

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO DE UM SISTEMA DE CONTROLE DE TEMPERATURA PARA
CHUVEIROS AQUECIDOS POR QUEIMA DE GÁS

Henrique Eityo Yara

São Paulo
2010

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO DE UM SISTEMA DE CONTROLE DE TEMPERATURA PARA
CHUVEIROS AQUECIDOS POR QUEIMA DE GÁS

Trabalho de formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Graduação em Engenharia

Henrique Eityo Yara

Orientador: Prof. Dr. Alberto Hernandez
Neto

Área de concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo
2010

FICHA CATALOGRÁFICA

Yara, Henrique Eityo

**Projeto de um sistema de controle de temperatura para chuveiros aquecidos por queima de gás / H.E. Yara. – São Paulo, 2010.
72p.**

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

**1. Sistemas de aquecimento de água (Controle; Simulação)
2. Temperatura (Controle) 3. Energia (Eficiência) I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica
II. t.**

AGRADECIMENTOS

Agradeço a minha família pelo apoio sem o qual não conseguiria chegar até aqui; aos meus colegas de faculdade pela amizade e companheirismo; ao professor Alberto Hernandez Neto pela orientação e inspiração a Escola Politécnica da USP pela minha formação.

RESUMO

O objetivo deste trabalho é projetar um sistema de controle de temperatura para chuveiros aquecidos por queima de gás instalados em banheiros de apartamentos e residências onde sua distribuição é encanada. O usuário deverá selecionar a temperatura desejada da água, e o controle ajustará esta temperatura variando a vazão da água fria. Para atingir o conforto do usuário, o controle, que será desenvolvido através da modelagem e simulação do sistema dinâmico, deverá fornecer uma resposta rápida ao sistema. O trabalho será desenvolvido passando pelo levantamento de dados bibliográficos, modelagem e simulação do sistema dinâmico, das análises dos resultados e dos custos; além da comparação com outros sistemas de aquecimento mais tradicionais, tais como aquecedor a gás convencional e chuveiro elétrico.

ABSTRACT

The goal of this work is to project a gas-burned shower's temperature control system installed in household gas heating systems. The user should select the desired water temperature, and the control system will adjust this temperature by varying hot and cold-water flow, or by varying gas flow. To achieve user's comfort, the control that will be developed through dynamic system modeling and simulation should provide a fast response.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Fonte utilizada para aquecimento de água na região Sudeste.....	2
Figura 2.2 – Participação dos eletrodomésticos no consumo de energia em uma residência.....	3
Figura 2.3 – Curva de carga diária média de uma residência na região Sudeste	4
Figura 2.4 – Reservas provadas de gás natural – 1965-2007	5
Figura 3.1 – Esquema da instalação do chuveiro elétrico.....	6
Figura 3.2 – Modelo físico do chuveiro elétrico	7
Figura 3.3 – Esquema da instalação do sistema de aquecimento a gás.....	9
Figura 3.4 – Componentes do sistema	10
Figura 3.5 – Aquecedor de passagem	11
Figura 3.6 – Tubo de PEX com alma de alumínio	16
Figura 3.7 – Modelo físico da tubulação.....	17
Figura 3.8 – Resistências térmicas	18
Figura 3.9 – Válvula de controle.....	25
Figura 3.10 – Tipo de característica inerente da válvula para cada tipo de obturador	27
Figura 3.11 – Curva de atuação da válvula	28
Figura 3.12 – Coeficiente de vazão da válvula	30
Figura 3.13 – Modelo físico do motor controlado por armadura.....	32
Figura 3.14 – Caixa de redução.....	35
Figura 3.15 – Forças atuantes na válvula	36
Figura 3.16 – (a) Corpo de uma válvula borboleta. (b)Válvula de controle borboleta com atuador elétrico.....	39
Figura 3.17 – Válvula de controle de esfera com atuador elétrico.....	40
Figura 3.18 – Válvula de controle solenóide modulada.....	40
Figura 3.19 – Tempo médio de banho	44
Figura 4.1 – Diagrama de blocos	45
Figura 4.2 – Diagrama de blocos do sistema em malha aberta.....	46
Figura 4.3 – Modelo no Simulink	47
Figura 4.4 – Resposta do sistema de aquecimento a gás.....	48
Figura 4.5 – Resposta do sistema de aquecimento elétrico.....	50
Figura 4.6 – Esquema da instalação. (a) Ponta do termômetro digital instalada próxima a ducha. (b) Aquecedor de água utilizado.....	52
Figura 4.7 – Resultados experimentais do aquecimento da água em função do tempo	53
Figura 4.8 – Comparação para temperatura de 40 °C	54
Figura 4.9 – Comparação para temperatura de 37 °C	54
Figura 4.10– Comparação para temperatura de 34 °C	55

Figura 4.11 – Resultados experimentais da temperatura da água em função do tempo para chuveiro elétrico.....	57
Figura 4.12 – Comparação para a temperatura de 40 °C	57
Figura 4.13 – Comparação para a temperatura de 37 °C	58
Figura 4.14 – Comparação para a temperatura de 34 °C	58
Figura 4.15 – Tempo de acomodação desconsiderando o tempo morto.....	60
Figura 4.16 – Tempo de acomodação considerando o tempo morto	60
Figura 4.17 – Simulação para entrada de 34°C.....	62
Figura 4.18 – Simulação para entrada de 37°C.....	63
Figura 4.19 – Simulação para entrada de 40°C.....	64

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Vazão e temperatura das águas quente e fria	14
Tabela 3.2 – Coeficiente de válvula para dada abertura de válvula.....	30
Tabela 4.1 – Comparação dos sistemas de aquecimento	50
Tabela 4.2 – Vazão de água do experimento	53
Tabela 4.3 – Valores para a calibração do modelo	55
Tabela 4.4 – Valores para a calibração do modelo e vazão de água.....	59
Tabela 4.5 – Comparação do tempo de acomodação dos sistemas elétrico e a gás...	59
Tabela 4.6 – Vazão e tempo de acomodação para cada temperatura.....	63
Tabela 5.1 – Preço das válvulas de controle	65
Tabela 5.2 – Outros componentes do sistema de controle	65

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	1
2.	CONSIDERAÇÕES ENTRE AQUECIMENTO ELÉTRICO E A	
GÁS		2
3.	SISTEMAS DE AQUECIMENTO	6
3.1.	SISTEMA DE AQUECIMENTO ELÉTRICO.....	6
3.1.1.	Descrição do sistema de aquecimento elétrico.....	6
3.1.2.	Modelagem do aquecedor elétrico	7
3.2.	SISTEMA DE AQUECIMENTO POR QUEIMA DE GÁS	9
3.2.1.	Aquecedor de passagem.....	10
3.2.1.1.	Modelagem do aquecedor a gás	11
3.2.1.2.	Operação em regime permanente	13
3.2.2.	Tubulação.....	15
3.2.2.1.	Perda de calor na tubulação	16
3.2.3.	Válvulas de controle.....	24
3.2.3.1.	Modelagem da válvula de controle.....	26
3.2.4.	Atuador.....	30
3.2.4.1.	Modelagem do motor elétrico	32
3.2.5.	Válvulas e atuadores comerciais	39
3.2.6.	Sensor de temperatura	41
3.2.6.1.	Modelagem do sensor de temperatura.....	42
3.3.	PARÂMETROS DE UTILIZAÇÃO	43
4.	SIMULAÇÃO E CONTROLE	45
4.1.	VISÃO GERAL	45
4.2.	SIMULAÇÃO DO SISTEMA SEM CONTROLE.....	46
4.2.1.	Comparação com dados experimentais.....	50
4.3.	SIMULAÇÃO EM MALHA FECHADA.....	61
5.	ANÁLISE DE CUSTOS	65
6.	CONCLUSÕES	67

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	68
ANEXO	70

1. INTRODUÇÃO

O aquecimento de água no setor residencial é uma questão importante para a qualidade de vida da população. A água quente no Brasil é usada principalmente nos banhos, e na maior parte das vezes obtida por meio de um chuveiro elétrico que causa um aumento significativo da demanda de energia elétrica nos horários de pico.

O presente trabalho tratará do controle da temperatura de um chuveiro aquecido por queima de gás, onde o usuário escolhe a temperatura do banho. O controle fará o ajuste automático da temperatura, evitando o desperdício de água que se teria com o tempo que o usuário gasta ajustando manualmente as vazões de água quente e fria.

O projeto do controle possui três motivações principais: conforto, economia de energia e diminuição da demanda de energia elétrica nos horários de pico. O conforto do usuário é proporcionado pelo ajuste automático da temperatura e pelo fato do banho com água proveniente do aquecedor a gás ser mais prazeroso, devido principalmente a maior vazão de água. A economia de energia e de água é obtida pelo fato do controle agir rapidamente, evitando o tempo que seria gasto no ajuste manual de temperatura. Finalmente, a diminuição da demanda de energia elétrica poderá ocorrer com a troca de chuveiros elétricos por aquecedores de água a gás.

2. CONSIDERAÇÕES ENTRE AQUECIMENTO ELÉTRICO E A GÁS

Nesta seção, uma breve consideração quanto a energia demandada por chuveiros elétricos e a gás será feita.

Por razões históricas, relacionadas com a abundância de energia hidroelétrica e do alto preço dos combustíveis derivados do petróleo (que eram importados) na segunda metade do século XX, a forma de obtenção de água quente no Brasil é predominantemente por meio de chuveiro elétrico. A Figura 2.1 apresenta os resultados de uma pesquisa realizada pela Procel (2007) demonstrando as fontes de energia utilizadas pela população da região Sudeste para o aquecimento de água.

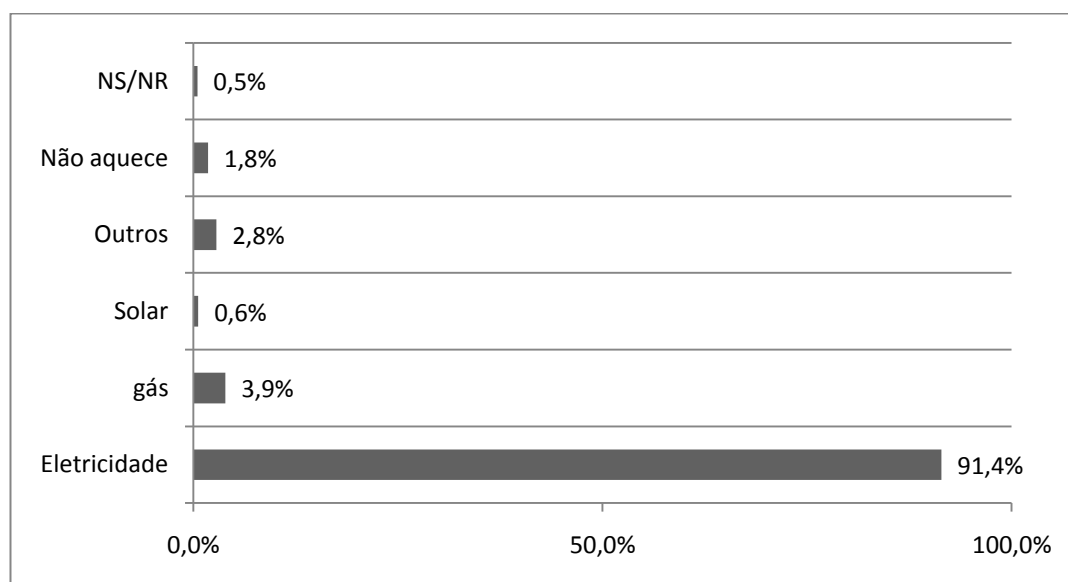


Figura 2.1 – Fonte utilizada para aquecimento de água na região Sudeste

Fonte: Adaptado de Procel, 2007

A Figura 2.1 mostra que a energia elétrica é usada por 91,4% da população da região sudeste ante 3,9% que utilizam chuveiros aquecidos por queima de gás. Além disso, 0,6% da população aquece a água por energia solar e 2,8% se utiliza de outras formas de energia além destas citadas. A pesquisa mostra também que 1,8% da população não aquece a água e 0,5% não soube ou não quis responder a pesquisa. Ainda segundo a Procel (2007), dentre aqueles que usam eletricidade como forma de aquecimento, 99,58% utilizavam o chuveiro elétrico.

Esta grande participação do uso da energia elétrica tem um grande peso no consumo de energia como mostra a Figura 2.2. Se forem tomadas as curvas de carga pela hora do dia, o impacto do chuveiro elétrico mostra-se ainda maior, como pode-se observar na da Figura 2.3. A contribuição do chuveiro nos horários entre 6 e 8 horas e entre 18 e 22 horas chega a ser maior que o dobro da contribuição dos outros equipamentos elétricos. Esta distribuição irregular afeta significativamente o fornecimento de energia elétrica, pois necessita de uma infra-estrutura de fornecimento maior para atender apenas poucas horas do dia.

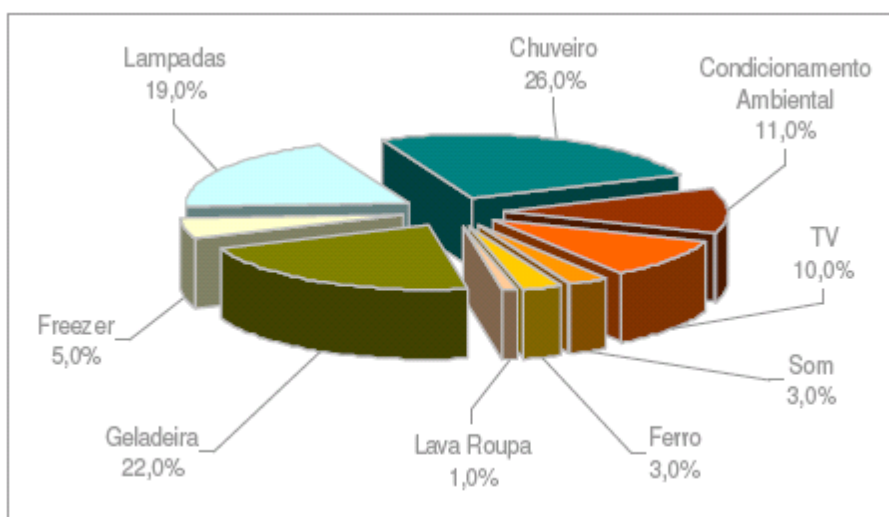


Figura 2.2 – Participação dos eletrodomésticos no consumo de energia em uma residência

Fonte: Procel, 2007

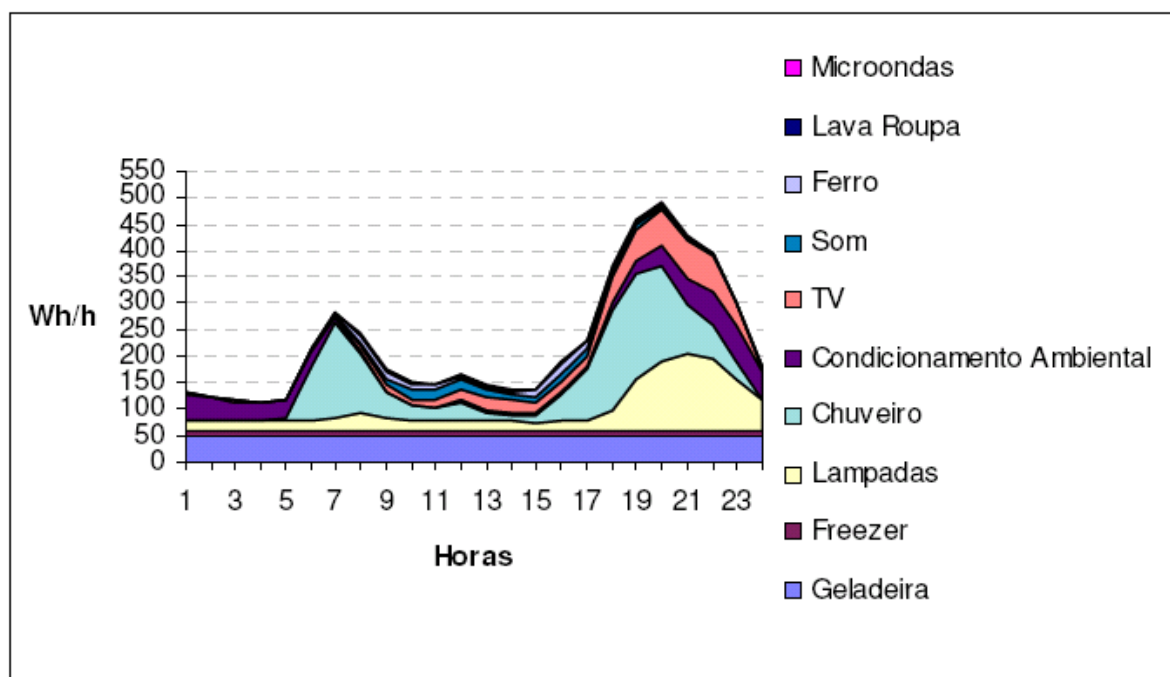


Figura 2.3 – Curva de carga diária média de uma residência na região Sudeste

Fonte: Procel, 2007

Após o período do chamado “apagão” ocorrido em 2001, foram avaliadas formas de reduzir o consumo de energia elétrica principalmente nos horários de pico. A queima de gás para a obtenção de água quente é uma boa alternativa ao uso da energia elétrica, pois a oferta deste gás tem aumentado nos últimos 10 anos devido a muitos fatores como: operação do gasoduto Brasil-Bolívia em 1999; a decisão do governo brasileiro em diversificar a matriz energética (que tem como principal fonte usinas hidroelétricas) utilizando usinas termoeletricas movidas a gás natural; e a descoberta de novas reservas de gás na Bacia de Campos. A Figura 2.4 mostra as reservas de gás natural do Brasil, e é dividida em duas partes: *Fase Bahia*, referente às reservas de gás nas bacias do Recôncavo e *Descobertas na Bacia de Campos* quando foram descobertas grandes quantidades de gás (ANP, 2009).

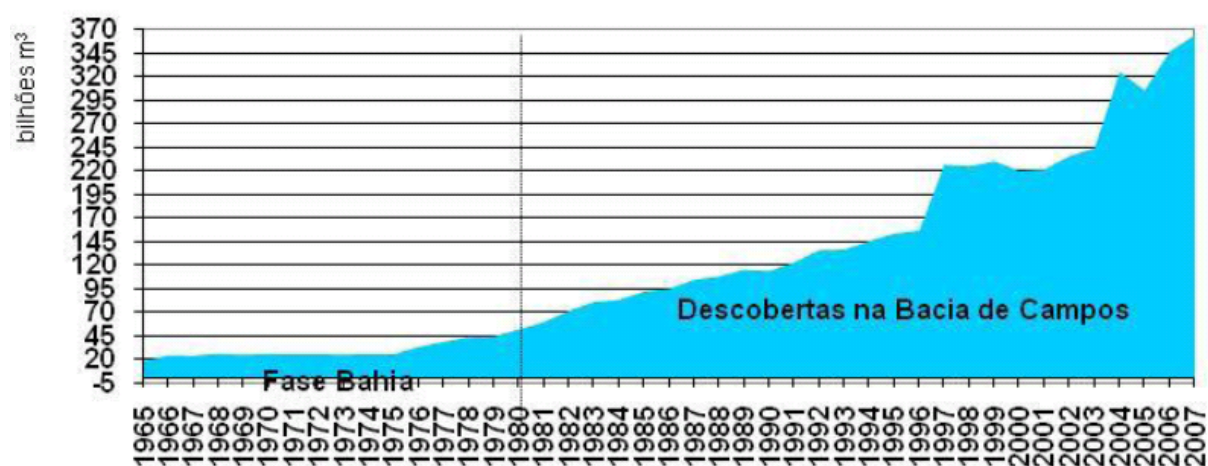


Figura 2.4 – Reservas provadas de gás natural – 1965-2007

Fonte: ANP, 2009

Além do aumento da oferta do gás natural, outra vantagem deste em relação à energia elétrica é a melhor compatibilidade do gás, como forma de produção energia, para os processos de transformação em energia térmica (Raimo, 2007) pois a energia elétrica pode ser considerada uma forma “nobre” de energia. Por fim, deve-se levar em conta que a energia dissipada pelas linhas de transmissão é grande, diminuindo o rendimento global do processo de aquecimento por eletricidade.

3. SISTEMAS DE AQUECIMENTO

Nesta seção serão feitas a descrição e a modelagem dos sistemas de aquecimento elétrico e por queima de gás, assim como a de seus componentes. No processo de desenvolvimento das equações que governam o sistema, as principais referências utilizadas foram Garcia (2005) para a estruturação dos problemas e Incropera e DeWitt (2003) para obtenção das equações de balanço de energia.

3.1. Sistema de aquecimento elétrico

O objetivo do estudo do sistema de aquecimento elétrico é utilizá-lo como referência para comparar parâmetros tais como inércia, custo e gasto de energia em relação ao aquecedor a gás.

