

3

Projeto do condicionador

O projeto de um sistema térmico é um processo que envolve a aplicação de princípios físicos, materiais e dispositivos para controle e gerenciamento de fluxos de calor e massa. O inter-relacionamento entre as áreas térmica, elétrica e estrutural é fundamental para determinar as restrições do projeto e tem uma influência importante no comportamento final do sistema.

Neste trabalho, o desenvolvimento do projeto do condicionador foi baseado na metodologia proposta por Guyer [21], na qual, o processo de criação de um projeto é uma progressão lógica de atividades que levam do problema à solução. As etapas desse processo são:

- definição do objetivo;
- formulação de um modelo analítico;
- avaliação de taxas de transferência de calor, distribuição de temperaturas e limitações termodinâmicas;
- determinação dos requisitos de materiais e seleção dos equipamentos;
- formulação de uma estratégia de controle e seleção dos controladores.

O objetivo do projeto é o controle das condições do ar de admissão para o motor. Para atingir condições de temperatura e umidade constantes ao longo do ano e em qualquer cidade, o projeto do condicionador de ar deve incluir equipamentos para o resfriamento, desumidificação, aquecimento e umidificação do ar. A estratégia utilizada para o projeto e controle do sistema condicionador é a mesma apresentada por Andreae [22]. Cada dispositivo da unidade tem um atuador automático que varia o parâmetro de controle de acordo com as condições desejadas para o ar de admissão. O esquema dos componentes, em ordem serial dos equipamentos e dispositivos, é mostrado na Figura 3.1, e a função de cada componente é descrita a seguir [23]:

- filtro de ar – disposto na entrada do sistema condicionador, para melhorar a qualidade do ar e eliminar partículas que podem entrar na câmara de combustão do motor de combustão;

- trocador de calor – um chiller é o responsável pelo fornecimento de água gelada como fluido refrigerante a uma determinada temperatura para o trocador de calor aletado que é utilizado no processo de resfriamento e desumidificação do ar;
- aquecedor elétrico – um sistema de aquecimento utilizando resistências elétricas permite controlar a temperatura e umidade relativa do ar. Portanto, a umidade absoluta do ar é controlada mediante o trocador de calor o qual reduz a temperatura do ar até o ponto de orvalho desejado, diminuindo assim a umidade absoluta durante o processo de desumidificação. O sistema de aquecimento é logo utilizado para aumentar a temperatura até o nível desejado;
- umidificador – um sistema de umidificação, que permite a injeção de vapor de água, é instalado para controlar a umidade do ar;
- ventilador de insuflamento – para ter o controle da pressão do ar na saída do sistema é instalado um ventilador de insuflamento na saída da unidade de condicionamento;
- painel de controle – a estratégia de controle e o sistema de instrumentação, que inclui sensores de pressão, temperatura, umidade, assim como atuadores para enviar os sinais de comando para cada um dos componentes da unidade de condicionamento mediante válvulas, variador de velocidade no caso do ventilador, e relé de estado sólido para a resistência elétrica, são monitoradas no painel de controle. O qual possui 4 variáveis de saída (sinais de controle) e 6 variáveis de entrada (sensores).

