



UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO  
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

TIAGO PAES DE ANDRADE PEREIRA

**AUMENTO DA EFICIÊNCIA TÉRMICA EM UM  
FREEZER ATRAVÉS DE UM TROCADOR DE  
CALOR TUBO CAPILAR-LINHA DE SUCCÃO  
CONCÊNTRICO**

Recife

2023

TIAGO PAES DE ANDRADE PEREIRA

**AUMENTO DA EFICIÊNCIA TÉRMICA EM UM FREEZER  
ATRAVÉS DE UM TROCADOR DE CALOR TUBO  
CAPILAR-LINHA DE SUCÇÃO CONCÊNTRICO**

Monografia submetida ao Departamento de Engenharia Mecânica, da Universidade Federal de Pernambuco - UFPE, para conclusão do curso de Graduação em Engenharia Mecânica

Orientador Professor Dr. Flávio Augusto Bueno Figueiredo

Recife  
2023

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,  
através do programa de geração automática do SIB/UFPE

Pereira, Tiago Paes de Andrade.

Aumento da eficiência térmica em um freezer através de um trocador de calor tubo capilar-linha de sucção concêntrico / Tiago Paes de Andrade Pereira. - Recife, 2023.

61 p. : il., tab.

Orientador(a): Flávio Augusto Bueno Figueiredo  
Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) - Universidade Federal de Pernambuco, Centro de Tecnologia e Geociências, Engenharia Mecânica - Bacharelado, 2023.

1. Pull Down. 2. Trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção. 3. Redução consumo de energia . 4. Eficiência . 5. Refrigeração comercial. I. Figueiredo, Flávio Augusto Bueno. (Orientação). II. Título.

620 CDD (22.ed.)



Universidade Federal de Pernambuco  
Departamento de Engenharia Mecânica Centro de  
Tecnologia e Geociências- CTG/EEP



ATA DE SESSÃO DE DEFESA DE  
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO – TCC2

Ao 25.º dia do mês de abril do ano de dois mil e vinte e três, às 16:00 horas, de forma virtual através da plataforma google meet, reuniu-se a banca examinadora para a sessão pública de defesa do Trabalho de Conclusão de Curso em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, intitulado **Aumento da eficiência térmica em um freezer através de um trocador de calor tubo capilar-linha de sucção concêntrico**, elaborado pelo aluno **Tiago Paes de Andrade Pereira**, matrícula 122.374.824/38, composta pelos avaliadores Prof. **Flávio Augusto Bueno Figueiredo** (orientador), Prof. **Marcus Costa de Araújo** (avaliador) e Prof. **Jorge Recarte Henriquez Guerrero** (avaliador). Após a exposição oral do trabalho, o candidato foi arguido pelos componentes da banca que em seguida reuniram-se e deliberaram pela sua APROVAÇÃO, atribuindo-lhe a média 8,00, julgando-o apto() / inapto(  ) à conclusão do curso de Engenharia Mecânica. Para constar, redigi a presente ata aprovada por todos os presentes, que vai assinada pelos membros da banca.

Orientador:	Prof. Flávio Augusto Bueno Figueiredo	Nota: 8,00
Assinatura	_____	_____
Avaliador Interno:	Prof. Marcus Costa de Araújo	Nota:
Assinatura	_____	
Avaliador Interno:	Prof. Jorge Recarte Henriquez Guerrero	Nota: 8,0
Assinatura	_____	

Recife, 25 de abril de 2023.

Prof. Marcus Costa de Araújo  
Coordenador de Trabalho de Conclusão de curso - TCC  
Curso de Graduação em Engenharia Mecânica – CTG/EEP-UFPE

## AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, Júlio e Cristina, pela vida, amor, carinho e principalmente pelo incentivo ao estudo desde criança.

Aos meus irmãos, Tainá e Túlio por serem minha motivação diária.

Às minhas avós, Dinaire e Antonieta por todo suporte que fez possível a minha jornada de graduação.

À Marília, por todo companheirismo, amor e compreensão.

À Universidade Federal de Pernambuco, por tantas oportunidades de aquisição de conhecimento que moldaram o profissional que sou.

Aos meus gestores da Mercofricon, por todos os ensinamentos e apoio durante o projeto.

À empresa Mercofricon, por ceder tempo, maquinário e o equipamento para o estudo

*“A termodinâmica, o bom senso e a experiência mostram que se não melhorarmos o que fazemos no nosso trabalho ou na vida pessoal, a desordem só aumenta. Portanto, deveria ser óbvio para todos a necessidade de melhorar em tudo que fazemos mesmo que só conheçamos a termodinâmica, tenhamos apenas a experiência de vida ou o bom senso nato”*

*Paulo Farias Castro Filho*

## RESUMO

O presente trabalho tem como foco principal o campo de estudo da refrigeração comercial, mais especificamente o trocador de calor tubo capilar-linha de sucção. O principal objetivo é demonstrar por meio de ensaios e cálculos termodinâmicos, o aumento do desempenho térmico do freezer VCFB431 da indústria Mercofricon. Esse tipo de trocador pode ser do tipo lateral ou concêntrico (inserido na linha de sucção). Atualmente, no modelo VCFB431, o tipo de trocador é o lateral não brasado, ou seja, enrolado. Nesse contexto, cria-se uma oportunidade de ganho em troca de calor, e com consequência a eficiência do freezer, por meio da mudança no trocador de calor, do lateral enrolado para o concêntrico. Para tanto, dois modelos foram construídos, o padrão e depois feita alteração no mesmo, e ensaiados com os mesmos componentes e dimensionais, mudando somente o tipo de trocador. Os ensaios foram feitos na Mercofricon, nas câmaras térmicas usando equipamentos de alta precisão. Observou-se assim, por meio de cálculos termodinâmicos, que o trocador de calor do tipo concêntrico, tem um aumento significativo em eficiência, como por exemplo a redução em 11,6% no tempo de Pull down, e uma economia de energia de 1kw em 24h.

**Palavras-chaves:** Pull Down. Trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção. Redução consumo de energia. Eficiência.

## ABSTRACT

The main focus of the present work is the field of study of commercial refrigeration, more specifically the capillary tube suction line heat exchanger. The main objective is to demonstrate, through thermodynamic tests and calculations, the increase in the thermal performance of the VCFB431 freezer of the Mercofricon industry. This kind of exchanger can be of the lateral or concentric type (inserted in the suction line). Currently, in the VCFC431 model, the type of exchanger is the unbrazed side, in other words, winding. In this context, there is an opportunity to gain in heat exchange, and consequently the efficiency of the freezer, through the change in the heat exchanger, from winding to the concentric one. For this purpose, the models were modified, the pattern was then changed, and the tests were carried out using the same components but with modified dimensions and an altered exchanger pattern. The tests were conducted at Mercofricon using thermal chamber and high-precision equipment." Thus, it was observed, through thermodynamic calculations, that the concentric type heat exchanger has a significant increase in efficiency, such as a reduction of 11.6% in Pulldown time, and an energy savings of 1kw in 24h.

**Key-words:** Pull Down. Capillary tube heat exchangers-suction line. Energy consumption reduction. Efficiency.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Esquema e diagrama do ciclo ideal de compressão de vapor. . . . .	15
Figura 2 – Diagrama P-h do ciclo ideal de compressão de vapor . . . . .	16
Figura 3 – Esquema e diagrama do ciclo real de compressão de vapor. . . . .	17
Figura 4 – Comportamento do fluido no interior do tubo capilar . . . . .	18
Figura 5 – Tipos de trocadores de calor tubo capilar . . . . .	20
Figura 6 – Ciclo de refrigeração com trocador de calor . . . . .	20
Figura 7 – Dimensional trocador tubo capilar-linha de sucção do tipo lateral . .	24
Figura 8 – Dimensional trocador tubo capilar-linha de sucção do tipo duplo tubo	24
Figura 9 – Testes tubo capilar vazão volumétrica . . . . .	25
Figura 10 – Câmara térmica 01 . . . . .	27
Figura 11 – Dados técnicos câmara térmica 01 . . . . .	27
Figura 12 – Equipamento instrumentado carregado . . . . .	29
Figura 13 – Quadro termopares . . . . .	29
Figura 14 – Quadro transdutores . . . . .	30
Figura 15 – Transdutor de pressão . . . . .	30
Figura 16 – Teste consumo energia . . . . .	33
Figura 17 – Instruções de disposição dos blocos térmicos . . . . .	35
Figura 18 – Pull Down vazio modelo 01 . . . . .	39
Figura 19 – Pull Down evaporador vazio modelo 01 . . . . .	39
Figura 20 – Gráfico temperatura sucção modelo 01 . . . . .	40
Figura 21 – Gráfico temperatura sucção X temperatura PD modelo um 01 . . . .	41
Figura 22 – Pull Down vazio modelo 02 . . . . .	42
Figura 23 – Gráfico temperaturas evaporador pull Down vazio modelo 02 . . . .	43
Figura 24 – Gráfico temperatura sucção modelo 02 . . . . .	44
Figura 25 – Gráfico temperatura sucção X temperatura interna durante PD mo- delo um 02 . . . . .	45
Figura 26 – Gráfico Pull Down vazio modelo 01 x modelo 02 . . . . .	45
Figura 27 – Gráfico Pull Down vazio evaporador modelo 01 x modelo 02 . . . . .	46
Figura 28 – Gráfico temperatura sucção modelo um 01 x modelo 02 . . . . .	47
Figura 29 – Temperatura de ciclo modelo 01 . . . . .	48
Figura 30 – Consumo de energia modelo 01 . . . . .	49
Figura 31 – Temperatura de ciclo modelo 02 . . . . .	49
Figura 32 – Consumo modelo 02 . . . . .	50
Figura 33 – Consumo modelo 01 X modelo 02 . . . . .	51
Figura 34 – On/Off modelo 01 . . . . .	52
Figura 35 – On/Off modelo 02 . . . . .	53
Figura 36 – Tempertatura média dos blocos térmicos . . . . .	54

Figura 37 – Parâmetros de entrada cálculo COP modelo 01 . . . . .	55
Figura 38 – COP modelo 01 . . . . .	55
Figura 39 – Parâmetros de entrada cálculo COP modelo 02 . . . . .	56
Figura 40 – COP modelo 02 . . . . .	56

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Configuração termopares . . . . .	28
Tabela 2 – Configuração inicial modelo 01 . . . . .	38
Tabela 3 – Configuração inicial modelo 02 . . . . .	42
Tabela 4 – Tabela comparativa de dados . . . . .	58

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

VCFB431	Freezer vertical produzido na empresa Mercofricon.
IEC	International Electrotechnical Commission
ISO	International Organization for Standardization
PD	Pull Down
NSF	National Sanitation Foundation
ANSI	American National Standards Institute
MODELO 01	Equipamento com trocador tubo capilar-linha de sucção do tipo lateral enrolado.
MODELO 02	Equipamento com trocador tubo capilar-linha de sucção do tipo duplo tubo (concêntrico)
P-h	Potência x Entalpia
VCFB	Vertical conservador freezer de baixa temperatura
COP	Coefficiente de performance
EES	Engineering Equation Solver
UFPE	Universidade Federal de Pernambuco

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>Introdução</b>	<b>13</b>
1.1	Objetivos	14
1.1.1	<i>Objetivos específicos</i>	14
<b>2</b>	<b>Fundamentação Teórica</b>	<b>15</b>
2.1	Ciclo de refrigeração ideal	15
2.2	Ciclo Real	16
2.3	Tubo Capilar	18
2.3.1	<i>Tubos capilares adiabáticos</i>	18
2.3.2	<i>Tubo capilares não adiabáticos</i>	19
2.3.2.1	<i>Trocador de calor tubo capilar-linha de sucção</i>	19
<b>3</b>	<b>Revisão bibliográfica</b>	<b>22</b>
3.1	Histórico de trabalhos sobre tubos capilares	22
3.1.1	<i>Trabalhos anteriores</i>	22
<b>4</b>	<b>Metodologia</b>	<b>24</b>
4.1	Preparação dos trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção.	24
4.2	Montagem do equipamento VCFB431	25
4.3	Câmara térmica e instrumentação utilizada	26
4.3.1	<i>Termopares</i>	27
4.3.2	<i>Transdutores de pressão</i>	29
4.4	Parâmetros avaliados	30
4.4.1	<i>Tempo de Pull Down</i>	31
4.4.1.1	<i>Método de teste de Pull Down</i>	31
4.4.2	<i>Consumo de energia</i>	32
4.4.2.1	<i>Método de testes para consumo de energia</i>	32
4.4.3	<i>Temperatura média dos blocos térmicos</i>	33
4.4.3.1	<i>Método de teste de média temperatura dos blocos</i>	34
4.4.3.2	<i>Tempo on/off do compressor</i>	35
4.5	Varáveis monitoradas	36
4.6	Cálculo COP	37
<b>5</b>	<b>Resultados</b>	<b>38</b>
5.1	Pull Down	38
5.1.1	<i>Modelo 01</i>	38
5.1.2	<i>Modelo 02</i>	42
5.1.3	<i>Modelo 01 x modelo 02</i>	45
5.2	Consumo de energia	48
5.2.1	<i>Modelo 01</i>	48
5.2.2	<i>Modelo 02</i>	49

5.2.3	<i>Modelo 01 x modelo 02</i>	51
5.3	Tempo on/off compressor	51
5.3.1	<i>Modelo 01</i>	52
5.3.2	<i>Modelo 02</i>	52
5.4	Temperatura média dos blocos térmicos	53
5.5	COP	55
5.5.1	<i>Modelo 01</i>	55
5.5.2	<i>Modelo 02</i>	56
5.5.3	<i>Modelo 01 x modelo 02</i>	56
<b>6</b>	<b>Conclusão</b>	<b>58</b>
	<b>Referências Bibliográficas</b>	<b>60</b>

## 1 INTRODUÇÃO

A base do funcionamento de um freezer comercial é o ciclo de refrigeração a vapor obtido através da inversão do ciclo de potência a vapor de Carnot, realizado por meio de um gás refrigerante que circula continuamente por meio uma série de componentes (MORAN; SHAPIRO, 2013). Sendo eles, dois trocadores de calor (evaporador e um condensador), um compressor e um dispositivo de expansão. Acoplando esses quatro componentes origina-se um sistema fechado. Nele o fluido de trabalho é mantido à baixa pressão e temperatura no evaporador e à alta pressão e temperatura no condensador, devido à ação contínua do dispositivo de expansão e do evaporador. A interdependência entre os componentes é uma das características mais importantes de um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapores (STOECKER, 1985).

Dentre os tipos de dispositivos de expansão, o tipo tubo capilar é um dos mais utilizados na indústria. O capilar é simplesmente um tubo de pequeno diâmetro e comprimento relativamente grande. Tal tubo, normalmente de cobre, é obtido por trefilação e possui dimensões dentro das seguintes faixas: diâmetro de 0,5 a 2,0 mm e comprimento de 1 a 6 m.

Diante do ciclo de refrigeração a vapor, os parâmetros importantes de um ciclo padrão podem ser determinados pelo diagrama pressão- entalpia. Esses parâmetros são o trabalho de compressão, a taxa de rejeição de calor, o efeito de refrigeração, o coeficiente de eficácia, a vazão em volume de refrigerante por quilowatt de refrigeração e a potência por quilowatt de refrigeração. O conhecimento do trabalho de compressão é importante, uma vez que ele pode ser o responsável pelo maior custo operacional do sistema (STOECKER, 1985).

Visando a melhoria dos parâmetros, e conseqüentemente diminuir consumo da energia, cujo custo tem aumentado bastante nos últimos anos, os engenheiros tem buscado máquinas cada vez mais eficientes com o objetivo de reduzir o impacto causado por este aumento do consumo de energia.

Dentro desse contexto, o objetivo desse trabalho consiste em otimizar os parâmetros do ciclo de refrigeração a vapor do modelo VCFB431 da indústria Mercofricon, empresa que atua na área de refrigeração e conservação de alimentos e bebidas. Objetivando alcançar este efeito, uma prática usualmente utilizada em refrigeradores domésticos e congeladores é a colocação da linha de sucção em contato com o tubo capilar, formando um trocador de calor contra corrente, denominado trocador de calor tubo capilar-linha de sucção. Por isso, será estudado a validação das melhorias dos parâmetros a fim de mudar o processo de fabricação do modelo VCFB431, implementando um trocador de calor tubo capilar-linha de sucção concêntrico.

Primeiramente, será analisado um freezer do modelo VCFB431 ( Freezer Vertical Conservador Forçado Baixa temperatura) com suas configurações padrões, sem o

tubo capilar inserido na linha de sucção. Após isso, todos os dados serão avaliados laboratorialmente e os parâmetros, anteriormente citados, avaliados.

Depois disso, no mesmo equipamento, foi feita a substituição do trocador capilar lateral para o concêntrico, e todos os dados serão reavaliados, buscando melhorias e validações de dados. Por fim, conforme validado experimentalmente, será implementado no processo de fabricação, o novo tipo de processo justificado por esse estudo.

## 1.1 Objetivos

O objetivo geral do presente trabalho é comparar, por meio de testes normativos, o trocador de calor tubo capilar-linha de sucção lateral enrolado, com o concêntrico no modelo VCFB431 produzido pela Mercofricon em Paulista-PE.

### 1.1.1 Objetivos específicos

Como objetivos específicos, pode-se citar:

- Análise laboratorial para obtenção dos parâmetros do ciclo de refrigeração, do modelo VCFB431 produzido atualmente, com o trocador de calor tubo capilar-linha de sucção lateral enrolado.
- Substituição do trocador de calor tubo capilar linha de sucção original pelo concêntrico, e refazer os testes para obtenção dos mesmos parâmetros do equipamento.
- Comparação dos resultados e estudar as melhorias obtidas nos parâmetros do ciclo de refrigeração, através da mudança do processo de fabricação.

## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

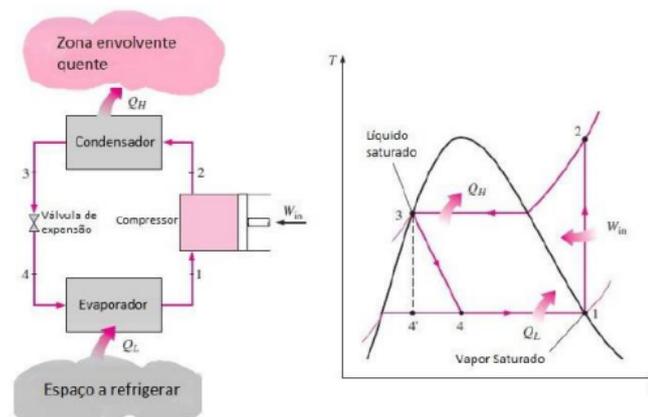
### 2.1 Ciclo de refrigeração ideal

O ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor, comparado ao ciclo de Carnot, diferencia-se pela vaporização completa do fluido refrigerante antes de sua compressão. Além disso, há uma substituição da turbina por um dispositivo de estrangulamento, como um tubo capilar ou uma válvula de expansão. Na Figura 1 mostra-se o ciclo ideal de refrigeração por compressor de vapor, juntamente com seus estados.

