



UNIVERSIDADE ESTADUAL DO SUDOESTE DA BAHIA – UESB

**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO
EM ENGENHARIA E CIÊNCIA DE ALIMENTOS**



Área de Concentração: Engenharia de Alimentos

**SISTEMA EXPERIMENTAL PARA CONTROLE DE TEMPERATURA E PRESSÃO SOB
CONDIÇÕES SIMULADAS DE DESIDRATAÇÃO OSMÓTICA EM VOLUME
CONSTANTE**

Autor: Jair Alves Lima Júnior

Orientador: Prof. Dr. Evaldo Cardozo de Souza Júnior

ITAPETINGA
BAHIA - BRASIL
Agosto de 2025

JAIR ALVES LIMA JÚNIOR

**SISTEMA EXPERIMENTAL PARA CONTROLE DE TEMPERATURA E PRESSÃO SOB
CONDIÇÕES SIMULADAS DE DESIDRATAÇÃO OSMÓTICA EM VOLUME
CONSTANTE**

Dissertação apresentada como parte das exigências para a obtenção do título de Mestre no Programa de Pós-Graduação em Engenharia e Ciência de Alimentos da Universidade Estadual do Sudoeste da Bahia - UESB.

Orientador: Prof. Dr. Evaldo Cardozo de Souza Júnior

Coorientadores: Prof. Dr. Rafael da Costa Ilhéu Fontan

Prof. Dr. Sérgio de Sousa Castro

ITAPETINGA
BAHIA - BRASIL
Agosto de 2025

FICHA CATALOGRÁFICA

664.024 Lima Júnior, Jair Alves.
L698s Sistema experimental para controle de temperatura e pressão sob condições simuladas de desidratação osmótica em volume constante. / Jair Alves Lima Júnior - Itapetinga: UESB, 2025.
98f.

Dissertação apresentada como parte das exigências para a obtenção do título de Mestre no Programa de Pós-Graduação em Engenharia e Ciência de Alimentos da Universidade Estadual do Sudoeste da Bahia - UESB. Área de Concentração em Engenharia de Alimentos. Sob a orientação do Prof. D. Sc. Evaldo Cardozo de Souza Júnior e coorientação do Prof. D. Sc. Rafael da Costa Ilhéu Fontan e Prof. D. Sc. Sérgio de Sousa Castro.

1. Desidratação osmótica - Simulação computacional. 2. Alimentos - Desidratação. 3. Modelagem termofísica. I. Universidade Estadual do Sudoeste da Bahia. Programa de Pós-Graduação *Stricto Sensu* em Engenharia e Ciência de Alimentos. II. Souza Júnior, Evaldo Cardozo de. III. Fontan, Rafael da Costa Ilhéu. IV. Castro, Sérgio de Sousa. V. Título.

CDD (21): 664.024

Catálogo na fonte:

Adalice Gustavo da Silva – CRB/5-535

Bibliotecária – UESB – Campus de Itapetinga-BA

Índice Sistemático para Desdobramento por Assunto:

1. Alimentos - Conservação



PPGEAL
ENGENHARIA E
CIÊNCIA DE ALIMENTOS



Universidade Estadual do Sudoeste da Bahia - UESB
Recredenciada pelo Decreto Estadual
Nº 16.825, de 04.07.2016



Governo do
Estado da Bahia

DECLARAÇÃO DE APROVAÇÃO

Título: “SISTEMA EXPERIMENTAL PARA CONTROLE DE TEMPERATURA E PRESSÃO SOB CONDIÇÕES SIMULADAS DE DESIDRATAÇÃO OSMÓTICA EM VOLUME CONSTANTE.”

Autor (a): JAIR ALVES LIMA JÚNIOR

Orientador (a): Prof. Dr. Evaldo Cardozo de Souza Júnior

Aprovado como parte das exigências para obtenção do Título de *MESTRE EM ENGENHARIA E CIÊNCIA DE ALIMENTOS, ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: ENGENHARIA DE ALIMENTOS*, pela Banca Examinadora.

Prof. Dr. Mateus Pereira Flores Santos
(PÓS-DOC/UESB)

Prof. Dr. Nivio Batista Santana
(UESB)

Prof. Dr. Evaldo Cardozo de Souza Júnior
Orientador - UESB
Presidente da Banca

Itapetinga-BA, 01 de agosto de 2025.

AGRADECIMENTOS

À Deus, pela sua misericórdia de cada dia e por ter-me ajudado a superar as muitas dificuldades encontradas na conclusão desta pesquisa.

À minha mãe, Marta Cristina Silva Araújo Alves, e ao meu pai, Jair Alves Lima, por nunca medirem esforços para o meu crescimento e pelos intensos cuidados.

À minha irmã, Lorene Cristina Silva Araújo Alves.

À minha noiva, Adelma Costa Cordeiro, pela disponibilidade em me ajudar.

Às empresas desenvolvedoras de *software* que caminham de mãos dadas com a Engenharia.

Ao professor José Luiz Rech, pela ajuda em aceitar meu protótipo para realização dos testes, e ao técnico de laboratório Alex Aguiar, do Laboratório de Nutrição Animal.

Ao colega Robson Domingues, pelo auxílio em problemas pontuais.

Aos serralheiros Maurício Ribas e José Cleiton, da Inox Cort.

Ao torneiro mecânico Luís Ricardo.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior.

Ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia e Ciência de Alimentos da Universidade Estadual do Sudoeste da Bahia.

Um agradecimento especial a todos aqueles que contribuíram, direta ou indiretamente, para o desenvolvimento deste trabalho, e àqueles que, ávidos por conhecimento, o compartilham sem economia de palavras.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	v
LISTA DE TABELAS	vii
LISTA DE ABREVIATURAS E SÍMBOLOS	viii
LISTA DE VARIÁVEIS	ix
RESUMO	xii
ABSTRACT	xiii
1 INTRODUÇÃO.....	18
2 REFERENCIAL TEÓRICO.....	20
2.1 Fundamentos da primeira lei da termodinâmica aplicados a sistemas fechados em volume constante	20
2.2 Mecanismos de transferência de calor	21
2.2.1 Condução	22
2.2.2 Convecção.....	23
2.3 Números adimensionais	23
2.3.1 Número de Reynolds	24
2.3.2 Número de Nusselt	24
2.3.3 Número de Prandtl.....	25
2.3.4 Número de Grashof.....	25
2.3.5 Número de Rayleigh.....	26
2.4 Resistências térmicas	26
2.4.1 Isolantes térmicos	29
2.5 Monoetilenoglicol como fluido refrigerante.....	30
2.5.1 Métodos numéricos de Runge-Kutta	31
2.6 Sistema embarcado com microcontrolador.....	33
2.6.1 Comunicação digital e aquisição de dados com microcontroladores	34
2.6.2 Sensor de temperatura.....	35
2.6.3 Relé eletromecânico.....	37
2.6.4 Módulo termoeletrônico	38
2.7 Princípios da desidratação osmótica.....	39
3 OBJETIVOS.....	43
3.1 Objetivo geral	43
3.2 Objetivos específicos	43
4 MATERIAL E MÉTODOS.....	44
4.1 Materiais	44

4.1.1	Microcontrolador	44
4.1.2	Aquisição dos dados	44
4.1.3	Sensor de temperatura.....	45
4.1.4	Dispositivos de acionamento	46
4.1.5	Material isolante	47
4.1.6	Programas computacionais	47
4.1.7	Solução osmótica	47
4.2	Métodos	48
4.2.1	Conexões do sistema embarcado	48
4.2.2	Redução da energia interna.....	48
4.2.3	Preparo das soluções osmóticas.....	49
4.2.4	Análise estatística	49
4.3	Modelagem	49
4.3.1	Propriedades termofísicas do MEG	49
4.3.2	Propriedades termofísicas da solução de sacarose.....	50
4.3.3	Pressão interna	51
4.3.4	Determinação das resistências térmicas.....	53
4.3.4.1	Resistências térmicas de condução.....	54
4.3.4.2	Resistência térmica convectiva exercida pelo fluido	54
4.3.4.3	Resistência térmica convectiva exercida pelo ar.....	55
4.3.4.4	Resistência térmica convectiva do vapor de água na condensação.....	55
4.3.4.5	Parâmetros gerais de projeto	57
4.3.5	Raio crítico de isolamento	57
4.3.6	Modelagem do sistema de redução de energia	57
4.3.7	Discretização do modelo de redução de energia.....	59
4.4	Características das simulações	60
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	61
5.1	Resistências térmicas	61
5.1.1	Isolante térmico	62
5.2	Sistema de resfriamento.....	64
5.3	Aquisição e armazenamento dos dados	66
5.4	Influência da concentração de sacarose sobre a temperatura e a pressão em simulações fluido-dinâmicas.....	67
5.5	Simulações computacionais de redução de energia.....	71

5.6 Coeficiente de performance do módulo termoelétrico de estágio único	76
6 CONCLUSÃO.....	78
7 REFERÊNCIAS	79
APÊNDICE A – Parâmetros de projeto	89
APÊNDICE B – Dimensionamento da camada de isolamento térmico.....	90
APÊNDICE C – Esquemático eletrônico de controle	91
APÊNDICE D – Materiais referente ao esquemático eletrônico de controle.....	92
APÊNDICE E – Esquemático eletrônico dos atuadores	93
APÊNDICE F – Materiais referente ao esquemático eletrônico dos atuadores	94
APÊNDICE G – Simulação de resfriamento.....	95
ANEXO A – Tabela parcial com as propriedades do ar a 1 atm de pressão	97
ANEXO B – Tabela parcial com as propriedades da água saturada	98

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Tipos de escoamentos: laminar (esquerda); transição (meio) e turbulento (direita). Fonte: McGurk <i>et al.</i> , (2020).....	24
Figura 2 - Analogia entre os conceitos de resistência elétrica e térmica: (a) Fluxo de corrente elétrica; (b) Fluxo de calor. Fonte: Çengel e Ghajar (2012).....	27
Figura 3 - Circuito térmico equivalente de uma parede composta por camadas de materiais distintos dispostas em série sujeita à convecção em ambas as superfícies. Fonte: Çengel e Ghajar (2012).	28
Figura 4 - Operação do isolante térmico. Fonte: Adaptado de Conuee (2009).....	29
Figura 5 - Tipos de sensores de temperatura. Fonte: Adaptado de Sultan (2019).....	36
Figura 6 - Arquitetura de um relé eletromecânico. Fonte: Mulindi (2021).....	38
Figura 7 - Visão interna de uma pastilha Peltier com elementos semicondutores do tipo n e p eletricamente dispostos entre duas camadas de cerâmica. Fonte: Piggott (2019).	38
Figura 8 - Transferência de massa durante a desidratação osmótica de frutas e vegetais. Fonte: González-Pérez; Ramírez-Corona; López-Malo (2021).	40
Figura 9 - PIC18F4520. Fonte: Rhydolabz (2024).....	44
Figura 10 - Módulo <i>Bluetooth</i> . Fonte: CFsunbird (2024).	44
Figura 11 - Sensor termopar tipo K. Fonte: Saravati (2024).....	45
Figura 12 - Módulo de temperatura MAX6675. Fonte: Saravati (2024).	45
Figura 13 - Módulo termoeletrico. Fonte: Loja da robótica (2024).	46
Figura 14 - Bomba de circulação RS385. Fonte: Usinainfo (2024).....	46
Figura 15 - Relé auxiliar universal. Fonte: DNI (2024).	47
Figura 16 - Vista ampliada do processo. Fonte: Autor (2024).....	52
Figura 17 - Resistências térmicas envolvidas no processo. Fonte: Autor (2024).	53
Figura 18 - Formas de condensação: Película (esquerda); Gotas (direita). Fonte: Çengel e Ghajar (2012).....	56
Figura 19 - O processo. Fonte: Autor (2024).	59

Figura 20 - Variação da taxa de transferência de calor com adição da camada isolante. Fonte: Autor (2024).....	62
Figura 21 - Protótipo tridimensional do sistema de resfriamento simplificado. Fonte: Autor (2024).	64
Figura 22 - Protótipo do sistema de resfriamento. Fonte: Autor (2024).	65
Figura 23 - Unidade de controle. Fonte: Autor (2024).....	65
Figura 24 - Tela de recebimento dos dados via <i>Bluetooth</i> . Fonte: Autor (2024).	66
Figura 25 - Armazenamento dos dados. Fonte: Autor (2024).....	67
Figura 26 - Simulação das condições dinâmicas. Fonte: Autor (2024).....	68
Figura 27 - Distribuição das pressões e temperaturas de solução de sacarose a 30%. Fonte: Autor (2024).....	69
Figura 28 - Distribuição das pressões e temperaturas de solução de sacarose a 40%. Fonte: Autor (2024).....	69
Figura 29 - Distribuição das pressões e temperaturas de solução de sacarose a 60%. Fonte: Autor (2024).....	70
Figura 30 - Quantidade de calor removida de cada fluido. Fonte: Autor (2024).	75
Figura 31 - Curva de resfriamento em relação ao período para cada fluido. Fonte: Autor (2024).	76
Figura 32 - Esquemático de controle. Fonte: Autor (2024).....	91
Figura 33 - Esquemático dos atuadores. Fonte: Autor (2024).	93
Figura 34 - Tabela A–15. Fonte: Çengel e Ghajar (2012).....	97
Figura 35 - Tabela A–9. Fonte: Çengel e Ghajar (2012).....	98

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Comparação entre as tecnologias de sensores de temperatura.	37
Tabela 2 - Densidade (kg.m^{-3}) do MEG em água.	49
Tabela 3 - Calor Específico ($\text{J.kg}^{-1}.\text{°C}^{-1}$) do MEG em água.	50
Tabela 4 - Coeficientes para o modelo da densidade (kg.m^{-3}).	50
Tabela 5 - Coeficientes para o calor específico ($\text{kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$).	50
Tabela 6 - Viscosidade da solução de sacarose (Pa.s).	51
Tabela 7 - Coeficientes de regressão da água.	52
Tabela 8 - Resistências térmicas estimadas.	61
Tabela 9 - Variação da taxa de transferência de calor em função da camada isolante..	63
Tabela 10 - Pressões máximas estimadas para temperatura da solução de 40°C.	70
Tabela 11 - Modelos polinomiais ajustados.	71
Tabela 12 – Pressão reduzida após a troca térmica dos fluidos.	72
Tabela 13 - Valores experimentais para diferentes concentrações de fluido refrigerante e sacarose.	73
Tabela 14 - Valores de COP de acordo com o tipo de fluido.	77
Tabela 15 - Parâmetros de projeto.	89
Tabela 16 - Tabela de materiais (Controle).	92
Tabela 17 - Tabela de materiais (Atuadores).	94

LISTA DE ABREVIATURAS E SÍMBOLOS

AG	- Água
AGM20	- Água com 20% de Monoetilenoglicol
AGM40	- Água com 40% de Monoetilenoglicol
AGM60	- Água com 60% de Monoetilenoglicol
COP	- Coeficiente de performance
CV	- Coeficiente de variação
DP	- Desvio-padrão
FS	- <i>Flow Simulation</i>
J	- Joule
Pa	- Pascal
MEG	- Monoetilenoglicol
NTC	- Coeficiente de temperatura negativo
PIC	- <i>Peripheral Interface Controller</i>
LPP	- Lei das pressões parciais
PTC	- Coeficiente de Temperatura Positivo
R ²	- Coeficiente de determinação
R ² _{AJ}	- Coeficiente de determinação ajustado
RAM	- <i>Random Access Memory</i>
RK	- Runge-Kutta
RK4	- Runge-Kutta de quarta ordem
RMSE	- Raiz do quadrado médio do resíduo
RPM	- Rotações por minuto
RTD	- Detector de temperatura resistivo
%	- Porcentagem
% m/m	- Porcentagem em massa
°Brix	- Graus Brix
°C	- Graus Celsius
K	- Kelvin
\bar{x}	- Média

LISTA DE VARIÁVEIS

A	- Área (m^2)
β	- Coeficiente de expansão volumétrica ($1. K^{-1}$)
C	- Concentração $\%(m/m)$
$C_{p,c}$	- Calor específico ($J. kg^{-1}. K^{-1}$ ou $J. kg^{-1}. ^\circ C^{-1}$)
D	- Diâmetro (m)
dE	- Variação da energia total (J)
dEC	- Variação da energia cinética (J)
dEP	- Variação da energia potencial (J)
dU	- Variação da energia interna (J)
dT	- Variação de temperatura ($^\circ C$)
dT/dt	- Taxa de temperatura ($^\circ C. s^{-1}$)
dT/dx	- Gradiente de temperatura na direção x ($K. m^{-1}$)
dU/dt	- Taxa de energia interna ($J. s^{-1}$)
\dot{E}	- Quantidade líquida de energia total por tempo ($J. s^{-1}$)
F	- Vazão ($m^3. s^{-1}$)
g	- Aceleração da gravidade ($m. s^{-2}$)
Gr	- Número de Grashof ($-$)
h	- Coeficiente de transferência de calor por convecção ($W. m^{-2}. K^{-1}$); Entalpia específica (J); Tamanho do passo (s)
hfg	- Calor latente de vaporização ($J. kg^{-1}$)
$h'fg$	- Calor latente de vaporização modificado ($J. kg^{-1}$)
H	- Entalpia (J)
I	- Corrente (A)
k	- Condutividade térmica do material ($W. m^{-1}. K^{-1}$)
L	- Espessura (m); Comprimento (m)
m	- Massa (kg ou g)
\dot{m}	- Vazão mássica ($kg. s^{-1}$)
M_{ap}	- Massa molar aparente ($g. mol^{-1}$)
n	- Número de mols (mol)
Nu	- Número de Nusselt ($-$)
P	- Pressão (Pa)
Pr	- Número de Prandtl ($-$)
Q	- Transferência de calor (W)
\dot{Q}	- Taxa por transferência de calor ($W. s^{-1}$)
r	- Raio (m)
r_{cr}	- Raio crítico de isolamento (m)
R	- Constante universal dos gases ($Pa. m^3. K^{-1}. mol^{-1}$); Resistência térmica ($K. W^{-1}$); Resistência ôhmica (Ω)
Ra	- Número de Rayleigh ($-$)

Re	- Número de Reynolds (—)
T	- Temperatura (K ou $^{\circ}C$)
T_f	- Temperatura do filme (K)
U	- Coeficiente global de transferência de calor ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)
V	- Volume (m^3); Velocidade ($m \cdot s^{-1}$)
x_i	- Fração molar associada ao componente i da mistura
X	- Concentração de solução de sacarose ($^{\circ}Brix$)
δQ	- Diferencial do calor (W)
δT	- Diferencial da temperatura ($^{\circ}C$)
δW	- Diferencial do trabalho (W)
ΔT	- Variação da temperatura (K)
∂T	- Derivada parcial da temperatura (K)
∂U	- Derivada parcial da energia interna (J)
μ	- Viscosidade dinâmica do fluido ($kg \cdot m^{-1} s^{-1}$)
ν	- Viscosidade cinemática do fluido ($m^2 \cdot s^{-1}$)
ρ	- Densidade ($g \cdot cm^{-3}$ ou $kg \cdot m^{-3}$)

Subscrito

c	- Característico; Condensado; Crítico
$cond$	- Condutivo
$conv$	- Convectivo
$cond. Base$	- Condução na base
$cond. Parede$	- Condução na parede
$conv. Fluido$	- Convecção do fluido
$conv. Ar$	- Convecção do ar
$conv. Conden$	- Convecção do vapor de água na condensação
e	- Entrada
f	- Fluido
$horiz$	- Horizontal
iso	- Isolante
l	- Condição de líquido saturado
ref	- Referência
R	- Reservatório
s	- Saída; Condição na superfície
sat	- Condição de saturação
t	- Total
T	- Tampa
v	- Volume constante
v	- Condição de vapor saturado
vap	- Vapor da mistura
0	- Inicial do fluido em cada ponto

- 1 - Interno, face quente, inicial
- 2 - Externo, face fria, final
- ∞ - Condições de corrente livre; Longe da superfície

Sobrescrito

- 0 - Puro

RESUMO

JÚNIOR, J. A. L. **Sistema experimental para controle de temperatura e pressão sob condições simuladas de desidratação osmótica em volume constante**. Itapetinga-BA: UESB, 98 p. 2025. Dissertação. (Mestrado em Engenharia e Ciências de Alimentos, Área de Concentração em Engenharia de Alimentos)¹.

A desidratação osmótica de alimentos é uma técnica de conservação que visa reduzir parcialmente a atividade de água por meio da imersão em soluções que criam diferenças de pressão osmótica. Em sistemas fechados, o vapor gerado aumenta a pressão interna e pode comprometer o gradiente osmótico. Diante disso, esta pesquisa teve como objetivo construir um sistema de controle de temperatura e pressão em volume constante que simule as condições de desidratação osmótica, sem aplicação direta sobre alimentos. O sistema experimental, construído em aço inoxidável AISI 304, foi isolado termicamente e alimentado com 2500 g de solução de sacarose em concentrações de 30%, 40% e 60% (m/m), mantido a 40°C com agitação magnética intermitente a 200 RPM. A pressão total interna, resultante da mistura de vapor d'água e ar, foi estimada pela lei das pressões parciais e comparada com simulações computacionais realizadas com o recurso *Flow Simulation* do *SolidWorks*, sob condições dinâmicas de pressão e temperatura. A eficiência térmica do sistema foi analisada com o método de Runge-Kutta de quarta ordem, utilizando soluções aquosas de monoetilenoglicol nas concentrações de 20%, 40% e 60% (m/m), incluindo o caso-limite de concentração nula (água), para avaliar a redução da energia interna promovida pela circulação entre os reservatórios quente e frio. O modelo físico foi construído a partir de um projeto tridimensional, com controle automatizado via sistema embarcado. A operação era acionada automaticamente quando a temperatura da solução atingia 40°C, sendo monitorada por sensores que controlavam a troca térmica e encerravam o processo ao alcançar os critérios de estabilidade. A comunicação via *Bluetooth* permitiu o acompanhamento remoto e em tempo real, registrando variáveis como duração, pressão, temperatura da solução, do gás e do fluido refrigerante. Os resultados indicaram que o caso-limite de concentração nula foi o mais eficaz na redução da pressão interna, independentemente da concentração de sacarose utilizada, reduzindo a pressão interna de 104,10 kPa para 102,18 kPa, com maior extração de calor (4,92 kJ) e alcançando o maior coeficiente de performance (0,5630). Esse desempenho evidenciou sua superioridade como fluido de referência para simulações de desidratação osmótica em sistemas fechados sob controle térmico e pressórico. Os diferentes métodos empregados confirmaram a validade do sistema desenvolvido e reforçaram sua aplicabilidade em investigações futuras voltadas ao controle térmico e pressórico em sistemas fechados sob condições simuladas, fornecendo subsídios para aplicações reais em alimentos.

Palavras-chave: Energia interna; Modelagem termofísica; Simulação computacional; Sistemas embarcados.

¹ Orientador: Dr. UESB Evaldo Cardozo de Souza Júnior; Coorientadores: Dr. UESB Rafael da Costa Ilhéu Fontan; Dr. UESB Sérgio de Sousa Castro.

ABSTRACT

JÚNIOR, J. A. L. **Experimental system for temperature and pressure control under simulated conditions of osmotic dehydration at constant volume.** Itapetinga-BA: UESB, 98 p. 2025. Dissertation (Master in Food Science and Engineering, Food Engineering Concentration Area)¹.

Osmotic dehydration of food is a preservation technique that aims to partially reduce water activity by immersion in solutions that create osmotic pressure differences. In closed systems, the vapor generated increases internal pressure and can compromise the osmotic gradient. Given this, the objective of this research was to build a constant volume temperature and pressure control system that simulates osmotic dehydration conditions without direct application to food. The experimental system, built in AISI 304 stainless steel, was thermally insulated and fed with 2500 g of sucrose solution at concentrations of 30%, 40%, and 60% (w/w), maintained at 40°C with intermitente magnetic stirring at 200 RPM. The total internal pressure, resulting from the mixture of water vapor and air, was estimated by the law of partial pressures and compared with computer simulations performed with SolidWorks Flow Simulation feature, under dynamic pressure and temperature conditions. The thermal efficiency of the system was analyzed using the fourth-order Runge-Kutta method, using aqueous solutions of monoethylene glycol at concentrations of 20%, 40%, and 60% (w/w), including the limiting case of zero concentration (water), to evaluate the reduction in internal energy promoted by circulation between the hot and cold reservoirs. The physical model was constructed from a three-dimensional design, with automated control via an embedded system. The operation was triggered automatically when the solution temperature reached 40°C, being monitored by sensors that controlled the heat exchange and terminated the process when the stability criteria were met. Bluetooth communication allowed remote, real-time monitoring, recording variables such as duration, pressure, and the temperature of the solution, gas, and refrigerant. The results indicated that the zero concentration limit case was the most effective in reducing internal pressure, regardless of the sucrose concentration used, reducing internal pressure from 104.10 kPa to 102.18 kPa, with greater heat extraction (4.92 kJ) and achieving the highest performance coefficient (0.5630). This performance demonstrated its superiority as a reference fluid for simulations of osmotic dehydration in closed systems under thermal and pressure control. The different methods employed confirmed the validity of the developed system and reinforced its applicability in future investigations focused on thermal and pressure control in closed systems under simulated conditions, providing support for real applications in food.

Keywords: Internal energy; Thermophysical modeling; Computer simulation; Embedded systems.

¹ Advisor: Dr. UESB Evaldo Cardozo de Souza Júnior; Co-Supervisors: Dr. UESB Rafael da Costa Ilhéu Fontan; Dr. UESB Sérgio de Sousa Castro.

1 INTRODUÇÃO

A desidratação osmótica é amplamente reconhecida como um processo físico de transferência de massa, baseado no deslocamento de água entre dois meios com concentrações distintas, impulsionado por diferenças de pressão osmótica. Esse fenômeno tem sido estudado em contextos onde a modificação da atividade de água em sistemas contendo materiais orgânicos permite observar alterações estruturais e físico-químicas relevantes (INDIARTO *et al.*, 2021; NOWACKA; DADAN; TYLEWICZ, 2021; SHETE *et al.*, 2018; KAUSHAL; SHARMA, 2016). A análise desses mecanismos tem contribuído para o desenvolvimento de estratégias de controle e para a compreensão dos efeitos associados ao transporte osmótico em condições controladas, mesmo sem aplicação direta sobre alimentos.

Em experimentos laboratoriais, sistemas fechados com temperatura fixa são utilizados para simular o processo de desidratação osmótica, com soluções que criam diferenças de pressão osmótica. Esse diferencial atua como força motriz para o deslocamento de água entre meios, fenômeno cuja eficiência é influenciada por parâmetros como pressão interna, presença de vapor e resistências térmicas (DASH; BALASUBRAMANIAM; KAMAT, 2019; MORAN *et al.*, 2014). Embora tais mecanismos sejam inspirados em processos aplicados a matrizes alimentares, sua simulação física pode ser explorada isoladamente para estudar o comportamento de sistemas térmicos e pressurizados.

Quando a pressão gasosa é reduzida em sistemas fechados, também ocorre uma diminuição da pressão total do sistema, o que intensifica o gradiente osmótico e o fluxo de água. Assim, o controle da pressão torna-se essencial para investigar o comportamento termodinâmico desses sistemas sob condições análogas às da desidratação osmótica.

Devido o processo de desidratação osmótica ser intrinsecamente lento, tecnologias como ultrassom, congelamento criogênico com nitrogênio líquido, campo elétrico pulsado, radiação gama, alta pressão hidrostática, vácuo e força centrífuga vêm sendo implementadas para aumentar as taxas de transferência de água (PINTO *et al.*, 2023; RASTOGI; RAGHAVARAO; NIRANJAN, 2005).

Diferentemente dessas abordagens, que aplicam diretamente técnicas físicas ou energéticas a matrizes alimentares, a inovação deste trabalho consiste no desenvolvimento de um sistema experimental capaz de reproduzir, de forma controlada, as condições físico-químicas da desidratação osmótica em um ambiente fechado e de

volume constante, sem a utilização de amostras orgânicas. Essa configuração permite investigar isoladamente o comportamento térmico e pressórico, eliminando variáveis associadas à composição dos alimentos e possibilitando análises replicáveis, o que amplia as possibilidades de estudo de processos osmóticos e de controle termodinâmico, além de servir como etapa preparatória para futuras aplicações em desidratação osmótica de produtos alimentícios.

Assim, o presente trabalho teve como objetivo desenvolver e validar um sistema de controle de temperatura e pressão com base em condições físico-químicas simuladas de desidratação osmótica em volume constante, avaliando sua estabilidade e as respostas térmica e pressórica, sem o uso direto de alimentos.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 Fundamentos da primeira lei da termodinâmica aplicados a sistemas fechados em volume constante

De forma geral, a termodinâmica é um ramo da física que estuda as relações entre calor, trabalho e as propriedades de sistemas em equilíbrio (LUCAS, 2022; RAJPUT, 2007). Na engenharia, o foco está em compreender esses sistemas e suas interações com o meio (MORAN *et al.*, 2018).