3.1.1. Descrição do sistema de aquecimento elétrico

O sistema de aquecimento elétrico ilustrado na Figura 3.1 mostra o sistema de aquecimento elétrico formado pelo chuveiro, tubulações e uma válvula que controla a vazão de água.

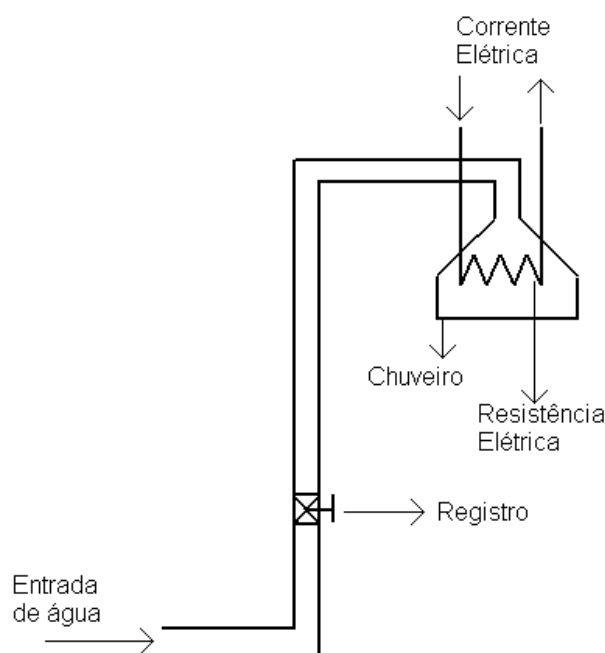


Figura 3.1 – Esquema da instalação do chuveiro elétrico

3.1.2. Modelagem do aquecedor elétrico

No sistema elétrico, uma potência constante é fornecida pela resistência elétrica, e a temperatura desejada é obtida controlando-se a vazão de água. O esquema físico pode ser visto na Figura 3.2.

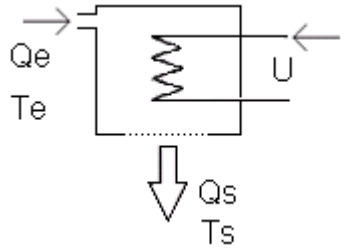


Figura 3.2 – Modelo físico do chuveiro elétrico

Para obter o modelo matemático do sistema da Figura 3.2, aplicar-se-ão os balanços de massa e de energia no modelo físico.

- Balanço de massa:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s \quad (3.1)$$

Na Equação (3.1), $\dot{m}$ é a vazão mássica da água, e os índices “e” e “s” referem-se respectivamente a entrada e saída. Esta vazão é a entrada do sistema. Desenvolvendo esta equação e adotando a hipótese que a densidade da água se mantém constante, tem-se:

$$Q_e = Q_s \quad (3.2)$$

com:

Q - vazão volumétrica da água (subscritos: e – entrada, s - saída) [m^3/s].

- Balanço de energia:

$$m_a c_{p,a} \frac{\partial T_s}{\partial t} = \dot{m}_a c_{p,a} (T_e - T_s) + P_{el} \quad (3.3)$$

Com

$$\dot{m}_a = \dot{m}_e = \dot{m}_s$$

e

$$P_{el} = UI \quad (3.4)$$

m_a - massa de água contida no interior do chuveiro $[kg]$;

$c_{p,a}$ - calor específico da água admitido como constante $[kJ/kgK]$;

P_{el} - potência dissipada na resistência do chuveiro $[kW]$;

U - tensão da rede elétrica $[V]$;

I - corrente da rede elétrica $[A]$.

A equação (3.3) pode ser reescrita por:

$$\frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{\dot{m}_a c_{p,a} (T_e - T_s) + P_{el}}{\rho_a V c_{p,a}} \quad (3.5)$$

onde:

ρ_a - densidade da água $[kg/m^3]$;

V - volume de água no interior do chuveiro $[m^3]$.

A equação (3.5) descreve o comportamento dinâmico do sistema de aquecimento elétrico.

As propriedades da água foram consideradas constantes, pois a variação de temperatura é pequena¹. As propriedades da água foram retiradas de uma tabela de propriedades termodinâmicas (Incropera e DeWitt, 2003) e valem:

$$c_{p,a} = 4,178 \text{ kJ/kgK}$$

¹ A variação de temperatura é em torno de 15°C, considerando a temperatura ambiente de 20°C e da água quente 35°C.

$$\rho_a = 996 \text{ kg/m}^3$$

O volume do chuveiro foi estimado pelas dimensões do compartimento que abriga a resistência elétrica e vale $3,817 \times 10^{-4} \text{ m}^3$; a potência típica de um chuveiro elétrico é de 5500 W e a temperatura de entrada da água é de 20°C . Assim, a equação do sistema fica:

$$\frac{\partial T_s}{\partial t} = 132,7\dot{m}_a - 2,63\dot{m}_a T_s + 3,463 \quad (3.6)$$

3.2. Sistema de aquecimento por queima de gás

O sistema de aquecimento por queima de gás é um pouco mais complexo que o elétrico por possuir mais componentes e ter uma exigência maior no quesito de segurança. Um esquema da instalação do sistema é mostrado na Figura 3.3 e compõe-se pelo aquecedor, tubulação, da ducha e válvulas que controlam as vazões de gás combustível, de água fria e de água quente. O gás combustível pode ser tanto gás natural (GN) encanada fornecida por alguma concessionária de distribuição de gás ou gás liquefeito de petróleo (GLP) proveniente de botijões.

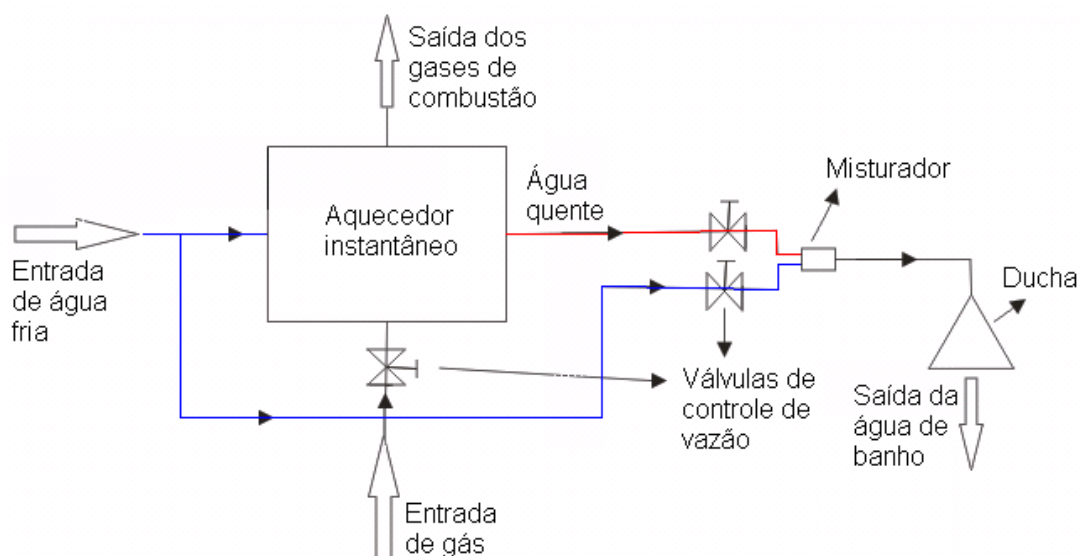


Figura 3.3 – Esquema da instalação do sistema de aquecimento a gás

A diferença entre o sistema convencional de aquecimento a gás e o sistema controlado que será elaborada neste trabalho é basicamente a forma de atuação nas válvulas de controle. No primeiro caso, o ajuste é feito manualmente pelo próprio usuário, enquanto que no segundo, o ajuste será feito automaticamente por meio de atuadores. Os componentes mais importantes do sistema estão mostrados na Figura 3.4, serão vistos em detalhes nas seções seguintes.

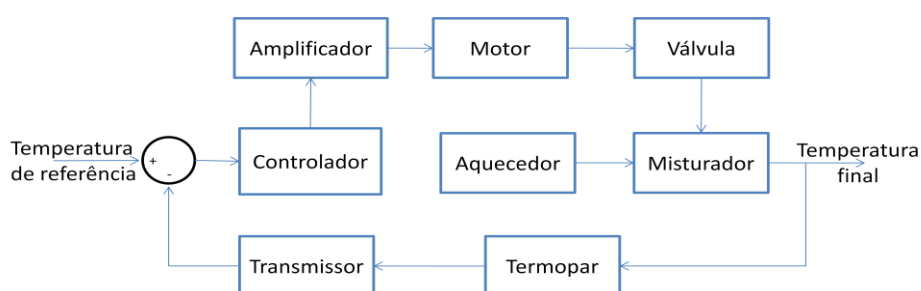


Figura 3.4 – Componentes do sistema

3.2.1. Aquecedor de passagem

Na Figura 3.5 é mostrado o esquema de um aquecedor de passagem e seus principais componentes. Os gases de combustão vindos do queimador passam por uma região aletada onde ocorrerá a maior parte da troca de calor. Haverá troca de calor entre os gases de combustão e a água também na chapa externa, porém em uma intensidade menor.

Foi utilizado um aquecedor comercial para o levantamento de alguns parâmetros desse tipo de aquecedor que estão listados abaixo (Lorenzetti, 2009):

- Nome: aquecedor de passagem água a gás
- Marca, modelo: Lorenzetti, L8
- Potência nominal nas condições padrão²: 13,2 kW (GN) e 12,4 kW (GLP)
- Rendimento sobre o poder calorífico superior (PCS): 85,2% (GN) e 83,6% (GLP)
- Elevação da temperatura da água em 20°C: 8,0 l/min (GN) e 7,5 l/min (GLP)
- Vazão máxima de água: 8,0 l/min (GN e GLP)
- Consumo de gás nas condições padrão: 1,19 m³/h (GN) e 0,90 m³/h (GLP)

² Condições padrão segundo fabricante: temperatura ambiente de 15 °C e pressão de 101,33 kPa.

Este aquecedor foi escolhido por ser apropriado para alimentar um único chuveiro, além de ser o que oferece menor potência, indo de encontro com a proposta

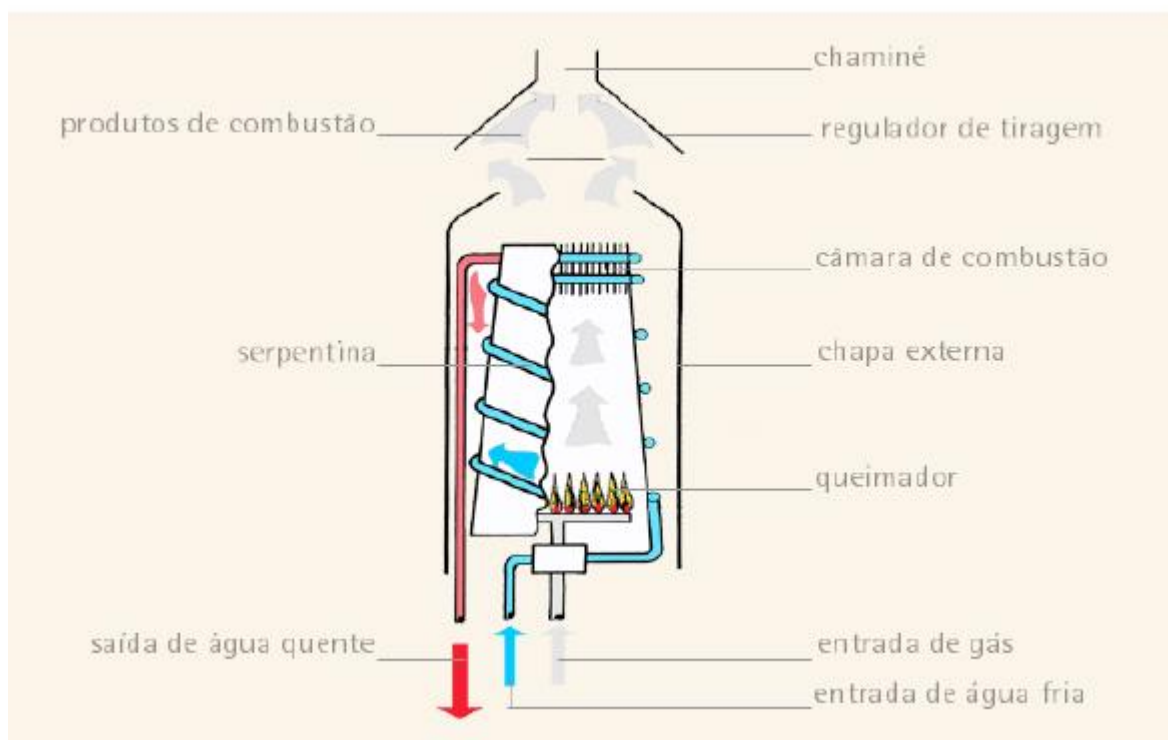


Figura 3.5 – Aquecedor de passagem

Fonte: Chaguri, J. J., 2001 apud Chaguri, J. J. J., 2009

de melhor eficiência energética. Neste aquecedor, os tubos de alimentação da água e do gás, assim como o tubo da água quente tem diâmetro de meia polegada. A ignição é feita por uma faísca causada pela descarga elétrica de uma pilha. Alguns aquecedores mais modernos possuem um controle eletrônico que regula a temperatura na saída do aquecedor. Entretanto, a temperatura da água que chega na hora de banho pode ser menor que a indicada devido a perdas de calor na tubulação. Além disso, essa perda de calor pode variar entre diferentes dias, dependendo da temperatura ambiente.

3.2.1.1. Modelagem do aquecedor a gás

Para a obtenção das equações de movimento do sistema, serão aplicados os balanços de massa e de energia no aquecedor.

- Balanço de massa:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s = \dot{m}_q \quad (3.7)$$

onde:

$\dot{m}_e$ - vazão mássica de água que entra no aquecedor $[kg/s]$, entrada do sistema;

$\dot{m}_s$ - vazão mássica de água que sai do aquecedor $[kg/s]$;

$\dot{m}_q$ - vazão mássica de água quente proveniente do aquecedor $[kg/s]$

- Balanço de energia:

$$m_a c_{p,a} \frac{\partial T_s}{\partial t} = \dot{m}_e c_{p,a} T_e - \dot{m}_s c_{p,a} T_s + \dot{q}_a \quad (3.8)$$

com

m_a - massa de água do aquecedor $[kg]$;

T_s - temperatura com a qual a água sai do aquecedor $[^{\circ}C]$;

T_e - temperatura com a qual a água entra no aquecedor $[^{\circ}C]$;

$\dot{q}_a$ - taxa de calor transferida para a água pelos gases de combustão $[kW]$;

Substituindo a equação (3.7) na (3.8) tem-se:

$$m_a c_{p,a} \frac{\partial T_s}{\partial t} = \dot{m}_q c_{p,a} (T_e - T_s) + \dot{q}_a \quad (3.9)$$

A equação (3.9) pode ser reescrita por:

$$\frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{\dot{m}_q c_{p,a} (T_e - T_s) + \dot{q}_a}{\rho_a V_a c_{p,a}} \quad (3.10)$$

onde

V_a - volume de água no interior do aquecedor $[m^3]$.

Para o aquecedor comercial descrito na Seção 3.2.1, a taxa de calor transferida para a água pode ser calculada por:

$$\dot{q}_a = \eta \times Q_g \times PCS \quad (3.11)$$

com:

η - rendimento sobre o PCS

Q_g - vazão volumétrica de gás combustível [m^3/s];

PCS - poder calorífico superior do gás combustível [kJ/m^3]

O poder calorífico superior do gás natural vale (Comgás, 2009):

$$PCS = 9400 \frac{kcal}{m^3} = 39356 \frac{kJ}{m^3}$$

Assim, a equação que governa o aquecedor de passagem pode ser obtida substituindo-se a Equação (3.11) na Equação (3.10):

$$\frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{\dot{m}_q c_{p,a}(T_e - T_s) + \eta \times Q_g \times PCS}{\rho_a V_a c_{p,a}} \quad (3.12)$$

3.2.1.2. Operação em regime permanente

A taxa de calor transferida para a água é fixada manualmente por meio de uma válvula do aquecedor de passagem que regula a vazão de gás. Para dimensionar a quantidade de gás necessária para o aquecimento, considera-se o calor necessário para aumentar a temperatura de um fluxo de água em $20^\circ C$ ³. O valor da vazão mássica de água quente deve ser tal que a soma desta com a vazão mássica de água fria deve ser próxima do valor da vazão confortável para banho e é desejável que a temperatura da água quente esteja apenas um pouco acima da temperatura

³ Considera-se que a temperatura da água quente desejada seja de $40^\circ C$ e temperatura ambiente de $20^\circ C$.

confortável para que se tenha economia de energia. A vazão e a temperatura confortáveis de banho são respectivamente $0,105 \text{ kg/m}^3$ e 34°C (estes valores são discutidos na seção 3.3. Assim, considera-se que 70% da vazão total de água é aquecida, e 30% da água é proveniente diretamente da rede. A vazão de água quente é $\dot{m}_e = 0,0735 \text{ kg/s}$, as propriedades da água são $c_{p,a} = 4,178 \text{ kJ/kg}$, $\rho_a = 996 \text{ kg/m}^3$. O valor dos parâmetros está resumido na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Vazão e temperatura das águas quente e fria

	Vazão (kg/m^3)	Temperatura ($^\circ\text{C}$)
Água quente	0,0735	40
Água fria	0,0315	20
Total	0,105	-
Média	-	34

Assim, considerando o sistema operando em regime permanente, a equação (3.10) fica:

$$\dot{q}_a = \dot{m}_e c_{p,a} (T_s - T_e) \quad (3.13)$$

Substituindo valores numéricos, tem-se:

$$\dot{q}_a = 0,0735 \times 4,178 \times 20 = 6,14 \text{ kW}$$

Rearranjando as equações (3.11) tem-se:

$$Q_g = \frac{\dot{q}_a}{\eta \times PCS} \quad (3.14)$$

Logo:

$$Q_g = \frac{6,14}{0,852 \times 39356} = 1,831 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 0,6592 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Substituindo valores numéricos para a equação (3.10), e considerando que o volume⁴ do aquecedor é de $V = 0,000247m^3$, tem-se:

$$\frac{\partial T_s}{\partial t} = 0,2988(T_e - T_s) + 5,9737 \quad (3.15)$$

Por fim, para fazer o cálculo da temperatura de saída da água no chuveiro, deve-se conhecer as perdas de calor na tubulação.

3.2.2. Tubulação

A tubulação que importa neste caso é a que transporta água quente, pois, é nela que ocorrem as perdas de calor. Uma prática comum quando um sistema de aquecimento a gás é instalado em uma residência é manter a tubulação destinado à água fria e instalar tubulações feitas de Polietileno Reticulado (PEX) com alma de alumínio. Este material, segundo Nakamura (2007), possui grande flexibilidade o que dispensa maior parte de conexões pois ela se adapta às mudanças de direção durante a instalação; suporta temperaturas de até 95°C; facilita transporte e montagem por ser leve; tem durabilidade de no mínimo 50 anos e condutibilidade térmica de 0,43 W/m°C. O esquema do tubo pode ser visto na Figura 3.6.

Uma possibilidade de instalação adotada é posicionar a tubulação externamente a parede, sem a necessidade de quebrá-las, economizando tempo de instalação e diminuindo o custo.

A tubulação compatível com o aquecedor é aquele com os seguintes valores para o diâmetro externo e espessura de parede:

$$D_e = 16mm$$

$$e_t = 2mm$$

⁴ O volume foi estimado do modelo comercial descrito na seção 3.2.1, medindo-se o comprimento e diâmetro do tubo que troca calor com os gases de combustão.

A grande vantagem do PEX é a sua baixa condutibilidade térmica se comparado ao cobre⁵ que geralmente é utilizado em sistemas de alimentação de água quente.

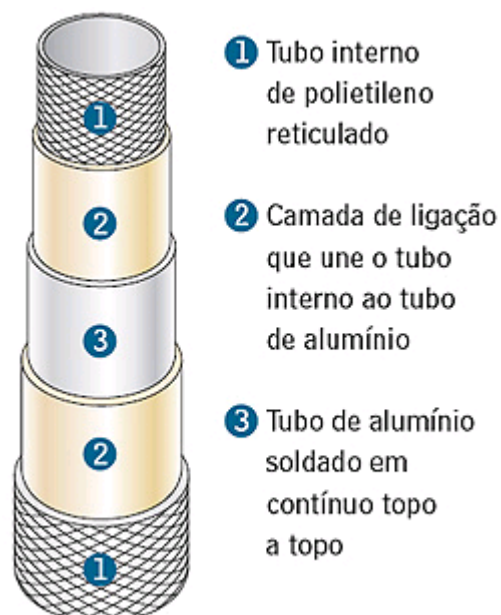


Figura 3.6 – Tubo de PEX com alma de alumínio

Fonte: Nakamura, 2007

3.2.2.1. Perda de calor na tubulação

A perda de calor na tubulação deve à convecção natural na parte externa do tubo, considerando o caso em que a tubulação foi instalada externamente a parede. O esquema físico do processo pode ser visto na Figura 3.7.

