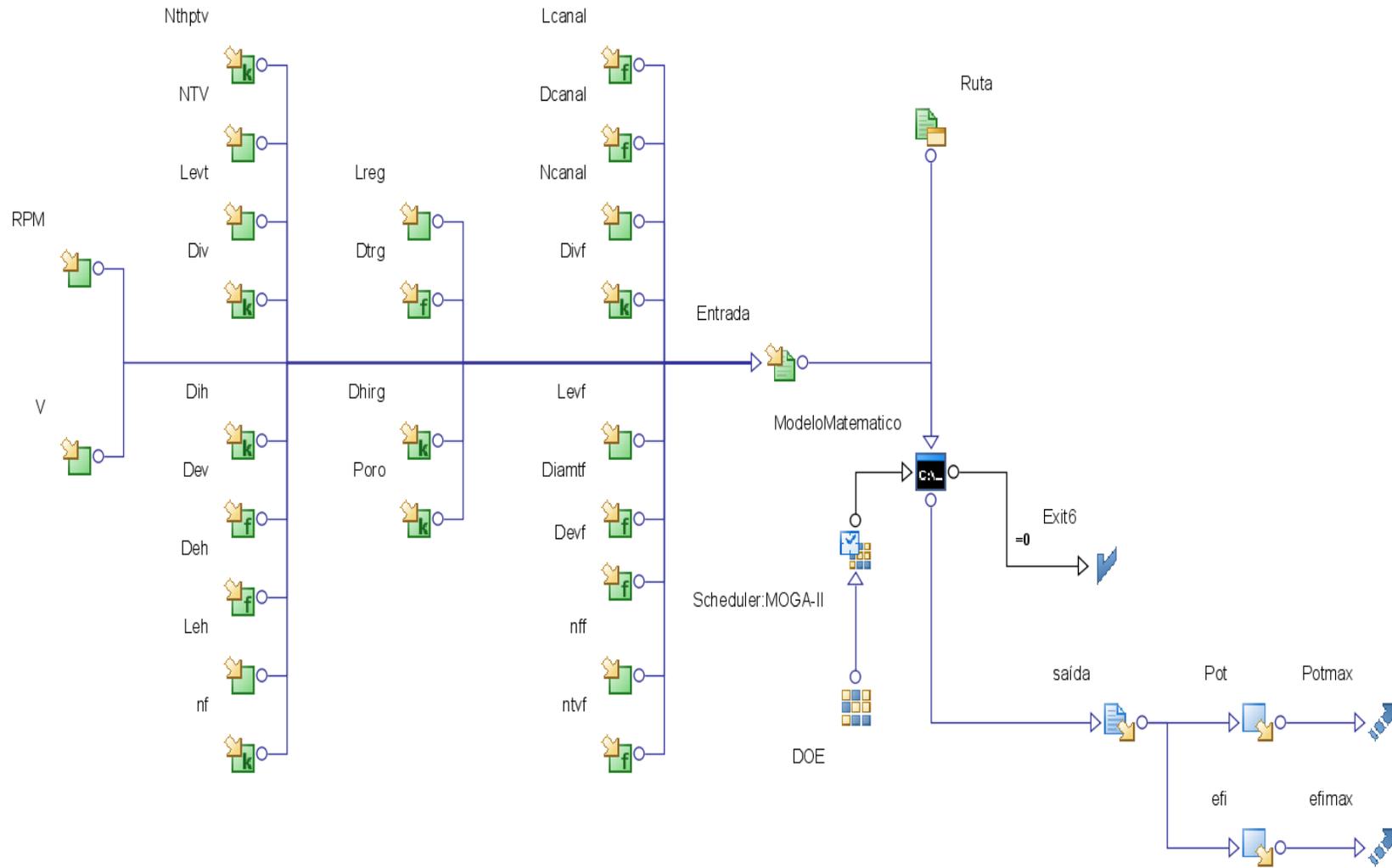


Figura 6-1. Fluxograma do processo de otimização.

No segundo passo são estabelecidas as faixas e quantidade de valores que pode ter cada variável (Tabela 6-1). Neste passo se consideraram as limitações de fabricação, conservação das características inicialmente projetadas e existência de materiais em estoque. Um exemplo desta última é a existência de quantidade suficiente de tubos e malha regeneradora para a construção dos trocadores de calor e regenerador de um segundo protótipo, permitindo colocar estes valores como constantes. Neste mesmo passo, são definidas as variáveis dependentes, como é o caso, por exemplo, do comprimento dos tubos conectores que estão em função dos comprimentos dos trocadores de calor e regenerador. Desta forma, foram definidas nove variáveis de decisão, oito variáveis dependentes destas, e sete outras variáveis constantes. Foram definidas como funções objetivo: a máxima eficiência e a máxima potência de saída do motor. Na figura 6-2 é mostrada a nova configuração do trocador de calor quente, sendo que neste vai-se otimizar a quantidade e comprimento dos tubos verticais e horizontais.

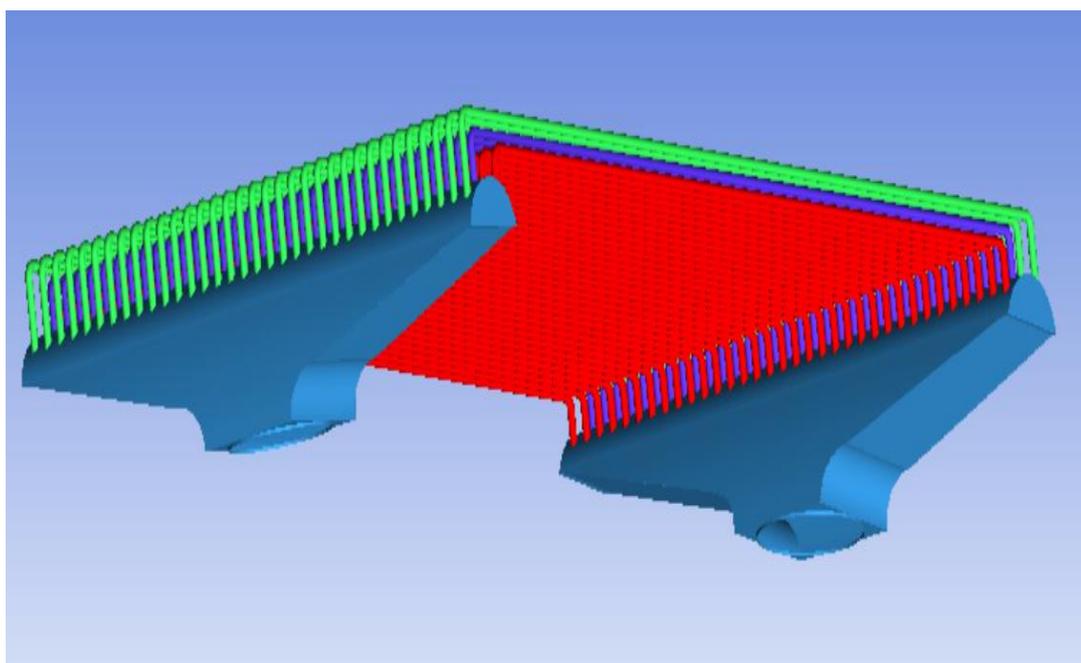


Figura 6-2. Nova configuração geométrica do trocador de calor quente.

Tabela 6-1. Variável de decisão, relação das variáveis dependentes e os valores das constantes.

Variável de decisão				Variável dependente			Constante	
	Faixa	Intervalos	#		Função		Valor	
<b>RPM</b> Velocidade de rotação [rpm]	300-1000	20	36	<b>Dev</b> Diâmetro ext. tubos verticais [m]	$Div+0,004$	<b>Nthptv</b> Número de tubos horizontais por tubo vertical [-]	1	
<b>V</b> Velocidade do gás de exaustão [m/s]	5-20	0,5	31	<b>Deh</b> Diâmetro ext. tubos horizontais [m]	$Dih+0,004$	<b>Div</b> Diâmetro int. dos tubos verticais [m]	0,005	
<b>NTV</b> Número de tubos verticais [-]	100-200	1	101	<b>Dtrg</b> Diâmetro do regenerador [m]	$nff*(Divf+0,008)$	<b>Dih</b> Diâmetro int. dos tubos horizontais [m]	0,005	
<b>Levt</b> Comprimento dos tubos verticais [m]	0,05-1	0,01	6	<b>Lcanal</b> Comprimento dos tubos conectores [m]	$1,34-(Leh+Lreg+Levf)$	<b>Nf</b> Número de filhas verticais no trocador de calor quente [-]	3	
<b>Leh</b> Comprimento tubos horizontais [m]	0,5-0,8	0,01	31	<b>Dcanal</b> Diâmetro dos tubos conectores [m]	$0,144/Ncanal$	<b>Dhrg</b> Diâmetro de fio da malha regeneradora [m]	0,0001	
<b>Lreg</b> Comprimento do regenerador [m]	0,05-0,15	0,01	11	<b>Diamtf</b> Diâmetro trocador de calor frio [m]	$nff*(Divf+0,008)$	<b>Poro</b> porosidade do regenerador [%]	69	
<b>Ncanal</b> Número de tubos conectores [-]	6-1	1	6	<b>Devf</b> Diâmetro ext. tubos trocador de calor frio [m]	$Divf+0,004$	<b>Divf</b> Diâmetro int. dos tubos do trocador de calor frio [m]	0,005	
<b>Levf</b> Comprimento tubos trocador frio [m]	0,2-0,5	0,01	31	<b>Ntvf</b> Número de tubos no trocador de calor frio [-]	$nff*nff$			
<b>Nff</b> Número de filhas no trocador frio [-]	9-14	1	6					

**2,57E11**

No terceiro passo desta otimização é preenchido o espaço de busca (primeira geração), colocados os parâmetros dos MOEA como mostrado na tabela 6-2, e logo são feitas rodadas para gerar os ótimos de Pareto (ver figura 6-3). Neste passo, com o objetivo de ter uma primeira população uniforme, é utilizado o algoritmo determinístico SOBOL na sua geração.

Tabela 6-2. Parâmetros dos MOEAs

Operador	NSGA II	MOGA II
<i>Número de gerações</i>	500	500
<i>Prob. Cruzamento dirigido</i>	0,6	0,6
<i>Prob. De seleção</i>	-	0,08
<i>Prob. De mutação</i>	0,2	0,2
<i>Rela. mutação na corrente ADN</i>	-	0,05

A seguir mostram-se os resultados obtidos de cada uma das rodadas. Estes resultados representam os indivíduos ou soluções não dominadas de cada um dos MOEAs utilizados, apresentando assim, as fronteiras de Pareto (ver figura 6-3).

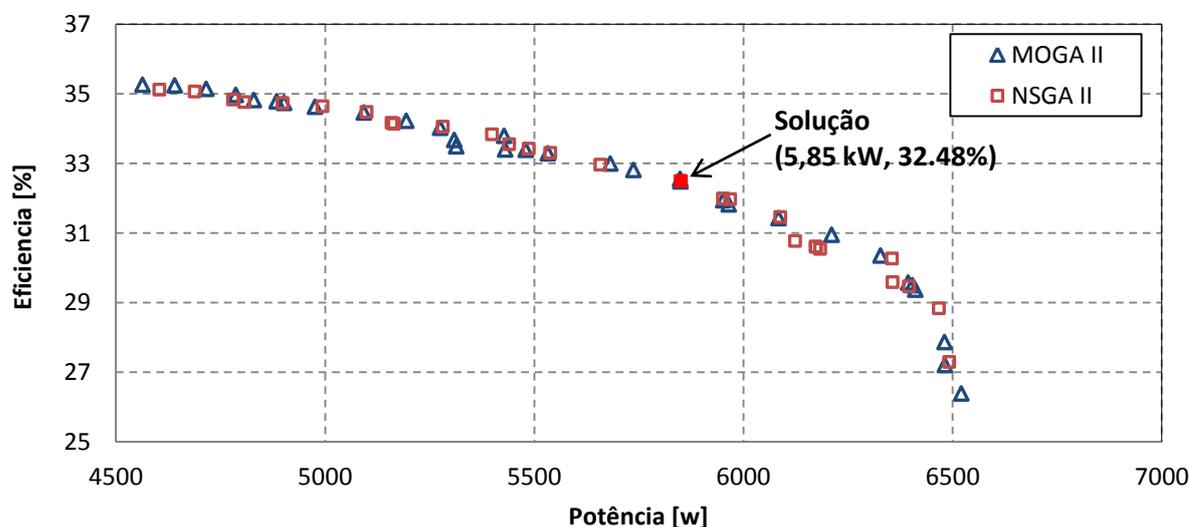


Figura 6-3. Fronteiras de Pareto para os dois MOEAs utilizados na otimização.

No quarto passo é selecionado o melhor entre todos os projetos que conformam cada uma das fronteiras de Pareto. Na figura 6-3, pode-se ver que as duas fronteiras quase se superpõem uma na outra, podendo-se tomar qualquer delas para selecionar o melhor indivíduo

ou projeto. Mas neste trabalho faz-se uma escolha de forma independente para cada fronteira utilizando o critério de “MaxMin” que é explicado a seguir.

Cada solução  $F(x_i)$  da fronteira de Pareto se apresenta como um conjunto de pares  $(Pot(x); Efi(x))$  sendo, para o caso particular do motor Stirling,  $Pot(x)$  a potência de saída e  $Efi(x)$  sua eficiência. Segundo Dominguez (2000) o primeiro é fazer a normalização dos pares  $(Pot(x); Efi(x))$  com a seguinte expressão:

$$\left( \frac{Pot_{Min}-Pot(x)}{Pot_{min}-Pot_{max}}, \frac{Efi_{Min}-Efi(x)}{Efi_{Min}-Efi_{Max}} \right) \quad (59)$$

Sendo  $PotMax$  e  $EfiMax$  os valores máximos da potência de saída e eficiência respectivamente, e  $PotMin$  e  $EfiMin$  os valores mínimos da potência de saída e eficiência respectivamente.

A normalização conduz a um par  $(1,1)$  ideal onde se apresenta uma potência de saída máxima com máxima eficiência  $(pot_{Max}, Efi_{Max})$  e a um par  $(pot_{Min}, Efi_{Min})$  indesejável onde tanto a potência de saída e a eficiência são mínimas. Finalmente, nestes pares normalizados se aplica o critério “MaxMin” para obter uma solução.

$$\max \left\{ \min_{x(i)} \left( \frac{Pot_{Min}-Pot(x)}{Pot_{min}-Pot_{max}}, \frac{Efi_{Min}-Efi(x)}{Efi_{Min}-Efi_{Max}} \right) \right\} \quad (60)$$

Na tabela 6-3, mostram-se os resultados da aplicação deste critério para selecionar uma boa solução.

Tabela 6-3. Aplicação do critério “MaxMin” para a escolha do projeto

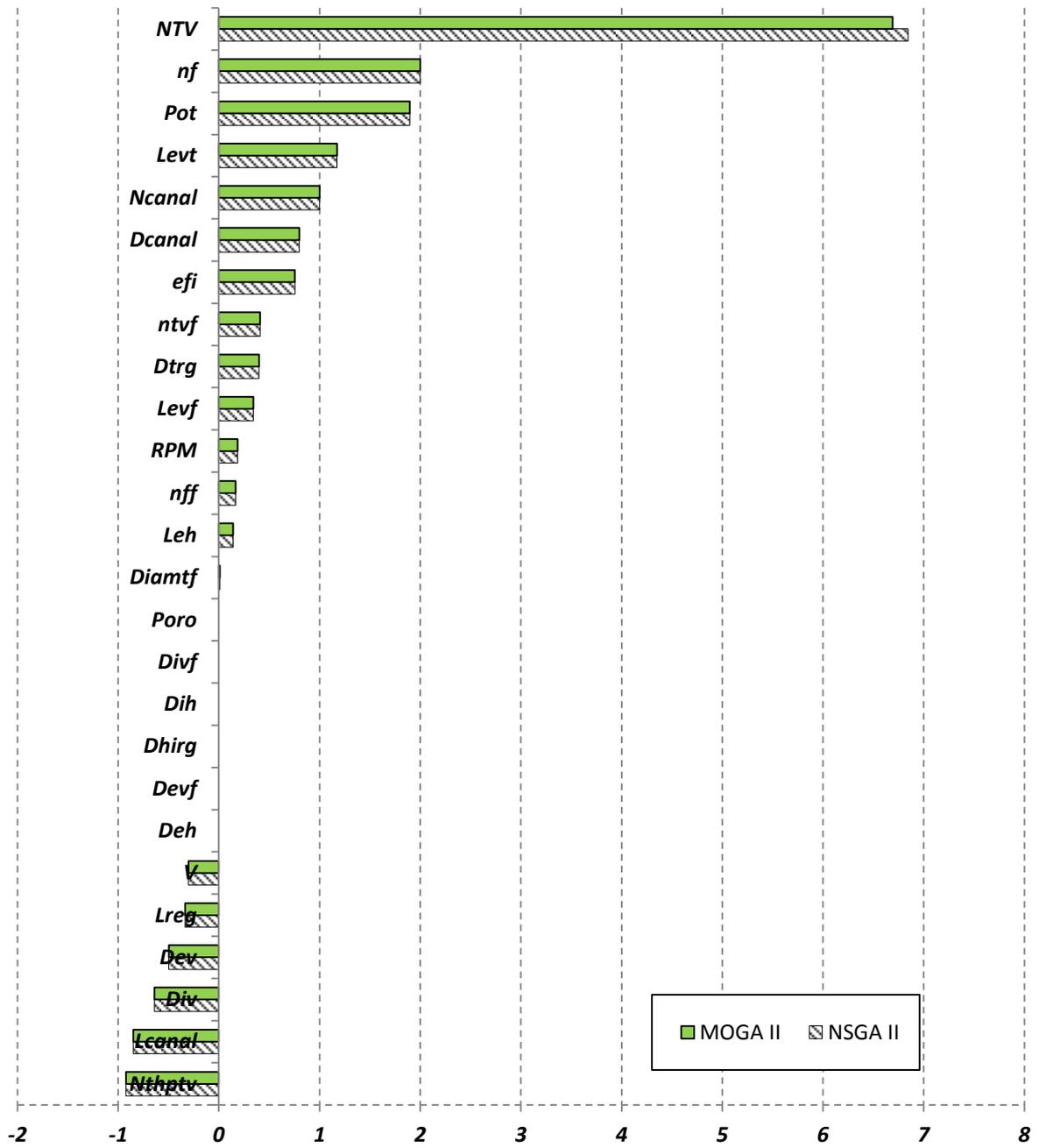
<b>MOGA II</b>				
Pot. [W]	Efi. [%]	$Pot_{Min} - Pot(x)$	$Efi_{Min} - Efi(x)$	Mínimo
		$Pot_{min} - Pot_{max}$	$Efi_{Min} - Efi_{Max}$	
<b>6521,15</b>	26,39	1	0	0
<b>6482,053</b>	27,21	0,980025	0,092446	0,092446
<b>6481,184</b>	27,87	0,979581	0,166855	0,166855
<b>6410,863</b>	29,37	0,943653	0,335964	0,335964
<b>6404,453</b>	29,5	0,940378	0,35062	0,35062
<b>6394,321</b>	29,57	0,935201	0,358512	0,358512
<b>6328,397</b>	30,35	0,901519	0,446449	0,446449
<b>6211,57</b>	30,95	0,841831	0,514092	0,514092
<b>6084,505</b>	31,43	0,776911	0,568207	0,568207
<b>5965,508</b>	31,82	0,716113	0,612176	0,612176
<b>5952,409</b>	31,94	0,709421	0,625705	0,625705
<b>5850,158</b>	<b>32,48</b>	<b>0,657179</b>	<b>0,686584</b>	<b>0,657179</b>
<b>5848,874</b>	32,55	0,656523	0,694476	0,656523
<b>5737,641</b>	32,81	0,599693	0,723788	0,599693
<b>5681,932</b>	32,99	0,57123	0,744081	0,57123
<b>5532,879</b>	33,29	0,495076	0,777903	0,495076
<b>5479,813</b>	33,39	0,467964	0,789177	0,467964
<b>5430,67</b>	33,4	0,442856	0,790304	0,442856
<b>5428,379</b>	33,79	0,441686	0,834273	0,441686
<b>5313,415</b>	33,49	0,382949	0,800451	0,382949
<b>5308,936</b>	33,67	0,38066	0,820744	0,38066
<b>5274,955</b>	34,02	0,363299	0,860203	0,363299
<b>5194,805</b>	34,22	0,322349	0,882751	0,322349
<b>5092,874</b>	34,46	0,270271	0,909808	0,270271
<b>4976,019</b>	34,63	0,210567	0,928974	0,210567
<b>4902,569</b>	34,74	0,173041	0,941375	0,173041
<b>4884,656</b>	34,78	0,163889	0,945885	0,163889
<b>4829,641</b>	34,82	0,135781	0,950395	0,135781
<b>4786,777</b>	34,97	0,113881	0,967306	0,113881
<b>4716,051</b>	35,14	0,077746	0,986471	0,077746
<b>4640,952</b>	35,24	0,039376	0,997745	0,039376
<b>4563,882</b>	35,26	0	1	0

