

AValiação DO MODELO SEMI-EMPÍRICO PARA COMPRESSORES CENTRÍFUGOS PROPOSTO PELO DOCUMENTO ASHRAE TC 4.7

Martins, G

Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia
Uberlândia MG, Brazil gmartins@mecanica.ufu.br

Mendonza, O. S. H.

Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia
Uberlândia MG, Brazil oscarhm@mecanica.ufu.br

Melo, C. M. T

Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia
Uberlândia MG, Brazil cmtmelo@mecanica.ufu.br

Carossi, G. A. B

Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia
Uberlândia MG, Brazil gabcarossi@mecanica.ufu.br

Resumo: *O uso industrial de pequenos turbo compressores, como os usados por veículos utilitários, demandam uma modelagem real do seu comportamento. Neste trabalho, procurou-se avaliar o modelo de compressores centrífugos proposto pelo documento ASHRAE T.C-4.7, comparando com as curvas de operação real fornecidas pelo fabricante destas turbomáquinas. O modelo proposto pela ASHRAE requer a identificação de vários parâmetros, tais como diâmetro, área e ângulo de saída do rotor, foi implementada a técnica de mínimos quadrados para fazer esta identificação a qual parece ser mais eficiente que a proposta pelo ASHRAE. O modelo ASHRAE foi testado e observou-se que o comportamento do modelo para altas rotações sofre variação quando comparado com as curvas cedidas pelo fabricante, realizando assim, considerações sobre as causas destas variações e sobre a faixa de operação mais apropriada para usar este tipo de modelagem.*

Palavras-chave: Modelagem, Semi-Empírico, Turbomáquinas.

1 INTRODUÇÃO

O uso de compressores centrífugos data das primeiras aeronaves com motores de propulsão a jato. O desenvolvimento de compressores centrífugos para este campo continuou até a metade dos anos de 1950, no qual tornou-se claro que com o aumento de potencia dos motores de propulsão a jato exigiriam compressores axiais, pois possuem para estas aplicações, eficiências de 3% a 4% maiores que os compressores centrífugos.

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 nesta esfera estimularam o aumento do campo de aplicação destes compressores, que abrange das pequenas unidades de turbina a gás para

veículos rodoviários e helicópteros comerciais, as aplicações nos processos de plantas químicas e fornecimento de ar para grandes unidades de ar condicionado, além da sobre alimentação de motores Diesel, que é uma prática bem conhecida dos profissionais da área. A performance atual destes equipamentos em termos de rendimento oscila de 80 a 84% e em termos de relação de pressão, de 4:1 a 6:1.

Na modelagem desses equipamentos, uma prática comum empregada é o uso de curvas de operação (modelagem tipo caixa preta), 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 .

Esta forma de análise, apesar de ser simples e produzir resultados satisfatórios, possui a desvantagem do não entendimento das características do processo realizado pelas turbo máquinas, não permite 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 de compressão do fluido segundo as características físicas do problema, como desenvolvido por Japikse, Tamm et al (2002) e Larosilliere et al (1997). Este tipo de modelagem sem sombra de dúvida é completo, porém como levantado por Japikse, esta modelagem exige grandes esforços computacionais, financeiros e conhecimento bem definido das características físicas e geométricas dos equipamentos, além de exigir uma validação experimental do modelo utilizado. Este método devido ao custo e o nível de conhecimento exigido é restrito ao desenvolvimento e projeto de turbo máquinas.

Outra forma de modelagem um pouco mais simples que a modelagem analítica, porém mais esclarecedora que a modelagem de caixa preta, quanto às características físicas, é a modelagem semi-empírica baseada na equação de Euler para turbo máquinas, teoria de similitude e na estimativa de parâmetros de perdas, como desenvolvido por Balje (1980) e Whitfield e Baines (1976). Esta modelagem possibilita a identificação dos parâmetros de perdas através das próprias curvas de operação fornecidas pelo fabricante. Este modelagem ainda se caracteriza pelo baixo custo computacional dos códigos desenvolvidos e simplicidade de programação.

Neste sentido analisamos o modelo semi-empírico estabelecido no ASHRAE Toolkit para representar o comportamento característico dos compressores centrífugos utilizados na sobre-alimentação de motores Diesel.