⁵ Um valor típico para a condutibilidade térmica do cobre comercial (90% Cu, 10% Al) é $k_{cobre} = 52 \text{ W/mK}$ (Incropera e DeWitt, 2003)

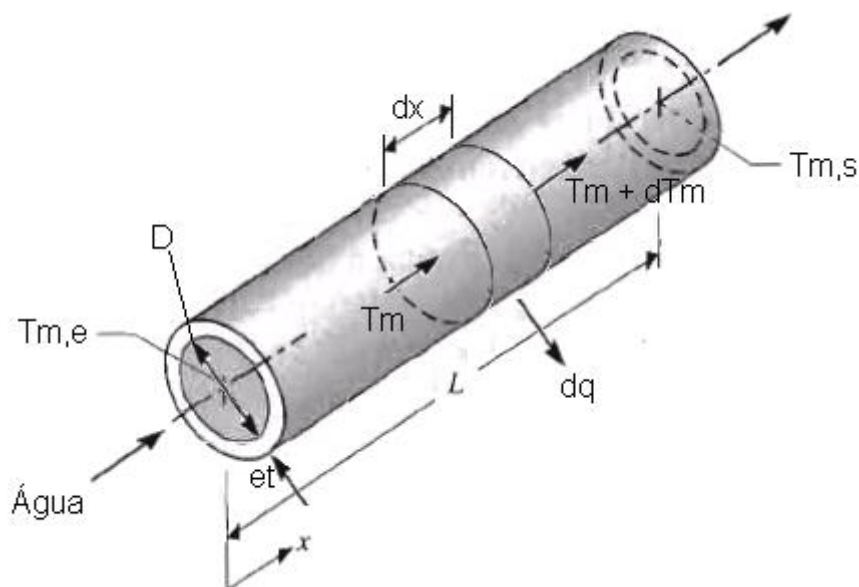


Figura 3.7 – Modelo físico da tubulação

Fonte: adaptado de Incropera e DeWitt (2003)

A água entra na tubulação com uma temperatura média (ou temperatura de mistura) de entrada $T_{m,e}$ e sai dela com uma temperatura de mistura $T_{m,s}$. O diâmetro interno da tubulação é D e a espessura da parede é e_t . A perda de calor por convecção natural é dq .

O balanço de energia no volume de controle infinitesimal da Figura 3.7 fornece:

$$\dot{m}_t c_{p,a} T_m - dq - \dot{m}_t c_{p,a} (T_m + dT_m) = 0 \quad (3.16)$$

ou

$$dq = -\dot{m}_t c_{p,a} dT_m \quad (3.17)$$

A perda de calor por convecção é dada por:

$$dq = U_i dA_i (T_m - T_\infty) = U_i \pi D dx (T_m - T_\infty) \quad (3.18)$$

com:

U_i - coeficiente global de troca de calor para a superfície interna do tubo;

dA_i – área infinitesimal da superfície interna do tubo;

T_∞ - temperatura ao longe do tubo, ou seja, temperatura ambiente.

Rearranjando as duas equações (3.17) e (3.18), tem-se:

$$\frac{dT_m}{dx} = -\frac{U_i \pi D}{\dot{m}_t c_{p,a}} (T_m - T_\infty) \quad (3.19)$$

O coeficiente global de troca de calor é uma associação das resistências térmicas de convecção da água no tubo, da resistência térmica de condução do próprio tubo e da resistência térmica de convecção natural do ar com a superfície externa do tubo. O modelo físico pode ser visto na Figura 3.8.

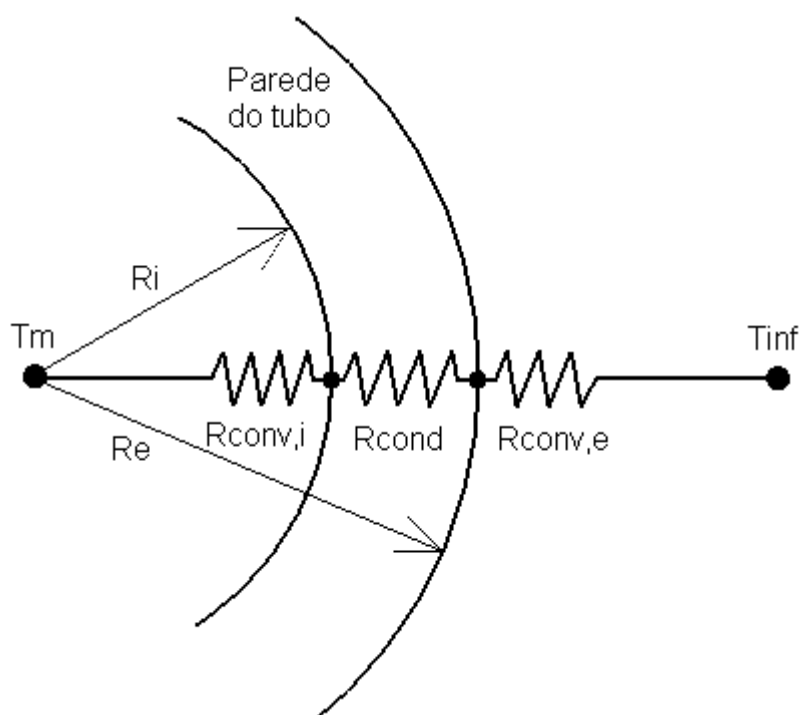


Figura 3.8 – Resistências térmicas

As resistências térmicas da Figura 3.8 valem:

$$R_{conv,i} = \frac{1}{h_i A_i} \quad (3.20)$$

$$R_{cond} = \frac{\ln(D_e/D)}{2\pi Lk} = \frac{\ln\left(\frac{D + 2e_t}{D}\right)}{2\pi Lk} \quad (3.21)$$

$$R_{conv,e} = \frac{1}{h_e A_e} \quad (3.22)$$

com

h_i - coeficiente de transferência de calor por convecção interno ao tubo [$W/m^2.K$];

h_e - coeficiente de transferência de calor por convecção externo ao tubo [$W/m^2.K$];

A_i - área da superfície interna do tubo [m^2];

D_e - diâmetro externo do tubo [m^2];

e_t - espessura da parede do tubo [m];

L - comprimento do tubo [m];

k - condutividade térmica do tubo [$W/m.^\circ C$], definida na Seção 3.2.2 e vale $k = 0,43 W/m.^\circ C$.

O coeficiente global de troca de calor para o lado interno da tubulação é dado por:

$$U_i A_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D + e_t}{D}\right)}{2\pi Lk} + \frac{1}{h_e A_e}} \quad (3.23)$$

A Equação (3.23) pode ser reescrita por:

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{D}{2k} \ln\left(\frac{D + e_t}{D}\right) + \frac{D}{D + 2e_t} \frac{1}{h_e}} \quad (3.24)$$

Os coeficientes de transferência de calor por convecção serão calculados a seguir:

- Cálculo de h_i

Considere o número de Reynolds:

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} \quad (3.25)$$

com

μ - viscosidade do fluido $[N.s/m^2]$.

A vazão mássica de água aquecida calculada na seção 3.2.1.1 é de $\dot{m}_T = 0,0735 kg/m^3$, e propriedades da água avaliadas a 40°C fornecem $\mu = 695 \times 10^{-6} N.s/m^2$. O diâmetro interno do tubo definido na Seção 3.2.2 é de 12 mm. Assim:

$$Re_D = \frac{4 \times 0,0735}{3,14 \times 12 \times 10^{-3} \times 695 \times 10^{-6}}$$

$$Re_D = 11221$$

Para este número de Reynolds, pode-se considerar que o escoamento é turbulento e, considerando admitindo-se escoamento completamente desenvolvido, a correlação apropriada para o caso é a de Dittus-Boelter (Incropera e DeWitt, 2003), dada por:

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{4/5} Pr^{0,3} \quad (3.26)$$

$$Nu_D = \frac{hD}{k} \quad (3.27)$$

Rearranjando as equações (3.26) e (3.27), tem-se:

$$h_i = \frac{k_a 0,023 Re_D^{4/5} Pr^{0,3}}{D}$$

com:

Pr - número de Prandtl;

k_a - condutividade térmica da água $[W/m.K]$;

Para temperatura de 40°C: $Pr = 4,62$ e $k_a = 0,628 \text{ W/m.K}$. Assim, o coeficiente de convecção é dado por:

$$h_i = \frac{0,628 \times 0,023 \times 15267^{4/5} \times 4,62^{0,3}}{12 \times 10^{-3}}$$

$$h_i = 4235 \text{ W/m}^2\text{K}$$

O valor obtido para o coeficiente de convecção da parte interna do tubo foi muito grande, indicando que esse valor terá pouco impacto no coeficiente global de troca de calor.

- Cálculo de h_e

No caso da parte externa do tubo, a troca de calor ocorre por convecção natural. A correlação apropriada para o cálculo do coeficiente de convecção é:

$$Nu_D = \frac{h_e D_e}{k_{ar}} = \left\{ 0,60 + \frac{0,387 Ra_D^{1/6}}{[1 + (0,559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (3.28)$$

onde Ra_D é o número de Rayleigh, dado por:

$$Ra_D = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)D^3}{\nu\alpha} \quad (3.29)$$

com

k_{ar} - condutividade térmica do ar [W/m.K]

g – aceleração da gravidade [m/s^2];

β - coeficiente de expansão volumétrica do ar [K^{-1}];

T_s – temperatura na superfície externa do tubo [$^\circ\text{C}$];

ν - viscosidade do ar [m^2/s];

α – difusividade térmica [m^2/s].

Para o ar a uma temperatura de 300K, os valores das propriedades são: $\beta = 1/300K^{-1}$, $\nu = 15,89 \times 10^{-6} m/s^2$, $\alpha = 22,5 \times 10^{-6} m^2/s$, $k = 26,3 \times 10^{-3} W/m.K$, $Pr = 0,707$. Considerando a temperatura da superfície $T_s = 40^\circ C$ e o diâmetro externo do tubo de 16mm e substituindo estes valores na equação (3.29) tem-se:

$$Ra_D = \frac{9,81 \times 1/300 (40 - 27)(16 \times 10^{-3})^3}{15,89 \times 10^{-6} \times 22,5 \times 10^{-6}}$$

$$Ra_D = 4870$$

Rearranjando a equação (3.28) e substituindo os valores de Ra_D e de Pr , tem-se:

$$h_e = \frac{26,3 \times 10^{-3}}{16 \times 10^{-3}} \left\{ 0,60 + \frac{0,387 \times 4870^{1/6}}{[1 + (0,559/0,707)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$$

$$h_e = 6,07 W/m^2 K$$

Substituindo os valores de h_i e h_e na equação (3.24), o coeficiente global de transferência de calor pode ser então calculado:

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{4235} + \frac{12 \times 10^{-3}}{2 \times 0,43} \ln\left(\frac{12 + 2 \times 2}{12}\right) + \frac{12}{12 + 2 \times 2} \frac{1}{6,07}}$$

$$U_i = 7,83 W/m^2.K$$

Retomando a equação (3.19), nota-se que a única variável dependente da posição axial x é a temperatura T_m . Assim, pode-se integrar a equação (3.19) de $x=0$ a $x=L$. Para isso, define-se uma nova variável dada por:

$$\Delta T = T_m - T_\infty \quad (3.30)$$

Como $\frac{d(\Delta T)}{dx} = \frac{dT_m}{dx}$, a equação (3.19) fica:

$$\frac{d(\Delta T)}{dx} = -\frac{U_i \pi D}{\dot{m}_t c_{p,a}} (\Delta T) \quad (3.31)$$

Desenvolvendo-se a equação (3.31), tem-se:

$$\int_{\Delta T_e}^{\Delta T_s} \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = -\frac{U_i \pi D}{\dot{m}_t c_{p,a}} \int_0^L dx \quad (3.32)$$

ou

$$\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e} = \frac{T_{m,s} - T_\infty}{T_{m,e} - T_\infty} = \exp\left(-\frac{U_i \pi D L}{\dot{m}_t c_{p,a}}\right) \quad (3.33)$$

Com isso, é possível calcular a temperatura da água na saída do tubo conhecendo-se a temperatura da água na entrada e a temperatura ambiente usando a equação (3.33). Uma prática comum adotada nos sistemas de aquecimento é instalar o aquecedor descrita na Seção 3.2.1 na parede externa de uma residência, o mais próximo possível do banheiro. Considera-se o caso de um banheiro no segundo andar de uma casa, com o aquecedor instalado em um local de fácil acesso sem a necessidade de usar escadas (no primeiro andar da casa). Estima-se que o comprimento da tubulação seja de 3 metros. Assim, substituindo valores numéricos na equação (3.33) tem-se:

$$T_{m,s} = 0,9971(T_{m,e} - T_\infty) + T_\infty \quad (3.34)$$

Para a temperatura de entrada de 40°C e temperatura ambiente de 20°C, a temperatura de saída é de 39,9°C, sendo a diferença de temperatura de 0,1°C. Essa diferença de temperatura dificilmente é detectada por um termopar, por exemplo, que tem precisão típica de 0,5°C. Conclui-se que a perda de calor na tubulação é desprezível. Note que foi adotada a instalação em que ocorre maior perda de calor pela tubulação, por estar posicionada externamente a parede. Se fosse adotada a

instalação da tubulação interna a parede, a perda de calor seria menor, pois o cimento é um bom isolante térmico, com condutividade térmica de $0,72W/m. ^\circ C$ (Incropera e DeWitt, 2003), bem próximo da condutividade do PEX.

3.2.3. Válvulas de controle

As válvulas de controle são os elementos mais importantes para fazer o controle do sistema. O esquema de uma válvula globo está representado na Figura 3.9 na qual é possível visualizar seus componentes.

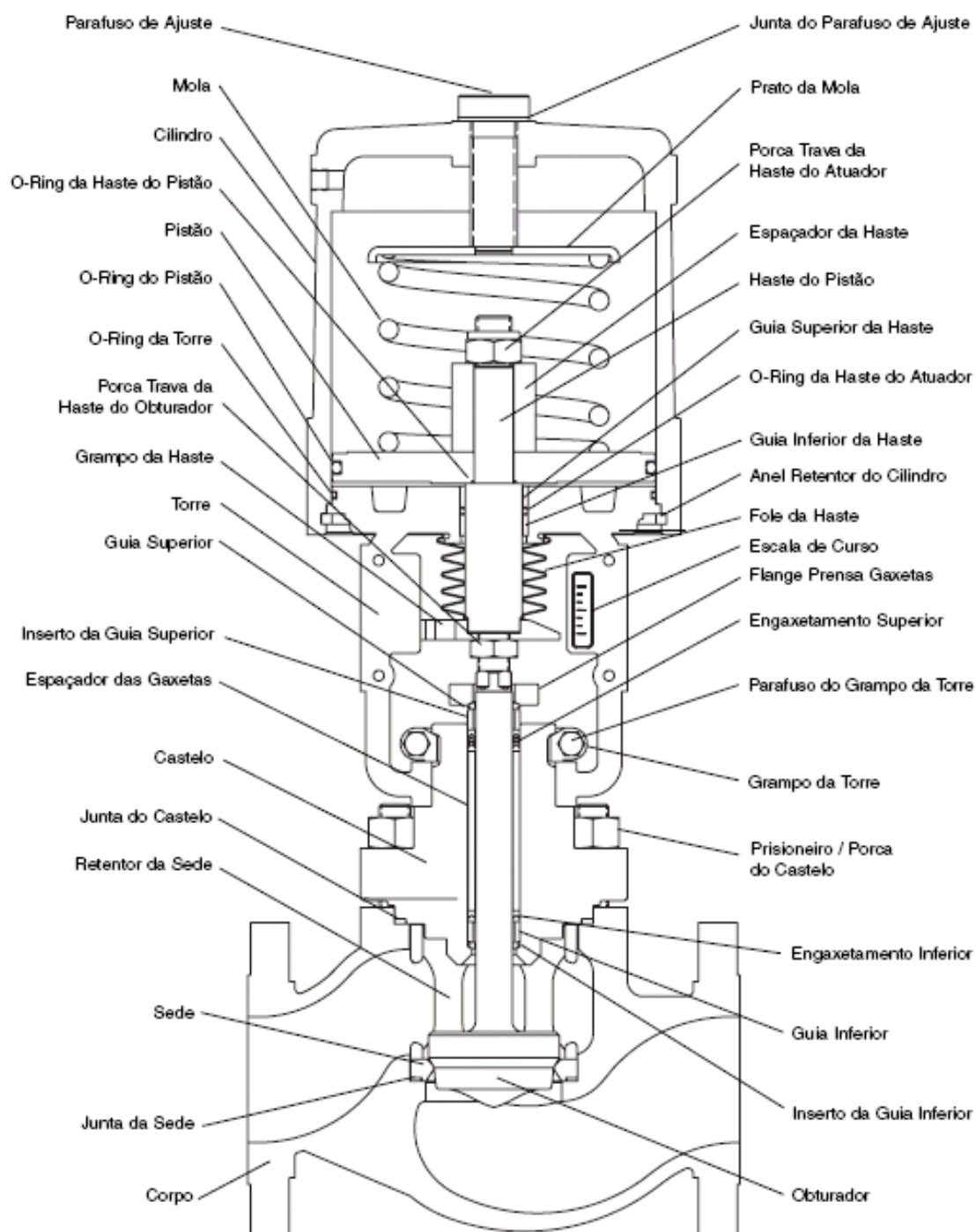


Figura 3.9 – Válvula de controle

Fonte: Valtec, 2010

Optou-se em fazer o controle de temperatura mantendo a vazão de água quente constante e variando-se apenas a vazão de água fria do sistema. O controle da

válvula é realizado pelo movimento vertical de uma haste provocado por um atuador. A válvula deve ser selecionada de modo a atender os requisitos operacionais como, por exemplo, faixa de vazão controlável.

3.2.3.1. Modelagem da válvula de controle

A equação que define a vazão que atravessa a válvula (Garcia, 2005) é dada em unidades imperiais por:

$$Q_v = C_v \sqrt{\frac{\Delta P_v}{G}} \quad (3.35)$$

onde:

Q_v - vazão através da válvula [*gpm*];

C_v - coeficiente de vazão da válvula, fornecido pelo fabricante e é função de modelo e do tipo de válvula [*gpm*/ $\sqrt{\text{psi}}$]. É o número de galões americanos de água por minuto a 60°F que escoam por uma válvula com uma queda de pressão de 1 psi;

ΔP_v - queda de pressão na válvula [*psi*];

G - densidade relativa do líquido, relação entre a massa específica do fluido com a massa específica da água a 15,56°C e 1,0 atm (neste caso vale 999,02 *kg/m*³) [*adimensional*].

O coeficiente de vazão da válvula, C_v , depende da porcentagem de abertura da válvula, um parâmetro adimensional que varia de 0 a 1. A forma com a qual o coeficiente de vazão de uma válvula globo varia depende de sua característica de vazão inerente, ou seja, do comportamento isolado da válvula e não associado a instalação; característica essa que depende do tipo de obturador e da sede. Alguns tipos de obturador estão apresentadas na Figura 3.10, e a curva de atuação na Figura 3.11.

