

## Modelos de simulação de turbinas a vapor e sua aplicação em sistemas de geração de potência

### **Cirilo Seppi Bresolin**

Departamento de Engenharia Mecânica – UFRGS  
Rua Sarmiento Leite, 425. 90050-170 – Porto Alegre – RS.  
[cirilobresolin@hotmail.com](mailto:cirilobresolin@hotmail.com)

### **Paulo Smith Schneider**

Departamento de Engenharia Mecânica – UFRGS  
Rua Sarmiento Leite, 425. 90050-170 – Porto Alegre – RS.  
[pss@mecanica.ufrgs.com.br](mailto:pss@mecanica.ufrgs.com.br)

### **Horácio Antônio Vielmo**

Departamento de Engenharia Mecânica – UFRGS  
Rua Sarmiento Leite, 425. 90050-170 – Porto Alegre – RS.  
[vielmoh@mecanica.ufrgs.br](mailto:vielmoh@mecanica.ufrgs.br)

### **Francis Henrique Ramos França**

Departamento de Engenharia Mecânica – UFRGS  
Rua Sarmiento Leite, 425. 90050-170 – Porto Alegre – RS.  
[fFranca@mecanica.ufrgs.br](mailto:fFranca@mecanica.ufrgs.br)

Resumo: Este trabalho tem o objetivo de simular modelos de turbinas a vapor operando em cargas parciais juntamente com os diferentes modos de controle. Emprega-se uma turbina com eficiência isentrópica variável em função da carga. Os modelos de Schegliáiev e Stodola, que relacionam os níveis de pressão e a taxa de massa de vapor são comparados. Os modos de operação propostos são: a) Pressão deslizante; b) Válvula de estrangulamento; c) Válvulas de bocais. Como conclusão, tem-se que os modelos de Stodola e Schegliáiev conduzem a resultados muito próximos e que os modos de operação por válvulas estabelecem limites teóricos para a operação de turbinas. O controle por pressão deslizante é o mais eficiente para cargas próximas da situação de projeto.

Palavras-chaves: Turbinas a vapor, carga parcial, eficiência isentrópica, Schegliáiev, Lei da Elipse de Stodola.

### **1. Introdução**

Um desafio constante em programas de simulação de sistemas térmicos é a predição do seu comportamento em regimes de carga parcial. A eficiência variável de diferentes dispositivos e equipamentos passa a responder pela viabilidade econômica do sistema estudado, e nem sempre o comportamento é evidente. Alguns dispositivos têm sua carga máxima limitada no ponto correspondente à máxima eficiência, como no caso de turbinas a vapor e grupos moto-geradores para co-geração, mesmo que na verdade esses equipamentos possam produzir ainda potências maiores em regiões de eficiência decrescente. Também são conhecidos os comportamentos de grupos de refrigeração de água (*chillers*), onde a eficiência é maior em cargas médias.

As usinas termoeletricas que operam em ciclos de Rankine têm uma carga mínima determinada pelas características do gerador de vapor e do combustível empregado, que normalmente situa-se entre 50 a 60% da carga máxima. Entretanto, elas são dimensionadas para operar a partir desse valor até a carga máxima, também chamada de condição de projeto. No caso brasileiro, a determinação do regime de trabalho é dada pela demanda requisitada pelo sistema elétrico em um dado instante.

A turbina a vapor representa um importante componente do sistema, por sua função de dispositivo transformador de energia e pelas alterações nas variáveis de operação da planta. Diversas estratégias de controle são empregadas, envolvendo o acoplamento de toda a região de alta pressão do circuito.

O presente artigo discute os modelos mais conhecidos na literatura, tais como o de eficiência isentrópica constante (Van Wylen, 1995), o uso de analogias de bocais de Schegliáiev (1978) e a Lei de Elipse de Stodola (Cooke, 1985). Esses modelos são frequentemente empregados em programas de simulação, tais como o IPSEPro (Simtech, 2000) e o GateCycle (Enter Software Inc., 1995), entre outros. As estratégias de controle para cargas parciais também serão discutidas a partir da simulação de um caso

proposto de geração de potência por um conjunto de 4 grupos de turbinas, submetido à variação de cargas, com diferentes estratégias de controle e acoplamento com o gerador de vapor.

