

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO, DIMENSIONAMENTO E CONSTRUÇÃO DE MOLDES DE
PICOLETEIRAS AVANÇADAS

Guilherme Carvalho Mello

São Paulo

2017

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**PROJETO, DIMENSIONAMENTO E CONSTRUÇÃO DE MOLDES DE
PICOLETEIRAS AVANÇADAS**

Relatório final do Trabalho de Conclusão
de Curso entregue à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo

Guilherme Carvalho Mello

Orientador: Jurandir Itizo Yanagihara

Área de concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo

2017

Catálogo-na-publicação

Mello, Guilherme Carvalho

PROJETO, DIMENSIONAMENTO E CONSTRUÇÃO DE MOLDES DE
PICOLETEIRAS AVANÇADAS, por G. C. Mello. São Paulo: EPUSP, 2017.
42p. + apêndice

Trabalho de formatura – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.
Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Refrigeração Industrial 2. Congelamento em reservatório 3. Produção
de sorvetes. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de
Engenharia Mecânica.

RESUMO

O mercado de sorvetes está em crescente desenvolvimento e se torna cada vez mais competitivo. Novas tecnologias surgiram nos últimos anos, permitindo a produção de sorvetes de melhor qualidade, em menor tempo e com maior eficiência energética.

O objetivo desse trabalho é estudar uma alternativa para a produção de picolés. Atualmente picolés são produzidos mergulhando as formas em um fluido de troca, comumente álcool etílico ou Paratherm LR, processo que leva de 20 a 25 minutos. Esse trabalho avalia a viabilidade térmica de um método que elimina a necessidade do fluido de troca, ligando a forma de picolé diretamente ao evaporador de um ciclo de refrigeração. O trabalho determina quais as condições de operação realísticas necessárias para que um picolé seja congelado em 4 minutos.

Foi feita uma análise das resistências térmicas envolvidas no processo, dividindo o sistema em três meios: fluido refrigerante, parede metálica e calda de picolé. Esse estudo mostrou que, no congelamento de um picolé padrão, a calda representa 95% da resistência térmica total. Com base nesse resultado, definiu-se que a otimização dos parâmetros no lado da calda é a melhor abordagem para um congelamento mais rápido.

O modelo analítico previu que um picolé de água seria congelado em 365 segundos, e um picolé de calda seria congelado em 443 segundos. Um protótipo montado nas mesmas condições da análise permitiu o congelamento do picolé de água em 396 segundos e do picolé de calda em 495 segundos.

Determinou-se analiticamente também que o fator de maior influência para o congelamento de uma forma de picolé é a espessura do mesmo, seguido pela temperatura da parede e pela temperatura inicial da calda. O tempo de congelamento é proporcional ao quadrado da espessura do picolé.

ABSTRACT

The ice cream market is growing and becoming more competitive by the year. New industry developments enable the production of higher quality ice cream, in less time and with higher energetic efficiency.

This work's objective is to develop a new popsicle production method. Currently, popsicles are made by immersing their molds for about 20 minutes into an intermediary cooled fluid, typically ethanol or Paratherm LR. The viability of a method that removes the need for the intermediary fluid, cooling the popsicle directly with the refrigeration cycle's evaporator. This work defines what are the conditions that have to be met if a popsicle is to be frozen in under 4 minutes.

A analysis was made according to a heat resistance model, dividing the system in 3 components: the refrigerant fluid, the metallic wall and the ice cream syrup. This analysis shows that, for the freezing of a standard popsicle, the syrup corresponds to 95% of the total heat resistance. Based on this result, it was possible to conclude that the optimization of the syrup parameters (temperature, thickness, etc.) is the best approach to reduce the freezing time.

A theoretical analysis of the syrup's freezing estimated that the freezing time of a water popsicle would be 365 seconds, while a syrup popsicle would freeze in 443 seconds. Experimental results yielded 396 seconds for the water popsicle and 495 seconds for the syrup one.

This theoretical analysis has shown that the most influential parameter to the popsicle's freezing is its thickness, followed by the cooling temperature and then by its starting temperature. The freezing time is proportional to the square of the popsicle thickness.

LISTA DE SÍMBOLOS

\dot{Q}	Calor trocado (kW)
ΔU	Variação de energia interna da calda de sorvetes (kJ)
t	Tempo (s)
U	Coefficiente global de troca de calor (kW/m ² -C)
A	Área de troca do trocador de calor (m ²)
ΔT_{lm}	Média logarítmica das temperaturas da calda e de evaporação (C)
\dot{m}	Vazão mássica de fluido refrigerante (kg/s)
h	Coefficiente de transferência de calor (kW/m ² .C)
k	Condutibilidade térmica (kW/m.C)
V	Volume percorrido pelo compressor (m ³ /s)
η_V	Rendimento volumétrico do compressor (-)
d	Diâmetro (m)
s	Curso do pistão (m)
N	Rotação do compressor (RPM)
ϵ_n	Percentual de espaço nocivo do compressor (-)
n	Coefficiente politrópico (-)
p	Pressão (kPa)
T	Temperatura (C)
i	Entalpia específica (kJ/kg)
s	Entropia Específica (kJ/kg-C)
e	Espessura (m)
c_p	Calor específico a pressão constante (J/kg-C)
α	Difusividade térmica (m ² /s)
H_f	Entalpia de solidificação (J/kg)
T_i, T_o, T_s	Temperaturas inicial da parede de água, imposta à água e de solidificação, respectivamente (C)
D	Dimensão característica (m)
f	Fração de líquido congelado (%)

Subscritos

1	Referente à saída do evaporador e entrada do compressor
2	Referente à saída do compressor e entrada do condensador
3	Referente à saída do condensador e entrada do mecanismo de expansão
4	Referente à saída do mecanismo de expansão e entrada do evaporador
<i>amb</i>	Referente ao calor perdido para o ambiente
<i>forma</i>	Referente à forma metálica
<i>gelo, G</i>	Referente ao gelo formado nas paredes
<i>calda</i>	Referente à calda de sorvete
<i>in</i>	Referente à convecção interna nos tubos
TP	Referente a escoamento bifásico (“Two-Phase”)
GA	Relação entre propriedade do gelo e da água. Exemplo: $\alpha_{GA} = \alpha_G/\alpha_A$
A	Referente à água

Lista de Figuras

Figura 1 - Diagrama de Mollier com os quatro pontos descritos.....	3
Figura 2 - Forma Brida 63 ml.....	5
Figura 3 - Comparação entre saída saturada e subresfriada do condensador	8
Figura 4 - Forma de picolés do tipo Mich. Fonte: www.finamac.com.br	10
Figura 5 – Esquema do sistema atual de produção de picolés.	10
Figura 6 - Novo modelo de formas, vista frontal e em corte	11
Figura 7 - Associação de Resistências	13
Figura 8 - Parede de água para análise unidimensional	13
Figura 9 - Interface Gráfica do programa de cálculo do sistema de refrigeração.....	15
Figura 10 - Estados Termodinâmicos da simulação	16
Figura 11 - Descrição dos meios analisados e de suas resistências térmicas	17
Figura 12 – Correlações de acordo com título de entrada. $T_{\text{evap}} = -30\text{ C}$	18
Figura 13 – Zoom da figura 12.....	19
Figura 14 – Correlações de acordo com temperatura de evaporação. $X = 0,45$	19
Figura 15 Gradiente de temperatura em segmento bifásico.....	22
Figura 16 - Evolução da espessura da parede sólida - Simulação feita com água com temperatura inicial $25\text{ }^{\circ}\text{C}$	25
Figura 17 - Evolução da espessura da parede sólida - Simulação feita com água com temperatura inicial $10\text{ }^{\circ}\text{C}$	26
Figura 18 - Evolução da espessura da parede sólida - Simulação feita com calda com temperatura inicial $25\text{ }^{\circ}\text{C}$	26
Figura 19 – Evolução da espessura da parede sólida - Simulação feita com calda com temperatura inicial $10\text{ }^{\circ}\text{C}$	27
Figura 20 – Esquema da instalação experimental.....	28
Figura 21 – Válvula de expansão utilizada	29
Figura 22 – Condensador a ar utilizado.....	29
Figura 23 – Micromotor associado ao condensador.....	30
Figura 24 - Compressor AE2410Z - Tecumseh.....	30
Figura 25 - Manifold FieldPiece SMAN440.....	31
Figura 26 - Aparelho de medição de coluna de líquido	31
Figura 27- Planejamento da Planta de Testes.....	32
Figura 28 - Componentes principais.....	33
Figura 29 - Componentes secundários do sistema	33
Figura 30 - Sensores do sistema.....	34
Figura 31- Temperatura de condensação em função do tempo medida nos testes experimentais.....	35
Figura 32 - Temperatura de evaporação em função do tempo medida nos testes experimentais.....	36
Figura 33 -Profundidade da coluna de líquido em função do tempo medida nos testes experimentais.....	36
Figura 34 - Superaquecimento em função do tempo medida nos testes experimentais.....	37
Figura 35 - Subresfriamento em função do tempo medida nos testes experimentais.	37
Figura 36- Comparação entre os estados termodinâmicos de sistemas iniciados a -30°C e sistemas iniciados a -40°C	39

Figura 37 - Soma da temperatura de evaporação com o superaquecimento, ou temperatura na saída do evaporador..... 39

Lista de Tabelas

Tabela 1 - Propriedades das fases líquidas	4
Tabela 2 - Propriedades das fases sólidas	4
Tabela 3 – Entalpia de fusão para os dois meios	4
Tabela 4 - Autores associados à convecção interna.....	14
Tabela 5 - Parâmetros para Dimensionamento	16
Tabela 6 -Resultado do Dimensionamento	16
Tabela 7 -Resistência térmica associada à calda.....	21
Tabela 8 - Distribuição das Resistências Térmicas	21
Tabela 9- Resultados das medições do Dia 1	38
Tabela 10- Resultados das medições do Dia 2	38
Tabela 11 - Média das temperaturas na saída do evaporador	40

Sumário

1	Introdução	1
2	O ciclo de refrigeração aplicado a máquinas de sorvete	3
2.1	Conceitos Gerais.....	3
2.1.1	Fluido refrigerante	3
2.1.2	Calda	4
2.1.3	Fonte fria	4
2.1.4	Fonte quente	4
2.1.5	Média logarítmica	4
2.1.6	Coeficiente de Performance - COP	5
2.1.7	Forma de Picolé.....	5
2.2	Evaporador	6
2.3	Compressor	7
2.4	Condensador	8
2.5	Mecanismo de expansão.....	9
3	Métodos de Produção de Picolés.....	10
3.1	Atual	10
3.2	Proposto	11
4	Metodologia para implementação do novo processo	12
4.1	Hipóteses Simplificadoras	12
4.2	Frentes de análise	12
5	Revisão Bibliográfica	14
6	Análise Teórica	15
6.1	Simulação do Sistema de Refrigeração	15
6.1.1	Parâmetros de Projeto	15
6.2	Comparação entre os três meios	17
6.2.1	Meio 1 - Fluido Refrigerante (R404a).....	18
6.2.2	Meio 2 - Parede da forma	20
6.2.3	Meio 3 - Calda de picolé.....	21
6.2.4	Análise dos resultados.....	21
6.3	Análise do congelamento.....	22
6.3.1	Método de cálculo.....	22
6.3.2	Solução do sistema de equações	24
6.3.3	Resultados obtidos.....	25
6.3.4	Análise dos Resultados.....	27
7	Análise Experimental.....	28

7.1	Metodologia	28
7.2	Componentes	29
7.2.1	Ciclo de Refrigeração – Componentes Principais.....	29
7.2.2	Sensores	30
7.3	Preparação do Sistema.....	32
7.4	Planta de testes	33
7.5	Procedimento experimental	34
7.6	Resultados obtidos	35
7.6.1	Descrição dos gráficos	35
7.6.2	Medições	35
7.7	Análise dos Resultados.....	38
8	Conclusão	41
9	Referências	42

1 Introdução

Para o homem, a refrigeração inicialmente se resumia a um método para conservar alimentos. Com a disseminação da raça humana pelo globo, humanos de diversas partes da terra se encontraram com diferentes recursos e desafios. Para lidar com necessidades comuns, como a conservação de alimentos, variadas soluções foram encontradas. Métodos como o cozimento, a salga e a refrigeração foram descobertos. Enquanto o cozimento e a salga dependiam apenas da utilização de fogo e sal, sendo portanto utilizados em todo o mundo, a refrigeração dependia do acesso a baixas temperaturas. Depositava-se os alimentos nas partes mais escuras e frias de cavernas, preservando-os.

O acesso a baixas temperaturas era restrito a regiões mais frias, mas com a evolução dos sistemas de transporte e do isolamento térmico ele pôde ser difundido, e sua utilidade, diversificada. A elite romana utilizava gelo importado das montanhas para produzir uma sobremesa feita com a mistura de frutas e raspas de gelo. Para que o gelo não derretesse no caminho, eram aplicados métodos rústicos de isolamento térmico com materiais como palha, lã, barro e estercos.

Ainda assim, o gelo era proveniente de regiões mais frias, não havendo a possibilidade de criá-lo no local de consumo. Apenas centenas de anos depois, no século XIX, foram desenvolvidos os primeiros sistemas de refrigeração industrial. Esses sistemas utilizavam vapor e também amônia comprimida como fluido refrigerante. A refrigeração a vapor é limitada, e a amônia é altamente tóxica para seres humanos. Foram desenvolvidos então fluidos refrigerantes projetados especificamente para a refrigeração industrial [1]. A primeira família de refrigerantes a ser criada contém os, já abolidos, CFCs. De CFCs e a HFO, diversos novos fluidos refrigerantes foram desenvolvidos, com diferentes eficiências e faixas próprias de temperatura. Atualmente conta-se com refrigerantes como o R134a, que é especialmente adequados para sistemas em que a temperatura não fica abaixo de -10°C . Outros, como o R404a, são apropriados para temperaturas da ordem de -30°C [2].

O ciclo de refrigeração por compressão funciona de maneira similar desde sua invenção. Para referência, será adotado que o ciclo se inicia com gás aquecido passando por uma tubulação. Esse gás aquecido é condensado com o auxílio de um trocador de calor, chamado de condensador. O gás fornece calor a um ambiente quente, passando para o estado líquido. O líquido é então expandido pelo mecanismo de perda de carga, como um bocal. A perda de carga faz com que a pressão (e a temperatura) do líquido diminuam. O resultado desse processo é uma mistura bifásica de líquido e gás. Em um segundo trocador de calor, chamado de evaporador, a parte líquida evapora, absorvendo energia do ambiente. Assim, o ambiente a ser refrigerado perde energia, como desejado. Para fechar o ciclo, o gás proveniente do evaporador é comprimido em um compressor, passando novamente para o estado de gás aquecido [3].

A descoberta permitiu o avanço de várias tecnologias. Entre elas, destacam-se a do conforto térmico, o tratamento térmico de materiais, a própria conservação de alimentos e também o de produção de sorvetes. Com sistemas de refrigeração mais desenvolvidos foi possível não fabricar mas também armazenar os sorvetes, permitindo a disseminação da sobremesa. No entanto, como os primeiros sistemas de refrigeração ainda eram caros e ineficientes, a popularização do sorvete só ocorreu no século seguinte, a partir dos anos 1900.

Para que a fabricação de sorvetes seja possível, é necessário resfriar uma mistura de água e gordura, também chamada de calda, de modo a gerar emulsões e solidificar parcialmente a mesma [4].

O presente trabalho tem como foco sorvetes, e entre os diversos tipos, o picolé. Será estudada uma alternativa para o modo de produção atual, que envolve gastos excessivos com energia elétrica e fluidos para condução de calor. Têm-se como objetivo estudar, projetar, construir e analisar um novo modelo de produção, mais compacto, veloz e com maior eficiência.

No capítulo 2 é apresentado um breve resumo de ciclos de refrigeração, contendo as informações necessárias para o entendimento do restante do trabalho

No capítulo 3, o método atual e proposto de fabricação são descritos, o detalhamento e as vantagens específicas de cada um.

No capítulo 4, as três metodologias de análise do projeto são descritas. São elas a abordagem numérica, analítica e experimental.

No capítulo 5 é feita uma revisão bibliográfica, introduzindo diversos autores pertinentes ao tema.

No capítulo 6 é desenvolvida a abordagem analítica, estudando os parâmetros de mais importância para o congelamento do picolé.

No capítulo 7 é desenvolvida a abordagem experimental e feita análise de seus resultados

No capítulo 9 são dispostas as conclusões.

2 O ciclo de refrigeração aplicado a máquinas de sorvete

Um ciclo de refrigeração convencional tem quatro componentes principais: um condensador, um mecanismo de expansão, um evaporador e um compressor. O projeto de um ciclo de refrigeração envolve a compreensão dos quatro elementos, e uma breve descrição das opções e de seu funcionamento será aqui apresentada. Será apresentado um breve resumo dos conceitos utilizados, afim de facilitar a compreensão do sistema dimensionado posteriormente.

É importante notar que o entendimento de cada componente depende do entendimento do funcionamento dos outros componentes. Por esse motivo, é recomendado que o leitor não se atenha a uma leitura sequencial de cada componente, transitando entre eles conforme julgar necessário.

2.1 Conceitos Gerais

2.1.1 Fluido refrigerante

É o fluido de trabalho do ciclo de refrigeração. É o fluido que passa por dentro de uma tubulação, atravessando cada um dos quatros componentes principais e tendo seu estado alterado pela compressão, expansão e pelas trocas de calor. Dadas as pressões e temperaturas de trabalho de uma máquina de sorvetes, utiliza-se o refrigerante HFC-R404a.

Na análise de ciclos termodinâmicos, comumente se atribui um número ou letra a cada estado termodinâmico de modo a facilitar a compreensão e os cálculos.

Os sufixos utilizados nesse trabalho estão presentes no diagrama de Mollier da Fig. 1.