2 MODELO DE COMPRESSOR CENTRÍFUGO PROPOSTO NO ASHRAE TOOLKIT

O modelo desenvolvido no ASHRAE (T.C 4.7) Toolkit foi estabelecido para compressores centrífugos utilizados em refrigeração. Estes por sua vez, são de um ou dois estágios e para modelagem são representados com um único compressor centrífugo composto de um impulsor e difusor operando de forma isentrópica. As perdas relativas ao compressor são concentradas dentro das perdas do motor e transmissão, conforme mostra a figura 1.

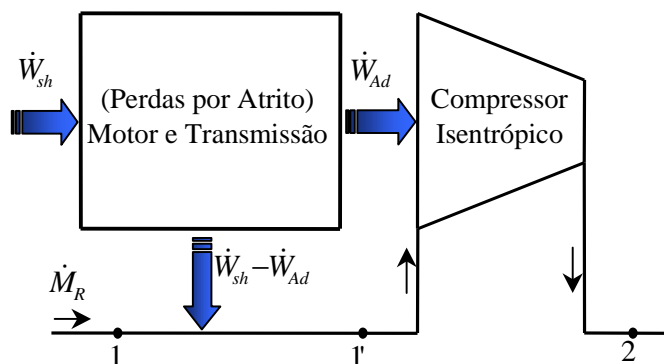


Figura 1 - Representação esquemática da modelagem do compressor

As formas do impulsor são supostas tal que a energia cinética não tem efeito significativo no balanço de energia. De acordo com o teorema de Euler, o trabalho transmitido pelo impulsor para o fluido é somente relatado pelo triângulo de velocidade na saída do impulsor.

$$\dot{W}_{Ad} = U \cdot C \cdot \cos(\alpha) = U^2 + U \cdot W \cdot \cos(\beta) \quad (1)$$

onde:

$$U - \text{Velocidade tangencial } U = \pi \cdot D \cdot N \text{ [m/s]} \quad (2)$$

\dot{W}_{Ad} - Trabalho adiabático [kJ/seg]

D - Diâmetro da roda [m]

N - Velocidade da Roda [rpm]

W - velocidade relativa [m/s]

β - ângulo de entrada da pá [rad]

E a velocidade relativa W é obtida conforme mostra a figura 2

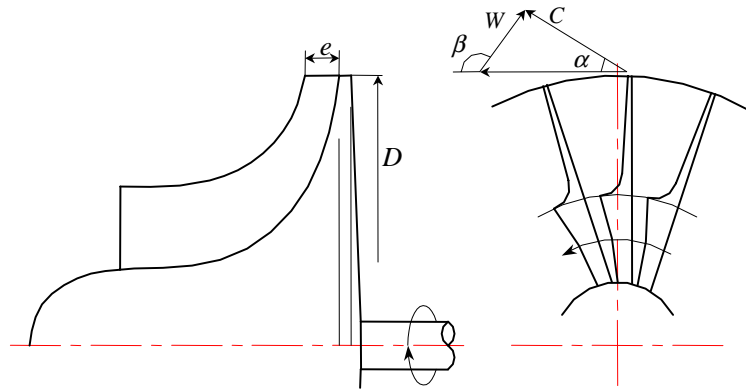


Figura 2 – Descrição do impulsor

$$W = \frac{\dot{V}_2}{A \cdot \sin(\beta)} \quad (3)$$

onde:

A Área $A = \pi \cdot D \cdot e$ [m²]

e - Comprimento da área de saída do impulsor [m]

\dot{V}_2 - Fluxo Volumétrico de saída do impulsor [m³/s]

E o fluxo volumétrico é dado segundo as relações isentrópicas para um gás ideal.

$$\dot{M}_R = \frac{\dot{V}_2 \cdot P_{SU}}{\zeta \cdot R_r \cdot T'_1} R_{c_i}^{\frac{1}{\gamma}} \quad (4)$$

onde

\dot{M}_R - Fluxo mássico de refrigerante [kg/s]

ζ - Fator de compressibilidade

P_{SU} - Pressão de entrada no compressor [kPa]