## 2. Fundamentação

A representação da expansão do fluido de trabalho em uma turbina a vapor é feita através da noção de eficiência isentrópica, que corrige a potência gerada  $\dot{W}$  [kW], em uma expansão ideal, adiabática e sem atrito, como segue:

$$\dot{W} = \sum_{i=1}^n \eta_i \dot{m}_i (h_{1i} - h_{2i}) \quad (1)$$

onde  $\dot{m}$  é a taxa de massa de vapor [kg/s] e  $h_1$  e  $h_2$  são as entalpias de entrada e saída respectivamente [kJ/kg] de cada grupo  $i$  de um total de  $n$  grupos que formam a turbina. A eficiência isentrópica  $\eta_i$  de cada grupo é definida pela razão de diferenças de entalpias

$$\eta = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad (2)$$

onde  $h_{2s}$  é a entalpia na saída da turbina se a expansão fosse isentrópica. A eficiência isentrópica contabiliza as perdas por atrito em mancais e vedações, perdas de carga devido ao escoamento do vapor, trocas térmicas para o ambiente, etc. Todas essas perdas possuem um modelo particular para serem avaliadas, mas isso é particularmente interessante na fase de projeto de uma turbina, onde esses efeitos podem ser alterados. Entretanto, a eficiência isentrópica é uma opção prática para quando se deseja simular o seu funcionamento da turbina, pois leva em conta todos esses desvios, e fará parte dos modelos apresentados no presente trabalho.

Os modelos mais simples assumem um comportamento constante da eficiência isentrópica, quer seja em função da carga demandada ou em função das pressões de operação. De fato, essa eficiência varia conforme mostra a curva que segue:

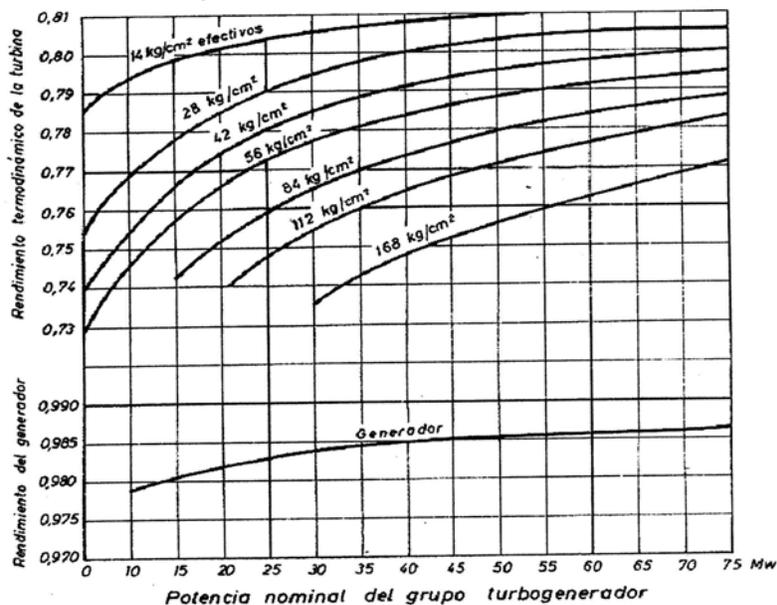


Figura 1- Eficiência isentrópica de uma turbina para diferentes cargas e pressões

As turbinas de condensação operam entre dois estados do vapor: de um lado a admissão, com temperatura e pressão oriundas do gerador de vapor, e a descarga, com o estado ditado pelas condições reinantes no condensador. Essa última condição ancora a operação do ciclo em uma temperatura de condensação e é responsável pela determinação do estado da descarga do vapor. Já pelo lado da admissão, há o interesse de se manter a temperatura do vapor constante e a mais elevada possível, já que a diferença das temperaturas de admissão e de descarga determinam a eficiência teórica do ciclo. Em aplicações de geração de energia elétrica, onde a velocidade da turbina é sempre constante, a variação de sua carga de operação se faz usualmente pela variação da taxa de massa de vapor (Gill, 1984), o que resulta na variação da pressão de admissão, e por conseguinte, fazendo com que todas as pressões intermediárias nos grupos também variem. A predição dessas pressões passa a ser o objetivo dos modelos que serão apresentados a seguir.

### 3. Modelo de Schegliáiev

Apresenta uma relação para a taxa de massa de vapor e as pressões de admissão e descarga para operação em carga parcial, baseada em valores de operação nominal, ou de projeto (Paz, 2002). A partir da analogia de escoamento em bocais, Schegliáiev (1978) desenvolveu uma expressão para operação em carga parcial que relaciona a taxa de massa  $\dot{m}$  [kg/s], pressões  $p$  [kPa] e temperaturas  $T$  [K] do vapor, como segue,

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_D} = \sqrt{\frac{(p_1^2 - p_2^2) - \sigma(p_1 - p_2)^2}{(p_{1D}^2 - p_{2D}^2) - \sigma(p_{1D} - p_{2D})^2}} \sqrt{\frac{T_{1D}}{T_1}} \quad (3)$$

onde o subíndice D é relativo às condições de projeto (*design*) e os subíndices 1 e 2 referem-se às condições de admissão e de descarga de um grupo, respectivamente. O fator  $\sigma$  é um número adimensional relacionado à razão de pressão crítica,

$$\sigma = \frac{\varepsilon_*}{1 - \varepsilon_*} \quad (4)$$

onde  $\varepsilon_*$  é definido como

$$\varepsilon_* = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k+1}} \quad (5)$$

sendo  $k$  o coeficiente isentrópico do processo.