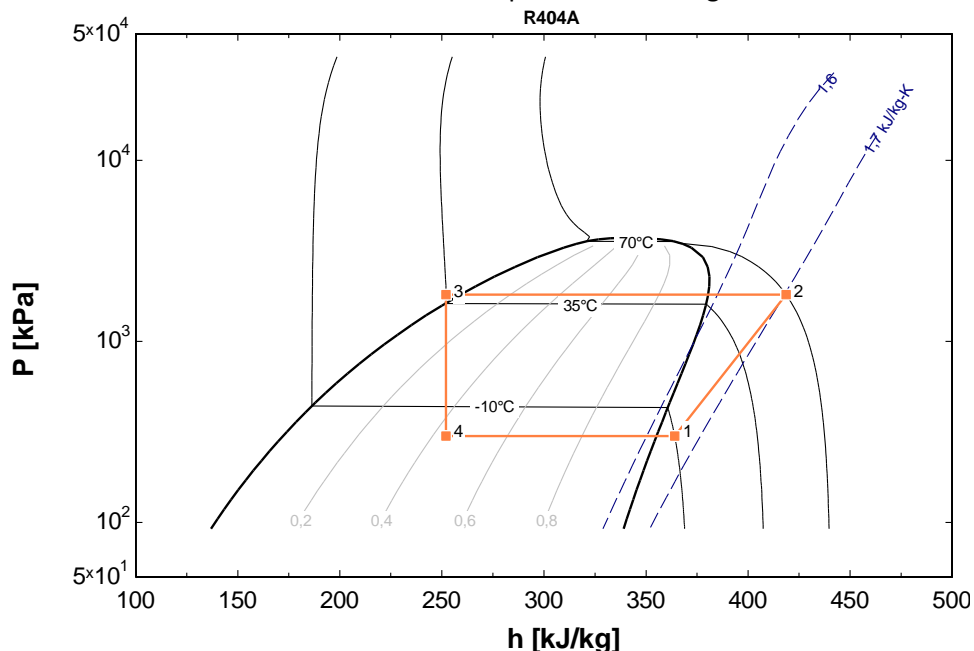


Figura 1 - Diagrama de Mollier com os quatro pontos descritos

2.1.2 Calda

A calda do sorvete é a base do alimento. Ela pode ser feita à base de água ou leite, e conter ou não pedaços sólidos (de frutas, por exemplo). A calda deve ser pasteurizada antes da produção.

Com base nos dados disponíveis na literatura [4], estima-se as propriedades de um sorvete e comparando-as às propriedades da água [5]:

Tabela 1 - Propriedades das fases líquidas

	Fase Líquida			
	k [W/mK]	ρ [kg/m ³]	c_p [kJ/kgK]	α [m ² /s]
Água	0,6069	997	4181,7	1,46E-07
Calda	0,428	1135	3240	1,16E-07

Tabela 2 - Propriedades das fases sólidas

	Fase Sólida			
	k [W/mK]	ρ [kg/m ³]	c_p [kJ/kgK]	α [m ² /s]
Água	2,22	917	2050	1,18E-06
Calda	1,452	1086	1870	7,15E-07

Tabela 3 – Entalpia de fusão para os dois meios

	H_f [kJ/kg]
Água	3,34E+05
Calda	2,07E+05

2.1.3 Fonte fria

É a fonte da qual se retira calor. No caso de um ar condicionado de escritório, é o próprio escritório. No caso das máquinas estudadas, a calda de sorvete.

2.1.4 Fonte quente

É a fonte para o qual se rejeita calor. No caso das máquinas de sorvete, rejeita-se calor para o meio ambiente (torres de resfriamento) ou para o ambiente em que a máquina se encontra (no caso das máquinas resfriadas a ar).

2.1.5 Média logarítmica

A média logarítmica é utilizada para calcular a diferença de temperatura apropriada em um trocador de calor. Seu cálculo é dado pela equação 1, [6]:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(\Delta T_4) - (\Delta T_1)}{\ln\left(\frac{\Delta T_4}{\Delta T_1}\right)} \quad (1)$$

2.1.6 Coeficiente de Performance - COP

Para a análise da eficiência de um sistema de refrigeração, utiliza-se o Coeficiente de Performance (COP) [3]. Esse parâmetro é a relação entre a energia removida da fonte fria e a fornecida ao sistema de refrigeração.

$$COP = \frac{Q_{fria}}{W_{fornecida}} \quad (2)$$

2.1.7 Forma de Picolé

Tradicionalmente, uma forma de picolé é uma cavidade de aço inox AISI 304 estampada e soldada. Seu papel é conter a calda, solidificando-a no formato desejado. No presente trabalho tomou-se como referência as formas do tipo Brida 63 ml, que apresenta dimensões máximas de acordo com a Fig. (2) a. Outra forma comumente utilizada é a forma Mich, apresentada na Fig. (3) b.

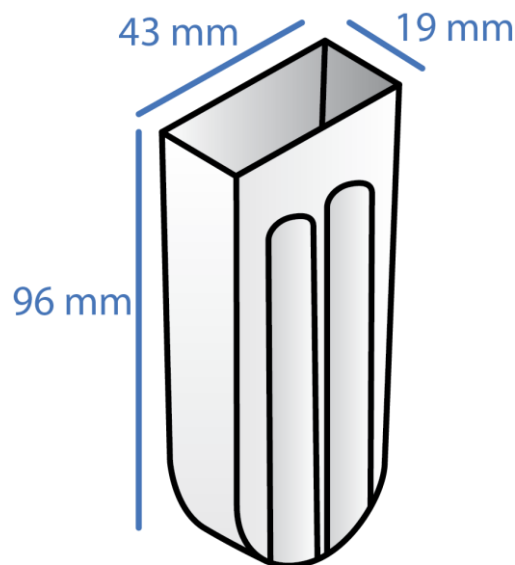


Figura 2 - Forma Brida 63 ml

2.2 Evaporador

O evaporador é o elemento característico de um sistema de refrigeração. Caracteriza-se como um trocador de calor, removendo calor da fonte fria. Uma mistura saturada de líquido refrigerante entra no evaporador a temperaturas inferiores às da fonte fria. Por sua temperatura estar mais baixa, o evaporador remove calor da fonte fria, resfriando-a [7].

Para selecionar um evaporador é necessário determinar a carga térmica Q a ser retirada do sistema. Em uma máquina de sorvetes a carga térmica pode ser determinada pela equação

$$Q = \frac{\Delta U}{\Delta t} + Q_{amb} \quad (3)$$

Onde ΔU é a variação de energia a ser retirada no período Δt , e Q_{amb} é o calor perdido para o ambiente.

Catálogos de fabricantes permitem o selecionamento de evaporadores com base na carga térmica. Para um dimensionamento mais preciso deve-se igualar a carga térmica à variação de entalpia do fluido refrigerante, segundo a equação

$$Q = \dot{m} \cdot (i_1 - i_4) \quad (4)$$

Onde \dot{m} é a vazão mássica do sistema e $i_1 - i_4$ é a variação de entalpia específica do fluido ao longo do evaporador.

A vazão mássica do sistema é determinada pelo funcionamento do compressor, que por sua vez depende da relação de pressões e das características do compressor em si.

No projeto do trocador de calor, deve-se igual a carga térmica também ao calor trocado no evaporador a cada instante, segundo a equação

$$Q(t) = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \quad (5)$$

É pertinente notar que conforme o valor do coeficiente global de troca de calor cai, menos calor pode ser trocado no evaporador. Com isso, para que a carga térmica seja mantida, deve-se reduzir a temperatura de evaporação. Como consequência, há uma diminuição no título do fluido na saída do evaporador. Tal efeito é particularmente perigoso caso tenha sido determinado que o evaporador deve descarregar vapor saturado, como será visto a seguir.

2.3 Compressor

A função do compressor é receber o fluido refrigerante do evaporador e comprimi-lo, aumentando sua pressão e temperatura [3].

Compressores utilizados em máquinas de sorvete podem ser do tipo alternativos ou Scroll. Comumente se utiliza os compressores alternativos, por serem mais baratos. Porém, essa decisão requer um maior controle sobre a sucção do compressor. Se o fluido em sua sucção não for vapor saturado ou superaquecido, o compressor será danificado ao tentar comprimir a parcela de líquido. Portanto, é essencial que se trabalhe com vapor superaquecido na saída do evaporador. Havendo uma redução na carga térmica, não haverá retorno de líquido ao compressor [7].

O presente trabalho será focado em compressores do tipo hermético alternativo, utilizando as equações apropriadas para prever seu funcionamento [7].

Compressores têm papel fundamental na determinação da vazão mássica de um sistema. A vazão mássica é definida pelo conjunto de equações 6 a 8 [9]. A vazão mássica pode ser calculada por

$$\dot{m} = \frac{V \cdot \eta_V}{v_1} \quad (6)$$

Onde η_V é o rendimento volumétrico do compressor, v_1 é o volume específico do fluido na entrada do compressor e V é o volume percorrido pelo compressor, em m^3/s .

O volume percorrido pelo compressor é definido pela equação

$$V = \pi \cdot \frac{d^2}{4} \cdot s \cdot \frac{N}{60} \quad (7)$$

Aproximando o rendimento volumétrico η_V pelo rendimento nocivo η_{noc} , [9]

$$\eta_{noc} = 1 - \epsilon_n \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right) \quad (8)$$

Onde ϵ_n é a fração de volume morto no compressor, p_2 e p_1 são as pressões na saída e entrada do compressor e n é o coeficiente politrópico.

É importante notar que, para uma determinada relação de pressões (que dependem apenas das temperaturas de condensação e de evaporação desejadas) a vazão mássica de determinado compressor está definida. E se determinada a vazão mássica, basta saber também superaquecimento e o subresfriamento para determinar a capacidade de refrigeração do sistema (em kW). Essa capacidade de refrigeração é equivalente à carga térmica calculada.

Assim, uma vez determinadas a carga térmica e as temperatura de superaquecimento, de subresfriamento, de evaporação e de condensação desejadas é possível selecionar um compressor que forneça a vazão mássica necessária para que esses parâmetros sejam

respeitados. Compressores têm diâmetro, curso, rendimento nocivo e rotações variadas, o que permite estabelecer o compressor mais adequado para a aplicação desejada.

2.4 Condensador

Em um ciclo de refrigeração, o condensador recebe o vapor superaquecido em altas pressões do condensador e o resfria até o estado de líquido saturado ou subresfriado [3].

Funcionando de maneira análoga ao evaporador, o condensador é um trocador de calor que rejeita calor para o ambiente quente. Ele pode ser resfriado a ar ou a água, com o auxílio de uma torre de resfriamento. Condensadores resfriados a água podem trocar mais calor, devido aos maiores valores do coeficiente global de troca de calor nos mesmos.

Diferentemente do evaporador, não há aqui a necessidade de passar do ponto de saturação do fluido refrigerante. No entanto, conforme mostrado na figura 3 é desejável que haja subresfriamento (estado 3), pois o mesmo aumenta a capacidade frigorífica do sistema quando comparado com o estado saturado (3'). Após a expansão, o líquido subresfriado apresentará menor título do que o líquido saturado [9]. Assim, mais líquido saturado restará na mistura expandida, possibilitando que mais calor seja trocado. As equações que definem o funcionamento do condensador são análogas às do evaporador.

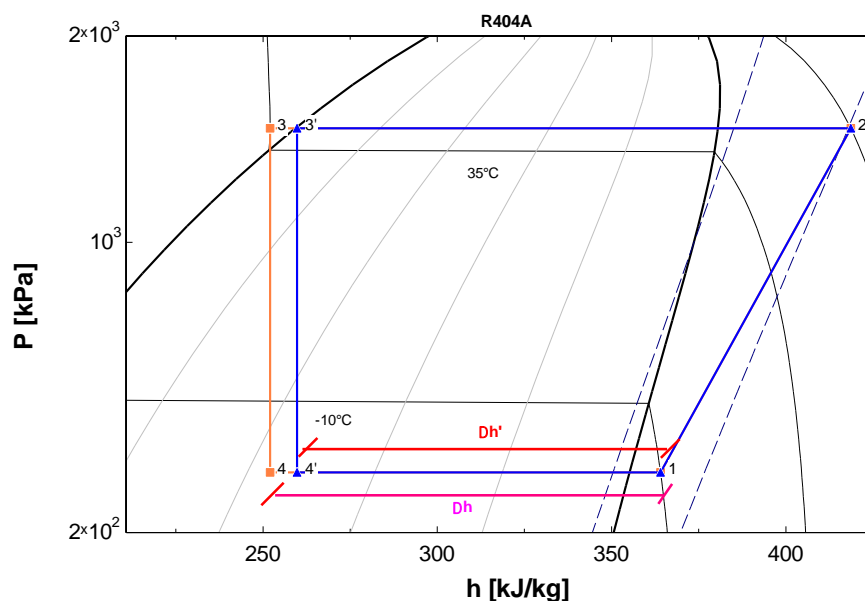


Figura 3 - Comparação entre saída saturada e subresfriada do condensador

2.5 Mecanismo de expansão

O mecanismo de expansão de um ciclo de refrigeração tem como função reduzir a temperatura e a pressão do fluido refrigerante. Esse componente fecha o ciclo, levando o líquido saturado ou subresfriado da saída do condensador para a mistura líquido-vapor presente na entrada do evaporador. Durante sua operação, as pressões se estabilizam de modo a igualar a queda de pressão no evaporador, condensador e mecanismo de expansão com o ganho de pressão no compressor.

Diversos mecanismos diferentes podem ser utilizados, e todos trabalham utilizando a perda de carga para uma expansão quase isentálpica. Entre eles, destacam-se o tubo capilar e a válvula de expansão termostática, que serão descritos a seguir.

O tubo capilar é um tubo com alta razão comprimento/diâmetro (cerca de 1000). Tipicamente apresentam comprimentos da ordem de 2m e diâmetros na ordem de 2mm [9]. Por apresentarem dimensões constantes, não permitem o controle do sistema durante a operação.

A válvula de expansão termostática é uma válvula de abertura variável, definida por sua calibração e pela temperatura na saída do evaporador. A válvula impõe uma perda de carga no sistema, sendo essa perda de carga a diferença entre a pressão de condensação e de evaporação ($P_{cond} - P_{evap}$).

Se a temperatura estiver muito alta, ou seja, se o superaquecimento estiver muito alto, a válvula se abre. Com isso, é reduzida a perda de carga e é aumentado o rendimento nocivo do compressor (Eq. 8).

Como resultado, é aumentada a taxa de circulação de fluido refrigerante. Mais líquido é evaporado no evaporador, sobrando menos energia para o superaquecimento do fluido. No caso oposto, caso a temperatura esteja muito próxima da de evaporação, a válvula se fecha. Menos líquido é evaporado e o superaquecimento sobe, protegendo o compressor de retorno de líquido.

3 Métodos de Produção de Picolés

3.1 Atual

As máquinas atuais de produção de picolé funcionam com a imersão do mesmo em um tanque. O tanque é preenchido com um fluido condutor de calor específico, como Etanol, Paratherm LR, Formato de Potássio ou Propilenoglicol. O fluido condutor é resfriado até cerca de -20°C por um ciclo de refrigeração, e circulado por uma bomba. Então uma forma de picolé (Fig. 4) é mergulhada nesse tanque. Após cerca de 20 minutos, o picolé está pronto.



Figura 4 - Forma de picolés do tipo Mich. Fonte: www.finamac.com.br

Há um isolamento térmico de Poliuretano em torno do tanque, mas a superfície superior fica exposta, sobretudo quando não há formas na máquina.

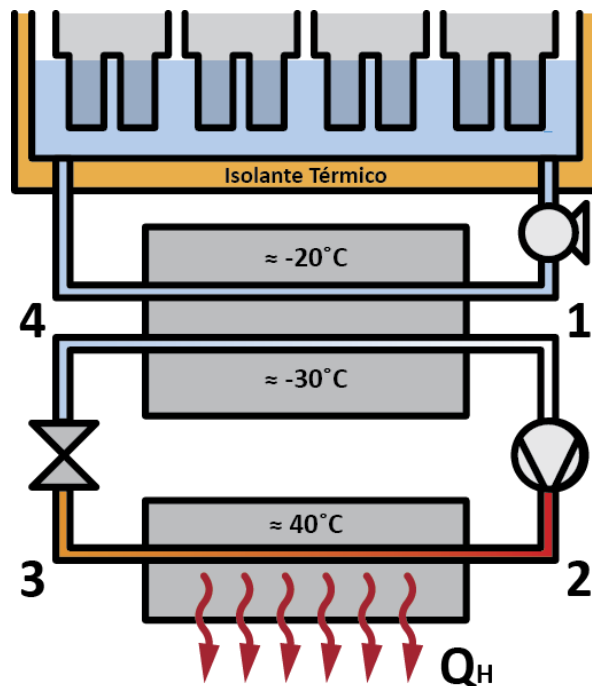


Figura 5 – Esquema do sistema atual de produção de picolés.

Nem todo calor trocado pelo evaporador é fornecido pelos picolés, pois o tanque troca calor com o ambiente. Quando os picolés estão prontos e retirados o fluido continua refrigerado, o que implica que mais refrigeração foi produzida do que a necessária somente para congelar os picolés.

Por fim, para que o picolé atinja a temperatura necessária para o congelamento completo (-10°C), é necessário que o fluido refrigerado esteja em uma temperatura inferior a essa (tipicamente, 10°C abaixo da temperatura do picolé). Para que o fluido atinja essas temperaturas, é necessário que a temperatura de evaporação do sistema seja ainda mais baixa (tipicamente 5°C abaixo da temperatura do tanque).

3.2 Proposto

No modelo idealizado, não haveria mais a necessidade de tanque. O trocador de calor do ciclo de refrigeração será substituído por uma serpentina envolta nas formas de picolé. Assim, elimina-se a necessidade de resfriar um fluido intermediário, permitindo atingir temperaturas mais baixas com a mesma temperatura de evaporação.



Figura 6 - Novo modelo de formas, vista frontal e em corte

A figura 4 exemplifica uma forma envolta por tubos, por onde passará o fluido refrigerante evaporando.

De acordo com o modelo proposto, haverá tanto a possibilidade de ligar uma quantidade pequena de formas (menos de 5) a um sistema de refrigeração quanto de se ligar diversas formas em uma máquina de grande porte. O projeto não deve estar limitado ao estudo de formas convencionais do tipo Brida e Mich, mas também determinar o comportamento esperado em formas de formatos variados, como estrelas ou personagens de desenhos animados.

4 Metodologia para implementação do novo processo

4.1 Hipóteses Simplificadoras

As seguintes hipóteses simplificadoras foram adotadas:

- Não há correntes convectivas no interior da forma de picolé. Como parâmetro de projeto, adotou-se que o tempo de produção de um picolé será inferior a cinco minutos. Esse fator, somado à geometria da forma, permite assumir que a transferência de calor no interior de um picolé ocorrerá principalmente por condução. Essa hipótese atua a favor da segurança, pois despreza um dos mecanismos de troca de calor.

