

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA
DO RIO DE JANEIRO



Rafael Milagres e Oliveira

**Modelagem de um controlador para um
condicionador de ar de admissão para teste de
motores**

Projeto de Graduação

Projeto de Graduação apresentado ao Departamento de Engenharia
Mecânica da PUC-Rio

Orientador: Florian Alain Yannick Pradelle
Coorientador: Allan Nogueira de Albuquerque

Rio de Janeiro

Julho de 2025

AGRADECIMENTOS

Agradeço imensamente aos meus orientadores, Florian Alain Yannick Pradelle (orientador) e Allan Nogueira de Albuquerque (coorientador) pela excelente orientação fornecida durante todo o desenvolvimento do projeto, e por terem batalhado para que ele ocorresse. Agradeço ao professor Sergio Leal Braga, que acabou não podendo acompanhar o desenvolvimento do projeto até o fim, pela interessante ideia do projeto. Agradeço também a minha família e amigos, pelo constante apoio e motivação.

Agradeço à PUC e aos ótimos professores que já tive, dentro e fora da universidade.

RESUMO

Modelagem de um controlador para um condicionador de ar de admissão para teste de motores

Os motores movidos à combustão interna estão sujeitos a diversas normas regulatórias, com o objetivo de padronizar as várias características do motor. Para isso, existem laboratórios projetados para testes veiculares e testes de motores em dinamômetros de bancada, seguindo procedimentos também especificados em tais normas. Testes de emissões de motores à combustão interna, por sua vez, possuem normas bastante específicas quanto às emissões, o que acarreta em condições igualmente específicas do ar de admissão, o elemento mais importante utilizado pelo motor. O presente trabalho visa modelar e simular um controlador para ser utilizado em um sistema de condicionamento de ar de admissão de motores para tais testes, buscando atingir valores específicos de temperatura, umidade e pressão do ar. Como testar o controlador diretamente no equipamento real teria um grande custo operacional e de tempo, além de indisponibilizar o equipamento durante todo o período de teste, foi desenvolvido também um modelo computacional do sistema de condicionamento de ar, composto por trocador de calor, aquecedor e umidificador. A modelagem dos componentes foi desenvolvida a partir do modelo projetado por Marvin Aldo Chacán León, porém o fluido refrigerante do trocador de calor, originalmente apenas água, foi substituído por uma mistura binária de água e ácido acético, visando obter melhores resultados. O sistema de controle utiliza controladores PID em cada um dos três componentes principais (trocador de calor, aquecedor e umidificador), configurados por um esquema de ajuste de ganhos iterativo. A modelagem de todo o sistema foi feita no MATLAB e, devido a isso, fez-se necessária também a formulação de um banco de dados para a definição dos parâmetros da mistura do fluido de refrigeração, sob diferentes valores de temperatura e concentração.

Palavras chaves: Testes de motores. Testes de emissão. Condicionamento de ar de admissão. Controle PID.

ABSTRACT

Modeling of an intake air conditioner controller for engine testing

Internal combustion engines are subject to various regulatory standards aimed at standardizing multiple engine characteristics. To meet these requirements, specialized laboratories are designed for both vehicle and engine bench testing, following procedures established by these regulations. Emission tests for internal combustion engines, in particular, are governed by very specific standards, especially concerning emissions, which in turn demand equally specific conditions for the intake air — the most critical element used by the engine.

This work aims to model and simulate a controller to be used in an intake air conditioning system for engine testing, targeting specific values for air temperature, humidity, and pressure. Since testing the controller directly on the actual equipment would incur high operational and time costs — and render the equipment unavailable for the duration of the testing period — a computational model of the air conditioning system was developed. This model includes a heat exchanger, heater, and humidifier.

The modeling of these components was based on the work developed by Marvin Aldo Chacán León. However, the refrigerant fluid in the heat exchanger, originally only water, was replaced with a binary mixture of water and acetic acid, aiming to achieve better thermal performance.

The control system employs PID controllers for each of the three main components (heat exchanger, heater, and humidifier), with gain tuning performed using an interactive method. The entire system was modeled in MATLAB, which also required the development of a database to define the thermophysical parameters of the refrigerant mixture, under varying temperature and concentration conditions.

Key-words: Engine testing. Emission testing. Intake air conditioning. PID controller.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	9
1.1 Fluido refrigerante	9
1.2 Modelagem	10
1.3 Objetivo geral	10
1.4 Objetivos específicos	11
2 CONCEITOS TEÓRICOS FUNDAMENTAIS.	12
2.1 Propriedades do ar	12
2.1.1 Psicrometria	13
2.2 Condições padrão de ensaio	18
2.3 Sistemas de controle	20
2.3.1 Classificação de controladores	22
2.4 Configuração do sistema de condicionamento	24
2.5 A Importância da Qualidade do Ar de Admissão no Desempenho do Motor	26
3 MODELAGEM DO SISTEMA	29
3.1 Trocador de calor	29
3.1.1 Fluido refrigerante	29
3.1.2 Modelagem do trocador	34
3.2 Aquecedor	43
3.3 Umidificador	44
3.4 Controle PID	45
4 SIMULAÇÕES	48
4.1 Resultados	49
5 CONCLUSÕES	57
5.1 Trabalhos futuros	58
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	59

Lista de figuras

Figura 2.1: Carta psicrométrica n.º 1, ASHRAE [7].

Figura 2.2: Carta psicrométrica n.º 1, modificada.

Figura 2.3: Sistema de controle para o condicionamento de ar, León [1].

Figura 2.4: Esquematização de um sistema de controle.

Figura 2.5: Desenho esquemático do projeto da unidade de condicionamento.

Figura 3.1: Densidade da mistura em função da temperatura.

Figura 3.2: Calor específico da mistura em função da temperatura.

Figura 3.3: Viscosidade dinâmica da mistura em função da temperatura.

Figura 3.4: Condutividade térmica da mistura em função da temperatura.

Figura 3.5: esquematização do processo do trocador.

Figura 3.6: Esquema ilustrativo de um tubo aletado, [1].

Figura 3.7: esquematização do processo do aquecedor.

Figura 3.8: esquematização do processo do umidificador.

Figura 4.1: Representação completa do modelo condicionador de ar no Simulink.

Figura 4.2: Gráfico de temperatura para a solução água-ácido acético com $k_p = 1$, $k_i = 0$ e $k_d = 0$.

Figura 4.3: Gráfico de umidade para a solução água-ácido acético com $k_p = 1$, $k_i = 0$ e $k_d = 0$.

Figura 4.4: Gráfico de temperatura do ar para água com $k_p = 1$, $k_i = 0$ e $k_d = 0$.

Figura 4.5: Gráfico de umidade do ar para água com $k_p = 1$, $k_i = 0$ e $k_d = 0$.

Figura 4.6: Gráfico de temperatura do ar para a solução água-ácido acético com $k_p = 10$, $k_i = 1$ e $k_d = 0$.

Figura 4.7: Gráfico de umidade do ar para a solução água-ácido acético com $k_p = 10$, $k_i = 1$ e $k_d = 0$.

Figura 4.8: Gráfico de temperatura do ar para a água com $k_p = 10$, $k_i = 1$ e $k_d = 0$.

Figura 4.9: Gráfico de umidade do ar para a água com $k_p = 10$, $k_i = 1$ e $k_d = 0$.

Figura 4.10: Gráfico de temperatura do ar para a mistura com $k_p = 50$, $k_i = 5$ e $k_d = 0,1$.

Figura 4.11: Gráfico de umidade do ar para a mistura com $k_p = 50$, $k_i = 5$ e $k_d = 0,1$.

Figura 4.12: Potência das resistências elétricas do aquecedor [kW], utilizando a mistura água-ácido acético no trocador de calor.

Figura 4.13: Gráfico de temperatura do ar para a água com $k_p = 50$, $k_i = 5$ e $k_d = 0,1$.

Figura 4.14: Gráfico de umidade do ar para a água com $k_p = 50$, $k_i = 5$ e $k_d = 0,1$.

Figura 4.15: Potência das resistências elétricas do aquecedor [kW], considerando a utilização de água no trocador de calor.

Figura 4.16: Desempenho do umidificador no sistema com a mistura de ácido acético e água, utilizando o esquema de ganhos com $k_p = 1$, $k_i = 0$ e $k_d = 0$.

Lista de tabelas

Tabela 3.1: Constantes para cálculo da densidade em função da temperatura [10].

Tabela 3.2: Constantes para cálculo do calor específico em função da temperatura [10].

Tabela 3.3: Constantes para cálculo da viscosidade dinâmica em função da temperatura [10].

Tabela 3.4: Constantes para cálculo da condutividade térmica em função da temperatura [10].

Tabela 3.5: Parâmetros do controlador PID obtidos a partir do método de resposta em frequência de Ziegler-Nichols.

1 Introdução

A crescente demanda por veículos mais eficientes e menos poluentes tem impulsionado o desenvolvimento de normas e procedimentos rigorosos para testes de desempenho e emissões de motores a combustão interna. Dentre as variáveis que mais influenciam o comportamento desses motores durante os ensaios laboratoriais, destacam-se as condições do ar de admissão — particularmente sua temperatura, umidade e pressão.

Para garantir a repetibilidade e a padronização dos testes, as normas técnicas definem valores de referência para essas propriedades. No entanto, manter o ar de admissão dentro dessas especificações sob diferentes condições ambientais é um desafio técnico significativo. Diante disso, torna-se essencial o uso de sistemas de condicionamento de ar capazes de controlar, de forma precisa, essas variáveis.

Este trabalho tem como objetivo desenvolver e modelar um sistema de controle baseado em controladores PID para um condicionador de ar de admissão, utilizado em testes de motores. O sistema é composto por três elementos principais — trocador de calor, aquecedor e umidificador — e cada um é modelado dinamicamente com base em leis de conservação de energia e massa. A atuação dos controladores visa garantir que o ar atinja as condições de referência, independentemente das variações nas condições ambientais externas ou nas características operacionais do motor.

1.1 Fluido refrigerante

O fluido refrigerante do trocador de calor foi substituído por uma mistura binária de água e ácido acético (vinagre). Através de experimentos práticos realizados no sistema em laboratório, Fontoura Filho [9] constatou que o trocador de calor, que utilizava água como fluido refrigerante, não foi capaz de resfriar o ar de admissão o suficiente para atingir a umidade absoluta correspondente à umidade relativa padrão. Já a mistura de ácido acético com água possui um ponto de congelamento inferior ao da água pura, permitindo operar em temperaturas próximas de 0 °C (ou até abaixo) sem risco de congelamento do fluido nos canais internos do trocador de calor, podendo ser explorado para aplicações de resfriamento sem a necessidade de fluidos industriais mais caros ou tóxicos, Kroger [16].

Ao contrário de muitos fluidos refrigerantes sintéticos (como R-134a, R-22, ou etilenoglicol), a solução de ácido acético e água é facilmente neutralizável e pode ser descartada com tratamento mínimo, reduzindo o impacto ambiental e os custos operacionais em ambientes acadêmicos.

Por fim, o ácido acético (especialmente em sua forma diluída, como vinagre técnico) é um insumo barato, acessível e seguro, podendo ser utilizado em laboratórios sem a necessidade de licença ou controle ambiental rigoroso, Cengel [17].

1.2 Modelagem

De forma a evitar o custo elevado e a complexidade logística de testes experimentais diretos, optou-se pela implementação de um modelo computacional do sistema, desenvolvido em ambiente MATLAB. Esse modelo inclui também a caracterização termo física de uma mistura binária de água e ácido acético utilizada como fluido refrigerante, escolhida por apresentar melhor desempenho térmico em comparação à água pura. A sintonia dos controladores foi realizada com base em um método iterativo de ajuste de ganhos, testando diferentes valores para k_p , k_i e k_d , visando obter uma resposta eficiente tanto em regime permanente quanto em condições transitórias.

1.3 Objetivo geral

Desenvolver e validar, por meio de simulação computacional, um modelo dinâmico de controle para um sistema de condicionamento de ar de admissão utilizado em testes de motores a combustão interna, garantindo que as condições do ar (temperatura, umidade e pressão) sejam mantidas conforme as especificações normativas, independentemente das condições externas e operacionais do motor.

1.4 Objetivos específicos

- Modelar matematicamente os componentes principais do sistema de condicionamento de ar: trocador de calor, aquecedor e umidificador;
- Substituir o fluido refrigerante convencional (água) por uma mistura binária de água e ácido acético, avaliando suas propriedades termodinâmicas (densidade, calor específico, viscosidade e condutividade térmica) em função da temperatura e concentração e criar uma base de dados para guardar essas propriedades, permitindo sua integração com o modelo de simulação;
- Implementar o sistema completo no ambiente de simulação MATLAB, utilizando o método dos volumes de controle e equações em regime permanente e dinâmico;
- Aplicar a técnica de controle PID em cada um dos componentes do sistema, com sintonia de ganhos configurada manualmente de forma iterativa;
- Avaliar o desempenho do sistema de controle em condições operacionais diversas, verificando sua capacidade de manter o ar de admissão dentro dos limites especificados pelas normas (NBR ISO 1585 [2]);
- Analisar a viabilidade e a estabilidade do modelo de controle implementado, visando sua futura aplicação em ambientes reais de teste.

2 Conceitos teóricos fundamentais

Neste capítulo, serão apresentados os principais conceitos a serem trabalhados ao longo deste projeto, assim como as condições padrão estabelecidas para o ar de admissão em testes de motores a combustão. Em seguida, são explicadas as diferentes classificações dos tipos de controladores PID.

2.1 Propriedades do ar

O ar atmosférico é composto por uma mistura de diversos elementos químicos diferentes, além também do teor de vapor de água presente. A esta mistura chama-se de “ar úmido”. Removendo-se o vapor de água da composição, tem-se o chamado “ar seco”. Essa diferenciação é importante pois, de acordo com a NBR ISO 1585 [2], o vapor de água presente no ar atmosférico causa influência sobre a pressão interna do cilindro, o que aumenta a pressão barométrica total.

De acordo com a Nasa [3], o ar seco atmosférico é composto principalmente de:

- Nitrogênio, N_2 (78,08%)
- Oxigênio, O_2 (20,95%)
- Argônio, Ar (0,934%)
- Dióxido de carbono, CO_2 (0,042%)
- Além de outros elementos como Neônio, Ne, Hélio, He, Metano, CH_4 , Criptônio, Kr e Hidrogênio, H_2 (somando aproximadamente 0,003%)

Conforme a lei da mistura de gases perfeitos observada por Dalton, para qualquer mistura mecânica (i.e., que não se misturam quimicamente) de gases e vapores: 1) cada gás ou vapor na mistura exerce uma pressão parcial individual que é igual à pressão que o gás poderia exercer se ocupasse o espaço sozinho, e 2) a pressão total da mistura gasosa é igual à soma das pressões parciais exercidas por gases individuais ou vapores, León [1].

Segundo Moreira [19] apud León [1], a composição do ar seco é relativamente constante sofrendo pequenas variações em função do tempo, posição geográfica e altitude, a umidade atmosférica sendo maior em regiões localizadas perto de grandes massas de água e

menor nas regiões mais áridas, visto que o vapor de água no ar resulta principalmente da evaporação de água da superfície de várias massas de água.

Pode-se então definir o ar atmosférico como sendo uma mistura mecânica de ar seco e vapor de água que segue a lei de Dalton. A pressão barométrica do ar úmido p será então a soma das pressões parciais dos gases secos (compondo a pressão parcial do ar seco, p_a) e do vapor de água p_v .

$$p = p_a + p_v \quad (2-1)$$

Para um gás considerado ideal, tem-se que a pressão se relaciona com a temperatura através da equação (2-2) dada abaixo:

$$p = \rho_a \cdot R \cdot T \quad (2-2)$$

onde ρ_a é a massa específica do gás [kg/m³], no caso o ar, T é a temperatura [K] e R a constante universal dos gases ideais para o gás [kJ/kg-K].