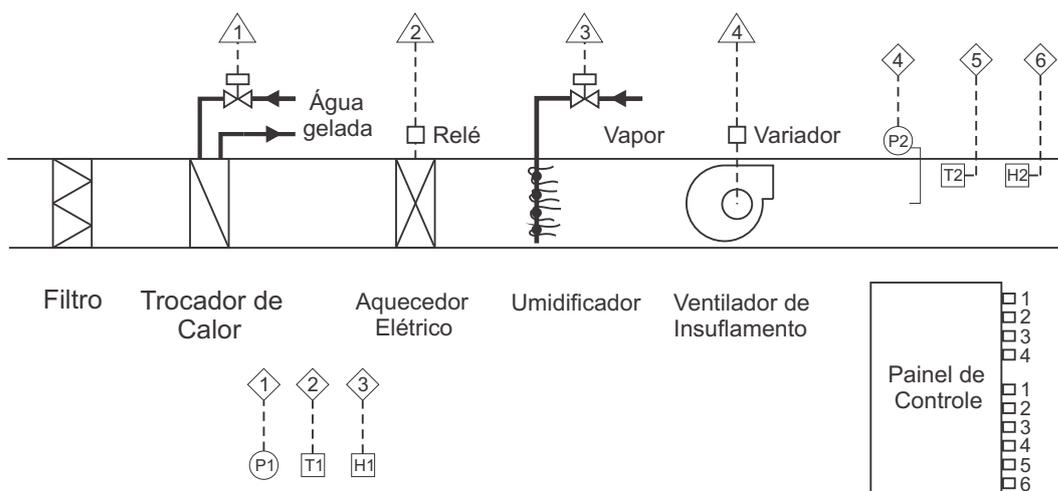


Figura 3.1: Desenho esquemático do projeto da unidade de condicionamento do ar de admissão.

3.1

Condições do projeto

As condições de operação do condicionador projetado assim como seus parâmetros de controle são mostradas na Tabela 3.1.

Tabela 3.1: Características de projeto do condicionador de ar de admissão.

Vazão de ar de admissão	máx.	800	[m ³ /h]
	mín.	20	[m ³ /h]
Controle de temperatura	máx.	35	[°C]
	mín.	15	[°C]
temperatura máx. do ar ambiente	$T_{a,max}$	40	[°C]
temperatura mín. do ar ambiente	$T_{a,min}$	10	[°C]
Controle de umidade absoluta	máx.	25	[g H ₂ O/kg]
	mín.	5	[g H ₂ O/kg]
umidade máx. do ar ambiente	$\omega_{a,max}$	30	[g H ₂ O/kg]
umidade mín. do ar ambiente	$\omega_{a,min}$	3	[g H ₂ O/kg]
A mínima umidade relativa do ar condicionado depende das condições do ar ambiente, da temperatura da água gelada e da pressão de saída do ar. Usando a máquina de condicionamento em condições-padrão, a umidade do ar condicionado pode ser ajustada entre 5 e 25 [g H ₂ O/kg].			

A norma NBR ISO 1585 [3] especifica o valor a temperatura do ar de admissão para testes de motores em 25°C, com uma umidade relativa de 30%, o que resulta em uma umidade absoluta igual a 6 g H₂O/kg ar seco, considerando uma pressão de 100 kPa. Portanto, na Tabela 3.1, pode-se observar que as condições de controle da temperatura e da umidade absoluta do ar definida pela norma está incluída nas características do projeto.

3.2

Dispositivos de atuação

3.2.1

Trocador de calor

As serpentinas de resfriamento utilizam água gelada como fluido de resfriamento no interior dos tubos. O fornecimento de água gelada será feito mediante um chiller, no qual a água é primeiro arrefecida a uma temperatura de 4 a 10°C e, então bombeada para as serpentinas do trocador de calor, no qual o ar é resfriado e desumidificado [24]. Depois de passar através das serpentinas, o aumento da temperatura de água gelada variará entre 15 a 18°C, para finalmente retornar ao chiller [25].

A capacidade de resfriamento da água gelada quando flui através de um trocador de calor, Q_{tc} em kW, pode ser calculada como segue:

$$Q_{tc} = \dot{V}_w \rho_w c_{pw} (T_{w,e} - T_{w,s}) \quad (3-1)$$

onde \dot{V}_w é o vazão volumétrica de água [m^3/s], ρ_w é a massa específica da água [kg/m^3], c_{pw} é o calor específico da água [$\text{kJ}/\text{kg}\cdot\text{K}$], $T_{w,e}$ e $T_{w,s}$ são a temperatura da água entrando e saindo do trocador de calor em $^{\circ}\text{C}$, respectivamente. Sendo que, $T_{w,e} - T_{w,s} = \Delta T_w$ é o aumento de temperatura da água depois que flui através das serpentinas do trocador de calor.

A temperatura da água que sai do chiller não deve ser inferior a $2,8^{\circ}\text{C}$ para prevenir o congelamento. A temperatura da água que entra nas serpentinas $T_{w,e}$, a temperatura da água que sai das serpentinas $T_{w,s}$, e a diferença ΔT_w estão relacionadas com o desempenho do chiller e do sistema de condicionamento de ar, já que:

- a temperatura $T_{w,e}$ afeta diretamente o consumo de potência do compressor do sistema de refrigeração;
- a diferença de temperaturas ΔT_w está relacionada diretamente com a vazão volumétrica da água gelada \dot{V}_w e, assim, com o dimensionamento dos tubos de água e a seleção da potência de bombeamento;
- tanto $T_{w,e}$ quanto ΔT_w influenciam na temperatura e umidade absoluta do ar saindo das serpentinas de água gelada.