4.2 Frentes de análise

Utilizou-se de três frentes para estudar o comportamento do trocador de calor, sendo uma composta por simulações numéricas, uma dividida em duas análises baseadas na literatura e uma baseada em análises experimentais. O cruzamento das três frentes permitiu a previsão do comportamento de diferentes geometrias ou condições de operação.

As simulações numéricas foram realizadas pelo Prof. Dr. Paulo Eduardo Batista de Mello, associado ao Prof. Dr. Jurandir Itizo Yanagihara utilizando versões do software *ANSYS*.

Foram feitas duas análises baseadas na literatura. Ambas têm como objetivo compreender o funcionamento do sistema, determinando quais os parâmetros de maior e menor relevância para o congelamento do picolé.

A primeira análise tem como objetivo compreender quais dos meios, entre gás refrigerante, parede metálica e calda, têm maior influência no tempo de congelamento. Determinou-se que o congelamento da calda tem maior impacto. Com base nesse resultado, determinou-se que seria analisado o comportamento do congelamento da calda, definindo os principais parâmetros de projeto para reduzir o tempo de congelamento.

A primeira análise, apresentada na seção 6.2, tem como base as resistências térmicas envolvidas na troca de calor [6], conforme as equações (9) e (10):

$$m * \Delta i = UA(T_{gas} - T_{calda}) \quad (9)$$

$$R = \frac{1}{U} = \frac{1}{h_{refrig.}} + \frac{e_{forma}}{k_{forma}} + f \frac{e_{gelo}}{k_{gelo}} + (1 - f) \frac{e_{água}}{k_{água}} \quad (10)$$

Graficamente, têm-se:

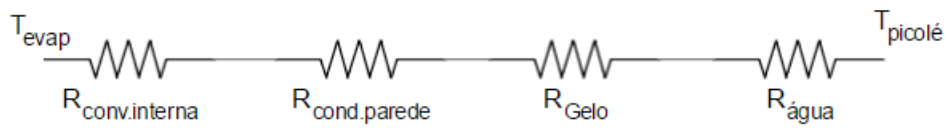


Figura 7 - Associação de Resistências

A segunda análise tem como base o trabalho de Cho e Sunderland [14] e Lunardini [15]. Ela tem como foco central a análise termodinâmica de um elemento na frente de congelamento de uma parede de água.

A parede de água é semi-infinita, permitindo uma análise unidimensional sobre o problema (Fig. 8).

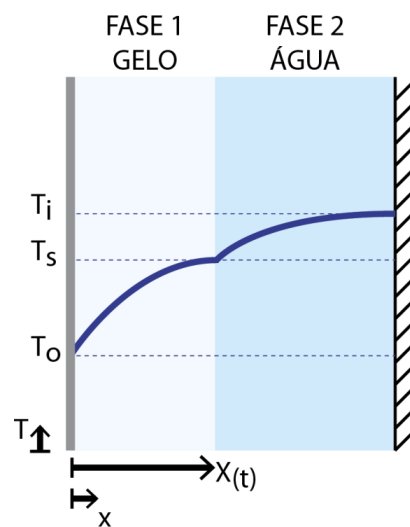


Figura 8 - Parede de água para análise unidimensional

Esse análise estuda o crescimento da variável $X(t)$, correspondente à frente de congelamento da parede de água.

As análises experimentais se basearão nos testes de um protótipo feito por impressão 3D (do CAD apresentado, que será associado a um sistema de refrigeração).

5 Revisão Bibliográfica

Como base para a avaliação dos coeficientes da equação (10), trabalho de diferentes áreas foram consultados.

A Tabela 4 apresenta trabalhos que estudam o coeficiente interno de troca de calor em trocadores de calor evaporativos helicoidais. Em todos os trabalhos descritos, relações empíricas foram verificadas através de resultados experimentais. A Tabela 1 descreve o nome dos autores, o fluido refrigerante utilizado, o diâmetro do tubo interno, da espira e também a referência associada.

Tabela 4 - Autores associados à convecção interna

Autores	Fluido	T_{evap} (°C)	d_{tubo} (mm)	d_{espira} (mm)	Correlação	Ref
Elsayed et. al	R134a		1.1 – 2.8	30 – 60	De La Harpe	[10]
Wongwises et. al	R134a	10 – 20	7	300	Wongwises	[11]
Zhao et. Al	Água	167 – 233	9	292	Zhao et. Al	[12]
J. C. Chen	-	-	-	-	J. C. Chen	[13]

Cho; Sunderland (1969) e Lunardini (1988) apresentam uma abordagem analítica para determinação da evolução da frente de congelamento em diversos meios [14], [15]. Entre eles, um meio semi-infinito isolado adiabaticamente em uma superfície e mantido a uma temperatura constante na outra.

6 Análise Teórica

6.1 Simulação do Sistema de Refrigeração

6.1.1 Parâmetros de Projeto

Para se obter uma estimativa do coeficiente global de troca de calor necessário, o sistema de refrigeração foi modelado de acordo com as equações já apresentadas. Foi utilizado o software *EES (Engineering Equation Solver, F-Chart Software)* para as simulações iniciais, cujo código se encontra no anexo B. Criou-se uma interface que permite a variação dos parâmetros de projeto, avaliando diferenças conforme sua alteração. A Figura 9 apresenta a interface descrita.

Resolver e Refazer Gráfico

Parâmetros Térmicos:

Fluido Refrigerante	R404a
Temperatura inicial	25 [C]
Temperatura final	-10 [C]
Temperatura Refrigerante - Evaporador	-30 [C]
Temperatura Refrigerante - Condensador	40 [C]
Superaquecimento esperado	10 [C]
Subrefriamento esperado	4 [C]

Parâmetros da Operação

Tempo	2 [min]
Massa do produto	0,065 [kg]

Resultados

$Q_{\text{evap}} = 298,1 \text{ [W]}$

$W_{\text{comp}} = 165,9 \text{ [W]}$

$Q_{\text{cond}} = 464 \text{ [W]}$

$\dot{m}_{\text{refrig, hora}} = 10,24 \text{ [kg/h]}$

$\dot{V}_{\text{refrig, hora}} = 0,01037 \text{ [m}^3\text{/h]}$

$U_{\text{necessario}} = 757,5 \text{ [W/(m}^2\text{-C)]}$

COP = 1,797

$R_{\text{necessario}} = 0,00132 \text{ [C-m}^2\text{/W]}$

		% da Resistência Necessária
h_{interno}	4000	18,94 [%]
$h_{\text{condução}}$	40000	1,894 [%]
Total		20,83 [%]

Figura 9 - Interface Gráfica do programa de cálculo do sistema de refrigeração

Para a simulação da máquina de sorvetes, os seguintes parâmetros foram utilizados:

Tabela 5 - Parâmetros para Dimensionamento

Tempo final	4 min
T_{Evap}	-30°C
T_{Cond}	40°C
T_{SH}	10°C
T_i	25°C
Temp. final (calda)	10°C
Massa	0,065 g
Área troca	0,0142 m ²
Fluido Refrigerante	R404a
$\eta_{\text{isentrópica}}$ (compr.)	80%
Fator Segurança	20%

Com esses dados, obteve-se os resultados descritos na Figura 10:

Tabela 6 -Resultado do Dimensionamento

Q_{Evap}	149 W
W_{Comp}	83 W
Q_{Cond}	232 W
$m_{\text{refrig, hora}}$	5,12 kg/h
$V_{\text{refrig, hora}}$	0,0052 m ³ /h
U_{global}	379 W/m ² C
X_4	0,45
COP	1,797

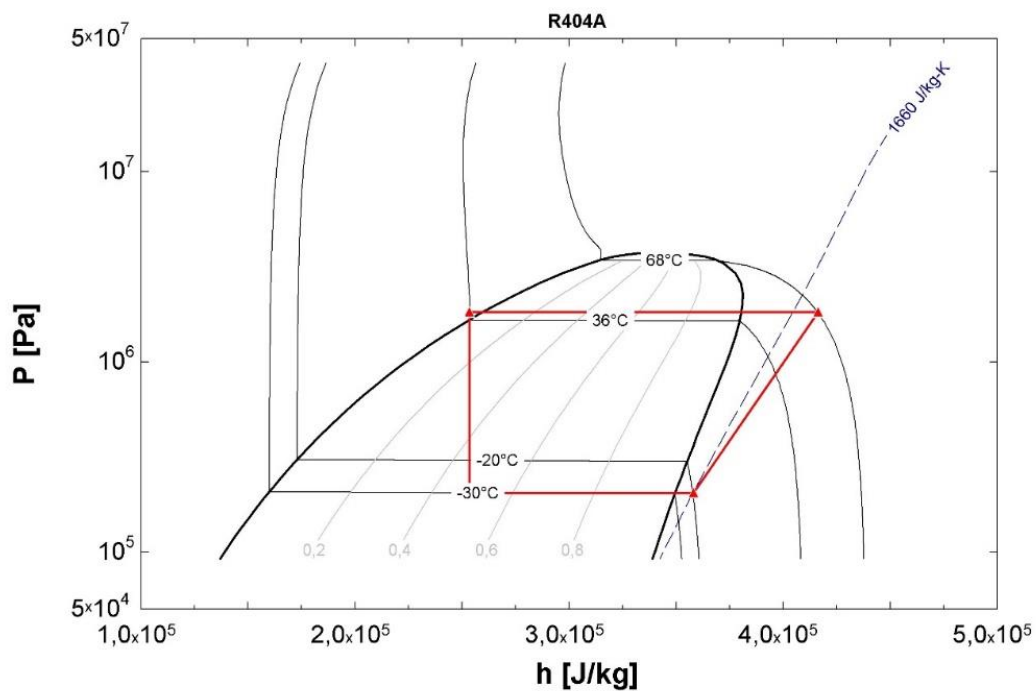


Figura 10 - Estados Termodinâmicos da simulação

Dos parâmetros obtidos, destacam-se o coeficiente global de troca de calor médio necessário (U_{global}), a potência de compressão, o calor trocado pelo condensador e a vazão volumétrica de refrigerante.

O primeiro parâmetro, o coeficiente global de troca de calor médio necessário, será utilizado para avaliar a relevância dos meios (fluido refrigerante, parede metálica, calda).

Os outros três parâmetros destacados são necessários para a seleção dos componentes do circuito.

6.2 Comparação entre os três meios

Com o objetivo de comparar a influência dos três diferentes meios sobre a troca de calor, comparou-se as resistências térmicas associadas a esses meios.

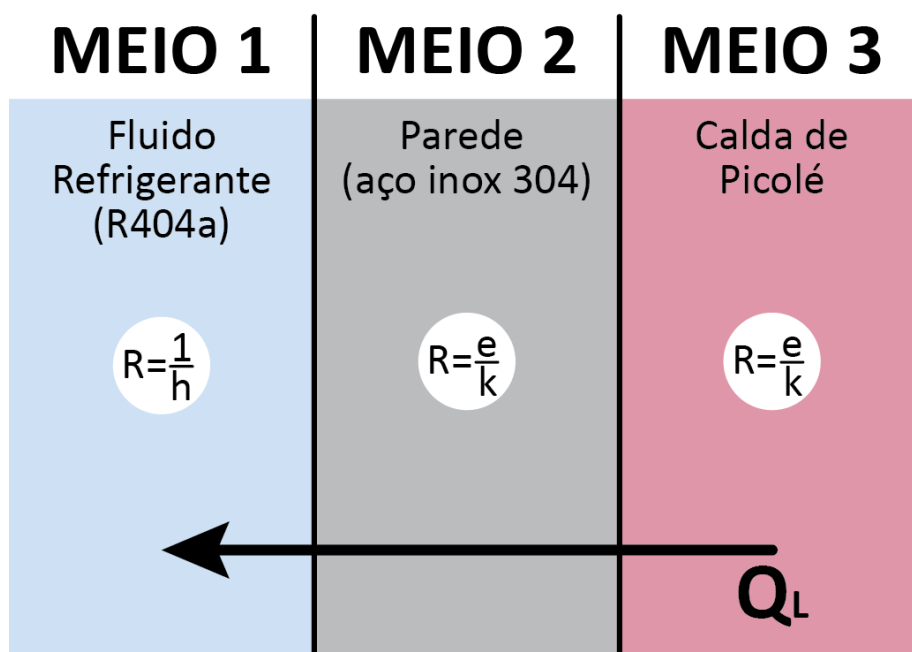


Figura 11 - Descrição dos meios analisados e de suas resistências térmicas

A resposta dessa análise permite definir qual meio terá maior impacto sobre a produção ao ser otimizado.

Se o meio de maior influência for o Fluido Refrigerante, maneiras de aumentar a convecção no interior dos tubos deverão ser encontradas. Variações em seus diâmetros, comprimentos e acabamento superficial terão impacto sobre esse parâmetro [6].

Se o meio de maior influência for a parede metálica, deverá ser avaliada a variação do material com que ela é feita e sua espessura.

Se o meio de maior influência for a calda de picolé, poderão também ser avaliadas variações em sua espessura, temperaturas de operação e composição.

Se os meios tiverem influências com mesma ordem de gradeza, deverão ser avaliadas variações em todos os parâmetros.

6.2.1 Meio 1 - Fluido Refrigerante (R404a)

Com o auxílio do software *EES* as correlações apresentadas na Tabela 1 foram estudadas para determinar o coeficiente de convecção do fluido refrigerante, $h_{refrig.}$. Se utilizada a produção atual de picolés como parâmetro, são valores razoáveis para uma aproximação inicial $T_{evap} = -30\text{ C}$, $d_{espira} = 30\text{ mm}$, $d_{tubo} = 3\text{ mm}$ e fluido refrigerante R404a.

Chen (1982) baseou-se no parâmetro de Martinelli-Lockhart [16], não estando restrito a um fluido ou faixa de temperatura. Embora as correlações encontradas tenham sido testadas em sistemas geometricamente semelhantes, ainda não foram encontrados testes realizados a temperaturas tão baixas quanto a necessária e nem utilizando o refrigerante R404a.

As fórmulas referentes a cada uma das correlações estão descritas no Apêndice A. As correlações determinam o valor médio do coeficiente de troca de calor e são avaliadas pelo título da entrada, temperatura de evaporação, número de Reynolds e nas propriedades do fluido saturado àquela temperatura de evaporação.

As figuras 12 e 13 mostram os valores obtidos para diversos títulos de entrada e com temperatura de evaporação $T_{evap} = -30\text{ C}$.

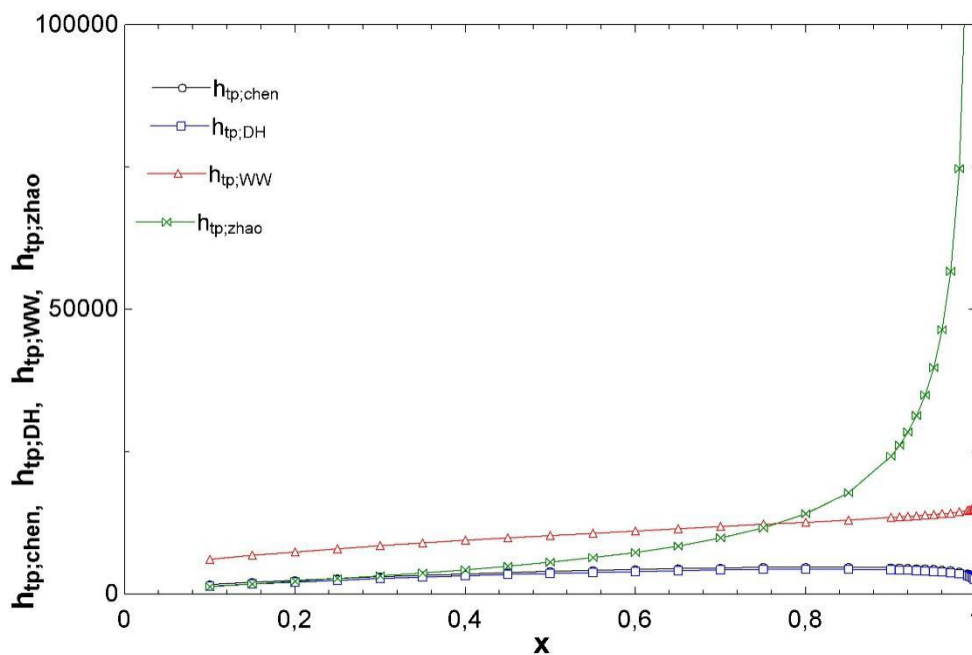


Figura 12 – Correlações de acordo com título de entrada. $T_{evap} = -30\text{ C}$.

Para títulos de entrada inferiores a 0,5 as correlações de De La Harpe, Zhao e Chen apresentam valores próximos. Para títulos altos, a correlação de Zhao atinge valores diversas ordens de grandezas acima das demais. A correlação de Wongwises apresenta valores 4 vezes maiores do que as demais para todos os títulos. Por esse motivo, ela será a partir desse momento

ignorada nessa aplicação.

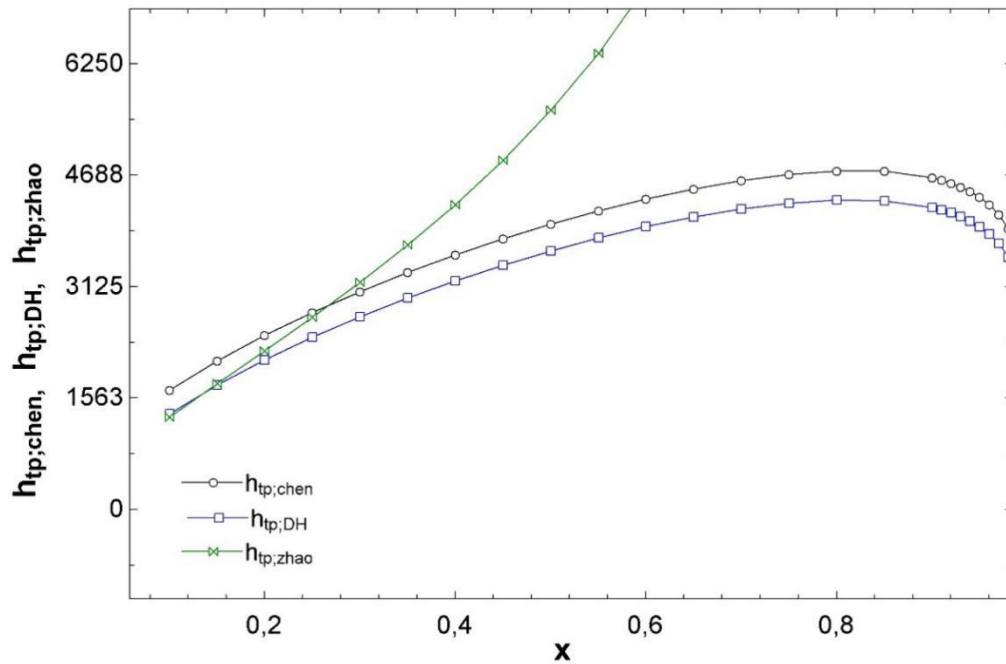


Figura 13 – Zoom da figura 12.

