

UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA

FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
SISBI/UFU



1000215043

**AVALIAÇÃO DOS MODELOS SEMI-EMPÍRICOS DO TOOLKIT
ASHRAE PARA COMPRESSORES CENTRÍFUGOS E TURBINAS**

Dissertação apresentada à Universidade Federal de Uberlândia por:

Gleyzer Martins

como parte do requisito para obtenção do título de Mestre em
Engenharia Mecânica

Aprovado por:

Prof. Dr. Oscar Saul Hernandez Mendoza - (UFU) - Orientador

Dra. Cleide Aparecida Silva - (JCJ - TIC Ltda e Colaboradora da
Université de Liege)

Prof. Dr. Orosimbo Andrade de Almeida Rego - (UFU)

Prof. M.Sc. Tiong Hiap Ong - (UFU) - Professor Convidado

Uberlândia 23 de Março de 2004

MDN
621:519.296.5
14386a
TES/mem



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
Av. João Naves de Ávila, 2121 - 38400-902 Fone: 0XX(34)32394149 Ramal 42
FAX: 0XX(34)32394282 - Campus Santa Mônica - Uberlândia MG



ALUNO: GLEYZER MARTINS

NÚMERO DE MATRÍCULA: 5021552-X

ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos

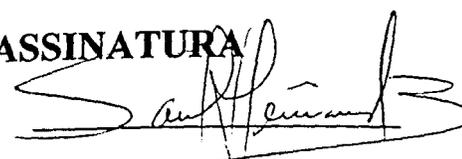
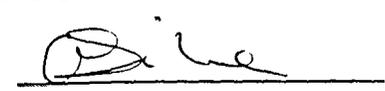
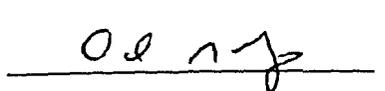
PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA: NÍVEL MESTRADO

TÍTULO DA DISSERTAÇÃO:

“Avaliação dos Modelos Semi-Empíricos do Toolkit Ashrae Para Compressores Centrífugos e Turbinas”

ORIENTADOR: Prof. Dr. Oscar Saul Hernandez Mendoza

A Dissertação foi APROVADA em reunião pública, realizada na sala 1M218 do bloco 1M, Campus Santa Mônica, em 23 de março de 2003, às horas 09:00 horas, com a seguinte Banca Examinadora:

NOME	ASSINATURA
Oscar Saul Hernandez Mendoza, Prof. Dr.	UFU 
Cleide Aparecida Silva, Prof ^a . Dr ^a	JCJ – TIC Ltda e Colaboradora da Université de Liege 
Orosimbo Andrade de Almeida Rego, Prof. Dr.	UFU 
Tiong Hiap Ong, Prof. M.Sc.	UFU 

Uberlândia, 23 de março de 2004.

Aos meus pais Vicente de Paulo Martins & Elizabeth Maria Martins,
À minha querida companheira Priscila Olga Rodrigues César
Aos meus irmãos Glauber Martins & Gleyde Abadia Martins

Agradecimento

Gostaria nesta oportunidade de expressar meus sinceros agradecimentos àquelas pessoas que direta ou indiretamente contribuíram para realização desse trabalho.

Ao Professor Dr. Oscar Saul Hernandez pela dedicação e apoio depositado para o êxito deste trabalho.

Aos Professores Dr. Ricardo Fortes de Miranda e Dr. Carlos Alberto de Melo pelas valiosas discussões e contribuições.

Aos meus colegas José Antônio Tumialám Borja, José Eduardo de Oliveira, Cláudia Maria Tomas Melo, Doris Amélio Julio Jurado, José dos Reis Moura Junior e Leandro Jacomine, pela amizade e apoio em cada etapa desse trabalho.

Aos meus colegas do Programa Especial de Treinamento, em especial ao Prof Clovis Albuquerque Rosa, pela amizade e apoio.

À instituição de fomento CAPES pelo apoio financeiro, através da concessão da bolsa de estudo. À Faculdade de Engenharia Mecânica e à Coordenação de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, sem as quais essa dissertação não teria logrado êxito.

Sumário

SUMÁRIO	III
LISTA DE SÍMBOLOS	V
LISTA DE FIGURAS	VIII
RESUMO	X
ABSTRACT	XI
CAPÍTULO I - INTRODUÇÃO	1
1.1 - SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO	2
1.1.1 - <i>Ciclo de Refrigeração a Ar</i>	2
1.1.2 - <i>Ciclo de Refrigeração Stirling</i>	3
1.1.3 - <i>Ciclo de Refrigeração por Absorção</i>	4
1.1.4 - <i>Refrigeração Termo Elétrica</i>	4
1.1.5 - <i>Ciclo de Refrigeração por Compressão de Vapor</i>	5
1.2 - FLUIDO REFRIGERANTE	6
1.2.1 - <i>Halocarbonos</i>	7
1.2.2 - <i>Hidrocarbonos</i>	7
1.2.3 - <i>Amônia</i>	8
1.2.4 - <i>Dióxido de Carbono</i>	8
1.2.5 - <i>Água</i>	8
1.2.6 - <i>Proibição dos Fluidos Refrigerantes Nocivos à Camada de Ozônio e ao aquecimento global</i>	9
1.3 - MOTIVAÇÃO DO PROJETO DE DISSERTAÇÃO	10
1.4 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	12
1.5 - PROJETO DE DISSERTAÇÃO	18
CAPÍTULO II - ANÁLISE DE TURBINAS	21
2.1 - ANÁLISE DE TURBINAS UTILIZANDO DADOS DE CASCATA	22
2.2 - ANÁLISE DE TURBINAS USANDO ARGUMENTOS DE CANAL	23
2.3 - ANÁLISE DE TURBINAS USANDO COEFICIENTES DE VELOCIDADE	24
2.4 - MODELO DE TURBINA AXIAL PROPOSTO NO ASHRAE TOOLKIT	25

2.5 - TURBINAS RADIAIS	28
2.5.1 - <i>Revisão Bibliográfica.....</i>	29
2.6 - MODELAGEM DE TURBINAS RADIAIS UTILIZANDO A METODOLOGIA DO ASHRAE TOOLKIT.....	31
2.6.1 - <i>Metodologia de Determinação dos Parâmetros.....</i>	31
2.6.2 - <i>Avaliação do Modelo.....</i>	35
2.7 - CORREÇÃO DO MODELO DO ASHRAE TOOLKIT PARA TURBINAS RADIAIS	38
2.7.1 - <i>Metodologia de Determinação dos Parâmetros.....</i>	39
2.7.2 - <i>Avaliação do Modelo.....</i>	42
2.8 - ANÁLISE COMPARATIVA DAS METODOLOGIAS	47
CAPÍTULO III - ANÁLISE DE COMPRESSORES.....	49
3.1 - ANÁLISE DE COMPRESSOR UTILIZANDO DADOS DE CASCATA	50
3.2 - ANÁLISE DE COMPRESSORES USANDO ARGUMENTOS DE CANAL.....	51
3.3 - COMPRESSORES CENTRÍFUGOS.....	52
3.3.1 - <i>Instabilidades dos Compressores.....</i>	54
3.4 - MODELO DE COMPRESSOR CENTRÍFUGO PROPOSTO NO ASHRAE TOOLKIT	58
3.4.1 - <i>Metodologia de Determinação dos Parâmetros.....</i>	61
3.4.2 - <i>Avaliação do Modelo.....</i>	66
3.5 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	71
3.6 - CONSIDERAÇÕES SOBRE O MODELO DO COMPRESSOR	75
3.6.1 - <i>Considerações sobre o Modelo de Perdas para o Compressor</i>	75
3.6.2 - <i>Considerações sobre os Efeitos Compressíveis na Modelagem.....</i>	87
3.6.3 - <i>Avaliação dos Novos Conceitos.....</i>	91
3.7 - AVALIAÇÃO DA FAIXA DE APLICAÇÃO DO MODELO ASHRAE TOOLKIT	93
CAPÍTULO IV - CONCLUSÃO & TRABALHOS FUTUROS.....	95
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	98
ANEXO I.....	102
ANEXO II.....	113

Lista de Símbolos

Letras Latinas

A	Área	[m ²]
a	Coeficiente de ajuste de curvas	
b	Coeficiente de ajuste de curvas	
C	Velocidade absoluta	[m/s]
c	Coeficiente de ajuste de curvas	
c_0	Velocidade do jato	[m/s]
C_p	Calor específico a pressão constante	[kJ/kg-K]
\bar{C}_p	Calor específico médio a pressão constante	[kJ/kg-K]
D	Diâmetro	[m]
e	Largura do impulsor	[m]
g	Gravidade	[m/s ²]
H	Perdas nos Componentes	[kJ/kg]
h	Entalpia	[kJ/kg]
ih	Entalpia isentrópica	[kJ/kg]
iT	Temperatura isentrópica	[K]
K	Constantes ajustadas as curvas	
\dot{M}	Fluxo mássico	[kg/s]
N	Velocidade	[rpm]
P	Pressão	[kPa]
q	Altura manométrica	[m]
\dot{q}	Fluxo de calor por unidade massa	[kJ/kg]
R	Constante particular dos gases ideais	[kJ/kg-K]
r	Raio	[m]
Re	Relação de pressão	
Re_i	Relação de pressão do impulsor	
T	Temperatura	[K]
T'	Temperatura com termos de perdas	[K]
U	Velocidade tangencial do impulsor	[m/s]
\dot{V}	Fluxo Volumétrico	[m ³ /s]
v	Volume específico	[m ³ /kg]

v'	Volume específico com termos de perda	[m ³ /kg]
V_E	Válvula de Expansão	
W	Velocidade Relativa	[m/s]
\dot{W}	Trabalho Específico	[kJ/kg]
\dot{W}_{loss}	Perdas Eletromecânicas	[kJ/kg]
W_p	Efeitos de pre-rotação	[kJ/kg]
X	Variável dependente do ajuste de curvas	
Y	Variável independente do ajuste de curvas	
M	Número de Mach	

Símbolos Gregos

α	Ângulo entre a velocidade absoluta e tangencial	[rad]
α_{loss}	Fator de perda	
β	Ângulo entre a velocidade relativa e tangencial	[rad]
δu	Parâmetro de carga na pá	
ϕ	Fator de Fluxo adimensional	
Γ	Torque	[Nm]
γ	Razão de calores específicos	
η	Rendimento	
K	Razão de velocidades meridionais	
λ	Coefficiente de distorção do perfil de velocidade	
λ_w	Ângulo do vetor médio	
π_{E2}	Relação de pressão	
$\pi_{critica}$	Relação de pressão de pressão crítica	
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
σ	Fator de deslizamento	
ζ	Fator de compressibilidade do fluido	
τ	Coefficiente de torque	
Ω_s	Velocidade específica	[rad/s]
ξ	Rendimentos isentrópicos dos componentes do compressor	
ψ	Coefficiente de energia de pressão adimensional	
ζ	Coefficiente de perda	

Subscritos

<i>Ad</i>	Adiabático
<i>Ar</i>	Ar
<i>C</i>	Compressor
<i>c</i>	Correção para as condições de operação
<i>cl</i>	Perdas por folgas nas pás
<i>D</i>	Difusor
<i>E</i>	Perdas por atrito nas paredes de saída
<i>EX</i>	Estado de saída
<i>f</i>	Fonte fria
<i>h</i>	Hidráulica
<i>m</i>	Meridional
max	Máximo
<i>P</i>	Perdas internas
<i>q</i>	Fonte quente
<i>R</i>	Rotor
<i>ref</i>	Refrigerante
<i>s</i>	Propriedade estática
<i>SD</i>	Isentrópico do difusor
<i>SI</i>	Isentrópico do impulsor
<i>Sh</i>	Eixo
<i>SU</i>	Estado de entrada
<i>T</i>	Turbina
<i>t</i>	Propriedade total
<i>teste</i>	Condição de teste
<i>th</i>	Teórico
<i>Thr</i>	Bocal
<i>u</i>	Componente relativa a velocidade tangencial
<i>w</i>	Atrito com ar e com rotor
1	Estado de entrada
2	Estado de saída do impulsor
3	Estado de saída

Lista de Figuras

Figura 1.1 - Períodos de uso de Refrigerantes Comuns desde 1850, Pearson (1999)	1
Figura 1.2 - Representação esquemática do ciclo Brayton-Joule Reverso	2
Figura 1.3 - Representação esquemática do ciclo de Rankine Reverso	5
Figura 1.5 - Representação esquemática do ciclo a ar	12
Figura 2.1 - Processo de fluxo em turbinas.....	21
Figure 2.2 - Representação esquemática da roda de D'Laval e do digrama de velocidade	26
Figura 2.3 - Configuração típica de turbina radial	29
Figura 2.4 - Distribuição das perdas em turbinas radiais	30
Figura 2.5 - Curvas características fornecidas pelo Fabricante.....	33
Figura 2.6 - Parâmetros levantados para as turbinas.....	35
Figura 2.7 - Relação de pressão obtida pelo modelo e pelo mapa de operação.....	36
Figura 2.8 - Rendimento obtido pelo modelo e pelo mapa de operação.	38
Figura 2.9 - Parâmetros levantados para as turbinas.....	41
Figura 2.10 - Relação de pressão obtida pelo modelo e pelo mapa de operação.....	43
Figura 2.11 - Rendimento obtido pelo modelo e pelo mapa de operação.	44
Figura 2.12 - Relação de pressão obtida pelo modelo e pelo mapa de operação.....	46
Figura 2.13 - Rendimento obtido pelo modelo e pelo mapa de operação.	47
Figura 2.14 - Comparativo entre os modelos para o ponto nominal de operação	48
Figura 3.1 - Diagrama T-S do processo do compressor.....	49
Figura 3.2 - Diagrama esquema de um compressor centrifugo.....	53
Figura 3.3 - Característica típica de compressores.....	54
Figura 3.4 - Característica de ciclos de surge em compressores.....	55
Figura 3.5 - Efeito da característica do uso.....	56
Figura 3.6 - Estol rotativo nos mapas de compressores	57
Figura 3.7 - Representação esquemática da modelagem do compressor.....	58
Figura 3.8 - Descrição do impulsor	59
Figura 3.9 - Curva Característica do Compressor Estudado.....	63

Figura 3.10 - Parâmetros levantados para o compressor.....	65
Figura 3.11 - Comparação entre o trabalho adiabático e eixo para diferentes rotações	66
Figura 3.12 - Relação de pressão obtida pelo modelo e pelo mapa de operação.	67
Figura 3.13 - Rendimento obtido pelo modelo e pelo mapa de operação.....	68
Figura 3.14 - Erros relativos obtidos pelo modelo para a relação de pressão e rendimento.....	68
Figura 3.15 - Relação de pressão obtida pelo modelo e pelo mapa de operação.	69
Figura 3.16 - Rendimento obtido pelo modelo e a pelo mapa de operação.....	70
Figura 3.17 - Erros relativos obtidos pelo modelo para a relação de pressão e rendimento.....	70
Figura 3.18 - Resultados do ajuste dos trabalhos pela equação (3.43).....	78
Figura 3.19 - Novos Parâmetros levantados para o compressor.....	79
Figura 3.20 - Resultados do ajuste dos trabalhos pela equação (3.50).....	80
Figura 3.21 - Novos Parâmetros levantados para o compressor.....	81
Figura 3.22 - Resultados do ajuste dos trabalhos pela equação (3.55).....	83
Figura 3.23 - Novos Parâmetros levantados para o compressor.....	84
Figura 3.24 - Relação de pressão obtida pelo modelo e pelos mapa de operação.....	85
Figura 3.25 - Rendimento obtido pelo modelo e pelo mapa de operação.....	85
Figura 3.26 - Erros relativos obtidos pelo modelo para a relação de pressão e rendimento.....	86
Figura 3.27 - Resultados do ajuste da equação (3.71) aos pontos da curva.	90
Figura 3.28 - Trabalho adiabático em função do número de Mach.....	91
Figura 3.29 - Comparativo entre os modelos para o ponto nominal de operação.....	92
Figura 3.30 - Curva Característica do Compressor Estudado em termos de variáveis adimensionais.....	93

Martins G., 2004, "Avaliação dos Modelos Semi-Empíricos do Toolkit ASHRAE para Compressores Centrifugos e Turbinas", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG.

Resumo

Nesta dissertação, tratará a modelagem de turbocompressores, permitindo a análise das características de fluxo de massa e eficiência desses equipamentos para aplicação no campo de refrigeração. Foram analisados os modelos semi-empíricos propostos pelo documento ASHRAE – T.C 4.7.

Nessa análise das turbinas radiais e compressores centrífugos, foram comparados os resultados obtidos pelos modelos ASHRAE com os dados de operação fornecidos pelos fabricantes brasileiros. Nessa simulação, os resultados não foram satisfatórios. Dessa forma, implementaram-se modificações na determinação dos parâmetros usados no modelo, assim como sugestões de correções levando em conta os efeitos compressíveis e as perdas nas turbomáquinas. Os resultados obtidos demonstraram melhorias nas respostas dos modelos, principalmente na turbina, porém com dificuldades de formulação no modelo do compressor centrífugo, devido à falta de dados necessários para o desenvolvimento dos modelos semi-empíricos

Palavras Chaves: Modelos Semi-Empíricos, Turbocompressores, Compressores Centrifugos, Turbinas Radiais

Martins G., 2004, "Evaluation of Toolkit ASHRAE Semi-Empirical Model for Centrifugal Compressors and Turbines", M. Sc. Dissertation, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG.

Abstract

This work deals with the turbochargers modeling, allowing analysis of mass flow rate and efficiency characteristic for application in refrigeration field. The based model used is the semi-empirical proposed by document ASHRAE – T.C. 4.7 document.

The behavior of the ASHRAE model for radial turbines and centrifugal compressors was observed. Results of simulation using ASHRAE model are compared with data obtained from Brazilian manufacturer. In order to improve results, modifications are implemented, mainly in the way parameters used by models are obtained, as well as corrections are suggested taking in to account, compressible effects and losses model, considering that turbo machine fluid flow behave similar to flow in pipes. Results obtained showed improvements in model response, specifically with turbines, however for centrifugal compressor model difficulties were encountered due to lack of data and problems in parameters identification, even though this work shows improves in compressor model response, especially at high mass flow rates.

Capítulo I

Introdução

Os sistemas de refrigeração artificial surgiram por volta da metade do século XIX, na idade do vapor, com uma severa competição entre os ciclos de refrigeração a ar; os sistemas de compressão de vapor (usando refrigerantes como Éter Sufúrico) e os sistemas de refrigeração por absorção usando amônia aquosa. Por volta do fim do século, os sistemas de compressão de vapor usando amônia anidra começaram a emergir na direção de altas eficiências e confiabilidade, porém com os outros sistemas sendo aplicados na refrigeração marítima, liquefação de gases, ou onde havia um abundante desperdício de calor e temperaturas apropriadas. Além da amônia utilizada nos sistemas de compressão a vapor, também podiam ser encontrados sistemas com dióxido de carbono, especialmente para aplicações marítimas, e o dióxido de enxofre para pequenos sistemas domésticos e sistemas comerciais, na figura 1.1 pode se observar os refrigerantes utilizados ao longo do tempo.

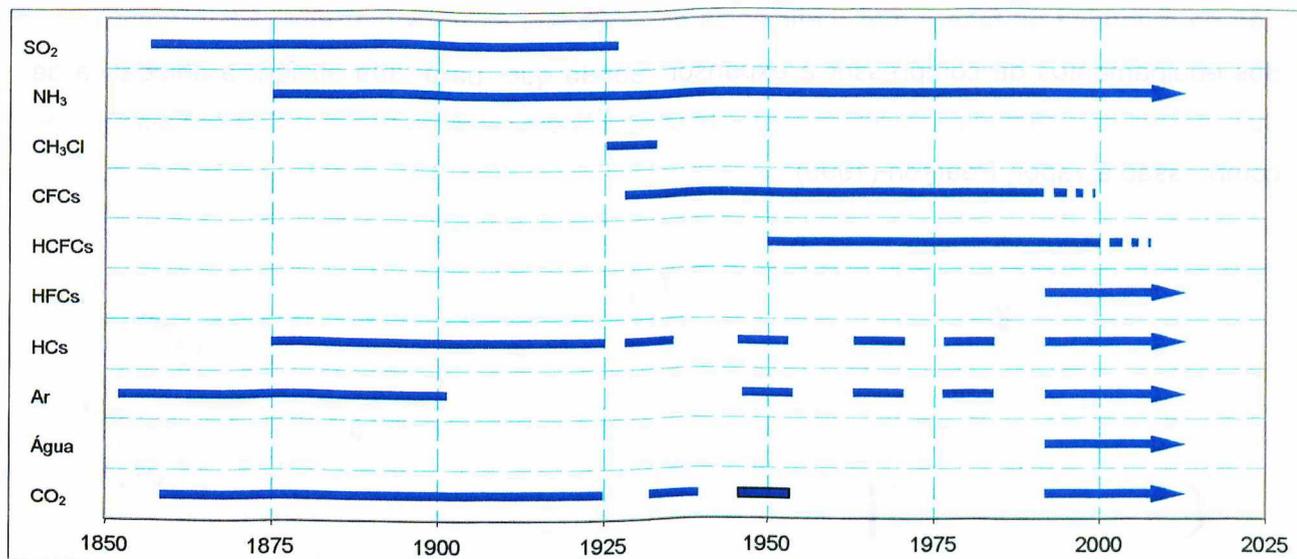


Figura 1.1 - Períodos de uso de Refrigerantes Comuns desde 1850, Pearson (1999)

Com advento dos refrigerantes CFC por volta de 1930, começou um processo de rápido desenvolvimento nos Estados Unidos que espalhou para resto do mundo por volta de 1945, dominando o cenário dos sistemas de refrigeração até a década de 90, quando o seu uso foi restringido pelos efeitos nocivos à camada de ozônio e ao aquecimento global. Nesse período

os outros sistemas de refrigeração ficaram restritos a aplicações especiais, tais como; o ciclo a ar ao condicionamento e pressurização de cabines de aviões, e o sistema de compressão a amônia a grandes sistemas de refrigeração.

De uma forma geral, os sistemas de refrigeração podem ser encontrados em 5 grupos divididos segundo o processo de refrigeração utilizado, são eles; os ciclos de refrigeração a ar, os ciclos de refrigeração de Stirling, os ciclos de absorção, o processo de refrigeração termo elétrico e ciclos de compressão a vapor.

1.1 - Sistemas de Refrigeração

1.1.1 - Ciclo de Refrigeração a Ar

O ciclo de refrigeração a ar é um dos primeiros e um dos mais simples ciclos praticáveis. Baseado no ciclo Brayton-Joule reverso, consiste de uma compressão do fluido de trabalho, que aumenta a temperatura, seguido de uma rejeição de calor a pressão constante e uma expansão, que fornece trabalho e reduz a temperatura, como mostrado na figura 1.2. O fluido usualmente é o ar, mas pode ser outro gás permanente, nesse ciclo é importante observar que não há mudança de fase e que a eficiência do ciclo está diretamente relacionada à eficiência dos equipamentos de compressor e expensor. Sendo que, para uma eficiência adiabática de 80% destes equipamentos, a eficiência pode chegar a um terço da eficiência de um sistema de compressão a vapor, Pearson (1999).

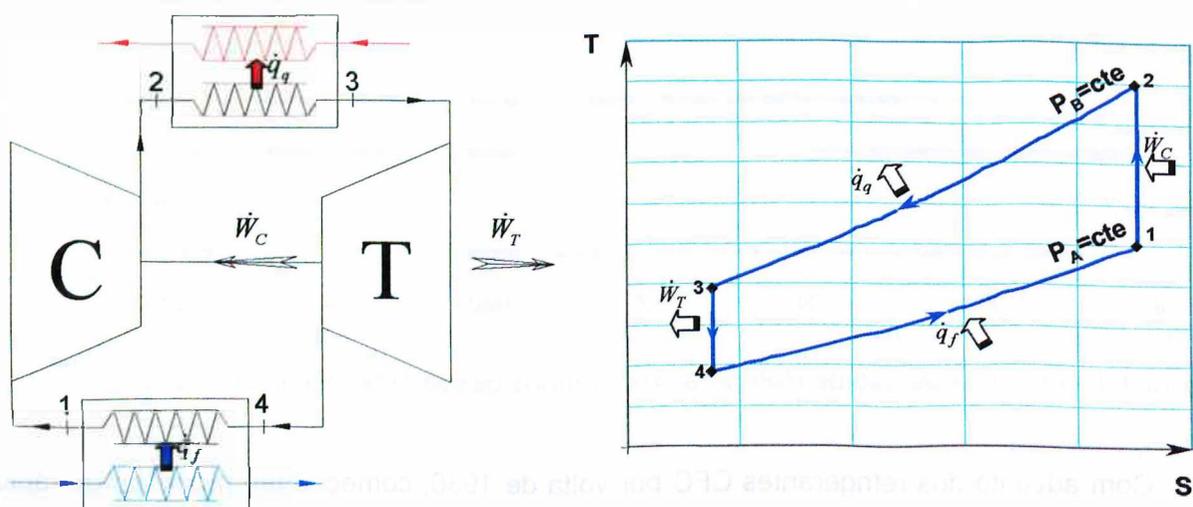


Figura 1.2 - Representação esquemática do ciclo Brayton-Joule Reverso

Como resultado da baixa eficiência, o ciclo a ar apresenta uma larga faixa de temperatura produzida pelo processo de compressão e expansão, podendo esta ser benéfica, se o produto necessitar ser aquecido ou refrigerado a essa temperatura. O ciclo a ar, por não operar com calor latente, apresenta desvantagem em relação aos outros ciclos, o que reduz o efeito de refrigeração por unidade de massa do fluido refrigerante. Outra desvantagem é que dependendo das configurações, aberto ou fechado, o ciclo pode reduzir ainda mais a eficiência, uma vez que, apesar de os ciclos a ar aberto apresentarem maior eficiência do que o fechado, a influência de parâmetros como a umidade, perda de carga e temperatura de saída podem ser fatores decisivos para determinação da eficiência. Fleming et al avaliaram as duas configurações de ciclo e observaram que há uma umidade relativa que reduz significativamente a eficiência do ciclo aberto, dependendo da temperatura de saída desejada. Eles ainda estudaram os efeitos da eficiência dos equipamentos de expansão e compressão, das perdas de pressão nos condutos e da temperatura média logarítmica dos trocadores de calor, e concluíram que há redução significativa da eficiência com estes parâmetros para ciclo a ar aberto. Tornando assim o ciclo fechado competitivo frente aos ciclos abertos.

O uso do ciclo de refrigeração a ar, apesar de apresentar baixa eficiência, torna-se viável quando há aproveitamento, tanto do calor rejeitado quanto do calor absorvido, ou seja o calor da fonte fria \dot{q}_f e da fonte quente \dot{q}_q . No entanto, a eficiência desse ciclo pode ser compatível com os sistemas de compressão de vapor a temperatura de absorção de -60°C e pressões acima de 60Bar, o que conseqüentemente eleva os custos de instalação.

Em termos ambientais, o fato do ciclo a ar apresentar baixa eficiência aumenta o seu impacto equivalente total no aquecimento global, o que é compensando pelo uso de plantas de cogeração e pela não agressão à camada de ozônio.

1.1.2 - Ciclo de Refrigeração Stirling

À temperatura constante o ciclo de refrigeração Stirling opera por compressão e expansão. Isso implica que as trocas térmicas associadas ao compressor e ao expansor são realizadas por um trocador de calor regenerativo, que produz mudanças de temperatura no fluido de trabalho à pressão constante.

O Ciclo de Stirling pode produzir altas eficiências comparáveis com as alcançadas pelos ciclos de compressão a vapor. Este é particularmente apropriado para produção de refrigeração à baixa temperatura, pois como nos ciclos de refrigeração a ar, somente calor sensível é utilizado para extração de calor. A maior desvantagem do ciclo de Stirling é o uso

em grandes escala, uma vez que é necessário extrair calor pela superfície do expensor e rejeitar calor pela superfície do compressor. Entretanto, o ciclo de Stirling pode ser projetado para operar com fluido de trabalho sem impacto ambiental, tais como, hidrogênio ou, podendo ser considerado menos agressivo ao ambiente que os ciclos de refrigeração por compressão de vapor. O ciclo de Stirling pode ter sua aplicação garantida em temperaturas criogênicas, em pequena e média escala.

1.1.3 - Ciclo de Refrigeração por Absorção

O mecanismo de sistema de refrigeração por absorção é essencialmente o mesmo de um sistema de compressão a vapor. Porém a função do compressor é substituída por uma absorção de vapor de refrigerante para líquido, por uma pressurização da solução por meio de bomba de líquido e por uma geração de vapor da solução pelo aquecimento. O vapor a alta pressão pode então ser condensado como nos sistemas de compressão de vapor. O líquido passa à entalpia constante por uma válvula para o lado de baixa pressão onde o calor é retirado da substância a ser refrigerada.

Como vantagens, os sistemas de absorção não necessitam de compressores e podem ser operados com baixo grau de energia, tais como em perdas de calor, porém possuem como desvantagem a baixa eficiência comparada com sistemas de compressão a vapor, além de ser um sistema de grandes dimensões e complexidade.

Sua aplicação, devido a sua baixa eficiência, ($COP < 0.7$), fica restrita a locais com disponibilidade de quantidades apropriadas de calor a baixo custo, como no caso de plantas de cogeração e aplicações nas quais o calor compensa as ineficiências.

1.1.4 - Refrigeração Termo Elétrica

Um circuito elétrico consiste de dois cabos de metais dissimilares que poderiam produzir um potencial elétrico, se as junções metálicas são postas a diferentes temperaturas. O contrário é também possível, se uma corrente é imposta em tal sistema, uma diferença de temperatura desenvolverá entre as junções. Esse efeito em circuitos metálicos de alta condutividade é desprezível, porém o uso de semicondutores permite uma significativa diferença de temperatura. Tal sistema é encontrado tanto no resfriamento de equipamentos eletrônicos quanto em cargas de resfriamento operando com energia solar.

A eficiência deste sistema é dependente do semiconductor utilizado, no caso do Bismuto Telúrio a eficiência é similar a de um ciclo de absorção de três fluidos.

1.1.5 - Ciclo de Refrigeração por Compressão de Vapor

O ciclo termodinâmico fundamental usado em sistemas de compressão a vapor é o prático ciclo reverso de Rankine, no qual o vapor seco é comprimido para a pressão de condensação, sendo em seguida resfriado e condensado para produzir líquido comprimido. Esse líquido passa por um equipamento de expansão sem mudança de entalpia, reduzindo a pressão e a temperatura. A mistura resultante de vapor e líquido troca calor com a substância a ser refrigerada até novamente o ponto de vapor seco, como mostrado figura 1.3

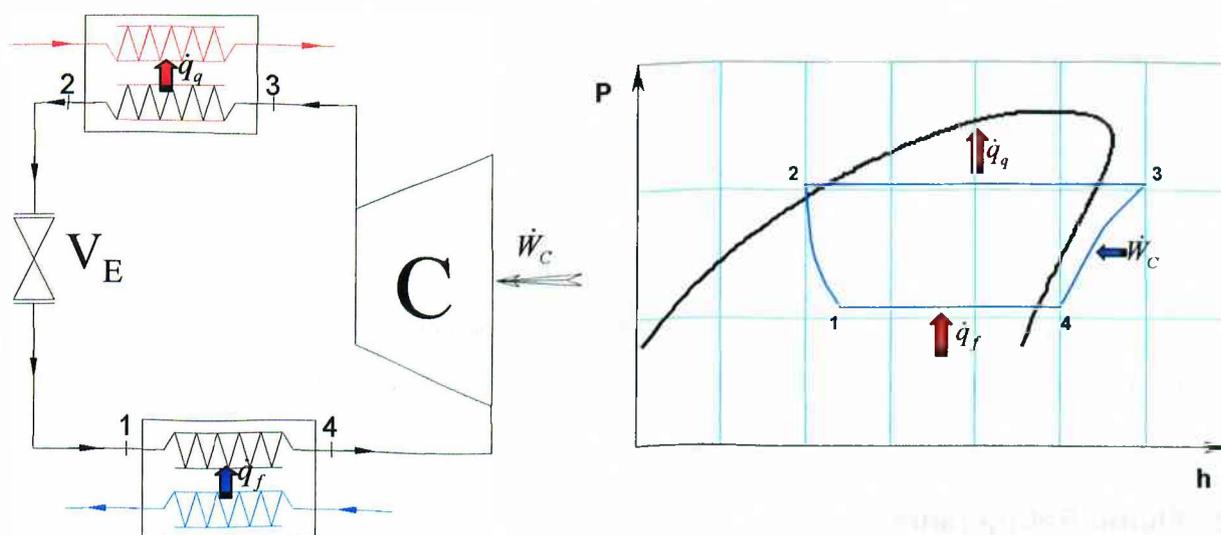


Figura 1.3 - Representação esquemática do ciclo de Rankine Reverso

O mais básico sistema de compressão a vapor é o de simples estágio, freqüentemente encontrado em ar condicionado e refrigeradores domésticos, com ou sem o trocador da linha de sucção. No entanto, esse dispositivo é geralmente vantajoso, uma vez que protege o compressor do superaquecimento do vapor e aumenta o efeito de refrigeração pelo subresfriamento do líquido do compressor. A relação de pressão comum desse ciclo de simples estágio é de 9-10, para aplicações acima desses valores, é benéfico o uso de mais de um estágio de compressão. Dois estágios de compressão têm como vantagem uma melhor eficiência volumétrica por estágio, já que com o aumento da relação de pressão, há uma redução da eficiência volumétrica, com a possibilidade de uso de interresfriamento e

subresfriamento de líquido pelas temperaturas de saturação entre os estágios, melhorando a capacidade de refrigeração e a eficiência até em refrigerantes como a amônia.

De forma geral, pode-se comparar os diferentes ciclos de refrigeração de acordo com seu coeficiente de performance e sua temperatura de extração de calor, como mostra a figura 1.4.

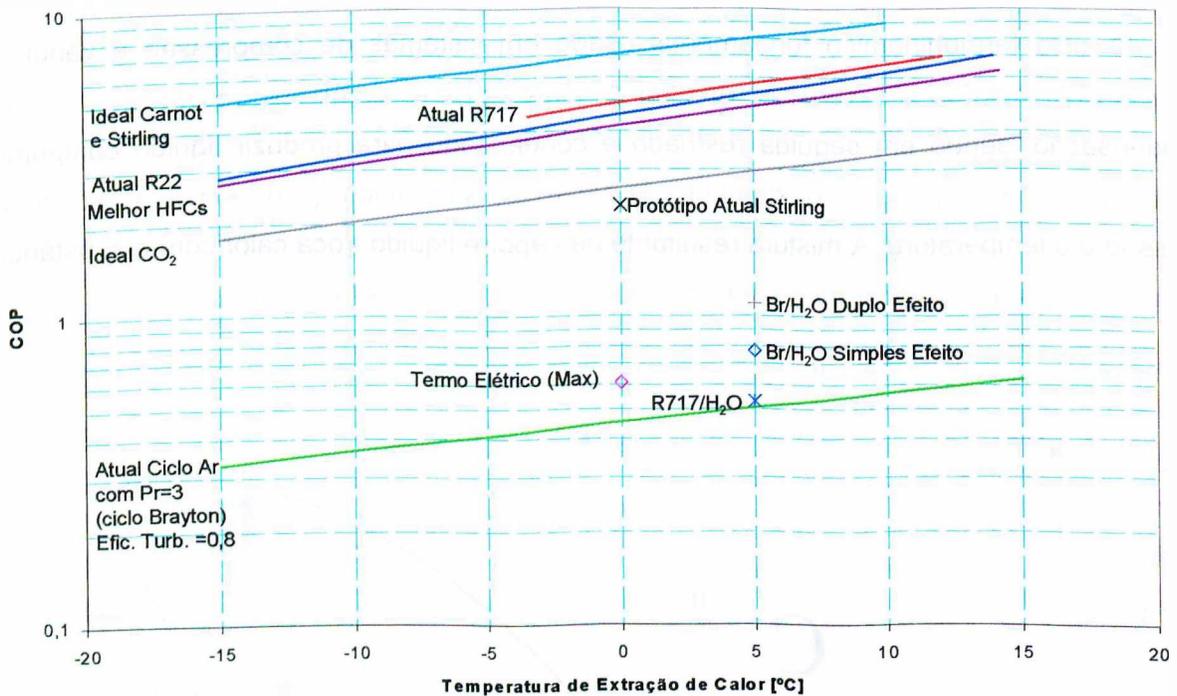


Figura 1.4 - Coeficiente de performance de ciclos alternativos, Pearson (1999)

1.2 - Fluido Refrigerante

Os fluidos refrigerantes convencionalmente utilizados em sistema de compressão a vapor são os halocarbonos, hidrocarbonos, amônia, dióxido de carbono e água, esses devem possuir, preferencialmente, uma temperatura de condensação consideravelmente menor que a temperatura de ponto crítico, uma pressão de vapor elevada de forma a atender a temperatura de interesse e reduzir o volume de vapor, o que resulta em menores compressores e trocadores; além de ser quimicamente estáveis, inertes, atóxicos e, atualmente, inofensivos ao meio ambiente.

1.2.1 - Halocarbonos

Em meados de 1930 nos Estados Unidos da América, Henne e McNary patentearam o uso do "Freon" como fluido refrigerante. Primeiramente, eles propuseram o uso de CCl_2F_2 (nomeado de "freon 12" ou CFC 12) o qual é baseado na molécula de metano (CH_4), com a substituição do hidrogênio por átomos de Cl e F. Atualmente há um grande número de diferentes fluidos nesta família com diferentes pontos de ebulição normais, podendo ser divididos em:

- Compostos completamente halogênicos (contendo carbono, cloro e flúor), CFC
- Compostos parcialmente halogênicos (contendo hidrogênio, carbono, cloro e flúor), HCFC
- Compostos halogênicos (contendo carbono e flúor), HFC

Estes compostos atendem as exigências termodinâmicas com altos níveis de performance, e de segurança necessários a um fluido refrigerante. Porém, no que tange a impacto ambiental, alguns desses fluidos refrigerantes são nocivos à camada de ozônio e possuem um elevado impacto equivalente no aquecimento global, como é o caso do R12 que teve seu uso vetado apesar das outras boas características.

A substituição dos refrigerantes nocivos ao meio ambiente, visando o mínimo de comprometimento com a eficiência e com os custos dos sistemas de compressão a vapor, levou a um período, sem precedentes, de especulações e desenvolvimento.

1.2.2 - Hidrocarbonos

Por suas excelentes propriedades termodinâmicas e sua miscibilidade em óleo, os hidrocarbonos, são substâncias naturais, têm um futuro seguro na refrigeração. Porém são altamente inflamáveis o que restringe sua aplicabilidade. Os hidrocarbonos que têm sido usados como refrigerante são o butano, isobutano, propano, propileno e o etano.

Uma aplicação potencial dos hidrocarbonos é o isobutano R600a, que pode ser empregado na refrigeração doméstica devido a alta temperatura de condensação sem perdas sérias na eficiência. Além de ser barato e miscível em óleo mineral barato, apresenta outra boa característica que é a operação silenciosa do compressor por causa das baixas pressões associadas ao uso do R600a. No entanto, possui a desvantagem de ter alto volume específico que aumenta as dimensões dos equipamentos utilizados.

1.2.3 - Amônia

Por se apresenta inofensiva à camada de ozônio e ao efeito estufa, a amônia, refrigerante tradicional, ainda continua com vasta aplicação e com possibilidade de expansão no campo industrial. Mas ela deve ser aplicada com cuidado devido a sua toxicidade e o risco de explosão, que são amenizados, em termos de segurança pelo seu odor característico e forte.

Em termos de expansão dos sistemas de refrigeração por amônia, os desenvolvimentos devem caminhar no sentido de métodos seguros no seu uso e na redução da carga dos sistemas dela. Os recentes desenvolvimentos utilizam os compressores parafuso que eliminam o problema de altas temperaturas de descarga, experimentado por compressores recíprocos, além da introdução de trocadores de calor do tipo placa que opera com pequenos volumes de refrigerante.

1.2.4 - Dióxido de Carbono

O dióxido de carbono é um dos clássicos refrigerantes abandonados com a introdução dos refrigerantes sintéticos, porém, com a necessidade de refrigerantes inofensivos ao meio ambiente, retomou a possibilidade do uso desse refrigerante. As objeções para o uso do dióxido de carbono residem na sua temperatura crítica de 31°C e nas altas pressões envolvidas no processo de refrigeração.

Atualmente cogita-se o uso do dióxido de carbono como um refrigerante super crítico para ar condicionado de carros, uma vez que os sistemas atuais são de baixa eficiência, ou como refrigerante de baixo estágio de sistemas de refrigeração em cascata utilizando a amônia ou o R134a em alto estágio, além de sua aplicação como refrigerante operando em uma larga escala com rejeição de calor em campos supercríticos.

A re-introdução do dióxido de carbono como refrigerante, e sua aplicação com equipamentos e condições modernas, parece ser umas das áreas promissoras no desenvolvimento de sistemas de refrigeração.

1.2.5 - Água

A água é um refrigerante atóxico, não inflamável, inofensivo ao meio ambiente para o uso a temperaturas acima de 0°C, no entanto possui como desvantagem o seu alto volume

específico e a baixa pressão em que ela deve ser evaporada para produzir um efeito significativo de refrigeração.

O uso de sistemas de baixa pressão com compressores centrífugos e axiais está em desenvolvimento. Esses sistemas podem ser mais eficientes que os velhos sistemas de jato de vapor, e possuem um grande potencial para produzir água fria ou gelo em larga escala.

1.2.6 - Proibição dos Fluidos Refrigerantes Nocivos à Camada de Ozônio e ao aquecimento global

Quando a radiação UV do sol incide nas moléculas de CFC ou HCFC, são liberados átomos de cloro, que são nocivos ao balanço de Ozônio no ar da estratosfera. Rowland e Molina publicaram a teoria que descreve este processo na revista "Nature" 1974. Essa teoria precedeu o protocolo de Montreal (1987), pretendendo a suspensão da fabricação de compostos primários de CFC, com algumas considerações a mais ocorridas em Londres (1990) e em Copenhague (1992), que inclui a eliminação dos compostos de HCFC.

As substituições dos compostos de CFC e HCFC continuam demandando grandes esforços a fim obter a mesma performance dos equipamentos, pois em muitos países os usos de CFC e HCFC são restritos e, em outros, proibidos. Há uma grande perspectiva de substituí-los pelos compostos do tipo HFC (contendo Hidrogênio, Flúor e Carbono), pois acredita-se que estes compostos não possuam efeito nocivo ao ozônio da atmosfera. Além destes compostos, as substâncias naturais, tais como ar, água, CO₂, SO₂, e hidrocarbonos e os ciclos de Stirling ou Brayton-Joule podem representar um grande potencial com a introdução de novos equipamentos e tecnologia.

Para quantificar o potencial nocivo desses compostos na camada de ozônio, definiram o "Ozônio Depletion Potencial" ou "ODP" que quantifica o potencial de influência na camada de ozônio das substâncias, com relação ao que causa 1 kg de CFC11. Muitos fluidos liberados na atmosfera têm ainda influência na absorção da radiação atmosférica, e podem ocasionar o chamado efeito estufa, conseqüentemente, o aquecimento global. Para quantificar este potencial definiram o "Global Warming Potencial" ou "GWP", que descreve a influência da liberação na atmosfera de 1kg de substância em relação a influência de 1kg de CO₂.

A tabela 1.1 descreve o impacto ambiental dos refrigerantes em termos de ODP e GWP, e apresenta o Coeficiente de Performance ideal, ou COP e o Ponto Normal de Ebulição, ou PNE.