Quanto maior o valor de ΔT_w , menor a quantidade de água que flui através da serpentina. Na prática é, geralmente, utilizado um valor de entre $5,6$ e $10,0^{\circ}\text{C}$. Assumindo ρ_w e c_{pw} com valores nominais a determinadas condições, a Equação (3-1) reduz-se para uma simples relação entre ΔT_w e \dot{V}_w durante o processo de transferência de calor.

A água gelada resfria ou resfria e desumidifica o ar que passa sobre a superfície externa dos tubos e aletas, como mostrado na Figura 3.2. Para manter uma maior taxa de transferência de calor, o ar e a água normalmente seguem um arranjo em contracorrente; ou seja, ar mais frio encontra a água mais fria e ar mais quente encontra água mais quente.

Os tubos de água são geralmente tubos de cobre de $1/2''$ a $5/8''$ (13 a 16 mm) de diâmetro com uma espessura de 0,01 a 0,02 polegadas (0,25 a 0,5 mm). Eles estão espaçados a uma distância centro-a-centro de 0,75 a 1,25 polegadas (19 a 31 mm) longitudinalmente e 1 a 1,5 polegadas (25 a 38 mm) transversalmente. Os tubos podem ser dispostos ao longo das correntes de ar em 2, 3, 4, 6 ou 8 linhas, em forma escalonada ou alinhada. O arranjo

escalonado fornece uma melhor transferência de calor e uma maior queda de pressão de ar. As serpentinas de água gelada são comumente avaliadas a uma pressão absoluta de 175 a 300 psi (1205-2070 kPa).

As aletas são superfícies estendidas que são frequentemente chamadas de superfície secundária da serpentina (a superfície exterior dos tubos é chamado a superfície principal da serpentina). Essas aletas são muitas vezes feitos de alumínio, com uma espessura F_t de 0,005 a 0,008 polegadas (0,13 a 0,2 mm). Podem ser diretamente extrudidas e feitas de aço, cobre, ou de aço inoxidável.



Figura 3.2: Trocador de calor para resfriamento e desumidificação [24].

Dimensionamento

A seleção do trocador de calor de água gelada, de acordo com os dados de fabricantes, é como se segue, [25]:

1. Em função da vazão volumétrica de ar requerida, escolhe-se uma velocidade média superficial v_a ótima para o ar, geralmente menor do que 2,75 m/s para impedir a mistura com o condensado (superfícies molhadas), e uma velocidade de 2,5 m/s ou menor para a água gelada nas serpentinas. Calcula-se também a área transversal A_a do trocador.
2. A partir da carga térmica da serpentina, calcula-se a capacidade de resfriamento e desumidificação do trocador por m^2 de área transversal Q_{tc}/A_a .
3. Determina-se a temperatura da água gelada entrando nas serpentinas, $T_{w,e}$. Isto está relacionado com a temperatura do ar requerida na saída das serpentinas $T_{a,s}$.

4. Definir um aumento ótimo na temperatura da água gelada ΔT_w . Um ΔT_w menor significará uma maior vazão de água gelada, uma maior velocidade da água nos tubos, e um maior coeficiente de transferência de calor.

Um ΔT_w menor também resultará em uma maior potência da bomba e um maior investimento inicial no sistema de água. O aumento na temperatura da água ΔT_w também influenciará no desempenho do sistema de condicionamento. Isto deve ser compensado com a temperatura prevista do ar na saída do trocador de calor, bem como com a diferença de temperatura da água gelada do chiller

A prática atual é a utilização de um ΔT_w de 5 a 11°C, a fim de reduzir o fluxo de água e economizar energia requerida pela bomba. Quando ΔT_w é determinada, a vazão volumétrica de água \dot{V}_w , em m³/h, pode ser calculada segundo a Equação (3-1).