Para turbinas de condensação com muitos estágios, o valor de  $\varepsilon_*$  tende a ser menor que 0,3, fazendo com que os termos  $\sigma(p_1 - p_2)^2$  e  $\sigma(p_{1D} - p_{2D})^2$  da Eq. (3) sejam negligenciados. Como a pressão de saída  $P_2$  é muito menor que a pressão de entrada, ela pode ser desconsiderada, e a Eq. (3) torna-se,

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_D} = \frac{p_1}{p_{1D}} \sqrt{\frac{T_{1D}}{T_1}} \quad (6)$$

Quando  $\varepsilon_* = \varepsilon_{crit} < 0,3$  pode-se usar a Eq. (6) para quaisquer valores de pressão de vapor. Caso contrário recomenda-se utilizar a equação (3) para  $p_2 / p_1 > \varepsilon_{crit}$ .

#### 4. Lei da Elipse de Stodola

Cooke (1985) apresenta a Lei de Stodola, baseada em um coeficiente constante de escoamento (*flow constant coefficient*), o qual é aplicado para extrações não controladas. Trata-se de um modelo empírico, onde o coeficiente de escoamento constante  $\phi$  é definido como,

$$\phi = \frac{\dot{m}}{\sqrt{\frac{p}{v}}} \quad (7)$$

onde  $p$  é pressão total de entrada [kPa] e  $v$  é o volume específico [ $\text{m}^3/\text{kg}$ ].

Considerando vários grupos de estágios com extrações não controladas, em cada um é aplicada a analogia como se fosse um único bocal  $i$ . A Elipse de Stodola determina que,

$$\phi_i \propto \sqrt{1 - \left(\frac{B_i}{p_i}\right)^2} \quad (8)$$

onde,  $B_i$  é a pressão estática na carcaça da turbina na saída para a extração [kPa],  $p_i$  é a pressão total de entrada de cada grupo [kPa]. Esta relação é válida somente para um numero infinito de estágios em cada grupo, mas é empiricamente comprovado que é válida para até 8 estágios com 50% de reação. A proporção na expressão (8) pode ser eliminada fazendo,

$$\frac{\phi_i}{\phi_{iD}} = \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{B_i}{p_i}\right)^2}}{\sqrt{1 - \left(\frac{B_{iD}}{p_{iD}}\right)^2}} \quad (9)$$

Rearranjando algebricamente a equação anterior, tem-se que

$$p_i = \frac{B_i}{\sqrt{1 - \phi_i^2 Y_{iD}}}, \quad (10)$$

onde  $Y_{iD} = \frac{p_{iD}^2 - B_{iD}^2}{p_{iD}^2 \phi_{iD}^2}$  é a constante de Stodola, é fixa para todas as cargas. O coeficiente de

escoamento  $\phi_i$  e  $\phi_{iD}$  seguem a forma da Eq. (7). Cooke (*op cit*) sugere que uma boa aproximação é feita igualando-se a pressão estática de saída de cada grupo  $B_i$ , com a pressão de entrada do grupo seguinte  $p_{i+1}$ .

#### 5. Operação e controle de carga na turbina

O conjunto de equações apresentado nos mostra que potencia gerada pela turbina depende da quantidade de massa de vapor que escoar e do salto de entalpia do vapor na turbina. A quantidade de vapor que escoar pela turbina é função da diferença de pressão entra a admissão e exaustão, modelo de Stodola e de Schegliáiev. O salto de entalpia na turbina é função da temperatura e pressão de admissão e exaustão. Como as condições na exaustão da turbina são determinadas pelo ambiente e a temperatura de admissão é mantida a mais alta possível para garantir o rendimento máximo do ciclo, a única variável para o controle da carga na turbina é a pressão de admissão, que modula a taxa de massa.

A variação da potência da turbina é obtida com o emprego dos seguintes sistemas: a) válvulas de estrangulamento (*full arc throttling*), que restringem a passagem de vapor diminuindo a pressão na admissão da turbina; b) sistema multiválvulas (*partial arc throttling*), composto por um sistema seqüencial válvulas que modulam a passagem do vapor para os bocais do primeiro estágio da turbina; c) pressão deslizante ou turbina-segure (*sliding pressure*), onde a vazão de vapor e a pressão são operadas pelo

conjunto gerador de vapor e bomba principal de alimentação e d) entrada de vapor adicional por derivação em estágios posteriores, empregado normalmente para permitir sobrecargas de potência.