Nesse ciclo, o refrigerante entra no compressor no estado 1 como vapor saturado e é comprimido isentropicamente até a pressão do condensador. Como consequência da compressão isentrópica, ocorre o aumento da temperatura do fluido refrigerante muito acima da temperatura da vizinhança. Sendo assim, há uma rejeição de calor para essa vizinhança no condensador, e com isso o refrigerante que entra como vapor superaquecido no estado 2 sai como líquido saturado no estado 3.

Após a saída do condensador, estado 3, o refrigerante líquido é forçado a passar por um dispositivo de expansão, que estrangula o refrigerante diminuindo sua pressão e por consequência a sua temperatura em relação ao espaço refrigerado. Saindo do dispositivo de expansão, o refrigerante entra no evaporador no estado 4 como mistura saturada, com baixo título de vapor. Ao passar pelo evaporador, o fluido refrigerante absorve calor do espaço refrigerado, e assim, evapora completamente. Para fechar o ciclo, o refrigerante sai do evaporador, como vapor saturado, e volta ao compressor (ÇENGEL,2012).

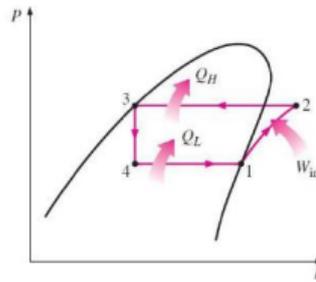
Figura 1 – Esquema e diagrama do ciclo ideal de compressão de vapor.  
a) Esquema b) Diagrama T-s



Fonte: (ÇENGEL,2012)

Outro tipo de diagrama usado na análise destes sistemas é o diagrama P-h, representado na Figura 2.

Figura 2 – Diagrama P-h do ciclo ideal de compressão de vapor.



Fonte: (ÇENGEL,2012)

Todos os quatro processos descritos, e que formam o ciclo, podem ser analisados como processos com escoamento em regime permanente, pois os quatro componentes, que compõem o ciclo de refrigeração, são dispositivos com escoamento em regime permanente. As variações de energia cinética e potencial do refrigerante normalmente são pequenas e usualmente desprezadas em relação aos termos de trabalho e transferência de calor. Com isso, a equação de energia do escoamento em regime permanente em unidade de massa se reduz a:

$$(q_{ent} - q_{sai}) + (w_{ent} - w_{sai}) = h_{sai} - h_{ent} \quad (2.1)$$

Pode-se aproximar o comportamento do compressor por uma curva adiabática, e sabe-se que o condensador e evaporador não realizam trabalho. Portanto, o coeficiente de performance (COP) de equipamentos de refrigeração e de sistemas de bomba de calor podem ser expressos pelas seguintes equações, baseando a sua formulação pelo diagrama (ÇENGEL,2012).

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (2.2)$$

$$\dot{Q}_h = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (2.3)$$

$$\dot{w}_{in} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (2.4)$$

$$COP_{REFRIGERACAO} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{in}} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \quad (2.5)$$

Onde:  $\dot{Q}_L$  é a magnitude de calor removido do espaço refrigerado à temperatura  $T_L$ ;  $\dot{Q}_H$  é a magnitude do calor rejeitado a temperatura  $T_H$ ;  $\dot{W}_{in}$  é o trabalho exercido pelo compressor;  $\dot{m}$  é a vazão mássica;  $h$  é a entalpia.

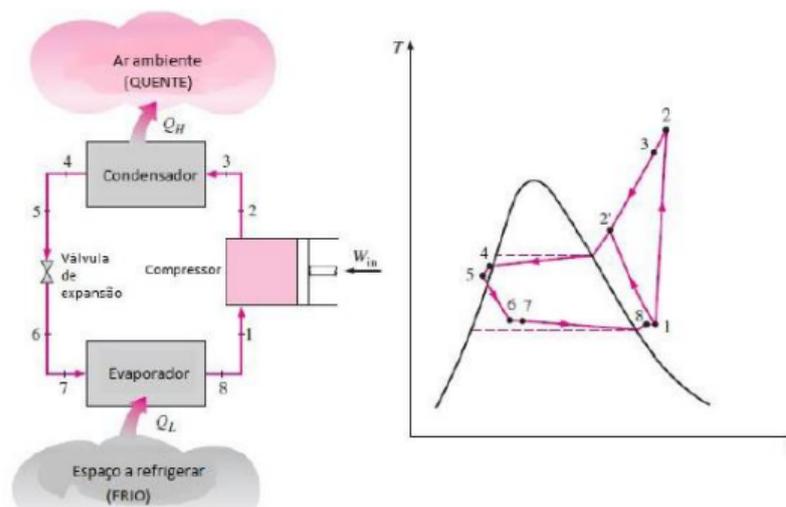
## 2.2 Ciclo Real

No Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor, ocorrem irreversibilidades nos componentes do ciclo e por isso se diferencia do ideal. Essas irreversibilidades

podem ser causadas, por exemplo, pelo atrito e as perdas energéticas sob a forma de calor que ocorrem ao longo do circuito. Nos trocadores de calor, e nas paredes internas dos tubos do sistema, ocorre o atrito devido a resistência à circulação do fluido refrigerante causada por esses componentes. Também nesses componentes, ocorrem gradientes térmicos que causam perdas ou ganhos de calor.

Figura 3 – Esquema e diagrama do ciclo real de compressão de vapor.

a) Esquema b) Diagrama T-s



Fonte: (ÇENGEL,2012)

Uma das consequências das irreversibilidades num ciclo real, por exemplo, é o estado em que o fluido refrigerante chega ao evaporador após sair da válvula de expansão. A outra, é o estado que chega no compressor que é desejável ter-se um fluido refrigerante no estado de vapor saturado (ÇENGEL,2012).

Pode-se resumir o funcionamento de um sistema de refrigeração através das seguintes etapas:

- No evaporador, em estado líquido, o refrigerante troca calor com o meio ambiente até vaporizar por completo, promovendo a refrigeração do espaço.
- No compressor, o fluido refrigerante, no estado gasoso, é comprimido
- No condensador ocorre troca de calor para o meio ambiente, diminuindo a temperatura do fluido refrigerante
- Ao passar pelo tubo capilar, o fluido refrigerante diminui sua pressão, o que causa uma brusca diminuição na temperatura.
- O fluido volta ao evaporador completando o ciclo.



da seção de escoamento (Ponto 1). Durante a passagem entre o ponto 1 e o ponto S, existe uma relação linear entre a queda de pressão e o comprimento do tubo. Queda de pressão que ocorre devido ao atrito entre as paredes e o refrigerante, mas a sua temperatura se mantém praticamente constante. Após o ponto S, um fenômeno ocorrente é a metaestabilidade (GONÇALVES et al., 1995, MELO et al., 1995, BOABAID et al., 1996) onde a pressão do fluido refrigerante (líquido sub-resfriado) atinge a pressão de saturação, mas o fluido não vaporiza. Neste ponto, a vaporização não acontece, o que resulta num líquido superaquecido. A mudança de fase começa quando o fluido alcança o ponto V, chamado de “flash point”.

A partir do ponto E começa a região de equilíbrio térmico, onde o escoamento é bifásico, e a relação entre o comprimento do tubo e a queda de pressão, que era linear, passa a ser exponencial. No final do tubo capilar pode-se alcançar a pressão crítica do escoamento o que caracteriza a ocorrência do escoamento bloqueado. Com isso, uma perda de pressão localizada é provocada devido à expansão abrupta do escoamento e as ondas de expansão responsáveis pela redução da pressão do fluido até a pressão de evaporação (Ibid, 1998). Abaixo da pressão crítica, qualquer variação na pressão de evaporação não altera a vazão mássica imposta pelo tubo capilar (Peixoto e Bullard, 1994b).

### 2.3.2 Tubo capilares não adiabáticos

Os tubos capilares não adiabáticos são aqueles que possuem uma troca de calor com a linha de sucção. Isso ocorre por meio de um trocador de calor chamado tubo capilar-linha de sucção, que pode ser lateral ou concêntrico (interno), último este que é foco desse estudo.

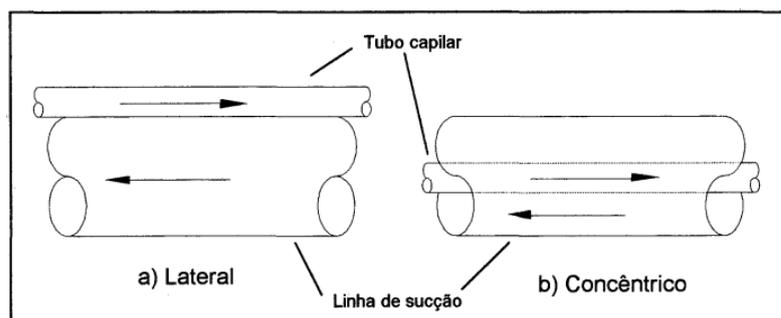
#### 2.3.2.1 Trocador de calor tubo capilar-linha de sucção

Como descrito no item anterior, os tubos capilares não adiabáticos são aqueles que compõem um trocador de calor chamado tubo capilar-linha de sucção. A principal função desse tipo de trocador, é que se tenha a menor quantidade possível de vapor na entrada do evaporador, e evitar líquido na entrada do compressor.

Segundo Domanski et al. (1992), o sub-resfriamento do fluido refrigerante a alta temperatura provocado pelo superaquecimento do vapor na linha de sucção, obtém como resposta um aumento do efeito refrigerante específico às custas de um pequeno incremento do trabalho de compressão.

Comumente, existem duas configurações de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção, como mostra a Figura 5 a seguir.

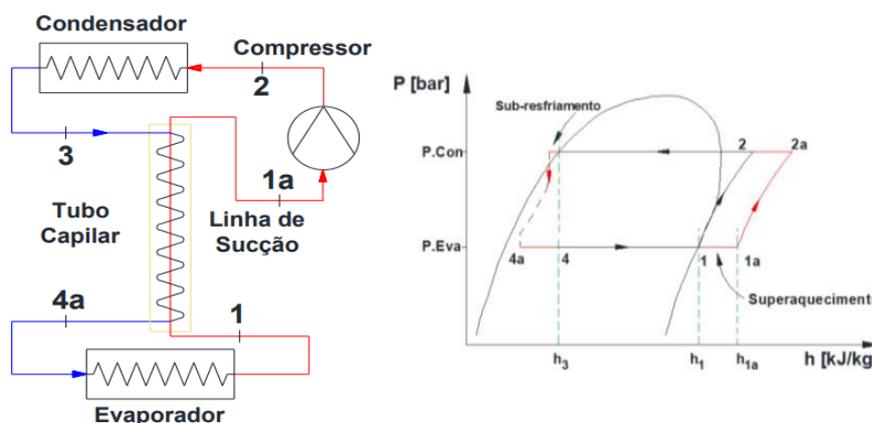
Figura 5 – Tipos de trocadores de calor tubo capilar.



Fonte: Boabaid,1996

Na Figura 5,b, o tubo capilar é inserido internamente na linha de sucção, formando um trocador de calor contracorrente tipo duplo-tubo. No trocador tipo lateral (Figura 5,a), o tubo capilar é soldado externamente à linha de sucção, ocorrendo o escoamento também em contracorrente.

Figura 6 – Ciclo de refrigeração com trocador de calor  
a) Esquema b) Diagrama P-h



Fonte: Boabaid,1996

O trocador de calor interno utiliza a diferença de temperatura entre a condensação e a evaporação, transferindo energia da saída do condensador (Ponto 3) à saída do evaporador (Ponto 1). Desse modo, o fluido refrigerante é superaquecido antes da entrada no compressor (Ponto 1a) gerando um sub-resfriamento ao longo do tubo capilar (Ponto 4a). O sub-resfriamento é obtido pela redução da temperatura do fluido abaixo da temperatura de líquido saturado, à pressão constante. Tal processo é representado entre os pontos 4 e 4a, da Figura 6b. Num ciclo de refrigeração padrão, com um dispositivo de expansão ideal, o ponto 3 corresponderia com o ponto 4. Como consequência do sub-resfriamento, após o fluido refrigerante passar pelo dispositivo de expansão, há uma redução do título na entrada do evaporador e um consequente aumento do efeito refrigerante específico, passando do ponto 4 até o 4a. A Figura 6b

indica o superaquecimento do fluido quando passa do estado saturado no ponto 1 ao estado superaquecido, no ponto 1a.

Tal efeito, causado pela presença do trocador de calor interno, tende a aumentar o coeficiente de desempenho (COP) do sistema, que é definido pela Eq. (2.5) modificada:

$$COP_{REFRIGERACAO} = \frac{Q_L}{W_{in}} = \frac{(h_1 - h_{4a})}{(h_{2a} - h_{1a})} \quad (2.6)$$

,em que o numerador representa a capacidade de refrigeração do sistema e o denominador representa o trabalho realizado pelo compressor.

### 3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

#### 3.1 Histórico de trabalhos sobre tubos capilares

O histórico de uso dos tubos capilares começa na década de 20, por isso é muito vasto os estudos sobre escoamento, dimensionamento, e comportamento dos tubos capilares adiabáticos e não-adiabáticos. Porém, por serem sistemas que utilizavam o gás de trabalho como sendo enxofre, ocorriam entupimentos e sua aplicação era limitada.

Após o implemento dos fluidos refrigerantes halogenados, desde os anos 40, existem estudos sobre os trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção, datação essa que marca também o uso em larga escala dos tubo capilares em sistemas de refrigeração.

Nessa seção, será apresentado os trabalhos disponíveis na literatura sobre trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção.

##### 3.1.1 Trabalhos anteriores

Staebler (1948) focou seu estudo no escoamento através de tubos capilares e fez uma análise simplificada da utilização de trocadores de calor interno. O autor afirmou ainda que a capacidade de refrigeração do sistema pode aumentar aproximadamente 35% quando o tubo capilar é brasado na linha de sucção, recomendando um comprimento mínimo de troca de calor de 1,22m.

Dirik, Inan e Tanes (1994) conduziram estudos experimentais em tubos capilares adiabáticos e não adiabáticos do tipo concêntrico com HFC-134a como fluido de trabalho, em condições de operação similares às encontradas em refrigeradores domésticos. Para o caso não adiabático, variou-se o diâmetro interno e o comprimento total dos tubos capilares, mantendo constante o comprimento de troca de calor (1,70m), o comprimento de entrada (0,40m) e o diâmetro interno da linha de sucção (5,6mm). Um modelo numérico também foi desenvolvido. Os resultados mostraram uma boa concordância com os dados experimentais, com erros na ordem de  $\pm 10\%$

Katia, (1996) estudou o desempenho de trocadores de calor do tipo lateral, utilizando HFC-134a como refrigerante. Baseado no banco de dados obtido foi examinada a influência das condições de operação (pressão de condensação, grau de sub-resfriamento, temperatura na entrada da linha de sucção) e da geometria do trocador (diâmetro do tubo capilar e posicionamento do trocador de calor) sobre o fluxo de massa. Os resultados experimentais (fluxo de massa e perfis de temperatura) foram também comparados com as previsões de um modelo numérico disponível na literatura, e um razoável nível de concordância foi observado.

Mais recente, Da Silva et al. (2011) executaram um estudo teórico e experimental

sobre tubos capilares não adiabáticos que utilizam como fluido refrigerante dióxido de carbono. O trocador de calor escolhido foi o de lateral brasada, onde foi avaliado o impacto nos parâmetros como: fluxo de calor, taxa de transferência de calor e vazão mássica. Foi possível realizar o cálculo da vazão mássica em mais de 90% dos casos estudados.

Diego, (2018) fez uma avaliação experimental do desempenho térmico de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção por meio de uma bancada de testes. Para uma mesma geometria o trocador lateral brasado apresentou uma taxa de transferência de calor 11% superior ao trocador de calor do tipo concêntrico e 24% superior ao lateral com fita.

Joel Boeng, (2020). fez um estudo sobre as classificações de desempenho de trocadores de calor de linha de sucção de tubo capilar concêntricos e laterais (com fita, brasagem e extrusão) operando com isobutano. No total, foram realizados 220 testes com isobutano em condições típicas de operação de aplicações domésticas. Dentre a ordem dos resultados, em termos de efetividade de temperatura, ficou: lateral extrudada, lateral brasada, concêntrica e lateral tapeada. Além disso, também foi observado que o desempenho térmico desta última é mais afetado pela estanqueidade da fita do que por sua condutividade térmica

Farhan, et. al., (2020) também estudaram a variação de eficiência sobre os diferentes tipos de tubo capilar-linha de sucção. Os resultados mostram que a transferência de calor aumenta em 16% para a linha de sucção concêntrica em relação ao tubo capilar de referência (lateral enrolado), porque a resistência térmica do linha de sucção concêntrica é menor do que outros tipos.

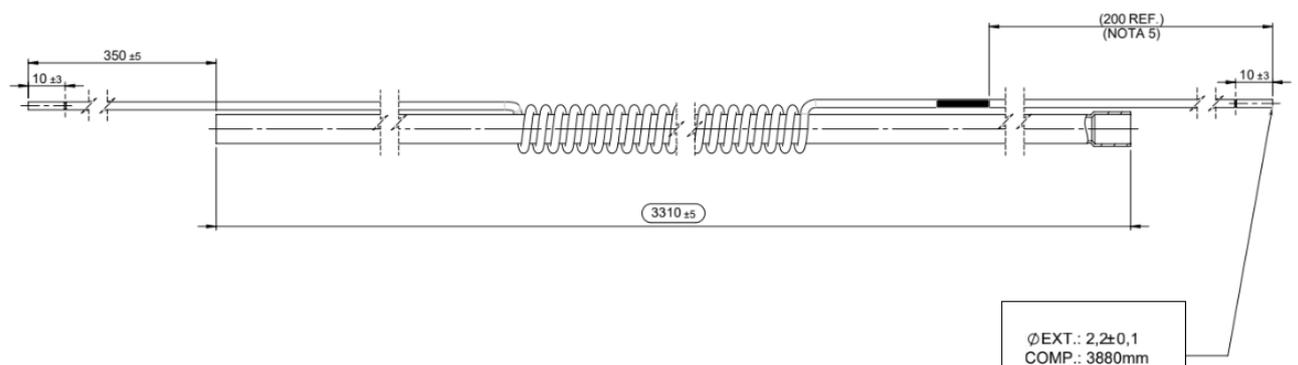
## 4 METODOLOGIA

Nas próximas seções e subseções, será abordado a metodologia detalhada para a geração, aquisição e validação dos dados que corroboram a teoria apresentada por este trabalho.