Tomando-se agora o título fixo em 0,45 (baseado nos resultados de projeto da seção 6.11) e variando a temperatura de evaporação, têm-se os valores obtidos na Figura 14. Novamente a correlação de Wongwises apresentou valores excessivamente discrepantes e não será aqui apresentada.

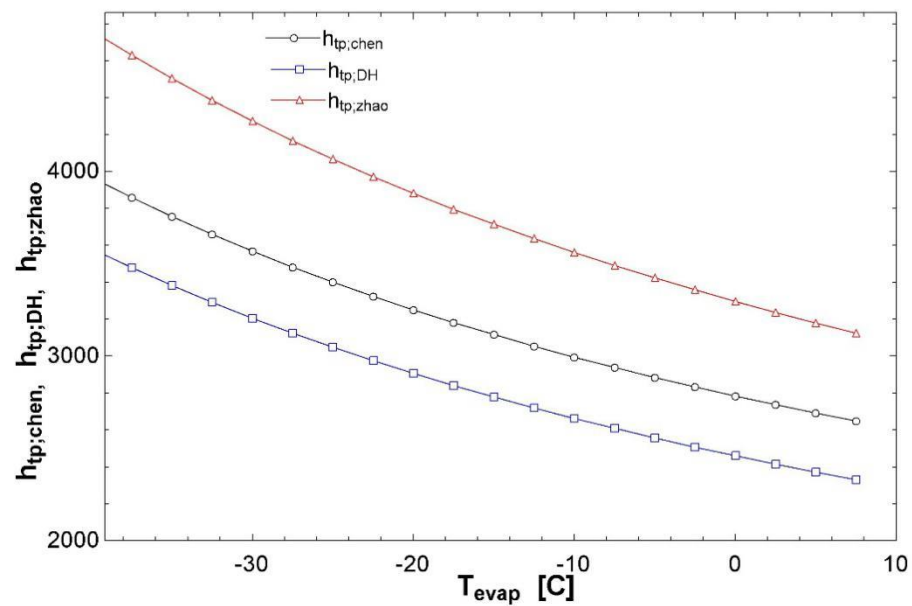


Figura 14 – Correlações de acordo com temperatura de evaporação. $X = 0,45$

No ponto de título 0,45 e T = -30 C, obteve-se os seguintes valores de coeficiente de transferência de calor:

$h_{tp;Chen}$	3793 W/m ² K
$h_{tp;De La Harpe}$	3425 W/m ² K
$h_{tp;Zhao}$	4896 W/m ² K

Utilizando o coeficiente de menor valor, o obtido pela correlação de De La Harpe, têm-se

$$R_{interno} = \frac{1}{h_{tp;De La Harpe}} = 2,9 * 10^{-4} \text{ m}^2\text{K}/\text{W} \quad (12)$$

6.2.2 Meio 2 - Parede da forma

De acordo com o processo de fabricação e a geometria das formas, haverá uma resistência diferente devido à parede.

O protótipo foi feito inteiramente de aço AISI 304, com espessura de parede 1 mm. O protótipo foi produzido por prototipagem rápida.

Outra uma possível configuração dos tubos na parede das formas é um tubo de cobre é enrolado em torno da forma de aço inoxidável. O espaço entre os tubos é preenchido por estanho, que tem ponto de fusão inferior ao dos outros dois materiais e permite o contato térmico.

Com base nas dimensões da forma sinterizada, foi utilizada uma parede de aço AISI 304 de 1 mm, avaliada a -30 C. O aço AISI 304 é sanitário, e seu contato com alimentos é permitido por normas regulatórias [17]. Suas propriedades estão dispostas em [18]. O cálculo da resistência térmica é dado por

$$R_{cond} = \frac{e_{forma}}{k_{forma}} = \frac{e_{aço}}{k_{aço(-30C)}} = \frac{0,001 \text{ m}}{13,59 \frac{\text{W}}{\text{mK}}} = 7,3 * 10^{-5} \text{ m}^2\text{K}/\text{W} \quad (13)$$

6.2.3 Meio 3 - Calda de picolé

A resistência associada à calda de picolé foi avaliada tanto no início quanto no final da produção, e com as propriedades de calda e de água dispostas na seção 2.1.2. A espessura de 10 mm utilizada equivale à metade da espessura da forma Brida padrão.

Com base na hipótese simplificadora apresentada em 4.1, e no parâmetro f para o congelamento, onde $f = 100\%$ implica em congelamento total, a resistência térmica [6] é dada por $R_{cond} = \frac{e}{k}$.

Utilizando os dados da Tab. 3, calcula-se os resultados apresentados na Tab. 7:

Tabela 7 - Resistência térmica associada à calda

Meio	f	k [W/m.K]	e [m]	R [W/m²K]
Água	100%	2,22	9,50E-03	4,28E-03
Água	0%	0,6069	9,50E-03	1,57E-02
Calda	100%	1,45	9,50E-03	6,55E-03
Calda	0%	0,428	9,50E-03	2,22E-02

6.2.4 Análise dos resultados

Com os dados obtidos, é possível comparar a influência de alterações nos três meios sobre a resistência global do sistema. A comparação foi feita dividindo o valor de cada resistência pela somatória das três, ou seja,

$$Fr_i = \frac{R_i}{\sum R_i} * 100\%$$

Tomando como base o caso em que a resistência do Meio 3 é a menor possível, o caso da calda sólida, temos a seguinte distribuição percentual (Tab. 8):

Tabela 8 - Distribuição das Resistências Térmicas

	R [W/m²K]	Fração
Meio 1	7,358E-05	1%
Meio 2	2,92E-04	4%
Meio 3	6,55E-03	95%

É possível concluir que o meio de maior influência é o Meio 3. Assim, sua otimização terá maior influência sobre o desempenho do sistema, sendo o foco das análises posteriores.

6.3 Análise do congelamento

Como avaliado na seção 6.2.4, o meio de maior influência é a calda. Assim, foram buscadas correlações que permitam um melhor entendimento do processo de congelamento, avaliando com maior precisão a influência de diferentes parâmetros de projeto.

6.3.1 Método de cálculo

A abordagem utilizada para o problema de congelamento é lidar com o congelamento de uma parede de água finita, submetida a uma temperatura fixa em uma extremidade e a uma superfície adiabática na outra, conforme a Figura 15. Dessa forma, a transferência de calor é unidimensional

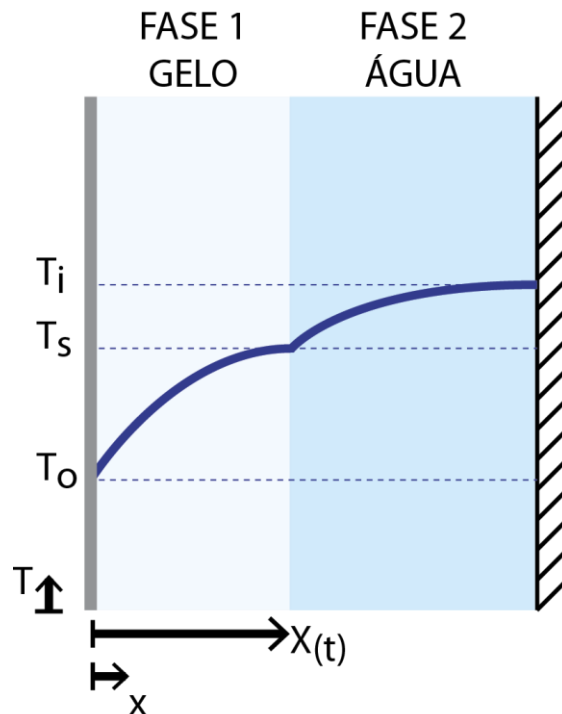


Figura 15 Gradiente de temperatura em segmento bifásico

Utilizando transformações de Landau, Lunardini (1988) elimina as não linearidades do problema de condução [8], permitindo a solução analítica da posição da interface de congelamento, $X(t)$.

Cho; Sunderland (1969) desenvolveram as equações de energia da interface e do corpo líquido [9], e com isso possibilitaram a estimativa do tempo de congelamento do corpo.

De acordo com seu desenvolvimento, Cho; Sunderland (1969) deduziram que o avanço da interface de congelamento ocorre de maneira proporcional à raiz quadrada do tempo, ou seja,

$$X(t) = 2 * \gamma * \sqrt{(\alpha_1 * t)} \quad (14)$$

Onde γ é um parâmetro de congelamento, definido a seguir.

Tomando como volume de controle a interface de mudança de fase, obtém-se a relação:

$$-k_G \frac{\partial T_G(X(t), t)}{\partial x} + k_A \frac{\partial T_A(X(t), t)}{\partial x} = -\rho_G H_f \frac{\partial X}{\partial t} \quad (15)$$

Onde k_G e k_A são a condutividade térmica, $T_G(x, t)$ e $T_A(x, t)$ são as temperaturas no ponto x e no instante t , ρ_G é a massa específica do gelo, e H_f é o calor latente de solidificação.

Para a integração, é necessário definir as condições de contorno apropriadas, ou seja:

- Temperatura na parede constante: $T_o(0, t) = T_o$
- Temperatura na interface constante: $T(X, t) = T_s$
- Temperatura constante inicialmente: $T_A(x, 0) = T_i$
- Sem troca de calor na parede: $\frac{\partial T_A(D, t)}{\partial x} = 0$

Integrando e assumindo que a temperatura na região líquida se aproxima de um polinômio de grau n , têm-se a equação (16), cujos termos estão descritos nas equações (17) a (20).

$$\frac{e^{-\gamma^2}}{\text{erf}(\gamma)} - \frac{1 - \Theta_s}{\Theta_s} * \frac{k_{GA}}{(\beta - \gamma)} = \frac{\sqrt{\pi} * \gamma * H_f}{c_{p,G} * (T_s - T_o)} \quad (16)$$

$$\phi_c(\gamma) = \frac{n+1}{n * \sqrt{\pi}} * \left[-\gamma + \sqrt{\gamma^2 + \frac{2n}{n+1} * \alpha_{GA}} \right], \quad (17)$$

$$\Theta_s = \frac{T_s - T_o}{T_i - T_o} \quad (18)$$

$$\gamma^2 = \frac{D^2}{4 * \alpha_G * t_{total}} \quad (19)$$

$$\beta = \gamma + \sqrt{\pi} * \frac{n}{2} * \phi_c(\gamma) \quad (20)$$

É importante ressaltar que os parâmetros γ e β dependem apenas das propriedades do fluido e das temperaturas T_o, T_i, T_s .

Resolvendo-se esse sistema, determina-se o tempo t_{total} para o congelamento de uma parede semi-infinita de espessura D .

A temperatura de cada ponto da fase sólida, ao longo do tempo, pode ser calculada pela solução exata da Eq (21),

$$T_1(x, t) = T_o + (T_s - T_o) * \frac{\text{erf}\left(\frac{x}{2\sqrt{\alpha_1 t}}\right)}{\text{erf}(\gamma)} \quad (21)$$

A temperatura da fase líquida, aproximada por um polinômio de grau n, pode ser calculada para cada ponto e em função do tempo pela Eq. (20):

$$T_2(x, t) = T_i + (T_i - T_s) * \left(\frac{\delta(t) - x}{\delta(t) - X(t)} \right)^4 \quad (22)$$

Onde

$$\delta(t) = 2 * \beta * \sqrt{\alpha_1 t} \quad (23)$$

6.3.2 Solução do sistema de equações

O sistema de equações pode ser resolvido utilizando o método da dicotomia [19]. Através de manipulações algébricas das equações 14 a 20 e assumindo $n = 4$, determina-se a função erro

$$\epsilon(\gamma) = \gamma - \left[\frac{c_{p1}(T_s - T_o)}{H_f * \sqrt{\pi}} \right] * \left[\frac{e^{-\gamma^2}}{\text{erf}(\gamma)} - \frac{2 * (T_i - T_s) * k_2 * \sqrt{\pi}}{(T_s - T_o) * k_1 * \frac{5}{2} * (-\gamma + \sqrt{\gamma^2 + 1,6\alpha_{21}})} \right] \quad (23)$$

A raiz da função erro fornece a solução para a equação 16, que permite solucionar as demais equações. A solução foi buscada numericamente com o auxílio do método da dicotomia.

O método é descrito a seguir:

1. São determinados arbitrariamente os limites superiores e inferiores e médios $L_{sup}[0]$ e $L_{inf}[0]$ e $L_{med}[0] = \frac{L_{sup}[0] + L_{inf}[0]}{2}$, calcula-se $\epsilon(L_{sup}[0])$, $\epsilon(L_{inf}[0])$, $\epsilon(L_{med}[0])$.
2. Se $\epsilon(L_{sup}[k]) * \epsilon(L_{med}[k]) < 0$, então
 - $L_{inf}[k + 1] = L_{med}[k]$;
 - $L_{sup}[k + 1] = L_{sup}[k]$;
 - $L_{med}[k + 1] = \frac{(L_{sup}[k] + L_{med}[k])}{2}$.
3. Se $\epsilon(L_{inf}[k]) * \epsilon(L_{med}[k]) < 0$, então
 - $L_{sup}[k + 1] = L_{med}[k]$,
 - $L_{inf}[k + 1] = L_{sup}[k]$;
 - $L_{med}[k + 1] = \frac{(L_{inf}[k] + L_{med}[k])}{2}$.
4. Repete-se os passos 2 e 3 até que $\epsilon(L_{inf}[k]) < 10^{-6}$. Adota-se então $\gamma = L_{inf}[k]$.

Uma vez que a solução do fenômeno físico é única, a solução do sistema matemático também o é. Assim, sendo a função contínua e possuindo apenas uma raiz, o teorema de Bolzano [20] determina que, caso a única raiz de uma função esteja entre a e b , então $\epsilon(a) * \epsilon(b) < 0$.

Vale notar que, no presente trabalho, o intervalo com $L_{sup}[0] = 5$ e $L_{inf}[0] = 0,0001$ compreende a raiz da função erro.

6.3.3 Resultados obtidos

Utilizando os parâmetros apresentados nas tabelas 2, 3 e 4, obteve-se o tempo necessário para congelar cada produto variando a temperatura inicial e a temperatura da parede, conforme a equação

$$X(t) = 2 * \gamma * \sqrt{(\alpha_1 * t)}$$

Os resultados estão dispostos nas Figuras 16 a 19:

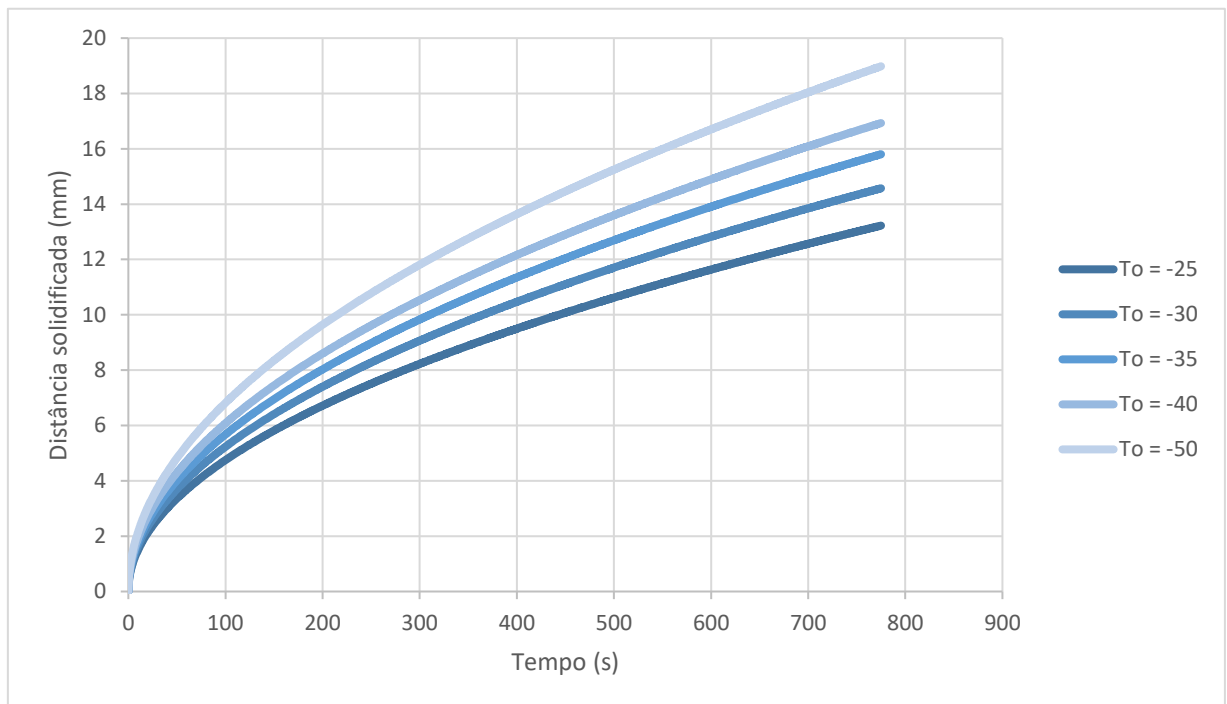


Figura 16 - Evolução da espessura da parede sólida - Simulação feita com água com temperatura inicial 25 °C