Tabela 1.1: Características dos Refrigerantes, TNO (2001)

Designação	Composição	PNE [°C]	ODP	GWP	COP (0/+40°C)	Efeito refrigerante [kJ/m ³]
CFC11	CCl ₃ F	23,8	1	3800	6,06	384
CFC12	CCl ₂ F ₂	-29,8	0,9	8100	5,61	2030
HCFC22	CHClF ₂	-40,8	0,05	1500	5,55	3299
HFC32	CH ₂ F ₂	-51,7	0	650	5,34	5395
HFC125	C ₂ HF ₅	-48,1	<0,00003	2800	4,6	3280
HFC134a	C ₂ H ₂ F ₄	-26,1	<0,0005	1300	5,49	2052
HCF152a	C ₂ H ₄ F ₂	-24	0,000	140	5,73	1971
HC290	C ₃ H ₈	-42,1	0,000	<20	5,39	2761
HC600a	C ₄ H ₁₀	-11,7	0,000	<20	5,60	1097
HC1270	C ₃ H ₆	-47,7	0,000	<20		
R717	NH ₃	-33,3	0,000	<1	5,79	3704
R744	CO ₂	*	0,000	1	Ciclo Transcrítico	
HFC404A	44% C ₂ HF ₅ 52% C ₂ H ₃ F ₃ 4% C ₂ H ₂ F ₄	-45,8/-44,9	<0,0003	3260	4,91	3242
HFC407C	23% CH ₂ F ₂ 25% C ₂ HF ₅ 52% C ₂ H ₂ F ₄	-43,6/-36,8	<0,00027	1530	5,37	3090
HFC410A	50% CH ₂ F ₂ 50% C ₂ HF ₅	-52,7/-52,7	<0,00002	1730	5,15	4737

* Ponto Triplo: -59,1°C a 5,18 Bar; Ponto Crítico: 31°C a 73,8 Bar; Sublimação a -78,9°C e 1Bar

1.3 - Motivação do Projeto de Dissertação

Em meados de 1994, surgiu no Laboratório de Energia e Sistemas Térmico - LEST da Faculdade de Engenharia Mecânica – UFU, um projeto de parceria com os produtores de morangos de Minas Gerais, fomentado pela Fundação de Amparo a Pesquisa de Minas Gerais – FAPEMG, com o objetivo de reduzir as perdas do produto e os custos do processo de refrigeração, uma vez que a produção de morangos tem característica sazonal, muito marcada no estado de Minas Gerais, concentrada em três meses: julho, agosto e setembro, e representa 80% da produção total e com demanda constante ao longo do ano, seja por produto fresco ou por aplicação em produtos derivados como iogurtes e confituras.

A discordância entre produção e oferta tem grandes conseqüências sobre a economia dos produtores e consumidores. Os produtores são obrigados a vender morangos frescos e grandes, quando em alta produção, a preços relativamente baixos devido a forte competição de mercado, isto resulta em perda dupla: os morangos de tamanho pequeno e médio

normalmente se perdem, e a produção de outubro e novembro, em consequência do período chuvoso, não pode ser vendida como produto fresco.

Para os consumidores os preços são aceitáveis no período de um a dois meses, mas bastante elevados no resto do ano. A causa da grande perda na produção é a impossibilidade econômica e física de conservar o produto.

Existe uma solução potencial: conservar os morangos nos entrepostos frigoríficos o que acarretaria problemas aos produtores com relação:

- Ao tempo de congelamento muito longo 40 – 50 horas, para levar os morangos da temperatura ambiente para a temperatura de conservação -20°;
- À deteriorização das qualidades degustativas do morango, em decorrência do longo período de congelamento;
- Ao elevado custo da energia expendida no congelamento, que influencia o custo para comercialização.

Por isso torna-se necessário um sistema de pré-resfriamento rápido antes de se fazer o congelamento propriamente dito. Os sistemas clássicos (ciclos de compressão de vapor, ou absorção) de pré-resfriamento e congelamento envolvem a ocorrência de elevadas potências que incidem nos custos para o faturamento. O sistema de resfriamento rápido mais recomendado é o com nitrogênio líquido, mas é um sistema muito caro e sofisticado para as condições de produção dos agricultores de Minas Gerais.

Neste sentido, os projetos de ciclo de resfriamento a ar envolvendo o uso de turbomáquinas têm mostrado principalmente no que tange aos custos um grande número de aspectos atrativos: tamanhos compactos, alta flexibilidade e o fato de poderem ser usados em processos de aquecimento, secagem e resfriamento pela produção de trabalho secundário em ciclos combinados. Assim o uso de turbomáquinas aplicados a sistemas de cogeração é um método economicamente viável para o aproveitamento de recursos, além de não afetar o meio ambiente (por exemplo, na substituição do ciclo de compressão de vapor – CFC's).

No desenvolvimento do projeto financiado pela FAPEMIG, foi proposto um ciclo de resfriamento a ar constituído de dois turbocompressores: um para movimentar o ciclo aproveitando a energia dos gases de escape de um motor Diesel; e o outro para realizar a expansão do gás, para obter o ar a baixa temperatura e realizar uma pré-compressão. Entre esses turbocompressores têm-se ainda dois intercoolers, que são trocadores de calor que retiram o calor de compressão do ar, como mostrado na Figura 1.5.

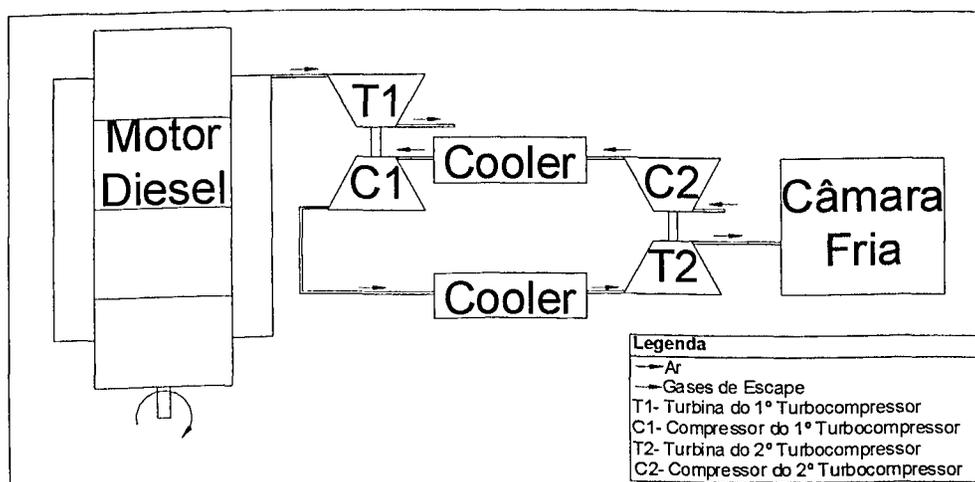


Figura 1.5 - Representação esquemática do ciclo a ar

O Ciclo foi projetado por pesquisadores da UFU no laboratório de energia e sistemas térmicos e seus equipamentos especificados, resultando em 1999 em um protótipo do ciclo de resfriamento, que, apesar de ter sido especificado com base às curvas de operação real do fabricante das turbomáquinas, o sistema protótipo, quando testado, apresentou alguns problemas técnicos de início de operação, constatando que os gases provenientes do motor eram insuficientes para colocar o ciclo em regime estável, como mostra Martins (2002). Neste sentido, direcionou-se o estudo para ao entendimento das características de operação das turbomáquinas, a fim de poder realizar uma modelagem que extrapolasse as curvas de operação, utilizando-se de modelos paramétricos ou semi-empíricos.

1.4 - Revisão Bibliográfica

O estudo do tipo de modelagem que é mais conveniente para a aplicação em turbomáquinas, muita das vezes, está relacionado com a ênfase desejada e com as características conhecidas sobre as turbomáquinas, assim como os recursos computacionais disponíveis.

Entre os modelos computacionais que tiveram o crescimento mais rápido na última década estão os conhecidos CFD (Computational Fluid Dynamics), que representam a solução obtida numericamente para um número de balanços sobre uma grande quantidade de volumes de controle ou elementos, através da substituição das condições de contorno e iterações de uma condição inicial estipulada.

As bases das soluções dessas equações diferenciais de mecânica dos fluídos são a conhecida equação Navier Stokes para conservação de momento e as equações de conservação de massa e transferência calor. Os métodos de solução dessas equações mais comuns, e disponíveis comercialmente, são os três métodos espaciais de discretização; elementos finitos, diferenças finitas e volumes finitos. Os dois últimos têm sido usados numa variedade de aplicações de fluxo, sendo que a desvantagem maior do método de diferenças finitas incide na sua limitação a grids estruturados, sendo difícil de ser aplicado a geometrias complexas. Por sua vez, os métodos de volumes finitos e elementos finitos suportam bem ambos os grids, estruturados e desestruturados, portanto podem ser aplicados mais facilmente nessas geometrias complexas.

Uma abordagem bem geral das características dos métodos de CFD é elaborada por Japikse, que levantou as principais tendências e limitações dos métodos de CFD no desenvolvimento dos compressores centrífugos. Destacando a nova direção dos projetistas de turbomáquinas, que além das altas eficiências e da faixa de regime estável passaram a trabalhar no sentido de geometrias mais simples e projetos direcionados ao mercado e a produção desses equipamentos, tomando como principais parâmetros os custos, a produção e a vida útil dos equipamentos. Japikse demonstra que os níveis de eficiência e faixa de operação ainda não chegaram ao máximo, e que o estudo dos compressores centrífugos utilizando CFD, pode levar ao melhor entendimento das características estáveis do compressor e propiciar maiores faixas de operação e relação de pressão com geometrias tridimensionais, afirmando a importância do impulsor para alcançar altas performances. Japikse abordou as deficiências dos modelos de CFD ao modelarem o acoplamento difusor e impulsor, além de relatar a deficiência destes métodos ao atacar fenômenos de instabilidade tais como o estol rotativo e o surge que são encontrados em compressores operando com baixa taxa de massa. Enfatizando que a direção atual de alta densidade de grid para melhorar a abrangência da captura de características físicas pode representar um erro no desenvolvimento dos códigos atuais como mostra Tsuei, baseado na hipótese do Professor de John Denton, Laboratório de Whittle, da Universidade de Cambridge, que as mais usuais características de um corrente trabalho de CFD é capturado em um grid de 30.000 nós por pontos. Para finalizar, levantou que os principais fatores na modelagem de compressores centrífugos são; o fator de fluxo secundário, a efetividade do impulsor, a avaliação dos procedimentos utilizados no código e os efeitos dos materiais nos projetos de novas turbomáquinas.

Tamm et al (2002) analisaram duas soluções de fluxo de modelos de CFD aplicados a bombas e compressores centrífugos, "frozen rotor" e "mixing plane approaches", para diferentes modelos de turbulência, comparando os resultados com dados experimentais. O impulsor do

compressor possui 14 pás divididas por vários volumes hexaédricos, e o espiral do compressor centrífugo, com um malha híbrida composta por volumes tetraédricos e hexaédricos. Já o impulsor da bomba é descrito por nove linhas de fluxos divididos em 35 nós ao longo de cada linha de fluxo, e tanto o espiral quanto o impulsor foram divididos por volumes hexaédricos. Ambos os impulsores das máquinas foram modelados com referência rotativa com respeito à velocidade de rotação e, no caso da espiral, foram calculados em referência estacionário, com o "solver" segregado implícito como esquema de discretização mais apropriado. Avaliaram três tipos de modelos de turbulência: o padrão $k-\epsilon$ proposto por Landing e Spalding, RNG- $k-\epsilon$ e RSM-model, compararam os resultados desses modelos com os experimentais e mostraram que, para região de projeto, com a exceção do modelo $k-\epsilon$, apresentaram bons resultados para pressão e altura manométrica. Em ambos os métodos, ocorreram erros da ordem de 10% para eficiência, com o aumento dos erros à medida que se caminha para fora da condição de projeto. Sendo que o método de mixing plane approaches mostrou melhores resultados, quando comparado com frozen rotor. Para os fluxos nas turbomáquinas, como era de se esperar, foi menos representativo pelo modelo de frozen rotor quando comparado com o mixing plane approaches pela influência da região de cut-off somente em algumas pás. Ao compararem os resultados dos modelos com os dados experimentais, levantaram que os modelos apresentaram uma deficiência de cálculo do perfil de fluxo em decorrência dos efeitos no cálculo da componente rotativa e dos efeitos da variação circunferencial da pressão estática no difusor e na espiral.

Os trabalhos acima delinearão, de forma geral, as tendências e aplicações de métodos de CFD a turbomáquinas, abrangendo os modelos e suas limitações. Os trabalhos propostos por Hoeger et al e Larosilliere et al (1997) procuram desenvolver seus trabalhos no sentido de direcionar os modelos de CFD para aplicação peculiares no projeto de turbomáquinas.

Hoeger et al avaliaram o efeito do raio de arredondamento e o abaulamento no fluxo de rotores de grandes compressores com 4 estágios, utilizando fluxo de entrada realísticos, espessuras de camada limite e níveis típicos de cargas próximas às condições de estol. O modelo de solução da equação de Navier Stokes utilizado foi o método explícito de volumes finitos centrados e modelo de turbulência do tipo $k-\epsilon$, com acoplamento das equações semi-empíricas dos modelos lineares de cascatas para cisalhamentos das paredes objetivando a melhoria da representação do fluxo. Hoeger et al mostram que o arredondamento não altera significativamente as perdas na vizinhança do fim da parede, mas aumenta o bloqueio e reduz o ângulo de fluxo tridimensional, o abaulamento foi usado com sucesso para amplificar a superfície de sucção com um vortex de direção oposta ao vortex de passagem, resultando em pequena influência nas perdas.

Larosilliere et al (1997), por sua vez, analisaram a performance e a estrutura do fluxo em um impulsor com 15 pás e 50° de "backsweep", com relação de pressão de 4:1, taxa mássica de 4,54 kg/s e 83,3% de eficiência estática, desconsiderado o envolto do impulsor. Para modelagem foi utilizado na solução da equação de Navier-Stokes com o método de volumes finitos com multigrid acoplado a um Runge-Kutta marchando no tempo, e o modelo de turbulência dado pela adaptação de Baldwin-Lomax. A comparação com os resultados experimentais aponta uma deficiência do modelo em prever a relação de pressão e eficiência na região fora de projeto, o que pode estar relacionado à baixa previsão das perdas. Em termos de perfil de fluxo, o modelo apresentou problemas na identificação do perfil de velocidade na saída do impulsor, não sendo possível a identificação clara das características de fluxo de mistura no jato de saída do mesmo. As análises de fluxo e das linhas isentrópicas indicaram os principais pontos que devem ser atacados: os espaços entre o envolto e o impulsor, com aumento de mais de 2% de eficiência devido à melhoria da uniformidade de fluxo, e os processos de difusão no impulsor, através do controle dos fluxos secundários, e o uso de superfícies tridimensionais.

A modelagem semi-empírica foi uma das primeiras ferramentas de ataque dos problemas relacionados com turbomáquinas, como mostram os trabalhos desenvolvidos, Kodchendorfer e Nettles (1948), English e Cavicchi (1952), Stewart (1958) e Hostetler (1965), que desenvolveram metodologias analíticas simplificadas, procurando esclarecer as características de performance para turbinas e compressores.

Kodchendorfer e Nettles (1948) desenvolveram uma metodologia analítica de avaliação da performance de turbinas axiais de reação parcial para um estágio de rotor e estator, baseada na determinação de perdas de pressão, divididas em perdas de entrada e de fricção levantados por dados de cascata das pás e no desvio do ângulo do jato conforme investigado por Prandtl e Mayer. Considerando que no método não ocorre transferência de calor, a temperatura total permanece constante e a pressão total varia de acordo com a viscosidade. Destacaram também a influência dos choques do rotor e do estator na performance da turbina, e levantaram que o choque no estator é dependente da velocidade de rotação e, no caso do rotor, independente. A metodologia proposta apresentou bons resultados quando comparada com dados experimentais e podendo ser estendida a outras turbinas utilizando o projeto das pás.

English e Cavicchi (1952) avaliaram as condições de choque no estator e no rotor de turbinas axiais, considerando o fluxo unidimensional, isentrópico, raios constantes e estados de estagnação constantes para sucessivos bocais, com dois ou mais choque no bocal. Verificaram que a condição de choque no estator é função da velocidade do rotor, das características

geométricas e da relação de pressão, sendo que o aumento da velocidade das pás torna menos crítico o fluxo. No rotor, por sua vez o fluxo crítico, é influenciado pelas características geométricas e pela relação de pressão. Foram avaliadas condições diversas de seqüências de choques nos estatores, nos rotores, no bocal de saída, e em uma turbina equipada com um estator de entrada de área ajustável. Obtiveram que fatores predominantes na avaliação do choque são; razão de área; a velocidade e ângulos das pás; além do número de Mach, com algumas variações dependendo da seqüência avaliada. Outro fator também analisado foi a influência dos erros de fabricação, que não alteram as condições de choque, a não ser próximo do limite de choque do estator.

Stewart (1958) realizou uma investigação analítica da iteração dos efeitos do trabalho específico, da velocidade das pás do rotor, do número de estágio e eficiência para uma turbina axial de multiestágios. Supondo estágios de trabalhos e velocidades das pás iguais, sem efeito de reaquecimento, um baixo limite de reação do rotor de impulso na seção principal e os ângulos de saída e perdas pelas pás dados por experimentos. A eficiência total foi desenvolvida em termos da eficiência por estágio considerando a razão de pressão total e estática para uma pressão total. Concluíram que as variações desses parâmetros são de fundamental importância na seleção e otimização das características dessas turbinas.

Hostetler (1965), em sua tese, desenvolveu um método de predição da performance para condições fora de projeto para compressores de multiestágios, utilizando aproximações de integrais analíticas para substituir os métodos numéricos. Para tanto assume que todas as características de performance dos simples estágios são idênticas e a diferença entre as condições estáticas e de estagnação são desprezadas. A performance total é tratada como uma perturbação da performance em termos de uma expansão linear e de dois parâmetros: desvios da taxa de fluxo e a velocidade de projeto. Hostetler (1965), adotando processos isentrópicos, realizou a avaliação das características com base na variação contínua da temperatura por estágio e definindo-a como uma função do coeficiente de trabalho. O método apresentou uma razoável precisão no ponto de velocidade de projeto para o coeficiente de fluxo, variando de, aproximadamente, 4% da condição de projeto e, para condições fora de projeto, o método apresentou precisão para velocidades variando até 10% do ponto de projeto para similares coeficientes de fluxos variando para cada velocidade.

Estes trabalhos demonstram a necessidade de agrupar as características mensuráveis dos experimentos à teoria de turbomáquinas, a fim de se levantar os principais parâmetros de influência no projeto e nas características de fluxo destas turbomáquinas. Nesse sentido, dentro ainda dos métodos semi-empíricos há uma metodologia bem difundida de tratamentos desses equipamentos que é conhecida como modelos de cascata.

Os modelos de cascata são baseados em experimentos realizados em túneis de vento admitindo que a operação da turbomáquina é diretamente dependente da mudança de momento angular que passa em cada pá. Essa é uma boa aproximação quando a razão entre o raio interno e raio externo da pá é alta, pois o comportamento do fluido pode ser considerado bidimensional.

Para a análise do comportamento dos perfis da pá, é necessário levantar os seguintes parâmetros característicos da modelagem: a configuração das pás, dada pela razão entre a distância delas e o comprimento da pá, o ângulo entre a linha de simetria de espessura e a perpendicular frontal às pás, os ângulos de entrada e saída, e os dados do perfil que são, em sua maioria, de arco circular ou parabólico, possuem como dimensões características a altura máxima da base da pá à linha central de simetria do perfil, o comprimento do perfil e a distância do ponto de entrada da pá ao ponto de altura máxima medida no comprimento;

Como resultados de um teste são obtidos os ângulos de fluxo e os perfis de velocidade de saída e de entrada das pás, possibilitando determinar parâmetros característicos como o coeficiente de arraste e levantamento, além do desvio do ângulo de fluxo e o ângulo de saída da pá. Esses dados, na sua maioria, são realizados a baixos números de Mach, com os efeitos compressíveis desprezados, porém existem metodologias para correlacionar os efeitos compressíveis com esses dados.

Os coeficientes de arraste e de levantamento não são uma forma usual de apresentação dos resultados, sendo que a mais comum é dada na forma de coeficientes de perdas e ângulo de desvio, sendo função dos números de Mach e Reynolds e ângulo de entrada, segundo Dixon (1978).

Balje (1980) em sua obra desenvolveu, baseado em dados de cascata, metodologias de projeto e otimização de diferentes turbomáquinas, fundamentado na teoria de camada limite e na determinação das perdas nas pás de uma turbomáquina, admitindo que essas perdas são equivalentes a um coeficiente energia.

Jenkins e Moore (1993) descreveram uma técnica para o cálculo rápido tridimensional das pás de uma turbomáquina, como uma forma de avaliar o projeto preliminarmente. Para descrevê-lo, combinaram as equações de equilíbrio radial para turbomáquinas com a técnica de projeto inverso de pá e a teoria da cascata para adaptar o perfil da pá a um fluxo e potência específico. Assumiram uma variação entre as condições de cascata de entrada e de saída e uma potência extraída uniformemente dada por um polinômio de segunda ordem. O que possibilitou aos autores a determinar de forma simples e computacionalmente barata um perfil aerodinâmico preliminar para uma pá de turbomáquina.

Whitfield e Baines (1976) desenvolveram uma metodologia de avaliação da performance de turbinas radiais e compressores radiais, baseadas na teoria unidimensional de dinâmica de gás. Nessa avaliação assumiram correlações semi-empíricas de perdas baseadas em argumentos de cascata e admitiram que cada parte das turbomáquinas poderia ser modelada por dutos de geometria conhecida, assim desenvolveram as equações de escoamento compressível e equações de perdas para dutos, além da equação de Euler para um duto rotativo, correlacionado com a performance das turbomáquinas.

Além dos modelos de CFD e semi-empíricos, há uma grande variedade de aplicações de modelos do tipo caixa preta, baseado nas curvas de operação fornecidas pelos fabricantes, como mostra os autores Willems (2000) e Theotoketos e Kyrtatos (2001).

Estes autores desenvolveram uma metodologia de avaliação de instabilidade característica dos compressores conhecida como surge, que são oscilações na pressão devido à redução do fluxo mássico de um valor limite, conhecido como linha de surge. Tais oscilações induzem nas pás grandes tensões que podem levar a falha do equipamento. A maneira simplificada de prever o comportamento dessas instabilidades é a metodologia do parâmetro de "Greitzer Lumped", que consiste na associação das flutuações de surge ao conhecido ressonador de Helmholtz. Neste sentido, Willems (2000) desenvolveu uma metodologia de controle dessas instabilidades através de uma válvula de sangria associada ao pleno do compressor. Theotoketos e Kyrtatos (2001) acoplaram o modelo do parâmetro de "Greitzer Lumped" a um turbocompressor de sobrealimentação de motores Diesel, com a finalidade de estabelecer a influência da abertura da válvula e do regime do motor no aparecimento das instabilidades de surge. Esse modelo, apesar de tratar as instabilidades de forma semi-empírica, estabelece para a relação de pressão das curvas características um ajuste por um polinômio de terceira ordem, que é necessário para o modelo do parâmetro de "Greitzer Lumped".

1.5 - Projeto de Dissertação

Este projeto de dissertação propõe avaliar os parâmetros físicos característicos dos modelos semi-empíricos de compressor centrífugo e turbina, estabelecidos no ASHRAE Toolkit (TC.4.7), aplicando estes modelos a curvas de operação experimentais determinadas pelos fabricantes de turbocompressores utilizados na sobrealimentação de motores de combustão interna, objetivando levantar através das curvas de operação, os parâmetros físicos

necessários para modelagem desses equipamentos e a reprodução precisa das curvas, propondo modificações, quando necessário.

Essas turbomáquinas são equipamentos que se caracterizam pela mudança contínua de momento angular entre o elemento mecânico rotativo e o fluido, sendo o fluxo contínuo responsável pela maior capacidade volumétrica, relativo às máquinas de deslocamento positivo (compressores a pistão). Essas apresentam fluxos volumétricos da ordem de 200 m³/h a 300.000 m³/h, eficiências podendo chegar a 0.85, relações de pressão por estágio da ordem de 4 e rotação máxima por volta 100.000 rpm, TNO (2001). Nos compressores centrífugos, o fluxo de sucção entra no elemento rotativo, ou impulsor, na direção axial, e é descarregado radialmente à alta velocidade, devido à mudança do diâmetro do rotor. Essa pressão dinâmica é então convertida em pressão estática por um processo de difusão, que, geralmente, começa com o rotor e termina no difusor radial e na voluta a jusante do rotor. Na turbina radial, o fluxo de sucção entra à baixa velocidade e, à alta pressão, na voluta, onde é convertido por um bocal em energia cinética que, ao passar pelo elemento rotativo, rotor, transfere a energia do fluido para ele, através da mudança de diâmetro.

Na modelagem desses equipamentos, uma prática comum empregada é o uso de curvas de operação, como realizada por Martins(2002), que fornecem graficamente a relação entre a relação de pressão e o rendimento, em função do fluxo de massa ou fluxo volumétrico levantados pelo fabricante. Associa-se a essas curvas a um equacionamento termodinâmico, que consiste em aproximar o processo realizado pelas turbomáquinas a uma análise isentrópica corrigida pelo rendimento dado nas curvas de operação do fabricante. Esta modelagem é conhecida como modelagem de caixa preta, pois, em nenhum momento, relacionam-se os dados do fabricante a parâmetros físicos das turbomáquinas.

A revisão da literatura mostrou que essa forma de análise, apesar de ser simples e produzir resultados satisfatórios, possui como desvantagem o não entendimento das características do processo realizado pelas turbomáquinas. Dessa forma não é conveniente realizar extrapolações ou interpolações além das curvas dadas pelo fabricante. Em contra partida, há modelos analíticos, os conhecidos modelos de CFD, baseados na resolução das equações diferenciais parciais de mecânica dos fluidos para avaliar o processo compressão do fluido segundo as características físicas do problema. Essa modelagem, sem sombra de dúvida, é completa, porém foi levantado pela literatura que ela não só exige grande esforço computacional e financeiro, conhecimento bem definido das características físicas e geométricas dos equipamentos, mas também uma validação experimental criteriosa dos modelos utilizados. Esse método em virtude do custo e do nível de conhecimento exigido é restrito ao desenvolvimento e aos projetos de turbo máquinas.

Outra forma de modelagem um pouco mais simples que a numérica, porém mais esclarecedora que a caixa preta quanto às características físicas é a modelagem semi-empírica baseada na equação de Euler para turbo máquinas, na similitude e na determinação dos coeficientes de perda. Essa modelagem possibilita a identificação dos parâmetros de perdas através das próprias curvas de operação fornecidas pelo fabricante

Os modelos semi-empíricos, conforme os estudos realizados, introduzem na modelagem características físicas que permitem uma melhor descrição da operação de sistemas complexos, através da extrapolação e interpolação dos resultados estabelecidos nas curvas de fabricante, ou até mesmo, em dados experimentais obtidos por plantas térmicas operando diariamente, o que permite uma facilidade de compreensão e otimização dos processos envolvidos, através de uma programação simples e de baixo custo computacional.

Capítulo II

Análise de Turbinas

Vários métodos podem ser usados para calcular a eficiência de operação e avaliar os efeitos compressíveis nas turbinas. Os princípios básicos são apresentados pela discussão do processo de expansão no diagrama T-S

Um típico processo de expansão de uma turbina radial é mostrado no diagrama de pressão e temperatura pelo fluxo na turbomáquina, conforme figura 2.1. As linhas sólidas representam a variação da pressão total. Para os estados 1 e 2 é observada uma pequena variação de pressão que representa as perdas no bocal, no entanto, nos estados 2 e 3, há uma súbita redução da pressão total, devido à mudança de momento, além do termo adicional de perda por atrito, em consequência da passagem do fluxo pelo impulsor. A linha pontilhada representa a variação da pressão estática pela turbomáquina, sendo que maior diferença ocorre na região de saída do bocal no estado 2, uma vez que a diferença entre a pressão total e estática é dada pela energia cinética.

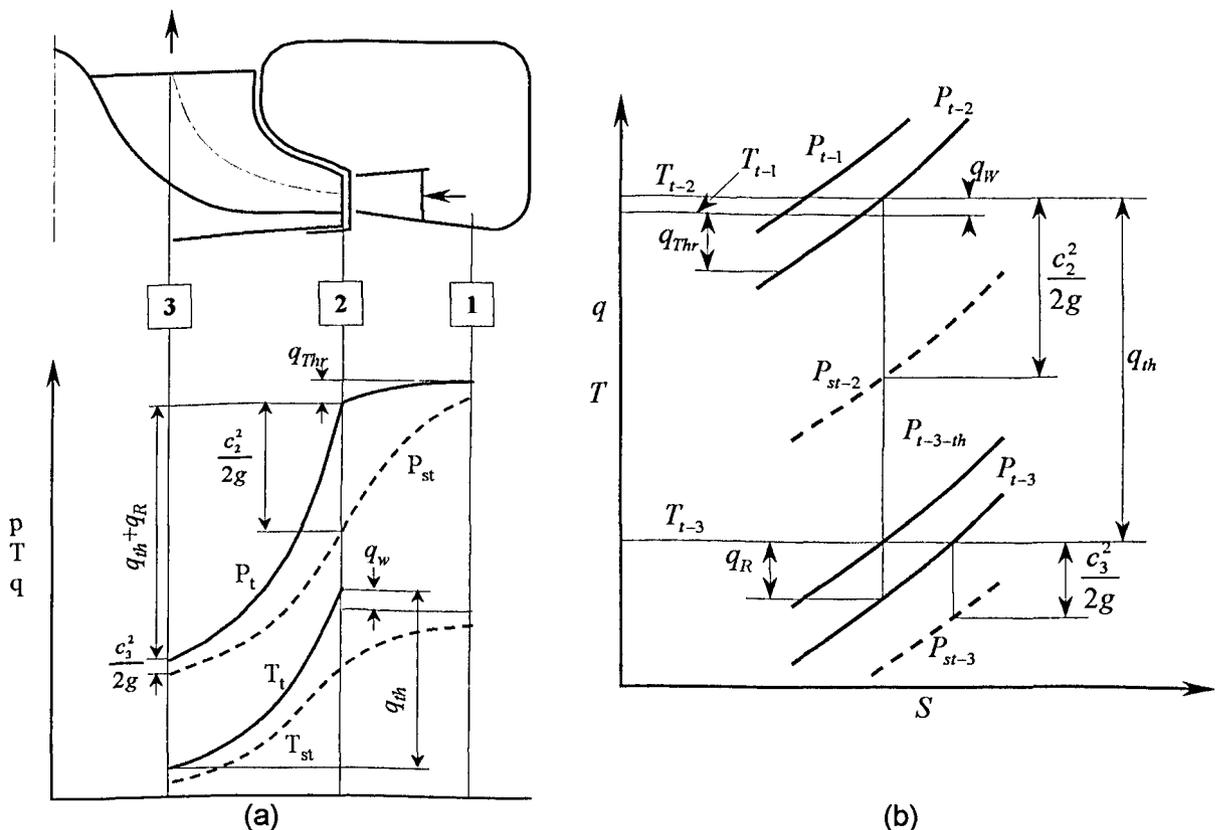


Figura 2.1 - Processo de fluxo em turbinas

As linhas sólidas abaixo, mostradas na figura 2.1(a), representam a variação da temperatura total. Entre os estados 1 e 2 não ocorre variação da temperatura total, porém acontece um aumento brusco no estado 2, devido às perdas por atritos do disco da roda, e entre os estados 2 e 3 sobrevém uma redução grande de temperatura total em razão da mudança de momento. A temperatura estática é mostrada logo abaixo pela linha pontilhada, e observa-se que a diferença entre temperatura estática e total é pequena na entrada e na saída da turbina, porém, no estado 2, à alta velocidade acentua-se essa diferença.

O processo de expansão pode ser representado também em diagrama T-S, como mostra a figura 2.1 (b) no qual as linhas sólidas representam isobáricas de pressão total e o pontilhado, as linhas de isobáricas de pressão estática. Observem, nesta figura, os detalhes das alturas manométricas envolvidas no processo, tais como q_{th} que representa a diferença de altura manométrica devido à queda de temperatura de T_{2-t} até T_{3-t} realizando um processo isentrópico, destacando ainda os principais termos de perdas q_R , q_w e q_{Thr} , e ainda o termos de velocidade C_2 e C_3 que representam a diferença de energia entre o estado estático e total.

Os tipos de modelagem mais comuns aplicadas a este tipo de equipamento segundo Balje (1980) são: análise baseada em dados de cascata, argumentos de canal e coeficientes de velocidade.

2.1 - Análise de Turbinas Utilizando Dados de Cascata

Este método é particularmente apropriado para o cálculo da eficiência no ponto de projeto e para otimização de projetos para uma dada condição de operação, além de ser uma das melhores metodologias para estabelecer o potencial de diferentes tipos de turbinas.

A eficiência é calculada pelo coeficiente de energia teórico e pelas relações de perdas, sendo necessário, para aplicar os parâmetros de cascata, expressar o coeficiente de energia teórico na forma:

$$\psi_{th} = \left(\frac{\delta u}{\cot(\lambda_{\infty}) + \frac{1}{2} \delta u} \right)_{Rotor} \quad (2.1)$$

onde:

ψ_{th} - Coeficiente teórico de energia

δu - Parâmetro de carga na pá

λ_{∞} - Ângulo do vetor médio

A eficiência para a análise é expressa na forma

$$\eta_{h-t} = \frac{1}{1 + \phi_3^2 \left[\sum \zeta / (2 \cdot \psi_{th}) \right]} \quad (2.2)$$

onde:

η_{h-t} - Rendimento hidráulico total

ϕ_3 - Fator de Fluxo adimensional

ζ - Coeficiente de perda

O termo $\sum \zeta$ representa a soma dos coeficientes de perdas, dada por:

$$\sum \zeta = (\zeta_P + \zeta_E + \zeta_{cl})_{rotor} + (\zeta_P + \zeta_E)_{stator} \quad (2.3)$$

onde:

ζ_P - Coeficiente de perda interna

ζ_E - Coeficiente de perda por atrito nas paredes de saída

ζ_{cl} - Coeficiente de perda por folgas nas pás

Os termos característicos do coeficiente teórico de altura manométrica são determinados com base nas correlações semi-empíricas, e, no caso dos termos de perdas, associa-se teoria de camada limite aos dados de cascata levantados experimentalmente.

2.2 - Análise de Turbinas Usando Argumentos de Canal

Este método pode ser discutido abrangendo turbinas axiais e radiais, sendo igualmente apropriado para o cálculo nas condições de projeto, assim como fora de projeto.

A altura manométrica total pode ser expressa na forma:

$$q_{ad-t} = q_{th} + q_R + q_{Thr} \quad (2.4)$$

onde:

q_{ad-t} - altura manométrica adiabática total

q_{th} - altura manométrica teórica

q_R - Perdas em altura manométrica do rotor

q_{Thr} - Perdas em altura manométrica no bocal

q_{Thr} - Perdas em altura manométrica no bocal

Assim a eficiência é dada:

$$\eta_{h-t} = \frac{q_{th}}{q_{ad-t}} \quad (2.5)$$

Os termos de perdas relacionados à equação (2.4) são dados na forma:

$$q_{Thr} = \frac{\phi_3^2 \cdot K_R^2}{2} \cdot \zeta_{Thr} \quad (2.6)$$

e

$$q_R = \frac{\phi_3^2 \cdot K_R^2}{2} \cdot \zeta_R \quad (2.7)$$

onde:

K_R - Razão de velocidades meridionais do rotor

ζ_{Thr} - Coeficiente de perdas no bocal

ζ_R - Coeficiente de perdas no Rotor

Os termos ζ_{Thr} e ζ_R são calculados utilizando a metodologia de cascata.

2.3 - Análise de Turbinas Usando Coeficientes de Velocidade

Esta técnica de análise considera o torque exercido pelas forças que atuam no rotor, devido aos vetores de velocidade, podendo ser aplicada em turbinas radiais e axiais. O torque é expresso pelo triângulo de velocidades e dado da seguinte forma:

$$\Gamma = \frac{\dot{M}}{g} \cdot (C_{u2} \cdot r_2 + C_{u3} \cdot r_3) \quad (2.8)$$

onde:

Γ - Torque

\dot{M} - Fluxo mássico

g - Gravidade

C_{u2} - Velocidade absoluta de entrada do rotor projetada na direção tangencial ao rotor

- c_{u3} - Velocidade absoluta de saída do rotor projetada na direção tangencial ao rotor
 r_2 - Raio de entrada do rotor
 r_3 - Raio de saída do rotor

O termo de eficiência hidráulica é dado:

$$\eta_{h-st} = 4 \cdot \tau \cdot \frac{U}{c_0} \quad (2.9)$$

onde:

η_{h-st} - Rendimento hidráulico estático

τ - Coeficiente de torque, dado por $\tau = \frac{\Gamma \cdot g}{\dot{M} \cdot c_0 \cdot D}$ (2.10)

U - Velocidade tangencial de impulsor

c_0 - Velocidade do jato

D - Diâmetro

c_0 é definido como:

$$c_0 = \sqrt{2 \cdot g \cdot q_{ad}} \quad (2.11)$$

onde:

q_{ad} - Altura manométrica adiabática

Para determinar as velocidades nas equações (2.8) e (2.9) utilizam-se as correlações estabelecidas por Balje (1980), que são função de coeficiente de velocidade, grau de reação e ângulo de saída do bocal e do rotor. Estes coeficientes de velocidade, por sua vez, são funções dos termos de perdas estabelecidos para o método de cascata.

2.4 - Modelo de Turbina Axial Proposto no ASHRAE Toolkit

O modelo desenvolvido pelo Toolkit está focado no estudo de turbinas axiais utilizadas em centrais de turbinas a gás. Nesse sentido, estabelece que as turbinas comportam-se como uma turbina elementar, conhecida como roda D'Laval, que é constituída de um bocal e uma

roda com pás simétricas, conforme mostra a figura 2.2. O equacionamento baseia-se na teoria de gás perfeito, na equação de Euler e nos efeitos compressíveis.

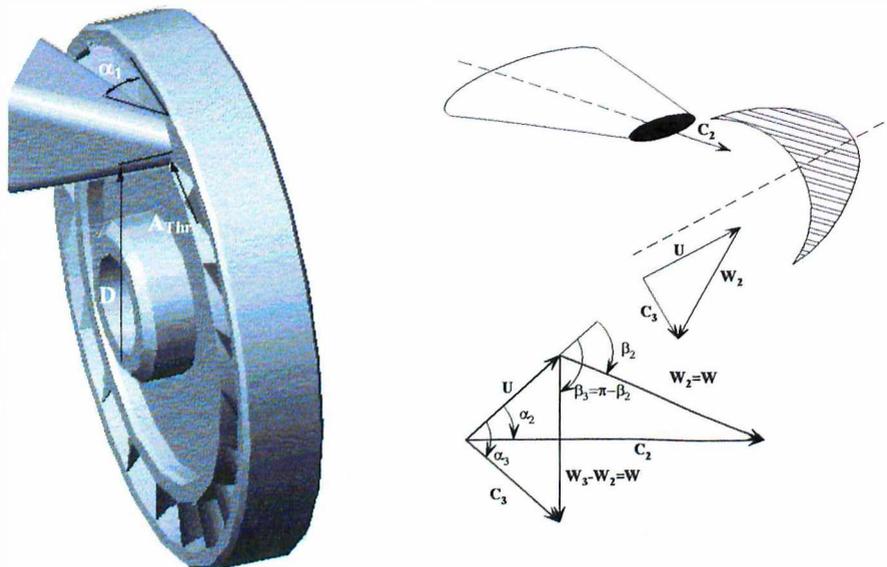


Figure 2.2 - Representação esquemática da roda de D'Laval e do digrama de velocidade

O trabalho desta turbina pode ser representado de acordo com a equação de Euler, como se segue:

$$\dot{W}_{sh} = C_{u2} \cdot U_2 - C_{u3} \cdot U_3 = U \cdot (C_2 \cos(\alpha_2) - C_3 \cos(\alpha_3)) \quad (2.12)$$

onde:

\dot{W}_{sh} - Trabalho eixo

C_{u2} - Velocidade absoluta de entrada do rotor projetada na direção tangencial ao rotor

C_{u3} - Velocidade absoluta de saída do rotor projetada na direção tangencial ao rotor

C_2 - Velocidade absoluta de entrada do rotor

C_3 - Velocidade absoluta de saída do rotor

α_2 - Ângulo entre a velocidade absoluta e tangencial na entrada do rotor

α_3 - Ângulo entre a velocidade absoluta e tangencial na saída do rotor

U - Velocidade tangencial do rotor, dado por $U = \pi \cdot D \cdot N$ (2.13)

D - Diâmetro

N - Velocidade de rotação do rotor

Do triângulo de velocidade, tem-se:

$$C \cdot \cos(\alpha) = U + W \cdot \cos(\beta) \quad (2.14)$$

onde:

β - Ângulo entre a velocidade relativa e tangencial

W - Velocidade Relativa

Por simetria da pá, tem-se que o ângulo de saída da pá é dado por

$$\beta_3 = \pi - \beta_2 \quad (2.15)$$

Substituindo as equações (2.14) e (2.15) na equação (2.12), tem-se

$$\dot{W}_{sh} = 2 \cdot U \cdot W \cdot \cos(\beta_2) = 2 \cdot U \cdot (C_2 \cdot \cos(\alpha_2) - U) \quad (2.16)$$

A velocidade C_2 , como mostra a figura (2.2), pode ser calculada por uma expansão isentrópica do bocal, dada por

$$C_2 = \sqrt{2 \cdot C_p \cdot T_{SU} \cdot \left[1 - \left(\frac{P_{EX}}{P_{SU}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (2.17)$$

onde:

T_{SU} - Temperatura de entrada na turbina

P_{SU} - Pressão de entrada na turbina

P_{EX} - Pressão de saída na turbina

C_p - Calor Específico a pressão constante

A eficiência isentrópica η é dada na forma:

$$\eta = \frac{W_{sh}}{W_{ad}} = \frac{2 \cdot U \cdot (C_2 \cdot \cos(\alpha_2) - U)}{\frac{1}{2} \cdot C_2^2} \quad (2.18)$$

O fluxo de massa que passa pelo bocal é definido como função da área do bocal (A_{thr}), usando considerações de escoamento compressível, tem -se

$$\dot{M}_{Ar} \cdot \frac{\sqrt{T_{SU}}}{P_{SU}} = \frac{A_{thr}}{\sqrt{R_{AR}}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma}{\gamma - 1}} \cdot (\pi_{E2})^{\frac{1}{\gamma}} \cdot \sqrt{1 - (\pi_{E2})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (2.19)$$

onde

\dot{M}_{Ar} - Fluxo mássico de ar

A_{Thr} - Área de saída do bocal

R_{AR} - Constante particular dos gases ideais para o ar

γ - Razão de calores específicos

π_{E2} - Relação de pressão dada na forma, $\pi_{E2} = \text{Max} \left(\frac{P_{EX}}{P_{SU}}; \pi_{critica} \right)$

no qual o valor da relação de pressão crítica é dada por ; $\pi_{critica} = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{1-\gamma}}$ (2.20)

A modelagem estabelece, conforme observado na equação (2.19), que a relação de pressão nas turbinas axiais é variável até o ponto de relação de pressão crítica, dada pela equação (2.20), e em seguida, constante, com o valor da relação de pressão crítica.

O equacionamento proposto nesse modelo mostra-se bastante simplificado quando comparado aos modelos anteriores, fazendo-se necessário identificar apenas 3 parâmetros para caracterizar as turbinas: área do bocal (A_{thr}); diâmetro do rotor (D) e ângulo de entrada do fluxo no rotor (α_2). Esse procedimento é facilmente realizado, sendo suficiente o uso das curvas de operação das turbomáquinas.

2.5 - Turbinas Radiais

As turbinas radiais têm uma longa história de desenvolvimento, com o objetivo de explorar as potências hidráulicas. O engenheiro Francês, Fournayron, em 1830 desenvolveu a primeira turbina radial hidráulica com aceitação comercial, esta turbina era do tipo radial "outflow". Em 1847 Francis e Boyden desenvolveram uma turbina radial do tipo "inflow" com excelentes resultados, conhecida como turbina Francis.

As turbinas radiais pequenas do tipo "inflow", ou turbinas centrípetas têm sido usadas em muitas aplicações na última década por operarem com menores fluxos mais eficientes que as turbinas axiais. Às aplicações são incluídas a sobrealimentação de motores automotivos e Diesel, as unidades de expansão nos sistemas de resfriamento em aeronaves comerciais, a liquefação de gases e outros sistemas de criogenia. Além do mais oferecem uma montagem compacta e rígida, quando montadas com compressores centrífugos, utilizada em aplicações onde o tamanho é mais importante que o consumo de combustível. Esta configuração tem

mostrado uma excelente opção em pequenas unidades de turbina a gás para geração de potência de até 3MW, Cohen et al (1996).

Em turbinas radiais, a energia é transferida do fluido para o rotor pela passagem do maior raio para o menor, sendo necessário para produção de trabalho positivo que o produto da velocidade absoluta tangencial pela rotação de entrada seja maior que o mesmo produto na saída. Para isso, são utilizados bocais múltiplos para evitar a pré-rotação do fluxo na saída. A figura 2.3 mostra a configuração típica de uma turbina radial.