2.1.1 Psicrometria

A psicrometria é o estudo das propriedades e transformações do ar úmido. Mudanças nessas propriedades são chamadas processos psicrométricos. Algumas dessas propriedades, que serão pertinentes ao estudo desenvolvido são descritas a seguir.

- **Umidade**

A umidade é um termo usado para descrever o teor de vapor de água contido no ar, podendo ser trabalhada como umidade absoluta ou relativa.

- **Umidade absoluta**

A umidade absoluta do ar ω é dada como sendo a razão entre a massa de vapor de água presente no ar e a massa de ar seco, normalmente dada em kg de H₂O por kg de ar seco ou g de H₂O por kg de ar seco, Perry [8].

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \quad (2-3)$$

Considerando que a massa específica é a razão entre a massa e o volume, quando se trata de uma mistura mecânica de gases perfeitos, a equação de gases ideais pode ser aplicada, tendo:

$$m = \frac{p \cdot V}{R \cdot T}$$

e, portanto

$$\omega = \frac{R_a}{R_v} \cdot \frac{p_v}{P_a}$$

Como R_a e R_v são constantes, pode-se escrever a umidade absoluta como sendo dada pela equação (2-4) abaixo.

$$\omega = 0,62198 \frac{p_v}{p_a} \quad (2-4)$$

Aplicando-se a lei das misturas de Dalton, as pressões parciais podem ser reescritas, formando a seguinte equação (2-5):

$$\omega = 0,62198 \frac{p_v}{p - p_v} \quad (2-5)$$

Novamente, esta equação é válida sob a suposição de se tratar de uma mistura de gases ideais, podendo também se tornar inválida quando p_v se aproxima muito de p .

- **Umidade relativa**

O conceito de umidade relativa representa a razão entre o teor de vapor de água presente no ar, e o teor máximo possível de vapor de água, sob uma mesma temperatura e pressão de mistura [8]. Essa razão é dada em função das pressões, como:

$$\phi = \frac{p_v}{p_{sv}} \quad (2-6)$$

sendo p_{sv} a pressão de saturação do vapor de água.

A pressão de saturação é dada quando se tem uma máxima quantidade de vapor dissolvido no ar a uma determinada temperatura.

O valor da umidade relativa é dado em decimais, indo de 0 a 1, ou em percentual, sendo 0% equivalente ao ar seco, e 100% equivalendo ao ar úmido saturado.

Pela equação dos gases ideais, uma mudança na temperatura também pode causar uma mudança na taxa de saturação. Isso faz com que, ao resfriar o ar, a umidade relativa aumente até o chamado ponto de orvalho, onde demais resfriamentos causarão a

condensação da umidade do ar, preservando a umidade relativa, mas diminuindo a umidade absoluta (massa total de vapor) presente no ar, León [1].

- **Entalpia**

A entalpia de um sistema é uma grandeza (expressa em unidade de energia) que informa a quantidade de energia desse sistema que poderia ser transformada em calor em um processo a pressão constante. Para um processo exotérmico a pressão constante, calor é liberado e, então, sua entalpia diminui, Tito e Canto [4].

Analogamente à pressão, a entalpia total da mistura também pode ser dada como a soma das entalpias parciais do ar seco e úmido, portanto:

$$H = H_a + H_v \quad (2-7)$$

Para obter a entalpia específica da mistura [J/kg], divide-se a entalpia pela massa do ar seco:

$$\frac{H}{m_a} = \frac{H_a}{m_a} + \frac{H_v}{m_a} = h_a + \frac{m_v}{m_a} \cdot h_v$$

Como visto anteriormente na definição de umidade absoluta, a equação acima pode ser reescrita como:

$$h = h_a + \omega \cdot h_v \quad (2-8)$$

- **Temperaturas de bulbo seco, bulbo úmido e de ponto de orvalho**

Segundo Van Wylen et al. [5], a temperatura de bulbo úmido se dá ao medir a temperatura de um escoamento gasoso com um termômetro cujo bulbo está coberto com uma mecha de algodão saturada com água. O escoamento fará com que parte da água na mecha evapore, gerando uma diminuição de temperatura da água e uma transferência de calor do termômetro para a mecha. A temperatura de bulbo seco equivale a uma temperatura medida diretamente pelo termômetro no ar, sem nada no bulbo. A temperatura de bulbo úmido sempre será menor que a de bulbo seco.

A temperatura do ar em ponto de orvalho representa a temperatura em que o ar fica completamente saturado, com $\phi = 100\%$.

- **Calor específico e capacidade térmica**

Segundo Calçada e Sampaio [6], pode-se verificar que a capacidade térmica de um corpo é proporcional à sua massa e dada por:

$$C = c \cdot m \quad (2-9)$$

onde c é o calor específico [J/kg·K], uma propriedade do material que constitui o corpo.

Analogamente à entalpia, o calor específico de uma mistura de ar úmido pode ser escrito como uma soma do calor específico do ar seco e do calor específico do vapor d'água, tendo:

$$c_p = c_{pa} + \omega \cdot c_{pv} \quad (2-10)$$

Como c_{pa} e c_{pv} são relativamente constantes, serão adotados os seguintes valores:

$$c_{pa} = 1,006 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right] \quad \text{e} \quad c_{pv} = 1,805 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right]$$

Considerando que uma variação de entalpia pode ser escrita como [5]:

$$\Delta h = c_p \cdot \Delta T$$

e tomando as entalpias de referência para o ar seco e líquido saturado como 0 kJ/kg, a equação [2-8] desenvolve-se em:

$$h = (c_{pa} + \omega \cdot c_{pv})T + \omega \cdot h_v \quad (2-10)$$

onde T é a temperatura em K e h_v é a entalpia de vaporização da água, no valor de 2501,3 kJ/kg.

- **Carta psicrométrica**

Uma carta psicrométrica representa graficamente as propriedades termodinâmicas do ar úmido. Uma carta com coordenadas de entalpia e umidade fornece soluções gráficas convenientes para diversos problemas envolvendo ar úmido, com aproximações termodinâmicas mínimas, ASHRAE [7]. A Figura 2.1 a seguir mostra uma carta psicrométrica:

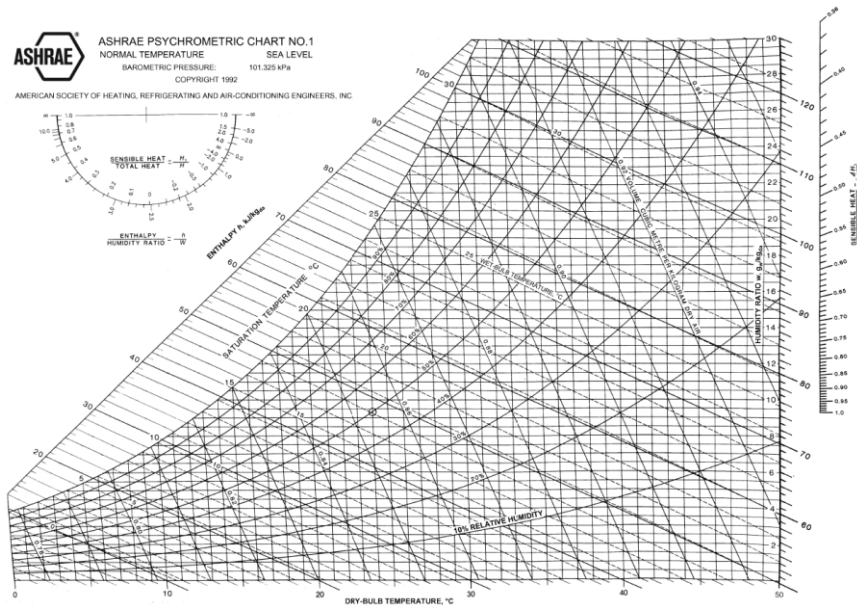


Figura 2.1: Carta psicrométrica n.º 1, ASHRAE [7]

Uma carta psicrométrica pode relacionar diversas propriedades diferentes para o ar úmido. Algumas propriedades importantes, que podem ser utilizadas ao longo do projeto, são:

- Temperatura de bulbo seco, representada em °C no eixo horizontal;
- Umidade absoluta, representada em kg_v/kg_a no eixo vertical;
- Temperatura de bulbo úmido, representada em °C por linhas diagonais;
- Volume específico, em m³/kg_a também em linhas diagonais;
- Entalpia específica, kJ/kg_a, linhas diagonais;
- Temperatura de saturação (ponto de orvalho) em °C, expressa como uma linha curva definindo o limite esquerdo do gráfico
- Umidade relativa %, como linhas curvas ao longo do gráfico;

Utilizando-se da carta psicrométrica, pode-se estudar diversos problemas de processos psicrométricos do ar úmido [7]. Alguns dos principais processos psicrométricos são:

➤ Aquecimento/Resfriamento sensível do ar úmido

O acréscimo ou redução plenos de calor ao ar úmido pode ser representado como uma linha horizontal na carta, já que não há alteração de umidade absoluta.

➤ Resfriamento com desumidificação do ar úmido

Se o ar é resfriado abaixo da temperatura do ponto de orvalho, ocorre condensação da umidade. A partir daí, o ar segue a curva da temperatura de saturação até uma temperatura final. Apesar da condensação ocorrer ao longo do processo, considera-se que a água é resfriada até a temperatura final antes de ser removida do sistema.

➤ Mistura adiabática de duas correntes de ar

Ao definir na carta os estados de duas correntes de ar úmido, a corrente resultante é um ponto que divide a reta que liga os dois, de forma que os segmentos de reta seguem uma razão proporcional à das massas de ar seco das duas correntes.

➤ Injeção adiabática de água no ar úmido (umidificação)

Vapor de água é injetado no sistema para elevar a umidade do ar, onde o ponto final fica em uma reta ditada pela entalpia específica da água injetada, a partir do estado inicial.

2.2 Condições padrão de ensaio

Para regularizar as condições dos motores em circulação, são estabelecidas normas para fixar condições de ensaio, garantindo assim resultados normalizados e com boa reprodutibilidade. Para poder padronizar as condições do ar de admissão do motor, são utilizados vários métodos, corrigindo a potência do motor para o especificado nas normas. Considerando o ar sujeito a valores variáveis de temperatura, pressão e umidade, a NBR ISO 1585 [2] define as condições padrão do ar de admissão do motor como sendo:

- Pressão: 100 kPa – sendo a pressão de ar seco 99 kPa e a pressão de vapor 1 kPa
- Temperatura: 25°C
- Umidade relativa: 30%

Assim sendo, a Figura 2.2 abaixo representa o trajeto na carta psicrométrica partindo de um ponto arbitrário 1 até o ponto 4, considerando uma pressão constante de 100 kPa.

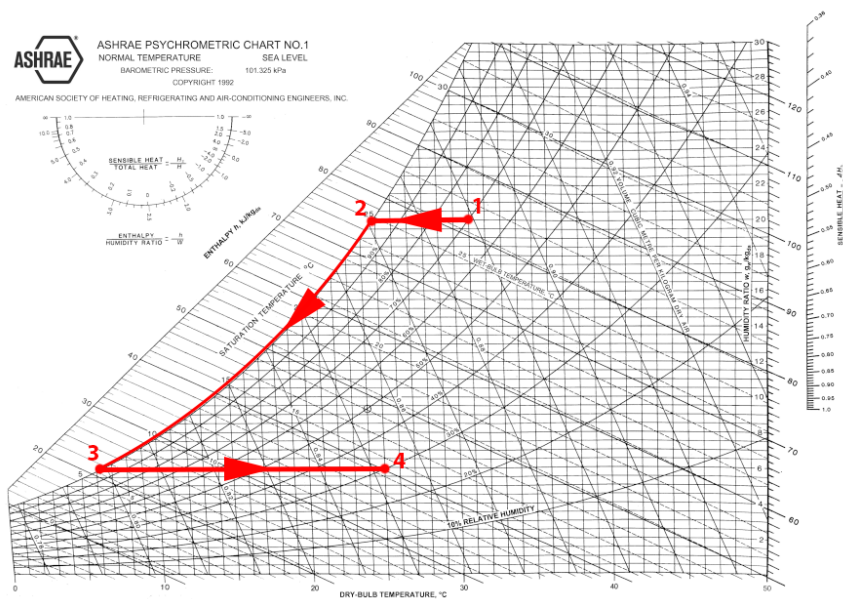


Figura 2.2: Carta psicrométrica n.º 1, modificada.

1. Ponto arbitrário, representando as condições de entrada do ar ambiente no sistema de condicionamento
2. Ponto de orvalho para a temperatura de saturação à mesma umidade absoluta do ponto 1
3. Ponto de orvalho para a temperatura de saturação à umidade absoluta que se deseja (mesma do ponto 4)
4. Condições alvo, com $T = 25^{\circ}\text{C}$ e $\phi = 30\%$

Os componentes do sistema de condicionamento devem realizar esse trajeto segundo a seguinte organização:

Trocador de calor

Trajeto 1 -> 2: Resfriamento sem desumidificação.

Trajeto 2 -> 3: Resfriamento com desumidificação.

Aquecedor

Trajeto 3 -> 4: Aquecimento sem injeção de vapor.

Umidificador

Como o sistema em questão trabalha em uma região de umidade elevada, o desempenho do umidificador será voltado para corrigir possíveis flutuações na umidade de saída do sistema.

2.3 Sistemas de controle

De acordo com Miyagi [20] apud León [1], um sistema de controle de condicionamento de ar capaz de desempenhar resfriamento, desumidificação, aquecimento e umidificação pode ser representado pelo modelo da Figura 2.3 abaixo:

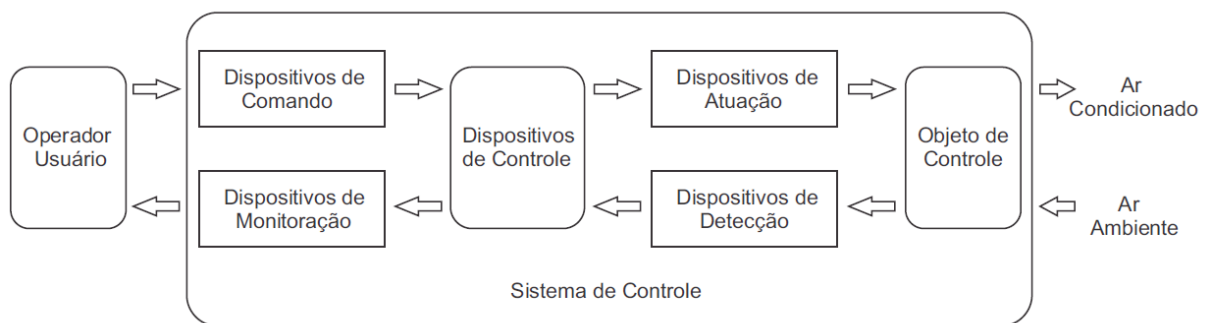


Figura 2.3: Sistema de controle para o condicionamento de ar, León [1].

Os elementos deste sistema podem ser classificados da maneira a seguir:

Objeto de controle

Os objetos de controle são os elementos do sistema que serão controlados através de sinais de atuação. São eles: a vazão do fluido refrigerante do trocador de calor, a potência das resistências elétricas de aquecimento, a vazão do vapor de umidificação e a vazão do ar condicionado.

Dispositivos de atuação

Os dispositivos de atuação são os elementos do sistema que irão atuar sobre os objetos de controle a partir de sinais recebidos, causando assim uma mudança no estado dos objetos de controle.

