



UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR  
Engenharia

# **Estudos experimentais de análise do desempenho termodinâmico e eficiência energética de equipamentos de refrigeração em climas tropicais**

**Gustavo Galdi Heidinger**

Tese para obtenção do Grau de Doutor em  
**Engenharia Mecânica**  
(3º ciclo de estudos)

Orientador: Prof. Doutor Pedro Dinis Gaspar

**Covilhã, julho de 2018**



## Agradecimentos

Transformar ideias em factos através de ensaios e experiências, transcrevê-las em formulários de cálculo, gráficos e números e, por último, analisar e medir os resultados são parte da engenharia, matemática e física que compõe o conteúdo desta tese. As ciências mencionadas são exatas, ou seja, existe o sim e o não, o certo e o errado, o possível e o impossível e, todas as alternativas são passíveis de avaliação. Assim, é possível mensurar o impacto de cada variável no resultado final de um procedimento científico. Porém, nesta seção é diferente, não é exata e é impossível mensurar o tamanho da gratidão que tenho a todas as pessoas que de algum modo ajudaram a atravessar os caminhos mais adversos, incentivaram a seguir em frente quando a luz da esperança parecia distante, orientaram na tomada de decisões e acreditaram nos meus objetivos. Contenta-me enormemente agradece-los.

Ao Professor Doutor Pedro Dinis Gaspar do Departamento de Engenharia Eletromecânica da Universidade da Beira Interior, orientador científico que conduziu a elaboração da tese com sabedoria, transparência e discernimento. Desejo expressar o meu mais sincero agradecimento por ter aceitado o desafio de orientar esta tese e pela amizade e confiança sempre demonstrada. Tenho certeza que um oceano de distância tornou tudo ainda mais imprevisível que o normal.

À ELETROFRIO Refrigeração e seu presidente José Antonio Paulatti, que permitiu o uso de suas instalações laboratoriais e disponibilizou todo o tempo e recursos necessários para conclusão deste trabalho. Expresso a minha profunda admiração e reconhecimento ao Diretor Geral, Eng. Luiz Renato de Oliveira Chueire, sem o apoio do qual esta tese não seria possível e, também, por toda a orientação profissional e confiança recebida ao longo dos anos. Meus sinceros agradecimentos ao estimado amigo Eng. Samuel Mariano do Nascimento por toda contribuição intelectual nos momentos de dúvidas e discussões que em muito contribuíram para o aprofundamento do conhecimento sobre os temas em questão. Agradeço

fortemente aos amigos Gilmar da Silva e Wilson da Cruz de Jesus que sempre com muita disposição e alegria foram parte fundamental da fase experimental deste plano de trabalho.

A minha amada e incrível esposa Manuela que esteve sempre ao meu lado compartilhando momentos realizadores e frustrantes desta longa jornada. Seu apoio incondicional e suas palavras aconselhadoras foram um diferencial para a conclusão deste trabalho. Juntos somos mais fortes, muito obrigado.

Aos meus queridos e amados pais Karin e Renato (in memoriam) que sempre objetivaram preparar-me para os desafios da vida de uma educação de valor, agradeço por toda a dedicação e confiança despendidos em todos os momentos. Também agradeço à minha irmã Larissa pela qual nutro admiração e respeito. Graças a vocês aprendi os verdadeiros valores da família, dos estudos e do trabalho que foram fundamentais para basear esta tese.

Os meus mais sinceros e não menores agradecimentos a todos os demais amigos, colegas e familiares que de alguma maneira contribuíram para a conclusão deste projeto.

## Resumo

A análise do desempenho termodinâmico e eficiência energética de equipamentos de refrigeração em climas tropicais é onde incide o foco deste trabalho. Os ensaios experimentais realizados tiveram o objetivo de mensurar as diferenças de desempenho de expositores refrigerados abertos e fechados com portas de vidro, de média e baixa temperatura em função do clima sob o qual se encontram em operação. A indústria mundial de desenvolvimento de expositores refrigerados utiliza a condição climática de ar ambiente com temperatura de 25 °C com 60% de humidade relativa (classe climática n.º 3), como limite máximo admissível para o bom funcionamento e operação destes equipamentos. Assim sendo, será analisado o desempenho global de expositores refrigerados sob funcionamento em climas tropicais, definida neste trabalho como sendo a condição climática de ar ambiente de temperatura 27 °C com 70% de humidade relativa (classe climática n.º 6), que excede o limite tido como padrão. A necessidade desse estudo vem da realidade de operação deste tipo de equipamentos que pode ocorrer nas mais adversas situações, principalmente em ambientes de lojas sem condicionamento de ar e em cidades litorais localizadas em países de clima tropical.

Os ensaios experimentais em equipamentos abertos quantificaram, em função da alteração da classe climática n.º 3 para n.º 6 na qual o expositor está inserido, a necessidade de diminuição no sobreaquecimento do fluido refrigerante que circula no evaporador, de modo a reduzir a temperatura média na descarga de ar (-0,5 °C) e manter a temperatura de conservação dos produtos dentro dos limites regulamentais, mas com aumento da massa total de água condensada entre as alhetas no evaporador (+47%). Tem-se também uma maior formação de gelo entre as alhetas do evaporador, que afeta significativamente a distribuição de ar, a diferença de pressão do ar através do evaporador (+38%) e impacta na taxa de redução do caudal de ar circulante (-66%), relativamente à condição do evaporador livre de gelo durante o período de operação. Com a alteração da classe climática n.º 3 para n.º 6, ocorre aumento das cargas térmicas sensível (+10%), latente (+46%) e total (+25%).

Evaporadores com mesma área de troca térmica e diferentes configurações de alhetas, com espaçamento não-uniforme, foram projetados com o objetivo de reduzir a quantidade de gelo formado (-18%) e conseqüentemente aumentar o tempo de operação antes da descongelação. No entanto, devido à redução do tempo de residência entre o ar e as alhetas, a permuta térmica mostrou-se menos eficiente (-14%), prejudicando a temperatura média do ambiente refrigerado (+0,7°C). Portanto, os evaporadores com espaçamento não uniforme só se mostrarão eficazes com aumento da área de troca térmica.

A formação de água e gelo, ou seja, a carga térmica latente é energia gasta na condensação e congelação do vapor de água presente no ar ambiente e em nada contribui para a refrigeração dos produtos. Desse modo, os expositores verticais fechados com portas de vidro foram analisados. Ao alterar a classe climática n.º 3 para n.º 6, a massa de água condensada no evaporador aumenta (+45%) e a carga térmica aumenta (+11%), se existirem frestas de 6 mm entre as portas de vidro. A existência destas frestas pode decorrer da requalificação de equipamentos abertos ou como solução técnica para redução da condensação nas superfícies vidradas. Sem a influência das frestas, os valores alteram para 41% e 9%, respectivamente. A presença das frestas tem impacto direto nas temperaturas médias do ar e, conseqüentemente, no Fator de Infiltração de Ar (TEF) que aumenta (+48%) sob a classe climática n.º 6. A partir dos resultados obtidos, defende-se o uso das portas em climas adversos, devido à diminuição da carga latente (-90%), à redução na temperaturas dos produtos (-1,5°C) e à redução de carga térmica (-75%).

Por fim, a análise da influência do clima tropical foi estendida ao ambiente interno (classe climática) e externo num equipamento refrigerado vertical fechado com portas de vidro de baixa temperatura, com compressor incorporado ao móvel e condensação a água. Ao manter a temperatura média de condensação do fluido refrigerante em 50°C, o consumo de energia do compressor aumenta (+10%), quando a classe climática é alterada da n.º 3 para n.º 6 e a temperatura dos produtos aumenta (+3,0°C). Independente da classe climática, o aumento da temperatura média de condensação de 45°C para 50°C, leva ao aumento do consumo de energia do equipamento (+8%) e da temperatura dos produtos (+1,6°C).

Dos resultados obtidos obtém-se uma melhoria significativa na compreensão dos fenómenos físicos envolvidos e do real impacto do incremento de temperatura e humidade relativa do ar ambiente na eficiência global dos expositores refrigerados. Evidencia-se que o clima tropical impacta de maneira extremamente negativa o desempenho global de

expositores refrigerados, podendo prejudicar a conservação dos alimentos se uma nova regulação dos parâmetros de funcionamento não for realizada e, portanto, o benefício energético do uso de portas vai de encontro com a perspectiva de desenvolvimento global sustentável. A variação da temperatura do ar ambiente externo afeta significativamente o desempenho dos equipamentos de refrigeração com compressor incorporado e condensação a água e, portanto, no caso da aplicação em locais com elevada amplitude climática, é necessário levar em consideração maiores folgas de dimensionamento nos componentes a fim de atender todas as situações de operação.

Nesta perspectiva, o conteúdo exposto neste trabalho fornece uma base sólida de conhecimento da operação de equipamentos expositores refrigerados em condições de clima tropical (elevada temperatura e humidade relativa do ar), que são de extrema valia para novos desenvolvimentos tanto de formas de controlo, regulação e comando baseadas nas variações das grandezas físicas envolvidas em cada uma das condições de clima experimentadas e quanto à seleção e dimensionamento de componentes para operar na condição mais adversa de clima. Os resultados experimentais aqui apresentados orientam como proceder de forma a garantir o funcionamento adequado do equipamento, que garantirá qualidade de temperatura aos produtos expostos, em condições climáticas que ultrapassam o limite definido mundialmente como padrão para homologação de expositores refrigerados, que são comumente encontrados em países de clima tropical.

## Palavras-chave

Equipamentos Expositores Refrigerados

Portas de Vidro

Eficiência Energética Global

Climas Tropicais

Estudo Experimental

Evaporadores de Refrigeração

Condensação e Congelamento de Água

## **Abstract**

The analysis of thermodynamic performance and energy efficiency of refrigeration equipment in tropical climates is the focus of this thesis. Experimental tests were conducted to measure the performance differences of open and glass doors refrigerated display cabinets for medium and low temperature depending on the climate classification around the equipment. The worldwide industry devoted to the development of refrigerated display cases apply the climate condition of 25°C temperature and 60% relative humidity of air ambient (climate class n.°3) as the maximum allowable limit for the proper performance and operation of these equipment. Thus, the overall performance of refrigerated displays cases will be analyzed under tropical climates, determined in this work as 27°C temperature and 70% of relative humidity of the ambient air (climate class n.°6), which exceeds the standard limit. The need for this study comes from real observations on the adverse environmental where these type of equipment can operate, mainly in stores without air conditioning located in tropical climate coastal cities.

Experimental tests performed in open display cases are developed to quantify, due the change of climate class n.°3 to n.°6, the necessity of reduction in the superheat of the circulating refrigerant on the evaporator, in order to reduce the average discharge air temperature in -0,5°C and keep constant the storage product temperature. The total condensed water mass between the evaporator fins increases +47%. As the total condensed water mass is increases and the evaporator temperatures are negative, there is a greater frost formation between the evaporator fins which significantly affects the air distribution, the air pressure diference through the fins (+38%) and impacts on the circulating air flow reduction rate (-66%) in comparison with the frost-free evaporator. As climate class goes from n.°3 to n.°6, the sensible heat load increases (+10%), the latent heat load increases (+46%) and the total heat load increases (+25%). Evaporators with the same thermal exchange area and different non-uniform fins patterns were designed to reduce the amount of frost formation (-18%) and consequently increase the operating time between defrosts.

However, due the reduced resident time between the air and the fins, the heat exchange efficiency decreases (-14%), increasing the average temperature of the refrigerated environment (+0,7°C). The evaporadors with non uniform fins pattern will only be effective increasing the thermal exchange area.

The water and frost formation, i.e., the latent heat load is spent energy on the ambient air water vapour condensating and freezing and does not contribute to the products refrigeration. Thus, the overall performance of vertical refrigerated display cases with glass doors were analised from the climatic condition point of view. By changing the climate class from n.°3 to n.°6, the evaporator condensed water mass increases (+45%) and the heat load increases (+11%) if a 6 mm gap exists between the doors. The existence of these gaps can be due to the retrofit of open equipment or as a technical solution to reduce condensation on glazed surfaces. Without the gaps, the values are +41% and +9%, respectively. The presence of the gaps impacts on the air temperatures and consequently on the Thermal Entrainment Factor (TEF) which rises (+48%) under climate class n°6. The use of doors in aggressive climates is supported by reductions in the latent load (-90%), product temperatures (-1,5°C) and heat load (-75%).

Finally, the analysis of the tropical climate influence was extended to the internal (climate class) and external environmental on a self-contained vertical refrigerated display cases with glass doors for low temperature with water condensating unit. By keeping the refrigerant average condensing temperature at 50°C and changing the climate class n.°3 to n.°6, the compressor energy consumption increases (+10%) and the product temperatures decreases (-3,0°C). Change the climate class leads to a new quantity of daily defrosts due the excess of the frost formation on the evaporator coil. Regardeless of the climatic class, by increasing the average condensing temperature from 45°C to 50°C, the compressor energy consumption increases (+8%) as well as the product temperature (+1,6°C).

The obtained results show a significant improvement in the comprehension of the physical phenomena involved and the real impact of the increase of temperature and relative humidity of the external environmental in the global efficiency of the open display cases. From the experimental tests analysis, it is evident that the climate has an extremely negative impact on the overall performance of refrigerated display equipment, and may jeopardize food preservation if a new adjustment of the operating parameters is not regulated. Thus, the energy benefit of the door use allows the prospect of sustainable global

development. The external environment air temperature variation significantly affects the performance of the self-contained refrigeration equipment with water condensing unit. Therefore, in the case of high climatic amplitude environment, it is necessary to ensure that the components will achieve the needed capacity in the most adverse operating conditions.

In this perspective, the exposed information in this Thesis provides a solid basis of knowledge about the refrigerated display cases operation in tropical climate conditions (high air temperature and relative humidity) that are relevant for new developments in control, regulation and command methods based in the physical variables involved in each climate condition experienced and, simultaneously at the components design to operate in the most adverse climate condition. The presented experimental results guide how to ensure the proper operation of the equipment, which will guarantee temperature quality to the products exposed in climate conditions that exceed the standard worldwide climate conditions of development refrigerated display cases, that are commonly found in tropical climate countries.