### 4.1 Preparação dos trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção.

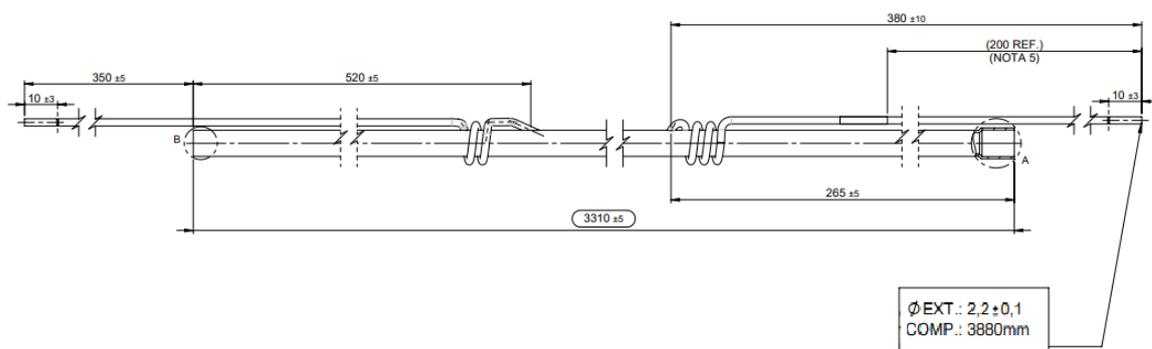
A fim de manter a veracidade dos testes e comprovação dos resultados, além do mesmo equipamento ser utilizado - para que se evite resultados ilusórios devido a processos humanos na linha de produção, como também variação dos componentes - as dimensões dos tubos capilares devem ser as mesmas. Sendo assim, os tubos capilares utilizados possuem as dimensões abaixo:

Figura 7 – Dimensional trocador tubo capilar-linha de sucção do tipo lateral



Fonte: Autoria própria

Figura 8 – Dimensional trocador tubo capilar-linha de sucção do tipo duplo tubo



Fonte: Autoria própria

Além das mesmas dimensões, mudando apenas a forma de montagem do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção, a vazão volumétrica deve ser a mesma. Por isso, é realizado um teste de vazão por meio de nitrogênio, onde o tubo capilar é inserido na

máquina de medição de vazão. Para o equipamento em estudo, a máquina utiliza uma pressão de 79.1 PSI com tolerância de variação para 0,5 PSI.

Sendo assim, os dois tubos capilares foram submetidos ao teste de vazão como mostrado na Figura 9, e foram aprovados de acordo com o valor predeterminado no projeto do equipamento que é de 8,5 s/pm Sendo a tolerância para a fabricante de 0,2 s/pm, para o primeiro modelo a vazão encontrada foi de 8,57 s/pm e de 8,43 s/pm para o segundo modelo.

Figura 9 – Testes tubo capilar vazão volumétrica



Fonte: Autoria própria

#### 4.2 Montagem do equipamento VCFB431

O equipamento escolhido pelo autor para que fossem feitos os testes que buscam comprovar a melhora da eficiência térmica por meio da mudança do trocador de calor, foi o equipamento VCFB431 fabricado pela empresa Mercofricon. Esse, que possui o projeto inicial com o trocador de calor tubo capilar-linha de sucção do tipo lateral e que possui a seguinte configuração:

- Tensão: 220V.
- Frequência: 60Hz.
- Tipo termostato: Controlador
- Tipo condensador: Tubo-arame.
- Tipo evaporador: Tubo-aleta
- Tipo capilar: Tubo-cobre
- Modelo compressor: FNEU2168, fabricado por Embraco.
- Fluido refrigerante: R290, PROPANO.
- Carga de gás: 85g.

- Volume bruto: 431L

Com os tubos capilares preparados, o primeiro modelo foi montado com a configuração do seu projeto original, isto é, com o trocador de calor tubo capilar-linha de sucção do tipo lateral enrolado, caracterizando o modelo 01. Após os testes serem realizados e os dados capturados, o equipamento foi retirado da câmara térmica e o trocador de calor substituído para o tubo capilar-linha de sucção concêntrico caracterizando assim o modelo 02.

Sendo assim, toda a configuração inicial do equipamento foi a mesma, exceto pela forma que o tubo capilar é montado na linha de sucção, ou seja pela mudança no trocador de calor. A utilização do mesmo equipamento reforça a veracidade dos dados adquiridos pois exclui a possibilidade de variação do ciclo devido a montagem do equipamento, ou dos componentes utilizados.

#### 4.3 Câmara térmica e instrumentação utilizada

Os ensaios laboratoriais foram realizados na câmara de ensaios de unidades de refrigeração 01 no laboratório técnico nas instalações da empresa Mercofricon, onde a câmara segue os padrões da norma IEC 62662. Essa, possui capacidade para dois produtos, aquisição de dados de 32 termopares do tipo T, 2 pontos de pressão, um range de temperatura de 14°C a 55°C, como também de 45% à 95% de umidade relativa do ar, com precisão de controle de umidade de +/- 5,0%. Além disso, sua tensão pode variar entre 0 a 300 V, e frequência de 45 a 75Hz.

Dados técnicos da câmara:

Durante os ensaios realizados na câmara supracitada, foram utilizados os instrumentos abaixo, seguindo a norma ANSI/ASHRAE 41:

- 21 termopares
- 2 transdutores de pressão
- 1 potenciômetro
- 1 Amperímetro

Além disso, foi utilizado o data logger AGILENT - 35980A encarregado de fazer a captação dos instrumentos acima, como também foi utilizado o software Dasys versão 1.5.70 para computar e disponibilizar os dados e acompanhar os ensaios.

Com o software Dasys também é possível visualizar, e arquivar, todos os dados de onde foram extraídas as planilhas para realização deste trabalho. Onde, com elas, foi possível a criação dos gráficos, análise e os cálculos que aqui serão expostos.

Figura 10 – Câmara térmica 01 - FRICON



Fonte: Autoria própria.

Figura 11 – Dados técnicos câmara térmica 01 - FRICON



Fonte: Autoria própria.

#### 4.3.1 Termopares

Os termopares que foram utilizados foram do tipo T, foram localizados no equipamento como mostrado na tabela 1.

Na Figura 12, é possível ver como os termopares foram posicionados fisicamente no equipamento seguindo a tabela 1.

Os mesmos termopares, e nas mesmas posições, foram utilizados para os dois

Tabela 1 – Configuração termopares

Posição	Descrição	Tipo de compartimento	Posição no compartimento	Unidade
1	Topo compressor	Exterior	Topo compressor	°C
2	Descarga	Exterior	Topo compressor	°C
3	Sucção	Exterior	Descarga compressor	°C
4	Entrada evap	Exterior	Sucção compressor	°C
5	Saída evap	Evaporador	Entrada primaria	°C
6	Entrada cond	Evaporador	Saída primaria	°C
7	Meio cond	Exterior	Entrada compressor	°C
8	Saída cond	Exterior	Meio compressor	°C
9	Ambiente	Exterior	Saída compressor	°C
10	Bloco B	Freezer	Centro	°C
11	Bloco B	Freezer	Base	°C
12	Bloco B	Freezer	Base	°C
13	Bloco B	Freezer	Base	°C
14	Bloco C	Freezer	Base	°C
15	Bloco C	Freezer	Centro	°C
16	Bloco C	Freezer	Centro	°C
17	Bloco C	Freezer	Centro	°C
18	Bloco C	Freezer	Centro	°C
19	Bloco T	Freezer	Topo	°C
20	Bloco T	Freezer	Topo	°C
21	Bloco T	Freezer	Topo	°C
22	Bloco T	Freezer	Topo	°C

Fonte: Autoria própria

modelos, com isso é possível garantir que o comparativo entre os valores obtidos não sofrerá influência do termopar utilizado. A escolha dessa posição, será explicada na subseção "4.4.3.1".

Pode-se ver o quadro de aquisição dos dados, com os termopares dispostos na ordem descrita na Figura 13.

Figura 12 – Equipamento instrumentado carregado



Fonte: Autoria própria

Figura 13 – Quadro termopares

A) Quadro sem os termopares B) Quadro com os termopares



Fonte: Autoria própria

#### 4.3.2 Transdutores de pressão

Os transdutores de pressão foram utilizados para medir a pressão na entrada e saída do compressor, como mostrado na Figura 14:

Os transdutores utilizados foram do tipo TK, com sinal de saída analógico, como pode-se ver abaixo:

Figura 14 – Quadro transdutores



Fonte: Autoria própria

Figura 15 – Transdutor de pressão



Fonte: Autoria própria

#### 4.4 Parâmetros avaliados

No ambiente da refrigeração comercial, muitos parâmetros são levados em consideração para avaliar o funcionamento e performance dos equipamentos. Dentre eles, foram selecionados os mais importantes para se avaliar a eficiência do equipamento, com os dois tipos de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção avaliado neste

presente trabalho, que são eles: Tempo de Pull Down; Temperatura mínima que o equipamento atinge; Temperatura média dos blocos; Consumo de energia; Tempo On/Off do compressor.

A seguir, serão apresentadas as explicações sobre por que esses parâmetros foram selecionados, suas respectivas normas e como as principais empresas que utilizam os equipamentos exigem que as fabricantes dos refrigeradores atuem sobre cada um deles.

#### 4.4.1 Tempo de Pull Down

Tempo de PD é definido na norma IEC 62552-2 - Household refrigerating appliances – Characteristics and test methods – Part 2: Performance requirements, como o tempo necessário para que o equipamento, a partir da temperatura ambiente em 43°C, atinja a temperatura mínima necessária definida pela classe do equipamento. Para realização do teste, é necessário que o equipamento esteja vazio, ou seja, sem nenhuma carga térmica - como por exemplo cestos ou prateleiras, e que seus dispositivos de controle do funcionamento do compressor estejam desligados (jameados), como termostatos e controladores digitais.

Embora o Inmetro não defina, nem exija um teste para tempo PD, as empresas fabricantes de refrigeradores têm esse teste como um poderoso parâmetro para se medir a eficiência do seu equipamento. Além disso, grandes empresas consumidoras dos refrigeradores definem tempos máximos de Pull Downs, que os equipamentos devem possuir para que possam ser utilizados.

Diante da falta de definição por parte do Inmetro, a norma IEC 62552-2 é tomada como base para que as empresas fabricantes façam suas definições internas de como o teste deve ser definido. Como falado anteriormente, as grandes consumidoras como a Unilever possuem seus próprios regimentos a respeito do PD e os requisitos mínimos para que um refrigerador seja aprovado.

Por isso, a Mercofricon define o teste de PD internamente baseada na norma, mas também respeitando os critérios estabelecidos por essas grandes empresas. O presente trabalho seguiu esse método de teste interno que está descrito a seguir.

##### 4.4.1.1 Método de teste de Pull Down

Primeiro, diante de classe climática do equipamento, a temperatura e umidade do ambiente é definida e aplicada na câmara térmica, o equipamento em estudo VCFB-431 é testado em classe 7, ou seja 35°C e 75% de umidade relativa. Em seguida, como definido na norma, é necessário esperar que a temperatura interna do refrigerador seja a mesma do ambiente para que então sem nenhuma carga térmica, o equipamento seja ligado e o teste iniciado. Assim como na norma IEC, 3 termopares são dispostos

em distâncias proporcionais no equipamento.

Após a temperatura interna do equipamento estar estabilizada com a temperatura da câmara, o equipamento é ligado e o teste é iniciado. Diferente da norma IEC 62552-2, o monitoramento é realizado pelo tempo de 4h, com o termostato jampeado, no equipamento desse estudo é utilizado controlador de temperatura digital onde o set point do mesmo foi definido como  $-30^{\circ}\text{C}$ , abaixo da capacidade do equipamento para que o equipamento estabilizasse na menor temperatura possível. Após as 4h com o equipamento de ensaio já estabilizado, é determinado o PD do equipamento.

Para esse estudo, o tempo de PD será determinado assim que o equipamento atinja a temperatura de  $-24^{\circ}\text{C}$ . É esperado que, com a mudança do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção, o tempo de PD do modelo concêntrico seja menor, com isso reforça-se o argumento de melhoria no ciclo de refrigeração. Além do tempo, é esperado que a temperatura interna de estabilização seja menor, como também a temperatura do evaporador.

#### 4.4.2 Consumo de energia

Além da diminuição no tempo de PD, outro ponto que reforça a melhoria no ciclo de refrigeração devido a mudança no trocador de calor tubo capilar-linha de sucção, é a diminuição no consumo de energia, devido ao aumento do efeito refrigerante específico causado pelo aumento da entalpia  $h_1$  e diminuição do  $h_4$ , Figura 6b

O cenário mundial atual é de diminuição no consumo de energia. Por isso, fabricantes que não possuem um plano de diminuição desse consumo para seus equipamentos estão perdendo espaço comercial para aqueles que conseguem manter o mesmo nível de performance entregando um consumo de energia menor. Diante disso, grandes empresas, que consomem refrigeradores comerciais, estão restringindo a compra de equipamentos que vão na contra-mão da redução de impacto ambiental.

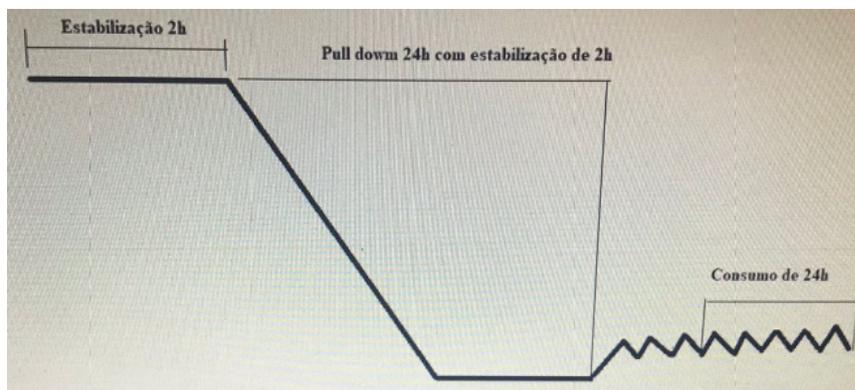
Para demonstrar um real valor para esse consumo, as fabricantes devem seguir a norma ISO 23953-2:2015 Refrigerated display cabinets — Part 2: Classification, requirements and test conditions, que define as condições, carregamento de cargas térmicas e instrumentação para os testes.

##### 4.4.2.1 Método de testes para consumo de energia

Seguindo o procedimento interno estabelecido pela Mercofricon, após o teste de PD, o próximo teste é o de consumo de energia que é baseado na norma ISO 29953-2: 2015. Sendo assim, após as 24h do teste de PD, foi redefinido o set point do controlador de temperatura para que o equipamento, que antes estava estabilizado na menor temperatura possível começasse o ciclo na temperatura estabelecida, que foi a mesma para os dois equipamentos:  $-19^{\circ}\text{C}$  até  $-22^{\circ}\text{C}$ .

Logo após que o set point foi reajustado, esperou-se três ciclos e no começo do quarto ciclo, começou-se a computar o consumo de energia pelo tempo de 24h.

Figura 16 – Teste consumo energia



Fonte: Autoria própria

#### 4.4.3 Temperatura média dos blocos térmicos

Além da capacidade de diminuição de temperatura no menor tempo possível, PD, e do menor consumo de energia, outro ponto extremamente importante é manter a temperatura pré determinada entre todos os blocos térmicos dentro do equipamento. Por isso, é feito o teste de temperatura média dos blocos térmicos, que verifica a temperatura dos blocos durante todo o período do teste e compara com a mínima temperatura permitida.

O equipamento VCFB431 por ser um equipamento comercial projetado para o armazenamento de sorvetes, açaís e produtos similares, precisa que toda a carga térmica que esteja carregada no equipamento não seja maior que  $-14^{\circ}\text{C}$ . Por isso, a mudança do trocador de calor busca aumentar a capacidade do equipamento de retirar calor de dentro do equipamento, evitando que durante o ciclo do equipamento a temperatura máxima não seja ultrapassada. É possível ver a diferença quando o compressor liga novamente, quando o equipamento atinge a temperatura mínima, e devido a troca do trocador de calor a temperatura começa a diminuir mais rapidamente quando comparado ao modelo 01 que contém o trocador de calor com o tubo capilar lateral. Dessa forma, diminui-se o risco de que o produto que está sendo acondicionado atinja uma temperatura maior do que a desejada e, além disso, o equipamento volte à temperatura do set point mais rapidamente o que aumenta o número de ciclos, onde o compressor permanecerá desligado mas sem comprometer a eficiência do equipamento.

Grandes empresas como a Froneri, buscam estabelecer testes rígidos para a temperatura média dos blocos térmicos para que seja simulado o uso cotidiano, onde o equipamento será sujeito a grande quantidade de abertura de porta, reabastecimento

e temperaturas críticas de funcionamento. Além disso, como os produtos que serão armazenados no equipamento possuem temperaturas restritas por serem perecíveis, é extremamente necessário que o equipamento possua rápida resposta quando o mesmo aumenta a temperatura interna, seja pelo uso cotidiano ou pelo ciclo do compressor.

#### 4.4.3.1 Método de teste de média temperatura dos blocos

Baseando-se no teste de temperatura da norma ISO 23953-2: 2015, da seção 5.3.3, onde define como o equipamento deve ser localizado e carregado (posição e quantidade dos blocos térmicos) nas seções 5.3.1 e 5.3.2, e tempo de operação na seção 5.3.2.6 o teste foi realizado na câmara citado no ponto 4.3.

Seguindo as definições da norma, o equipamento foi carregado conforme a seção 5.3.2.3.2, conforme Figura 17, onde os blocos marcados com "X" devem ter suas temperaturas monitoradas. Além disso, o teste foi realizado durante as 24h requisitadas para que o teste cumpra os requisitos da norma.