A primeira lei da termodinâmica estabelece que a energia não pode ser criada nem destruída, mas convertida em outra forma de energia. Em aplicações na engenharia, considera-se que a variação da Energia Total (dE) de um sistema é composta por três contribuições macroscópicas: a variação da Energia Cinética (dEC), a variação da Energia Potencial (dEP) e todas as outras demais variações de energia, que são agrupadas na energia interna do sistema (dU) (MORAN *et al.*, 2018).

A formulação matemática da primeira lei da termodinâmica para uma mudança de estado em um sistema pode ser expressa da seguinte forma (Eq. 1):

$$dE = d(EC) + d(EP) + dU = \delta Q - \delta W \quad (1)$$

Essa equação indica que, quando um sistema sofre uma mudança de estado, a variação da quantidade líquida de energia contida no sistema durante um determinado intervalo de tempo corresponde à diferença entre a quantidade líquida de energia que atravessa a fronteira na forma de calor (δQ) e/ou trabalho (δW) nesse mesmo período. Para sistemas fechados e estacionários, a primeira lei da termodinâmica considera que $d(EC) = d(EP) = 0$, eliminando as contribuições cinética e potencial. Assim, o balanço de energia resultante é dado por (Eq. 2):

$$dU = \delta Q - \delta W \quad (2)$$

Embora os sistemas fechados não permitam o fluxo de matéria, eles podem trocar energia através de suas fronteiras. Quando o sistema opera a volume constante, o termo δW é anulado, pois $\delta W = PdV$, resultando em (Eq. 3):

$$dU = \delta Q = m \cdot c_v \cdot \delta T \quad (3)$$

Relacionando essa equação com o calor específico a volume constante, que é definido como a quantidade de calor necessária para elevar a temperatura de uma unidade de massa da substância em um grau, obtém-se (Eq. 4):

$$c_v = \frac{1}{m} \left(\frac{\delta Q}{\delta T} \right)_v = \frac{1}{m} \left(\frac{\partial U}{\partial T} \right)_v \quad (4)$$

De modo que m seja uma dada massa (g); U , a energia total do sistema em Joules e T , a temperatura em °C. Como a energia interna de um gás ideal não depende do volume, para uma dada massa, tem-se (Eq. 5):

$$dU = m \cdot c_v \cdot dT \quad (5)$$

A Equação 5 demonstra que, ao variar a temperatura mantendo a massa e o volume constantes, a energia interna do sistema diminui, o que leva, conseqüentemente, a uma redução da pressão.

Esse comportamento está de acordo com a lei de Gay-Lussac (Eq. 6), a qual estabelece que, para uma dada massa de gás mantida a volume constante, a pressão é diretamente proporcional à temperatura. Dessa forma, a remoção da energia do sistema, por meio da redução da temperatura, acarreta diretamente sobre a pressão do gás.

$$P_1/T_1 = P_2/T_2 \quad (6)$$

sendo P a pressão (Pa) e T , a temperatura do gás (K).

A análise da energia interna, da variação de temperatura e da relação com a pressão em sistemas fechados permite compreender os fundamentos que regem a troca de energia na forma de calor. Esses fundamentos são essenciais para o estudo dos mecanismos de transferência de calor, que descrevem como essa energia se propaga entre corpos e superfícies em diferentes estados físicos, com foco em aplicações práticas na engenharia térmica.

2.2 Mecanismos de transferência de calor

A transferência de energia de um corpo para outro, resultante da diferença de temperatura, é denominada calor. Quando corpos com temperaturas diferentes são colocados em contato, a energia é transferida espontaneamente do corpo de maior temperatura para o de menor temperatura. Os mecanismos físicos responsáveis pela

transferência de calor correspondem às formas de propagação da energia térmica entre os objetos, destacando-se a condução e a convecção. Esses mecanismos podem atuar de forma isolada ou combinada, e sua compreensão é essencial para a análise de problemas térmicos relevantes, especialmente em equipamentos industriais, como caldeiras, estufas e máquinas térmicas (BERGMAN *et al.*, 2014).

2.2.1 Condução

Ocorre através da matéria, mais especificamente sobre as moléculas das substâncias que interagem umas com as outras. Para meios líquidos e gasosos, a transferência de energia deve-se às colisões e a difusão das moléculas durante o seu movimento arbitrário. Em meios sólidos, a transferência de energia se dá quando as moléculas mais energéticas do corpo emissor desencadeiam uma energia vibracional por contato com as moléculas menos energéticas do corpo receptor, elevando a sua temperatura até que o estado de equilíbrio térmico seja alcançado (SHAHIDIAN *et al.*, 2020; PASTOR, 2018). A transferência de calor por condução é regida pela lei de Fourier (Eq. 7):

$$\dot{Q}_{cond} = -k \cdot A \cdot \frac{dT}{dx} \quad (7)$$

sendo \dot{Q} a taxa de transferência de calor (W) por unidade de área (A) e proporcional ao gradiente de temperatura (dT/dx) na direção x . A constante de proporcionalidade k representa a condutividade térmica do material, que é a medida da capacidade do material de conduzir calor expressa em $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$. O sinal negativo surge da segunda lei da termodinâmica como consequência do calor ser transferido no sentido da temperatura decrescente (ÇENGEL e GHAJAR, 2012). O subscrito *cond* indica condutivo. Ao integrar essa equação para o caso unidimensional e regime permanente, chega-se à forma aplicada a paredes planas (Eq. 8):

$$\dot{Q}_{cond} = k \cdot A \cdot \frac{T_1 - T_2}{L_c} \quad (8)$$

sendo T a temperatura da parede (K); L , a espessura ou comprimento do material (m). O subscrito c indica característico; os subscritos 1 e 2 indicam a diferença de temperatura entre as duas faces do material.

2.2.2 Convecção

A convecção é um processo de transferência de calor entre a superfície sólida e a líquida ou gás adjacente em que a transferência de calor ocorre pelo movimento do fluido combinado com os efeitos da condução. Esse movimento é chamado de correntes de convecção e surge pela diferença de temperatura ou densidade entre as regiões do fluido. Quando meios externos são empregados para forçar o fluido a escoar sobre uma superfície, tem-se a convecção forçada. A convecção que ocorre naturalmente é chamada de convecção natural ou convecção livre (FORE, 2023; HELMENSTINE, 2019). A taxa de transferência de calor por convecção é convenientemente expressa pela lei de Newton do resfriamento como sendo (Eq. 9):

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot A_s \cdot (T_s - T_\infty) \quad (9)$$

sendo h , o coeficiente de transferência de calor por convecção ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$). O subscrito s indica superfície; ∞ condições de corrente livre e $conv$ indica convectivo.

A compreensão dos mecanismos de condução e convecção fornece a base física para o entendimento dos processos de transferência de calor. No entanto, para analisar e comparar esses fenômenos em diferentes condições de escoamento e geometrias, recorre-se aos números adimensionais, que permitem caracterizar o regime de escoamento, avaliar a eficiência das trocas térmicas e estabelecer correlações aplicáveis a diversos sistemas, conforme abordado a seguir.

2.3 Números adimensionais

Segundo Ruzicka (2008), números adimensionais são combinações sem unidade que simplificam equações, destacam processos dominantes e facilitam correlações e estimativas de ordem de grandeza com clareza física. Na engenharia térmica, eles são fundamentais para caracterizar os mecanismos de condução e convecção, permitindo analisar o comportamento dos fluidos em diferentes condições operacionais, identificar regimes de escoamento e estimar a eficiência da transferência de calor. A seguir, são apresentados os principais números adimensionais utilizados na análise térmica deste estudo.

2.3.1 Número de Reynolds

Definido como a razão entre as forças de inércia e as forças viscosas atuantes em um fluido, o número de Reynolds (Eq. 10) caracteriza as propriedades de transporte em fluidos newtonianos. Em tais sistemas, a viscosidade desempenha um papel no controle das velocidades e no comportamento do fluxo (RAPP, 2017; REHM *et al.*, 2008). Dessa forma, o valor do número de Reynolds permite determinar o regime de escoamento do fluido e estimar seu desempenho sob diferentes condições operacionais.

$$Re = \frac{\rho \cdot V_{med} \cdot D}{\mu} \quad (10)$$

sendo Re o número de Reynolds ($-$); ρ , a densidade ($kg \cdot m^{-3}$); V , a velocidade dentro do tubo ($m \cdot s^{-1}$); D , o diâmetro do tubo (m) e μ , a viscosidade dinâmica do fluido ($kg \cdot m^{-1} s^{-1}$). O subscrito *med* indica que se trata de valores médios. Çengel e Cimbala (2012), definem os regimes de escoamento (Fig. 1) para tubos circulares como laminar ($Re \leq 2300$), de transição ($2300 \leq Re \leq 4000$) e turbulento ($Re \geq 4000$).

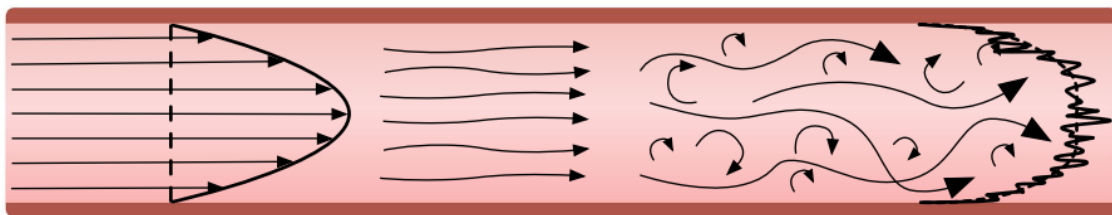


Figura 1 - Tipos de escoamentos: laminar (esquerda); transição (meio) e turbulento (direita). Fonte: McGurk *et al.*, (2020).

No regime laminar, as linhas de fluxo apresentam uma disposição ordenada e paralela, com velocidades predominantemente unidimensionais ao longo das superfícies por onde o fluido se desloca. O regime de transição situa-se entre o laminar e o turbulento, combinando características de ambos e resultando em variações nas linhas de fluxo. No regime turbulento, as camadas de fluxo se associam, gerando velocidades caóticas e tridimensionais, além de um comportamento imprevisível (MCGURK *et al.*, 2020).

2.3.2 Número de Nusselt

É um parâmetro que quantifica a eficiência da transferência de calor, relacionando a taxa de transferência térmica por convecção à taxa de transferência por condução, ambas ocorrendo sob as mesmas condições (NOOR *et al.*, 2021). Quando o valor de Nu é

inferior a 1, o efeito convectivo é reduzido ao ponto de a transferência de calor ocorrer essencialmente por condução. Para Nu igual a 1, a transferência térmica é puramente condutiva. Entretanto, à medida que Nu aumenta acima de 1, a contribuição da convecção torna-se cada vez mais significativa, aprimorando a eficiência do processo de transferência de calor (ÇENGEL e GHAJAR, 2012). Matematicamente, ele é expresso como (Eq. 11):

$$Nu = \frac{h \cdot L_c}{k_f} \quad (11)$$

sendo Nu o número de Nusselt (–). O subscrito f indica fluido.

2.3.3 Número de Prandtl

Rapp (2017) e Bergman *et al.* (2014) definem o número de Prandtl (Eq. 12) como uma medida da efetividade relativa do transporte, por difusão, do momento (viscosidade) em relação à capacidade de transporte térmico de um fluido.

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{k_f} \quad (12)$$

sendo Pr o número de Prandtl (–) e C_p , o calor específico ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$).

Para o número de Prandtl $\cong 1$, as taxas de difusão de momento e de calor são comparáveis. Em fluidos com número de Prandtl $\gg 1$, a difusão de momento predomina, resultando em uma camada limite de velocidade mais espessa do que a camada térmica. Por outro lado, em fluidos com número de Prandtl $\ll 1$, a transferência de calor é mais eficiente, originando uma camada térmica relativamente mais espessa (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

2.3.4 Número de Grashof

Segundo Çengel e Ghajar (2012), o regime de escoamento na convecção natural é governado pelo número de Grashof, que representa a relação entre a força de empuxo (ou flutuação) e a força viscosa que atua em um fluido, definido como (Eq. 13):

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot L_c^3}{\nu^2} \quad (13)$$

onde Gr é o número de Grashof (–); g é a aceleração da gravidade ($m \cdot s^{-2}$); β representa o coeficiente de expansão volumétrica ($1 \cdot K^{-1}$) e ν , a viscosidade cinemática do fluido ($m^2 \cdot s^{-1}$).

Em um sistema com elevado número de Grashof, a convecção natural se intensifica, pois a força de empuxo e as forças de inércia que impulsionam a circulação do ar superam a força viscosa que tende a amortecer esse movimento. Assim, quanto maior o número de Grashof, maior a contribuição da convecção natural para o escoamento (MONTEITH e UNSWORTH, 2013).

2.3.5 Número de Rayleigh

As correlações de transferência de calor na camada limite de convecção natural, determinadas pela interação entre a força de empuxo e as forças viscosas do fluido, são comumente expressas em termos do número de Rayleigh (Eq. 14). De acordo com Zeneli *et al.* (2021), esse parâmetro avalia o impacto da convecção natural na transferência de calor.

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (14)$$

onde Ra é o número de Rayleigh (–).

O número de Rayleigh crítico (Ra_c), que depende da geometria e das condições de contorno do sistema, define o valor mínimo do número de Rayleigh necessário para que um sistema de transferência de calor por convecção natural se torne instável e inicie a formação de correntes convectivas. Para Henderson *et al.* (2007), quando $Ra < Ra_c$, a transferência de calor ocorre principalmente por condução. Para além desse, a convecção natural se torna significativa e passa a governar o processo de transferência de calor.

A análise dos números adimensionais permite compreender os regimes de escoamento e os mecanismos predominantes nos processos de transferência de calor em sistemas fluido-térmicos. No entanto, para quantificar a taxa de transferência de energia térmica em aplicações reais, recorre-se ao conceito de resistência térmica, o qual descreve a oposição ao fluxo de calor em meios condutores e convectivos.

2.4 Resistências térmicas

A resistência elétrica de um elemento se qualifica pela sua capacidade em resistir ao fluxo de corrente elétrica (Fig. 2a). De maneira análoga, Rohm (2021) define a resistência térmica como aquela capaz de evitar o fluxo de calor a ser conduzido (Fig.

2b). A partir desse conceito, são projetados sistemas energeticamente eficientes, capazes de fornecer uma quantidade de energia térmica necessária para elevar a temperatura de um material ou sistema a uma quantidade específica (XOMETRY, 2023).

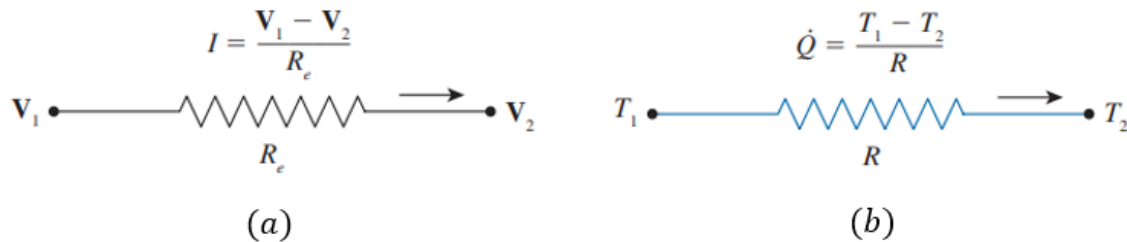


Figura 2 - Analogia entre os conceitos de resistência elétrica e térmica: (a) Fluxo de corrente elétrica; (b) Fluxo de calor. Fonte: Çengel e Ghajar (2012).

A Equação 8 para a taxa de transferência de calor por condução através de uma parede plana pode ser reorganizada como (Eq. 15):

$$R_{cond} = \frac{\Delta T}{\dot{Q}_{cond}} = \frac{L_c}{k \cdot A} \quad (15)$$

A Equação 9 para a taxa de transferência de calor por convecção pode ser reorganizada como (Eq. 16):

$$R_{conv} = \frac{\Delta T}{\dot{Q}_{conv}} = \frac{1}{h \cdot A} \quad (16)$$

Assim como as resistências elétricas podem ser combinadas em série e/ou em paralelo para se obter uma resistência equivalente, as resistências térmicas (Fig. 3) demonstram um comportamento similar em sistemas multicamadas (BERGMAN *et al.*, 2014).

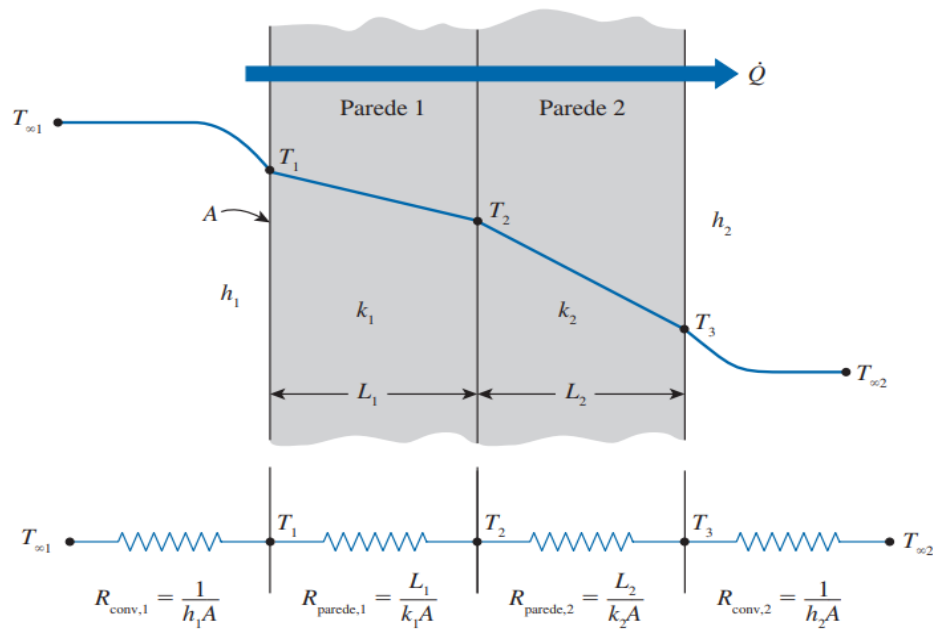


Figura 3 - Circuito térmico equivalente de uma parede composta por camadas de materiais distintos dispostas em série sujeita à convecção em ambas as superfícies. Fonte: Çengel e Ghajar (2012).

A taxa de transferência de calor unidimensional para esse sistema pode ser representada por (Eq. 17):

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,2}}{R_t} = \frac{\Delta T}{R_t} \quad (17)$$

o subscrito t significa total.

Em sistemas de maior complexidade, é comum expressar a taxa de transferência de calor de maneira análoga à lei de Newton do resfriamento como (Eq. 18):

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (18)$$

onde U é o coeficiente global de transferência de calor ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$) e se refere à forma como o calor flui através de uma série de meios resistentes. Igualando as Equações 17 e 18, temos que (Eq. 19):

$$UA = \frac{1}{R_t} \quad (19)$$

Assim, para a unidade de área, o coeficiente global de transferência de calor é igual ao inverso do somatório das resistências térmicas. A taxa de transferência de calor pode ser calculada como (Eq. 20):

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R_t} \quad (20)$$

Com base nesses conceitos, é possível compreender o papel dos materiais isolantes na redução da taxa de transferência de calor, conforme discutido a seguir.

2.4.1 Isolantes térmicos

São materiais de constituição estrutural fibrosa, celular ou granular que possuem alta resistência ao fluxo de calor, reduzindo significativamente as trocas térmicas entre o sistema e o ambiente (Fig. 4). Filho (2016) explica que a eficiência dos materiais isolantes está diretamente relacionada à sua baixa condutividade térmica, resultado da presença de espaços de ar encapsulados que preenchem suas cavidades internas, dificultando a transmissão de calor.

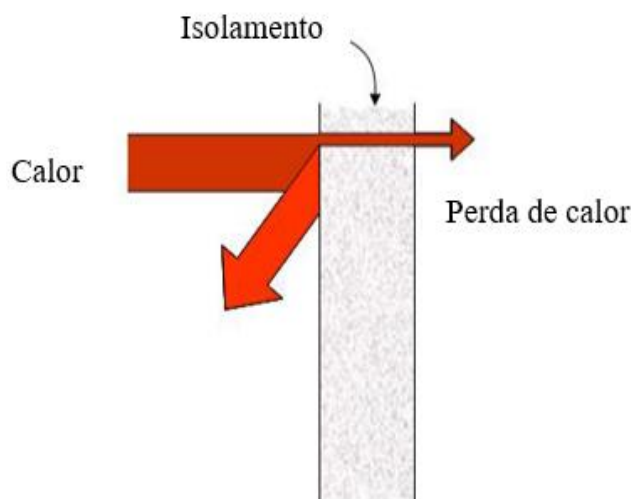


Figura 4 - Operação do isolante térmico. Fonte: Adaptado de Conuee (2009).

Conforme Deshmukh *et al.* (2017), a escolha de um isolante de qualidade deve buscar atender aos critérios de baixa condutividade térmica, boa resistência mecânica, não ser corrosivo, tóxico ou inflamável e exibir pouca ou nenhum sinal de degradação ao longo do tempo. De modo geral, os isolantes térmicos podem ser classificados com base em sua matéria-prima, conforme apresentado no Quadro 1 a seguir.

Quadro 1 - Classificação de materiais isolantes térmicos de acordo com sua composição física e química.

Classificação	Fibra	Celular	Granular
Inorgânico	Lã de vidro Fio de lã	Espuma de vidro	Perlita expandida Vermiculita expandida
Orgânico sintético	---	Poliestireno expandido Poliestireno extrudado Espuma de poliuretano	---
Orgânico natural	Celular Lã de ovelha Lã de algodão	Cortiça	Cortiça granular
Combinações	Lã de madeira	Espuma de gesso	---

Fonte: Adaptado de Alejandre (2016).

As razões para a aplicação de materiais isolantes são variadas e vão além do controle térmico. Esses materiais são utilizados para manter a temperatura em processos sensíveis, como os realizados nas indústrias químicas e de bioenergia, além de prevenir a corrosão e a condensação, reduzir ruídos e vibrações e, assim, contribuir para a eficiência e a segurança dos sistemas industriais (CONUEE, 2009).

Embora os isolantes térmicos minimizem as perdas de calor em sistemas físicos, a análise computacional da condução térmica requer, por sua vez, a definição de um fluido funcional adequado. O monoetilenoglicol (MEG), um fluido refrigerante amplamente utilizado, é frequentemente adotado devido às suas propriedades termoestáveis e à capacidade de representar o comportamento térmico do sistema durante as simulações numéricas, conforme detalhado a seguir.

2.5 Monoetilenoglicol como fluido refrigerante

Trata-se de um composto químico industrial caracterizado por sua alta miscibilidade com solventes polares, como etanol, água e acetona, devido à formação de ligações de hidrogênio (ASHIMA e JUGLAN, 2020). Esse líquido, que é relativamente não volátil, incolor, viscoso à temperatura ambiente, possui sabor adocicado e não é corrosivo (MEDEIROS, 2022).

Produzido a partir do etileno na indústria petroquímica, o MEG é utilizado em sistemas de arrefecimento, atuando como fluido refrigerante e anticongelante em motores

automotivos, sistemas de climatização, refrigeração industrial, indústria química, centrais de dados, geradores de energia, entre outros, mantendo sua eficiência durante as trocas térmicas (TORSANI, 2018; JARDAK *et al.*, 2016). Além disso, quando misturado à água, o produto reduz o ponto de congelamento e eleva o ponto de ebulição, ampliando a faixa de temperatura operacional em aplicações térmicas de altas temperaturas (LI; ZOU e QI, 2016).

Em função dessas propriedades, o MEG tem sido empregado como agente térmico em simulações computacionais, tendo seu comportamento modelado numericamente por meio de métodos de Runge-Kutta na resolução de equações diferenciais ordinárias que descrevem a variação térmica do sistema.

2.5.1 Métodos numéricos de Runge-Kutta

De acordo com Maiseli, Gu e Gao (2017), a estabilidade em métodos numéricos refere-se à “capacidade de um algoritmo manter sua precisão mesmo sob a influência de erros de arredondamento”. Entretanto, conforme observado por Meng *et al.* (2020), a instabilidade numérica é um problema recorrente na maioria dos algoritmos, pois esses erros, uma vez introduzidos, tendem a se propagar e amplificar a cada iteração.

No caso do método de Euler, a região de estabilidade é limitada. Isso significa que, embora o método seja simples e de primeira ordem, sua eficácia pode ser comprometida se o tamanho do passo (h) não for escolhido adequadamente, isto é, os erros numéricos poderão se acumular rapidamente, resultando em uma perda de precisão nas aproximações.

Em contraste, os métodos numéricos de Runge-Kutta (RK) são recorrentes na solução de equações diferenciais ordinárias, pois sua abordagem baseada na expansão em série de Taylor permite obter soluções de alta ordem sem a necessidade de calcular derivadas de ordem superior, além de apresentarem regiões de estabilidade mais amplas (VALLE, 2012; CHAPRA e CANALE, 2011). A Equação 21 apresenta a forma geral do método, independentemente do grau da ordem:

$$y_{i+1} = y_i + h(a_1k_1 + a_2k_2 + \dots + a_nk_n) \quad (21)$$

onde y_{i+1} é o próximo valor da solução a ser estimada, y_i , o valor atual da solução, h é o tamanho do passo, os a 's são constantes específicas que dependem da ordem do método de RK, e os k 's, descritos pelas Equações 22 a 25, representam o resultado da função f para um dado ponto (x, y) selecionado, tal que $x_n \leq x \leq x_{n+1}$.

$$k_1 = f(x_i; y_i) \quad (22)$$

$$k_2 = f(x_i + p_1 h; y_i + q_{11} k_1 h) \quad (23)$$

$$k_3 = f(x_i + p_2 h; y_i + q_{21} k_1 h + q_{22} k_2 h) \quad (24)$$

$$k_n = f(x_i + p_{n-1} h; y_i + q_{n-1,1} k_1 h + \dots + q_{n-1,n-1} k_{n-1} h) \quad (25)$$

Para Romeo (2020), o RK oferece precisão aceitável na resolução de problemas ordinários frente a outros métodos, como o de Euler, principalmente devido à possibilidade de selecionar um tamanho de passo reduzido sem comprometer a estabilidade da solução. Boyce e DiPrima (2006, p. 244) explicam que “este método apresenta erro de truncamento local proporcional a h^5 , sendo, portanto, duas a três ordens de grandeza mais preciso do que o método de Euler aprimorado e o método de Euler clássico”.

O método de Runge-Kutta de quarta ordem (RK4) clássico apresenta-se como um dos mais precisos na obtenção de soluções aproximadas a partir de um valor inicial, uma vez que representa uma média ponderada (Eq. 26) para se alcançar uma resposta melhorada.

$$y_{i+1} = y_i + \frac{h}{6}(k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4) \quad (26)$$

em que:

$$k_1 = f(x_i; y_i) \quad (27)$$

$$k_2 = f\left(x_i + \frac{h}{2}; y_i + \frac{k_1 h}{2}\right) \quad (28)$$

$$k_3 = f\left(x_i + \frac{h}{2}; y_i + \frac{k_2 h}{2}\right) \quad (29)$$

$$k_4 = f(x_i + h; y_i + k_3 h) \quad (30)$$

Melo, Uller e Pessoa (1997) modelaram a desterpenação do óleo da casca de laranja com CO₂ supercrítico considerando o processo como uma destilação binária em batelada, e resolveram a equação de Rayleigh associada por meio de integração numérica. Para isso, utilizaram o método de RK4, dada a complexidade e não linearidade da equação diferencial envolvida, com a partição entre as fases sendo determinada por uma versão modificada da equação de Peng-Robinson.

Razali e Isa (2022) analisaram a aplicabilidade e a eficiência do método de RK4 na resolução de dois sistemas de equações diferenciais ordinárias de primeira ordem com condição inicial: o modelo de corrida armamentista e o modelo de difusão de fármacos no corpo humano. Ambos os modelos, com relevância para aplicações reais, foram resolvidos utilizando o método RK4 com diferentes tamanhos de passo no MATLAB. Os resultados mostraram que o RK4 apresentou boa precisão, aproximando-se da solução exata. Além disso, passos menores resultaram em erros absolutos menores, evidenciando maior acurácia.

Abolmaali, Bayat e Hattel (2025) desenvolveram um modelo numérico-experimental capaz de prever o desempenho térmico de tubos de calor planos com estrutura micro-ranhurada. No modelo hidrodinâmico, baseado nas equações de conservação de massa, momento e Young-Laplace, os autores utilizaram o método de RK4 para resolver numericamente o sistema, buscando maior estabilidade e convergência na simulação do escoamento dentro dos microcanais.

Os métodos de Runge-Kutta, notadamente o de quarta ordem, configuram-se como uma solução eficiente e precisa para a resolução de equações diferenciais ordinárias. Sua capacidade de manter a estabilidade numérica mesmo com passos reduzidos, aliada à alta precisão sem exigir derivadas de ordens superiores, os torna ferramentas fundamentais em análises numéricas complexas.

