

5

Simulação e resultados

O modelo do sistema de condicionamento de ar descrito no Capítulo 4 é utilizado como uma base para o estudo do desempenho dos dois tipos de controladores, o controle PID e o controle fuzzy supervisorio PID.

Para que seja possível avaliar o modelo desenvolvido e analisar o comportamento do sistema, foi implementado um algoritmo que permite a simulação do condicionador nas condições previstas de funcionamento. Esse algoritmo é constituído pelos modelos dinâmicos de cada componentes do condicionador e pela interação entre eles mediante o software EES (Engineering Equation Solver) que fornece propriedades termodinâmicas de diversas substâncias, tais como o ar úmido, a água e o vapor de água os quais são utilizados neste trabalho.

Os algoritmos do controle PID e do controle fuzzy supervisorio PID foram programados no MATLAB, o qual oferece vantagens na implementação dos sistemas fuzzy com o *Fuzzy Logic Toolbox*.

A interação entre as equações do modelo termodinâmico do condicionador e os algoritmos de controle foi possível com o intercâmbio dinâmico de dados (DDE – Dynamic Data Exchange) entre o EES e o MATLAB. Nesta interação o MATLAB define o período de amostragem, assim, a cada período de amostragem o intercâmbio de dados é realizado, o MATLAB envia os sinais de controle para cada um dos dispositivos de atuação implementados no EES (trocaador de calor, resistência elétrica e umidificador) e o EES retorna os valores dos erros das variáveis controladas para serem processadas novamente no MATLAB.

Na seguintes seções, são apresentados os parâmetros utilizados na simulação do sistema condicionador e os dados experimentais das condições do ar de admissão para a obtenção dos resultados do modelo de simulação.

5.1

Parâmetros de simulação

Para conseguir condições constantes de temperatura e umidade do ar, o sistema de condicionamento inclui equipamentos de resfriamento, aquecimento,

umidificação e desumidificação. Como mostrado nos capítulos anteriores, o condicionador projetado neste trabalho consiste num trocador de calor com serpentinas de água gelada para o resfriamento e desumidificação, uma caixa de aquecimento composta por resistências elétricas, e um sistema de umidificação por injeção de vapor saturado.

O ar, forçado por um ventilador, passa através de um filtro na entrada do sistema condicionador e chega ao trocador de calor onde são controladas a temperatura e a umidade absoluta do ar. O controle da umidade relativa é realizada pela operação do aquecedor elétrico ou do umidificador.

Trocador de calor

O trocador de calor selecionado para validar o desempenho do modelo possui aletas de geometria ondulada, no qual a quantidade e o espaçamento das serpentinas é 4 linhas e 12 aletas por polegada, respectivamente. A Tabela 5.1 descreve as características das serpentinas em mais detalhes.

Tabela 5.1: Características das serpentinas de água gelada.

Parâmetros físicos	Serpentina 4 linhas
Geometria da aleta	Ondulada
Profundidade das serpentinas [m]	0,132
Número de aletas por polegada [/0,0254m]	12
Largura da face das serpentinas [m]	0,6096
Altura da face das serpentinas [m]	0,6096
Material do tubo	Cobre
Diâmetro exterior do tubo [m]	0,0127
Espessura do tubo [m]	0,0004
Passo longitudinal do tubo [m]	0,033
Passo transversal do tubo [m]	0,0381
Material das aletas	Alumínio
Espessura das aletas [m]	0,0002

As serpentinas de água gelada são utilizadas para o processo de resfriamento e desumidificação. Quando a temperatura do ar na saída das serpentinas é maior do que a temperatura do ponto de orvalho na entrada, o trocador trabalha exclusivamente para o resfriamento do ar, e quando a temperatura do ar na saída é menor do que o ponto de orvalho, o trocador trabalha para o resfriamento e desumidificação do ar. A capacidade do trocador de calor varia entre 0 e 22.000 kcal/h e é controlada pela vazão de água gelada mediante uma válvula que permite a variação do fluxo de água na faixa de 0 a 5 m³/h através das serpentinas.

- **Coefficientes de transferência de calor:**

O cálculo dos coeficientes de transferência de calor por convecção do lado do ar e do lado da água são necessários para a simulação do trocador de calor.

O coeficiente de convecção do lado da água é determinado utilizando correlações disponíveis na literatura baseadas no valor do número de Reynolds da água, Re_w . Para fluxo laminar ($Re_w \leq 2.300$), a correlação de Sieder-Tate é utilizada; para o fluxo turbulento totalmente desenvolvido ($Re_w \geq 10.000$), a equação de Dittus-Boelter é utilizada; e para o fluxo em transição ($2.300 \leq Re_w \leq 10.000$), a correlação de Gnielinski é aplicada. Para ter uma transição suave entre as correlações, uma interpolação linear é usada. As correlações são resumidas como,

$$Re_w \leq 2.300, Nu_w = 1,86 \cdot \left(\frac{Re_w \cdot Pr_w}{L_t/D_t} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_t} \right)^{0,14} \quad (5-1)$$