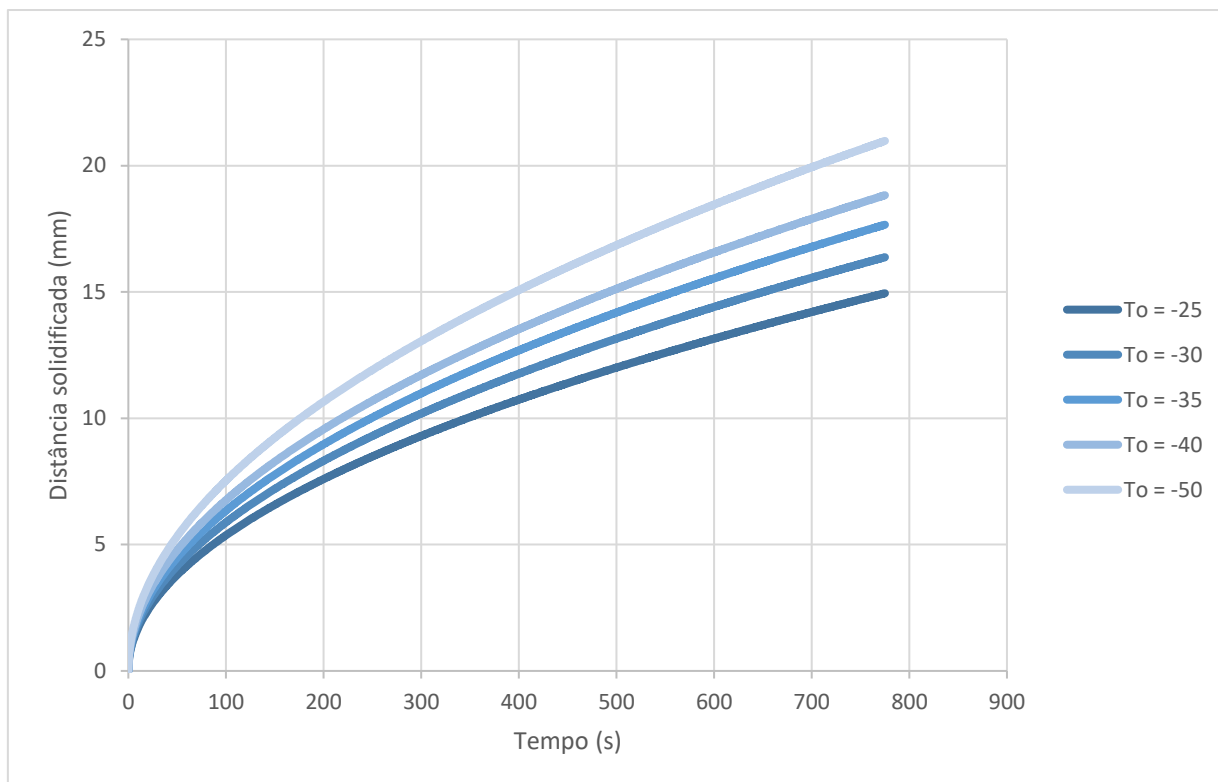


Figura 17 - Evolução da espessura da parede sólida - Simulação feita com água com temperatura inicial 10 °C

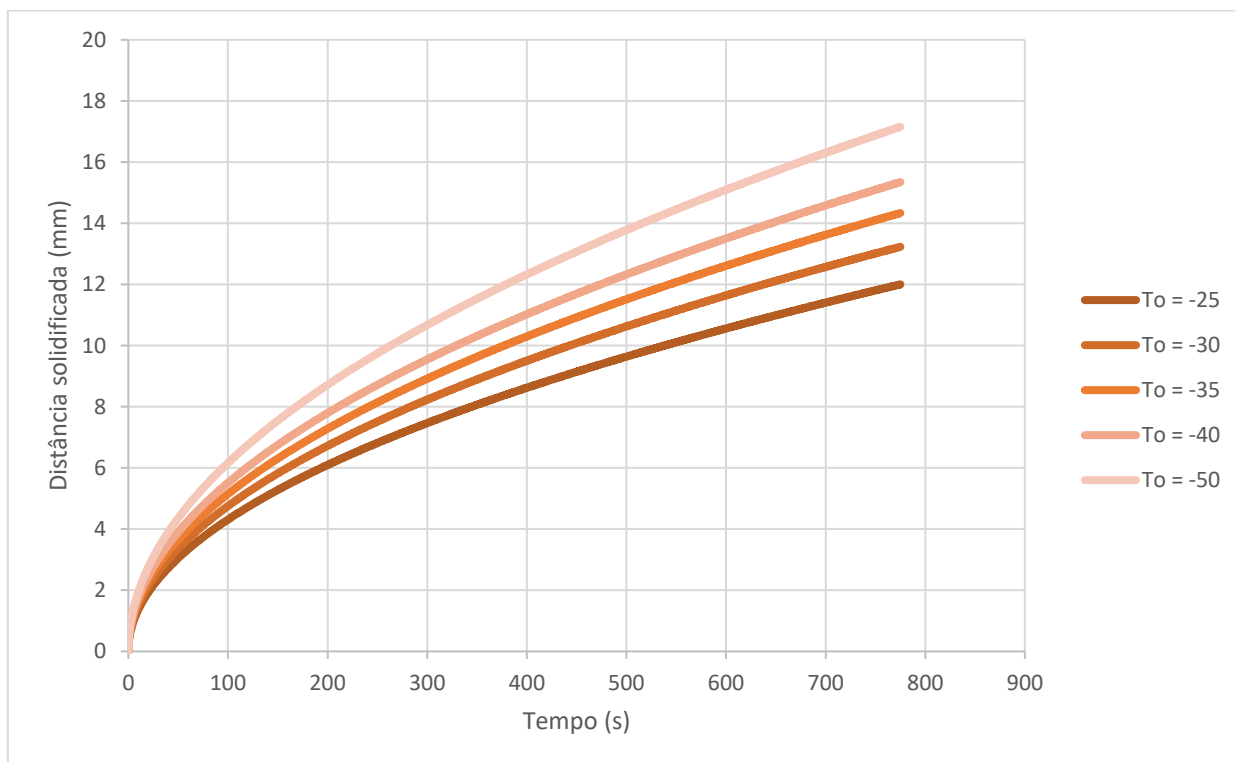


Figura 18 - Evolução da espessura da parede sólida - Simulação feita com calda com temperatura inicial 25 °C

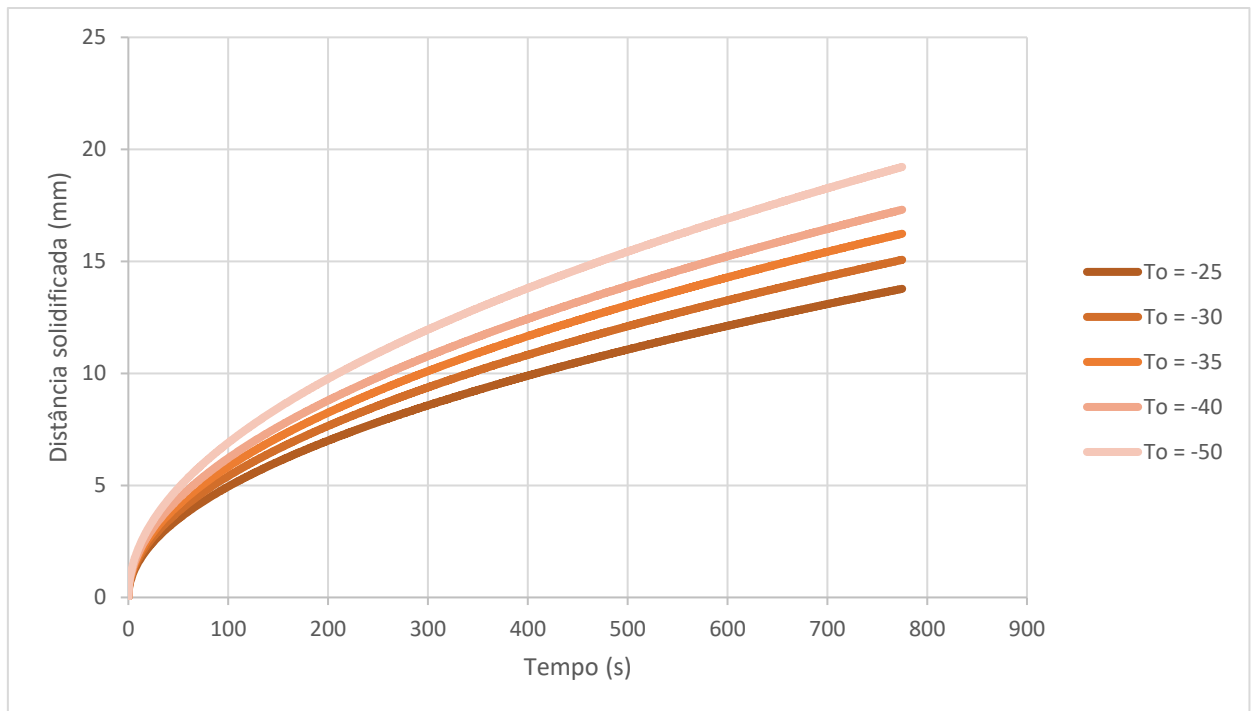


Figura 19 – Evolução da espessura da parede sólida - Simulação feita com calda com temperatura inicial 10 °C

6.3.4 Análise dos Resultados

A partir dos dados obtidos, conclui-se que a espessura da parede a ser congelada é o fator de maior influência sobre o tempo de congelamento.

Fixada uma temperatura inicial e a espessura da parede, a relação entre os tempos para a solidificação de uma parede exposta a -25°C e uma a -50°C é aproximadamente 2.

Fixada uma temperatura inicial e de parede, a relação entre os tempos para a solidificação de uma parede de 12 mm e uma de 6 mm é 4.

Fixada uma temperatura inicial e de parede, a relação entre os tempos para a solidificação de uma parede inicialmente a 25°C e uma inicialmente a 10°C é aproximadamente 1,25.

Comparativamente,

$$t_{total}(\text{água}, D = 6 \text{ mm}; T_i = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}; T_o = -25 \text{ }^{\circ}\text{C}) = 159,6 \text{ s}$$

$$t_{total}(\text{água}, D = 12 \text{ mm}; T_i = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}; T_o = -50 \text{ }^{\circ}\text{C}) = 253,5 \text{ s}$$

A utilização de calda provocou um aumento no tempo de congelamento em torno de 20%, de acordo com o modelo adotado.

Por fim, alguns dos dados que serão utilizados para comparação entre os modelos teórico e experimental são:

$$t_{total}(\text{água}, D = 10 \text{ mm}; T_i = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}; T_o = -30 \text{ }^{\circ}\text{C}) = 365,0 \text{ s} = 6'5''$$

$$t_{total}(\text{calda}, D = 10 \text{ mm}; T_i = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}; T_o = -30 \text{ }^{\circ}\text{C}) = 442,8 \text{ s} = 7'23''$$

7 Análise Experimental

7.1 Metodologia

A figura 20 mostra um diagrama esquemático da planta de testes. Os componentes 1 a 5 representam, em ordem, a forma avançada, a válvula de expansão, o condensador e o compressor. A seleção dos componentes foi feita de acordo com as simulações apresentadas na seção 6.1.

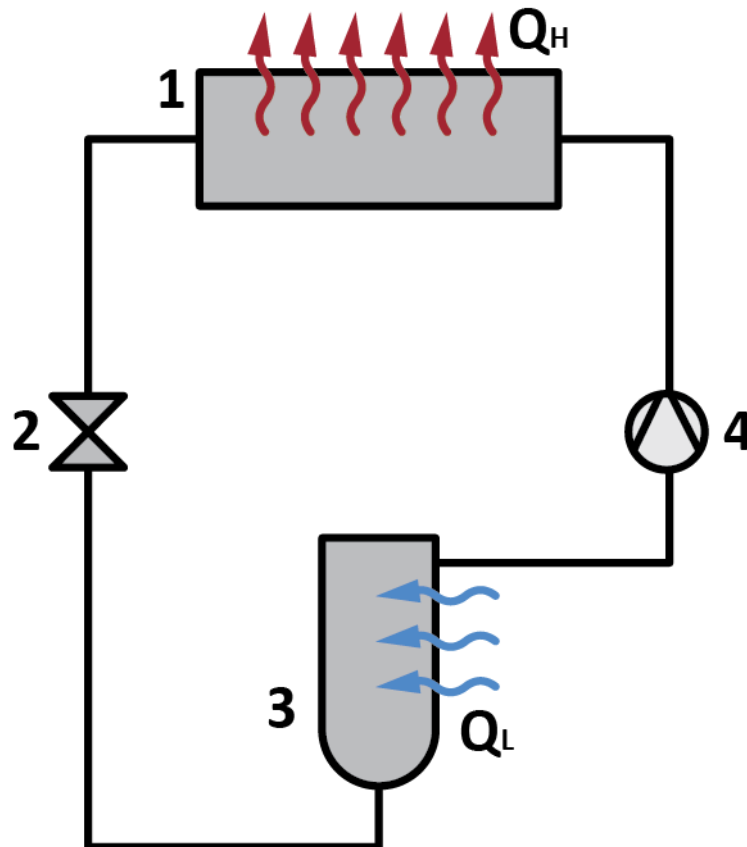


Figura 20 – Esquema da instalação experimental

O desempenho do sistema será avaliado, verificando a validade das outras formas de análise.

7.2 Componentes

7.2.1 Ciclo de Refrigeração – Componentes Principais

A figura 21 mostra a válvula de expansão selecionada: modelo TS-2, da Danfoss. A válvula tem orifício variável, e foi utilizado o orifício 0. A válvula regula o superaquecimento do sistema através da medição feita por seu bulbo, que deve ser acoplado à saída do evaporador.



Figura 21 – Válvula de expansão utilizada

As figuras 22 e 23 mostram o condensador e o ventilador selecionados. A condensação será feita a ar, e ambos os componentes são fabricados pela ELGIN. O modelo do condensador é o CDE 2580 e o do ventilador MM 11 E. A função do ventilador é promover a circulação de ar, permitindo a rejeição de calor.

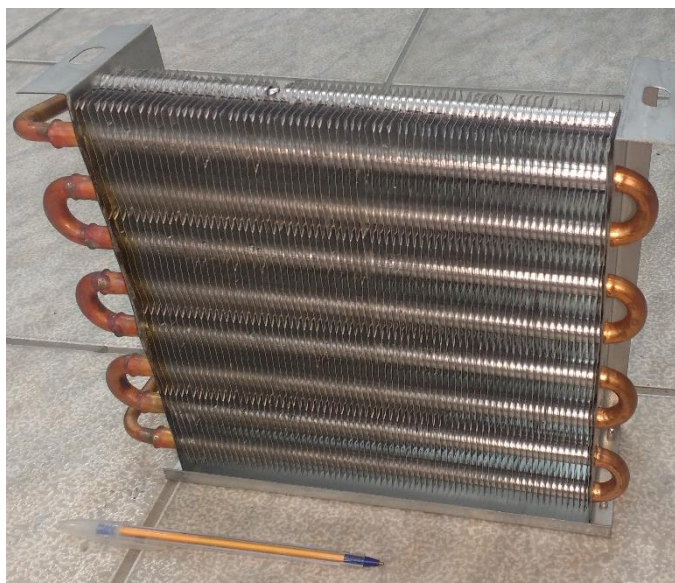


Figura 22 – Condensador a ar utilizado

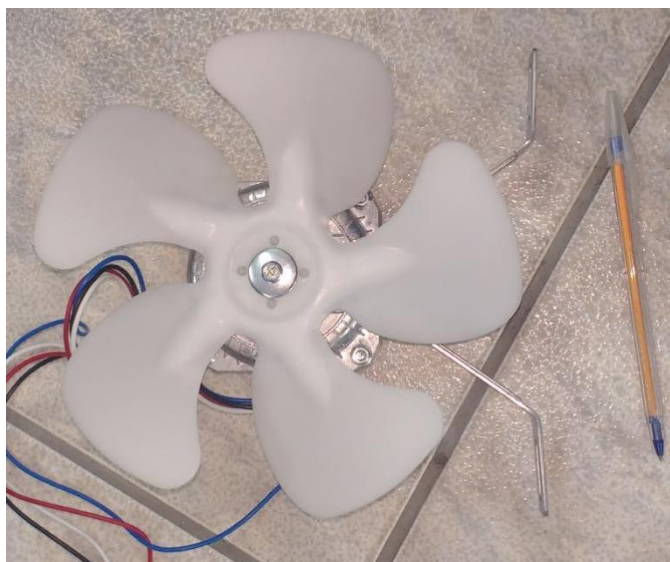


Figura 23 – Micromotor associado ao condensador

A figura 24 mostra o compressor hermético alternativo selecionado, da marca Tecumseh, modelo AE2410Z AA1A.



Figura 24 - Compressor AE2410Z - Tecumseh

7.2.2 Sensores

A medição de temperatura e pressão foi feita com o auxílio de um Manifold digital FieldPiece SMAN440 [21].

O Manifold possui duas saídas para leitura de pressão, uma saída para adicionar carga de gás refrigerante e uma saída para bombear o gás refrigerante para fora do sistema (“fazer vácuo”). O Manifold possui também duas entradas para conectar garras com sensores de temperatura, que devem ser acoplados à saída do evaporador e do condensador para medir o superaquecimento e o subresfriamento.

Essa medição é feita comparando a temperatura de saturação, proveniente das tomadas de pressão, com a temperatura medida pelas garras. O próprio Manifold contém tabelas de propriedades e realiza a conversão e cálculo diretamente, bastando apenas selecionar o fluido refrigerante utilizado.



Figura 25 - Manifold FieldPiece SMAN440

A medição da altura da coluna de líquido remanescente foi feita com o auxílio de uma régua acoplada a um palito de sorvete. A medição é feita ao longo do congelamento, em intervalos de 30 segundos, e desconta-se o as medidas do valor final medido.

Exemplificando, se a medida final for 12,0 cm e a medida em determinado instante foi 7,5 cm, conclui-se que a altura da coluna de líquido é de 4,5 cm.