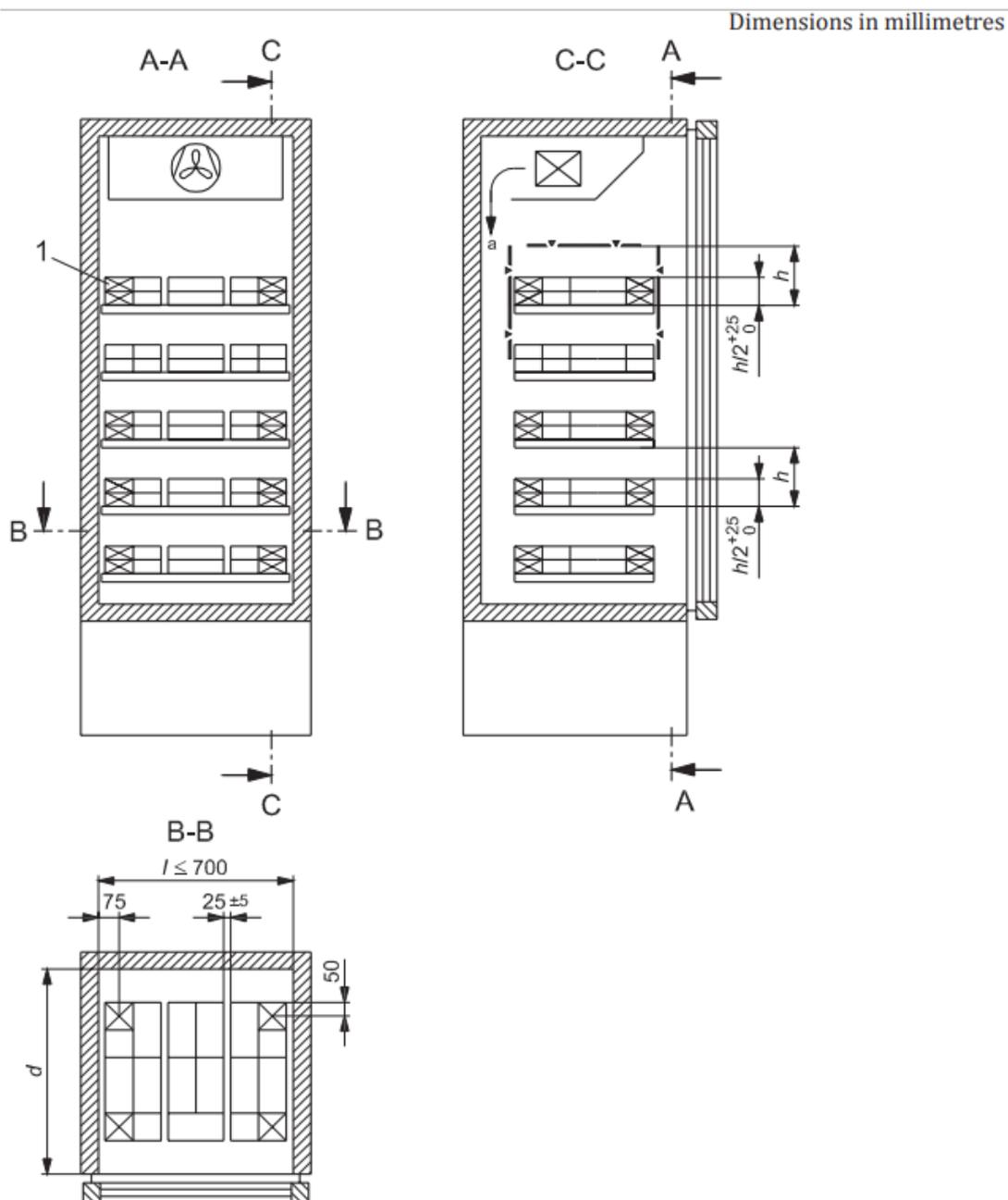
Em todos os blocos que a norma seleciona para que suas temperaturas sejam monitoradas, foram instalados termopares e suas temperaturas monitoradas durante todas as 24h de teste. Caso a temperatura aumentasse e passasse da máxima temperatura definida, o equipamento estaria reprovado.

Por fim, os parâmetros de temperatura e umidade para o teste de temperatura devem ser os mesmos definidos pelas instruções do fabricante. Como o equipamento pertence à classe 7, de acordo com a tabela 3 - classes climáticas, da mesma norma já supracitada, a câmara térmica foi definida em 35°C de temperatura ambiente e 75% de umidade relativa.

O processo de abertura de portas só é feito na Mercofricon quando requisitado por algum cliente específico, por isso não foi executado no presente trabalho.

Na Figura 17 está a definição do carregamento pela norma seguida no qual esse teste está baseado, e na Figura 12 está o equipamento carregado.

Figura 17 – Instruções de disposição dos blocos térmicos



Fonte: ISO 23953-2:2015

#### 4.4.3.2 Tempo on/off do compressor

Para avaliar o ciclo de refrigeração, será analisado o tempo *on/off* do compressor, que reflete o tempo que o equipamento leva para recuperar a temperatura interna. Diante do tempo de perda de temperatura ser a mesma para os dois modelos - pois as condições de teste e equipamento é o mesmo, ou seja, vidro, isolamento, etc.- é possível avaliar o tempo *on/off* como critério para entender a capacidade de refrigeração do equipamento.

Isso se dá pelo motivo de que o equipamento que passa menos tempo ligado, para

atingir o mesmo set point com o mesmo diferencial de temperatura, possui claramente maior eficiência térmica. Outro ponto importante é que devido ao compressor ser o mesmo, e não possuir velocidade variável, a perda ou ganho de tempo *on/off* é totalmente advindo do resto da eficiência do resto do sistema, e não pelo compressor.

Sabendo que para os modelos 01 e 02 a única mudança é no trocador de calor tubocapilar, o tempo *on/off* é um potente indicador da influência da mudança na eficiência do equipamento. Por isso, após estabilização com o equipamento carregado, o tempo do ciclo será analisado e com isso será retirado o tempo *on/off* dos dois modelos.

O tempo *on/off* de compressor é analisado em grandes normas internacionais como na NSF/ANSI 7-2021, que possui um teste de performance onde o equipamento não pode ultrapassar 80% de tempo ligado. Com isso, consegue-se avaliar o desempenho do equipamento de refrigeração em relação à sua capacidade de manter a temperatura interna do equipamento, não ultrapassando o limite de tempo on do compressor.

#### 4.5 Varáveis monitoradas

Para os testes citados acima, as variáveis que foram monitoradas estão listadas abaixo:

- Temperatura do topo do compressor (°C)
- Temperatura da descarga do compressor (°C)
- Temperatura da sucção do compressor (°C)
- Temperatura da entrada do evaporador (°C)
- Temperatura da saída do evaporador (°C)
- Temperatura entrada do condensador (°C)
- Temperatura meio do condensador (°C)
- Temperatura saída do condensador (°C)
- Temperatura meio do freezer (°C)
- Temperatura dos blocos marcados (°C)
- Pressão de sucção (Bar)
- Pressão de descarga (Bar)
- Potência (Watts)
- Tensão (Volts)

- Corrente (Ampere)
- Umidade relativa (%)
- Consumo (Kwh)
- Frequência (Hz)
- Temperatura da Câmara (°C)
- Compressor On/Off

#### 4.6 Cálculo COP

O Coeficiente de Performance (COP) é uma medida de eficiência energética utilizada em sistemas de refrigeração e climatização. O COP indica quantas unidades de energia térmica são fornecidas pelo sistema por unidade de energia consumida.

Quanto maior for o valor do COP, mais eficiente será o sistema, pois ele será capaz de fornecer mais energia térmica com menos energia elétrica consumida, que no caso do freezer é o trabalho do compressor.

Além disso, o COP também é uma medida importante para a tomada de decisões na hora de escolher um sistema de refrigeração - freezer. Com base no valor do COP, é possível comparar diferentes sistemas e escolher aquele que apresenta o melhor desempenho em termos de eficiência energética.

Para o tipo de equipamento desse estudo, será utilizada a equação 2.6. onde:

- $h_1$  representa a entalpia na saída do evaporador
- $h_{1a}$  representa a entrada do compressor
- $h_2$  representa a entalpia na saída do compressor
- $h_4$  representa a entrada do evaporador.

Por meio do software EES demonstration edition, é calculado o COP do modelo 01, tendo como entrada dois parâmetros que caracterizam o estado do evaporador e dois parâmetros que caracterizam o estado do compressor.

Para o evaporador, tem-se as temperaturas de entrada e saída que foram monitoradas durante os testes, e foi considerado que na entrada o título foi 1 e na saída foi 0. Ou seja, somente líquido saturado na entrada do evaporador, e esse, totalmente evaporado na saída.

No caso do compressor, as entradas foram as pressões e temperaturas monitoradas durante todo o ensaio. Todos os dados foram retirados do ensaio de PD, com o equipamento descarregado.

## 5 RESULTADOS

Nesse tópico serão apresentados os resultados encontrados para a metodologia descrita no corpo desse projeto.

### 5.1 Pull Down

Com o ensaio de PD, é possível analisar os resultados sobre duas óticas: Tempos e temperaturas.

O primeiro, trata-se de quão longo é o processo para o equipamento atingir a estabilização e o segundo analisa as temperaturas de todo o ciclo de refrigeração. Diante disso, esses serão os pontos analisados, e comparados, para os dois modelos já supracitados nesse estudo.

#### 5.1.1 Modelo 01

Para o modelo 01, com capilar externo, foi esperado a temperatura interna do equipamento estabilizar com a temperatura da câmara, para então o equipamento ser ligado às 17:07:55, e com as variáveis marcando os valores como é mostrado na Tabela 2.

Tabela 2 – Configuração inicial modelo 01

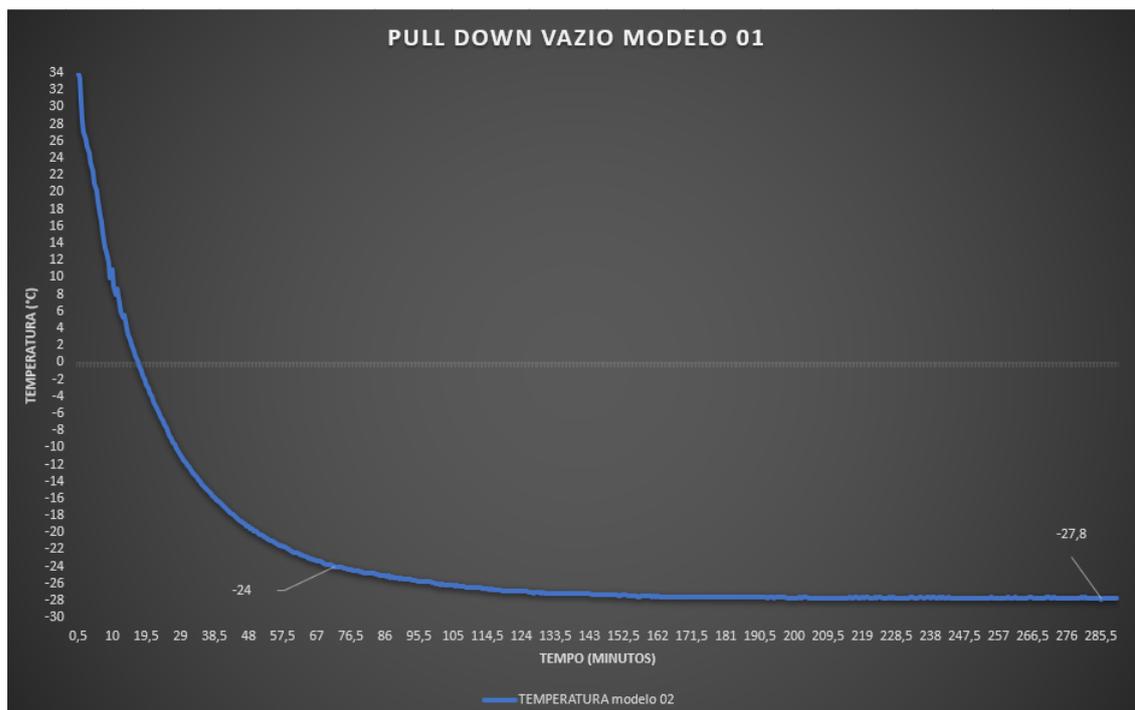
hora	TCH8	ACH2	ACH3	ACH4	ACH5	CALC0	CALC3
Variáveis	freezer	Potência	Tensão	Corrente	Umidade	Consumo	Câmara
Descrição	Interno	Potência	Tensão	Corrente	Umidade	Consumo	Temperatura
Unidade	°C	V	W	A	%	kWh	°C
17:06:19	33,3	0	222,033	0	74,468	0	35,9
17:06:49	33,3	0	221,967	0	75,813	0	35,9
17:07:19	33,3	0	222,007	0	74,479	0	35,9
17:07:49	33,3	0	221,98	0	75,421	0	35,9
17:07:55	33,2	134,599	221,775	0,636	75,225	0,00008	35,9
17:07:58	33,2	134,599	221,846	0,635	75,317	0,0002	35,9

Fonte: Autoria própria

Para atingir a temperatura de -24°C, definida no teste de PD, o equipamento levou 81 minutos e 30 segundos, estabilizando na temperatura de -25,4°C como mostrado o gráfico de PD, na Figura 18.

Diante dos dados obtidos durante o ensaio de PD, também são monitoradas as temperaturas de entrada e saída do evaporador, onde se busca entender o comportamento do fluido durante a evaporação. No modelo 01 observa-se a menor temperatura da saída do evaporador como -33,7°C e a menor na entrada como sendo -32,8°C, o que indica que o fluido refrigerante está evaporando mais no final do evaporador.

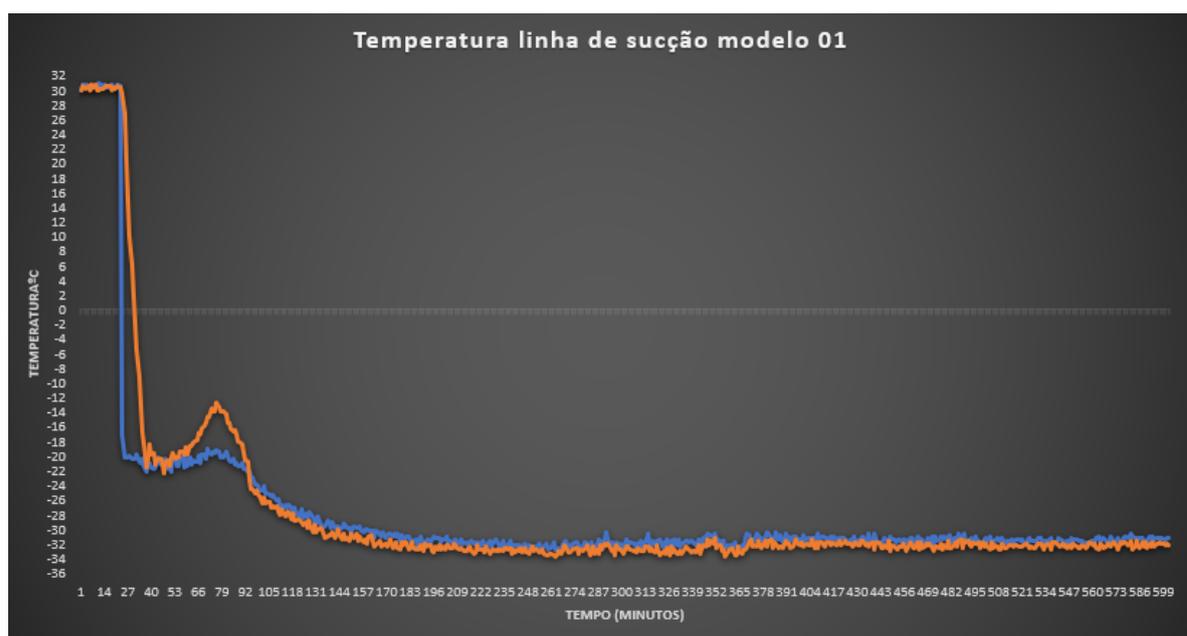
Figura 18 – Pull Down vazio modelo 01



Fonte: Autoria própria

Na Figura 19, é possível verificar o gráfico de temperaturas do evaporador do modelo 01. O aumento da temperatura, no começo do gráfico, seguido logo após pela queda de temperatura até a estabilização, é devido ao acionamento do ventilador interno do equipamento quando a temperatura do evaporador atinge -20°C.

Figura 19 – Pull Down evaporador vazio modelo 01



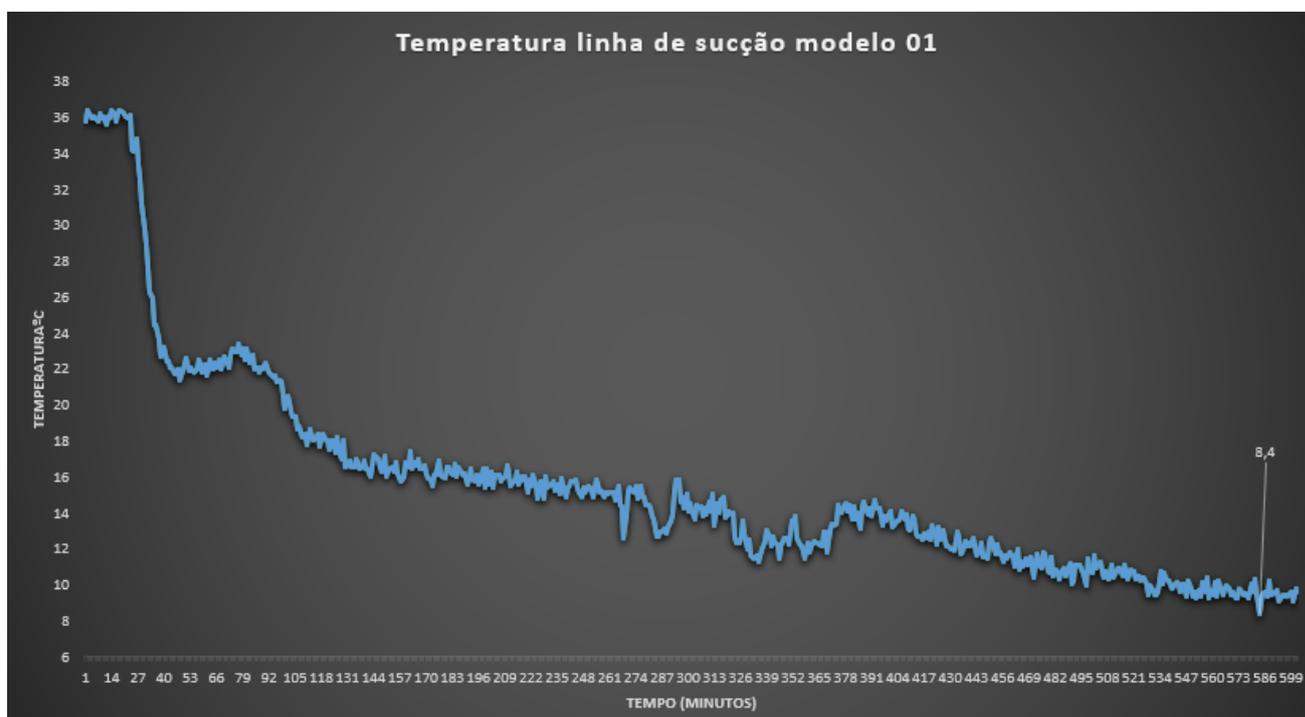
Fonte: Autoria própria

Outro ponto de avaliação, para esse estudo, é a temperatura da linha de sucção pré-compressor (Figura 20) que para um funcionamento melhor do compressor, e do ciclo de refrigeração, é importante que o fluido tenha um superaquecimento após o evaporador. Isso se dá, pois se o fluido refrigerante estiver muito frio, pode haver uma grande quantidade de líquido no compressor. Isso pode resultar em danos ao compressor e redução da vida útil do equipamento.