γ - relação de calores específicos

R_r - Constante particular dos gases ideais para o refrigerante

T'_1 - Temperatura de entrada no compressor isentrópico [K]

R_{c_i} - Relação de pressão do impulsor

Utilizando o balanço de energia para o compressor (impulsor e difusor) e somente para o impulsor, juntamente com equação do triângulo de velocidades na saída do impulsor, como mostrado na figura 2 e as equações (1), (3) e (4), tem-se:

$$Rc_i = \left[1 + \frac{\gamma-1}{2 \cdot \gamma} \cdot \frac{1}{\zeta \cdot R_r \cdot T'_1} \cdot \left(U^2 - \frac{\dot{V}_2^2}{A^2 \cdot \sin^2(\beta)} \right) \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (5)$$

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

$$\dot{W}_{Sh} = \dot{W}_{lo} + (1 + \alpha) \cdot W_{Ad} \quad (6)$$

onde

\dot{W}_{Sh} - Trabalho Eixo [kJ/kg]

\dot{W}_{lo} - constante de perdas, relacionado as perdas eletromecânicas [kJ/kg]

α - Fator de perdas

O acréscimo de temperatura é dado como se segue:

$$T'_1 = T_{SU} + \frac{W_{lo} + \alpha \cdot W_{Ad}}{Cp \cdot \dot{M}_R} \quad (7)$$

onde

Cp - Calor específico a pressão constante [kJ/kg-K]

T_{SU} - Temperatura de entrada no compressor [K]

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}_{lo} , uma vez que as perdas estão associadas somente ao processo envolvido no compressor.

Para utilização e avaliação do modelo faz-se necessário uma metodologia conforme descrito nos subitens abaixo.

3 METODOLOGIA DE DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS E AVALIAÇÃO DO MODELO

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

Para avaliação dos estados de saída utilizou as definições de gás ideal para um processo isentrópico, utilizando a definição de rendimento isentrópico para determinar a temperatura de saída do compressor. Pela definição do ASHRAE toolkit o calor específico envolvido no processo, é dado por.

$$Cp = \frac{h_{SU} - h_{EX}}{T_{SU} - T_{EX}} \quad (8)$$

onde:

h_{SU} - Entalpia de entrada no compressor [kJ/kg]

h_{EX} - Entalpia de saída do compressor [kJ/kg]

T_{EX} - Temperatura de saída do compressor [kJ/kg]

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

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 deste banco de dados. As curvas de operação do fabricante para compressores possuem no eixo das abscissas o fluxo mássico e no eixo das ordenadas 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.

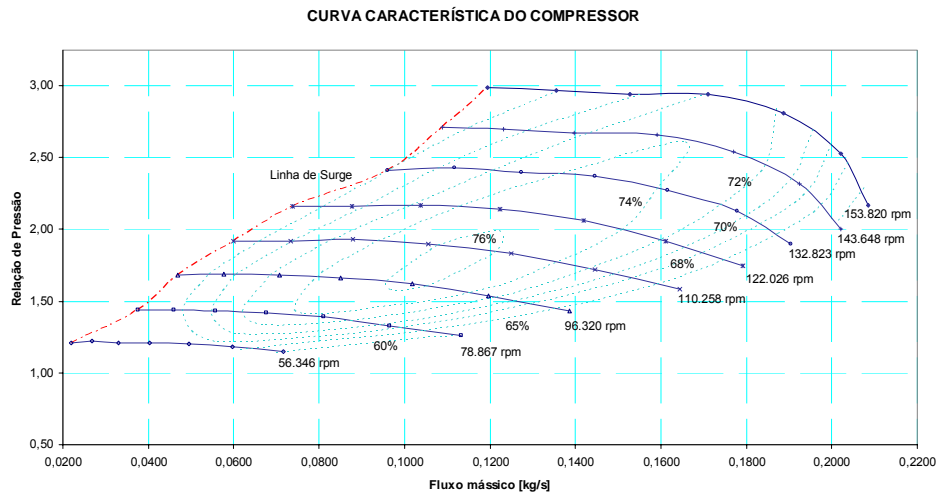


Figura 3 - Curva Característica do Compressor Estudado

De posse das considerações acima estabeleceu-se uma rotina para determinação dos parâmetros característicos do modelo utilizando a metodologia de mínimos quadrados para multivariáveis. Realizando as linearizações da equação (1), tem-se

$$\underbrace{\dot{W}_{Ad}}_Y = \underbrace{U^2}_{Ki} + \underbrace{\frac{U}{A \cdot \tan(\beta)}}_{Kii} \cdot \underbrace{\dot{V}_2}_X \quad (9)$$