2.6 Sistema embarcado com microcontrolador

O microcontrolador é um computador compacto, integrado em um único circuito, que reúne um microprocessador, memórias voláteis e não voláteis, além de interfaces de entrada e saída. Conforme o programa gravado, pode realizar operações de leitura e escrita digitais, bem como comunicar-se com outros dispositivos eletrônicos, ampliando suas funcionalidades (KERSCHBAUMER, 2018; AURELIANO, 2017).

Embora sua aplicação seja geralmente dedicada devido às limitações de memória (GIMENEZ, 2002), sua versatilidade permite o uso em controle de processos, sensores inteligentes, inversores, interfaces homem-máquina, entre outros.

Entre os microcontroladores programáveis, destaca-se o *Peripheral Interface Controller* (PIC), um componente eletrônico amplamente disponível e de alto desempenho. Sua facilidade de reprogramação, aliada à variedade de ferramentas de *hardware* e *software* disponíveis para compilação, depuração e simulação, faz dele uma escolha popular em projetos de robótica e eletrônica (AGARWAL, 2015; TARGET, 2012).

A família PIC18F, fabricada pela *Microchip Technology*, oferece recursos técnicos avançados, como três interrupções externas programáveis e um conversor Analógico-Digital (A/D) de 10 *bits*, multiplexado em 13 canais. Além disso, o PIC18F4520, em particular, conta com 32 *Kbytes* de memória *Flash* para armazenamento do programa, 1536 *bytes* de memória RAM para manipulação de dados e suporte às comunicações *Serial Peripheral Interface* (SPI) e *Enhanced Universal Synchronous Receiver Transmitter* (EUSART). Também dispõe de quatro modos de temporização (um de 8 *bits* e três de 16 *bits*), proteção programável do código e a tecnologia *nanoWatt*, que reduz significativamente o consumo de energia durante a operação (MICROCHIP, 2004). A seguir, são apresentados os principais dispositivos e interfaces que compõem o sistema embarcado, com destaque para comunicação e aquisição digitais, controle e atuação integrados ao microcontrolador.

2.6.1 Comunicação digital e aquisição de dados com microcontroladores

Na comunicação analógica, o ruído representa um desafio significativo, pois mesmo pequenas interferências podem degradar consideravelmente o sinal transmitido. Isso ocorre porque variações contínuas no sinal são diretamente afetadas por perturbações externas. Já na comunicação digital, o ruído tem impacto reduzido, pois os sinais digitais são mais robustos e conseguem preservar a integridade da informação, desde que as interferências permaneçam dentro de limites toleráveis (LATHI e DING, 2015).

Essas características tornam a comunicação digital especialmente vantajosa em sistemas embarcados, como os que utilizam microcontroladores. Nesses sistemas, é frequentemente necessário estabelecer comunicação com dispositivos externos, e a escolha do método mais adequado depende da aplicação específica. Segundo Pereira (2007), essa comunicação pode ocorrer de forma serial ou paralela. A comunicação serial

transmite os dados de forma sequencial, o que resulta em menor velocidade em comparação à paralela. No entanto, ela consome menos recursos de transmissão e apresenta maior imunidade a ruídos. Protocolos seriais comuns incluem RS-232, USB, FireWire, I2C, SPI, 1-WIRE, LIN e CAN. Já na comunicação paralela, os dados são enviados simultaneamente por múltiplas linhas, oferecendo maior velocidade, mas exigindo mais recursos e sendo mais suscetível a ruídos. Exemplos de comunicação paralela incluem barramentos como ISA, PCI, VESA e AGP, além de interfaces como Centronics, SCSI e IDE.

A aplicação prática desses métodos de comunicação torna-se especialmente evidente em sistemas de aquisição de dados, que integram sensores, instrumentos de medição e microcontroladores conectados a computadores. Tais sistemas coletam sinais provenientes de sensores e transdutores, convertem-nos em dados digitais e os disponibilizam para exibição, análise e armazenamento (DOKES, 2023; GEEKSFORGEES, 2023). Na indústria automobilística, são empregados em testes de qualidade de peças. Em tecnologias baseadas em laser, possibilitam a análise de desempenho e de características como intensidade e cor. Já em aplicações remotas, como radares e sonares, contribuem para a verificação da eficiência operacional. Além disso, fornecem dados sobre a resistência de componentes submetidos a esforços repetitivos, auxiliando no controle e na segurança dos processos (LOGIC FRUIT, 2022).

2.6.2 Sensor de temperatura

Trata-se de uma categoria de dispositivos físicos projetados para detectar variações de energia interna de um ambiente ou objeto e convertê-la em sinais eletrônicos utilizáveis, geralmente na forma de tensão ou resistência (GILL, 2023; ATLAS SCIENTIFIC, 2021).

A detecção de temperatura é um dos parâmetros mais sensíveis para o monitoramento e controle em diferentes setores, incluindo usinas de energia, laboratórios científicos e biotecnológicos, veículos automotivos e transporte de cargas refrigeradas (VARIOHM, 2020).

Lactea (2019), acrescenta que um controle de temperatura preciso na indústria de alimentos, especialmente no desenvolvimento e produção de novas receitas, preserva o comportamento químico das ligações, mantém a consistência do produto e garante a reprodutibilidade do sabor.

Em geral, a escolha de um sensor de temperatura para um monitoramento térmico eficiente deve levar em conta a tecnologia utilizada para a detecção dos sinais eletrônicos, as condições do ambiente de operação, além de fatores como precisão, estabilidade e faixa de temperatura suportada.

Segundo a Linquip (2023), os sensores de temperatura são classificados em duas categorias principais: sensores de contato e sensores sem contato. Os sensores de contato realizam a medição direta da temperatura ao entrarem em contato com a superfície do corpo ou meio analisado. Já os sensores sem contato efetuam a medição à distância, captando a radiação térmica emitida pela fonte de calor.

De acordo com Pyrosales (2020), os sensores de contato mais utilizados incluem termopares, detectores de temperatura resistivos (RTDs), termistores, termostatos e circuitos semicondutores integrados (Fig. 5). Por outro lado, os sensores sem contato abrangem dispositivos como sensores de imagem térmica e sensores infravermelhos.

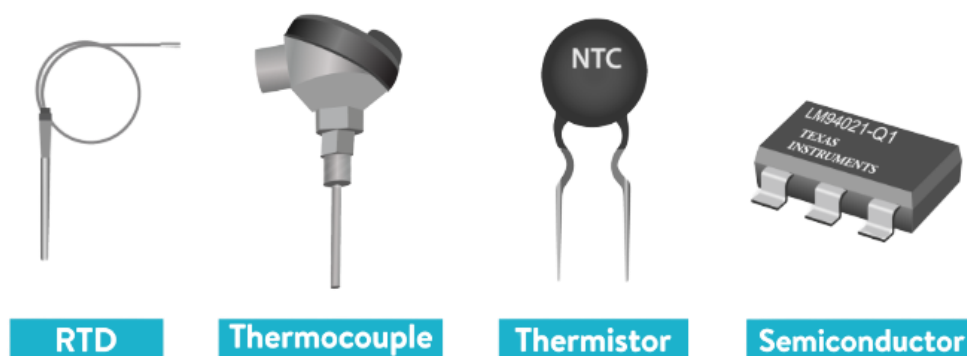


Figura 5 - Tipos de sensores de temperatura. Fonte: Adaptado de Sultan (2019).

Os RTDs são sensores feitos de metal puro, usados em ambientes de alta temperatura devido à sua precisão e estabilidade. Seu funcionamento baseia-se na relação proporcional entre o aumento de resistência e o aumento de temperatura. (DAVIS *et al.*, 2019).

Os termopares são formados pela junção de dois metais diferentes. O termopar tipo K, por exemplo, combina chromel e alumel. Quando submetida a variações térmicas, essa junção gera uma diferença de potencial na ordem de microvolts por grau Celsius. Esse sinal é posteriormente convertido por um módulo leitor de termopar, permitindo medições em uma ampla faixa de temperaturas (SOLTERO, 2015).

Os termistores são sensores compostos por materiais semicondutores sintetizados a partir de substâncias cerâmicas, como óxidos de metais específicos cobertos com vidro. Caracterizam-se pela variação de sua resistência interna quando há mudança de

temperatura. Existem dois tipos principais: os NTCs (Coeficiente de Temperatura Negativo), cuja resistência diminui com o aumento da temperatura, e os PTCs (Coeficiente de Temperatura Positivo), em que a resistência aumenta à medida que a temperatura eleva (LINQUIP, 2023; SULTAN, 2019).

Sensores de temperatura baseados em semicondutores são normalmente incorporados em circuitos integrados feitos de silício. Dentro do encapsulamento, há dois diodos similares, cujas características elétricas são sensíveis às alterações de temperatura. Para Davis (2022), esses dispositivos digitais reduzem a quantidade de componentes necessários para seu funcionamento, pois já incluem um conversor analógico-digital embutido. A Tabela 1 a seguir apresenta um comparativo entre os sensores de contato mais utilizados.

Tabela 1 - Comparação entre as tecnologias de sensores de temperatura.

	RTD	Termopar	Termistor	Semicondutores
Faixa de medição	-250 a +750°C	-267 a +2316°C	-100 a +500°C	-55 a +200°C
Acurácia	Alta	Boa	Depende da calibração	Boa
Tamanho	Moderado	Grande	Pequeno	Reduzido
Circuitaria	Complexa	Complexa	Depende da acurácia	Simple
Linearidade	Boa	Boa	Baixa	Alta

Fonte: Adaptado de Soltero (2015).

2.6.3 Relé eletromecânico

Trata-se de um dispositivo de comutação elétrica que opera com base no princípio do campo magnético induzido. Quando uma corrente elétrica flui pelos terminais da bobina (Fig. 6), gera-se um campo magnético que atrai a armadura de material ferromagnético. Esse deslocamento aciona o mecanismo de comutação mecânica, fechando os contatos do relé e permitindo a passagem da corrente elétrica (RAISA, 2023). Para garantir o retorno à posição inicial após a interrupção da corrente, o sistema conta com uma mola de restituição.

ARROW (2017) ressalta que, em circuitos com alta frequência de chaveamento, a movimentação da armadura pode apresentar um tempo de transição relativamente lento,

favorecendo a formação de arcos elétricos internos e comprometendo a durabilidade do dispositivo. Algumas de suas aplicações incluem: acionamento de motores, bombas elétricas de combustível e aplicações industriais.

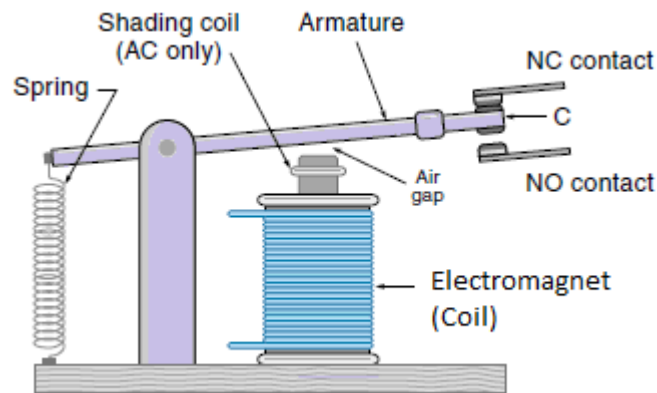


Figura 6 - Arquitetura de um relé eletromecânico. Fonte: Mulindi (2021).

2.6.4 Módulo termoeétrico

O Efeito Peltier, descoberto em 1834 por Jean Charles Athanase Peltier (1785-1845), ocorre quando a passagem de corrente elétrica pela junção de dois materiais semicondutores resulta na absorção ou liberação de calor (DUBEY, 2022; VAIDYANATHAN, 2019; MORAES, 2014).

O módulo termoeétrico (Fig. 7) utiliza o telureto de bismuto (Bi_2Te_3) como semicondutor principal para condução de corrente elétrica. Os semicondutores dopados do tipo n e p são conectados eletricamente em série e termicamente em paralelo. Sua camada cerâmica, geralmente composta por óxido de alumínio (Al_2O_3), fornece proteção mecânica e boa condutividade térmica. O módulo é selado com borracha de silicone vulcanizada à temperatura ambiente, garantindo proteção contra umidade. Quando energizado, corrente fluirá pelos semicondutores, fazendo com que a face fria absorva calor do ambiente, reduzindo sua temperatura, enquanto a outra face libera a variação do aumento térmico (SHILPA *et al.*, 2022; SILVA, 2021).

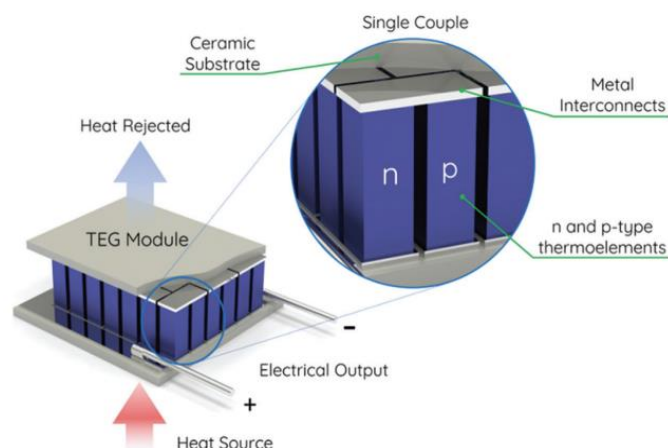


Figura 7 - Visão interna de uma pastilha Peltier com elementos semicondutores do tipo n e p eletricamente dispostos entre duas camadas de cerâmica. Fonte: Piggott (2019).

Algumas das utilizações do módulo incluem análises térmicas e calorimétricas para calibração e compensação do fluxo de calor, projetos de resfriamento de microcalorímetros isotérmicos, sistemas de refrigeração por compressão de vapor, geração de energia e aplicações de resfriamento sólido em filmes termoelétricos orgânicos a base de poli (Ni-ett) (JIN *et al.*, 2018; PATIDAR, 2018; DREBUSHCHAK, 2008).

Segundo Ibikunle *et al.* (2021), o coeficiente de performance (COP) na refrigeração é a razão entre o calor extraído e a energia elétrica consumida, sendo um indicador da eficiência do sistema. Em módulos Peltier, o COP corresponde à relação entre o calor transferido e a energia fornecida ao módulo. Dentre os métodos para determinar esse coeficiente, destaca-se o proposto por Nair e Tripathi (2019), expresso pela Equação 31:

$$COP = \frac{(\alpha_2 - \alpha_1)T_1I - U(T_1 - T_2) - 0,5I^2R}{(\alpha_2 - \alpha_1)(T_1 - T_2)I + I^2R} \quad (31)$$

sendo α_1 e α_2 os coeficientes de *Seebeck* com valores $-7,2 \times 10^{-5} V/K$ e $5 \times 10^{-4} V/K$, respectivamente; U representa a condutância térmica eficaz ($0,06 W/K$); I é a corrente de entrada (A) e R , a resistência ôhmica (Ω) do módulo; COP é o coeficiente de performance ($-$). Os subscritos 1 e 2 denotam face quente e face fria, respectivamente.

Dessa forma, os dispositivos integrados ao sistema embarcado permitiram a condução de um processo termodinâmico em condições controladas, análogas às observadas na desidratação osmótica. O item a seguir apresenta os fundamentos físico-químicos que regem esse processo, bem como os principais parâmetros que influenciam sua eficiência.

2.7 Princípios da desidratação osmótica

O processo inicia-se com a imersão de pedaços de frutas ou vegetais frescos em uma solução composta por açúcares ou sais. Devido à diferença de concentração presente entre a solução e a membrana semipermeável da parede celular do alimento, dois fluxos equimolares opostos de transferência de massa são estabelecidos através da parede celular. O fluxo do agente osmótico que difunde na parede celular e pelos espaços intercelulares da célula vegetal é denominado de transporte apoplástico. Por sua vez, o transporte transmembranar refere-se à saída do fluxo de água do interior da célula

(citoplasma e vacúolo) para o exterior (parede celular e espaços intercelulares) (Fig.8). Esse movimento de massa, principalmente nos espaços intercelulares, é o principal responsável pelo ganho de solutos, encerrando o processo quando se atinge o equilíbrio osmótico (GONZÁLEZ-PÉREZ; RAMÍREZ-CORONA; LÓPEZ-MALO, 2021).

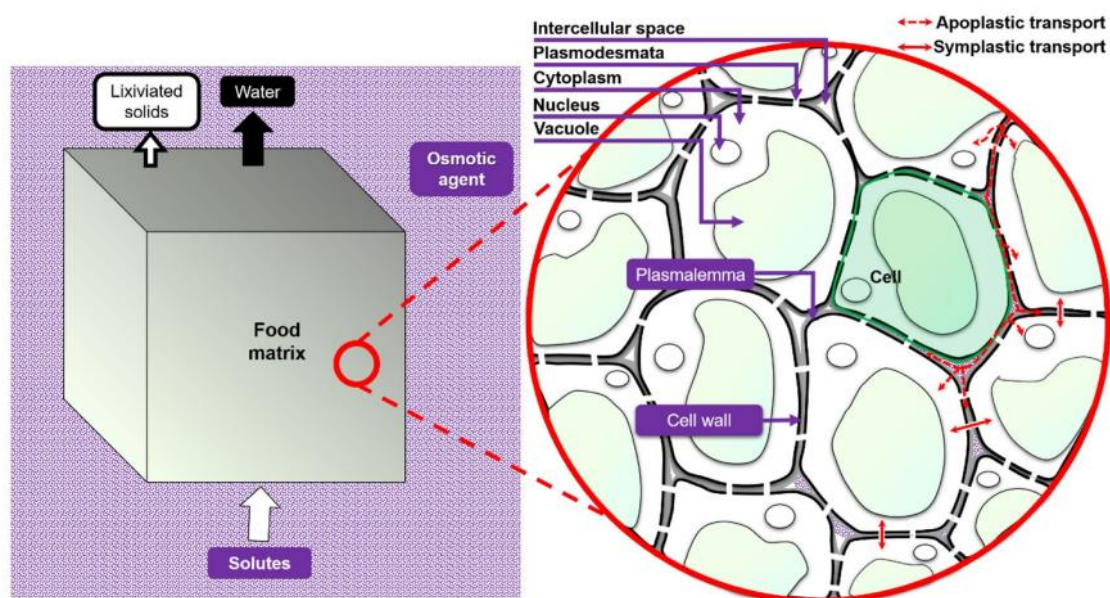


Figura 8 - Transferência de massa durante a desidratação osmótica de frutas e vegetais. Fonte: González-Pérez; Ramírez-Corona; López-Malo (2021).

Os principais fatores que influenciam a transferência de massa nesse processo incluem o tempo e a temperatura, o tipo e a concentração do agente desidratante, a forma e a quantidade da matéria-prima, a taxa de agitação da solução e a razão entre a massa do alimento e a massa da solução desidratante (KULCZYŃSKI *et al.*, 2021; BIALIK *et al.*, 2018; PHISUT, 2012).

A temperatura influencia a cinética de transferência de massa e preserva as características sensoriais e nutricionais dos produtos. Segundo Akbarian, Ghasemkhani e Moayedi (2013), a escolha adequada da temperatura inibiu reações químicas e enzimáticas, mantendo o sabor, a textura, os compostos termossensíveis e a viscosidade do agente desidratante. Experimentos com frutas como pêssegos e abacaxis indicaram que temperaturas entre 40 e 50°C otimizaram a remoção de água, maximizando a eficiência da secagem sem comprometer a qualidade final (GERMER *et al.*, 2011; AZEREDO e JARDINE, 2000).

O tempo de imersão permite que o sistema atinja o equilíbrio osmótico necessário para uma melhor transferência de massa. Estudos indicaram que períodos entre 3 e 4 horas

foram ideais para assegurar a remoção adequada de água e a incorporação de sólidos, sem comprometer as características nutricionais e sensoriais do produto (PINTO *et al.*, 2018; MARTINS, CUNHA e SILVA, 2008). Em sistemas fechados, o controle do tempo e da temperatura favorecem a estabilidade da pressão interna, fundamental para a migração da água da fruta para o xarope de sacarose.

O tipo e a concentração dos agentes desidratantes influenciam diretamente a eficiência do processo. A sacarose, por seu baixo peso molecular, difundiu-se rapidamente nas células, intensificando o gradiente osmótico responsável pela remoção de água (TORTOE, 2010). Concentrações moderadas, entre 30 e 60 °Brix, favoreceram a extração de umidade sem comprometer os atributos sensoriais e nutricionais, além de evitarem a formação de barreiras à difusão (SOUZA, PIMENTEL e JÚNIOR, 2012; SAPUTRA, 2001).

Além disso, a concentração do agente desidratante afeta diretamente a pressão interna do sistema, uma vez que a diferença de concentração entre o interior celular e a solução gera o gradiente osmótico necessário à transferência de massa. Concentrações mais elevadas de sacarose tenderam a aumentar a difusividade e, conseqüentemente, a eficiência do processo (SALEHI, CHERAGHI e RASOULI, 2022; MUNDADA, HATHAN e MASKE, 2010).

A forma e a quantidade da matéria-prima influenciam diretamente a dinâmica da desidratação osmótica e o gradiente osmótico responsável pela pressão interna do sistema. Estudos de Stefanie (2021), Rocca (2010) e Falade *et al.* (2007), demonstraram que o tamanho e a geometria dos alimentos alteraram a relação área/volume, impactando tanto a difusão dos solutos quanto a taxa de remoção de água, fatores essenciais para o desenvolvimento do gradiente osmótico. Ao aumentar a área exposta de cortes mais finos, a extração de água foi acelerada, intensificando a pressão osmótica, enquanto cortes em cubos promoveram uma transferência de massa mais equilibrada e uma melhor incorporação de sólidos (SANTOS, 2019). Adicionalmente, modelagens realizadas por Da Silva *et al.* (2014) e Sablani e Rahman (2003) indicaram que variações na difusividade efetiva, influenciadas pelo encolhimento e pela geometria da peça, afetaram diretamente a dinâmica de transferência de água e solutos, contribuindo para a definição do gradiente osmótico e a manutenção da pressão interna.

Segundo González-Pérez, Ramírez-Corona e López-Malo (2021), a taxa de agitação garantiu a homogeneidade da solução osmótica, evitando a diluição local causada pela água liberada durante o processo. Essa diluição poderia comprometer o

gradiente osmótico e, conseqüentemente, a pressão interna do sistema. Serpa-Fajardo *et al.* (2022) demonstraram que uma taxa de 320 rpm para uma solução contendo 75% de NaCl foi ideal para reduzir a umidade do bagaço de mandioca, diminuindo o tempo subsequente de secagem. Luchese *et al.* (2015) indicaram que, para soluções com solutos de baixo peso molecular como NaCl ou sacarose (30–50 °Brix), são recomendadas velocidades entre 120 e 190 rpm. Inga e Caro (2014), ao estudarem a cocona (*Solanum sessiliflorum*) em solução de sacarose a 75 °Brix sob agitação magnética a 300 rpm, observaram influência significativa na perda de água, embora o ganho de sólidos não tenha apresentado variação estatisticamente relevante.

A razão entre a massa do alimento e a da solução desidratante é fundamental para manter a estabilidade do gradiente osmótico, condição determinante para a manutenção da pressão interna do sistema. De acordo com Gupta *et al.* (2015) e Ferrari *et al.* (2013), proporções específicas entre a massa do alimento e da solução desidratante, como 1:25 e 1:10 (w/w), favoreceram uma remoção de água mais eficiente. Complementarmente, Silva *et al.* (2012) e Dionello *et al.* (2009) indicaram que a proporção de 1:10 (w/w) apresentou o melhor equilíbrio para manter constante a concentração do agente desidratante, resultando em trocas mássicas mais estáveis e em maior incorporação de sólidos, conforme também apontado por Simpson *et al.* (2015) e Porciuncula *et al.* (2013).

Por fim, a pressão interna do sistema, entendida como a pressão de vapor resultante das condições internas do meio, é um fator relevante nas condições associadas à desidratação osmótica, pois influencia a migração de água da matéria-prima para a solução desidratante. Parâmetros como temperatura, tempo, concentração da solução, geometria do alimento, taxa de agitação e proporção entre alimento e solução atuam de forma conjunta para manter o gradiente osmótico estável. O controle adequado dessas variáveis contribui para uma transferência de massa eficiente, favorecendo a preservação da qualidade sensorial e nutricional do produto.

3 OBJETIVOS

3.1 Objetivo geral

Desenvolver e validar um sistema de controle de temperatura e pressão com base em condições físico-químicas simuladas de desidratação osmótica em volume constante, visando avaliar sua estabilidade e as respostas térmica e pressórica, sem o uso direto de alimentos.

3.2 Objetivos específicos

- Estimar a pressão interna de um sistema fechado sob condições simuladas de tratamento osmótico, utilizando soluções de sacarose com concentrações de 30%, 40% e 60% (m/m);
- Definir a espessura e o tipo de material isolante;
- Simular a eficiência do processo de redução de pressão, utilizando soluções aquosas de MEG em diferentes concentrações, incluindo o caso-limite de concentração nula;
- Projetar um modelo tridimensional simplificado como base para construção física subsequente;
- Implementar um método para aquisição e armazenamento das variáveis de processo relevantes (duração do processo, pressão do gás, temperatura: da solução osmótica, do gás e do fluido refrigerante);
- Validar o sistema de redução de pressão em condições simuladas, comparando os dados experimentais com os resultados obtidos por simulações computacionais.

4 MATERIAL E MÉTODOS

4.1 Materiais

4.1.1 Microcontrolador

O microcontrolador PIC18F4520 (Fig. 9), foi o componente selecionado para desempenhar nas tomadas de decisões e no funcionamento do processo. O compilador destinado à escrita do programa no microcontrolador foi o MPLAB® em linguagem C++.



Figura 9 - PIC18F4520. Fonte: Rhydolabz (2024).

4.1.2 Aquisição dos dados

A transmissão dos dados para um dispositivo externo foi realizada por meio de um módulo *Bluetooth* (Fig. 10). Para estabelecer a comunicação, utilizou-se o aplicativo *Bluetooth Serial Terminal* (versão 1.48), disponível na *Google Play*, que se conectou ao módulo responsável pela transmissão.



Figura 10 - Módulo *Bluetooth*. Fonte: CFsunbird (2024).

4.1.3 Sensor de temperatura

O sensor de temperatura aplicado foi um termopar tipo K (Fig. 11) que apresenta uma sensibilidade aproximada de $41 \mu\text{V}/^\circ\text{C}$.



Figura 11 - Sensor termopar tipo K. Fonte: Saravati (2024).

A precisão dos sinais emitidos pelo termopar é fundamental para a exatidão das medições. Para garantir essa confiabilidade, utilizou-se o conversor MAX6675, que opera com resolução de 12 *bits* e precisão de $0,25^\circ\text{C}$ (MAXIM, 2021) (Fig. 12). Esse dispositivo foi utilizado para converter as tensões termoelétricas geradas pelo termopar em valores digitais equivalentes de temperatura.

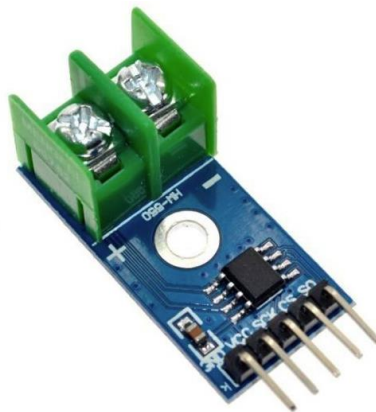


Figura 12 - Módulo de temperatura MAX6675. Fonte: Saravati (2024).

4.1.4 Dispositivos de acionamento

A fonte de geração de energia acoplada ao reservatório, responsável por transferir uma quantidade de calor constante ao sistema, foi uma pastilha termoelétrica Peltier, modelo TEC1-12706 (Fig. 13).



Figura 13 - Módulo termoelétrico. Fonte: Loja da robótica (2024).

A bomba de circulação modelo RS385 (Fig. 14) foi selecionada para o projeto devido às suas características técnicas com vazões variando entre 1,5 e 2 L/min.



Figura 14 - Bomba de circulação RS385. Fonte: Usinainfo (2024).

Foram incorporados ao sistema dois relés DNI 0102 como dispositivo de acionamento do módulo termoelétrico e bomba (Fig. 15).

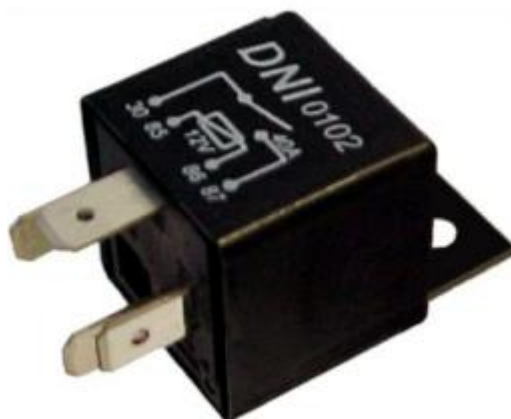


Figura 15 - Relé auxiliar universal. Fonte: DNI (2024).