Contudo, não é indicado um superaquecimento excessivo, pois pode causar alguns problemas como:

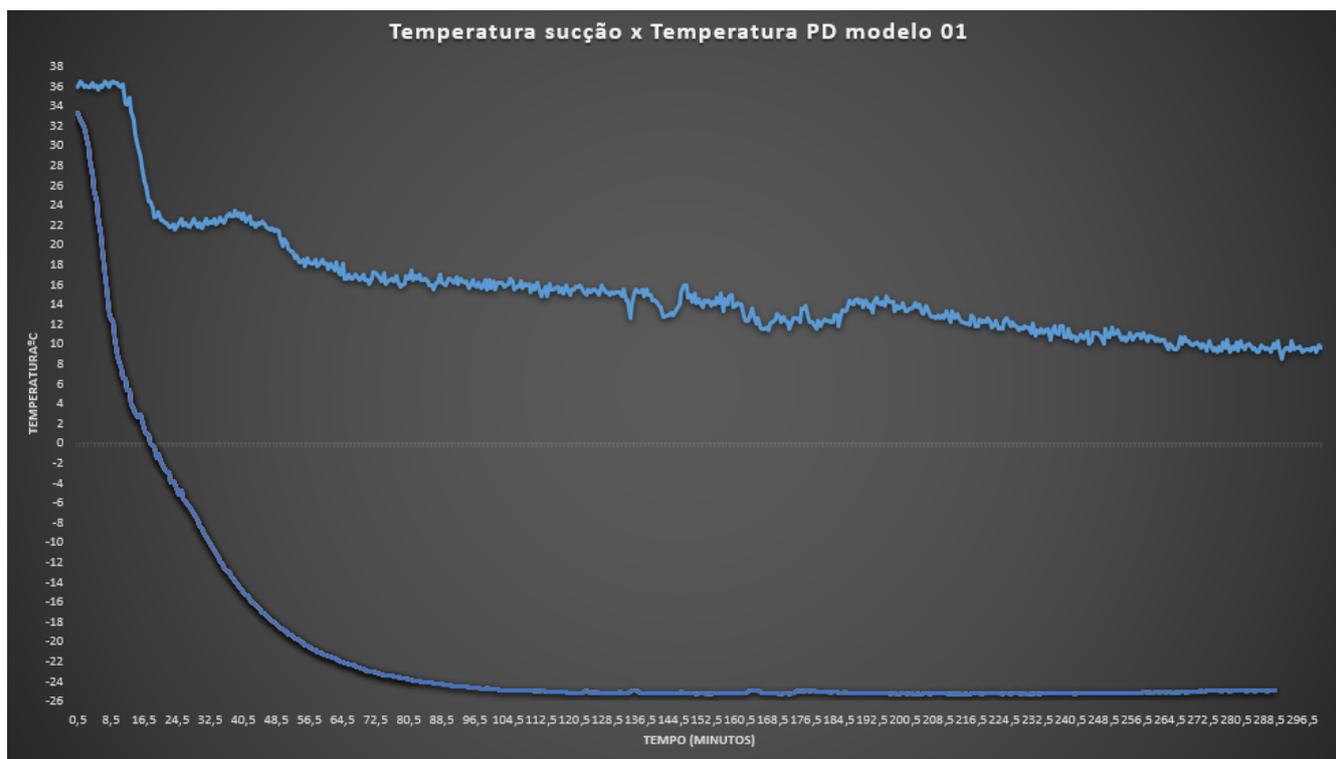
- Redução da eficiência do ciclo: Uma vez que o compressor precisa trabalhar mais para comprimir o refrigerante. Isso resulta em um consumo maior de energia e redução da eficiência geral do ciclo
- Sobreaquecimento do compressor: O compressor trabalhe em temperaturas mais elevadas do que o esperado, o que pode resultar em sobreaquecimento e desgaste prematuro do compressor.
- Formação de bolhas de vapor: Causar a formação de bolhas de vapor no líquido refrigerante, o que pode interferir no processo de compressão e levar a falhas no sistema por cavitação.

Figura 20 – Gráfico temperatura sucção modelo 01



Fonte: Autoria própria

Figura 21 – Gráfico temperatura sucção X temperatura PD modelo um 01



Fonte: Autoria própria

Diante do gráfico da Figura 21, nota-se que a temperatura da linha de sucção diminui juntamente com o PD do equipamento, e que está muito baixa em relação a temperatura ambiente da câmara onde foi performedo o teste (35°C). Isso, é um reflexo da evaporação tardia do fluido no evaporador, já comentado acima.

Além disso, também indica que a troca de calor entre o começo do tubo capilar com o final da linha de sucção não está eficiente ao ponto de conseguir subir a temperatura da linha do pré compressor. Como consequência da evaporação tardia e da má eficiência do trocador tubo-capilar linha de sucção lateral enrolado, nota-se uma temperatura mínima de 8,4°C.

### 5.1.2 Modelo 02

Para o modelo 02, com capilar interno, foi esperado a temperatura interna do equipamento estabilizar com a temperatura da câmara, para então o equipamento ser ligado às 16:01:13, e com as variáveis marcando os valores como é mostrado na Tabela 3:

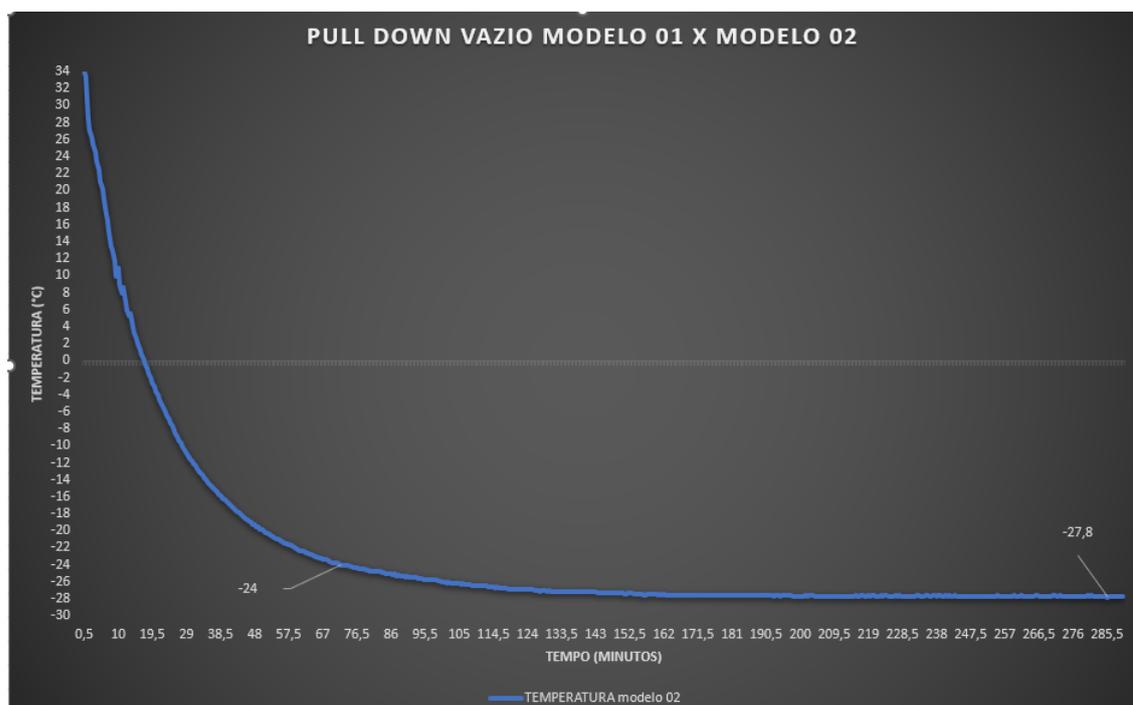
Tabela 3 – Configuração inicial modelo 02

hora	TCH8	ACH2	ACH3	ACH4	ACH5	CALC0	CALC3
Variáveis	freezer	Potência	Tensão	Corrente	Umidade	Consumo	Câmara
Descrição	Interno	Potência	Tensão	Corrente	Umidade	Consumo	Temperatura
Unidade	°C	V	W	A	%	kWh	°C
16:00:30	33,8	0	222,045	0	74,468	0	35,6
16:01:00	33,8	0	221,997	0	75,813	0	35,6
16:01:13	33,8	133,041	221,915	0,628	74,479	0,00012	35,7
16:01:16	33,8	132,861	221,916	0,627	75,421	00,00018	35,7
16:01:29	33,8	133,276	221,918	0,629	75,225	0,0003	35,8
16:01:22	33,8	133,539	221,916	0,63	75,317	0,00042	35,9

Fonte: Autoria própria

Para atingir a temperatura de -24 °C, definida no teste de PD, o equipamento levou 72 minutos, estabilizando na temperatura de -27,8 °C como mostrado o gráfico de PD na Figura 22

Figura 22 – Pull Down vazio modelo 02



Fonte: Autoria própria

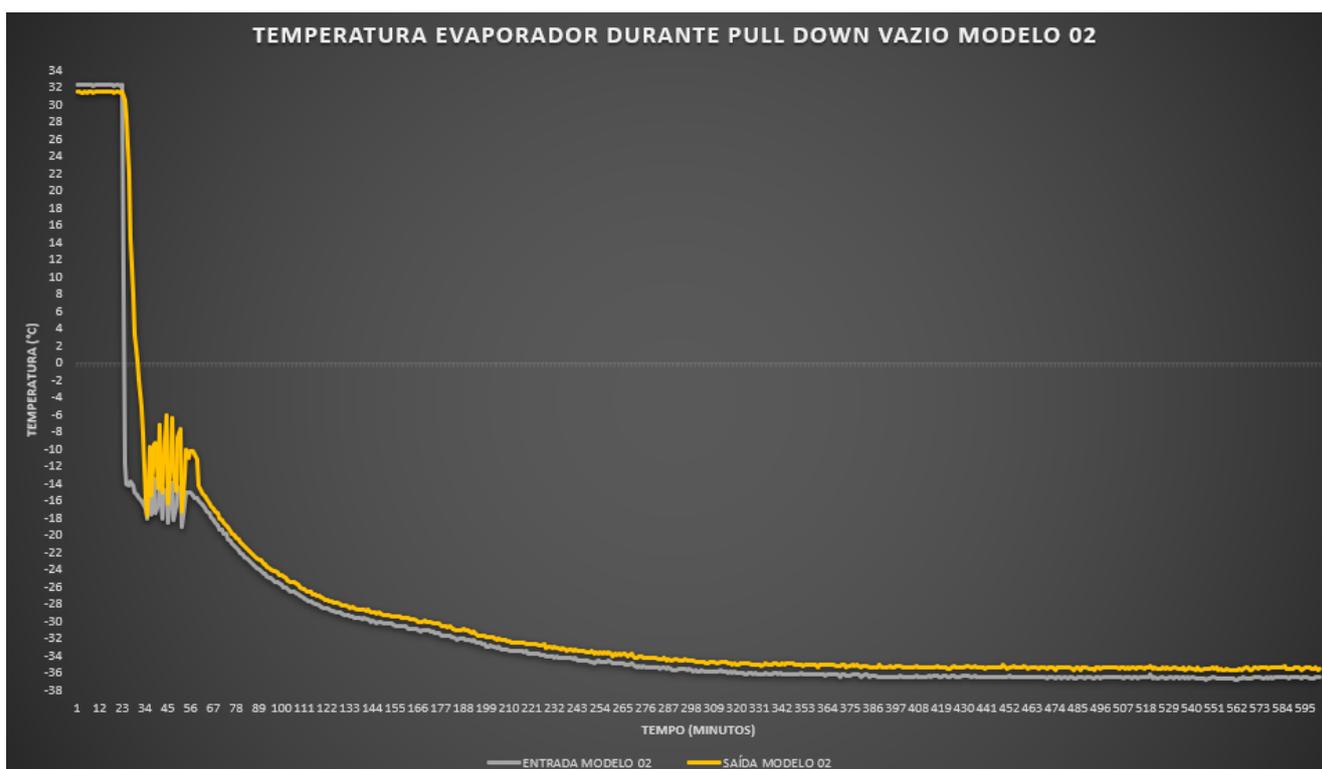
Nota-se uma diferença entre o modelo 01 e o modelo 02, devido a mudança do trocador de calor. Primeiro, pode-se ver a diferença de tempo para atingir a temperatura de  $-24^{\circ}\text{C}$  que foi de menos 9 minutos e 30 segundos. Além disso, a temperatura de estabilização foi de  $-27,8^{\circ}\text{C}$  com uma diferença de  $-2,4^{\circ}\text{C}$  para o primeiro modelo.

Isso mostra que, com o trocador de calor tubo-capilar interno, é nítida a melhora no ciclo de refrigeração, refletido na rapidez do equipamento de baixar a temperatura e a capacidade de estabilização em uma menor temperatura. Ou seja, o modelo 02 possui uma melhor performance durante o PD.

Após a temperatura e tempo de PD, é necessário analisar as temperaturas de entrada e saída do evaporador afim de comparar com o cenário encontrado no modelo 01. Na entrada do evaporador, a menor temperatura registrada durante o teste foi de  $-36,9^{\circ}\text{C}$ , enquanto na saída do evaporador foi de  $-35,9^{\circ}\text{C}$ .

Na Figura 23, está o gráfico que representa as temperaturas de entrada e saída do evaporador.

Figura 23 – Gráfico temperaturas evaporador pull Down vazio modelo 02

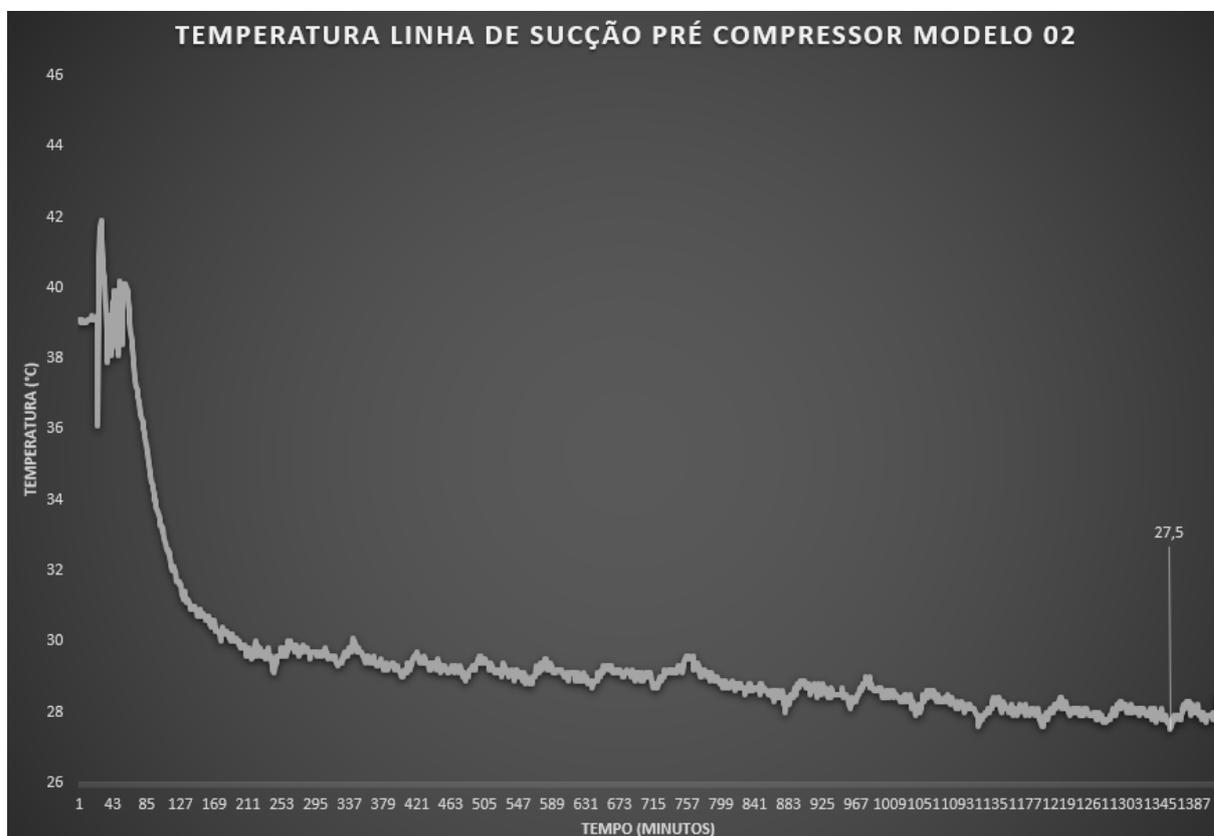


Fonte: Autoria própria

Confirmando a teoria explicada no gráfico de P-h, Figura 2, nota-se o ganho do efeito refrigerante específico, devido à redução do título na entrada do evaporador, refletida na temperatura de evaporação mais baixa comparada com o modelo 01. Ademais, nota-se a maior uniformidade nas temperaturas, o que indica uma evaporação mais contínua e já no começo do evaporador, o que não acontece no modelo 01.

Por fim, analisa-se agora a temperatura da linha de sucção, como mostrado no gráfico da Figura 24.

Figura 24 – Gráfico temperatura sucção modelo 02



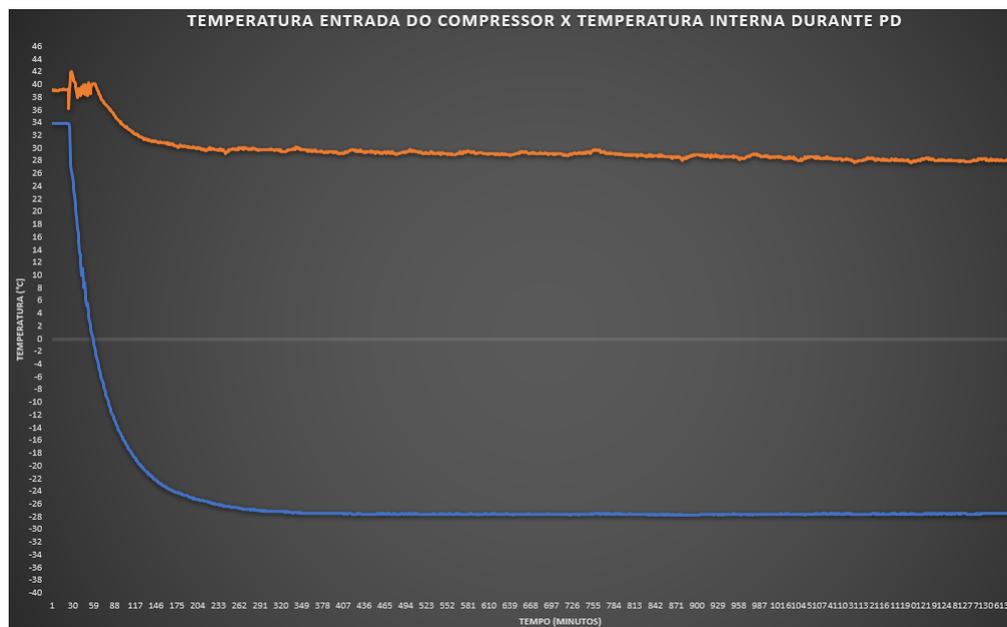
Fonte: Autoria própria

No modelo 01, dois pontos foram evidenciados como responsáveis pela baixa temperatura na linha de sucção: Evaporação tardia e baixa eficiência do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção lateral enrolado. Por isso, encontrou-se uma temperatura mínima de 8,4°C.