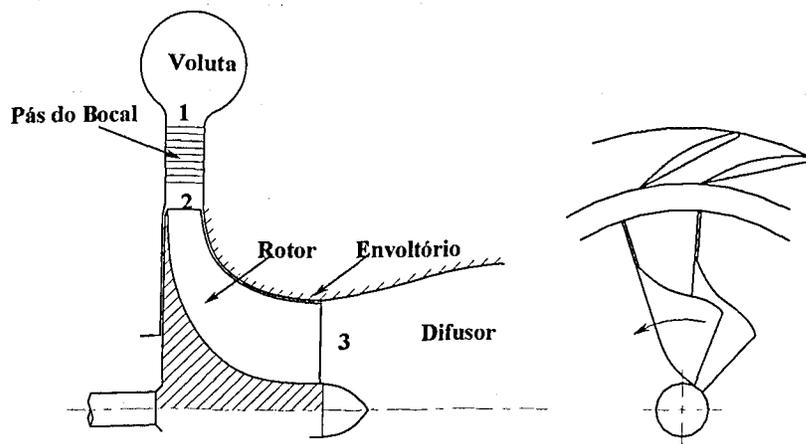


Figura 2.3 - Configuração típica de turbina radial

Para modelagem desses equipamentos foi proposta uma análise similar à realizada no modelo do Toolkit para turbinas axiais. Na literatura, foram encontrados alguns trabalhos que, na sua maioria, procuram modelar esses equipamentos baseados em correlações semi-empíricas para determinar perdas nestas turbinas.

2.5.1 - Revisão Bibliográfica

Os métodos propostos por Balje representam ferramentas semi-empíricas de análise e de desenvolvimento de projetos de turbomáquinas para os mais diversos tipos de turbinas. Outras análises que se destacaram na literatura foram as realizadas por Benson (1970) e Mseddi et al (2002).

Benson (1970) avaliou uma variedade de métodos para representar as perdas em turbinas radiais em operação fora do ponto de projeto. Para essa avaliação, dividiram-se as perdas em duas principais, perdas no bocal, e no rotor, sendo que às perdas no bocal incluem as perdas da voluta. No bocal, foram analisadas as definições de perdas de Horlock, que são baseadas na equivalência das perdas com a relação de diferenças de pressão de estagnação

e estática, e Balje, que é baseada na equivalência das perdas com coeficientes de energia, conforme definido anteriormente. No rotor, devido à complexidade dos fenômenos físicos envolvidos, as perdas foram divididas em: perdas de incidência; perdas por atrito na passagem do fluxo pelo rotor; perdas por folgas e perdas por atrito da roda, levantadas por Balje, Bridle e Boulter, Benson e Futral e Wasserbauer. Para Balje, as perdas no rotor são equivalentes aos coeficientes de energia, para Bridle e Boulter, as perdas podem ser representadas pela equivalência com a relação de diferenças de pressão de estagnação e estática, Benson e Futral e Wasserbauer, por sua vez, admitem que as perdas são equivalentes à energia cinética das compontes normais da velocidade. Benson conclui que ambos os modelos para o bocal apresentaram bons resultados, quando comparados ao experimental, e que o modelo de Futral e Wasserbauer apresentaram os melhores resultados para as perdas, quando comparados com os resultados experimentais. Além disto, demonstrou que o ângulo de fluxo de saída das turbinas possui pequeno efeito, quando comparado ao termo de perdas e ângulo de fluxo do bocal.

Mseddi et al, (2002) desenvolveram uma metodologia de turbinas radiais fundamentado no cálculo da relação de expansão em dois estados da turbina; um estático e outro dinâmico, e a eficiência isentrópica pela combinação da equação de Euler para turbomáquinas e a equação de efeitos de deslizamento dada na relação empírica de Stodola. As considerações realizadas para o tratamento foram que o modelo é estacionário, unidimensional, utiliza relações de gás perfeito e capacidade térmica constante. O modelo emprega somente parâmetros geométricos para modelagem e obtém como resultado erros da relação de pressão da ordem de 3% e para eficiência de 5,8%. Esses resultados, por sua vez, levaram os autores a concluir que esta metodologia é eficaz para primeiros cálculos a serem realizados sobre as turbomáquinas.

Dixon (1982), em sua obra, distribuiu as perdas nas turbinas radiais conforme mostrado na figura 2.4

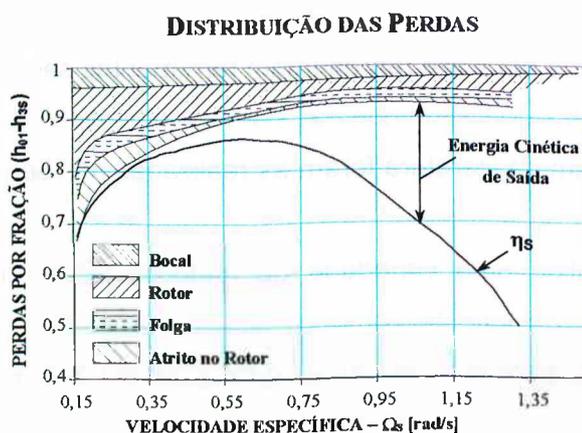


Figura 2.4 - Distribuição das perdas em turbinas radiais

2.6 - Modelagem de Turbinas Radiais Utilizando a Metodologia do ASHRAE Toolkit

Em uma primeira abordagem, foi utilizada a mesma metodologia proposta na ASHRAE Toolkit para turbinas radiais, procurando levantar os parâmetros da turbina D'Laval para cada rotação da turbina dada nas curvas de operação do fabricante.

2.6.1 - Metodologia de Determinação dos Parâmetros

Para determinação dos parâmetros é necessário, inicialmente, estabelecer os estados de entrada e saída das turbomáquinas, assim como, o fluido e o trabalho real. Como fluido de trabalho foi utilizado o ar, tendo como estado de entrada de 500 K e 150 kPa. Para avaliação dos estados de saída, utilizaram-se as definições de gás ideal para um processo isentrópica, dado pela equação (2.21).

$$iT_{EX} = T_{SU} \cdot \left(\frac{P_{EX}}{P_{SU}} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \quad (2.21)$$

onde:

iT_{EX} - Temperatura de saída isentrópica

T_{SU} - Temperatura de entrada na turbina

P_{SU} - Pressão de entrada na turbina

P_{EX} - Pressão de saída na turbina

Admitindo que a entalpia é dependente somente da temperatura, esta pode ser representada por um polinômio de segunda ordem, conforme equação (2.22), no qual os coeficientes do polinômio são determinados realizando uma interpolação dos dados de entalpia para o ar do software EES.

$$h = a \cdot T^2 + b \cdot T + c \quad (2.22)$$

A entalpia de saída da turbina e, conseqüentemente, a temperatura de saída podem ser obtidas pela definição de rendimento isentrópica, que é dado nas curvas do fabricante, na forma:

$$h_{EX} = h_{SU} - (h_{SU} - ih_{EX}) \cdot \eta \quad (2.23)$$

onde:

ih_{EX} - Entalpia de saída isentrópica

h_{EX} - Entalpia de saída da turbina

h_{SU} - Entalpia de entrada da turbina

η - Rendimento isentrópico

O ASHRAE toolkit define o calor específico envolvido no processo, como sendo.

$$Cp = \frac{h_{SU} - h_{EX}}{T_{SU} - T_{EX}} \quad (2.24)$$

Pela definição de relação de calores específico, tem-se:

$$\gamma = \frac{Cp}{Cp - R_{AR}} \quad (2.25)$$

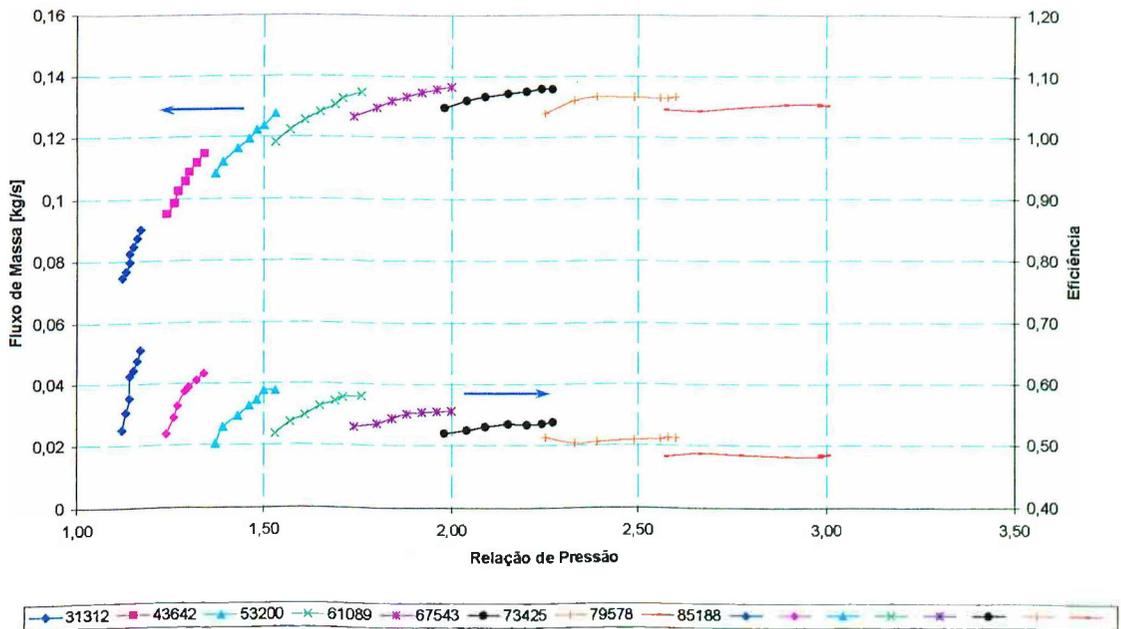
Assim, o trabalho real da turbina pode ser dado pela primeira lei da termodinâmica admitindo um processo adiabático, na forma.

$$\dot{W}_{Sh} = h_{SU} - h_{EX} \quad (2.26)$$

Com o equacionamento acima, estabeleceu-se uma sub-rotina computacional, conforme o fluxograma do Anexo I da figura I.1.

Para levantar dos mapas de operação fornecido pelo fabricante a relação de pressão e o rendimento exigidos na modelagem das turbinas, primeiramente, faz-se necessário esclarecer a apresentação deste banco de dados. As curvas de operação do fabricante para turbina possuem, no eixo das abscissas, a relação de pressão e, no eixo das coordenadas à esquerda, o fluxo de massa e, à direita, o rendimento, sendo que, para cada rotação, estabelecem-se duas curvas característica, uma para o fluxo mássico e outra para o rendimento, que são funções da relação de pressão, como mostra as duas curvas da figura 2.5. A avaliação será realizada para as duas turbinas, pois possuem características distintas.

CURVA CARACTERÍSTICA DA TURBINA I



CURVA CARACTERÍSTICA DA TURBINA II

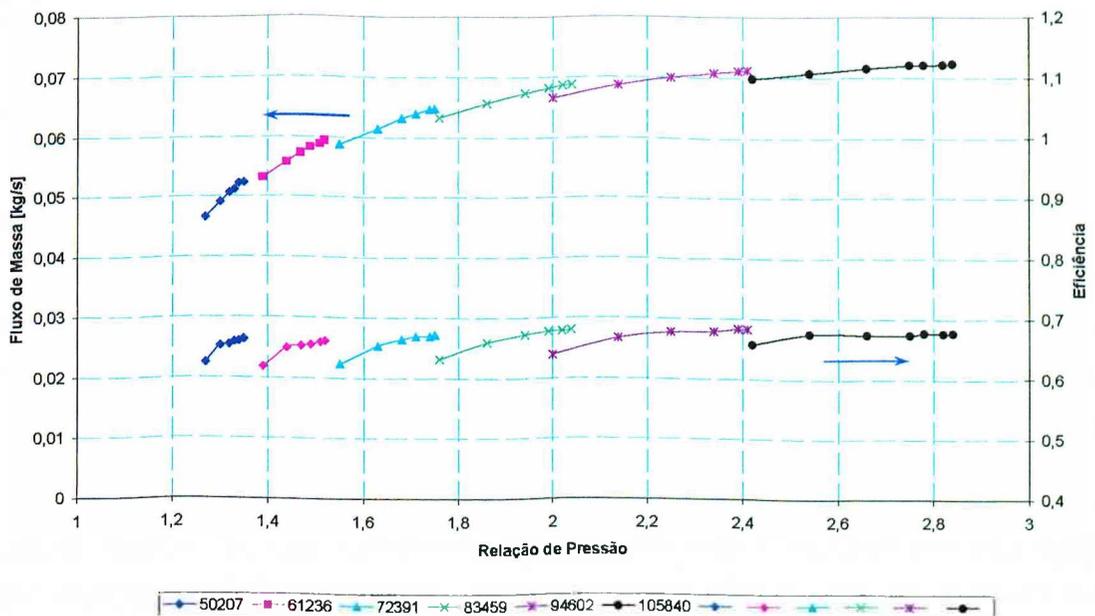


Figura 2.5 - Curvas características fornecidas pelo Fabricante

O fluxo de massa apresentado por esses mapas de operação é dado para as condições de realização de teste, sendo necessário realizar uma correção do fluxo para condições de operação da turbina, como se segue.

$$\dot{M}_c = \dot{M}_{teste} \cdot \frac{P_{SU}/P_{teste}}{\sqrt{T_{SU}/T_{teste}}} \quad (2.27)$$

onde:

\dot{M}_{teste} - Fluxo mássico de realização dos testes

\dot{M}_c - Fluxo mássico corrigido para as condições de entrada na turbina

T_{teste} - Temperatura de realização dos testes

P_{teste} - Pressão de realização dos testes

T_{SU} - Temperatura de entrada na turbina

P_{SU} - Pressão de entrada na turbina

Para determinação do ângulo de incidência α_2 , observou-se pela derivação da equação (2.18) que, para o ponto de máxima eficiência η_{max} , o ângulo de incidência α_2 é dado por:

$$\eta_{max} = \cos^2(\alpha_2) \quad (2.28)$$

Como o rendimento máximo é facilmente obtido dos mapas de operação, determina-se, para cada rotação um ângulo de incidência.

O diâmetro da roda D foi determinado utilizando a equação (2.16) com o trabalho fornecido pela equação (2.26) e a velocidade dada pela equação (2.17). Com esse procedimento foi observado que ocorre uma variação do diâmetro à medida que se realiza este cálculo, no entanto, como esta variação não ultrapassa os 10%, fez-se uso de um valor médio como parâmetro.

Para determinação da área do bocal A_{Thr} , utilizou-se a equação (2.19), como os dados de massa das curvas do fabricante corrigidos pela equação (2.27). Da mesma forma que a anterior, observou-se uma variação que instituiu como o parâmetro a média desses valores.

Com o equacionamento acima, estabeleceu-se uma sub-rotina computacional, conforme o fluxograma do anexo I figura I.2. De posse das sub-rotinas do Anexo I, fixou-se um código computacional em linguagem FORTRAN 90, conforme Anexo I figura I.3.

O resultados dos parâmetros levantados em função da rotação das duas turbinas estão mostrados na figura 2.6.

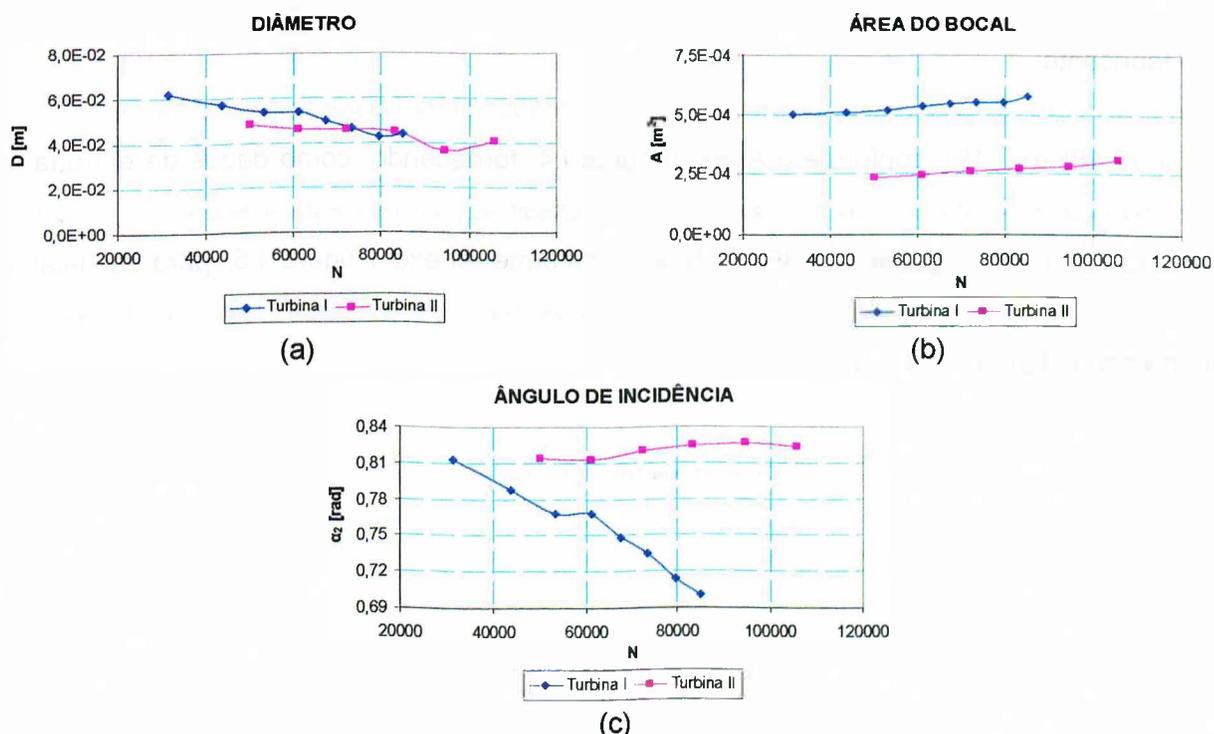


Figura 2.6 - Parâmetros levantados para as turbinas

Na figura 2.6 observa-se que, para as três primeiras rotações, há uma tendência de linearização do diâmetro e da área do bocal, porém há uma relevante descontinuidade para a turbina 1 em rotações mais elevadas, o que, pela avaliação conjunta com os mapas de operação da figura 2.5 (a), está relacionada a curvas de baixo rendimento e elevadas relações de pressão que caracteriza possíveis choques do bocal e do rotor.

O ângulo de incidência, por sua vez, apresentou descontinuidades que podem estar relacionadas aos choques do bocal, assim como na metodologia de obtenção dos parâmetros da curva, que consiste em obter o maior valor das curvas de rendimento e associa-lo a equação (2.28). No entanto esta equação está associada ao ponto de rendimento máximo com derivada nula, e as curvas dos mapas de operação mostram que os valores de máximo apresentam derivada diferente de zero. Portanto, não é possível caracterizar esse parâmetro somente pelos mapas de operação.

2.6.2 - Avaliação do Modelo

A avaliação dos resultados foi realizada utilizando os valores exatos encontrados pela metodologia de determinação dos parâmetros das turbinas e os mesmos estados de entrada.

Compararam-se os resultados calculados pelo modelo com os mapas de operação fornecidos pelo fabricante.

Para este procedimento, desenvolveu-se uma sub-rotina baseada nas equações (2.16), (2.17), (2.18) e (2.19), conforme o Anexo I figura I.4, fornecendo, como dados de entrada, o fluxo mássico e a rotação das curvas. Utilizando essas sub-rotinas estabeleceu-se um código computacional em linguagem FORTRAN 90, conforme Anexo I figura I.5, para modelar o comportamento das curvas. Os resultados obtidos para as duas turbinas estudadas são mostrados na figura 2.7 e 2.8.

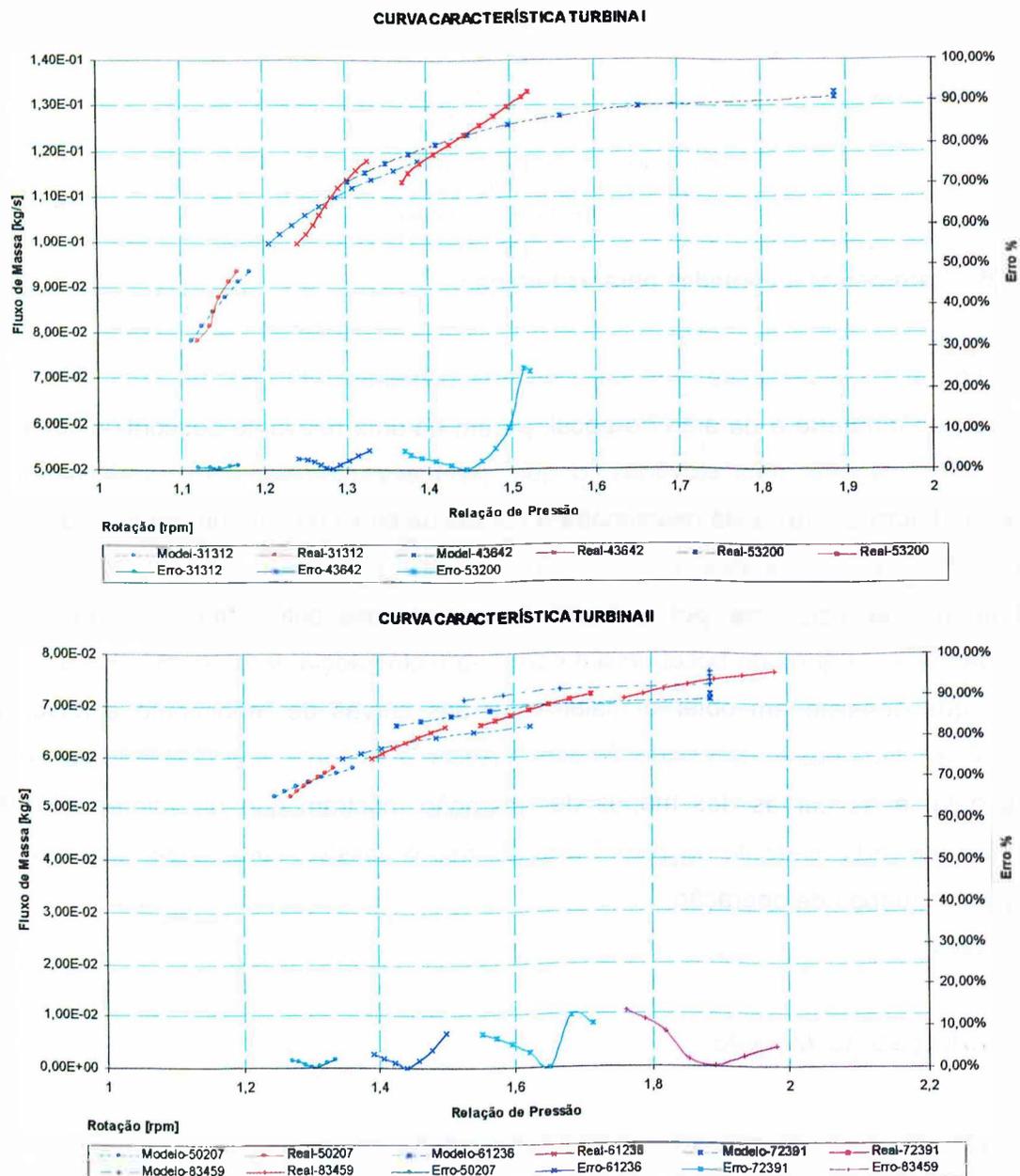
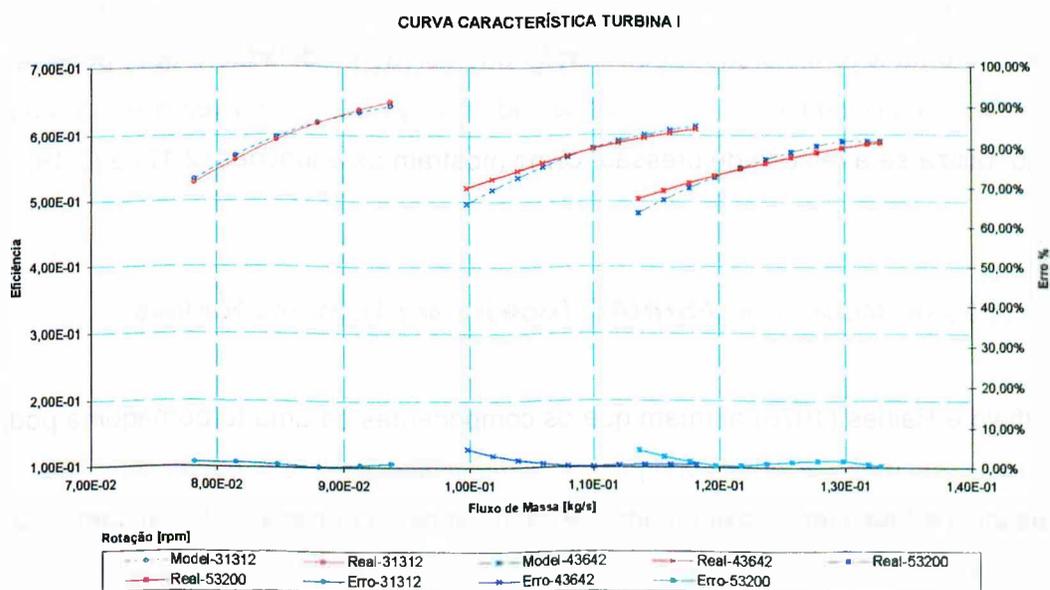


Figura 2.7 - Relação de pressão obtida pelo modelo e pelo mapa de operação.

A figura 2.7 mostra a comparação e os erros relativos da relação de pressão, em função do fluxo de massa, obtidos entre o modelo e as curvas de operação do fabricante para as duas turbinas estudadas. Observa-se que os erros mais elevados ocorreram nas curvas de operação que estão mais próximas à condição crítica, dada pela equação (2.20) e que, após este ponto, não foi possível obter convergência do modelo. Os erros envolvidos para turbina I, se apresentaram bem mais acentuados que os obtidos na turbina II, porém com o mesmo problema de ajuste da inclinação da turbina I.

Esses erros elevados podem estar relacionados à dificuldade de prever as perdas associadas ao processo realizado na turbina, uma vez que as perdas estão associadas ao modelo ASHRAE somente ao termo do ângulo de incidência da equação (2.18) e à deficiência da metodologia utilizada para caracterizar os parâmetros. Pela avaliação dos modelos da literatura, observa-se uma tendência de caracterizar as perdas na forma de perdas de pressão, segundo os dados de Benson (1970), e a observação das curvas mostra claramente que há uma sobre-estimativa das relações de pressão.



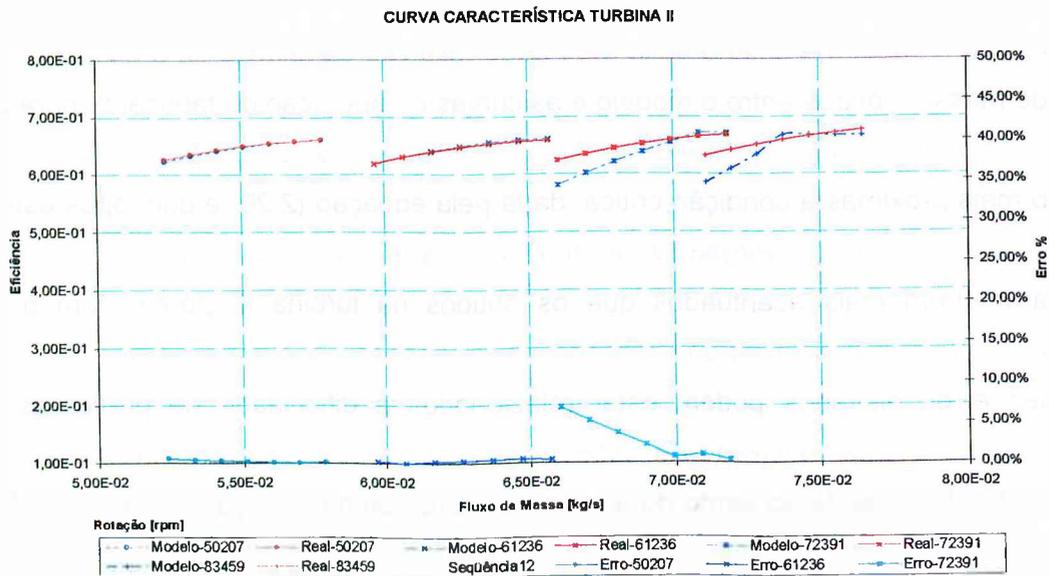


Figura 2.8 - Rendimento obtido pelo modelo e pelo mapa de operação.

A figura 2.8 mostra a comparação e os erros relativos da eficiência, em função do fluxo de massa, obtidos entre o modelo e as curvas de operação do fabricante para as duas turbinas estudadas. Observa-se que os erros não apresentaram elevados, como na figura 2.7, no entanto, existe uma leve distorção na inclinação das curvas modeladas o que, possivelmente, está relacionado à dificuldade do modelo observado na figura 2.7, uma vez que, para estimar o rendimento, utiliza-se a relação de pressão, como mostram as equações (2.17) e (2.18).

2.7 - Correção do Modelo do ASHRAE Toolkit para Turbinas Radiais

Whitfield e Baines (1976) afirmam que os componentes de uma turbomáquina podem ser representados por dutos e uma configuração simplificada para um bocal, admitindo que os estados estático e total são aproximadamente os mesmos na entrada do bocal, têm-se assim:

$$\dot{M}_{Ar} \cdot \frac{\sqrt{\gamma \cdot R_{AR} \cdot T_{SU}}}{A_{Thr} \cdot P_{SU} \cdot \gamma} = M_2 \cdot \left[1 + \frac{\gamma - 1}{2} \cdot M_2^2 \right]^{\frac{1}{2} \frac{\gamma + 1}{\gamma - 1}} \cdot \left[1 - \frac{\gamma - 1}{2} \cdot \zeta_{Thr} \cdot M_2^2 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (2.28)$$

onde:

M_2 - Número de Mach na saída do bocal

ζ_{Thr} - Coeficiente de perdas no bocal

Pela definição do coeficiente de perdas estabelecido por Whitfield e Baines (1976) é:

$$\zeta_{Thr} = \frac{h_{EX} - ih_{EX}}{\frac{1}{2} \cdot C_2^2} \quad (2.29)$$

Pelas relações para fluido compressível para um gás ideal, fica fácil demonstrar que o termo, à esquerda e, o primeiro, à direita na equação (2.28), são a equação (2.19). Assim, pode-se corrigir a sobre-estimativa das relações de pressão anteriormente mencionada.

2.7.1 - Metodologia de Determinação dos Parâmetros

Diferentemente da metodologia de substituição proposta na determinação dos parâmetros anteriores, utilizou-se a metodologia de mínimos quadrados de multi-variáveis. O método de linearização do equacionamento consiste do agrupamento e substituição das variáveis associadas aos parâmetros por uma variável somente.

O método de mínimos quadrados de multi-variáveis é o mesmo aplicado para uma variável, e é dado por:

$$\sum_{i=1}^n (a + b \cdot X_i - Y_i)^2 \rightarrow \text{mínimo} \quad (2.30)$$

onde:

- a - Coeficiente de ajuste
- b - Coeficiente de ajuste
- c - Coeficiente de ajuste
- X_i - Variável dependente
- Y_i - Variável independente

O mínimo ocorre quando a derivada parcial da equação (2.30) com respeito aos coeficientes a e b igual a zero.

$$\frac{\partial \sum_{i=1}^m (a + b \cdot X_i - Y_i)^2}{\partial a} = \sum 2 \cdot (a + b \cdot X_i - Y_i) = 0 \quad (2.31)$$

e

$$\frac{\partial \sum_{i=1}^m (a + b \cdot X_i - Y_i)^2}{\partial b} = \sum 2 \cdot (a + b \cdot X_i - Y_i) \cdot X_i = 0 \quad (2.32)$$

Organizando os termos, tem-se um sistema de equações.

$$\begin{bmatrix} m & \sum X_i \\ \sum X_i & \sum X_i^2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} a \\ b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum Y_i \\ \sum X_i \cdot Y_i \end{bmatrix} \quad (2.33)$$

Para a solução do sistema de equacionamento estabeleceu uma rotina computacional, conforme Anexo I figura I.6

Linearizando a equação (2.18), tem-se

$$\frac{\eta}{\bar{Y}} = \frac{2 \cdot U \cdot (C_2 \cdot \cos(\alpha_2) - U)}{\frac{1}{2} \cdot C_2^2} = \underbrace{4 \cdot U \cdot \cos(\alpha_2)}_{Ki} \cdot \underbrace{\frac{1}{C_2}}_{Xi} \cdot \underbrace{4 \cdot U^2}_{Kii} \cdot \underbrace{\frac{1}{C_2^2}}_{Xii}$$

Para determinação dos parâmetros, resolve-se o sistema de equações similares ao sistema (2.33) e obtêm-se os valores das constantes Ki e Kii , e se estabelece que.

$$U = \sqrt{-\frac{Kii}{4}} \quad (2.34)$$

$$\alpha_2 = a \cos\left(\frac{Kii}{4 \cdot U}\right) \quad (2.35)$$

linearizando a equação (2.28)

$$\frac{\left(\frac{\dot{m} \cdot \sqrt{\gamma \cdot R_{AR} \cdot T_{SU}}}{P_{SU} \cdot \gamma}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{M_2 \cdot \underbrace{\left[1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot M_2^2\right]^{\frac{1}{2} \cdot \frac{\gamma+1}{\gamma}}}_{\bar{Y}}} = \frac{A_{Thr}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{Kii} \cdot \underbrace{\frac{\gamma-1}{2} \cdot \zeta_{Thr}}_{Ki} \cdot A^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \cdot \frac{M_2^2}{Xi}$$

Para determinação dos parâmetros, resolve-se o sistema de equações similares ao sistema (2.32) e chega-se aos valores das constantes Ki e Kii , e estabelece que.

$$A_{Thr} = (Kii)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2.36)$$

$$\zeta_{Thr} = -\frac{Ki}{Kii} \cdot \frac{2}{\gamma-1} \quad (2.37)$$

Para identificação dos parâmetros, foi desenvolvido uma sub-rotina, que determina as variáveis independentes e dependentes das equações linearizadas (2.18) e (2.28), conforme Anexo I figura I.7, e um código computacional utilizando a sub-rotina de mínimos quadrados agregada as sub-rotinas do Anexo I figura I.1 e I.7, conforme mostra o Anexo I figura I.8. Os resultados dos parâmetros levantados em função da rotação das duas turbinas estão mostrados na figura 2.9.

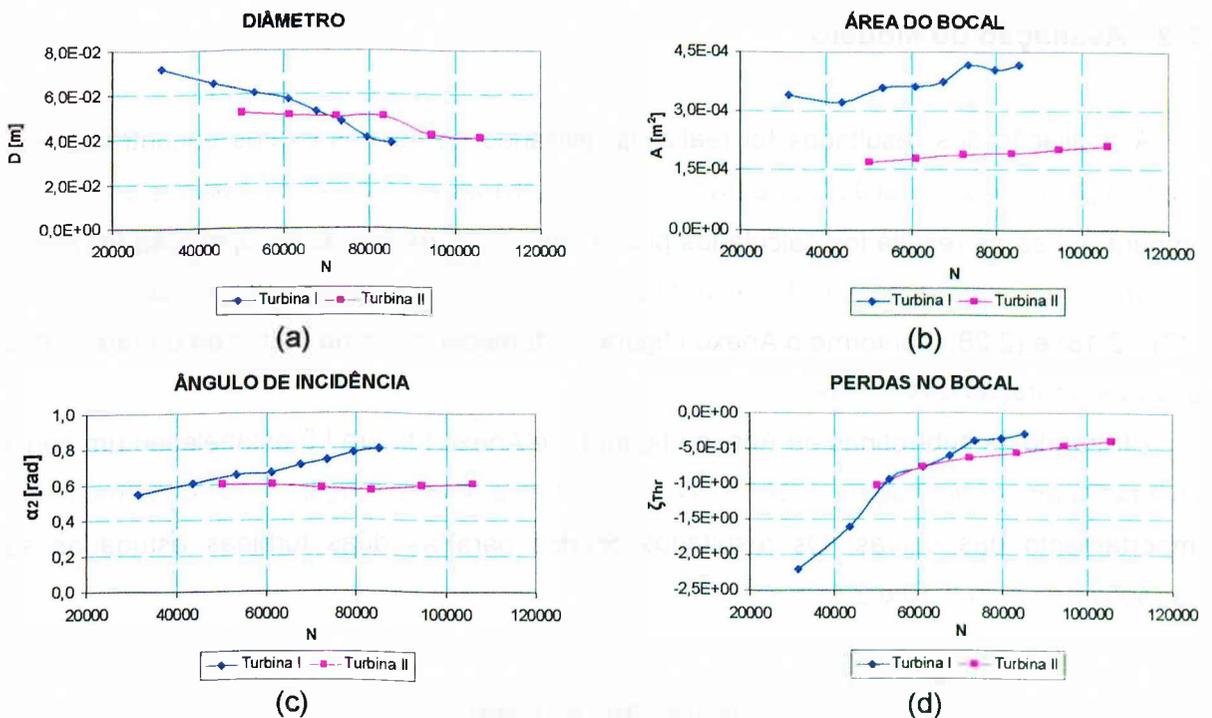


Figura 2.9 - Parâmetros levantados para as turbinas

Na figura 2.9 observou-se que os parâmetros D e α_2 apresentaram, para turbina I, uma tendência de linearização e, para turbina II, em baixas rotações, uma tendência de oscilar em torno de um valor constante. Os valores do parâmetro A_{thr} tenderam a uma reta para a turbina II e, para turbina I, tenderam a uma oscilação em torno de uma reta. O novo parâmetro estimado ζ_{Thr} apresentou-se parabólico, com algumas oscilações, sendo que os resultados negativos estão associados à definição do ζ_{Thr} , dada por Whitfield e Baines (1976) na equação(2.29). O comportamento irregular da turbina I pode estar relacionado a sua mudança de direção das curvas dos mapas de operação devido ao choque, como mostrado na figura 2.6 (a).

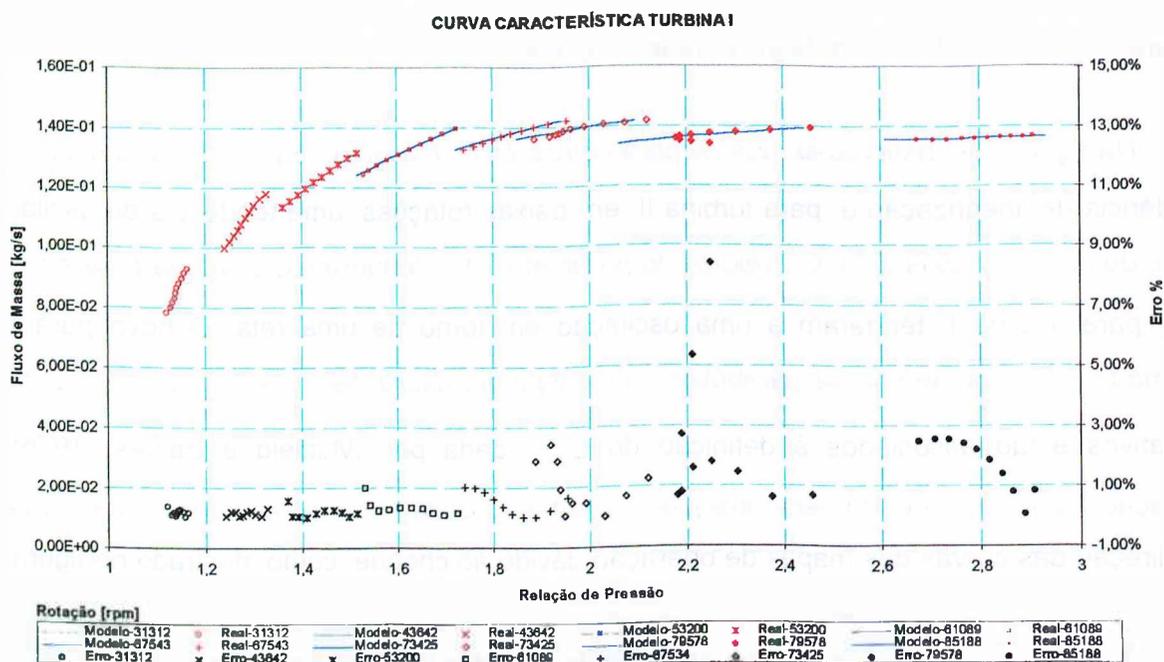
A comparação entre as duas metodologias de determinação de parâmetro mostra que o ângulo de incidência apresenta ligeiramente menor para a metodologia de mínimos quadrados,

o que ressalta que o ponto de máximo apresentado nas curvas é somente um máximo local e não o máximo proposto pela equação (2.28). O diâmetro encontrado pela metodologia de mínimos quadrados apresentou valores um pouco maiores ao anterior o que é resultado do erro no parâmetro α_2 . A área do bocal, por sua vez, foi sobreestimada de acordo com metodologia proposta no toolkit, em razão da introdução do parâmetro ζ_{Thr} .

2.7.2 - Avaliação do Modelo

A avaliação dos resultados foi realizada utilizando os valores exatos encontrados pela metodologia de determinação dos parâmetros das turbinas e os mesmos estados de entrada. Compararam-se os resultados calculados pelo modelo com os mapas de operação fornecidos pelo fabricante. Para esse fim, foi levantada uma sub-rotina baseada nas equações (2.16), (2.17), (2.18) e (2.28), conforme o Anexo I figura I.9, fornecendo como dados de entrada o fluxo mássico e a rotação das curvas.

Utilizando as sub-rotinas do Anexo I figura I.1 e Anexo I figura I.9 estabeleceu um código computacional em linguagem FORTRAN 90, conforme Anexo I figura I.10, para modelar o comportamento das curvas. Os resultados obtidos para as duas turbinas estudadas são mostrados na figura 2.10 e 2.11.



CURVA CARACTERÍSTICA TURBINA II

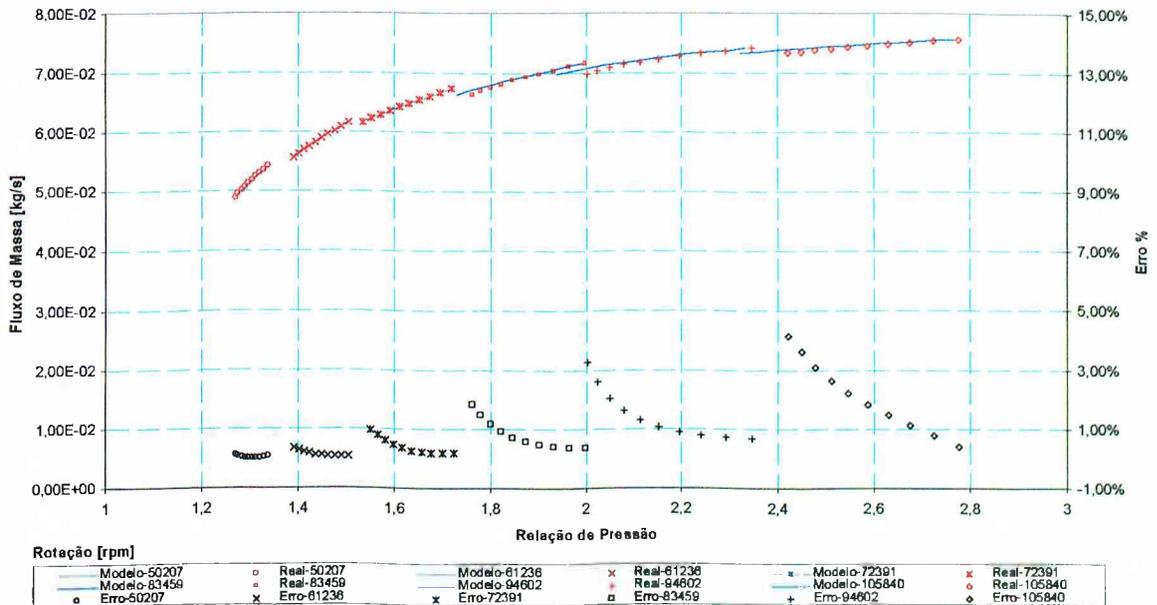


Figura 2.10 - Relação de pressão obtida pelo modelo e pelo mapa de operação.

A figura 2.10 mostra a comparação e os erros referentes à relação de pressão, em função do fluxo de massa, obtidos entre modelo e as curvas de operação do fabricante para as duas turbinas estudadas. Comparando os resultados da figura 2.7 com os resultados obtidos após a correção, observa-se uma melhora significativa da modelagem das turbinas com a introdução do parâmetro ζ_{Thr} , com a maioria dos erros abaixo de 3%, além da melhora na convergência das curvas, o que antes não era possível após a relação de pressão crítica. No entanto, aparecem pontos de erro elevado da ordem de 8%, na curva de rotação 79578 rpm, em virtude de uma descontinuidade na curva de operação que o modelo não caracterizou. Essas descontinuidades não foram observadas nas outras curvas de operação da turbina I e nem na turbina II, por isso não se pode questionar a validade do modelo.

Os ajustes das curvas do modelo aos pontos experimentais foram satisfatórios. Os maiores erros observados pela nova metodologia estão nas curvas à direita do ponto de relação de pressão crítica, devido à deficiência do modelo em representar tanto as condições de choque do bocal, quanto às do rotor.