## **Keywords**

Refrigerated Display Cases

Glass Doors

Global Energy Efficiency

Tropical climates

Experimental Study

Refrigeration Evaporators

Water Condensing and Frosting

---

# Índice

Agradecimentos .....	i
Resumo .....	iii
Abstract .....	vii
Índice .....	xi
Lista de Figuras .....	xv
Lista de Tabelas .....	xxiii
Nomenclatura .....	xxvii
<b>1. Introdução .....</b>	<b>1</b>
1.1. Enquadramento.....	1
1.2. O problema em estudo e a sua relevância .....	4
1.3. Objetivos e contribuição da tese .....	7
1.4. Visão geral e organização da tese .....	9
<b>2. Estado da arte .....</b>	<b>11</b>
2.1. Introdução.....	11
2.2. Permutadores de calor de tubos alhetados .....	13

2.2.1.	Variáveis geométricas e de operação.....	15
2.2.2.	Investigações e testes experimentais.....	17
2.3.	Desempenho de expositores refrigerados .....	28
2.3.1.	Investigações e testes experimentais.....	31
2.4.	Desempenho de evaporadores em expositores refrigerados.....	39
2.4.1.	Investigações e testes experimentais.....	40
2.5.	Nota conclusiva.....	41
<b>3.</b>	<b>Materiais e Métodos .....</b>	<b>43</b>
3.1.	Introdução .....	43
3.2.	Recursos experimentais .....	43
3.2.1.	Expositor Refrigerado Vertical Aberto .....	44
3.2.2.	Expositor refrigerado vertical fechado de média temperatura .....	53
3.2.3.	Sistema mecânico de refrigeração .....	60
3.2.4.	Expositor refrigerado vertical fechado de baixa temperatura .....	61
3.2.5.	Câmara climática .....	70
3.2.6.	Equipamentos experimentais .....	73
3.2.7.	Recolha de dados .....	75
3.3.	Ensaio experimentais.....	75
3.4.	Modelo Físico-Matemático .....	77
3.4.1.	Introdução .....	77

---

3.4.2.	Modelo matemático do fluido refrigerante .....	77
3.4.3.	Modelo matemático do ar .....	79
3.5.	Nota conclusiva.....	86
<b>4.</b>	<b>Análise e Discussão de Resultados .....</b>	<b>87</b>
4.1.	Introdução.....	87
4.2.	Resultados experimentais.....	87
4.2.1.	Influência da condição ambiente no desempenho do expositor refrigerado vertical aberto de média temperatura .....	88
4.2.2.	Influência da distribuição de alhetas no evaporador do expositor refrigerado aberto de média temperatura .....	110
4.2.3.	Influência da condição ambiente no desempenho do expositor vertical fechado de média temperatura.....	120
4.2.4.	Comparação entre expositores refrigerados abertos e fechados de média temperatura em diferentes condições do ambiente .....	135
4.2.5.	Influência da condição ambiente no desempenho do expositor vertical fechado de baixa temperatura .....	141
4.3.	Nota conclusiva.....	151
<b>5.</b>	<b>Conclusões .....</b>	<b>153</b>
5.1.	Conclusões gerais .....	153
5.1.1.	Conclusões das análises experimentais em expositores refrigerados verticais abertos	153
5.1.2.	Conclusões das análises experimentais em expositores refrigerados verticais fechados de média temperatura .....	156

5.1.3. Conclusões da comparação entre expositores refrigerados verticais abertos e fechados de média temperatura .....	157
5.1.4. Conclusões das análises experimentais em expositores de congelação verticais fechados .....	158
5.2. Sugestões de trabalhos futuros .....	162
<b>Referências Bibliográficas .....</b>	<b>165</b>
<b>Anexo A - Resultados Experimentais .....</b>	<b>173</b>

## Lista de Figuras

Fig. 1 - Distribuição percentual da faturação num supermercado típico (FMI, 2015). .....	3
Fig. 2 - Inflação anual no preço dos alimentos (BLS,2016). .....	4
Fig. 3 - Distribuição percentual do consumo de energia em grandes supermercados (ASHRAE,2010). .....	5
Fig. 4 - Diferentes tipos de construção de permutadores de calor de tubos alhetados: (a) com alhetas contínuas e (b) com alhetas individualizadas (Webb, 1994). .....	13
Fig. 5 - Diferentes disposições dos tubos nas alhetas; (a) alinhados e (b) escalonados. (Cortesia Eletrofrio Refrigeração Ltda). .....	14
Fig. 6 - Alhetas com ondulações (a) herringbone ou (b) suaves (Lin <i>et al.</i> , 2002). .....	15
Fig. 7 - Variáveis geométricas do lado dos tubos. ....	16
Fig. 8 - Variáveis geométricas lado das alhetas. ....	16
Fig. 9 - Tipos de expositores refrigerados: (a) vertical aberto, (b) semi-vertical aberto, (c) horizontal aberto e (d) combinado (superior vertical fechado e inferior horizontal aberto). (Cortesia Eletrofrio Refrigeração Ltda.). .....	29
Fig. 10 - Distribuição percentual da carga térmica em três diferentes aplicações de expositores refrigerados (ASHRAE,2010). .....	30
Fig. 11 - Massa total de condensado recolhido em diferentes condições de operação num período de 24 horas (Gas Research Institute, 2000). .....	33

Fig. 12 - Percentagem da carga latente sobre a carga total de refrigeração em diferentes condições de operação (Gas Research Institute, 2000). .....	33
Fig. 13 - Distribuição percentual da carga térmica em expositores refrigerados verticais com portas de vidro (Evans, 2014). .....	38
Fig. 14 - Expositor refrigerado vertical aberto utilizado nos ensaios experimentais. ....	45
Fig. 15 - Características geométricas construtivas de permutadores de calor alhetados (Gaspar, 2008). .....	46
Fig. 16 - Dimensões do evaporador 1 [mm]. .....	47
Fig. 17 - Dimensões do evaporador 2 [mm]. .....	48
Fig. 18 - Dimensões do evaporador 3 [mm]. .....	49
Fig. 19 - Posição dos instrumentos de medição das grandezas físicas relevantes do fluido refrigerante e simulador de produto. ....	51
Fig. 20 - Conduta de ar .....	51
Fig. 21 - Posição dos instrumentos de medição das grandezas físicas relevantes do ar. ....	52
Fig. 22 - Expositor refrigerado vertical fechado de média temperatura utilizado nos ensaios experimentais.....	54
Fig. 23 - Dimensões do evaporador 4 [mm]. .....	55
Fig. 24 - Posição dos instrumentos de medição das grandezas físicas relevantes do fluido refrigerante e simulador de produto. ....	57
Fig. 25 - Posição dos instrumentos de medição das grandezas físicas relevantes do ar. ....	58
Fig. 26 - Sistema de abertura de portas de dobradiças.....	59
Fig. 27 - Sistema de controlo e acionamento dos dispositivos pneumáticos.....	59
Fig. 28 - Fluxograma do processo termodinâmico do sistema de refrigeração.....	61

Fig. 29 - Expositor refrigerado vertical fechado de baixa temperatura utilizado nos ensaios experimentais.....	62
Fig. 30 - Sistema de refrigeração do expositor refrigerado vertical fechado com portas de baixa temperatura com máquina acoplada.....	63
Fig. 31 - Dimensões do evaporador 5 [mm]. ....	64
Fig. 32 - Posição dos instrumentos de medição das grandezas físicas relevantes do fluido refrigerante e simulador de produto. ....	66
Fig. 33 - Posição dos instrumentos de medição das grandezas físicas relevantes do ar e consumo de energia.....	67
Fig. 34- Sistema de abertura de portas. ....	68
Fig. 35 - Sistema de controlo e acionamento dos dispositivos pneumáticos.....	68
Fig. 36 - Etapa construtiva da sala de ensaios: (a) porta de entrada de equipamentos, (b) visor de inspeção (c) construção do plenum de ar e (d) posicionamento do equipamento. ....	70
Fig. 37 - Funcionamento da câmara climática de ensaios.....	71
Fig. 38 - Ponto de medida do clima [mm] (a) expositores verticais abertos e (b) expositores verticais fechados. ....	73
Fig. 39 - Temperatura do simulador de produto mais quente durante os EE01 - classe climática n.º 3 e EE02 - classe climática n.º 6.....	90
Fig. 40 - Sobreaquecimento útil no EE01 - classe climática n.º 3. ....	91
Fig. 41 - Sobreaquecimento útil no EE02 - classe climática n.º 6. ....	91
Fig. 42 - Variação da humidade absoluta do ar para o EE01 - classe climática n.º 3.....	92
Fig. 43 - Variação da humidade absoluta do ar para o EE02 - classe climática n.º 6.....	93

Fig. 44 - Variação da taxa de condensação de água no evaporador nos EE01 - classe climática n.º 3 e EE02 - classe climática n.º 6. ....	94
Fig. 45 - Valores absolutos da condensação e congelação de água nos EE01 - classe climática n.º 3 e EE02 - classe climática n.º 6. ....	95
Fig. 46 - Valores médios das taxas de escoamento e congelação de água nos EE01 - classe climática n.º 3 e EE02 - classe climática n.º 6. ....	96
Fig. 47 - Divisão do evaporador em volumes de controlo. ....	97
Fig. 48 - Distribuição percentual do caudal de ar circulante no expositor nos EE01 - classe climática n.º 3 e EE02 - classe climática n.º 6. ....	97
Fig. 49 - Variação da velocidade de ar nos EE01 - classe climática n.º 3 e EE02 - classe climática n.º 6. ....	99
Fig. 50 - Variação da diferença de pressão do ar antes e após os ventiladores nos EE01 - classe climática n.º 3 e EE02 - classe climática n.º 6. ....	100
Fig. 51 - Valores médios do caudal volumétrico de ar no expositor nos EE01 - classe climática n.º 3 e EE02 - classe climática n.º 6. ....	101
Fig. 52 - Variação da diferença de temperatura média do ar para o EE01 - classe climática n.º 3. ....	102
Fig. 53 - Variação da diferença de temperatura média do ar para o EE02 - classe climática n.º 6. ....	102
Fig. 54 - Temperaturas médias do ar no evaporador nos EE01 - classe climática n.º 3 e EE02 - classe climática n.º 6. ....	104
Fig. 55 - Fluxo mássico e energia específica de efeito refrigerante experimental do equipamento do lado do fluido refrigerante nos EE01 - classe climática n.º 3 e EE02 - classe climática n.º 6. ....	105
Fig. 56 - Carga térmica experimental do equipamento do lado do fluido refrigerante nos EE01 - classe climática n.º 3 e EE02 - classe climática n.º 6. ....	106

Fig. 57 - Carga térmica experimental do equipamento do lado do ar nos EE01 - classe climática n.º 3 e EE02 - classe climática n.º 6. ....	107
Fig. 58 - Distribuição da carga térmica para EE01 - classe climática n.º 3. ....	108
Fig. 59 - Distribuição da carga térmica EE02 - classe climática n.º 6. ....	108
Fig. 60 - <i>Evaporador 1</i> : alhetas com passo uniforme, $SF = 10$ mm. ....	111
Fig. 61 - <i>Evaporador 2</i> : alhetas com passo diferenciado, $SF = 7,5$ mm / 15 mm. ....	111
Fig. 62 - <i>Evaporador 3</i> : alhetas com passo diferenciado, $SF = 15$ mm / 7,5 mm. ....	111
Fig. 63 - Variação da diferença de temperatura média do ar entre entrada e saída do ar do evaporador para os ensaios experimentais EE01, EE03 e EE04. ....	113
Fig. 64 - Temperatura média do ar de saída do evaporador nas configurações dos evaporadores dos ensaios experimentais EE01, EE03 e EE04. ....	114
Fig. 65 - Valores absolutos da condensação e congelação de água nas alhetas das configurações dos evaporadores nos ensaios experimentais EE01, EE03 e EE04. ....	115
Fig. 66 - Taxa média de escoamento e congelação de água nas alhetas das configurações dos evaporadores nos ensaios experimentais EE01, EE03 e EE04. ....	116
Fig. 67 - Redução percentual da velocidade do ar circulante nas configurações dos evaporadores dos ensaios experimentais EE01, EE03 e EE04. ....	118
Fig. 68 - Carga térmica e suas componentes nas configurações dos evaporadores dos ensaios experimentais EE01, EE03 e EE04. ....	119
Fig. 69 - Temperatura dos simuladores de produto nos ensaios exp. EE05 a EE12. ....	121
Fig. 70 - Evolução da temperatura média do ar na grelha de insuflação (descarga de ar) nos ensaios experimentais EE05 a EE12. ....	122
Fig. 71 - Evolução da temperatura média do ar na grelha de aspiração (retorno de ar) nos ensaios experimentais EE05 a EE12. ....	123

Fig. 72 - Carga térmica nos ensaios experimentais EE05 a EE12. ....	124
Fig. 73 - Consumo de energia e formação de água no evaporador nos ensaios experimentais EE05 a EE12. ....	125
Fig. 74 - Temperaturas do ar e simulador de produto nos ensaios experimentais EE05 a EE12. ....	126
Fig. 75 - Fator de interação térmica (TEF) nos ensaios experimentais EE05 a EE12. ....	126
Fig. 76 - Influência da condição ambiente nos ensaios experimentais EE05 a EE12. ....	127
Fig. 77 - Influência da condição ambiente nas temperaturas nos ensaios experimentais EE05 a EE12. ....	128
Fig. 78 - Influência das frestas entre portas nos ensaios experimentais EE05 a EE12. ....	130
Fig. 79 - Influência das frestas entre portas nas temperaturas nos ensaios experimentais EE05 a EE12. ....	130
Fig. 80 - Influência do tipo do motor do ventilador nos ensaios experimentais EE05 a EE12. ....	132
Fig. 81 - Influência do tipo do motor do ventilador nas temperaturas nos ensaios experimentais EE05 a EE12. ....	132
Fig. 82 - Comparação da variação do TEF nos ensaios experimentais EE07 e EE11. ....	134
Fig. 83 - Temperatura mais elevada dos simuladores de produtos em expositores abertos e fechados ao ar ambiente nos ensaios experimentais EE01, EE02 e EE05 ao EE08. ...	137
Fig. 84 - Massa de água total nos ensaios experimentais EE01, EE02 e EE05 ao EE08. ....	138
Fig. 85 - Carga térmica nos ensaios experimentais EE01, EE02, EE05 ao EE08. ....	140
Fig. 86 - Evolução da pressão de condensação nos ensaios exp. EE13 a EE18. ....	143
Fig. 87 - Temperatura do simulador de produto nos ensaios exp. EE13 a EE18. ....	144

Fig. 88 - Evolução da temperatura média do ar na grelha de insuflação (descarga de ar) nos ensaios experimentais EE13 a EE18. ....	145
Fig. 89 - Evolução da temperatura média do ar na grelha de aspiração (retorno de ar) nos ensaios experimentais EE13 a EE18. ....	145
Fig. 90 - Consumo de energia nos ensaios experimentais EE13 a EE18. ....	146
Fig. 91 - Temperaturas do ar e simulador de produto nos ensaios exp. EE13 a EE18. ....	147
Fig. 92 - Influência da condição ambiente interno no consumo de energia nos ensaios experimentais EE13 a EE18. ....	148
Fig. 93 - Influência da condição ambiente interno na variação das temperaturas nos ensaios experimentais EE13 a EE18. ....	148
Fig. 94 - Influência da condição do ambiente externo no consumo de energia nos ensaios experimentais EE13 a EE18. ....	150
Fig. 95 - Influência da condição do ambiente externo na variação das temperaturas nos ensaios experimentais EE13 a EE18. ....	150