A regulação por estrangulamento garante a manutenção da pressão do gerador de vapor em níveis constantes, mesmo com a variação da carga. No sistema multiválvulas, existe uma queda de temperatura do vapor devido à sua expansão, sendo essa queda superior àquela verificada no sistema anterior, o que acarreta a redução da eficiência do ciclo. Daí o interesse em operar-se o sistema em pressão deslizante, onde a temperatura de admissão é mantida constante durante a operação.

O esquema de solução para os três modos de controle obedece à carga parcial solicitada, e o conjunto de equações é esquematicamente apresentado a seguir.

$$\dot{W} = \eta \dot{m} [h_1(p_1, T_1) - h_2(p_2, T_2)] \quad (11)$$

$$\dot{m} = f(p_1, T_1) \quad (12)$$

$$\eta = f(\dot{m}) \quad (13)$$

$$\eta = \frac{h_1(p_1, T_1) - h_2(p_2, T_2)}{h_1(p_1, T_1) - h_{2s}(p_2, s_1)} \quad \text{onde } s_1 = f(p_1, T_1) \quad (14)$$

A Eq. 11 informa a carga de operação. Para todos os casos simulados, a Eq. 12 representa genericamente a relação de taxa de massa com a pressão dada pelos modelos propostos de Schegliáiev ou de Stodola. A Eq. 13 é uma curva de ajuste da eficiência isentrópica, como mostrado na Fig. 1 e na Fig. 3, mais adiante nesse texto. Finalmente, a Eq. 14 faz o fechamento do sistema.

O procedimento mais simples é aquele da pressão deslizante, pois a temperatura de admissão do vapor  $T_1$  é prescrita. Na operação por estrangulamento, a entalpia  $h_1$  nas equações 11 e 14 passa a ser um dado do problema, pois a expansão do vapor na válvula se dá idealmente de forma isentálpica. Finalmente, o controle por meio de válvulas de bocais impõe que a entropia  $s_1$  é conhecida e prescrita.

As propriedades termodinâmicas são calculadas a partir da formulação IAPWS-IF97 (Wagner et al, 2000) e estão disponíveis no site [www.geste.mecanica.ufrgs.br/eng03025/index.htm](http://www.geste.mecanica.ufrgs.br/eng03025/index.htm) na forma de licença pública geral (GLP).

## 6. Modelo simulado

Para testar as diferentes formulações apresentadas, propõe-se um arranjo composto por uma turbina de 4 grupos, Fig. 2, com um reaquecimento e duas extrações.

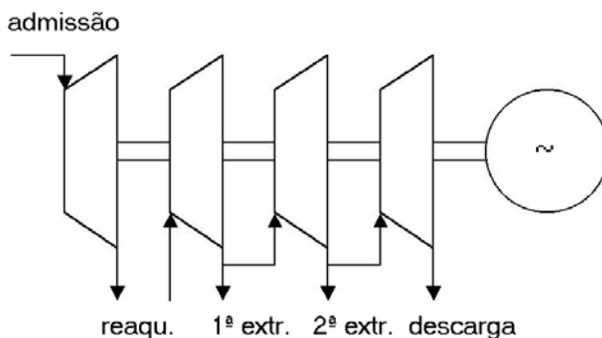


Figura 2 – Modelo da turbina usado na simulação

Operando em condições de projeto, ela gera 160 MW, com uma pressão de admissão de vapor de 18 MPa a uma temperatura de 530 °C. O condensador, para uma dada condição ambiental, tem uma pressão no lado do vapor de 0,02 MPa. Assim, a turbina consome 130,8 kg/s de vapor, admitindo-se uma eficiência isentrópica de 0,8 (Fig. 3) para todos os grupos. No reaquecimento, a temperatura do vapor é elevada até a

temperatura de admissão no primeiro grupo. Nas extrações, a quantidade de vapor extraído é de 8% da quantidade total de vapor que escoo pelo grupo. A carga foi variada entre os limites de 40% até 100%, mesmo sabendo-se que muitas plantas não operam a cargas abaixo de 50%, em função da queda de rendimento ou de limitações do gerador de vapor. Admite-se também que o estado do vapor na saída de um grupo será igual ao estado na admissão do grupo subsequente. Os dados apresentados até aqui foram tomados como condições de projeto para a simulação dos regimes em carga parcial.

A implementação foi feita em FORTRAN90 (www.compaq.com), empregando a rotina de solução de sistemas não lineares *DNEQNF*, que utiliza o método de Powell.