No sistema em questão, alguns dos principais dispositivos de atuação são:

- Válvulas das serpentinas: regulam a vazão do fluido de refrigeração pelas serpentinas do trocador de calor, influenciando diretamente a quantidade de calor trocado.
- Ventiladores: são responsáveis por promover um fluxo de ar pelo sistema e regular a pressão e vazão nos dutos.
- Umidificadores: responsáveis por aumentar a umidade do ar.
- Aquecedores: elevam a temperatura do ar fluindo nos dutos.
- Chillers: usados para resfriar os fluidos usados no sistema.

Dispositivos de detecção

Consistindo em sensores e transdutores, são responsáveis por detectar o estado atual do sistema. Os principais sensores utilizados no sistema de condicionamento de ar são:

- Sensores de temperatura: utilizados para medir a temperatura do ar na entrada e saída dos componentes do sistema, do fluido refrigerante ao sair do trocador.
- Sensores de umidade: chamados de higrômetros, utilizados para medir a umidade do ar na entrada e saída do trocador de calor e do umidificador.
- Sensores de pressão: usados para determinar a pressão do ar e determinar sua velocidade.

Dispositivos de comando

Os dispositivos de comando compõem os diversos botões e chaves que promovem a interface do usuário com o sistema condicionador.

Dispositivos de monitoração

A monitoração das variáveis do processo de condicionamento de ar é realizada através de sinalizadores ou mostradores nos equipamentos e/ou na saída do sistema condicionador.

2.3.1 Classificação de controladores

Os dispositivos controladores recebem os sinais dos dispositivos de detecção e de comando, comparam com um valor de referência desejado e, após processamento, enviam sinais para os dispositivos de atuação e monitoração, ASHRAE [7].

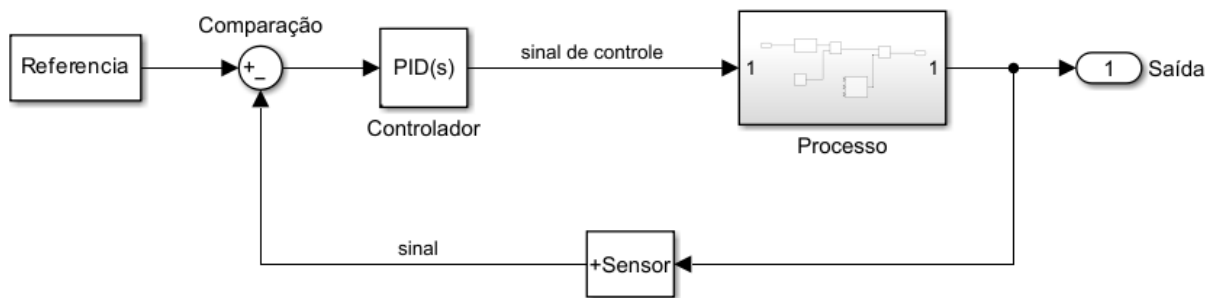


Figura 2.4: Esquematização de um sistema de controle

Um controlador digital recebe sinais eletrônicos dos dispositivos de detecção e comando, os converte em variáveis digitais e realiza operações lógico-matemáticas no processador. As variáveis digitais resultantes são então convertidas para os respectivos sinais de atuação adequados aos dispositivos de atuação e monitoração.

Em um sistema de condicionamento de ar, os controladores utilizados são classificados segundo o tipo de ação corretiva implementada para a variável de controle.

Controle ON-OFF

Controle de ação binária, podendo assumir apenas um valor máximo e um mínimo, ou ligado e desligado.

Controle de passo (step-control)

Consiste em múltiplos controladores de duas fases, acionados sucessivamente conforme necessário, tentando simular o que seria um controle proporcional.

Controle proporcional (P)

Um tipo de controlador que age de forma proporcional ao erro encontrado entre o valor medido da variável de controle e o valor de referência desejado. A Equação (2-11) a seguir descreve um controlador proporcional,

$$u = k_p \cdot e \quad (2-11)$$

onde u é o sinal de saída do controlador (sinal de controle), k_p é o ganho proporcional, e é o sinal do erro.

Controle proporcional-Integral (PI)

Além da resposta proporcional, agora temos também um termo relacionado à integral do erro observado, visando obter um erro em regime estacionário próximo a zero. O controle PI é representado abaixo pela Equação (2-12),

$$u = k_p \cdot e + k_i \cdot \int e \, dt \quad (2-12)$$

onde k_i é o ganho integral e t representa o tempo.

Este novo termo faz com que o sinal de atuação seja mais intenso, por quanto mais tempo o erro perdurar, na tentativa de eliminá-lo.

Controle proporcional-Integral-derivativo (PID)

Mais outro termo agora é adicionado ao controlador. O objetivo é desenvolver um aspecto antecipatório ao controlador, agindo de acordo com a forma que o erro varia.

A expressão completa do controlador PID é dada então como:

$$u = k_p \cdot e + k_i \cdot \int e \, dt + k_d \cdot \frac{de}{dt} \quad (2-13)$$

onde k_d é o ganho derivativo e de/dt é a derivada do erro em função do tempo.

Porém, o termo derivativo acaba tornando o controlador mais sensível a ruídos. Isso faz com que, muitas vezes, sejam obtidos melhores resultados com um controlador PI.

Controle adaptativo

Um controle adaptativo busca melhorar o desempenho através do ajuste dos parâmetros do controlador ao monitorar as variáveis do sistema. O método utilizado para regular os parâmetros depende do algoritmo de controle e do critério de otimização utilizado. Exemplos de critérios são uma melhoria do tempo de resposta, diminuição do consumo de energia, etc. [7]

2.4 Configuração do sistema de condicionamento

O desenvolvimento de um sistema térmico envolve a utilização de princípios físicos, seleção de materiais e dispositivos específicos para controlar e gerenciar a transferência de calor e massa. A integração entre os aspectos térmicos, elétricos e estruturais é essencial para definir as limitações do projeto e exerce um papel significativo no desempenho final do sistema.

O propósito do sistema é controlar as condições do ar admitido pelo motor. Para garantir que a temperatura e a umidade se mantenham constantes durante todo o ano e em qualquer localidade, o sistema de condicionamento de ar deve ser projetado com equipamentos capazes de realizar o resfriamento, a desumidificação, o aquecimento e a umidificação do ar.

Cada um desses dispositivos é equipado com um atuador automático que ajusta o parâmetro de controle conforme as condições desejadas para o ar de admissão. A disposição dos componentes, seguindo a ordem sequencial dos equipamentos e dispositivos, está representada na Figura 2.5. A seguir, é apresentada a função de cada componente [1]:

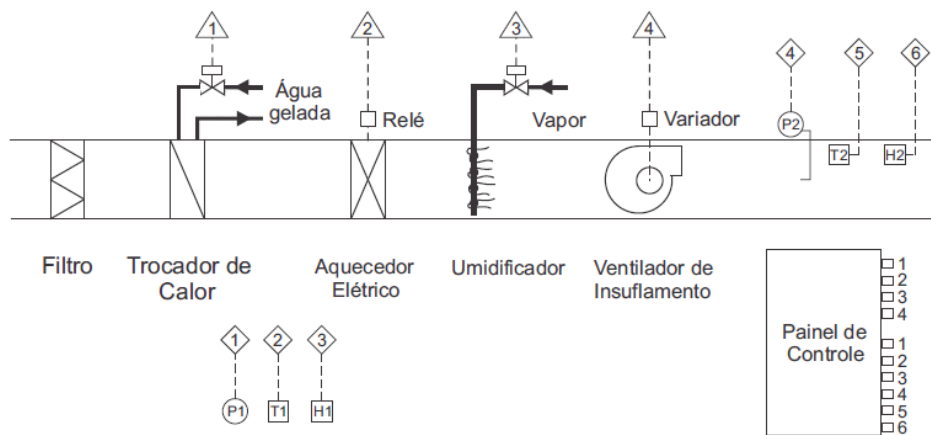


Figura 2.5: Desenho esquemático do projeto da unidade de condicionamento do ar de admissão.

- 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 do 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 painel de controle possui 4 variáveis de saída (sinais de controle) representadas por triângulos e 6 variáveis de entrada (sensores), representadas por losangos.

São os sinais de controle (triângulos):

- 1: sinal de atuação para a válvula do fluido refrigerante do trocador de calor;
- 2: sinal de atuação para a resistência do aquecedor;
- 3: sinal de atuação da válvula do umidificador;
- 4: sinal de atuação para o ventilador.

Os sensores são:

- 1: Pressão ambiente;
- 2: Temperatura ambiente;
- 3: Umidade ambiente;
- 4: Pressão na saída;
- 5: Temperatura na saída;
- 6: Umidade na saída;

2.5 A Importância da Qualidade do Ar de Admissão no Desempenho do Motor

A qualidade do ar admitido por um motor à combustão interna é um dos fatores mais determinantes para o seu desempenho, eficiência e emissões. Parâmetros como temperatura, pressão e umidade do ar influenciam diretamente a densidade da mistura, a taxa de combustão, a formação de poluentes e, conseqüentemente, os resultados de testes de desempenho e emissões.

➤ Efeitos da temperatura do ar de admissão

A temperatura do ar afeta diretamente a sua densidade. Em condições térmicas elevadas, a densidade do ar diminui, reduzindo a massa de oxigênio admitida no cilindro a cada ciclo. Isso compromete a eficiência volumétrica e a potência gerada. Estudos mostram

que uma elevação de apenas 1°C na temperatura do ar de admissão pode resultar em reduções de até 0,5% na potência líquida do motor, Heywood [15].

Além disso, em testes de motores, a temperatura do ar é um fator de referência normativo. A norma NBR ISO 1585 [2] estabelece condições padronizadas para ensaios de desempenho, especificando temperatura do ar de 25°C com tolerância de $\pm 2^\circ\text{C}$. A não conformidade com essas condições pode invalidar os resultados dos testes e dificultar a comparabilidade entre diferentes motores e condições de ensaio (ABNT, 1996).

➤ **Pressão do ar e resposta do motor**

A pressão absoluta do ar de admissão também afeta diretamente o enchimento dos cilindros. Um aumento de apenas 1 hPa (hectopascal) na pressão de admissão pode resultar em um aumento de 0,12% no torque do motor, especialmente em motores naturalmente aspirados, León [1].

Portanto, manter a pressão do ar constante é essencial em testes dinâmicos e de regime estacionário. Flutuações de pressão ao longo dos testes introduzem incertezas que mascaram a real influência de parâmetros como taxa de injeção, avanço de ignição e estratégias de controle do motor.

➤ **Umidade do ar e formação de poluentes**

A umidade relativa do ar afeta principalmente a formação de óxidos de nitrogênio (NOx) durante a combustão. Em atmosferas mais úmidas, a presença de vapor d'água atua como diluente, reduzindo as temperaturas de pico e, portanto, a formação de NOx. Por outro lado, a variação da umidade também altera o calor específico efetivo da mistura, afetando o rendimento térmico [15].

Ensaio normativos exigem que a umidade absoluta do ar se mantenha dentro de limites bem definidos. Por exemplo, a norma NBR ISO 1585 [2] recomenda uma umidade absoluta de aproximadamente 0,006 kgv/kgas (6 g/kg) a 25°C e 30% de umidade relativa [1].

➤ **Controle ativo da qualidade do ar**

Para garantir condições constantes e reproduzíveis de admissão, laboratórios de teste utilizam sistemas de condicionamento de ar, compostos por filtros, trocadores de calor, umidificadores, aquecedores e sensores em malha fechada. A automação desse processo é essencial para a aplicação de normas e para o desenvolvimento de motores em ambientes controlados.

O trabalho desenvolvido por León mostra que, ao controlar a temperatura do ar em malha fechada com erro máximo de 0,5°C, é possível obter estabilidade térmica suficiente para testes comparativos de consumo e emissões, inclusive em motores flex com tolerância térmica mais sensível.

➤ **Considerações finais**

O controle da qualidade do ar de admissão é uma condição essencial para testes confiáveis, reproduzíveis e compatíveis com padrões internacionais. Ignorar a variação desses parâmetros pode comprometer a validade dos resultados obtidos, mascarar o desempenho real do motor e afetar a interpretação de resultados em pesquisa e desenvolvimento.

3 Modelagem do sistema

A norma NBR ISO 1585 [2] especifica o valor da 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.

3.1 Trocador de calor

As serpentinas de resfriamento utilizam um fluido refrigerante como meio de troca térmica, circulando internamente pelos tubos. O fornecimento desse fluido é feito por meio de um chiller, onde ele é inicialmente resfriado e, em seguida, bombeado para as serpentinas do trocador de calor, nas quais o ar é resfriado e desumidificado. Após passar pelas serpentinas, a temperatura do fluido refrigerante se eleva, retornando então ao chiller para um novo ciclo de resfriamento.

3.1.1 Fluido refrigerante

Originalmente, esse fluido refrigerante era água gelada. Como não foi possível resfriar o ar o suficiente para alcançar a umidade desejada [9], uma das soluções foi mudar o fluido refrigerante, permitindo assim atingir um melhor resfriamento. O fluido selecionado constitui uma mistura binária entre água e ácido acético (CH₃COOH). Assim sendo, fez-se necessária a construção de uma base de dados capaz de definir as propriedades termodinâmicas da mistura em função da temperatura e concentração.

Densidade

Segundo Incropera et al. [10], a densidade da água em função da temperatura [mol/dm³], para variações limitadas de temperatura, pode ser dada por

$$\rho = C1 + C2 \cdot T + C3 \cdot T^2 + C4 \cdot T^3 \quad (3-1)$$

onde $C1$, $C2$, $C3$, $C4$ são constantes específicas para cada substância.

Já para o ácido acético, a equação para a densidade é:

$$\rho = C1/C2^{1+(1-T/C3)^{C4}} \quad (3-2)$$

A Tabela 3.1 abaixo exibe os valores das constantes para a água e o ácido acético.

	C1	C2	C3	C4
Água	-13,851	0,64038	-0,00191	$1,8211 \cdot 10^6$
Ácido acético	1,4486	0,25892	591,95	0,2529

Tabela 3.1: Constantes para cálculo da densidade em função da temperatura [10]

A Figura 3.1 abaixo mostra um gráfico da densidade da mistura em função da temperatura para várias concentrações diferentes da mistura.

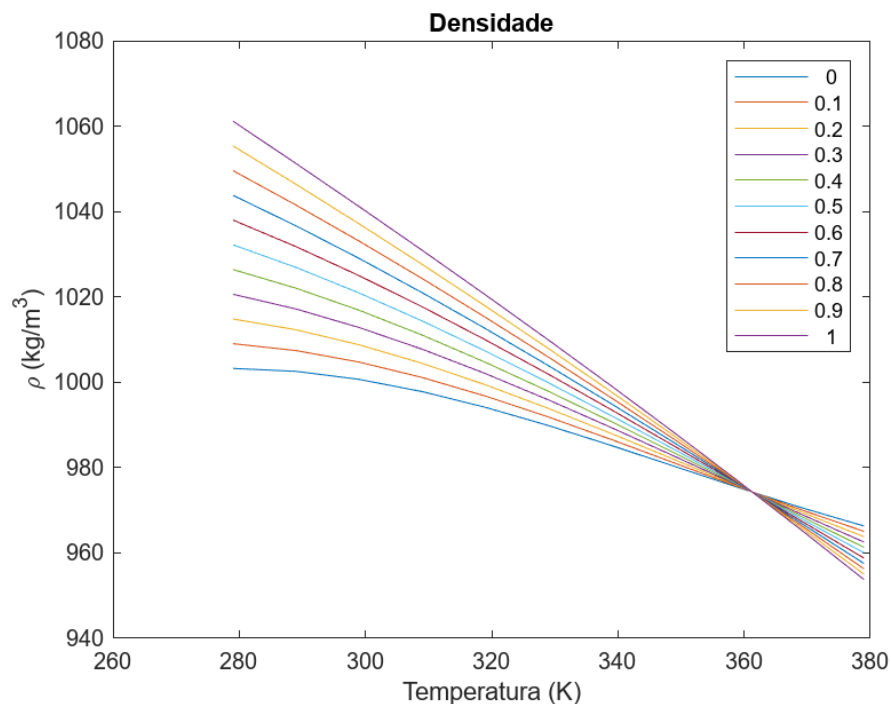


Figura 3.1: Densidade da mistura em função da temperatura.