A figura 2.11 abaixo mostra a comparação e os erros relativos da eficiência, em função do fluxo de massa, obtidos entre modelo e as curvas de operação do fabricante para as duas turbinas estudadas.

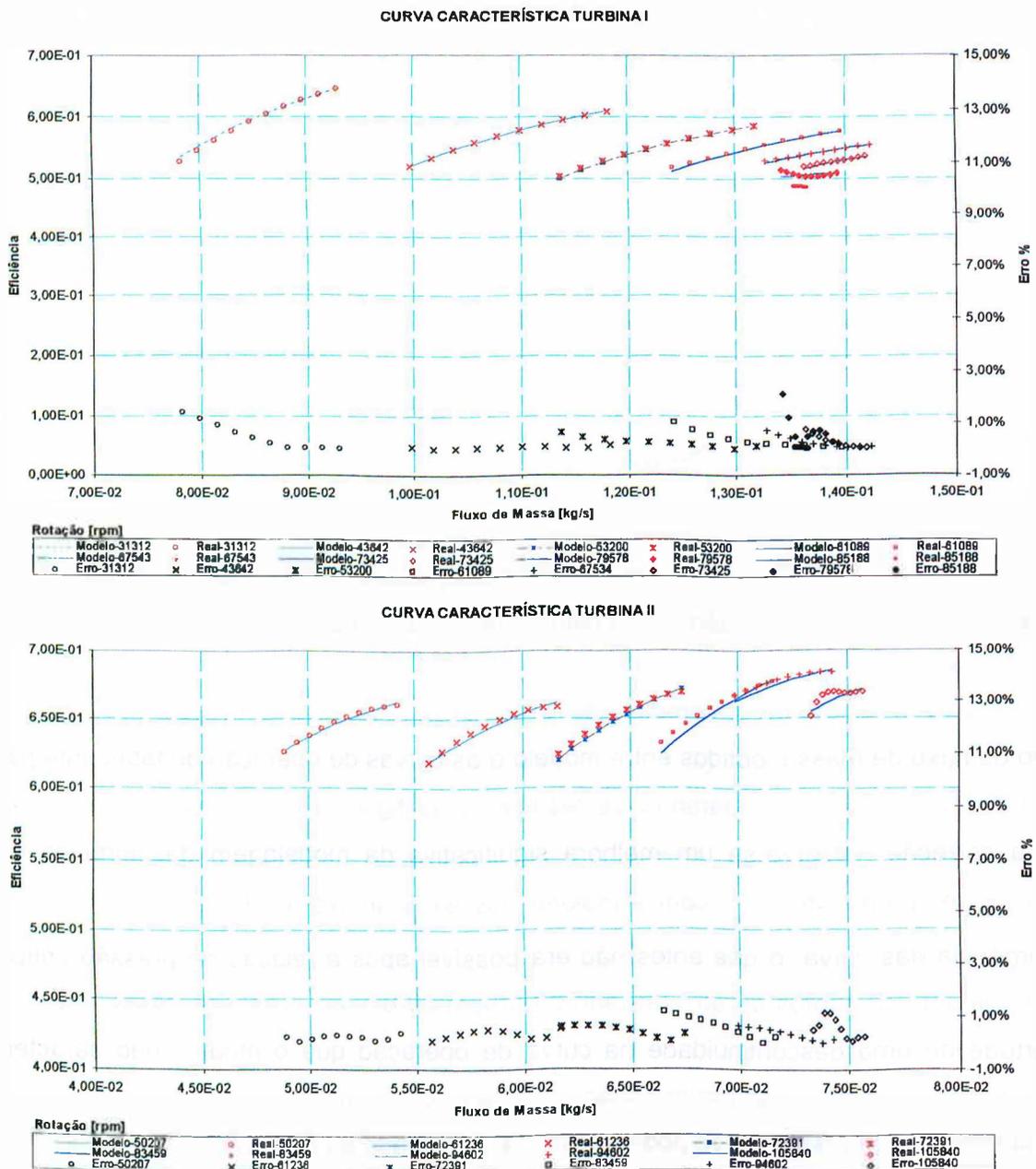


Figura 2.11 - Rendimento obtido pelo modelo e pelo mapa de operação.

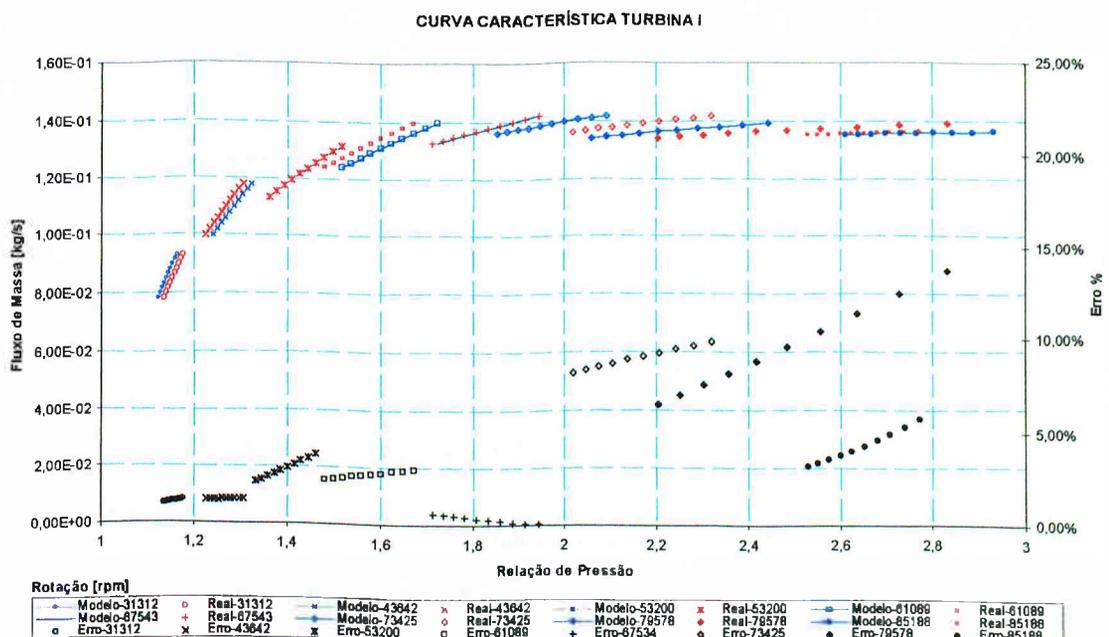
Comparando os resultados da figura 2.8 aos resultados obtidos após a correção, observa-se um melhora significativa da modelagem das turbinas com a introdução do parâmetro ζ_{Thr} , da mesma forma que a obtida anteriormente. Observa-se, apesar dos baixos erros, um comportamento distinto entre o modelo e a curva de operação para as rotações de 79578 rpm da turbina I e, de 105.840 rpm da turbina II. O comportamento apresentado na turbina I está relacionado aos erros descritos na figura 2.10, e os observados na turbina II podem estar diretamente relacionados aos problemas de choque, comentados anteriormente.

Esta melhoria nos erros, observados nas figuras 2.10 e 2.11, não é suficiente para comprovar a validade do modelo, uma vez que os parâmetros obtidos não apresentaram nenhuma tendência característica e alguns, até uma forma oscilatória, como mostra o parâmetro A_{Thr} , figura 2.9 (b). Desta forma, propôs-se uma aproximação dos parâmetros D , A_{Thr} e α_1 por uma regressão linear com respeito à rotação N , e o parâmetro ζ_{Thr} por um polinômio interpolador de segunda ordem. Os resultados obtidos pelas interpolações são mostrados na tabela 2.1.

Tabela 2.1: Interpolação dos parâmetros característicos do modelo pela rotação

Turbina	Parâmetro	Equações Ajustadas	Correlação
I	D	$D = -6,3011 \cdot 10^{-07} \cdot N + 9,3185 \cdot 10^{-02}$	0,9750
	A_{Thr}	$A_{Thr} = 1,7708 \cdot 10^{-09} \cdot N + 2,6415 \cdot 10^{-04}$	0,8288
	α_2	$\alpha_2 = 4,6569 \cdot 10^{-06} \cdot N + 4,0108 \cdot 10^{-01}$	0,99452
	ζ_{Thr}	$\zeta_{Thr} = -5,8541 \cdot 10^{-10} \cdot N^2 + 1,0415 \cdot 10^{-04} \cdot N - 4,9248$	0,99112
II	D	$D = -2,1212 \cdot 10^{-07} \cdot N + 6,3913 \cdot 10^{-02}$	0,80232
	A_{Thr}	$A_{Thr} = 6,7522 \cdot 10^{-10} \cdot N + 1,3729 \cdot 10^{-04}$	0,98143
	α_2	$\alpha_2 = -6,3101 \cdot 10^{-09} \cdot N + 5,9098 \cdot 10^{-01}$	0,82010
	ζ_{Thr}	$\zeta_{Thr} = -1,5342 \cdot 10^{-10} \cdot N^2 + 3,4486 \cdot 10^{-05} \cdot N - 2,3416$	0,98331

As figuras 2.12 e 2.13 mostram os resultados obtidos pelo código desenvolvido para as duas turbinas estudadas utilizando os parâmetros ajustados da tabela 2.1.



CURVA CARACTERÍSTICA TURBINA II

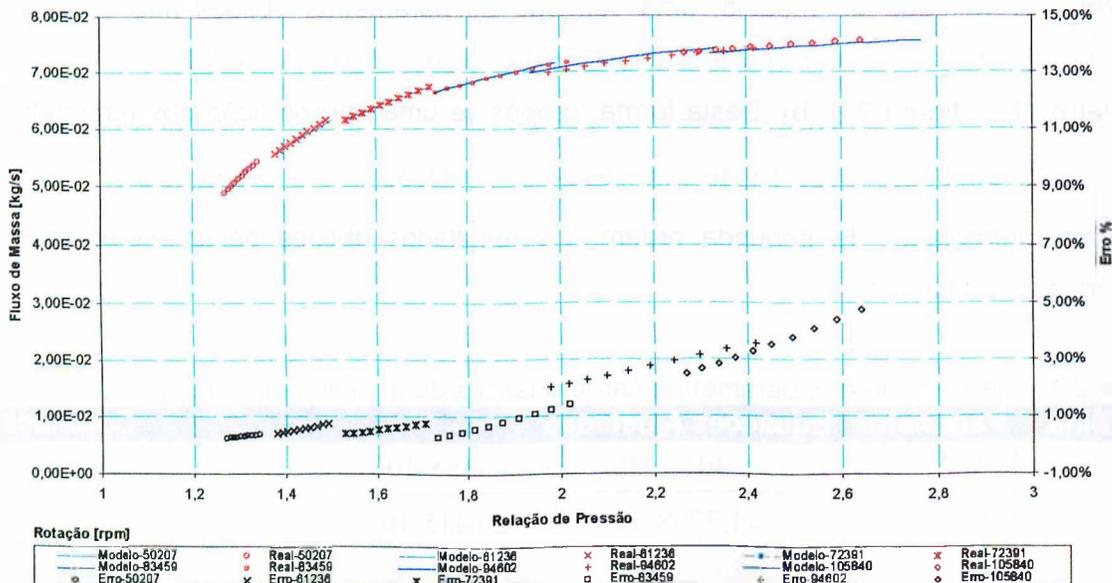
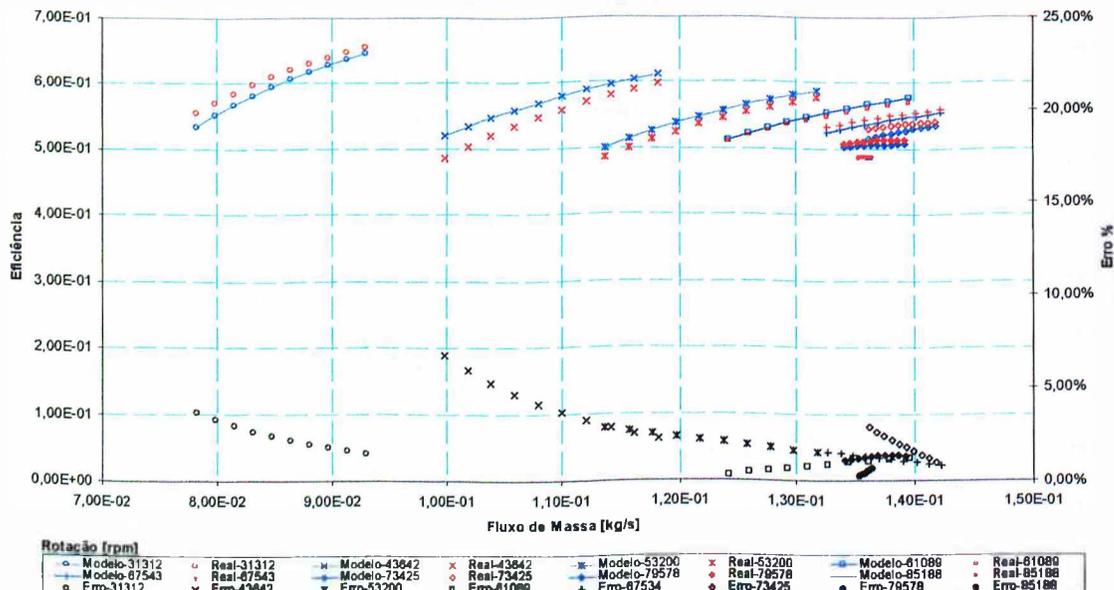


Figura 2.12 - Relação de pressão obtida pelo modelo e pelo mapa de operação.

A figura 2.12 mostra a comparação e os erros referentes a relação de pressão, em função do fluxo de massa, obtidos entre modelo e as curvas de operação do fabricante para as duas turbinas estudadas. Comparando os resultados obtidos com a figura 2.10, observa-se um aumento significativo do erro para as curvas com relação de pressão acima da crítica, mas, os valores abaixo desse valor apresentaram erros que não comprometem a aproximação utilizada no modelo.

CURVA CARACTERÍSTICA TURBINA I



CURVA CARACTERÍSTICA TURBINA II

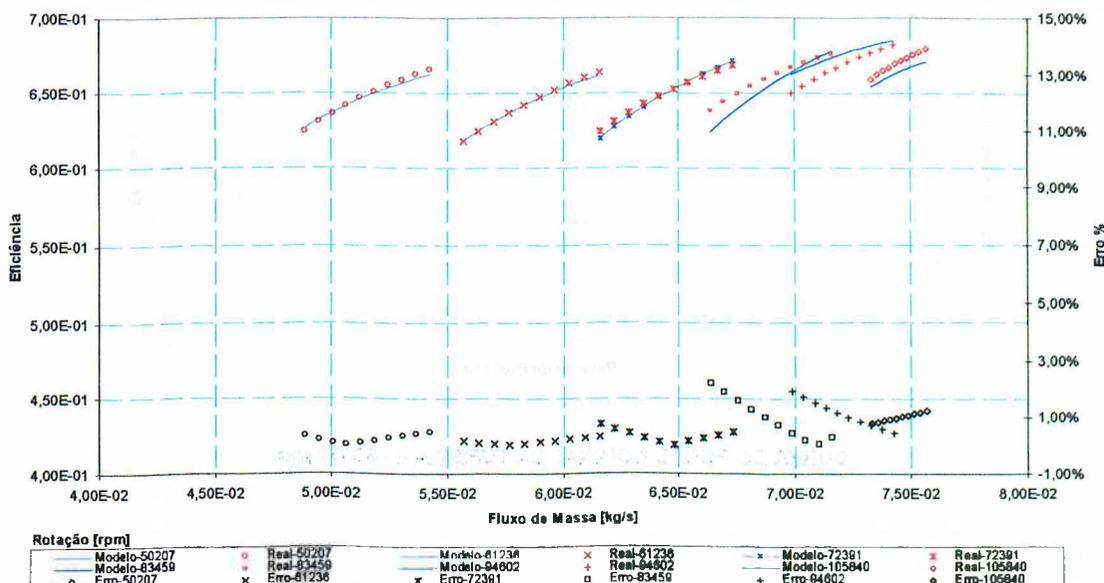


Figura 2.13 - Rendimento obtido pelo modelo e pelo mapa de operação.

A figura 2.13 mostra a comparação e os erros relativos da eficiência, em função do fluxo de massa, obtidos entre modelo e as curvas de operação do fabricante para as duas turbinas estudadas. Comparando os resultados obtidos com a figura 2.11, observa-se um aumento razoável dos erros, porém esses não chegam a comprometer o uso da aproximação do modelo.

Conforme o observado nas figuras 2.12 e 2.13, as aproximações por interpolação dos parâmetros aumentaram o erro de forma significativa, já, para valores abaixo do ponto de relação crítico dado pela equação (2.20), o modelo possui erros a baixo de 4% para relação de pressão e 7% para o rendimento.

2.8 - Análise Comparativa das Metodologias

Objetivando avaliar as diferenças quantitativas entre o novo modelo e o modelo do ASHRAE Toolkit para turbinas, desenvolveu-se a figura 2.14 que representa o comparativo entre os resultados das metodologias e os pontos reais de operação, para a curva do ponto nominal de operação das turbinas estudadas, que corresponde a curva de máximo rendimento.

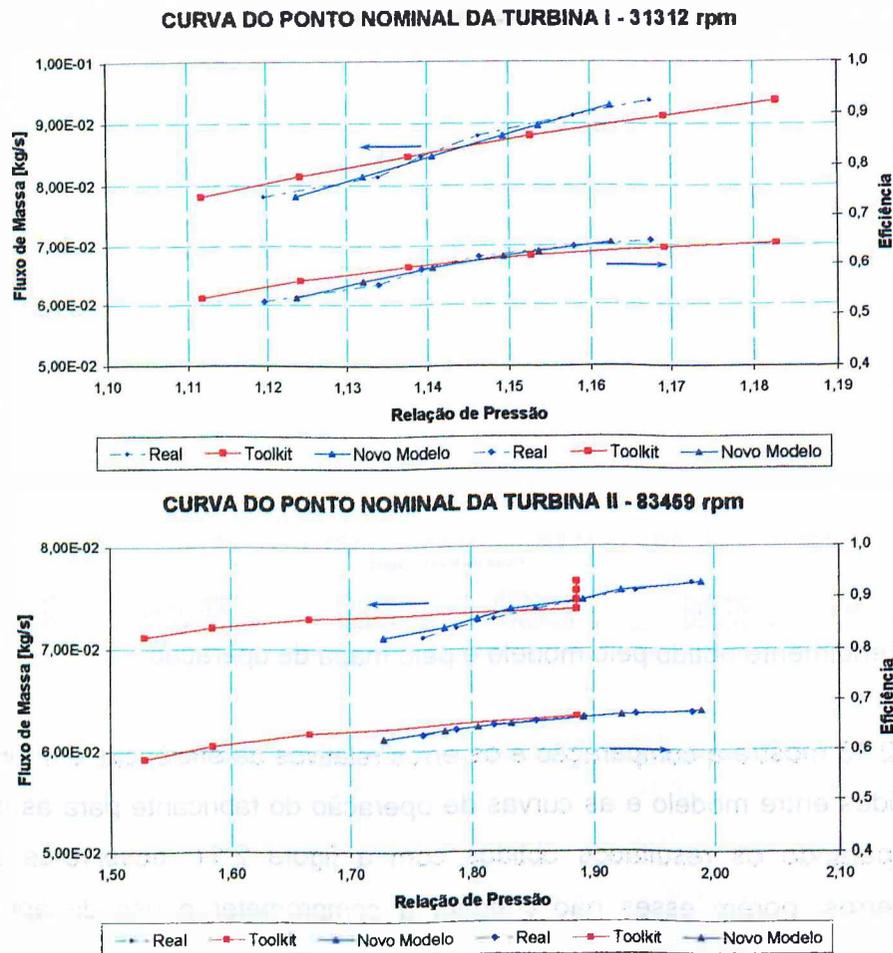


Figura 2.14 - Comparativo entre os modelos para o ponto nominal de operação

De uma maneira geral, como observado na figura 2.14, a introdução do parâmetro ζ_{Thr} e o uso da metodologia de mínimos quadrados de multi-variáveis representou uma melhora significativa na modelagem do modelo do ASHRAE toolkit para turbinas radiais. Essa metodologia, quando comparada à literatura consultada, apresentou a vantagem de realizar a modelagem somente com o uso das curvas de operação, sem ter a necessidade de conhecer as características geométricas das turbinas, uma vez que estes dados são confidenciais ao fabricante.

Capítulo III

Análise de Compressores

Dois diferentes métodos para calcular a eficiência no ponto de operação de projeto de bombas e compressores são comumente utilizados. A análise baseada em argumentos de canal é freqüentemente aplicada a máquinas centrífugas, e a análise baseada em argumentos de cascata, por sua vez, é largamente aplicada para todas as máquinas axiais, Balje (1980).

O princípio termodinâmico típico de um processo de compressão em compressores centrífugos é mostrado na figura 3.1, dado pela mudança de temperatura e pressão ao longo do compressor.

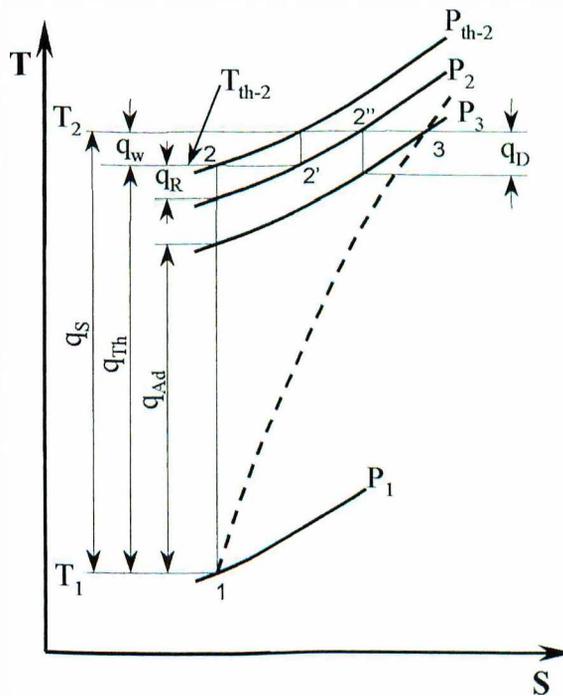


Figura 3.1 - Diagrama T-S do processo do compressor

O processo pode ser descrito inicialmente por uma compressão adiabática do estado 1 (P_{t-1}, T_{t-1}) para o estado teórico 2 (P_{th-2}, T_{th-2}), essa mudança pode ser representada em termos de altura manométrica por q_{th} . No entanto, devido às perdas que ocorrem no impulsor, representada por q_R , a pressão total teórica P_{th-2} , na saída, é reduzida para P_{t-2} , a temperatura no estado 2', por sua vez, permanece constante (desprezando transferência de

calor por condução e radiação), assim o estado na saída do rotor é dado por P_{t-2} e T_{th-2} . Contudo, existem ainda outras perdas no compressor que devem ser consideradas, tais como; as perdas por atrito do disco, representadas por q_W , que elevam a temperatura total teórica de saída do impulsor, T_{th-2} , de forma isobárica, para a temperatura total T_{t-2} , estado 2'', que permanece constante ao longo do difusor; as perdas por atrito no difusor, representadas por q_D , que reduzem a pressão total P_{t-2} a P_{t-3} , estado 3. Portanto, pode-se definir o estado de saída do compressor como P_{t-3} e T_{t-2} ou T_{t-3} , visto que a temperatura total T_{t-2} é igual à temperatura total de saída do compressor T_{t-3} , e em termos da altura manométrica, os estados T_{t-2} e P_{t-2} , representam a altura manométrica total consumida pelo compressor q_{Sh} , e a pressão P_{t-3} define altura manométrica em razão do processo isentrópico dado por q_{Ad} .

3.1 - Análise de Compressor Utilizando Dados de Cascata

Este método é particularmente apropriado para o cálculo da eficiência no ponto de projeto e para otimização de projetos de compressores axiais. A eficiência é calculada pelo coeficiente de energia teórico e pelas relações de perdas, sendo necessário para aplicar os parâmetros de cascata expressar o coeficiente de energia teórico na forma, similar ao estudo realizado para a turbina:

$$\psi_{th} = \left(\frac{\delta u}{\cot(\lambda_{\infty}) + \frac{1}{2} \delta u} \right)_{Rotor} \quad (3.1)$$

onde:

ψ_{th} - Coeficiente teórico de energia

δu - Parâmetro de carga na pá

λ_{∞} - Ângulo do vetor médio

A eficiência é expressa da forma

$$\eta_{h-t} = 1 - \frac{\phi_1^2 \sum \zeta}{2 \cdot \psi_{th}} \quad (3.2)$$

onde:

η_{h-t} - Rendimento hidráulico total

ϕ_1 - Fator de Fluxo adimensional

ζ - Coeficiente de perda

onde o termo $\sum \zeta$ representa a soma dos coeficientes de perdas, dada por:

$$\sum \zeta = (\zeta_P + \zeta_E + \zeta_{cl})_{rotor} + (\zeta_P + \zeta_E)_{stator} \quad (3.3)$$

onde:

ζ_P - Coeficiente de perda interna

ζ_E - Coeficiente de perda por atrito nas paredes de saída

ζ_{cl} - Coeficiente de perda por folgas nas pás

Os termos característicos do coeficiente teórico de energia são determinados em base de correlações semi-empíricas, e, no caso dos termos de perdas, associa-se teoria de camada limite aos dados de cascata.

3.2 - Análise de Compressores Usando Argumentos de Canal

Este método pode ser discutido abrangendo não só o projeto de compressores axiais como também de compressores centrífugos, e é igualmente apropriado para o cálculo nas condições de projeto e fora de projeto.

A altura manométrica total pode ser expresso na forma:

$$q_{ad-t} = q_{th} + q_R + q_D \quad (3.4)$$

onde:

q_{ad-t} - Altura manométrica adiabática total

q_{th} - Altura manométrica teórica

q_R - Perdas em altura manométrica no rotor

q_D - Perdas em altura manométrica no difusor

Assim a eficiência é dada:

$$\eta_{h-t} = \frac{q_{ad-t}}{q_{th}} \quad (3.5)$$

Os termos de perdas relacionados à equação (3.4) são dados na forma:

$$q_D = \frac{\phi_1^2 \cdot K_R^2 \cdot K_D^2}{2} \cdot \zeta_D \quad (3.6)$$

onde:

K_R - Razão de velocidades meridionais do rotor

K_D - Razão de velocidades meridionais do difusor

ζ_D - Coeficiente de perdas no difusor

e

$$q_R = \frac{\phi_1^2 \cdot K_R^2}{2} \cdot \zeta_R \quad (3.7)$$

onde:

ζ_R - Coeficiente de perdas no Rotor

No qual os termos ζ_D e ζ_R são calculados utilizando a metodologia de cascata.

3.3 - Compressores Centrífugos

Turbomáquinas empregando efeito centrífugo para o aumento da pressão do fluido têm sido utilizadas há mais de um século. As primeiras máquinas a utilizar esse princípio foram as bombas hidráulicas seguidas, mais tarde, pelos ventiladores e sopradores. O uso de compressores centrífugos data das primeiras aeronaves com motores de propulsão a jato. O desenvolvimento desses compressores para esse fim continuou até a metade dos anos 50, quando tornou-se claro que, com o aumento dos motores de propulsão a jato, eram necessários compressores axiais, que possuem, para essas aplicações, eficiências de 3% a 4% maiores que os compressores centrífugos. No entanto, para baixos fluxos de massa, a eficiência dos compressores axiais cai consideravelmente, tornando o uso dos compressores centrífugos viáveis, pois, além de terem comprimento menor, são menos susceptíveis a perdas de performance por deposição na superfície das pás e possuem a habilidade de operar em largas faixas de fluxo de massa para uma velocidade de rotação particular.

Na metade dos anos de 1960, a necessidade de avanços em helicópteros militares motorizados por pequenas unidades de turbina a gás forneceu incentivos para o rápido desenvolvimento dos compressores centrífugos. Os avanços tecnológicos feitos nessa esfera estimulou o aumento do campo de aplicação destes compressores, que abrange das pequenas unidades de turbina a gás para veículos rodoviários e helicópteros comerciais, às aplicações nos processo de plantas químicas e fornecimento de ar para grandes plantas de ar condicionado, além, é claro, da sobrealimentação de motores Diesel, que é uma prática bem conhecida dos profissionais da área. A performance atual desses equipamentos, em termos de

rendimentos, está por volta de 80 a 84% e, em termos de relação de pressão, por volta de 4:1 a 6:1.

O compressor centrífugo consiste essencialmente de um envoltório, contendo um impulsor rotativo que impulsiona o ar à alta velocidade, e de um número de passagens divergentes fixas que desaceleram o ar, tendo como conseqüência o aumento da pressão estática. Este ultimo processo é uma difusão, e, conseqüentemente, a parte do compressor que contém as passagens divergentes é conhecida como difusor. A figura 3.2 representa um diagrama esquemático de um compressor centrífugo.

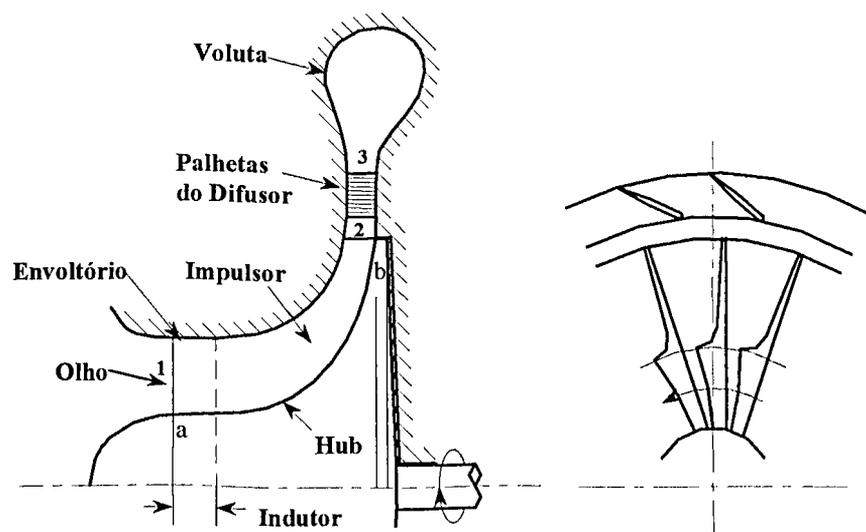


Figura 3.2 - Diagrama esquema de um compressor centrífugo

O ar é aspirado no olho do impulsor e direcionado circunferencialmente a alta velocidade pelas palhetas do disco do impulsor. A um dado ponto do fluxo de ar pelo impulsor, a altura manométrica é obtida pela aceleração centrífuga, assim sendo a pressão estática aumenta do olho para o topo do impulsor. O restante da pressão é obtida no difusor, onde a alta velocidade de saída do ar no topo do impulsor é reduzida para obter o acréscimo de pressão estática. Este processo de difusão contabiliza as perdas de pressão devido ao atrito do fluido.

A voluta mostrada na figura 3.2 externa ao difusor tem a função de coletar o fluxo do difusor e dirigi-lo para uma tubulação externa. O impulsor possui alguns componentes característicos como o indutor, que é a parte axial que se estende do olho à região onde o fluxo começa a se tornar radial, e o "hub" que é a superfície de revolução do impulsor representado por a-b, na figura 3.2.

Estes equipamentos possuem um faixa de operação bem definida, que é limitada pela máxima taxa de fluxo, conhecida como condição de choque e, pela mínima, conhecida como

linha de surge. O surge, por sua vez, caracteriza-se como instabilidade com sérias conseqüências para a operação e integridade do compressor, desta forma, é de relevante importância o estudo deste fenômeno, assim como outras instabilidades.

3.3.1 - Instabilidades dos Compressores

Balje (1980) verificou as características de instabilidades do compressor, delimitando as condições de operação que, possivelmente, acarretariam o surge. Inicialmente, para essa avaliação, estabeleceu o mecanismo de fluxo no compressor que pode ser positivo, quando ocorre a compressão, e instantaneamente negativo, quando, em razão das forças externas, a direção do fluxo no rotor torna-se reversa, ocasionando um rápido aumento na pressão.

No ponto de projeto, os ângulos do indutor e do difusor são combinados para que ambos os elementos operem sem incidência, representado na figura 3.3 pelo ponto A. A taxas de fluxo menores ou maiores que a taxa de fluxo de projeto e as perdas por incidência ocorrem no difusor e indutor, significando que as perdas aumentam no rotor e o fator de recuperação de pressão é reduzido no difusor. Considerando que o compressor é conectado a um sistema e operado no ponto B, figura 3.3, e que o equilíbrio é momentaneamente perturbado, tal que a operação é, temporariamente, transferida para o ponto C.

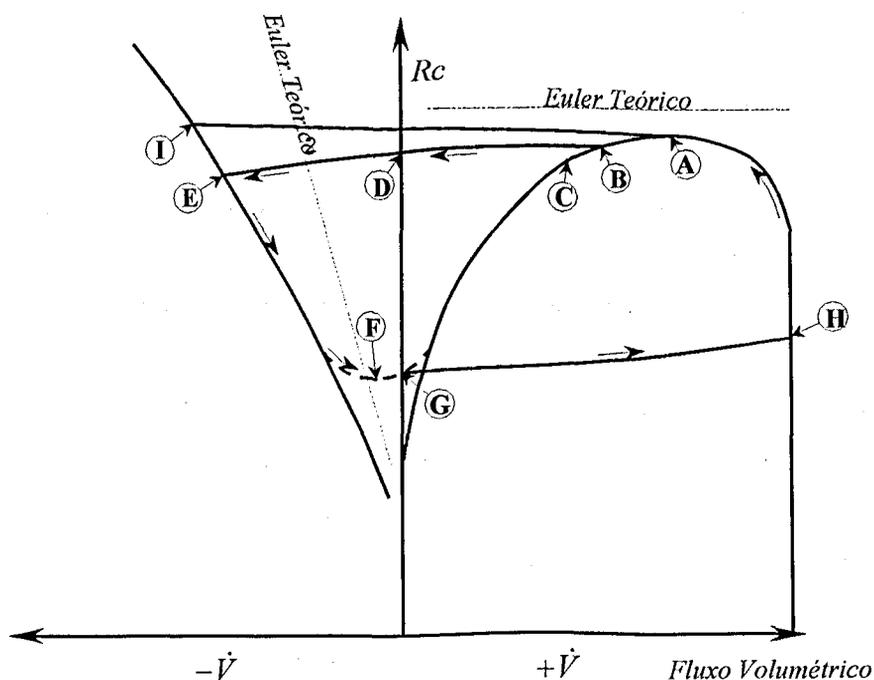


Figura 3.3 - Característica típica de compressores

Nessa condição, o rotor não pode sustentar a pressão original. Assim a pressão no sistema se reduzirá e se dirigirá ao ponto de operação mais distante do ponto original de critério de instabilidade, até o ponto E ser alcançado. Fazendo a reversão de fluxo, ao passar pelo ponto D, o fluxo de massa temporal é retirado do sistema ocorrendo a redução da pressão até o ponto F ser alcançado. Em seguida, passa-se de novo pela reversão de fluxo no ponto G, no qual o processo de compressão do sistema inicia, saltando para ponto H, e continua até o ponto B ser alcançado. A Figura 3.4 descreve as pressões em diferentes estados no caminho do fluxo desse ciclo. A queda de pressão no coletor é, inicialmente, insignificante depois de passar pelo limite estabilidade, até o ponto E ser alcançado. Deste ponto em diante, há uma queda rápida até o ponto G ser alcançado. Depois a pressão no coletor começa a subir. No ponto D, a reversão do fluxo seria esperada, no entanto, isto levaria um tempo finito para reverter a circulação na pá do rotor de modo que a atual reversão é atrasada por certo intervalo de tempo. O fluxo reverso esperado no ponto G é, de novo, atrasado devido ao tempo finito requerido para reversão de circulação na pá do rotor. A colisão do fluxo de descarga do rotor com alguns dos fluxos contrários pode causar, momentaneamente, um aumento na pressão no difusor no início do ciclo de bombeamento. Inicialmente, a velocidade do rotor aumenta, em virtude da baixa carga, e a pressão no pleno de entrada do compressor aumenta, devido ao bombeamento do pleno durante o período de fluxo reverso. Na trajetória do ponto H para B, a velocidade do rotor reduz a pressão do sistema, que logo retorna aos seus valores originais.

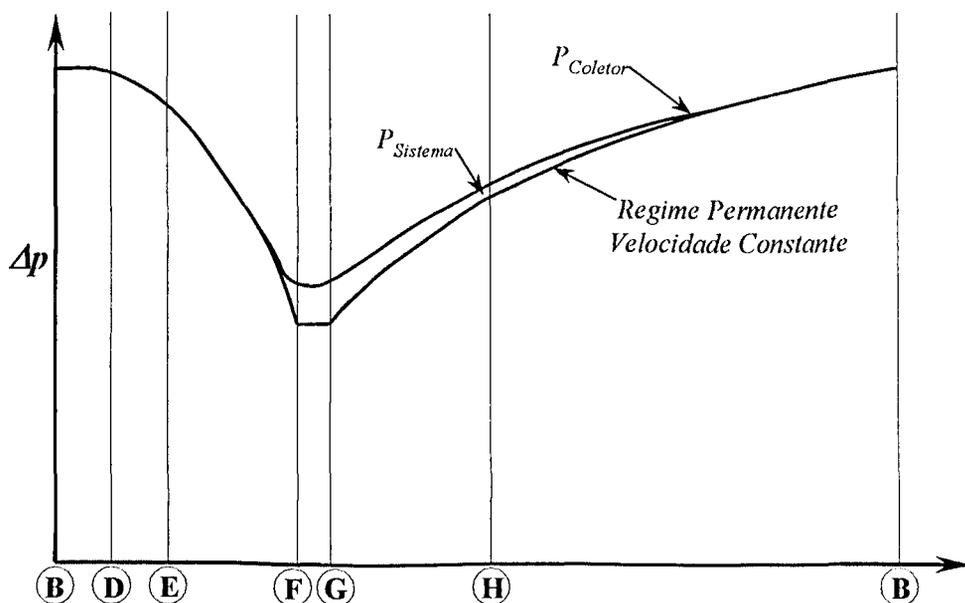


Figura 3.4 - Característica de ciclos de surge em compressores

O sistema também torna-se instável, se o ponto de operação do compressor é transferido momentaneamente do ponto original para as maiores taxas de fluxo. A taxa de fluxo adicional acarretará uma alta pressão no sistema, tal que o ponto de operação é direcionado longe do seu ponto original até o pico de pressão ser alcançado. O bombeamento adicional de taxa de fluxo causa uma relação de pressão no sistema maior que a máxima relação de pressão obtida pelo compressor. Assim o ponto de operação do sistema salta para o ponto I, uma vez que a alta pressão não é sustentada na região de fluxo volumétrico, restando, portanto, somente a região de fluxo volumétrico negativo, ver figura 3.3. Realizando isso, o ponto de fluxo reverso é ultrapassado e o prévio ciclo descrito é repetido. Assim, em ambos os casos, nenhuma força de restauração existe, para que o ponto de operação do compressor retorne imediatamente ao ponto original depois da perturbação.

Nessas considerações constatou-se que o volume do sistema é comparativamente maior, de forma que, pequenas mudanças na taxa de fluxo do compressor e na pressão não afetam a taxa de saída de fluxo do sistema. No caso, de o volume do sistema ser pequeno, as mudanças na taxa de fluxo do compressor afetam o sistema instantaneamente, a característica de uso tem de ser considerada. Em situações em que a característica de uso segue a linha pontilhada no ponto B da figura 3.5, a pressão entregue pelo compressor, quando o ponto de operação é transferido do ponto B para C, é maior que a pressão instantânea do sistema, assim o ponto de operação é direcionado à sua posição original e o sistema é estável. Quando, no entanto, a característica de uso segue a linha pontilhada no ponto J da figura 3.5 a operação é estável somente para o ponto J.

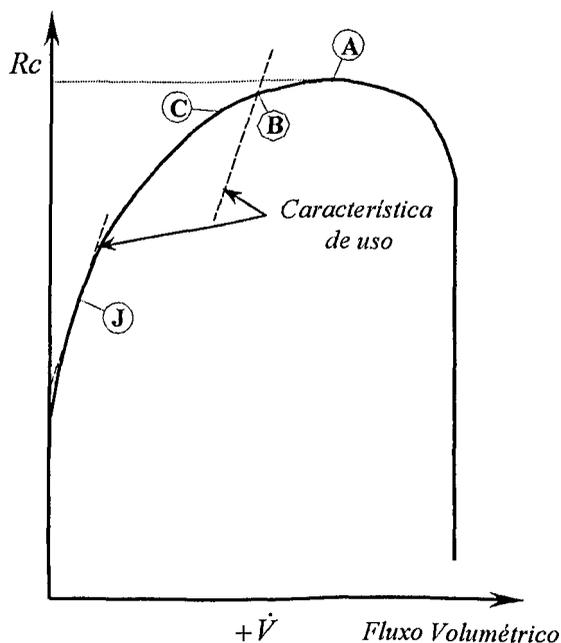


Figura 3.5 - Efeito da característica do uso

Assim a ocorrência do surge, no ramo instável das características, depende do volume do sistema analisado e da resposta do sistema à perturbação. Para pequenos volumes fechados, o sistema pode seguir a característica do sistema instantaneamente, nesse caso a operação estável no ramo potencialmente instável é possível. Para grandes volumes, a resposta do sistema é atrasada, assim, instantaneamente, a curva do sistema torna-se mais horizontal, alcançando em situação extrema, uma linha horizontal de pico de pressão característico, figura 3.5 linha pontilhada, onde para o regime potencialmente instável a operação é sempre instável.

O estol rotativo, outra causa importante de instabilidade e performance pobre, contribui para surge, e pode existir normalmente também na faixa de operação estável. Qualquer não uniformidade no fluxo ou na geometria do canal, entre as palhetas ou pás, interrompe o fluxo nos canais, que passa a se mover circunferencialmente pelo compressor. A velocidade de rotação desta instabilidade oscila em torno de 20 a 80% da velocidade do rotor. Neste regime de fluxo, o fluxo anular médio se apresenta em regime permanente, mas o fluxo de massa tem um déficit circunferencial. Nos mapas, a ocorrência do *estol* rotativo é observada como um rápido movimento da característica instável (1) para a característica estável (2), de acordo com Willems (2000), como ilustrado na figura 3.6.

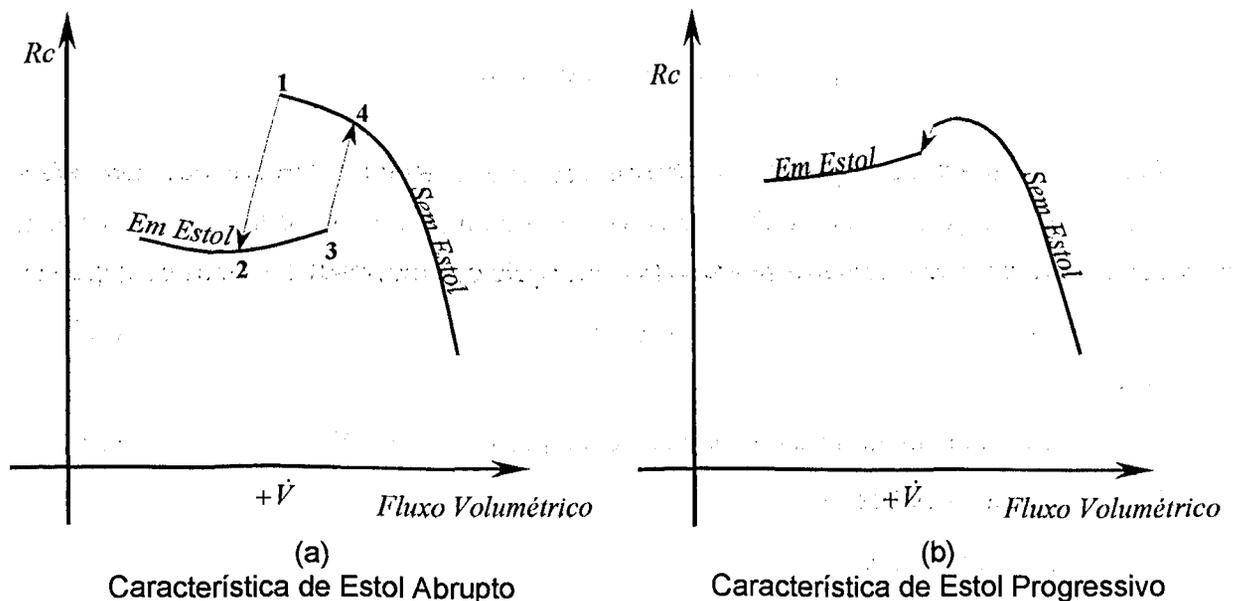


Figura 3.6 - Estol rotativo nos mapas de compressores

Com a caracterização da faixa de operação disponível para os compressores centrífugos é possível delimitar o escopo dos modelos, direcionando os estudos para a faixa de operação estável e levantando os principais pontos para uso do modelo proposto no ASHRAE toolkit descrito a seguir.