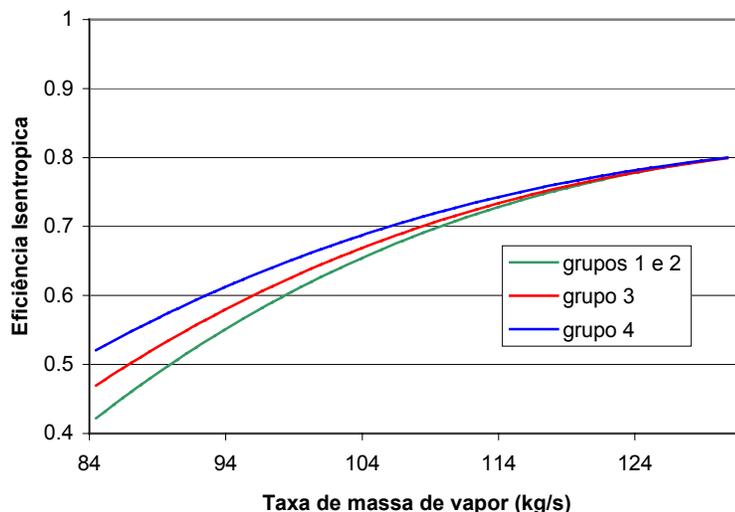


Figura 3 – Eficiência isentrópica em função da taxa de massa para a turbina modelada

Os casos simulados reproduzem os seguintes esquemas de controle:

- Pressão deslizante. A temperatura de admissão é mantida constante com a carga.
- Válvula de estrangulamento. O rebaixamento da pressão se dá em uma transformação isentálpica.
- Válvula de bocais. O rebaixamento da pressão se dá em uma transformação isentrópica.

## 7. Resultados

A figura a seguir mostra que os resultados da simulação da pressão de admissão do vapor em regime de carga parcial pelos modelos de Schegliáiev e de Stodola têm aproximadamente o mesmo comportamento. A diferença máxima observada é de cerca de 2%, no ponto de menor carga parcial, o que garante o emprego de ambos os modelos. O modelo de Schegliáiev se mostrou melhor do ponto de vista computacional, pois tem uma convergência mais fácil, e foi escolhido para rodar os próximos casos desse artigo.

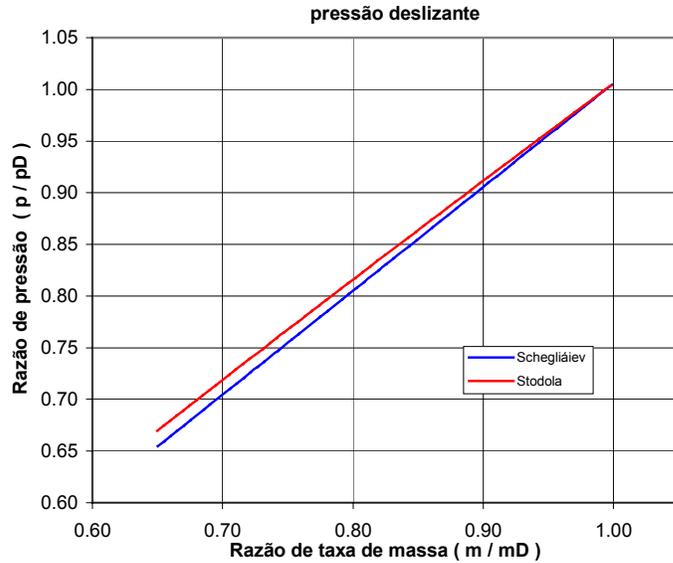


Figura 4 – Relação entre pressão de admissão e massa de vapor, relativas às condições de projeto.

Observa-se que há um comportamento linear em ambos os modelos, que pode ser compreendido pela inspeção da Eq. 3, do modelo de Schegliáiev. Os resultados de simulação mostram que a diferença  $(p_1 - p_2)$  é muito próxima de  $(p_{1D} - p_{2D})$  para todos os grupos, e como a temperatura de admissão  $T_1$  é mantida constante, e igual à de projeto, os termos não lineares guardam uma proporção praticamente constante.

A Fig. 5 mostra a dependência da pressão de admissão com a carga para os diferentes modos de controle.