## Lista de Tabelas

Tabela 1. Aumento nas vendas de alimentos perecíveis em milhões de Euros entre os anos de 2010 e 2014 (FMI, 2015). .....	3
Tabela 2. Definição das classes climáticas (ISO 23953-2, 2005, Mousset & Libsig, 2011)....	35
Tabela 3. Características geométricas do evaporador 1.....	47
Tabela 4. Características geométricas do evaporador 2.....	48
Tabela 5. Características geométricas do evaporador 3.....	49
Tabela 6. Características geométricas do evaporador 4.....	55
Tabela 7. Características geométricas do evaporador 5.....	65
Tabela 8. Classes climáticas normalizadas. ....	72
Tabela 9. Equipamentos e sondas para medição das grandezas relevantes. ....	74
Tabela 10. Ensaio experimentais. ....	76
Tabela 11. Características dos EE01 e EE02. ....	88
Tabela 12. Valores da humidade absoluta do ar à entrada e saída do evaporador nos EE01 - classe climática n.º 3 e EE02 - classe climática n.º 6. ....	94
Tabela 13. Comparação expositores verticais abertos em função da classe climática nos EE01 - classe climática n.º 3 e EE02 - classe climática n.º 6. ....	109
Tabela 14. Descrição dos EE01, EE03 e EE04. ....	110

Tabela 15. Descrição das características dos ensaios experimentais EE05 a EE12. ....	121
Tabela 16. Motores dos ventiladores dos ensaios experimentais EE05 a EE12. ....	131
Tabela 17. Descrição das características dos ensaios experimentais EE01, EE02 e EE05 ao EE08. ....	135
Tabela 18. Dados construtivos e de operação dos expositores refrigerados verticais abertos e fechados ao ar ambiente.....	136
Tabela 19. Descrição das características dos ensaios experimentais EE13 ao EE18. ....	141
Tabela 20 - Condições de projeto em climas tropicais. ....	142
Tabela A.1. Valores absolutos da condensação e congelação de água nos EE01 - classe climática n.º 3 e EE02 - classe climática n.º 6. ....	174
Tabela A.2. Taxas médias da congelação e condensação de água nos EE01 - classe climática n.º 3 e EE02 - classe climática n.º 6. ....	175
Tabela A.3. Valores do caudal volumétrico de ar no expositor nos EE01 - classe climática n.º 3 e EE02 - classe climática n.º 6. ....	175
Tabela A.4. Temperaturas médias do ar no evaporador no EE01 - classe climática n.º 3. ....	176
Tabela A.5. Temperaturas médias do ar no evaporador no EE02 - classe climática n.º 6. ....	176
Tabela A.6. Carga térmica experimental do equipamento do lado do fluido refrigerante nos EE01 - classe climática n.º 3 e EE02 - classe climática n.º 6 ....	177
Tabela A.7. Carga térmica experimental do equipamento do lado do ar nos EE01 - classe climática n.º 3 e EE02 - classe climática n.º 6. ....	178
Tabela A.8. Temperatura média do ar de saída do evaporador nas configurações dos evaporadores dos ensaios experimentais EE01, EE03 e EE04. ....	179

Tabela A.9. Valores absolutos da condensação e congelação de água nas alhetas das configurações dos evaporadores nos ensaios experimentais EE01, EE03 e EE04. ....	180
Tabela A.10. Taxa média de condensação e congelação de água nas alhetas das configurações dos evaporadores nos ensaios experimentais EE01, EE03 e EE04.....	181
Tabela A.11. Carga térmica e suas componentes nas configurações dos evaporadores dos ensaios experimentais EE01, EE03 e EE04. ....	182
Tabela A.12. Resultados dos ensaios experimentais EE05 a EE08. ....	183
Tabela A.13. Resultados dos ensaios experimentais EE09 a EE12. ....	184
Tabela A.14. Influência da condição ambiente nos ensaios experimentais EE05 a EE12. .	185
Tabela A.15. Influência das frestas entre portas nos ensaios experimentais EE05 a EE12.	185
Tabela A.16. Influência do tipo do motor do ventilador nos ensaios experimentais EE05 a EE12. ....	185
Tabela A.17. Massa de água total nos ensaios experimentais EE01, EE02 e EE05 ao EE08.	185
Tabela A.18. Carga térmica nos ensaios experimentais EE01, EE02, EE05 ao EE08. ....	186
Tabela A.19. Resultados dos ensaios experimentais EE13 a EE18. ....	186
Tabela A.20. Influência da condição ambiente interno nos ensaios exp. EE13 a EE18.....	187
Tabela A.21. Influência da condição do ambiente externo nos ensaios exp. EE13 a EE18.	187



## Nomenclatura

### Geral:

<i>A</i>	Área, [m <sup>2</sup> ];
<i>c</i>	Calor específico, [kJ/kg·K];
<i>CE</i>	Consumo de energia elétrica, [kWh/24h];
<i>d</i>	Diâmetro [m];
<i>h</i>	Calor latente, [kJ/kg];
<i>H</i>	Altura [m];
<i>i</i>	Entalpia, [kJ/kg];
<i>L</i>	Comprimento [m];
<i>m</i>	Massa, [kg];
<i>ṁ</i>	Caudal mássico, [kg/s];
<i>N</i>	Número, quantidade [-];
<i>P</i>	Pressão, [Pa];
<i>Q</i>	Energia térmica, [J];
<i>Q̇</i>	Potência térmica, [W];
<i>R</i>	Constante universal dos gases, [J/K·mol];
<i>S</i>	Passo [m];
<i>T</i>	Temperatura, [K ou °C];
<i>t</i>	Tempo, [s];

$v$	Volume [m <sup>3</sup> ];
$\dot{v}$	Caudal volumétrico, [m <sup>3</sup> /s];
$V$	Velocidade, [m/s];
$X$	Projeção de comprimento [m];
$W$	Largura [m];
$\dot{W}$	Potência elétrica, [W].

***Índices inferiores:***

1	Condensação de água e arrefecimento do ar no evaporador;
2	Condensação de água no evaporador;
3	Arrefecimento do ar no evaporador;
4	Arrefecimento de água condensada no evaporador;
5	Congelamento de água no evaporador;
6	Arrefecimento de gelo no evaporador;
A	Ar;
Atm	Atmosférica;
BS	Bolbo seco;
Circ	Circuitos;
Cl <sub>3</sub>	Classe climática n.º 3;
Cl <sub>6</sub>	Classe climática n.º 6;
Cl <sub>x</sub>	Classe climática n.º x;
Comp	Compressor;
Cond	Condensação
Cong	Congelamento;
D	Descongelação;

e	Entrada;
Esc	Escoamento;
Ev	Evaporador
Exp	Experimental;
F	Alhetas;
fc	Fusão/Congelação;
l	Longitudinal;
Lat	Latente;
l	Gelo;
Ins	Grelha de Insuflação de ar;
max	máximo;
Ond	Ondulação;
Op	Operação;
Op75	75% da operação;
p	Parada
P	Pressão constante;
PO	Ponto de orvalho
R	Fluido refrigerante;
Ret	Grelha de retorno de ar;
s	Saída;
Sat	Saturado;
SA	Sobreaquecimento;
Sen	Sensível;
Sim	Simulador de produto;
SR	Subarrefecimento;

## *Nomenclatura*

---

t	Transversal;
T	Tubos;
Tot	Total;
vc	Vaporização/Condensação
V	Velocidade;
Vap	Vapor;
w	Água.

### ***Simbologia grega:***

$\phi$	Humidade relativa, [%];
$\delta$	Espessura [m];
$\rho$	Massa específica, [kg/m <sup>3</sup> ];
$\Theta$	ângulo, [°]
$\Delta$	Varição;
$\vartheta$	Volume específico, [m <sup>3</sup> /kg];
$\omega$	Humidade absoluta, [g/kg].

### ***Acrónimos:***

ANSI	American National Standards Institute;
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers;
CFD	Computacional Fluid Dynamics;
EE	Ensaio Experimental;
EN	European Standards;
IOR	Institute Of Refrigeration;
ISO	International Organization for Standardization;

PAP	Período de abertura de portas;
PFP	Período de portas fechadas;
TEF	Thermal Entrainment Factor;
UBI	Universidade da Beira Interior;
VC	Volume de controlo;
VEM	Ventiladores eletromagnéticos;
VEC	Ventiladores eletrónicos.



# 1. Introdução

## 1.1. Enquadramento

A utilização de métodos de refrigeração já era do conhecimento humano mesmo na época das mais antigas civilizações. Pode-se citar as civilizações chinesa, grega e romana que usavam o gelo natural (colhido nas superfícies dos lagos congelados e no alto das montanhas) com a finalidade de preparar as bebidas e alimentos gelados (Ferraz & Gomes, 2008).

No final do século XVII, foi inventado o microscópio e, com o auxílio deste instrumento, verificou-se a existência de micro-organismos (micróbios e bactérias). Estudos demonstraram que alguns tipos de bactérias são responsáveis pela putrefação dos alimentos e por muitos tipos de doenças e epidemias. Ainda nessa época, ficou comprovado que a contínua reprodução das bactérias podia ser impedida ou pelo menos limitada, pela aplicação do frio, isto é, baixando suficientemente a temperatura do ambiente em que as mesmas proliferam (Ferraz & Gomes, 2008). Essas conclusões conduziram, no século XVIII, a uma grande expansão da indústria do gelo, que até então se mostrava incipiente.

No ano de 1755, o professor de química, Dr. William Cullen, demonstrou a formação de gelo na água em contato com um recipiente contendo éter. Ao reduzir a pressão sobre o éter, bombeando-o para dentro de um vaso hermético, promoveu a sua ebulição a uma temperatura baixa o suficiente para proporcionar a formação do gelo. Assim, metade do ciclo de refrigeração era conhecido, entretanto, ainda restava achar uma forma de recircular o éter evaporado, evitando desperdiçá-lo para o ambiente. A ideia de unir as técnicas de evaporação e condensação e criar um sistema cíclico parece ter sido sugerida pela primeira vez por Oliver Evans, da Filadélfia, mas a primeira máquina cíclica de refrigeração foi feita

por Jacob Perkins. A sua descrição pode ser encontrada nas especificações de uma patente de 1834 (Corrêa, 2010).

Antes dessa descoberta, os alimentos eram deixados no seu estado natural, deteriorando-se rapidamente. Para conservá-los por maior tempo era necessário submetê-los a certos tratamentos como a secagem, fumagem, salga e salmoura. Esses tratamentos diminuíam a qualidade do alimento e modificavam as suas características organolépticas (sabor, textura, odor, cor, etc...). Com a utilização do frio, abria-se a possibilidade de conservar os alimentos frescos, com todas as suas qualidades e durante um período de tempo maior. Por este motivo, engenheiros e investigadores dirigiram os seus esforços no desenvolvimento de meios e processos que permitissem a obtenção artificial de gelo. Em consequência desses estudos, em meados do século XIX foi descoberta a propriedade frigorígena dos gases (absorção de calor quando submetido a expansão), libertando assim o homem da dependência total da natureza (Ferraz & Gomes, 2008). A partir de então, a necessidade de conservação dos alimentos aumenta a cada ano.

Atualmente, inúmeros estabelecimentos comerciais oferecem alimentos frescos e congelados mantidos por meio de sistemas e equipamentos de refrigeração que operam continuamente. Os alimentos devem ser mantidos em temperaturas seguras de conservação ao longo da cadeia de frio, i.e. durante o transporte, armazenamento, processamento até à exposição ao cliente final. Dessa forma, tais estabelecimentos são cuidadosamente planeados de maneira a permitir a máxima integração entre todas as etapas inerentes à conservação dos alimentos. Aproximadamente metade das vendas de produtos alimentares são de alimentos perecíveis ou semi-perecíveis que necessitam de refrigeração, como sejam carnes frescas, produtos lácteos, alimentos congelados, sobremesas geladas e diversos itens especiais, tais como os de padaria e refeições preparadas. Os alimentos são armazenados em câmaras frigoríficas e expostos em equipamentos refrigerados com elevada capacidade de armazenamento (ASHRAE, 2010). De acordo com FMI (2015), as vendas semanais por metro quadrado de área de venda em supermercados no ano de 2014 corresponderam a aproximadamente €113,48 e o aumento na faturação nas vendas de produtos perecíveis em supermercados entre os anos de 2010 e 2014 é aproximadamente 11%, conforme indicado na Tabela 1.

Tabela 1. Aumento nas vendas de alimentos perecíveis em milhões de Euros entre os anos de 2010 e 2014 (FMI, 2015).

Alimentos Perecíveis	Vendas em supermercados em 2010 [€ Milhões]	Vendas em supermercados em 2014 [€ Milhões]	Aumento percentual nas vendas [%]
Carnes	65.627,98	70.939,06	8,09
Lacticínios	34.182,31	38.814,88	13,55
Panificação	20.342,31	21.504,38	5,71
<i>Delicatessen</i>	18.328,95	21.385,33	16,68
Alimentos congelados	26.367,03	26.558,73	0,73
Restantes perecíveis	41.253,47	50.127,13	21,51
Total	206.102,04	229.329,51	11,27

A Fig. 1 explicita a distribuição percentual da faturação de supermercados com base no tipo de produto comercializado em 2014. Fica claro que aproximadamente 54% da faturação é proveniente das vendas de alimentos perecíveis.

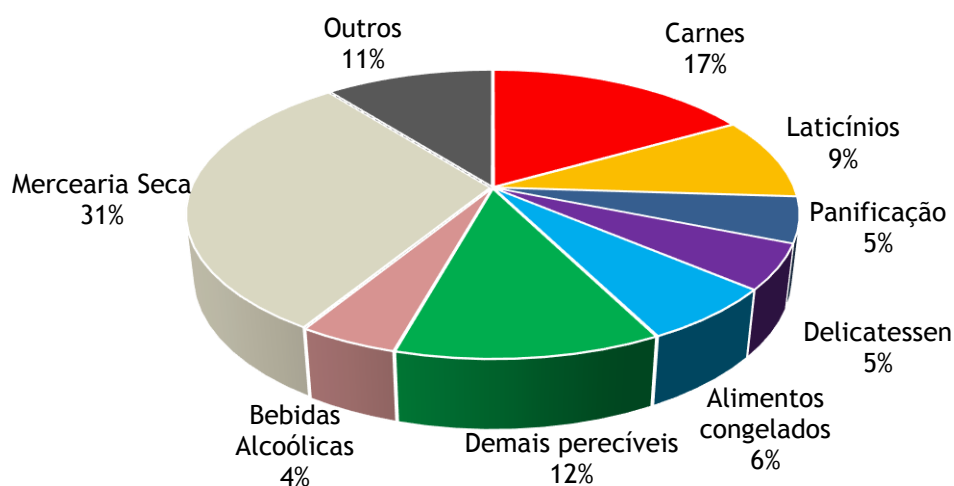


Fig. 1 - Distribuição percentual da faturação num supermercado típico (FMI, 2015).