<b>Máximo</b>		Máximo	<b>0,657179</b>	
<b>6521,15</b>	35,26			
<b>Mínimo</b>				
<b>4563,882</b>	26,39			
NSGA II				
Pot. [W]	Efi. [%]	$\frac{Pot_{Min} - Pot(x)}{Pot_{min} - Pot_{max}}$	$\frac{Efi_{Min} - Efi(x)}{Efi_{Min} - Efi_{Max}}$	Mínimo
<b>6492,513</b>	27,295	1	0	0
<b>6468,17</b>	28,834	0,987105	0,196954	0,196954
<b>6396,731</b>	29,467	0,949261	0,277963	0,277963
<b>6357,212</b>	29,586	0,928326	0,293192	0,293192
<b>6356,218</b>	30,262	0,927799	0,379703	0,379703
<b>6184,267</b>	30,537	0,836711	0,414896	0,414896
<b>6174,487</b>	30,599	0,83153	0,422831	0,422831
<b>6173,712</b>	30,605	0,831119	0,423599	0,423599
<b>6124,309</b>	30,771	0,804949	0,444843	0,444843
<b>6089,013</b>	31,457	0,786251	0,532634	0,532634
<b>5969,214</b>	31,963	0,722789	0,597389	0,597389
<b>5951,911</b>	31,989	0,713623	0,600717	0,600717
<b>5850,252</b>	<b>32,498</b>	<b>0,65977</b>	<b>0,665856</b>	<b>0,65977</b>
<b>5659,441</b>	32,956	0,558691	0,724469	0,558691
<b>5539,253</b>	33,294	0,495023	0,767725	0,495023
<b>5487,458</b>	33,415	0,467585	0,78321	0,467585
<b>5440,993</b>	33,544	0,442971	0,799718	0,442971
<b>5399,764</b>	33,831	0,42113	0,836447	0,42113
<b>5282,293</b>	34,048	0,358901	0,864218	0,358901
<b>5165,209</b>	34,128	0,296878	0,874456	0,296878
<b>5160,099</b>	34,156	0,294171	0,878039	0,294171
<b>5099,771</b>	34,472	0,262213	0,91848	0,262213
<b>4994,972</b>	34,638	0,206697	0,939724	0,206697
<b>4899,152</b>	34,729	0,155937	0,951369	0,155937
<b>4807,935</b>	34,754	0,107616	0,954569	0,107616
<b>4781,105</b>	34,83	0,093403	0,964295	0,093403
<b>4689,236</b>	35,054	0,044737	0,992961	0,044737
<b>4604,785</b>	35,109	0	1	0
<b>6492,513</b>	35,109			

<b>4604,785</b>	27,295		
<b>Máximo</b>		Máximo	<b>0,65977</b>
<b>6492,513</b>	35,109		
<b>Mínimo</b>			
<b>4604,785</b>	27,295		

Desta análise são obtidos dois valores de potências: 5850,158 W e 5850,252W; com eficiências de 32,48 e 32,498 % para MOGAI e NSGAI, respectivamente.

Finalmente, os resultados da otimização são mostrados na tabela 6-4 e sua variação com respeito ao projeto original na figura 6-4.



Variação dos parâmetros do motor otimizado com respeito ao projeto original

Figura 6-4. Variação da geometria do motor otimizado em relação ao motor original.

Tabela 6-4. Características geométricas do motor Stirling Amazon otimizado.

<i><b>Dados gerais do motor</b></i>			
		<i><u>Original</u></i>	<i><u>Otimizado</u></i>
Deslocamento do pistão de compressão	[m]	0,0675	0,0675
Diâmetro pistão de expansão	[m]	0,18	0,18
Deslocamento do pistão de expansão	[m]	0,0675	0,0675
Diâmetro pistão de compressão	[m]	0,18	0,18
Ângulo defase	[°]	90	90
Comprimento do pistão de expansão	[m]	0,10	0,10
Comprimento do pistão de compressão	[m]	0,10	0,10
<i><b>Trocador de calor quente</b></i>			
Comprimento dos tubos verticais	[m]	0,23	0,05
Número de tubos verticais		26	102
Diâmetro interno dos tubos horizontais	[m]	0,004957	0,005
Diâmetro interno dos tubos verticais		0,0139	0,005
Comprimento dos tubos horizontais	[m]	0,7	0,8
Número de tubos horizontais por tubo vertical		13	1
<i><b>Trocador de calor frio</b></i>			
Diâmetro interno dos tubos	[m]	0,005	0,005
Comprimento dos tubos	[m]	0,32	0,43
Número de tubos		139	196
<i><b>Regenerador</b></i>			
Diâmetro de fio da malha regeneradora	[m]	0,0001	0,0001
Porosidade	[%]	68	69
Comprimento do regenerador	[m]	0,12	0,08
Diâmetro do regenerador	[m]	0,13	0,182
<i><b>Tubos conectores lado Frio</b></i>			
Número de tubos		2	4
Diâmetro de cada tubo	[m]	0,02	0,036
Comprimento de cada tubo	[m]	0,20	0,03

A grande mudança no número de tubos verticais ( $NTV$ ) obedece ao fato de admitir o número de tubos horizontais por tubo vertical ( $N_{thptv}$ ) igual á unidade, deixando o valor de  $NTV$  exatamente igual ao número de tubos horizontais. Outra mudança no projeto do motor otimizado que se pode explicar com o fato anterior é a diminuição do valor do diâmetro dos tubos verticais até o valor do diâmetro dos tubos horizontais. Neste mesmo trocador de calor, o número de filas ( $nf$ ) corresponde ao número de filas de tubos verticais alocadas em cada coletor, sendo que para a configuração original este valor é de um, no processo de otimização foi fixado em três, explicando-se desta forma a sua variação. Além das mudanças anteriores, neste trocador o comprimento dos tubos horizontais se incrementou em 10 cm. Estas mudanças neste trocador de calor aumentaram as perdas de carga, mas eliminam os efeitos de trajetórias.

Nos tubos conectores se apresentou uma variação no seu número ( $N_{canal}$ ), diâmetro ( $D_{canal}$ ) e comprimento ( $L_{canal}$ ). A quantidade se incrementou em dobro e o diâmetro aumento em 1,6 cm do diâmetro original, entanto seu comprimento diminui-o 17 cm. Os efeitos desta mudança foram a diminuição das perdas de carga distribuídas e localizadas tanto destes tubos como do trocador de calor frio. Neste mesmo trocador de calor se observou um aumento no comprimento ( $l_{evf}$ ) e quantidade ( $ntvf$ ) dos seus tubos em 11 cm e 57 tubos respectivamente. A velocidade de rotação do motor e a velocidade do gás de exaustão também mudou, de 320 RPM e 10 m/s para 380 RPM e 7 m/s respectivamente.

Se comparadas as perdas geradas pelo motor antes e depois da otimização a uma velocidade de rotação de 380 RPM, pode-se visualizar uma queda nas perdas de carga no regenerador, no trocador de calor frio e nos tubos conectores (Tabela 6-5). A diminuição de perdas no regenerador é devida à redução de seu comprimento, entanto que o aumento no diâmetro e a quantidade de tubos conectores, além da redução do comprimento, provocaram a diminuição das perdas de carga nos outros dois equipamentos.

O aumento das perdas de carga no trocador de calor quente, para velocidade de rotação do motor de 380 RPM, é devido ao aumento da velocidade do gás de trabalho provocado pela diminuição do número tubos horizontais, que mudo de 169 a 102 tubos.

Tabela 6-5. Perdas de carga e térmicas no motor inicialmente projetado e no motor otimizado.

<b>Perdas de carga [W]</b>			
	<b>Original</b>		<b>Otimizado</b>
	<b>320 RPM</b>	<b>380 RPM</b>	<b>380 RPM</b>
Regenerador	1698,948	2766,973	564,912
Trocador de calor frio	773,29	1270,563	594,933
Trocador de calor quente	182,886	307,349	386,782
Pot. No ventilador	133,6743	137,230	343,7119
Tubos conectores	87,0984	130,536	10,8682
Flange	5,468	9,069	9,669
<b>Perdas térmicas [W]</b>			
Perdas externas	1238,488	1574,48	1895,587
Câmara do regenerador	580,8437	575,23	1262,706
Câmara de expansão	792,21269	789,89	825,673
Pistão de expansão	262,7567	252,192	263,617
Malha regeneradora	97,60669	84,472	259,597
Shuttle	113,6257	100,979	160,703

Outra perda de carga que aumentou na otimização é a originada na parte externa do trocador de calor quente ou potência consumida pelo ventilador. Este aumento é devido a que, no modelo matemático, a área transversal da capa ou carcaça por donde escoo o gás de exaustão, depende da configuração do trocador de calor quente, desta forma ao diminuir o comprimento dos tubos verticais no motor otimizado, a área transversal antes mencionada fica aproximadamente da mesma dimensão da área transversal ocupada pelos coletores, aumentando assim as perdas de carga. No caso do flange se pode considerar que os valores das perdas de carga permaneceram constantes.

Devido que a espessura da câmara do regenerador permaneceu igual à do motor original, o aumento do diâmetro deste acrescentou a área efetiva de transferência de calor nesta peça, favorecendo assim, a perda de calor interna. Além disso, a diminuição do comprimento do regenerador e o aumento da diferença de temperatura entre os lados quente e frio do motor favorecem também as mencionadas perdas de calor. Estes dois últimos fatos e o aumento da área efetiva de transferência de calor justificam o aumento das perdas de calor na malha regeneradora. Entanto que o aumento das perdas de calor na câmara de expansão, pistão de expansão e shuttle são ocasionadas pelo aumento da diferença de temperatura entre os lados quente e frio do motor.

## 7 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Neste capítulo são mostradas as conclusões e recomendações para trabalhos futuros.

Neste trabalho foi desenvolvido um modelo matemático de segunda ordem ajustado à geometria particular do motor Stirling Amazon, podendo-se adaptar a qualquer motor Stirling tipo alfa. Este modelo proporciona informação de potência de saída, fluxos de calor de entrada e saída e eficiência do motor, levando em conta as perdas de carga, perdas de calor e variação de temperaturas dos fluidos que interagem no motor, em função de sua velocidade de rotação. Os resultados deste modelo matemático são obtidos com menor esforço computacional devido a sua rápida convergência.

O modelo matemático foi ajustado nos seus coeficientes de transferência de calor por convecção, coeficientes de atrito e fatores de perdas localizadas, em cada um dos componentes do motor, utilizando o software ANSYS CFX<sup>®</sup>. Neste processo de ajuste foi aplicada uma metodologia para separar as perdas de carga distribuídas das perdas localizadas, atingindo correlações aceitáveis entre os resultados do modelo matemático e os da simulação com CFX.

Os resultados da simulação com CFX permitiram visualizar o comportamento dos fluidos que interagem no motor e evidenciar seu volume morto, as perdas de carga no motor e o efeito da trajetória no trocador de calor quente. Além disso, a análise com CFX permitiu identificar as regiões onde se apresentam recirculação de gás e seu efeito no desempenho do motor e, mediante contornos de temperatura, permitiu estabelecer as distribuições de temperatura nas superfícies dos trocadores de calor.

Diferenças na potência de saída e temperatura de saída do gás de exaustão entre os dados experimentais e os obtidos pelo modelo matemático de 141,3 W e 52,3 °C respectivamente permitem avaliar os resultados do modelo matemático aplicado no motor Stirling Amazon como aceitáveis.

Com os dados experimentais do motor Stirling projetado pelo Joanneum Research obtidos de Podesser (2011) e Zeiler *et al* (2007) foi testado o modelo matemático, conseguindo reproduzir de forma aceitável aqueles dados experimentais. Sendo que em ambos os casos a diferença de potência de saída, entre os valores calculados pelo modelo matemático e os dados experimentais estão abaixo de 176,3 W.

O modelo matemático desenvolvido permitiu estabelecer que 35% das perdas do motor Stirling Amazon são devidas às perdas de carga, seguidas pelas perdas de calor com um 25%, as perdas pelo efeito de trajetória no trocador de calor quente com um 24% e as perdas mecânicas com 16%, enquanto as perdas por histereses são insignificantes. Dentro das perdas de carga as mais significativas se apresentam no regenerador e no trocador de calor frio. O comprimento do regenerador explica sua alta eficiência e sua grande perda de carga, entanto que as perdas no trocador de calor frio são devidas as perdas de carga localizadas no espaço contido entre o trocador e os tubos conectores. As perdas de carga no trocador de calor quente, com uma porcentagem da perda de carga total no motor de 6,4%, não são muito grandes se comparadas com as perdas no regenerador e no trocador de calor frio, mas este equipamento apresenta o efeito de trajetória que diminui a potência de saída do motor em 1.926 W.

As perdas externas se apresentam como as mais importantes perdas de calor com 40% das perdas térmicas, que representam 1.238 W. Entretanto, as perdas de calor menos relevantes são as de Shuttle e apresentadas pela diferença de temperatura na malha regeneradora.

A potência de saída e a eficiência do motor foram otimizadas mediante técnicas multiobjetivos. O modelo matemático desenvolvido foi integrado ao software modeFRONTIER® para gerar um conjunto de projetos otimizados ou ótimos de Pareto entre os quais se selecionou um destes projetos utilizando o critério de “MaxMin”. Como resultado da otimização, conseguiu-se um novo projeto do motor com potência de saída de 5.850 W e uma eficiência de 32,48%, sendo 2.150 W abaixo do inicialmente projetado. Porém, nesta nova configuração do motor Amazon, conservam-se suas características de baixos níveis de incrustação na parte externa do trocador de calor quente e se eliminam os efeitos de trajetória neste trocador, mas para alcançar isto foi

necessário manter o volume morto dos coletores. É importante mencionar que o projeto selecionado é um entre os 32 possíveis projetos que apresentam ótimo desempenho, podendo-se escolher qualquer um deles em função de necessidades específicas de potência de saída e eficiência.

Uma observação a ressaltar é que o modelo matemático desenvolvido pode-se adaptar para simular o comportamento de outras configurações como a tipo beta e gama.

Devido a que, no início desta investigação avarias foram apresentadas no primeiro protótipo do motor Stirling Amazon, a validação do modelo matemático foi feita com dados obtidos de um único teste neste motor e com dados de testes encontrados na literatura do motor 3000 W projetado pelo Joanneum Research. O anterior pode-se considerar como uma limitação deste trabalho já que o modelo matemático foi construído e ajustado especificamente para o motor Amazon. Neste aspecto pode-se citar como exemplo que o modelo matemático permite, entre outras de suas características, simular o desempenho deste motor em particular com três diferentes gases de trabalho e ambos os casos de validação utiliza-se só um gás de trabalho.

Outra das limitações deste trabalho foi a baixa capacidade computacional. As simulações com CFX do motor Stirling Amazon foram restringidas a um número máximo de oito milhões de nós, forçando desta forma a realizar uma análise independente de cada componente do motor.

Ainda como trabalho futuro propõe-se a construção do segundo protótipo do motor Stirling Amazon com as variações propostas neste trabalho, desta forma se poderá fazer uma validação mais profunda do modelo matemático desenvolvido. Além disso, se propõe fazer as modificações necessárias para que o modelo matemático possa simular o comportamento das configurações tipo beta e gama de motores Stirling.

Propõe-se fazer um estudo ou avaliação econômica e ambiental ou análise de ciclo e vida para o projeto selecionado neste trabalho em função das características geográficas e ambientais do local específico aonde ele vai se instalar.

A análise das malhas regeneradora com CFD permitiu obter a variação de temperatura, fluxos de calor e perda de carga nelas, dados estes que são difíceis de obter de forma experimental. Desta forma propõem-se como trabalho futuro um estudo transiente detalhado destas malhas com diferentes configurações geométricas, utilizando ferramentas CFD, para redefinir as equações existentes na atualidade para o estudo de regeneradores.

Uma integração entre os softwares ANSYS® e modeFROTIER® permitiria, em teoria, otimizar a geometria dos componentes do motor diretamente, mas com um alto custo computacional. Propõe-se como trabalhos futuros o desenvolvimento desta alternativa procurando custos computacionais razoáveis.

## REFERÊNCIAS

ABBAS, M., SAÏD, N., BOUMEDDANE, B. *Thermal performances of Stirling engine solar driven*. Revue des Energies Renouvelables CICME'08, 2008

ALANNE, K., SÖDERHOLM, N., SIRÉN, K., MORRISON, B. *Techno-economic assessment and optimization of Stirling engine micro-cogeneration systems in residential buildings*. Energy Conversion and Management, 51 2635–2646, 2010

ALBÍSTUR, A., FERNÁNDEZ, J. *Análisis de la absorción de hidrógeno y de su influencia en el comportamiento mecánico de cinco aleaciones férreas*. Revista de Metalurgia, v. 44, n. 2, p. 113 – 128, 2008

ALIABADI, A., THOMSON, M.J., WALLACE, J.S., TZANETAK, T., LAMONT, W., DI CARLO, J. *Efficiency and emissions measurement of a stirling-engine-based residential microcogeneration system run on diesel and biodiesel*. Energy & Fuel, 23-1032-1039, 2009

ALTMAN, A. *Stirling Numerical Analysis Program*, 2010. Disponível em: <<https://sites.google.com/site/snapburner/snappro-1>>. Acesso em: 30 Ago. 2011

ALVARADO, C., HERAZO, I., ARDILA, C., DONOSO, Y. Aplicación de NSGA-II y SPEA-II para la optimización multiobjetivo de redes multicast. Departamento de Ingeniería de Sistemas y Computación. Universidad del Norte, Barranquilla (Colombia). Ingeniería & Desarrollo n. 17 Enero-Junio, 2005. 26 p.

ANDERSEN, S. K., CARLSEN, H., GROVE, P. Numerical study on optimal Stirling engine regenerator matrix designs taking into account the effects of matrix temperature oscillations. *Energy Conversion and Management*, 47 894–908, 2006

ANDERSEN, S. K. *Numerical Simulation of Cyclic Thermodynamic Processes*. Tese de Doutorado. Technical University of Denmark, Copenhagen. 2006.

ANSYS. User's guide. 2010.

ATKINS, E., ELLISON, W., WALKER, G., ZYLSTRA, G. Wood-fired, air-charged, ross-stirling 3 kw power system. *IEEE*, 319-324, 1990.

ATSUSHI, M., JUN, K., YUSUKE, Y., SOUICHIRO, F., NOBORU, K. *The Optimum Design of New Matrixes for the Stirling Engine Regenerator*. In: The 13th International Stirling Engine Conference (ISEC) - 13 (pp. 116-120). Tokyo: Waseda University, 2007

BAIN, R., OVEREND, R. *Biomass for heat and power*. Forest Products Journal, v. 52, 2002

BAÑOS, R. *Metaheurísticas híbridas para optimización mono-objetivo y multi-objetivo*. Paralelización y aplicaciones. Tese de Doutorado. Departamento de Arquitectura de Computadores y Electrónica. Universidad de Almería, Almería. 2006, 256 p.

BARROS, R. *Avaliação teórica e experimental do motor Stirling Solo 161 operando com diferentes combustíveis*. Universidade Federal de Itajubá, 2005

BARROS, R. W., ARADAS, M. E., COBAS, V. R., SILVA, E. *Uso de biomassa como combustível para acionamento de motores Stirling*. In: Encontro de energia no meio rural, 5., 2004, Campinas. Proceedings online... Available from: <[http://www.proceedings.scielo.br/scielo.php?script=sci\\_arttext&pid=MSC000000022004000200060&lng=en&nrm=abn](http://www.proceedings.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=MSC000000022004000200060&lng=en&nrm=abn)>. Access on: 08 Nov. 2012.

BASSAM, E. *Renewable energy for rural communities*. Renewable Energy, 24-401–408, 2001

BATMAZ, I., USTUN, S. *Design and manufacturing of a V-type Stirling engine with double heaters*. Applied Energy, 85,1041–1049, 2008

BAUMÜLLER, A., LUFT, S. *Serial production of Stirling Engines, State of the art and difficulties*. Internationales Stirling Forum. Osnabruck, 2006

BETTS, B. *A stirling idea*. Engineering & technology, pp. 58-60, 2010

BIOS BIOENERGIESYSTEME GmbH. *Description of the biomass CHP technology based on Stirling engines*. 2011. Disponível em <<http://www.bios-bioenergy.at/en/electricity-from-biomass/stirling-engine.html>>. Acesso em: 18 Ago. 2011

BIOTECHSECTOR. *Stirling engine*. 2011. Disponível em <<http://biotechsector.com/stirling-engine/biofuels/>>. Acesso em: 19 Ago. 2011

BONNET, S. *Moteurs thermiques à apport de chaleur externe: étude d'un moteur Stirling et d'un moteur Ericsson*. Tese de Doutorado, Université de Pau et des Pays de l'Adour, 2005.