5. A velocidade da água gelada no interior das serpentinas, v_w em m/s, está normalmente na faixa de 0,6 a 1,8 m/s. A queda de pressão no interior das serpentinas não deve exceder 10 psi (69 kPa). Tipicamente, uma queda de pressão de 30 kPa através da serpentina é considerada adequada para manter a potência da bomba e o custo de energia razoável. Muitos fabricantes fornecem a fórmula para calcular v_w em função da espaçamento entre as aletas.

Alguns fabricantes também fornecem amplificadores de turbulência de água, que podem ser adicionados aos tubos para aumentar o coeficiente de transferência de calor da superfície interior se a velocidade da água é inferior a 1,2 m/s. Em tubos com amplificadores de turbulência de água, a queda de pressão do lado da água é consideravelmente mais elevada do que em tubos lisos.

6. A seleção da serpentina dos catálogos de fabricantes é feita dadas as velocidades de entrada e saída da água e do ar, v_a e v_w e a requerida razão Q_{tc}/A_a .

Segundo o procedimento recomendado para a seleção do trocador de calor, e as condições de operação do projeto, mostrada na Tabela 3.1, pode-se realizar o dimensionamento do trocador requerido.

A vazão máxima de projeto do ar de admissão para o motor é 800 m³/h. Esta vazão é típica de motores com uma potência efetiva de até 150 cv. Considera-se que o ar entra no trocador a uma temperatura máxima de bulbo seco de 40°C e a uma umidade absoluta máxima de 30 g H₂O/kg (umidade

relativa de 62,3%) ar seco e sai à temperatura de ponto de orvalho de 6,2°C e uma umidade relativa de 100%.

Água gelada entra nas serpentinas a 6°C e é esperada uma temperatura de saída de 12°C.

As propriedades consideradas para o ar são as seguintes:

- massa específica do ar $\rho_a = 1,2 \text{ kg/m}^3$;
- calor específico do ar $c_{pa} = 1,02 \text{ kJ/kg-K}$.

A uma temperatura média de 9°C, as propriedades consideradas para a água nas serpentinas são:

- massa específica da água $\rho_w = 1.000 \text{ kg/m}^3$;
- calor específico da água $c_{pw} = 4,187 \text{ kJ/kg-K}$.

Para uma serpentina ondulada, considera-se uma velocidade nominal transversal $v_a = 2,75 \text{ m/s}$. A partir dos valores indicados, a área transversal requerida das serpentinas é

$$A_a = \frac{\dot{V}_a}{v_a} = \frac{800/3600}{2,75}$$

$$A_a = 0,0808 \text{ m}^2$$

A partir da carta psicrométrica, a entalpia do ar na entrada a uma temperatura de bulbo seco de 40°C e uma umidade absoluta de 30 g H₂O/kg ar seco é de 117,5 kJ/kg. A entalpia de saída do ar a uma temperatura de ponto de orvalho de 6,2°C e uma umidade relativa de 100% é 21,28 kJ/kg, assumindo-se uma pressão ambiente de 100 kPa. Desse modo, a capacidade total de resfriamento e desumidificação das serpentinas de água gelada é

$$Q_{tc} = \dot{V}_a \rho_a (h_{a,e} - h_{a,s}) = \frac{800}{3600} \cdot 1,2 \cdot (117,5 - 21,28)$$

$$Q_{tc} = 25,66 \text{ kW (22.078 kcal/h)}$$

A partir dos valores obtidos, e assumindo um aumento da temperatura da água gelada de $(12 - 6) = 6^\circ\text{C}$, a vazão volumétrica de água será

$$\dot{V}_w = \frac{Q_{tc}}{\rho_w c_{pw} (T_{w,s} - T_{w,e})} = \frac{25,66}{1000 \cdot 4,187 \cdot 6}$$

$$\dot{V}_w = 3,68 \text{ m}^3/\text{h}$$

3.2.2 Aquecedor elétrico

Os aquecedores por resistência elétrica são os mais utilizados nos sistemas de condicionamento de ar [26]. Quando uma corrente elétrica flui através de um resistor sob um determinado potencial elétrico, o calor é liberado para o ambiente (ver Figura 3.3). O ar é forçado a passar através do elemento de aquecimento elétrico por um ventilador instalado na unidade de condicionamento, Wang [25].



Figura 3.3: Sistema de aquecimento com resistências elétricas [26].