Calor específico

Da mesma forma, o calor específico [J/kmol-K] pode ser calculado, tanto para a água quanto para o ácido acético, pela Equação (3-3) usando os valores da tabela 3.2:

$$c_p = C1 + C2 \cdot T + C3 \cdot T^2 + C4 \cdot T^3 + C5 \cdot T^4 \quad (3-3)$$

	C1	C2	C3	C4	C5
Água	276370	-2090.1	8.125	-0.014116	$9.3701 \cdot 10^6$
Ácido acético	139640	-320.8	0.8985	0	0

Tabela 3.2: Constantes para cálculo do calor específico em função da temperatura [10]

Abaixo podemos ver a representação gráfica do calor específico da mistura.

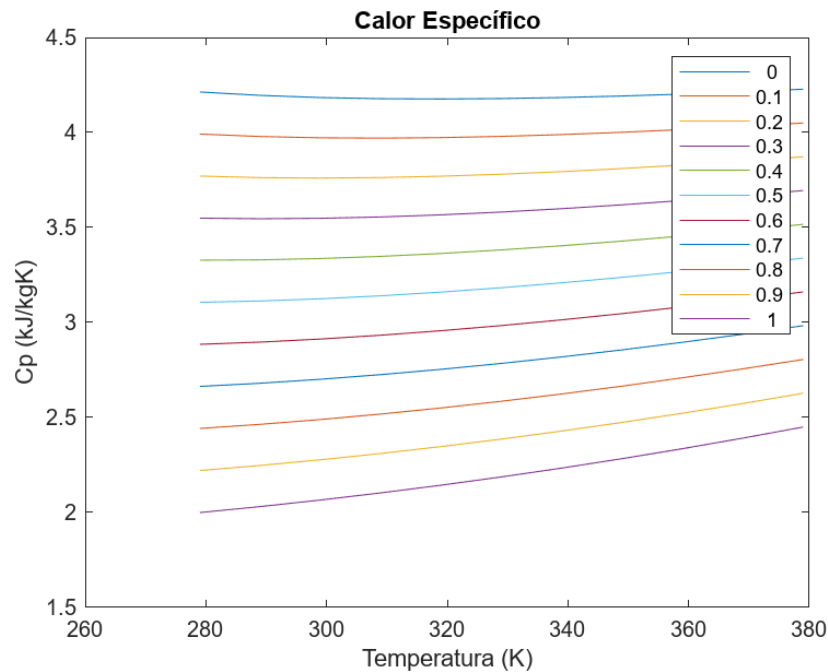


Figura 3.2: Calor específico da mistura em função da temperatura.

Viscosidade dinâmica

Para a viscosidade dinâmica [Pa-s], usa-se a Equação (3-4), novamente para ambos os fluidos:

$$\mu = e^{C1+C2/T+C3 \cdot \ln(T)+C4 \cdot T^{C5}} \quad (3-4)$$

	C1	C2	C3	C4	C5
Água	-52.843	3703.6	5.866	$-5.879 \cdot 10^{-29}$	10
Ácido acético	-9.03	1212.3	-0.322	0	0

Tabela 3.3: Constantes para cálculo da viscosidade dinâmica em função da temperatura [10]

Para se fazer possível modelar a viscosidade dinâmica da mistura, é preciso se atentar a um fato: algumas propriedades da mistura não são lineares, tornando necessário o uso de equações desenvolvidas para representar tais fenômenos. Isso pode ser percebido pelo fato de que valores experimentais da viscosidade dinâmica de uma mistura binária entre água e ácido acético possuem, para valores intermediários de concentrações, uma viscosidade maior

do que a do elemento de maior viscosidade na mistura, como visto nos resultados de Qiao et al. [11], Bleazard et al. [12] e Monteiro e Avelino [13].

Sendo assim, é usada a equação de Grunberg-Nissan [18].

$$\ln \eta_m = \sum_i x_i \cdot \ln \eta_i + \frac{1}{2} \cdot \sum_{i \neq j} \sum x_i \cdot x_j \cdot G_{ij}$$

Para uma mistura binária, tem-se:

$$\ln \eta_m = x_i \cdot \ln \eta_i + x_j \cdot \ln \eta_j + x_i \cdot x_j \cdot G_{ij} \quad (3-6)$$

onde η_m é a viscosidade dinâmica da mistura, x_i e x_j são as frações molares dos fluidos, η_i e η_j são as viscosidades dinâmicas dos fluidos e G_{ij} é um parâmetro de interação entre os fluidos.

Segundo Prausnitz [18], i é escolhido seguindo as seguintes prioridades:

- a. um álcool;
- b. um ácido;
- c. o componente com mais átomos de carbono;
- d. o componente com mais átomos de hidrogênio;
- e. o componente com mais grupos $-CH_3$

Portanto, o ácido acético é tido como i e a água como j.

Utilizando os dados coletados por Qiao et al. [11], Bleazard et al. [12] e Monteiro e Avelino [13], foi estimado um valor de G_{ij} através do menor erro percentual absoluto médio (MAPE), chegando-se a um valor de $G_{ij} = 2,72113599654417$.

Assim, foi possível simular o comportamento da viscosidade para diferentes valores de concentração ao longo de diferentes temperaturas, obtendo a Figura 3.3:

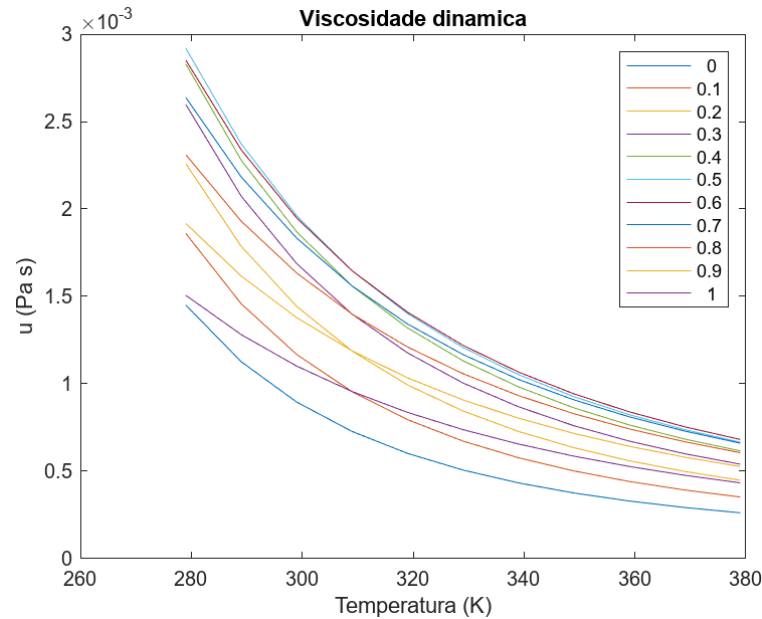


Figura 3.3: Viscosidade dinâmica da mistura em função da temperatura.

Pode-se perceber que a equação também foi capaz de reproduzir o efeito de aumento da viscosidade em certas concentrações.

Condutividade Térmica

Por fim, para ambos os fluidos da mistura a condutividade térmica [W/m-K] pode ser calculada através de:

$$k = C1 + C2 \cdot T + C3 \cdot T^2 + C4 \cdot T^3 + C5 \cdot T^4 \quad (3-7)$$

	C1	C2	C3	C4	C5
Água	-0.432	0.0057255	-0.0000080780	$1.861 \cdot 10^{-9}$	0
Ácido acético	0.214	-0.0001834	0	0	0

Tabela 3.4: Constantes para cálculo da condutividade térmica em função da temperatura [10]

Assim como a viscosidade, a condutividade térmica também precisa ser modelada segundo uma outra equação. A equação de Filipov, dada abaixo, foi testada de forma extensiva em diversos tipos de misturas [18].

$$\lambda_m = w_1 \cdot \lambda_1 + w_2 \cdot \lambda_2 - 0,72 \cdot w_1 \cdot w_2 \cdot (\lambda_2 - \lambda_1) \quad (3-8)$$

onde λ_m é a condutividade térmica da mistura, w_1 e w_2 são as frações mássicas dos fluidos, λ_1 e λ_2 são as condutividades térmicas dos fluidos, de forma que $\lambda_2 \geq \lambda_1$.

Logo, pode ser simulada a mistura na Figura 3.4:

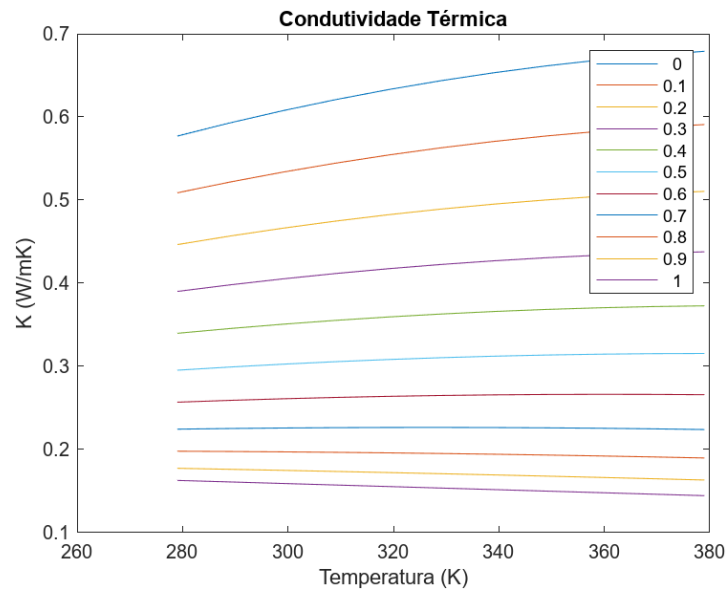


Figura 3.4: Condutividade térmica da mistura em função da temperatura.

3.1.2 Modelagem do trocador

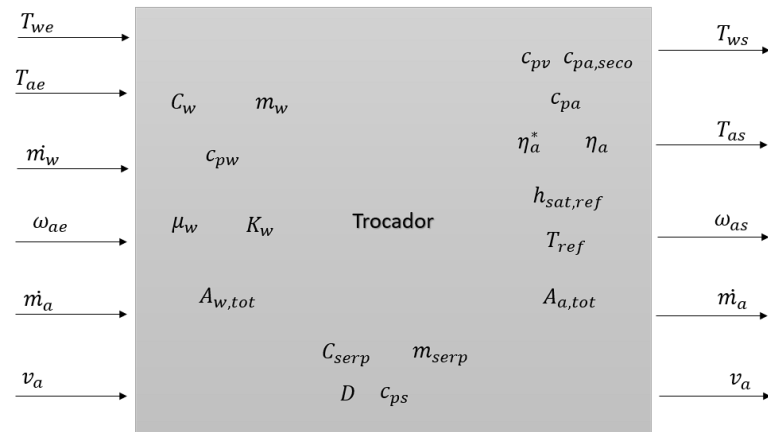


Figura 3.5: esquematização do processo do trocador

A realização de ensaios experimentais para avaliar as condições de operação, assim como para determinar os parâmetros ótimos de funcionamento de sistemas e equipamentos térmicos, costuma ser bastante custosa. Esses testes exigem infraestrutura laboratorial sofisticada e demandam muitas horas de trabalho de equipes técnicas e de pesquisa.

No entanto, com o uso dos recursos computacionais atualmente disponíveis, é possível empregar técnicas de modelagem e simulação para analisar o desempenho desses sistemas sob diferentes condições operacionais e configurações, de forma ágil e eficaz.

Os resultados obtidos por meio da simulação permitem identificar a configuração ideal para que o sistema opere com máxima eficiência, seja em regime permanente ou transiente. Além disso, esse conhecimento contribui diretamente para o projeto e desenvolvimento dos sistemas de controle, tanto dos componentes individuais quanto da instalação completa, além de possibilitar a avaliação da viabilidade técnica e operacional de diversas configurações de implantação.

Neste trabalho, a modelagem dinâmica da unidade de condicionamento de ar de combustão foi desenvolvida com base nas seguintes premissas estabelecidas por Zhou [21] apud León [1]:

- a água é considerada incompressível;
- o ar ambiente é uma mistura gasosa ideal entre ar seco e vapor de água;
- massas específicas e calores específicos possuem valores constantes para o ar, vapor, materiais dos tubos e aletas;
- condução de calor desprezível nas aletas e tubos na direção do fluxo do fluido para o circuito de fluxo cruzado;
- velocidades do fluido e do ar uniformes ao longo de suas direções de fluxo;
- armazenamento de energia do ar é desprezível.

A capacidade de resfriamento do fluido ao passar por um trocador de calor, representada por Q_{tc} em kW, pode ser determinada pela equação:

$$Q_{tc} = \dot{m}_w \cdot c_{pw} \cdot (T_{w,e} - T_{w,s}) \quad (3-9)$$

onde:

$\dot{m}_w$ é a vazão mássica do fluido [kg/s],

c_{pw} é o calor específico do fluido [kJ/kg-K],

$T_{w,e}$ e $T_{w,s}$ são as temperaturas de entrada e saída do fluido no trocador de calor, em K.

A diferença $\Delta T_w = (T_{w,e} - T_{w,s})$ representa o aquecimento do fluido após sua passagem pelas serpentinas. As variáveis $T_{w,e}$, $T_{w,s}$ e ΔT_w estão diretamente relacionadas com a eficiência do chiller e do sistema de climatização, considerando que:

- $T_{w,e}$ impacta diretamente o consumo de energia do compressor de refrigeração;
- ΔT_w está relacionada com a vazão mássica do fluido $\dot{m}_w$, afetando o dimensionamento das tubulações e a potência de bombeamento necessária;
- Tanto $T_{w,e}$ quanto ΔT_w influenciam a temperatura e a umidade absoluta do ar após passar pelas serpentinas.

Valores maiores de ΔT_w indicam uma menor vazão de fluido, o que reduz a demanda por bombeamento. Na prática, essa diferença costuma variar entre 5,6 °C e 10,0 °C.

O fluido resfria — ou resfria e desumidifica — o ar que passa pelas superfícies externas dos tubos e aletas. Para maximizar a transferência de calor, é comum empregar um arranjo em contracorrente: o ar mais frio encontra o fluido mais frio, e o ar mais quente, o fluido mais quente.

Os tubos usados nesse sistema são geralmente de cobre, com diâmetros externos entre 1/2" e 5/8" (13 a 16 mm) e espessura de parede entre 0,01" e 0,02" (0,25 a 0,5 mm). O espaçamento entre os tubos varia de 0,75" a 1,25" (19 a 31 mm) no sentido longitudinal e de 1" a 1,5" (25 a 38 mm) no sentido transversal. As serpentinas podem conter de 2 a 8 fileiras de tubos, organizadas em arranjos alinhados ou escalonados ao longo do fluxo de ar.

As aletas são superfícies estendidas comumente conhecidas como superfícies secundárias da serpentina, enquanto a superfície externa dos tubos é denominada superfície primária. Essas aletas geralmente são fabricadas em alumínio, com espessura F_t variando entre 0,005 e 0,008 polegadas (0,13 a 0,2 mm). Também podem ser produzidas por extrusão direta e confeccionadas com aço, cobre ou aço inoxidável.