BOTTER, R., COSSO, R. *Stirling engine gamma type + permanent magnet enerator*. Génova: Faculdade de Engenharia da Universidade de Génova, 2009

BRIDGWATER, A. *Renewable fuels and chemicals by thermal processing of biomass*. Chemical Engineering Journal, 91 87–102, 2003

BÜCHE, D. *Multi-objective evolutionary optimization of gas turbine components*. Tese de Doutorado. Swiss Federal Institute of Technology Zürich, 2003. 222 p.

CAIRELLI, J.E., GENG, S.M., SKUPINSKI, R.C. *Results from baseline tests of the spre i and comparison with code model predictions*. IECEC 24th Conf. Proc. / (NASA report). 1989 14p.

CALIFORNIA ENERGY COMMISSION. *Appendix B Solar Stirling Engine*. 2008. Disponível em: <[http://www.energy.ca.gov/sitingcases/calicosolar/documents/applicant/afc/volume\\_02/MASTER\\_Appendix%20B.pdf](http://www.energy.ca.gov/sitingcases/calicosolar/documents/applicant/afc/volume_02/MASTER_Appendix%20B.pdf)>. Acesso em: 12 mai. 2011.

CAMPOS, M. *Modelagem, simulação e otimização numérica e experimental de sistemas de resfriamento de equipamentos eletrônicos e motores stirling*. Tese de Doutorado. Engenharia de Processos Térmicos e Químicos. Universidade Federal do Paraná., 2004.

CAMPOS, M. VARGAS, J.V.C., ORDONEZ, J.C. *Thermodynamic optimization of a Stirling engine*. Energy v. 44 902 – 910, 2012

CARLINI, M., ABENAVOLI, R., RUDZINSKA, K., KORMANSKI, H. *Dimensionless Analysis of Stirling using Optimization Methods*. In: The 14th International Stirling Engine Conference and Exhibition, Netherlands, 2009

CARLSEN, H. *40 kW Stirling engine for solid fuel*. IEEE, 0-7803-3547-3-7, 1996

CARLSEN, H., BOVIN, J. *Analytical expression for an optimised link bar mechanism for a beta-type Stirling engine*. In: The 13th International Stirling Engine Conference (ISEC) - 13. Tokyo: Waseda University, 2007. p. 91-95

CARRASCO, R. *Otimização no co-processamento de resíduos na indústria do cimento envolvendo custos, qualidade e impacto ambiental*. Tese de Doutorado. Programa de pós-graduação em Engenharia Mecânica. UNIFEI, Itajubá. 2005. 194 p.

ÇENGEL Y. *Transferencia de calor y masa*. 3ª edición. Mc Graw Hill. 901 p., 2007.

CHEN, N. C. J., GRIFFIN, F. P. *A Review of Stirling Engine Mathematical Models*. Oak Ridge National Laboratory. Tennessee, 1983

CHIEN, K., LIOU, L. *Patente N° 0112048A1*. 17 de Julho de 2004. Estados Unidos. Oak Ridge National Laboratory – ORNL. Tennessee, 1983.

COELLO, C. *Introducción a la optimización evolutiva multiobjetivo*. Depto. de Lenguajes y Ciencias de la Computación, Universidad de Málaga. Set. 2002. Disponível em: <<http://neo.lcc.uma.es/pdf-charlas/MOEA.pdf>>. Acesso: 6 jul. 2012.

COELLO, C. *Introducción a la Optimización Multiobjetivo Usando Metaheurísticas*. 2005. Disponível em: <<http://elavio2005.uniandes.edu.co/MiniCursosTutoriales/Coello2.pdf>>. Acesso em: 6 jul. 2012.

CORRIA, M., COBAS, V., LORA, E. *Perspectives of Stirling engines use for distributed generation in Brazil*. Energy Policy, 34-3402–3408, 2006

COSTEA, M., FEIDT, M. *The effect of the overall heat transfer coefficient variation on the optimal distribution of the heat transfer surface conductance or area in a stirling engine*. Energy Conversion and Management, 39-No. 16-18-1753-1761, 1998.

DE CASTRO, R. *Otimização de estruturas com multi-objetivos via Algoritmos Genéticos*. Tese. Programas de Pós-Graduação de Engenharia. Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro. 2001, 226 p.

DEB, K. *Evolutionary algorithms for multi-criterion optimization in Engineering Design*. In Proceedings of Evolutionary Algorithms in Engineering and Computer Science, 1999.

DISENCO. *m-CHP Make your own home or small business a power house of energy*. 2011. Disponível em: <<http://www.disenco.com/html/mchp.htm>>. Acesso em: 18 Ago. 2011

DUDA, R. *Optimierung des Regenerators der Stirling-Maschine*. In: *International stirling forum*. Odnabruck, 2006

FORMOSA, F., DESPESSE, F. *Analytical model for Stirling cycle machine design*. Energy Conversion and Management, 51 1855–1863, 2010

GARCÍA, J. P., MAHEUT, J. *Modelos y métodos de investigación de operaciones. Procedimientos para pensar*. 2012. Departamento de Organización de Empresas. Métodos Cuantitativos de Organización Industrial. Disponível em: <<http://personales.upv.es/jpgarcia/LinkedDocuments/modeladomatematico.pdf>>. Acesso em: 2 set. 2012.

GAUN, A., SCHMAUTZER, E. *Biomass-Fuelled Stirling Micro Combined Heat*. IEEE, 429-423, 2007

GIL N. *Algoritmos Genéticos*. Escuela de Estadística. Universidad Nacional de Colombia. Sede Medellín. 27 de Noviembre de 2006.

HALL, B. *Centrica agrees micro-CHP deal with Disenco Energy, 2008*. Disponível em: <<http://www.hvnplus.co.uk/3100842.article>>. Acesso em: 18 Ago. 2011

HARGREAVES, C. *The philips stirling engine*. Amsterdam, London, New York, Tokyo: Elsevier Publishing Company, 1991

HARRISON, J. *Microgeneration*. Modern Power Systems, 2007

HERREROS, A. *Diseño de controladores robustos multiobjetivo por medio de Algoritmos Genéticos*. Tese de Doutorado. Departamento de Ingeniería de Sistemas y Automática. Universidad de Valladolid. Valladolid, 2000. 275p.

HERZOG, S. *Ideal adiabatic simulation of Stirling engines*. 2011. Disponível em : <<http://mac6.ma.psu.edu/stirling/simulations/IdealAdiabatic/index.html>>. Acesso em: 25 jan 2011.

HIRATA, K., IWAMOTO, S. Study on Design and Performance Prediction Methods for Miniaturized Stirling Engine. *Exposion, SAE*, pp. 444-449, 1999

HOLLAND, J. *Adaptation in Natural and Artificial Systems*, University of Michigan Press, Ann Arbor. 1975

HOSHI, A., WAKASHIMA, S., MAEZAWA, K., FUJIMOTO, I., KIKUOKA, Y. Heat and electricity combined utilization system by the practical stirling engine using woody biomass energies. *Journal of Environment and Engineering*, 122-133, 2010

HSU, S.T., LIN, F.Y., CHIOU, J.S. Heat-transfer aspects of Stirling power generation using incinerator waste energy. *Renewable Energy*, 28-59–69, 2003

HUANG, S.C. *A harmonic Analysis program for Stirling Cycle*. IECEC 27th Conf. 47-52

INFINIA. *Infinia Stirling*, 2011. Disponível em <<http://www.infiniacorp.com/>>. Acesso em: 18 Ago. 2011

ISKANDER, T., YOUSSEF, T., SASSI, B.N. *Analysis and design consideration of mean temperature differential Stirling engine for solar application*. In: *The 13th International Stirling Engine Conference* (pp. 284-289). Tokyo: Waseda University, 2007

ISKANDER, T., YOUSSEF, T., SASSI, B.N. *Analysis and design consideration of mean temperature differential Stirling engine for solar application*. *Renewable Energy*, 33-1911–1921, 2008

KARABULUT, H. Dynamic analysis of a free piston Stirling engine working with closed and open thermodynamic cycles. *Renewable Energy*, 36-1704-1709, 2011

KARABULUT, H., YÜCESU, H. S., ÇINAR, C. *Nodal analysis of a Stirling engine with concentric piston and displacer*. *Renewable Energy* v. 31 p. 2188–2197, 2006.

KATSURA, S., OHIWA, N., ISHIKAWA, A., SHIMOJIMA, H., NISHIYAMA, A., MORIYA, Y. Development of small-scale CHP plant with wood powder fueled Stirling engine. In: *The 13th International Stirling Engine Conference*, p. 252-257 Tokyo: Waseda University, 2007

KAYS, W., LONDON, A. *Compact Heat Exchangers*. New York: McGraw-Hill, 1964

KNIGHT, I., UGURSAL, I. Residential Cogeneration Systems: A Review of The Current Technologies. *Annex 42 of the International Energy Agency Energy Conservation in Buildings and Community Systems Programme First published*, 2005.

KONGTRAGOOL, B. WONGWISES, S. *Performance of a twin power piston low temperature differential Stirling engine powered by a solar simulator*. *Solar Energy*, 81, p. 884-895. 2007.

KONGTRAGOOL, B., WONGWISES, S. Investigation on power output of the gamma-configuration low temperature differential Stirling engines. *Renewable Energy*, 30 465–476, 2005

KONGTRAGOOL, B., WONGWISES, S. Thermodynamic analysis of a Stirling engine including dead volumes of hot space, cold space and regenerator. *Renewable Energy*, 31 345–359, 2006

KRAFT UND WÄRME AUS BIOMASSE GMBH (KWB). Correo Electrónico: *Informe de modulo de micro geração*, 20 de maio de 2011. KWB, 2011

KRAITONG, K. *Numerical modelling and design optimisation of Stirling Engines for power production*. School of Computing, Engineering and Information Sciences University of Northumbria at Newcastle. 2012, 233 p.

KUOSA, M. The impact of heat exchanger fouling on the optimum operation and maintenance of the Stirling engine. *Applied Thermal Engineering*, 27-1671–1676, 2007

LANE, W. *Commercialization Status of Free-piston Stirling Machines*. In: 12 International Stirling Forum, p. 101-109. Durham, UK: Kluwer Press, 2005

LANE, W. *Commercialization Status of Free-piston Stirling Machines*. Sunpower, Inc. International Stirling Forum. Athens, Ohio, USA, 2006

LANE, W., BEALE, W. *Future Engine Technology Series*. In: The 9th International Stirling Engine Conference. South Africa, 1999

LUNDQVIST, G. *Stirling cycle heat pumps and refrigerators*. Doctoral thesis. Estocolmo: Institutionen för Mekanisk. The Royal Institute of technology, 1993

MAHKAMOV, K. *Design improvements to a biomass stirling engine using mathematical analysis and 3D CFD modelling*. Journal of energy resources technology. transactions of the ASME, 128-203-215, 2006

MARTIN, T., ARNE, H., TROND, A. *A simulation based interactive multi-criterion strategy for optimizing Stirling-engine designs*. In: The 14th International Stirling Engine Conference and Exhibition, p. 4-10. Netherlands, 2009

MARTINI, W.R. *Stirling engine design manual*. Martini Engineering Publication, 1983

MEIJER, R.J. (1958). *Patente N° 2828601*. Estados Unidos.

MELLO, M. G. *Biomassa Energia dos Trópicos em Minas Gerais*. Belo Horizonte: LabMídia/FAFICH, 2001

MENDOZA, F. A. *Diseño multiobjetivo y multietapa de sistemas de distribución de energía eléctrica aplicando Algoritmos Evolutivos*. Tese. Departamento de Ingeniería Eléctrica. Universidad de Zaragoza, Zaragoza. 2010, 250 p.

MENDOZA, J., ROJAS, F. *Restauración de servicio multiobjetivo en redes de distribución utilizando NSGA-II*. Ingeniare. Revista chilena de ingeniería, v. 17, n. 3, p. 337-346, 2009.

NAOTSUGU, I., JIN-SOO, K., HIROSHI, K. *New Experimental Plan of Two “Parallel Cylinders Stirling Engine with Isshiki’s New Z-Crank”*. In: The 13th International Stirling Engine Conference, p. 28-30. Tokyo: Waseda University, 2007

NIETO, C., MEJIA, R., AGUDELO, J. R. *Dinámica de fluidos computacional aplicada al estudio de regeneradores térmicos*. Dyna, Año 71, n. 143, p. 81 – 93, 2004.

NISHIYAMA, A., SHIMOJIMA, H., ISHIKAWA, A., ITAYA, Y., KAMBARA, S., MORITOME, H. *Fuel and emissions properties of Stirling engine operated with wood powder*. Fuel, 86 2333–2342, 2007

NOBUTOSHI, T., AKIRA, H., SEIZI, S. *A system for the effective Utilization of Woody Biomass Fuels by the Practical Stirling Engine*. In: The 13th international Stirling Engine Conference (pp. 235-240). Tokyo: Waseda University, 2007

OBERNBERGER, I., CARLSEN, H., BIEDERMANN, F. *State-of-the-Art and Future developments Regarding small-Scale Biomass CHP Systems with a Special Focus on OCR and Stirling Engine Technologies*. In: International Nordic Bioenergy 2003 Conference, 2003

OMAHÑA, D. *Estudio teórico del regenerador para un motor Stirling*. Tesis maestría en ciencias en ingeniería mecánica. Mexico: Instituto Politécnico Nacional, 2007

ORGAN, A. *The Regenerator and the Stirling Engine*. London: J W Arrowsmith Ltd., 1997

ORGAN, A., FINKELSTEIN, T. *Thermodynamics and Gas Dynamics of the Stirling Cycle Machine*. London : Cambridge University Press, 1992

PÅLSSON M, & CARLSEN H. *Development of a wood powder fuelled 35 kW stirling chp unit*. In: 11th International Stirling Engine Conference, p. 19-21. Rome, 2003

PÅLSSON, M. *Experiences with a 35 kW wood powder fuelled Stirling CHP unit*. In: The 13th international Stirling Engine Conference, p. 243-248. Tokyo: Waseda University, 2007

PARLAK, N., WAGNER, A., ELSNER, M., SOYHAN, H. *Thermodynamic analysis of a gamma type Stirling engine in non-ideal adiabatic conditions*. Renewable Energy, 34 266–273, 2009

PAULA, R. *Projeto e Avaliação Teórica e Experimental de Sistemas de Geração de Eletricidade a Partir da Biomassa Utilizando Motores Stirling*. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Itajubá, 2007

PÉREZ, J. *Estudio numérico y experimental del flujo compresible estacionario en uniones de conductos*. Tese de doutorado. Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos Universidad Politécnica de Cartagena, 2006. 338 p.

PODESSER, E. *Distribution of the Gas Velocities at the Hot Hex of a Biomass Stirling engine*. Report. Renewable Energy Technologies, 2009

PODESSER, E. *Electricity production in rural villages with a biomass stirling engine*. Renewable Energy, 16 1049-1052, 1999

PODESSER, E., DERMOUZ, H., PADINGER, R., WENZEL, T. *Entwicklung eines mit holz betriebenen Stirling, kleinkraftwerkes zur dezentralen strom-und warmerzeugung-phase II. Report*. Institute Fur energieforschung, 1995

QUIZA, R. *Optimización multiobjetivos del proceso de torneado*. Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad de Matanzas “Camilo Cienfuegos”, Matanzas. 2004, 217 p.

READER, G.T., HOOPER, C. *Stirling engines*. London: Cambridge University Press, 1983

REBOLLO, I., GRAÑA, M., HERNÁNDEZ, C. *Aplicación de algoritmos estocásticos de optimización al problema de la disposición de objetos no-convexos*. Revista Investigacion Operacional, v. 22, n. 2, 2001.

RIBEIRO J. L., TRELEAVEN, P., ALIPPI, C. *Genetic- Algorithm Programming Environments*. Computer, v. 27, n. 6, p. 28 – 43. June 1994.

RIGONI, E., POLES, S. *NBI and MOGA-II, two complementary algorithms for Multi-Objective optimizations*. Dagstuhl Seminar Proceedings 04461 Practical Approaches to Multi-Objective Optimization. Disponível em: <<http://drops.dagstuhl.de/opus/volltexte/2005/272>>. Acesso em: 3 Ago. 2012.

RINNOOY, A. H., BOENDER, C. G., TIMMER, G. Th. *A Stochastic approach to global optimization*. Working paper. Institute of Technology. Alfred P. Sloan School of Management. Massachusetts. Oct. 1984.

ROACHE, P. J. *Quantification of uncertainty in computational fluid dynamics*. Annual Review of Fluid Mechanics, v. 29, p. 123-160. 1997.

RODRÍGUEZ, P. *Introducción a los algoritmos genéticos y sus aplicaciones*, 2002. Disponível em: <http://www.uv.es/asepuma/X/J24C.pdf>. Acesso em: 3 out. 2012.

ROGDAKIS, E.D., BORBILAS, N.A., PARADISSIS, E.A., NIKOLAIDIS, A.P. *A mathcad program as a simple tool for the study of the stirling engines*. In: 6th European Stirling Forum, p. 18-19. Osnabrück, Germany, 2002

ROSS, A. *Patente N° 4138897*. 13 de fevereiro de 1979. Estados Unidos. Columbus. Ohio.

RUIZ, M. *Aplicación de la dinámica de fluidos computacional al control de las mermas de vino en naves de crianza climatizadas*. Tese de doutorado. Universidad de La Rioja. 2004, 243 p.

SAITO, T., IRAGO, Y., YOKOKURA, S., HAMAGUCHI, K. *Study of gasified combustor of wood pellets for Stirling engine*. International Stirling Engine. Netherlands: International Stirling Engine Committee, 2009

- SATO, K., OHIWA, N., ISHIKAWA, A., SHIMOJIMA, H., NISHIYAM, A., MORIYA, Y. *Development of small-scale CHP plant with wood powder fueled Stirling engine*. In: The 13th international Stirling Engine Conference, p. 525-257. Tokyo: Waseda University, 2007
- SCARPETE, D., UZUNANUB, K., BADEAC, N. *Stirling Engine In Residential Systems Based On Renewable Energy*. Advances In Energy Planning, Environmental Education And Renewable Energy Sources, 124-129, 2010
- SCHAUMANN, G., SEHN, W. *Untersuchung von Möglichkeiten zur Reinigung des Rauchgases holzbefuerter Biomasse-Stirling-BHKW*. Alemania: Institut für Innovation, Transfer und Beratung an den Fachhochschulen Bingen und Mainz- Deutsche Bundesstiftung Umwelt, 2003
- SCHECK C. *Thermal hysteresis loss in gas springs*. The Faculty of the College of Engineering and Technology. Ohio University, 1988
- SCOLLO, L., VALDEZ, P. *Integración de procedimientos y modelos para el diseño y simulación de motores de combustión externa de ciclo Stirling*. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente v. 12, 2008.
- SCOLLO, L., VALDEZ, P., BARÓNA, J. *Design and construction of a Stirling engine prototype*. International Journal of Hydrogen Energy, 33 3506 – 3510, 2008
- SENFT, J.R. *A simple derivation of the generalized Beale number*. Proceedings of the 17th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference. Paper 829273. Los Angeles: Institute of Electrical and Electronic Engineers, 1982.
- SHAMEKHI, A., ALIABADI, A. *Optimization of a 5kW Solar Powered Alpha Stirling Engine using Powell's Method*. IASTED Technology Conferencie. Alberta, Canada: IASTED, 2010
- SHENDAGE, D.J, KEDARE, S.B, BAPAT, S.L *An analysis of beta type Stirling engine with rhombic drive mechanism*. Renewable Energy, 36, 289 - 297, 2011
- SIKORA, M., VLACH, R. *Simulation of Stirling engine working cycle*. Recent Advances in Mechatronics, Part 1, 42-46, DOI: 10.1007/978-3-540-73956-2\_9, 2007
- SNYMAN, H., HARMS, M., STRAUSS, M. *Design analysis methods for Stirling engines*. Journal of Energy in Southern Africa, Vol 19 No 3, 2008
- SMITH, K. I. *A Study of Simulated Annealing Techniques for Multi-Objective Optimisation*. Tese de Doutorado. University of Exeter, 2006, 136 p.
- STEPHEN, S., CLARK, D., SIMMS, A. *Assessment of a Commercially Available Stirling Engine for use in Solar Powered Distributed Energy Applications*. The 14th International Stirling Engine Conference and Exhibition. Netherlands, 2009

STEVEN M. GENG AND ROY C. TEW. *Comparison of GUMPS and HFAST stirling engine code predictions with experimental data*. Lewis Research Center. Cleveland, Ohio. 1992. 11 p.

STIRLING BIOPOWER. *Green Power Machine*, 2011. Disponível em: <<http://www.stirlingbiopower.com>>. Acesso em: 19 Ago. 2011

STIRLING ENENERGY SOCIETY USA (SESUSA). *Today's Stirling engine. Extra green, extra quiet, extraordinary*, 2006. Disponível em: <<http://www.sesusa.org/history.1816.htm>> Acesso em: 20 Jul. 2010.