A velocidade nominal do ar que flui através de aquecedores elétricos é aproximadamente a mesma que a velocidade nominal do ar nas serpentina de resfriamento. Para uma velocidade de 2,5 a 3 m/s, o aumento da temperatura do ar quente é muitas vezes entre 16,7 e 33,4°C, Wang [25].

A perda de pressão total do ar que flui através de um aquecedor de resistência elétrica é geralmente inferior a 75 Pa. De acordo com Wang [25], no projeto e instalação de um aquecedor elétrico, os seguintes requisitos devem ser cumpridos:

- os aquecedores devem ser instalados para uma distribuição uniforme do fluxo de ar sobre as resistências elétricas;
- um circuito de bloqueio do ventilador de fornecimento de ar deve ser instalado para que o aquecedor elétrico não funcione se o ventilador estiver desligado;
- um controle de segurança por corte de sobrecarga e reinicialização automática deve ser colocado em série com o termostato. Também pode ser utilizado um controle de limite de carga em vez de um controle de segurança de corte. Dispositivos de desconexão devem ser instalados à vista do aquecedor elétrico.

A capacidade de aquecimento da resistência elétrica, Q_{re} em kW, pode ser calculada como

$$Q_{re} = \dot{V}_a \rho_a c_{pa} (T_{a,s} - T_{a,e}) \quad (3-2)$$

onde \dot{V}_a é o vazão volumétrica do ar [m^3/s], ρ_a é a massa específica do ar [kg/m^3], c_{pa} é o calor específico do ar [$\text{kJ}/\text{kg}\cdot\text{K}$], $T_{a,e}$ e $T_{a,s}$ são a temperatura do ar na entrada e na saída das resistências elétricas respectivamente [$^{\circ}\text{C}$].

Dimensionamento

Segundo as condições do projeto, para o controle de temperatura do ar, a capacidade de aquecimento pode ser calculada a partir da Equação (3-2). Considera-se que o ar entra nas resistências elétricas com uma temperatura de bulbo seco de $6,238^{\circ}\text{C}$, que seria a temperatura mínima na saída do trocador de calor logo após do processo de desumidificação, e que a temperatura na saída das resistências elétricas é de 30°C , segundo condições do projeto. Assim,

$$Q_{re} = \dot{V}_a \rho_a c_{pa} (T_{a,s} - T_{a,e}) = \frac{800}{3600} \cdot 1,2 \cdot 1,02 \cdot (30 - 6,238)$$

$$Q_{re} = 6,46 \text{ kW}$$

O sistema de aquecimento projetado, mostrado na Figura 3.3, consiste em resistências elétricas aletadas, acionadas por chaves estáticas (relés e estado sólido) que controlam a potência de aquecimento mediante os algoritmos de controle PID. Sua ação garante a precisão do controle de temperatura do ar em conjunto com o sistema de condicionamento.

3.2.3

Umidificador

Um umidificador acrescenta a umidade absoluta do ar. O umidificador pode: (1) injetar vapor diretamente ao ar; (2) atomizar ou pulverizar água líquida, de modo que a água se evapora e é adicionado ao ar; ou (3) forçar o ar a fluir ao longo de um elemento molhado de modo que à medida que a água se evapora, ele é adicionado ao ar como vapor. Todos estes métodos aumentam a umidade absoluta do ar e, portanto, a sua umidade relativa. Um índice importante de um umidificador é a sua capacidade de umidificação \dot{m}_v ou a taxa à qual o vapor de água é adicionada ao ar [27].

A carga de umidificação \dot{m}_v em kg/h , é a quantidade de vapor de água necessária para ser adicionada ao ar, por um umidificador, de modo a manter uma umidade relativa predeterminada. O parâmetro \dot{m}_v de um sistema de ar instalado com um umidificador pode ser calculado segundo:

$$\dot{m}_v = 3600\dot{V}_a\rho_a(\omega_{a,s} - \omega_{a,e}) \quad (3-3)$$

onde \dot{V}_a é a vazão volumétrica do ar [m^3/s], ρ_a é a massa específica do ar [kg/m^3], $\omega_{a,s}$ e $\omega_{a,e}$ são a umidade absoluta do ar na saída e entrada do umidificador respectivamente [kgv/kga].