4.1.5 Material isolante

O tanque, a tampa e o reservatório foram revestidos com lã de vidro, com espessura mínima comercialmente disponível de 50 mm, a fim de reduzir perdas de calor e manter condições próximas às adiabáticas nas superfícies de interesse. Já os dutos de circulação do fluido não receberam isolamento adicional, pois a curta distância entre a tampa e o reservatório foi considerada insuficiente para ocasionar perdas térmicas significativas.

4.1.6 Programas computacionais

Para o desenvolvimento dos modelos e simulações do sistema, foram utilizados diferentes recursos computacionais. A modelagem matemática foi realizada no *software* GNU *Octave*, versão 9.2.0, de licença gratuita, por sua compatibilidade com cálculos numéricos avançados e métodos de integração. A modelagem tridimensional do sistema físico foi feita no *SolidWorks Premium 2022 SP4.0* (número de série: 0018 0000 0010 9647 NKHW WBH3), que também contou com o recurso *Flow Simulation* (FS) para simular as condições dinâmicas dos fluidos e transferência de calor. O processamento das simulações foi realizado em um notebook com processador Intel® Core™ i7, placa gráfica dedicada NVIDIA GeForce® MX110 com 2 GB de memória e 8 GB de RAM.

4.1.7 Solução osmótica

As soluções osmóticas foram preparadas com açúcar cristal adquirida do comércio local da cidade de Itapetinga - BA e água destilada.

4.2 Métodos

4.2.1 Conexões do sistema embarcado

O microcontrolador PIC18F4520 foi alimentado com uma fonte de tensão regulada, conforme os níveis especificados pelo fabricante, conectada aos pinos 11, 12, 31 e 32. A temporização estável do sistema embarcado foi assegurada por um cristal oscilador externo (pinos 13 e 14), permitindo a execução das decisões programadas. Dois botões foram incorporados: o primeiro, no pino 35, para inicialização do sistema; e o segundo, no pino 1, para reinicialização em caso de travamentos. A leitura dos sensores foi realizada pelos pinos 15, 16, 17, 18 e 23, enquanto o envio dos dados ocorreu por meio dos pinos 25 e 26. O acionamento dos atuadores foi efetuado pelos pinos 36, 37 e 38.

4.2.2 Redução da energia interna

O sistema experimental era composto por um tanque e dois reservatórios fabricados em aço inoxidável AISI 304, ambos isolados termicamente. Para reduzir o acúmulo de energia interna sob a forma de pressão dentro do tanque, foram utilizadas soluções aquosas de MEG, incluindo o caso-limite de concentração nula (água). O sistema foi alimentado com 2500 g de solução de sacarose e posicionado sobre uma plataforma equipada com agitação magnética intermitente a 200 RPM e controle de aquecimento.

Quando a temperatura da solução, medida pelo primeiro sensor de temperatura, atingiu 40°C e se estabilizou nessa faixa, o circuito de controle acionou a bomba. O fluido refrigerante, monitorado por um segundo sensor de temperatura, foi então deslocado do reservatório resfriado pelo módulo termoeletrico até a tampa do tanque, caracterizando um sistema com fluxo unidirecional. A vazão do fluido foi estimada em 1,66 L/min com base em simulações.

O objetivo do processo foi manter a solução térmica estável em torno de 40°C, promovendo a remoção contínua de calor da fase gasosa gerada pela solução, até que o terceiro sensor, posicionado na região gasosa, registrasse a redução da energia interna ao decorrer de 2 horas de operação.

A operação foi acompanhada por meio da comunicação sem fio via *Bluetooth*, que permitiu a transmissão em tempo real de variáveis como duração do processo, pressão gasosa, temperatura do gás, temperatura da solução e temperatura do fluido refrigerante. Esses dados foram armazenados em arquivos de texto, viabilizando a análise posterior.

4.2.3 Preparo das soluções osmóticas

O açúcar cristal foi pesado em balança analítica (precisão $\pm 0,001$ g) para preparar soluções a 30%, 40% e 60%. O volume de água destilada foi medido com proveta graduada de 1000 mL. A mistura foi homogeneizada em liquidificador industrial e o teor de sólidos solúveis aferido com refratômetro portátil (0–90% Brix).

4.2.4 Análise estatística

Para avaliar o efeito das diferentes misturas de MEG e água sobre a redução de pressão em soluções de sacarose, foi utilizado um ensaio fatorial completo considerando o delineamento em blocos casualizados. Foram combinados a água (0%), água com 20%, 40% e 60% de MEG (4 níveis) com as concentrações de sacarose: 30%, 40% e 60% (3 níveis), totalizando 12 tratamentos. O efeito desses tratamentos foi avaliado, com três repetições, sobre a variável dependente pressão. Os dados obtidos foram submetidos a análise de variância, o teste de Tukey foi aplicado ao nível de 95% de confiança ($p \leq 0,05$), utilizando o programa estatístico SAS[®] *onDemand for Academics*.

4.3 Modelagem

4.3.1 Propriedades termofísicas do MEG

As Tabelas 2 e 3, extraídas do *The Engineering ToolBox* (2003), apresentam as propriedades termofísicas do MEG diluído em água. Essas tabelas foram utilizadas para correlacionar a densidade e o calor específico da solução em função da temperatura e concentração.

Tabela 2 - Densidade ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$) do MEG em água.

Concentração %(m/m)	Temperatura (°C)					
	0	20	40	60	80	100
0	1000	998	992	983	972	958
10	1018	1014	1008	1000	992	984
20	1036	1030	1022	1014	1005	995
30	1054	1046	1037	1027	1017	1007
40	1072	1063	1052	1041	1030	1018
50	1090	1079	1067	1055	1042	1030
60	1107	1095	1082	1068	1055	1042

Fonte: Adaptado de *The engineering toolbox* (2003).

Tabela 3 - Calor Específico ($J.kg^{-1}.^{\circ}C^{-1}$) do MEG em água.

Concentração %(m/v)	Temperatura ($^{\circ}C$)					
	0	20	40	60	80	100
0	4203	4189	4183	4186	4198	4219
10	4071	4087	4105	4125	4147	4171
20	3918	3951	3985	4018	4052	4085
30	3764	3807	3850	3893	3936	3979
40	3595	3647	3700	3752	3805	3857
50	3412	3473	3534	3596	3657	3718
60	3214	3284	3354	3424	3493	3563

Fonte: Adaptado de *The engineering toolbox* (2003).

4.3.2 Propriedades termofísicas da solução de sacarose

A determinação da densidade (ρ) e do calor específico (C_p) de soluções aquosas binárias de sacarose como funções da concentração e temperatura foram calculadas pela Equação 32 (MARTINS *et al.*, 2020).

$$\beta = a + b.X + c.X^2 + d.T + e.T^2 + f.X.T \quad (32)$$

sendo β a propriedade termofísica (ρ e C_p), a uma faixa de T de 273,15 a 358,15K e concentração de solução de sacarose X de 10 a 60°Brix. Os coeficientes são dados pela Tabela 4 e 5 a seguir.

Tabela 4 - Coeficientes para o modelo da densidade ($kg.m^{-3}$).

$a = 713,4$	$b = 0,35$	$c = 5,5x10^{-3}$
$d = 2,54$	$e = -5,2x10^{-3}$	$f = 8x10^{-3}$

Fonte: Martins *et al.*, (2020).

Tabela 5 - Coeficientes para o calor específico ($kJ.kg^{-1}.K^{-1}$).

$a = 3,78$	$b = -2,90x10^{-2}$	$c = 0$
$d = 1,29x10^{-3}$	$e = 0$	$f = 3,20x10^{-5}$

Fonte: Martins *et al.*, (2020).

A condutividade térmica do fluido foi calculada de acordo com a Equação 33 (MARTINS *et al.*, 2020).

$$k_f = 0,3 \cdot e^{-7,04 \cdot 10^{-3} X} \cdot T^{0,12} \quad (33)$$

A Tabela 6 a seguir apresenta a viscosidade dinâmica da solução de sacarose.

Tabela 6 - Viscosidade da solução de sacarose (Pa.s).

Temperatura (°C)	Solução de sacarose %(w/w)		
	20	40	60
0	0,00382	0,01480	---
10	0,00266	0,00983	0,11300
20	0,00197	0,00622	0,05670
30	0,00151	0,00440	0,03400
40	0,00120	0,00326	0,02130
50	0,00097	0,00251	0,01410
60	0,00081	0,00199	0,00987
70	0,00069	0,00161	0,00718
80	0,00059	0,00134	0,00542

Fonte: Adaptado de Green e Perry, 2007.

4.3.3 Pressão interna

A lei das pressões parciais (LPP) afirma que a pressão total exercida por uma mistura de gases ideais corresponde à soma das pressões parciais de cada gás que a compõe (Eq. 34).

$$P_t = P_1 + P_2 + \dots + P_n \quad (34)$$

A pressão total resultante para o sistema proposto é (Eq. 35):

$$P_t = P_{vap,H_2O} + P_{Ar} \quad (35)$$

A Equação 36 apresenta o modelo matemático para o cálculo da pressão de vapor da água para temperaturas compreendidas entre 0-647,13 K e pressões de 0,000611-21,93 Mpa (GREEN e PERRY, 2007).

$$P_{vap,H_2O} = e^{(c_1 + c_2/T + c_3 \ln T + c_4 T^{c_5})} \quad (36)$$

sendo os c 's, as constantes, descritos pela Tabela 7 a seguir.

Tabela 7 - Coeficientes de regressão da água.

$c_1 = 73,649$	$c_2 = -7258,2$	$c_3 = -7,3037$	$c_4 = 4,1653 \times 10^{-6}$	$c_5 = 2$
----------------	-----------------	-----------------	-------------------------------	-----------

Fonte: Adaptado de Green e Perry, 2007.

Embora a equação anterior seja válida para calcular a pressão de vapor de líquidos orgânicos e inorgânicos sob condições específicas de temperatura e pressão, o valor obtido pode não representar com exatidão o meio físico. A presença de açúcar incorporada à água dificulta o desprendimento das moléculas de água para a superfície, resultando em uma redução da pressão interna do sistema (Fig. 16).

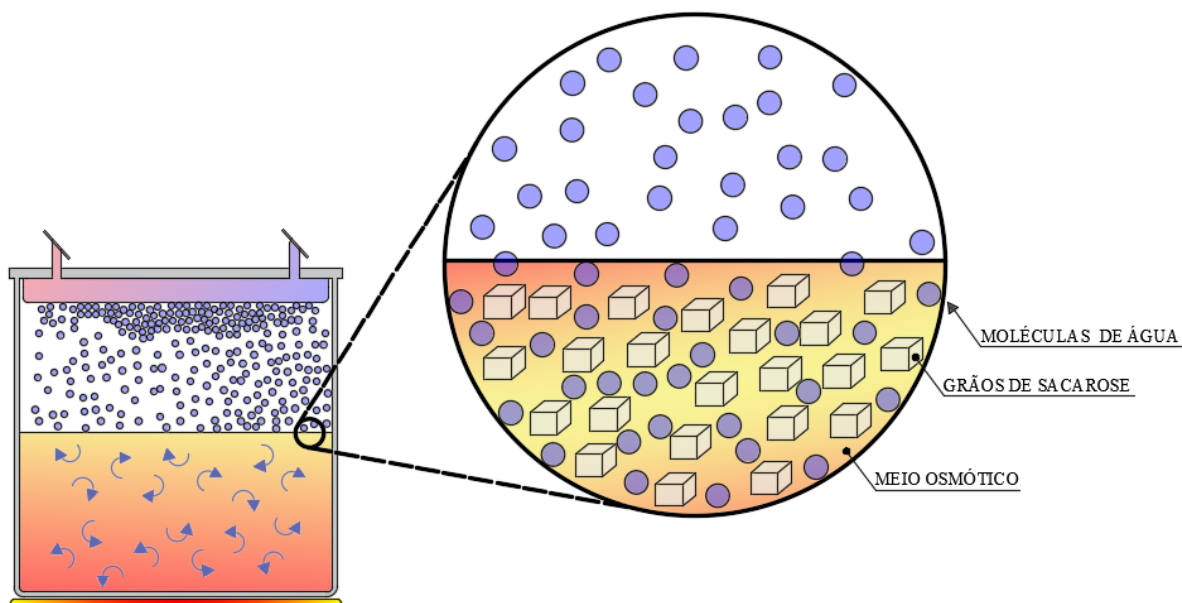


Figura 16 - Vista ampliada do processo. Fonte: Autor (2024).

A lei de Raoult (Eq. 37) estabelece que a pressão de vapor da mistura (P_{vap}), corresponde ao somatório do produto da fração molar do solvente (x_i) pela pressão de vapor do solvente puro (P_i^0).

$$P_{vap} = \sum_i x_i P_i^0 \quad (37)$$

Os gases ideais são uma abstração teórica, mas, sob certas condições de volume, pressão e temperatura, os gases reais podem apresentar um comportamento semelhante. Nessas situações, é possível aproximá-los pela lei dos gases ideais (Eq. 38).

$$PV = n.R.T \quad (38)$$

sendo V , o volume preenchido pelo gás (m^3), n , o número de mols do gás e R , a constante universal dos gases ($Pa.m^3.K^{-1}.mol^{-1}$).

Essa lei se aplica a sistemas compostos por misturas gasosas, desde que as partículas não apresentem interações intermoleculares significativas. Nesses casos, a equação dos gases ideais pode ser expressa da seguinte forma (Eq. 39):

$$P_{Ar} = \rho.R.T/M_{ap} \quad (39)$$

na qual M_{ap} é a massa molar aparente da mistura gasosa ($g.mol^{-1}$).

4.3.4 Determinação das resistências térmicas

A Figura 17 apresenta uma descrição das resistências térmicas envolvidas em um processo que reproduz o ambiente da desidratação osmótica.

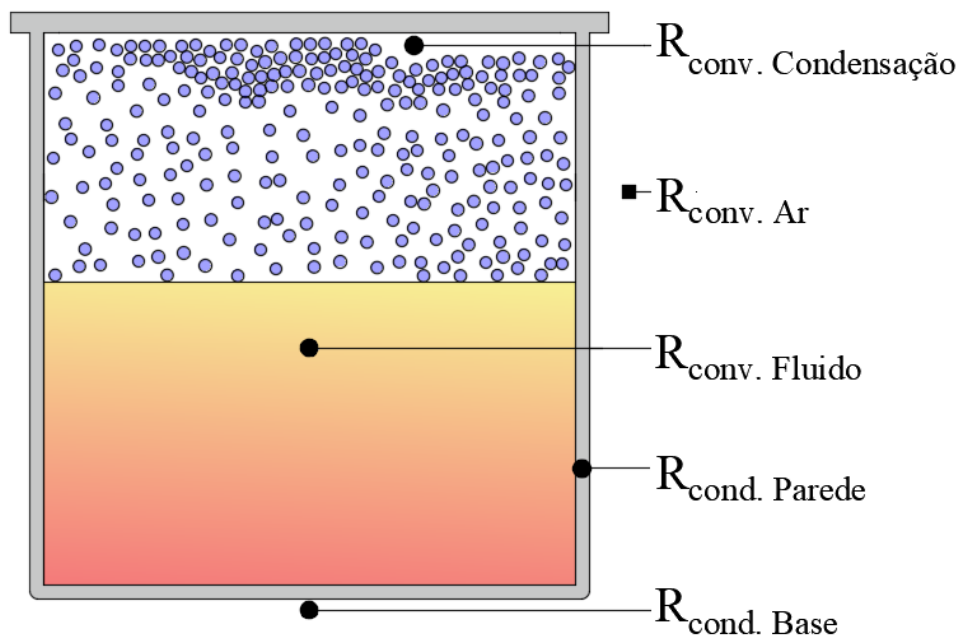


Figura 17 - Resistências térmicas envolvidas no processo. Fonte: Autor (2024).

4.3.4.1 Resistências térmicas de condução

A resistência térmica de condução na base do cilindro, $R_{cond.Base}$, foi determinada utilizando a Equação 15.

De acordo com Bergman *et al.* (2014), a resistência térmica para condução radial numa parede cilíndrica tem a forma da Equação 40.

$$R_{cond.Parede} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L_c \cdot k} \quad (40)$$

sendo $R_{cond.Parede}$ a resistência térmica de condução na parede do cilindro; r_1 e r_2 , os raios interno e externo (m), respectivamente.

4.3.4.2 Resistência térmica convectiva exercida pelo fluido

A resistência térmica por convecção do fluido ($R_{conv.Fluido}$) foi calculada como (Eq. 41):

$$R_{conv.Fluido} = \frac{1}{h_f \cdot A} \quad (41)$$

onde A corresponde a $2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot L_c$ e h_f é definido como (Eq. 42):

$$h_f = \frac{k_f \cdot Nu}{L_f} \quad (42)$$

sendo k_f a condutividade térmica do fluido calculada de acordo com a Equação 33.

O número de Nusselt (Nu) foi calculado de acordo com a Equação 43.

$$Nu = 0,00881 R_e^{0,8991} P_r^{0,3911} \quad 3 \cdot 10^3 \leq R_e \leq 10^6$$

$$3 < P_r \leq 1000 \quad (43)$$

4.3.4.3 Resistência térmica convectiva exercida pelo ar

As correlações desenvolvidas para placas verticais envolvendo escoamentos convectivos naturais externos podem ser utilizadas em cilindros verticais. Esse critério é satisfeito quando (Eq. 44):

$$D \geq \frac{35 \cdot L_c}{G_r^{0,25}} \quad (44)$$

sendo D o diâmetro do cilindro (m). Assumindo que o cilindro vertical possa ser tratado como uma placa vertical, o número de Nusselt para convecção natural sobre superfícies foi calculada como (Eq. 45):

$$Nu = 0,68 + \frac{0,670 \cdot Ra^{0,25}}{[1 + (0,492/Pr)^{0,56}]^{0,44}} \quad Ra \leq 10^9 \quad (45)$$

A resistência térmica por convecção do ar foi calculada como (Eq. 46):

$$R_{conv.Ar} = \frac{1}{h_{ar} \cdot A} \quad (46)$$

sendo a área calculada como $A = 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot L_c$ e h_{ar} como (Eq. 47):

$$h_{ar} = \frac{k_f \cdot Nu}{L_c} \quad (47)$$

Os termos Pr para o número de Nusselt e k_f para o coeficiente de transferência de calor por convecção do ar constam no Anexo A.

4.3.4.4 Resistência térmica convectiva do vapor de água na condensação

A condensação ocorre quando a temperatura do vapor é reduzida a níveis inferiores da sua temperatura de saturação. Na condensação, o fluido sofre uma mudança de fase durante a convecção em forma de película ou gotas (Fig. 18).

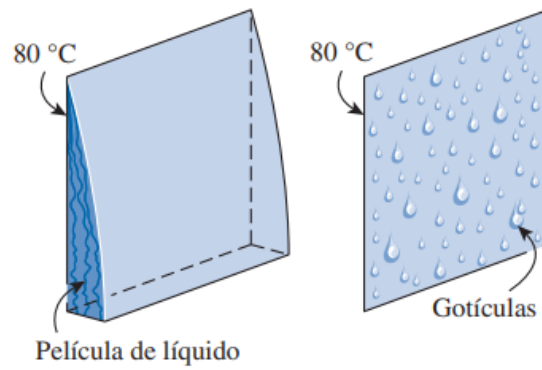


Figura 18 - Formas de condensação: Película (esquerda); Gotas (direita). Fonte: Çengel e Ghajar (2012).

Diferentemente da condensação em película que cobre a superfície com uma camada líquida contínua de espessura crescente e conseqüentemente aumentando a resistência à transferência de calor, na condensação em gotas, quando há a formação de inúmeras gotículas com diâmetros menores do que $100 \mu m$ sobre uma superfície, essas deslizam-se para baixo devido a força gravitacional limpando a superfície, expondo-a em contato direto com o vapor. Os cálculos de projeto envolvendo condensadores adotam uma abordagem conservadora, assumindo que a condensação ocorre na forma de película ao dimensionar equipamentos de transferência de calor. O coeficiente médio de transferência de calor por condensação na face inferior da tampa circular horizontal é dado por (Eq. 48).

$$h_{horiz} = 0,729 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h' f g k_l^3}{\mu_l (T_{sat} - T_s) D} \right]^{0,25} \quad (48)$$

onde $h' f g$ representa o calor latente de vaporização modificado ($J \cdot kg^{-1}$) e D o diâmetro do tubo horizontal (m). O subscrito sat é a condição de saturação; v , a condição de vapor saturado e l representa a condição de líquido saturado na temperatura do filme (T_f) como sendo a média aritmética entre (T_{sat} e T_s). O calor latente de vaporização modificado é expresso como (Eq. 49):

$$h' f g = h f g + 0,68 \cdot c_{pl} \cdot (T_{sat} - T_s) \quad (49)$$

sendo $h f g$, o calor latente de vaporização ($J \cdot kg^{-1}$) e c_{pl} o calor específico de líquido saturado ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$). A resistência térmica convectiva do vapor de água na condensação foi calculada como (Eq. 50):

$$R_{conv.Conden} = \frac{1}{h_{horiz} \cdot A_c} \quad (50)$$

onde A_c é a área da superfície onde ocorre a condensação calculada como $A_c = \pi \cdot r^2$.

Demais parâmetros necessários para o desenvolvimento das equações pertinentes ao cálculo da resistência térmica convectiva do vapor de água na condensação podem ser encontrados no Anexo B.

4.3.4.5 Parâmetros gerais de projeto

O APÊNDICE A apresenta os principais parâmetros físicos e geométricos utilizados para o cálculo das resistências térmicas do sistema, incluindo dimensões do tanque, propriedades térmicas dos materiais e condições operacionais, como temperatura, agitação e nível do fluido.

4.3.5 Raio crítico de isolamento

O raio crítico de isolamento é expresso como (Eq. 51):

$$r_{cr} = \frac{k_{iso}}{h} \quad (51)$$

sendo r_{cr} o raio crítico de isolamento (m) e h , o coeficiente externo de transferência de calor por convecção. O subscrito *iso* indica isolante. A redução da taxa de transferência de calor com adição de isolante foi determinada pela Equação 52.

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_\infty}{R_{isolante} + R_{conv}} = \frac{T_1 - T_\infty}{\frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \cdot \pi \cdot L_{iso} \cdot k_{iso}} + \frac{1}{h \cdot (2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot L_c)}} \quad (52)$$

4.3.6 Modelagem do sistema de redução de energia

O balanço de energia total para sistemas fechados a partir princípio da conservação de energia considera que (Eq. 53):

$$\frac{dU}{dt} = \dot{E}_e - \dot{E}_s \pm \dot{Q} \quad (53)$$

sendo \dot{E} a quantidade líquida de energia total e \dot{Q} , a quantidade líquida de energia total transferida ou recebida pelo sistema. Os subscritos e e s denotam entrada e saída, respectivamente. O sobrescrito $\dot{}$ designa taxa temporal.

Da Equação 54 da termodinâmica, observa-se uma relação entre a energia interna e a entalpia total do líquido (H) como sendo:

$$H = U + PV \quad (54)$$

LUYBEN (1996, p. 25) afirma que “a parcela PV para líquidos é desprezível quando comparada ao termo U , e usamos a taxa de variação temporal da entalpia do sistema em vez da energia interna do sistema” (Eq. 55).

$$\frac{dH}{dt} = \dot{m}_e h_e - \dot{m}_s h_s \pm \dot{Q} \quad (55)$$

A entalpia total do líquido é igual a energia interna, logo, $H = U = mC_p(T - T_{ref})$. Como a entalpia específica é dada por $h = C_p(T - T_{ref})$, obtêm-se (Eq. 56):

$$\frac{d}{dt} [mC_p(T - T_{ref})] = [\dot{m}C_p(T - T_{ref})]_e - [\dot{m}C_p(T - T_{ref})]_s \pm \dot{Q} \quad (56)$$

A massa do líquido e a vazão mássica são, respectivamente, $m = \rho V$ e $\dot{m} = \rho F$. Assim (Eq. 57):

$$\frac{d}{dt} [\rho V C_p(T - T_{ref})] = [\rho F C_p(T - T_{ref})]_e - [\rho F C_p(T - T_{ref})]_s \pm \dot{Q} \quad (57)$$

Isolando o antecedente da igualdade em termos da temperatura $(T - T_{ref}) = T$, as equações térmicas resultantes, que descrevem a dinâmica do sistema responsável pela redução da energia e, conseqüentemente, pela diminuição da pressão, são (Eq. 58 e 59):

$$\frac{dT_T}{dt} = \frac{F (T_R - T_T)_e \rho_{Te} C_{pTe}}{\rho_{Ts} C_{pTs} V_T} - \frac{F T_{Ts}}{V_T} + \frac{\dot{Q}}{\rho_{Ts} C_{pTs} V_T} \quad (58)$$

$$\frac{dT_R}{dt} = \frac{F (T_T - T_R)_e \rho_{Re} C_{pRe}}{\rho_{Rs} C_{pRs} V_R} - \frac{F T_{Rs}}{V_R} - \frac{\dot{Q}}{\rho_{Rs} C_{pRs} V_R} \quad (59)$$

onde dT/dt é a taxa de temperatura ($^{\circ}\text{C} \cdot \text{s}^{-1}$); F , representa a vazão do atuador ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$); ρ e C_p são as propriedades termodinâmicas do fluido. Os subscritos T e R denotam tampa e reservatório, respectivamente. A Figura 19 a seguir apresenta o comportamento térmico do processo.

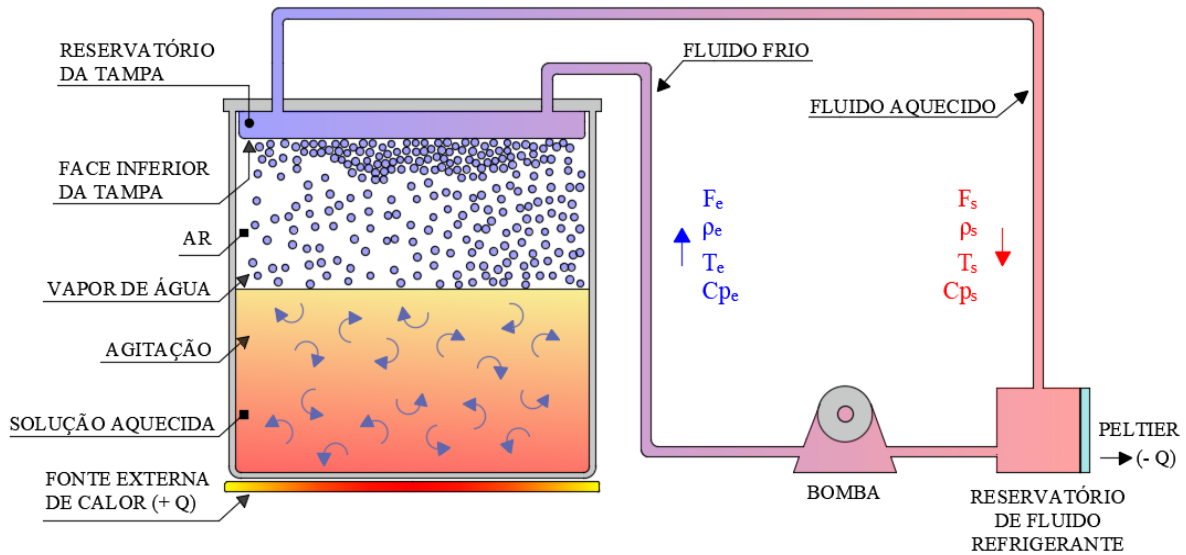


Figura 19 - O processo. Fonte: Autor (2024).

As seguintes condições de contorno foram empregadas na simulação de redução de energia (Eq. 60 e 61):

$$t = 0 \quad \rightarrow \quad T(t) = T_0 \quad (60)$$

$$t > 0 \quad \rightarrow \quad T(t) = \frac{dT}{dt} \quad (61)$$

4.3.7 Discretização do modelo de redução de energia

O método de RK4 para tempo discreto (Eq. 62) foi empregado para resolução das Equações 58 e 59.

$$T_{i+1} = T_i + \frac{h}{6} (k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4) \quad (62)$$

onde T representa a temperatura do fluido refrigerante. A equação anterior foi aplicada individualmente para os dois pontos do sistema: o reservatório da tampa e o reservatório com o módulo termoeletrico acoplado. O subscrito i indica a posição dentro do vetor com o respectivo valor atribuído, enquanto $i + 1$ representa o incremento dessa posição. Os

coeficientes k também foram determinados separadamente para cada ponto, a partir da formulação genérica apresentada nas equações a seguir.

$$k_1 = \frac{F T_e \rho_e C p_e}{\rho_s C p_s V} - \frac{F T_i}{V} \pm \frac{Q_T}{\rho_s C p_s V} \quad (63)$$

$$k_2 = \frac{F T_e \rho_e C p_e}{\rho_s C p_s V} - \frac{F \left[T_i + \left(\frac{k_1 h}{2} \right) \right]}{V} \pm \frac{Q_T}{\rho_s C p_s V} \quad (64)$$

$$k_3 = \frac{F T_e \rho_e C p_e}{\rho_s C p_s V} - \frac{F \left[T_i + \left(\frac{k_2 h}{2} \right) \right]}{V} \pm \frac{Q_T}{\rho_s C p_s V} \quad (65)$$

$$k_4 = \frac{F T_e \rho_e C p_e}{\rho_s C p_s V} - \frac{F [T_i + (k_3 h)]}{V} \pm \frac{Q_T}{\rho_s C p_s V} \quad (66)$$

4.4 Características das simulações

A modelagem matemática baseou-se na formulação de equações que descrevem a influência do vapor de água e do ar sobre a pressão interna em um sistema fechado. Para simular a troca térmica do fluido entre a tampa e o reservatório, utilizou-se o método de RK4 para resolver as equações diferenciais ordinárias no ambiente GNU *Octave*.