STIRLING TECHNOLOGY. 2011. Disponível em: <<http://www.stirling-tech.com/stirling/history.htm>>. Acesso em: 18 Ago. 2011

STOUFFS, P. *Conception et réalisation d'un moteur Stirling de 1kW électrique destiné à la production combinée d'électricité et d'eau chaude à partir d'énergie solaire*, Journée d'études SFT, France, Out. 1999.

SUNMACHINE. *Sunmachine Holz-Pellet*. Sunmachine corp. 2006

TAKEUCHI, M., ABE, Y., SUZUKI, S., KITAHARA, A. *Development of 10kw class low temperature difference indirect heating stirling engine using .alpha.'+' mechanism*. The 13th International Stirling Engine Conference. Tokyo, 2007

TAKIZAWA, H.; KAGAWA, N.; MATSUGUCHI, A.; TSURUNO, S. Performance of new matrix for stirling engine regenerator. In: 37th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference (IECEC), 2002

TAVANTZIS, A. *Ecuaciones de Reynolds*. Departamento de Ingeniería Civil. Universidad de Chile 7 p. 2010.

TEW, R. C, Jr., IBRAHIM, M. B. *Study of Two-Dimensional Compressible Non-Acoustic Modeling of Stirling Machine Type Components*. NASA/TM—2001-211066 Cleveland, Ohio, 13 p.

THIEME, L.G., TEW, R.C. *Baseline Performance of the GPU 3 Stirling Engine*. DOE HVSCCM, 17 October 1978.

THIMSEN, D. *Stirling Engine Assessment*, Final Report, 2002b

THIMSEN, D. *Stirling Engine Assessment*. Electric Power Research institute, 2002a

THOMAS, M. W. *A Pareto frontier for full stern submarines via Genetic Algorithm*. Tese de Doutorado. Department of Ocean Engineering. Massachusetts Institute of Technology. 1999. 152, p.

THOMBARE, D., VERMA, S. *Technological development in the Stirling cycle engines*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 12 -1–38, 2008

THY, P., JENKINS, B., LESHER, C., GRUNDVIG, S. *Compositional constraints on slag formation and potassium volatilization from rice straw blended wood fuel*. Fuel Processing Technology, 87 383–408, 2006

U.S. DEPARTMENT OF ENERGY (DOE). *Small Modular Biomass Systems*. The National Renewable Energy Laboratory, DOE national laboratory, 2002

U.S. DEPARTMENT OF ENERGY. (DOE). *Small-Modular Gasification. Energy Efficiency and Renewable Energy Biomass Program*, 2005

UNIVERSIDAD DE OVIEDO - UNIOVI. *Algoritmos Genéticos*. 2012. Disponível em: <[http://di002.edv.uniovi.es/~alguero/eaac/eaac\\_archivos/0910/Trabajos%20para%20evaluaci%C3%B3n/Quintairos/Art%C3%ADculos%20proporcionados/temageneticos.pdf](http://di002.edv.uniovi.es/~alguero/eaac/eaac_archivos/0910/Trabajos%20para%20evaluaci%C3%B3n/Quintairos/Art%C3%ADculos%20proporcionados/temageneticos.pdf)>. Acesso em: 3 out. 2012.

URIELI, I. *Stirling Cycle Machine Analysis*, 2011. Disponível em: <<http://www.ohio.edu/people/urieli/index.html>>. Acesso em: 19 Ago. 2011

URIELI, I., BERCHOWITZ, D. *Stirling cycle engine analysis*. Bristo: Adam Hilger Ltd., 1984

VIEBACH, D. *A 1kW Stirling engine generator*. Disponível em: <<http://www.geocities.com/Viebachstirling/>>. Acesso em: 23 Fev. 2009

VYACHESLAV, A., NIKOLAY, E., ALEXANDER, S. *Application of the 3-dimensional CFD model to a geometric parameters optimization and an analyze of dimensional aspects of the Stirling engine*. In: The 14th International Stirling Engine Confere and Exhibition. Netherlands, 2009

WAGNER, A., ELSNER, M., SYRED, N. *Non ideal quasi steady flow analysis of y-tipe Stirling engine*. In: The 13<sup>th</sup> International Stirling Conference Tokyo, Japan. September 23-26, 2007.

WALKER, G . *Elementary design guidelines for Stirling engines*. Proceedings of the 14th Intersociety. Energy Conversion Engineering Conference (p. Paper 799230). Boston: American Chemical Society, 1979

WALKER, G. *Stirling Engines*. Oxford: clarendon press, 1980

WEST, C.D. (1986). *Principles and applications of Stirling engines*. New York: Van Nostrand Reinhold.

WEST, C.D. *Theoretical basis for the Beale number*. Proceedings of the 16th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, p. Paper 819787. Atlanta: American Society of Mechanical Engineers, 1981

WHISPERGEN. *Manual do usuário Copyright*. New Zealand: Whisper Tech Limited, 2005

WOLFGANG, K. *Stirling Engine (1 kWe) integrate into a pellet stove*. The 13th international Stirling Engine Conference. (pp. 241-242). Tokyo: Waseda University, 2007

WU, F., CHEN, L., WU, C., SUN, F. *Optimum performance of irreversible Stirling engine with imperfect*. Energy Conversion and Management, 39-727–759, 1998

YOUSSEF, T., ISKANDE, T., SASSI, B.N. *Design and performance optimization of GPU-3 Stirling engines*. Energy, 33-1100–1114, 2008a

YOUSSEF, T., ISKANDER, T., SASSI, B.N. *Performance optimization of Stirling engines*. Renewable Energy, 33-2134–2144, 2008b

ZEILER, M., PADINGER, R., SPITZER, J., PODESSER, E. *Operating experiences with biomass driven Stirling engines; 3 kW and 30 kW*. In: The 13<sup>th</sup> International Stirling Conference Tokyo, Japan. September 23-26, 2007.

ZUKAUSKAS, A. *Heat transfer from Tubes in cross flow*. New York: Academic Press, 1972.

ZUKAUSKAS, A. ULINSKAS, R. *Efficiency parameters for heat transfer in tube Banks*. Heat transfer engineering, n. 2, p. 19 – 25, 1985.

ZUKAUSKAS, A. *Heat transfer from tubes in cross flow*. Wiley Interscience, 1987.

## Publicações

- 1 VIDAL R., COBAS V. , SILVA E. “ Modeling and design of a Stirling engine prototype for isolate areas in Brazil “The 14th International Stirling Engine Conference and Exhibition, The Netherlands, 2009.
- 2 VIDAL R., COBAS V., SILVA E. “ Modelo Matemático Del Motor Stirling Amazon “. X Congreso Internacional de la sociedad mexicana del hidrogeno-energías renovables y IV congreso Internacional de Uso Racional y Eficiente de la energía-CIUREE. México, 2010.
- 3 VIDAL R., COBAS V., SILVA E. “Mathematical model of the Amazon Stirling engine”. 13th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering . Uberlandia, 2010.
- 4 VIDAL R., COBAS V., SILVA E. “ Avaliação do modelo matemático do motor Stirling Amazon “. I Conferencia Internacional de Ingeniería Mecánica y Energía . Cuba, 2010.
- 5 VIDAL R., COBAS V., SILVA E., RAMIREZ R. “ Simulación numérica 3-D del Regenerador del motor Stirling Amazon”. II Conferencia Internacional de Ingeniería Mecánica y Energía . Cuba, 2012.

## APÊNDICE A

### Metodologia para o Cálculo da Incerteza Numérica das Malhas.

A confiabilidade dos resultados obtidos em uma simulação numérica depende diretamente do nível de refino da malha utilizada devido à discretização das equações e do domínio computacional. Este refino pode-se fazer de forma sistêmica até atingir uma exatidão na simulação previamente estimada ou com metodologias já estabelecidas para calcular suas incertezas numéricas. Em ambos dois casos o objetivo é procurar um equilíbrio entre resultados e carga computacional.

Para a estimação da incerteza de uma malha, comparada com outras malhas mais ou menos refinadas, a ASME (American Society of Mechanical Engineers) recomenda a metodologia descrita por Johnson *et al.* (2006) e Perez (2006). Esta metodologia está composta por cinco passos que a continuação explica de acordo com o trabalho de Perez (2006):

#### *Passo 1*

Definir uma cela representativa da malha,  $h_m$ . Para o caso de malhas não estruturadas, como o caso deste trabalho. Este valor se define como:

$$h_m = \left( \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \Delta V_i \right)^{1/3} \quad (A1)$$

Sendo  $\Delta V_i$  o volume da cela “i” e N o número total de celas no domínio de cálculo.

#### *Passo 2*

Seleção de três malhas com refinamento significativamente diferente e que satisfaça o critério mostrado pela equação (A2). Neste trabalho estas malhas se identificaram como malha um, malha dois e malha três utilizando os sub índices 1,2 e 3 respectivamente.

$$r = \frac{h_{m(\text{grossa})}}{h_{m(\text{fina})}} \geq 1,3 \quad (A2)$$

O valor de 1,3 é obtido da experimentação e não de procedimentos matemáticos (ROACHE *et al.*, 1997). Seguidamente se procede a fazer as simulações nas diferentes malhas para o mesmo caso obtendo os valores de uma “variável chave”,  $\phi$ , para cada simulação.

*Passo 3*

Com  $h_{m1} < h_{m2} < h_{m3}$  e  $r_{21} = h_{m2}/h_{m1}$ ,  $r_{32} = h_{m3}/h_{m2}$ , pode-se calcular a ordem aparente “ $p$ ” do método, utilizando a seguinte expressão em um processo iterativo.

$$p = \frac{1}{\ln(r_{21})} \left( \ln \left| \frac{\varepsilon_{32}}{\varepsilon_{21}} \right| + q_{(p)} \right) \quad (A3)$$

Com

$$q_{(p)} = \ln \left( \frac{r_{21}^p - s}{r_{32}^p - s} \right)$$

$$s = 1. \text{sign} \left( \frac{\varepsilon_{32}}{\varepsilon_{21}} \right) \quad (A4)$$

$$\varepsilon_{32} = \phi_3 - \phi_2$$

$$\varepsilon_{21} = \phi_2 - \phi_1$$

Sendo  $\varepsilon_{21}$  e  $\varepsilon_{32}$  as diferencia entre a variável chave calculada com as malhas dois e um e as malhas três e dois respectivamente.

*Passo 4*

Cálculo dos valores extrapolados com as equações

$$\phi_{\text{ext}}^{21} = \frac{r_{21}^p \phi_1 - \phi_2}{r_{21}^p - 1} \quad (A5)$$

$$\phi_{\text{ext}}^{32} = \frac{r_{32}^p \phi_2 - \phi_3}{r_{32}^p - 1}$$

*Passo 5*

Cálculo dos erros estimados com a ordem aparente do método “ $p$ ”.

Erro relativo aproximado:

$$e_a^{32} = \left| \frac{\phi_2 - \phi_3}{\phi_2} \right| \quad (A6)$$

$$e_a^{21} = \left| \frac{\phi_1 - \phi_2}{\phi_1} \right|$$

Erro relativo extrapolado:

$$e_{\text{ext}}^{32} = \left| \frac{\phi_{\text{ext}}^{32} - \phi_3}{\phi_{\text{ext}}^{32}} \right| \quad (A7)$$

$$e_{\text{ext}}^{21} = \left| \frac{\phi_{\text{ext}}^{21} - \phi_1}{\phi_{\text{ext}}^{21}} \right|$$

O índice de convergência do refinado da malha (*GCI<sub>fine</sub>, fine grid convergence index*) é calculado com:

$$GCI_{\text{Grossa}}^{21} = \frac{Fs e_a^{21}}{r_{21}^p - 1} \quad (A8)$$

$$GCI_{\text{Fina}}^{21} = \frac{Fs e_a^{32}}{r_{32}^p - 1}$$

Onde  $Fs$  é um fator de seguridade obtido empiricamente com um valor de 1,25.

*Aplicação da metodologia*

As malhas geradas para simular os equipamentos do motor Stirling Amazon são malhas híbridas, compostas em sua maioria, por elementos tetraédricos, pirâmides, prismas e hexaédricos. Para diminuir o gasto computacional no cálculo das incertezas das malhas, se dividiram os equipamentos em suas partes básicas. Assim, para a parte interna do trocador de calor quente se trabalhou com um só tubo horizontal e um só

tubo vertical. Para o regenerador se tomou-se uma malha regeneradora; para a parte interna do trocador de calor frio foi tomado um só tubo ao igual que para os tubos conectores; para os tubos coletores, aproveitando suas características de simetria, foi tomada uma quarta parte do domínio e finalmente para o flange tomou-se uma sexta parte de seu domínio dada sua característica de periodicidade rotacional.

Para a aplicação da metodologia se tomou como “variável chave” o coeficiente de transferência de calor nas superfícies dos equipamentos em estudo. Na tabela A-1 mostram-se os resultados da aplicação da metodologia, neste caso, o sub índice 1 refere-se à malha grossa, o sub índice 2 à malha normal e sub índice 3 à malha refinada.

Tabela A-1. Resultados da incerteza numérica das malhas

	Trocador de calor quente			Regenerado r	Tubo frio	Flange	Conectores
	Horizontal	Vertical	Coletores				
hm1	0,00063496 3	0,00103869 4	0,00113297 7	1,17192E- 05	0,00064 1	0,00460 4	0,001981
hm2	0,00048064	0,00051935 4	0,00070794 4	5,91889E- 06	0,00032 1	0,00143 9	0,00055
hm3	0,00035323 5	0,00039736 4	0,00054488 9	3,70126E- 06	0,0002	0,00067 6	0,000239
r21	1,32107806 8	1,99997219 8	1,60037723 6	1,97997184 2	1,99932 5	3,19915 6	3,599405
r32	1,36067980 7	1,30699800 2	1,29924473 9	1,59915573 2	1,59912 2	2,13029	2,299824
rp21	0,27420741 9	0,11054160 4	0,04510071 1	0,27567068 1	0,15510 5	0,13113	0,095599
rp32	0,23904166 2	0,42711791	0,17814819	0,41246401 9	0,28285 2	0,26681 9	0,217284
h com1	359,745	415,122	0,5749	2669,32	868,953	96,472	5315,18
h com2	369,903	436,415	0,629	2758,36	923,916	109,278	6047,05
h com3	372,823	437,931	0,6311	2778,27	931,152	110,695	6107,6
e32	2,92	1,516	0,0021	19,91	7,236	1,417	60,55
e21	10,158	21,293	0,0541	89,04	54,963	12,806	731,87
q(p)	- 0,04731434	0,43993281 4	0,15004577 9	0,20930866 1	0,16393 1	0,16980 1	0,144504
p	- 4,64715757	-3,1774124	- 6,58994383	- 1,88638224	- 2,69001	- 1,74701	-1,83298
h EX21	373,740734 1	439,061287 2	0,63155518 9	2792,24751 1	934,006	111,210 7	6124,411
h Ex32	373,740266 6	439,061268 8	0,63155520 5	2792,24728 6	934,006	111,210 7	6124,409
ea21	0,02823666 8	0,05129335 5	0,09410332 2	0,03335681 2	0,06325 2	0,13274 3	0,137694
ea32	0,00789396 1	0,00347375 8	0,00333863 3	0,00721805 7	0,00783 2	0,01296 7	0,010013
eext21	0,03744770 9	0,05452379 4	0,08970742 4	0,04402457 5	0,06964 9	0,13252 9	0,132132
eext32	0,00245428 9	0,00257428 5	0,00072076 9	0,00500574 8	0,00305 6	0,00463 7	0,002745

GCI21 grossa	<b>4,86307459</b>	<b>7,20850955</b>	<b>12,3184879</b>	<b>5,75649934</b>	<b>9,35796</b>	<b>19,0971</b>	<b>19,0311</b>
GCI32 fina	<b>0,40315756</b>	<b>0,56169606</b>	<b>0,1096257</b>	<b>1,06498754</b>	<b>0,5326</b>	<b>0,79055</b>	<b>0,43831</b>

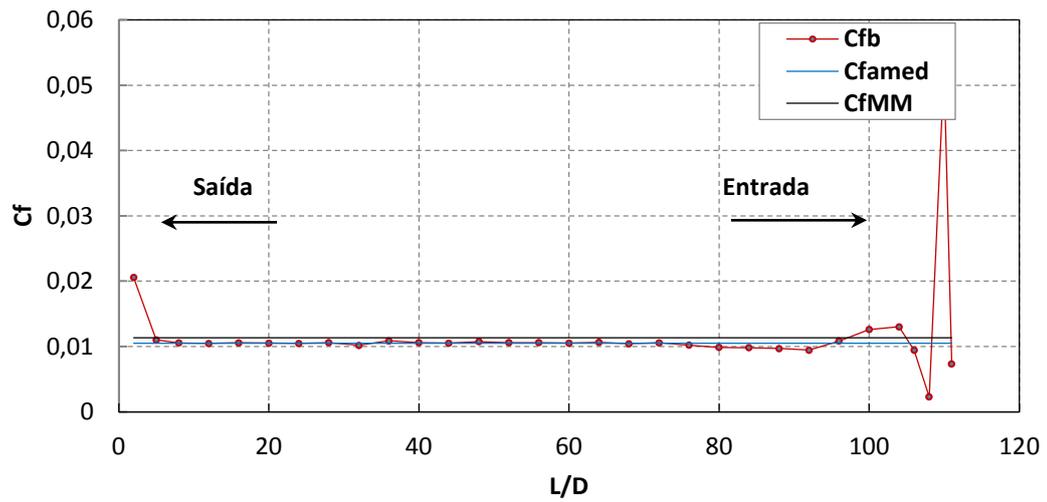
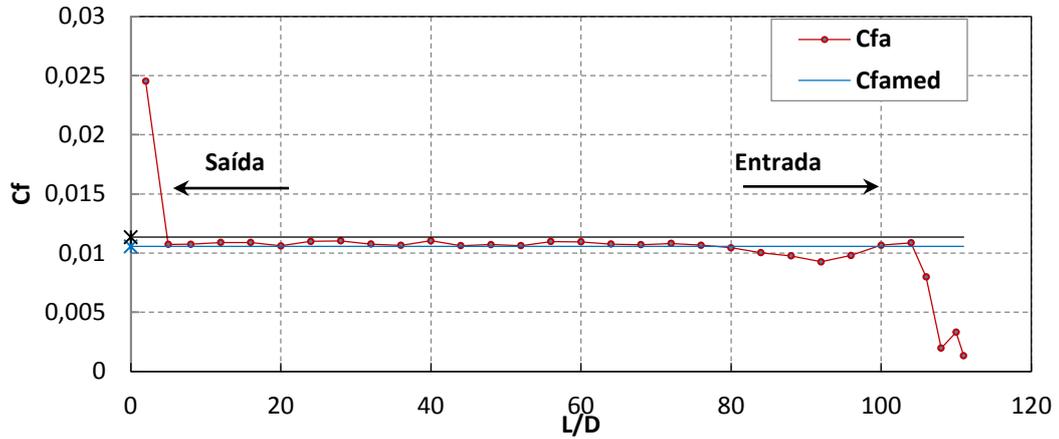
Se comparada a malha um com a malha dois as incertezas são muito altas, acima do 4% em todos os casos, o qual comprova que uma simulação com a malha um ainda é muito dependente do refinado da malha. Se comparada a malha dois com a malha três as incertezas diminuem significativamente, permitindo concluir que os resultados de uma simulação com a malha dois são apropriados com um custo computacional mais baixo que com a malha três. Finalmente, as características da malha dois para todas as partes básicas dos equipamentos são mostradas na tabela A2.