Analogamente à equação (3-9), tem-se a seguinte equação (3-10) para o ar:

$$Q_{tc} = \dot{m}_a \cdot (h_{a,e} - h_{a,s}) \quad (3-9)$$

O trocador real é um trocador aletado de fluxo cruzado, porém isso exige uma descrição detalhada do circuito da serpentina, o que pode ser pouco prático em aplicações reais. Para tornar o modelo mais genérico e funcional, optou-se por uma abordagem

simplificada, baseada em um arranjo de contrafluxo puro. Nessa configuração assumida, o fluxo de ar é considerado paralelo, porém em sentido oposto ao do fluxo do fluido.

Para manter a consistência com o método ε -NTU aplicado ao lado do ar, as equações que descrevem o processo são formuladas para volumes de controle finitos.

Esse modelo simplificado serve como referência mediante algumas considerações adicionais, com o objetivo de reduzir a complexidade da modelagem de um circuito de refrigeração com fluxo cruzado de fluido. Assim, adotou-se a simulação de um tubo reto aletado em contrafluxo, que representa uma analogia válida a uma única aleta em um tubo dentro de uma serpentina de fluxo cruzado. Para ambas as geometrias, o comportamento da transferência de calor e massa é semelhante, León [1].

Com isso, um único tubo reto aletado foi considerado, conforme mostrado na Figura 3.5:

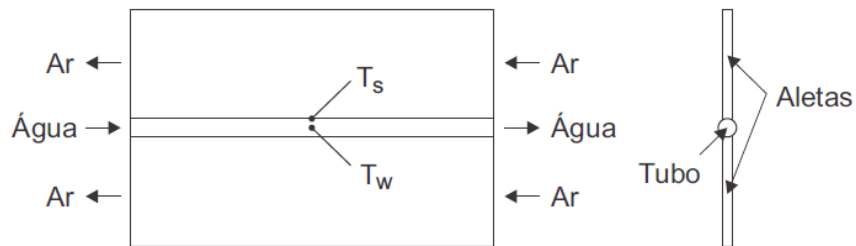


Figura 3.6: Esquema ilustrativo de um tubo aletado, [1].

O modelo que rege um volume de controle de uma serpentina é representado pelas Equações (3-10) e (3-11),

$$\dot{C}_w + \frac{1}{R_w} \cdot (T_w - T_{serp}) = 0 \quad (3-10)$$

$$\frac{1}{R_a} \cdot (T_{serp} - T_{a,e}) + \frac{1}{R_w} \cdot (T_{serp} - T_w) = 0 \quad (3-11)$$

onde T_w e T_{serp} são, respectivamente, as temperaturas locais do fluido e do material da serpentina, $T_{a,e}$ é a temperatura local de entrada do ar, $\dot{C}_w$ é a taxa da capacidade térmica associada com o fluxo do fluido, R_w é a resistência térmica entre o fluido e o material das serpentinas e R_a é a resistência térmica entre o material das serpentinas e o ar.

Quando uma superfície se encontra úmida, o potencial para a condução de calor e transferência de massa passa a ser essencialmente definido pela diferença entre a entalpia do ar e a entalpia do ar saturado à temperatura da superfície da serpentina [1].

Em um volume de controle com essas características, a Equação (3-10) permanece inalterada, porém a Equação (3-11) deve ser substituída por uma nova formulação que leve em conta essa diferença de entalpia como o principal motor das trocas térmicas e de massa.

$$\frac{1}{R_a^*} \cdot (h_{serp,sat} - h_{a,e}) + \frac{1}{R_w} \cdot (T_{serp} - T_w) = 0 \quad (3-12)$$

onde $h_{serp,sat}$ é a entalpia de saturação do ar à temperatura T_{serp} , $h_{a,e}$ é a entalpia do ar de entrada nas serpentinas, R_a^* é a resistência de transferência de calor e massa entre o material da serpentina e o ar no volume de controle.

Uma forma de reduzir a quantidade de volumes de controle no modelo e, consequentemente, acelerar o tempo de processamento computacional é assumir que, dentro de cada volume de controle, o fluido apresenta um perfil de temperatura em regime estacionário, ao invés de considerar uma distribuição de temperatura uniforme. Com essa suposição, a taxa de transferência de calor no lado do fluido pode ser estimada utilizando o método ϵ -NTU.

A seguir, considera-se o modelo dinâmico, no qual são incorporados os termos de armazenamento de energia ao modelo originalmente formulado para regime estacionário. No caso em que não ocorre desumidificação, as equações de conservação de energia que regem o comportamento do sistema podem ser expressas da seguinte forma:

$$C_w \frac{dT_{w,s}}{dt} + \dot{C}_w (T_{w,s} - T_{w,e}) + \frac{1}{R_w} (T_{w,e} - T_{serp}) = 0 \quad (3-13)$$

$$C_{serp} \frac{dT_{serp}}{dt} + \frac{1}{R_a} (T_{serp} - T_{a,e}) + \frac{1}{R_w} (T_{serp} - T_{w,e}) = 0 \quad (3-14)$$

E, para o caso com desumidificação, a Equação (3-14) vira:

$$C_{serp} \frac{dT_{serp}}{dt} + \frac{1}{R_a^*} (h_{serp,sat} - h_{a,e}) + \frac{1}{R_w} (T_{serp} - T_{w,e}) = 0 \quad (3-15)$$

Uma abordagem que é consistente com o uso da temperatura de entrada do ar nas serpentinas de resfriamento nas Equações (3-14) e (3-15) é o método ϵ -NTU para o cálculo de transferência de calor do lado do ar. Com esta abordagem, os valores das resistências a transferência de calor podem ser calculados. A resistência térmica do lado do fluido, R_w , é calculada como,

Para o caso sem desumidificação, temos que:

$$R_w = \frac{N}{h_w \cdot A_{w,tot}} \quad (3-16)$$

onde h_w é o coeficiente de troca de calor por convecção do fluido, $A_{w,tot}$ a área total de troca de calor do lado do fluido e N um número arbitrário de volumes de controle.

$$R_a = \frac{1}{\varepsilon_a \dot{C}_a} \quad (3-17)$$

onde ε_a : Eficiência de troca de calor do ar e $\dot{C}_a$: taxa da capacidade térmica associada com o fluxo de ar

$$\varepsilon_a = 1 - e^{-NTU_a} \quad (3-18)$$

$$NTU_a = \frac{\eta_a \cdot h_a \cdot A_{a,tot}}{\dot{C}_a \cdot N} \quad (3-19)$$

sendo η_a : Eficiência global das aletas para transferência de calor, h_a : Coeficiente de convecção para o lado do ar e $A_{a,tot}$ é a área total da superfície de transferência de calor do lado do ar.

$$T_{a,s} = T_{a,e} + \varepsilon_a (T_{serp} - T_{a,e}) \quad (3-20)$$

$T_{a,s}$: Temperatura de saída do ar no volume de controle

$T_{a,e}$: Temperatura de entrada do ar no volume de controle

T_{serp} : Temperatura da serpentina no volume de controle

Esta temperatura de saída $T_{a,s}$ pode ser usada como a temperatura de entrada do próximo volume de controle ou da próxima linha, se houver. A temperatura de saída do trocador pode ser considerada como a temperatura média de todos os volumes de controle na última linha.

$$C_w = \frac{C_{w,tot}}{N} \quad (3-21)$$

$$C_{w,tot} = m_w \cdot c_{pw} \quad (3-22)$$

m_w : massa do fluido

c_{pw} : Calor específico do fluido

onde C_w é a capacidade térmica do fluido para o volume de controle e $C_{w,tot}$ é a capacidade térmica do tubo inteiro.

$$\dot{C}_w = \dot{m}_w \cdot c_{pw} \quad (3-23)$$

$\dot{m}_w$: fluxo de massa do fluido

c_{pw} : Calor específico do fluido

$$C_{serp} = \frac{C_{serp,tot}}{N} \quad (3-24)$$

$$C_{serp,tot} = m_{serp} \cdot c_{p,serp} \quad (3-25)$$

Assim como para o fluido, C_{serp} é a capacidade térmica para o volume de controle e $C_{serp,tot}$ a capacidade térmica do tubo.

m_w : massa da serpentina

c_{pw} : Calor específico da serpentina

$$R_w = \frac{1}{\varepsilon_w \cdot \dot{C}_w} \quad (3-26)$$

ε_w : Eficiência de troca de calor do fluido

$\dot{C}_w$: taxa da capacidade térmica associada com o fluido

$$\varepsilon_w = 1 - e^{-NTU_w} \quad (3-27)$$

$$NTU_w = \frac{h_w \cdot A_{w,tot}}{\dot{C}_w \cdot N} \quad (3-28)$$

h_w : coeficiente de convecção do lado do fluido

$A_{w,tot}$: Área total da superfície de transferência de calor do lado do fluido

Para o caso com desumidificação, temos os parâmetros da Equação (3-15) como sendo:

$$R_a^* = \frac{1}{\varepsilon_a^* \cdot \dot{m}_a} \quad (3-29)$$

ε_a^* : Eficiência de troca de calor e massa do ar

$\dot{m}_a$: Vazão mássica de ar

$$\varepsilon_a^* = 1 - e^{-NTU_a^*} \quad (3-30)$$

$$NTU_a^* = \frac{\eta_a^* \cdot h_a^* \cdot A_{a,tot}}{\dot{C}_a \cdot N} \quad (3-31)$$

η_a^* : Eficiência global de transferência de calor e massa do lado do ar

h_a^* : coeficiente de convecção do lado do ar para a transferência de calor com desumidificação

$A_{a,tot}$: Área total da superfície de transferência de calor do lado do ar

Para o cálculo de $h_{serp,sat}$, foi usada a equação (2-5) em conjunto com a (2-8) para determinação das propriedades de saturação do ar à temperatura T_{serp} .

Analogamente à temperatura de saída do ar sem desumidificação,

$$h_{a,s} = h_{a,e} + \varepsilon_a^* (h_{serp,sat} - h_{a,e}) \quad (3-33)$$

Para encontrarmos NTU_w precisamos do coeficiente de convecção do lado do fluido h_w , porém, para isso é preciso fazer a análise do escoamento como descrito a seguir.

O coeficiente de convecção é obtido a partir de correlações empíricas disponíveis na literatura, que são aplicadas conforme o número de Reynolds do fluido, Re_w :

- Para escoamento laminar ($Re_w \leq 2300$), aplica-se a correlação de Sieder-Tate;
- Para escoamento turbulento totalmente desenvolvido ($Re_w \geq 10000$), utiliza-se a equação de Dittus-Boelter;
- Para a faixa de escoamento em transição ($2300 \leq Re_w \leq 10000$), emprega-se a correlação de Gnielinski.

Para garantir uma transição contínua entre os diferentes regimes de escoamento, é aplicada uma interpolação linear entre as correlações.

Essas expressões podem ser resumidas da seguinte forma:

$$Re_w < 2300, Nu = 1,86 \left(\frac{Re_w \cdot Pr_w}{\frac{L_f}{D_t}} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_t} \right)^{0,14} \quad (3-34)$$

$$2300 < Re_w < 10000, Nu = \frac{(f_w/8) \cdot (Re_w - 1000) \cdot Pr_w}{1 + 12,7 \left(\frac{f_w}{8} \right)^{1/2} \cdot \left(Pr_w^{2/3} \right) - 1} \quad (3-35)$$

$$Re_w \geq 10000, Nu_w = 0,023 \cdot Re_w^{4/5} \cdot Pr_w^{0,4} \quad (3-36)$$

sendo:

$$f_w = (0,790 \cdot \ln(Re_w) - 1,64)^{-2} \quad (3-37)$$

$$Re_w = \frac{4\dot{m}_w}{\pi D \mu_w} \quad (3-38)$$

$$Pr_w = \frac{c_{pw} \cdot \mu_w}{K_w} \quad (3-39)$$

onde

Re_w : Número de Reynolds do fluido

Nu_w : Número de Nusselt

Pr_w : Número de Prandtl

f_w : Fator de atrito do fluido

μ_w : Viscosidade dinâmica do fluido

$\dot{m}_w$: Vazão mássica do fluido

c_{pw} : Calor específico do fluido

K_w : Condutividade térmica do fluido

D : Diâmetro do tubo

Assim, pode-se calcular h_w

$$h_w = \frac{Nu_w \cdot K_w}{D} \quad (3-40)$$

O coeficiente de convecção do lado do ar é influenciado por diversos fatores, como a geometria dos tubos e das aletas, o arranjo das serpentinas e as condições da superfície de troca térmica, que podem estar secas ou úmidas. Embora existam várias correlações disponíveis na literatura, elas apresentam limitações quanto aos parâmetros geométricos e operacionais das serpentinas, não sendo totalmente adequadas para as características específicas deste estudo.

Dessa forma, para este trabalho, foram adotadas correlações específicas desenvolvidas por Zhou [21] apud León [1], mais apropriadas ao contexto analisado.

Para a faixa de velocidades do ar analisada neste estudo, que compreende valores inferiores a 2,75 m/s, uma correlação linear apresenta desempenho satisfatório para a estimativa do coeficiente de convecção. No caso específico de serpentinas com 4 linhas e sem ocorrência de desumidificação, a correlação adotada é:

$$h_a = 10,41 \cdot v_a + 19,43 \quad (3-41)$$

e para o caso com desumidificação:

$$h_a^* = 10,05 \cdot v_a + 24,32 \quad (3-42)$$

onde v_a : Velocidade do ar.

3.2 Aquecedor

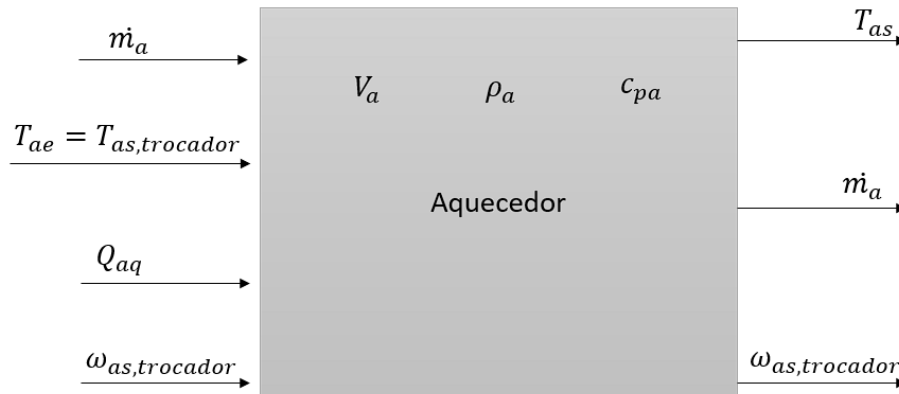


Figura 3.7: esquematização do processo do aquecedor.

Este processo corresponde à adição de calor a uma corrente de ar úmido sem que haja alteração no seu conteúdo de vapor d'água. Portanto, trata-se de um processo a umidade absoluta constante, conforme descrito por Seborg et al. [22] apud León [1].

Considera-se aqui um sistema de aquecimento com resistências elétricas, onde o ar entra com vazão mássica $\dot{m}_a$ e temperatura de entrada $T_{a,e}$. O volume de controle é definido como o interior da caixa de aquecimento, que contém as resistências elétricas responsáveis por fornecer a taxa de calor Q_{aq} .

O modelo dinâmico para esse processo é desenvolvido com base nas seguintes hipóteses:

- As vazões mássicas de entrada e saída do ar são iguais, o que define um volume de controle fixo, representado por V_a , correspondente ao volume interno da caixa;
- A densidade do ar ρ_a e seu calor específico c_{pa} são considerados constantes, desprezando-se sua variação com a temperatura;
- Perdas de calor para o ambiente são desconsideradas.