A Fig. 2 mostra a inflação nos preços dos alimentos no decorrer dos últimos anos nos Estados Unidos da América (E.U.A). Desde 2004 até 2014, registou-se um aumento acumulado total na ordem de 30,3% (BLS, 2016).

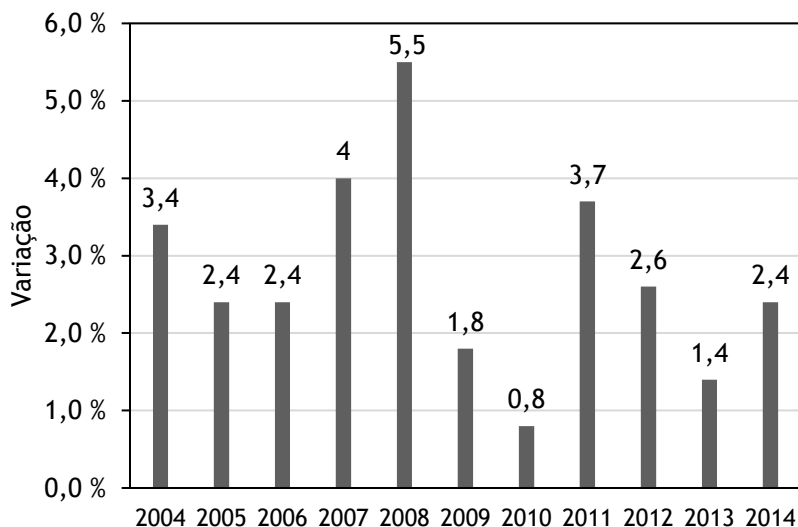


Fig. 2 - Inflação anual no preço dos alimentos (BLS,2016).

Neste contexto, a refrigeração comercial tem cada vez mais importância no cenário mundial e, em consequência disto, as regulamentações e exigências das entidades competentes e dos consumidores quanto a qualidade dos produtos é cada vez maior. Dessa forma, os maiores investimentos, os maiores custos operacionais do setor, o crescimento do consumo energético e as maiores consequências ambientais daí resultantes são inevitáveis.

## 1.2. O problema em estudo e a sua relevância

Nos E.U.A., os equipamentos de refrigeração consomem cerca de 2,3% da eletricidade total de edifícios comerciais. No que diz respeito ao consumo de energia em grandes supermercados, pode-se dizer que cerca de 50% da energia consumida é relacionada com a refrigeração, conforme Fig. 3, (ASHRAE, 2010).

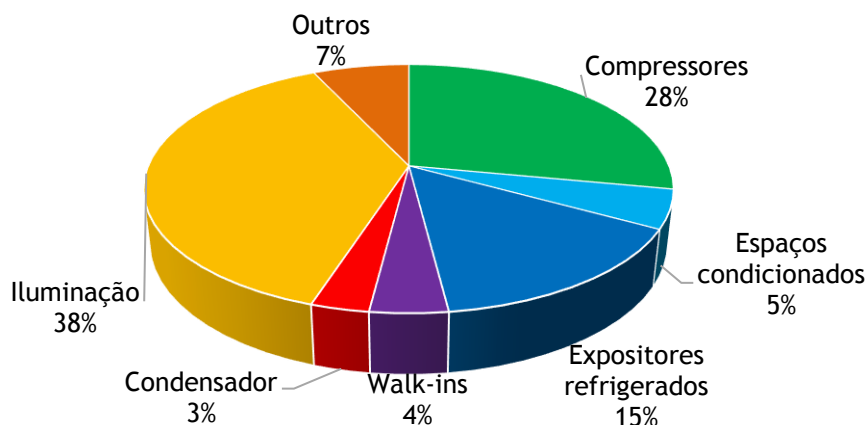


Fig. 3 - Distribuição percentual do consumo de energia em grandes supermercados (ASHRAE,2010).

Cada categoria de alimentos perecíveis tem as suas próprias características físicas, logísticas e de exposição, que podem variar de acordo com a localidade, com o tamanho da loja, volume de vendas, entre outros. Portanto, são necessárias inúmeras categorias de expositores refrigerados para atender às necessidades do mercado. Os expositores refrigerados são usualmente classificados conforme a temperatura de conservação dos produtos expostos. Equipamentos de baixa temperatura expõem produtos congelados e correspondem a 32% dos expositores presentes num supermercado típico. Expositores de média temperatura expõem produtos frescos e correspondem aos 68% restantes.

Convém ressaltar que o consumo de energia dos compressores está diretamente relacionado com a eficiência energética dos expositores refrigerados, ou seja, com a carga térmica dos equipamentos instalados. Portanto, ao realizar investigações científicas que otimizem os inúmeros aspectos relacionados com o desempenho dos expositores refrigerados (eficiência da cortina de ar, desempenho dos permutadores de calor, métodos mais eficientes de descongelamento, parametrização dos equipamentos, influência das condições ambiente, entre outros) conduzirá, direta ou indiretamente à redução do consumo de energia dos compressores.

Tendo em consideração que uma grande parcela da energia consumida mundialmente se deve ao funcionamento dos compressores de sistemas de refrigeração, qualquer estudo que tenha por objetivo minimizar este custo é de grande valia e importância. Tratando-se de expositores refrigerados, o consumo de energia está fortemente relacionado com a

condição ambiental da loja na qual estão inseridos. Quanto maiores forem os valores da temperatura e da humidade absoluta do ar ambiente, maiores serão as cargas térmicas sensível e latente que o sistema de refrigeração terá de remover. O aumento da humidade do ar no espaço refrigerado aumenta a taxa de condensação de água e a formação de gelo no permutador de calor que, por sua vez, necessitará de uma maior frequência de descongelações diárias, aumentando assim a carga térmica devido à necessidade de recuperar o valor da temperatura de conservação após descongelação e aumento na temperatura dos produtos expostos.

De um modo geral, os expositores refrigerados são projetados para operar em supermercados que possuem condicionamento do ar ambiente. A indústria mundial considera a condição climática de verão de temperatura de bolbo seco de 24° C com 55% de humidade relativa do ar (ANSI/ASHRAE Standart 72, 1998) ou a condição de temperatura de bolbo seco 25°C com 60% de humidade relativa do ar (Classe climática n.º 3 - ISO 23953-2, 2005), como padrões para homologação deste tipo de equipamento (condição crítica de verão). Na prática, sabe-se que nem todas as lojas possuem condicionamento de ar ambiente e condições mais adversas de temperatura e humidade do ar são encontradas com regularidade. Para atender a esta procura, são desenvolvidos alguns projetos especiais.

O tipo de expositor amplamente estudado e que também será alvo deste estudo é o equipamento vertical aberto para autosserviço de média temperatura, que corresponde a 46% dos expositores presentes numa loja convencional. É o tipo de equipamento que mais energia consome entre todos os tipos de expositores existentes. É também aquele que possui maior formação de gelo por unidade de comprimento e, sem dúvida, é o expositor que apresenta maiores problemas técnicos relacionados com a estabilidade da cortina de ar e variabilidade climática (Gaspar, 2008), que será amplamente estudada e avaliada neste trabalho. Tendo em vista a economia de energia, a tecnologia atual viabiliza o uso de portas de vidro nos expositores verticais. As vantagens, desvantagens e limitações técnicas desta solução são descritas neste estudo, existindo um grande potencial de incremento da eficiência energética ao substituir os expositores verticais abertos, que ainda são muito comuns nos supermercados atuais (IOR, 2014), por modelos fechados com portas de vidro. Por fim, também será alvo do presente estudo o desempenho de expositores verticais com portas de vidro para baixa temperatura e máquina incorporada, que sofre influência direta da temperatura do ar ambiente externo.

Todos estes problemas e soluções são vivenciados diariamente pelos fabricantes deste tipo de equipamentos e acarretam custos elevados de desenvolvimento e assistência técnica, principalmente em países que possuem uma elevada amplitude térmica de região para região e em lojas que não possuem equipamentos de controlo da temperatura e da humidade do ar ambiente. Portanto, este nível de investigação científica experimental propicia informações de grande valia não somente para a comunidade científica como também para os fornecedores dos equipamentos.

### **1.3. Objetivos e contribuição da tese**

A análise do desempenho termodinâmico e eficiência energética de equipamentos de refrigeração em climas tropicais visa investigar experimentalmente o consumo de energia, a formação de gelo em evaporadores sob diferentes condições de temperatura e humidade do ar ambiente, com o intuito de compreender e quantificar as diferenças em aplicações com expositores refrigerados abertos e fechados ao ambiente.

O padrão mundial de certificação e homologação de expositores refrigerados é realizado com base em uma temperatura e humidade relativa do ar ambiente específicos e, aplicações mais severas raramente são estudadas ou desenvolvidas. A indústria norte americana considera a condição de temperatura de bolbo seco de 24°C com 55% de humidade relativa do ar (ANSI/ASHRAE Standart 72, 2014) e a indústria europeia utiliza a condição de temperatura de bolbo seco de 25°C com 60% de humidade relativa do ar (Classe climática n.º 3 - ISO 23953-2, 2005), como padrões para homologação deste tipo de equipamento (condição crítica de verão). Visto que existem locais cujo clima de operação é mais severo que o padrão, isto é, em regiões de clima semi-tropical ou tropical, que por definição são quentes e húmidas (exemplos: Brasil, Austrália, México, Tailândia e Singapura), a temperatura de bolbo seco de 27°C com 70% de humidade relativa (Classe climática n.º 6 - ISO 23953-2, 2005) foi definida como a classe climática de clima tropical para realização dos ensaios experimentais. Procura-se com base nos resultados experimentais, apresentar um nível de conhecimento que auxilie no melhor conhecimento e operação dos equipamentos de refrigeração, em virtude das condições do ar ambiente no qual o equipamento se encontra inserido.

A literatura existente relacionada com o impacto das condições do ar ambiente no desempenho global dos equipamentos de refrigeração demonstra preocupação com a implicação que a variação climática exerce sobre a temperatura dos produtos. As conclusões finais geralmente conduzem a um aumento da temperatura dos produtos o que, na prática, seria decorrente das temperaturas mais altas de conservação, possivelmente além dos limites permitidos pela segurança alimentar. No entanto, regiões de clima tropical necessitam de expositores que operem dentro dos limites permitidos pela segurança alimentar. Portanto, o objetivo principal é, a partir dos dados experimentais, quantificar o desempenho global de maneira que permita tropicalizar os três modelos de equipamentos de refrigeração ensaiados (vertical aberto para auto-serviço de média temperatura, vertical fechado com portas para auto-serviço de média temperatura, vertical fechado com portas para auto-serviço de baixa temperatura e máquina incorporada) com garantia da segurança alimentar aos consumidores finais, ou seja, eficácia de refrigeração que nada mais é do que manter os produtos nas temperaturas corretas de exposição e conservação. Por isso, este trabalho tem como foco simular experimentalmente o funcionamento de expositores abertos e fechados em regiões de clima tropical (temperatura média do ar ambiente de 27°C com 70% de humidade relativa). Serão estudados o impacto na formação de gelo e carga térmica de refrigeração. Além da condição climática, no caso de expositores abertos, três tipos de evaporadores com diferentes configurações de alhetas mas com a mesma área de troca térmica foram construídos e testados. Para os expositores verticais fechados para produtos resfriados foi avaliado o impacto das frestas entre as portas e o tipo de ventilador utilizado, bem como a necessidade de utilizar resistências de aquecimento nas portas quando o clima é quente e húmido. Para os expositores verticais fechados ao ar ambiente para produtos congelados com compressor incorporado e com condensação água, foi analisada não somente a temperatura do ar ambiente interno no qual o expositor opera, como também o impacto da temperatura da água de condensação que simula a operação em dias com temperatura elevada do ar ambiente externo.

Por fim, será possível prever e determinar as características do escoamento e dos fenómenos de transferência de calor e de massa no interior destes equipamentos bem como o consumo de energia, podendo assim serem mensuradas as evoluções espacial e temporal das grandezas físicas que se poderão tornar de extrema valia aos fabricantes na conceção, desenvolvimento e instalação de equipamentos expositores refrigerados em regiões de clima tropical. Todo o trabalho foi desenvolvido em parceria com a empresa Eletrofrio Refrigeração, que possui interesse no tema e objetivo proposto, uma vez que, atua no

mercado brasileiro onde as condições adversas de funcionamento ocorrem com frequência que demandam maiores custos operacionais e de assistência técnica como também projetos especiais e soluções inéditas para este tipo de aplicação.

Neste contexto, o trabalho será desenvolvido na área da Engenharia Mecânica, uma vez que esta engloba as áreas científicas necessárias ao alcance dos objetivos experimentais propostos.

#### **1.4. Visão geral e organização da tese**

O presente capítulo descreve o enquadramento à temática que envolve os estudos desenvolvidos ao longo da Tese, a relevância destes para o conhecimento e para a promoção do desempenho térmico e eficiência energética dos equipamentos de refrigeração, os objetivos traçados para os trabalhos e a sua contribuição.

De seguida, é apresentado no Capítulo 2 o Estado da Arte relacionado com o conhecimento científica acerca da operação de permutadores de calor de tubos alhetados e sua aplicação em expositores refrigerados.

No Capítulo 3 é detalhado todo o procedimento experimental e modelos matemáticos aplicados, que se resumem em:

(1) determinar a influência do clima tropical no desempenho do evaporador de expositores refrigerados abertos;

(2) teste de diferentes evaporadores (com mesma área de troca térmica) com o intuito de melhorar o desempenho do equipamento;

(3) determinar a influência do clima tropical no desempenho de expositores refrigerados fechados com ventiladores eletromagnéticos e eletrônicos, com e sem existência de fresta de 6mm entre as portas. Estes últimos testes experimentais derivam da atual regular reformulação de instalações (*retrofitting*) para redução de consumos de energia e melhoria de desempenho térmico pela inclusão de portas de vidro em equipamentos de refrigeração abertos ao ar ambiente. Como a entanquidade nem sempre é conseguida, por questões técnicas relacionadas com os modelos originais de expositores

abertos ao ar ambiente, torna-se necessário averiguar até que ponto, energeticamente, termicamente e economicamente, é adequada a colocação de portas, tendo em consideração a influência que a existência de portas de vidros têm nas vendas de produtos;

(4) A influência da temperatura do ar ambiente externo que afeta o sistema de alta pressão (condensação) em expositores verticais fechados com porta de vidro para baixa temperatura e com máquina incorporada.

O Capítulo 4 contém a apresentação e discussão dos resultados, focados na eficiência energética e na influência do clima, pelo que é realizada uma comparação entre o desempenho de expositores refrigerados verticais abertos e fechados ao ar ambiente externo. Uma grande vantagem dos expositores com máquina acoplada no móvel reside na redução da quantidade de fluido refrigerante, visando a obtenção de instalações mais sustentáveis e com menor impacto no meio ambiente.