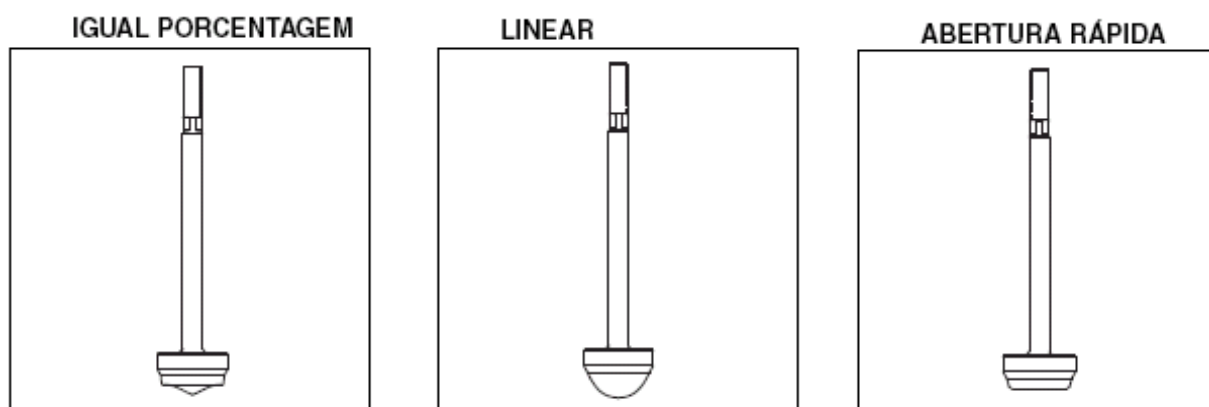


Figura 3.10 – Tipo de característica inerente da válvula para cada tipo de obturador

Fonte: Valtec, 2010

As características de uma válvula controladora de vazão mais utilizadas são:

- **Linear**
A variação de vazão é diretamente proporcional ao deslocamento da haste. Este tipo de característica inerente é mais usado em aplicações de controle de vazão que necessitam de ganho constante. Este tipo de válvula é adequado para aplicações em que a vazão não varia muito, como por exemplo para um fluxo que varie em uma razão 3 para 1.
- **Quadrática ou de abertura rápida**
Fornece uma grande mudança de vazão para uma pequena abertura da válvula. Quando a válvula está próxima da posição totalmente aberta, variações na posição do obturador causam pequena mudança na vazão. Este tipo de válvula é mais usada em aplicações liga-desliga.
- **Igual porcentagem**
A mudança de vazão por unidade de curso é proporcional a vazão anterior a mudança de curso. A válvula com esta característica é adequada para um processo com carga variável e ampla faixa de trabalho.
- **Hiperbólica**
- **Parabólica**

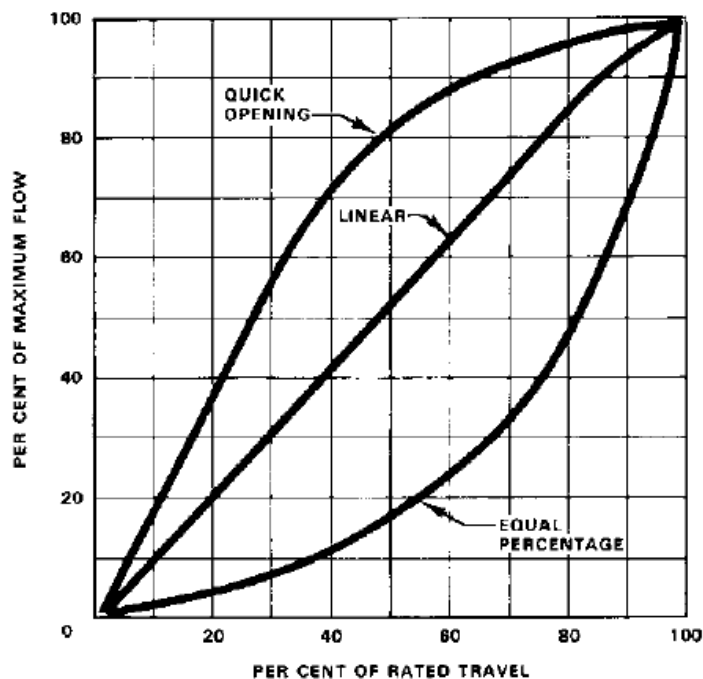


Figura 3.11 – Curva de atuação da válvula

Fonte: Fischer, 2009

Modificando-se a equação (3.35) para usar um sistema de unidades mais comuns do Brasil tem-se:

$$Q_v = K_v C_v \sqrt{\frac{\Delta P_v}{\rho_a}} \quad (3.36)$$

onde:

Q_v - vazão através da válvula [m^3/s];

$K_v = 7,59432 \times 10^{-3}$ - fator de conversão de unidades;

C_v - coeficiente de vazão da válvula, fornecido pelo fabricante e é função de modelo e do tipo de válvula [$gpm/\sqrt{psi}$];

ΔP_v - queda de pressão na válvula [bar].

Para a vazão em [kg/s], tem-se:

$$\dot{m}_v = K_v C_v \rho_a \sqrt{\frac{\Delta P_v}{\rho_a}} \quad (3.37)$$

Será selecionada uma válvula tipo globo com característica inerente igual porcentagem. Para o dimensionamento desta válvula, é necessário calcular a queda de pressão que nela ocorre. A queda de pressão na válvula é dada por (Munson; Young e Okiishi, 2008)

$$\Delta P = K_l \frac{\rho_a V^2}{2} \quad (3.38)$$

onde:

K_l – coeficiente de perda de pressão;

V – velocidade média do fluido na tubulação.

A velocidade da água na tubulação definida na Seção 3.2.2.1 é dada por:

$$V = \frac{\dot{m}_v}{\rho_a A} = \frac{0,0315}{996 \frac{\pi 0,012^2}{4}} = 0,2796 \frac{m}{s}$$

A vazão mássica utilizada para calcular a velocidade média foi definida na seção 3.2.1.2. O coeficiente de perda de pressão para uma válvula globo vale $K_l = 10$ (Munson, Young, Okiishi, 2008). Assim, a perda de pressão pode ser calculada.

$$\Delta P = 10 \frac{996 \times 0,2796^2}{2} = 389 Pa = 0,00389 bar$$

Substituindo os valores o valor obtido e substituindo na equação (3.37) para a válvula completamente aberta, pode-se calcula o coeficiente da válvula:

$$0,0315 = 0,00759432 C_v 996 \sqrt{\frac{0,00389}{996}}$$

Resulta:

$$C_v = 2,11$$

A Tabela 3.2, adaptada de Lipták (1995) mostra os valores de C_v em função da abertura de uma válvula com característica inerente igual porcentagem, de meia polegada de diâmetro e curso total de 0,75 polegada. As propriedades da válvula da Tabela 3.2 são:

- Curso total da haste: $L = 0,75in = 0,01905m$
- Área do obturador: $A_v = 0,2 in^2 = 0,0000258m^2$

A Figura 3.12 mostra os valores da Tabela 3.2 plotados graficamente.

Tabela 3.2 – Coeficiente de válvula para dada abertura de válvula

%	100	90	80	70	60	50	40	30	20	10
C_v	4,5	3,7	2,8	2,1	1,5	1,0	0,70	0,48	0,32	0,22

Fonte: Adaptado de Lipták, et. al. 1995

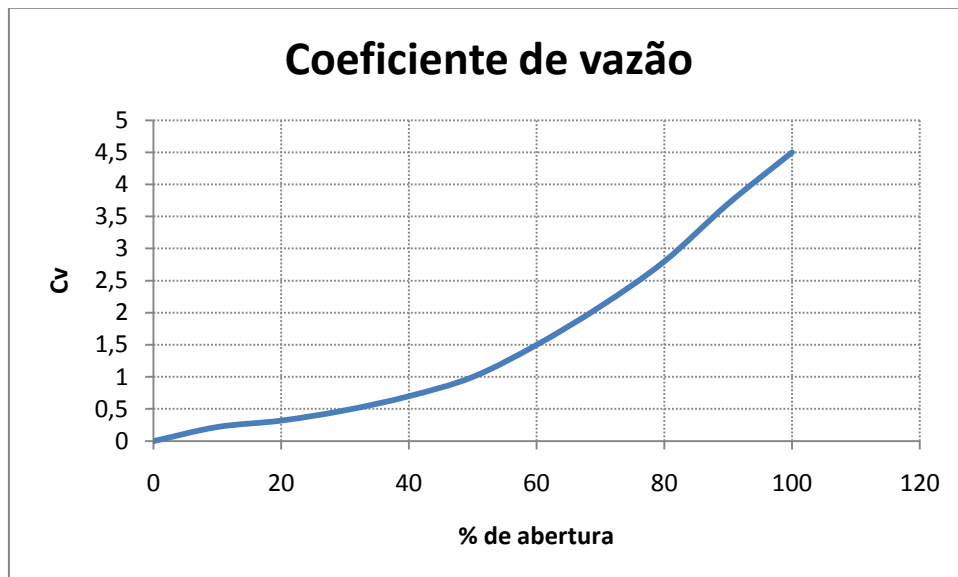


Figura 3.12 – Coeficiente de vazão da válvula

3.2.4. Atuador

O controle automático da válvula necessita de um atuador, que segundo Skousen, 2004 é definido como qualquer dispositivo montado na válvula que em

resposta a um sinal, automaticamente move a válvula para a posição desejada usando uma fonte externa de potência. A adição de um atuador a uma válvula e que possui a habilidade de se ajustar a um sinal é chamado de válvula de controle. Os atuadores podem ser elétricos, pneumáticos e eletros-hidráulicos. Em uma residência, a forma de atuação mais viável é a elétrica, com o uso de motores reversíveis. Neste caso os componentes são: motor elétrico, caixa de redução de velocidade, e batentes ou limitadores. Zappe e Smith (2004) enumeraram algumas vantagens e desvantagens do atuador elétrico. Dentre as vantagens pode-se citar operação suave, estabilidade no posicionamento devido a existência da caixa de câmbio, torques que podem ser ajustadas com a redução de velocidades apropriada, design compacto e a energia elétrica fornecida provoca uma movimentação da haste da válvula que não flutua. Dentre as desvantagens pode-se citar o alto custo, modelagem complexa devido ao grande número de peças, e necessidade de proteção contra umidade.

No funcionamento em malha fechada, o sensor de temperatura mede a temperatura final da água e envia um sinal eletrônico ao controlador que a compara com o sinal da temperatura de referência. Se houver diferença, o controlador enviará um sinal de correção para o atuador em forma de uma variação de voltagem. O atuador recebe o sinal e age sobre a válvula, variando a posição do obturador até que o sinal recebido do sensor seja igual a referência. Neste momento, o atuador, e conseqüentemente o obturador mantém sua posição.

O atuador deve não somente ser capaz de se ajustar ao sinal do atuador como também ter potência necessária para superar as forças do processo tais como atrito e forças viscosas do fluido.

O atuador também pode ser classificada em ação simples ou dupla ação. Os de ação simples atuam somente em um sentido sendo que no outro, há a atuação de uma mola podendo ser de ação direta (se a mola atua no sentido de fechar a válvula) ou de ação reversa (se a mola age de modo a abrir a válvula). Os atuadores de dupla ação trabalham em ambos sentidos, para a abertura ou fechamento da válvula.

Devido ao grande torque que é gerado pelo motor elétrico em função da máxima eficiência ser em operação na máxima rotação, e também devido a redução, limitadores de posição ou limitadores de torque devem ser usados. Os limitadores de posição desligam o motor quando a válvula atinge a posição de totalmente aberta ou

de totalmente fechada, enquanto que os limitadores de torque desligam o motor quando o torque aumenta em decorrência do fechamento ou abertura da válvula. Estes limitadores garante que o motor não cause danos na válvula.

3.2.4.1. Modelagem do motor elétrico

Para o controle da posição do obturador da válvula, será usado um motor elétrico de corrente contínua reversível controlado por armadura. O esquema físico do motor está mostrado na Figura 3.13, onde o está representada a parte elétrica que corresponde a fonte de tensão e o enrolamento da armadura e a parte mecânica com a inércia e o atrito do rotor, e o torque externo aplicado.

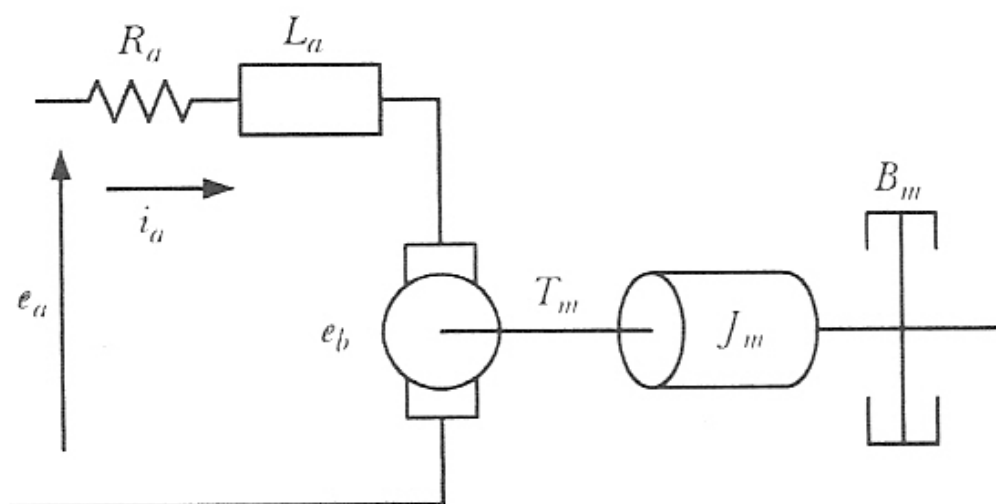


Figura 3.13 – Modelo físico do motor controlado por armadura

Fonte: Adaptado de Garcia, 2005

Para o circuito elétrico, tem-se:

$$e_a = R_a i_a + L_a \frac{di_a}{dt} + e_m \quad (3.39)$$

Onde:

e_a - Tensão aplicado na armadura do motor [V];

R_a - Resistência elétrica do enrolamento da armadura [Ω];

i_a - Corrente elétrica no enrolamento da armadura $[A]$;
 L_a - Indutância elétrica do enrolamento da armadura $[H]$;
 e_m - Força contra eletro motriz do motor $[V]$.

A indutância do motor geralmente é muito pequena e pode ser desprezada. Assim, a Equação (3.39) fica:

$$e_a = R_a i_a + e_m \quad (3.40)$$

A tensão do motor é proporcional a velocidade do rotor, segundo a equação:

$$e_m = K_v \dot{\theta}_m \quad (3.41)$$

K_v - Constante de tensão do motor $[V/rad/s]$;
 $\dot{\theta}_m$ - Velocidade angular do eixo do motor $[rad/s]$.

Assim, a Equação (3.40) fica:

$$e_a = R_a i_a + K_v \dot{\theta}_m \quad (3.42)$$

Para o sistema mecânico, tem-se:

$$T_m = T_J + T_B + T_{ext} \quad (3.43)$$

T_m - Torque do motor $[N.m]$;
 T_J - Momento causado pela inércia do rotor $[N.m]$;
 T_B - Momento causado pelo atrito do rotor $[N.m]$;
 T_{ext} - Torque externo aplicado no eixo do motor $[N.m]$.

O torque motor é proporcional a corrente na armadura. Desenvolvendo a Equação (3.43), tem-se:

$$K_T i_a = J_m \ddot{\theta}_m + B_m \dot{\theta}_m + T_{ext} \quad (3.44)$$

K_T - Constante de torque do motor [$N.m/A$];

J_m - Momento de inércia do rotor [$kg.m^2$];

B_m - Atrito viscoso do rotor [$N.m/rad/s$].

A constante de tensão do motor (K_v) e a constante de torque do motor (K_T) têm mesmo valor se unidades coerentes forem utilizadas.

Isolando a corrente (i_a) na Equação (3.42), substituindo na Equação (3.44) e rearranjando, tem-se:

$$\ddot{\theta}_m + \left(\frac{B_m}{J_m} + \frac{K_v}{J_m R_a} \right) \dot{\theta}_m = \frac{T_{ext}}{J_m} + \frac{K_T}{J_m R_a} e_a \quad (3.45)$$

A Equação (3.45) governa o movimento do motor. A entrada que controla a posição (θ_m) é a tensão (e_a) na armadura do motor. Para que o motor controle a posição da válvula é necessária uma caixa de redução. Esta caixa está mostrada na Figura 3.14 é constituída de pares de engrenagens cilíndricas, um par coroa e sem fim, e um par pinhão e cremalheira que converte movimento de rotação em translação.

O uso do par sem fim e coroa proporciona uma grande redução de velocidades, além de manter a posição da haste da válvula na posição especificada mesmo com o motor desligado, mesmo com a ação das forças fluídicas, pelo princípio do auto travamento. A posição da haste da válvula é dada por:

$$x = X.L = r_{pin} \theta_{red} = r_{pin} \alpha \theta_m \quad (3.46)$$

Onde:

x - Deslocamento da haste da válvula [m];

X - Abertura da válvula [adimensional];

L - Curso total da haste da válvula [m];

r_{pin} - Raio do pinhão do par pinhão e cremalheira [m];

θ_{red} – Ângulo de rotação do pinhão [rad];

α - Constante de redução de velocidade [adimensional];

θ_m - Ângulo de rotação do eixo do motor [rad].

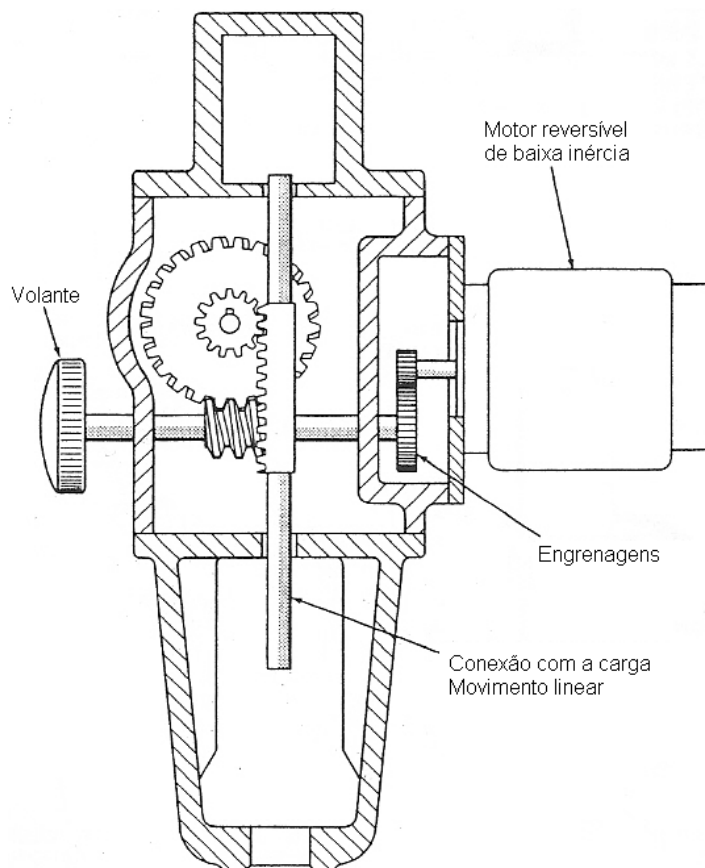


Figura 3.14 – Caixa de redução

Fonte: adaptado de Lipták, 1995

Note que na redução do motor foi separada a parte da redução referente aos pares de engrenagens com a parte em que ocorre a conversão de rotação em translação no par pinhão cremalheira. Da Equação (3.46) obtém-se:

$$\begin{aligned}\theta_m &= \frac{L}{r_{pin}\alpha} X \\ \dot{\theta}_m &= \frac{L}{r_{pin}\alpha} \dot{X} \\ \ddot{\theta}_m &= \frac{L}{r_{pin}\alpha} \ddot{X}\end{aligned}\tag{3.47}$$

Substituindo as Equações (3.47) na Equação (3.45) e rearranjando, tem-se:

$$\ddot{X} + \left(\frac{B_m}{J_m} + \frac{K_v}{J_m R_a} \right) \dot{X} = \frac{r_{pin} \alpha T_{ext}}{J_m L} + \frac{r_{pin} \alpha K_T}{J_m R_a L} e_a \quad (3.48)$$

O torque externo aplicado no eixo do motor é aquele surge devido as forças atuantes na haste da válvula, mais especificamente as forças dinâmicas do fluido em movimento. A válvula não necessita de uma mola de retorno, pois o motor elétrico é reversível, ao contrário do atuador pneumático que fornece potência apenas em um sentido. A Figura 3.15 mostra o esquema físico das forças atuantes na válvula.

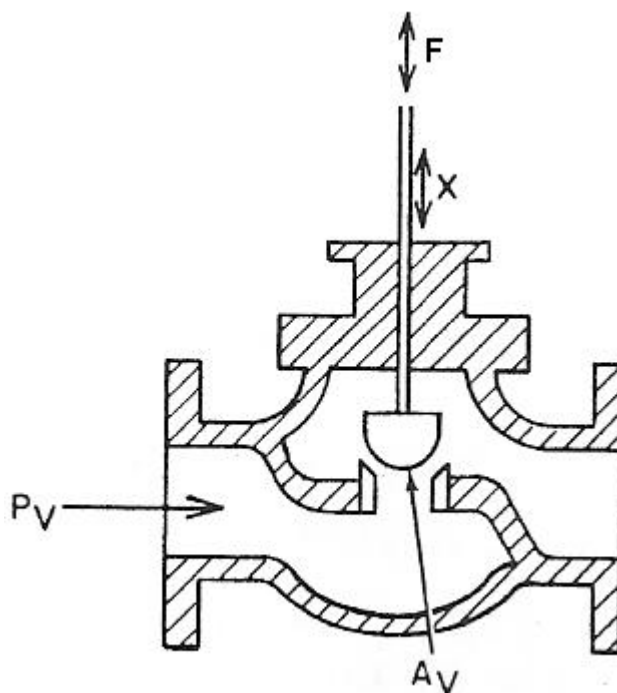


Figura 3.15 – Forças atuantes na válvula

Fonte: adaptado de Lipták, 1995

O balanço de forças na haste fornece:

$$F = P_v A_v \quad (3.49)$$

F - Força atuante na haste da válvula, proveniente do motor [N];

P_v - Queda de pressão do fluido na válvula [Pa];

A_v - Área do obturador da válvula [m^2].

