5 Simulação do sistema de cogeração

Para simular numericamente o comportamento do sistema foram realizados testes experimentais com a finalidade de levantamento de parâmetros relevantes de desempenho e comparação com os resultados numéricos obtidos. Os testes experimentais foram realizados com o uso da água quente da cogeração nos chuveiros, representado por um consumo especificado. Os testes foram realizados sob diferentes condições de carga da microturbina, ou seja, 100, 75, 50 e 25% da potência elétrica de saída.

As simulações numéricas foram realizadas para condições de carga da microturbina semelhantes às dos testes experimentais. Através deles foi possível detectar os regimes dos componentes do sistema, e de acordo com uma análise termodinâmica, foram desenvolvidos modelos que representaram o sistema de cogeração para diferentes condições em que possa estar submetido, por exemplo: temperatura ambiente e vazão da água para consumo.

A prévia validação da simulação numérica foi avaliada mediante confronto dos valores dos resultados numéricos com os experimentais. As futuras simulações objetivaram analisar o desempenho da cogeração, que de acordo com a sua aplicação, auxiliaram no estudo da viabilidade econômica da cogeração proposta.

O sistema em estudo foi representado conforme o diagrama da Fig. 37. Considerou-se para análise do sistema de cogeração as seguintes hipóteses:

- a) Regime permanente para a URC (Unidade recuperadora de calor);
- b) Fluxo de massa constante para os fluidos de trabalho;
- c) Mistura e temperatura homogêneas dentro do reservatório térmico;
- d) Reservatório térmico adiabático;
- e) Trabalho da bomba desprezível em relação à energia térmica transferida:
- f) Variação das energias cinética e potencial desprezada.

As simulações foram modeladas conforme o elucidado a seguir:

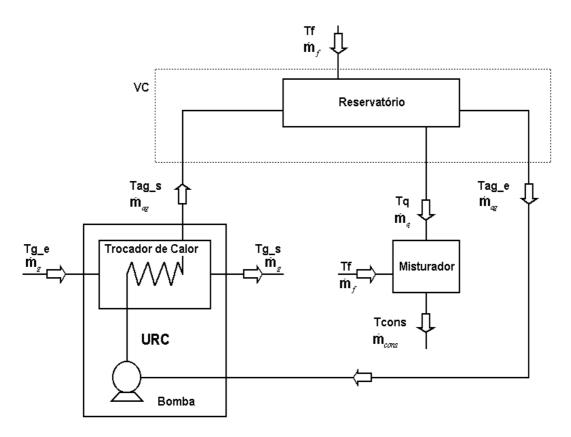


Figura 37 - Diagrama do sistema de cogeração - simulação

5.1 Simulação do sistema de cogeração sem consumo – modelo 1

O primeiro modelo, considerado como básico, foi desenvolvido a partir de uma análise termodinâmica no volume de controle do sistema, conforme mostrado na Fig. 37, constituído pelo reservatório térmico junto com o circuito, e considerados como adiabáticos para a análise. Nesta etapa foi observado somente o processo de aquecimento da água de circulação, onde a variação de energia ao longo do tempo foi determinada, de acordo com o balanço de energia, pela seguinte equação:

$$C_{max}T_{ag_s} - C_{max}T_{ag_e} = \frac{dU}{dt}$$
 Eq. (136)

$$C_{max} = \dot{m}_{ag} c_{p_{-}ag}$$
 Eq. (137)

Onde:

 T_{ag_e} : temperatura de entrada da água na URC;

 T_{ag_s} : temperatura de saída da água na URC;

 C_{max} : taxa da capacidade térmica máxima representada pelo produto do fluxo de massa da água que circula na unidade recuperadora de calor com o seu

calor específico à pressão constante calculada pela equação obtida pelo ajuste de curva do software $\operatorname{Excel}^{\scriptscriptstyle{\circledcirc}}$, Apêndice 5, com a temperatura média das temperaturas de entrada e saída da água - $(T_{ag_s} + T_{ag_e})/2$.