A leitura é feita utilizando um bastonete de metal que, guiado por um canal, permanece sempre encostado na lateral do palito. Um desenho do aparelho de medição é mostrado na Fig. 26:

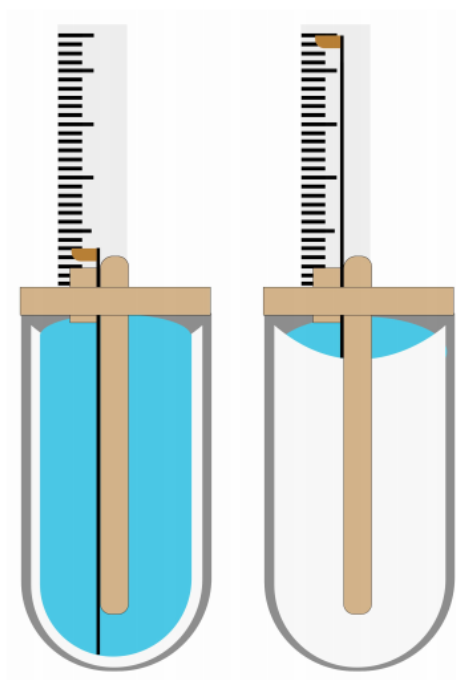


Figura 26 - Aparelho de medição de coluna de líquido

7.3 Preparação do Sistema

Definidos os componentes, o sistema de refrigeração pôde ser planejado e montado.

O primeiro fator considerado foi a disposição dos componentes. Uma planta baixa foi desenhada (Fig. 27) com as posições desejadas, levando em conta os seguintes fatores:

- Forma de sorvete fora da linha de ação do ventilador do condensador
- Acessibilidade da forma de sorvete
- Acessibilidade dos pontos de tomada de pressão
- Acessibilidade dos pontos de leitura de temperatura
- Presença de sifão antes do compressor, cuja função é reter líquido saturado caso a válvula de expansão não previna sua presença na entrada do compressor.

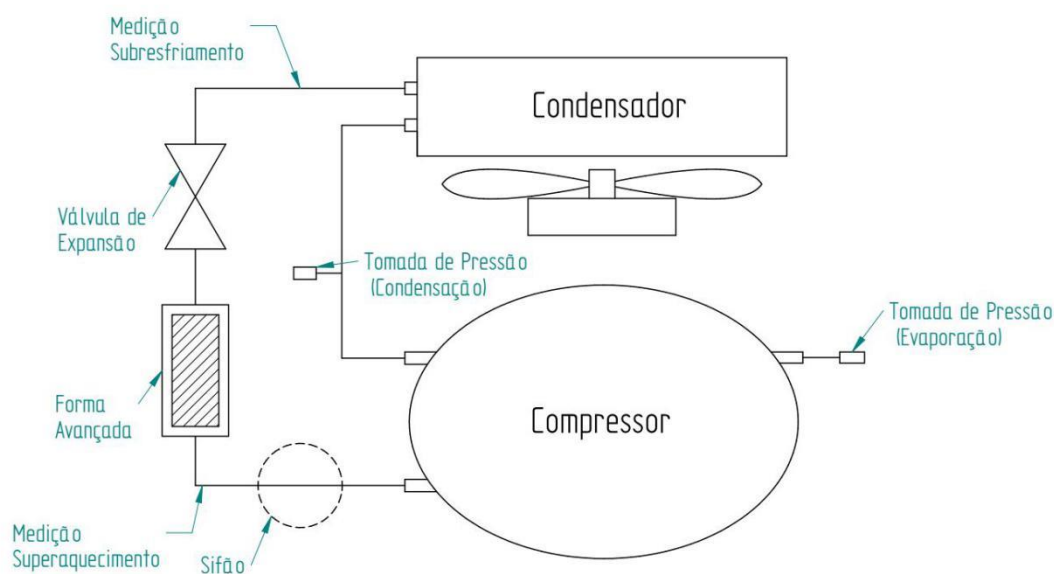


Figura 27- Planejamento da Planta de Testes

Os tubos de cobre de $\frac{1}{2}$ " x 1 mm foram então cortados, dobrados, flangeados e soldados nos componentes de acordo com o planejado, fechando o circuito de refrigeração.

Com o auxílio de uma bomba volumétrica alternativa, o ar do sistema foi removido, levando sua pressão absoluta a 1 mmHg. Reduzir a pressão interna do sistema é necessário para reduzir a umidade presente no sistema.

Para garantir a ausência de vazamentos, pressurizou-se o sistema com nitrogênio até 350 psi (24 bar). Aguardadas 24h, verificou-se que a pressão do sistema se manteve constante.

Novamente com o auxílio da bomba volumétrica alternativa, reduziu-se a pressão do sistema a 1 mmHg. Verificado e limpo, o sistema encontra-se pronto para receber o fluido refrigerante.

O sistema foi carregado com refrigerante R404a até que a pressão do sistema atingisse 110 psi. Esse valor é comumente utilizado na indústria de sorvetes como primeira aproximação para a carga de gás de um sistema a temperatura ambiente.

O sistema foi então ligado e como as pressões de condensação e de evaporação estavam próximos dos valores desejados, manteve-se a carga de gás.

7.4 Planta de testes

A figura 28 mostra os quatro componentes principais, descritos nas seções 2.2 a 2.5. Em ordem, os números de 1 a 4 mostram o condensador, a válvula de expansão, o evaporador (forma avançada) e o compressor.

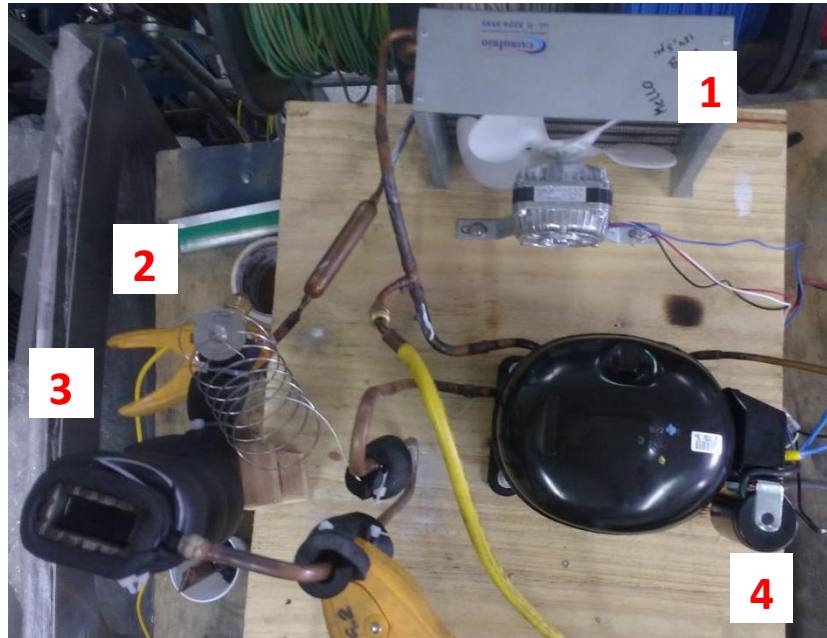


Figura 28 - Componentes principais

A figura 29 mostra os componentes secundários do sistema. O item 5 mostra um filtro de tela, fornecido com o compressor. Sua principal função é reter umidade remanescente no sistema. O componente 6 é o bulbo da válvula de expansão. O componente 7 mostra o ventilador do condensador. O item 8 mostra o capacitor de partida do compressor, necessário para sua proteção [22]. Esse componente também foi fornecido com o compressor.

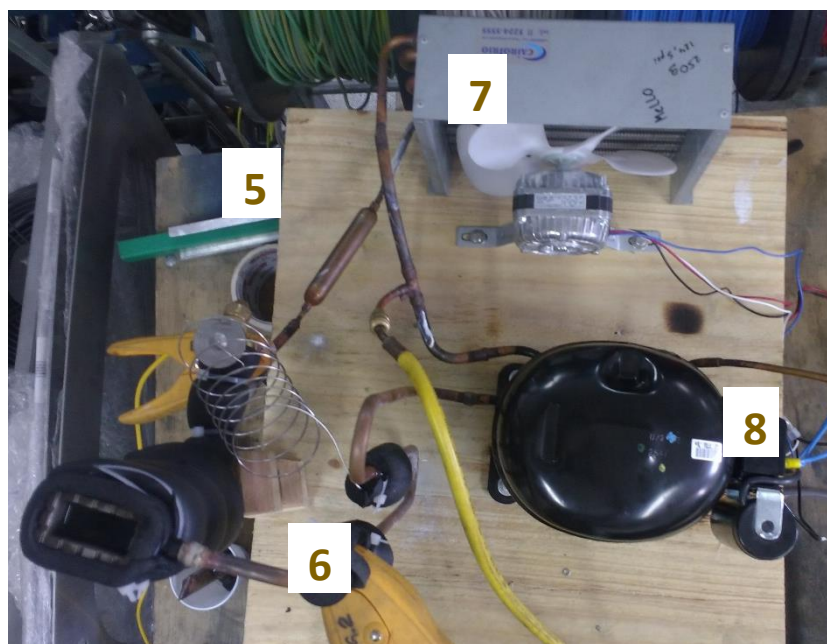


Figura 29 - Componentes secundários do sistema

A Figura 30 mostra os sensores do sistema. Os itens 9 e 10 mostram tomadas de pressão, feitas na entrada e saída do compressor. As pressões medidas são as de evaporação e condensação, respectivamente. Os itens 11 e 12 são tomadas de temperatura feitas na saída do evaporador e do condensador, respectivamente. Com base nessas medidas e nas temperaturas de evaporação e condensação, que podem ser inferidas a partir da medição dos itens 9 e 10, determina-se o superaquecimento e o subresfriamento do sistema.

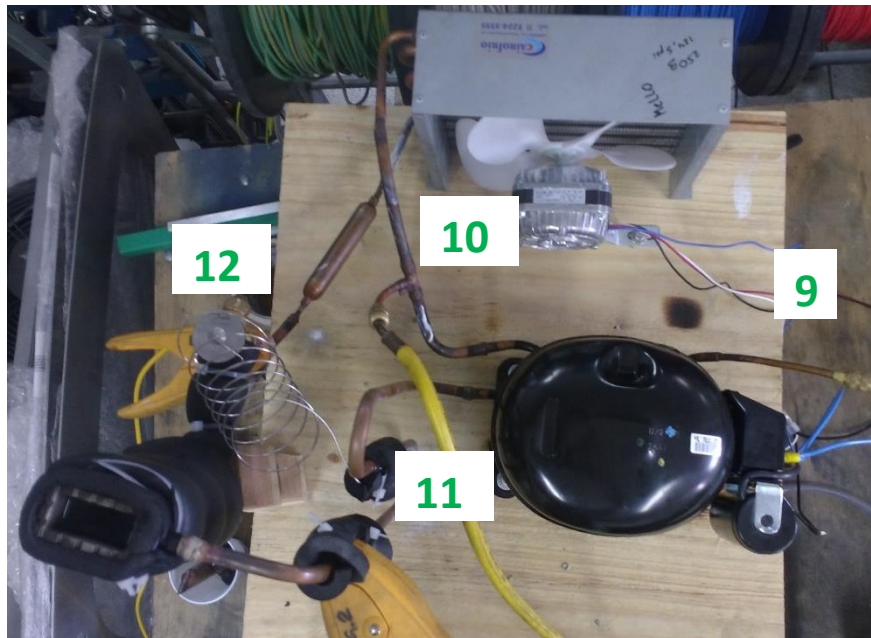


Figura 30 - Sensores do sistema

7.5 Procedimento experimental

Realizados na empresa *Finamac*, os testes foram divididos de acordo com 3 critérios:

- Quanto à temperatura inicial do teste, -30 °C e -40 °C
- Quanto ao dia. No Dia 1, a temperatura ambiente lida era 25°C. No Dia 2, a temperatura lida era 21°C.
- Quanto ao produto a ser congelado, calda ou água. Os testes com calda foram feitos apenas no Dia 1.

No teste, o sistema é ligado com a forma vazia e o medidor de altura é colocado. Anota-se a temperatura ambiente e a altura medida.

Espera-se até a temperatura de evaporação chegar à temperatura inicial desejada e então coloca-se 63 ml do produto a ser congelado. O volume a ser congelado é separado previamente com o auxílio de uma seringa graduada.

Nesse instante um cronômetro é disparado. A cada 30 segundos mede-se a altura da coluna de líquido e anota-se as temperaturas de condensação, evaporação, o superaquecimento e o subresfriamento, todos mostrados no Manifold.

Esse processo é repetido até que todo o produto se congele. Determinou-se que o tempo de produção é aquele para o qual a altura da coluna de líquido é de 1 mm, valor que só pode ser aferido após o congelamento total do mesmo.

7.6 Resultados obtidos

7.6.1 Descrição dos gráficos

Todos os gráficos foram organizados de acordo com a cor das linhas:

- Azuis escuras: Testes com água, iniciados a -30°C , no Dia 1 ($T_{\text{amb}} = 25^{\circ}\text{C}$)
- Azuis claras: Testes com água, iniciados a -40°C , no Dia 1 ($T_{\text{amb}} = 25^{\circ}\text{C}$)
- Verdes escuras: Testes com água, iniciados a -30°C , no Dia 2 ($T_{\text{amb}} = 20^{\circ}\text{C}$)
- Verdes claras: Testes com água, iniciados a -40°C , no Dia 2 ($T_{\text{amb}} = 20^{\circ}\text{C}$)
- Vermelhas claras: Teste com calda, iniciado a -40°C , no Dia 1 ($T_{\text{amb}} = 25^{\circ}\text{C}$)
- Vermelhas escuras: Teste com calda, iniciado a -30°C , no Dia 1 ($T_{\text{amb}} = 25^{\circ}\text{C}$)

7.6.2 Medições

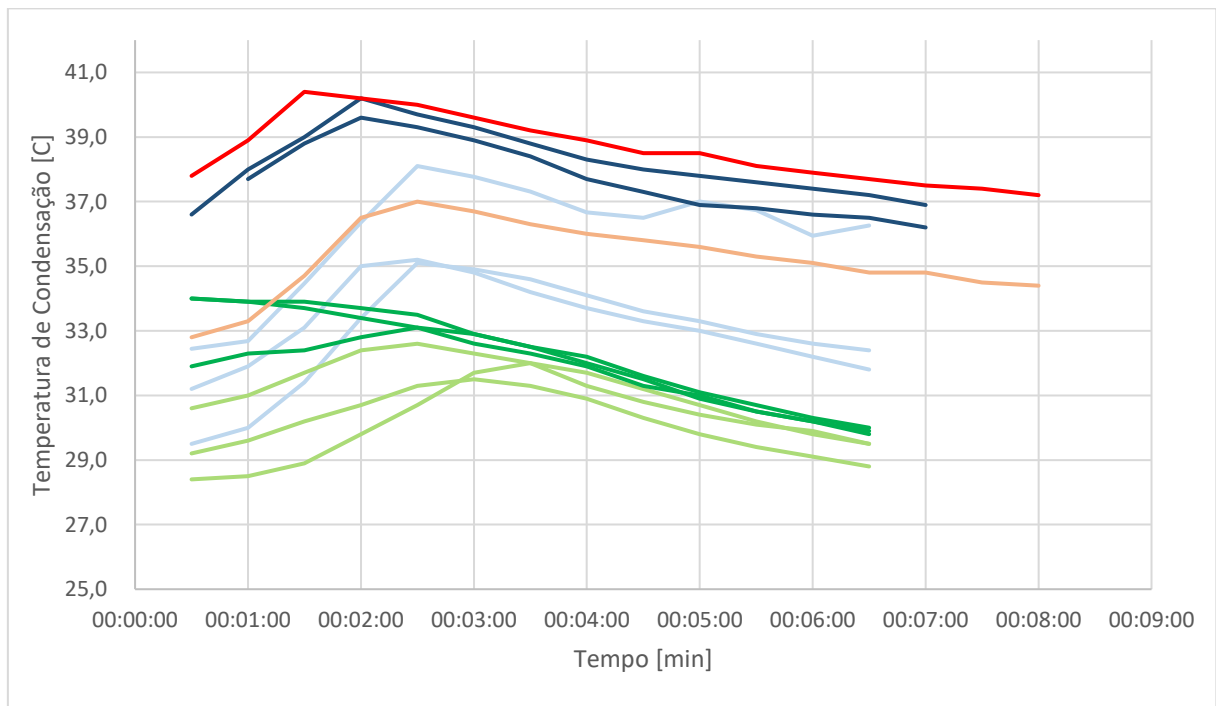


Figura 31- Temperatura de condensação em função do tempo medida nos testes experimentais.

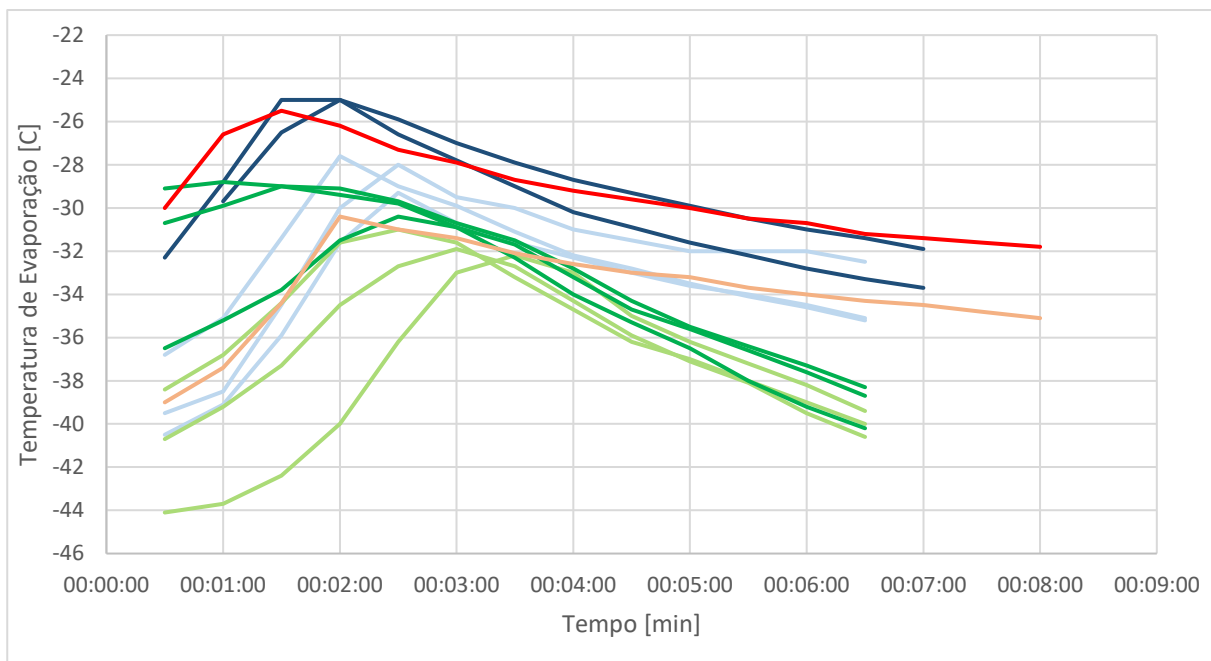


Figura 32 - Temperatura de evaporação em função do tempo medida nos testes experimentais.