$$2.300 \leq Re_w \leq 10.000, Nu_w = \frac{(f_w/8) \cdot (Re_w - 1.000) \cdot Pr_w}{1 + 12,7 \cdot (f_w/8)^{1/2} \cdot (Pr_w^{2/3}) - 1} \quad (5-2)$$

sendo f_w , o fator de atrito do lado da água

$$f_w = (0,790 \cdot (Re_w) - 1,64)^{-2} \quad (5-3)$$

$$Re_w \geq 10.000, Nu_w = 0,023 \cdot Re_w^{4/5} \cdot Pr_w^{0,4} \quad (5-4)$$

onde Nu_w e Pr_w são o número de Nusselt e o número de Prandtl do lado da água, respectivamente. O coeficiente de transferência de calor do lado da água então pode ser calculado pela seguinte relação:

$$h_w = \frac{Nu_w \cdot K_w}{D_t} \quad (5-5)$$

onde K_w é o coeficiente de condutividade da água.

O coeficiente de convecção do lado do ar depende de vários fatores, tais como a geometria do tubo e das aletas, o arranjo das serpentinas, e as condições de superfície seca ou úmida do ar. Existem algumas correlações disponíveis na literatura, mas todas elas têm certas limitações em relação aos parâmetros das serpentinas as quais não são completamente adequadas para o presente trabalho. Para este estudo, são utilizadas correlações específicas desenvolvidas por Zhou [33].

Para a faixa de velocidades do ar consideradas neste trabalho, menores a 2,75 m/s, uma correlação linear funciona adequadamente. A correlação para serpentinas de 4 linhas sem desumidificação é

$$h_a = 10,41 \cdot v_a + 19,43 \quad (5-6)$$

e para o caso com desumidificação

$$h_a^* = 10,05 \cdot v_a + 24,32 \quad (5-7)$$

onde v_a é a velocidade do ar [m/s], h_a e h_a^* são os coeficientes de convecção do ar sem ou com desumidificação [W/m²-K].

Aquecedor elétrico

O sistema de aquecimento é composto por resistências elétricas, as quais são controladas por relés de estado sólido que variam a potência elétrica de aquecimento entre 0 e 7 kW em função dos requerimentos de temperatura, umidade e vazão do ar admitido pelo motor.

Umidificador

O umidificador possui um sistema de geração de vapor, composto por resistências elétricas de imersão com uma potência máxima de 15,2 kW, no qual o vapor saturado é injetado com uma vazão que pode variar entre 0 e 21 kg/h, a qual é determinada pelo controlador da válvula de injeção de vapor considerando uma temperatura de saturação de 110°C.

Sistema de controle

Os parâmetros dos controladores PID, k_p , k_i e k_d , foram determinados pela fórmula de Ziegler-Nichols, a Tabela 5.2 mostra os valores obtidos para cada controlador do sistema de condicionamento de ar de admissão.

Tabela 5.2: Parâmetros dos controladores PID obtidos pela fórmula de Ziegler-Nichols.

Sinal de atuação	k_p	k_i	k_d	Variável de controle
Vazão de água gelada [m ³ /h]	10,54	0,25	1,0	Temperatura, umidade
Potência de aquecimento [W]	0,44	0,5	0,12	Temperatura
Vazão de vapor de água [kg/h]	0,6	11,5	0,25	Umidade

Os controladores do tipo supervisorio fuzzy PID possuem intervalos $[k_{p,max}, k_{p,min}]$ e $[k_{d,max}, k_{d,min}]$ a serem definidos para a seleção dos parâmetros k_p , k_i e k_d *on-line*, esses intervalos foram determinados pelas seguintes expressões:

$$k_{p,min} = 0,32 \cdot K_u, \quad k_{p,max} = 0,6 \cdot K_u$$

$$k_{d,min} = 0,08 \cdot K_u \cdot T_u, \quad k_{d,max} = 0,15 \cdot K_u \cdot T_u$$

onde K_u e T_u são, respectivamente, o ganho e o período de oscilação crítico definido pelo método de resposta em frequência de Ziegler-Nichols mostrado anteriormente no Capítulo 3. Os resultados obtidos na simulação para o caso dos parâmetros dos controladores do tipo supervisorio fuzzy PID são apresentados na seguinte seção (ver Figura 5.7).

Dados experimentais, Egúsquiza [38], das condições do ar de admissão de um motor Diesel testado sob o ciclo de ensaios dos 13 modos em estado estacionário (ESC test) para certificação de emissões são utilizados nas simulações do sistema de condicionamento de ar. O motor Diesel foi testado em um dinamômetro de bancada sob uma sequencia de modos em regime estacionário mostrada na Tabela 5.3. Na época dos ensaios, a sala de testes de motores não contava com um sistema de condicionamento de ar e, portanto, fatores de correção foram usados para mensurar as emissões.

Tabela 5.3: Dados experimentais de um motor Diesel testado sob o ciclo de ensaios dos 13 modos em estado estacionário [38].