A simulação computacional tridimensional e dinâmica foi conduzida no *software SolidWorks Premium*, por meio do recurso *Flow Simulation*. O modelo físico adotado foi termo-fluidodinâmico, considerando a transferência simultânea de calor e movimento do fluido. A simulação foi do tipo transiente tridimensional, permitindo acompanhar a evolução temporal dos campos de temperatura e pressão no interior do tanque.

As condições de contorno térmicas foram fixas, com paredes isoladas, e a discretização espacial foi realizada pelo método dos volumes finitos, utilizando malha refinada para maior precisão nos resultados.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 Resistências térmicas

A Tabela 8 apresenta as resistências térmicas estimadas associadas aos diferentes elementos envolvidos no processo, calculadas para três concentrações distintas de soluções de sacarose (30%, 40% e 60% m/m), demonstrando como cada componente do sistema respondeu às variações na composição.

Tabela 8 - Resistências térmicas estimadas.

Abreviação	Solução de sacarose %(m/m)			Unidade
	30	40	60	
$R_{\text{conv.Ar}}$	2,539	2,539	2,539	
$R_{\text{cond.Base}}$	$8,052 \times 10^{-3}$	$8,052 \times 10^{-3}$	$8,052 \times 10^{-3}$	
$R_{\text{conv.Conden}}$	$7,789 \times 10^{-3}$	$7,738 \times 10^{-3}$	$7,577 \times 10^{-3}$	K. W^{-1}
$R_{\text{conv.Fluido}}$	$3,173 \times 10^{-3}$	$3,978 \times 10^{-3}$	$1,125 \times 10^{-2}$	
$R_{\text{cond.Parede}}$	$1,291 \times 10^{-3}$	$1,291 \times 10^{-3}$	$1,291 \times 10^{-3}$	

Fonte: Autor (2024).

A resistência por convecção do ar ($R_{\text{conv.Ar}}$) manteve-se constante em 2,539 K. W^{-1} em todas as concentrações. Essa constância era esperada, pois as condições de convecção do ar (temperatura, velocidade, geometria da superfície em contato com o ar) foram consideradas as mesmas, independentemente da concentração da solução.

Quanto às resistências por condução, tanto na base ($R_{\text{cond.Base}}$) quanto na parede ($R_{\text{cond.Parede}}$), os valores se mantiveram estáveis em $8,052 \times 10^{-3} \text{ K. W}^{-1}$ e $1,291 \times 10^{-3} \text{ K. W}^{-1}$, respectivamente. Essa estabilidade refletiu a natureza dessas resistências, que foram determinadas pelas propriedades do material e pelas dimensões físicas do sistema, parâmetros que não foram modificados.

Observou-se uma redução progressiva da resistência térmica por convecção do vapor de água na condensação ($R_{\text{conv.Conden}}$) dos valores conforme aumentava a concentração: de $7,789 \times 10^{-3} \text{ K. W}^{-1}$ (30%) para $7,738 \times 10^{-3} \text{ K. W}^{-1}$ (40%) e finalmente $7,577 \times 10^{-3} \text{ K. W}^{-1}$ (60%). Esse comportamento sugeriu que soluções mais concentradas favoreceram a formação de filmes de condensado mais finos, melhorando a eficiência da transferência de calor.

Em contraste, a resistência por convecção do fluido ($R_{\text{conv.Fluido}}$) apresentou um aumento significativo com a concentração, passando de $3,173 \times 10^{-3} \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ (30%) para $3,978 \times 10^{-3} \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ (40%) e atingindo $1,125 \times 10^{-2} \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ (60%). Esse crescimento expressivo pode ser atribuído ao aumento da viscosidade em concentrações mais elevadas, que dificultou o movimento do fluido e conseqüentemente reduziu a eficácia da transferência de calor por convecção.

Com base nesses resultados, calculou-se uma resistência térmica total média de $2,5621 \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ representativa das três concentrações avaliadas. A partir dessa média e utilizando a Equação 20, foi possível determinar a taxa de transferência de calor no sistema, a qual resultou em $5,8543 \text{W}$.

5.1.1 Isolante térmico

Çengel *et al.* (2012) explicam que, para geometrias cilíndricas, a taxa de transferência de calor diminui à medida que o raio externo da camada isolante ultrapassa um valor crítico. Esse comportamento ocorre porque, além de aumentar a resistência térmica, a adição de material isolante também altera a área superficial de troca de calor. Assim, quando o raio externo (0,088 m) excede o raio crítico de isolamento (0,0093 m), o efeito predominante passa a ser a resistência adicional, resultando em uma redução da transferência de calor.

A Figura 20 ilustra esse comportamento, evidenciando que o aumento da espessura da cobertura isolante levou a uma diminuição da taxa de transferência de calor. O algoritmo de simulação utilizado para gerar esses resultados está descrito no APÊNDICE B.

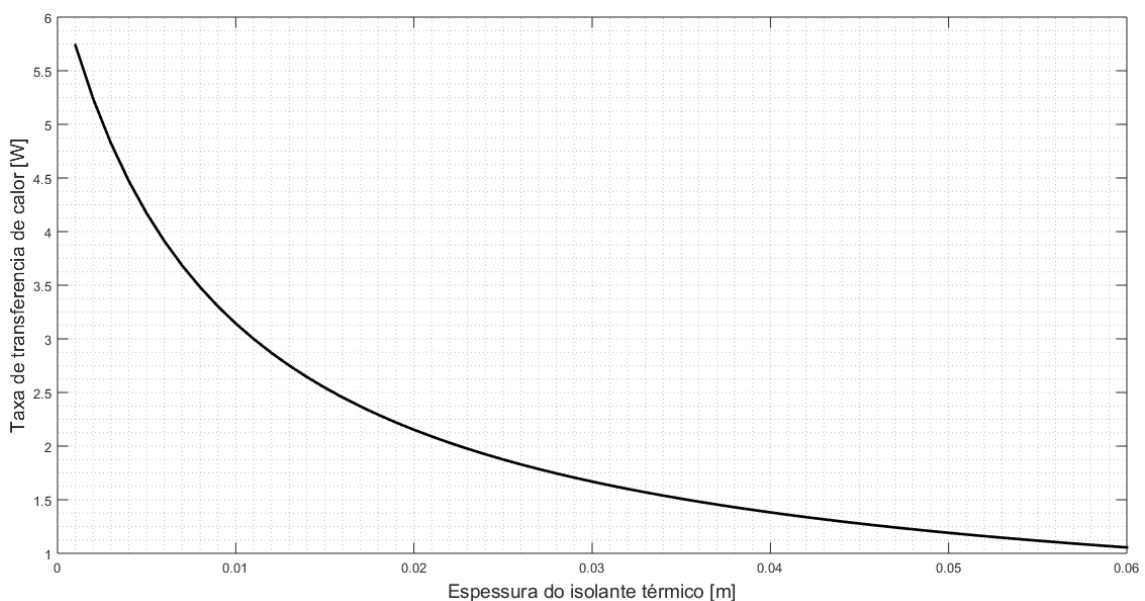


Figura 20 - Variação da taxa de transferência de calor com adição da camada isolante. Fonte: Autor (2024).

Tabela 9 - Variação da taxa de transferência de calor em função da camada isolante.

Camada isolante (mm)	$R_{isolante}$ (K. W ⁻¹)	R_{conv} (K. W ⁻¹)	$\sum R$ (K. W ⁻¹)	\dot{Q} (W)
0	0	2,6142	2,6142	5,7378
5	1,0957	2,5006	3,5963	4,1710
10	2,4002	2,3717	4,7719	3,1434
15	3,6391	2,2554	5,8946	2,5447
20	4,8188	2,1500	6,9688	2,1525
25	5,9445	2,0540	7,9986	1,8753
30	7,0211	1,9663	8,9873	1,6690
35	8,0526	1,8857	9,9383	1,5093
40	9,0427	1,8114	10,8541	1,3820
45	9,9945	1,7428	11,7373	1,2780
50	10,9109	1,6792	12,5902	1,1914
55	11,7945	1,6201	13,4146	1,1182
60	12,6475	1,5650	14,2125	1,0554

Fonte: Autor (2024).

Conforme apresentado na Tabela 9, observou-se um aumento na resistência térmica de condução da camada isolante ($R_{isolante}$), acompanhado pela redução da resistência térmica convectiva (R_{conv}), devido ao aumento da área superficial externa do cilindro (BERGMAN *et al.*, 2014). Esse comportamento é característico de geometrias cilíndricas e está relacionado ao fenômeno do raio crítico de isolamento.

Como consequência, houve uma redução significativa na taxa de transferência de calor. O material isolante adotado foi capaz de reduzir a transferência de calor em aproximadamente 79,64%, passando de 5,8543 W (sem isolamento) para 1,1914 W (com isolamento). Esse efeito também contribuiu para a diminuição da temperatura na interface entre o tanque e a camada isolante, reduzindo as perdas térmicas para o meio externo.

5.2 Sistema de resfriamento

O sistema tridimensional de resfriamento, apresentado na Figura 21, foi desenvolvido com o objetivo de facilitar o estudo e a demonstração do sistema, permitindo a visualização e análise de potenciais problemas de *design*, como interferências e conflitos, antes da construção física.

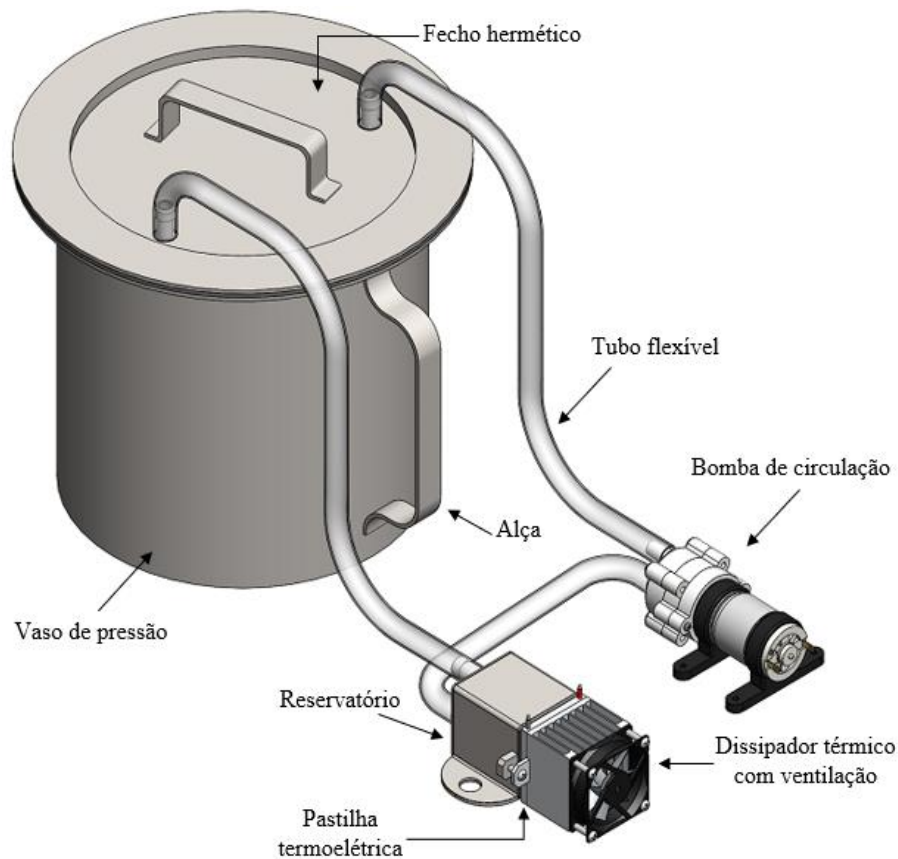


Figura 21 - Protótipo tridimensional do sistema de resfriamento simplificado. Fonte: Autor (2024).

A Figura 22 mostra o sistema construído, composto por um vaso de pressão isolado termicamente e posicionado sobre um agitador magnético com aquecimento. O vaso possui dois pontos de sensoriamento para monitorar a pressão e as temperaturas dos gases e da solução. O fecho hermético inclui uma entrada controlada para fluido e duas saídas conectadas à bomba de deslocamento e ao reservatório, este último equipado com sensor de temperatura para o fluido refrigerante.

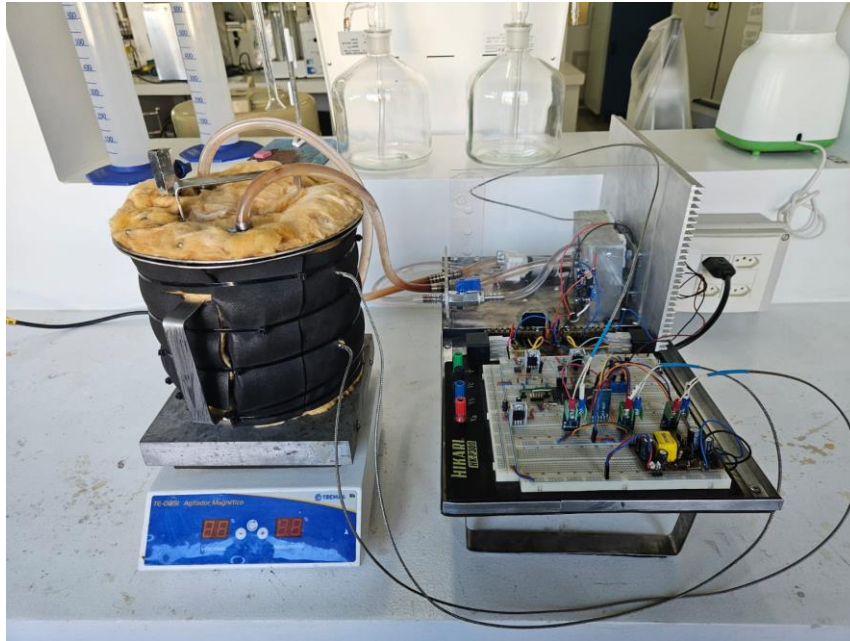


Figura 22 - Protótipo do sistema de resfriamento. Fonte: Autor (2024).

Os atuadores e a unidade de controle (Fig. 23) foram montados sobre uma superfície metálica, com isolamento por cantoneiras fixadas com rebites e vedadas com silicone. Devido à alta corrente exigida pelos atuadores, foram utilizados barramentos de conexão dedicados e relés auxiliares para evitar superaquecimento e falhas nas conexões. Os esquemas e materiais eletrônicos estão listados nos Apêndices C a F.

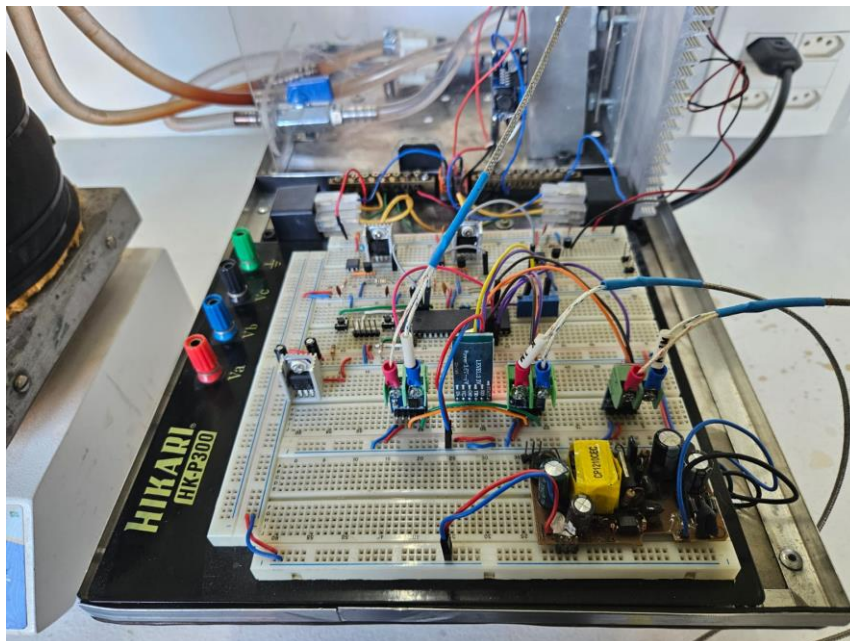


Figura 23 - Unidade de controle. Fonte: Autor (2024).

5.3 Aquisição e armazenamento dos dados

A Figura 24 mostra a tela de aquisição das variáveis de interesse, apresentadas da esquerda para a direita: duração do processo (s), temperatura da solução osmótica (°C), temperatura do gás (°C), pressão gasosa (atm) e temperatura do fluido refrigerante (°C). Após a finalização de cada ensaio, os dados foram armazenados em arquivos de texto (Fig. 25).

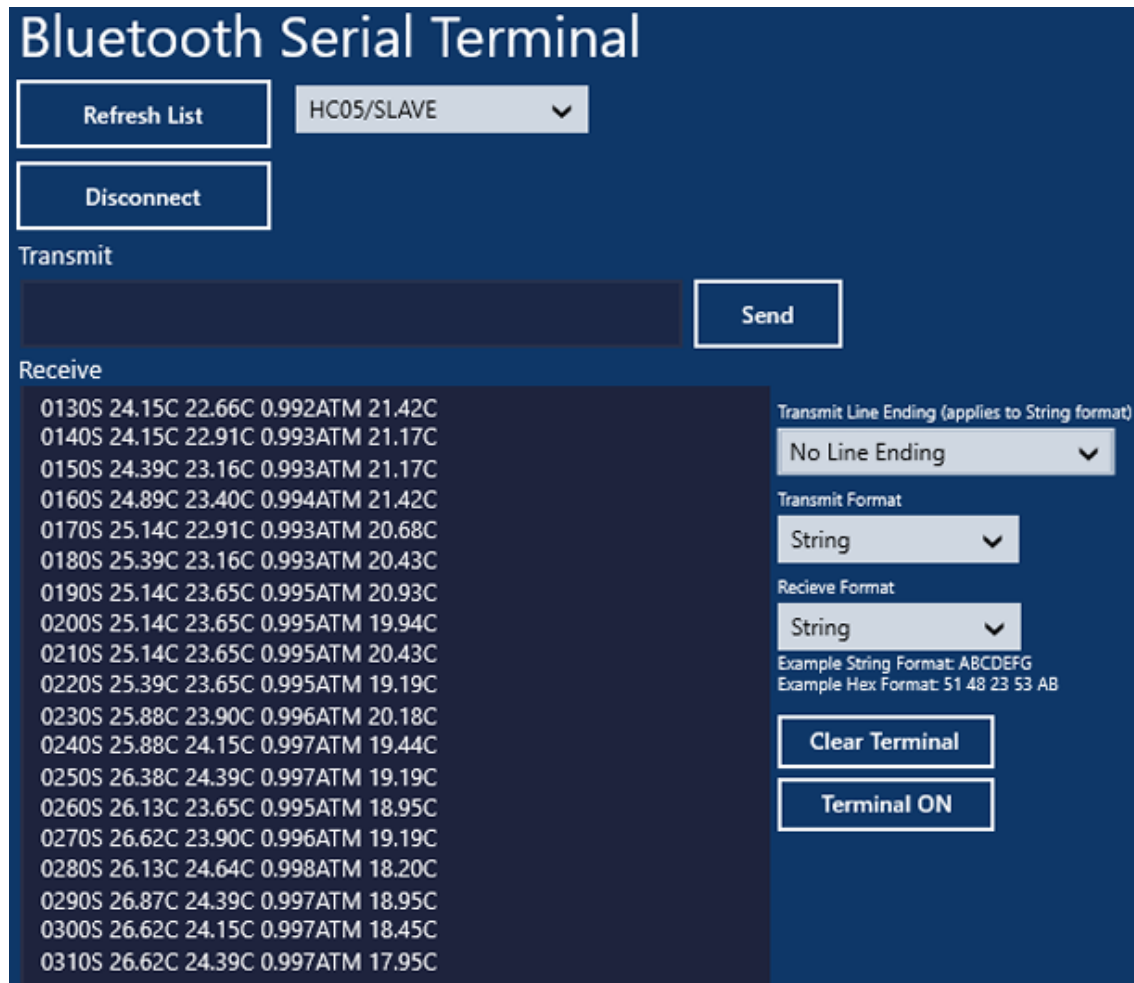


Figura 24 - Tela de recebimento dos dados via *Bluetooth*. Fonte: Autor (2024).

Time (S)	Temp (C)	Pressure (C)	Atm (ATM)	Temp (C)
0130S	24.15C	22.66C	0.992ATM	21.42C
0140S	24.15C	22.91C	0.993ATM	21.17C
0150S	24.39C	23.16C	0.993ATM	21.17C
0160S	24.89C	23.40C	0.994ATM	21.42C
0170S	25.14C	22.91C	0.993ATM	20.68C
0180S	25.39C	23.16C	0.993ATM	20.43C
0190S	25.14C	23.65C	0.995ATM	20.93C
0200S	25.14C	23.65C	0.995ATM	19.94C
0210S	25.14C	23.65C	0.995ATM	20.43C
0220S	25.39C	23.65C	0.995ATM	19.19C
0230S	25.88C	23.90C	0.996ATM	20.18C
0240S	25.88C	24.15C	0.997ATM	19.44C
0250S	26.38C	24.39C	0.997ATM	19.19C
0260S	26.13C	23.65C	0.995ATM	18.95C
0270S	26.62C	23.90C	0.996ATM	19.19C
0280S	26.13C	24.64C	0.998ATM	18.20C
0290S	26.87C	24.39C	0.997ATM	18.95C
0300S	26.62C	24.15C	0.997ATM	18.45C
0310S	26.62C	24.39C	0.997ATM	17.95C
0320S	27.12C	24.64C	0.998ATM	18.70C
0330S	26.62C	24.64C	0.998ATM	17.95C

Figura 25 - Armazenamento dos dados. Fonte: Autor (2024).

5.4 Influência da concentração de sacarose sobre a temperatura e a pressão em simulações fluido-dinâmicas

As simulações computacionais de fluxo foram realizadas com o objetivo de analisar o comportamento da pressão do gás e da temperatura do fluido ao nível dos sensores, a fim de verificar a influência das propriedades físico-químicas da solução sobre as condições internas da geometria. Esses parâmetros foram investigados para compreender o desempenho do sistema e validar suas condições operacionais, assegurando a eficiência e a confiabilidade do projeto.

O banco de dados do FS foi configurado com os parâmetros de densidade, calor específico, condutividade térmica e viscosidade dinâmica, conforme definido pelas Equações 32 e 33 e pela Tabela 6. A Figura 26 apresenta a geometria simulada, contendo fluidos em níveis distintos e as regiões de análise.

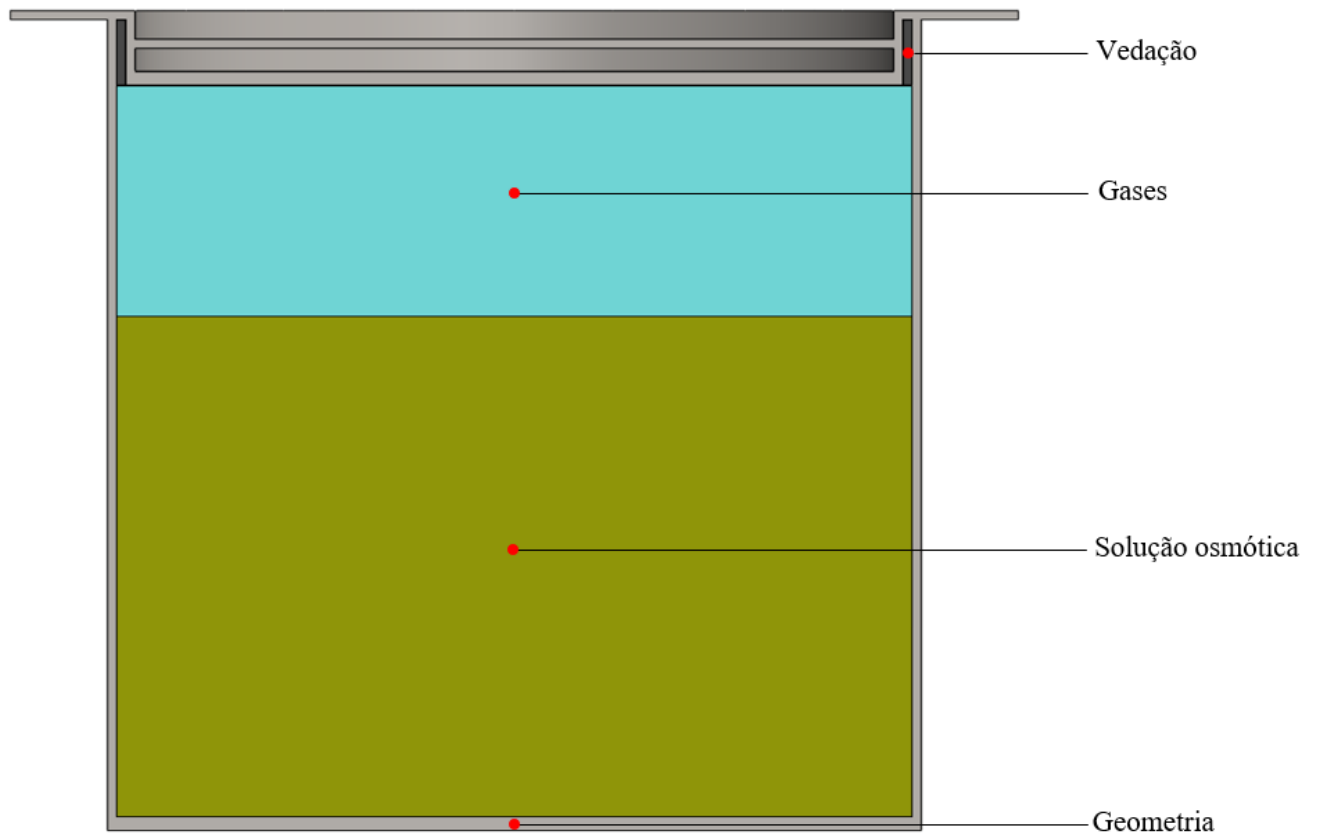


Figura 26 - Simulação das condições dinâmicas. Fonte: Autor (2024).

As Figuras 27, 28 e 29 mostram a distribuição espacial da temperatura e pressão para soluções de sacarose a 30%, 40% e 60%, respectivamente. Observa-se que, com o aumento da concentração, houve acréscimo na densidade e na viscosidade da solução, resultando em pressões internas menos elevadas, possivelmente devido à menor movimentação do fluido e à redução da expansão térmica no interior do sistema.

Além disso, verificou-se uma elevação da temperatura em zonas próximas à base da geometria nas soluções mais concentradas. Esse comportamento pode ser atribuído à redução da condutividade térmica da sacarose em concentrações mais elevadas, que dificultou a dissipação de calor e gerou gradientes térmicos mais acentuados, fazendo com que o calor se propagasse lentamente pelo fluido e formasse zonas térmicas elevadas e reduzidas. Os resultados demonstraram que a concentração da solução exerceu influência direta tanto sobre o perfil de pressão quanto sobre a distribuição de temperatura.