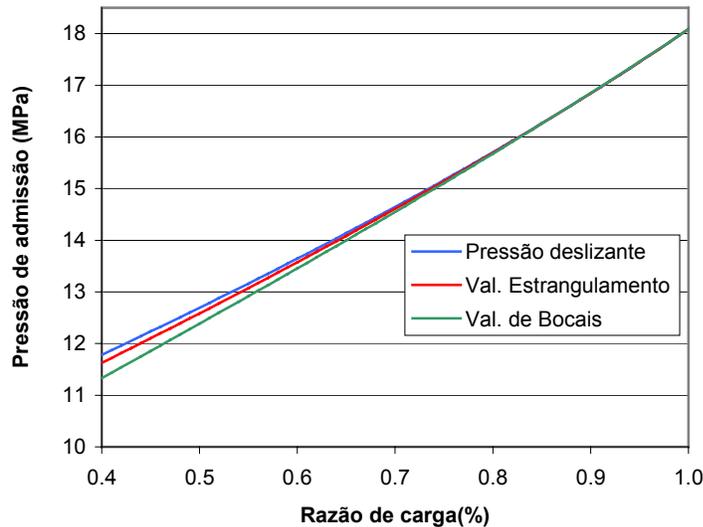


Figura 5 – Pressão de admissão em função da carga para três modos de controle pelo modelo de Schegliáiev.

No controle por pressão deslizante, o modelo encontra diretamente a pressão de admissão para a carga desejada, mantendo sempre a temperatura de admissão do vapor constante, característica dessa estratégia de controle. Quando se emprega o controle por estrangulamento ou por bocais, o mesmo

procedimento de cálculo das pressões é empregado, mas ao final percebe-se que a pressão de admissão é sempre inferior do que a de pressão deslizando. Assim como no caso anterior, a diminuição da pressão de admissão com a carga é praticamente linear. A diferença se acentua quando o sistema opera em direção das cargas parciais reduzidas.

A Fig. 6 mostra a variação da temperatura de admissão do vapor com a carga. Ela é mantida constante no modo de pressão deslizando, mas sofre rebaixamentos nos dois outros modos, sendo que o mais significativo acontece na válvula de bocais.

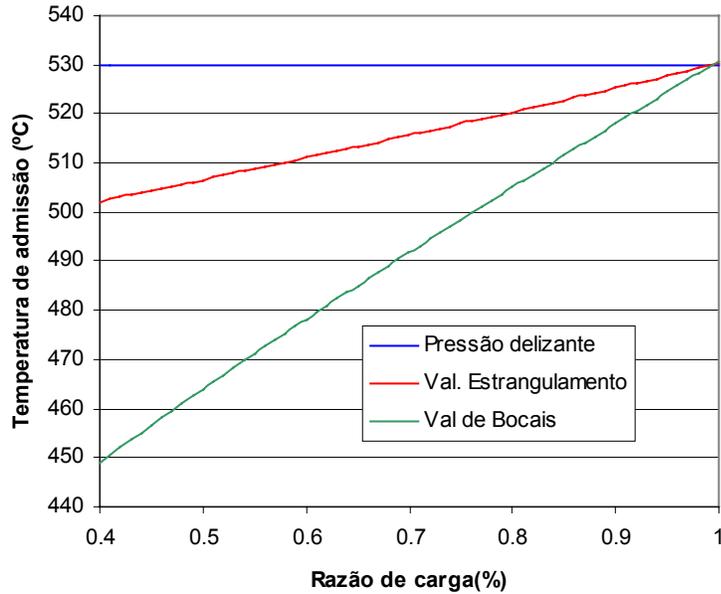


Figura 6 – Temperatura de admissão do vapor em função da carga.

A figura seguinte mostra o comportamento da temperatura de exaustão, que aumenta com a diminuição da carga.

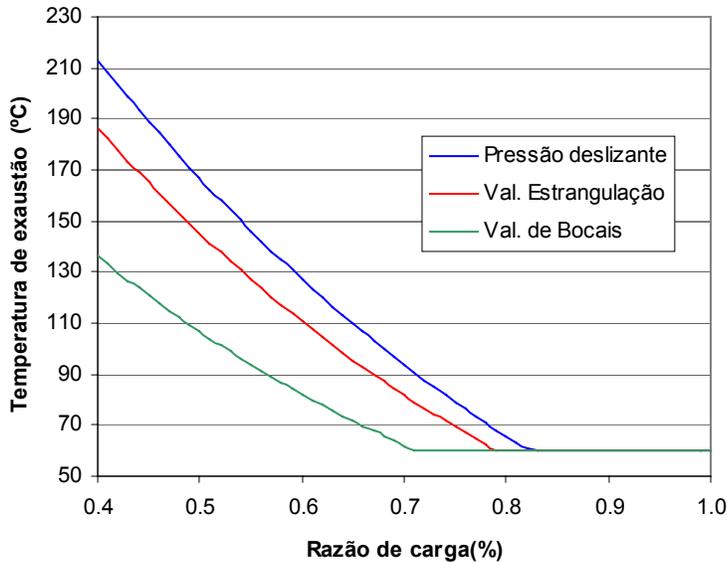


Figura 7 – Temperatura de exaustão do vapor em função da carga

Quando a temperatura de exaustão fica muito elevada, injetores de água são acionados para que não chegue vapor superaquecido no condensador. Por isso, torna-se interessante a operação com controle por válvulas de bocais para diminuir o superaquecimento do vapor no condensador.