De acordo com o mecanismo utilizado para a evaporação da água, os umidificadores podem ser classificados como umidificadores com elemento de aquecimento e vaporização, umidificadores de atomização, e umidificadores de elementos molhados. Neste trabalho será utilizado um umidificador com elemento de aquecimento e vaporização pelas seguintes vantagens:

- capacidade de umidificação de pequeno a grande porte;
- não possui risco de supersaturação;
- boa qualidade de umidificação;
- trabalho e custo de manutenção baixos;
- resposta de controle rápida;
- espaço de instalação reduzido.



Figura 3.4: Sistema de umidificação: a) tanque de água; b) garrafa de umidificação com resistência elétrica de imersão; c) tubo difusor de vapor [27].

O sistema de umidificação é mostrado na Figura 3.4, o qual possui três elementos principais: o tanque de água, a garrafa de umidificação para a vaporização da água e o tubo difusor de vapor. Este sistema produz vapor mediante o aquecimento da água pelas resistências tubulares imersas na garrafa em aço inox, as quais são acionadas por um relé de estado sólido para controlar a potência de aquecimento e a vazão de vapor gerado, que por sua vez é

controlada mediante uma válvula conectada entre o tubo difusor e a garrafa de umidificação.

Dimensionamento

Pelas condições do projeto e, considerando que o ar sai do condicionador com uma umidade absoluta de 0,025 kgv/kg a e entra com uma umidade absoluta de 0,003 kgv/kg a, tem-se que:

$$\dot{m}_v = 3600 \cdot 800 \cdot 1,2 \cdot (0,025 - 0,003)$$

$$\dot{m}_v = 21,12 \text{ kg/h}$$

Baseado na vazão mássica de vapor \dot{m}_v , pode-se calcular a capacidade da resistência elétrica imersa na garrafa de umidificação.

Considerando que o vapor na saída da garrafa de umidificação tem uma pressão de 1,013 bar e uma temperatura de 110°C, a entalpia nessas condições é de 2696 kJ/kg. Se a água na entrada da garrafa de umidificação tem uma temperatura de 25°C, a entalpia é de 104,8 kJ/kg. Portanto, a potência de aquecimento da resistência elétrica é calculada como

$$P_{re} = \frac{21,12}{3600} \cdot (2696 - 104,8)$$

$$P_{re} = 15,2 \text{ kW}$$

3.3

Sistemas de controle

O sistema de controle proposto visa manter a temperatura e a umidade relativa do ar em valores constantes definidos pelas condições-padrão de referência para testes definidas nas condições do projeto, independente das condições atmosféricas do ar ambiente e da potência e rotação do motor.

3.3.1

Controle PID

Devido à sua estrutura simples e desempenho robusto, os controladores PID são os mais comumente usados no controle de processos industriais. A técnica de controle PID consiste em calcular um valor de atuação sobre o processo a partir das informações do valor desejado e do valor atual da variável a controlar. Este valor de atuação sobre o processo é condicionado em um sinal adequado ao atuador utilizado no processo (válvula, motor, relé, etc.), e deve

garantir um controle estável. A função de transferência de um controlador PID tem a seguinte forma:

$$\frac{U(s)}{E(s)} = k_p + \frac{k_i}{s} + k_d \cdot s \quad (3-4)$$

onde $U(s)$ é a saída do controlador ou sinal de atuação do processo; $E(s)$ é a entrada do controlador ou sinal de erro entre a variável medida e o *setpoint*; k_p , k_i e k_d são chamados os ganhos proporcional, integral e derivativo, respectivamente. Assim, o sinal de atuação do controlador PID é representada pela Equação (3-5).

$$u(t) = k_p \left[e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(\tau) d\tau + T_d \frac{de(t)}{dt} \right] \quad (3-5)$$

onde $T_i = k_p/k_i$ e $T_d = k_d/k_p$ são conhecidos como as constantes de tempo integral e derivado, respectivamente.