Modo	Rotação [rpm]	Consumo de ar [kg/h]	Pressão [kPa]	Temperatura [°C]	Umidade [%]
1	984	155	101,7	27,5	92,1
2	1600	146	100,4	33,0	66,5
3	1600	136	100,4	34,1	66,5
4	1600	210	100,7	33,8	66,8
5	1600	267	100,3	36,2	57,7
6	1600	340	100,5	39,6	48,9
7	964	150	101,0	29,2	79,3
8	2600	597	100,3	32,6	72,2
9	2600	547	100,3	32,5	72,9
10	2600	299	100,3	32,5	71,5
11	2601	261	100,2	36,2	62,8
12	2600	221	100,2	34,4	68,8
13	1027	157	101,5	27,1	81,3

5.2 Resultados

Como mostrado na Tabela 5.3, as condições do ar admitido pelo motor (as quais serão as condições de entrada do ar no sistema de condicionamento) variam tanto em temperatura e umidade quanto na vazão de admissão para o motor em treze valores diferentes. As condições de referência do ar na saída do condicionador serão baseadas nas condições-padrão, $T_a = 25^\circ\text{C}$ e $\phi_a = 30\%$, de acordo com a norma NBR ISO 1585 [3].

Desempenho baseado nos controladores PID

O controle é executado por controladores PID bem sintonizados, cujos parâmetros foram mostrados na Tabela 5.2. As Figuras 5.1 e 5.2 mostram o controle de temperatura e umidade do ar para um período de simulação de 13 minutos, onde a cada minuto são aplicadas variações nas condições do ar segundo a Tabela 5.3.

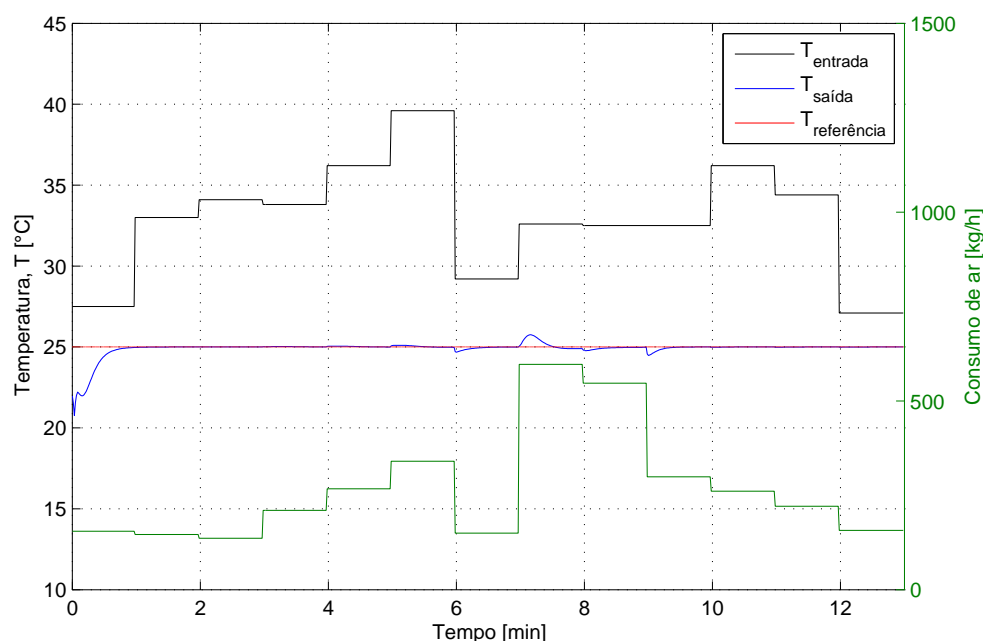


Figura 5.1: Controle da temperatura do ar por controladores PID.

Na Figura 5.1, a temperatura de entrada do ar é de $27,5^\circ\text{C}$ durante o primeiro minuto, e a temperatura de saída experimentalmente sofre uma queda de 7°C até $t = 0,1$ min, depois desse tempo, a temperatura começa a aumentar até a referência de 25°C . Esse efeito de queda no controle da temperatura do ar (de $27,5^\circ\text{C}$ a $20,5^\circ\text{C}$) é devido a que em $t = 0$ min não é considerada uma vazão de ar de 0 kg/h, mas uma vazão de 155 kg/h, segundo a Tabela 5.3. Para evitar

esse efeito no controle da temperatura, pode-se optar por um aumento gradual da vazão de admissão (i.e., de 0 a 155 kg/h durante o primeiro minuto de simulação). De forma similar, este efeito é explicado para a Figura 5.3, quando é executado o controle supervisorio fuzzy PID.

O comportamento da curva da temperatura do ar na saída do sistema condicionador apresenta variações ao longo do tempo de simulação. Logo após o transiente do sistema, durante o primeiro minuto de simulação, o estabelecimento da temperatura de saída do ar em 25°C é observado até o instante $t = 6$ min, onde ocorre uma queda no valor dessa temperatura devido à diminuição da vazão do ar, de 340 a 150 kg/h, e também à diminuição da temperatura de entrada do ar, de 39,6 a 29,2°C. Em $t = 7$ min, pode-se observar um acréscimo de 1°C na temperatura de saída do ar devido ao aumento da vazão do ar, de 150 a 597 kg/h, e também da temperatura do ar na entrada, de 29,2 a 32,6°C. De forma similar são explicadas as variações na curva do controle da umidade relativa do ar, mostrada na Figura 5.2.