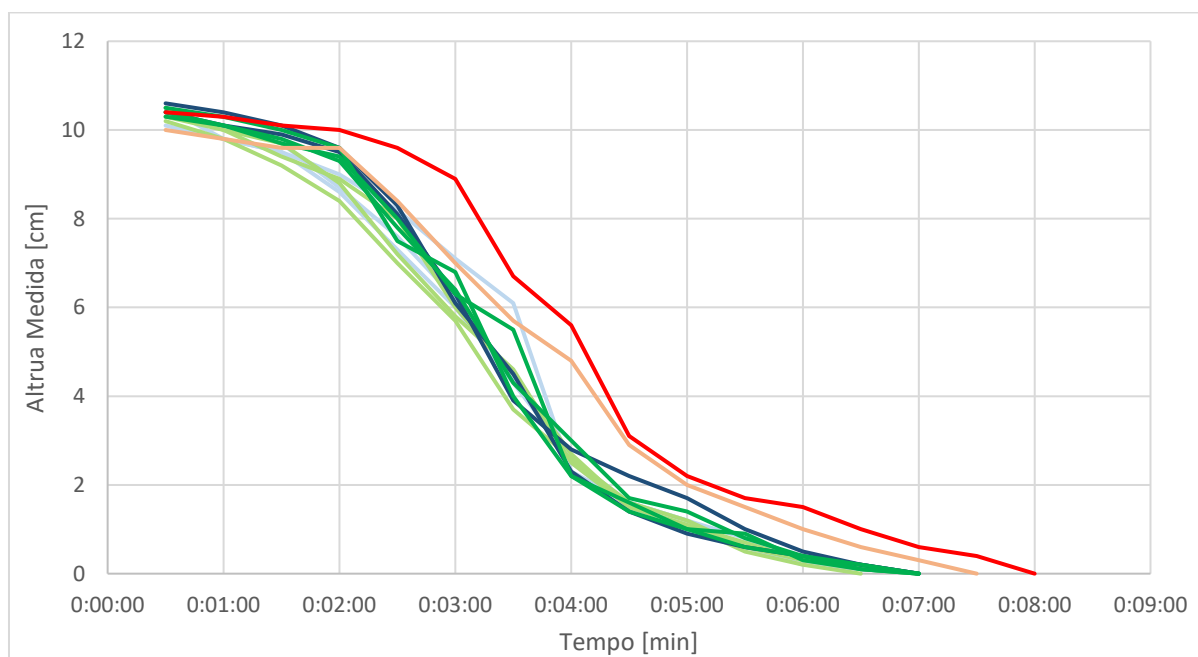


Figura 33 -Profundidade da coluna de líquido em função do tempo medida nos testes experimentais.

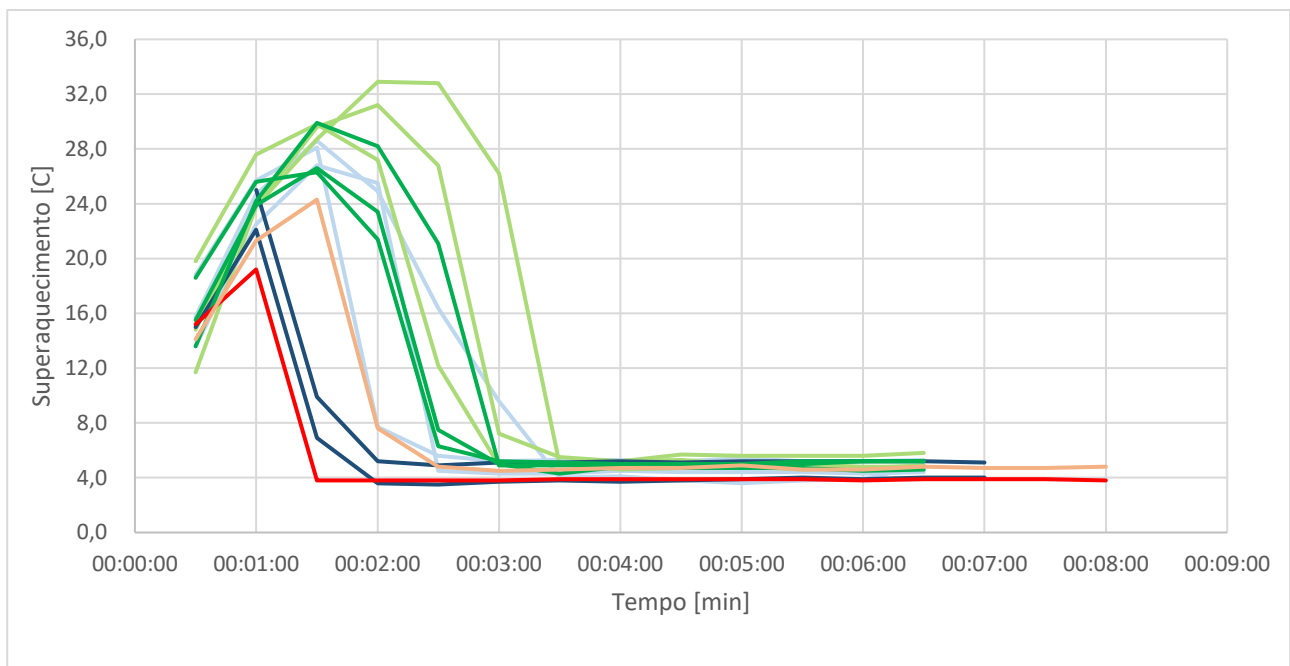


Figura 34 - Superaquecimento em função do tempo medida nos testes experimentais.

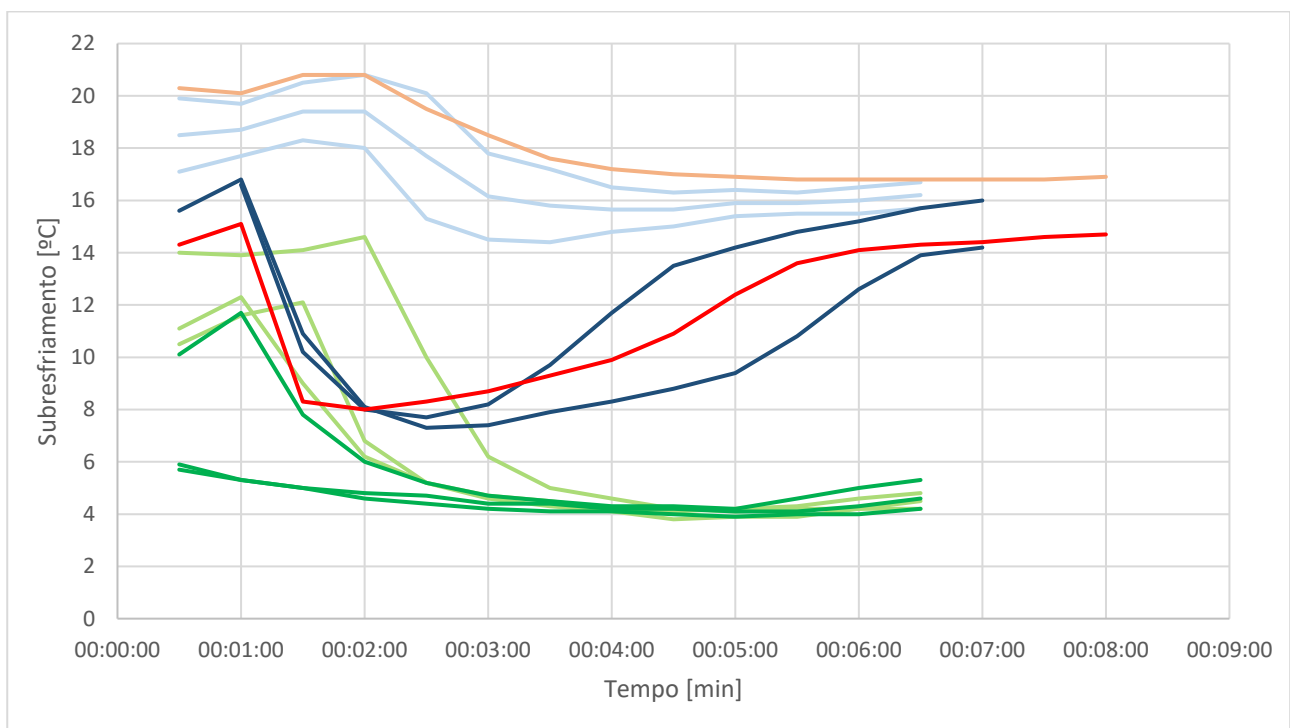


Figura 35 - Subresfriamento em função do tempo medida nos testes experimentais.

7.7 Análise dos Resultados

A síntese dos dados obtidos é mostrada nas Tabs. 9 e 10:

Tabela 9- Resultados das medições do Dia 1

Dia 1	Propriedade	Testes iniciados a -30°C	Testes iniciados a -40°C
Água	$T_{\text{evap}} (^{\circ}\text{C})$	$-29,4 \pm 0,7$	$-33,0 \pm 0,9$
	$T_{\text{cond}} (^{\circ}\text{C})$	$38,0 \pm 0,3$	$34,0 \pm 1,7$
	Superaq. (°C)	$6,6 \pm 0,6$	$10,4 \pm 0,9$
	Subresf. (°C)	$11,6 \pm 1,1$	$17,0 \pm 1,0$
	$t_{\text{total}} (\text{s})$	$396 \pm 12 (6'36'')$	$399 \pm 8 (6'39'')$
Calda	$T_{\text{evap}} (^{\circ}\text{C})$	-29,6	-33,8
	$T_{\text{cond}} (^{\circ}\text{C})$	38,4	35,2
	Superaq. (°C)	5,3	7,7
	Subresf. (°C)	12,3	18,1
	$t_{\text{total}} (\text{s})$	489	486

Tabela 10- Resultados das medições do Dia 2

Dia 2	Propriedade	Testes iniciados a -30°C	Testes iniciados a -40°C
Água	$T_{\text{evap}} (^{\circ}\text{C})$	$-32,6 \pm 0,3$	$-36,6 \pm 0,9$
	$T_{\text{cond}} (^{\circ}\text{C})$	$30,7 \pm 1,3$	$30,5 \pm 0,5$
	Superaq. (°C)	$11,0 \pm 0,9$	$13,3 \pm 1,3$
	Subresf. (°C)	$5,0 \pm 0,9$	$6,7 \pm 1,1$
	$t_{\text{total}} (\text{s})$	$387 \pm 15 (6'27'')$	$400 \pm 6 (6'40'')$

De acordo com o exposto na seção 7.5, foram utilizadas regressões polinomiais para determinar t_{final} , o tempo em que a altura da coluna de líquido atinge 1 mm.

O tempo de congelamento se mostrou compatível com o previsto pelo modelo teórico da seção 6.3.4, 365 s para a água e 443 s para a calda. A comparação pode ser feita uma vez que a temperatura no evaporador fica, de fato, próxima da temperatura da parede do modelo analítico. Uma possível causa da diferença de 10% é o aumento da temperatura no final do evaporador, devido ao superaquecimento.

Não há diferença no tempo de congelamento entre as condições de temperatura inicial dos testes. Esse fato não contradiz o resultado da seção 6, que previa uma redução no tempo de congelamento com a redução da temperatura de evaporação.

Para entender o motivo dessa aparente incongruência, primeiro é preciso entender a alteração no diagrama de Estados Termodinâmicos quando a temperatura de evaporação é reduzida. Como exemplo, serão utilizados os dados do Dia 2 (Fig. 36):

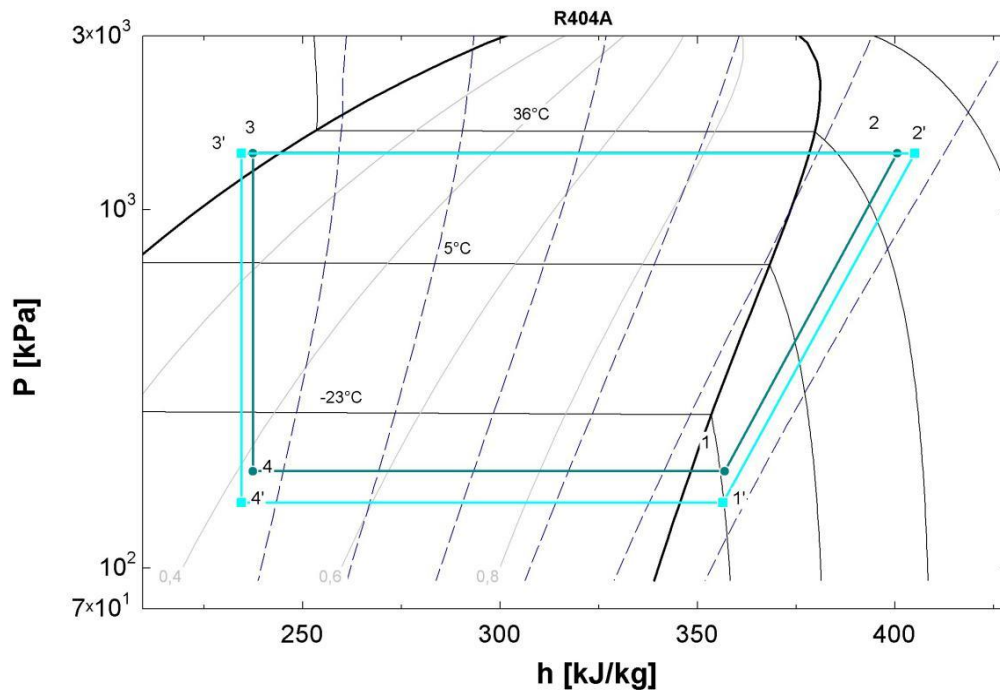


Figura 36- Comparação entre os estados termodinâmicos de sistemas iniciados a -30°C e sistemas iniciados a -40°C

A temperatura no início da forma (Pontos 4 e 4') é inferior no caso em que a $T_{\text{inicial}} = -40^{\circ}\text{C}$, mas a temperatura em sua saída (Pontos 1 e 1') é praticamente idêntica. Apesar de não ser possível prever com exatidão o perfil de temperaturas ao longo da forma, é possível inferir que a temperatura em sua região superior não se altera entre as duas condições de teste somando o superaquecimento medido à temperatura de evaporação em cada instante.

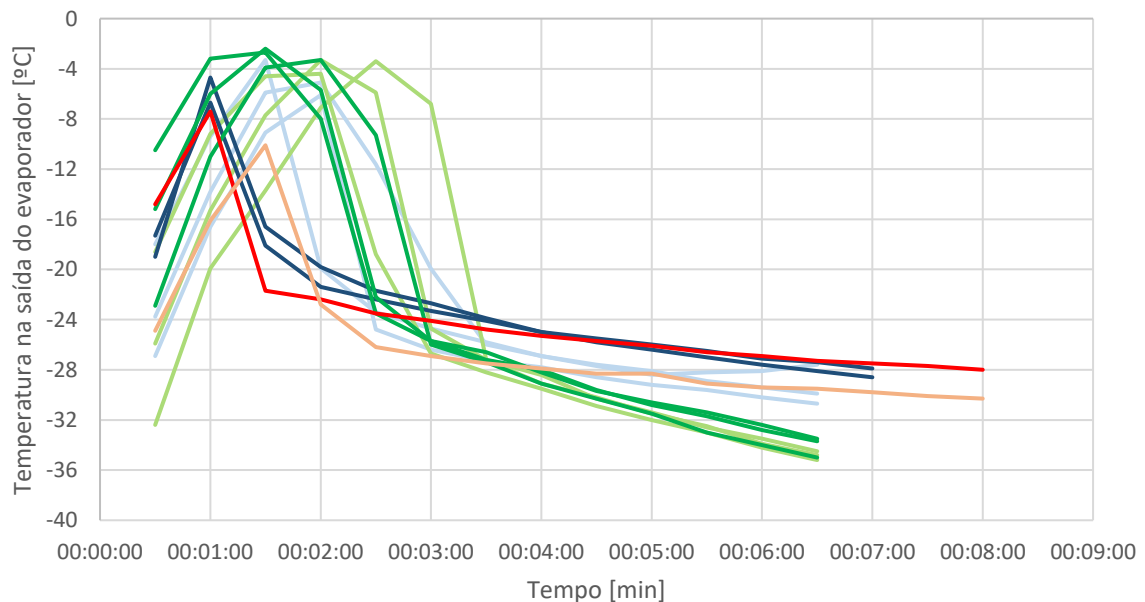


Figura 37 - Soma da temperatura de evaporação com o superaquecimento, ou temperatura na saída do evaporador.

O valor médio para essa temperatura, calculado para cada uma das condições, está apresentado na Tab. 11.

Tabela 11 - Média das temperaturas na saída do evaporador

Dia:	Dia 1				Dia 2	
Meio:	Água		Calda		Água	
Tevap:	-30 C	-40 C	-30 C	-40 C	-30 C	-40 C
Tmédia:	-22,7 C	-22,6 C	-24,2 C	-26,0 C	-22,4 C	-23,2 C

É possível perceber que a temperatura média na saída do evaporador – aproximadamente igual à temperatura da parede – se manteve dentro de uma faixa de 2 °C para cada meio.

Sendo a temperatura da parede praticamente a mesma, é razoável esperar que o tempo de congelamento seja o mesmo. Vale lembrar que essa análise desconsidera efeitos secundários como a troca de calor entre diferentes partes do picolé.

8 Conclusão

No presente trabalho pôde-se desenvolver e comparar duas análises distintas: experimental e teórica.

Notou-se semelhança entre os dados levantados experimentalmente e os dados da previsão analítica. O tempo de congelamento obtido experimentalmente, 6'30" para a água e 8' para a calda, estão suficientemente próximos dos valores previstos, 6'05" e 7'23", respectivamente. Como motivo para a diferença de cerca de 10%, aponta-se o fato de a temperatura na saída da forma não ser a temperatura de evaporação, sendo na verdade a soma temperatura de evaporação ao superaquecimento.