De modo geral, modelos dinâmicos são fundamentados nas leis de conservação, e neste caso, dado o predomínio dos efeitos térmicos, considera-se apenas o balanço de energia. O balanço de massa não é necessário, tendo em vista as hipóteses adotadas.

Com isso, obtém-se a Equação (3-43), que representa o modelo dinâmico do sistema de aquecimento, [1].

$$V_a \cdot \rho_a \cdot c_{pa} \frac{dT_{a,s}}{dt} = \dot{m}_a \cdot c_{pa} \cdot (T_{a,e} - T_{a,s}) + Q_{aq} \quad (3-43)$$

onde:

V_a : Volume do aquecedor

ρ_a : densidade do ar $\cong 1,2 \text{ kg/m}^3$

c_{pa} : calor específico $\cong 1,02 \text{ kg/m}^3$

$T_{a,s}$: Temperatura do ar na saída do aquecedor

$\dot{m}_a$: Vazão mássica de ar

$T_{a,e}$: Temperatura do ar de entrada

Q_{aq} : Taxa de aquecimento

3.3 Umidificador

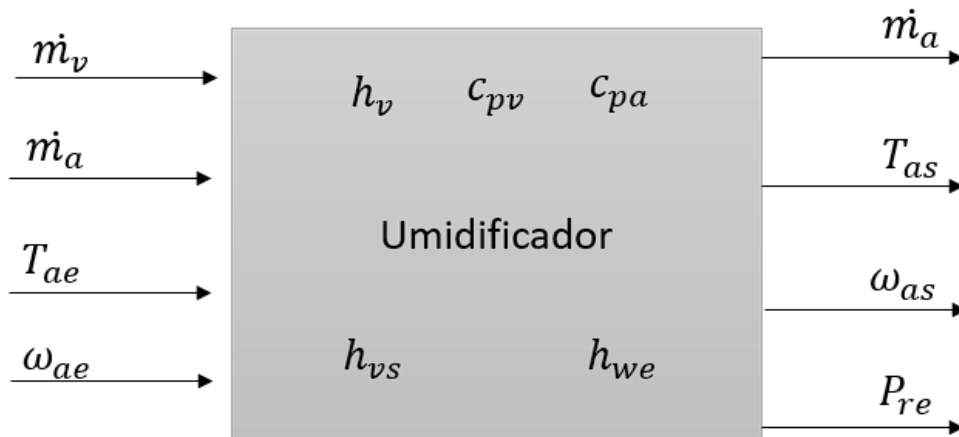


Figura 3.8: esquematização do processo do umidificador.

Quando o ar apresenta baixo teor de umidade, pode ser necessário aumentar seu conteúdo de vapor d'água. Um dos processos mais simples para alcançar esse objetivo é a umidificação por aspersão de vapor de água. A equação de conservação de energia aplicada a um volume de controle que envolve o fluxo de ar atravessando o umidificador é dada por:

$$\dot{m}_v \cdot h_{vap} = \dot{m}_a (h_{a,s} - h_{a,e}) \quad (3-44)$$

e a equação da conservação de massa,

$$\dot{m}_v = \dot{m}_a (\omega_{as} - \omega_{ae}) \quad (3-45)$$

A partir das Equações (3-41) e (3-42), pode-se descobrir a direção da reta que leva ao estado final na carta psicrométrica:

$$h_{vap} = \frac{(h_{a,s} - h_{a,e})}{(\omega_{as} - \omega_{ae})} \quad (3-46)$$

3.4 Controle PID

O sistema de controle proposto tem como finalidade manter constantes a temperatura e a umidade relativa do ar, conforme os valores de referência estabelecidos nas condições-padrão de projeto, independentemente das condições atmosféricas do ar externo, bem como das variações na potência e na rotação do motor.

Pela sua estrutura simples e desempenho confiável, os controladores PID são amplamente utilizados no controle de processos industriais. Essa técnica consiste em calcular o sinal de controle com base na diferença entre o valor desejado (setpoint) e o valor atual da variável controlada. O sinal gerado pelo controlador é então convertido em uma forma compatível com o atuador do sistema (como válvulas, motores ou relés), de modo a realizar a correção necessária no processo. A função de transferência de um controlador PID tem a seguinte forma:

$$\frac{U(s)}{E(s)} = k_p + \frac{k_i}{s} + k_d \cdot s \quad (3-47)$$

Onde $U(s)$ representa a saída do controlador, ou seja, o sinal de atuação aplicado ao processo, e $E(s)$ é a entrada do controlador, correspondente ao erro entre o valor medido da variável e o valor de referência (setpoint).

Os parâmetros k_p , k_i e k_d correspondem, respectivamente, aos ganhos proporcional, integral e derivativo. Com isso, o sinal de controle gerado por um controlador PID pode ser expresso pela Equação (3-51):

$$u(t) = k_p \cdot \left[e(t) + \frac{1}{T_i} \cdot \int_0^t e(\tau) d\tau + T_d \cdot \frac{de(t)}{dt} \right] \quad (3-48)$$

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

A influência de cada um dos ganhos do controlador PID no comportamento do sistema pode ser resumida da seguinte forma, conforme Ogata [14]:

- Ação proporcional (k_p):

O aumento do ganho proporcional reduz o erro em regime estacionário, embora não o elimine completamente. Essa ação pode induzir oscilações na resposta do sistema e, em certos casos, levar à instabilidade. Em resumo, a ação proporcional melhora o desempenho estacionário, mas pode comprometer a estabilidade e prolongar o tempo de resposta.

- Ação integral (k_i):

O ganho integral é utilizado para eliminar o erro de regime estacionário, por meio da introdução de um polo na origem do sistema. É particularmente útil quando a resposta transitória é aceitável, mas o comportamento em regime estacionário é insatisfatório. No entanto, a ação integral pode introduzir oscilações na resposta, com amplitudes decrescentes ou até crescentes, o que pode ser indesejável.

- Ação derivativa (k_d):

A ação derivativa atua com base na taxa de variação do erro, permitindo ao controlador reagir antecipadamente a mudanças. Isso proporciona uma resposta corretiva mais rápida, contribuindo para aumentar a estabilidade do sistema.

O desempenho eficaz de um controlador PID depende da escolha adequada dos ganhos. A sintonia desses parâmetros é uma tarefa complexa e, na prática, costuma ser realizada por especialistas, com base em métodos empíricos, heurísticos ou computacionais.

Um dos métodos práticos mais conhecidos e amplamente utilizados para a sintonia de controladores PID é o método de Ziegler–Nichols [29]. Esse método, seja em sua forma original ou em versões modificadas, ainda serve como base para muitos dos procedimentos de ajuste empregados por fabricantes de controladores e em aplicações industriais. Os parâmetros do controlador são determinados a partir de características dinâmicas do processo, por meio de fórmulas simples.

Método da Resposta em Frequência

A técnica proposta por Ziegler e Nichols é baseada em uma caracterização simples da dinâmica do processo, analisando o ponto em que a curva de Nyquist da função de transferência do sistema intercepta o eixo real negativo.

Historicamente, esse ponto é definido pelos parâmetros:

- K_u : ganho crítico, e
- T_u : período crítico de oscilação.

Para aplicar o método, configura-se inicialmente o controlador como proporcional puro (isto é, $T_i = \infty$ e $T_d = 0$), e aumenta-se gradualmente o ganho proporcional até que o sistema entre em oscilações sustentadas. Nesse ponto, o valor de K_p é o ganho crítico K_u , e o período das oscilações é T_u .

Com esses dois valores, os parâmetros do controlador PID são então calculados utilizando as fórmulas empíricas propostas por Ziegler e Nichols, que estão apresentadas na Tabela 3.5.

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	$0,6 \cdot K_u$	$0,5 \cdot T_u$	$0,125 \cdot T_u$

Tabela 3.5: Parâmetros do controlador PID obtidos a partir do método de resposta em frequência de Ziegler-Nichols.

4 Simulações

Com base nos equacionamentos apresentados no capítulo 3, pôde-se então construir um modelo computacional utilizando a ferramenta Simulink do MATLAB. O formato geral do modelo completo encontra-se na Figura 4.1 abaixo:

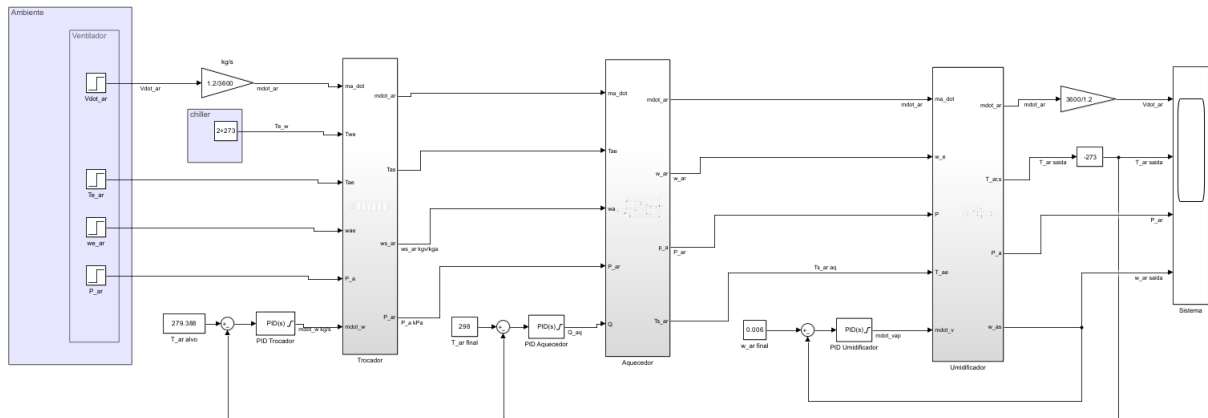


Figura 4.1: Representação completa do modelo condicionador de ar no Simulink.

A partir deste modelo, várias simulações foram feitas:

- A primeira, foi feita para um ajuste de ganhos dos controladores com $k_p = 1$, $k_i = 0$ e $k_d = 0$;
- Em seguida, o sistema foi testado com ajustes de ganhos seguindo o formato $k_p = 10$, $k_i = 1$ e $k_d = 0$;
- Por fim, testou-se os esquemas de ganhos com um pequeno ganho derivativo, com $k_p = 50$, $k_i = 5$ e $k_d = 0.1$;
- Como o objetivo deste trabalho é comparar o desempenho do uso de água e uma solução aquosa água-ácido acético, todas as simulações foram feitas para ambos os casos.

Os resultados destas simulações com os valores de temperatura e umidade, assim como suas análises, encontram-se a seguir.

4.1 Resultados

Os seguintes dados foram obtidos simulando uma mistura água-ácido acético com 20% de concentração, assim como para uma mistura de 0% de concentração do ácido, equivalendo à água pura. Vale lembrar também que, apesar de León [1] ter mencionado a temperatura de entrada da água no trocador de calor como 6°C, de acordo com Fontoura Filho [9], testes práticos realizados no local do laboratório verificaram que mesmo a utilização de água entrando a 2°C não foi o suficiente para resfriar o ar até atingir a umidade alvo, ficando em torno de 35% de umidade relativa. Dito isso, para comparação do desempenho, as simulações foram feitas considerando uma temperatura de entrada do fluido refrigerante igual a 2°C.

- $k_p = 1$, $k_i = 0$ e $k_d = 0$;

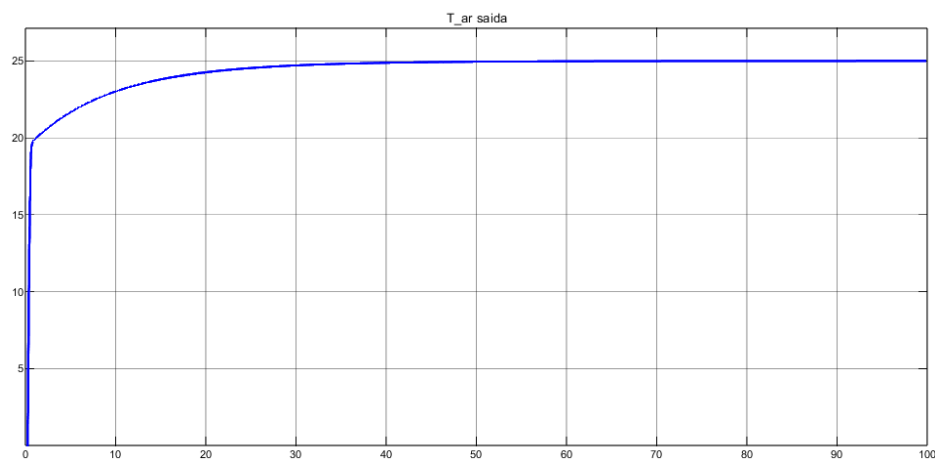


Figura 4.2: Gráfico de temperatura para a solução água-ácido acético com $k_p = 1$, $k_i = 0$ e $k_d = 0$.

Como podemos ver, a temperatura converge para a temperatura alvo (25°C) em um tempo relativamente curto, demorando aproximadamente 60 segundos para atingi-la e estabilizando.

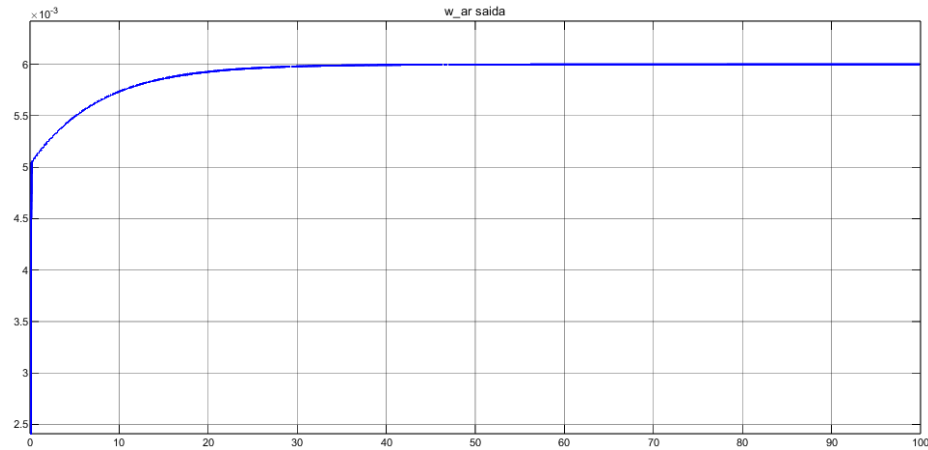


Figura 4.3: Gráfico de umidade para a solução água-ácido acético com $k_p = 1$, $k_i = 0$ e $k_d = 0$.

Similarmente, a umidade também converge, em aproximadamente 40 segundos, para a umidade absoluta alvo (0,006 kgv/kg).

A seguir, os resultados para água pura como fluido refrigerante:

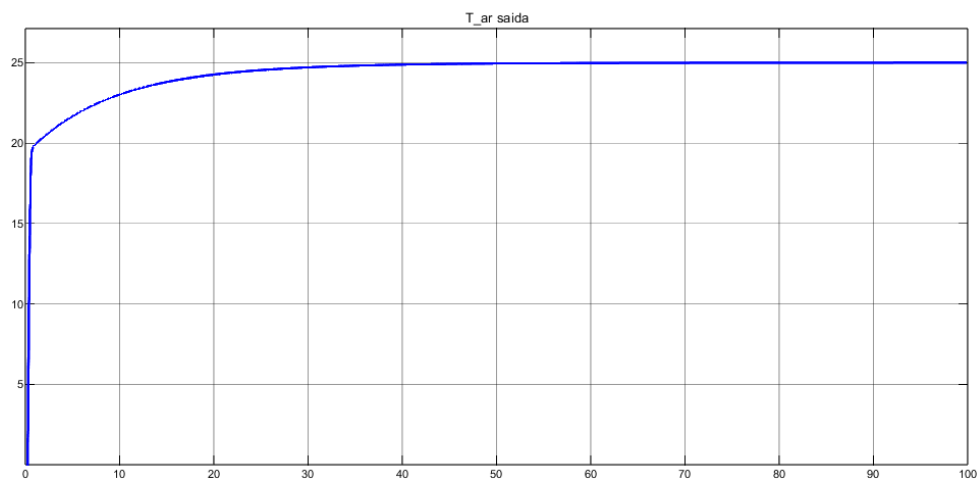


Figura 4.4: Gráfico de temperatura do ar para água com $k_p = 1$, $k_i = 0$ e $k_d = 0$.