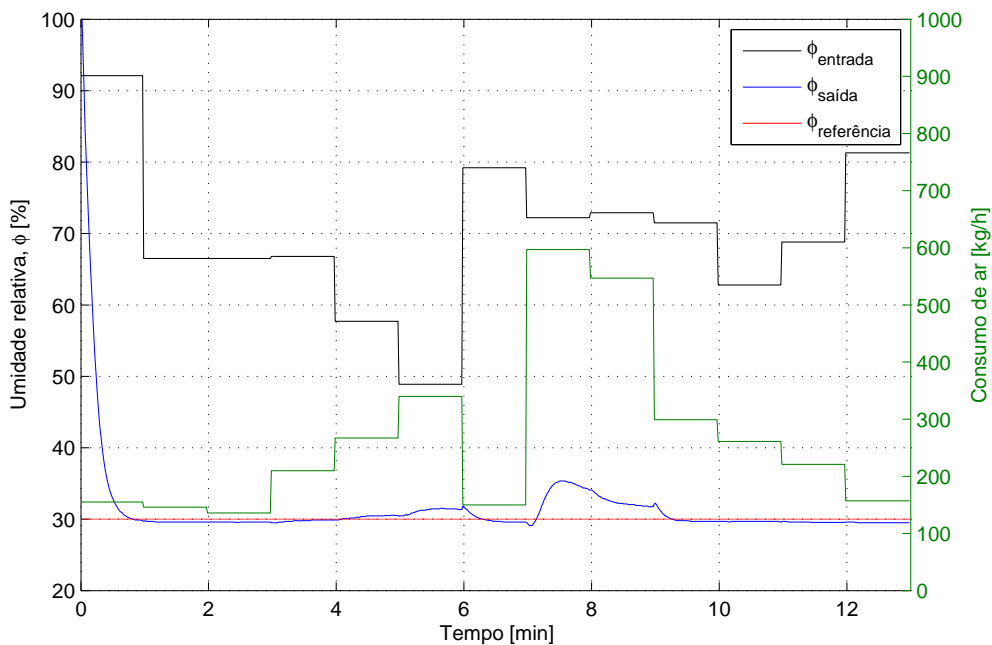


Figura 5.2: Controle da umidade relativa do ar por controladores PID.

Desempenho baseado nos controladores fuzzy supervisorio PID

O controladores agora são comutados para um sistema baseado em lógica fuzzy para a sintonização dos parâmetros PID *on-line*. Os dados de simulação são idênticos aos que foram utilizados com os controladores PID de parâmetros fixos. Os resultados correspondentes são mostrados nas Figuras 5.3 e 5.4. Neste caso, pode-se destacar um melhor desempenho dinâmico do sistema

condicionador em termos de estabilidade, tanto no controle da temperatura quanto no controle da umidade relativa, quando comparado com as curvas do controle PID mostradas nas Figuras 5.1 e 5.2.

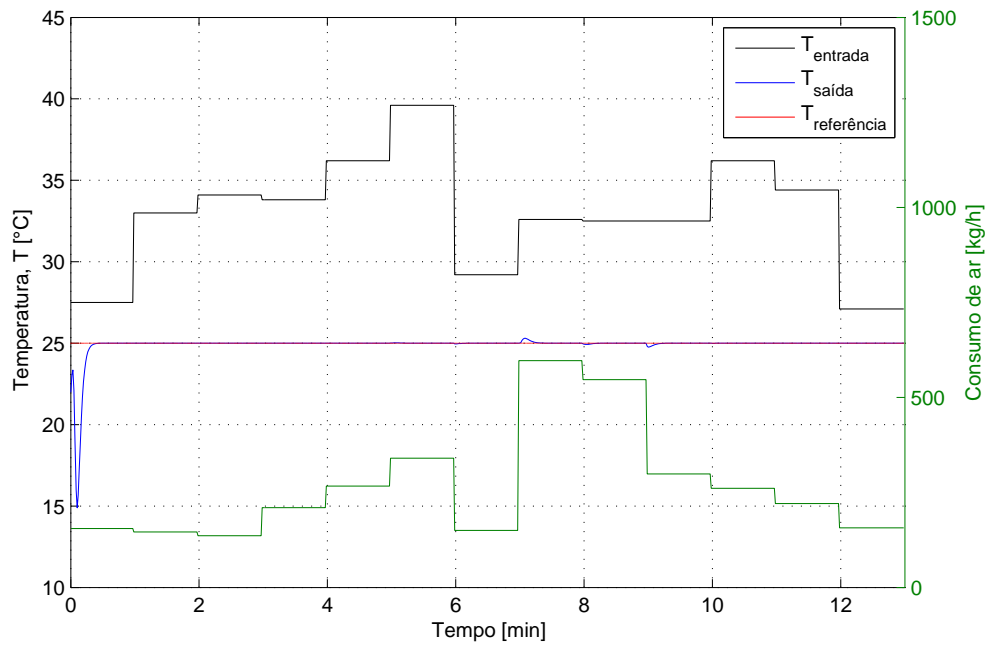


Figura 5.3: Controle de temperatura por controladores fuzzy supervisório.