Isso se deve ao fato que a diminuição da pressão de admissão em regimes de baixa carga, como foi visto na Fig.5, leva a um processo de expansão que se desloca para a direita no diagrama T-s, como mostra a Fig. 8.

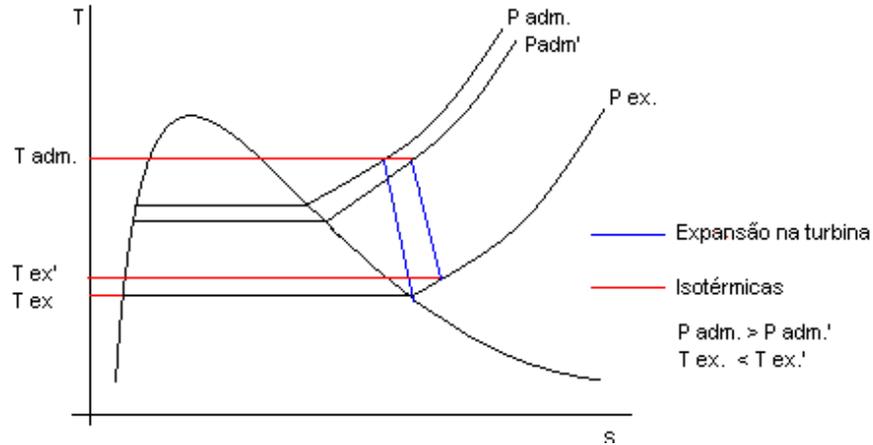


Figura 8 - Diagrama T-s representando a expansão na turbina para duas pressões de admissão diferentes, seguindo um processo isotérmico.

Deve-se observar que o modo de operação por válvula de bocais foi modelado como sendo isentrópico, com eficiência isentrópica igual a 1. Já o modo de operação por válvula de estrangulamento foi modelado como sendo isentalpico, com eficiência isentrópica igual a 0. Ambos representam situações ideais, levando a resultados que expressam limites teóricos. Na realidade, os resultados desses modos de operação devem se aproximar, pois as eficiências estão em alguma posição intermediária.

A Fig. 9 mostra a eficiência de Carnot para um ciclo térmico que fosse equipado com a turbina modelada nesse trabalho.

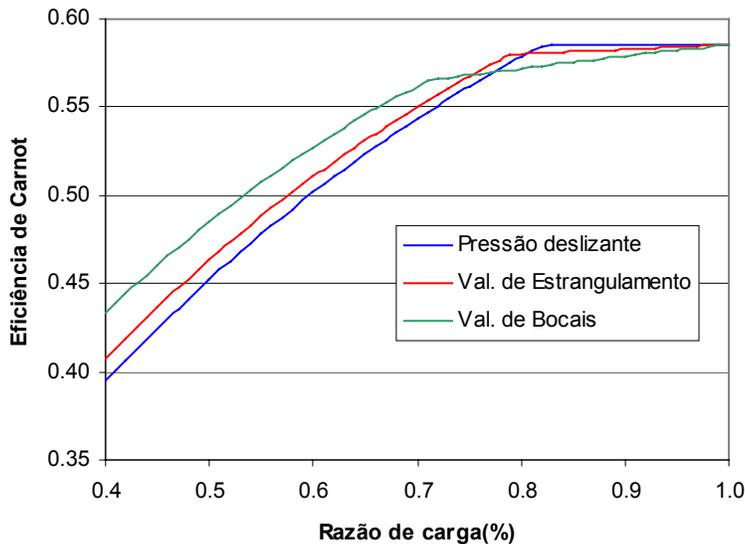


Figura 9 – Eficiência de Carnot para os modos de operação.

Observa-se que para cargas abaixo de 75%, eficiência de Carnot para o ciclo seria maior se operado por válvula de bocais. Para cargas acima de 80%, a maior eficiência é dada operando-se por pressão deslizante. E para a faixa intermediária deve-se operar por válvula de estrangulamento. Como os modos de operação por válvula são limites teóricos, pode-se dizer que quando o vapor na exaustão está saturado deve-se operar por pressão deslizante e quando seu estado é superaquecido deve-se operar por válvulas.