Na Equação (3.49) foi feito um balanço estático de forças, desconsiderou-se a inércia da haste, o que equivale a dizer que toda a parte dinâmica no controle da válvula está concentrada no motor, a válvula responde a excitação instantaneamente, sem atrasos. O torque externo da Equação (3.48) equivale ao lado direito da Equação (3.49) multiplicado pela redução do motor. Assim, tem-se:

$$T_{ext} = P_v A_v r_{pin} \alpha \quad (3.50)$$

Substituindo a Equação (3.50) na Equação (3.48), tem-se:

$$\ddot{X} + \left(\frac{B_m}{J_m} + \frac{K_v}{J_m R_a} \right) \dot{X} = \frac{(r_{pin} \alpha)^2 P_v A_v}{J_m L} + \frac{r_{pin} \alpha K_T}{J_m R_a L} e_a \quad (3.51)$$

Pode-se dimensionar a potência do motor pela Equação (3.49). A pressão do fluido age no sentido de abrir a válvula, porém, esta força é reativa pois só irá atuar quando a haste estiver sendo movimentada pelo motor; quando o motor estiver parado, esta força é travada pela caixa de redução. A potência do motor é necessária para mover a válvula é dada por:

$$P_{motor} = (P_v A_v) \dot{x} \quad (3.52)$$

Onde $\dot{x}$ é a velocidade da haste. Deseja-se que a haste percorra seu curso total em 1 segundo para obter um controle rápido. Assim, a velocidade da haste é:

$$\dot{x} = \frac{L}{t} = \frac{0,01905}{1} = 0,01905 \frac{m}{s}$$

A queda de pressão na válvula é dada pela Equação (3.38). Admitindo que a válvula irá operar a uma vazão mássica máxima de 0,106 kg/s, tem-se:

$$V = \frac{\dot{m}_v}{\rho_a A} = \frac{0,106}{996 \frac{\pi 0,012^2}{4}} = 0,941 \frac{m}{s}$$

$$P_v = K_l \frac{\rho_a V^2}{2} = 10 \frac{996(0,941)^2}{2} = 4410 Pa$$

$$P_{motor} = 4410 \times 0,0000258 \times 0,01905 = 0,00217 W$$

Pelos cálculos percebe-se que a potência motora necessária é muito pequena, pois o nível do fluxo controlado é baixo.

O motor selecionado tem as seguintes características (extraído de Faulhaber, 2010):

- Potência máxima: $P = 3,8 W$
- Voltagem nominal: $V = 12 V$
- Torque de bloqueio: $T_{bl} = 27,3 mN.m = 27,3 \times 10^{-3} N.m$
- Coeficiente de atrito: $B_m = 5,5 \times 10^{-5} \frac{mN.m}{rpm} = 52,5 \times 10^{-8} \frac{N.m}{rad/s}$
- Constante de torque do motor: $K_T = 8,14 \frac{mN.m}{A} = 8,14 \times 10^{-3} \frac{N.m}{A}$
- Constante de tensão do motor: $K_v = 0,852 \frac{mV}{rpm} = 8,14 \times 10^{-3} \frac{V}{rad/s}$
- Inércia do rotor: $J_m = 4,2 g.cm^2 = 4,2 \times 10^{-7} kg.m^2$
- Resistência do enrolamento da armadura: $R_a = 3,5 \Omega$
- Rotação sem carga: $n_0 = 13200 rpm = 1382 rad/s$

Na caixa de redução, considera-se que o par sem fim e coroa proporciona uma redução e as engrenagens cilíndricas de dentes retos reduzam a velocidade a uma proporção de 20:1, e o raio do pinhão do par pinhão cremalheira possui um raio de 5 cm. Desta maneira, tem-se:

$$\alpha = \frac{1}{20} = 0,05$$

$$r_{pin} = 5 cm = 0,05 m$$

3.2.5. Válvulas e atuadores comerciais

Analisando as válvulas de controle comerciais, nota-se que muitos deles já possuem um atuador embutido, inclusive com a caixa de redução e os limitadores (sejam de torque ou de posição), além de posicionadores nos modelos mais sofisticados.

A válvula de controle, composta pelo corpo da válvula mais o atuador, recebe um sinal eletrônico, geralmente de 4-20 mA ou 0-10 V, e atua de forma proporcional ao sinal.

Além da válvula tipo globo, as válvulas mais comuns são: borboleta, esfera e solenóide. Algumas destas serão descritas a seguir.

A Figura 3.16 mostra uma válvula borboleta com atuador elétrico fabricado pela Hayward, cujas informações estão disponíveis no site The ValveShop (2010).



Figura 3.16 – (a) Corpo de uma válvula borboleta. (b) Válvula de controle borboleta com atuador elétrico.

Fonte: adaptado de The ValveShop, 2011.

A Figura 3.17 mostra uma válvula esfera com atuador elétrico fabricado pela Triac Controls, cujas informações estão disponíveis no site The ValveShop (2011).



Figura 3.17 – Válvula de controle de esfera com atuador elétrico.
Fonte: adaptado de The ValveShop, 2011.

A Figura 3.18 mostra uma válvula solenóide modulada fabricado pela bürkert, cujas informações estão disponíveis no site The ValveShop (2011). Ao contrário das válvulas solenóides tradicionais, a sua posição é proporcional ao sinal de entrada e a válvula permite o controle gradual da vazão da água não apenas em duas posições. O corpo da válvula é constituído por uma válvula globo. A alimentação da válvula é de 115 VAC e o sinal de controle pode ser 4-20 mA ou 0-10 V.



Figura 3.18 – Válvula de controle solenóide modulada.
Fonte: adaptado de The ValveShop, 2011.

Todas as válvulas atuam com uma velocidade similar o que nos lava a selecionar a válvula que possui o menor custo.

3.2.6. Sensor de temperatura

Será utilizado um termopar tipo J montado dentro de uma bainha para medir a temperatura da água. Este equipamento será montado imediatamente antes do chuveiro, para garantir que a temperatura medida seja a que efetivamente chega ao usuário. Ao conjunto termopar e transmissor se dá o nome de transdutor, um sensor que lê uma variável física, neste caso a temperatura da água, e converte em sinais eletrônicos.

A temperatura da água no chuveiro é uma função das temperaturas quente (proveniente do aquecedor) e fria. Assim, tem-se:

$$T_m = \frac{\dot{m}_f T_f + \dot{m}_q T_q}{\dot{m}_f + \dot{m}_q} \quad (3.53)$$

Como o aquecedor fica a certa distância do sensor, e as perdas de calor na tubulação são desprezíveis (seção 3.2.2.1), surge um tempo morto entre a temperatura da saída do aquecedor e da temperatura medida pelo termopar dada por:

$$\theta = \frac{L}{\bar{v}} \quad (3.54)$$

com

$$\bar{v} = \frac{\dot{m}_t}{\rho_a A_i} \quad (3.55)$$

onde:

θ - tempo morto [s];

$\bar{v}$ - velocidade média do fluido na tubulação [m/s].

Substituindo a equação (3.55) na (3.54) e usando os valores numéricos, tem-se:

$$\theta = \frac{3 \times 996 \pi 0,012^2}{0,0735 \cdot 4} = 4,6s$$

3.2.6.1. Modelagem do sensor de temperatura

Como sensor de temperatura, será utilizado um termopar. O ponta do termopar troca calor com a água do banho pela seguinte lei:

$$m_{tp} C_{p,tp} \frac{\partial T_{tp}}{\partial t} = h_{tp} A_{tp} (T_{fin} - T_{tp}) \quad (3.56)$$

m_{tp} - Massa da ponta do termopar;

$C_{p,tp}$ - Calor específico do material do termopar;

h_{tp} - Coeficiente de troca de calor por convecção da água quente com o termopar;

A_{tp} - Área de troca de calor do termopar;

T_{tp} - Temperatura medida pelo termopar;

T_{fin} - Temperatura da água.

Rearranjando a Equação (3.56), tem-se:

$$\frac{\partial T_{tp}}{\partial t} + \frac{h_{tp} A_{tp}}{m_{tp} C_{p,tp}} T_{tp} = \frac{h_{tp} A_{tp}}{m_{tp} C_{p,tp}} T_{fin} \quad (3.57)$$

Onde:

$$\tau = \frac{m_{tp} C_{p,tp}}{h_{tp} A_{tp}} \quad (3.58)$$

Na Equação (3.58), o termo τ é chamado de constante de tempo do termopar. Um valor típico desta constante em casos de aplicação de medição de temperatura de água é 2 segundos.

A temperatura medida pelo termopar (T_{tp}) é convertida em um sinal eletrônica pelo transmissor. A faixa de temperatura calibrada para este termopar é de

-20 a 100°C, e a faixa de saída do transmissor é de 4 a 20mA. Assim, o ganho do transmissor é dado por:

$$K_t = \frac{20mA - 4mA}{100^{\circ}C - 20^{\circ}C} = 0,133 \frac{mA}{^{\circ}C}$$

A temperatura transmitida é dada por:

$$T_{fin, mA} = K_t(T_{tp} + 20^{\circ}C) + 4mA \quad (3.59)$$

3.3. Parâmetros de utilização

Nesta seção serão destacados os parâmetros de utilização dos sistemas de aquecimento tais como temperatura de banho, vazão de água e tempo de banho.

Estudos realizados por Ilha (1991), com moradores de apartamentos que tem disponibilidade de água quente de um aquecedor central, revelaram que a temperatura e a vazão confortáveis da água do banho são:

$$T = 34^{\circ}C$$

$$Q = 0,106 \frac{l}{s} \rightarrow \dot{m} = 0,105 \text{ kg/s}$$

A Figura 3.19 mostra o resultado de uma pesquisa que mede o tempo médio de banho por pessoa utilizando chuveiro elétrico na região sudeste. Note que a maior parte da população gasta menos de 10 minutos para o banho.

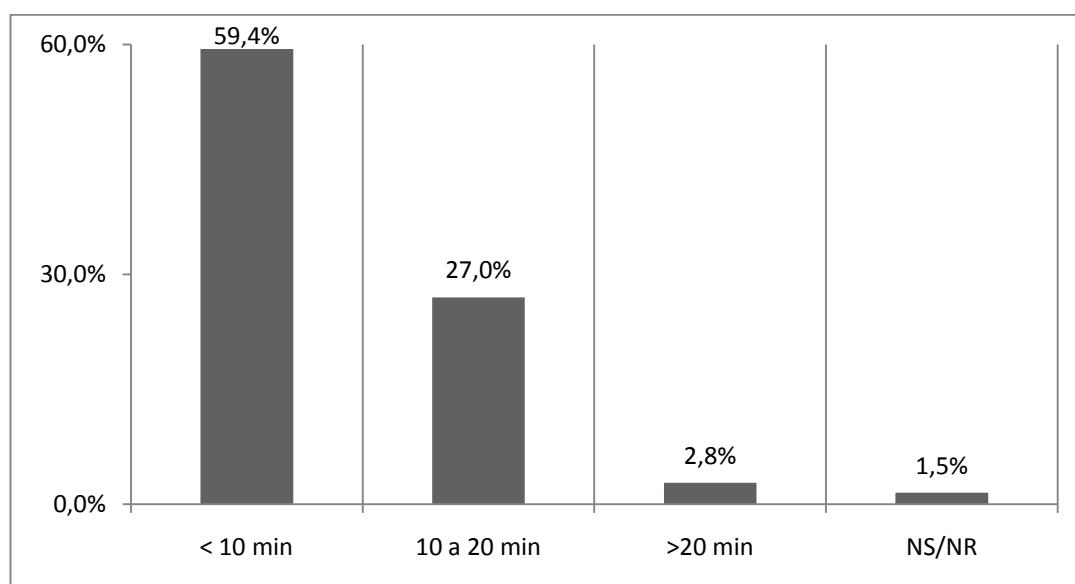


Figura 3.19 – Tempo médio de banho

Fonte: Procel, 2007

Ponderando-se o tempo de banho para a população, o tempo de banho médio pode ser estimado por:

$$t_m = 0,594 \times 10 + 0,27 \times 15 + 0,028 \times 20 \approx 11min$$

4. SIMULAÇÃO E CONTROLE

Nesta seção serão feitas as simulações computacionais do sistema representado pelas equações diferenciais obtidas anteriormente. As simulações serão feitas para apenas para a planta do sistema, ou seja, sem a atuação do controle e visam analisar as respostas do sistema em regime estacionário e no transitório, para uma dada entrada. A seguir será feito o projeto do controle PID, que consiste basicamente em obter os ganhos proporcional, integrativo e derivativo. Para isso, é necessário obter a função de transferência do sistema, que serão por meio das suas equações linearizadas. Será feito o controle para os seguintes caso:

- Vazão de gás constante.
- Vazão de água quente constante.
- Controle de temperatura feita apenas pela variação de vazão de água fria.
- Água aquecida alimenta apenas o chuveiro.

4.1. Visão geral

Para entender como agirá o controle, pode-se representar o sistema em diagramas de blocos. A Figura 4.1 mostra o diagrama de blocos para o sistema.

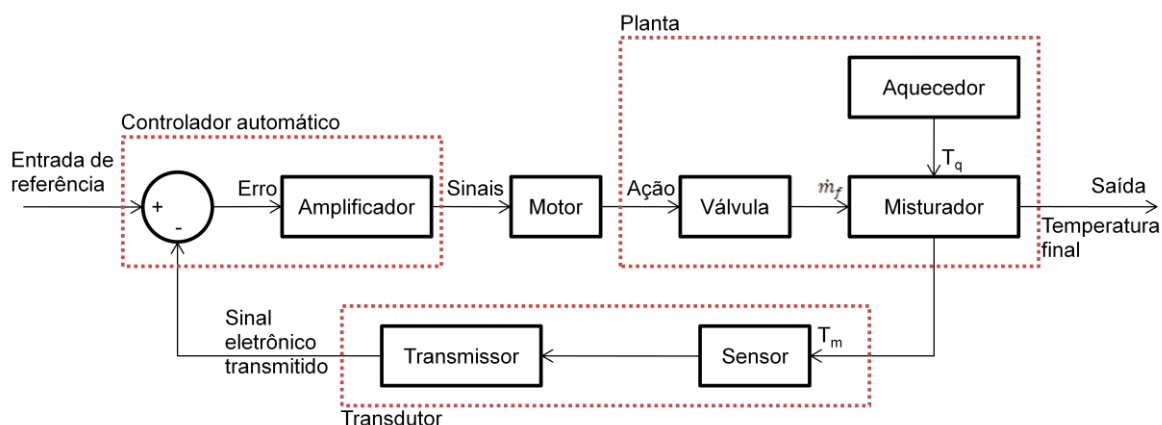


Figura 4.1 – Diagrama de blocos

Para o sistema físico estudado, a planta equivale ao aquecedor, o atuador equivale ao atuador da válvula de controle que pode ser por um motor elétrico, ou atuador pneumático, e o sensor equivale ao termopar. A entrada é a vazão de água

quente ou fria dependendo do caso analisado, o distúrbio pode ser a abertura de uma torneira, ou variação na temperatura de entrada da água fria.

4.2. Simulação do sistema sem controle

O sistema de aquecimento sem controle equivale ao modelo em malha aberta. No caso aqui abordado será considerada apenas o aquecedor; a dinâmica da válvula e do atuador será desprezada. O diagrama de blocos representativo do sistema está mostrada na Figura 4.2.

A equação (3.10) que governa o sistema será repetida aqui por conveniência:

$$\frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{\dot{m}_e c_{p,a} (T_e - T_s) + \dot{q}_a}{\rho_a V_a c_{p,a}} \quad (4.1)$$

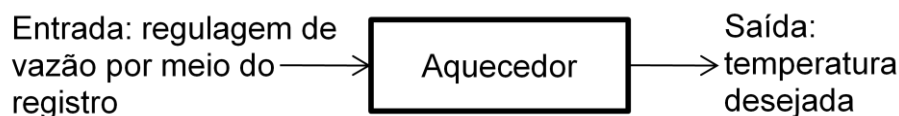


Figura 4.2 – Diagrama de blocos do sistema em malha aberta

A entrada do sistema é a vazão de água $\dot{m}_e$ e foi definido como uma rampa de amplitude 0,0735 kg/s para fins de simulação. Os outros parâmetros foram definidos na seção 3.2.1.1. A Figura 4.3 mostra o modelo implementado na ferramenta do MATLAB, o Simulink, e a Figura 4.4 mostra a resposta do sistema.

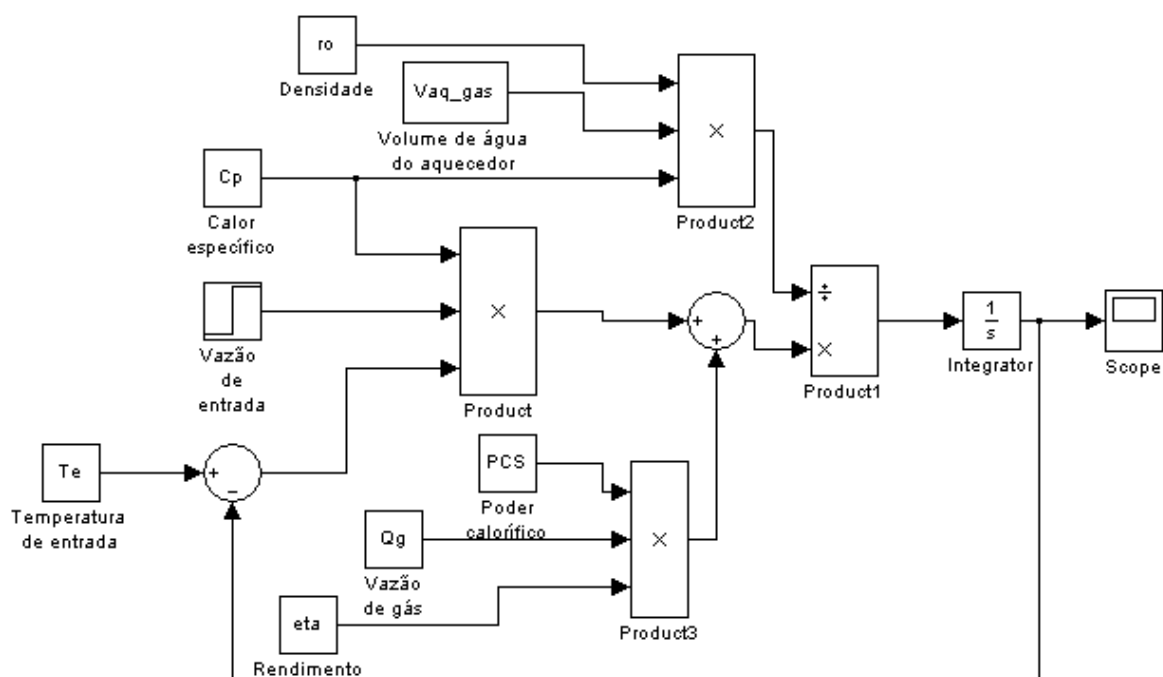


Figura 4.3 – Modelo no Simulink

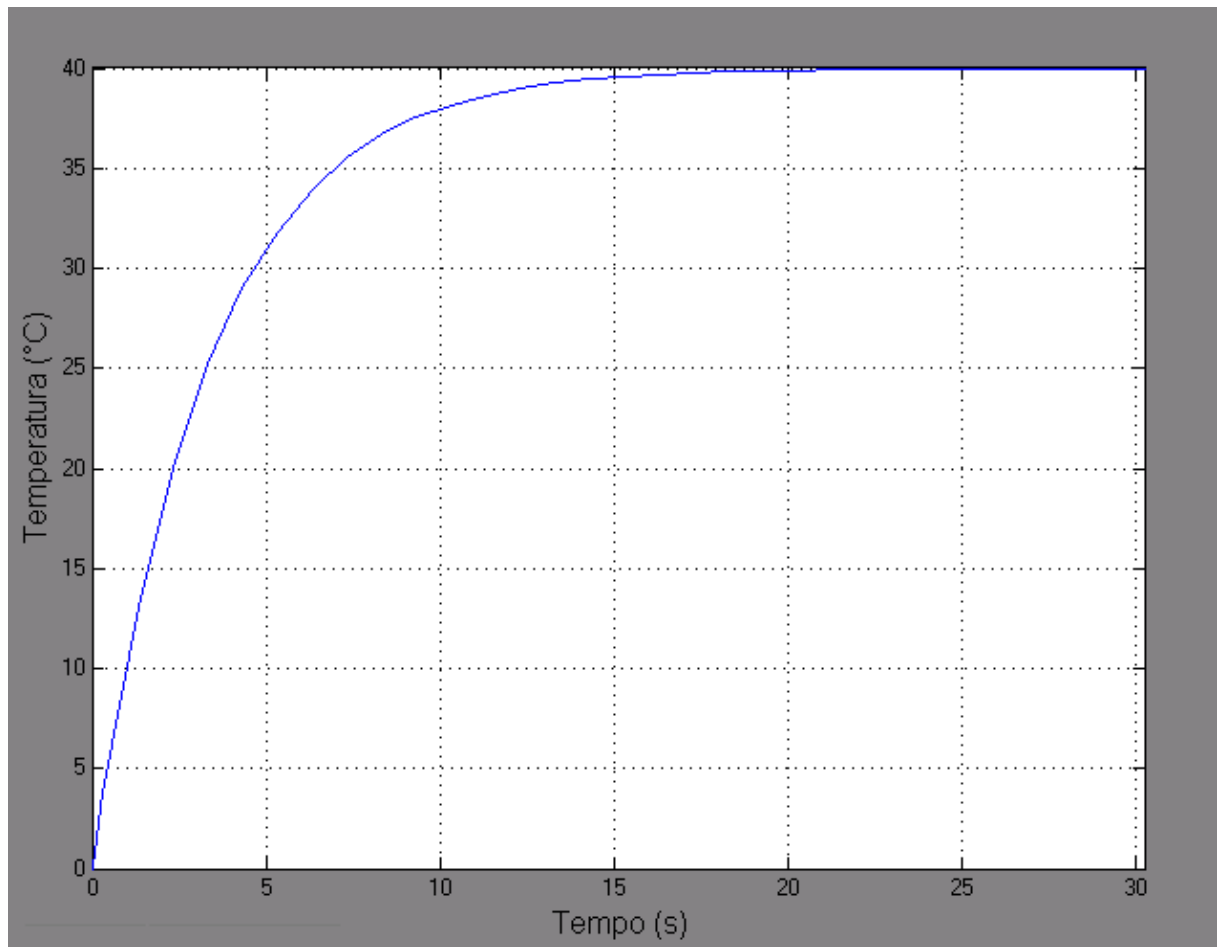


Figura 4.4 – Resposta do sistema de aquecimento a gás

O gráfico da Figura 4.4 mostra que o tempo de acomodação do sistema é em torno de 15 segundos, uma inércia consideravelmente grande. A temperatura de saída nominal da água nessas condições é de 40 °C, temperatura esta que poderia ser calculada pela equação (3.15).

$$\frac{\partial T_s}{\partial t} = 0,2988(T_e - T_s) + 5,9737 \quad (4.2)$$

Para a operação em regime permanente, o lado esquerdo desta equação é zero, e assim, a temperatura de saída pode ser facilmente calculada. Para uma temperatura de entrada de 20 °C, a temperatura de saída é de:

$$T_s = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$$

A simulação do chuveiro elétrico representada pela equação (3.5) também foi feita para efeito de comparação e a resposta está mostrada na Figura 4.5.