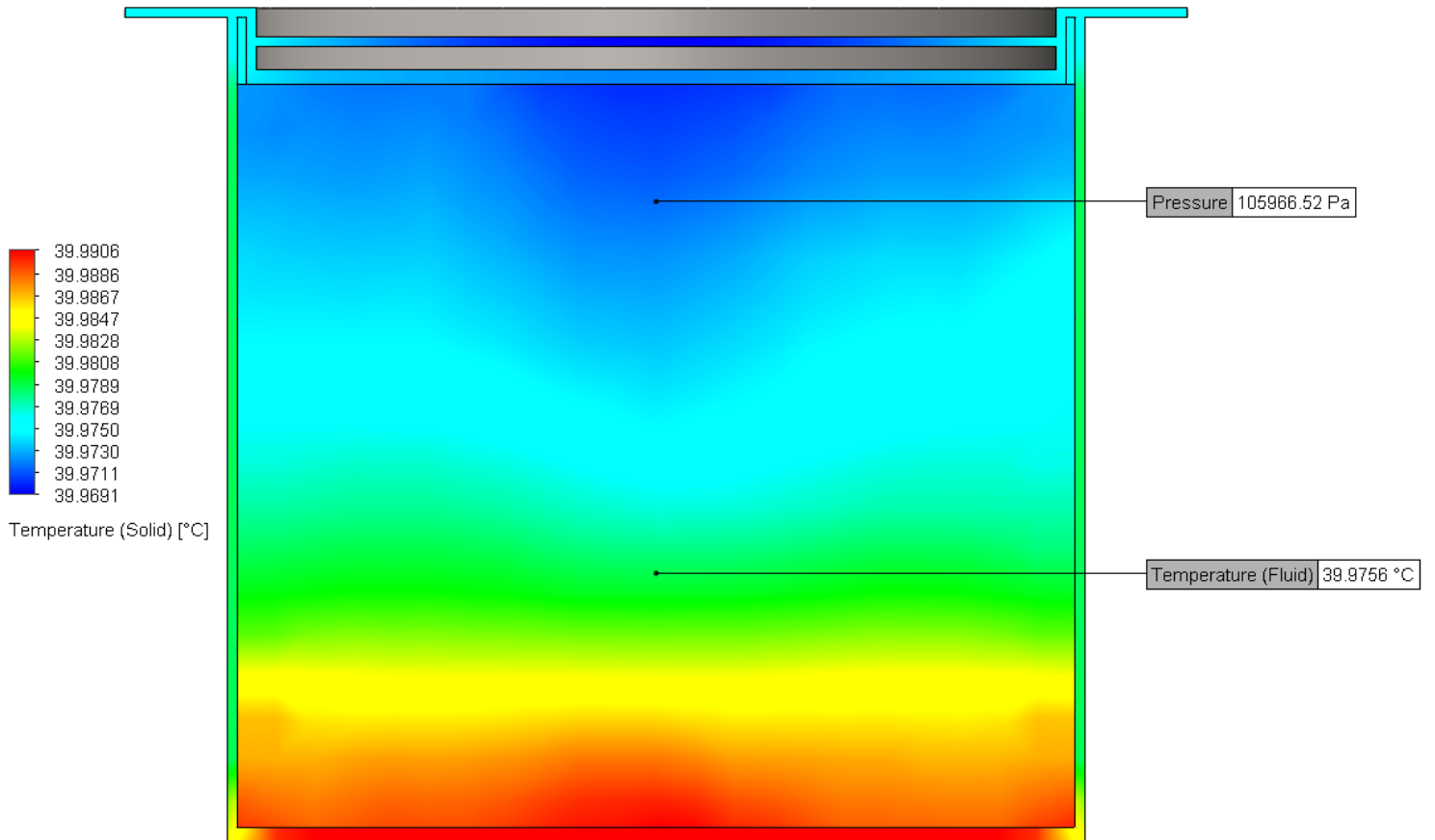


Figura 27 - Distribuição das pressões e temperaturas de solução de sacarose a 30%. Fonte: Autor (2024).

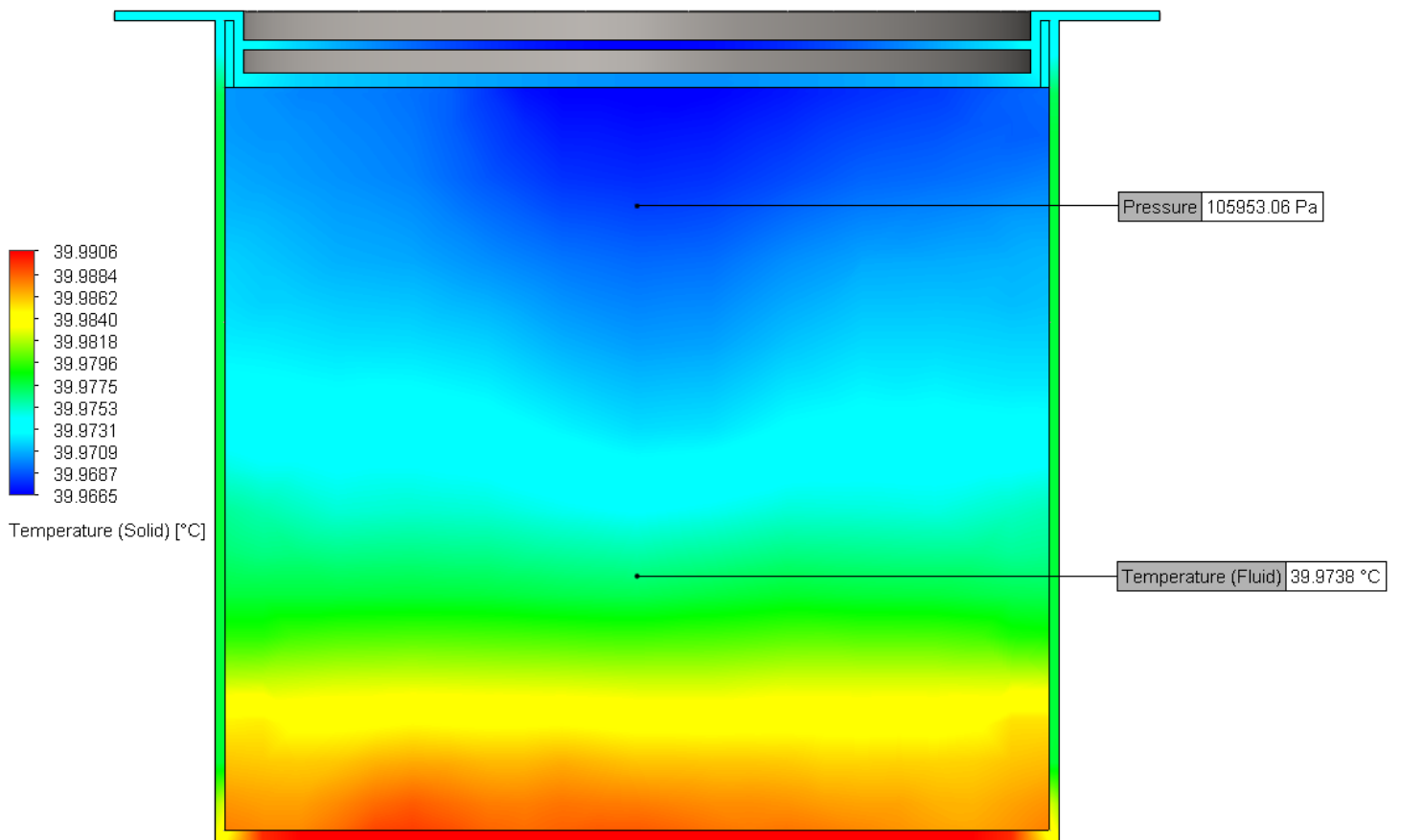


Figura 28 - Distribuição das pressões e temperaturas de solução de sacarose a 40%. Fonte: Autor (2024).

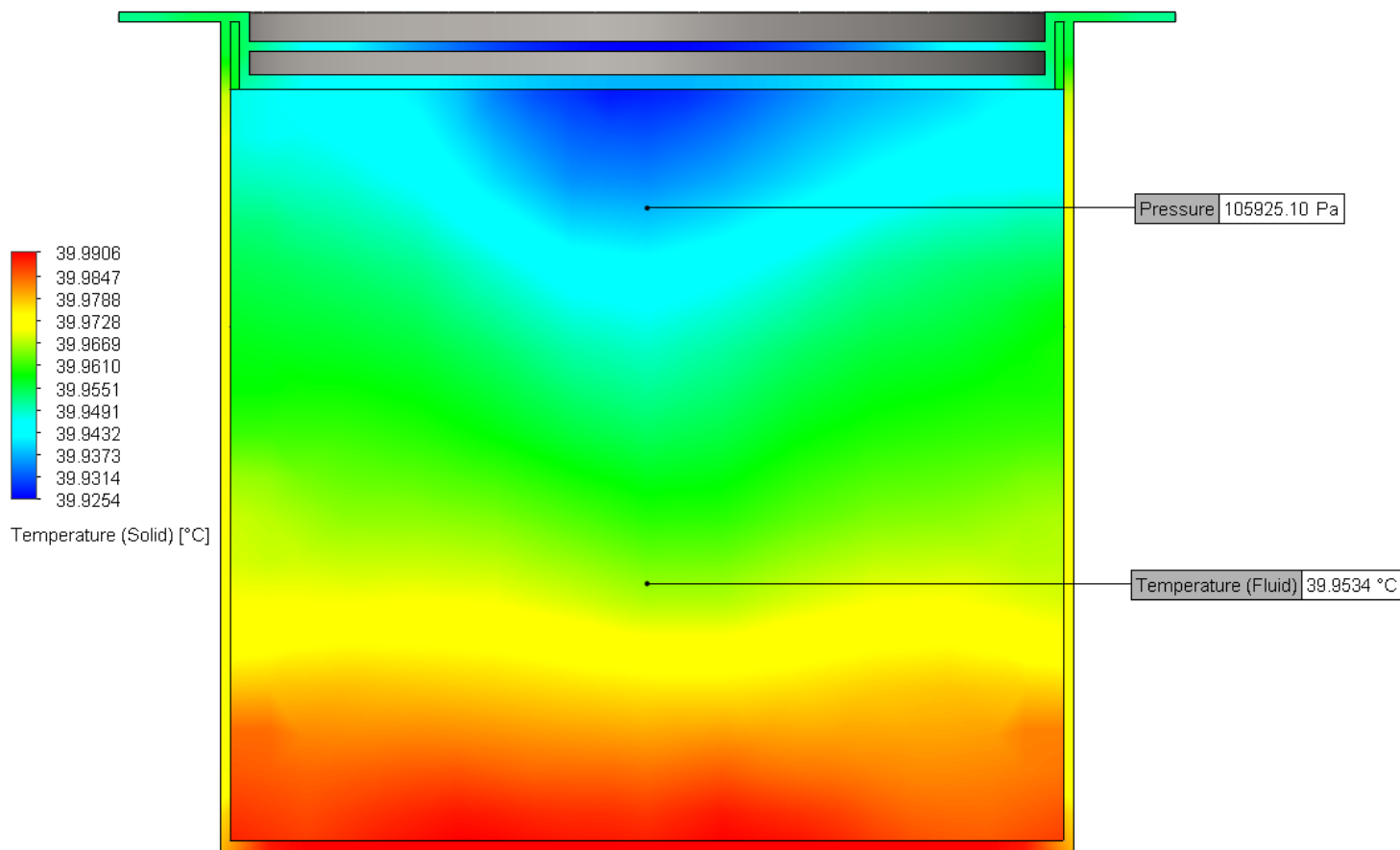


Figura 29 - Distribuição das pressões e temperaturas de solução de sacarose a 60%. Fonte: Autor (2024).

A Tabela 10 apresenta as pressões gasosas estimadas calculadas com base na lei das pressões parciais, considerando diferentes concentrações de sacarose. Os resultados também incluem as pressões simuladas pelo FS e os valores médios experimentais com seus respectivos desvios-padrão. Nota-se que a maior pressão foi registrada na concentração de 30% (m/m), o que indica uma menor resistência das moléculas de água à transição para o estado de vapor.

Tabela 10 - Pressões máximas estimadas para temperatura da solução de 40°C.

Sacarose % (m/m)	Simulado (kPa)		Experimental (kPa)
	LPP	FS	$\bar{x} \pm DP$
30	106,49	105,96	104,28 \pm 0,20
40	106,42	105,95	104,23 \pm 0,24
60	106,22	105,92	104,20 \pm 0,34

Fonte: Autor (2024).

Observou-se que a pressão interna diminuiu à medida que as concentrações de sacarose aumentaram. Esse comportamento deve-se ao fato de a sacarose ser um soluto não volátil que, ao ser misturado com um solvente como a água, altera as propriedades físico-químicas da solução, dificultando o desprendimento das moléculas de água para a fase de vapor e, conseqüentemente, reduzindo a pressão interna do sistema. Rezaei e Netz (2021) destacam que, embora solutos não voláteis possam gerar efeitos distintos na taxa de evaporação, o resultado predominante é a redução da pressão de vapor da água, o que diminui a taxa de evaporação.

5.5 Simulações computacionais de redução de energia

A Tabela 11 apresenta os resultados das análises estatísticas de regressão obtidas para a densidade e o calor específico, considerando concentrações entre 0 e 60% e temperaturas entre 0 e 100°C. Foram incluídos os respectivos coeficientes de determinação (R^2); de determinação ajustado (R^2_{AJ}); de variação (CV) e a raiz do quadrado médio do resíduo (RMSE).

As variáveis independentes do MEG (temperatura e concentração) foram estatisticamente significativas tanto para a densidade quanto para o calor específico. Os efeitos lineares, quadráticos e suas interações foram considerados relevantes, sendo incluídos nos modelos ajustados. Efeitos que não atenderam ao nível de confiança ($p < 0,05$) foram removidos.

Tabela 11 - Modelos polinomiais ajustados.

Propriedades Termofísicas	R^2	R^2_{AJ}	CV	RMSE
Calor específico	0,9993	0,9992	2,1%	8,09
Densidade	0,9864	0,9857	4%	4,17

Fonte: Autor (2024).

O valor de R^2 indica que os modelos foram adequadamente ajustados. O uso do R^2_{AJ} é mais apropriado para avaliar a qualidade dos modelos, pois R^2 tende a aumentar com a inserção de variáveis adicionais ao modelo. Os valores de RMSE sugerem que o modelo de densidade possui boa precisão na estimação dos dados. Os coeficientes de variação para densidade e calor específico apresentaram pequenas variações, indicando boa homogeneidade em cada modelo.

As Equações 67 e 68 representam os modelos preditivos ajustados para as propriedades termofísicas em função da temperatura e da concentração.

$$C_p = 4181,02 + 0,4.T - 1096,54.C - 885,11.C^2 + 5,38.T.C \quad (67)$$

$$\rho = 1010,85 - 0,49.T + 149,16.C \quad (68)$$

A Tabela 12 apresenta os resultados das simulações da troca térmica entre o fluido resfriado no reservatório e o fluido aquecido na tampa, cuja face interna foi considerada como interface de transferência de calor. Essa interação resultou em redução da pressão interna para diferentes fluidos: água (AG), água com 20% de MEG (AGM20), 40% de MEG (AGM40) e 60% de MEG (AGM60). Os cálculos foram realizados com base Equações 58 e 59, utilizando o método RK4. O algoritmo de simulação do processo de resfriamento pode ser consultado no Apêndice G.

Tabela 12 – Pressão reduzida após a troca térmica dos fluidos.

Fluido	Gás reduzido (°C)	Pós troca térmica (°C)	Pressão (kPa) da solução de sacarose % (m/m)		
			30%	40%	60%
AG	26,00	17,25	103,68	103,60	103,32
AGM20	26,15	17,29	103,73	103,65	103,37
AGM40	26,45	17,36	103,83	103,75	103,47
AGM60	26,96	17,48	104,01	103,93	103,65

Fonte: Autor (2024).

A utilização exclusiva de AG como fluido refrigerante resultou em reduções de temperatura e pressão ligeiramente menores quando comparados às soluções contendo MEG. A Tabela 13 apresenta os valores médios experimentais obtidos durante o acionamento e estabilização do sistema de resfriamento para diferentes concentrações de sacarose e fluidos.

Tabela 13 - Valores experimentais para diferentes concentrações de fluido refrigerante e sacarose.

MEG % (m/m)	Sacarose % (m/m)	Experimental					Reservatório Pós troca térmica (°C)
		Solução (°C)	Gás Máximo (°C)	Tanque Gás Reduzido (°C)	Pressão Máxima (kPA)	Pressão Reduzida (kPA)	
AG	30	40,13 ± 0,03	33,09 ± 0,74	28,35 ± 0,63	104,03 ± 0,24	102,42 ± 0,24 ^{aA}	16,40 ± 0,17
AGM20		40,11 ± 0,01	33,27 ± 0,81	28,71 ± 0,67	104,07 ± 0,27	102,52 ± 0,23 ^{aA}	17,34 ± 0,89
AGM40		40,12 ± 0,08	33,65 ± 1,31	29,12 ± 0,71	104,21 ± 0,43	102,67 ± 0,22 ^{aA}	17,38 ± 0,35
AGM60		40,04 ± 0,10	33,81 ± 0,46	29,17 ± 0,12	104,27 ± 0,16	102,69 ± 0,02 ^{aB}	19,34 ± 0,47
AG	40	40,06 ± 0,04	33,33 ± 0,15	27,69 ± 0,26	104,10 ± 0,04	102,18 ± 0,08 ^{aA}	16,74 ± 1,27
AGM20		40,18 ± 0,10	33,83 ± 0,27	27,80 ± 0,39	104,27 ± 0,11	102,22 ± 0,11 ^{aA}	16,47 ± 0,46
AGM40		40,21 ± 0,12	34,21 ± 1,73	29,10 ± 1,35	104,40 ± 0,58	102,66 ± 0,46 ^{aA}	17,42 ± 0,77
AGM60		40,33 ± 0,18	34,35 ± 1,23	29,55 ± 0,80	104,46 ± 0,42	102,83 ± 0,27 ^{aB}	18,85 ± 1,14
AG	60	40,14 ± 0,10	32,68 ± 1,16	28,29 ± 0,96	103,89 ± 0,39	102,40 ± 0,32 ^{aA}	17,03 ± 0,89
AGM20		40,11 ± 0,06	33,54 ± 0,48	28,41 ± 0,85	104,19 ± 0,15	102,44 ± 0,27 ^{aA}	16,80 ± 0,26
AGM40		40,16 ± 0,09	34,41 ± 0,83	28,85 ± 0,45	104,47 ± 0,28	102,58 ± 0,14 ^{aA}	18,03 ± 0,35
AGM60		40,11 ± 0,04	33,39 ± 1,13	28,88 ± 1,06	104,13 ± 0,39	102,60 ± 0,37 ^{aB}	18,24 ± 0,56

Fonte: Autor (2024).

Os resultados simulados (Tabela 12) e os dados experimentais médios para as diferentes concentrações de MEG e sacarose, incluindo as temperaturas nos compartimentos do sistema após a troca térmica (Tabela 13), apresentaram concordância entre a modelagem computacional e o experimental, reforçando a validade da metodologia adotada. Além disso, os modelos matemáticos empregados demonstraram ser adequados, representando o fenômeno em estudo e refletindo o comportamento esperado do sistema real com considerável aproximação.

Independentemente da concentração de sacarose (30%, 40% ou 60%), observou-se que a temperatura da solução no tanque manteve-se próxima de 40°C, o que evidenciou a eficácia do controle térmico aplicado durante os ensaios. Essa constância garantiu condições comparáveis entre os diferentes testes. De modo geral, houve uma tendência de aumento gradual da temperatura máxima de gás com destaque para os valores de 34,35°C (AGM60 a 40%) e 34,41°C (AGM40 a 60%). Contudo, essa elevação não foi completamente linear, e algumas oscilações pontuais ocorreram, como no caso de AGM40 para AGM60 em 60% de sacarose (34,41 °C para 33,39 °C), o que sugere fatores adicionais, como estabilidade operacional, uniformidade da distribuição térmica e possíveis variações na eficiência de contato térmico entre os componentes do sistema, podem ter influenciado o resultado.

A temperatura reduzida do gás, medida após a estabilização do sistema, revelou ser um indicador sensível da eficiência do resfriamento. Notou-se que os menores valores para o resfriamento do gás foram alcançados nos ensaios com água. Embora, pela Lei de Raoult, soluções com menor teor de sacarose apresentem maior pressão de vapor, a diferença teórica entre 30%, 40% e 60% foi de apenas 0,2 a 0,3 kPa entre cada fluido refrigerante por concentração de solução de sacarose. Como a pressão máxima foi calculada pela relação de Gay-Lussac a partir da pressão total absoluta, essa variação possivelmente foi encoberta pelas variações de temperatura e pressão do ar dentro do sistema.

As temperaturas no reservatório mostraram que os testes com maior teor de MEG, influenciaram na composição na transferência térmica interna do sistema, sugerindo que sua adição contribuiu para uma ligeira elevação térmica no sistema, tanto no gás quanto no fluido, impactando a eficiência do processo.

Ainda com base na Tabela 13, a análise estatística evidenciada pelas letras sobrescritas na coluna de pressão reduzida indica que não houve diferença significativa

entre as concentrações de sacarose (letras minúsculas iguais), mas sim entre os diferentes teores de MEG (letras maiúsculas diferentes). Isso reforça o impacto direto da formulação do fluido refrigerante sobre a resposta do sistema, sendo o MEG um modificador relevante dos parâmetros de operação. Por fim, a Figura 30 apresenta a quantidade de calor extraída de cada fluido durante os primeiros 30 minutos de operação no reservatório, complementando as análises acima com um panorama energético do processo.

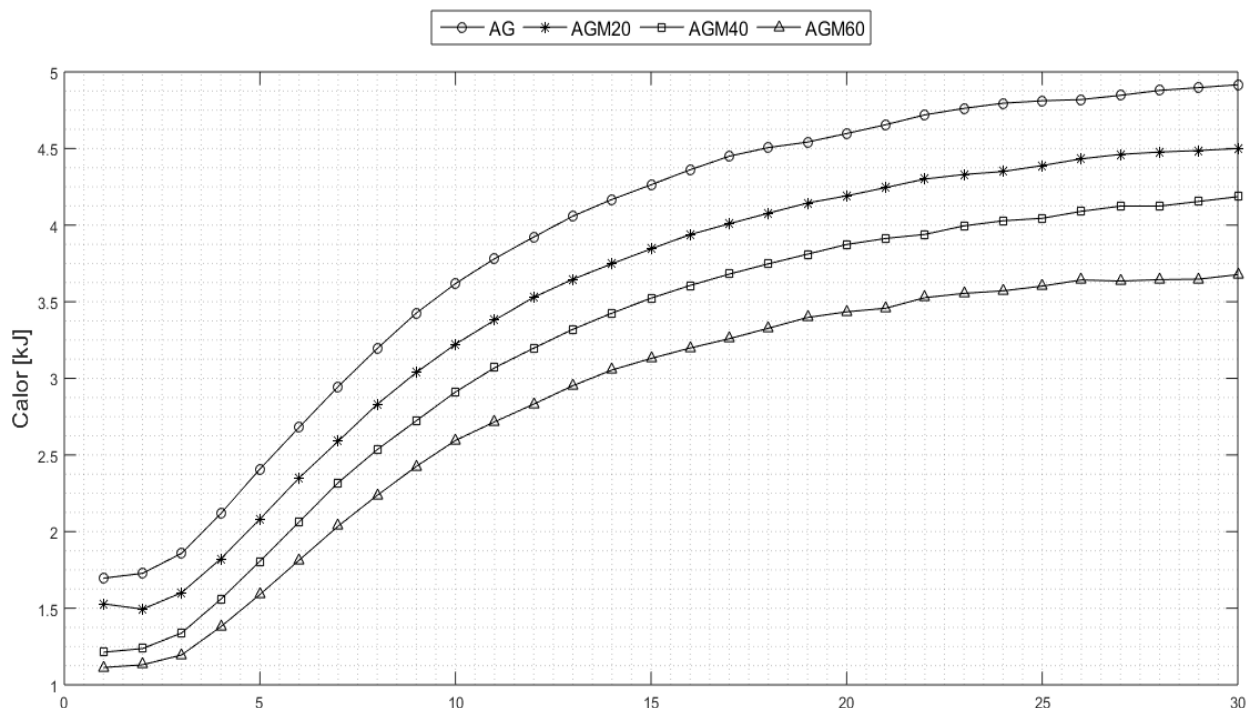


Figura 30 - Quantidade de calor removida de cada fluido. Fonte: Autor (2024).

Com o objetivo de garantir condições iniciais comparáveis entre os ensaios, foi adotado um controle experimental que considerou a influência do sistema de resfriamento. Ao término de cada experimento, o fluido recém-introduzido no reservatório assumia a mesma temperatura reduzida do ensaio anterior. Para minimizar essa interferência e padronizar a temperatura de partida, foi inserida uma instrução no sistema embarcado para acionar o deslocamento do fluido por alguns minutos antes do início de cada novo ensaio. Essa medida permitiu uma elevação gradual da temperatura inicial, aproximando-a da temperatura ambiente. Ainda assim, as temperaturas registradas para os fluidos no início dos testes variaram entre 20,6 °C e 22,0 °C, abaixo da referência padrão de 25 °C, mas suficientemente próximas para manter a validade da comparação. O isolamento térmico das paredes da tampa e do reservatório também contribuíram para conservar o calor no interior do sistema, estabilizando ainda mais as condições de partida.

Observou-se que a menor quantidade de calor removida foi registrada para a solução AGM60 (3,68 kJ), seguida por AGM40 (4,19 kJ) e AGM20 (4,50 kJ), enquanto a AG apresentou o maior valor, com 4,92 kJ. Essa diferença está relacionada à capacidade calorífica específica da água, de aproximadamente $4,18 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$, consideravelmente superior à do MEG, que é cerca de $2,3 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$, valores estimados para temperatura ambiente. Essa diferença indicou que a água pode armazenar mais energia térmica por unidade de massa para a mesma variação de temperatura, o que a tornou mais eficiente no armazenamento e transporte de calor. Além disso, o comportamento térmico registrado pode ter sido influenciado por propriedades complementares do fluido, como condutividade térmica, viscosidade e dinâmica de escoamento no sistema.

Resultados semelhantes foram reportados por Thakare e Umale (2016), que investigaram o efeito da variação na concentração de MEG (0%, 20%, 40% e 60%) em soluções aquosas sobre o coeficiente de transferência de calor durante o resfriamento. Os dados experimentais revelaram que a taxa de resfriamento foi máxima na solução sem MEG (0%), diminuindo progressivamente com o aumento da concentração do aditivo, evidenciando uma redução na capacidade de transporte térmico da mistura.

5.6 Coeficiente de performance do módulo termoeletrico de estágio único

A Figura 31 mostra a temperatura de resfriamento dos fluidos para os primeiros 30 minutos. Essas temperaturas tenderam ao regime estacionário até o acionamento da bomba.

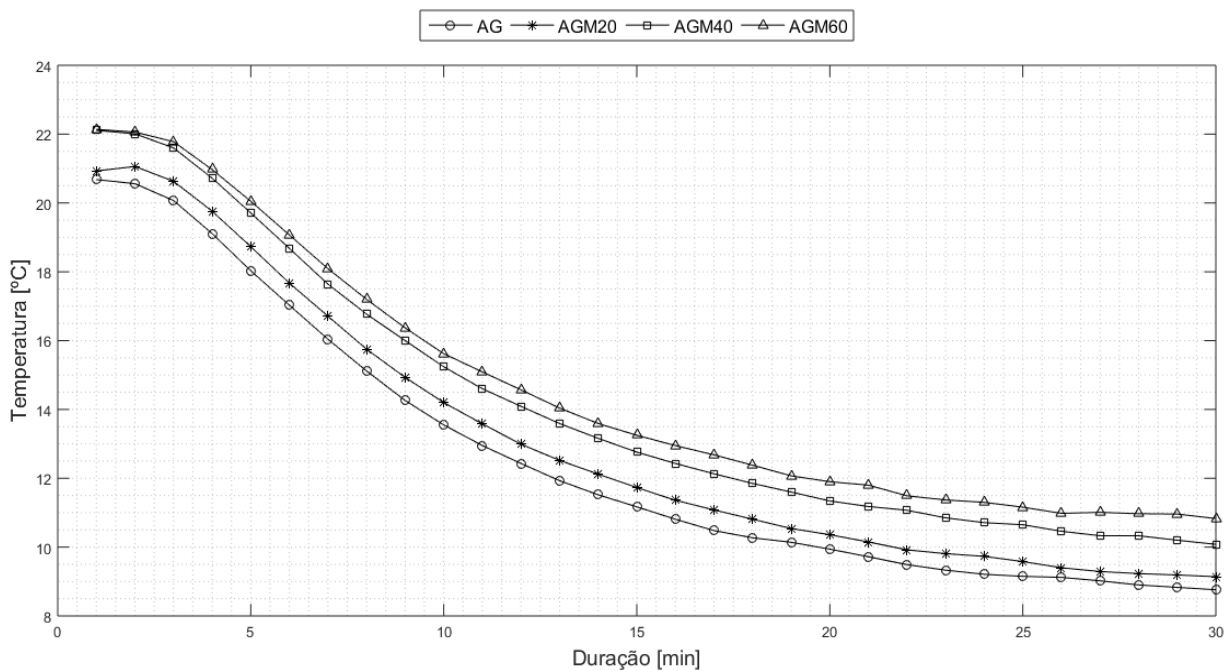


Figura 31 - Curva de resfriamento em relação ao período para cada fluido. Fonte: Autor (2024).

A Tabela 14 apresenta o COP correspondente para cada fluido calculada pela Equação 31.

Tabela 14 - Valores de COP de acordo com o tipo de fluido.