No modelo 02, já foi comprovado a melhoria na evaporação, diante da homogeneização da temperatura do evaporador (Figura 23), e, uma vez que a temperatura mínima da linha de sucção foi de 27,4°C, fica evidente a melhor troca de calor do trocador do modelo 02, trocador tubo capilar-linha de sucção concêntrico.

Apesar de um PD mais rápido e com temperatura de estabilização menor, em relação ao modelo 01, o modelo 02 entrega uma temperatura da linha de sucção mais alta o que justifica um melhor funcionamento do sistema. Na figura 25, é possível analisar como a temperatura de sucção é mais estável, comparada ao modelo 01, mesmo durante o PD.

Figura 25 – Gráfico temperatura sucção X temperatura interna durante PD modelo um 02

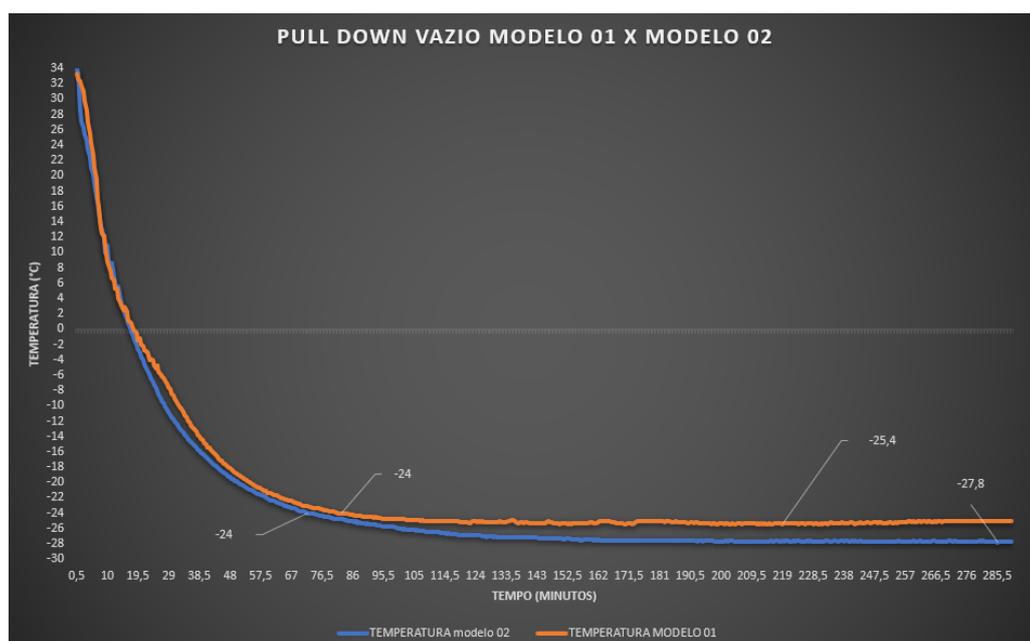


Fonte: Autoria própria

### 5.1.3 Modelo 01 x modelo 02

Analisa-se agora o comparativo entre o modelo 01 x o modelo 02 para todos os dados encontrados no teste de PD. Primeiro, seguindo a ordem, temos o tempo de PD até -24°C, juntamente com a temperatura de estabilização, como pode-se ver no gráfico na Figura 26.

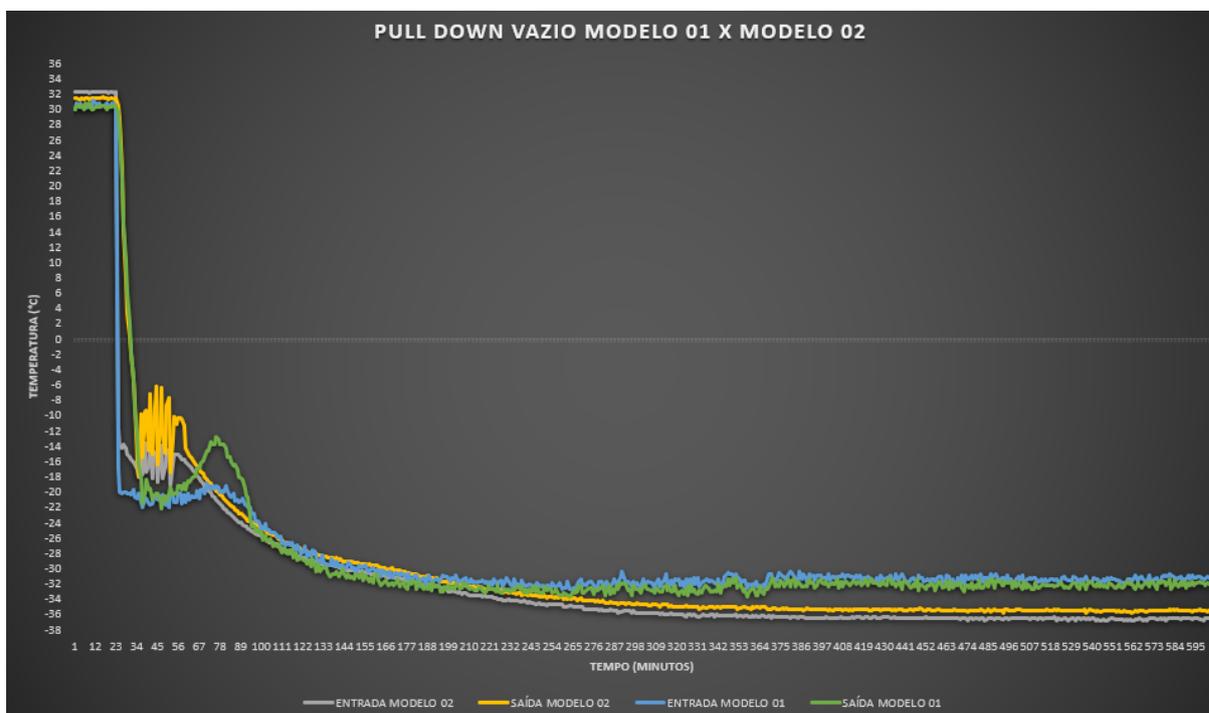
Figura 26 – Gráfico Pull Down vazio modelo 01 x modelo 02



Fonte: Autoria própria

É clara a diferença entre as curvas, o tempo em que o modelo 02 atinge muito mais rapidamente a temperatura de  $-24^{\circ}\text{C}$ , como também a temperatura de estabilização do modelo 02 é menor como já argumentado. Analisa-se agora as curvas para o evaporador, Figura 27.

Figura 27 – Gráfico Pull Down vazio evaporador modelo 01 x modelo 02

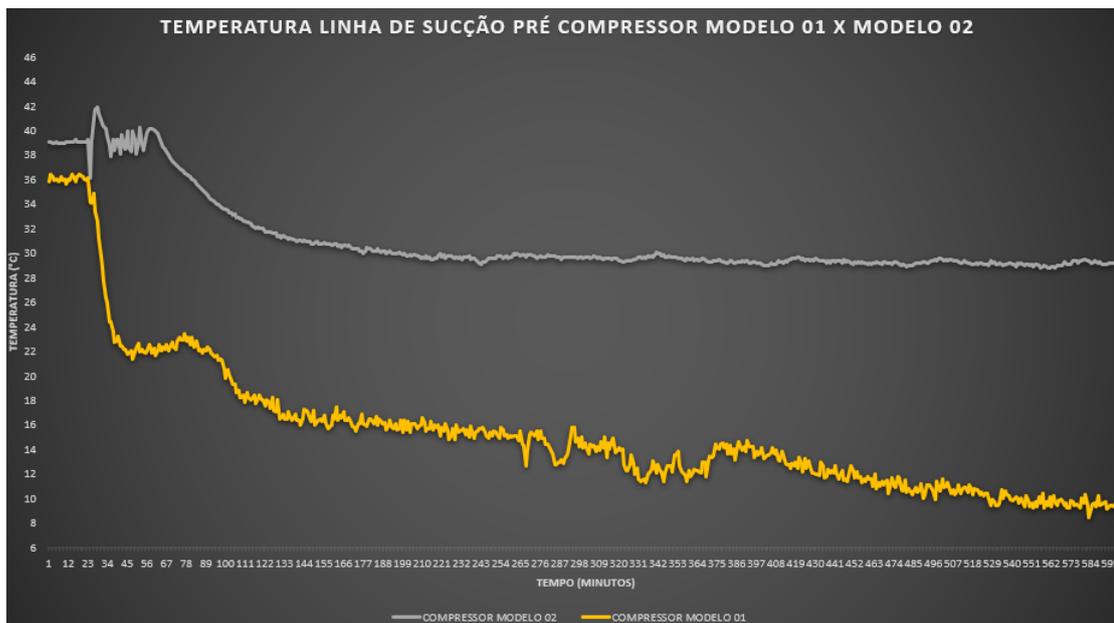


Fonte: Autoria própria

Esse gráfico explica o porquê da temperatura do equipamento na configuração do modelo 02, trocador tubo capilar interno, é menor comparada ao modelo 01. Vê-se, a temperatura de entrada do evaporador menor do que a de saída, o que não acontece com o modelo do capilar externo. Como já explicado, a mudança do trocador, causa o sub resfriamento na entrada do evaporador, aumentando a eficiência energética.

Ademais, com a troca temos uma melhoria no circuito como todo, e com isso tem-se a temperatura de evaporação menor como mostrado na Figura 27. Além do sub-resfriamento na entrada do evaporador, temos um superaquecimento do fluido quando passa do estado saturado para estado superaquecido antes do compressor. Isso, melhora o funcionamento dele devido à sua natureza que não deve trabalhar com líquidos.

Figura 28 – Gráfico temperatura sucção modelo um 01 x modelo 02



Fonte: Autoria própria

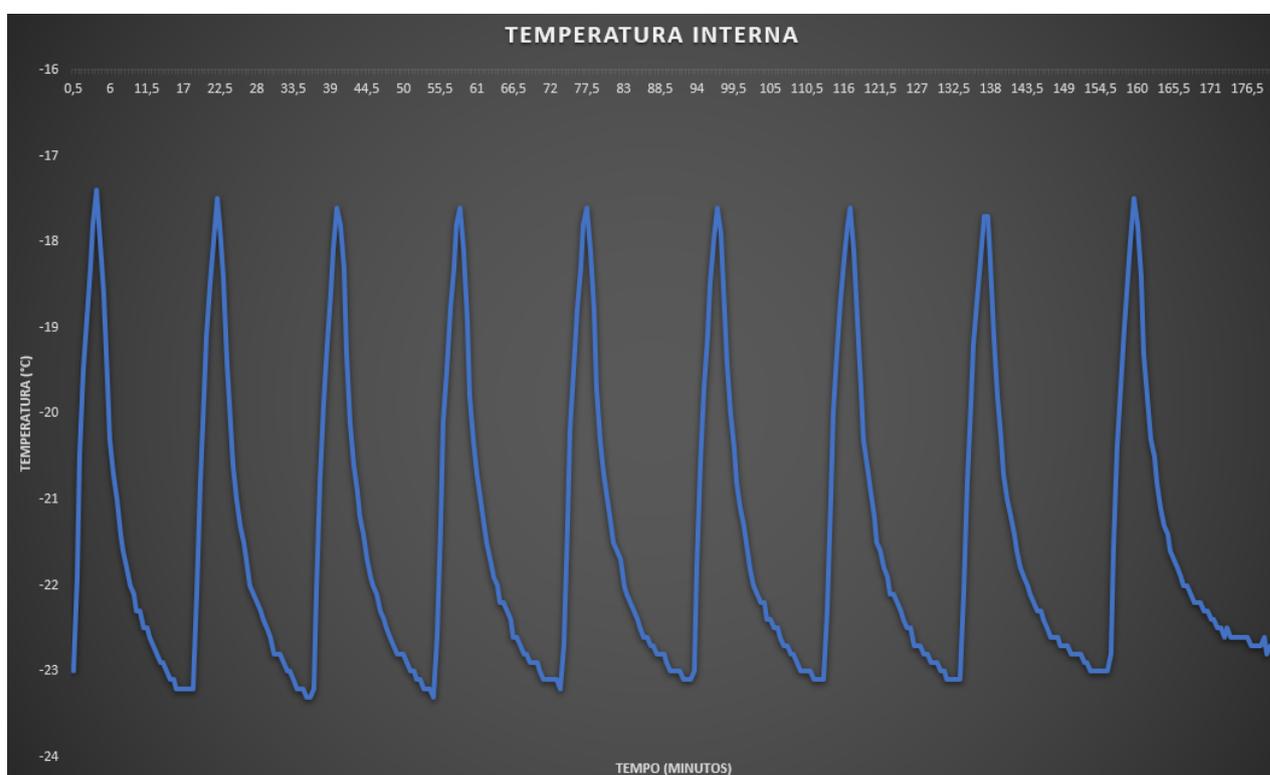
## 5.2 Consumo de energia

Após os testes de PD, o equipamento foi carregado para o teste de consumo de energia. Para tal, foi considerado somente o tempo em que o equipamento estava ciclando, sem tempo para degelos ou ainda funções de economia. Diante da falta de disponibilidade da câmara térmica onde os testes foram realizados, foi considerado apenas 3 horas de ciclo, e diante desse valor, foi calculado as 24h.

### 5.2.1 Modelo 01

O Equipamento ciclou entre as temperaturas de  $-23^{\circ}\text{C}$  e  $-17,4^{\circ}\text{C}$ , como mostrado na Figura 29

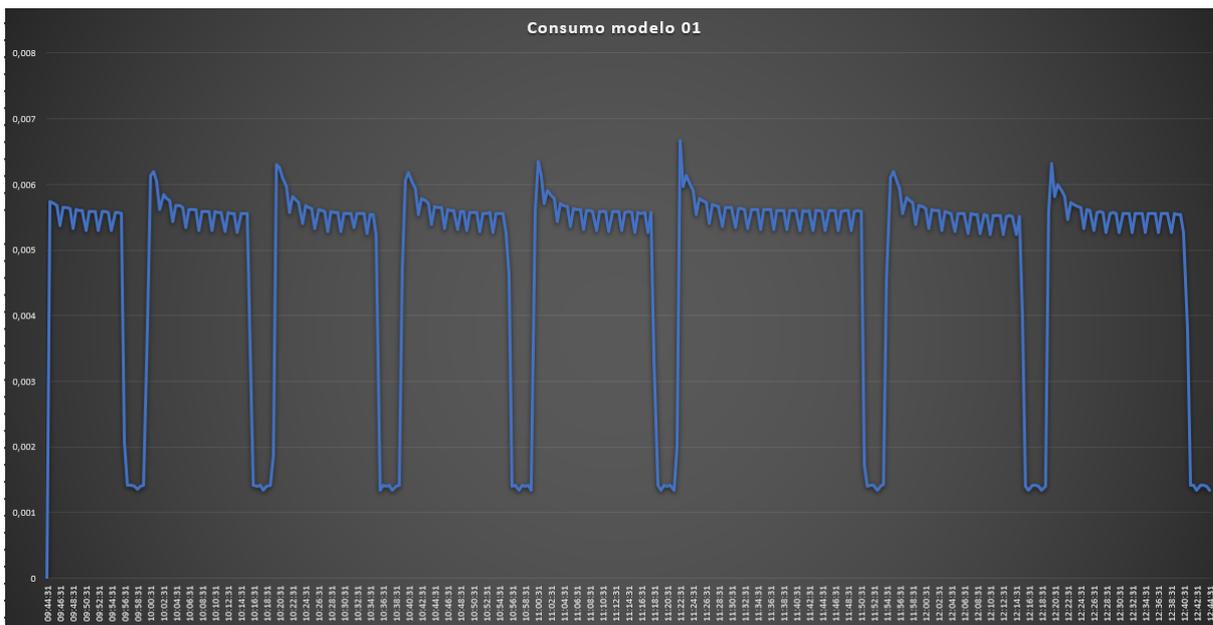
Figura 29 – Temperatura de ciclo modelo 01



Fonte: Autoria própria

As 09:44:31 começou a ser computado o consumo de energia, e depois de 3 horas, às 12:44:31 o consumo de  $1,76633\text{KWh}$ , o que equivale a  $14,13064\text{kwh}$  em 24H.