A entrada do sistema é a vazão de água $\dot{m}_a$ e foi definido como um degrau de amplitude 0,105 kg/s para fins de simulação. Os outros parâmetros foram definidos na seção 3.2.1.1.

O gráfico da Figura 4.5 mostra que o tempo de acomodação do sistema é em torno de 8 segundos, uma inércia menor do que o do aquecedor a gás. A temperatura de saída nominal da água nessas condições é de aproximadamente 32 °C, temperatura esta que poderia ser calculada pela equação (3.6):

$$\frac{\partial T_s}{\partial t} = 100,4\dot{m}_a - 5,02\dot{m}_a T_s + 6,609 \quad (4.3)$$

Para a operação em regime permanente, o lado esquerdo desta equação é zero, e desta maneira a temperatura de saída pode ser facilmente calculada. Para uma temperatura de entrada de 20 °C, a temperatura de saída é de:

$$T_s = 32,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

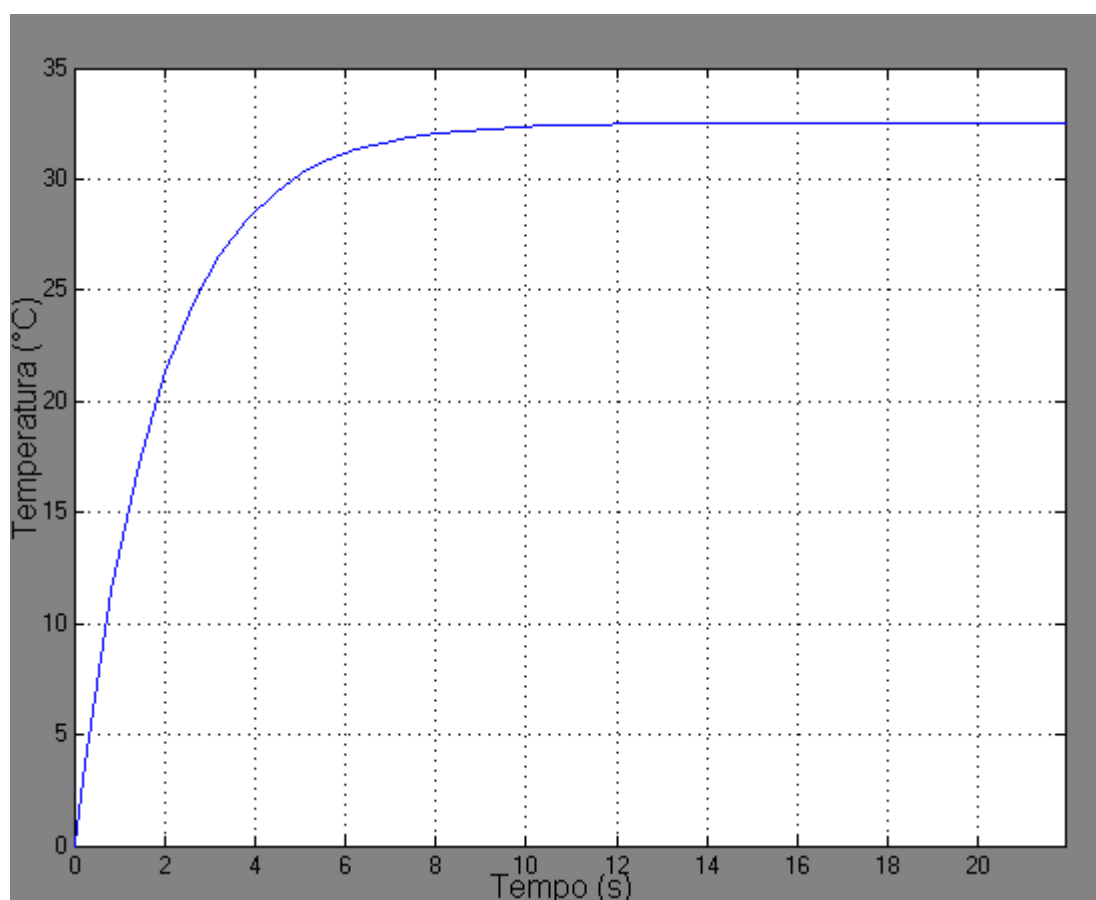


Figura 4.5 – Resposta do sistema de aquecimento elétrico

A comparação dos resultados está resumida na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Comparação dos sistemas de aquecimento

	Vazão de água (kg/s)	Temperatura (°C)	Tempo de acomodação (s)	Potência necessária (kW)
Gás	0,0735	40,0	15	6,14
Elétrico	0,1050	32,6	8	5,50

4.2.1. Comparação com dados experimentais

A fim de verificar e validar o modelo proposto, um experimento foi realizado em um chuveiro aquecido por queima de gás. A temperatura da água foi medida em função do tempo, e sua vazão foi anotada. O experimento consiste em medir a temperatura do chuveiro durante o aquecimento da água até esta atingir uma

temperatura constante especificada. Foram feitos experimentos para as temperaturas de 34 °C, 37 °C e 40 °C. Os resultados foram plotados em gráficos de temperatura em função do tempo. O objetivo é comparar estes gráficos obtidos com aqueles calculados matematicamente.

Equipamento utilizado:

- Termômetro digital tipo K
 - Marca: Instrutherm
 - Modelo: Th – 1200C
- Aquecedor de passagem
 - Marca: Lorenzetti
 - Modelo: L8
- Tubulação
 - Material: PEX
 - Comprimento: 6,20 m

Condições ambientais:

- Data: 06 de julho de 2010
- Hora: 14h00min
- Temperatura ambiente: 22,5 °C
- Temperatura da água: 22,5 °C

A pressão atmosférica não foi medida por não afetar significativamente o processo.

Procedimento:

O esquema da instalação está mostrado na Figura 4.6.



(a)

Figura 4.6 – Esquema da instalação. (a) Ponta do termômetro digital instalada próxima a ducha. (b) Aquecedor de água utilizado.

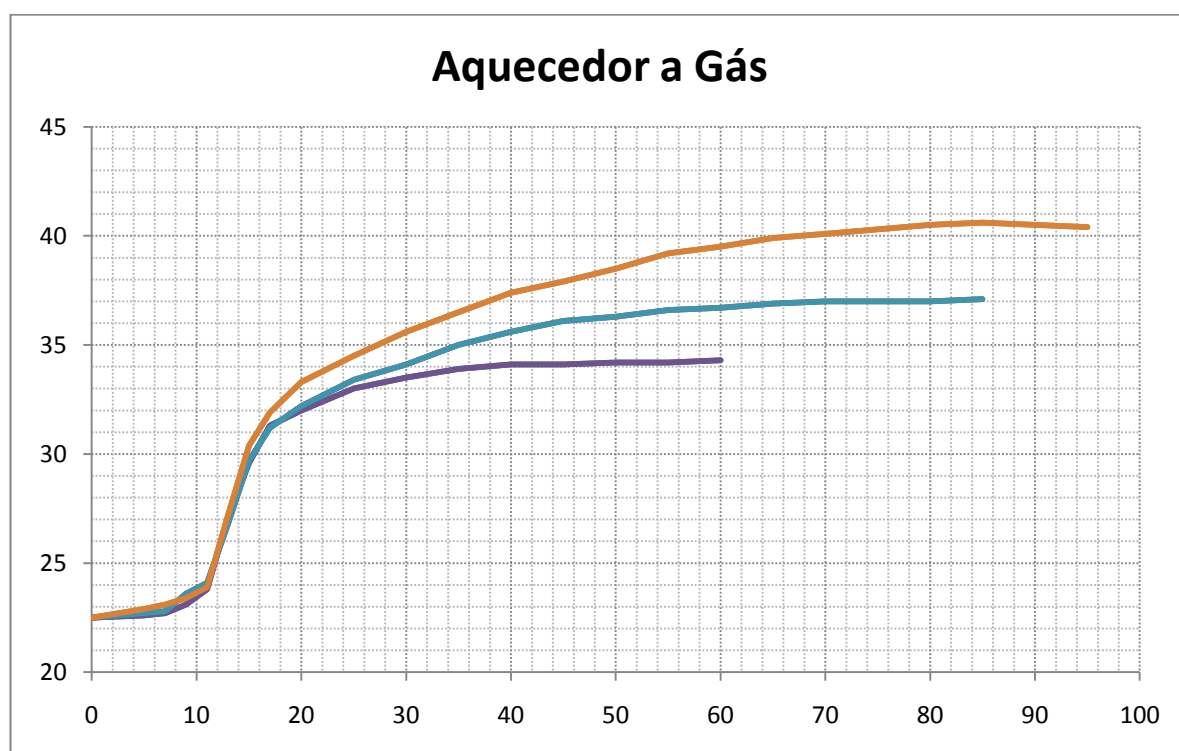


(b)

A temperatura desejada da água do chuveiro foi ajustada pela mudança de vazão por meio da válvula do registro. Quando a temperatura desejada foi atingida, marcou-se a posição do registro. Em seguida, passou-se água fria através de todo o sistema de aquecimento, sem que o aquecedor funcionasse. Em seguida, abriu-se a válvula na posição marcada e a temperatura foi anotada em função do tempo. O experimento foi feito para três temperaturas diferentes: 34°C, 37°C e 40°C. Para a que se pudesse atingir a temperatura de 34°C foi necessário diminuir a vazão de gás do que alimentava o aquecedor, pois a máxima vazão de água não era suficiente para diminuir a temperatura. Os resultados estão mostrados no gráfico da Figura 4.7 e na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 – Vazão de água do experimento

Temperatura nominal (°C)	Temperatura atingida (°C)	Vazão de água (l/s)
34,0	34,3	0,0750
37,0	37,1	0,0873
40,0	40,4	0,0760

**Figura 4.7 – Resultados experimentais do aquecimento da água em função do tempo**

A seguir, estes gráficos foram comparados com os resultados da simulação para efetuar a correta calibração do modelo. Do modelo matemático dado pela Equação (4.1), as principais fontes de erro são o volume em que a água está sendo aquecida e o calor transferido para a água por serem estes valores estimados. A calibração do modelo ajustará estes parâmetros para que se possa obter um modelo mais preciso. Os modelos calibrados foram comparados com os valores experimentais. Os resultados estão mostrados na Figura 4.8, Figura 4.9 e Figura 4.10.

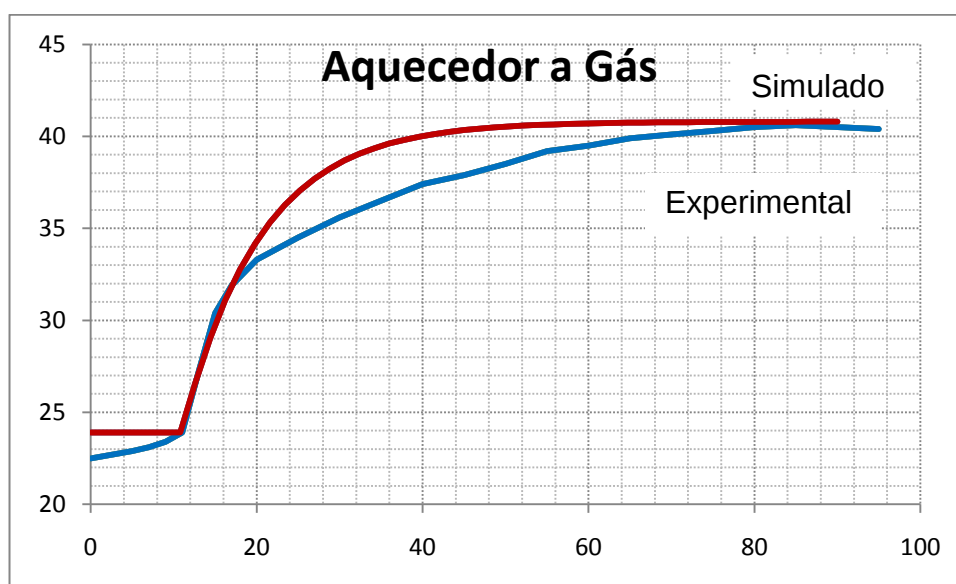


Figura 4.8 – Comparação para temperatura de 40 °C

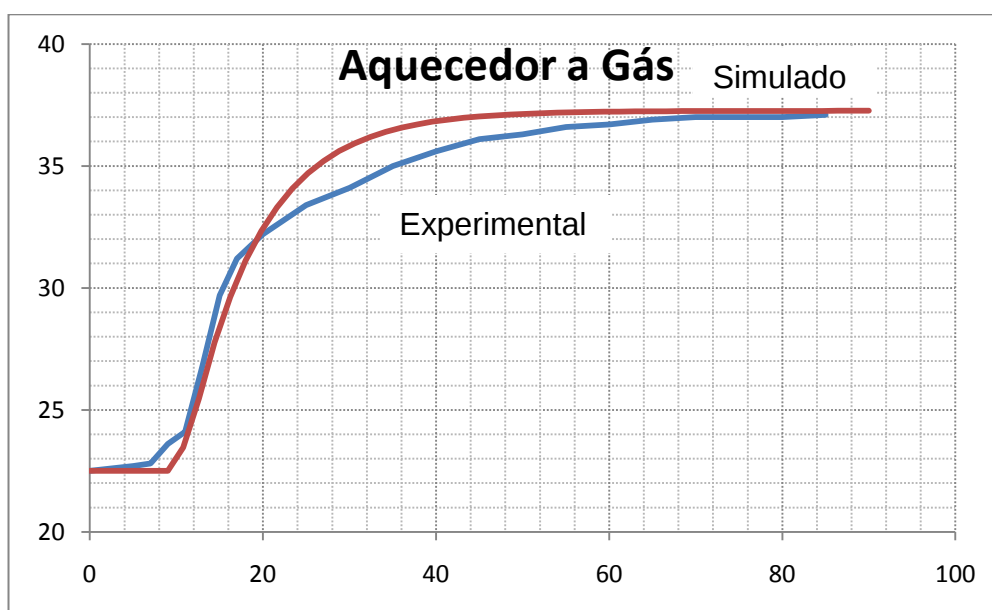


Figura 4.9 – Comparação para temperatura de 37 °C

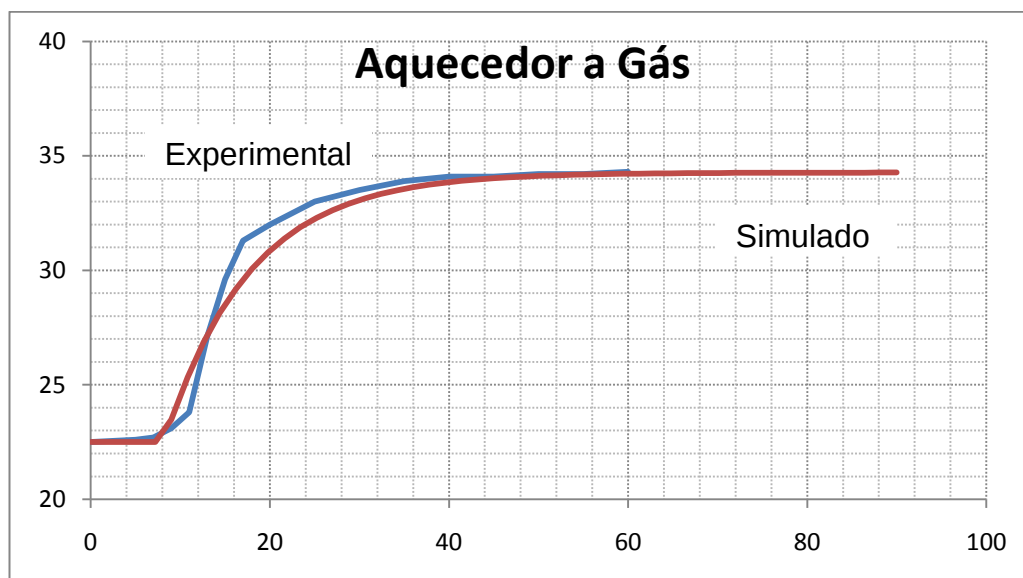


Figura 4.10– Comparação para temperatura de 34 °C

Os resultados mostram que existem algumas diferenças entre o modelo proposto com o real que se devem a detalhes construtivos e funcionais do aquecedor, como por exemplo, a superfície de troca de calor, que foi mostrada na Figura 3.5. Inicialmente, a troca de calor ocorre apenas na região aletada, e em seguida, a medida em que os gases de combustão aquecem a chapa externa, esta região também irá trocar calor. Além disso, deve-se ter em mente que a válvula que regula a passagem de gás passa por um pequeno período transitório antes de manter a vazão constante. Apesar das diferenças encontradas, o modelo pode ser usada para representar o sistema, pois os gráficos mostram uma boa correlação entre o modelo matemático e o real. A calibração do modelo forneceu valores para o volume do aquecedor e a vazão do gás que estão mostradas na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 – Valores para a calibração do modelo

Temperatura atingida (°C)	Volume do aquecedor (m^3)	Vazão de gás (m^3/s)
34,3	0,00072	0,00011
37,1	0,00072	0,00016
40,4	0,00072	0,00016

O experimento também foi feito para um chuveiro elétrico, e mesmo procedimento foi adotado. Os equipamentos usados e as condições ambientais foram anotados. Os resultados estão mostrados na Figura 4.11.

Equipamento utilizado:

- Termômetro digital tipo K
 - Marca: Instrutherm
 - Modelo: Th – 1200C
- Chuveiro elétrico
 - Marca: Lorenzetti
 - Modelo: Maxi Ducha
 - 220 V
 - 5500 W

Condições ambientais:

- Data: 01 de agosto de 2010
- Hora: 15h30min
- Temperatura ambiente: 20,2 °C
- Temperatura da água: 23,1 °C

A pressão atmosférica não foi medida por não afetar significativamente o processo. Vale lembrar que o chuveiro utilizado não era novo, já tinha sido usado por muitos anos.