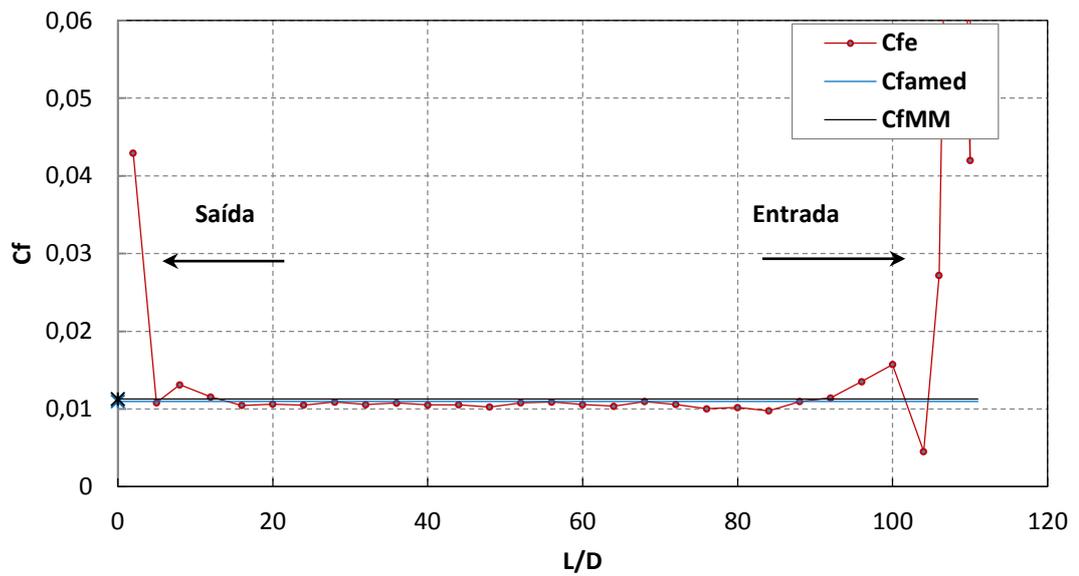
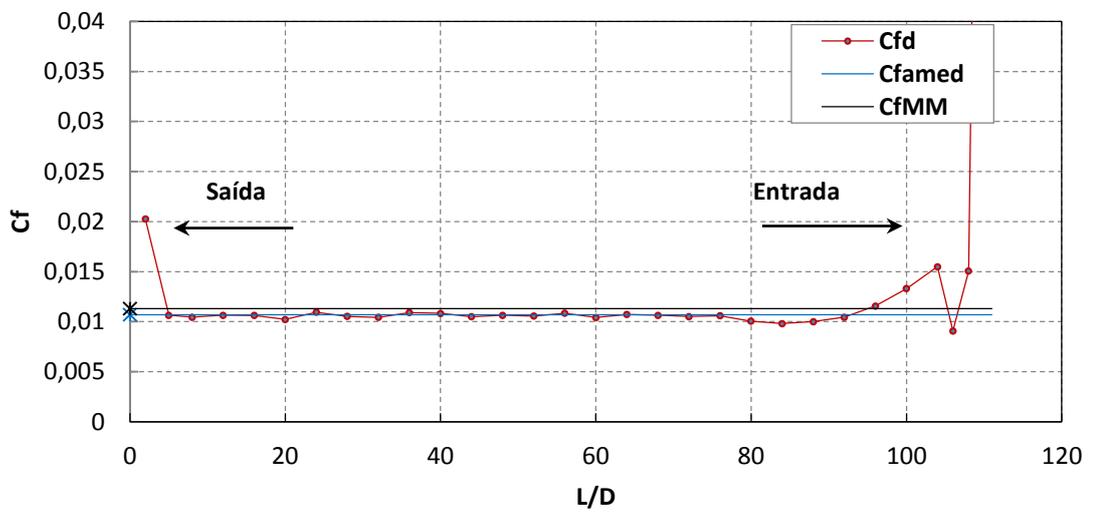
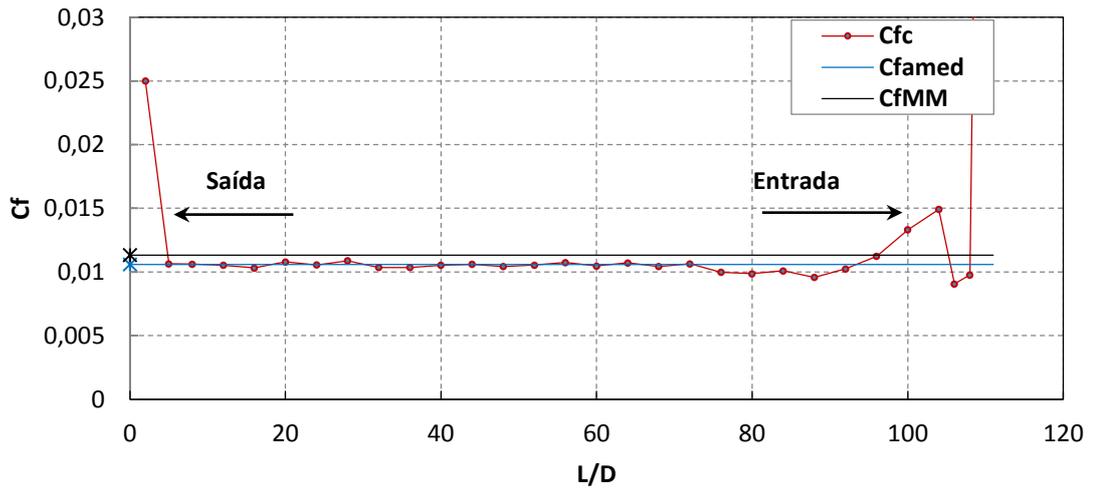
Tabela A-2. Características da malha para equipamentos do motor Stirling Amazon.

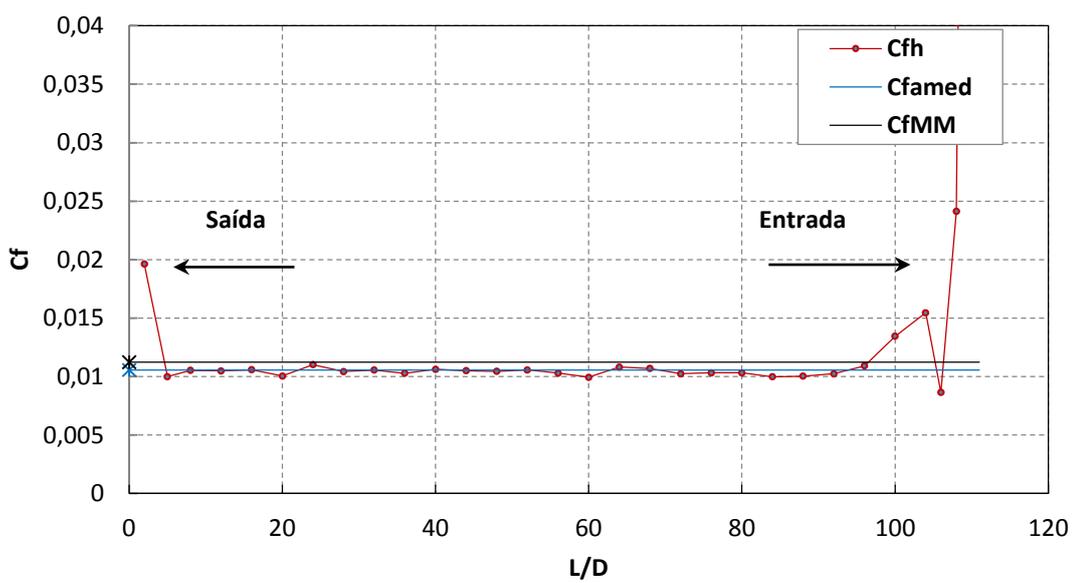
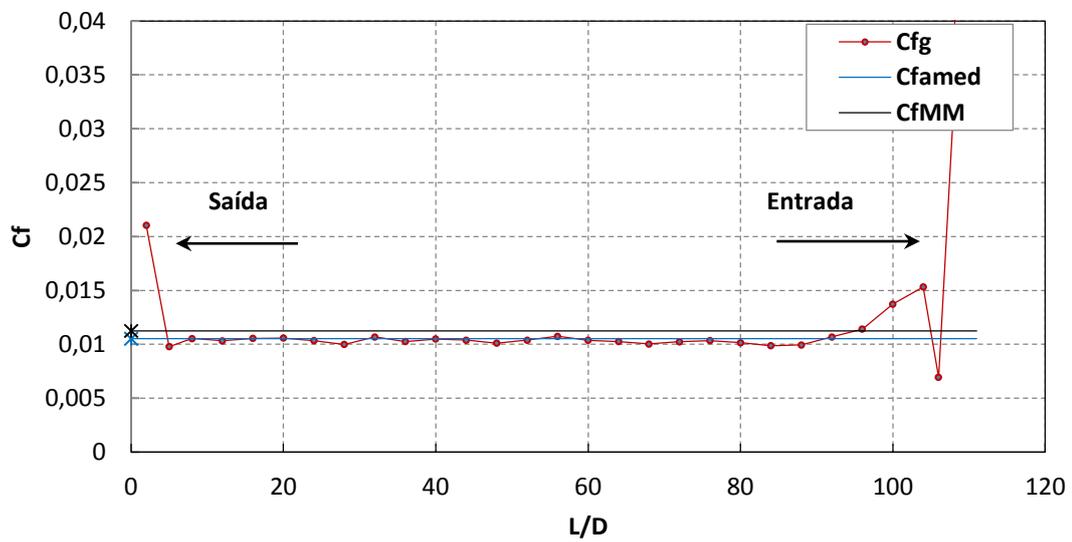
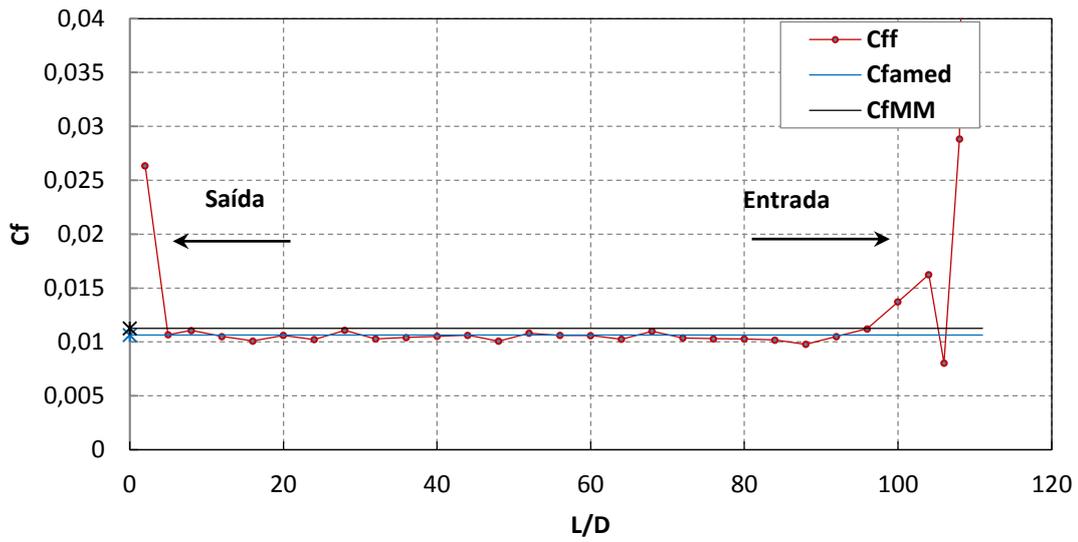
	Trocador de calor quente interno			Regenerador Parte externa	Trocador de calor frio interno	Flange	Conectores
	Tubo Vertical	Horizontal	Coletores				
Volume CFX m <sup>3</sup>	1,7187E-05	5,0007E-06	4,9867E-04	2,6386E-10	5,4140E-06	8,8727E-04	1,7092E-04
Número de nós	5,7038E+04	2,5652E+04	1,8971E+05	493240	7,6123E+04	1,1633E+05	4,2024E+05
Número Total de elementos	1,2269E+05	4,5037E+04	4,3525E+05	1272480	1,6435E+05	2,9775E+05	1,0259E+06
Número de tetraedros	2,7548E+04	2,3256E+04	1,3277E+05	497080	2,6368E+04	1,4383E+05	3,7275E+05
Número de pirâmides	5,2600E+02	0,0000E+00	8,7200E+03	775400	0,0000E+00	1,2757E+04	1,6061E+04
Número de prismas	9,4485E+04	2,1781E+04	2,7916E+05	0	1,3799E+05	1,1936E+05	6,2786E+05
Número de hexaedros	1,3100E+02	0,0000E+00	1,4595E+04	0	0,0000E+00	2,1803E+04	9,2350E+03

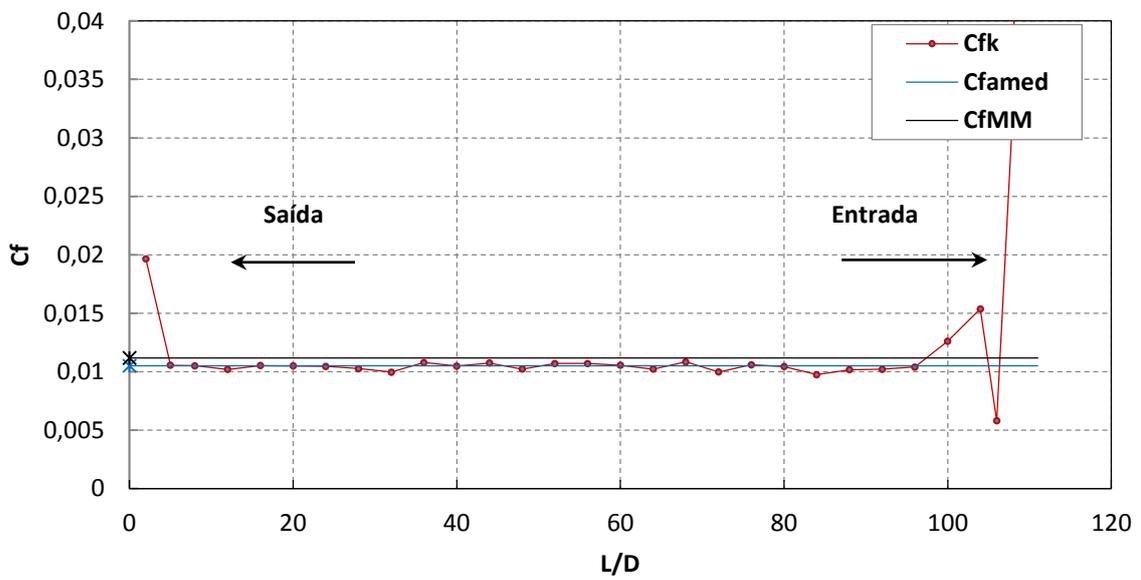
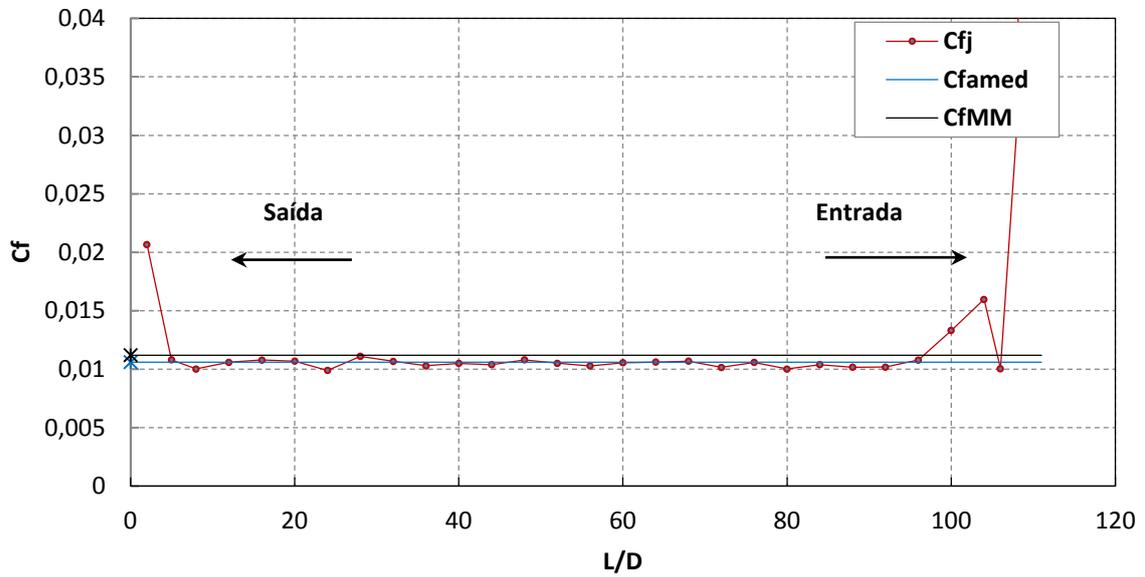
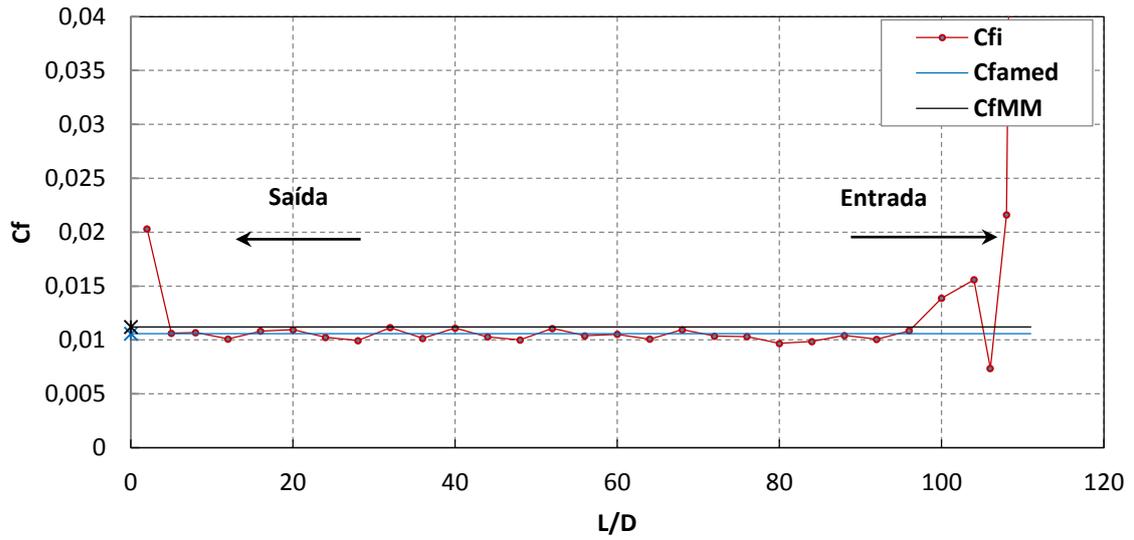
## APÊNDICE B

Neste apêndice são amostrados os coeficientes de atrito nos tubos horizontais e verticais do trocador de calor quente. Nestas figuras o subíndice  $a$ ,  $b$ , ...,  $m$  fazem referencia aos tubos horizontais, sendo que  $a$  é para o primeiro tubo de arriba para abaixo.









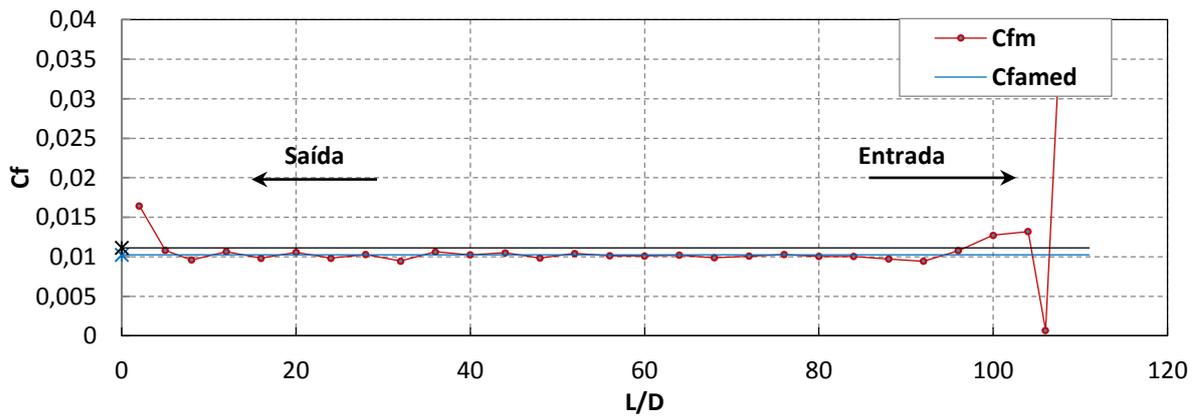
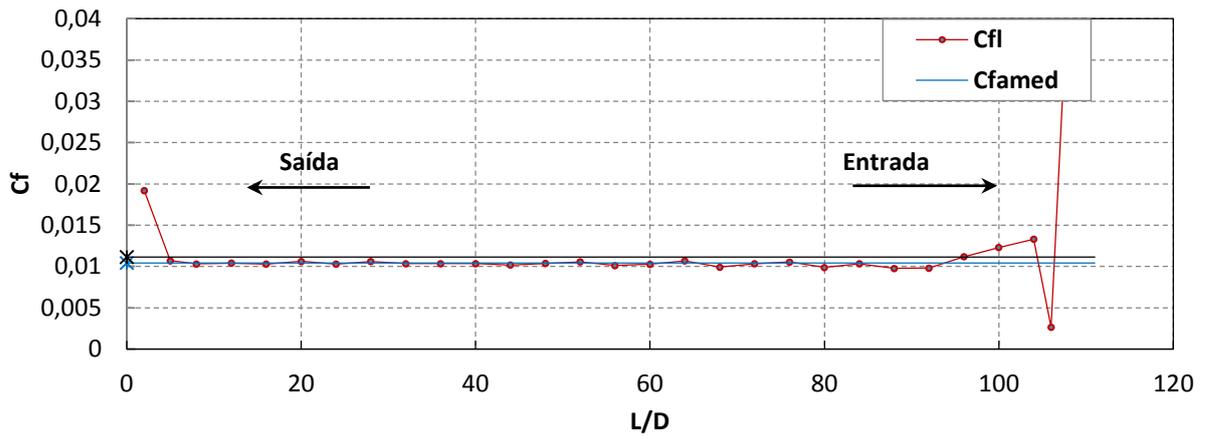


Figura B-1. Variação do coeficiente de atrito nos tubos horizontais para uma velocidade de rotação do motor de 300 RPM.