A ação de cada um destes ganhos na resposta do sistema controlado pode ser resumida da seguinte forma, [28]:

- ação proporcional:
O aumento do ganho k_p diminui o erro de regime estacionário, mas sem zerá-lo, o sistema apresenta uma resposta oscilatória, podendo até ser instável. Em outras palavras, a ação proporcional melhora o desempenho em regime estacionário do sistema, mas diminui o tempo de resposta;
- ação integral:
O ganho k_i é utilizado para zerar o erro de regime estacionário adicionando um pólo (na origem) ao sistema. É utilizado quando temos resposta transitória aceitável e resposta em regime estacionário insatisfatória. Note que a ação de controle integral, embora remova ou desajuste o erro em regime estacionário, pode resultar em uma resposta oscilatória com amplitude ligeiramente decrescente ou mesmo com amplitude crescente, ambas usualmente indesejáveis;
- ação derivativa:
A ação derivativa responde à taxa de variação do erro e pode produzir uma correção significativa antes do erro tornar-se maior. Portanto, antecipa o erro e inicia uma ação corretiva mais cedo tendendo a aumentar a estabilidade do sistema.

O sucesso do controlador PID depende de uma escolha apropriada do seus ganhos. A sintonia dos ganhos para otimizar seu desempenho não é uma tarefa trivial. Na prática, esses ganhos são geralmente ajustados por especialistas.

Um dos métodos práticos mais conhecidos para sintonização de controladores PID é o método de Ziegler-Nichols [29]. Este método ainda é amplamente utilizado, tanto em sua forma original ou em alguma modificação. E muitas vezes, forma a base dos procedimentos de ajuste utilizados pelos fabricantes de controladores e de processos industriais. Os parâmetros do controlador são então expressos em termos das características por fórmulas simples.

Método de resposta em frequência

Este método apresentado por Ziegler e Nichols baseia-se em uma simples caracterização da dinâmica do processo. O desenho é baseado no conhecimento do ponto na curva de Nyquist da função de transferência do processo onde a curva de Nyquist intercepta o eixo real negativo. Por razões históricas este ponto é caracterizado pelos parâmetros K_u e T_u , que são chamados de ganho crítico e o período crítico, respectivamente. O controlador PID do processo em estudo é definido com parâmetros tal que a ação de controle seja proporcional, ou seja, $T_i = \infty$ e $T_d = 0$. Aumentar o ganho lentamente até que o processo começa a oscilar. O ganho proporcional quando isto ocorre é K_u e o período de oscilação é T_u .

Ziegler e Nichols deram fórmulas simples para os parâmetros do controlador em termos de ganho crítico e do período crítico [29], que são mostradas na Tabela 3.2.

Tabela 3.2: Parâmetros do controlador PID obtidos a partir do método de resposta em frequência de Ziegler-Nichols.

Controlador	k_p	T_i	T_d
P	$0,5 \cdot K_u$	-	-
PI	$0,45 \cdot K_u$	$0,83 \cdot T_u$	-
PID	$0,6 \cdot K_u$	$0,5 \cdot T_u$	$0,125 \cdot T_u$

3.3.2

Controle fuzzy supervisório PID

Técnicas de ajuste mais precisos dos parâmetros dos controladores PID podem ser aplicadas, mas em geral se o processo é complicado pode ser feito manualmente. Alguns sistemas de controle digital incluem software de ajuste automático que aplicam técnicas de ajuste mais rigorosas.

Para mitigar esse problema, malhas de controle podem ser dinamicamente auto-sintonizadas, ou seja, os ganhos podem ser automaticamente e

continuamente ajustados para manter um controle preciso, independentemente das condições operacionais, o que seria um controle mais robusto.

Para alguns processos não-lineares, os requisitos de projeto não podem ser satisfeitos quando métodos de controle convencionais baseados em modelos lineares do processo são utilizados. Neste trabalho, muita atenção deve ser dada ao desenvolvimento de técnicas de identificação e controle não-lineares, [30]. Adicionalmente, diversas técnicas de controle moderno vêm sendo desenvolvidas nos últimos anos com o objetivo de melhorar o desempenho dos controladores PID. Diferentes esquemas de adaptação foram propostos, tais como, auto-ajustável, modelo de referência e ganho escalonado, etc. [31].

Uma forma para minimizar o problema de não-linearidade dos processos é através da utilização de lógica fuzzy, que é uma alternativa relativamente nova para o ajuste de controladores PID. A lógica fuzzy imita o pensamento intuitivo humano usando uma série de conjuntos, variáveis linguísticas e regras SE-ENTÃO para definir ações de controle.