Por fim, no Capítulo 5 são apresentadas as principais conclusões por forma a resumir de maneira efetiva os principais resultados e explicitar a importância do conhecimento adquirido.

## 2. Estado da arte

### 2.1. Introdução

A pesquisa bibliográfica foi realizada com o intuito de agrupar e organizar as informações mais relevantes até aqui divulgadas pela comunidade científica e, assim, assimilar o conhecimento relacionado ao patamar atual em que a investigação na temática se encontra, ou seja, o estado da arte.

As pesquisas relacionadas apenas com permutadores de calor de tubos alhetados são vastas e, em geral, consagram a execução de testes experimentais com intuito de desenvolver correlações matemáticas empíricas para cálculo dos coeficientes de transferência de calor do lado do ar (coeficiente de Colburn) e do coeficiente de atrito em condições de alheta seca, húmida e raramente congelada (temas com elevada importância nesta investigação). Pode-se afirmar que uma minoria destes testes foi realizada com evaporadores similares aos aplicados em expositores refrigerados (em geral são evaporadores menores utilizados para equipamentos de condicionamento do ar) e quase sempre foram testados em túneis de vento que simulam condições ideais de funcionamento, e não repetidas à posteriori quando o evaporador é instalado num equipamento de refrigeração e colocado em condições reais de funcionamento e de ambiente externo, que conduzem a uma má distribuição do ar e formação de gelo irregular existentes no evaporador. Em diversas pesquisas, tais como de Wang *et al.* (1997, 1999, 2002), Abu Madi *et al.* (1998), Yan & Sheen (2000), Wongwises & Chokeman (2005), Kuvannarat *et al.* (2006) e Pirompugd *et al.* (2006) são utilizados dispositivos de uniformização do escoamento do ar com o intuito de evitar a possível má distribuição de ar nos aparelhos experimentais.

Os estudos relacionados com a formação de gelo em evaporadores são cada vez mais recorrentes devido aos avanços teórico-numéricos na área da transferência de massa e de calor, principalmente devido à disponibilidade cada vez maior de simulação numérica, porém, sem nunca descurar a análise experimental.

Já no campo da refrigeração comercial, mais precisamente no que toca a expositores refrigerados, várias investigações científicas se têm sucedido no âmbito da melhoria do desempenho térmico e da eficiência energética, conforme estudos de Faramarzi (1999), Chen *et al.* (2005, 2009, 2011), Navaz *et al.* (2005), Yu *et al.* (2009), Gaspar *et al.* (2009, 2010, 2011), Laguerre *et al.* (2012) e Cao *et al.* (2010, 2011). Todavia, raramente relacionadas diretamente com o desempenho e eficiência do seu permutador de calor, os estudos citados, que são de extrema relevância, envolveram a melhoria da eficiência energética por meio da otimização<sup>1</sup> do desempenho da cortina de ar e perfis de velocidade em expositores abertos ao ar ambiente. Em regra, possuem o intuito de minimizar a troca térmica entre o ar externo e interno ao espaço refrigerado e, dessa maneira, otimizar o funcionamento global do expositor.

Também são encontradas com maior frequência investigações relacionadas com a influência das condições ambientais (temperatura e humidade do ar) no desempenho dos equipamentos de refrigeração como um todo (Howel & Adams, 1991; Tassou & Datta, 1999; Kosar & Dumitrescu, 2005; Gaspar *et al.*, 2007; Mousset & Libsig, 2011). Tais informações são importantíssimas para o objeto de estudo deste trabalho, no entanto não são focados no projeto e desempenho dos permutadores de calor que são peças fundamentais para melhorar o desempenho dos expositores em condições climáticas adversas. Assim sendo, raramente é apresentada uma solução que envolva o projeto e dimensionamento dos evaporadores, levando em consideração as distintas variáveis com redobrada importância no seu desempenho e eficiência.

Trabalhos relacionados com expositores verticais fechados são mais recentes e tendem a ter o foco principalmente na reforma (*retrofit*) de instalações já existentes, envolvendo a medição do consumo energético antes e depois dos expositores serem fechados com portas, conforme exposto por Frickie & Becker (2010) e Markusson & Rolfsman (2013) e em simulações numéricas para mapear os fatores mais significativos no consumo de energia

---

<sup>1</sup> Otimização: o termo utilizado ao longo da análise, se refere às duas definições possíveis, dependendo do contexto aplicado: proceder a otimização, ou seja, empregar técnicas para selecionar as melhores alternativas para se atingir os objetivos determinados, ou extrair o melhor rendimento possível, no que concerne a qualquer área de atividade.

destes equipamentos (Orlandi *et al.*, 2013). A influência do ambiente neste tipo de expositor, fechado, é também o foco do presente trabalho de investigação.

Conclui-se que as informações e conclusões encontradas nas referências bibliográficas tanto do campo de permutadores de calor de tubos alhetados como no campo do desempenho de expositores refrigerados são complementares e nortearam os procedimentos de realização dos testes experimentais de modo a atingir uma maior eficiência dos evaporadores quando instalados em equipamentos de refrigeração.

## 2.2. Permutadores de calor de tubos alhetados

O processo de troca de calor entre fluidos que se encontram em diferentes temperaturas e separados por uma parede sólida ocorre em diversas aplicações de engenharia e para cada uma delas existe um tipo de permutador de calor mais adequado. Durante muitos anos, os permutadores de calor de tubos alhetados tem sido extensivamente utilizados em várias aplicações industriais, entre elas a refrigeração. Estes são bastante compactos, de peso leve e caracterizados por um relativo baixo custo de fabricação (Wang *et al.*, 2002). A Fig. 4 destaca dois dos mais importantes tipos de construção destes permutadores de calor: (a) com alhetas contínuas em forma de placas ou (b) com alhetas individualizadas.

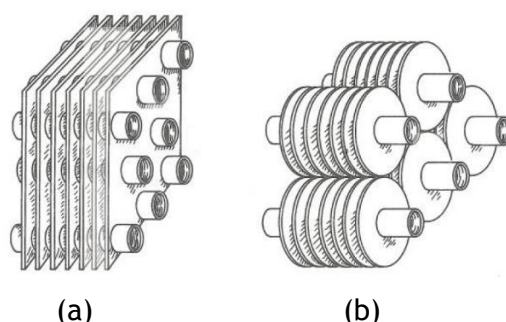


Fig. 4 - Diferentes tipos de construção de permutadores de calor de tubos alhetados: (a) com alhetas contínuas e (b) com alhetas individualizadas (Webb, 1994).

Os tubos não são necessariamente de seção transversal circular e também podem ser achatados ou elípticos. Conforme Matos (2003), a utilização de tubos elípticos reduz a formação de vórtices na região posterior dos tubos na direção do escoamento, resultando

numa menor perda de pressão do ar e aumento do coeficiente de transferência de calor. Porém, em geral a indústria ainda não utiliza este tipo de arranjo geométrico, principalmente devido às dificuldades construtivas.

A Fig. 5 mostra diferentes disposições dos tubos nas alhetas que podem ser (a) alinhados ou (b) escalonados. Esta última opção fornece melhor desempenho na transferência de calor devido à promoção de uma maior mistura no escoamento resultando numa interação térmica mais eficiente entre o ar e as superfícies das alhetas e tubos (Webb, 1994).

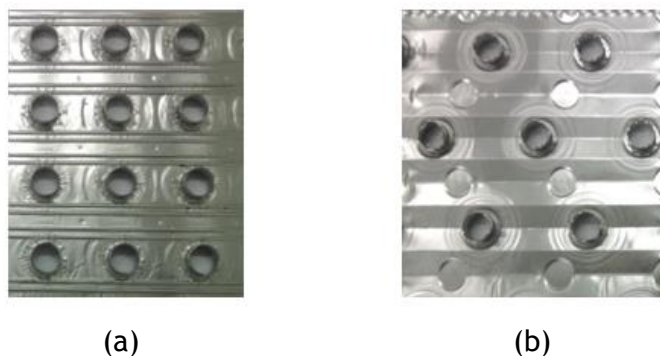


Fig. 5 - Diferentes disposições dos tubos nas alhetas; (a) alinhados e (b) escalonados.  
(Cortesia Eletrofrio Refrigeração Ltda).

Em geral, pode-se dizer que nos permutadores de calor de tubos alhetados escoam internamente nos tubos um fluido (onde pode ocorrer a mudança de fase ou não) que transfere ou absorve calor a um outro fluido que escoam externamente aos tubos. Como no lado externo, e em particular no caso dos equipamentos de refrigeração, o fluido (gás - ar) possui um coeficiente de transferência de calor de valor muito menor que o do coeficiente de transferência de calor do lado interno (líquido - refrigerante), é importante otimizar a transferência de calor do escoamento externo (Webb, 1994). As alhetas são responsáveis por um grande aumento da superfície de transferência de calor externa, e, ainda assim, o lado do ar é responsável por, no mínimo, 85% da resistência total à transferência de calor nestes equipamentos (Wang *et al.*, 1997, 1999). Desde então, foram estudados diferentes tipos de alhetas de modo a maximizar o coeficiente de transferência de calor entre o ar e as superfícies do evaporador. As alhetas podem ser: planas ou onduladas, lisas ou com

diferentes tipos de corrugação superficial. A alheta detalhada na Fig. 5 (a) possui corrugação superficial e a alheta detalhada na Fig. 5 (b) possui ondulação suave. Entre os tipos de alhetas que foram desenvolvidas para maximizar a transferência de calor, as alhetas do tipo onduladas são as mais populares pela reduzida dificuldade associada à sua conformação (Wang *et al.*, 1997). As ondulações podem ser do tipo *herringbone* ou suaves (*smooth*) (ver Fig. 6 (a) e (b) respetivamente).

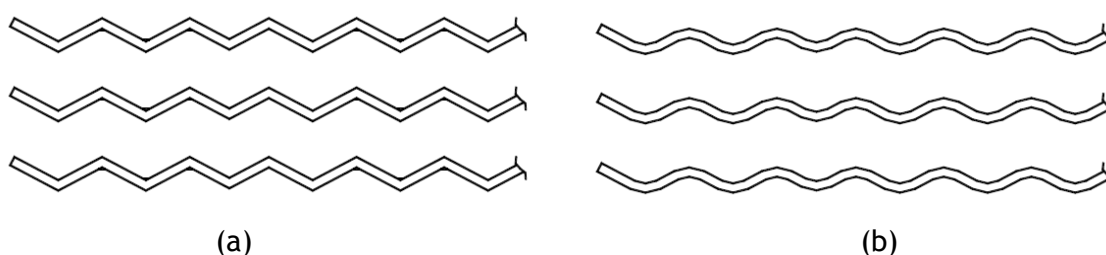


Fig. 6 - Alhetas com ondulações (a) herringbone ou (b) suaves (Lin *et al.*, 2002).

Por fim, os fluidos que trocam calor podem escoar no mesmo sentido, ou seja, paralelo ou em corrente cruzada (uma perpendicular a outra) (Aljuwayhel *et al.*, 2007).

### 2.2.1. Variáveis geométricas e de operação

Para uma correta avaliação do desempenho com posteriores sugestões de otimização de permutadores de calor, é necessário compreender quais são os fatores que influenciam no dimensionamento dos mesmos. De seguida são listadas as principais variáveis:

1. Variáveis geométricas do lado dos tubos (Fig. 7): diâmetro externo ( $d_T$ ), espessura da parede ( $\delta_T$ ), comprimento ( $L$ ), passo transversal ( $S_t$ ), passo longitudinal ( $S_l$ ), disposição (alinhados ou escalonados), número de tubos no sentido transversal ( $N_t$ ), número tubos no sentido longitudinal ( $N_l$ ) e número de circuitos ( $N_{Circ}$ ).

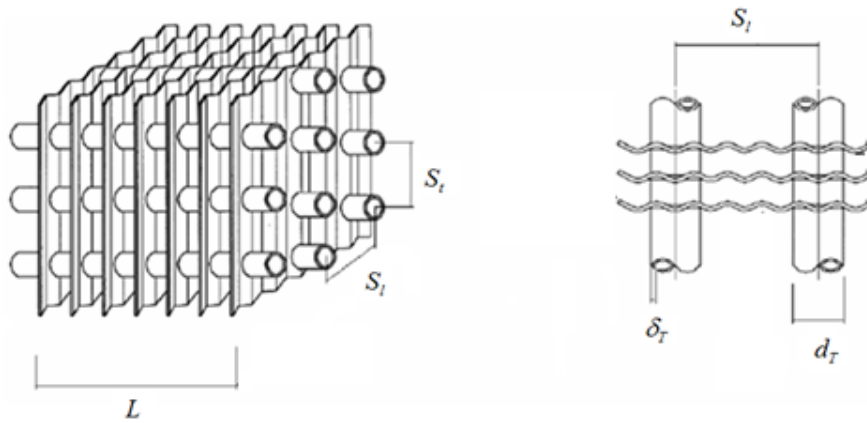


Fig. 7 - Variáveis geométricas do lado dos tubos.

2. Variáveis geométricas do lado das alhetas (Fig. 8): alheta contínua ou individual, altura ( $H_F$ ), largura ( $W_F$ ), espessura ( $\delta_F$ ), espaçamento entre alhetas ( $L_F$ ), passo das alhetas ( $S_F$ ). Para alhetas onduladas deve-se observar o passo ( $X_F$ ), altura ( $H_{Ond}$ ) e ângulo ( $\theta_{Ond}$ ) das ondulações.

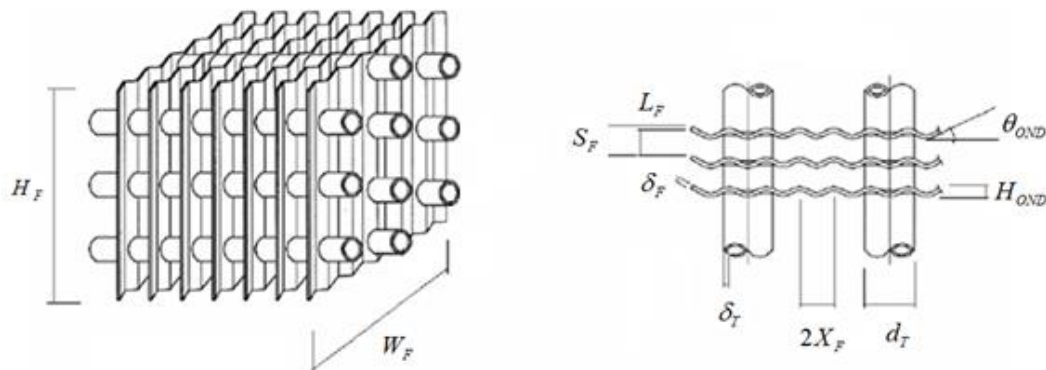


Fig. 8 - Variáveis geométricas lado das alhetas.