3.4 - Modelo de Compressor Centrífugo Proposto no ASHRAE Toolkit

O modelo desenvolvido no ASHRAE Toolkit foi estabelecido para compressores centrífugos. Esses, por sua vez, são de um ou dois estágios e para modelagem são representados com o um único compressor centrífugo composto de um impulsor e difusor operando de forma isentrópica. As perdas relativas ao compressor são concentradas nas perdas do motor e da transmissão, conforme mostra a figura 3.7.

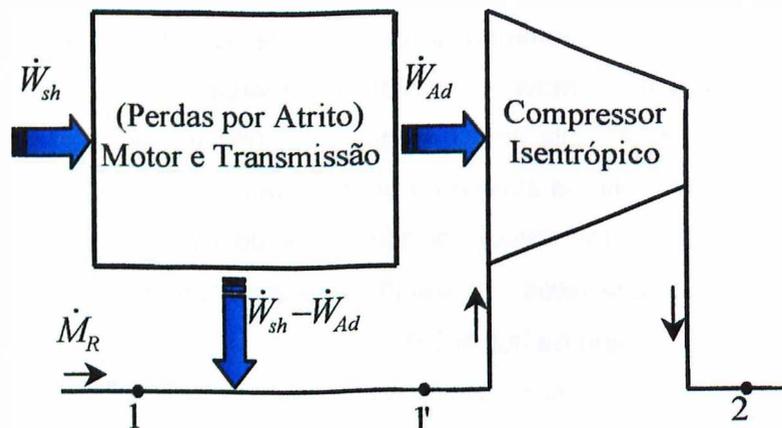


Figura 3.7 - Representação esquemática da modelagem do compressor

Para modelagem do impulsor foi considerado que a energia cinética não tem efeito significativo no balanço de energia. De acordo com o teorema de Euler, o trabalho transmitido do impulsor para o fluido é somente relatado pelo triângulo de velocidade na saída do impulsor.

$$\dot{W}_{Ad} = U \cdot C_2 \cdot \cos(\alpha_2) = U^2 + U \cdot W_2 \cdot \cos(\beta_2) \quad (3.8)$$

onde:

$$U \quad - \text{Velocidade tangencial de impulsor, dado por } U = \pi \cdot D \cdot N \quad (3.9)$$

\dot{W}_{Ad} - Trabalho adiabático

D - Diâmetro da roda

N - Velocidade de rotação da Roda

C_2 - Velocidade absoluta na saída do impulsor

W_2 - Velocidade relativa na saída do impulsor

α_2 - Ângulo entre a velocidade absoluta e tangencial na saída do impulsor

β_2 - Ângulo entre a velocidade relativa e tangencial na saída do impulsor

E a velocidade relativa W é dada conforme mostra a figura 3.8

$$W_2 = \frac{\dot{V}_2}{A \cdot \text{sen}(\beta_2)} \quad (3.10)$$

onde:

A - Área de saída do impulsor, dado por $A = \pi \cdot D \cdot e$

e - Comprimento da área de saída do impulsor

\dot{V}_2 - Fluxo Volumétrico de saída do impulsor

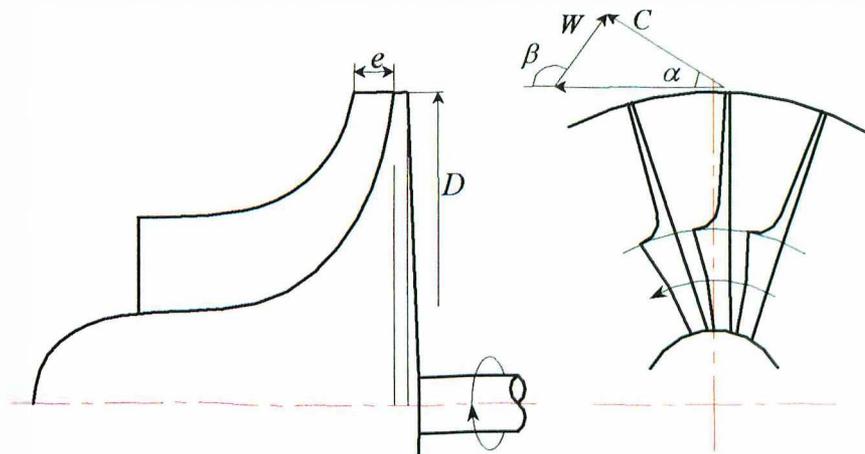


Figura 3.8 - Descrição do impulsor

E o fluxo volumétrico \dot{V}_2 é dado segundo as relações isentrópicas para um gás ideal.

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_1 \cdot \left(\frac{P_{SU}}{P_2} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (3.11)$$

onde:

\dot{V}_1 - Fluxo Volumétrico de entrada do compressor isentrópico

P_{SU} - Pressão de entrada no compressor

P_{SU} - Pressão de saída no impulsor

γ - relação de calores específicos

Estabelecendo o balanço de energia para o compressor (impulsor e difusor), tem-se:

$$\dot{W}_{Ad} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot \zeta \cdot R_{ref} \cdot T_1 \left[R_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (3.12)$$

onde:

ζ - Fator de compressibilidade

R_{ref} - Constante particular dos gases para o refrigerante

T_1^n - Temperatura de entrada no compressor isentrópico

Rc - Relação de pressão do compressor

Estabelecendo o balanço de energia somente para o impulsor, tem-se:

$$\dot{W}_{Ad} = \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot \zeta \cdot R_{ref} \cdot T_1^n \left[Rc_I^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] + \frac{1}{2} \cdot C_2^2 \quad (3.13)$$

onde:

Rc_I - Relação de pressão do compressor

C_2 - Velocidade absoluta na saída do impulsor

Pelo triângulo de velocidade na saída do impulsor, tem-se:

$$C_2^2 = U^2 + W_2^2 + 2 \cdot U \cdot W_2 \cdot \cos(\beta_2) \quad (3.14)$$

Combinando as equações (3.8), (3.10), (3.11), (3.12), (3.13) e (3.14) permite obter a seguinte equação:

$$\dot{V}_2 = \frac{A}{U} \cdot \tan(\beta) \cdot \left[\frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot \zeta \cdot R_{ref} \cdot T_1^n \cdot \left(Rc^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) - U^2 \right] \quad (3.15)$$

e

$$Rc_i = \left[1 + \frac{\gamma-1}{2 \cdot \gamma} \cdot \frac{1}{\zeta \cdot R_r \cdot T_1^n} \cdot \left(U^2 - \frac{\dot{V}_2^2}{A^2 \cdot \text{sen}^2(\beta)} \right) \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.16)$$

O fluxo de massa de refrigerante pode ser dado por:

$$\dot{M}_{ref} = \frac{\dot{V}_2 \cdot Rc_i^{\frac{1}{\gamma}}}{v_1'} \quad (3.17)$$

onde:

\dot{M}_R - Fluxo mássico de refrigerante

v_1' - Volume específico de entrada no compressor isentrópico, dado por:

$$v'_1 = \zeta \cdot \frac{R_{ref} \cdot T'_1}{P_{SU}} \quad (3.18)$$

A energia dissipada pelo compressor é dada pela relação linear entre os trabalhos eixo e adiabático, como descrito abaixo:

$$\dot{W}_{Sh} = \dot{W}_{loss} + (1 + \alpha_{loss}) \cdot \dot{W}_{Ad} \quad (3.19)$$

e o acréscimo de temperatura é dado por:

$$T'_1 = T_{SU} + \frac{\dot{W}_{loss} + \alpha_{loss} \cdot \dot{W}_{Ad}}{\bar{C}_p \cdot \dot{M}_{ref}} \quad (3.20)$$

onde:

\dot{W}_{Sh} - Trabalho Eixo

\dot{W}_{loss} - Constante de perdas, relacionado as perdas eletromecânicas.

α_{loss} - Fator de perdas

\bar{C}_p - Calor específico a pressão constante médio

A modelagem proposta acima fundamentou a representação do comportamento de compressores utilizados em turbocompressores, utilizando pequenas adaptações, tais como:

- A retirada do fator de compressibilidade ζ do equacionamento acima, uma vez que o compressor opera com ar;
- A substituição da nomenclatura e dos termos associados ao refrigerante para o ar;
- A adequação do termo \dot{W}_{loss} , uma vez que as perdas estão associadas somente ao processo envolvido no compressor.

Para utilização e avaliação dos modelos, faz-se necessário uma metodologia conforme descrito nos subitens abaixo.

3.4.1 - Metodologia de Determinação dos Parâmetros

Para determinação dos parâmetros, é necessário inicialmente estabelecer tanto os estados de entrada e saída das turbomáquinas quanto o fluido e o trabalho real. Como fluido de trabalho, foi utilizado o ar, tendo como estado de entrada 300 K e 100kPa. Para avaliação

dos estados de saída, foram utilizadas as definições de gás ideal para um processo isentrópica, dado pela equação (3.21).

$$iT_{EX} = T_{SU} \cdot \left(\frac{P_{EX}}{P_{SU}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (3.21)$$

onde:

iT_{EX} - Temperatura de saída isentrópica

T_{SU} - Temperatura de entrada no compressor

P_{SU} - Pressão de entrada no compressor

P_{EX} - Pressão de saída no compressor

Admitindo que a entalpia é dependente somente da temperatura, de acordo com a teoria de gás perfeito, que pode ser representada por um polinômio de segunda ordem, conforme equação (3.22), na qual os coeficientes do polinômio são determinados realizando uma interpolação dos dados de entalpia para o ar do software EES.

$$h = a \cdot T^2 + b \cdot T + c \quad (3.22)$$

A entalpia de saída do compressor e, conseqüentemente, a temperatura de saída podem ser obtidas pela definição de rendimento isentrópica, que é dado nas curvas do fabricante, na forma:

$$h_{EX} = h_{SU} - \frac{(h_{SU} - ih_{EX})}{\eta_{is}} \quad (3.23)$$

onde:

ih_{EX} - Entalpia de saída isentrópica

h_{EX} - Entalpia de saída do compressor

h_{SU} - Entalpia de entrada do compressor

η - Rendimento isentrópico

O ASHRAE toolkit define o calor específico envolvido no processo, como sendo.

$$Cp = \frac{h_{SU} - h_{EX}}{T_{SU} - T_{EX}} \quad (3.24)$$

Pela definição de relação de calores específico, tem-se:

$$\gamma = \frac{C_p}{C_p - R_{AR}} \quad (3.25)$$

Dessa forma, o trabalho real e adiabático do compressor pode ser dado pela primeira lei da termodinâmica admitindo um processo adiabático, na forma.

$$\dot{W}_{Sh} = h_{EX} - h_{SU} \quad (3.26)$$

$$\dot{W}_{Ad} = ih_{EX} - h_{SU} \quad (3.27)$$

Com o equacionamento acima, estabeleceu uma sub-rotina computacional, conforme o fluxograma do Anexo II da figura II.1.

Para levantar dos mapas de operação, fornecidos pelo fabricante, a relação de pressão e rendimento exigidos na modelagem dos compressores, primeiramente, faz-se necessário esclarecer a apresentação desse banco de dados. As curvas de operação do fabricante para compressores possuem, no eixo das abscissas, o fluxo mássico e, no eixo das coordenadas, a relação de pressão, sendo que o rendimento é estabelecido por linhas de rendimento constantes dispostas para cada ponto de operação, dadas pela linha pontilhada. A rotação por sua vez, é dada para cada curva característica, como mostra a figura 3.9.

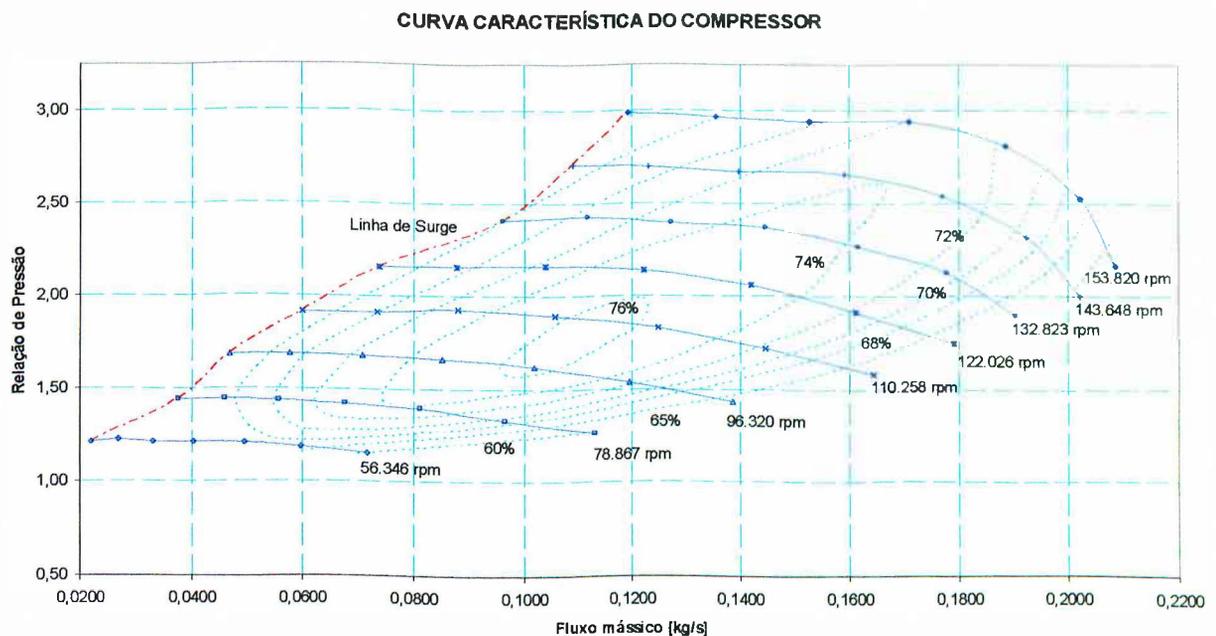


Figura 3.9 - Curva Característica do Compressor Estudado

O fluxo de massa apresentado por esses mapas de operação é dado para as condições de realização de teste, sendo necessário realizar uma correção do fluxo para condições de operação do compressor, como se segue.

$$\dot{M}_c = \dot{M}_{teste} \cdot \frac{\sqrt{T_{SU}/T_{teste}}}{P_{SU}/P_{teste}} \quad (3.28)$$

onde:

\dot{M}_{teste} - Fluxo mássico de realização dos testes

\dot{M}_c - Fluxo mássico corrigido para as condições de entrada no compressor

T_{teste} - Temperatura de realização dos testes

P_{teste} - Pressão de realização dos testes

T_{SU} - Temperatura de entrada no compressor

P_{SU} - Pressão de entrada no compressor

De posse dessa sub-rotina, estabelecem-se os parâmetros característicos do modelo utilizando a metodologia de mínimos quadrados para multivariáveis, conforme descrito no capítulo 2 subitem 2.7.1, realizando, para cada curva da figura 3.9, as linearizações da equação (3.8) associadas à equação (3.10) e à equação (3.19), dadas na forma:

$$\underbrace{\dot{W}_{Ad}}_Y = \underbrace{U^2}_{Ki} + \underbrace{\frac{U}{A \cdot \tan(\beta)}}_{Kii} \cdot \underbrace{\dot{V}_2}_X \quad (3.29)$$

$$\underbrace{\dot{W}_{Sh}}_Y = \underbrace{\dot{W}_{loss}}_{Ki} + \underbrace{(1 + \alpha_{loss})}_{Kii} \cdot \underbrace{W_{Ad}}_X \quad (3.30)$$

onde:

X - Variável dependente

Y - Variável independente

K - Constantes de ajuste

No entanto, pode-se observar que há a necessidade de definir o fluxo volumétrico \dot{V}_2 , com essa finalidade é realizado um cálculo iterativo da equação (3.29) com o modelo estabelecido pelas equações (3.8), (3.10), (3.14), (3.13) e (3.17). Além desse cálculo iterativo,

admiti-se que o valor de β_2 está por volta 130° ou 2.269 rad, como determinado pelo ASHRAE Toolkit .

Para identificação dos parâmetros foi desenvolvido um código computacional utilizando a sub-rotina de mínimos quadrados, Anexo I figura I.1, agregada a sub-rotinas do Anexo II figura II.1, conforme mostra o Anexo II figura II.2.

O resultados dos parâmetros levantados, em função da rotação do compressor, estão demonstrados na figura 3.10.

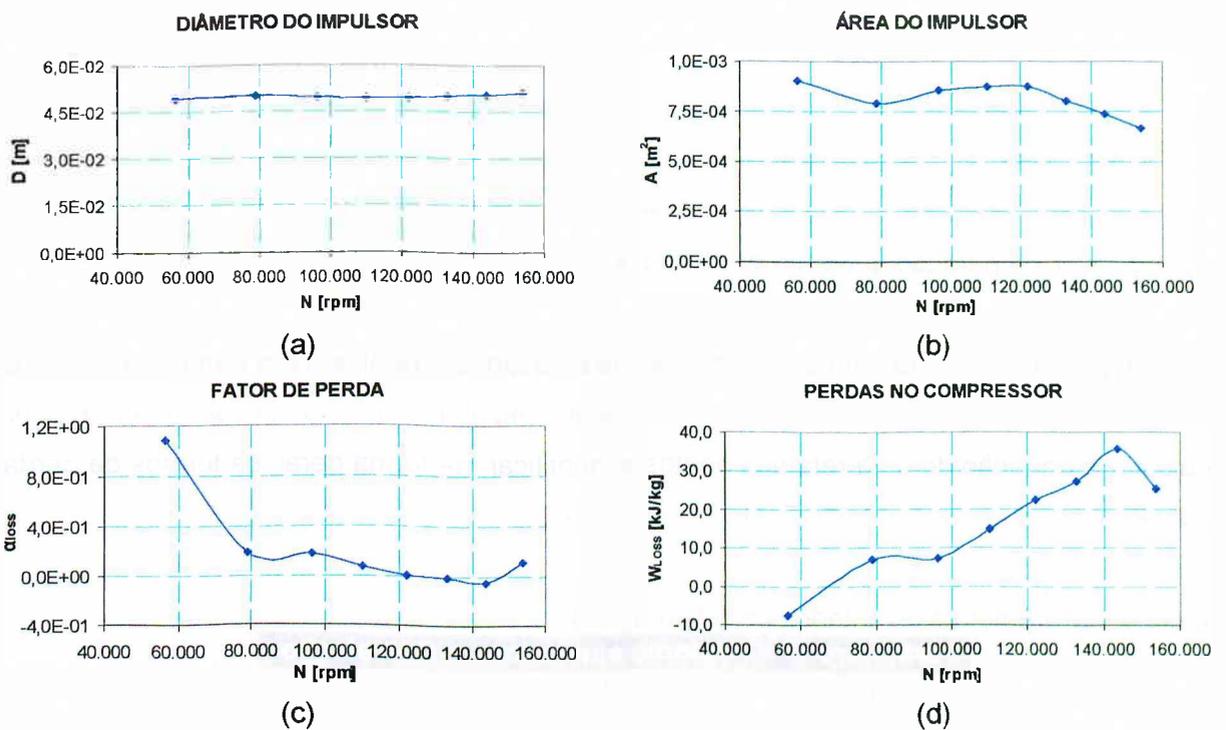


Figura 3.10 - Parâmetros levantados para o compressor

Na figura 3.10, observa-se que ocorre uma descontinuidade dos parâmetros característicos, principalmente na primeira e na última rotação do compressor, o que pode evidenciar possíveis condições extremas de operação ou até mesmo perdas excessivas no compressor. No entanto, há tendência relevante de os diâmetros, para diferentes rotações, se aproximarem de um valor constante.

Em termos quantitativos, observa-se, na figura 3.10, que alguns valores do fator e da constante de perdas para o compressor são negativos, evidenciando problemas na determinação desses parâmetros. O que provavelmente pode ser contornado pela disposição geral dos trabalhos eixo e adiabático para as diferentes curvas, como o exposto na figura 3.11.

COMPARATIVO DOS TRABALHOS

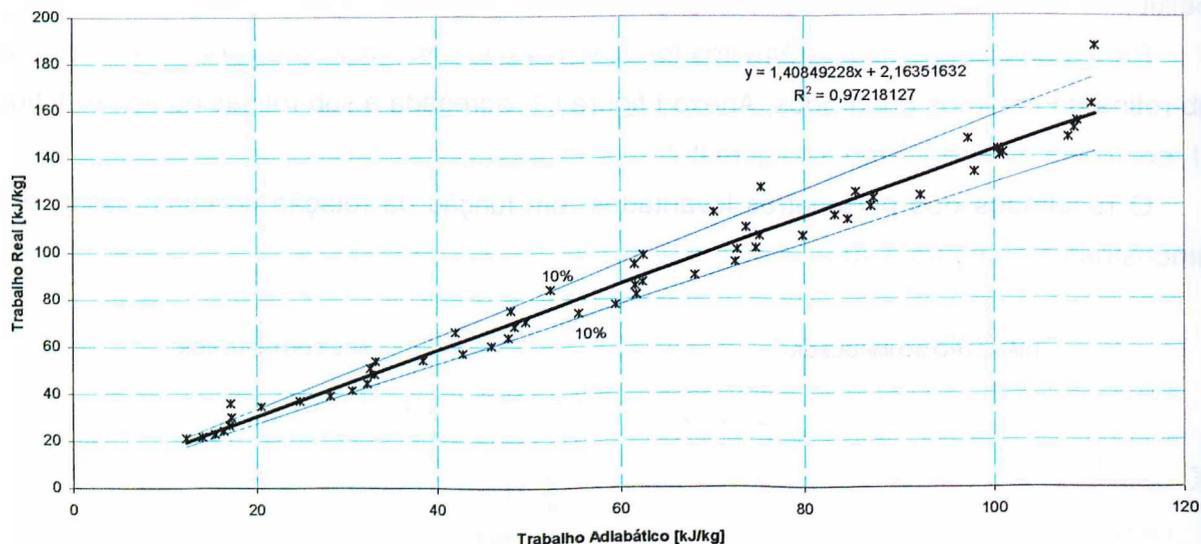


Figura 3.11 - Comparação entre o trabalho adiabático e eixo para diferentes rotações

A figura 3.11 aponta uma tendência de linearização dos pontos, com a maioria dos erros menores que 10%, quando da disposição do trabalho adiabático e eixo. Dessa maneira, pode-se ajustar a equação de uma reta aos pontos e identificar, de forma geral, os termos de perdas estabelecidos na equação (3.19), conforme a tabela 3.1

Tabela 3.1: Parâmetros levantados para figura 3.14

Parâmetro	Valores ajustados	Correlação
\dot{W}_{loss}	2,1635	0,9722
α_{loss}	0,4085	

Segundo o esperado, os valores do fator e da constante de perdas para o compressor adquiriram um valor coerente fisicamente, podendo ser aplicado na metodologia.

3.4.2 - Avaliação do Modelo

A avaliação dos resultados foi realizada utilizando os valores exatos encontrados pela metodologia de determinação dos parâmetros do compressor e os mesmos estados de entrada. Visando essa avaliação, compararam-se os resultados calculados pelo modelo com os mapas de operação fornecidos pelo fabricante.

Utilizando a sub-rotina do Anexo II figura II.1, fixa-se um código computacional em linguagem FORTRAN 90, conforme Anexo II figura II.3, para modelar o comportamento das curvas.

Inicialmente, foi avaliado o modelo utilizando para os parâmetros D e A , os valores apresentados na figura 3.10 (a) e (b), e os valores dos parâmetros de fator e de constante de perdas estabelecidos na tabela 3.1, e os resultados obtidos, utilizando o código computacional, são representados na figura 3.12, 3.13 e 3.14. Para a avaliação dos resultados relativos ao rendimento, será utilizada representação cartesiana, ao em vez de linhas de rendimento constante, conforme figura 3.9.

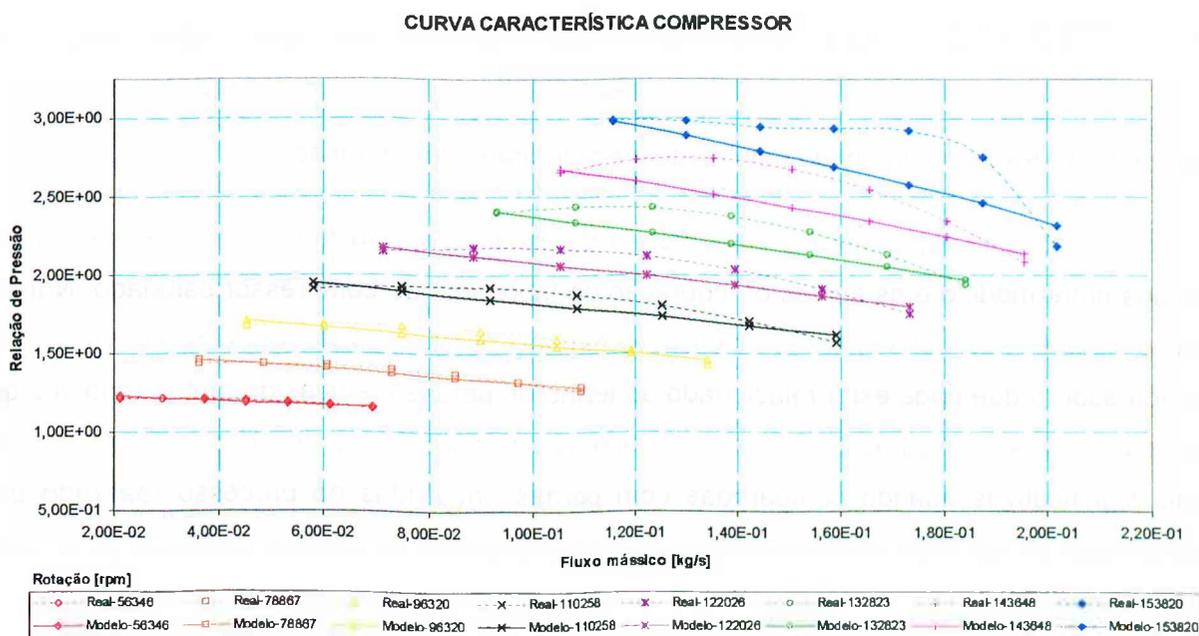


Figura 3.12 - Relação de pressão obtida pelo modelo e pelo mapa de operação.

A figura 3.12 mostra a comparação da relação de pressão em função do fluxo de massa, obtida entre modelo e as curvas de operação do fabricante do compressor estudado. Observa-se que os erros mais elevados ocorreram nas curvas de operação de maior rotação, o que pode estar relacionado à dificuldade do modelo em prever os efeitos compressíveis devido às condições de choque para os maiores fluxos de massa.

CURVA CARACTERÍSTICA COMPRESSOR

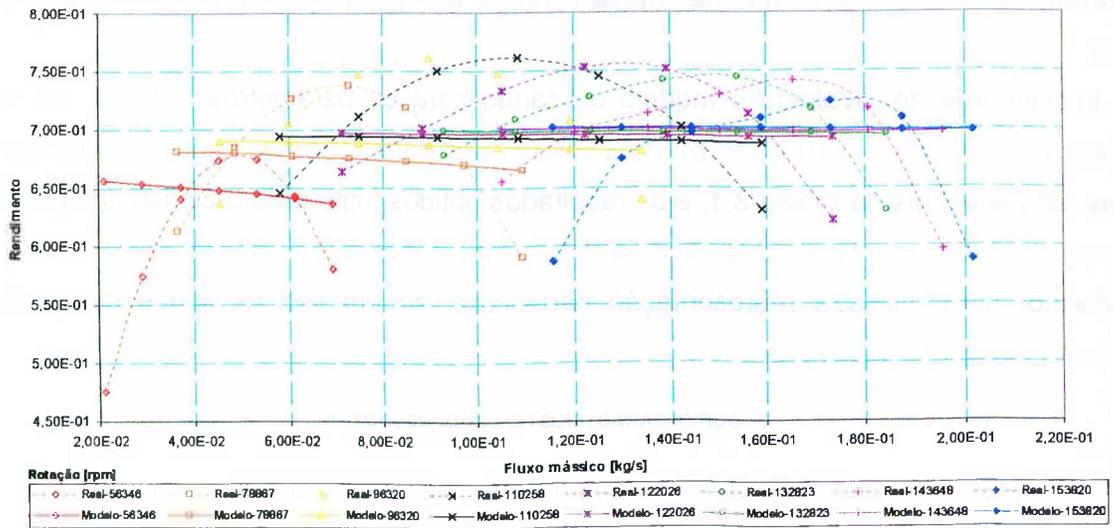


Figura 3.13 - Rendimento obtido pelo modelo e pelo mapa de operação.

A figura 3.13 representa a comparação do rendimento em função do fluxo de massa, obtidos entre modelo e as curvas de operação do fabricante do compressor estudado. Nota-se que o modelo não conseguiu caracterizar o formato parabólico da curva de rendimento do compressor, o que pode estar relacionado ao termo de perdas elétricas do motor, uma vez que em sistemas de refrigeração utilizando compressores centrífugos, essas perdas podem ser mais significativas quando comparadas com perdas envolvidas no processo realizado pelo compressor ou até mesmo na determinação dos parâmetros de perdas, na forma geral como realizado na figura 3.11.

ERRO RELATIVO

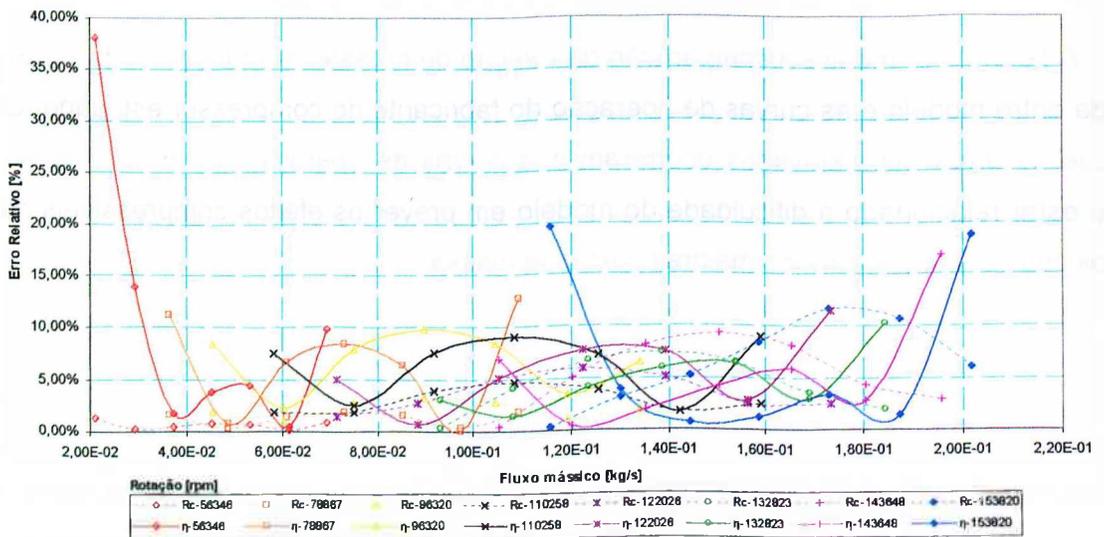


Figura 3.14 - Erros relativos obtidos pelo modelo para a relação de pressão e rendimento

A figura 3.14 põe em evidência os erros relativos obtidos para a relação de pressão e rendimento na avaliação do modelo do compressor. Consta-se que os maiores erros obtidos foram para rendimento, (ver linhas contínuas), com a maioria deles menor que 10%, e que os pontos de erros maiores que 10%, estão relacionados aos pontos que não ajustaram bem a linearização feita para determinação dos parâmetros de perdas. Para a relação de pressão, foram observados somente na curva de rotação de 153820 rpm, alguns pontos de erro elevado, que podem estar relacionados às considerações feitas para a figura 3.12.

Sem sombra de dúvida, o comportamento linear do modelo de rendimento do compressor é preocupante, uma vez que descaracteriza o comportamento físico deste equipamento. Apesar dos valores negativos observados para os parâmetros de perdas, seria interessante avaliar o comportamento do modelo utilizando os valores dos parâmetros estabelecidos na figura 3.10 (a), (b), (c) e (d). Desta forma, as figuras 3.15, 3.16 e 3.17 apresentam os resultados obtidos pelo código com os parâmetros estabelecidos na figura 3.10.

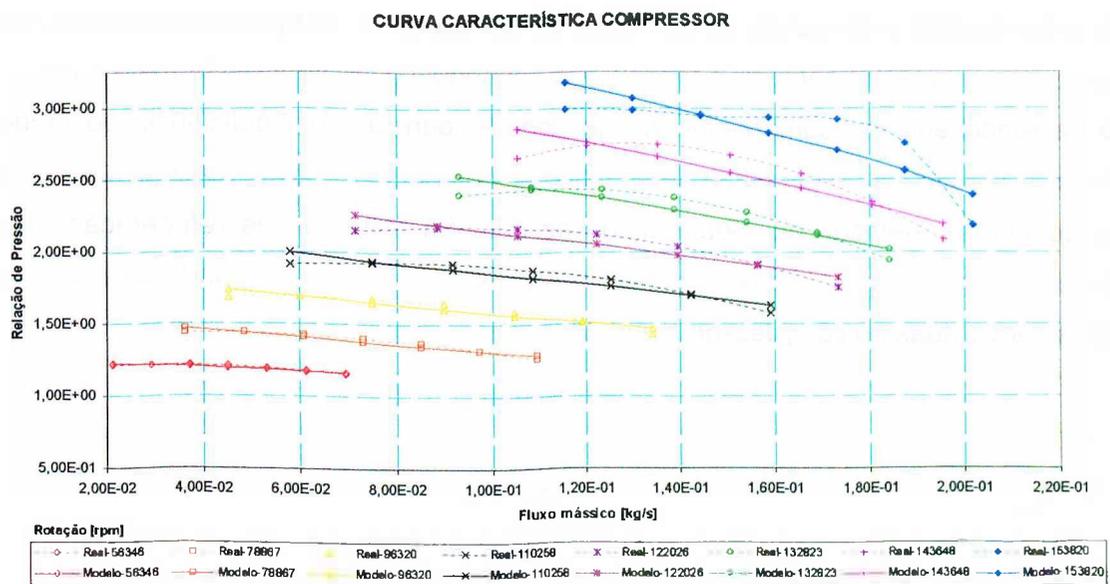


Figura 3.15 - Relação de pressão obtida pelo modelo e pelo mapa de operação.

A figura 3.15 mostra a comparação da relação de pressão em função do fluxo de massa, obtida entre o modelo e as curvas de operação do fabricante do compressor estudado. Observa-se o mesmo comportamento linear, na figura 3.12, e um melhor ajuste nas curvas de operação, o que pode estar relacionado ao melhor ajuste das perdas do modelo.

CURVA CARACTERÍSTICA COMPRESSOR

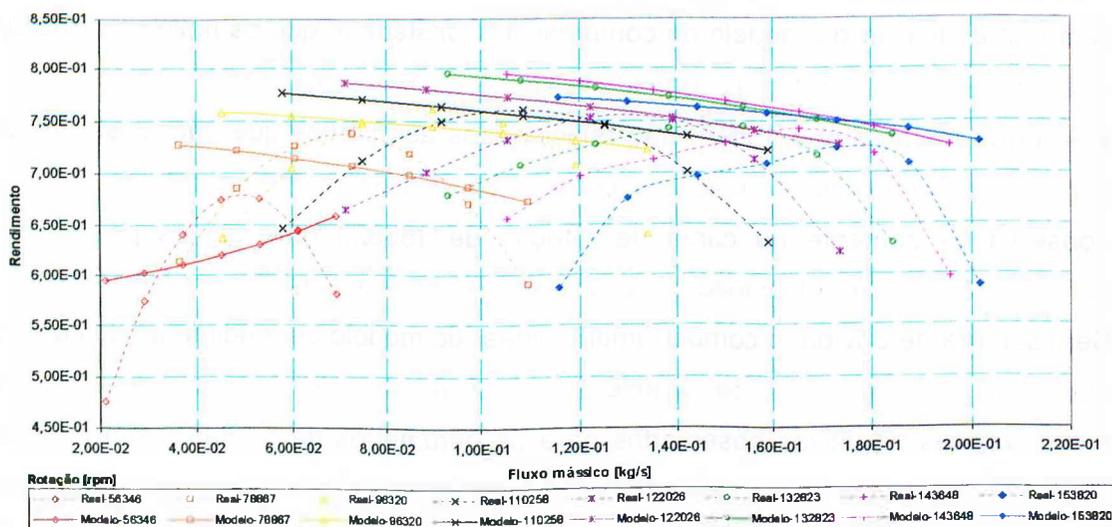


Figura 3.16 - Rendimento obtido pelo modelo e a pelo mapa de operação.

A figura 3.16 apresenta a comparação do rendimento em função do fluxo de massa, obtido entre modelo e as curvas de operação do fabricante do compressor estudado. Verifica-se que, da mesma forma anterior, o modelo não conseguiu caracterizar o formato parabólico da curva de rendimento do compressor, o que pode evidenciar uma deficiência do modelo de perdas para caracterizar o comportamento físico do compressor, ou até mesmo, a dimensão do termo de perdas elétricas do motor, uma vez que em sistemas de refrigeração utilizando compressores centrífugos, tais perdas podem ser mais significativas quando comparadas com as perdas envolvidas no compressor.

ERRO RELATIVO

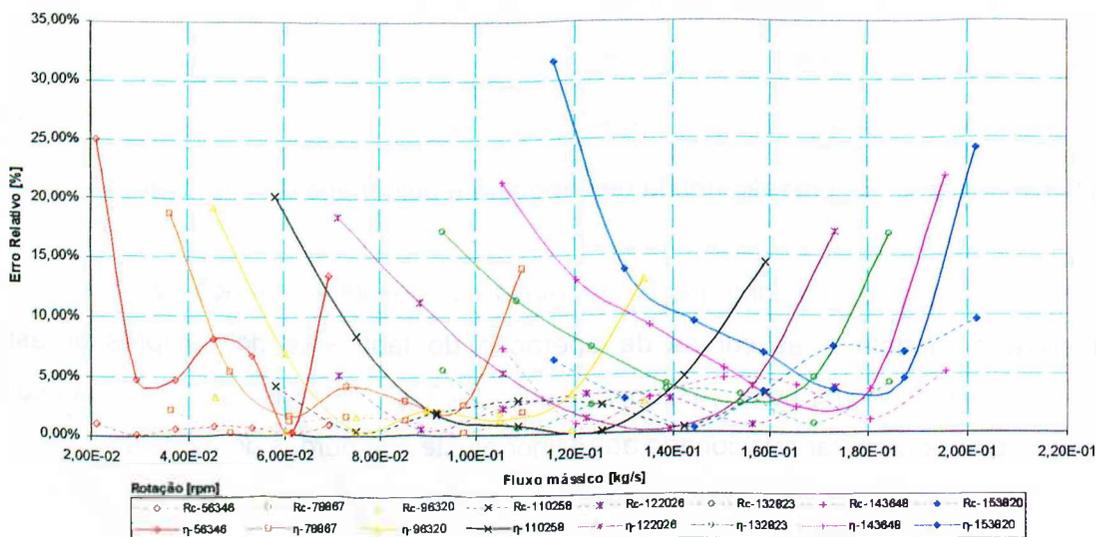


Figura 3.17 - Erros relativos obtidos pelo modelo para a relação de pressão e rendimento

A figura 3.17 aparecem com evidência os erros relativos obtidos para a relação de pressão e rendimento na avaliação do modelo do compressor. Acusam-se, pela comparação com a figura 3.14, que há um significativo aumento dos erros envolvidos no rendimento, (ver linhas contínuas), e uma leve redução do erro para a relação de pressão, (ver linhas pontilhadas), principalmente na curva de rotação 153820 rpm. Devido ao significativo aumento dos erros do rendimento aliado a não melhoria do comportamento das curvas modeladas, conclui-se que a metodologia de determinação dos parâmetros para cada curva, não deve ser aplicada.

Segundo a demonstração das figuras 12, 13, 15 e 16, o modelo do ASHRAE toolkit não caracterizou completamente o comportamento físico dos compressores centrífugos utilizados nos turbocompressores, apesar de a maioria dos erros serem menores que 10%. No entanto, com a finalidade de explorar a simplicidade do modelo, procurou-se adaptar o modelo do ASHRAE Toolkit aos modelos semi-empíricos encontrados na literatura, através de um levantamento bibliográfico das características e dos modelos de compressores centrífugos utilizados.

3.5 - Revisão Bibliográfica

Para avaliação das características dos compressores centrífugos e a influência das geometrias na performance desses equipamentos foram selecionados os trabalhos descritos a seguir.

Rodgers (1964) avaliou a influência das geometrias do difusor, do impulsor e do indutor nas características de vinte e sete geometrias de compressores diferentes, permitindo apresentar um método de estimativa do fluxo mássico e da relação de pressão, desde que os picos de eficiência do impulsor e do difusor sejam conhecidos. Rodgers destaca a importância da geometria do indutor no comportamento do impulsor, além de variáveis como: a área de saída, as geometrias de passagem do impulsor e de entrada do difusor, fator de escorregamento, e o número de pás do difusor como sendo fatores determinantes na performance do impulsor. O difusor, por sua vez, é uma solução de compromisso entre impulsor e o difusor, sendo caracterizado pela iteração impulsor-difusor, que pode ser dada pela razão de áreas entre a saída do impulsor e entrada no compressor. Conclui-se que as linhas de surge são afetadas pela razão de diâmetros do impulsor, que o fluxo mássico, para uma dada razão de área do difusor pela área de entrada do compressor, aumenta, quando

reduzem o ângulo de entrada do indutor e a razão de diâmetros do impulsor, e, que a razão de diâmetros e a razão de áreas do difusor pela entrada do compressor levam ao estol do indutor ocasionando baixas eficiências.

Para ressaltar a influência da interação impulsor-difusor, levantado por Rodgers (1964), Ziegler et al (2002) realizaram uma avaliação experimental dessa interação e também da do difusor-impulsor, através do estudo tanto do espaço radial entre o impulsor e o difusor quanto do ângulo de entrada das palhetas do difusor, para um impulsor de 15 pás com "backswept" construído em alumínio e um difusor de 23 palhetas, a uma velocidade de rotação de 35200 rpm. Verificaram que a ampliação do ângulo de entrada do difusor aumenta o limite de choque do compressor e que a influência do espaço radial é reduzida no impulsor, sendo que para menores espaços radiais, o fluxo é mais uniforme, proporcionando consideráveis difusões e melhoria das condições de operação o que leva ao aumento da pressão máxima e um insignificante aumento da potência consumida. Mas, observaram que o ponto de eficiência máxima não sofreu alteração significativa e que o ponto de choque diminui com o a redução do espaço radial, o que pode estar relacionado à redução da área.

Para melhorar o esclarecimento dos impulsores com pás com "backswept", Farge e Johnson (1992), avaliaram o impulsor com "backswept" de compressores centrífugos. O backswept caracteriza-se por uma mudança na curvatura na porção radial do impulsor, que ocasiona uma melhoria significativa da performance do equipamento. Para a análise, utilizaram um impulsor com 30° de "backswept" e outro sem a modificação, para uma rotação de 500 rpm, realizando medições detalhadas dos três componentes de velocidade, da pressão estática e total em cinco planos. Observaram que, com o uso de "backswept", ocorre um vortex contrário ao vortex de passagem que reduz a separação no envoltório, e que acaba por refletir na melhoria da eficiência e na redução do fluxo abaixo do fluxo de projeto, para alcançar a eficiência máxima.

O uso de metodologias para descrever o comportamento dos compressores centrífugos é o foco dos trabalhos de Perdichizzi e Savini (1985), e de Savedra (1993) em sua Tese.

Perdichizzi e Savini, (1985) desenvolveram uma metodologia de otimização de geometria e aerodinâmica baseada no método de busca para projetos de compressores centrífugos, fundamentada na aproximação unidimensional adiabática usando correlações de perdas e de escorregamento. Para se proceder a metodologia, dividiram o compressor em 5 partes, e avaliaram o rotor por 2 diferentes métodos, o de Northern e o de Galvas, sendo o método de Northern mais detalhado. Para difusor sem palhetas, utilizaram a clássica aproximação de Stanitz que considera o atrito e as trocas de calor, levando em conta os bloqueios do fluxo pelo crescimento da camada limite, e, para o difusor com palhetas, empregaram os métodos Dean e

Runstadler, Northern e Galvas. Como estratégia de otimização, estabeleceu-se, como função objetiva o rendimento e o fator de recuperação de energia cinética, com restrições geométricas e aerodinâmicas, além das tensões nas pás. Levantaram que a metodologia de Northern, acoplada com o método de Dean e Runstadler para o difusor, apresentou melhores resultados que as outras configurações de métodos avaliados e que, pequenas máquinas sofrem maior penalidade dos efeitos dimensionais e, como consequência, a velocidade específica aumenta, e essa por sua vez é restringida pelo limite de tensão mecânica do material, o que, para relações de pressões elevadas reduz a eficiência total pelo limite de velocidade específica.