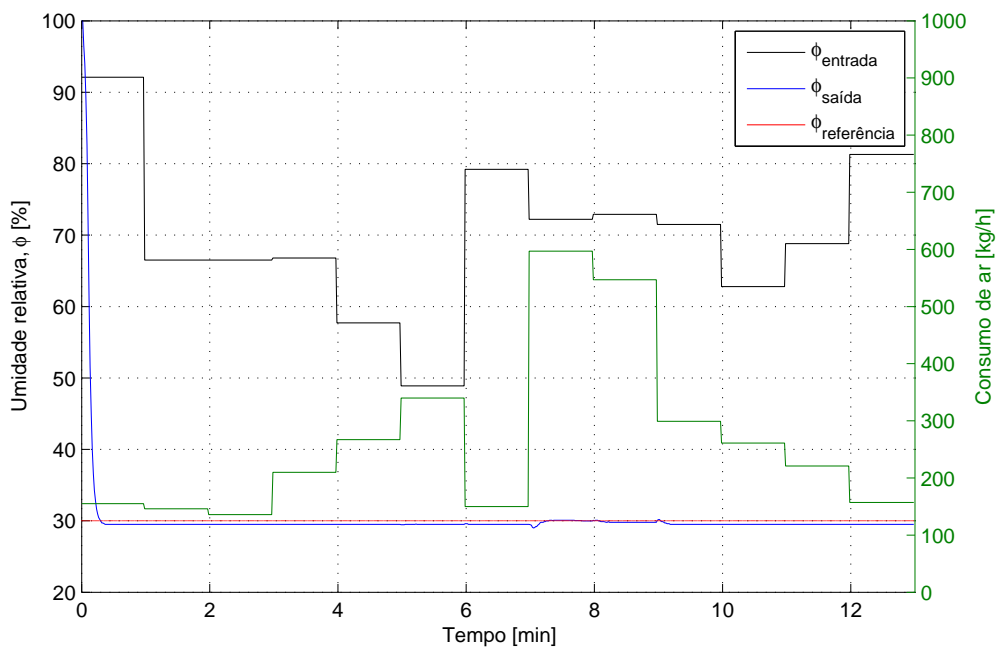


Figura 5.4: Controle de umidade relativa por controladores fuzzy supervisório.

Comentários sobre a comparação

Os resultados da simulação do condicionador usando controladores PID com parâmetros fixos bem sintonizados, Figuras 5.1 e 5.2, mostram um desempenho satisfatório quanto ao objetivo de controle da temperatura e da umidade relativa, mas quando ocorrem variações nas condições do ar (temperatura, umidade e vazão de admissão) a resposta do sistema apresenta uma variação pico de $1,5^{\circ}\text{C}$ no minuto 7 como observado na Figura 5.1, no caso do controle de temperatura, e uma variação pico de 6% também no minuto 7, ver Figura 5.2. Tais acréscimos destacados são associados ao aumento repentino da vazão de ar de admissão para o motor, que vai de 150 para 597 kg/h.

As Figuras 5.3 e 5.4 mostram os resultados da simulação do controle da temperatura e umidade relativa do ar, respectivamente, usando o controle fuzzy supervisor. Das quais, destaca-se um melhor desempenho dinâmico do sistema condicionador, em termos de estabilidade na resposta do sistema de controle de temperatura e umidade, diante variações tanto na vazão quanto nas condições do ar de admissão, as curvas da temperatura e da umidade relativa do ar na saída do condicionador praticamente não apresentam variações.

No controle PID da temperatura, Figura 5.1, a variação máxima da temperatura foi de $1,2^{\circ}\text{C}$ comparado com uma variação máxima de $0,4^{\circ}\text{C}$ no controle fuzzy, ver Figura 5.3. No controle da umidade relativa, Figura 5.2, a variação máxima para o controle PID foi de 5,5% comparado com uma variação máxima de 1% no controle fuzzy, ver Figura 5.4.

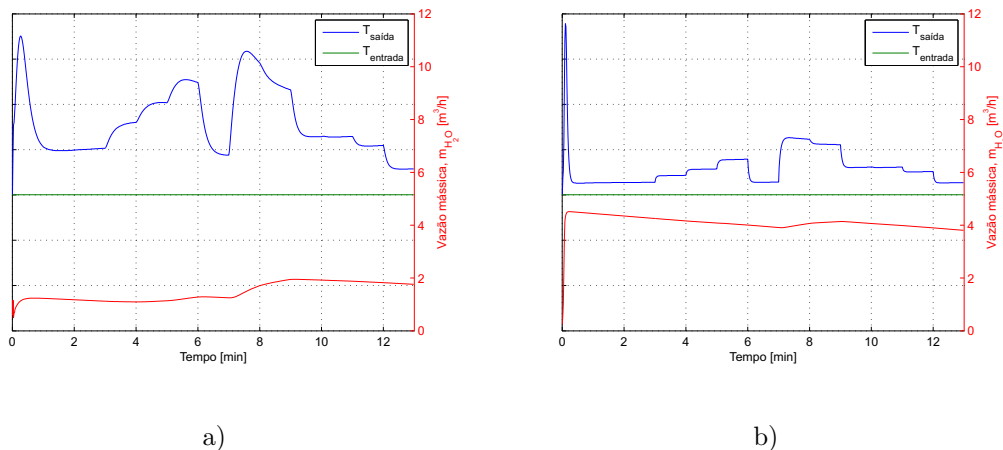


Figura 5.5: Perfil de temperaturas e vazão mássica da água gelada nas serpentinas do trocador de calor: a) controle PID; b) controle fuzzy supervisor PID.