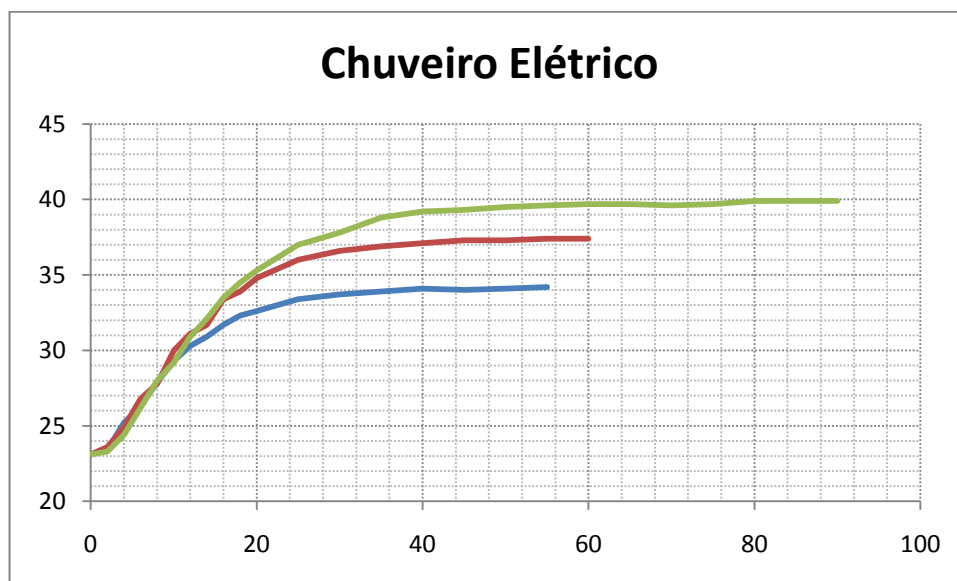


Figura 4.11 – Resultados experimentais da temperatura da água em função do tempo para chuveiro elétrico

As principais fontes de erro do modelo de chuveiro elétrico proposto são o volume do chuveiro onde ocorre aquecimento, e a potência fornecida pelo chuveiro. A calibração do modelo foi feita alterando-se estes parâmetros, e os resultados estão mostrados nas Figura 4.12, Figura 4.13 e Figura 4.14.

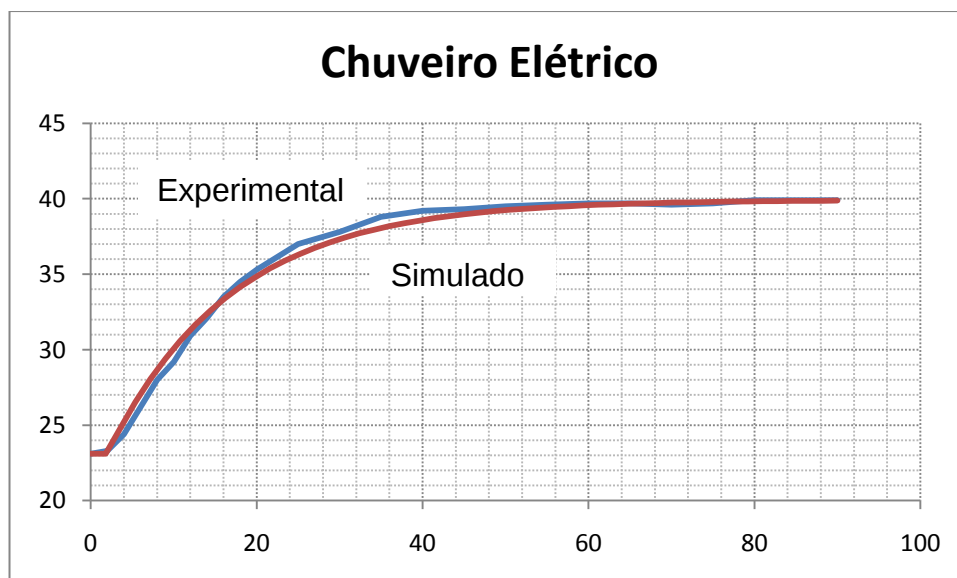


Figura 4.12 – Comparação para a temperatura de 40 °C

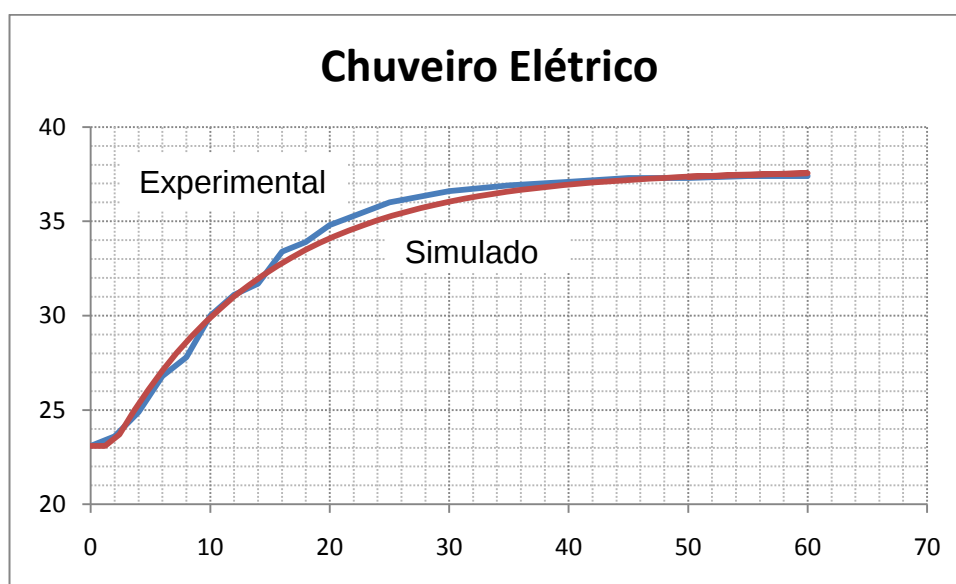


Figura 4.13 – Comparação para a temperatura de 37 °C

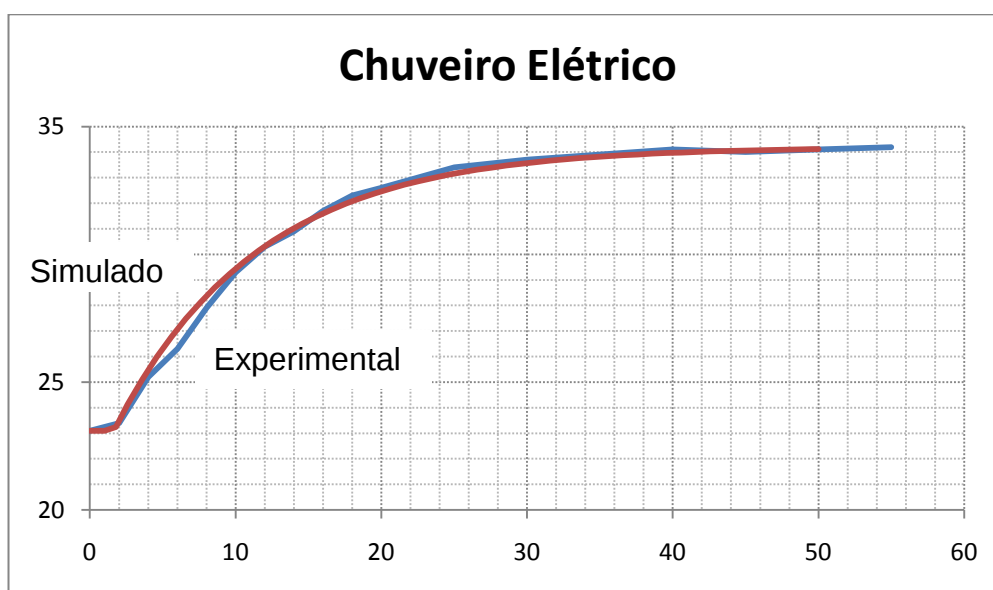


Figura 4.14 – Comparação para a temperatura de 34 °C

Nas comparações nota-se grande correlação entre os resultados experimentais e os resultados da simulação. Os valores para utilizados para a calibração estão mostrados na Tabela 4.4, assim como a vazão de água em cada caso.

Tabela 4.4 – Valores para a calibração do modelo e vazão de água

Temperatura atingida (°C)	Volume do chuveiro (m^3)	Potência fornecida (W)	Vazão de água (kg/s)
34,2	0,00075	3500	0,0754
37,4	0,00075	3500	0,0573
39,9	0,00075	3500	0,0498

Feita a calibração, o tempo de acomodação dos sistemas de aquecimento elétrico e a gás podem ser comparados. O tempo de acomodação, segundo Ogata, 2003 é o tempo necessário para que a curva de resposta fique dentro de uma faixa específica e fique nela indefinidamente, aqui adotado como 5% do valor final. Note que todos os gráficos apresentam um tempo morto que em que não ocorre aquecimento o que é muito mais aparente no aquecedor de passagem devido a grande distância do aquecedor de passagem da ducha. O tempo que leva para que toda a água da tubulação a jusante do aquecedor saia é o tempo morto sendo esse tempo menor quanto maior a vazão. A Tabela 4.5 compara os tempos de acomodação dos dois sistemas de aquecimento com e sem o tempo de morto. O gráfico da Figura 4.15 e da Figura 4.16 resumem a tabela.

Tabela 4.5 – Comparação do tempo de acomodação dos sistemas elétrico e a gás

Temperatura nominal (°C)	Aquecedor de passagem		Chuveiro elétrico	
	Tempo de acomodação SEM tempo morto (s)	Tempo de acomodação COM tempo morto (s)	Tempo de acomodação SEM tempo morto (s)	Tempo de acomodação COM tempo morto (s)
34,0	20	27	18	20
37,0	19	28	26	28
40,0	20	31	32	32

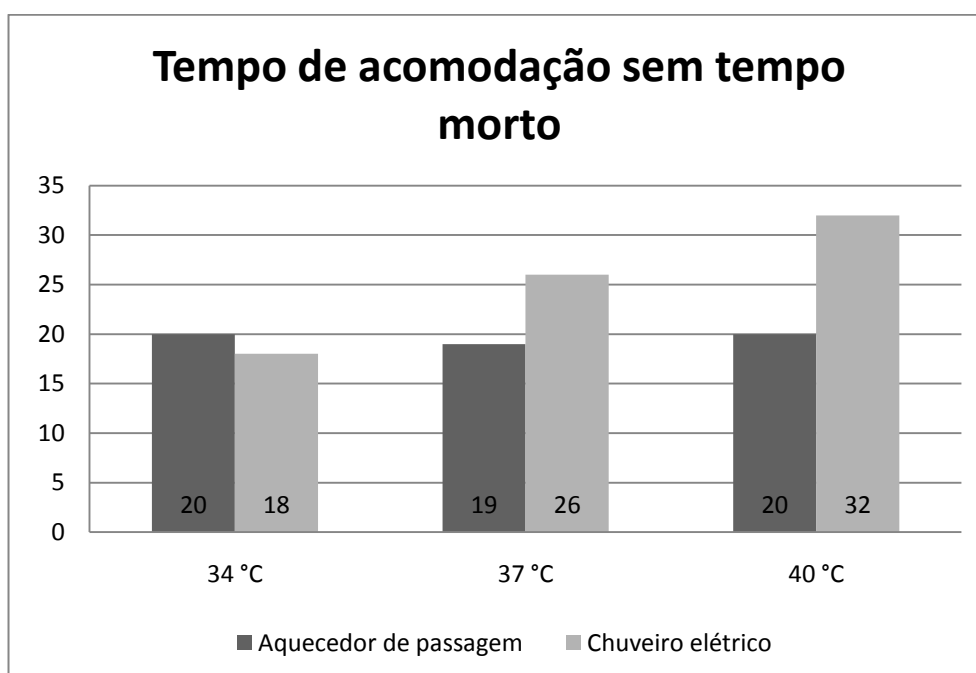


Figura 4.15 – Tempo de acomodação desconsiderando o tempo morto

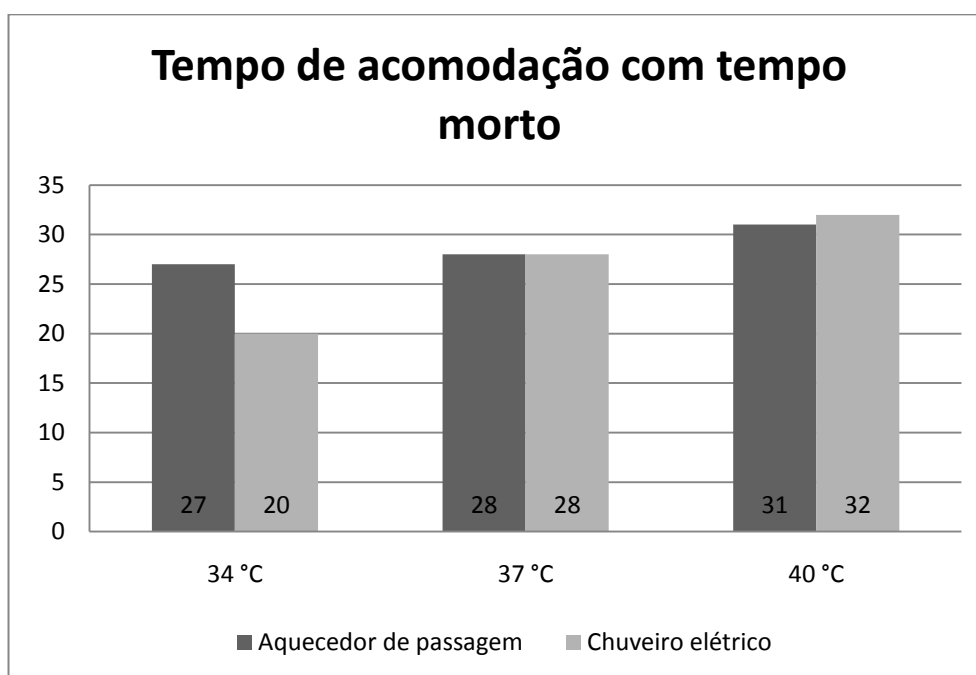


Figura 4.16 – Tempo de acomodação considerando o tempo morto

Observando as figuras, nota-se que diferentemente do que se havia pensado, o tempo de acomodação do sistema de aquecimento a gás é menor do que o elétrico, exceto no caso da temperatura mais baixa, a de 34 °C.

4.3. Simulação em malha fechada

A partir das equações obtidas na modelagem do sistema de aquecimento e da calibração feita no aquecedor de passagem, foi feito o modelo computacional no *Simulink*. Os modelos feitos estão mostrados no anexo. A simulação consistia em encontrar os ganhos do controlador PID para que fossem atingidos os requisitos do sistema. O controle PID é dado por:

$$u(t) = K_P e(t) + \frac{K_P}{T_I} \int_0^t e(t) dt + K_P T_D \frac{de(t)}{dt} \quad (4.4)$$

Ou

$$u(t) = K_P e(t) + K_I \int_0^t e(t) dt + K_D \frac{de(t)}{dt} \quad (4.5)$$

K_P - Ganho proporcional do controlador;

T_I - Tempo integrativo do controlador;

T_D - Tempo derivativo do controlador;

$u(t)$ - Sinal de saída do controlador;

$e(t)$ - Erro do sistema;

K_I - Ganho integrativo;

K_D - Ganho derivativo.

Os ganhos do controlador escolhidos foram:

$$K_P = 3,5$$

$$K_I = 0,0009$$

$$K_D = 8$$

Os resultados da simulação estão mostrados nas Figuras Figura 4.17, Figura 4.18 e Figura 4.19.

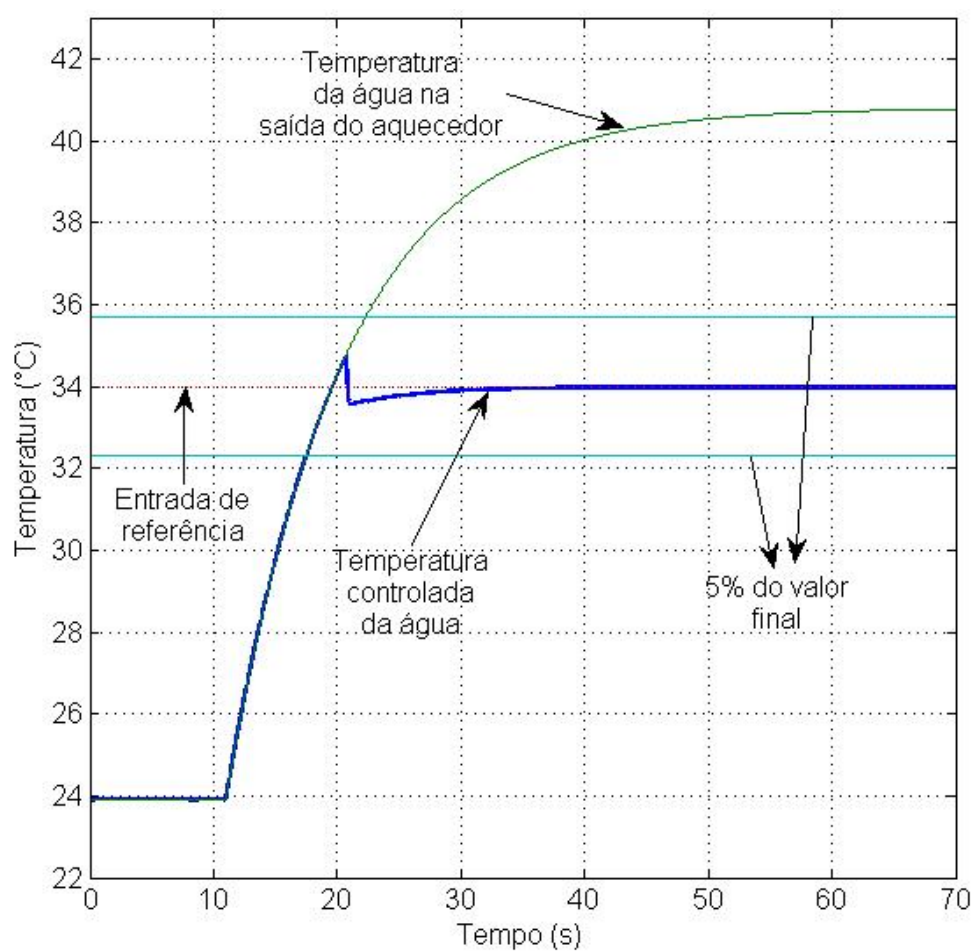


Figura 4.17 – Simulação para entrada de 34°C

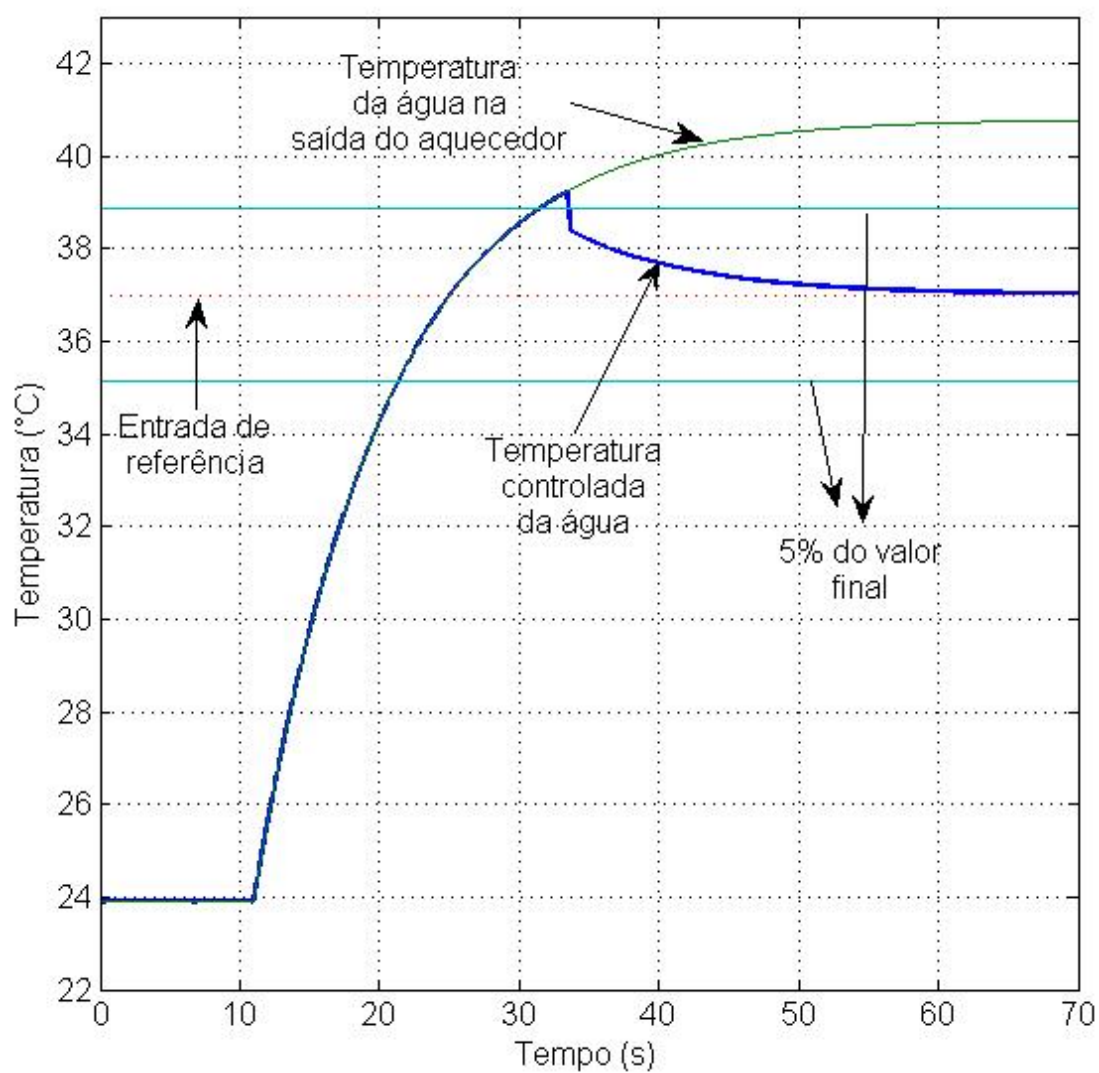


Figura 4.18 – Simulação para entrada de 37°C

A vazão de total de água para cada temperatura está mostrada na Tabela 4.6.