3. Variáveis de operação do lado dos tubos: tipo de fluido e suas propriedades físicas, velocidade do escoamento, temperaturas de operação, perda de pressão ao longo do escoamento.

4. Variáveis de operação do lado das alhetas: tipo de fluido e suas propriedades físicas, velocidade de escoamento, temperaturas de operação, perda de pressão ao longo do escoamento.
5. Materiais: material dos tubos (usualmente cobre) e material das alhetas (usualmente alumínio).

Estudos experimentais são realizados com o intuito de determinar os coeficientes de transferência de calor e de atrito por meio da definição dos parâmetros geométricos em função do número de Reynolds.

### **2.2.2. Investigações e testes experimentais**

Inúmeras investigações experimentais foram realizadas com o intuito de compreender os fenômenos físicos de transferência de calor e perda de pressão do ar em permutadores de calor alhetados, bem como entender como a variação dos parâmetros geométricos e de operação influenciam no desempenho destes equipamentos. Estes trabalhos podem ser divididos em 3 grupos: com alhetas secas, húmidas ou congeladas.

A operação de permutadores de calor alhetados em condição de alheta seca ocorre quando as superfícies dos tubos e das alhetas se encontram a uma temperatura acima da temperatura de ponto de orvalho do ar circulante. A condição de alheta húmida ocorre quando a temperatura das superfícies das alhetas e tubos está abaixo do ponto de orvalho do ar circulante e acima da temperatura de congelação da água. Por fim, a condição de alheta congelada ocorre quando a temperatura das superfícies do permutador de calor se encontra abaixo do ponto de congelação da água ocorrendo assim a condensação de água com posterior formação de gelo.

#### **2.2.2.1. Alhetas secas**

Wang *et al.* (1997) testaram 18 distintas configurações de permutadores de calor com alhetas onduladas, porém com o único diâmetro de colar do tubo de 10,300 mm. As características variadas foram: de uma a quatro filas de tubos, (a) com disposição dos tubos escalonada, com passo transversal dos tubos de 25,400 mm, passo longitudinal dos tubos de

19,050 mm e passo das alhetas de 1,690 mm, 2,340 mm e 3,530 mm e (b) com disposição dos tubos alinhada com passo transversal e longitudinal dos tubos de 29,400 mm e passo das alhetas de 3,530 mm e 4,800 mm. As amostras foram testadas num túnel de vento onde a velocidade do ar variou entre 0,3 a 5,5 m/s e a temperatura média de entrada da água nos tubos foi mantida a 60°C com número de Reynolds do lado dos tubos próximo a 35000. O estudo permitiu concluir que: (1) para os permutadores de calor alhetados com disposição dos tubos escalonados e escoamento a baixo número de Reynolds ( $Re < 900$ ), a quantidade de filas de tubos não tem efeito significativo sobre o coeficiente de transferência de calor de Colburn. Porém, com o aumento do número de Reynolds ( $Re > 900$ ), o coeficiente de transferência de calor de Colburn aumenta com o número de filas de tubos; (2) o passo das alhetas não afeta o coeficiente de transferência de calor; (3) o fator de atrito é independente do número de filas de tubos; e (4) o coeficiente de transferência de calor com alhetas onduladas é de 55% a 70% maior do que com alhetas planas, no entanto o fator de atrito é de 66% a 140% maior.

Com o intuito de atingir uma maior gama de configurações geométricas e principalmente experimentar alhetados mais próximos dos utilizados em aplicações comerciais e industriais (com maior capacidade de troca térmica), Wang *et al.* (1999) realizaram uma nova série de testes com 22 permutares de calor com tubos em disposição escalonada e com maior diâmetro (1/2" (12,700 mm) e 5/8" (15,875 mm) antes da expansão). As amostras com tubos de 1/2" possuíam um diâmetro do colar que variou entre 13,620 a 13,880 mm, passo transversal de 31,750 mm, passo longitudinal de 27,500 mm, passo das alhetas de 3,070 a 6,310 mm, espessura das alhetas de 0,120 mm, 0,180 mm e 0,250 mm, com uma, duas, quatro ou seis filas de tubos. As amostras com tubos de 5/8" possuíam diâmetro do colar que variou entre 16,590 a 16,850 mm passo transversal de 38,100 mm, passo longitudinal de 33,000 mm, passo das alhetas de 3,040 mm a 6,450 mm, espessura das alhetas de 0,120 mm, 0,180 mm e 0,250 mm, com uma, duas ou quatro filas de tubos. Deve-se salientar que diferentes ondulações nas alhetas foram utilizadas nas amostras de diâmetro de tubo diferente. As amostras foram testadas num túnel de vento onde a velocidade do ar variou entre 0,3 a 6,5 m/s e a temperatura média de entrada da água nos tubos foi mantida em 65°C com número de Reynolds do lado dos tubos próximo a 35000. A principal conclusão é que o coeficiente de transferência de calor de Colburn para as configurações testadas não apresenta uma redução considerável mesmo a baixos números de Reynolds do escoamento do lado do ar.

Wang *et al.* (2002) unificou os resultados das suas investigações anteriores e determinaram correlações para os coeficientes de Colburn e de atrito para 61 diferentes configurações de permutadores de calor de tubos alhetados com alhetas onduladas. A gama de aplicação das equações é vasta, para tubos com diâmetro do colar que variam de 7,660 mm até 16,850 mm, com passo transversal de 21,000 mm a 38,100 mm, passo longitudinal de 12,700 mm a 33,000 mm, espaço entre alhetas de 1,210 mm a 6,450 mm, número de filas de tubos de 1 a 6, ângulo das corrugações das alhetas de  $5,3^\circ$  a  $18,5^\circ$  e projeção do comprimento padrão das alhetas de 3,175 mm a 8,250 mm. O desempenho deste tipo de permutador de calor está diretamente relacionado com as suas configurações geométricas. Deste modo pode-se afirmar que os resultados obtidos são válidos para as configurações geométricas testadas e a extrapolação das correlações para diferentes geometrias não é recomendada.

No mesmo contexto, Abu Madi *et al.* (1998) determinaram correlações empíricas para os coeficientes de Colburn e de atrito para alhetas planas e onduladas baseadas nas configurações geométricas e no número de Reynolds dos permutadores de calor. Os 15 permutadores de calor com alhetas planas em teste possuíam disposição dos tubos escalonada, passo transversal de 19,000 mm e 25,400 mm, passo longitudinal de 16,000 mm, 16,500 mm e 22,000 mm, passo das alhetas entre 1,6150 mm e 2,646 mm, espessura das alhetas de 0,120 mm e 0,130 mm, com uma, duas ou quatro filas de tubos. As 13 amostras com alhetas onduladas possuíam disposição dos tubos escalonada, passo transversal de 25,400 mm, passo longitudinal de 16,000 mm e 22,000 mm, passo das alhetas entre 1,820 mm e 4,129 mm, espessura das alhetas de 0,120 mm, 0,130 mm e 0,200 mm, com duas ou quatro filas de tubos. As amostras foram testadas num túnel de vento onde a velocidade do ar variou entre 1 a 20 m/s e a temperatura média de entrada da água nos tubos foi mantida em  $84^\circ\text{C}$  com um caudal mássico fixo de 1,8 kg/s. Os resultados demonstraram que: (1) o tipo de alheta afeta tanto o coeficiente de transferência de calor quanto o de atrito; (2) o coeficiente de Colburn aumenta com a diminuição da espessura da alheta; e (3) o coeficiente de atrito é independente da espessura da alheta.

Yan & Sheen (2000) efetuaram uma extensiva série de testes com 36 tipos de permutadores de calor sendo 12 com alhetas planas, 12 com alhetas onduladas e 12 com alhetas do tipo *louver*. As amostras possuíam disposição dos tubos escalonada, passo transversal de 25,400 mm e transversal de 19,050 mm, passo das alhetas de 1,400 mm, 1,690 mm e 2,000 mm, diâmetro do colar dos tubos de 10,300 mm e de uma a quatro filas de

tubos. As amostras foram testadas num túnel de vento onde a velocidade do ar variou entre 0,5 a 3,0 m/s e a temperatura média de entrada da água nos tubos foi mantida em 60°C com um caudal fixo de 10 l/min ( $16,7 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ ). Concluiu-se que: (1) os fatores de Colburn e de atrito aumentam com a diminuição do passo das alhetas planas; (2) já quando as alhetas são do tipo louver, não houve uma tendência lógica nos dados adquiridos; (3) As alhetas do tipo louver apresentam os maiores coeficientes de Colburn e de atrito e quando comparadas a alhetas planas é possível uma redução de 40% na área superficial para um mesmo desempenho na troca de calor; (4) também foram avaliados dados dimensionais de perda de pressão e do coeficiente de transferência de calor do lado do ar que aumentam com a velocidade do escoamento do ar; (5) a perda de pressão também aumenta com o número de filas de tubos e com o menor passo das alhetas; porém (6) o número de filas de tubo não influencia o coeficiente adimensional de transferência de calor do ar.

Wongwises & Chokeman (2005) realizaram um estudo experimental para investigar os efeitos do passo das alhetas e do número de filas de tubos no desempenho do lado do ar em permutadores de calor alhetados com alhetas ondulados do tipo herringbone. Dez tipos de configurações geométricas foram testadas com disposição dos tubos escalonada, diâmetro externo do tubo de 3/8", com passo transversal dos tubos de 25,400 mm, passo longitudinal de 19,050 mm, passo das alhetas de 1,410 mm, 1,810 mm e 2,540 mm, espessura da alheta de 0,115 mm a 0,250 mm com número de filas de tubos e 2, 4 e 6. As amostras foram testadas num túnel de vento onde a velocidade do ar variou entre 1 a 6 m/s e a temperatura média de entrada da água nos tubos foi mantida de 55 a 65°C com um caudal entre 10 e 14 l/min ( $16,7 \times 10^{-5}$  a  $23,3 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ ). Foi verificado que (1) o passo das alhetas não modifica significativamente o coeficiente de Colburn; (2) já o coeficiente de atrito aumenta com o passo das alhetas quando o número de Reynolds é maior que 2500; (3) quando o número de Reynolds é menor que 4000, os coeficientes de Colburn e de atrito decrescem com o aumento da quantidade de filas de tubos.

Barbosa Jr. *et al.* (2009) identificaram uma lacuna deixada pelos investigadores anteriores no que diz respeito a testes com permutadores de calor com espaçamento entre alhetas maiores e não uniformes e com maior número de filas de tubos que são usualmente aplicados em frigoríficos domésticos. O passo das alhetas maior deve-se à formação de gelo que ocorre neste tipo de aplicação e o maior número de filas de tubos é consequência da menor área superficial das alhetas quando o passo entre elas aumenta. Menos de 3% dos testes experimentais anteriores possuíam passo das alhetas maior que 5,000 mm. No

entanto, os testes não foram efetuados sob as condições de alheta congelada (foram realizados em condições de alheta seca). Oito amostras foram testadas, disposição dos tubos escalonada, diâmetro externo dos tubos de 7,900 mm, 2 tubos por fila de tubos, passo transversal dos tubos de 23,000 mm e longitudinal de 22,000 mm, espessura das alhetas de 0,127 mm, com 4, 6, 8 e 10 filas de tubos, sendo que a cada duas filas de tubos foi utilizado um diferente passo de alheta. As amostras foram testadas num túnel de vento especial onde o caudal de ar variou entre 9 a 32 l/s ( $9 \times 10^{-3}$  a  $32 \times 10^{-3}$  m<sup>3</sup>/s) e a temperatura média de entrada da água nos tubos foi mantida a 32°C com um caudal regulado de modo a garantir uma diferença de 0,5°C entre a entrada e a saída da água. Os dados obtidos indicaram: (1) o esperado comportamento do aumento na perda de carga do ar com o aumento do caudal de ar; (2) A perda de carga também é diretamente influenciada pela quantidade de alhetas e número de filas de tubos e não deve ser avaliada em função de apenas um destes fatores; (3) o coeficiente global de transferência de calor foi avaliado em função do produto do caudal e da perda de pressão do ar (*air flow pumping power*) e, a área de troca térmica (função da quantidade de alhetas e número de filas de tubo) é o fator dominante neste quesito, ou seja, quanto maior a área de troca térmica maior será o coeficiente global de transferência de calor para um mesmo *air flow pumping power*; (4) correlações empíricas foram determinadas para cálculo dos coeficientes de Colburn e de atrito em função do número de Reynolds, fator de *finning* (parâmetro adimensional que relaciona a área superficial total com a área superficial externa do tubo), e número de filas de tubos; e, (5) finalmente, o *air flow pumping power* foi avaliado em função da capacidade de transferência de calor. Os resultados indicam que é possível obter uma capacidade térmica similar com um evaporador de menor tamanho apenas aumentando a quantidade de alhetas e reduzindo a quantidade de filas de tubos e, portanto, reduzindo custos. No entanto estas decisões devem ser tomadas levando-se em consideração a formação de gelo e os métodos de descongelamento que não foram avaliados no estudo.

#### 2.2.2.2. Alhetas húmidas

Nos evaporadores, quando a temperatura superficial das alhetas se encontra abaixo do ponto de orvalho, a humidade presente no ar condensa nas alhetas, promovendo uma mudança significativa no desempenho do lado do ar devido à presença da transferência de massa associada à transferência de calor. Os efeitos da humidade relativa do ar, do passo das alhetas e do número de filas de tubos na transferência de calor e de massa foram analisados por Pirompugd *et al.* (2006). A instalação experimental consistiu num túnel de

vento onde a velocidade do ar variava entre 0,3 a 3,8 m/s, as condições do ar na entrada do permutador de calor foram mantidas em 27°C de temperatura de bolbo seco com humidade de 50% ou 90%, a temperatura média de entrada da água foi de 7°C com uma velocidade de 1,5 a 1,7 m/s. Dezoito amostras de permutadores de calor com alhetas onduladas e disposição dos tubos escalonada foram testadas e possuíam as seguintes características: diâmetro do colar dos tubos de 8,620 mm e 10,380 mm, com passo transversal dos tubos de 25,400 mm, passo longitudinal de 19,630 mm e 20,070 mm, espaço entre alhetas de 1,450 mm a 3,510 mm, espessura da alheta de 0,120 mm e com 1, 2, 4 ou 6 filas de tubos. Os resultados demonstraram que: (1) para permutadores de calor com 1 fila de tubos, os coeficientes de Colburn para transferência de calor e de massa são maiores quando o espaçamento entre as alhetas é menor, sendo que para Reynolds menores que 3000 os efeitos são reduzidos. Quando os números de filas de tubos é maior que 1, os coeficientes de transferência de calor e de massa são independentes do espaçamento entre alhetas; (2) Os efeitos da humidade relativa do ar na entrada do permutador de calor são insignificantes no que diz respeito aos coeficientes de Colburn para transferência de calor e de massa; (3) com o aumento do número de filas de tubos, a influência das condições de entrada do ar e dos parâmetros geométricos é reduzida devido aos inúmeros vórtices que são gerados devido a colisão do ar com as próximas fileiras de tubos; e (4) a razão entre o coeficiente de transferência de calor sensível e o produto do calor específico do ar com o coeficiente de transferência de massa varia entre 0,6 e 1,1, sendo independente do espaçamento entre alhetas.