A temperatura da água apresentou um comportamento quase idêntico ao da solução, estabilizando por volta dos 50 segundos de simulação.

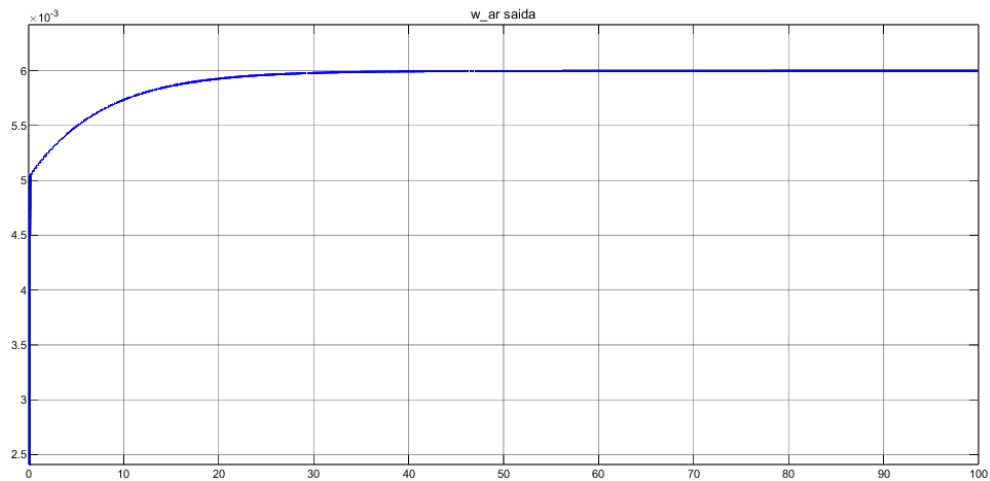


Figura 4.5: Gráfico de umidade do ar para água com $k_p = 1$, $k_i = 0$ e $k_d = 0$.

Da mesma forma que a temperatura, a umidade também se comportou quase igual à da solução binária.

- $k_p = 10$, $k_i = 1$ e $k_d = 0$;

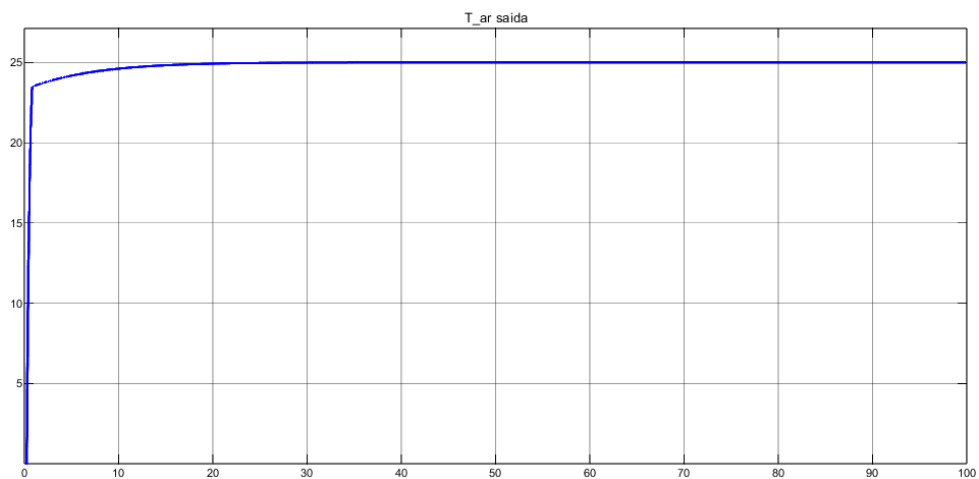


Figura 4.6: Gráfico de temperatura do ar para a solução água-ácido acético com $k_p = 10$, $k_i = 1$ e $k_d = 0$.

Pode-se perceber aqui uma notável diferença: a temperatura converge muito mais rápido para o objetivo, em aproximadamente metade do tempo (20 segundos).

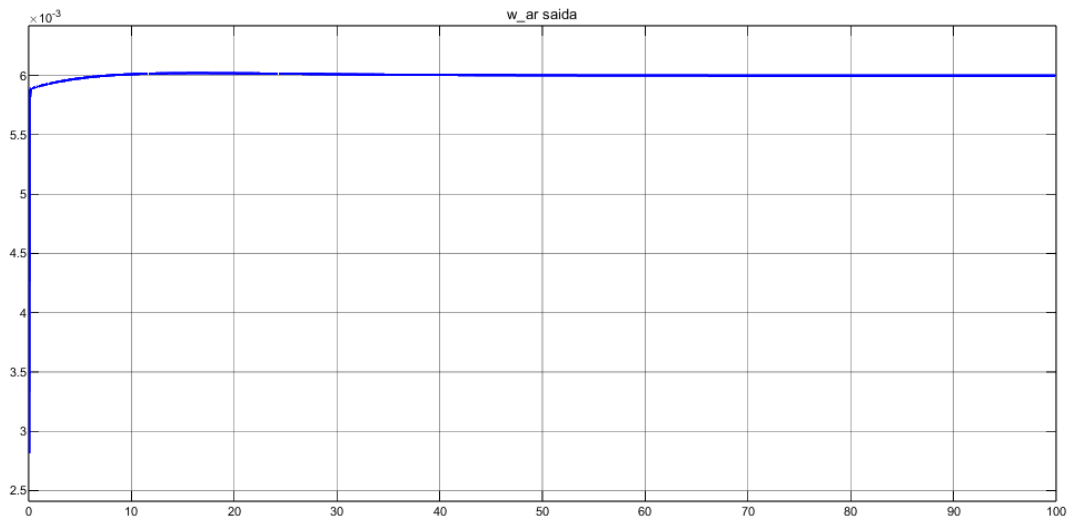


Figura 4.7: Gráfico de umidade do ar para a solução água-ácido acético com $k_p=10$, $k_i=1$ e $k_d=0$.

O mesmo ocorreu com a umidade, convergindo agora muito mais rápido para o objetivo, levando apenas 15 segundos para estabilizar.

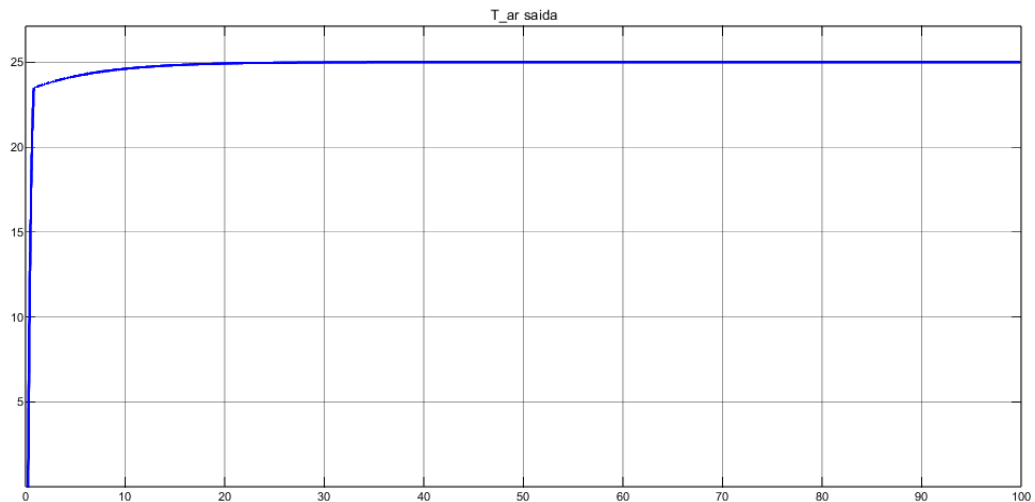


Figura 4.8: Gráfico de temperatura do ar para a água com $k_p=10$, $k_i=1$ e $k_d=0$.

Da mesma forma que com a solução aquosa, o sistema com água no trocador de calor agora converge consideravelmente mais rápido para a temperatura alvo, levando aproximadamente o mesmo tempo de estabilização de 20 segundos da mistura.

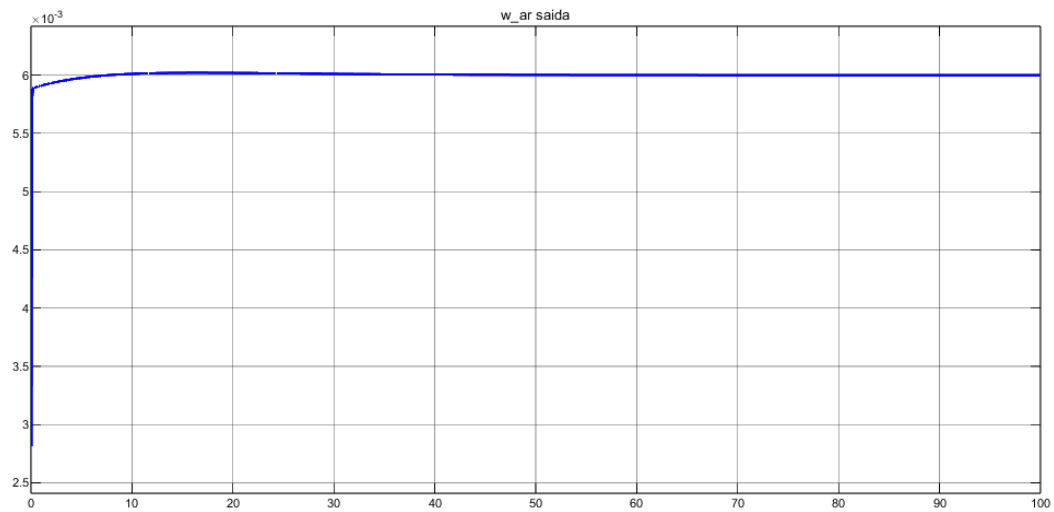


Figura 4.9: Gráfico de umidade do ar para a água com $k_p=10$, $k_i=1$ e $k_d=0$.

Novamente, a umidade do ar utilizando água no trocador de calor obteve um comportamento similar ao com a mistura, levando de 10 a 15 segundos para estabilização.

- $k_p=50$, $k_i=5$ e $k_d=0,1$

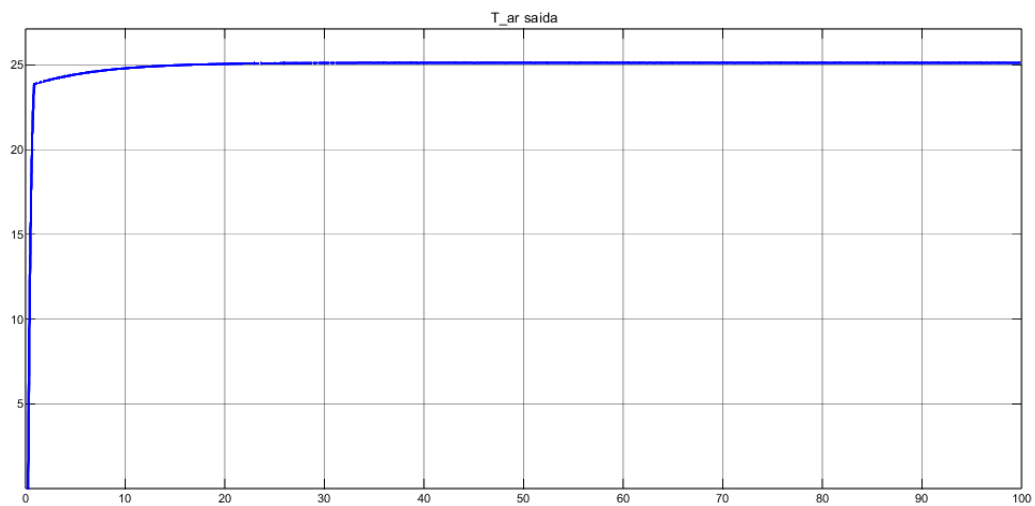


Figura 4.10: Gráfico de temperatura do ar para a mistura com $k_p=50$, $k_i=5$ e $k_d=0,1$.

Por fim, inseriu-se um novo parâmetro no controlador. Para analisar a influência do parâmetro k_d no sistema, foi feita uma simulação com $k_d=0,1$.

Como o valor de k_d usado foi pequeno, observam-se mudanças mínimas no comportamento da temperatura, porém pode-se observar um leve encurtamento no tempo

de estabilização do sistema, levando agora aproximadamente 5 segundos a menos para estabilizar, alcançando 25 °C após 15 segundos.

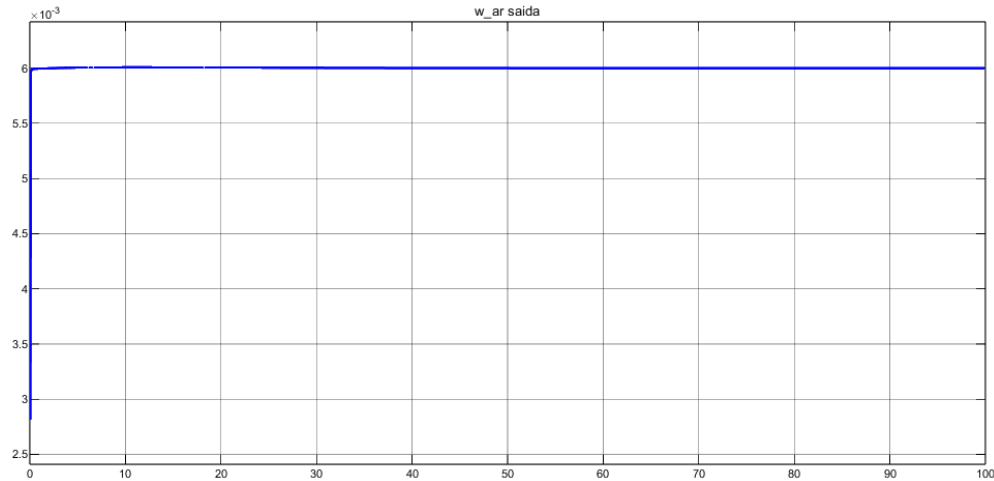


Figura 4.11: Gráfico de umidade do ar para a mistura com $k_p=50$, $k_i=5$ e $k_d=0,1$.

Com o novo parâmetro k_d no controlador, a umidade da água sobe rapidamente para o valor alvo, levando menos de meio segundo! Isso pode se tornar um problema em um ambiente real, pois um sinal muito brusco e repentino pode ocasionar em mal funcionamento dos equipamentos, levando à falha.

Pode-se perceber isso também pela Figura 4.12 abaixo, sendo este o primeiro caso em que a potência do aquecedor foi levada constantemente ao seu limite (7 kW).