Figura 30 – Consumo de energia modelo 01

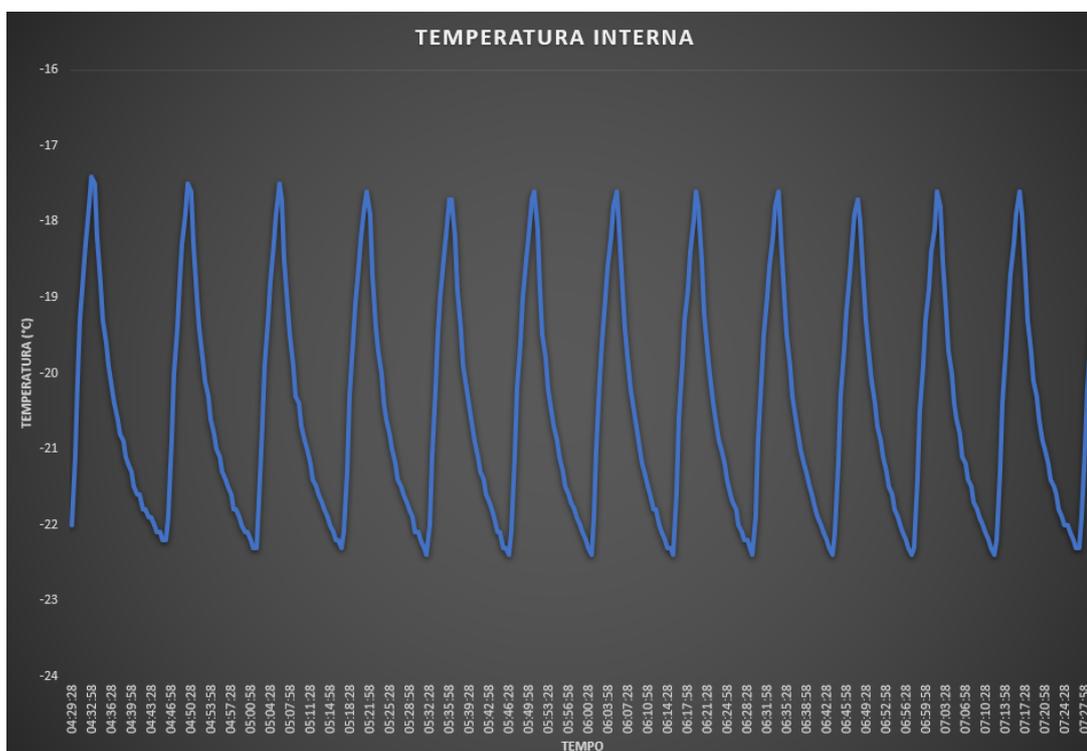


Fonte: Autoria própria

### 5.2.2 Modelo 02

Como pode-se ver na Figura 31, o equipamento ciclou entre as temperaturas de  $-17,4^{\circ}\text{C}$  e  $-22,7^{\circ}\text{C}$ ,

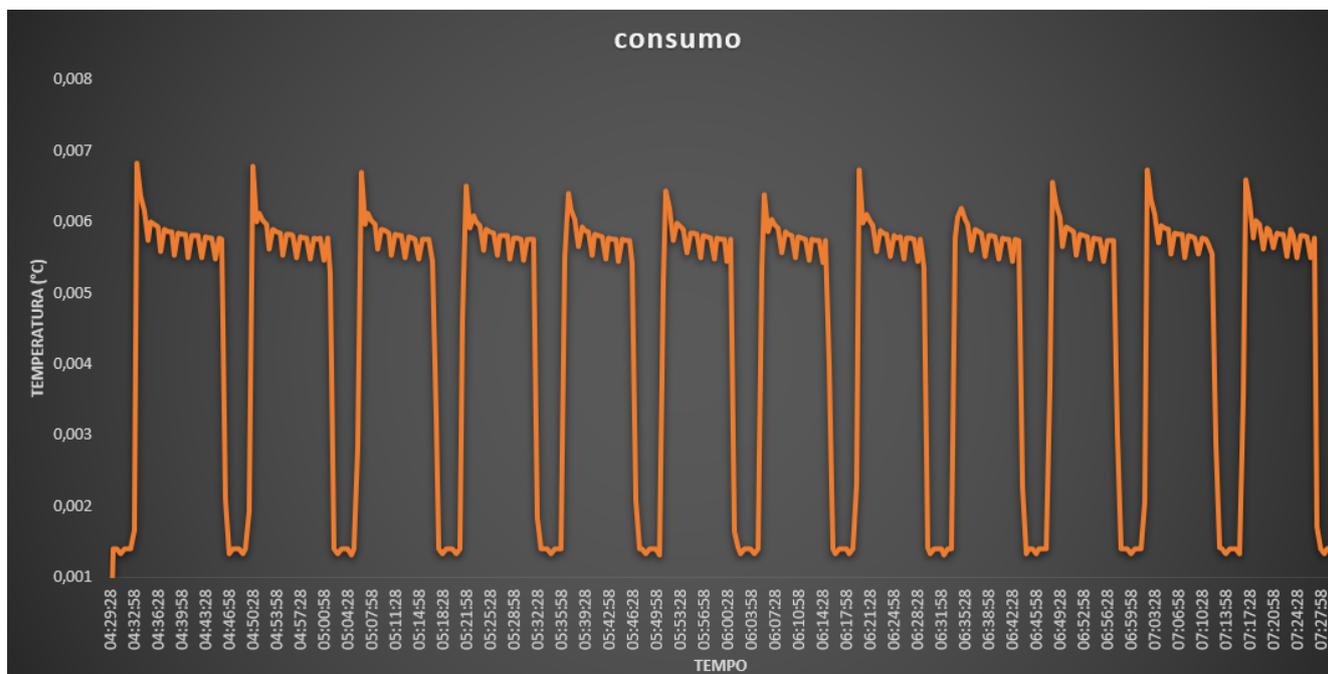
Figura 31 – Temperatura de ciclo modelo 02



Fonte: Autoria própria

Nota-se o comportamento da potência em relação ao consumo que cicla juntamente com o equipamento. Quando o compressor desliga, os vales diminuem consideravelmente, e consumindo energia somente os periféricos como iluminação, ventilador e etc.

Figura 32 – Consumo modelo 02



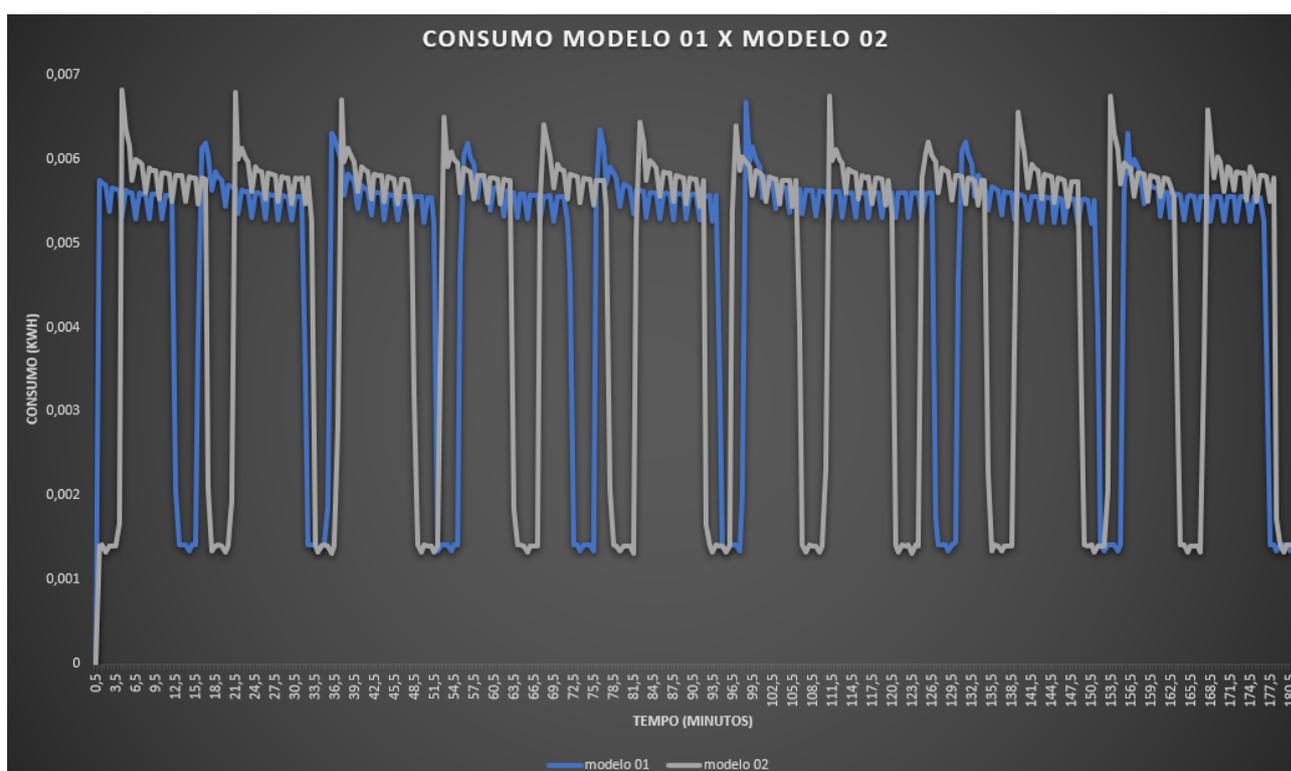
Fonte: Autoria própria

Para o modelo 02, começou a ser computado o consumo as 04h;29m;28s e após as 3h, foi computado um valor de 1,64898Kwh o que representa um valor de 13,19184kwh em 24h.

### 5.2.3 Modelo 01 x modelo 02

Comparando o gráfico de consumo dos dois modelos, é claro que o tempo em que o consumo está em seu máximo, é maior no modelo 01, devido ao tempo de baixamento de temperatura ser maior nesse modelo. Sendo assim, o modelo 02 possui mais ciclos, pelo seu tempo de ciclo ser menor, o que indica um maior tempo desligado e isso reflete em um menor consumo de energia.

Figura 33 – Consumo modelo 01 X modelo 02



Fonte: Autoria própria

### 5.3 Tempo on/off compressor

Outra causa na redução do consumo de energia, é o tempo que o compressor fica em operação durante um ciclo do equipamento. Por isso, diante de um freezer com maior eficiência energética e com capacidade de retirar calor mais rápido do ambiente interno, esse tempo tende a ser menor.

Pois, o compressor assim que atinge a temperatura ele desliga, e o ganho de temperatura é igual para os dois modelos já que o equipamento é o mesmo.

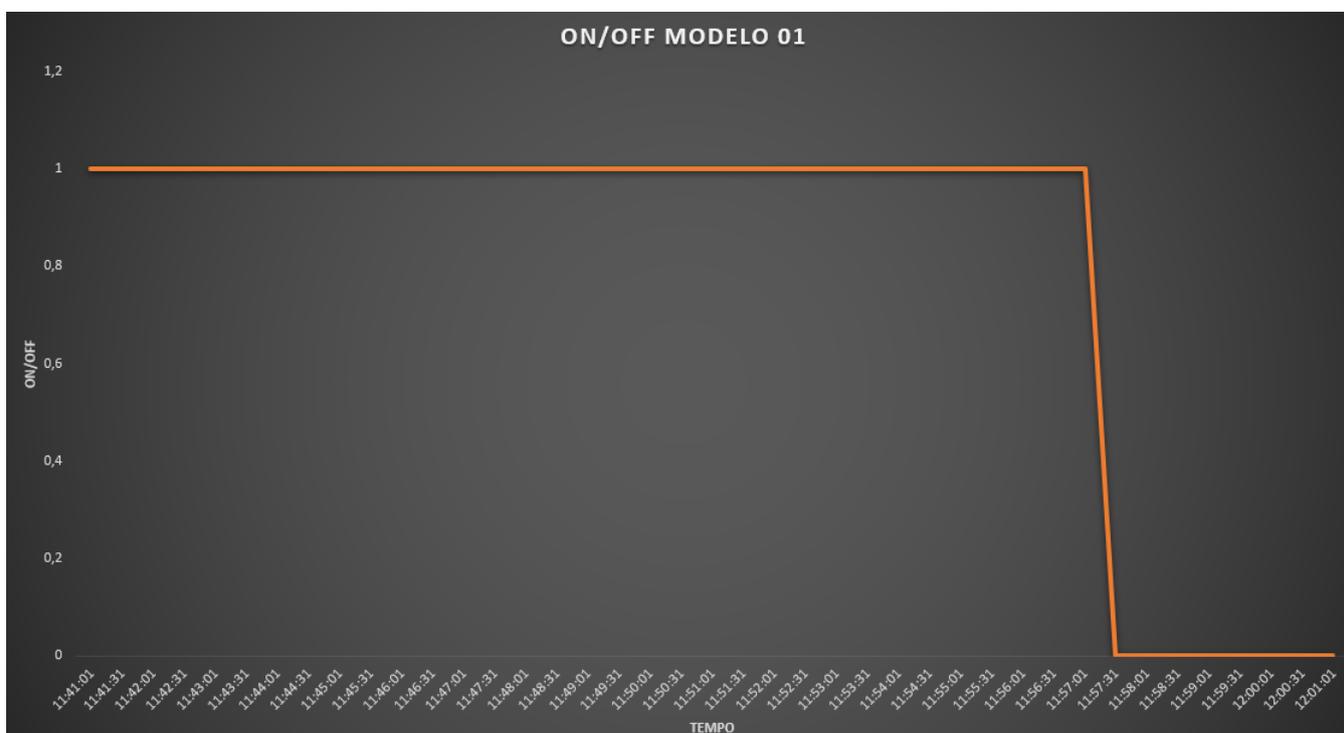
### 5.3.1 Modelo 01

No modelo 01, tempo médio de um ciclo foi de 20 minutos, onde 16min30s foram com o compressor ligado (on) e 3min30s foram desligados (off). Esse valor corresponde a 80,48% de tempo ON. Com finalidade de comparação para entender se esse número é alto ou não, pode-se comparar na norma norte americana NSF, onde os freezers comerciais são obrigados a passarem menos que 80% para que ganhem o selo de produto certificado.

Sendo assim, apesar de muito próximo, seriam necessários alguns ajustes no equipamento para que o mesmo possuísse uma taxa de on/off melhor.

Na Figura 34, o gráfico representa o tempo on/off do modelo 01, onde a posição 1 representa o compressor ligado enquanto a posição 0 representa desligado.

Figura 34 – On/Off modelo 01



Fonte: Autoria própria

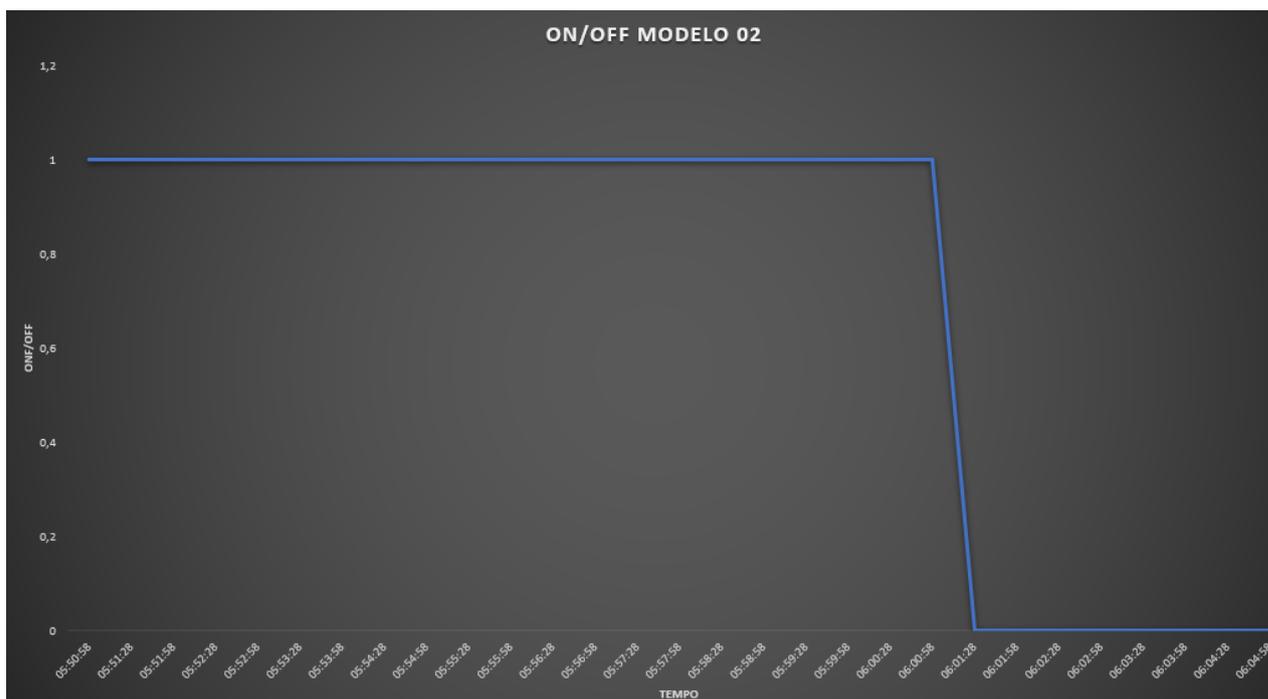
### 5.3.2 Modelo 02

Enquanto no modelo 01 a régua dos 80% foi ultrapassada, no modelo 02 encontramos uma taxa de 72,41%.

Como esperado, o tempo off foi o mesmo para os dois modelos: 03:30s, porém o tempo on do modelo 02 foi de 10min30s. Isso demonstra o quão mais eficiente é o modelo no qual o trocador tubo capilar foi implementado.

Na Figura 35, o gráfico representa o tempo on/off do modelo 02, onde a posição 1 representa o compressor ligado enquanto a posição 0 representa desligado.

Figura 35 – On/Off modelo 02



Fonte: Autoria própria

#### 5.4 Temperatura média dos blocos térmicos

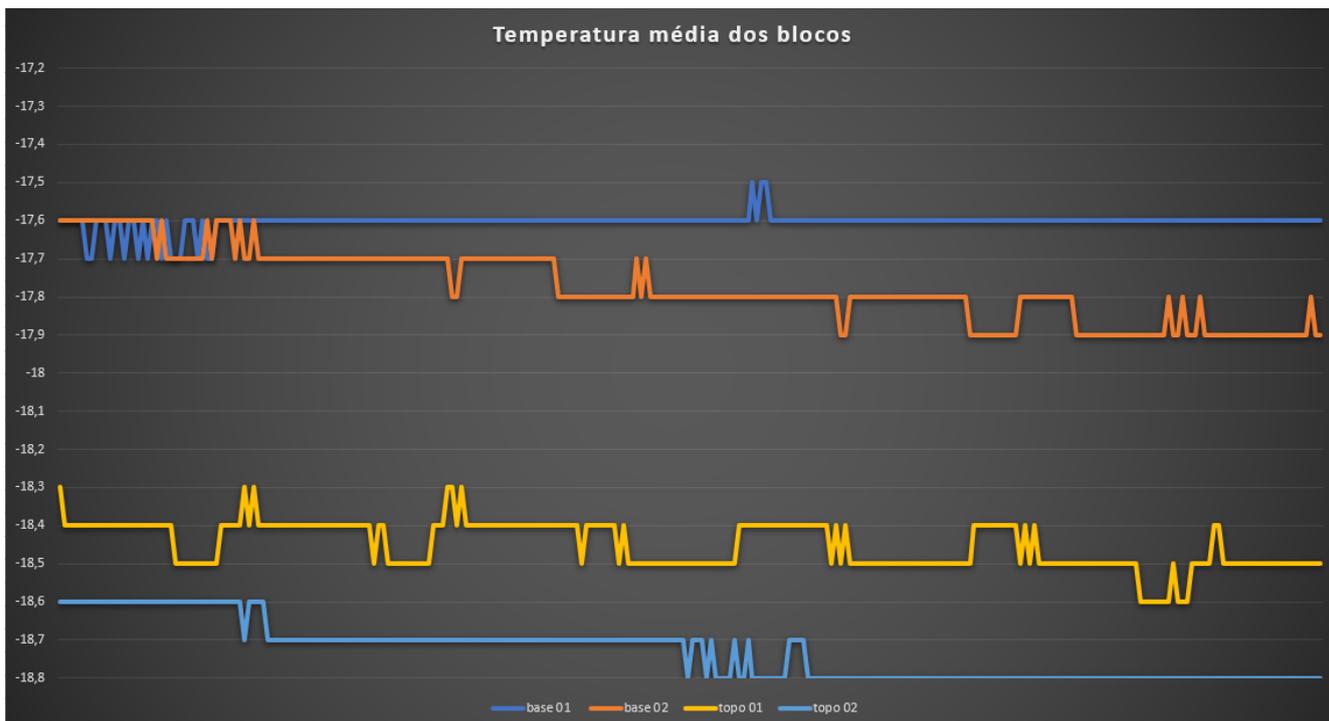
Seguindo as definições sobre o carregamento conforme a seção 4.4.3.1, os modelos 01 e 02 conseguiram ambos manter a temperatura abaixo dos  $-14^{\circ}\text{C}$ , e com isso ambos seriam aprovados. No entanto, é necessário olhar os dados com um pouco mais de critério além do que somente da temperatura média.