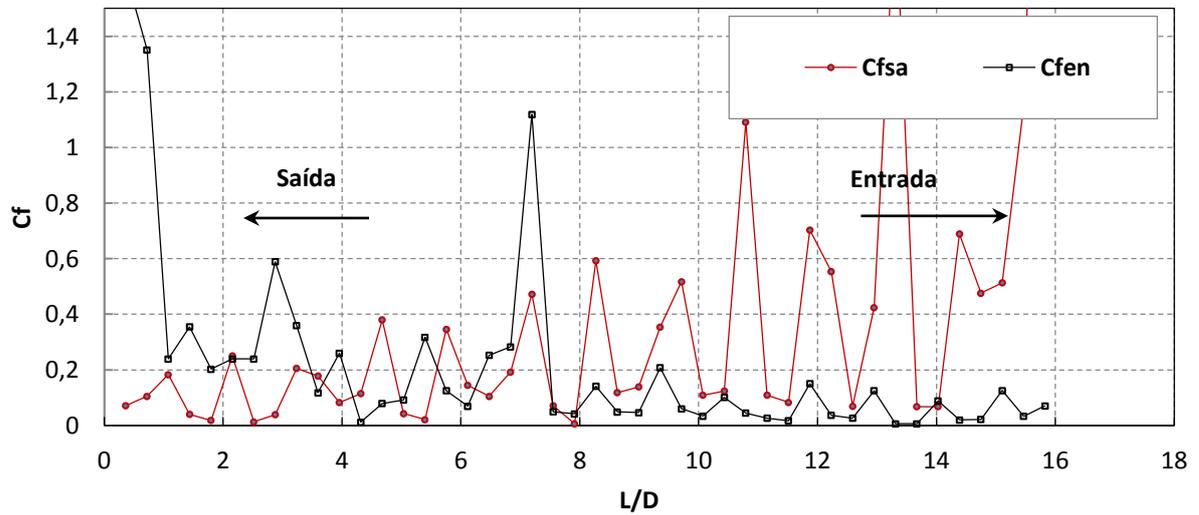


Figura B-2. Variação do coeficiente de atrito nos tubos verticais para uma velocidade de rotação do motor de 300 RPM.

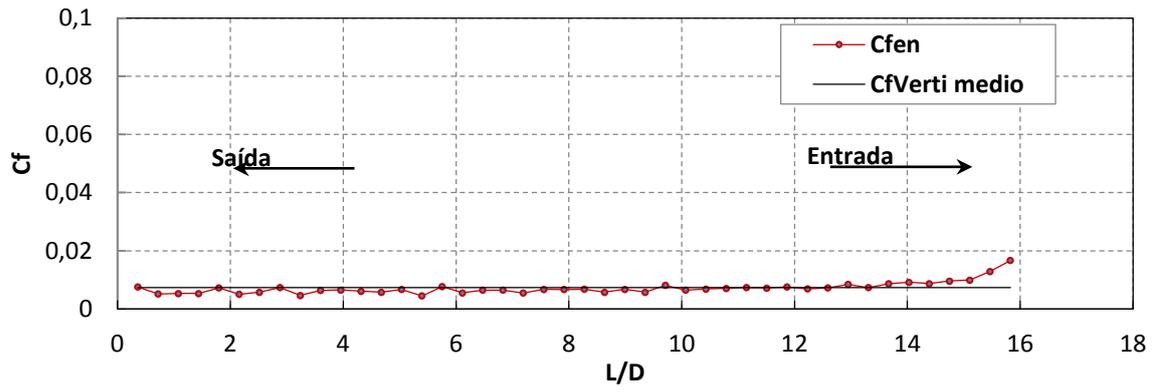
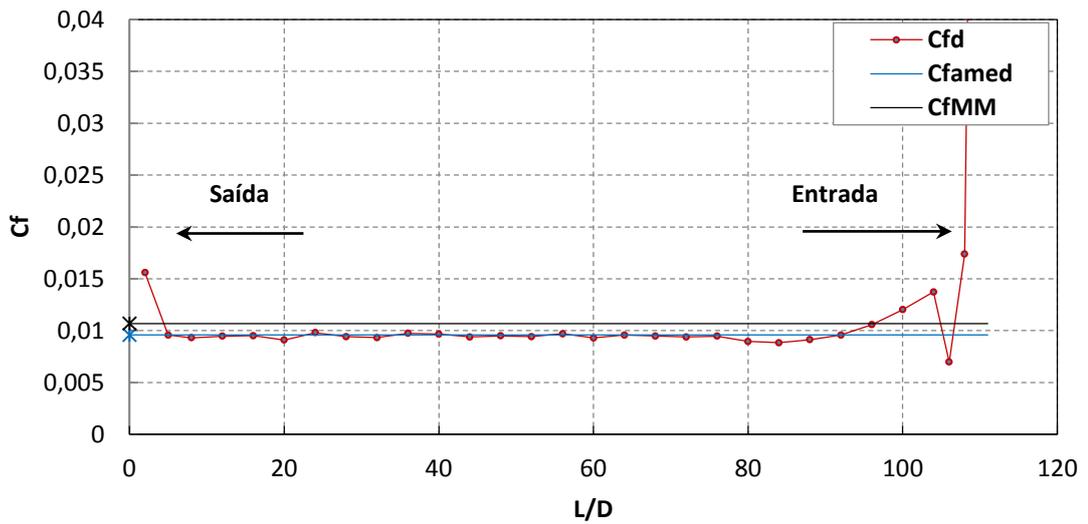
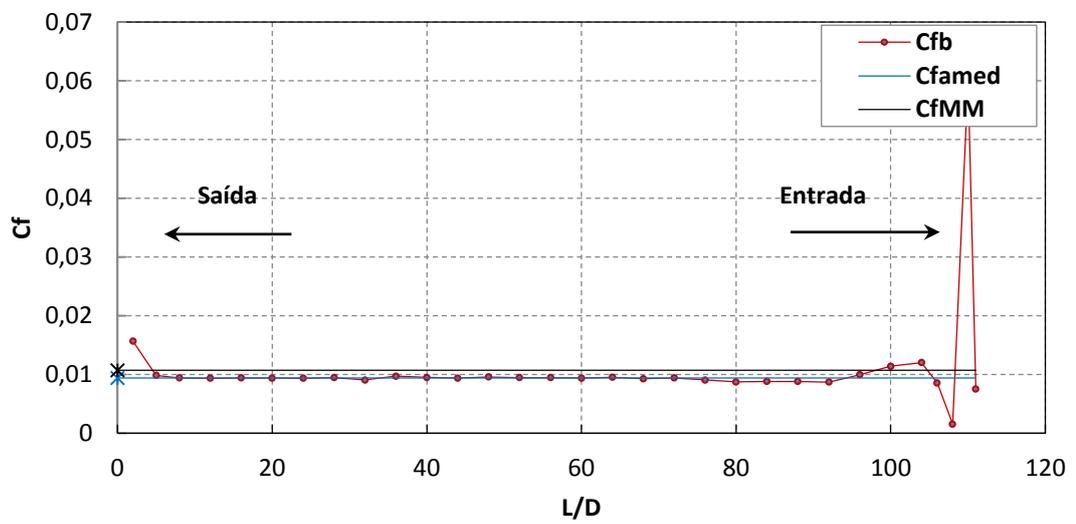
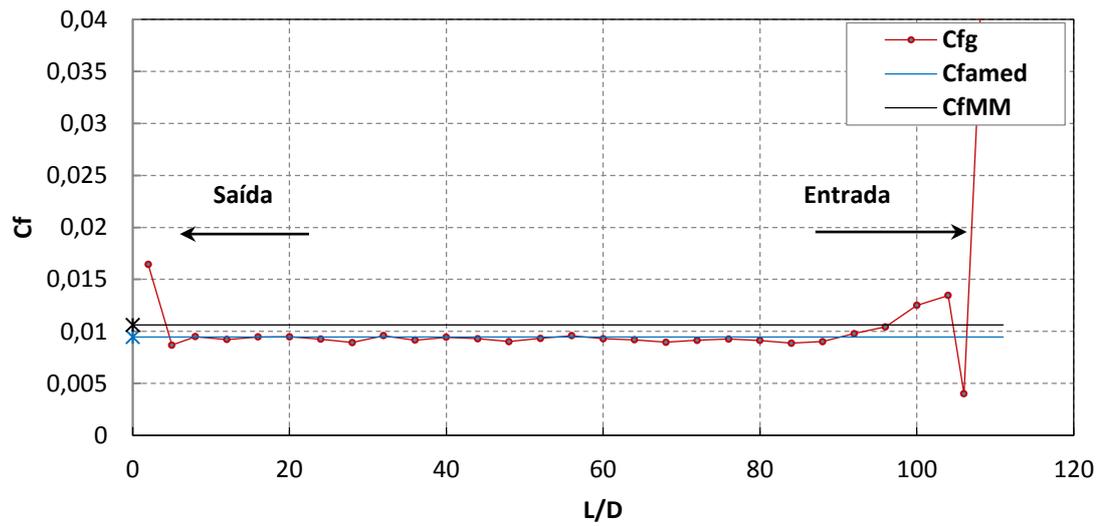
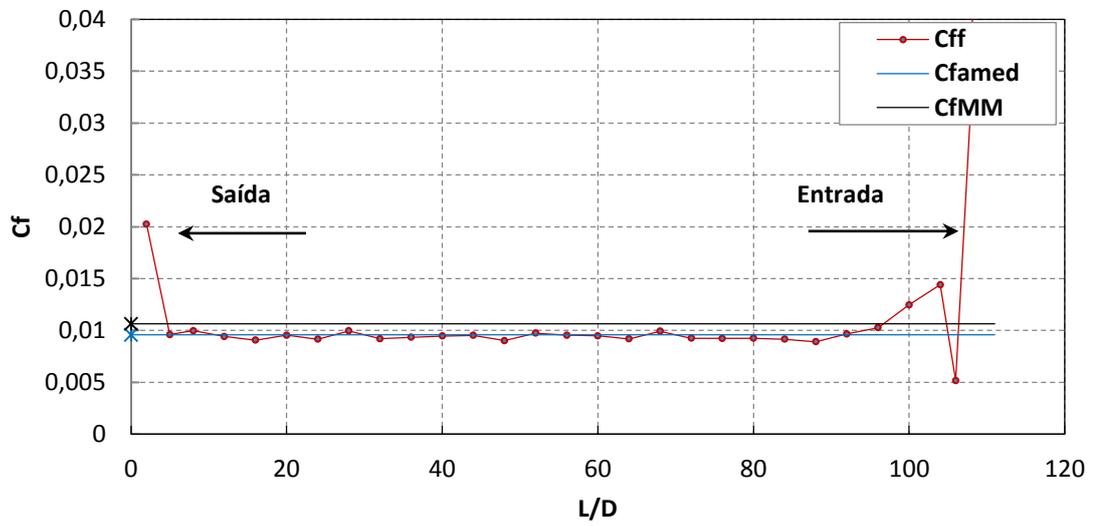
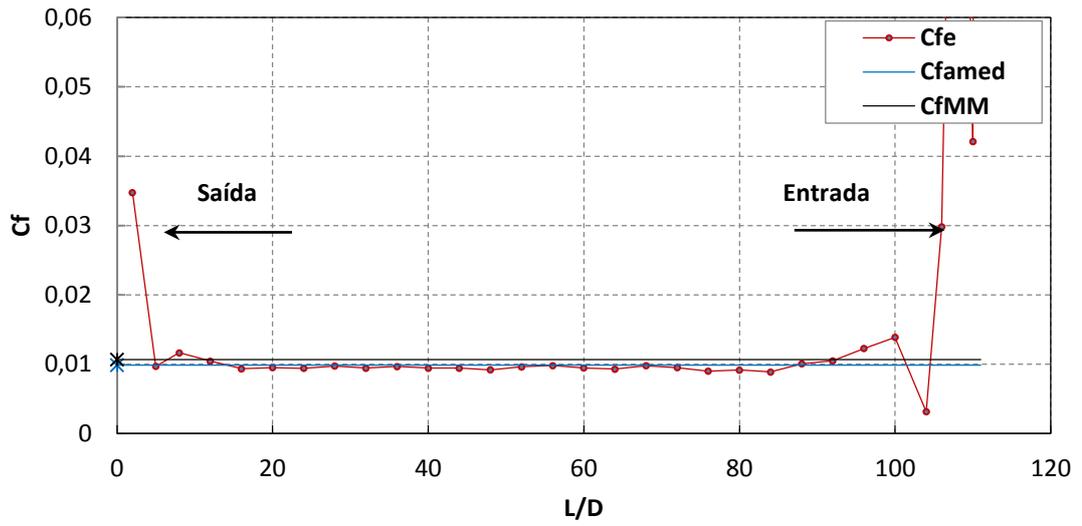
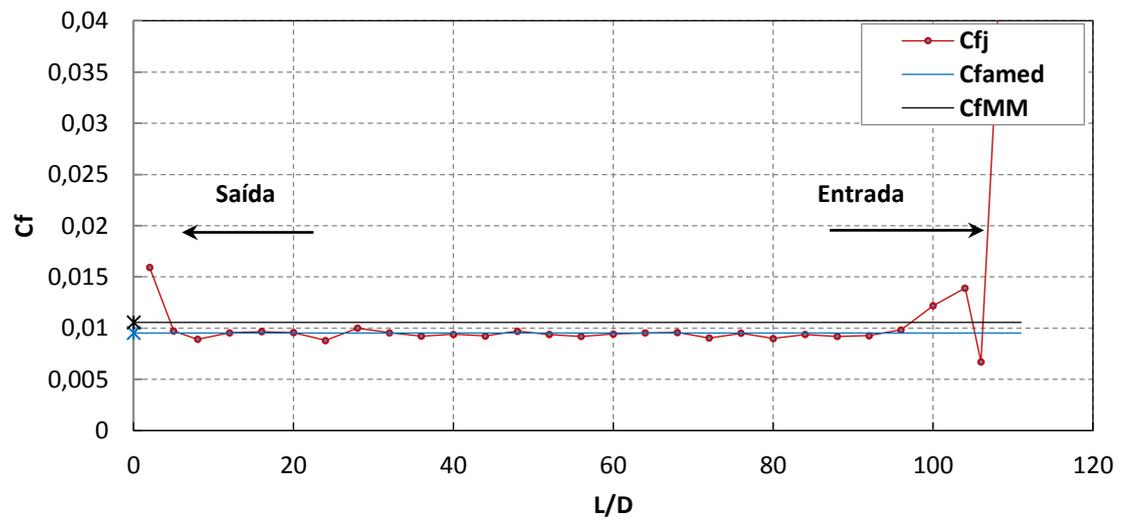
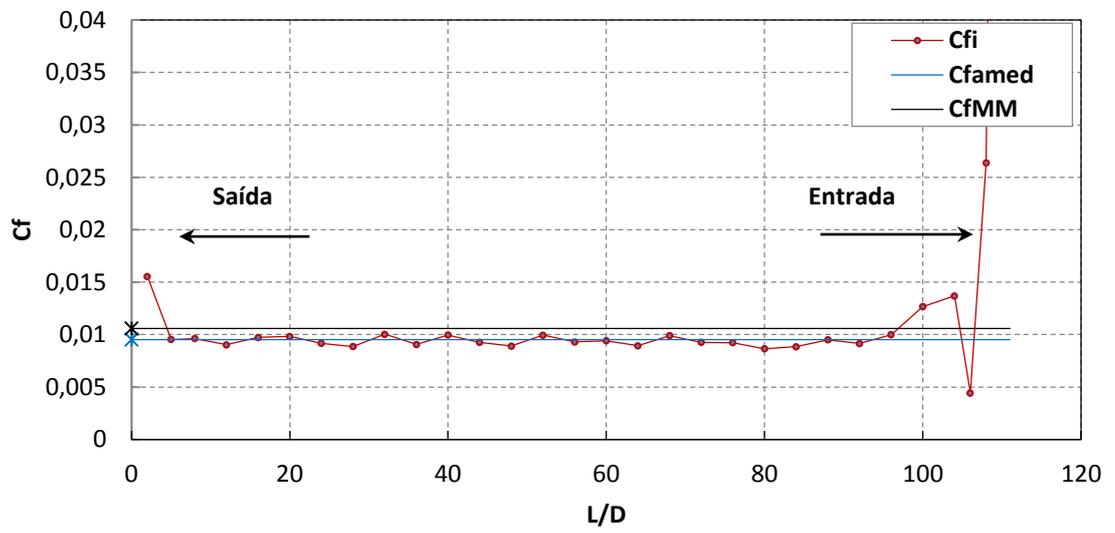
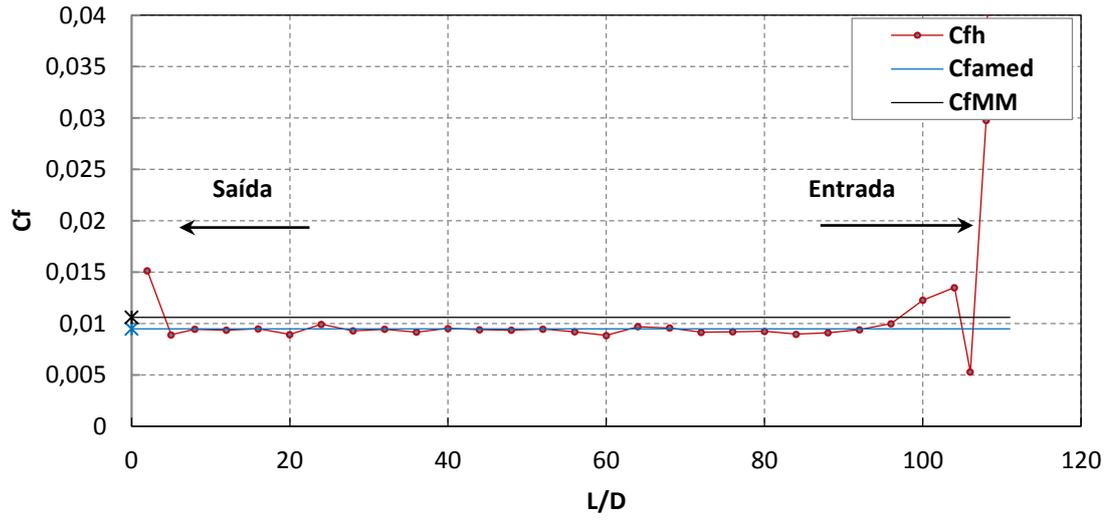


Figura B-3. Variação do coeficiente de atrito nos tubos verticais sem perturbação dos tubos horizontais para uma velocidade de rotação do motor de 300 RPM.