Savedra (1993), desenvolveu uma metodologia simplificada baseada na equação de Euler para o trabalho eixo, em que são considerados não só o fator de escorregamento e coeficiente de distorção do perfil de velocidade, mas também os termos de perdas relativos ao difusor e compressor, que, por sua vez, são divididos em perdas por atrito e difusão, em um fator de choque do fluxo e de desvio da condição de projeto. Para o levantamento dos fatores de perdas, Savedra caracterizou três pontos característicos na curva de compressor para uma dada rotação: o ponto de máxima relação de pressão, o de máximo rendimento e o de limite de fluxo, além das condições de máximo fluxo, com derivada nula da eficiência, e de limite de surge, com derivada nula do trabalho adiabático. Tais caracterizações fizeram chegar a resultados muito próximos das condições de operação real. Savedra levantou ainda a influência das propriedades dos refrigerantes nas dimensões dos compressores centrífugos. O que será discutido segundo os trabalhos de Nakagawa, Tanaka e Kameko (1992) e Sarevski (1996).

Nakagawa et al (1992), realizaram uma investigação experimental para melhorar a performance do HCFC 123 em um compressor centrífugo que operava com CFC11, propondo ajustes na difusão do impulsor e uso de impulsor tandem. Observaram, inicialmente, que ocorre a redução da capacidade de 10% e um consumo de potência de 10% e 15% maior, o que pode estar relacionado ao alto peso molecular HCFC 123 e, após o ajuste da difusão do impulsor, a performance de compressão recupera os níveis do CFC11. O impulsor tandem, que consiste de um impulsor axial e radial, mostrou-se promissor para compensar a maioria dos aumentos na taxa de fluxo volumétrico e no trabalho teórico de compressão, resultado da diferença de propriedades termodinâmicas do CFC 11 e HCFC 123.

Sarevski (1996), comparou os principais parâmetros geométricos e de operação de compressores centrífugos operando com vários refrigerantes, levantando a interdependência entre os parâmetros do compressor com as propriedades dos fluidos empregados. Sarevski avaliou também os fenômenos de fluxo dos turbocompressores, causados pelos altos números de Mach e altas relações de pressão. Foram avaliados os refrigerantes CFC11, HCFC123,

HFC245ca, HFE143, HFE254cb, CFC12, HCF134a, HCFC22 e HFC404a, e possibilidade de substituição dos mesmos. Verificou-se que a performance do compressor está diretamente relacionada às massas moleculares e às temperaturas normais de ebulição, assim, para substituição do refrigerante, é necessário avaliar essas propriedades. Desta forma, para um compressor que opera com refrigerante com massa molar maior que o original de projeto, a relação de pressão é menor que a original. E se a temperatura normal de ebulição é maior que a original, então, a relação de pressão requerida é maior que a original. Os problemas relativos à substituição do refrigerante podem ser resolvidos pelo uso de motores de velocidade variável.

Unidades de refrigeração utilizando compressores centrífugos foram estudadas por Browne e Bansal (1998). Valeram-se de um modelo estático dos sistemas de compressão com o modelo do compressor estabelecido pelo ASHRAE toolkit, substituindo a equação (3.19) por uma equação de rendimento politrópico e a metodologia de NTU e ϵ para os trocadores de calor. Como recurso, foram avaliadas três unidades de refrigeração utilizando o software "Engineering Equation Solver" EES, para as quais foram levantados os parâmetros e comparados com os resultados experimentais. Observaram que o modelo possuía a tendência de sobre-estimar os valores de potência o que, segundo os autores, pode estar relacionado ao modelo do evaporador.

Pela análise dos diferentes trabalhos comprova-se que o modelo do toolkit despreza a influência de elementos do compressor, como o indutor, o espaço radial entre o impulsor e o difusor e o tipo de difusor utilizado, além da não avaliação da condição de choque do compressor. Apesar destas negligências, o trabalho experimental de Ziegler et al (2002), mostrou um comportamento linear da relação de pressão do impulsor para baixas rotações, o que pode representar uma validação do modelo toolkit. Ao se observar o trabalho de Browne e Bansal (1998), é importante ressaltar que a elevada estimativa dos valores de potência pode ainda estar relacionada aos problemas observados nas figuras 3.12 e 13.5 para as curvas de maiores rotações.

Pela análise da literatura, podem-se caracterizar duas principais deficiências na metodologia proposta no ASHRAE Toolkit; uma diz respeito à consideração do modelo linear de perdas e a outra, aos efeitos compressíveis associados ao difusor e impulsor. Assim sendo essas considerações passarão a ser objeto de discussão nessa literatura.

3.6 - Considerações sobre o Modelo do Compressor

Objetivando esclarecer as características físicas do compressor e modificar o modelo proposto no ASHRAE Toolkit, desenvolveu-se uma análise baseada no modelo de perdas do compressor e outra baseada nas considerações sobre o efeito compressível, como se segue:

3.6.1 - Considerações sobre o Modelo de Perdas para o Compressor

As considerações realizadas são baseadas no modelo Savedra (1993) e no modelo de perdas proposto por Lebrun em um código desenvolvido em EES, no qual as perdas são divididas em duas principais perdas isentrópicas, uma realizada no rotor e outra no difusor, conforme mostram as equações (3.31) e (3.32).

$$\xi_{SD} = \frac{h_2 - ih_3}{\frac{C_2^2}{2}} \quad (3.31)$$

$$\xi_{SI} = \frac{h_1 - ih_2 + \frac{C_2^2}{2}}{\dot{W}_{Sh}} \quad (3.32)$$

onde:

h_1 - Entalpia de entrada no impulsor

h_2 - Entalpia de saída do impulsor

ih_2 - Entalpia isentrópica de saída do impulsor

ih_3 - Entalpia isentrópica de saída do difusor

ξ_{SD} - Rendimento isentrópico do difusor

ξ_{SI} - Rendimento isentrópico do impulsor

C_2 - Velocidade absoluta na saída do impulsor

\dot{W}_{Sh} - Trabalho eixo do compressor

De posse dessas duas equações, pode-se estabelecer duas outras, que relacionam as perdas no difusor e rotor:

$$\xi_{sd} = 1 - \frac{H_D}{\frac{C_2^2}{2}} \quad (3.33)$$

$$\xi_{si} = 1 - \frac{H_R}{\dot{W}_{Sh}} \quad (3.34)$$

onde:

H_R - Perdas no rotor

H_D - Perdas no difusor

Pois para difusor tem-se:

$$ih_3 - h_2 = h_3 - h_2 + H_D \text{ ou seja } \frac{C_2^2}{2} + H_D \quad (3.35)$$

onde:

h_3 - Entalpia de saída do compressor

E para rotor tem-se:

$$h_2 - h_1 + \frac{C_2^2}{2} = h_2 - h_1 + \frac{C_2^2}{2} + H_R \text{ ou seja } \dot{W}_{Sh} + H_R \quad (3.36)$$

Baseado nas equações (3.33) e (3.34) e nas considerações de Savedra (1993), pode-se desenvolver uma equação que relaciona as perdas com o trabalho real e isentrópico, dada por:

$$\dot{W}_{Ad} = \dot{W}_{Sh} - H_D - H_R \quad (3.37)$$

onde:

\dot{W}_{Sh} - Trabalho Eixo

\dot{W}_{Ad} - Trabalho adiabático

Pode se verificar que esta análise é similar à equação (3.4) para análise de argumento de canal. Pela substituição das equações (3.33) e (3.34) na equação (3.37), tem-se:

$$\dot{W}_{Ad} = \dot{W}_{Sh} - (1 - \xi_{SD}) \cdot \frac{C_2^2}{2} - (1 - \xi_{SI}) \cdot \dot{W}_{Sh} \quad (3.38)$$

Nessa equação, pode-se observar os outros dois novos parâmetros do modelo do compressor a serem determinados, ξ_{SD} e ξ_{SI} . A equação (3.38), nessa forma, faz relação com

as equações de Euler (3.8) e com a do triângulo de velocidade (3.14), pois não é possível estabelecer a velocidade C_2 . Assim pode-se manipular as equações (3.8), (3.10) e (3.14) segundo a demonstração abaixo:

Pela relação trigonométrica tem-se:

$$\cos^2(\beta) + \sin^2(\beta) = 1 \quad (3.39)$$

onde:

β - Ângulo entre a velocidade relativa e tangencial

Isolando o $\cos(\beta)$ na equação (3.8) e o $\sin(\beta)$ na equação (3.10), elevando ambos ao quadrado e substituindo na equação (3.39), tem-se:

$$W_2^2 = \frac{(\dot{W}_{Ad} - U_2^2)^2}{U^2} + \frac{\dot{M}_{Ar}^2 \cdot v_2^2}{A^2} \quad (3.40)$$

onde:

\dot{M}_{Ar} - Fluxo mássico

v_2 - Volume específico na saída do impulsor

Substituindo as equações (3.8) e (3.40) na equação (3.14), tem-se:

$$C_2^2 = U^2 + \frac{(\dot{W}_{Ad} - U_2^2)^2}{U^2} + \frac{\dot{M}_{Ar}^2 \cdot v_2^2}{A^2} + 2 \cdot (\dot{W}_{Ad} - U^2) \quad (3.41)$$

Resolvendo o quadrado perfeito e simplificando, tem-se:

$$C_2^2 = \frac{\dot{W}_{Ad}^2}{U^2} + \frac{\dot{M}_{Ar}^2 \cdot v_2^2}{A^2} \quad (3.42)$$

Substituindo a equação (3.42) na equação (3.38) e simplificando, tem-se:

$$\dot{W}_{Sh} = \frac{1}{\xi_{SI}} \cdot \dot{W}_{Ad} + \frac{(1 - \xi_{SD})}{2 \cdot U^2 \cdot \xi_{SI}} \cdot \dot{W}_{Ad}^2 - \frac{(1 - \xi_{SD})}{2 \cdot A^2 \cdot \xi_{SI}} \cdot \dot{M}_{Ar}^2 \cdot v_2^2 \quad (3.43)$$

A essa equação pode-se aplicar a metodologia de mínimos quadrados de multivariáveis, pela seguinte linearização:

$$\underbrace{\dot{W}_{Sh}}_Y = \underbrace{\frac{1}{\xi_{SI}}}_{K_i} \cdot \underbrace{\dot{W}_{Ad}}_{X_i} + \underbrace{\frac{(1 - \xi_{SD})}{2 \cdot U^2 \cdot \xi_{SI}}}_{K_{ii}} \cdot \underbrace{\dot{W}_{Ad}^2}_{X_{ii}} + \underbrace{\frac{(1 - \xi_{SD})}{2 \cdot A^2 \cdot \xi_{SI}}}_{K_{iii}} \cdot \underbrace{\dot{M}_{Ar}^2 \cdot v_2^2}_{X_{iii}} \quad (3.44)$$

Os parâmetros levantados pela metodologia de mínimos quadrados são dados da seguinte forma:

$$\xi_{SI} = \frac{1}{Ki} \quad (3.45)$$

$$\xi_{SD} = 1 - 2 \cdot Kii \cdot U^2 \cdot \xi_{SI} \quad (3.46)$$

$$A = \sqrt{\frac{Kii \cdot U^2}{Kiii}} \quad (3.47)$$

Para avaliação dessas considerações, foi desenvolvido um código utilizando o procedimento de determinação dos parâmetros do modelo do toolkit substituindo a equação (3.19) pela equação (3.43), e, admitindo que a correção da temperatura, dada na equação (3.20), está agregada à equação (3.43). Como são somente especulações a respeito da modelagem, não serão disponibilizados os fluxogramas dos códigos desenvolvidos. A avaliação das referidas considerações será realizada pela análise do ajuste das curvas.

A figura 3.18 apresenta os resultados do ajuste da equação (3.43) às curvas de operação da turbomáquina, em função dos trabalhos adiabático e real.

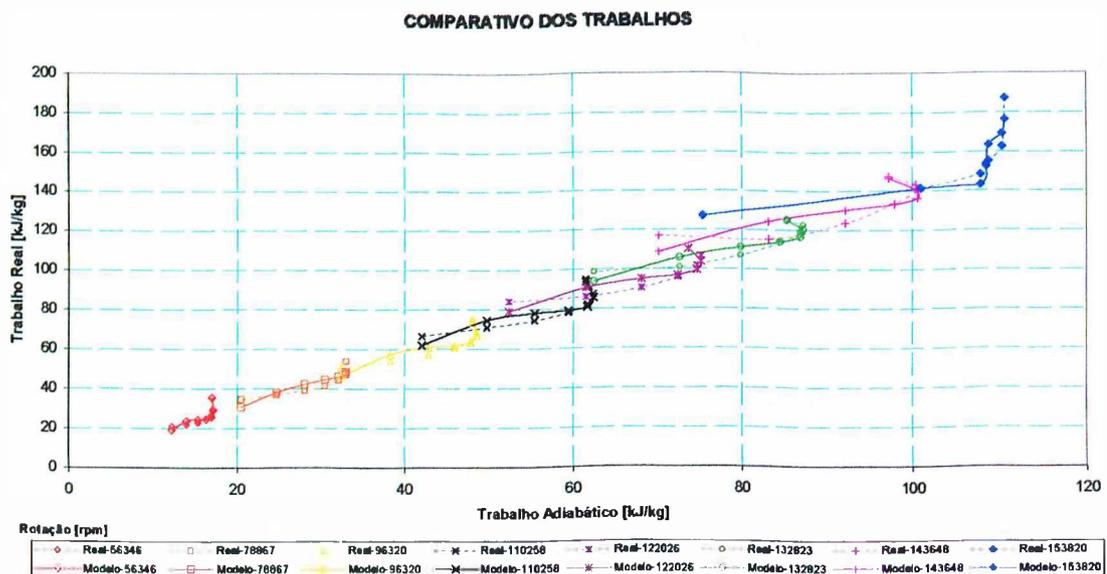


Figura 3.18 - Resultados do ajuste dos trabalhos pela equação (3.43)

A Figura 3.18 mostra que há uma dificuldade da nova metodologia em adaptar as condições das curvas do fabricante, isso pode ser evidenciado, claramente, na curva de rotação de 143.648 rpm, na qual são verificados um abaulamento contrário à característica da

curva e o maior erro de ajuste de 10%. Por esse prisma, a metodologia poderia representar uma melhoria, porém os parâmetros ξ_{SD} levantados não apresentam coerência física, uma vez que, seus valores excedem a unidade, segundo a figura 3.19.

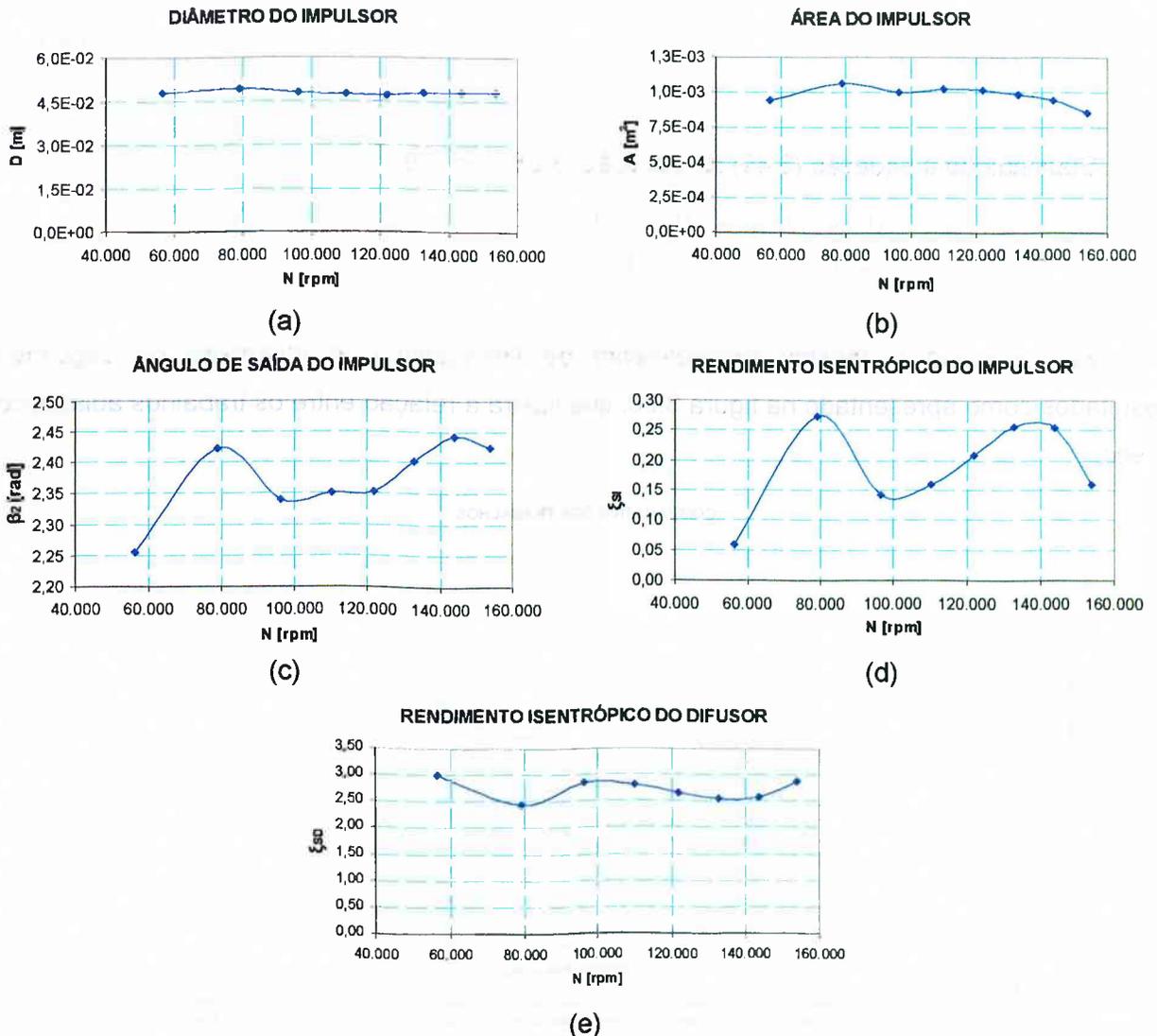


Figura 3.19 - Novos Parâmetros levantados para o compressor

A incoerência física apresentada está relacionada à estimativa do valor da variável C_2 , que é dada pela equação de Euler na forma teórica, ou seja, em termos do trabalho adiabático. Se o valor de C_2 é subestimado, o termo de perdas é maior, resultando na incoerência física. Nesse sentido, é coerente avaliar as perdas em termos da equação de Euler na forma real ou em termos do trabalho real:

$$\dot{W}_{sh} = U^2 + U \cdot W_2 \cdot \cos(\beta_2) \quad (3.48)$$

Nesta equação ocorre uma variação do ângulo β_2 para compensar a variação do fluxo de saída. Assim sendo, da mesma maneira que a anterior, levanta-se a velocidade C_2 , na forma:

$$C_2^2 = \frac{\dot{W}_{Sh}^2}{U^2} + \frac{\dot{M}_{Ar}^2 \cdot v_2^2}{A^2} \quad (3.49)$$

Substituindo a equação (3.49) na equação (3.38), tem-se:

$$\dot{W}_{Ad} = \xi_{Si} \cdot \dot{W}_{Sh} - \frac{(1 - \xi_{SD})}{2 \cdot U^2} \cdot \dot{W}_{Sh}^2 - \frac{(1 - \xi_{SD})}{2 \cdot A^2} \cdot \dot{M}_{Ar}^2 \cdot v_2^2 \quad (3.50)$$

Foi realizado o mesmo procedimento de linearização, e levantado os seguintes resultados como apresentado na figura 3.20, que ilustra a relação entre os trabalhos adiabático e eixo.

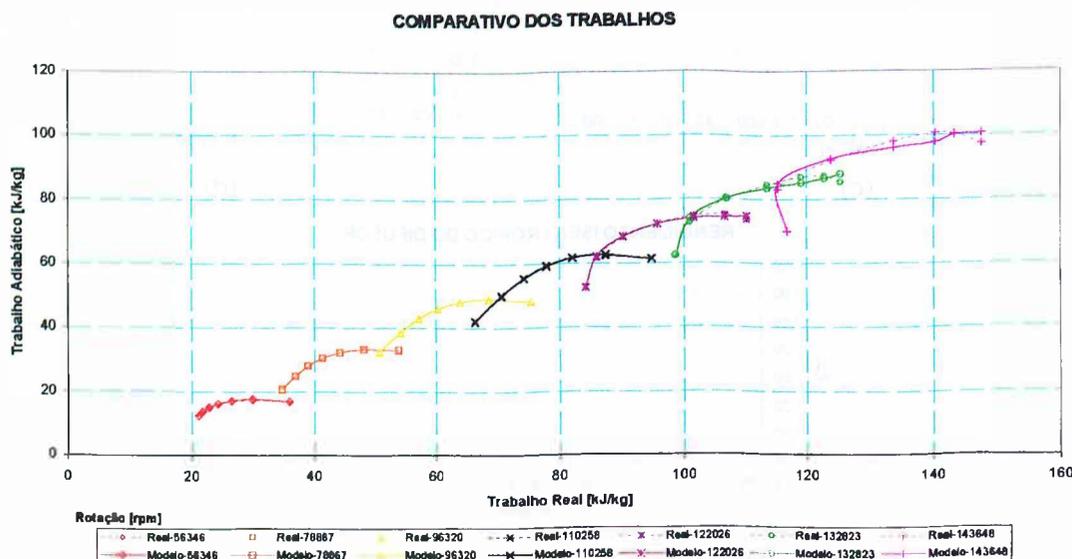


Figura 3.20 - Resultados do ajuste dos trabalhos pela equação (3.50)

Observa-se, na figura 3.20, que o ajuste dos pontos foi bem melhor que o observado na figura 3.18, o que levou à redução do erro relativo máximo para 3.42%. No entanto, os parâmetros ξ_{SD} e ξ_{Si} apresentaram incoerência física, pois os valores calculados foram todos maiores que a unidade, conforme a figura 3.21. Além dessa incoerência, não foi possível realizar a convergência dos parâmetros para rotação 153.820 rpm, quando da iteração da

equação (3.8) com a equação (3.50), com a intenção de ajustar o parâmetro A , nas duas equações, ao mesmo valor, pela variação do ângulo β_2 .

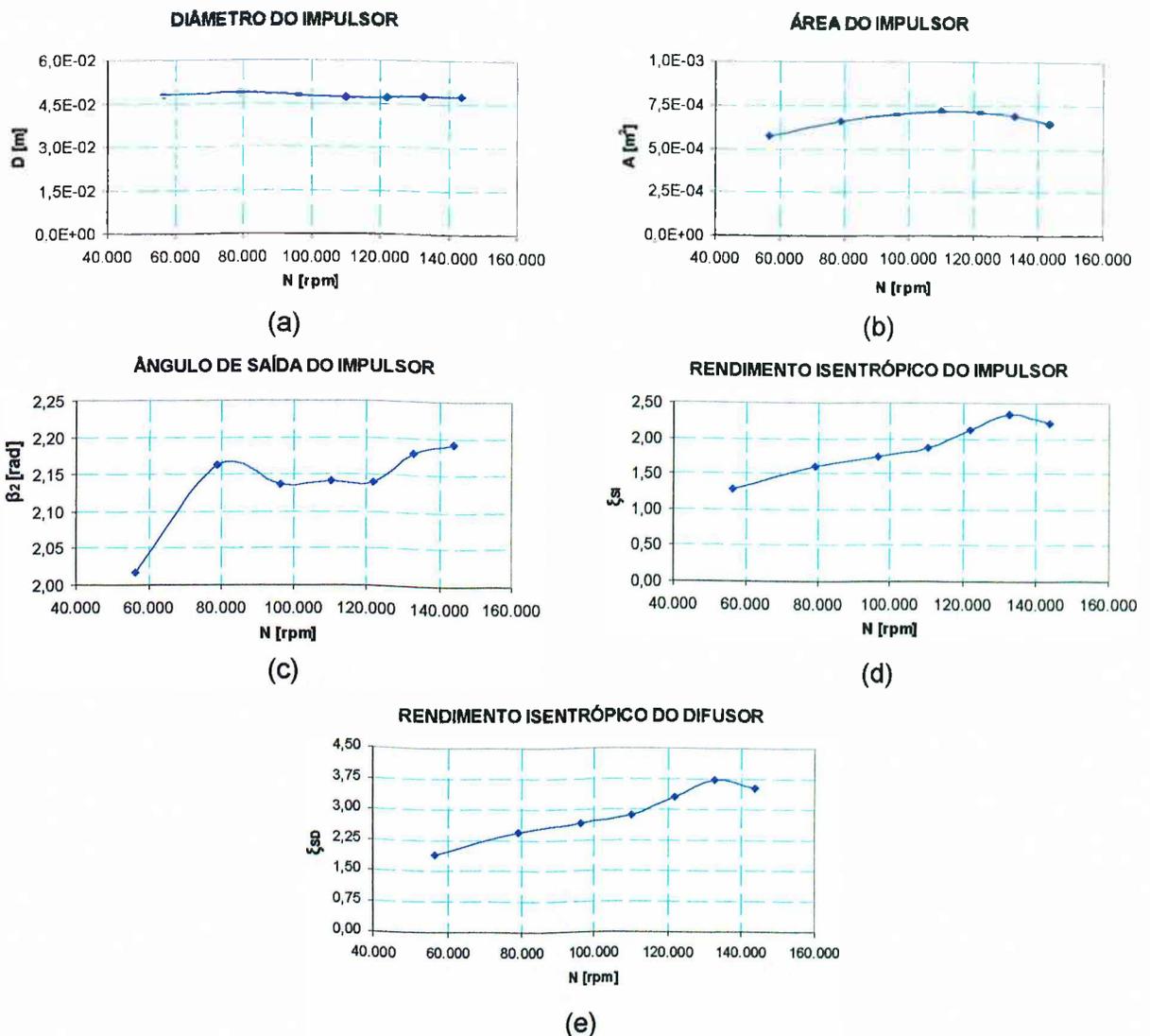


Figura 3.21 - Novos Parâmetros levantados para o compressor

Os problemas apresentados dizem respeito à consideração que os parâmetros U e A da equação 3.50 foram adotados iguais aos parâmetros da equação (3.8), resultando na divergência para a curva de rotação 153.820 rpm e a possível deficiência nos termos de perdas do compressor. Em decorrência desses resultados, decidiu-se utilizar a equação para o trabalho real de Savedra (1993), dada na forma:

$$\dot{W}_{sh} = \sigma \cdot U^2 - \lambda \cdot C_{m2} \cdot U \cdot \cot(\beta_2) + H_w + W_p \quad (3.51)$$

onde:

H_w - Perdas por atrito com ar e com rotor

W_p - Efeitos de pré-rotação

C_{m2} - Velocidade meridional de saída

σ - Fator de deslizamento

λ - Coeficiente de distorção do perfil de velocidade

Expressando a equação (3.51) em forma similar à equação de Euler proposta no modelo do ASHRAE toolkit e desprezando os termos H_w e W_p , tem-se:

$$\dot{W}_{sh} = \sigma \cdot U^2 - \lambda \cdot W \cdot U \cdot \cos(\beta) \quad (3.52)$$

Usando o mesmo procedimento de determinação da velocidade C_2 , tem-se:

$$C_2^2 = \frac{W_{sh}^2}{\lambda^2 \cdot U^2} - 2 \cdot (\sigma - \lambda) \cdot \frac{W_{sh}}{\lambda^2} + (\sigma - \lambda)^2 \cdot \frac{U^2}{\lambda^2} + \frac{\dot{M}_{Ar}^2 \cdot v_2^2}{A^2} \quad (3.53)$$

Substituindo na equação (3.38), tem-se:

$$\begin{aligned} \dot{W}_{ad} = & \left[\xi_{SI} + \frac{(1 - \xi_{SD})}{\lambda^2} \cdot (\sigma - \lambda) \right] \cdot \dot{W}_{sh} - \frac{(1 - \xi_{SD})}{2 \cdot \lambda^2 \cdot U^2} \cdot \dot{W}_{sh}^2 - \frac{(1 - \xi_{SD})}{2 \cdot A^2} \cdot \dot{M}_{Ar}^2 \cdot v_2^2 + \\ & - \frac{(1 - \xi_{SD})}{2 \cdot \lambda^2} \cdot (\sigma - \lambda)^2 \cdot U^2 \end{aligned} \quad (3.54)$$

Realizando a linearização da equação (3.54), chega-se à:

$$\begin{aligned} \frac{\dot{W}_{ad}}{Y} = & \underbrace{\left[\xi_{SI} + \frac{(1 - \xi_{SD})}{\lambda^2} \cdot (\sigma - \lambda) \right]}_{Ki} \cdot \underbrace{\dot{W}_{sh}}_{Xi} - \underbrace{\left[\frac{(1 - \xi_{SD})}{2 \cdot \lambda^2 \cdot U^2} \right]}_{Kii} \cdot \underbrace{\dot{W}_{sh}^2}_{Xii} - \underbrace{\left[\frac{(1 - \xi_{SD})}{2 \cdot A^2} \right]}_{Kiu} \cdot \underbrace{\dot{M}_{Ar}^2 \cdot v_2^2}_{Xiu} + \\ & - \underbrace{\left[\frac{(1 - \xi_{SD})}{2 \cdot \lambda^2} \cdot (\sigma - \lambda)^2 \cdot U^2 \right]}_{Kiv} \end{aligned} \quad (3.55)$$

Os parâmetros levantados pela metodologia de mínimos quadrados são dados da seguinte forma:

$$\sigma = \lambda \pm \frac{1}{U^2} \cdot \sqrt{\frac{Kiv}{Kii}} \quad (3.56)$$

$$\xi_{SI} = Ki \pm 2 \cdot Kii \cdot \sqrt{\frac{Kiv}{Kii}} \quad (3.57)$$

$$\xi_{SD} = 1 + 2 \cdot K_{iii} \cdot A^2 \quad (3.58)$$

$$\lambda = \sqrt{\frac{K_{iii} \cdot A^2}{K_{ii} \cdot U^2}} \quad (3.59)$$

Os resultados obtidos pelas novas considerações estão apresentados na figura 3.22, que mostra a relação entre o trabalho adiabático e eixo.

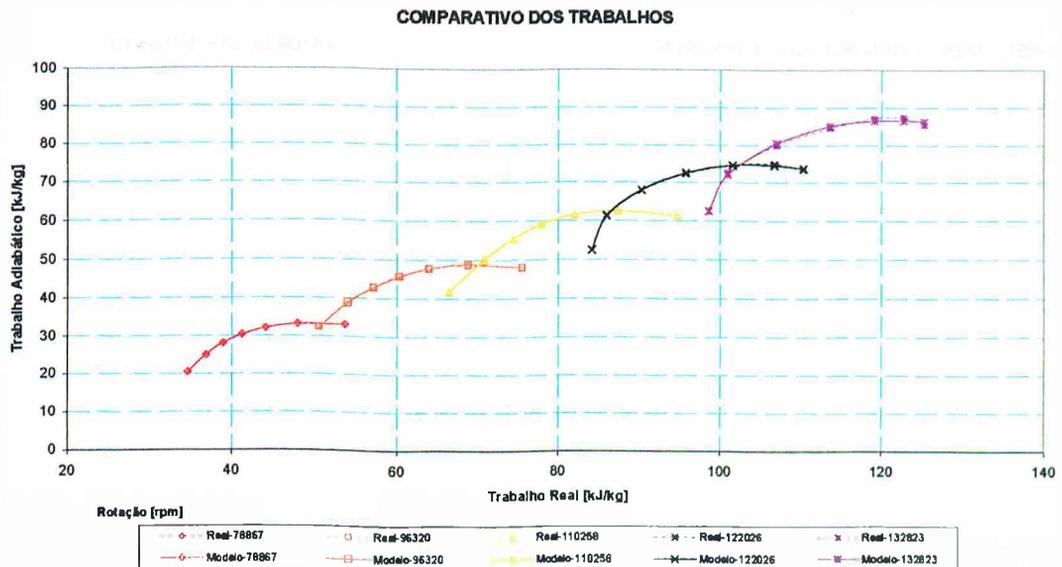
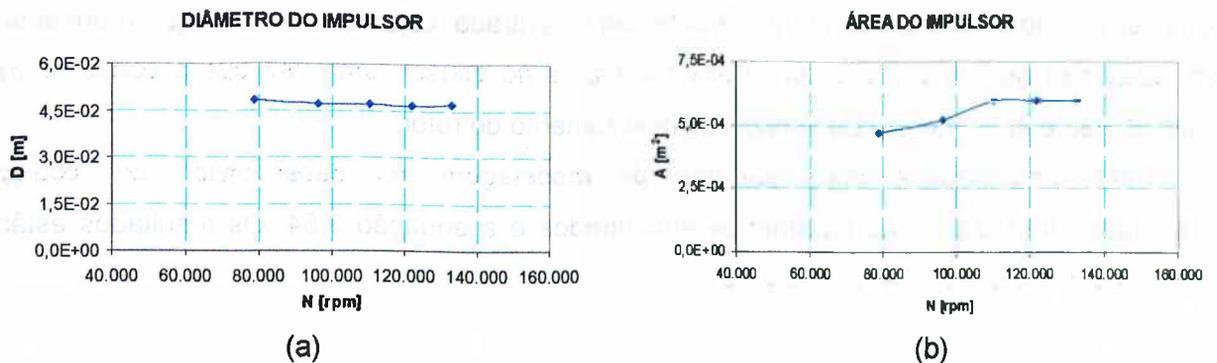


Figura 3.22 - Resultados do ajuste dos trabalhos pela equação (3.55)

Observa-se na figura 3.22 que a equação ajustada se adequou muito bem aos dados experimentais, no entanto, ocorreram problemas de divergência na geração dos parâmetros para as curvas de rotação de 56.346 rpm, 143.648 rpm e 153.820 rpm que podem comprometer a modelagem. Os parâmetros que foram levantados estão representados na figura 3.23



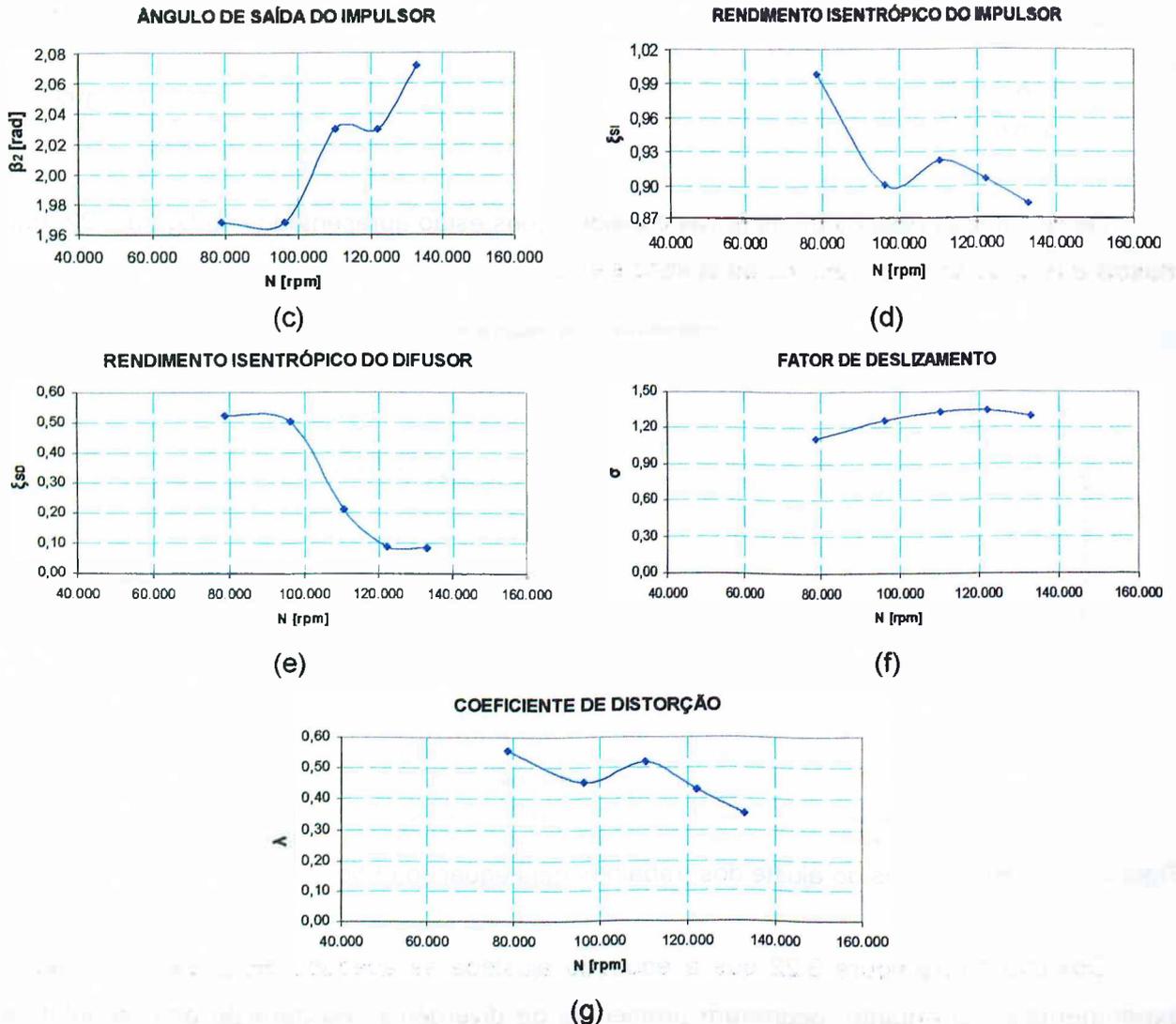


Figura 3.23 - Novos Parâmetros levantados para o compressor

A figura 3.23 mostra que os rendimentos apresentados estão no intervalo de 0-1, o que caracteriza a coerência física; e que, apesar de o fator de deslizamento ser maior que um, não compromete a integridade física, pois como levantado Cohen (1996), o fator de deslizamento pode ser acompanhado por um fator de potência de entrada, cujo valor é maior que a unidade, em razão das perdas como as ocorridas no rotor e no difusor, uma vez que o consumo de potência não está somente relacionado ao deslizamento do rotor.

Para uma análise mais apurada da modelagem, foi desenvolvido um código computacional utilizando os parâmetros encontrados e a equação 3.54. Os resultados estão mostrados nas figuras 3.24, 3.25 e 3.26.

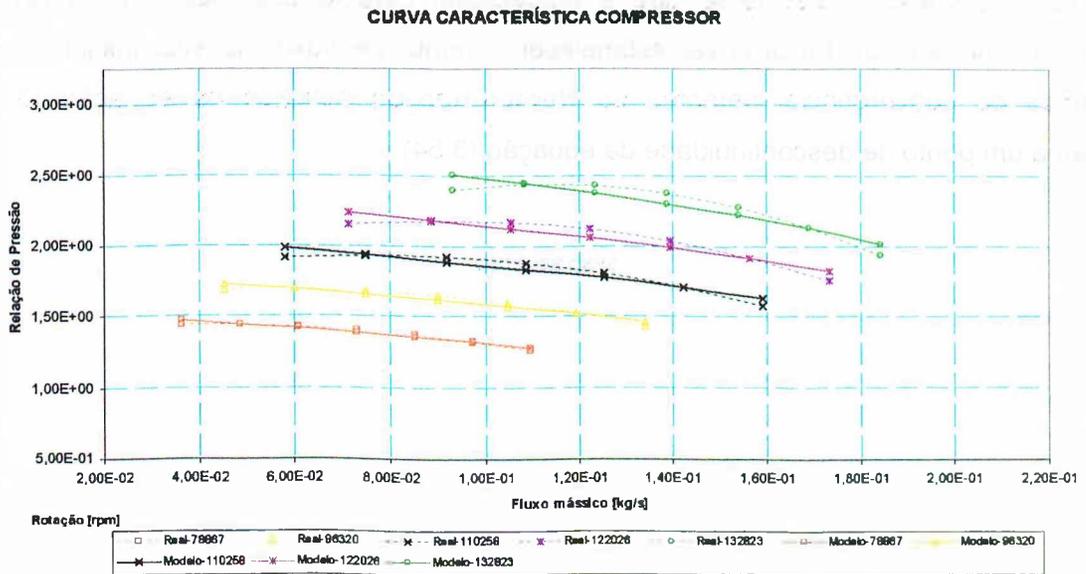


Figura 3.24 - Relação de pressão obtida pelo modelo e pelos mapa de operação.

A figura 3.24 ilustra a comparação da relação de pressão em função do fluxo de massa, obtida entre o modelo, utilizando a equação (3.54) e as curvas de operação do fabricante do compressor estudado. Observa-se que o comportamento apresentado é semelhante ao obtido para as figuras 3.11 e 3.15.

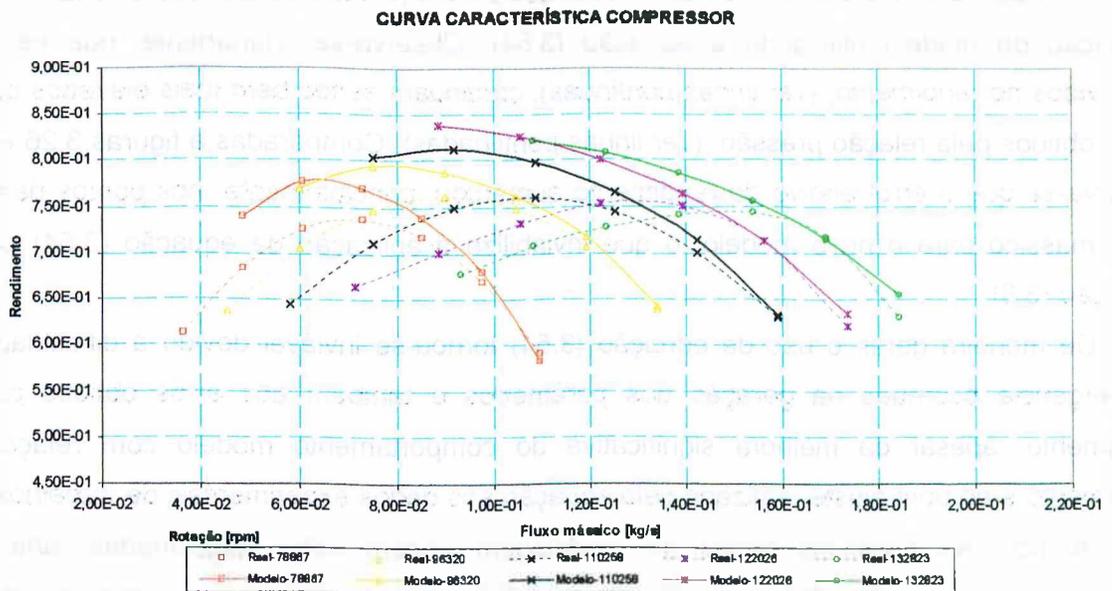


Figura 3.25 - Rendimento obtido pelo modelo e pelo mapa de operação.

A figura 3.25 mostra a comparação do rendimento obtido pelo modelo, em função do fluxo de massa, utilizando a equação (3.54) e as curvas de operação do fabricante do

compressor estudado. Observa-se que a modelagem caracterizou melhor a curvatura de rendimento, porém não foi possível estabelecer o ponto de fluxo mássico inicial, devido a problemas de convergência inerentes ao Newton-Rapson aplicado na equação (3.54), e também a um ponto de descontinuidade da equação (3.54).

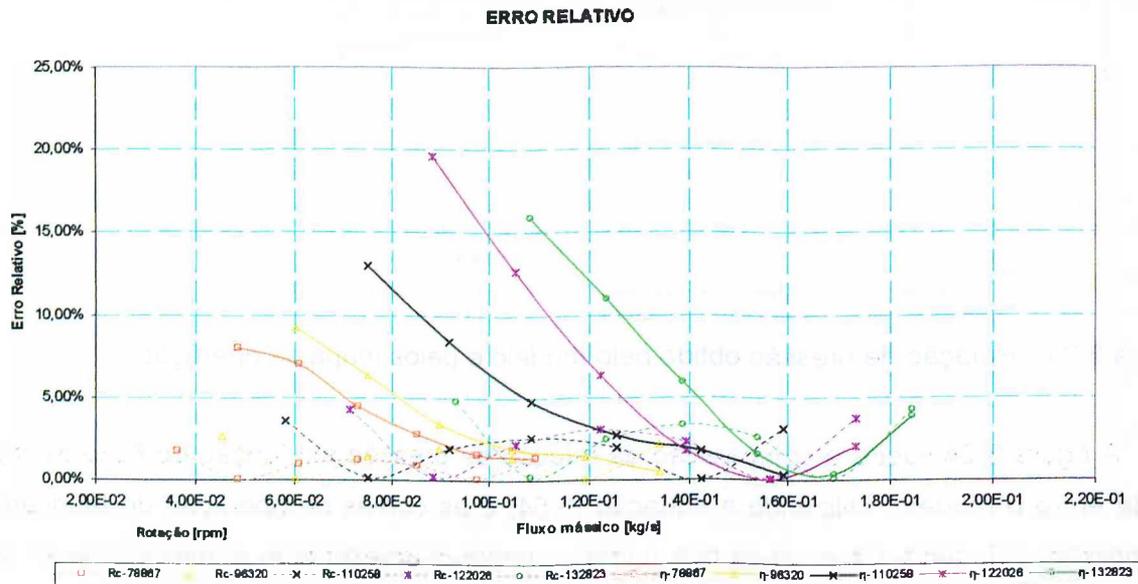


Figura 3.26 - Erros relativos obtidos pelo modelo para a relação de pressão e rendimento

A figura 3.26 expõe os erros relativos obtidos para a relação de pressão e rendimento na avaliação do modelo utilizando a equação (3.54). Observa-se, claramente, que os erros envolvidos no rendimento, (ver linhas contínuas), continuam sendo bem mais elevados que os erros obtidos pela relação pressão, (ver linhas pontilhadas). Comparadas a figuras 3.26 e 3.17 observa-se que o erro relativo do rendimento aumentou, principalmente, nos pontos de baixo fluxo mássico para o novo modelo, o que inviabiliza a aplicação da equação (3.54) com a equação (3.8).