De início, pode-se ver que ambos os modelos não ultrapassaram  $0,1^{\circ}\text{C}$  de variação de temperatura durante o funcionamento do equipamento, devido ao diferencial ser o mesmo para os dois equipamentos que é ajustável no controlador eletrônico do equipamento.

Porém, para os mesmos blocos nas mesmas posições, nota-se que para o modelo 02 há um baixamento de temperatura em relação ao modelo 01. Isso ocorre devido à capacidade de troca térmica que o modelo tem em comparação com o outro, o que volta a baixar a temperatura mais rápido, e ao invés de somente manter a temperatura, também consegue diminuir com o tempo.

Isso é exemplificado na Figura 36, onde as linhas do modelo 01 tendem a se manterem estáveis, enquanto a do modelo 02 tem uma tendência de queda.

Figura 36 – Tempertatura média dos blocos térmicos



Fonte: Autoria própria

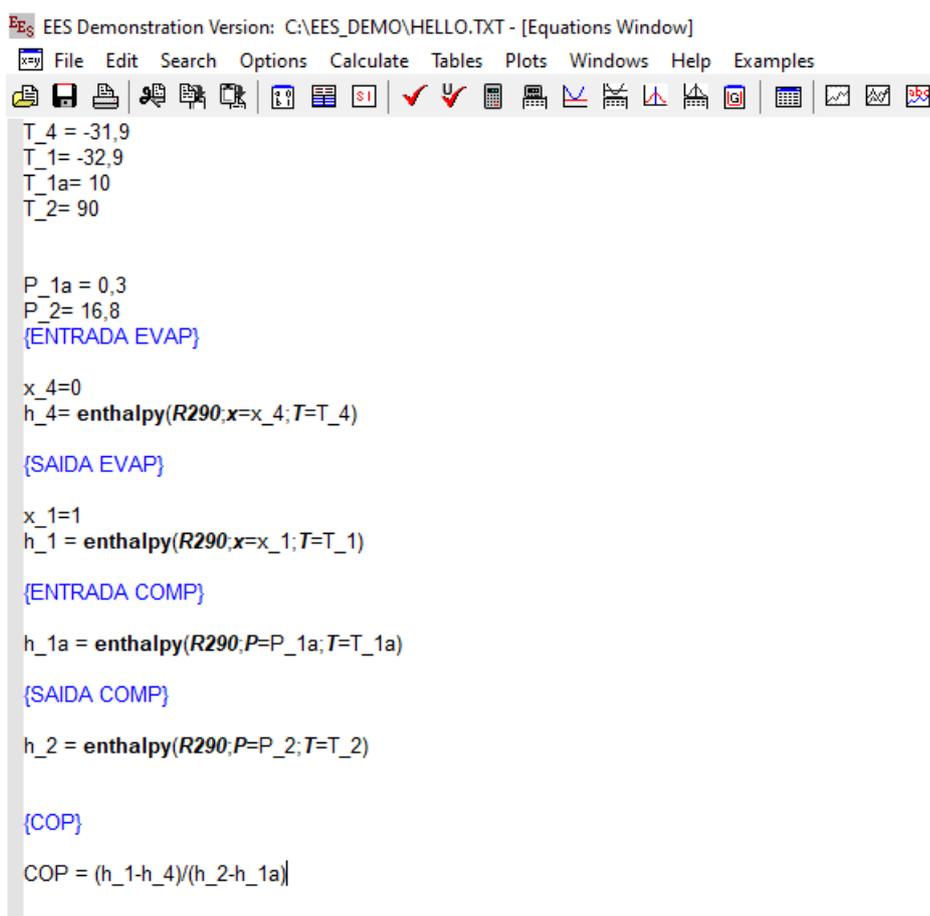
## 5.5 COP

Após os ensaios e com os resultados obtidos, foi utilizado o software EES para os cálculos do COP para o modelo 01 e 02.

### 5.5.1 Modelo 01

Para o modelo 01, foi utilizado as entradas como mostra a Figura 37.

Figura 37 – Parâmetros de entrada cálculo COP modelo 01



```

EES Demonstration Version: C:\EES_DEMO\HELLO.TXT - [Equations Window]
File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples
T_4 = -31,9
T_1 = -32,9
T_1a = 10
T_2 = 90

P_1a = 0,3
P_2 = 16,8
{ENTRADA EVAP}

x_4 = 0
h_4 = enthalpy(R290; x=x_4; T=T_4)

{SAIDA EVAP}

x_1 = 1
h_1 = enthalpy(R290; x=x_1; T=T_1)

{ENTRADA COMP}

h_1a = enthalpy(R290; P=P_1a; T=T_1a)

{SAIDA COMP}

h_2 = enthalpy(R290; P=P_2; T=T_2)

{COP}

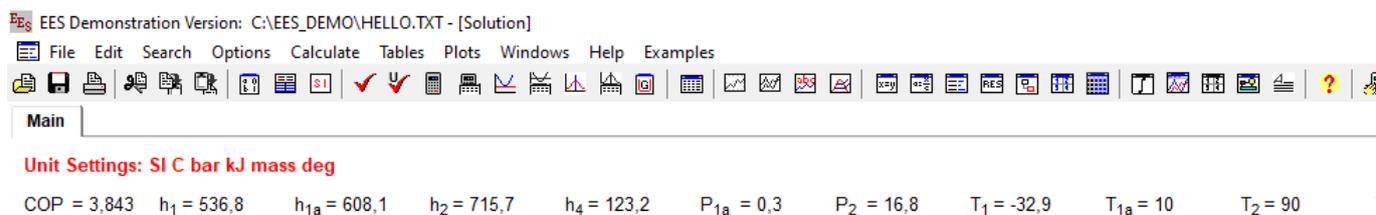
COP = (h_1 - h_4) / (h_2 - h_1a)

```

Fonte: Autoria própria

Diante desses valores, foi encontrado um COP de 3,843, como mostra a Figura 38.

Figura 38 – COP modelo 01



```

EES Demonstration Version: C:\EES_DEMO\HELLO.TXT - [Solution]
File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples
Main
Unit Settings: SI C bar kJ mass deg
COP = 3,843  h_1 = 536,8  h_1a = 608,1  h_2 = 715,7  h_4 = 123,2  P_1a = 0,3  P_2 = 16,8  T_1 = -32,9  T_1a = 10  T_2 = 90

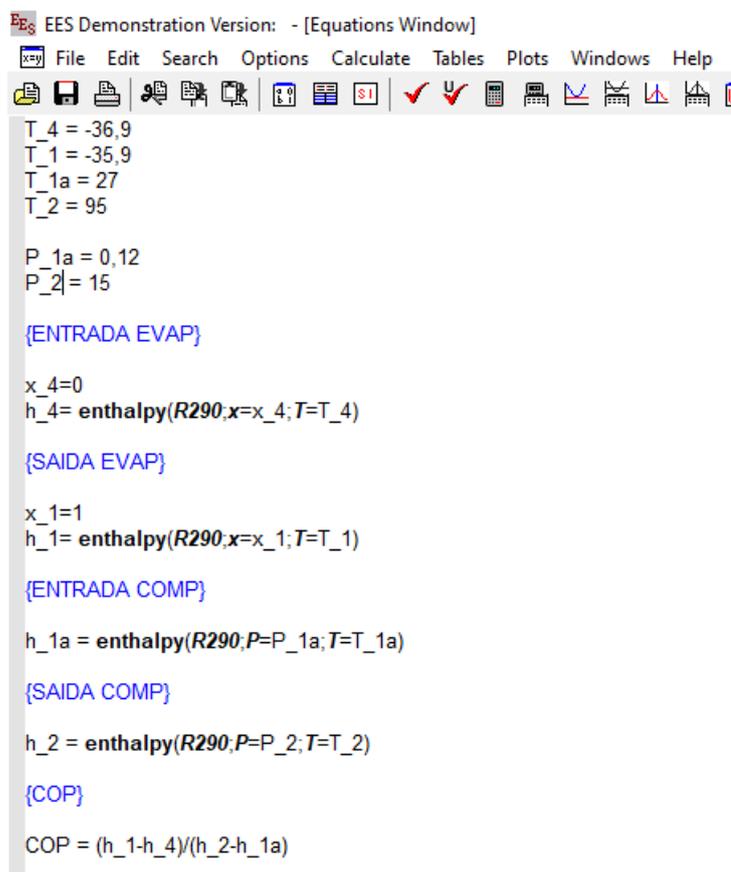
```

Fonte: Autoria própria

## 5.5.2 Modelo 02

Para o modelo 02, foi utilizado as entradas como mostra a Figura 39

Figura 39 – Parâmetros de entrada cálculo COP modelo 02



```

EES Demonstration Version: - [Equations Window]
File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help
T_4 = -36,9
T_1 = -35,9
T_1a = 27
T_2 = 95

P_1a = 0,12
P_2 = 15

{ENTRADA EVAP}

x_4=0
h_4= enthalpy(R290;x=x_4;T=T_4)

{SAIDA EVAP}

x_1=1
h_1= enthalpy(R290;x=x_1;T=T_1)

{ENTRADA COMP}

h_1a = enthalpy(R290;P=P_1a;T=T_1a)

{SAIDA COMP}

h_2 = enthalpy(R290;P=P_2;T=T_2)

{COP}

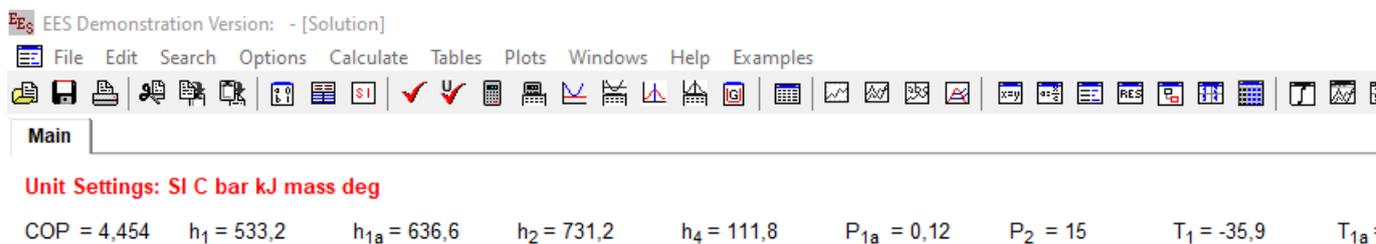
COP = (h_1-h_4)/(h_2-h_1a)

```

Fonte: Autoria própria

Diante desses valores, foi encontrado um COP de 4,454, como mostra a Figura 40.

Figura 40 – COP modelo 02



```

EES Demonstration Version: - [Solution]
File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples
Main
Unit Settings: SI C bar kJ mass deg
COP = 4,454   h1 = 533,2   h1a = 636,6   h2 = 731,2   h4 = 111,8   P1a = 0,12   P2 = 15   T1 = -35,9   T1a =

```

Fonte: Autoria própria

## 5.5.3 Modelo 01 x modelo 02

Diante do modelo 02 apresentar melhores desempenhos em todos os testes, já era esperado que o COP do modelo 02 fosse maior, e assim o foi. Isso é um reflexo de uma

melhoria na eficiência como um todo do sistema, e uma vez que os títulos na entrada e saída do evaporador foram considerados os mesmos nos cálculos do COP, a melhoria foi consequência da menor temperatura no evaporador e uma maior temperatura na entrada do compressor do modelo 02.

Sendo assim, os cálculos do COP reforçam numericamente que o modelo 02, possui uma eficiência maior.

## 6 CONCLUSÃO

Diante dos resultados, ficou evidente a melhoria do equipamento em todos os ensaios realizados quando o mesmo utiliza o trocador concêntrico, corroborando os estudos anteriormente publicados. Abaixo, com intuito de resumo de dados, encontra-se uma tabela que trás todos os dados de maneira condensada com maior facilidade para o leitor absorver a enorme variedade de informações que foi trazida nesse estudo:

Tabela 4 – Tabela comparativa de dados

	Modelo 01	Modelo 02
Tempo Pulldown	81 minutos e 30 segundos	72 minutos
Temperatura interna mínima	-25,4°C	-27,8°C
Temperatura evaporador entrada saída	-32,8°C   -33,7°C	- 36,9°C   -35,9°C
Temperatura linha de sucção	8,4°C	27,4°C
Consumo de energia	14,13064kwh em 24h	13,19184kwh em 24h
Tempo on/off compressor	16min:30/03:30s	10min30s/03:30s
COP	3,843	4,454

Diante da tabela 4, nota-se que em todos os ensaios o modelo 02 obteve um melhor desempenho em comparação com o modelo 01.

- Tempo Pull down: Houve uma redução de 11,65%
- Temperatura interna mínima: Houve um ganho de -2,4°C
- Temperatura do evaporador: Além do ajuste para que a entrada tivesse a menor temperatura e não a saída, houve também uma diferença de temperatura de -4,1°C na entrada e de -2,2°C na saída.
- Temperatura linha de sucção: Houve uma diferença de 19°C na temperatura na linha de sucção (pré condensador), onde sabe-se que é ideal que o compressor não trabalhe com temperaturas baixas onde pode ocorrer uma mudança de fase do gás refrigerante.
- Consumo de energia: Houve uma redução de aproximadamente 1kw/24h.
- Tempo on/off: houve uma redução de 15,15% no tempo on do compressor.
- COP: Aumento do COP de 3,843 para 4,454

Com mais de 40 horas de ensaio em câmara, foi possível avaliar que em todos os quatro ensaios o modelo 02 apresentou melhores resultados. O que justifica a mudança dos trocadores para o modelo concêntrico de todos os produtos produzidos na Mercofricon.

Nos dois principais ensaios para o mercado comercial de freezers, Pull down e consumo de energia, foram onde os principais resultados foram computados, se apresentando como uma possível solução para um projeto de redução de consumo de energia sem perda de eficiência.

Diante de um cenário mundial, onde as grandes empresas consumidoras de freezers comerciais estão cada vez mais engajadas em redução de consumo de energia, soluções que trazem resultados com poucos investimentos são procuradas pelos fabricantes. Por isso, entender numericamente o ganho devido aos diferentes trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção, se faz necessário para a escolha do melhor modelo para cada tipo de aplicação.

Como trabalhos futuros, pode-se sugerir:

- Repetir o estudo adicionando ensaios de Half reload e abertura de porta.
- Estudo do sistema com um evaporador e compressor de menores dimensões;
- Estudo de economia de custos que justifiquem um projeto de trocador lateral brasado;
- Estudo sobre a troca de projetos que utilizam válvula de expansão por trocadores capilares, sem perda de eficiência;
- Estudo utilizando CFD, para dimensionamento dos trocadores tubo-capilares concêntricos;
- Estudo sobre relação entre tamanhos de compressores com os tipos de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BOABAID, C. **Análise do desempenho de tubos capilares adiabáticos**. Universidade Federal de Santa Catarina, 1994.
- BORNIA, A. C.; BOENG, J; CATARINA, A. S. **Uma análise experimental do desempenho de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção aplicados em refrigeradores domésticos**. Universidade Federal de Santa Catarina 2020.
- BOLSTAD, M. M.; JORDAN, R. C. **Theory and use of the capillary tube expansion device**. Refrigerating Engineering, v. 56, n. 6, p. 519-523, 552, 1948
- DA SILVA, D. L. **Análise teórico-experimental da expansão transcítica de dióxido de carbono em tubos capilares adiabáticos**. Universidade Federal de Santa Catarina, 2008.
- DIRIK, E. INAN, C.; TANES, M. Y. **Numerical and Experimental Studies on Adiabatic and Nonadiabatic Capillary Tubes with HFC-134a**. 1994.
- IEC. (2015). **IEC 32552-2:2015** Household refrigerating appliances - Characteristics and test methods - Part 2: Performance requirements and energy consumption. Geneva, Switzerland: International Electrotechnical Commission.
- ISO. (2015). **ISO 23953-2:2015** Refrigerated display cabinets - Part 2: Classification, requirements and test conditions. Geneva, Switzerland: International Organization for Standardization.
- ISO. (2016). **ISO 60335-1:2016** Household and similar electrical appliances - Safety - Part 1: General requirements. Geneva, Switzerland: International Organization for Standardization.
- MENDONÇA, K. C., PEREIRA, G. S., SILVA, D. S. S., FERREIRA, R. T. S. (1996). **Análise experimental de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção do tipo lateral**.
- MORAN, M., SHAPIRO, H. (2012). **Fundamentals of Engineering Thermodynamics**. 5th ed. Hoboken: John Wiley Sons Inc.
- NEGRAO, C., MELO, C. Modelo simplificado para trocadores de calor Tubo Capilar-Linha de Sucção. Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica. Anais... Florianópolis: 1999a.
- NSF International. (2021). **NSF/ANSI 7-2021: Commercial refrigerators and freezers**. Ann Arbor, MI: NSF International.

RUBAS, P. J.; BULLARD, C. W. **Factors Contributing to Refrigerator Cycling Losses.** *International Journal of Refrigeration*, v. 18, p. 168-176, 1995

SAAD SAMI FARHAN, T. K. SALEM, M. N. ISMAEL, T. K. IBRAHIM. (2021). **Impact of suction line on evaporator effectiveness in refrigeration cycle.** *Case Studies in Thermal Engineering*, 27.

STAEBLE, L. A. **Theory and use of a capillary tube for liquid refrigerant control.** *Refrigerating Engineering*, v. 55, n. 1, p. 55–105, 1948.

TABARES GÓMEZ, D. A. **Avaliação experimental do desempenho térmico de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção.** 2018. 138 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2018.