A Figura 5.5 mostra as curvas de temperatura da água gelada na entrada e na saída das serpentinas do trocador de calor e a variação da vazão de água

gelada, utilizando ambas estratégias de controle. Pode-se observar que, usando o sistema de controle baseado em controladores PID com parâmetros fixos, ver Figura 5.5–a), a temperatura de saída da água gelada das serpentinas possui um valor máximo de $12,5^{\circ}\text{C}$, para $t = 7,6$ min, com uma vazão mássica máxima de $4,8$ kg/h, para $t = 9$ min, e no caso do sistema de controle PID com parâmetros sintonizados *on-line*, ver Figura 5.5–b), essa temperatura apresenta um valor máximo de $8,5^{\circ}\text{C}$, em $t = 7,5$ min, e uma vazão mássica de $5,4$ kg/h, em $t = 0,2$ min. Também pode-se observar que, o perfil de temperatura da água gelada na saída ao longo do tempo mostrou menores níveis para o caso do controle fuzzy supervisório, quando comparado ao controle PID com parâmetros fixos. De forma geral, verifica-se que a maior vazão de água gelada obtém-se um menor aumento da temperatura da água gelada, após circular pela serpentina.

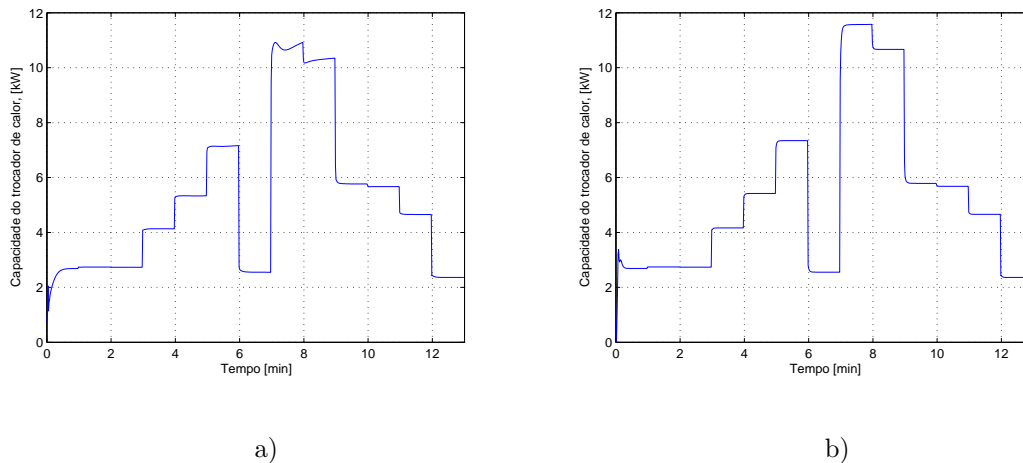


Figura 5.6: Perfil do consumo de potência do trocador de calor: a) controle PID; b) controle fuzzy supervisório PID.

A variação da capacidade do trocador de calor ao longo do tempo de simulação para ambos casos é mostrada na Figura 5.6, na qual pode se observar que não apresentam muitas diferenças devido a que os controladores PID, como já notado, compensam o maior valor na temperatura de saída da água gelada com uma menor vazão mássica, e os controladores fuzzy supervisórios compensam a maior vazão mássica com uma menor temperatura de saída da água gelada, o qual se traduz numa capacidade de resfriamento e desumidificação equivalente para ambos esquemas de controle.

A Figura 5.7 mostra a variação dos parâmetros k_p , k_i e k_d do controlador PID que controla a vazão de água gelada do trocador de calor, esses parâmetros são ajustados *on-line* pelo sistema fuzzy supervisório. Os valores dos parâmetros PID obtidos pela fórmula de Ziegler-Nichols para o trocador

de calor foram: $k_p = 10,54$, $k_i = 0,25$ e $k_d = 1$ e os valores obtidos pelo sistema supervisorio fuzzy, foram: $k_p = 6,5$, $k_i = 11$ e $k_d = 1$.