Concentração fluido %(m/m)	Fluido frio (°C)	COP (-)
AG	8,76	0,5630
AGM20	9,14	0,5622
AGM40	10,08	0,5601
AGM60	10,83	0,5584

Fonte: Autor (2024).

Segundo a *Thermal Book* (2024), os COPs calculados estão dentro do intervalo típico de 0,3 a 0,7, geralmente associado a módulos termoelétricos de estágio único em aplicações domésticas. Como mostrado na tabela, a AG apresentou o melhor desempenho sob as mesmas condições de acionamento do módulo para os demais fluidos. Resultados semelhantes foram reportados por Ibikunle *et al.* (2021), com um COP de 0,5294, e por Patel *et al.* (2016), com 0,5644. Elnaggar *et al.* (2024) destacam que, embora os módulos ainda apresentem COPs inferiores aos das tecnologias de refrigeração convencionais, estratégias vêm sendo desenvolvidas para aprimorar sua eficiência.

6 CONCLUSÃO

Esta pesquisa apresentou o desenvolvimento de um sistema de controle de temperatura e pressão em volume constante, sob condições físico-químicas simuladas de desidratação osmótica, sem o uso direto de alimentos. O trabalho contemplou a análise da pressão interna em soluções com diferentes concentrações de soluto, o estudo do isolamento térmico e a aplicação de modelos matemáticos para representar o comportamento pressórico e térmico do sistema. Foi projetado um modelo tridimensional simplificado como base para a construção do sistema físico, com atenção à viabilidade prática de operação e montagem. Também foram implementadas estratégias de aquisição e armazenamento de dados em tempo real, assegurando o monitoramento contínuo das variáveis do processo.

A abordagem adotada permitiu integrar modelagem computacional, simulação e análise construtiva, além de possibilitar o controle efetivo da temperatura e da pressão internas do sistema em condições operacionais definidas. A consistência entre os diferentes métodos aplicados confirmou a validade do sistema desenvolvido, reforçando sua aplicabilidade em futuras investigações relacionadas ao controle térmico e pressórico em sistemas fechados sob condições simuladas.

7 REFERÊNCIAS

- ABOLMAALI, A.; BAYAT, M.; HATTEL, J. Advancing thermohydraulic performance of micro-grooved flat heat pipes through a combined numerical-experimental approach. **Applied Thermal Engineering**, v. 258, p. 1-20, 2025.
- AGARWAL, T. **PIC microcontroller architecture and pic projects for students**. 2015. Disponível em: <https://www.efxkits.co.uk/pic-microcontroller-architecture-with-applications/>. Acesso em: 04.12. 2022.
- AKBARIAN, M.; GHASEMKHANI, N.; MOAYEDI, F. Osmotic dehydration of fruits in food industrial: A review. **International Journal of Biosciences**, v. 3, n. 12, p. 1-16, 2013.
- ALEJANDRE, V. **Análisis del ciclo de vida de aislantes térmicos para la aplicación en edificaciones**. 2016. 87f. Dissertação (Mestrado Ciências de la Ingeniería com orientación en Energías Térmica y Renovable), Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e Elétrica, Universidad Autónoma de Nuevo León, Nuevo León, 2016.
- ARROW. Solid state vs. electromechanical relays. 2017. Disponível em: <https://www.arrow.com/en/research-and-events/articles/crydom-solid-state-relays-vs-electromechanical-relays>. Acesso em: 07.11. 2023.
- ASHIMA, K.; JUGLAN, H.; Ultrasonic and volumetric behaviour of glycols with sodium ethylparaben in aqueous medium from T = 293.15 to 308.15 K at atmospheric pressure. **Results in Chemistry**, p. 1-13, 2020.
- ATLAS SCIENTIFIC. **How do temperature sensors work?** 2021. Disponível em: <https://atlas-scientific.com/blog/how-do-temperature-sensors-work/>. Acesso em: 18.11. 2023.
- AURELIANO, A. **Microcontroladores**. 2017. Disponível em: <https://medium.com/fiozera/microcontroladores-914a59cbf7de>. Acesso em: 04.12. 2022.
- AYALA-APONTE, A.; SERNA-COCK, L.; GIRALDO-CUARTAS, C. Efecto de la agitación sobre la deshidratación osmótica de pitahaya amarilla (*Selenicereus Megalanthus*) empleando soluciones de sacarosa. **Interciencia**, v. 34, n. 7, p. 492-496, 2009.
- AZEREDO, H.; JARDINE, J. Desidratação osmótica de abacaxi aplicada à tecnologia de métodos combinados. **Food Science and Technology**, v. 20, p. 78-82, 2000.
- BACKES, A. **Linguagem C: Descomplicada**. 2012. Disponível em: <https://www.facom.ufu.br/~backes/publi_peq/apostilaC.pdf>. Acesso em: 04.12. 2022.
- BERGMAN, T.; LAVINE, A.; INCROPERA, F.; DEWITT, D. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014.
- BIALIK, M.; WIKTOR, A.; LATOCHA, P.; GONDEK, E. Mass transfer in osmotic dehydration of kiwiberry: Experimental and mathematical modelling studies. **Molecules**, v. 23, n. 5, p. 1236, 2018.
- BOYCE, W.; DIPRIMA, R. **Equações diferenciais elementares e problemas de valores de contorno**. Tradução: Valéria Magalhães. 8. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2006.

CAETANO, G. Soldagem Similar de Aços Inoxidáveis Ferríticos e Austeníticos pelo Processo “Friction Stir Welding”. 2016. 170f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Metalúrgica) – Departamento de Engenharia Metalúrgica e de Materiais, Universidade Federal do Ceará, Fortaleza, 2016.

CAPITOL TECHNOLOGY UNIVERSITY. **What is solidworks?** 2019. Disponível em: < <https://www.capttechu.edu/blog/solidworks-mechatronics-design-and-engineering-program>>. Acesso em: 08.12. 2022.

ÇENGEL, Y.; GHAJAR, A. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. 4. ed. Porto Alegre: AMGH, 2012.

ÇENGEL, Y.; CIMBALA, J. **Mecânica dos fluidos: fundamentos e aplicações**. Tradução: Katia Aparecida Roque; Mario Moro Fecchio. [s.n.]. Porto Alegre: AMGH, 2012.

CFSUNBIRD. **Módulo Bluetooth**. 2024. Disponível em: <https://pt.aliexpress.com/item/1005006852298377.html>? Acesso em: 06.09. 2024.

CHAPRA, S.; CANALE, R. **Métodos numéricos para engenharia**. Tradução: Helena Castro. 5. ed. Porto Alegre: AMGH, 2011.

Comisión nacional para el uso eficiente de la energía (CONUEE). **Beneficios del aislamiento térmico en la industria**. V. 1.1, p.1-52, 2009.

DA SILVA, W.; AIRES, J.; CASTRO, D.; SILVA, C.; GOMES, J. Numerical description of guava osmotic dehydration including shrinkage and variable effective mass diffusivity. **Food Science and Technology**, p. 859-866, 2014.

DAO, T.; HUANG, S. Design and analysis of a compliant micro-positioning platform with embedded strain gauges and viscoelastic damper. **Microsystem Technologies**, v. 23, n. 2, p. 441-456, 2016.

DASH, K.; BALASUBRAMANIAM, V.; KAMAT, S. High pressure assisted osmotic dehydrated ginger slices. **Journal of Food Engineering**, v. 247, p. 19-29, 2019.

Dassault Systems. **Verificação de Fator de segurança**. 2023. Disponível em: < https://help.solidworks.com/2017/portuguese-brazilian/SolidWorks/cworks/c_Factor_of_Safety_Check.htm>. Acesso em: 02.01. 2024.

DAVIS, N. **Introduction to temperature sensors: Thermistors, Thermocouples, RTDs, and Thermometer ICs**. 2022. Disponível em: <https://www.allaboutcircuits.com/technical-articles/introduction-temperature-sensors-thermistors-thermocouples-thermometer-ic/>. Acesso em: 20.11. 2023.

DAVIS, S.; PADILLA, B.; PRAKASH, P.; KASEMSADEH, B.; HENG, A.; ASHARA, A.; ARTEAGA, J.; ANDERSON, M.; KHOURY, N.; FISHER, B.; TATE, J. **An engineer’s guide to temperature sensing: temperature sensor design challenges and solutions**. 2019. *E-book*.

DESHMUKH, G.; BIRWAL, P.; DATIR, R.; PATEL, S. Thermal insulation materials: a tool for energy conservation. **Journal of Food Processing & Technology**, v. 8, n. 4, p. 1-4, 2017.

- DIONELLO, R.; BERBERT, P.; MOLINA, M.; PEREIRA, R.; VIANA, A.; CARLESSO, V. Desidratação osmótica de frutos de duas cultivares de abacaxi em xarope de açúcar invertido. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, v. 13, n. 5, p. 596-605, 2009.
- DNI. **Relé auxiliar universal 12V 40A**. 2024. Disponível em: <https://dni.com.br/pt/dni0102-rele-auxiliar-universal-40a-12v/>. Acesso em: 01.12. 2024.
- DOKES, K. **What is Data Acquisition?** 2023. Disponível em: <https://digilent.com/blog/what-is-data-acquisition/>. Acesso em: 26.12. 2023.
- DREBUSHCHAK, V. The Peltier effect. **Journal of Thermal Analysis and Calorimetry**, v. 91, n. 1, p. 311-315, 2008.
- DUBEY, N. **Top Thermoelectric Peltier Modules Manufacturers in the World**. 2022. Disponível em: <https://www.bisinfotech.com/top-5-thermoelectric-peltier-modules-manufacturers-in-the-world/>. Acesso em: 19.10. 2023.
- ELNAGGAR, A.; SHARAF, S.; REHIM, Z.; EL-BAYOUMI, M.; MUSTAFA, H.; EL ZOGHBY, H. Optimizing COP by RSM and MATLAB model of mini refrigerator based on thermoelectric units driven by solar photovoltaic. **Scientific reports**, 2024.
- FALADE, K.; IGBEKA, J. Osmotic dehydration of tropical fruits and vegetables. **Food Reviews International**, v. 23, n. 4, p. 373-405, 2007.
- FERRARI, C.; SARANTÓPOULOS, C.; CARMELLO-GUERREIRO, S.; HUBINGER, M. Effect of osmotic dehydration and pectin edible coatings on quality and shelf life of fresh-cut melon. **Food and Bioprocess Technology**, v. 6, n. 1, p. 80-91, 2013.
- FILHO, S. **Análise de duas propostas de métodos – propagação cilíndrica e plana – para a determinação da capacidade de isolamento térmico de mantas de eva**. Monografia (Bacharelado em Ciências Exatas e Tecnológicas), Universidade Federal do Recôncavo da Bahia, Cruz das Almas, 2016.
- FORE, M. **Convection: What Is It & How Does It Work?** 2023. Disponível em: <<https://sciencing.com/convection-what-is-it-how-does-it-work-13722761.html>>. Acesso em: 01.01.2024.
- GEEKSFORGEEEKS. **Data acquisition system**. 2023. Disponível em: <https://www.geeksforgeeks.org/data-acquisition-system/>. Acesso em: 26.12. 2023.
- GERMER, S.; QUEIROZ, M.; AGUIRRE, J.; BERBARI, S.; ANJOS, V. Desidratação osmótica de pêssegos em função da temperatura e concentração do xarope de sacarose. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, v. 15, p. 161-169, 2011.
- GILL, L. **What is a temperature sensor?** 2023. Disponível em: <https://www.processparameters.co.uk/what-is-a-temperature-sensor/>. Acesso em: 18.11. 2023.
- GIMENEZ, S. **Microcontroladores 8051**. 1.ed. São Paulo: Prentice Hall, 2002.
- GOENGINEER. **Solidworks flow simulation**. 2022. Disponível em: <<https://www.goengineer.com/solidworks/simulation/solidworks-flow-simulation-cfd>>. Acesso em: 09.12. 2022.

GONZÁLEZ-PÉREZ, J.; RAMÍREZ-CORONA, N.; LÓPEZ-MALO, A. Mass transfer during osmotic dehydration of fruits and vegetables: process factors and non-thermal methods. **Food Engineering Reviews**, v. 13, n. 2, p. 344-374, 2021.

GREEN, D.; PERRY, R. **Perry's chemical engineers' handbook**. 8 th. ed. McGraw-Hill, 2007.

GUPTA, P.; BHAT, A.; CHAUHAN, H.; AHMED, N.; MALIK, A. Osmotic dehydration of button mushroom. **International Journal of Food and Fermentation Technology**, v. 5, n. 2, p. 117-182, 2015.

HELMENSTINE, A. **Convection Currents in Science, What They Are and How They Work**. 2019. Disponível em: < <https://www.thoughtco.com/convection-currents-definition-and-examples-4107540>>. Acesso em: 01.01.2024.

HENDERSON, D.; JUNAIDI, H.; MUNEER, T.; GRASSIE, T.; CURRIE, J. Experimental and CFD investigation of an ICSSWH at various inclinations. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 11, n. 6, p. 1087-1116, 2007.

IBIKUNLE, R.; AKINTUNDE, M.; TITILADUNAYO, I.; ADELEKE, A. Estimation of coefficient of performance of thermoelectric cooler using a 30W single-stage type. **International Review of Applied Sciences and Engineering**, v. 13, n. 2, p. 124-132, 2021.

INDIARTO, R.; ASYIFAA, A.; ADININGSIH, F.; AULIA, G.; ACHMAD, S. Conventional and advanced food-drying technology: a current review. **International Journal of Scientific & Technology Research**, v. 10, n. 1, p. 99-107, 2021.

INGA, L.; CARO, O. **Efecto de la velocidad de agitación magnética sobre la deshidratación osmótica de cocona (*Solanum sessiliflorum*) en soluciones de sacarosa y miel de abeja**. 2014. 51f. Tese (Tese em Engenharia Agroindustrial), Universidad Nacional Toribio Rodríguez de Mendoza de Amazonas, Chachapoyas, 2014.

JARDAK, K.; DIRANY, A.; DROGUI, P.; KHAKANI, M. A. E. Electrochemical degradation of ethylene glycol in antifreeze liquids using boron doped diamond anode. **Separation and Purification Technology**, v. 168, p. 215-222, 2016.

JIN, W.; LIU, L.; YANG, T.; SHEN, H.; ZHU, J.; XU, W.; LI, S.; LI, Q.; CHI, L.; DI, C.; ZHU, D. Exploring Peltier effect in organic thermoelectric films. **Nature Communications**, v. 9, n. 1, p. 1-6, 2018.

KAUSHAL, P.; SHARMA, H. Osmo-convective dehydration kinetics of jackfruit (*Artocarpus heterophyllus*). **Journal of the Saudi Society of Agricultural Sciences**, v. 15, n. 2, p. 118-126, 2016.

KERSCHBAUMER, R. **Engenharia de controle e Automação: microcontroladores**. IFC – Instituto Federal Catarinense, Campus Luzerna Microcontroladores, 2018.

KULCZYŃSKI, B.; SULIBURSKA, J.; RYBARCZYK, M.; GRAMZA-MICHAŁOWSKA, A. The effect of osmotic dehydration conditions on the calcium content in plant matrice. **Food Chemistry**, v. 343, p. 128519, 2021.

LACTEA. **A importância do controle de temperatura na indústria alimentícia**. 2019. Disponível em: <https://www.lactea.com.br/controle-de-temperatura-na-industria-alimenticia/>. Acesso em: 19.11. 2023.

LATHI, B.; DING, Z. **Sistemas de Comunicações Analógicas e Digitais Modernos**. Tradução: J. R. Souza. 4. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2015.

LI, X.; ZOU, C.; QI, A. Experimental study on the thermo-physical properties of car engine coolant (water/ethylene glycol mixture type) based SiC nanofluids. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 77, p. 159–164, 2016.

LINQUIP. **Temperature sensors: types, working principle & practical applications**. 2023. Disponível em: <https://www.linquip.com/blog/temperature-sensors/>. Acesso em: 19.11. 2023.

LOGIC FRUIT. **Data acquisition system: the complete guide**. 2022. Disponível em: <https://www.logic-fruit.com/blog/daq/data-acquisition-system-daq-guide/>. Acesso em: 26.12. 2023.

LOJA DA ROBOTICA. **Pastilha Peltier Tec1 12706 40x40mm**. 2024. Disponível em: <https://www.lojadarobotica.com.br/pastilha-peltier-tec1-12706-40x40mm>. Acesso em: 26.12. 2024.

LUCAS, J.; HAMER, A. **What is thermodynamics?** 2022. Disponível em: <https://www.livescience.com/50776-thermodynamics.html>. Acesso em: 20.12. 2022.

LUCHESE, C.; GURAK, P.; MARCZAK, L. Osmotic dehydration of physalis (*Physalis peruviana* L.): evaluation of water loss and sucrose incorporation and the quantification of carotenoids. **LWT-Food Science and Technology**, v. 63, n. 2, p. 1128-1136, 2015.

LUYBEN, W. **Process modeling, simulation, and control for chemical engineers**. 2. th. 1996.

MAISELI, B.; GU, Y.; GAO, H. Recent developments and trends in point set registration methods. **Journal of Visual Communication and Image Representation**, v. 46, p. 95-106, 2017.

MARTINS, M.; CUNHA, T.; SILVA, M. R. Efeito das condições da desidratação osmótica na qualidade de passas de caju-do-cerrado. **Food Science and Technology**, v. 28, p. 158-165, 2008.

MARTINS, M.; GUIMARÃES, B.; POLACHINICT, T.; TELIS-ROMERO, J. Thermophysical properties of carbohydrate solutions: Correlation between thermal and transport properties. **Journal of Food Process Engineering**, p. 1-15, 2020.

MAXIM. **Cold junction compensated K thermocoupleto digital converter (0°C to +1024°C)**. 2021. Disponível em: <https://www.analog.com/media/en/technical-documentation/data-sheets/max6675.pdf>. Acesso em: 26.11. 2023.

MCGURK, K.; OWEN, B.; WATSON, W.; NETHONONDA, R.; CORDELL, H.; FARRALL, M.; RIDER, O.; WATKINS, H.; REVELL, A.; KEAVNEY, B. Heritability of haemodynamics in the ascending aorta. **Scientific Reports**, v. 10, 2020.

MEDEIROS, W. **Proposta para aproveitamento da glicerina residual do biodiesel na obtenção de fluido de arrefecimento à base de etilenoglicol**. 2022. 55 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia de Energia), Universidade de Brasília, Brasília, 2022.

MELO, S.; ULLER, A.; PESSOA, F. Modelagem e simulação da desterpenação do óleo da casca de laranja com co₂ supercrítico em modo semi-contínuo. **Food Science and Technology**, v. 17, 1997.

MENG, S.; TADDEI, L.; LEBEAL, N.; ROTH, S. Advances in ballistic penetrating impact simulations on thin structures using Smooth Particles Hydrodynamics: A state of the art. **Thin-Walled Structures**, v. 159, p. 01-20, 2020.

MICROCHIP TECHNOLOGY INCORPORATED. **PIC18F4520 Data Sheet**: 28/40/44-Pin, high-performance, enhanced flash, USB Microcontrollers with nanoWatt Technology. U.S.A, 2004.

MIKROE. **Home**. Disponível em: <https://www.mikroe.com/about/>. Acesso em: 07.12.2022.

MORAES, T. **Implementação de protótipo de resfriador termoelétrico por efeito Peltier aplicado a dispositivos semicondutores de potência**. 2014. 215f. Dissertação (de Mestrado), Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2014.

MONTEITH, J.; UNSWORTH, M. **Principles of Environmental Physics**. 4. th. Academic Press, 2013.

MORAN, M.; SHAPIRO, H.; BOETTNER, D.; BAILEY, M. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics**. 8 th. ed. Wiley, 2014.

MORAN, M.; SHAPIRO, H.; BOETTNER, D.; BAILEY, M. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. Tradução: Robson Pacheco Pereira; Gisele Maria Ribeiro Vieira; Paulo Pedro Kenedi; Fernando Ribeiro da Silva. 8. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2018.

MULINDI, J. **Electromechanical Relays (EMR)**. 2021. Disponível em: <https://www.electricalandcontrol.com/electromechanical-relays-emr/>. Acesso em: 07.11.2023.

MUNDADA, M.; HATHAN, B.; MASKE, S. Mass transfer kinetics during osmotic dehydration of pomegranate arils. **Journal of Food Science**, v. 76, n. 1, p. E31 – E39, 2010.

NAIR, M.; TRIPATHI, B. Experimental studies on thermoelectric refrigeration system. **International Conference on Cutting**, 2019.

NOOR, M.; FAUZI, N.; MASROM, S.; MALEK, M.; MUSTAPHA, M.; YASIN, A. Graphing behaviour of heat transfer in terms of nusselt and reynolds. **Journal of Computing Research and Innovation**, v. 6, n. 2, p. 41-52, 2021.

NOWACKA, M.; DADAN, M.; TYLEWICZ, U. Current applications of ultrasound in fruit and vegetables osmotic dehydration processes. **Applied Sciences**, v. 11, n. 3, p. 1269, 2021.

PASTOR, J. **Análise termodinâmica de uma estufa convectiva operando com gás natural**. Monografia (Bacharelado em Engenharia Mecânica), Centro Universitário Toledo, Araçatuba, 2018.

PATEL, J.; PATEL, M.; PATEL, J.; MODI, H. Improvement in the cop of thermoelectric cooler. **International journal of scientific & technology research**, v. 5, p. 73-76, 2016.

PATIDAR, S. Applications of thermoelectric energy: a review. **International Journal for Research in Applied Science & Engineering Technology**, v. 6, p. 1992-1996, 2018.

PEREIRA, F. **Microcontroladores PIC: Programação em C**. 7. ed. São Paulo: Érica, 2007.

PHISUT, N. Factors affecting mass transfer during osmotic dehydration of fruits. **International Food Research Journal**, v. 19, n. 1, p. 7, 2012.

PIGGOTT, A. Introduction to Thermoelectrics and Medical Applications. 2019. Disponível em: <https://thermoelectricsolutions.com/introduction-thermoelectrics-medical-applications/>. Acesso em: 20.10. 2023.

PINTO, E.; LIMA, L.; SANTOS, F.; OLIVEIRA, F.; SOARES, D. Desidratação osmótica de Guapeva. **UNICIÊNCIAS**. v. 22, n. especial, p. 21-24, 2018.

PINTO, B.; MELO, A.; JUNIOR, E.; COSTA, A. Novel technologies combined with osmotic dehydration for application in the conservation of fruits: an overview. **Food Technology**, v. 53, p. 1-9, 2023.

PORCIUNCULA, B.; ZOTARELLI, M.; CARCIOFI, B.; LAURINDO, J. Determining the effective diffusion coefficient of water in banana (Prata variety) during osmotic dehydration and its use in predictive models. **Journal of Food Engineering**, v. 119, n. 3, p. 490-496, 2013.

PÓVOA, P. Aço Inoxidável como Material para Equipamentos da Indústria de Alimentos. Monografia (Engenharia Química), Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2017.

PYROSALES. **What are temperature sensors used for?** 2020. Disponível em: <https://www.pyrosales.com.au/blog/thermocouple-information/what-are-temperature-sensors-used-for/>. Acesso em: 19.11. 2023.

RAISA. **Relé eletromecânico: noções básicas, símbolo e mais**. 2023. Disponível em: <https://blog.raisa.com.br/rele-eletromecanico-nocoos-basicas-simbolo-e-mais/>. Acesso em: 08.11. 2023.

RAJPUT, R. **Engineering Thermodynamics**. 3. th. Jones & Bartlett Publishers, 2007.

RAPP, B. Fluids. *In*: Micro and Nano Technologies. **Microfluidics: modelling, mechanics and mathematics**. 2017. p. 243-263.

RASTOGI, N.; RAGHAVARAO, K.; NIRANJAN, K. Developments in Osmotic Dehydration. **Emerging Technologies for Food Processing**, p. 221-249, 2005.

RAZALI, M.; ISA, S. Fourth-Order Runge-Kutta Method for Solving Applications of System of First-Order Ordinary Differential Equations. **Enhanced Knowledge in Sciences and Technology**, v. 2, n. 1, p. 517-526, 2022.

REHM, B.; HAGSHENAS, A.; PAKNEJAD, A.; SCHUBERT, J. Situational Problems in MPD. *In*: Wilson C. Chin. **Managed Pressure Drilling**. 2008. p. 39-80.

REZAEI, M.; NETZ, R. Water evaporation from solute-containing aerosol droplets: Effects of internal concentration and diffusivity profiles and onset of crust formation. **Physics of Fluids**, v. 33, p. 1-17, 2021.

RHYDOLABZ. **PIC18F4520 Microcontroller (PDIP)**. 2024. Disponível em: <<https://www.rhydolabz.com/pic18f4520-microcontroller-pdip>>. Acesso em: 01.12.2024.

ROCCA, P. **Secado de alimentos por métodos combinados: Deshidratación osmótica y secado por microondas y aire caliente**. 2010. 181f. Dissertação (Mestrado em Tecnología dos Alimentos), Universidad Tecnológica Nacional, Buenos Aires, 2010.

ROHM. **Basics of thermal resistance and heat dissipation**. 2021. Disponível em: <https://fscdn.rohm.com/en/products/databook/applinote/common/basics_of_thermal_resistance_and_heat_dissipation_an-e.pdf>. Acesso em: 01.01.2024.

ROMEO, G. Mathematics for dynamic economic models. *In: Academic Press. Elements of numerical mathematical economics with excel*. 2020. p. 139-215.

RUZICKA, M. On dimensionless numbers. **Chemical Engineering Research and Design**, v. 86, n. 8, p. 835-868, 2008.

SABLANI, S.; RAHMAN, M. Effect of syrup concentration, temperature and sample geometry on equilibrium distribution coefficients during osmotic dehydration of mango. **Food Research International**, v. 36, n. 1, p. 65-71, 2003.

SALEHI, F.; CHERAGHI, R.; RASOULI, M. Mass transfer kinetics (soluble solids gain and water loss) of ultrasound-assisted osmotic dehydration of apple slices. **Scientific Reports**, 2022.

SANTOS, M. **Influência da geometria no processo de desidratação osmótica de abóbora**. Monografia (Bacharelado em Engenharia de Alimentos), Universidade Tecnológica do Paraná, Campo Mourão, 2019.

SAPUTRA, D. Osmotic dehydration of pineapple. **Drying technology**, v. 19, n. 2, p. 415-425, 2001.

SARAVATI. **Módulo de Temperatura MAX6675 + Sensor Termopar tipo K**. 2024. Disponível em: <https://www.saravati.com.br/modulo-de-temperatura-max6675-sensor-termopar-tipo-k.html>. Acesso em: 26.11. 2024.

SERPA-FAJARDO, J.; NARVÁEZ-GUERRERO, D.; SERPA-PADILLA, C.; HERNÁNDEZ-RAMOS, E.; FERNÁNDEZ-LAMBERT, G. Assessment of parameters to apply osmotic dehydration as pretreatment for improving the efficiency of convective drying of cassava bagasse. **Applied Sciences**, v. 12, n. 23, p. 12101, 2022.

SHAHIDIAN, A.; GHASSEMI, M.; MOHAMMADI, J.; HASHEMI, M. Introduction. *In: SHAHIDIAN, A.; GHASSEMI, M.; MOHAMMADI, J.; HASHEMI, M. Bio-Engineering Approaches to Cancer Diagnosis and Treatment*. 2020. p. 1-22.

SHETE, Y.; CHAVAN, S.; CHAMPAWAT, P.; JAIN, S. Reviews on osmotic dehydration of fruits and vegetables. **Journal of Pharmacognosy and Phytochemistry**, v. 7, n. 2, p. 1964-1969, 2018.

SHILPA, M.; RAHEMAN, M.; AABID, A.; BAIG, M.; VEERESHA, R.; KUDVA, N. A systematic review of thermoelectric Peltier devices: applications and

limitations. **FDMP-Fluid Dynamics & Materials Processing**, v. 19, n. 1, p. 187-206, 2022.

SILVA, M.; DA SILVA, Z.; MARIANI, V.; DARCHE, S. Mass transfer during the osmotic dehydration of West Indian cherry. **Food Science and Technology**, v. 45, n. 2, p. 246-252, 2012.

SILVA, T. **Utilização do efeito Peltier para resfriamento de ambientes**. 2021. Dissertação (de Mestrado), Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2021.

SIMION, A.; GRIGORAS, C.; RUSU, L.; DABIJA, A. Modeling of the thermo-physical properties of aqueous sucrose solutions: boiling point, specific heat capacity and thermal conductivity. **Journal of Faculty of Food Engineering**, v. 10, n. 4, p. 49-56, 2011.

SIMPSON, R.; RAMÍREZ, C.; BIRCHMEIER, V.; ALMONACID, A.; MORENO, J.; NUÑEZ, H.; JAQUES, A. Diffusion mechanisms during the osmotic dehydration of Granny Smith apples subjected to a moderate electric field. **Journal of Food Engineering**, v. 166, p. 204-211, 2015.