De maneira geral, o uso da equação (3.54) tornou-se inviável devido à dificuldade de convergência ocorridas na geração dos parâmetros e também aos erros obtidos para o rendimento, apesar da melhora significativa do comportamento modelo com relação ao rendimento e ao bom ajuste realizado pela equação aos dados experimentais de trabalhos eixo e adiabático. As possíveis falhas na modelagem podem estar relacionadas tanto aos problemas da equação (3.8) em adaptar-se aos pontos experimentais, quanto aos de descontinuidade da equação, ao se fazer o uso do método de Newton-Rapson.

Os problemas de ajuste observados na equação (3.8) e os erros elevados, expostos na figura 3.26, estão diretamente relacionados à deficiência do modelo em prever os efeitos

compressíveis e às condições de choque do compressor. Na tentativa de contabilizar os efeitos compressíveis, realizou-se um estudo baseado na teoria unidimensional de dinâmica de gases, conforme levantamento de Whitfield e Baines (1976) e apresentado a seguir:

3.6.2 - Considerações sobre os Efeitos Compressíveis na Modelagem

Com a finalidade de contabilizar os efeitos compressíveis de forma simplificada, admitiu-se que a saída do impulsor não é influenciada pelos efeitos compressíveis, e que o modelo do difusor contabilizará os efeitos compressíveis do impulsor e do difusor da seguinte forma:

Pela equação da continuidade, tem-se:

$$\dot{M} = \rho_2 \cdot A_2 \cdot C_2 \quad (3.60)$$

onde:

\dot{M} - Fluxo Mássico

ρ_2 - Massa específica na saída do impulsor

A - Área de saída do impulsor

C_2 - Velocidade de absoluta de saída do impulsor

Em termos adimensionais, obtém-se:

$$\frac{\dot{M} \cdot \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_{t-3}}}{A \cdot \gamma \cdot P_{t-3}} = C_2 \cdot \frac{P_2}{R \cdot T_2} \cdot \frac{\sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_{t-3}}}{\gamma \cdot P_{t-3}} \quad (3.61)$$

onde:

T_{t-3} - Temperatura total de saída do compressor

T_2 - Temperatura de saída do impulsor

P_{t-3} - Pressão total de saída do compressor

R - Constante particular dos gases ideais

γ - Razão de calores específicos

Pela equação da energia para um fluxo adiabático, chega-se a:

$$T_{t-2} = T_{t-3} \quad (3.62)$$

onde:

T_{t-2} - Temperatura total de saída do impulsor

então

$$\frac{T_{t-3}}{T_2} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot M_2^2 \quad (3.63)$$

onde:

M_2 - Mach de saída do impulsor

Pela relação isentrópica, tem-se:

$$\frac{P_{t-2}}{P_2} = \left(\frac{T_{t-2}}{T_2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.64)$$

onde:

P_{t-2} Pressão total de saída do impulsor

Utilizando a equação (3.31) e substituindo as relações para gases ideais, obtém-se:

$$\frac{iT_3}{T_2} = 1 - \frac{\gamma-1}{2} \cdot \xi_{SD} \cdot M_2^2 \quad (3.65)$$

onde:

iT_3 - Temperatura isentrópica de saída do compressor

ξ_{SD} - Rendimento isentrópico do difusor

Substituindo a equação (3.62), na equação (3.61) e re-arranjando os termos, tem-se:

$$\frac{\dot{M} \cdot \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_{t-3}}}{A_2 \cdot \gamma \cdot P_{t-3}} = \frac{C_2}{\underbrace{\sqrt{R \cdot \gamma \cdot T_2}}_{M_2}} \cdot \frac{P_2}{P_{t-3}} \cdot \sqrt{\frac{T_{t-2}}{T_2}} \quad (3.66)$$

Multiplicando e dividindo o lado direito por P_{t-2} e substituindo na equação (3.64), tem-se:

$$\frac{\dot{M} \cdot \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_{t-3}}}{A_2 \cdot \gamma \cdot P_{t-3}} = M_2 \cdot \left(\frac{T_{t-2}}{T_2} \right)^{\frac{1}{2} \frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \cdot \frac{P_{t-2}}{P_{t-3}} \quad (3.67)$$

Substituindo a equação (3.64) expressada em função de P_{t-2} e P_{t-3}

$$\frac{\dot{M} \cdot \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_{t-3}}}{A_2 \cdot \gamma \cdot P_{t-3}} = M_2 \cdot \left(\frac{T_{t-2}}{T_2} \right)^{\frac{1}{2} \frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \cdot \frac{P_2 \left(\frac{T_{t-2}}{T_2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}{P_3 \left(\frac{T_{t-3}}{T_3} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \quad (3.68)$$

Substituindo a equação por um processo isentrópico para gás ideal e cancelando T_{t-2} e T_{t-3} , tem-se:

$$\frac{\dot{M} \cdot \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_{t-3}}}{A_2 \cdot \gamma \cdot P_{t-3}} = M_2 \cdot \left(\frac{T_{t-2}}{T_2} \right)^{\frac{1}{2} \frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \cdot \left(\frac{iT_3}{T_2} \right)^{-\frac{\gamma}{\gamma-1}} \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.69)$$

Adaptando a equação (3.64) para P_{t-3} , chega-se a:

$$\frac{\dot{M} \cdot \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_{t-3}}}{A_2 \cdot \gamma \cdot P_3} = M_2 \cdot \left(\frac{T_{t-2}}{T_2} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\frac{iT_3}{T_2} \right)^{-\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.70)$$

Finalmente, substituindo as equações (3.63) e (3.65), tem-se:

$$\frac{\dot{M} \cdot \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_{t-3}}}{A_2 \cdot \gamma \cdot P_3} = M_2 \cdot \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot M_2^2 \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(1 - \frac{\gamma-1}{2} \cdot \xi_{SD} \cdot M_2^2 \right)^{-\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.71)$$

Realizando a linearização da equação (3.71), tem-se:

$$\underbrace{\left(\frac{\dot{M} A r \cdot \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_{t-3}}}{\gamma \cdot P_3 \cdot M_2 \cdot \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot M_2^2 \right)^{\frac{1}{2}}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}_{\gamma} = \underbrace{A^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}_{Kii} \cdot \underbrace{\left(1 - \frac{\gamma-1}{2} \cdot \xi_{SD} \cdot M_2^2 \right)^{-\frac{\gamma}{\gamma-1}}}_{ki} \cdot \underbrace{M_2^2}_{Xi} \quad (3.72)$$

Os parâmetros verificados pela metodologia de mínimos quadrados são dados da seguinte forma:

$$A = Kii \cdot \frac{\gamma}{\gamma-1} \quad (3.73)$$

$$\xi_{SD} = -2 \cdot \frac{Ki}{Kii \cdot (\gamma-1)} \quad (3.74)$$

Para levantamento dos parâmetros, utilizou-se uma associação das equações (3.8), (3.14) e (3.16). Nela, empregou-se a metodologia de mínimos quadrados nas equações (3.8) e (3.71), para determinar o diâmetro e ângulo de saída β_2 e a área A e ξ_{SD} respectivamente. As equações (3.14) e (3.16) foram associadas à equação (3.8) para determinar os estados de saída do impulsor, assim como o número Mach.

A figura 3.27 apresenta o ajuste da equação (3.71) para as rotações de 122.026 rpm, 132.823 rpm e 143.648 rpm, que foram as curvas que se obtiveram convergência.

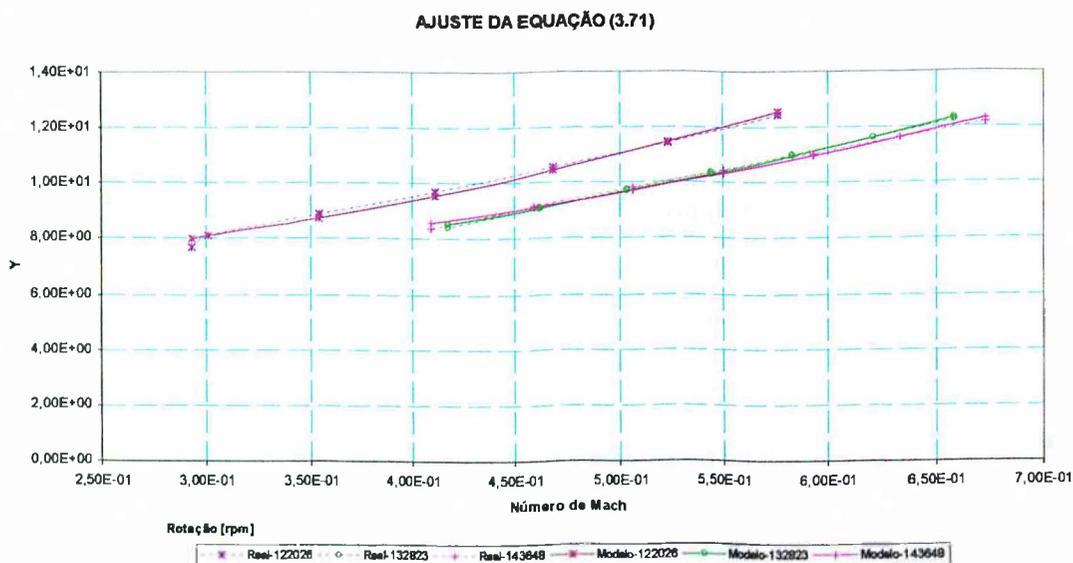


Figura 3.27 - Resultados do ajuste da equação (3.71) aos pontos da curva.

A figura 3.27 apresenta o número de Mach de saída do impulsor e os valores de Y obtidos pela linearização da equação (3.71). Observam-se problemas de ajuste do modelo nos pontos de menores números de Mach, que representa os pontos de máxima relação pressão, com erros relativo 4.10% para curva de rotação 122.026 rpm. Apesar do bom ajuste observado, com erros relativos menores a 2% , à exceção do ponto de menor Mach, quando se contabilizam os erros em termos de trabalho adiabático, (veja figura 3.28), visualiza-se uma discrepância de resultados.

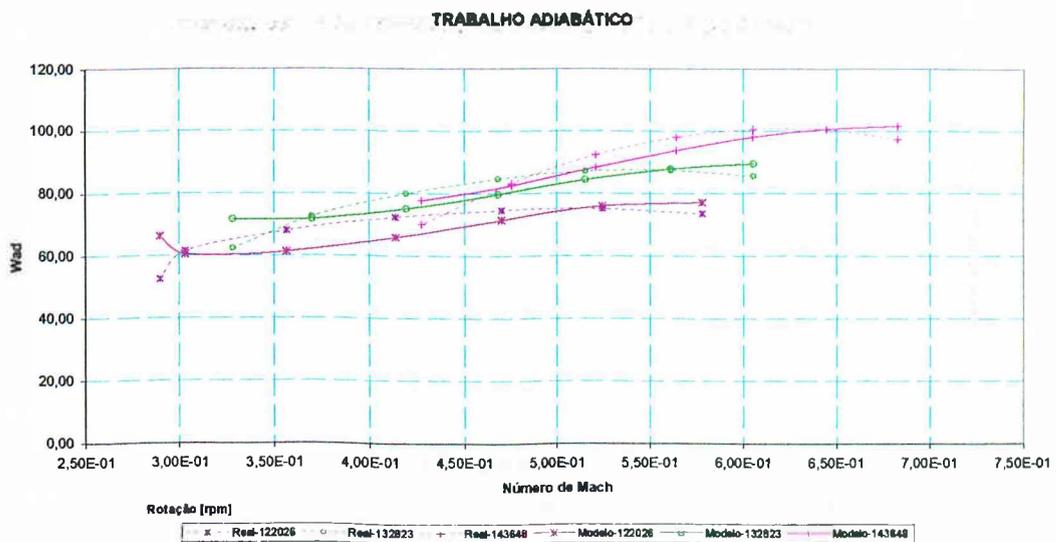


Figura 3.28 - Trabalho adiabático em função do número de Mach

A figura 3.28 apresenta o trabalho adiabático em função do número de Mach de saída do impulsor para o ajuste realizado pela equação (3.71). Observa-se, claramente, o comportamento adverso dos valores obtidos pelos modelos com erro máximo de 26%.

Diferente do esperado, a equação (3.71) associada à equação (3.8) não apresentou melhorias significativas na modelagem, bem como, problemas de divergência e de coerência física, uma vez que os valores ξ_{SD} apresentaram valores maiores que a unidade. Pelo contrário, estas discrepâncias estão relacionadas à estimativa do valor da velocidade C_2 pela equação (3.13), porque os valores de temperatura total de saída do impulsor são menores que a temperatura de saída do compressor, e seriam esperados, teoricamente, valores no mínimos iguais à temperatura de saída.

3.6.3 - Avaliação dos Novos Conceitos

Objetivando avaliar as diferenças quantitativas entre a novo modelo de perdas, estabelecido na equação (3.54), e o modelo do ASHRAE Toolkit para compressores centrífugos, desenvolveu-se a figura 3.29 que representa o comparativo entre os resultados das metodologias e os pontos reais de operação, para a curva do ponto nominal de operação do compressor estudado, que corresponde a curva de máximo rendimento.

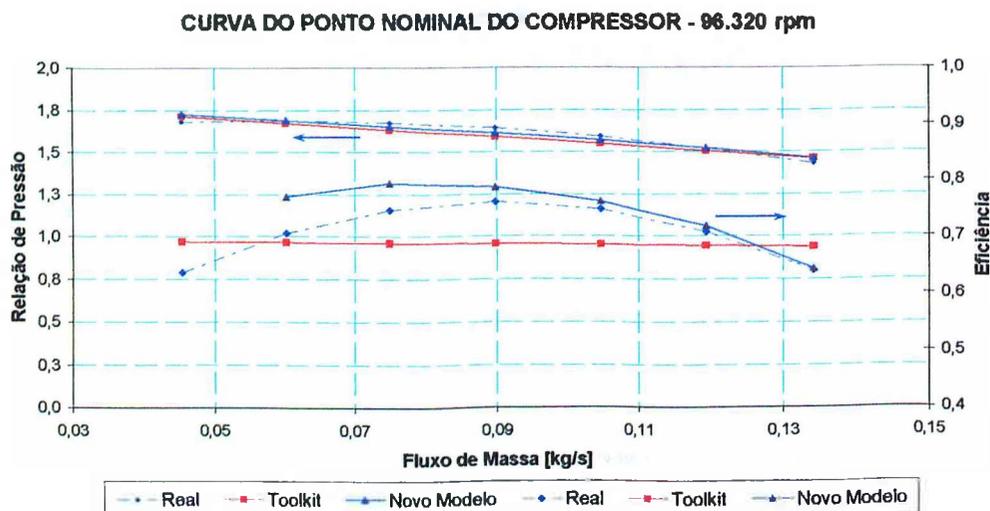


Figura 3.29 - Comparativo entre os modelos para o ponto nominal de operação

A figura 3.29 demonstra que a introdução do novo modelo de perdas na modelagem do compressor pode representar um conceito promissor, já que, como mostra a figura 3.22, o modelo ajustou-se bem aos valores experimentais, a despeito de os erros e as descontinuidades, observados na figura 3.25, que se referem, principalmente, à resolução da equação (3.54) e à estimativa do trabalho adiabático.

Os estudos da contabilização dos efeitos compressíveis, por sua vez, apresentam sérios problemas de modelagem, com respeito à estimativa da velocidade de saída C_2 e à consideração que todos os efeitos compressíveis serão contabilizados pelo difusor. Desta forma, o uso desta metodologia torna-se inviável para aplicação em compressores centrífugos. Certamente a metodologia estabelecida por Whitfield e Baines (1976), pode vir a esclarecer e fundamentar novas modificações nesse modelo, visto que não se realizou o estudo completo em base a essa metodologia, tendo em vista a limitação de informações sobre o compressor, pois disponha-se, nessa dissertação, somente das curvas de operação do fabricante.

Conforme o exposto no capítulo II, o uso da metodologia de mínimos quadrados apresentou-se como uma ferramenta imprescindível para quantificar os parâmetros dos modelos propostos para o compressor.

Pelos resultados apresentados pelo modelo do ASHRAE Toolkit (TC-4.7) e pelo avanço observados nas correções propostas, faz-se, assim, necessário delimitar a abrangência do uso de tais modelos aos compressores centrífugos utilizados em turbocompressores.

3.7 - Avaliação da Faixa de Aplicação do Modelo Ashrae Toolkit

Para realizar esta avaliação de forma geral, faz-se necessário definir as variáveis, fluxo de massa e rotação em termos adimensionais. Neste sentido, de acordo com Handbook ASHRAE equipments, é recomendado substituir a velocidade de rotação pelo número de Mach relativo tanto à velocidade tangencial de saída do impulsor quanto à temperatura de entrada no compressor, como mostrado na equação (3.75).

$$M_u = \frac{U}{\sqrt{\gamma \cdot R_{Ar} \cdot T_{SU}}} \quad (3.75)$$

O fluxo mássico é dado na forma adimensional, de acordo com a equação (3.76)

$$\phi = \frac{\dot{M}_{Ar} \cdot R_{Ar} \cdot T_{SU}}{P_{SU} \cdot N \cdot D^3} \quad (3.76)$$

A figura 3.30 mostra as curvas características fornecidas pelo fabricante na forma adimensional.

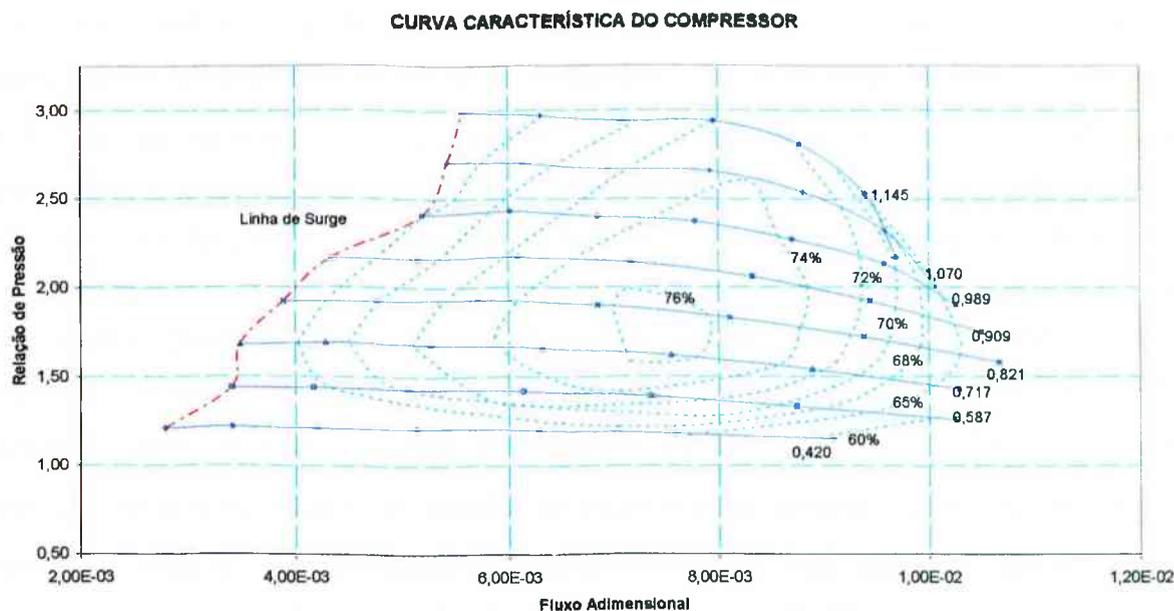


Figura 3.30 - Curva Característica do Compressor Estudado em termos de variáveis adimensionais

Observa-se, na figura 3.30, que, para números de Mach em torno da unidade, os efeitos compressíveis são mais acentuados. De acordo com as observações realizadas em base há mudança súbita do gradiente da curva de relação de pressão, o que não justifica o uso do modelo nesta região ou limita a aplicação dele na região linear, ou seja, um fluxo adimensional

por volta $9 \cdot 10^{-3}$ ou até o fluxo de rendimento máximo para cada curva de relação de pressão. Além dos limites de choque estabelecidos para modelo, a modelagem, também não é aplicável além dos limites de surge estabelecidos para a região de instabilidade, a esquerda da linha de surge, que representa os limites de menor fluxo mássico adimensional.

Os limites de surge estabelecidos para a região de instabilidade, a esquerda da linha de surge, que representa os limites de menor fluxo mássico adimensional.

Os limites de surge estabelecidos para a região de instabilidade, a esquerda da linha de surge, que representa os limites de menor fluxo mássico adimensional.

Os limites de surge estabelecidos para a região de instabilidade, a esquerda da linha de surge, que representa os limites de menor fluxo mássico adimensional.

Os limites de surge estabelecidos para a região de instabilidade, a esquerda da linha de surge, que representa os limites de menor fluxo mássico adimensional.

Os limites de surge estabelecidos para a região de instabilidade, a esquerda da linha de surge, que representa os limites de menor fluxo mássico adimensional.

Os limites de surge estabelecidos para a região de instabilidade, a esquerda da linha de surge, que representa os limites de menor fluxo mássico adimensional.

Capítulo IV

Conclusão & Trabalhos Futuros

O trabalho desenvolvido nessa dissertação, avaliou os modelos estabelecidos no documento ASHRAE Toolkit (TC 4.7), aplicados aos turbocompressores utilizados na sobrealimentação de motores Diesel, objetivando avaliar e modelar o comportamento desses equipamentos para diferentes condições de operação.

Com relação às turbinas radiais verificou-se que é possível representar o comportamento dessas máquinas, de forma simplificada, através da aproximação das características de cada curva de velocidade de rotação constante à uma turbina elementar, conhecida como D'Laval, como o estabelecido no ASHRAE Toolkit para turbinas axiais, apesar de não estarem satisfeitas às condições de similitude de turbomáquinas. A modelagem, tal como o apresentado no ASHRAE Toolkit, não se adequou ao comportamento das turbinas radiais, principalmente devido à estimativa dos parâmetros de perda do modelo ASHRAE, que, pelas considerações estabelecidas, é baseada somente no parâmetro α_2 , que está associado somente ao rendimento das turbinas. Foi proposta uma correção fundamentada na teoria de dinâmica de gases em dutos, que estabelece um termo de perda para o bocal, com a finalidade de ajustar o comportamento da relação de pressão. Embora os resultados tenham sido satisfatórios, com erros da ordem de 5% para relação de pressão e 3% para o rendimento, para os parâmetros identificados, baseado em valores exatos para diferentes rotações, apresentaram uma disposição, de certa forma, aleatória, o que não permitia o ajuste com boas correlações. Fez-se necessário assim, realizar um ajuste linear para os parâmetros A , α_2 e D e, um parabólico, para ξ_{Thr} , ambos os ajustes em função da velocidade de rotação, objetivando determinar a ordem dos erros envolvidos nessas aproximações. Por um lado, os erros para a relação de pressão, devido ao ajuste dos parâmetros, foram da ordem de 5% até o ponto de relação de pressão crítica e de 12% para além desse ponto. Por outro, os erros no rendimento não ultrapassaram 7,5 %. Desta forma, não são recomendados os ajustes além do ponto de relação de pressão crítica.

A correção proposta nesse trabalho para a relação de pressão, pela análise da literatura, pode ser estendida ao modelo proposto no ASHRAE Toolkit para turbinas axiais, uma vez que, o modelo de perdas estabelecido abrange somente o termo de rendimento.

A avaliação desenvolvida para o modelo de compressores centrífugos estabelecido no ASHRAE Toolkit (TC. 4.7) apresentou erros da ordem de 10% para o rendimento e para a relação de pressão, desde que sejam determinados os parâmetros de perdas \dot{W}_{lo} e α_{loss} utilizando os trabalhos eixo e adiabático de todas as curvas de rotação constantes apresentadas nos mapas do compressor, e os parâmetros D e A para cada curva de rotação constante. Apesar dos erros obtidos não muito consideráveis, o comportamento do modelo para o rendimento, principalmente, e para a relação de pressão nas curvas de maior velocidade de rotação não foram satisfatórios. O rendimento estabelecido pelo modelo apresentou-se de forma linear, enquanto que o das curvas de operação é parabólico; a relação de pressão do modelo, por sua vez, não caracterizou os efeitos compressíveis, representados pelas condições de choque, tão característicos nessas turbomáquinas. Na tentativa de aprimorar esses comportamentos, desenvolveram-se considerações sobre os modelos de perdas para compressores centrífugos, fundamentadas nas considerações de Savedra (1993), e na aplicação dos efeitos compressíveis no difusor, fundamentado na teoria de dinâmica de gases estabelecida por Whitfield e Baines (1976). Apesar dos esforços e dos bons ajustes no modelo de perda proposto ao trabalho eixo e adiabático, os resultados ainda não são satisfatórios, além de apresentarem problemas de divergência.

No levantamento desses problemas destacam-se os seguintes pontos:

- estimativa falha da velocidade absoluta de saída do impulsor, C_2 , dada pelas equações (3.10), (3.14), (3.16) e (3.17);
- a consideração que todos os efeitos compressíveis podem ser contabilizados somente pelo difusor;
- a divergência dos modelos de perdas e de contabilização dos efeitos compressíveis, mesmo com ajustes satisfatórios, nos caso de baixa velocidade de rotação.

De forma geral, o uso da metodologia de mínimos quadrados destacou-se pela possibilidade de quantificação dos parâmetros dos modelos de forma objetiva e clara, sem a necessidade de utilizar qualquer outra informação, a não ser, as curvas características de operação das turbomáquinas. Essa facilidade pode ser explorada em modelos mais completos, sejam baseados nessas metodologias ou em outras, de forma a permitir a representação do comportamento de turbomáquinas pelo uso de propriedades térmicas mensuráveis, objetivando o estudo e otimização de plantas térmicas somente pelo uso de sensores comuns a essas plantas, sem a necessidade de utilizar dados de fabricante que, na sua maioria, são confidenciais.

O trabalho realizado traçou a dimensão dos pontos a serem estudados em trabalhos futuros, tais como:

- validação da suposição que a equação (2.28), também é aplicável a turbinas axiais;
- aperfeiçoamento do modelo de turbinas radiais, a fim de reduzir os erros nas relações de pressão acima da relação de pressão crítica;
- aperfeiçoamento do modelo de compressores centrífugos, sem perder a característica de determinação dos parâmetros, somente pelas curvas de operação;
- aplicação dessas metodologias a plantas térmicas operantes, objetivando otimizar e caracterizar o comportamento delas.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Pearson, S. F., 1999, "Natural Selection – The Struggle for Survival in the Competitive World of Refrigeration Equipment", 20th International Congress of Refrigeration, IIR/IIF, Sydney, Australia, Vol. II Keynote Address (Paper 730).

Fleming, J.S., Guillaud, P., Li, L. and Wekken, B., "Environmentally Benign Air Cycle Heat Pumps and Refrigeration Systems – Part 5: The Effect of Water on Coefficient of Performance", International Research Project – EC Joule Programme.

Gigiel, A. J., Granryd, E., Novak, P., Nowacki, J. E., Stadtländer, C. and Verschoor, M.J.E., 2001, "Handbook – Guidelines for the Application and Design of Air Cycle Systems for Heating, Ventilating, and Air Conditioning in Buildings", Non Nuclear Energy Programme – Joule III, TNO.

Martins, G., Resende, J.V. e Hernandez, O.S.M., 2002, "Uso de Cogeração, Motores Diesel e Ciclo a Ar para Frutas Perecíveis: Análise de Viabilidade Técnica", Revista Ciência & Engenharia, Uberlândia, Brasil, Ano 11 – Número 2.

Japikse, D., "Decisive Factors in Advanced Centrifugal Compressor Design and Development".

Tamm, A., Gugau, M. and Stoffel B., 2002, "Experimental and 3-D Numerical Analysis of the flow field in turbomachines Part II", International Congress on Quality Assessment of Numerical Simulations in Engineering – QUANSE-2002, University of Concepción – Chile.

Hoeger, M., Eisenlohr, U. S., Gomez, S., Sauer H. and Muller, R., "Numerical Simulation of the Influence of a Fillet and a Bulb on the Secondary Flow in a Compressor Cascade".

Larosiliere, L.M., Skoch, G.J. and Prahst, P.S., 1997, "Aerodynamic Synthesis of a Centrifugal Impeller Using CFD and Measurements", 33rd Joint Propulsion Conference and Exhibit – AIAA, ASME, and ASEE, Seattle, Washington, USA, AIAA-97-2878.

Kochendorfer, F.D. and Nettles, J.C., 1948, "An Analytical Method of Estimating Turbine Performance", National Advisory Committee for Aeronautics, Washington, USA, NACA RM No. E8116.

English, R.E. and Cavicchi, H.R., 1952, "One-Dimensional Analyses of Chocked-Flow Turbines", NACA TN 2810.

Stewart, W.L., 1958, "Analytical Investigation of Multistage-Turbine Efficiency Characteristics in Terms of Work and Speed Requirements", National Advisory Committee for Aeronautics, Washington, USA, NACA RM No. E57K22b.

Hostetler, G.W., 1965, "Prediction of Off Design Performance of Multistage Compressors", Thesis – California Institute of Technology, Pasadena, USA.

Dixon, S.L., 1978, "Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery", 3rd edition, Pergamon Press, Oxford.

Balje, O.E., 1980, "Turbomachines- A Guide to Design, Selection, and Theory", John Wiley & Sons, NY.

Jenkins, R.M. and Moore, D.A., 1993, "An Inverse Calculation Technique for Quasi-Three-Dimensional Turbomachinery Cascades", Applied Mathematics and Computation, NY, USA, 57:197-204 (1993).

Whitfield, A. and Baines, N.C., 1976, "A General Computer Solution for Radial and Mixed Flow Turbomachine Performance Prediction", Int. J. Mech. Sci, Vol. 18, pp 179-184, Pergamon Press.

Willems, F.P.T., 2000, "Modeling and Bounded Feedback Stabilization of Centrifugal Compressor Surge", Thesis - Technische Universiteit Eindhoven, Eindhoven, Netherlands.

Theotokatos, G. and Kyrtatos, N.P., 2001, "Diesel Engine Transient Operation with Turbocharger Compressor Surging", Society of Automotive Engineers, Inc., 2001-01-1241.

Bourdouxhe, P. J., Grodent, M., Lebrun, J., 1994, "A Toolkit for Primary HVAC System Energy Calculation" (T.C. 4.7 Energy Calculation), ASHRAE

Cohen, H., Rogers, G.F.C. and Saravanamuttoo, H.I.H., 1996, "Gas Turbine Theory" , 4th edition, Longman.

Benson, R.S., 1970, "A Review of Methods for Assessing Loss Coefficients in Radial Gas Turbines".

Mseddi, M., Baccar, M., Kchaou, H. and Abid, M.S., 2002, " Modélisation des Turbines Radiales de Suralimentation", Mécanique & Industries, 3(2002) 35-44.

Rodgers, C., 1964, "Typical Performance Characteristics of Gas Turbine Radial Compressors", Journal of Engineering for Power.

Ziegler, K.U., Gallus, H.E. and Niehuis, R., 2002, "A Study on Impeller-Diffuser Interaction: Part I – Influence on the Performance", ASME TURBOEXPO 2002, Amsterdam, Netherlands, GT-2002-30381.

Farge, T.Z. and Johnson, M.W., 1992, " Effect of Flow Rate on Loss Mechanisms in a Backswept Centrifugal Impeller", Int. J. Heat and Fluid Flow, Vol 13, No. 2, 1992.

Perdichizzi, A. and Savini M., 1985, "Aerodynamic and Geometric Optimization for the Design of Centrifugal Compressors", Int. J. Heat and Fluid Flow.

Savedra, C., 1993, "Contribution to modeling of heating and refrigerating equipments", Tese de doutorado, Université de Liege, Belgica.

Nakagawa, K., Tanaka, S. and Kameko, J., 1992, " An Aerodynamic Investigation of a Centrifugal Compressor for HCFC123", Rev. Int. Froid 1992, Vol 15 No 4 199.

Sarevski, M.N., 1996, "Influence of the New Refrigerant Thermodynamic Properties on some Refrigerating Turbocompressor Characteristics", Int. J. Refrig. Vol. 19, No.6, pp. 382-389, 1996.

Browne, M.W. and Bansal, P.K., 1998, "Steady-State Model of Centrifugal Liquid Chillers", Int. J. Refrig. Vol. 21, No.5, pp. 343-358, 1998.

ANEXO I

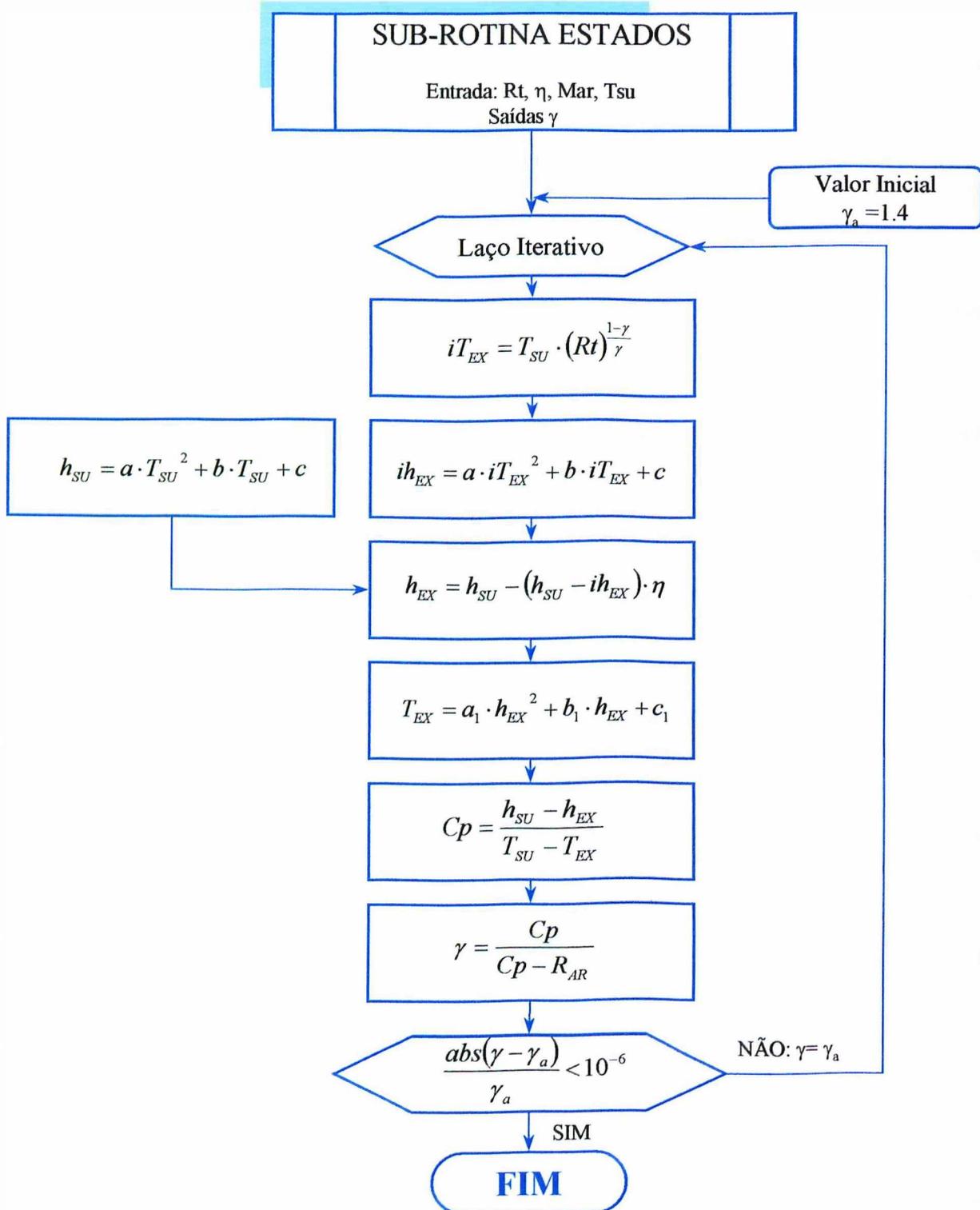


Figura I.1 – Fluxograma da sub-rotina de determinação das propriedades de entrada e saída