Kuvannarat *et al.* (2006) investigaram e avaliaram a influência da espessura da alheta em permutadores de calor que operam em condições de arrefecimento e desumidificação do ar por meio de testes experimentais realizados num túnel de vento onde a velocidade do ar varia entre 0,5 a 6,0 m/s. As condições do ar na entrada do permutador de calor foram mantidas a 28°C e 60%, e a temperatura média de entrada da água foi de 7°C com um caudal mássico de 0,14 kg/s. Dez amostras de permutadores de calor com alhetas onduladas do tipo herringbone e disposição dos tubos escalonada foram testadas, possuindo as seguintes características: diâmetro externo do tubo de 3/8" (9,525 mm), com passo transversal dos tubos de 25,400 mm, passo longitudinal de 19,050 mm, passo das alhetas de 1,410 mm, 1,810 mm e 2,540 mm, espessura da alheta de 0,115 mm e 0,250 mm com número de filas de tubos e 2, 4 e 6. Concluiu-se que: (1) Em permutadores de calor com 2 filas de tubos e passo das alhetas de 1,410 mm, a espessura das alhetas é de extrema relevância. O coeficiente de transferência de calor é de 5 a 50% maior e a perda de carga é de 5 a 20% maior quando as

alhetas possuem espessura de 0,250 mm quando comparadas com as de 0,115 mm. Tal facto é explicado pela redução entre o espaço efetivo para circulação do ar (diferença entre o passo das alhetas e a sua espessura), juntamente com a interação com as gotículas de água condensada na superfície das alhetas que promovem uma maior geração de vórtices favoráveis a troca térmica; (2) ainda em permutadores com 2 filas de tubos, porém, aumentando o passo das alhetas para 2,540 mm, estes resultados não são tão expressivos e o coeficiente de transferência de calor para alhetas de 0,250 mm é, no máximo, 20% superior quando comparado com alhetas de 0,115 mm. Para velocidades do ar maiores que 3 m/s não há diferença significativa. A explicação para tal redução no desempenho deve-se ao facto de haver mais espaço livre para a circulação do ar entre as alhetas e, portanto, ocorre uma menor interação com as gotículas de água e um menor escoamento na direção das ondulações das alhetas; e (3) com o aumento do número de filas de tubo para 4, a influência da espessura das alhetas diminui ainda mais e quando o número de filas é 6 as diferenças são desprezáveis. Uma maior quantidade de filas de tubos cria vórtices e mistura do caudal de ar que sobrepõe os efeitos descritos anteriormente para permutadores com 2 filas de tubos.

As alhetas podem ser consideradas como parcialmente húmidas ou totalmente húmidas. As condições de superfície de alheta totalmente húmida ocorrem quando as temperaturas das alhetas e dos tubos são inferiores ao ponto de orvalho do ar circulante e condições de alheta parcialmente húmida ocorrem quando o ponto de orvalho do ar circulante se situa entre a temperatura das alhetas e dos tubos, e assim sendo, apenas parte da alheta possuirá condensado. Cartas para identificar a condição das alhetas em função das condições de operação foram elaboradas por Huzayyin *et al.* (2007), por meio de testes experimentais realizados num túnel de vento onde a velocidade do ar varia entre 0,5 a 1,5 m/s, a temperatura média de bolbo seco do ar na entrada do permutador varia entre 20 e 30 °C, a humidade relativa do ar varia entre 40 e 95% e a pressão manométrica no evaporador com fluido frigorígeno R134a varia entre 308 a 377 kPa. As características básicas do permutador de calor utilizado nos ensaios experimentais são: alhetas onduladas, disposição dos tubos escalonada, diâmetro externo do tubo de 3/8", com passo transversal dos tubos de 22,475 mm, passo longitudinal de 25,715 mm, 9 alhetas por polegada, espessura da alheta de 0,140 mm, com 3 filas de tubos e 9 tubos por fila. As conclusões dos testes mostram que: (1) para qualquer velocidade do ar, o aumento da humidade relativa do ar na entrada diminui a diferença de temperatura do ar entre a entrada e a saída do alhetado, aumenta a capacidade de desumidificação (massa de condensado) e aumenta a diferença de pressão do

ar ao atravessar o evaporador. A diminuição na diferença da temperatura do ar entre a entrada e saída do ar pode ser explicada devido ao aumento da condensação nas superfícies das alhetas e tubos que aumenta a resistência à transferência de calor. O aumento na capacidade de desumidificação do ar deve-se ao aumento da pressão de vapor do ar. O aumento da perda de pressão do ar deve-se ao facto da maior espessura do filme de condensado aumentar a rugosidade superficial das alhetas e reduzir a área livre para escoamento do ar; (2) com o aumento da velocidade do ar, existe um aumento no caudal total de ar que leva a um aumento na capacidade térmica do evaporador e a um aumento na temperatura de saída do ar. Quanto maior for a velocidade do ar, maior será a taxa de condensação de água nas superfícies das alhetas devido ao aumento da taxa de transferência de massa e ao aumento da taxa da renovação de ar circulante. A perda de carga do ar também aumenta com o aumento da velocidade do ar devido ao aumento do atrito entre o ar e as alhetas e ao aumento na formação de condensado; (3) O aumento da temperatura do ar na entrada do evaporador para uma mesma humidade relativa, aumenta a pressão de vapor da água gerando uma maior quantidade de condensado nas alhetas. A temperatura do ar na entrada não tem uma relação significativa com a perda de pressão do ar; (4) ao diminuir a pressão de evaporação do R134a, ocorre uma diminuição no valor da temperatura do ponto de orvalho local gerando uma maior quantidade de condensado na superfície das alhetas; e (5) com o aumento do número de Reynolds do escoamento, ocorre um aumento no coeficiente de transferência de calor de convecção que diminui com o aumento da humidade relativa e com o aumento da temperatura de entrada do ar.

### **2.2.2.3. Alhetas congeladas**

Quando a temperatura das superfícies dos permutadores de calor se encontra abaixo da temperatura de ponto de orvalho local e abaixo da temperatura do ponto de congelação da água, a humidade presente no ar circulante adere nas superfícies das alhetas e tubos na forma de gelo. Negrelli & Hermes (2015) desenvolveram uma correlação semi-empírica para determinação da condutividade térmica do gelo no intervalo de  $-30$  a  $-4^{\circ}\text{C}$ , baseado em 188 dados obtidos da literatura disponível. Sommers *et al.* (2017) desenvolveram uma correlação semi-empírica para prever a densidade do gelo em substratos hidrofílicos e hidrofóbicos. Estes estudos possuem informações importantes, uma vez que o crescimento contínuo da camada de gelo forma uma barreira na superfície do permutador de calor que, devido à sua estrutura porosa e baixa condutividade térmica, causa diminuição na capacidade térmica do equipamento e pode bloquear o caudal de ar. Esta condição deve-se à redução do caudal de

ar circulante resultante do aumento gradual da camada de gelo que diminui a área livre para escoamento do ar, incrementando assim, a perda de pressão do ar circulante. Também contribuem para esta condição as propriedades isolantes do gelo que aumentam a resistência à transferência de calor (Da Silva *et al.*, 2011). Dessa forma, a quantidade de ar que o ventilador pode mover através da serpentina é reduzida quanto maior for a camada de gelo formada e para a recuperação das condições iniciais de operação são necessárias paragens regulares para derretimento do gelo.

Segundo Reindl & Jekel (2009), a descongelação natural é amplamente utilizada quando o espaço refrigerado opera acima de 3,3 °C. Abaixo deste valor são recomendados outros tipos de descongelação entre os quais, para a refrigeração comercial, são mais utilizados a descongelação elétrica e a gás quente. A descongelação é denominada natural quando simplesmente o sistema de refrigeração interrompe o funcionamento e o ar circulante no evaporador encarrega-se de fornecer a energia necessária para derretimento do gelo. A descongelação é denominada elétrica quando existem resistências elétricas de aquecimento, usualmente tubulares, posicionadas na serpentina de modo a aquecer tanto o ar circulante como a superfície da serpentina e que, dessa forma, derrete o gelo mais rapidamente. A descongelação por gás quente ocorre quando o gás proveniente da descarga do compressor é injetado no evaporador de modo a efetuar a descongelação de "dentro para fora".

A formação de gelo e descongelação em permutadores de calor tubo-alheta em aplicações de frigoríficos domésticos foram estudadas por Knabben *et al.* (2011) obtendo, via nove ensaios experimentais que simulam diferentes condições de operação, a validação de um modelo matemático para prever a massa de gelo formada e a perda de pressão do ar com erro de  $\pm 10\%$ . Outros três ensaios experimentais avaliaram a redução da quantidade de alhetas nas posições críticas e conseqüente formação de gelo. Os resultados conduziram a reduções de capacidade de 2,5-10,0%, porém com aumento de área livre para escoamento do ar nas regiões que tiveram alhetas removidas, ou seja, menor tendência ao bloqueio do fluxo de ar. Também foi analisada o desempenho da descongelação através da necessidade de calor em cada fila de tubos do permutador. Desse modo, o tempo da descongelação necessário reduziu de 8,50 minutos para 3,67 minutos.

O efeito da morfologia do gelo no desempenho termo-hidráulico de permutadores de calor alhetados com ventilação forçada foi estudado por Da Silva *et al.* (2017) de maneira

experimental e por via simulação numérica. Os ensaios experimentais indicam que a estrutura do gelo é mais densa quando a temperatura da superfície da serpentina é mais alta ( $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) do que quando é mais baixa ( $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), i.e., quando aparecem cristais de gelo em estruturas dendríticas e em forma de agulha. Também foi comprovada a influência da morfologia e densidade do gelo no desempenho do permutador de calor, uma vez que, em condições de operação diferentes, a mesma quantidade mássica de gelo distribuída nas alhetas gerou perdas de pressão no ar distintas. Quando o gelo é mais denso, a perda de pressão do ar ao atravessar as alhetas é menor e, portanto, mais favorável ao desempenho global do equipamento. As simulações experimentais indicam que a velocidade do ar entre as alhetas aumenta à medida que o gelo cresce (redução da área livre para passagem). Assim, o coeficiente de transferência de calor e massa aumenta de maneira a compensar a redução do caudal de ar e, durante um período, manter a capacidade de refrigeração aproximadamente constante antes de decrescer e afetar o desempenho global do equipamento. Também através da simulação numérica, foi mensurado o tempo para a capacidade de refrigeração diminuir em 30% (momento da paragem para descongelação) em três diferentes configurações de tubos-alhetas. A área de troca térmica e a temperatura de operação foi aumentada com relação ao permutador de calor de referência, de maneira a manter a capacidade de refrigeração constante. Os resultados indicam que é possível aumentar o tempo de refrigeração em 27 minutos (antes da perda de 30% de capacidade), por meio do aumento do comprimento perpendicular ao fluxo de ar da serpentina e manutenção do espaçamento entre alhetas. Ao reduzir o espaçamento entre alhetas e manter o comprimento da serpentina, o tempo em que a serpentina perde 30% de capacidade é 2 minutos inferior relativamente ao modelo de referência.

Amer & Wang (2017) realizaram uma vasta pesquisa na literatura disponível com o intuito de apresentar o estado da arte no que se refere a métodos e técnicas de descongelação aplicáveis à indústria do aquecimento, ventilação, ar condicionado e refrigeração. São descritas e analisadas técnicas passivas que, em geral, envolvem a mudança nas características superficiais das alhetas como forma, geometria, estrutura ou tratamento superficial: (1) Superfícies micro-ranhuradas podem otimizar a drenagem de água de fusão. Por consequência, menos energia é necessária para realizar a descongelação; (2) Superfícies com revestimento super hidrofílico podem retardar a inicialização da formação de gelo, fornecem menor adesão nas moléculas de água durante a descongelação e fornecem melhores resultados do que superfícies hidrofílicas e sem revestimento superficial. Técnicas ativas que podem ser utilizadas para auxiliar no processo de

descongelamento também são abordadas: (1) Eletro-hidrodinâmica, que consiste em aplicar um campo elétrico de alta tensão ao fluxo de ar e, dessa maneira, minimizar a formação de gelo. A eletro-hidrodinâmica fornece melhores resultados quando o fluxo do ar é laminar e, também, com corrente elétrica alternada. Porém, o tempo de descongelamento não será tão reduzido quanto com o uso de superfícies tratadas ; (2) O uso de vibração ultrasónica fornece efetividade na remoção de gelo e retarda o crescimento de gelo com operação contínua ou intermitente. Porém, o consumo de energia das fontes ultrasónicas necessita ser minimizado. As técnicas de descongelamento mais usuais são a natural (On/Off), com resistências elétricas de aquecimento e gás quente (mais eficiente, porém mais caro). No que diz respeito ao controle das descongelamentos, são necessários maiores desenvolvimentos para garantir confiabilidade, repetibilidade, estabilidade dos sistemas desenvolvidos.

Aljuwayhel *et al.* (2007) desenvolveram um modelo de cálculo para determinar a influência do escoamento cruzado em contra corrente e do escoamento cruzado em corrente paralela em evaporadores sob condições de alheta congelada no que diz respeito à formação de gelo e à redução da capacidade de refrigeração em função do tempo. As conclusões indicam que permutadores de calor em corrente paralela são mais eficientes em diversos aspectos: (1) a capacidade inicial de refrigeração é aproximadamente 8% maior; (2) a formação de gelo é mais uniforme, ou seja, não existe uma região mais propensa à formação de gelo, permitindo que a taxa do aumento da perda de carga do lado ar seja menor promovendo assim uma menor perda na capacidade de refrigeração devido à redução do caudal de ar; e (3) O evaporador consegue operar por um maior período de tempo antes de realizar a descongelamento.

Para avaliar o desempenho de permutadores de calor alhetados sob condições de formação de gelo sobre as alhetas e tubos, Aljuwalyhel *et al.* (2008) realizaram estudos experimentais com um evaporador de câmara fria industrial. A câmara fria possui temperatura ambiente média de -29 °C e é utilizada para armazenar gelados. A aquisição de dados foi realizada por meio de sensores de velocidade, temperatura e humidade posicionados na entrada e saída do caudal de ar. Comprovaram experimentalmente que: (1) a redução na capacidade de refrigeração do evaporador deve-se à formação de gelo entre as alhetas que é responsável pela diminuição da área livre de escoamento do ar com consequente aumento da perda de pressão e redução no caudal de ar circulante quando são utilizados ventiladores de rotação fixa; (2) A diferença de temperatura na entrada e saída do evaporador tende a aumentar com a redução do caudal de ar ao longo do tempo.