SOLTERO, M. **What are you sensing? Pros and cons of four temperature sensor types**. 2015. Disponível em: <https://www.mouser.com/blog/what-are-you-sensing-pros-and-cons-of-four-temperature-sensor-types>. Acesso em: 19.11. 2023.

SOUZA, D.; PIMENTEL, J.; JÚNIOR, A. Avaliação da influência de variáveis de processo sobre a cinética de desidratação osmótica da polpa de abacate (*Persea americana* L.). **Journal of Health Sciences**, v. 14, n. 1, 2012.

Spatial Team. **13 key applications of CFD simulation and modeling**. 2019. Disponível em: <<https://blog.spatial.com/cfd-modeling-applications>>. Acesso em: 09.12. 2022.

STEFANIE, G. **Influencia de la deshidratacion osmótica de las habas frescas (*Vicia Faba* L.) sobre el tiempo de secado**. 2021. 89f. Trabalho de Conclusão de Curso (Monografia em Engenharia Agrícola Agroindustrial), Universidad Agraria Del Ecuador, Milagro, 2021.

SULTAN, M. **What is a temperature sensor? (RTD, Thermocouple, Thermistor)** 2019. Disponível em: <https://www.realpars.com/blog-post/temperature-sensor>. Acesso em: 18.11. 2023.

TALER, D.; TALER, J. Simple heat transfer correlations for turbulent tube flow. **E3S Web of Conferences**, v. 13, p. 1-7, 2017.

TARGET, T. **PIC microcontrollers**. 2012. Disponível em: <https://whatis.techtarget.com/definition/PIC-microcontrollers>. Acesso em: 04.12. 2022.

TECHNIA. **What is solidworks?** 2022. Disponível em: <<https://www.technia.com/blog/what-is-solidworks/>>. Acesso em: 08.12. 2022.

THAKARE, R.; UMALE, S. Effect of change in concentration of ethylene glycol aqueous solution on heat transfer coefficient during quenching process. **International Journal of Research in Engineering and Technology**, v. 5, p. 270-274, 2016.

THERMAL BOOK. **COP of a Thermoelectric Cooler (TEC)**. 2024. Disponível em: <https://thermalbook.wordpress.com/cop-of-a-thermoelectric-cooler-tec/>. Acesso em: 03.12. 2024.

THE ENGINEERING TOOLBOX. **Ethylene Glycol Heat-Transfer Fluid Properties**. 2003. Disponível em: https://www.engineeringtoolbox.com/ethylene-glycol-d_146.html. Acesso em: 03.12. 2023.

THE ENGINEERING TOOLBOX. **Sugar water solutions viscosities**. 2014. Disponível em: https://www.engineeringtoolbox.com/sugar-solutions-dynamic-viscosity-d_1895.html. Acesso em: 21.12. 2023.

TORSANI, L. **Estudo da influência das variações do fluido de arrefecimento em motores de combustão a diesel**. 2018. 30 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia Química) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa, 2018.

TORTOE, C. A review of osmodehydration for food industry. **African Journal of Food Science**, v. 4, n. 6, p. 303-324, 2010.

USINAINFO. **Mini bomba de água para arduino 12V RS385 2 L/min**. 2023. Disponível em: <https://www.usinainfo.com.br/bombinha-de-agua-e-ar/mini-bomba-de-agua-para-arduino-12v-rs385-2lmin-2814.html>. Acesso em: 25.10. 2023.

VAIDYANATHAN, V. What are the Seebeck effect and the Peltier effect? 2019. Disponível em: <https://www.scienceabc.com/pure-sciences/what-are-the-seebeck-effect-and-peltier-effect.html>. Acesso em: 20.10. 2023.

VALLE, K. **Métodos numéricos de Euler e Runge-Kutta**. 2012. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Cálculo) - Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2012.

VARIOHM. **What is a temperature sensor?** 2020. Disponível em: <https://www.variohm.com/news-media/technical-blog-archive/what-is-a-temperature-sensor->. Acesso em: 19.11. 2023.

XOMETRY. **Thermal resistance**: definition, how it works, importance, calculations, and factors. 2023. Disponível em: < <https://www.xometry.com/resources/materials/thermal-resistance/> >. Acesso em: 01.01.2024.

ZENELI, M.; NIKOLOPOULOS, A.; KARELLAS, S.; NIKOLOPOULOS, N. Numerical methods for solid-liquid phase-change problems. **Ultra-High Temperature Thermal Energy Storage, Transfer and Conversion**, p. 165-199, 2021.

APÊNDICE A – Parâmetros de projeto

Tabela 15 - Parâmetros de projeto.

Parâmetros	Valor
Aceleração da gravidade	9,81 m/s ²
Área da base do tanque	0,023 m ²
Área da tampa	0,021 m ²
Comprimento do isolante	0,170 m
Comprimento interno do tanque	0,172 m
Condutividade térmica do ar	0,02551 W. m ⁻¹ . K ⁻¹
Condutividade térmica do inox	16,2 W. m ⁻¹ . K ⁻¹
Condutividade térmica do isolante	0,038 W. m ⁻¹ . K ⁻¹
Diâmetro interno do tanque	0,172 m
Espessura da base do tanque	0,003 m
Espessura da parede do tanque	0,002 m
Nível da coluna do fluido	0,108 m
Temperatura de corrente livre	298,15 K
Temperatura na superfície	313,05 K
Velocidade de agitação	200 RPM

Fonte: Autor (2024).

APÊNDICE B – Dimensionamento da camada de isolamento térmico

```
1.clc;
2.clear;
3.close;
4.k_iso = 0.038;
5.h_ar = 4.0716;
6.r_rc = k_iso / h_ar;
7.T_1 = (273.15 + 40);
8.T_inf = (273.15 + 25);
9.r1_iso = 0.088;
10.L_iso = 0.170;
11.r2_vetor = [];
12.r2_mm = [];
13.Q = [];
14.i = 1;
15.for r2_iso = r1_iso: 0.001: 0.147
16.Q(i) = (T_1 - T_inf) / (((log(r2_iso/r1_iso))/(2 * 3.14 * L_iso * k_iso)) + (1/(h_ar * 2 * 3.14 * r2_iso * L_iso)));
17.r2_vetor(i) = r2_iso;
18.r2_mm(i) = r2_vetor(i) - 0.087;
19.i = i + 1;
20.end;
21.plot(r2_mm,Q,"color","black","linewidth",2);
22.grid;
23.xlabel("Espessura do isolante térmico [m]","fontsize",14);
24.ylabel("Taxa de transferencia de calor [W]","fontsize",14);
```

APÊNDICE C – Esquemático eletrônico de controle

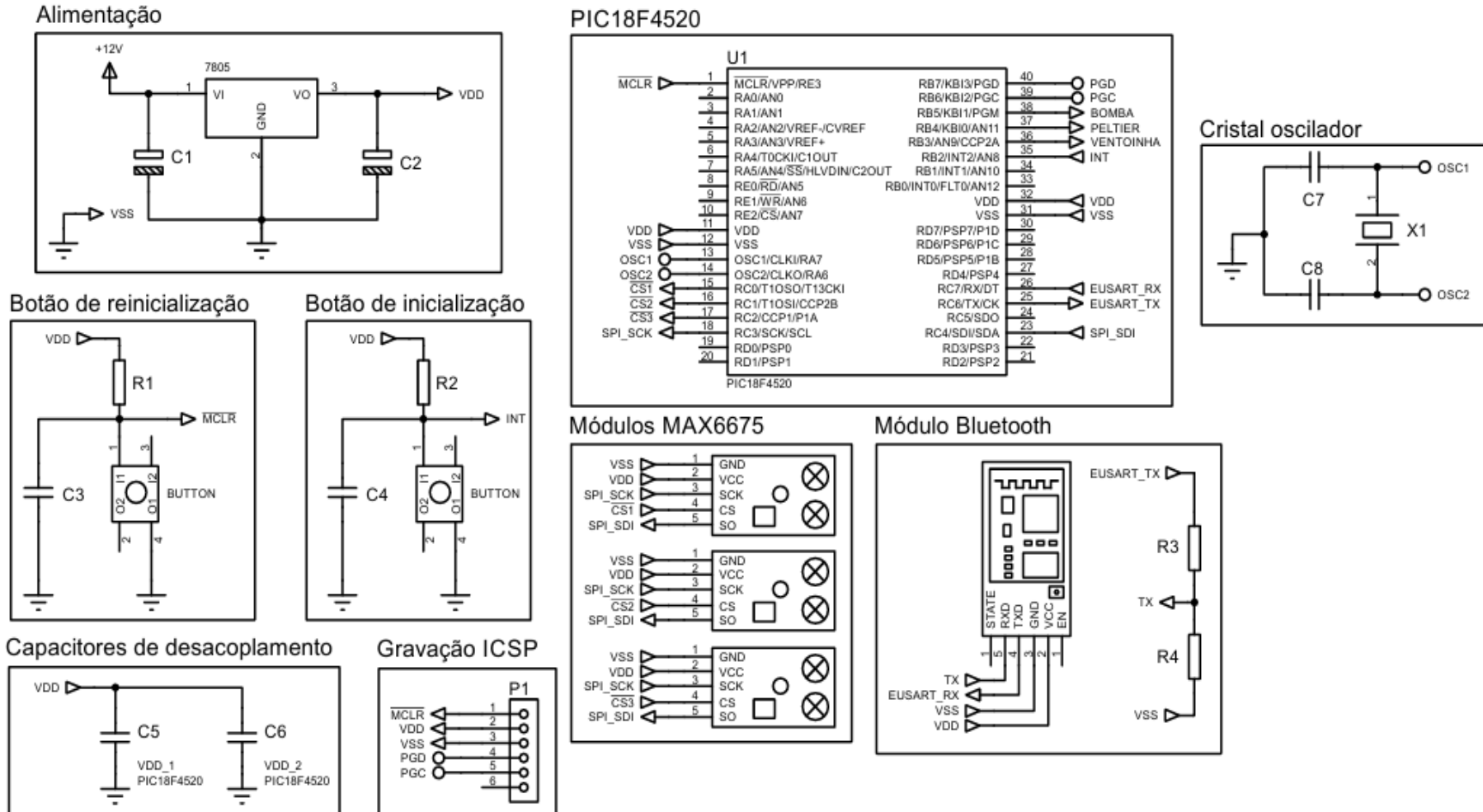


Figura 32 - Esquemático de controle. Fonte: Autor (2024).

APÊNDICE D – Materiais referente ao esquemático eletrônico de controle

Tabela 16 - Tabela de materiais (Controle).

Quantidade	Referência	Componente	Observação
2	R1, R2	Resistor 1k Ω	1/4W
1	R3	Resistor 1k Ω	1/4W
1	R4	Resistor 2k Ω	1/4W
1	C1	Cap. Eletrolítico 0,47uF	25V
1	C2	Cap. Eletrolítico 0,1uF	25V
4	C3, C4, C5, C6	Cap. Cerâmico 100nF	25V
2	C7, C8	Cap. Cerâmico 15pF	25V
1	P1	Pin header macho	6vias
1	X1	Cristal	20MHz
1	U1	PIC18F4520	-
2	BUTTON	-	Botão de pressão
1	LM7805	-	Regulador de tensão 5V
1	-	Módulo Bluetooth	-
2	-	Termopar	Tipo K
3	-	MAX6675	Leitor de termopar tipo K

Fonte: Autor (2024).

APÊNDICE E – Esquemático eletrônico dos atuadores

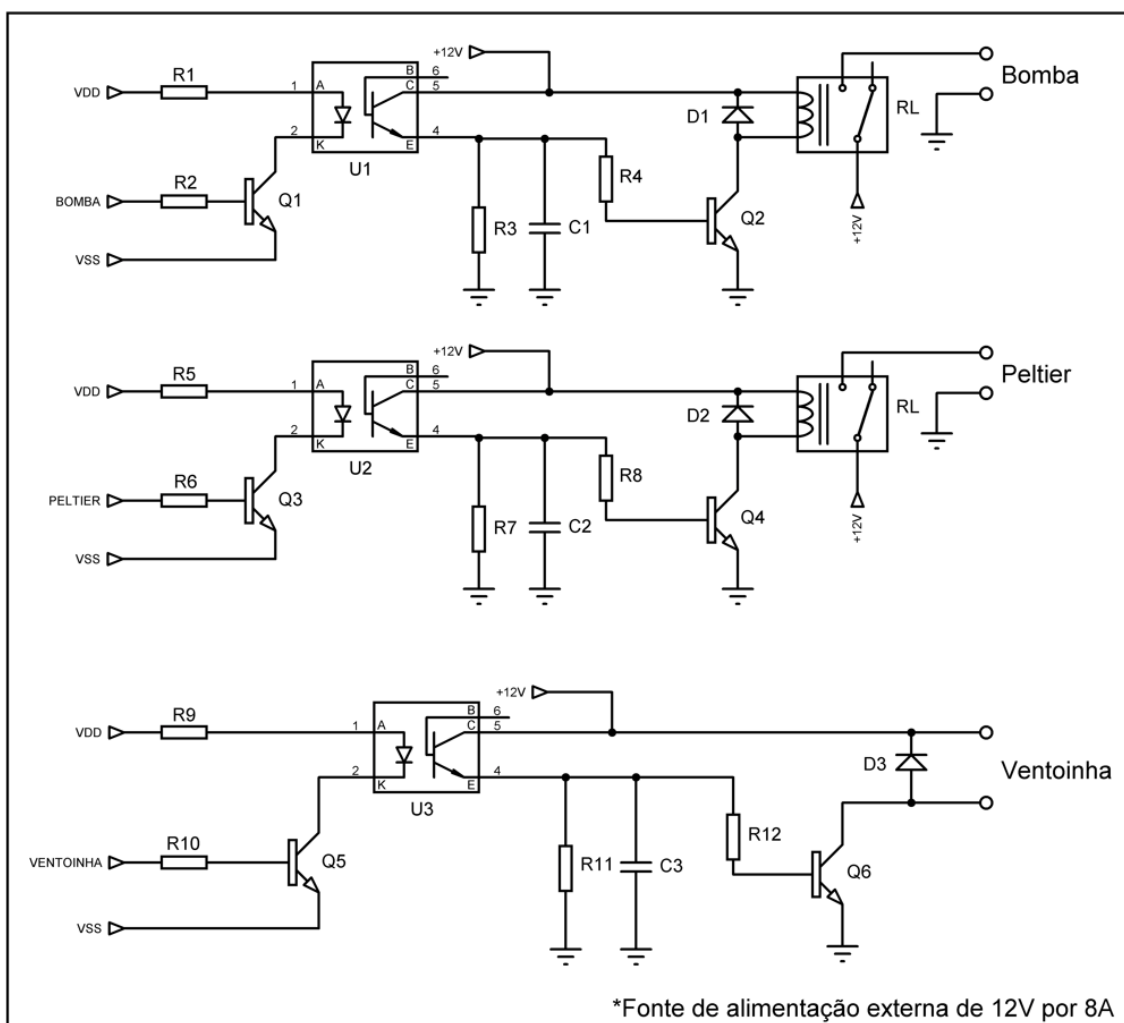


Figura 33 - Esquemático dos atuadores. Fonte: Autor (2024).

APÊNDICE F – Materiais referente ao esquemático eletrônico dos atuadores

Tabela 17 - Tabela de materiais (Atuadores).

Quantidade	Referência	Componente	Observação
3	R1, R5, R9	Resistor 330Ω	1/4W
3	R2, R6, R10	Resistor 10kΩ	1/4W
2	R3, R7	Resistor 2k4Ω	1/4W
3	R4, R8, R11	Resistor 56kΩ	1/4W
1	R12	Resistor 8k2Ω	1/4W
3	C1, C2, C3	Cap. Cerâmico1nF	25V
4	Q1, Q3, Q5, Q6	BC337	NPN
2	Q1, Q4	TIP120	NPN
3	D1, D2, D3	1N4148	-
2	RL	Relé	-
3	U1, U2, U3	4N25	-

Fonte: Autor (2024).

APÊNDICE G – Simulação de resfriamento

```

1.clc;
2.clear all;
3.close all;
4.F0 = 2.7667e-05;
5.F = F0;
6.H_Tampa = 4e-03;
7.D_Tampa = 1.64e-01;
8.V_Tampa = (pi * ((D_Tampa/2)^2) * H_Tampa);
9.A_Tampa = (pi * ((D_Tampa/2)^2));
10.V_Reser = 6.4000e-05;
11.k = 16.2;
12.Esp_inox = 3.15e-03;
13.P_Peltier = 42;
14.T0_Tampa = 39.9;
15.T0_Reser = 25;
16.C_MEG = 0.0;
17.inicio = 0;
18.h_ms = .1;
19.duracao_seg = 6;
20.tempo = (inicio:h_ms:duracao_seg);
21.T_Reser(1) = T0_Reser;
22.T_Tampa(1) = T0_Tampa;
23.P0_R = (1010.85 -(0.49 * T0_Reser) + (149.16 * C_MEG));
24.CP0_R = (4181.02 + (0.4 * T0_Reser) - (1096.54 * C_MEG) - (885.11 * (C_MEG^2)) + (5.38 * T0_Reser * C_MEG));
25.P0_T = (1010.85 -(0.49 * T0_Tampa) + (149.16 * C_MEG));
26.CP0_T = (4181.02 + (0.4 * T0_Tampa) - (1096.54 * C_MEG) - (885.11 * (C_MEG^2)) + (5.38 * T0_Tampa * C_MEG));
27.for i = 1:(numel(tempo)-1)
28.Ps_R = (1010.85 -(0.49 * T_Reser(i)) + (149.16 * C_MEG));

```

```

29.CPs_R = (4181.02 + (0.4 * T_Reser(i)) - (1096.54 * C_MEG) - (885.11 * (C_MEG^2)) + (5.38 * T_Reser(i) * C_MEG));
30.Ps_T = (1010.85 -(0.49 * T_Tampa(i)) + (149.16 * C_MEG));
31.CPs_T = (4181.02 + (0.4 * T_Tampa(i)) - (1096.54 * C_MEG) - (885.11 * C_MEG^2) + (5.38 * T_Tampa(i) * C_MEG));
32.Q_Tampa = (T_Reser(i) - T0_Tampa) / (Esp_inox/(-k * A_Tampa));
33.k1_R = ((F0 * (T_Tampa(i) - T_Reser(i)) * P0_R * CP0_R) / (Ps_R * CPs_R * V_Reser)) - ((F * T_Reser(i)) / (V_Reser)) - ((P_Peltier) / (Ps_R * CPs_R * V_Reser));
34.k2_R = ((F0 * (T_Tampa(i) - T_Reser(i)) * P0_R * CP0_R) / (Ps_R * CPs_R * V_Reser)) - ((F * (T_Reser(i) + (k1_R * h_ms * 0.5))) / (V_Reser)) - ((P_Peltier) / (Ps_R * CPs_R * V_Reser));
35.k3_R = ((F0 * (T_Tampa(i) - T_Reser(i)) * P0_R * CP0_R) / (Ps_R * CPs_R * V_Reser)) - ((F * (T_Reser(i) + (k2_R * h_ms * 0.5))) / (V_Reser)) - ((P_Peltier) / (Ps_R * CPs_R * V_Reser));
36.k4_R = ((F0 * (T_Tampa(i) - T_Reser(i)) * P0_R * CP0_R) / (Ps_R * CPs_R * V_Reser)) - ((F * (T_Reser(i) + (k3_R * h_ms))) / (V_Reser)) - ((P_Peltier) / (Ps_R * CPs_R * V_Reser));
37.T_Reser(i + 1) = T_Reser(i) + (((k1_R + (2*k2_R) + (2*k3_R) + k4_R)*h_ms)/6);
38.k1_T = ((F0 * (T_Reser(i) - T_Tampa(i)) * P0_T * CP0_T) / (Ps_T * CPs_T * V_Tampa)) - ((F * T_Tampa(i)) / (V_Tampa)) + ((Q_Tampa) / (Ps_T * CPs_T * V_Tampa));
39.k2_T = ((F0 * (T_Reser(i) - T_Tampa(i)) * P0_T * CP0_T) / (Ps_T * CPs_T * V_Tampa)) - ((F * (T_Tampa(i) + (k1_T * h_ms * 0.5))) / (V_Tampa)) + ((Q_Tampa) / (Ps_T * CPs_T * V_Tampa));
40.k3_T = ((F0 * (T_Reser(i) - T_Tampa(i)) * P0_T * CP0_T) / (Ps_T * CPs_T * V_Tampa)) - ((F * (T_Tampa(i) + (k2_T * h_ms * 0.5))) / (V_Tampa)) + ((Q_Tampa) / (Ps_T * CPs_T * V_Tampa));
41.k4_T = ((F0 * (T_Reser(i) - T_Tampa(i)) * P0_T * CP0_T) / (Ps_T * CPs_T * V_Tampa)) - ((F * (T_Tampa(i) + (k3_T * h_ms))) / (V_Tampa)) + ((Q_Tampa) / (Ps_T * CPs_T * V_Tampa));
42.T_Tampa(i + 1) = T_Tampa(i) + (((k1_T + (2*k2_T) + (2*k3_T) + k4_T)*h_ms)/6);
43.end;
44.GAS = T_Tampa(18)
45.FLUIDO = T_Reser(18)

```

ANEXO A – Tabela parcial com as propriedades do ar a 1 atm de pressão

Temp. T , °C	Densidade ρ , kg/m ³	Calor específico c_p , J/kg · K	Condutividade térmica k , W/m · K	Difusividade térmica α , m ² /s ²	Viscosidade dinâmica μ , kg/m · s	Viscosidade cinemática ν , m ² /s	Número de Prandtl Pr
-150	2,866	983	0,01171	$4,158 \times 10^{-6}$	$8,636 \times 10^{-6}$	$3,013 \times 10^{-6}$	0,7246
-100	2,038	966	0,01582	$8,036 \times 10^{-6}$	$1,189 \times 10^{-6}$	$5,837 \times 10^{-6}$	0,7263
-50	1,582	999	0,01979	$1,252 \times 10^{-5}$	$1,474 \times 10^{-5}$	$9,319 \times 10^{-6}$	0,7440
-40	1,514	1.002	0,02057	$1,356 \times 10^{-5}$	$1,527 \times 10^{-5}$	$1,008 \times 10^{-5}$	0,7436
-30	1,451	1.004	0,02134	$1,465 \times 10^{-5}$	$1,579 \times 10^{-5}$	$1,087 \times 10^{-5}$	0,7425
-20	1,394	1.005	0,02211	$1,578 \times 10^{-5}$	$1,630 \times 10^{-5}$	$1,169 \times 10^{-5}$	0,7408
-10	1,341	1.006	0,02288	$1,696 \times 10^{-5}$	$1,680 \times 10^{-5}$	$1,252 \times 10^{-5}$	0,7387
0	1,292	1.006	0,02364	$1,818 \times 10^{-5}$	$1,729 \times 10^{-5}$	$1,338 \times 10^{-5}$	0,7362
5	1,269	1.006	0,02401	$1,880 \times 10^{-5}$	$1,754 \times 10^{-5}$	$1,382 \times 10^{-5}$	0,7350
10	1,246	1.006	0,02439	$1,944 \times 10^{-5}$	$1,778 \times 10^{-5}$	$1,426 \times 10^{-5}$	0,7336
15	1,225	1.007	0,02476	$2,009 \times 10^{-5}$	$1,802 \times 10^{-5}$	$1,470 \times 10^{-5}$	0,7323
20	1,204	1.007	0,02514	$2,074 \times 10^{-5}$	$1,825 \times 10^{-5}$	$1,516 \times 10^{-5}$	0,7309
25	1,184	1.007	0,02551	$2,141 \times 10^{-5}$	$1,849 \times 10^{-5}$	$1,562 \times 10^{-5}$	0,7296
30	1,164	1.007	0,02588	$2,208 \times 10^{-5}$	$1,872 \times 10^{-5}$	$1,608 \times 10^{-5}$	0,7282
35	1,145	1.007	0,02625	$2,277 \times 10^{-5}$	$1,895 \times 10^{-5}$	$1,655 \times 10^{-5}$	0,7268
40	1,127	1.007	0,02662	$2,346 \times 10^{-5}$	$1,918 \times 10^{-5}$	$1,702 \times 10^{-5}$	0,7255
45	1,109	1.007	0,02699	$2,416 \times 10^{-5}$	$1,941 \times 10^{-5}$	$1,750 \times 10^{-5}$	0,7241
50	1,092	1.007	0,02735	$2,487 \times 10^{-5}$	$1,963 \times 10^{-5}$	$1,798 \times 10^{-5}$	0,7228

Figura 34 - Tabela A-15. Fonte: Çengel e Ghajar (2012).

ANEXO B – Tabela parcial com as propriedades da água saturada

Temp. <i>T</i> , °C	Pressão de saturação <i>P_{sat}</i> , kPa	Densidade de ρ , kg/m ³		Entalpia de vaporização <i>h_g</i> , kJ/kg	Calor específico <i>c_p</i> , J/kg · K		Condutividade térmica <i>k</i> , W/m · K		Viscosidade dinâmica μ , kg/m · s		Número de Prandtl Pr		Coeficiente de expansão volumétrica β , 1/K líquido
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
25	3,169	997,0	0,0231	2.442	4.180	1.870	0,607	0,0186	$0,891 \times 10^{-3}$	$0,987 \times 10^{-5}$	6,14	1,00	$0,247 \times 10^{-3}$
30	4,246	996,0	0,0304	2.431	4.178	1.875	0,615	0,0189	$0,798 \times 10^{-3}$	$1,001 \times 10^{-5}$	5,42	1,00	$0,294 \times 10^{-3}$
35	5,628	994,0	0,0397	2.419	4.178	1.880	0,623	0,0192	$0,720 \times 10^{-3}$	$1,016 \times 10^{-5}$	4,83	1,00	$0,337 \times 10^{-3}$
40	7,384	992,1	0,0512	2.407	4.179	1.885	0,631	0,0196	$0,653 \times 10^{-3}$	$1,031 \times 10^{-5}$	4,32	1,00	$0,377 \times 10^{-3}$
45	9,593	990,1	0,0655	2.395	4.180	1.892	0,637	0,0200	$0,596 \times 10^{-3}$	$1,046 \times 10^{-5}$	3,91	1,00	$0,415 \times 10^{-3}$
50	12,35	988,1	0,0831	2.383	4.181	1.900	0,644	0,0204	$0,547 \times 10^{-3}$	$1,062 \times 10^{-5}$	3,55	1,00	$0,451 \times 10^{-3}$
55	15,76	985,2	0,1045	2.371	4.183	1.908	0,649	0,0208	$0,504 \times 10^{-3}$	$1,077 \times 10^{-5}$	3,25	1,00	$0,484 \times 10^{-3}$
60	19,94	983,3	0,1304	2.359	4.185	1.916	0,654	0,0212	$0,467 \times 10^{-3}$	$1,093 \times 10^{-5}$	2,99	1,00	$0,517 \times 10^{-3}$
65	25,03	980,4	0,1614	2.346	4.187	1.926	0,659	0,0216	$0,433 \times 10^{-3}$	$1,110 \times 10^{-5}$	2,75	1,00	$0,548 \times 10^{-3}$
70	31,19	977,5	0,1983	2.334	4.190	1.936	0,663	0,0221	$0,404 \times 10^{-3}$	$1,126 \times 10^{-5}$	2,55	1,00	$0,578 \times 10^{-3}$
75	38,58	974,7	0,2421	2.321	4.193	1.948	0,667	0,0225	$0,378 \times 10^{-3}$	$1,142 \times 10^{-5}$	2,38	1,00	$0,607 \times 10^{-3}$
80	47,39	971,8	0,2935	2.309	4.197	1.962	0,670	0,0230	$0,355 \times 10^{-3}$	$1,159 \times 10^{-5}$	2,22	1,00	$0,653 \times 10^{-3}$
85	57,83	968,1	0,3536	2.296	4.201	1.977	0,673	0,0235	$0,333 \times 10^{-3}$	$1,176 \times 10^{-5}$	2,08	1,00	$0,670 \times 10^{-3}$
90	70,14	965,3	0,4235	2.283	4.206	1.993	0,675	0,0240	$0,315 \times 10^{-3}$	$1,193 \times 10^{-5}$	1,96	1,00	$0,702 \times 10^{-3}$
95	84,55	961,5	0,5045	2.270	4.212	2.010	0,677	0,0246	$0,297 \times 10^{-3}$	$1,210 \times 10^{-5}$	1,85	1,00	$0,716 \times 10^{-3}$
100	101,33	957,9	0,5978	2.257	4.217	2.029	0,679	0,0251	$0,282 \times 10^{-3}$	$1,227 \times 10^{-5}$	1,75	1,00	$0,750 \times 10^{-3}$
110	143,27	950,6	0,8263	2.230	4.229	2.071	0,682	0,0262	$0,255 \times 10^{-3}$	$1,261 \times 10^{-5}$	1,58	1,00	$0,798 \times 10^{-3}$

Figura 35 - Tabela A-9. Fonte: Çengel e Ghajar (2012).