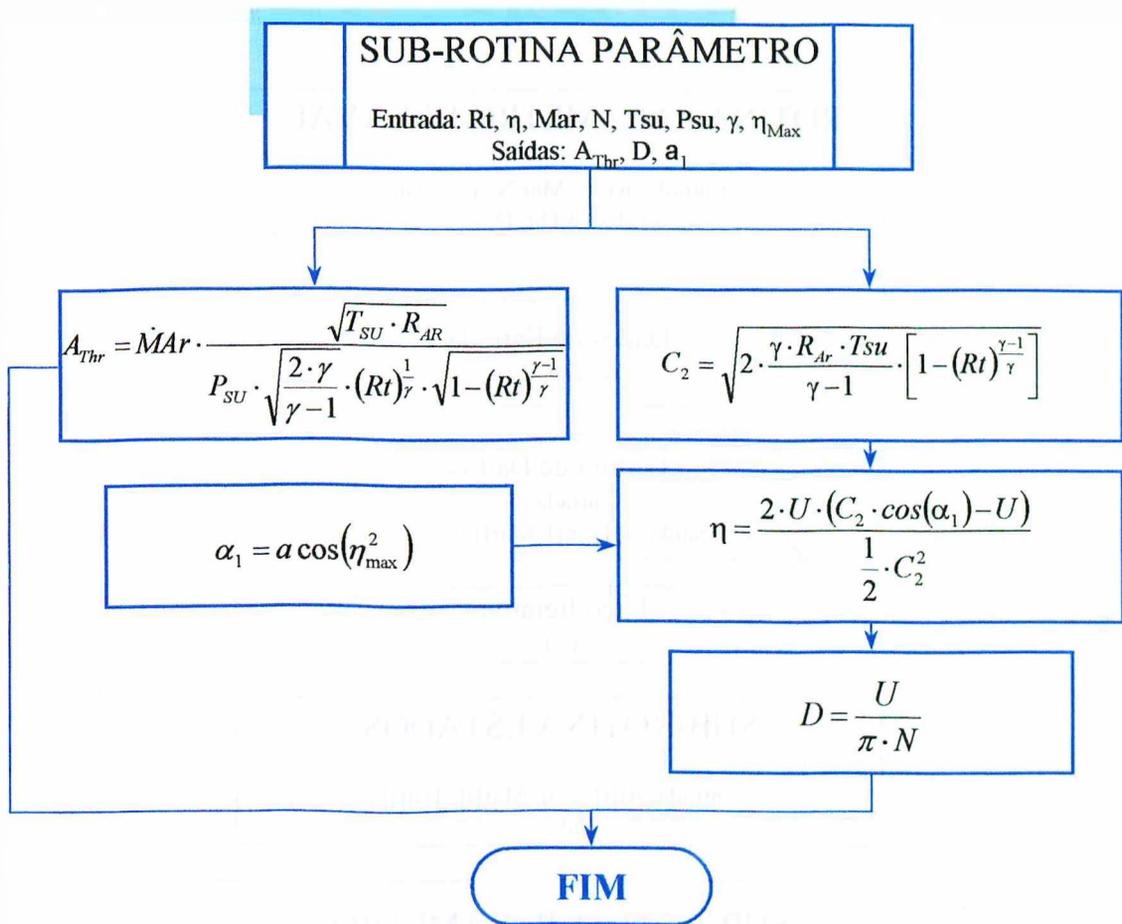


Figura I.2 – Fluxograma da sub-rotina do parâmetro D'Laval

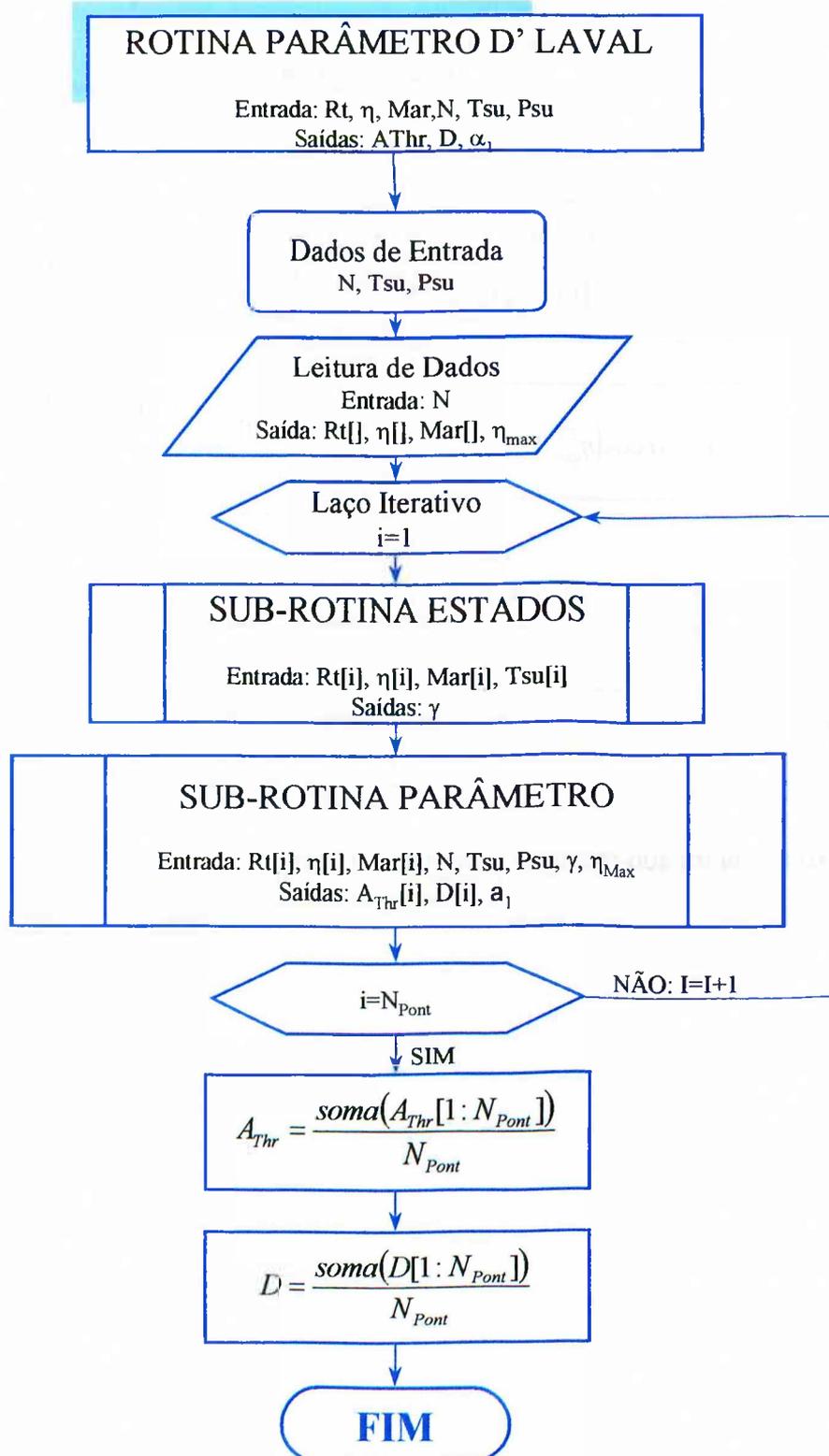


Figura I.3 – Fluxograma do código de determinação dos parâmetros D'Laval

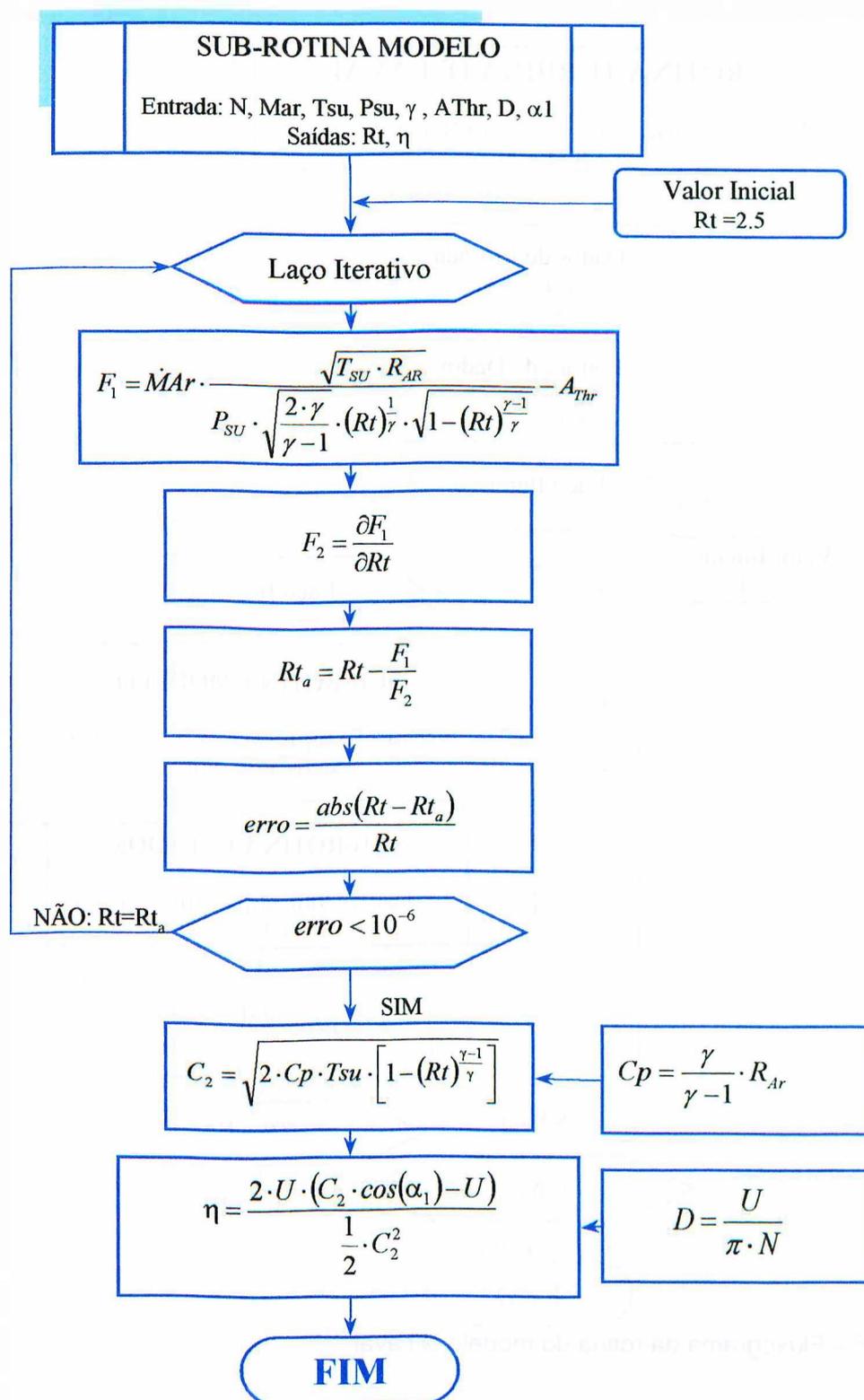


Figura I.4 – Fluxograma da sub-rotina do modelo D’Laval

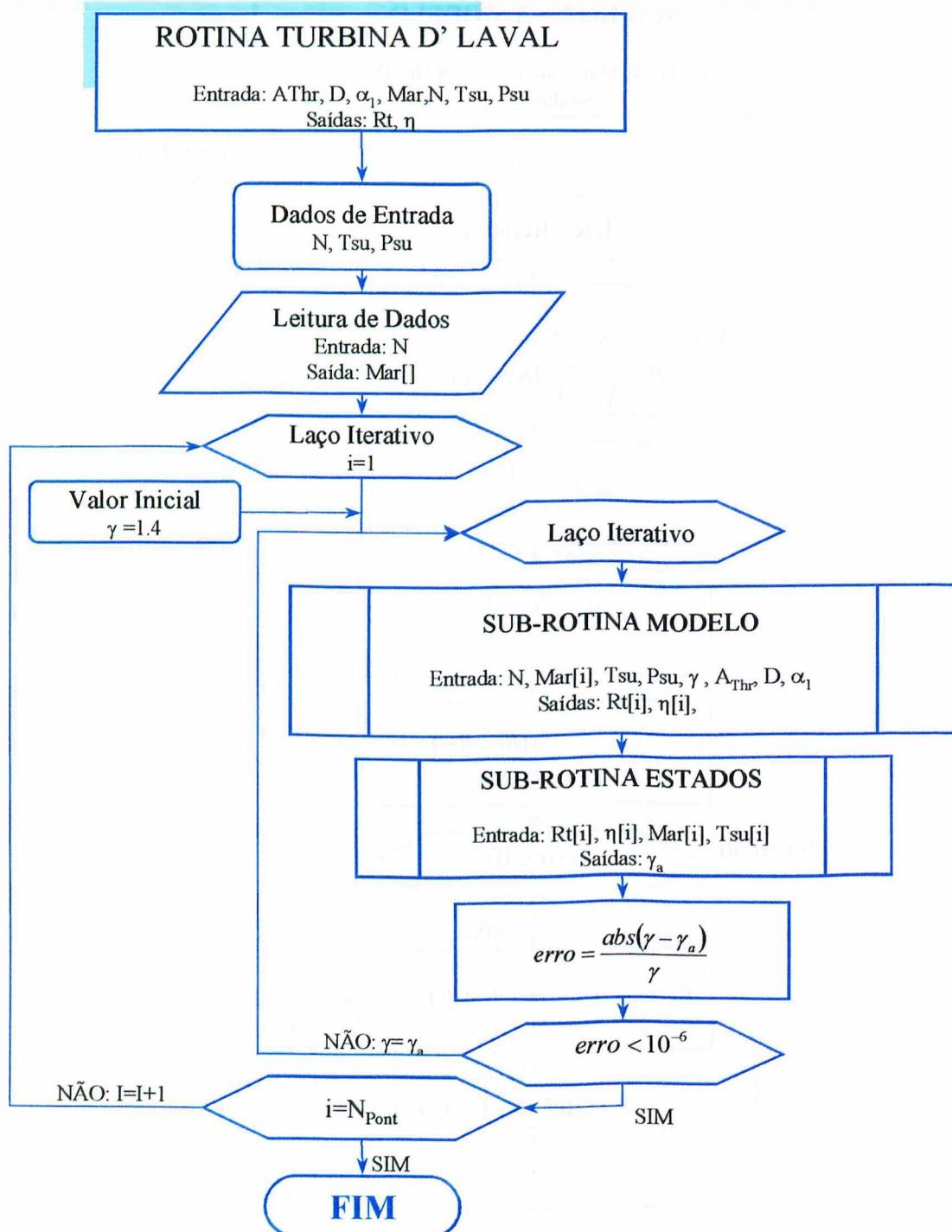


Figura 1.5 – Fluxograma da rotina do modelo D'Laval

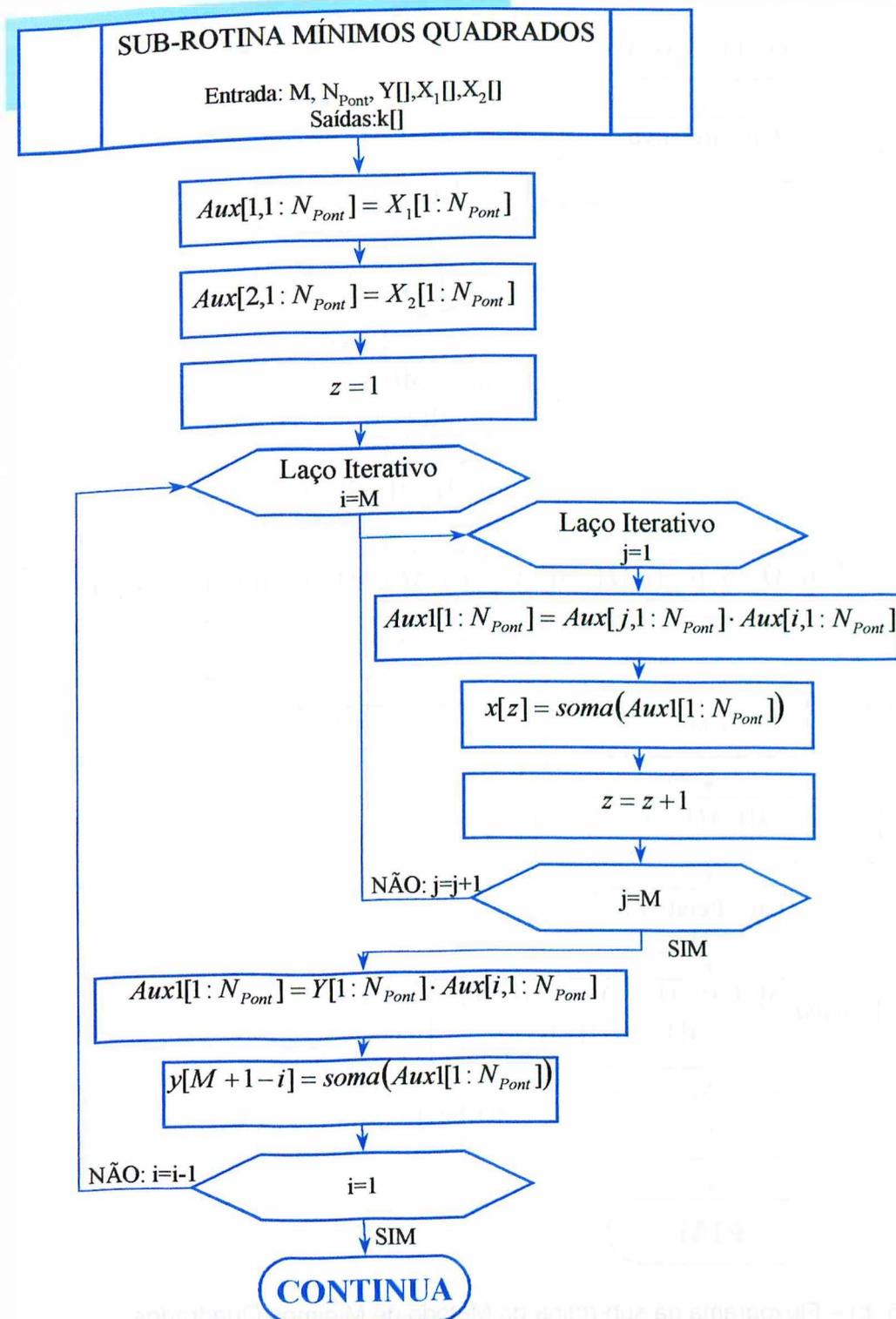


Figura I.6 (a) – Fluxograma da sub-rotina do Método de Mínimos Quadrados

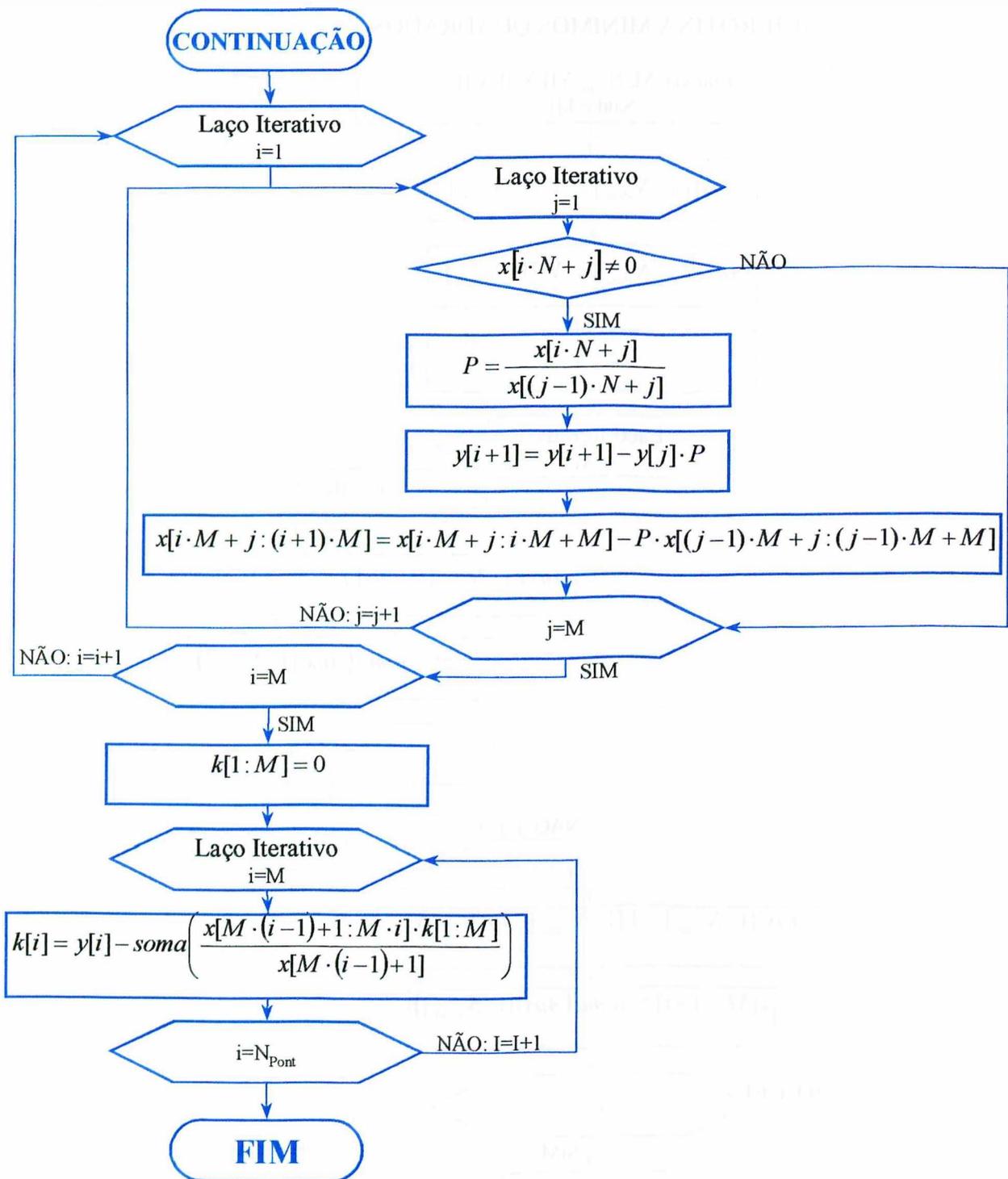


Figura I.6 (b) – Fluxograma da sub-rotina do Método de Mínimos Quadrados

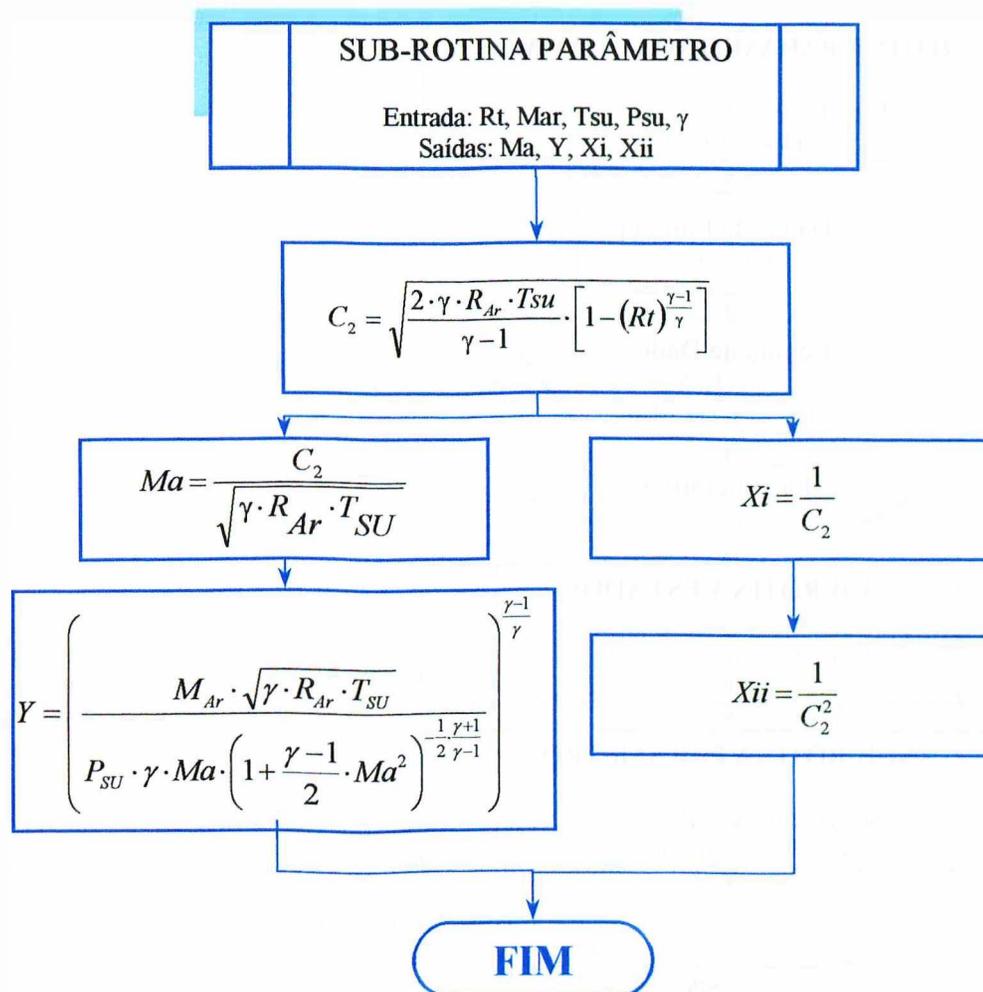


Figura I.7 – Fluxograma da nova sub-rotina do parâmetro D'Laval

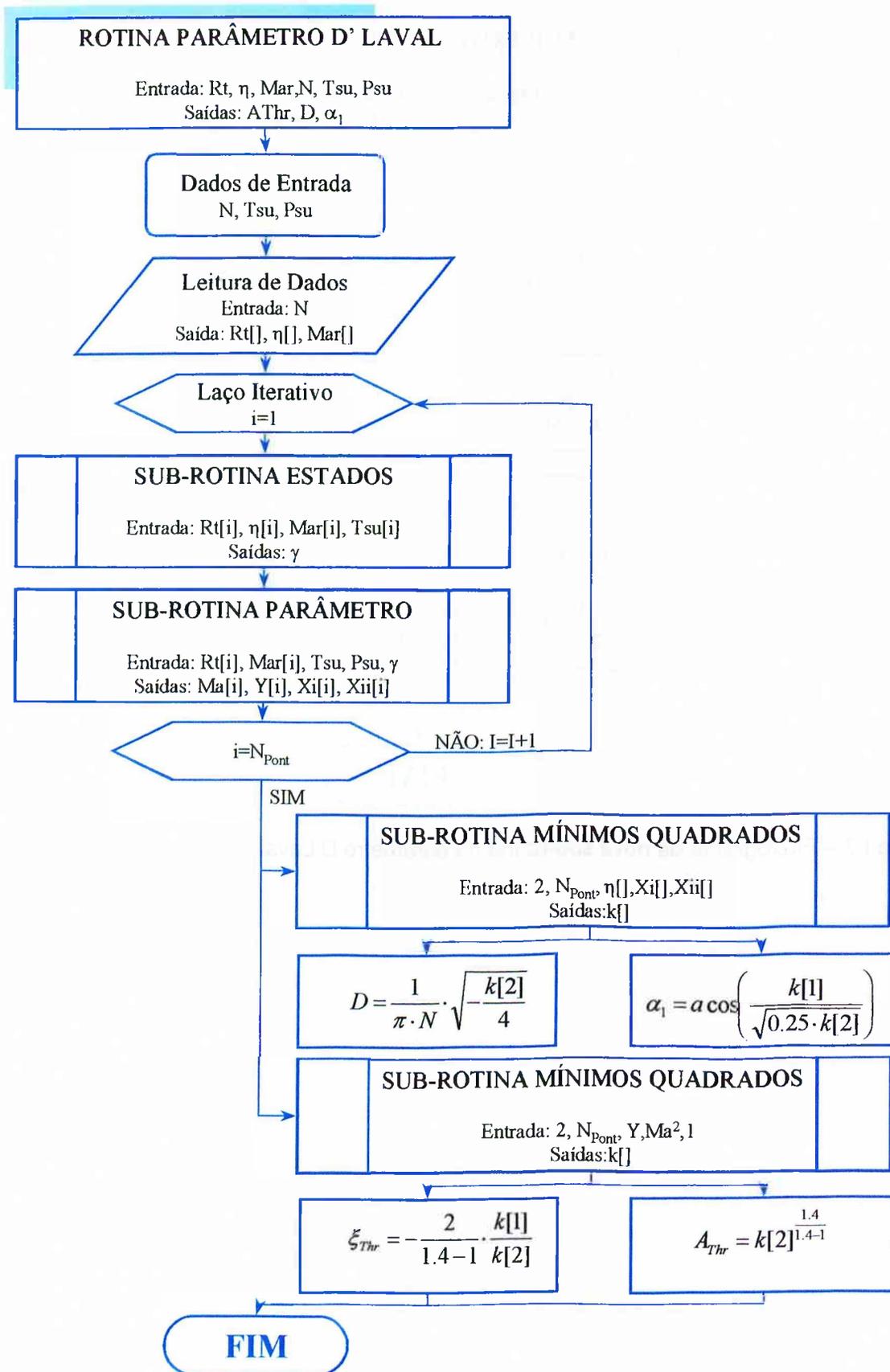


Figura I.8 – Fluxograma do novo código de determinação dos parâmetros D'Laval

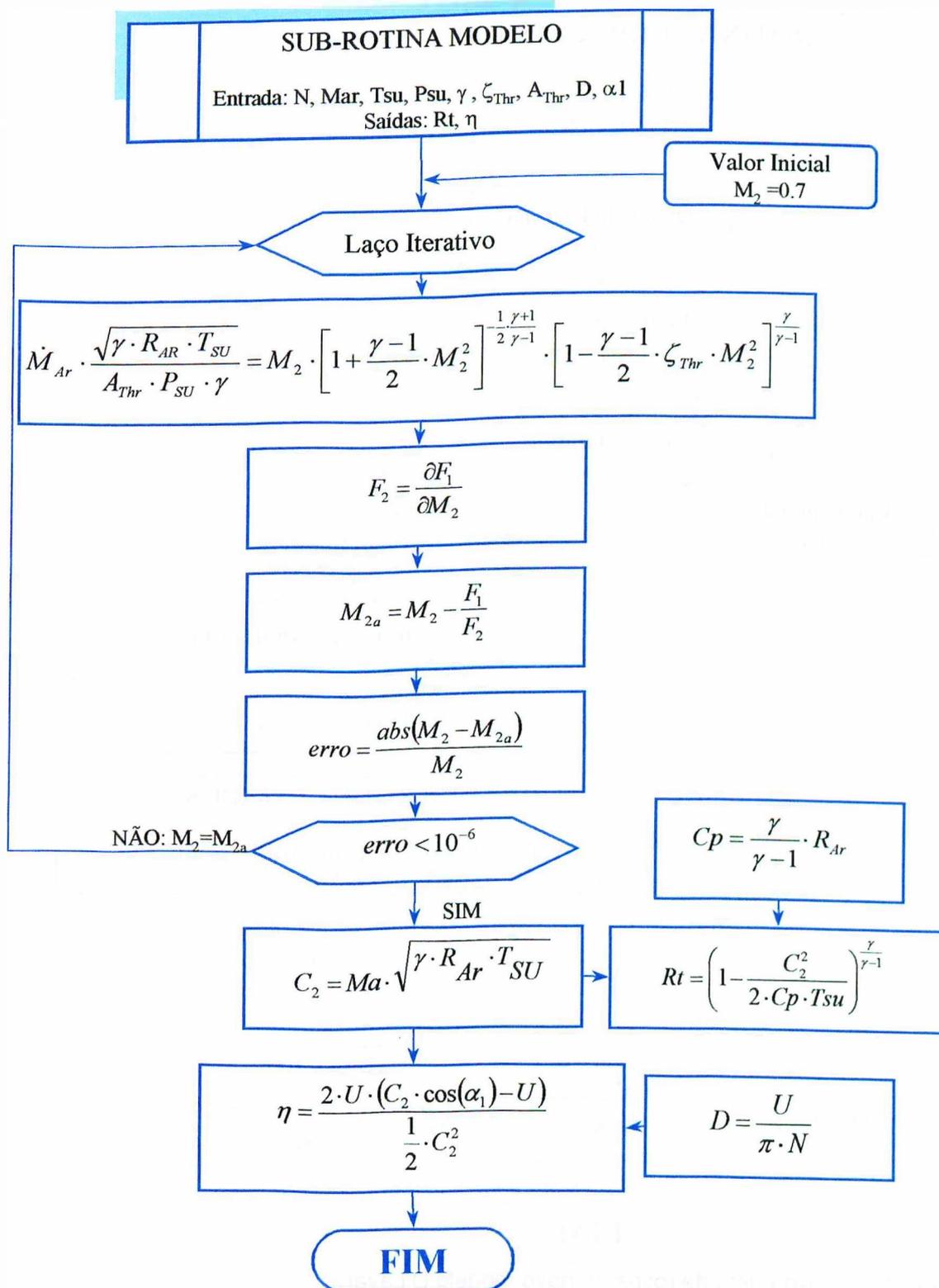


Figura I.9 – Fluxograma da sub-rotina do novo modelo D'Laval

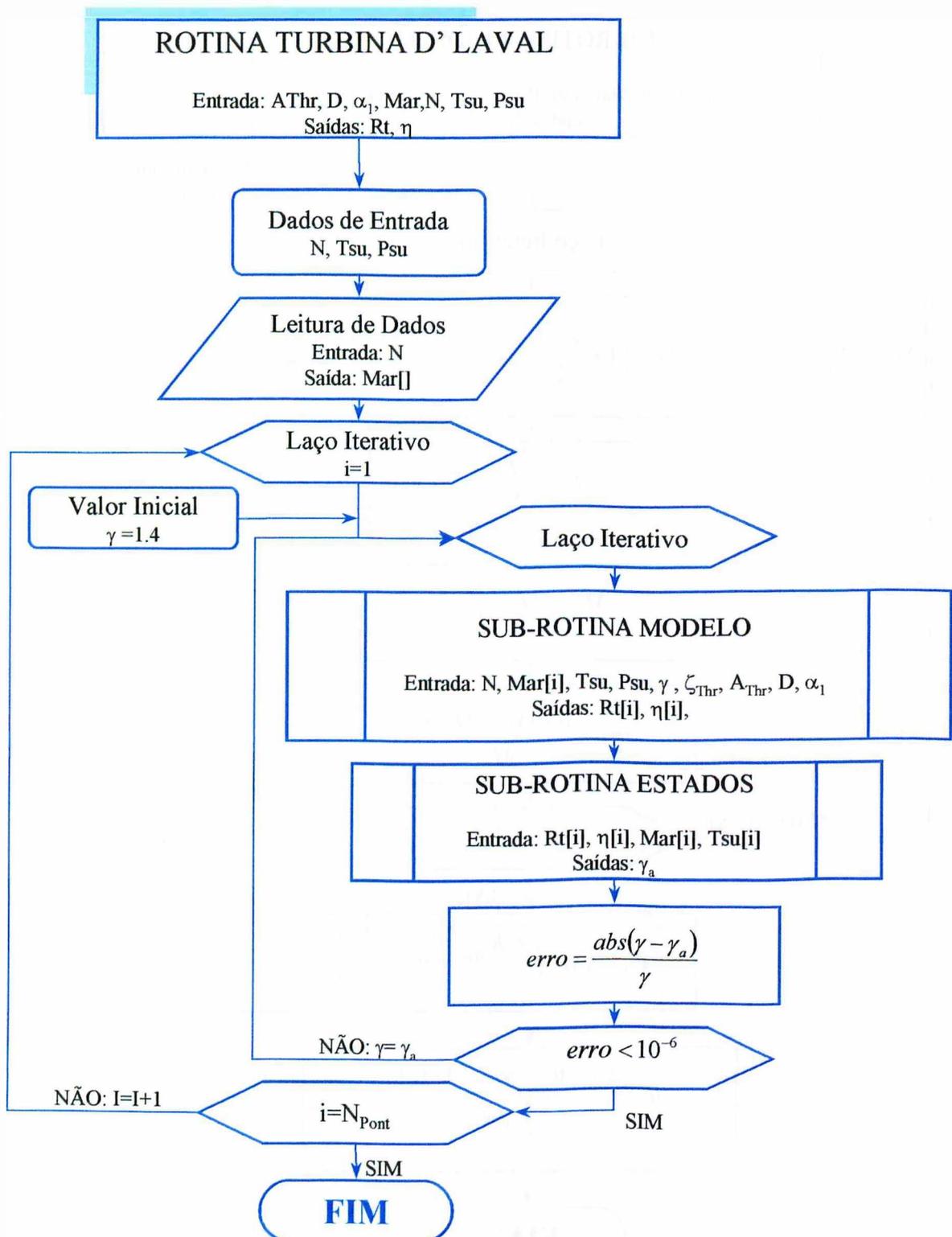


Figura I.10 – Fluxograma da rotina do novo modelo D'Laval

ANEXO II

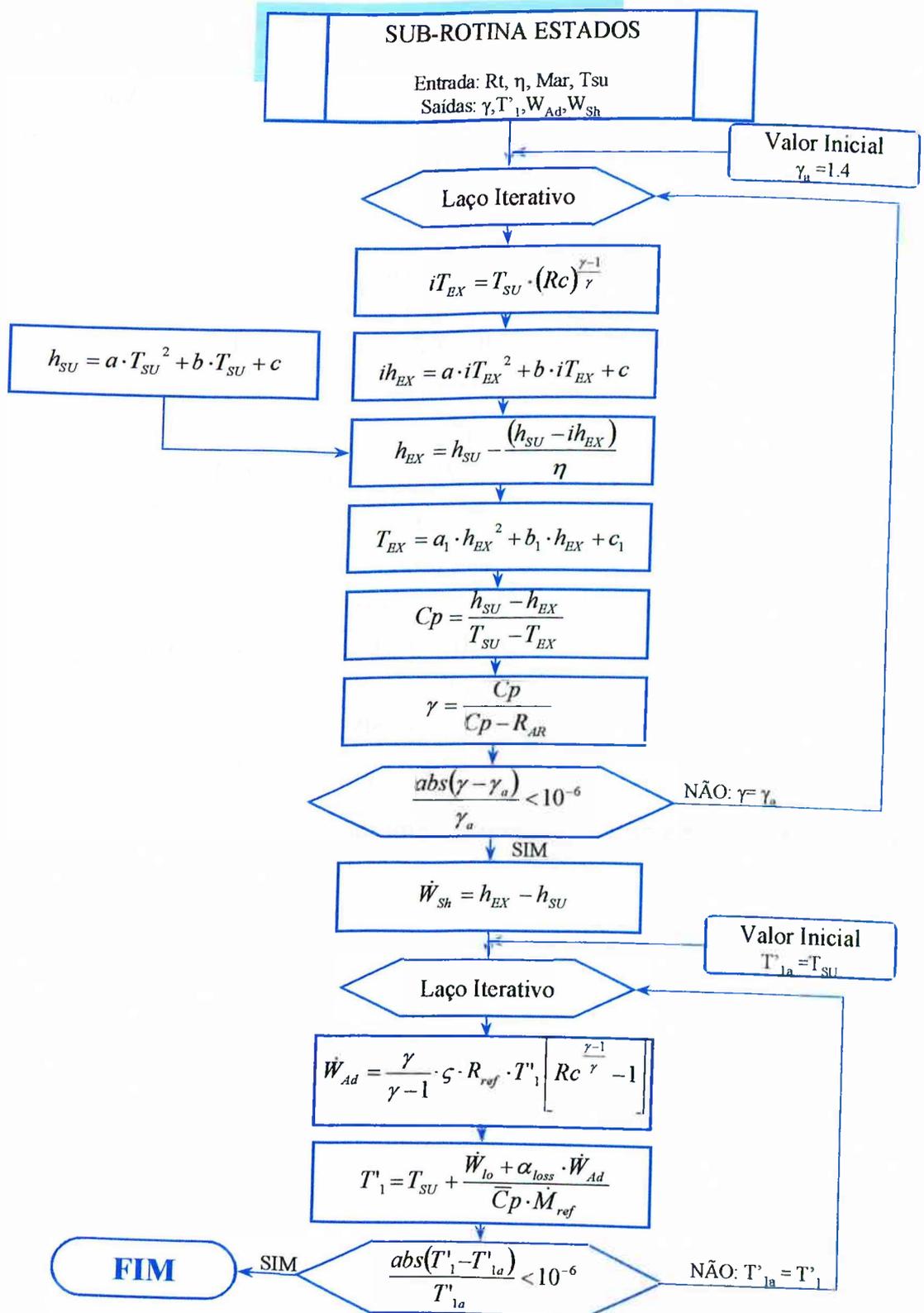


Figura II.1 – Fluxograma da sub-rotina de determinação das propriedades de entrada e saída

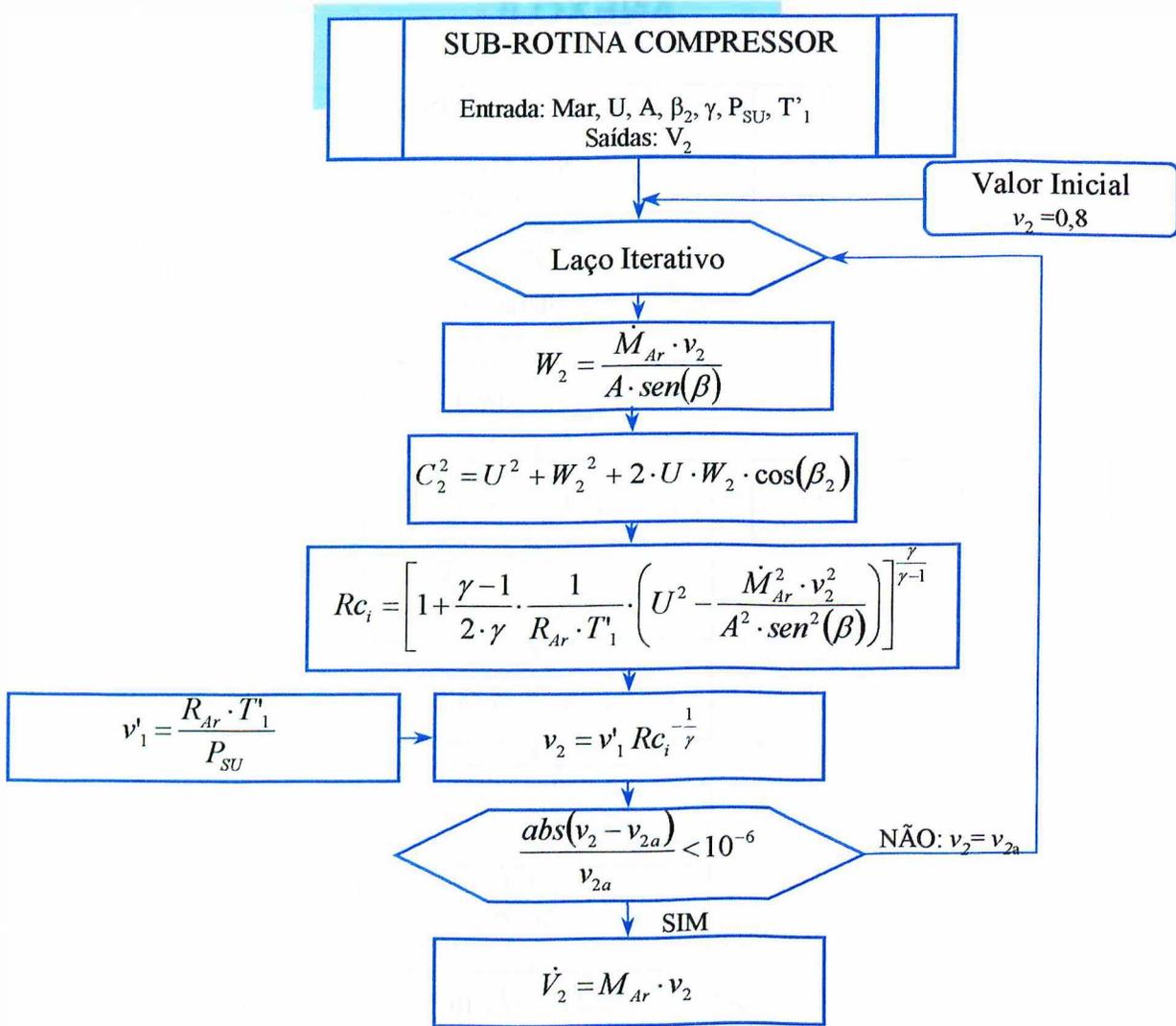


Figura II.2 (a) – Fluxograma da sub-rotina do compressor

49570

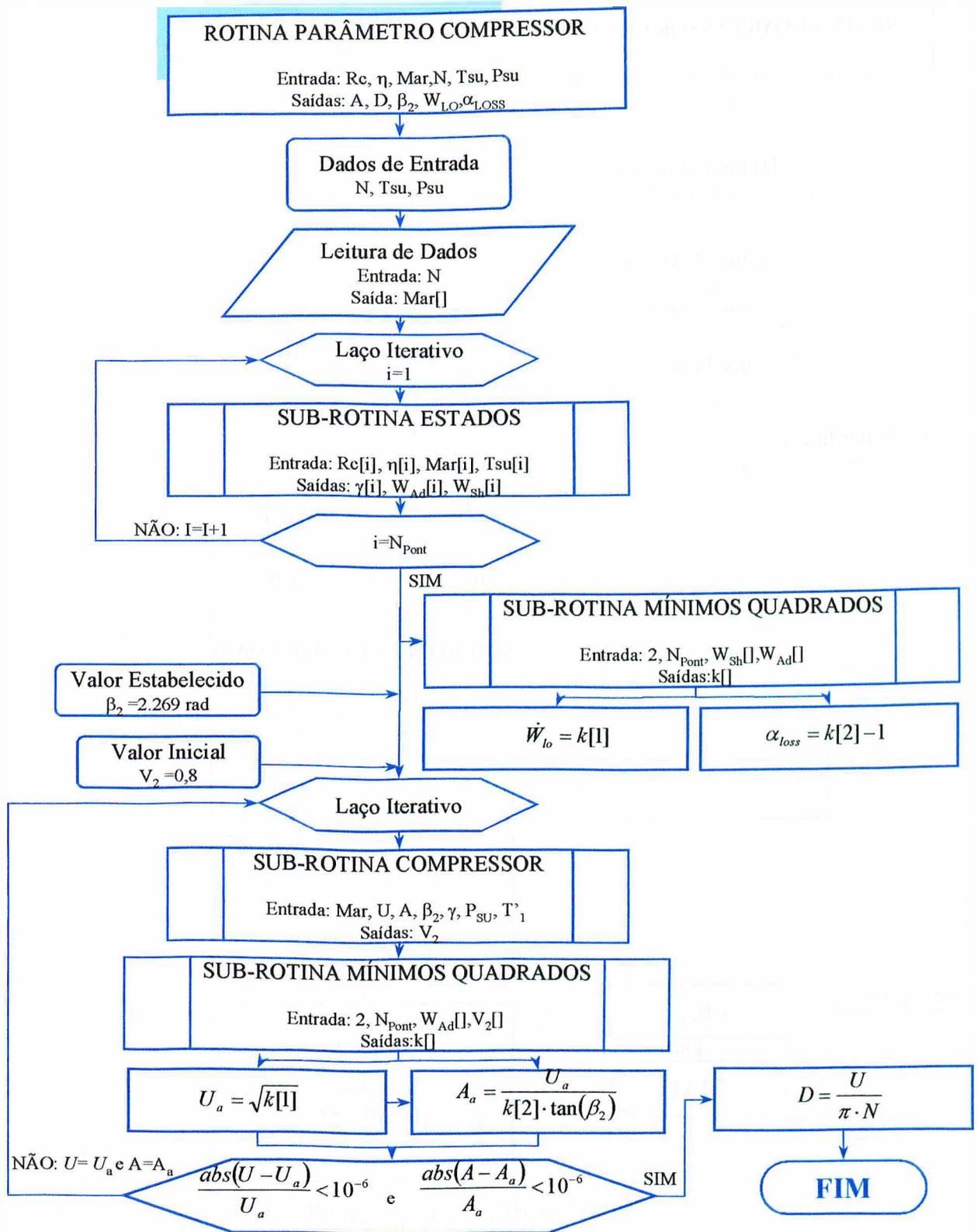


Figura II.2 (b) – Fluxograma do código de determinação dos parâmetros do compressor

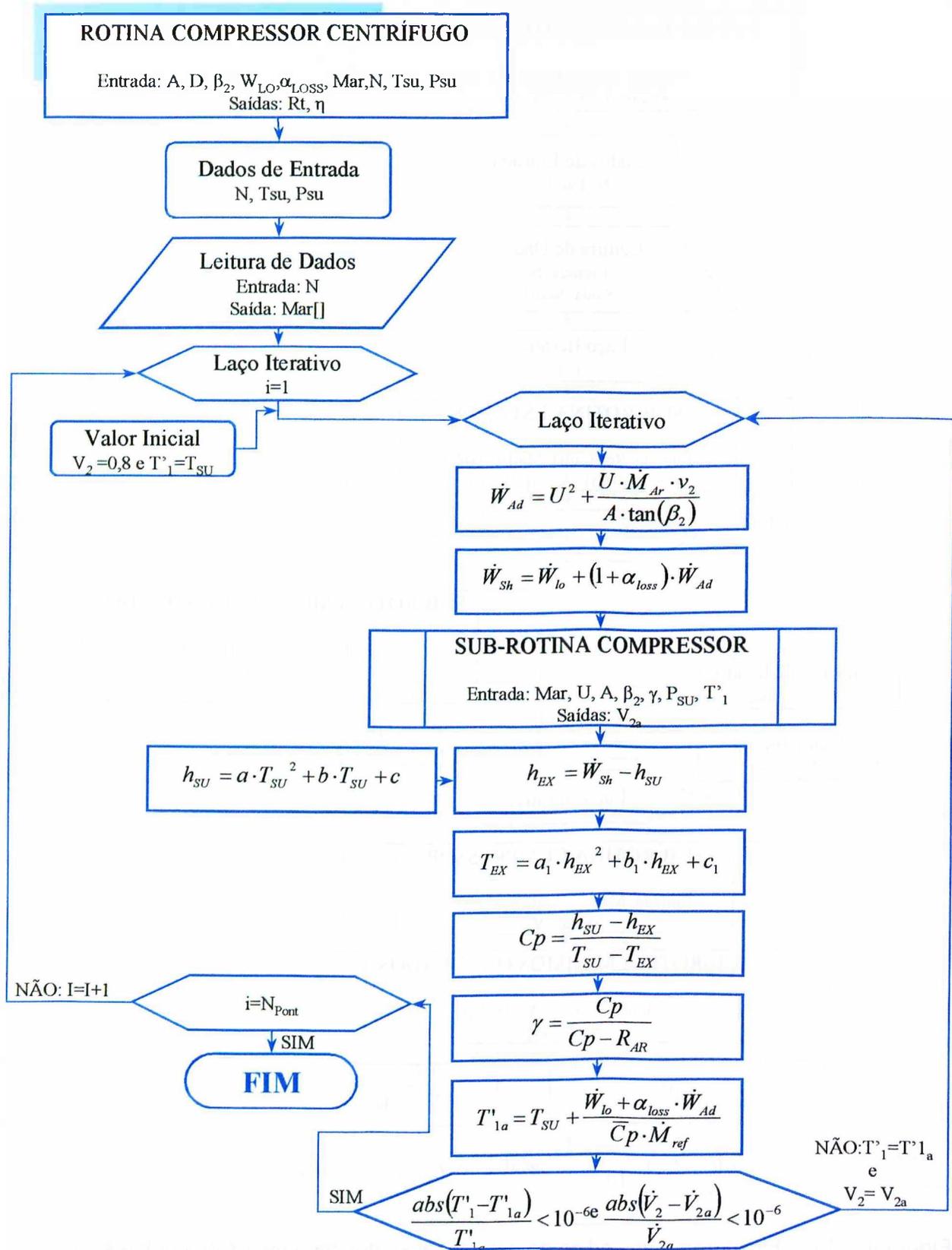


Figura II.3 – Fluxograma do novo código de determinação dos parâmetros D’Laval