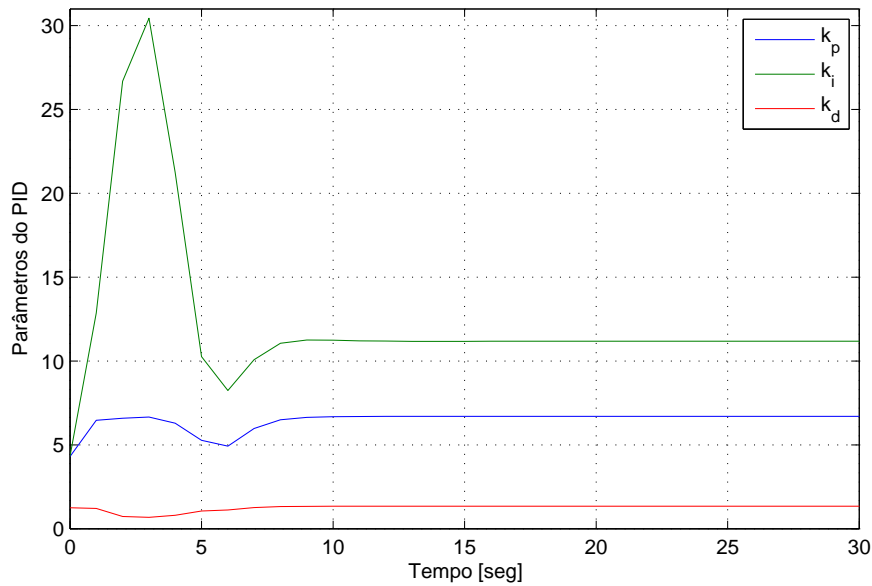


Figura 5.7: Parâmetros do controlador PID do trocador de calor ajustados *on-line* pelo sistema fuzzy supervisorio.

As curvas do consumo de energia das resistências elétricas da caixa de aquecimento são mostradas na Figura 5.8, tanto para o controle PID quanto para o controle supervisorio fuzzy, na qual pode-se observar um consumo de potência similar para ambas estratégias de controle ao longo do período de simulação.

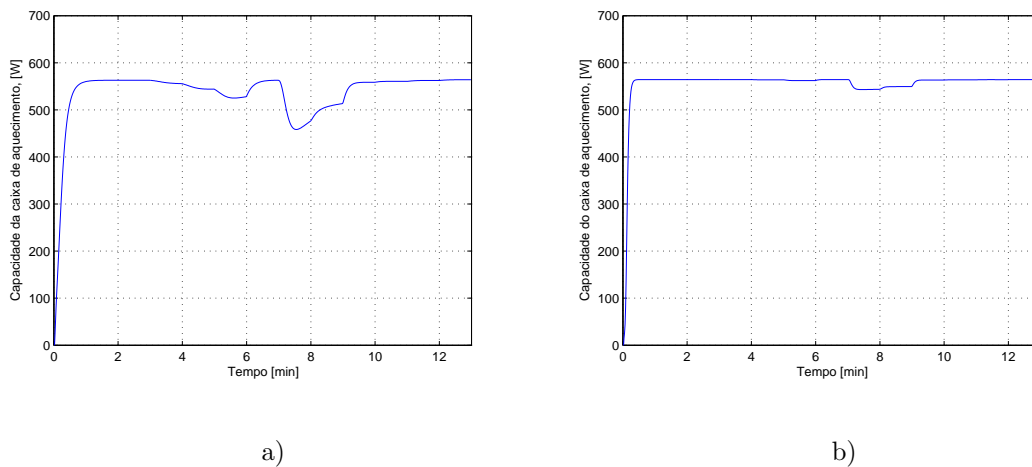


Figura 5.8: Perfil do consumo de potência das resistências elétricas da caixa de aquecimento: a) controle PID; b) controle fuzzy supervisorio PID.

Variação da temperatura de entrada da água gelada

A seguir, apresentam-se os resultados das simulações quando um parâmetro importante para o sistema de condicionamento apresenta variações no tempo, refere-se à temperatura da água gelada na entrada das serpentinas do trocador de calor. Nos resultados apresentados anteriormente, as simulações foram executadas considerando essa temperatura com um valor constante de $T_{w,e} = 6^{\circ}\text{C}$.

A Figura 5.9 mostra os resultados das simulações das curvas das temperaturas na entrada e na saída das serpentinas e a vazão de água gelada do trocador de calor. Pode-se observar que a temperatura na entrada tem uma forma de onda senoidal com uma amplitude que varia a temperatura da água em $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ e um período de 4 minutos.

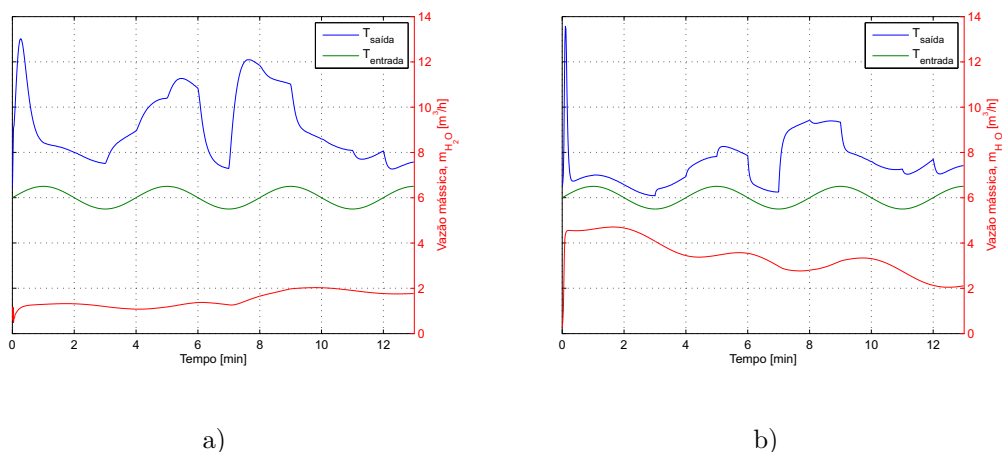


Figura 5.9: Perfil de temperaturas e vazão mássica da água gelada nas serpentinas do trocador de calor, quando a temperatura da água apresenta oscilações: a) controle PID; b) controle fuzzy supervisorio PID.