## **8. Conclusão**

O presente trabalho sintetiza um modelo de simulação de turbinas a vapor operando em regime de cargas parciais, com o cálculo das pressões de admissão nos diferentes grupos por meio de dois modelos encontrados na literatura. Os modelos de Schegliaiev e de Stodola, que relacionam as pressões com a taxa de massa de vapor, apresentam resultados muito próximos, mesmo sendo o primeiro teórico e o último empírico.

A simulação em diferentes modos de controle de carga foi capaz de reproduzir os efeitos de variação de pressão e temperatura, tanto na admissão como na exaustão. A modelagem das válvulas de estrangulamento como sendo isentrópicas e as de bocais como isentálpicas levou à definição de casos limite de operação.

Foi feita uma análise de rendimento por um ciclo teórico de Carnot, e observou-se que o modo de operação por válvulas, de estrangulamento ou de bocais, é mais eficiente quando o vapor na exaustão está superaquecido, o que acontece em regimes de carga muito baixos. Entretanto, para regimes próximos da carga de projeto, a operação por pressão deslizante é a mais indicada.

## **9. Agradecimentos**

Os autores gostariam de manifestar o seu agradecimento pelo suporte financeiro concedido pela ANEEL-CGTEE-UFRGS, Projeto 4, 2002-2003 e a toda equipe de engenheiros e técnicos da CGTEE responsáveis pelo acompanhamento e discussão dos trabalhos realizados.

## **10. Referências bibliográficas**

- Cooke, D. H., 1985, "On Prediction of Off Design Multistage Turbine Pressure by Stodola's Ellipse", Trans. ASME, **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, 107, pp. 596 – 606.
- Enter Software Inc., 1995 "Gate Cycle", User's Guide, Merlo Park, USA.
- Gill, A.B., "Power Plant Performance", Butterworths and Co(Publishers) Ltd, 1984
- Wagner, W., Cooper, J. R., Dittmann, A., Kijima, J., Kretschmar, H. J., Kruse, A., Mares, R., Ogushi, K., Sato, H., Stöcker, I., Sifner, O., Takaishi, Y., Trübenbach, J., Willkommen, Th., 2000, "IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power - ASME, Vol 122, pp 150 - 182.
- Paz, A.E.C., 2002, "Simulação de Sistemas Térmicos de Potência para Geração de Energia Elétrica", Dissertação de Mestrado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PROMEC-UFRGS, Porto Alegre
- Schegliaiev A.V., "Turbinas de Vapor", Mir, Moscou, 1978.
- Simtech, 2000, "IPSE Pro Porcess Simulator", User Documentation: Programa Modules and Model Libraries, Simtech Simluation Technology ( [www.simtechnology.com](http://www.simtechnology.com) )
- Van Wylen, G., Sonntag, R, e Borgnakke, C, "Fundamentos da Termodinâmica Clássica", Editora Edgard Blücher Ltda., São Paulo, 1995

## **APPLICATION OF STEAM TURBINES SIMULATION MODELS IN POWER GENERATION SYSTEMS**

Cirilo Seppi Bresolin  
Department of Mechanical Engineering – UFRGS  
Rua Sarmiento Leite, 425. 90050-170 – Porto Alegre – RS.  
[cirilobresolin@hotmail.com](mailto:cirilobresolin@hotmail.com)

Paulo Smith Schneider  
Departamento de Engenharia Mecânica – UFRGS  
Rua Sarmiento Leite, 425. 90050-170 – Porto Alegre – RS.  
[pss@mecanica.ufrgs.com.br](mailto:pss@mecanica.ufrgs.com.br)

Horácio Antônio Vielmo  
Departamento de Engenharia Mecânica – UFRGS  
Rua Sarmiento Leite, 425. 90050-170 – Porto Alegre – RS.  
[vielmoh@mecanica.ufrgs.br](mailto:vielmoh@mecanica.ufrgs.br)

Francis Henrique Ramos França  
Departamento de Engenharia Mecânica – UFRGS  
Rua Sarmiento Leite, 425. 90050-170 – Porto Alegre – RS.  
[frfranca@mecanica.ufrgs.br](mailto:frfranca@mecanica.ufrgs.br)

**Abstract:**

The goal of this work is to simulate partial load operation of steam turbines in different controlling modes. An isentropic efficiency function is associated to a specific steam turbine. The Schegliáiev and the Stodola's Ellipse Law, relating levels of pressure with mass flow, are compared. The proposed operational modes are: a) sliding pressure; b) throttling valve; c) nozzle valve. As a conclusion, Schegliáiev and Stodola's models leads to very similar results and the operational modes by valves establishes theoretical limits of operation for steam turbines. The sliding pressure control is more efficient considering design operation.

Key-words: steam turbines, partial loads, isentropic efficiency, Schegliáiev, Stodola's Ellipse Law