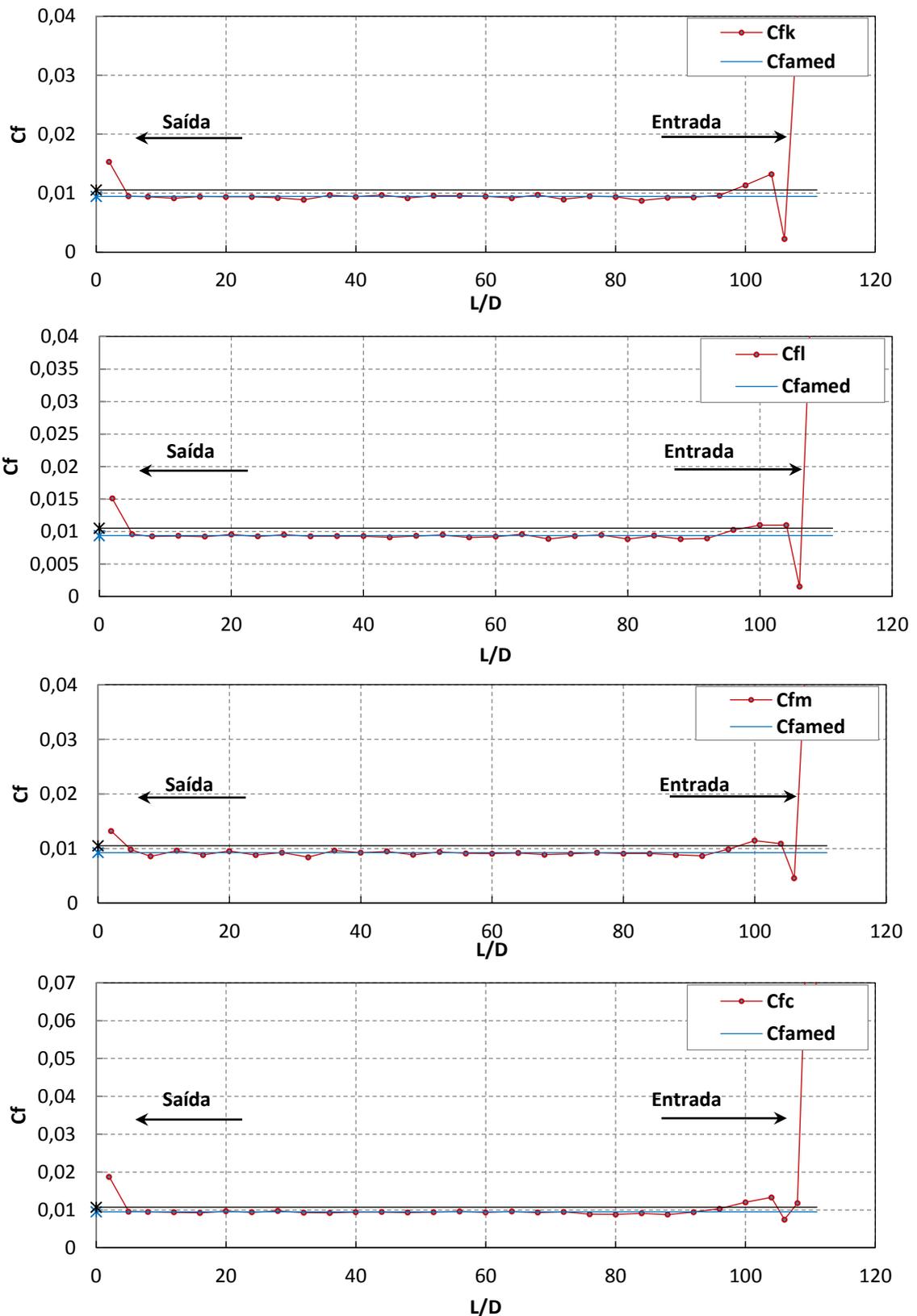


Figura B-4. Variação do coeficiente de atrito nos tubos horizontais para uma velocidade de rotação do motor de 400 RPM.

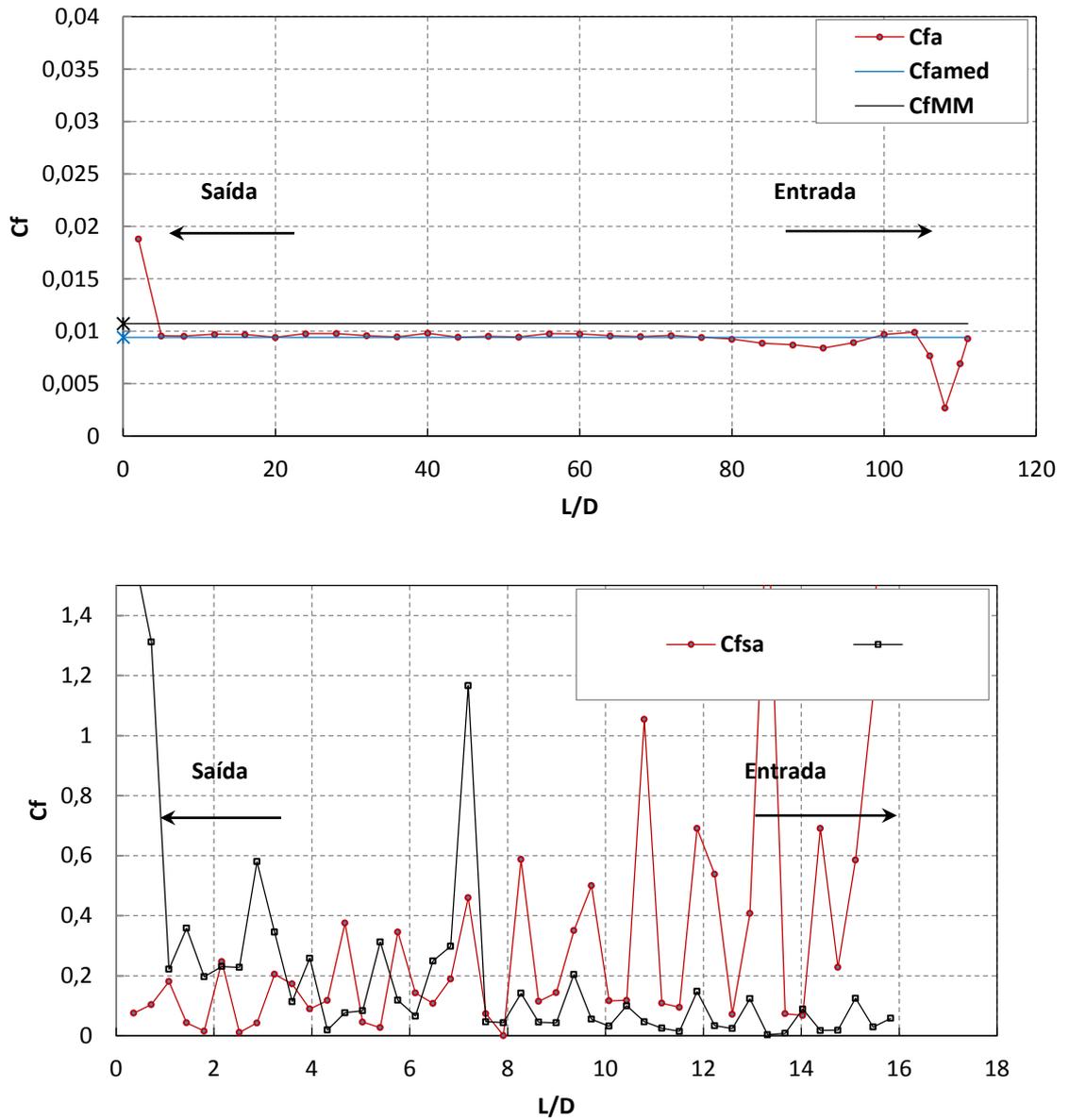


Figura B-5. Variação do coeficiente de atrito nos tubos verticais para uma velocidade de rotação do motor de 400 RPM.

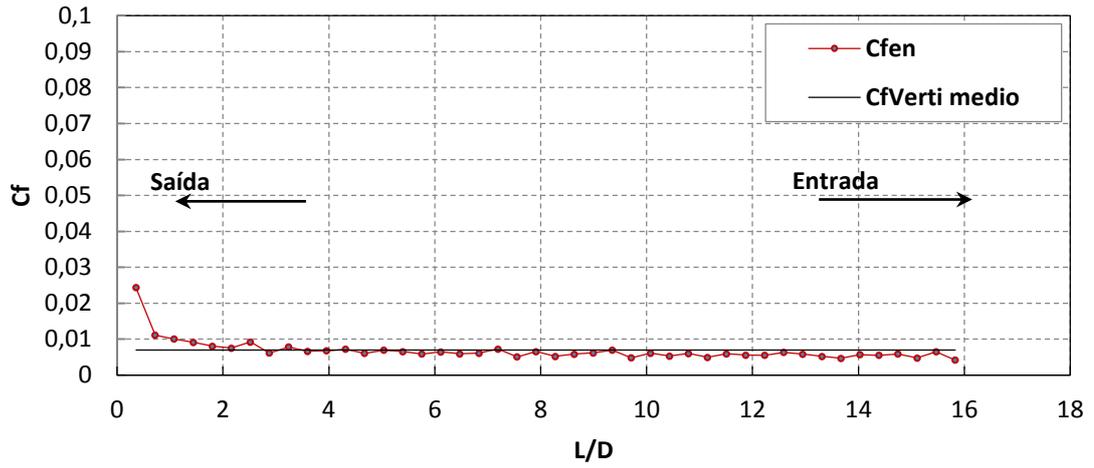
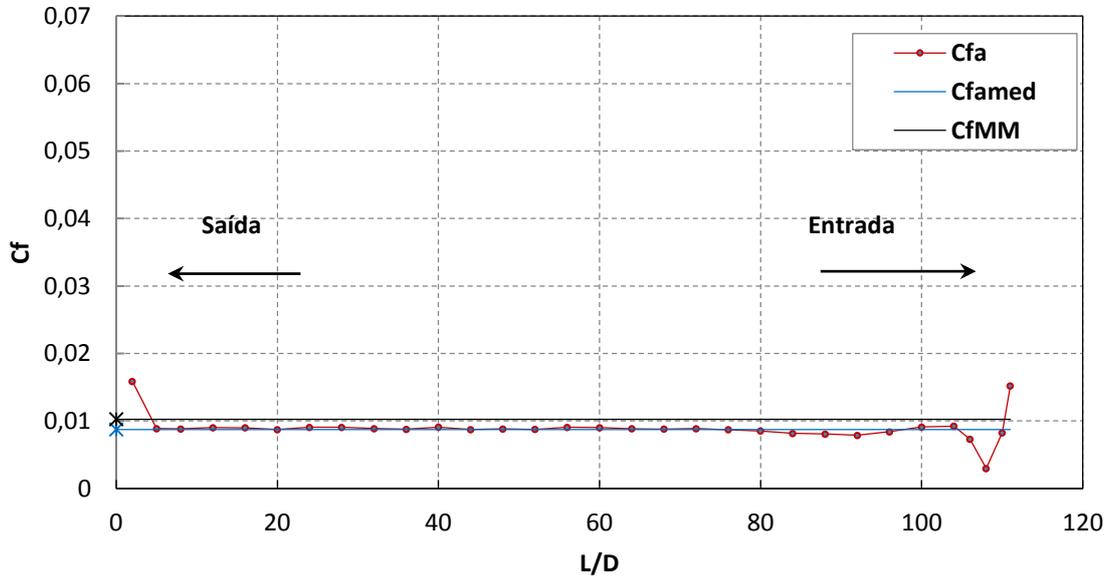
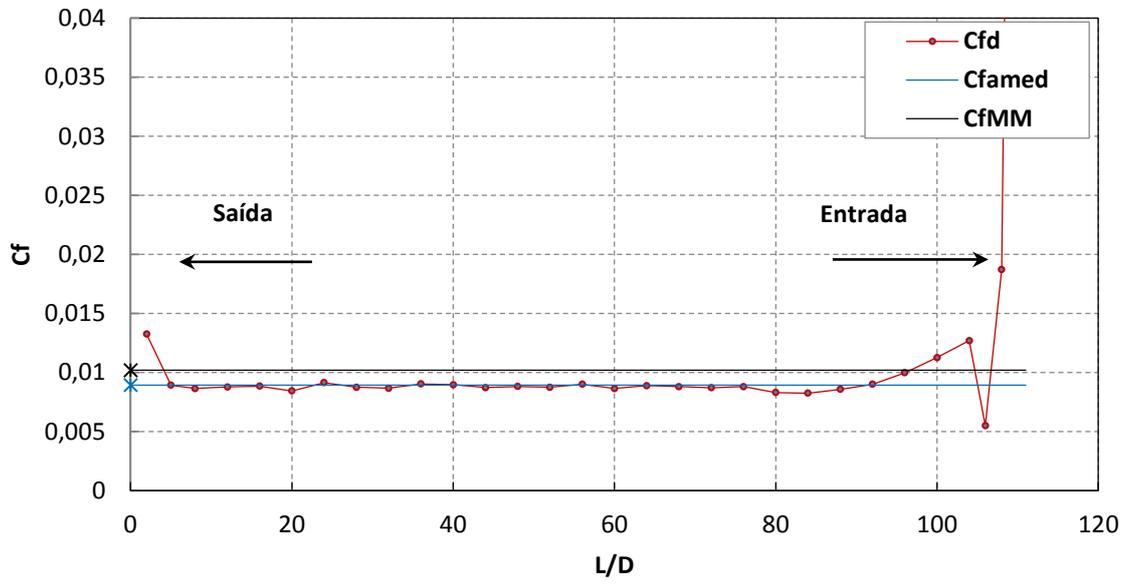
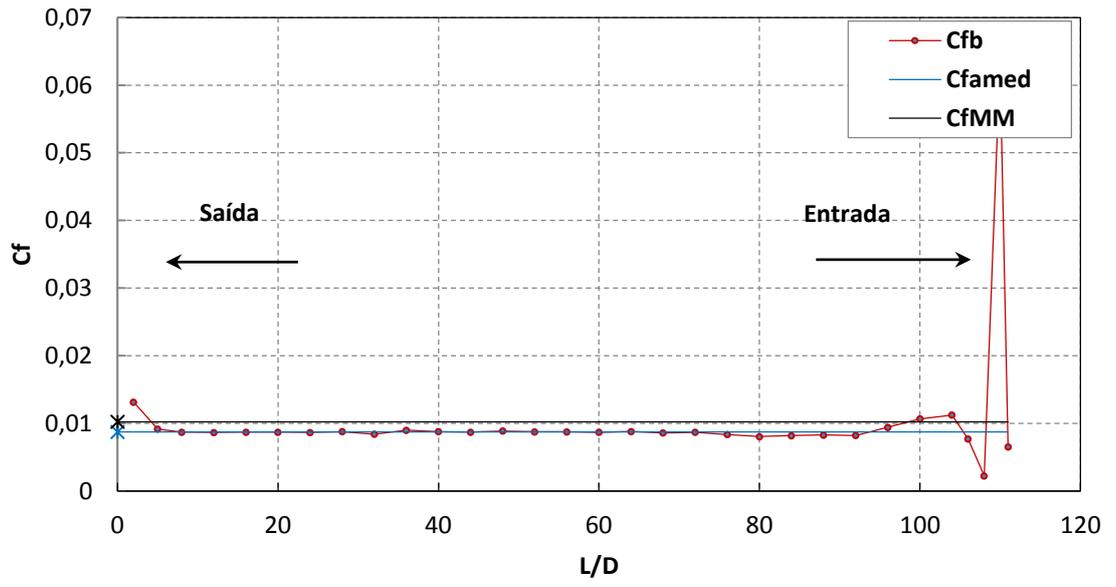
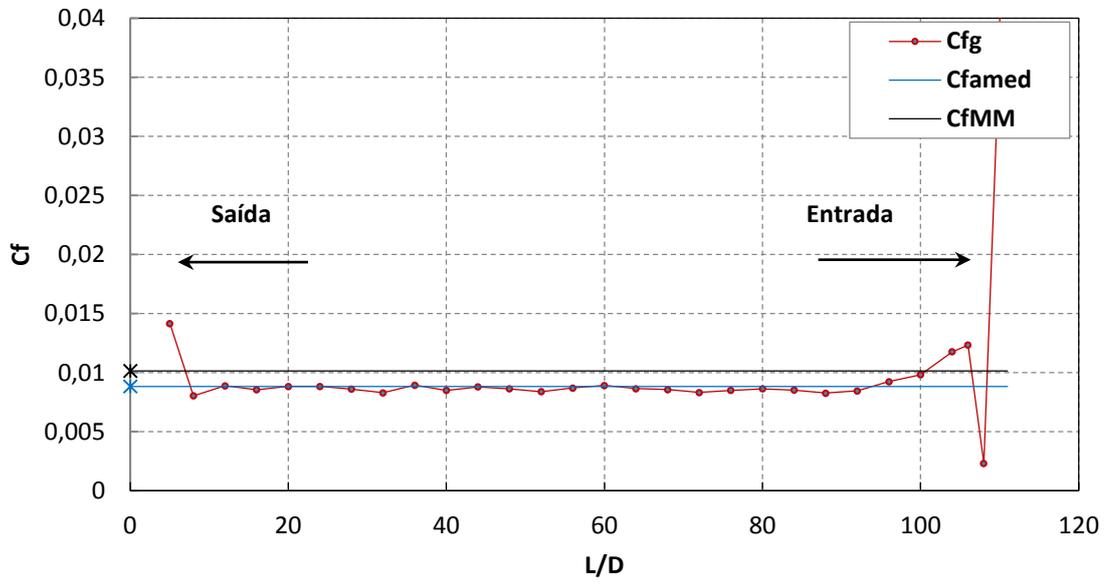
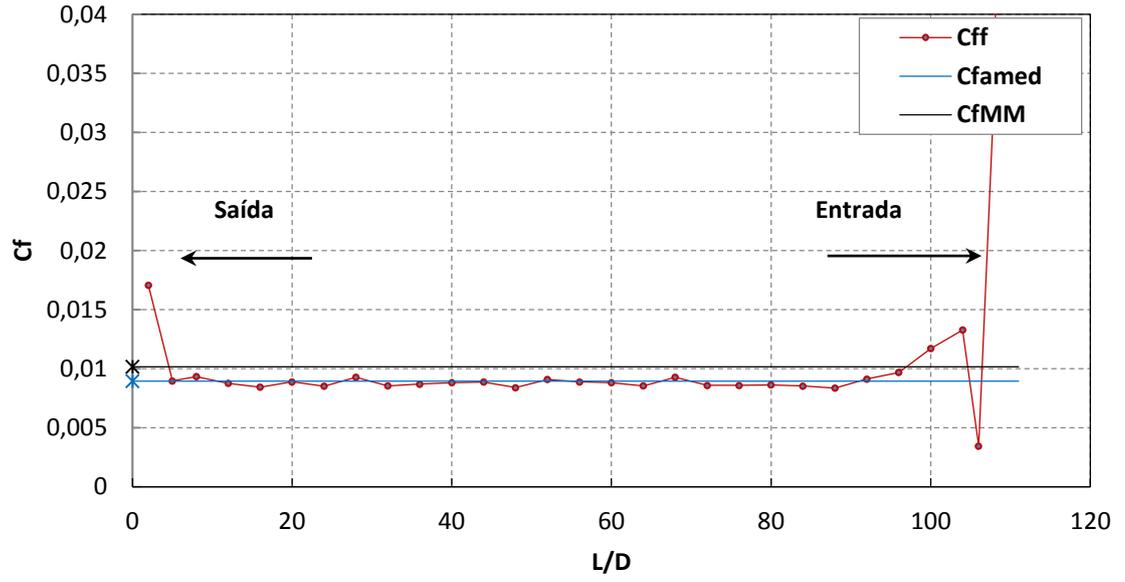
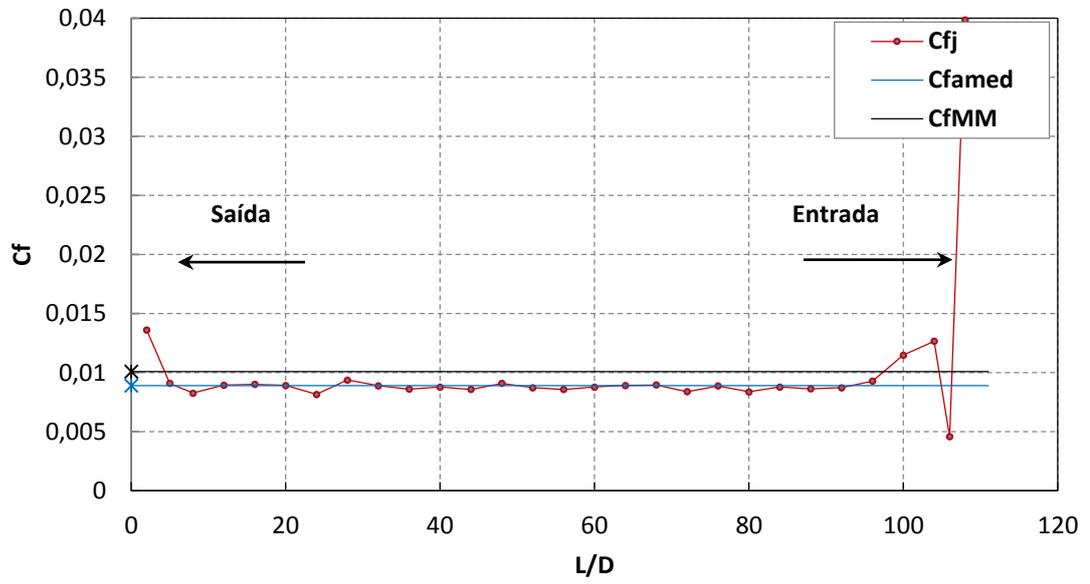
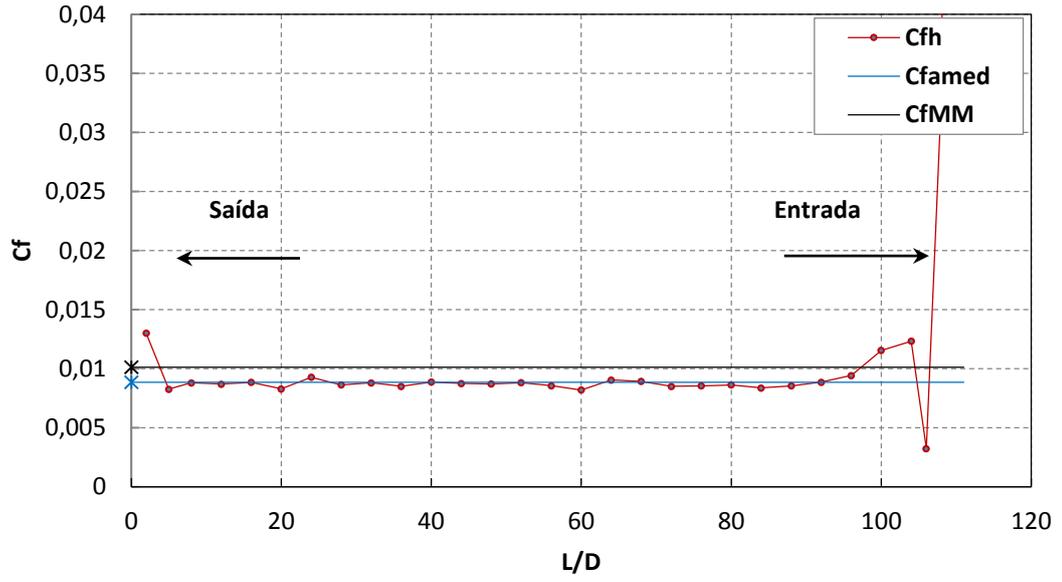