Os resultados das simulações considerando as condições da água gelada da Figura 5.9, para um período de simulação de 13 minutos e utilizando os dados experimentais da Tabela 5.3 são mostrados nas Figuras 5.10 e 5.11.

A Figura 5.10–a) mostra o controle da temperatura do ar usando controladores PID e a Figura 5.10–b) usando controle fuzzy supervisorio PID. Em ambos casos, pode-se observar estabilidade na resposta do sistema, o que mostra que a variação da temperatura de entrada da água gelada nas serpentinas do trocador de calor não tem uma significativa influencia no controle da temperatura. Isto é explicado devido a que o trocador de calor é o encarregado de controlar principalmente a umidade absoluta do ar e, depois, quando o ar passa através do aquecedor elétrico é controlada a temperatura do ar.

Na Figura 5.11, pode-se observar a influencia que tem uma variação oscilatória na temperatura da água gelada nas serpentinas. Isto é devido a que o controle da umidade do ar é realizado no trocador de calor mediante o processo de desumidificação.

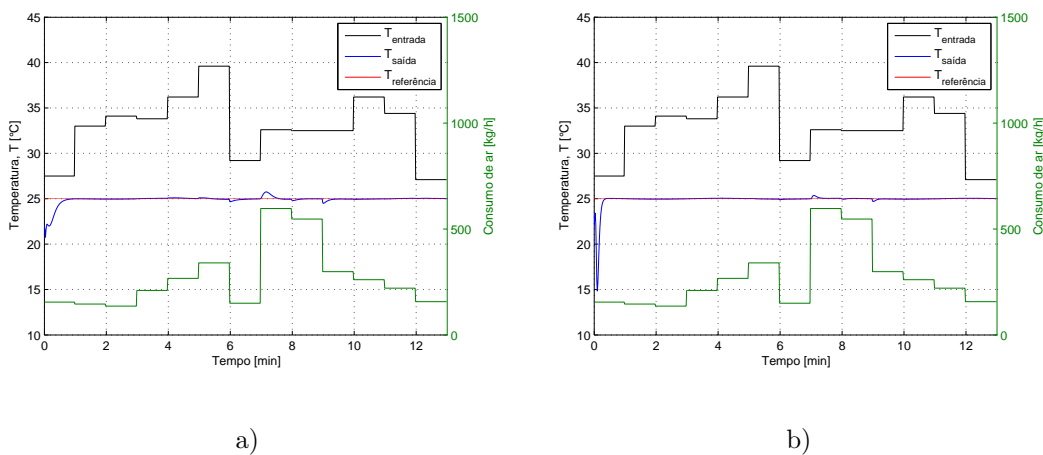


Figura 5.10: Controle da temperatura do ar de admissão, quando a temperatura da água gelada na entrada das serpentinas do trocador de calor é oscilatória: a) controle PID; b) controle fuzzy supervisório PID.

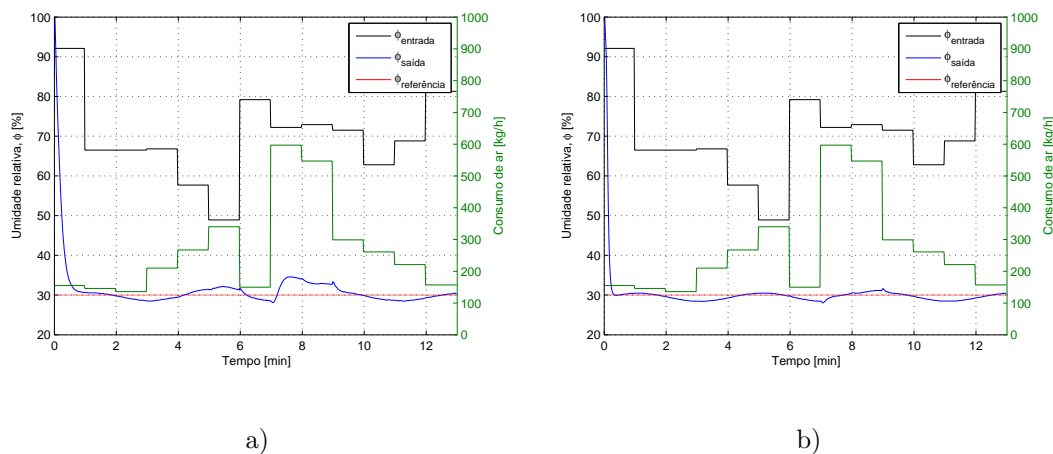


Figura 5.11: Controle da umidade relativa do ar de admissão, quando a temperatura da água gelada na entrada das serpentinas do trocador de calor é oscilatória: a) controle PID; b) controle fuzzy supervisório PID.