A realização desse trabalho permitiu determinar quais os parâmetros críticos para o projeto de uma forma avançada, sendo o principal deles a espessura da forma. Foi possível levantar curvas paramétricas para a previsão do tempo de congelamento de uma forma de picolé avançada.

Pôde-se concluir também que as dimensões da parede de aço inox e variações no fluxo de fluido refrigerante têm menor importância para a troca de calor, podendo ser adaptados às restrições de projeto (como fabricação, materiais, design ou ergonomia) com maior liberdade.

9 Referências

[2] **Criteria for Refrigerant Selection**

Disponível em: <https://www.achrnews.com/articles/94354-criteria-for-refrigerant-selection>

Acessado em 11/03/2017

[3] SHAPIRO, H., MORAN, M. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics**, 5ª ed, 2006

[4] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers

ASHRAE Handbook: Refrigeration, 2006.

[5] COGNÉ, C. et al. **Experimental Data and Modelling of Ice Cream Freezing**, In **Chemical Engineering Research and Design**, v. 81, n. 9, p. 1129-1135, 2003

[6] INCROPERA, DEWITT **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**, 6ª ed, 2011

[7] **Plataforma de aprendizado Danfoss.**

Disponível em: <http://www.danfoss.com.br/learning/>.

Acessado em 16/05/2017

[8] **Revista Virtual Fic Frio Tecumseh**, ed. 98.

Disponível em: <http://www.tecumseh.com/pt/South-America/Library/Revistas-Fic-Frio>.

Acessado em 08/03/2017

[9] STOECKER W. F. e SAID JABARDO J. M. **Refrigeração Industrial**, 2ª ed, 2002

[10] ELSAYED A. M. et al. **Investigation of flow boiling heat transfer inside small diameter helically coiled tubes**. International Journal of Refrigeration, v. 35, n. 8, p. 2179–2187, 2012.

[11] WONGWISES, S. et al. **Evaporation heat transfer and pressure drop of HFC-134a in a helically coiled concentric tube-in-tube heat exchanger**. International Journal of Heat and Mass Transfer v. 49, n. 3–4, p. 658–670, 2006.

[12] ZHAO, L. **Convective boiling heat transfer and two-phase flow characteristics inside a small horizontal helically coiled tubing once-through steam generator**. International Journal of Heat and Mass Transfer v. 46, n. 25, p. 4779–4788, 2003.

[13] CHEN, L. **Steam-water two-phase flow frictional pressure drop in straight tubes** Selected papers of multiphase flow and heat transfer, Xi'an Jiaotong University Press, n. 7, p.7.1–7.6, 1982

[14] CHO, S.H. AND SUNDERLAND, J.E, **Heat conduction problems with melting or freezing**. Journal of Heat Transfer, v. 91, p. 421-426, 1969.

[15] LUNARDINI, V. J. **Heat Conduction with freezing or thawing**, 1988

[16] CHISHOLM, D. **A theoretical basis for the Lockhart-Martinelli correlation for two-phase flow** International Journal of Heat and Mass Transfer v. 10, n. 12, p. 1767-1778, 1967

[17] ALLES, M., DUTRA, C. **Design Higiênico de máquinas para a indústria de alimentos e bebidas**, 2011.

[18] **Material Properties: 304 Stainless (UNS S30400)**

Disponível em: <http://www.cryogenics.nist.gov>
Acessado em 20/08/2017

[19] COLLI, E. **Apostila do curso MAP0214 - Cálculo Numérico com Aplicações em Física**. Cap. 9, 2005.

Disponível em: <https://www.ime.usp.br/~colli/cursos/NumericoIAG-2005/>
Acessado em 10/11/2017

[20] **Teorema do valor intermediário**.

Disponível em: https://pt.wikipedia.org/wiki/Teorema_do_valor_intermedi%C3%A1rio
Acessado em 10/11/2017

[21] **Manual de usuário – Manifold Digital Wireless com 4 Portas SMAN440**

Disponível em: <http://www.fieldpiece.cm.br>
Acessado em 10/11/2017

[22] **Revista Virtual Fic Frio Tecumseh**, ed. 77.

Disponível em: <http://www.tecumseh.com/pt/South-America/Library/Revistas-Fic-Frio>.
Acessado em 24/10/2017

[23] CHEN, C.S. **Thermodynamic analysis of the freezing and thawing of foods: Enthalpy and apparent specific heat**. *Journal of Food Science*, v. 50, p. 1158-1162, 1985

Apêndice A – Correlações de transferência de Calor

1. Parâmetros gerais

$$\begin{aligned} Re_l &= \frac{G(1-x)d_i}{\mu_l} \\ Re_v &= Gxd_i/\mu_v \\ De_{eq} &= \left(Re_l + Re_v * \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right) * \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} \right) * \left(\frac{d_i}{d_{coil}} \right)^{0,5} \\ Bo &= \frac{Q}{G * h_{lv}} \end{aligned}$$

2. Fator de correção de Martinelli-Lockhart

$$\chi_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} * \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} * \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1}$$

3. Correlação de De La Harpe

$$\begin{aligned} h_{tp} &= h_l * 1,8 * \left(\frac{1}{\chi_{tt}} \right)^{0,75} \\ h_l &= \frac{1}{41} * Re_l^{\frac{5}{6}} * Pr^{0,4} * \left(\frac{d_i}{d_{coil}} \right)^{\frac{1}{12}} * \left(1 + \frac{0,061}{\left(Re_l * \left(\frac{d_i}{d_{coil}} \right)^{2,5} \right)^{\frac{1}{6}}} \right) * \frac{k_l}{d_i} \end{aligned}$$

4. Correlação de Wongwises

$$\begin{aligned} Nu_{tp} &= 6895,98 * De_{eq}^{0,432} * Pr_l^{-5,055} * (Bo * 10^4)^{0,132} * \chi_{tt}^{-0,0238} \\ h_{tp} &= Nu_{tp} * \frac{k_l}{d_i} \end{aligned}$$

5. Correlação de Chen

$$h = h_{micro} + h_{macro}$$

$$h_{macro} = 0,023 * Re_l^{0,8} * Pr^{0,4} * \left(\frac{k_l}{D}\right) F$$

$$F = \begin{cases} 1 & se \frac{1}{\chi_{tt}} \leq 0,1 \\ 2,35 * \left(\frac{1}{\chi_{tt}} + 0,213\right)^{0,736} & se \frac{1}{\chi_{tt}} > 0,1 \end{cases}$$

$$h_{micro} = 0,00122 * \left(\frac{k_l^{0,79} * c_{pi}^{0,45} * \rho_l^{0,49}}{\sigma^{0,5} * \mu_l^{0,29} * h_{lv}^{0,24} * \rho_l^{0,24}}\right) * \Delta T^{0,24} * \Delta P^{0,75} * S$$

$$S = \frac{1}{1 + 2,53 * 10^{-6} * F^{1,25} Re_l}$$

6. Correlação de Zhao et. al

$$\frac{h_{tp}}{h_{lo}} = 1.6 * \left(\frac{1}{\chi_{tt}}\right)^{0,74} + 1,83 * Bo^{1,46}$$

$$h_{lo} = \frac{1}{41} * Re_{lo}^{\frac{5}{6}} * Pr_l^{0,4} * \left(\frac{d_i}{d_{coil}}\right)^{\frac{1}{12}} * \left(1 + \frac{0,061}{\left(Re_{lo} * \left(\frac{d_i}{d_{coil}}\right)^{2,5}\right)^{\frac{1}{6}}}\right) * \frac{k_l}{d_l}$$

$$Re_{lo} = G * \frac{d_i}{\mu_l}$$

Apêndice B – Códigos utilizados no EES para gerar os gráficos

1. Gráficos do Capítulo 3

```
F$ = 'R404a'

T_evap = -20 [C]
T_cond = 40 [C]
T_sh = 10 [C]
T_sc = 5 [C]

P_evap = pressure(F$; T = T_evap; x = 1)
P_cond = pressure(F$; T = T_cond; x = 1)

p[1] = P_evap
T[1] = T_evap + T_sh

T[2] = 70 [C]
P[2] = P_cond

P[3] = P_cond
T[3] = T_cond - T_sc

P[4] = P_evap
h[4] = h[3]

Duplicate i = 1;3
  h[i] = enthalpy(F$; T = T[i]; P = P[i])
  s[i] = entropy(F$; T = T[i]; P = P[i])
End
```

2. Determinação da carga térmica e parâmetros principais do sistema

```
"====="
"DLMT"
"====="
Function CalcDTML(T1;T2;T3;T4)
  IF ((T1-T2)-(T3-T4))=0 THEN
    CalcDTML:=T1-T2
  ELSE
    CalcDTML:=((T1-T2)-(T3-T4))/ln((T1-T2)/(T3-T4))
  ENDIF
End
```

```
"====="
```

```
"Main"  
"=====
```

```
"===== "  
"Parâmetros"  
"=====
```

```
"min = 3 [min]"  
"f_s = 1,15"  
"Eta_iso = 0,8"
```

```
"Fluid$ = 'R134a'"  
"T_a_h = 15 [C]"  
"T_a_l = -10 [C]"  
"T_evap = -20 [C]"  
"T_cond = 45 [C]"  
"T_sh = 10 [C]"  
" T_sub = 4 [C]"
```

```
"===== "  
"constantes"  
"=====
```

```
p_atm = 100000 [Pa]  
" m_agua = 65/1000"  
A = 0,01422 [m^2]
```

```
"===== "  
"Propriedades"  
"=====
```

```
T[1] = T_cond - T_sub  
P[1] = Pressure(Fluid$, T = T_cond; x = 0)  
h[1] = enthalpy(Fluid$, T = T[1]; x = 0)
```

```
P[2] = P[1]  
h_2_iso = enthalpy(Fluid$, P = P[2]; s = s[3])  
h[2] = DELTAH + h[3]  
T[2] = temperature(Fluid$, h = h[2]; p = P[2] )
```

```
P[3] = P[4]  
T[3] = Temperature(Fluid$, P = P[4]; x = 1) + T_sh  
h[3] = enthalpy(Fluid$, T = T[3]; P = P[3])
```

```
h[4] = h[1]  
T[4] = T_evap  
P[4] = Pressure(Fluid$, h = h[4]; T = T[4])  
x[4] = quality(Fluid$, T = T[4]; h = h[4])
```

```
h_agua_fim = enthalpy('Water'; T = T_a_l; p = p_atm)  
h_agua_inicio = enthalpy('Water'; T = T_a_h; p = p_atm)
```

```
h_lv = Enthalpy_vaporization(Fluid$, P = P[3])
```

```
T[5] = T[1]  
h[5] = h[1]  
P[5] = P[1]
```

```

duplicate i = 1:5
    s[i] = entropy(Fluid$, T = T[i]; h = h[i])
    p_p.si[i] = (p[i]-p_atm)*convert(N/m^2;psi)\
end

mu[1] = viscosity(Fluid$, T = T[1]; h = h[1])
mu[2] = viscosity(Fluid$, T = T[2]; h = h[2])
mu[3] = viscosity(Fluid$, T = T[3]; h = h[3])

"====="
"Energia"
"====="

"calcular carga térmica e calor trocado durante 'min' minutos, com fator de segurança 'fat' "
Q = m_agua*(h_agua_inicio - h_agua_fim)*f_s
Q_evap = Q/(min*convert(min;s))

"=== TEMP ==="
m_refrig = Q_evap/(h[3]-h[4])
m_dot_refrig_hora = m_refrig*convert(h;s)
V_dot_refrig_hora = m_dot_refrig_hora / rho[1]

"calcular a variação isoentropica de entalpia no compressor"
DELTAH_iso_comp = h_2_iso - h[3]
"e a variação real"
DELTAH = DELTAH_iso_comp/Eta_iso

"Trabalho no compressor"
W_comp = m_refrig*(h[2] - h[3])
W_comp_iso = m_refrig*( h_2_iso - h[3])

"Calor rejeitado no condensador"
Q_cond = m_refrig*(h[2] - h[1])
DLMT = CalcDTML(T_a_h;T_evap; T_a_l;T_evap)

U_necessario = Q_evap/(A*DLMT)
R_necessario = 1/U_necessario

COP= Q_evap/W_comp

DELTAP = (P[1] - P[4])*convert(N/m^2; bar)

Q_real = m_refrig*(h[3]-h[4])*min*convert(min;s)

Perc_h_interno = 100*(1/h_interno)/R_necessario
Perc_conducao = 100*(1/h_conducao)/R_necessario
Perc_total = Perc_h_interno + Perc_conducao

```

3. Teste das correlações encontradas

```
Function F(X)
  IF 1/X > 0,1 THEN
    F = 2,35 * (1/X + 0,213)^(0,736)
  ELSE
    F = 1
  ENDIF
End
```

```
"=====
"Opções Sistema"
"=====
```

```
$ifnot PARAMETRICTABLE = 'Por x'
x = 0,45
$endif
```

```
$ifnot PARAMETRICTABLE = 'Por Tevap'
T_evap = -30 [C]
$endif
```

```
T_cond = 40 [C]
F$ = 'R404a'
```

```
m_dot = 6 [kg/h] * convert(kg/h; kg/s)
```

```
d_i = 3 [mm] * convert(mm ; m)
d_coil = 27 [mm] * convert( mm ; m)
```

```
Q = 250 [W]
A_S = 14226 [mm^2] * convert(mm^2; m^2)
```

```
Q_area = Q / A_S
```

```
"Propriedades"
"=====
```

```
mu_l = viscosity(F$; x = 0; T = T_evap)
mu_v = viscosity(F$; x = 1; T = T_evap)
```

```
h_l = enthalpy(F$; x = 0; T = T_evap)
h_v = enthalpy(F$; x = 1; T = T_evap)
h_lv = h_v - h_l
```

```
rho_l = density(F$; x = 0; T = T_evap)
rho_v = density(F$; x = 1; T = T_evap)
```

```
sigma = SurfaceTension(F$; T = T_evap)
c_p = SpecHeat(F$; x = 0; T = T_evap)
k_l = Conductivity(F$; x = 0; T = T_evap)
Pr_l = Prandtl(F$; x = 0; T = T_evap)
```

```
G = m_dot/(pi#*d_i^2/4)
```

```
"Parâmetros Gerais"
"=====
```

$$Re_l = (G * (1 - x) * d_i) / \mu_l$$

$$Re_v = (G * x * d_i) / \mu_v$$

$$De_{eq} = (Re_l + Re_v * (\mu_v/\mu_l) * (\rho_l/\rho_v)^{0,5}) * (d_i/d_{coil})^{0,5}$$

$$\Delta T = 2 [C]$$

$$\Delta P = 100 [kPa]$$

$$Bo = Q_{area}/(G * h_{lv})$$

$$Chi_{tt} = ((1 - x)/x)^{0,9} * (\rho_v/\rho_l)^{0,5} * (\mu_l/\mu_v)^{0,1}$$

"De La Harpe"
"=====

$$h_{tp_DH} = h_{l_DH} * 1,8 * (1/Chi_{tt})^{0,75}$$

$$h_{l_DH} = 1/41 * Re_l^{5/6} * Pr_l^{0,4} * (d_i/d_{coil})^{1/12} * (1 + 0,061/(Re_l * (d_i/d_{coil})^{2,5})^{1/6}) * k_l/d_i$$

"WongWises"
"=====

$$Nu_{tp_WW} = 6895,98 * De_{eq}^{0,432} * Pr_l^{-0,055} * (Bo * 10^4)^{0,132} * Chi_{tt}^{-0,0238}$$

$$h_{tp_WW} = Nu_{tp_WW} * k_l/d_i$$

"Chen"
"=====

$$h_{tp_chen} = h_{micro} + h_{macro}$$

$$h_{macro} = 0,023 * Re_l^{0,8} * Pr_l^{0,4} * (k_l/d_i) * F$$

$$F = F(Chi_{tt})$$

$$h_{micro} = 0,00122 * ((k_l^{0,79} * c_p^{0,45} * \rho_l^{0,49}) / (\sigma^{0,5} * \mu_l^{0,29} * h_{lv}^{0,24} * \rho_l^{0,24})) * \Delta T^{0,24} * \Delta P^{0,75} * S$$

$$S = 1/(1 + 2,53 * 10^{-6} * F^{1,25} * Re_l)$$

"Zhao"
"=====

$$h_{tp_zhao} = h_{lo} * 1,6 * (1/Chi_{tt})^{0,74} + 1,83 * Bo^{1,46}$$

$$h_{lo} = 1/41 * Re_{lo}^{5/6} * Pr_l^{0,4} * (d_i/d_{coil})^{1/12} * (1 + 0,061/(Re_{lo} * (d_i/d_{coil})^{2,5})^{1/6}) * k_l/d_i$$

$$Re_{lo} = (G) * (d_i/\mu_l)$$

4. Determinação do tempo de congelamento

$$P_{atm} = 100 [kPa]$$

$$T_i = 10$$

"Temperatura inicial do meio"

T_s = 0
T_o = -30

"Temperatura de solidificação"
"Temperatura imposta à parede fria"

n = 3

H_L = 333 [kJ/kg]

k_12 = k_2/k_1
alpha_12 = alpha_2/alpha_1

k_1 = **conductivity**(*Water*, T = T_o; P = P_atm)
k_2 = **conductivity**(*Water*, T = T_i; P = P_atm)

alpha_1 = **thermaldiffusivity**(*Water*, T = T_o; P = P_atm)
alpha_2 = **thermaldiffusivity**(*Water*, T = T_i; P = P_atm)

c_p1 = **specheat**(*Water*, T=T_o; P=P_atm)

Theta_s = ((T_s - T_o)/(T_i - T_o))
Phi_n = ((n + 1)/(n***sqrt**(pi)))*(-gamma + **sqrt**(gamma^2 + ((2*n)/(n+1))*alpha_12))

Termo_1 = **exp**(-gamma^2)/**erf**(gamma)

Termo_2 = ((1-Theta_s)/(Theta_s))*((k_12))^1/Phi_n

Termo_3 = (**sqrt**(pi)*gamma*H_L)/(c_p1*(T_s - T_o))

Esquerda = Termo_1 - Termo_2
Direita = Termo_3
direita = esquerda

Beta = gamma + ((n+1)/2)*(-gamma + **sqrt**(gamma^2 + ((2*n)/(n+1))*alpha_12))
L = 0,01 [m]
x = (L^2)/(4*alpha_1)

t_info = x/(beta^2)
t_cong = x/(gamma^2)