No entanto, podemos observar que há necessidade de definir o fluxo volumétrico \dot{V}_2 , para tanto realizamos um cálculo iterativo da equação (9) com o modelo estabelecido pelas equações (1), (3) e (5). Além do cálculo iterativo realizado, admite-se que o valor de β está por volta 130° ou 2.269 rad, como estabelecido no ASHRAE Toolkit.

A relação entre o trabalho real e adiabático, para as diferentes velocidades de rotação, é mostrada na figura 4.

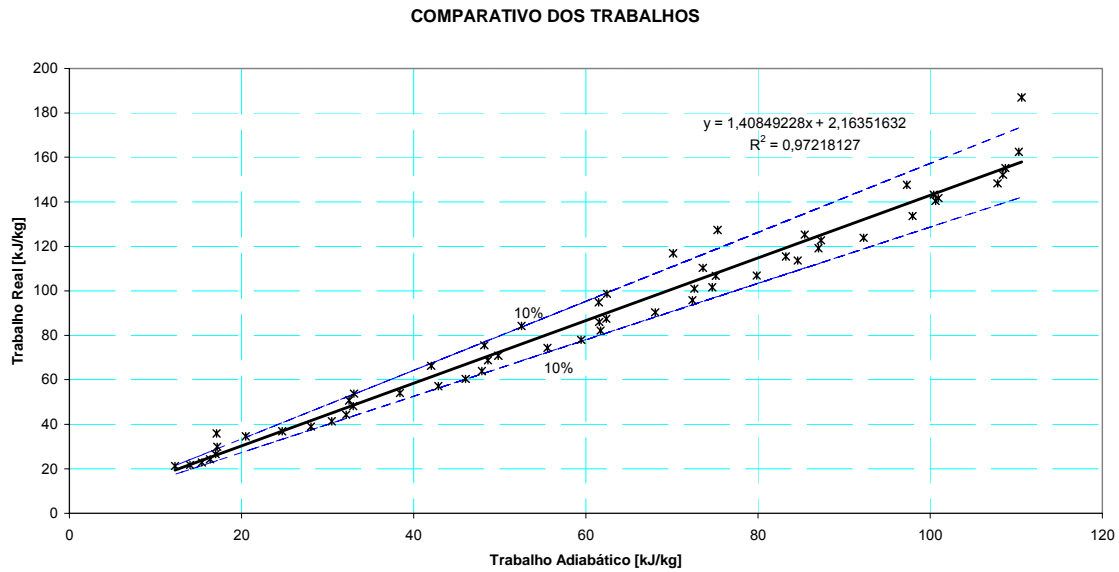


Figura 4 - Comparação entre o trabalho adiabático e eixo para diferentes rotações

A figura 4 mostra uma tendência de linearização dos pontos, com a maioria dos erros menores que 10%,. Desta forma pode-se ajustar a equação a uma reta e identificar de forma geral os termos de perdas estabelecidos na equação (5) e mostrados na tabela 1

Tabela 1: Parâmetros levantados para figura 4

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

Os resultados dos parâmetros A e D levantados pela linearização da equação (9) são mostrados nas figura 5.