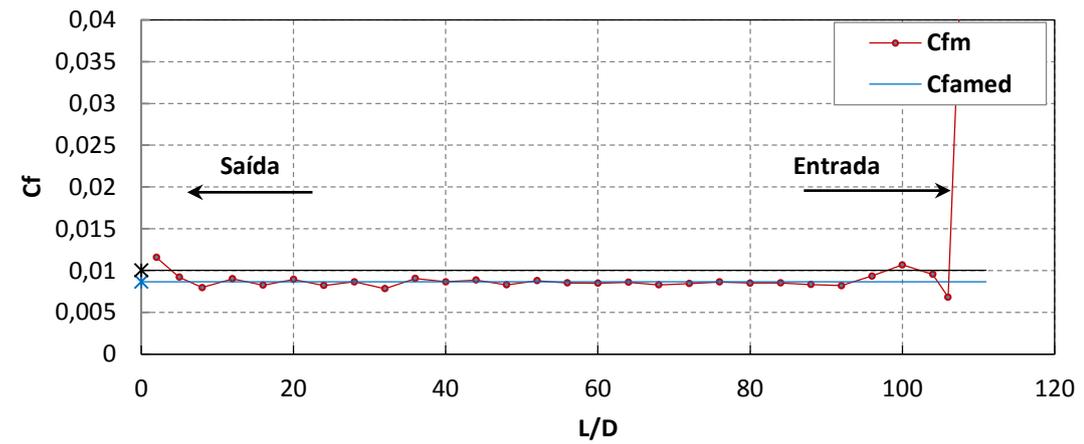
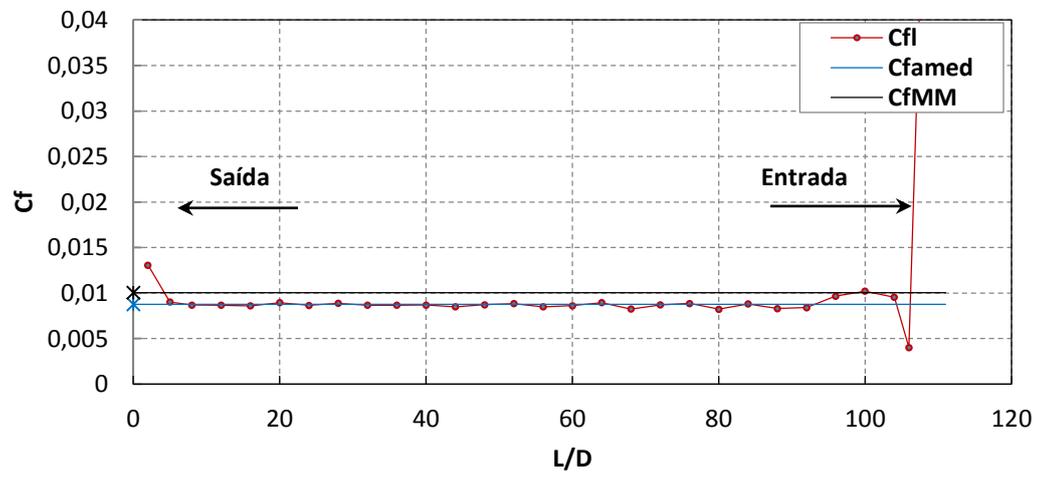
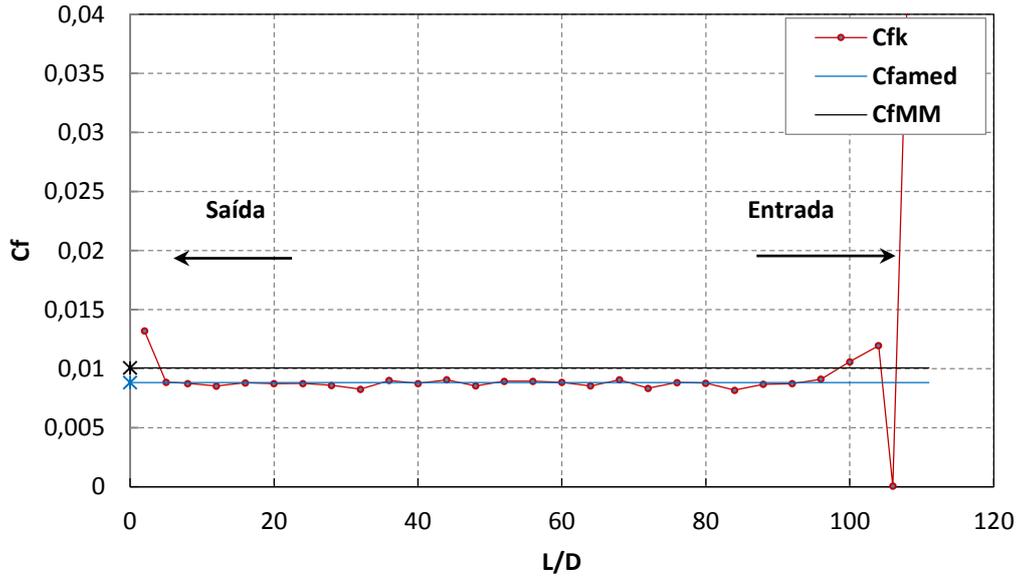
Figura B-6. Variação do coeficiente de atrito nos tubos verticais sem perturbação dos tubos horizontais para uma velocidade de rotação do motor de 400 RPM.











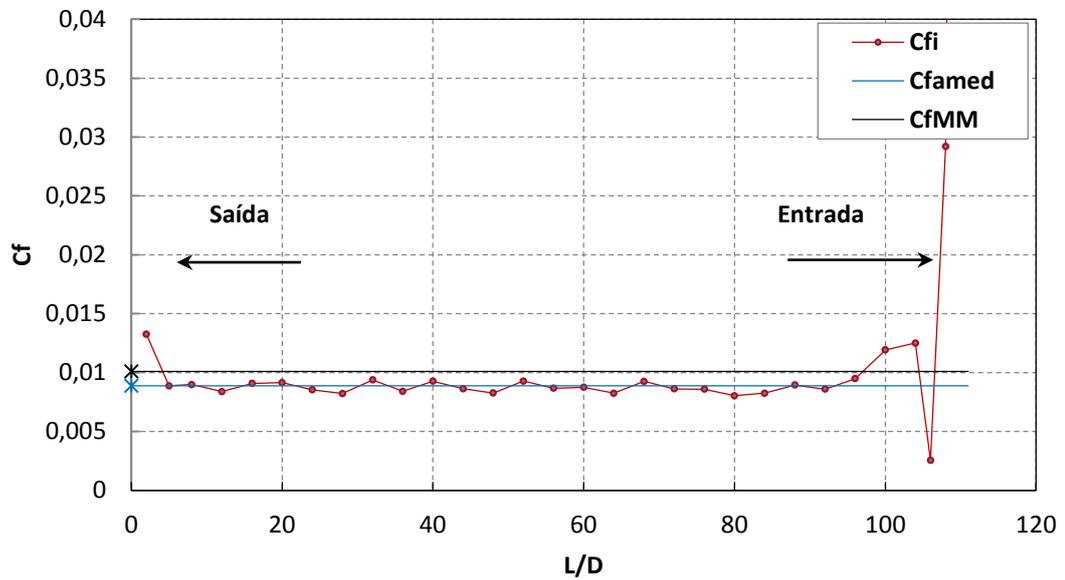
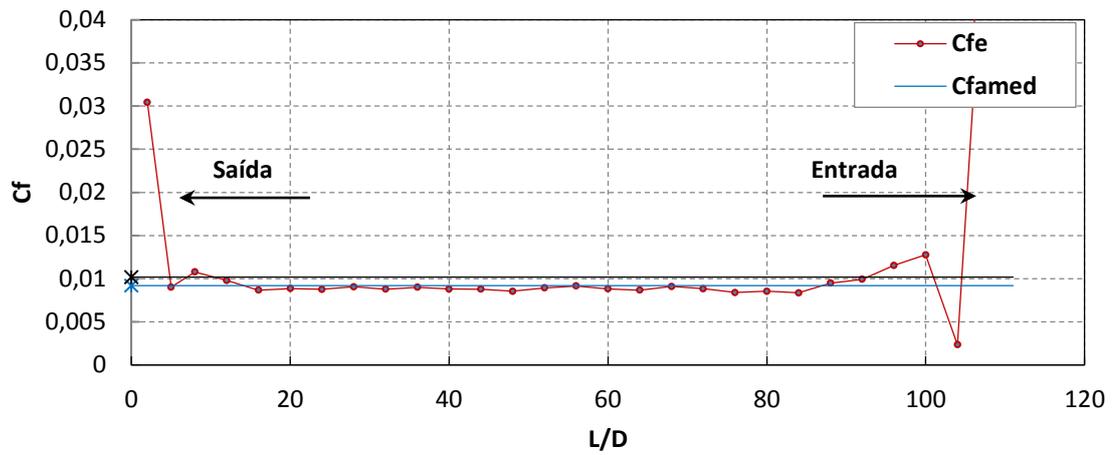
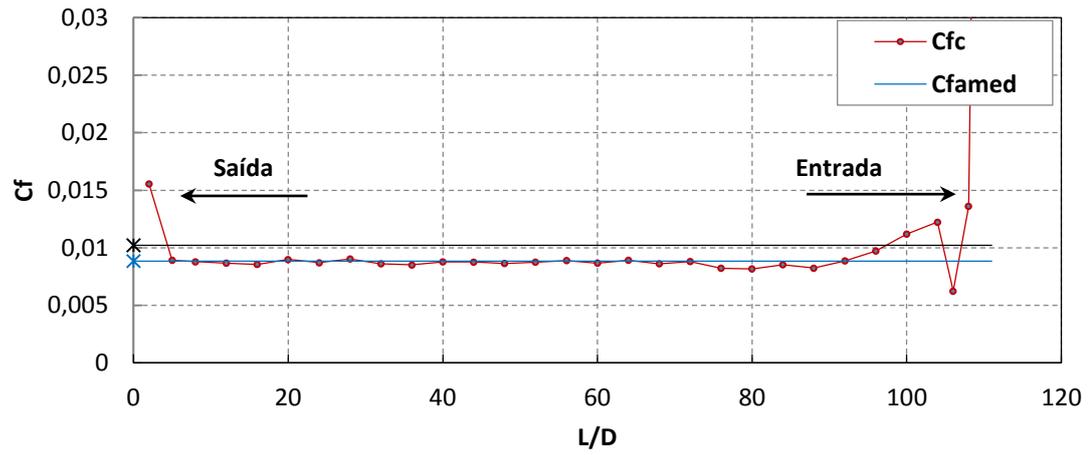


Figura B-7. Variação do coeficiente de atrito nos tubos horizontais para uma velocidade de rotação do motor de 500 RPM.

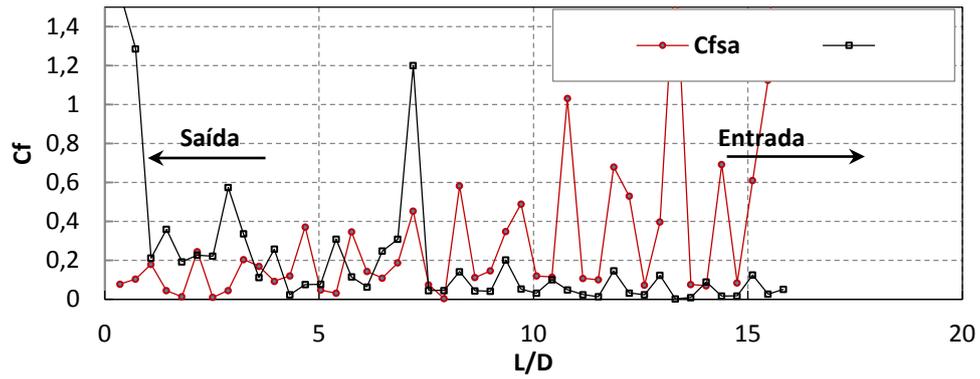


Figura B-8. Variação do coeficiente de atrito nos tubos verticais para uma velocidade de rotação do motor de 500 RPM.

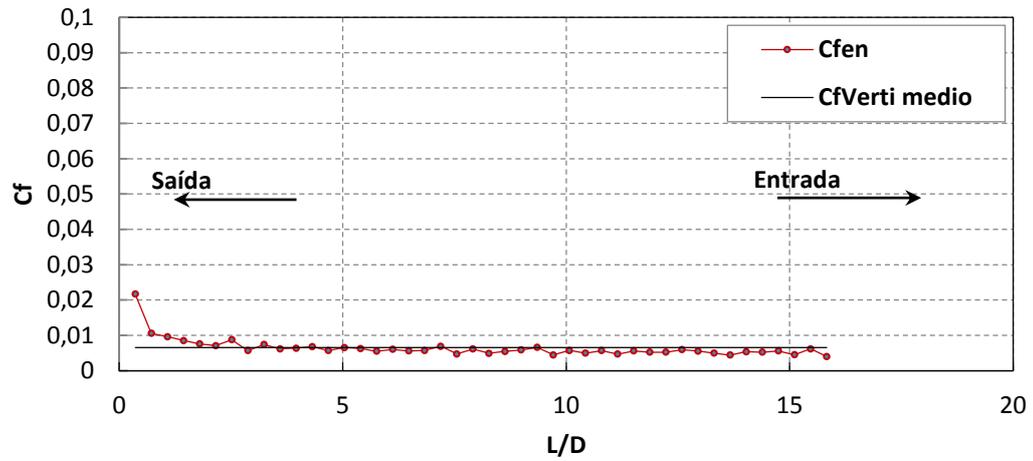


Figura B-9. Variação do coeficiente de atrito nos tubos verticais sem perturbação dos tubos horizontais para uma velocidade de rotação do motor de 400 RPM.

## ANEXO A

### *Modelo de turbulência k- $\omega$ SST*

É um modelo baseado no modelo empírico k- $\omega$  que incorpora a energia cinética turbulenta,  $k$ , e a quantidade de dissipação específica de energia cinética turbulenta,  $\omega$ , na equação de cálculo da viscosidade turbulenta. Para completar o sistema de equações com estas duas novas variáveis o modelo k- $\omega$  utiliza as equações de transporte com cada uma destas variáveis.

O modelo k- $\omega$  SST modifica a definição da viscosidade turbulenta do modelo k- $\omega$  incorporando o transporte de esforço cortante turbulento principal, melhorando os resultados das simulações se comparado com os modelos k- $\omega$  standard e k- $\epsilon$ . Outra modificação corresponde á soma de um término de difusão transversal na equação de  $\omega$  e uma função de média para assegurar que o modelo se comporta adequadamente tanto em regiões próximas da parede como no núcleo do escoamento [Perez, 2006 e Valencia, 2010]. A continuação se descreve a fundamentação matemática deste modelo de turbulência segundo os dois autores antes nomeado.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - Y_k + S_k$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega$$

Onde  $G_k$  é a geração de energia cinética turbulenta devido aos gradientes de velocidade media,  $G_\omega$  é a geração de  $\omega$ ,  $\Gamma_k$  e  $\Gamma_\omega$  são a difusividade efetiva de  $k$  e  $\omega$ , respetivamente,  $Y_k$  e  $Y_\omega$  são a dissipação de  $k$  y  $\omega$  devido á turbulência,  $D_\omega$  é o termino de difusão transversal,  $S_k$  e  $D_\omega$  são términos fonte.

A difusão efetiva esta dada por

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}, \quad \Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega}$$

$$\sigma_k = \frac{1}{\frac{F_1}{\sigma_{k,1}} + \frac{1-F_1}{\sigma_{k,2}}}, \quad \sigma_\omega = \frac{1}{\frac{F_1}{\sigma_{\omega,1}} + \frac{1-F_1}{\sigma_{\omega,2}}}$$

Onde  $\sigma_k$  e  $\sigma_\omega$  são os números de Prandtl turbulentos. A viscosidade turbulenta para este modelo de turbulência é definida como:

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max\left[\frac{1}{\alpha^*}, \frac{\Omega F_2}{\alpha_1 \omega}\right]}$$

$$\Omega = \sqrt{2\Omega_{ij}\Omega_{ij}}$$

$\Omega$  é o tensor de velocidade de giro médio,  $\alpha^*$  é um coeficiente de correção da viscosidade turbulenta nas regiões de baixo numero de Reynolds, tomando o valor da unidade para altos números de Reynolds ( $\alpha^* = \alpha^*_{\infty} = 1$ ). Este coeficiente é calculado com.

$$\alpha^* = \alpha^*_{\infty} \left[ \frac{\alpha_0^* + \left(\frac{Re_t}{Re_k}\right)}{1 + \left(\frac{Re_t}{Re_k}\right)} \right]$$

$Re_k$  e  $\alpha_0^*$  são constantes do modelo e  $Re_t = \rho k / \mu \omega$ . As funções medias  $F_1$  e  $F_2$  são definidas por:

$$F_1 = \tanh(\phi_1^4), \quad F_2 = \tanh(\phi_2^4)$$

$$\phi_1 = \min \left[ \max \left( \frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right), \frac{4\rho k}{\sigma_{\omega,2} D_{\omega}^+ y^2} \right]$$

$$D_{\omega}^+ = \max \left[ 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega,2}} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-20} \right]$$

$$\phi_2 = \max \left[ 2 \left( \frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right) \right]$$

Nestas equações  $y$  representa a distancia á parede, e  $D_{\omega}^+$  a parte positiva do termo da difusão transversal. A produção de turbulência é expressa com os termos.

$$G_k = -\rho \overline{u_i' u_j'} \frac{\partial u_j}{\partial x_i}, \quad G_\omega = \frac{\alpha}{\nu_t} G_k$$

$$\alpha = \frac{\alpha_\infty}{\alpha^*} \left[ \frac{\alpha_0^* + \left( \frac{Re_t}{Re_\omega} \right)}{1 + \left( \frac{Re_t}{Re_\omega} \right)} \right]$$

$$\alpha_\infty = F_1 \alpha_{\infty,1} + (1 - F_1) \alpha_{\infty,2}$$

$$\alpha_{\infty,1} = \frac{\beta_{i,1}}{\beta_\infty^*} - \frac{k^2}{\sigma_{\omega,1} \sqrt{\beta_\infty^*}}, \quad \alpha_{\infty,2} = \frac{\beta_{i,2}}{\beta_\infty^*} - \frac{k^2}{\sigma_{\omega,2} \sqrt{\beta_\infty^*}}$$

Estes valores de  $k, \beta_{i,1}$  e  $\beta_{i,2}$  são constantes do modelo. Para calcular os termos de dissipação da turbulência utilizam-se as seguintes relações.

$$Y_k = \rho \beta^* k \omega, \quad Y_\omega = \rho \beta \omega^2,$$

Sendo

$$\beta^* = \beta_i^* [1 + \xi^* F_{(Mt)}], \quad \beta = \beta_i \left[ 1 - \frac{\beta_i^*}{\beta_i} \xi^* F_{(Mt)} \right], \quad \beta_i = F_1 \beta_{i,1} + (1 - F_1) \beta_{i,2}$$

Os termos  $\xi^*, R\beta, \beta_\infty^*, \beta_{i,1}$  e  $\beta_{i,2}$  são constantes do modelo. A difusão transversal é.

$$D_\omega = 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega,2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}$$

Finalmente, a função de correção para ter em conta os efeitos de compressibilidade é.

$$F_{(Mt)} = \begin{cases} 0 & M_t \leq M_{t0} \\ M_t^2 - M_{t0}^2 & M_t > M_{t0} \end{cases}$$

Para altos números de Reynolds  $\beta_i^* = \beta_\infty^*$ , e para escoamento incompressível  $\beta^* = \beta_i$  e

$$M_t^2 = \frac{2k}{a^2}, \quad a = \sqrt{\gamma RT}, \quad M_{t0} = 0,25$$