5.2 Simulação do sistema de cogeração com consumo – modelo 2

Para a análise deste modelo utilizou-se o mesmo volume de controle idealizado no modelo 1, Fig. 37, agora com um consumo de água quente a uma dada temperatura e fluxo de massa junto com a realimentação de água fria no reservatório térmico. Então, de acordo com o balanço de energia no volume de controle, tem-se o seguinte desenvolvimento:

$$C_{max}T_{ag_s} - C_{max}T_{ag_e} + C_fT_{amb} - C_qT_{ag_e} = \frac{dU}{dt}$$
 Eq. (138)

$$C_f = \dot{m}_f c_{p_- ag}$$
 Eq. (139)

$$C_q = \dot{m}_q c_{p_- ag}$$
 Eq. (140)

Onde:

 T_{amb} : temperatura ambiente da água de entrada no reservatório;

 C_f : taxa da capacidade térmica da água fria representada pelo produto do fluxo de massa da água fria de entrada no reservatório com o seu calor específico à pressão constante;

 C_q : taxa da capacidade térmica da água quente representada pelo produto do fluxo de massa da água quente de saída no reservatório com o seu calor específico à pressão constante.

Para o consumo de água quente aplicado no uso do chuveiro, foi desenvolvido um modelo, que através de um balanço de energia no misturador (regime permanente), Fig. 38, possibilitou determinar a demanda de água quente na cogeração de acordo com a demanda da água de consumo (mistura) no chuveiro. Para o modelo considerou-se apenas a variação de energia interna das substâncias envolvidas na demanda da água de consumo, m_{cons} , ou seja, a entrada da massa de água quente, m_q , saindo do reservatório, junto com a massa de água fria, m_f , entrando no misturador.

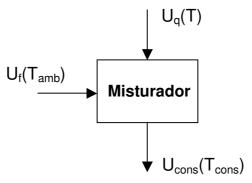


Figura 38 - Diagrama do consumo de água quente - simulação

Onde conclui-se que:

$$m_{cons} = m_q + m_f$$
 Eq. (141)

Então, de acordo com o balanço de energia no misturador, introduzindo a *Eq. (141)*, e considerando a variação dos calores específicos de cada massa desprezível, chega-se ao seguinte:

$$m_q = m_{cons} \frac{T_{cons} - T_{amb}}{T - T_{amb}}$$
 Eq. (142)

Em relação à água fria de realimentação do reservatório térmico, esta por ter um volume igual ao volume de saída da água quente, utilizou-se o mesmo modelo desenvolvido acima, *Eq. (142)*, que através de uma correlação das densidades, determinou-se a massa de água fria fornecida ao reservatório.

Para determinar a temperatura de saída da água de circulação na URC, T_{ag_s}, nas *Eqs.* (136) e (138), primeiramente lançou-se mão da efetividade da URC, devido à indisponibilidade de dados específicos do trocador de calor no manual do fabricante [12], como área total de transferência de calor (A) e coeficiente global de transferência de calor (U).

Então, pelo cálculo da efetividade em relação à taxa real de transferência de calor pelos gases de exaustão tem-se:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{C_{min} \left(T_{g_{-e}} - T_{g_{-s}} \right)}{C_{min} \left(T_{g_{-e}} - T_{g_{-g}} \right)} = \frac{\left(T_{g_{-e}} - T_{g_{-s}} \right)}{\left(T_{g_{-e}} - T_{g_{-g}} \right)}$$
 Eq. (143)

$$C_{min} = \dot{m}_{g} c_{p_{g}}$$
 Eq. (144)

Onde:

ε: efetividade da URC;

 $T_{g e}$: temperatura média de entrada dos gases de exaustão na URC;

 $T_{q s}$: temperatura média de saída dos gases de exaustão na URC;

 C_{min} : taxa da capacidade térmica mínima representada pelo produto do fluxo de massa dos gases de exaustão com o seu calor específico à pressão

constante calculada pelas equações empíricas encontradas nas tabelas termodinâmicas [15], Anexo 4, com a temperatura média das temperaturas de entrada e saída dos gases - $(T_{g_s} + T_{g_e})/2$.