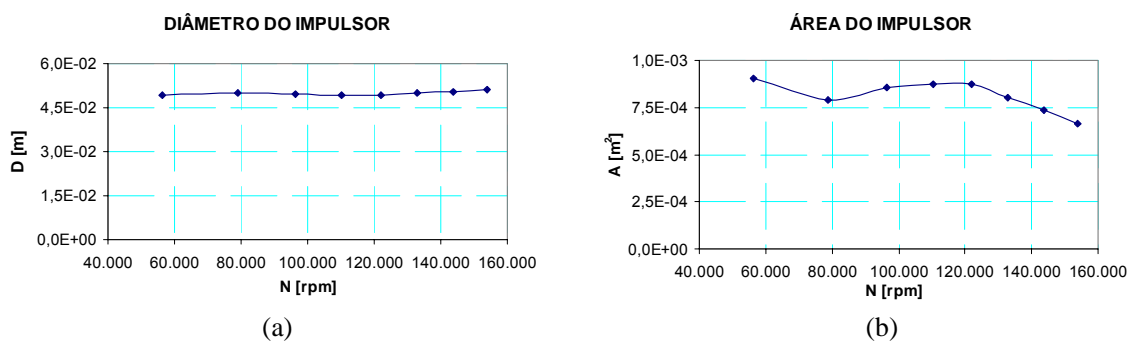


Figura 5 - Parâmetros levantados para o compressor

Na figura 5 observa-se que ocorre uma descontinuidade dos parâmetros característicos principalmente na primeira e na ultima rotação do compressor, o que pode evidenciar possíveis condições extremas de operação ou até mesmo perdas excessivas no compressor. No entanto observamos a tendência dos diâmetros para diferentes rotações se aproximar de um valor constante.

A avaliação dos resultados foi realizada utilizando os valores pontuais mostrados na figura 5. Compararam-se os resultados calculados pelo modelo com os mapas de operação fornecidos pelo fabricante. Para tanto desenvolvemos uma rotina de calculo baseada nas equações (1), (3), (4), (5), (6) e (7), fornecendo como dados de entrada o fluxo mássico e a rotação .

Os resultados do modelo são mostrados nas figura 6, 7 e 8.

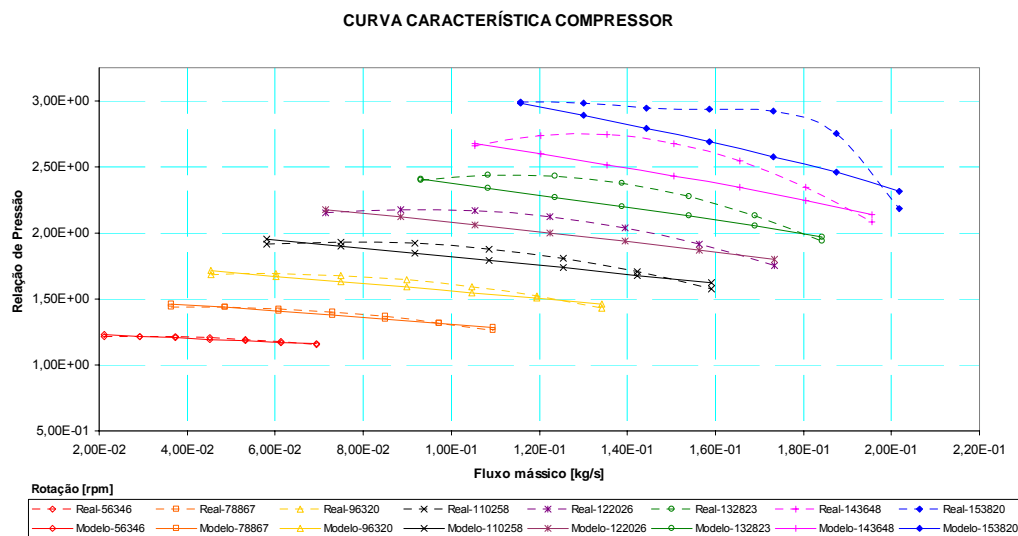


Figura 6 – Relação de pressão obtida pelo modelo e pelo mapa de operação.

A figura 6 mostra a comparação da relação de pressão em função do fluxo de massa, obtidos 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 a dificuldade do modelo em prever os problemas de compressibilidade quando temos altos fluxos de massa.