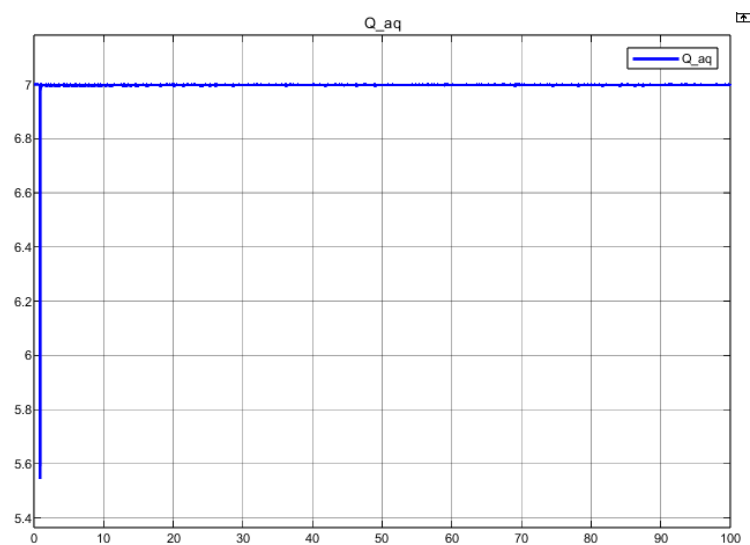


Figura 4.12: Potência das resistências elétricas do aquecedor [kW], utilizando a mistura água-ácido acético no trocador de calor.

Como já era de se esperar, as Figuras 4.12 e 4.13 para as propriedades da água mostram, novamente, o mesmo comportamento que para a mistura, apresentando uma mesma aceleração de 5s na temperatura em relação à sua contraparte com $k_p = 10$, $k_i = 1$.

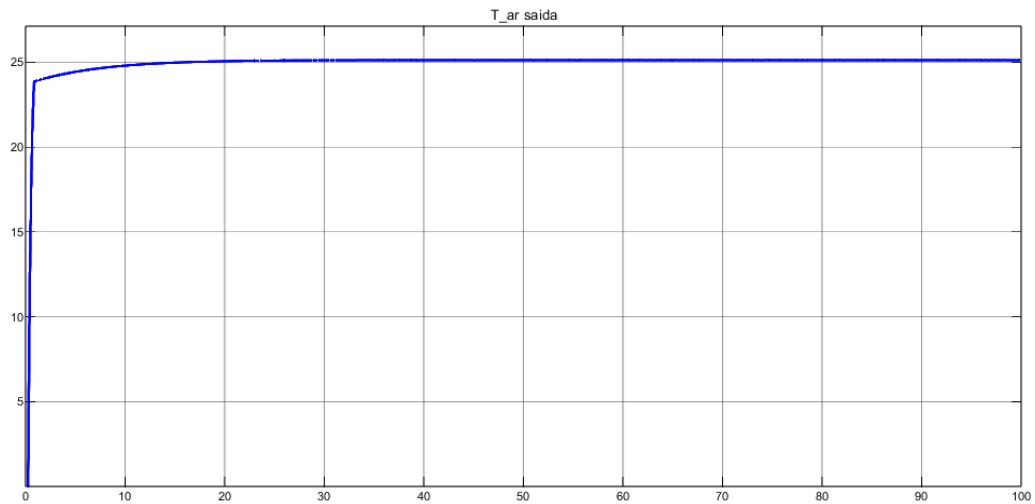


Figura 4.13: Gráfico de temperatura do ar para a água com $k_p = 50$, $k_i = 5$ e $k_d = 0,1$.

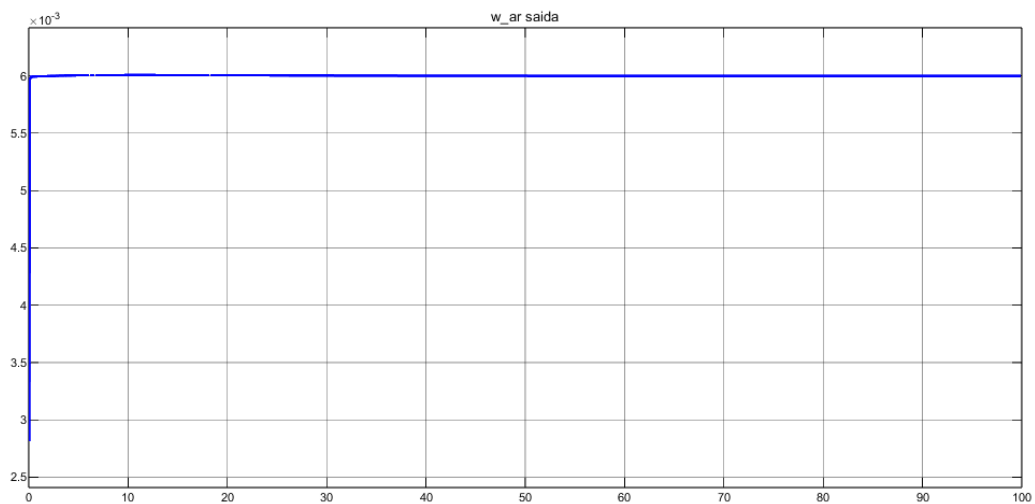


Figura 4.14: Gráfico de umidade do ar para a água com $k_p = 50$, $k_i = 5$ e $k_d = 0,1$.

A umidade do ar continua apresentando uma subida extremamente brusca, indicando que não seria bom utilizar valores muito altos para os parâmetros k_p , k_i e k_d . Da mesma forma que no caso da mistura, a potência elétrica do aquecedor foi mantida constante para entregar o desempenho exigido pelos controladores, como pode-se ver na Figura 4.14 abaixo:

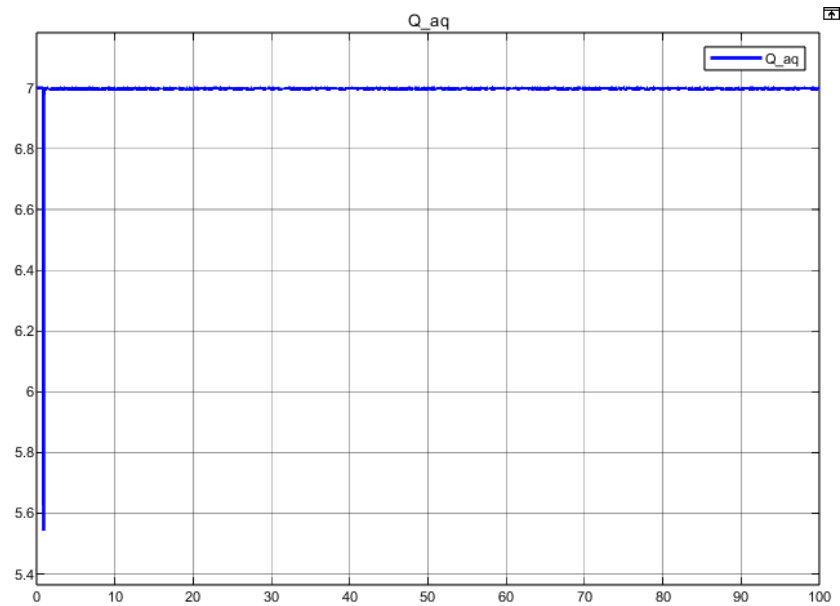


Figura 4.15: Potência das resistências elétricas do aquecedor [kW], considerando a utilização de água no trocador de calor.

A seguir, a Figura 4.15 comprova o que já se esperava, mostrando que o umidificador entrou em funcionamento apenas para corrigir erros de estabilização na umidade.

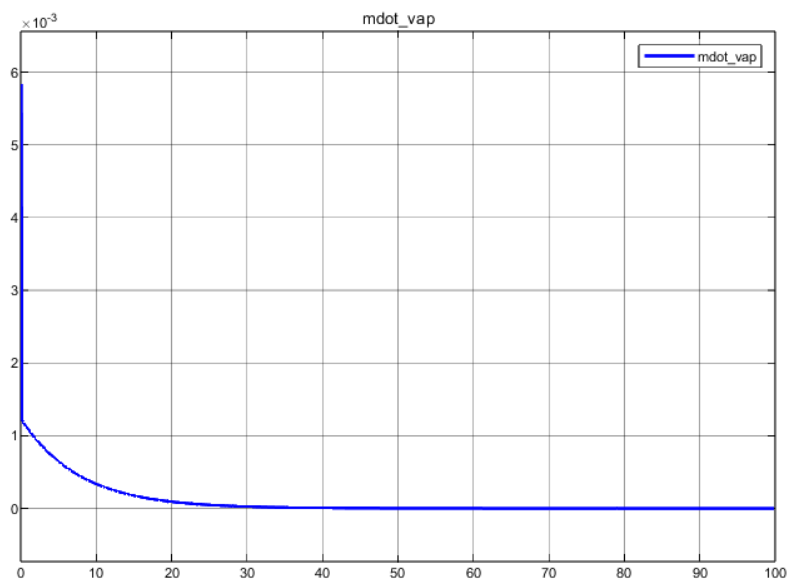


Figura 4.16: Desempenho do umidificador no sistema com a mistura de ácido acético e água, utilizando o esquema de ganhos com $k_p=1$, $k_i=0$ e $k_d=0$.

Como podemos ver nessa seção, os resultados obtidos pelas simulações da solução aquosa e da água pura são muito parecidos, alcançando até temperaturas levemente mais próximas da alvo, porém isso também pode se dar devido a uma pequena margem de erro. A

maior diferença entre as simulações se deu realmente por conta dos esquemas de ganhos. sendo $k_p = 1$, $k_i = 0$, $k_d = 0$ a escolha mais segura, e $k_p = 10$, $k_i = 1$ e $k_d = 0$ a escolha para um maior nível de urgência na convergência. Pode ser testado futuramente também um esquema de ganhos definido pelo método de Ziegler Nichols, ou um método de ajuste dinâmico, como o método Fuzzy feito por León [1].

5 Conclusões

Os resultados das simulações foram bastante satisfatórios. Apesar de não termos conseguido identificar melhoras significativas no desempenho, o principal objetivo da troca de fluidos é a diminuição do ponto de fusão, permitindo alcançar temperaturas de entrada mais baixas, se necessário. Como não houve prejuízo no desempenho, a troca se faz viável, sendo capaz de alcançar ambas temperatura e umidade absoluta padrão nas mesmas condições que o fluido original (água).

Com relação ao esquema de ganhos, o esquema mais básico, com $k_p = 1$, $k_i = 0$ e $k_d = 0$ foi o que apresentou um comportamento mais suave, alcançando as condições alvo de temperatura (25°C) e umidade (30%, equivalente a 6g/kg) em relativamente pouco tempo. O esquema com ganhos de $k_p = 10$, $k_i = 1$ e $k_d = 0$, por sua vez, convergiu bem mais rápido, apresentando um maior desempenho, como esperado. Já o esquema de ganhos com $k_p = 50$, $k_i = 5$ e $k_d = 0,1$ mostrou um comportamento muito agressivo, não sendo recomendado para uso em um caso real, pois poderia ocasionar falhas nos equipamentos, como visto nas Figuras 4.11 e 4.14.

5.1 Trabalhos futuros

Conforme visto neste trabalho, o esquema de ganhos pode ter boa influência sobre o desempenho do sistema. Assim sendo, um próximo passo seria implementar o método de Ziegler Nichols para parametrização dos ganhos, conforme visto na seção 3.4.

Além disso, foi usada a mistura entre água e ácido acético como sugestão, porém outras alternativas também podem ser interessantes. Algumas sugestões são:

- Solução aquosa de água + sal: em vez de uma mistura líquida como foi utilizado neste trabalho, uma dissolução de cloreto de sódio em água também pode ser capaz de oferecer bons resultados.
- Outras misturas binárias, ternárias, etc.: pode ser interessante estudar os efeitos de outros fluidos na mistura.
- Fluidos comerciais próprio para refrigeração, como o R134a, muito conhecido, ou até fluidos voltados para a refrigeração de motores.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] LEÓN, M. A. C. **Projeto de um condicionador do ar de admissão para testes de motores**. Rio de Janeiro: Tese de mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, PUC-Rio, 2012.
- [2] ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR ISO 1585 – Veículos Rodoviários - Código de Ensaio de Motores - Potência Líquida Efetiva**. Rio de Janeiro: , 1996. 26 p.
- [3] NASA Earth Fact Sheet. **Terrestrial Atmosphere**, disponível em: <http://nssdc.gsfc.nasa.gov/planetary/factsheet/earthfact.html>. Acessado: 26 Jun. 2025
- [4] PERUZZO, F. M.; CANTO, E. L. **Química na abordagem do cotidiano - Volume único**. 3. ed. São Paulo: Moderna, 2007. 760 p.
- [5] VAN WYLEN, G.; SONNTAG, R.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da Termodinâmica**. 7. ed. São Paulo: Edgar Blucher, 2009. 660 p.
- [6] CALÇADA, C. S.; SAMPAIO, J. L. **Física Clássica 2 Termologia, Óptica e Ondas**. 1. ed. São Paulo: Atual, 2012. 544 p.
- [7] ASHRAE. **2017 ASHRAE Handbook—Fundamentals (SI)**. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2017.
- [8] PERRY, R. H.; GREEN, D. W. **Perry's Chemical Engineers' Handbook**. 8. ed. USA: McGraw-Hill, 1997. 2582 p.
- [9] FONTOURA FILHO, A. P. **Automação de um condicionador de ar para testes de potência líquida em motores de veículos rodoviários - Norma NBR ISO 1585**. Rio de Janeiro: Projeto de graduação, Departamento de Engenharia Mecânica, PUC-Rio, 2015.
- [10] INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN T. L.; LAVINE, A. S. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. 6. ed. New York: Jhon Wiley & Sons, Inc., 2006.
- [11] QIAO, Y.; DI, Z.; MA, Y.; MA, P.; XIA, S. **Viscosities of Pure Water, Acetic Acid + Water, and p-Xylene + Acetic Acid + Water at Different Temperature and Pressure**. Tianjin, China: Chinese Journal of Chemical Engineering, 2010.

[12] BLEAZARD, J. G.; SUN, T. F.; TEJA, A. S. **The Thermal Conductivity and Viscosity of Acetic Acid-Water Mixtures**. USA: International Journal of Thermophysics, Vol 17, No. 1, 1996.

[13] MONTEIRO, V. A. C.; AVELINO, F. **Spectral, structural, and thermodynamic properties of acetic acid–water solutions at different temperatures: A complete guideline for understanding bonding and structure of binary solutions**. Ceará: Springer Nature, 2023.

[14] OGATA, K. **Engenharia de Controle Moderno**. 5. ed. São Paulo: Pearson Education do Brasil, 2010. 809 p.

[15] HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. 2. ed. Inglaterra: McGraw-Hill Education, 2018.

[16] KROGER, D. G. **Air-Cooled Heat Exchangers and Cooling Towers: Thermal-Flow Performance Evaluation and Design**. 1. ed. Tulsa, Oklahoma: PennWell Books, 2004. 638 p.

[17] CENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications**. 5. ed. New York: McGraw-Hill Education, 2015. 960 p.

[18] POLING, E. B.; PRAUSNITZ J. M.; O'CONNELL, J. P. **The Properties of Gases and Liquids**. 5. ed. New York: McGraw-Hill Education, 2001. 803 p.

[19] MOREIRA, J. R. S. **Fundamentos e aplicações da psicrometria**. RPA Editorial Ltda., São Paulo, 1999.

[20] MIYAGI, P. E. **Controle Programável - Fundamentos do controle de sistemas a eventos discretos**. Editora Edgard Blücher, São Paulo, 1996.

[21] ZHOU, X. **Dynamic Modeling of Chilled Water Cooling Coils**. Tese de Doutorado, School of Mechanical Engineering, Purdue University, West Lafayette, Indiana, USA, 2005.

[22] SEBORG, D. E.; EDGAR, T. F.; MELLICHAMP, D. A. **Process Dynamics and Control**. Jhon Wiley and Sons, New York, 2003.