No processo de condicionamento do ar de admissão existem muitas variáveis que influenciam a dinâmica do controle de temperatura e umidade do ar conforme mudam as condições de operação durante os ensaios do motor. Com isso é necessário e possível variar os parâmetros dos controladores PID através do monitoramento das condições de operação. Esta técnica é conhecida como *gain scheduling* (escalonamento de ganho). Trata-se de um tipo de realimentação não-linear baseada em um controlador linear PID, cujos parâmetros podem ser determinados *on-line* baseado no sinal de erro e sua derivada no tempo ou sua primeira diferença.

Neste projeto é implementado um sistema fuzzy baseado em regras para o escalonamento dos ganhos do controlador PID, também conhecido como controle PID supervisório fuzzy, cujos parâmetros k_p , k_i e k_d serão ajustados a cada instante de amostragem pelo sistema fuzzy, responsável por gerar os novos valores dos parâmetros. Estes valores são calculados, baseados nos valores atualizados do erro e do câmbio no erro (primeira diferença do erro), conforme Zhao et al. [32].

No Capítulo 4, determina-se o conjunto de regras de sintonização (regras fuzzy SE-ENTÃO) para os ganhos do controlador PID pela análise de uma resposta típica do sistema e, em seguida, implementam-se estas regras em um sistema fuzzy que é desenhado para ajustar *on-line* os ganhos do PID.

O sistema de controle mostrado na Figura 3.5 é considerado de dois níveis, onde o controlador convencional é um controlador PID na forma da Equação (3-4) ou equivalentemente na Equação (3-5) e o sistema fuzzy ajusta os ganhos do PID em tempo real. O sistema fuzzy é construído a partir de

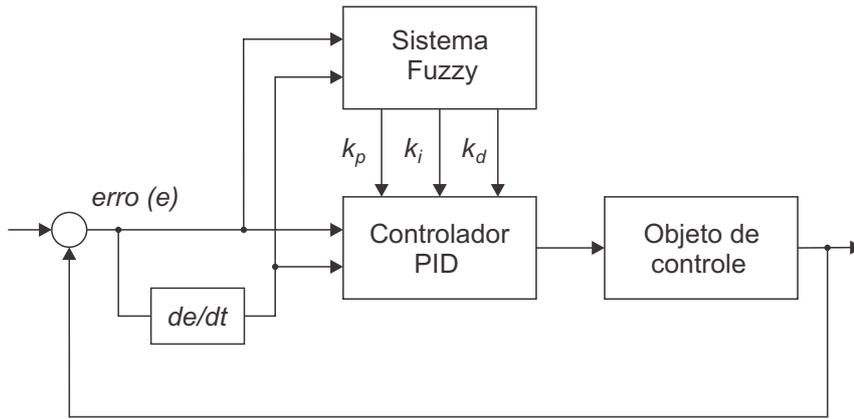


Figura 3.5: Sistema de controle fuzzy supervisorio PID [32].

um conjunto de regras SE-ENTÃO que descrevem como escolher os ganhos do PID em condições de operação determinadas.

Suponha-se que se definem os intervalos $[k_{p,max}, k_{p,min}] \subset \mathfrak{R}$ e $[k_{d,max}, k_{d,min}] \subset \mathfrak{R}$ tal que o ganho proporcional $k_p \in [k_{p,max}, k_{p,min}]$ e o ganho derivativo $k_d \in [k_{d,max}, k_{d,min}]$.

Por conveniência definem-se as variáveis β e γ normalizadas no intervalo entre 0 e 1 pela seguinte transformação linear:

$$\beta = \frac{k_p - k_{p,min}}{k_{p,max} - k_{p,min}} \quad (3-6)$$

$$\gamma = \frac{k_d - k_{d,min}}{k_{d,max} - k_{d,min}} \quad (3-7)$$

A constante de tempo integral é determinada com referência à constante de tempo derivativa por

$$T_i = \alpha T_d \quad (3-8)$$

Assim, os parâmetros α , β e γ serão determinados pelo conjunto de regras do sistema fuzzy, de onde determinamos os parâmetros PID:

$$k_p = (k_{p,max} - k_{p,min})\beta + k_{p,min} \quad (3-9)$$

$$k_d = (k_{d,max} - k_{d,min})\gamma + k_{d,min} \quad (3-10)$$

$$k_i = \frac{k_p}{\alpha T_d} = \frac{k_p^2}{\alpha k_d} \quad (3-11)$$