Tabela 4.6 – Vazão e tempo de acomodação para cada temperatura

Temperatura (°C)	Vazão (kg/s)	Tempo de acomodação (s)
34	0,1273	17
37	0,0977	33
40	0,0760	28

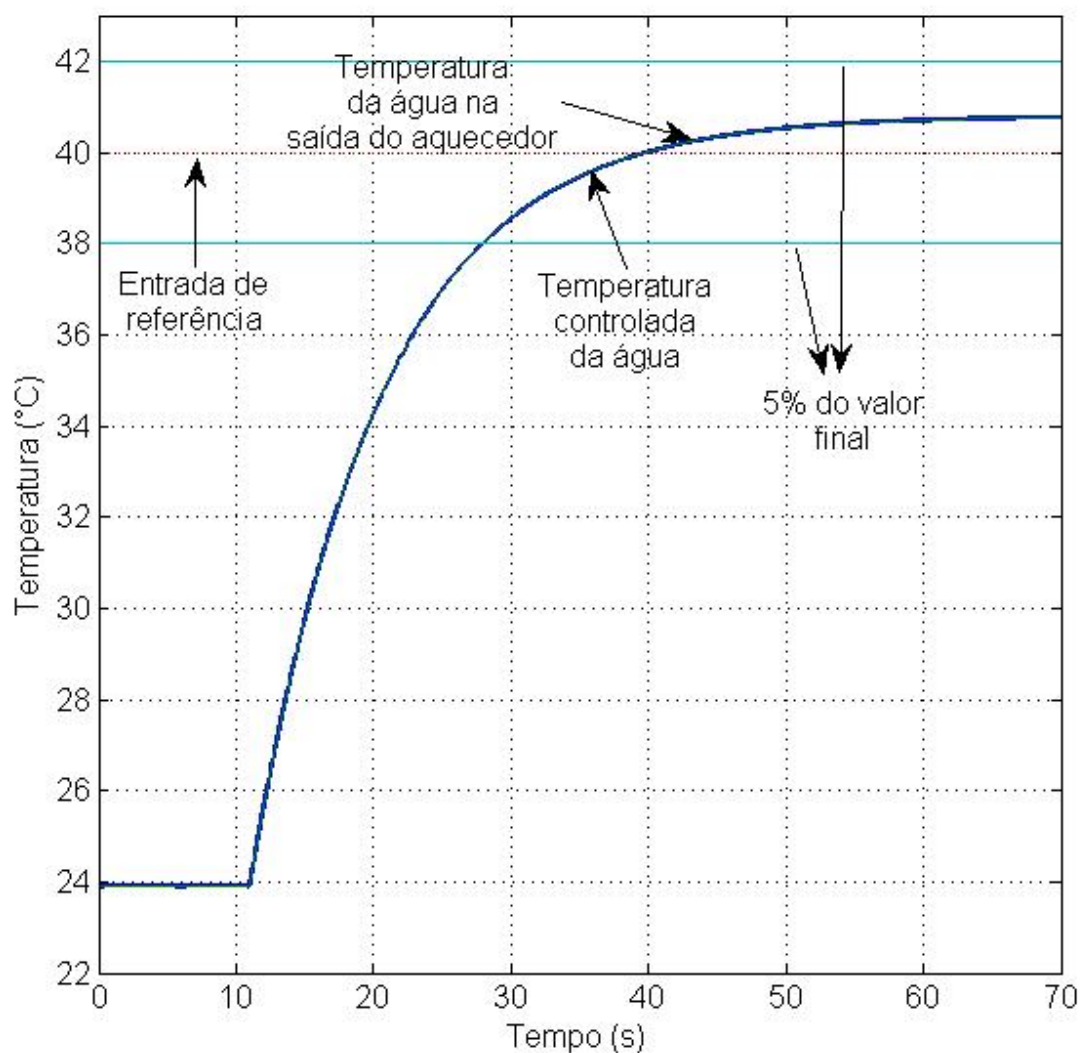


Figura 4.19 – Simulação para entrada de 40°C

Conforme pode ser observado nas figuras, o controle satisfaz o requisito de resposta rápida já que o tempo de resposta foi menor em relação ao sistema sem controle e a temperatura final da água segue a temperatura da água que sai do aquecedor até atingir a temperatura desejada. Neste momento, o controle passa a atuar abrindo a válvula de água fria para manter a temperatura desejada.

5. AVALIAÇÃO DOS CUSTOS

Nesta seção serão analisados os custos para o usuário para de possa adicionar o controle no sistema de aquecimento convencional. Para tanto, o custo adicional considerado será somente o dos componentes mais importantes do sistema como válvulas, atuador, controlador e termopar. Assim sendo, como simplificação, não serão considerados o custo da montagem, da mão-de-obra, e outros componentes menores por serem difíceis de mensurar.

O custo de operação do sistema de aquecimento a gás também é maior do que o chuveiro elétrico segundo estudo realizado pelo Centro Internacional de Referência em Reúso de Água (Cirra) como publicou Vizeu (2009) em um artigo para Folha de São Paulo, devido em partes do menor gasto com água do chuveiro elétrico. Assim, as o sistema de aquecimento a gás não é economicamente vantajoso nem mesmo em longo prazo. O principal atrativo do aquecimento a gás, para o usuário, é o conforto.

O preço dos componentes foi buscado em diversos sites da internet, a maioria deles dos Estados Unidos com valor em dólares. A Tabela 5.1 mostra os valores das válvulas de controle em dólares e convertido em reais considerando a cotação do dólar a 1,682 reais vigente no dia 10 de janeiro de 2011.

Tabela 5.1 – Preço das válvulas de controle

Válvula de controle	Preço (US\$)	Preço (R\$)
Globo	362,00	608,88
Esfera	216,00	363,31
Solenóide modulada	523,00	879,67

Com base na Tabela 5.1, escolheu-se a válvula globo para o sistema. O valor de outros componentes está na Tabela 5.2.

Tabela 5.2 – Outros componentes do sistema de controle

Componente	Preço (R\$)
Micro controlador (PIC18F452)	21,50
Termopar	20,00

O valor pago para se obter um sistema de aquecimento a gás convencional varia muito com o preço e o modelo do aquecedor, se o fornecedor oferece instalação gratuita, etc. Para o aquecedor da seção 3.2.1, o preço é em torno dos R\$800,00. O valor adicional com o sistema de controle inclui o valor da válvula de controle, do controlador e do termopar, que fica R\$404,81. Assim, o investimento para obter o sistema de controle é de aproximadamente 50% do valor do sistema convencional. Considerando a quantidade de água que seria economizada com o sistema de controle devido ao fato de que o usuário não desperdiça água enquanto ajusta a temperatura desejada, o investimento adicional pode ser vantajoso em longo prazo.

6. CONCLUSÕES

A opção por substituir o chuveiro elétrico por um sistema de aquecimento a gás pode ser vantajoso para o fornecimento de energia e economia de água.

A modelagem calculou taxa de fornecimento de calor que o aquecedor pode fornecer e permitiu também encontrar a equação da temperatura da água na direção axial da tubulação. Concluiu-se que para o comprimento de tubulação de 3 metros, a perda de calor para o ambiente é desprezível.

A calibração do sistema sem controle permitiu ajustar o aquecedor ao modelo real e analisar as inércias dos sistemas de aquecimento elétrico e a gás que se mostraram próximos.

Na simulação do modelo em malha fechada, foram escolhidos os ganhos do controlador PID e o sistema apresentou uma resposta rápida ao sinal de entrada.

Por fim, o custo adicional do controle em relação ao sistema de aquecimento a gás convencional é de 50% que se paga em parte pela economia de água proporcionada pelo controle.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANP – AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO. **Dados históricos do boletim do gás natural.** Disponível em:

<<http://www.anp.gov.br/?pg=8138&m=&t1=&t2=&t3=&t4=&ar=&ps=&cachebust=1260359952821>>. Acesso em 09 dez. 2009.

CHAGURI JÚNIOR, J. J. **Sistemas prediais de aquecimento de água e de gás: parâmetros de dimensionamento e gerenciamento.** 2009. 103p. Dissertação (mestrado) – Interunidades em energia. São Paulo, 2009.

CHAGURI, J. J. **Manual de dimensionamento de água quente, vapor e aquecimento de piscina.** 2001. 28p. Apostila técnica.

COMPANHIA DE GÁS DE SÃO PAULO (COMGÁS). **A composição do gás natural.** Disponível em :

< http://www.comgas.com.br/conheca_gasnatural/conheca/composicao.asp > acesso em 29 out. 2009.

FAULHABER. **Instruction manual:** Brushless DC servomotors. Disponível em:

< http://www.faulhaber.com/uploadpk/EN_22xxBX4_IE3_AES_SC_im_DFF.pdf >. Acesso em 14 nov. 2010.

FISHER CONTROLS INTERNATIONAL. **Control valve handbook.** 4th ed. Disponível em: <<http://www.documentation.emersonprocess.com/groups/public/documents/book/cvh99.pdf>>. Acesso em 11 dez. 2009.

GARCIA, C. **Modelagem e simulação de processos industriais e de sistemas eletromecânicos.** 2^a ed. rev. ampl. São Paulo. Editora Universidade de São Paulo, 2005.

ILHA, M. S. O. **Estudo de parâmetros relacionados com a utilização de água quente em edifícios residenciais.** 1991. 185p. Dissertação (mestrado) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo. São Paulo, 1991.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de troca de calor e de massa.** 5^a ed. Rio de Janeiro. Editora Livros Técnicos e Científicos S.A., 2003.

LIPTÁK, B. G. **Instrument engineers' handbook: process control.** 3rd ed. Radnor, Pa: Chilton, 1995

LORENZETTI. Manual de instalação, funcionamento e garantia. **Aquecedor instantâneo de água a gás.** Disponível em <<http://www.lorenzetti.com.br/produto.asp?id=AG0006#>>. Acesso em 26 out. 2009.

MUNSON, B. R.; YOUNG, D. F.; OKIISHI, T. H. **Fundamentos da mecânica dos fluidos.** 4^a ed. São Paulo. Editora Edigard Blücher, 2008.

NAKAMURA, J. **Água quente**. Revista técnica, São Paulo, n. 122, maio 2007. Disponível em < <http://www.revistatechne.com.br/engenharia-civil/122/artigo50117-5.asp>> . Acesso em 26 out. 2009.

OGATA, K. **Engenharia de controle moderno**. 4ª Ed. São Paulo. Editora Prentice Hall, 2003.

PROCEL - PROGRAMA NACIONAL DE CONSERVAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA. **Pesquisa de Posse de Equipamento e Hábitos de Uso – Ano de base 2005: Classe Residencial, Região Sudeste**. Rio de Janeiro, 2007. Disponível em <<http://www.elektrobras.com/pci/main.asp>>. Acesso em 24 out. 2009

RAIMO, P. A. **Aquecimento de água no setor residencial**. 2007. 124p. Dissertação (mestrado). Programa de Interunidades de Pós-Graduação em Energia – PIPGE (EP/FEA/IEE/IF). São Paulo, 2007.

SKOUSEN, P. L. **Valve handbook**. 2nd ed. New York: MacGrall-Hill, 2004.

THE VALVESHOP. Select, Price & Buy Valves Online! Disponível em: <<http://www.thevalveshop.com/menu/auto/auto.html>>. Acesso em: 10 jan. 2011.

VALTEC SULAMERICANA . Instruções de Instalação, operação e manutenção. **Válvula de controle**. Disponível em: <<http://www.valteksulamericana.com.br/PT/servico.htm>>. Acesso em 29 mai. 2010.

VIZEU, R. Chuveiro elétrico consome mais energia, mas gasta menos água. **Folha de São Paulo**. 16 abr. 2009. Disponível em: <<http://www1.folha.uol.com.br/folha/dinheiro/ult91u551959.shtml>>. Acesso em 3 jan., 2011.

ZAPPE, R. W.; SMITH, R. W. **Valve selection handbook**. 5th ed. Amsterdam: Elsevier, 2004.

ANEXO

Modelos computacionais do *Simulink*

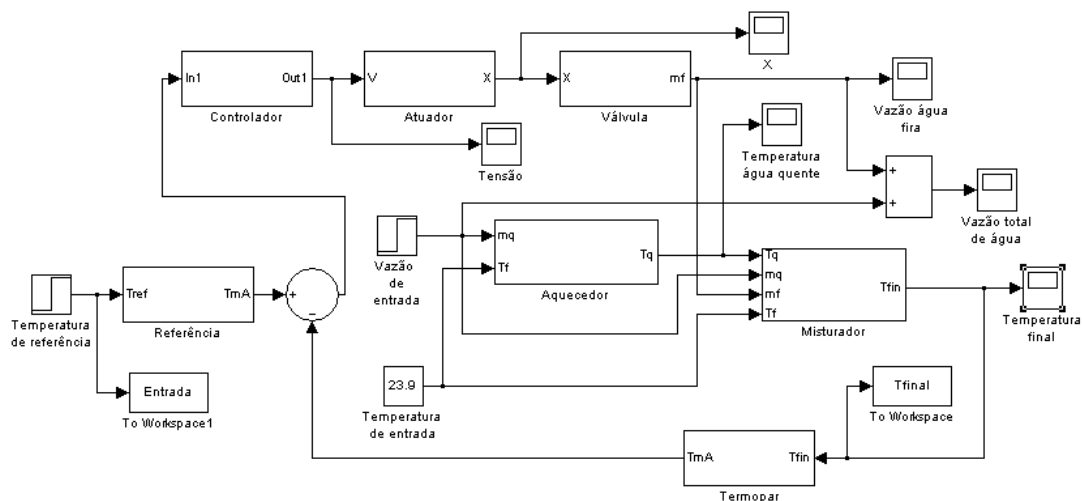
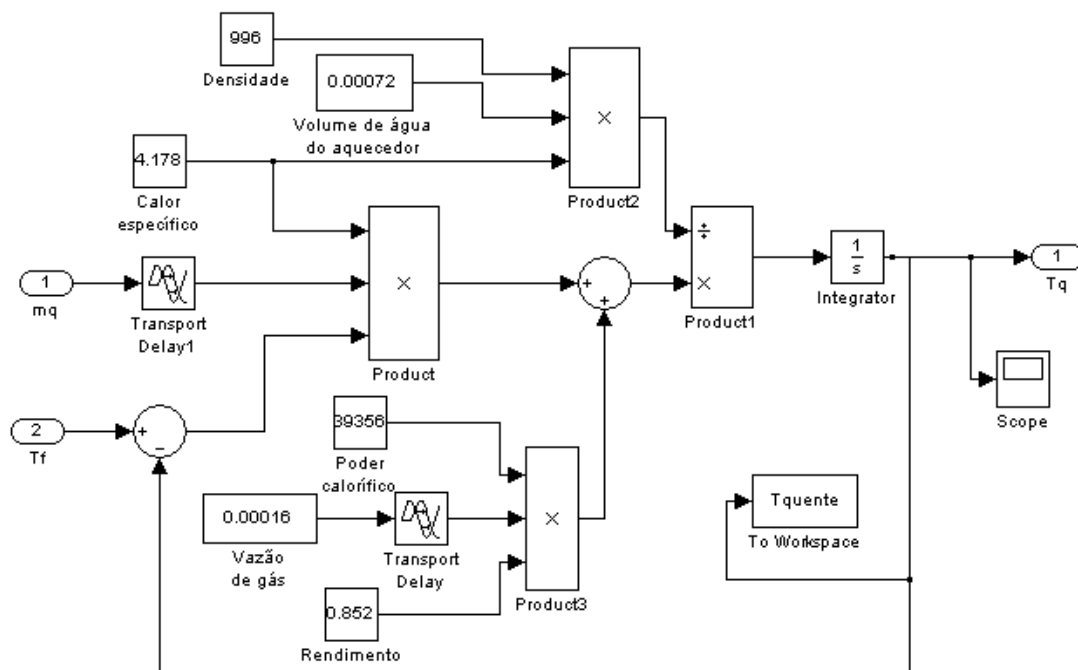


Figura 1A – Modelo completo



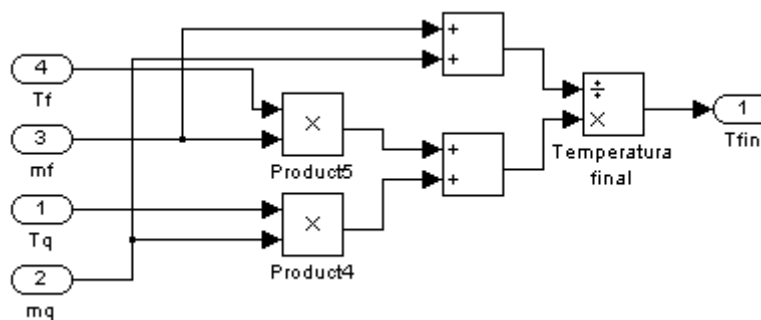


Figura 3A – Modelo do misturador

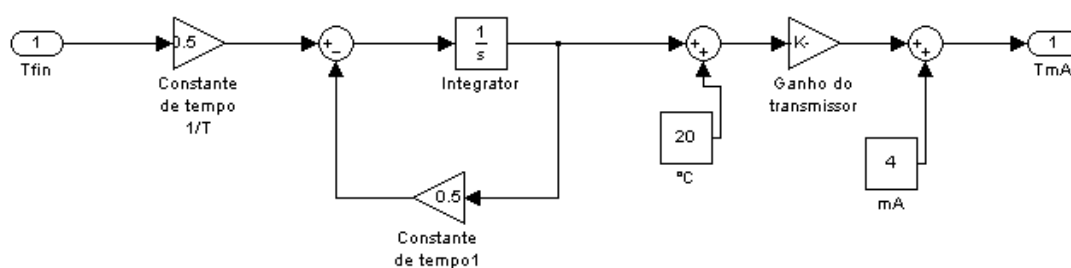


Figura 4A – Modelo do transmissor

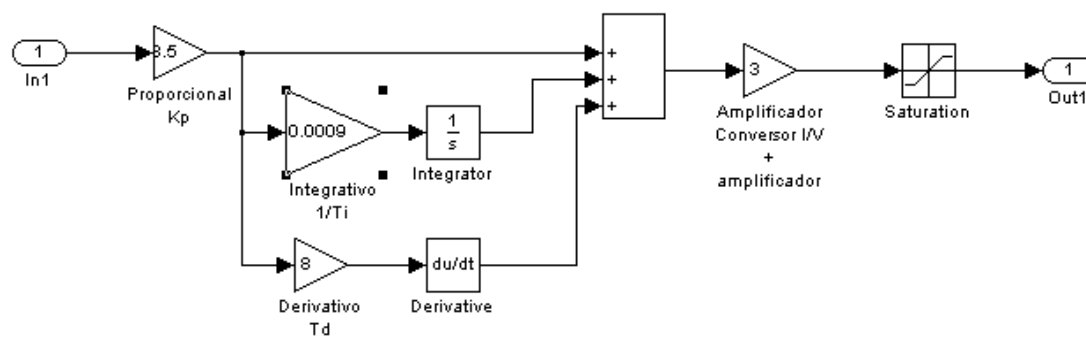


Figura 5A – Modelo do controlador

Figura 7A – Modelo da válvula