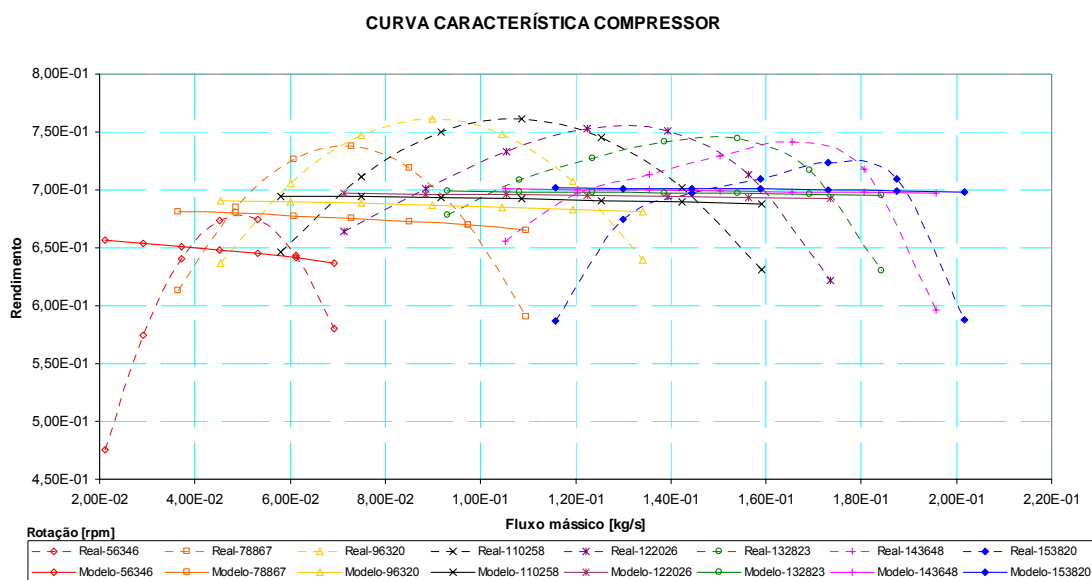


Figura 7 - Rendimento obtido pelo modelo e pelo mapa de operação.

A figura 7 mostra a comparação do rendimento em função do fluxo de massa, obtidos entre modelo e as curvas de operação do fabricante do compressor estudado. Observa-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, estas perdas podem ser mais significativas quando comparadas com as perdas envolvidas no processo do compressor.

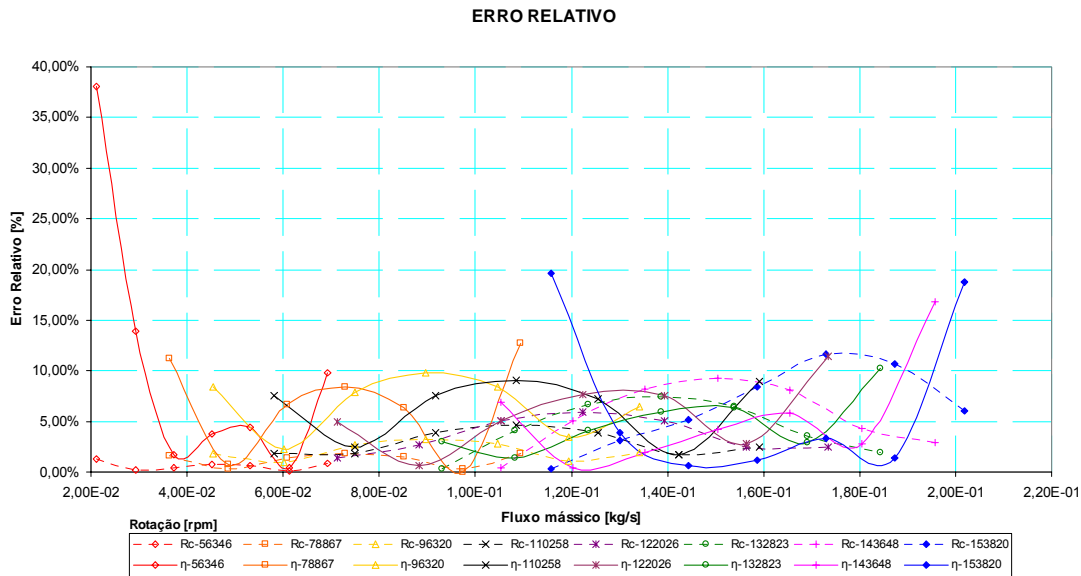


Figura 8 – Erros relativos obtidos pelo modelo para a relação de pressão e rendimento