Finalmente aplicando a efetividade da *Eq. (143)*, obtida empiricamente, no cálculo da efetividade em relação à taxa real de transferência de calor, agora pelo lado da água de circulação, de acordo com a *Eq. (42)*, obtém-se:

$$T_{ag_s} = T_{ag_e} + \varepsilon \frac{C_{min}}{C_{max}} (T_{g_e} - T_{ag_e})$$
 Eq. (145)

Para as perdas de calor existentes nos processos do sistema de cogeração foram desenvolvidos dois modelos. O primeiro modelo teve um enfoque na taxa das perdas de calor na URC, enquanto que o segundo modelo enfocou a taxa das perdas de calor para o circuito do sistema de cogeração. Os modelos foram baseados em trocadores de calor virtuais com um escoamento de contracorrente, conforme mostrado na Fig. 39. Utilizando-se o método DTML e conhecidas as taxas das perdas de calor determinou-se o parâmetro médio *UA efetivo*, que representou o produto da área total de transferência de calor com o coeficiente global de transferência de calor junto com o fator de correção.

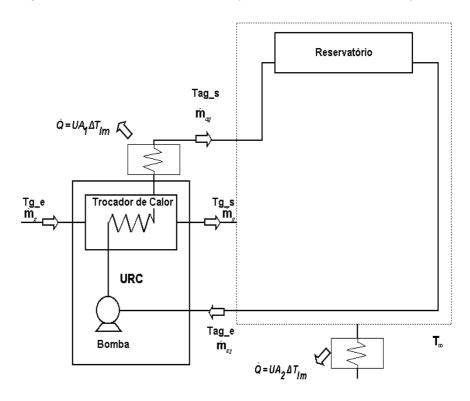


Figura 39 – Diagrama modelo para as perdas de calor no sistema (UA efetivo)

Para o primeiro modelo obteve-se a taxa das perdas de calor, \dot{Q}_{perdas} , na URC através das *Eqs. (70) e (76)* onde:

$$\dot{Q}_{util} = \dot{Q}_{rec} + \dot{Q}_{perdas}$$
 Eq. (146)

Determinou-se a diferença de temperatura média logarítmica (DTML) através da temperatura do meio, T_{∞} , e das temperaturas dos gases de exaustão, sendo que a temperatura de saída dos gases será função da temperatura de entrada da água na URC. Portanto, de acordo com a Eq.~(36), obteve-se o seguinte:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\left(T_{g_{-}e} - T_{\infty}\right) - \left(T_{g_{-}s} - T_{\infty}\right)}{\ln\left[\left(T_{g_{-}e} - T_{\infty}\right) / \left(T_{g_{-}s} - T_{\infty}\right)\right]}$$
 Eq. (147)

O parâmetro médio *UA efetivo* para o primeiro modelo, representado na Fig. 39 como *UA*₁, foi determinado através das seguintes equações:

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{lm}$$
 Eq. (34)

$$\overline{UA} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N} UA_i$$
 Eq. (148)

De modo similar ao método mencionado acima, determinou-se o parâmetro médio UA_2 , referente à taxa das perdas de calor para o circuito do sistema de cogeração. Neste modelo, as taxas das perdas de calor foram obtidas a partir da variação das temperaturas de saída e entrada da água na URC, sendo a temperatura de entrada para o cálculo, defasada em um tempo posterior (Δt) em relação à temperatura de saída.

Durante o processo de simulação numérica, a cada passo, determinava-se a variação de temperatura (ΔT), que de acordo com a rotina do algoritmo, era subtraída da temperatura de entrada ou de saída da URC.

Desenvolvendo-se a equação da energia, *Eq. (138)*, substituindo as variáveis dos fluxos de massa de acordo com a *Eq. (142)* e desprezando-se a variação dos calores específicos da água, obtém-se a seguinte equação da temperatura da água de armazenamento em função do tempo:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\dot{m}_{ag}T_{ag_s} + \dot{m}_{cons}\left(\frac{T_{cons} - T_{amb}}{T - T_{amb}}\right)T_{amb} - T\left[\dot{m}_{ag} + \dot{m}_{cons}\left(\frac{T_{cons} - T_{amb}}{T - T_{amb}}\right)\right]}{m_{circ}} \quad \text{Eq. (149)}$$

Onde:

*m*_{sist}: massa de água do sistema de cogeração;

Para as simulações foram utilizados programas em Excel[®] e MatLab[®]. O algoritmo para as simulações, baseado no método numérico de Runge-Kutta, está apresentado no Apêndice 6.