A figura 8 mostra os erros relativos obtidos na determinação da relação de pressão e rendimento. Observa-se claramente que os erros detectados no rendimento (ver linhas contínuas), são bem mais elevados que os erros obtidos na determinação da relação de pressão (ver linhas pontilhadas). Desta forma como a modelagem envolve um cálculo iterativo entre as equações (1) e (5), pode-se concluir que os erros na obtenção da relação de pressão estão diretamente relacionados aos erros do cálculo do rendimento, que por sua vez dependem da velocidade C_2 de saída do rotor. Os erros envolvidos na sua maioria apresentam-se menores que 10%, com pontos localizados de erros nas curvas de alto rendimento, maiores que 20%, o que pode estar vinculado a possíveis erros na metodologia usada na determinação dos parâmetros.

Como mostrado nas figuras 6 e 7, o modelo do ASHRAE toolkit não caracteriza bem o comportamento dos compressores centrífugos utilizados em turbocompressores de utilitários no Brasil, apesar da maioria dos erros serem menores de 10%. No entanto há uma potencialidade muito grande nesta metodologia pela simplicidade apresentada pelo modelo quando comparada até mesmo como outras metodologias semi-empíricas.

4 CONCLUSÕES

Como apresentando neste trabalho o modelo proposto no ASHRAE Toolkit para compressores centrífugos, utilizados em sistemas de refrigeração, apresentou na maioria dos pontos, erros da ordem de, 10% para o rendimento e relação de pressão, com alguns pontos extremos de erros acima dos 20%, quando aplica-se o modelo a compressores centrífugos utilizados em utilitários no Brasil. No entanto, o que limita o uso desta metodologia para caracterizar a modelagem de compressores centrífugos, é o comportamento linear do rendimento calculado pelo modelo proposto, uma vez que o comportamento físico é praticamente parabólico, além da não contabilização dos efeitos compressíveis devido as altas taxas de fluxo e velocidades de saída do impulsor presentes nas altas rotações. Estaremos apresentando correções deste modelo em trabalhos posteriores que melhoram o comportamento deste tipo de modelagem.

5 AGRADECIMENTOS

Ao órgão de fomento à pesquisa, CAPES e ao Laboratório de Energia e Sistema Térmicos da Universidade Federal de Uberlândia (UFU).

6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

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.

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

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.

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.

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

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.

7 DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

EVALUATION OF SEMI-EMPIRICAL MODEL FOR CENTRIFUGAL COMPRESSOR PROPOSED BY ASHRAE DOCUMENT T.C. 4.7

Martins, G.

School of Mechanical Engineering, Federal University of Uberlândia
Uberlândia MG, Brazil gmartins@mecanica.ufu.br

Mendonza, O. S. H.

School of Mechanical Engineering, Federal University of Uberlândia
Uberlândia MG, Brazil –oscarhm@mecanica.ufu.br

Melo, C. M. T

School of Mechanical Engineering, Federal University of Uberlândia
Uberlândia MG, Brazil –cmtmelo@mecanica.ufu.br

Carossi, G. A. B

School of Mechanical Engineering, Federal University of Uberlândia
Uberlândia MG, Brazil –gabcarossi@mecanica.ufu.br

Abstract: Industrial use of small turbochargers similar to those used by the automotive industry, needs a modeling effort in order to do a better use of this technology. In this work it is made an analysis of the semi empirical model proposed by the ASHRAE document T.C.4.7 applied to turbochargers fabricated in Brazil, comparing its behavior with that shown in curves given by the manufacturer. The ASHRAE model requires the identification of parameters like rotor diameter,

exhaust area and exhaust flow angle. It was implemented a minimum square convergence technique in the parameter identification procedure, that shows to be more efficient than that proposed by ASHRAE document. Results obtained show discrepancies at high rotations, specifically in determination of efficiency curves ,some observation were made about the limits impose by this type of modeling, and lacks presented by the model.

Keyword: Modeling, Semi-Empirical, Turbomachine.