Em aplicações da refrigeração industrial, Reindl & Jekel (2009) estudaram as características de formação de gelo em evaporadores e consideraram o passo das alhetas, a localização da serpentina, a humidade do ar e tipo de gelo como sendo os fatores determinantes na taxa de redução da capacidade da serpentina durante o período de formação do gelo: (1) diminuir o passo das alhetas pode ser desejável devido ao aumento na área de transferência de calor, porém, em condições de formação de gelo, o bloqueio do caudal de ar circulante ocorrerá mais rápido devido ao menor espaço disponível para crescimento da camada de gelo. Assim sendo, será necessária uma maior frequência de ciclos de descongelação. O passo das alhetas deve ser cuidadosamente estipulado em projeto levando em conta a área necessária para a transferência de calor com as condições de operação da serpentina; (2) os evaporadores não devem ser instalados logo acima das portas das câmaras frigoríficas por ser esta a região onde o ar saturado de humidade se concentra. Logicamente, quanto maior for a humidade, maior será a acumulação de gelo nas superfícies frias dos evaporadores; (3) existem condições desfavoráveis à formação de gelo que leva à congelação de cristais de gelo diretamente no caudal de ar. Esses cristais aderem nas alhetas devido ao impacto criando um gelo de menor massa específica que bloqueia com maior rapidez o caudal de ar através da serpentina. A condição desfavorável de formação de gelo ocorre quando a humidade do ar na entrada do evaporador é muito alta e a temperatura de ponto de orvalho das superfícies do equipamento é muito baixa. Dessa forma, o ar fica saturado de humidade durante o processo de arrefecimento o que leva à formação de cristais de gelo diretamente no caudal de ar.

### **2.3. Desempenho de expositores refrigerados**

Os expositores de produtos refrigerados podem ser classificados com base em inúmeros critérios, porém, a classificação mais usual divide os expositores em verticais, semi-verticais, horizontais e combinados; os quais podem ser fechados ou abertos ao ambiente da loja; para auto-serviço ou não. Conforme a norma técnica ISO 23953-1 (2005) pode-se dizer que: Expositores refrigerados verticais possuem multi-prateleiras com altura total superior a 1,5 m, Fig. 9(a). Expositores refrigerados semi-verticais são aqueles em que a altura total não ultrapassa 1,5 m e a abertura de exposição pode ser vertical ou inclinada Fig. 9(b). Expositores refrigerados horizontais possuem abertura de exposição horizontal na sua face superior Fig. 9(c). Expositores refrigerados combinados são aqueles que combinam

no mínimo duas das características acima descritas num mesmo equipamento de exposição Fig. 9(d).



Fig. 9 - Tipos de expositores refrigerados: (a) vertical aberto, (b) semi-vertical aberto, (c) horizontal aberto e (d) combinado (superior vertical fechado e inferior horizontal aberto). (Cortesia Eletrofrio Refrigeração Ltda.).

Expositores refrigerados abertos são aqueles cujo acesso aos produtos se dá de maneira direta sem a necessidade de abertura de portas ou tampas. Expositores refrigerados fechados são aqueles que o acesso aos produtos se dá por meio da abertura de uma porta ou tampa que pode ser acedida ou pelo cliente (auto-serviço) ou pelo operador. Cada expositor possui a sua temperatura de operação característica, seja ele para conservar gelados, produtos congelados, carnes frescas, derivados do leite ou hortofrutícolas.

O desempenho e consumo de energia destes equipamentos são diretamente influenciados pelo clima no qual estão inseridos, ou seja, temperatura, humidade e movimento do ar que os envolve. As variações climáticas afetam com menor intensidade os expositores fechados e horizontais, porém, quando se trata de expositores verticais abertos de média temperatura, a influência é extremamente significativa sendo que 80% da carga

térmica nestes expositores se deve à infiltração de ar externo, enquanto a radiação térmica é responsável por aproximadamente 9%. Já para expositores horizontais abertos de baixa temperatura, a parcela devido à infiltração do ar decresce para 24% e parcela correspondente à radiação aumenta para 43%, sendo este o fator de maior relevância no consumo de energia neste tipo de expositor. Tais números explicam a maior sensibilidade de expositores verticais abertos à variação climática relativamente aos demais tipos de expositores, tal como evidenciado na Fig. 10 (ASHRAE, 2010).

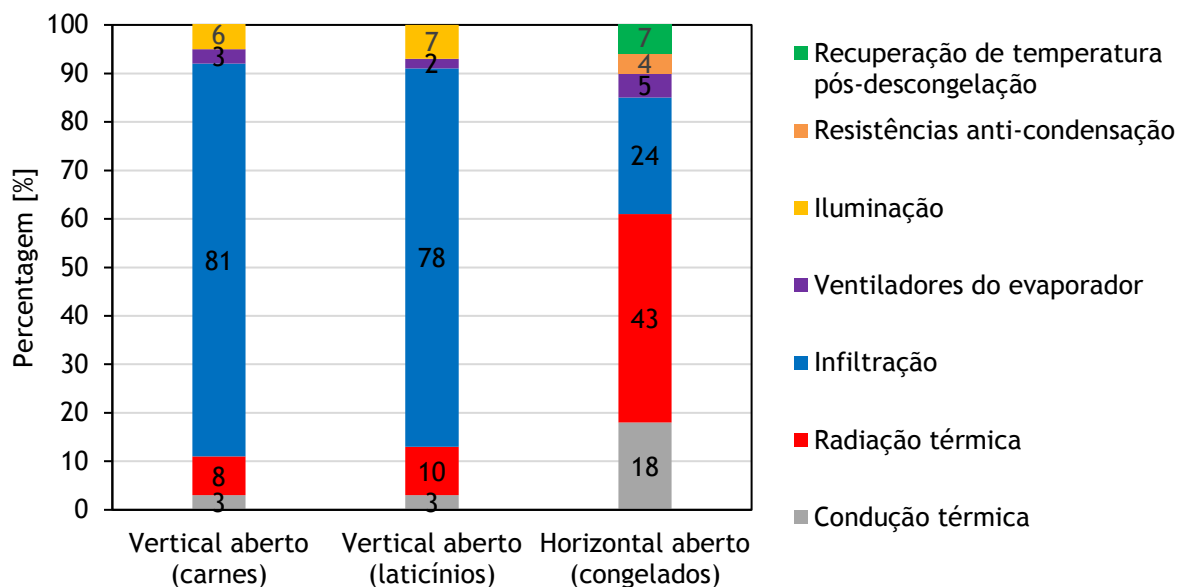


Fig. 10 - Distribuição percentual da carga térmica em três diferentes aplicações de expositores refrigerados (ASHRAE,2010).

Tamanho flexibilidade de formas e modelos faz com que cada expositor tenha características físicas, de funcionamento e de operação diferenciadas. Portanto, a influência climática no desempenho e consumo energético deste tipo de equipamento deve ser analisada cuidadosamente. Os expositores verticais abertos, nos quais a infiltração de ar externo é o aspecto de maior relevância na carga de refrigeração, são os mais suscetíveis a apresentar problemas devido à oscilação da temperatura e umidade local do ar em detrimento dos demais tipos de expositores.

Destaca-se que deve existir sempre um processo de melhoria contínua no que diz respeito ao aperfeiçoamento da cortina de ar e projeto de permutadores de calor cada vez mais direcionados para o tipo de expositor no qual será instalado. A melhoria na cortina de ar deve estar sempre relacionada com a redução da infiltração de ar externo. Os permutadores de calor devem atender a necessidade térmica do expositor sem propiciar um bloqueio muito rápido do ar que atravessa as alhetas. Assim, o espaçamento entre alhetas deve ser avaliado sempre levando em conta o tipo de expositor e a quantidade de descongelações diárias desejadas. Alhetados com espaçamento entre alhetas modulares (não uniformes) podem auxiliar na redução da quantidade de descongelações diárias ou em situações críticas de humidade e temperatura do ar ambiente.

É importante entender como estes equipamentos operam fora do ponto de projeto, ou seja, em condições climáticas com severidade superior ou inferior à condição de projeto. A norma de testes de expositores refrigerados ISO 23953-2 (2005) contempla diversas classes climáticas, ou seja, define padrões climáticos para o projeto de expositores em condições de maior e menor adversidade. Dessa forma torna-se possível mensurar ganhos ou perdas de eficiência energética, na qualidade de conservação dos produtos e diferenças na parametrização dos diferentes tipos de equipamentos em diferentes condições de operação.

### **2.3.1. Investigações e testes experimentais**

Uma investigação interessante realizada em campo e em laboratório por Tassou & Datta (1999) em expositores verticais abertos, avaliou o impacto das condições ambientais na formação de gelo e descongelção em evaporadores destes equipamentos. Os testes em laboratório foram efetuados numa câmara climática especial de acordo com o sugerido na norma europeia EN 441-4 (1994). Para avaliar a influência da descongelção na temperatura dos produtos expostos, a condição climática de teste correspondeu a uma temperatura média do ar ambiente de 22 °C e humidade relativa média de 65%. Foram registadas oscilações entre 3 °C e 7 °C nas temperaturas dos produtos, sendo que a temperatura do produto mais quente atingiu 12 °C, um valor muito acima do esperado, tendo em vista que o expositor foi projetado para uma temperatura de conservação dos produtos a 5 °C. Ao examinar os dados percebe-se que o expositor não operou na parametrização ideal de tempo e quantidade de descongelações para aquela condição climática. Os testes efetuados em campo, no inverno e no verão, mostram a drástica influência do clima na quantidade de água

recolhida por período de descongelção (a cada 6 horas neste teste experimental). Na condição de verão, a humidade dentro da loja variou entre 45% e 55% e no inverno entre 22% e 25%. O volume médio de água recolhida no verão foi de 5,10 litros por descongelção e no inverno de 2,50 litros por descongelção. Conclui-se que para um mesmo expositor, a quantidade de descongelções diárias necessárias varia de acordo com a condição climática. A experiência foi repetida em laboratório com obtenção de resultados similares. Testes experimentais adicionais foram realizados em câmara climática relativamente à variação da quantidade de descongelções necessárias em função da oscilação da humidade relativa do ar num ambiente onde a temperatura média de bolbo seco se encontrava a 26 °C. O funcionamento do expositor foi acompanhado a partir do término de uma descongelção de referência até que a formação excessiva de gelo bloqueasse o caudal de ar através da serpentina. O bloqueio deu-se em 5 horas para uma humidade relativa de 50%, em 6,5 horas para humidade relativa de 40% e em 9 horas para uma humidade relativa de 30%. Conclui-se que o expositor pode ter o período de funcionamento aumentado (menor número de descongelções) quando o valor da humidade é mais reduzido. A situação contrária ocorre quando o valor da humidade é mais elevado. Usualmente, as descongelções possuem um tempo fixo de acordo com a especificação do fabricante. Tal facto gera situações em que a descongelção ocorre desnecessariamente, para valores baixos de humidade, que resultará no aumento do consumo de energia. Por outro lado, para valores elevados da humidade, podem surgir situações em que as descongelções programadas são insuficientes, que além do consumo exagerado de energia afetará o estado de conservação ideal dos produtos expostos. Ensaios experimentais foram realizados pelo Gas Research Institute (2000) com o intuito de avaliar a diferença de desempenho térmico devido à diminuição da humidade relativa do ar em quatro dos mais populares tipos de expositores refrigerados. A temperatura média de bolbo seco do ar ambiente foi mantida a 24 °C e a humidade relativa variou entre 35% e 55%. No que diz respeito à formação de gelo e à sua influência no desempenho térmico dos expositores refrigerados destacam-se a massa total de água recolhida após 24 horas de operação (Fig. 11) e o aumento da proporção da carga latente relativamente à carga de refrigeração total do expositor (Fig. 12). Com o aumento da humidade relativa ocorre um aumento expressivo na quantidade de água condensada (proveniente da descongelção e do período de operação) e, por consequência, na carga latente de refrigeração. O aumento da quantidade de humidade no ar ambiente tem implicações diretas na carga removida pelo evaporador que por sua vez se reflete num aumento do consumo de energia dos compressores para que os produtos sejam mantidos nas condições ideais de temperatura independentemente do clima externo.

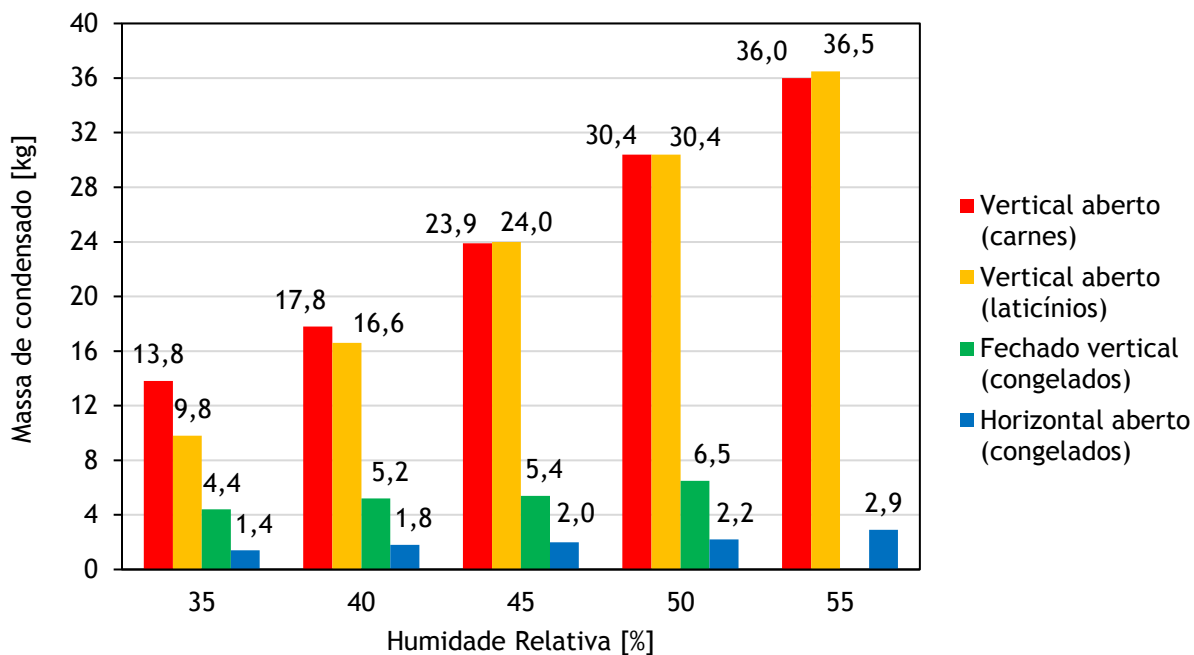


Fig. 11 - Massa total de condensado recolhido em diferentes condições de operação num período de 24 horas (Gas Research Institute, 2000).

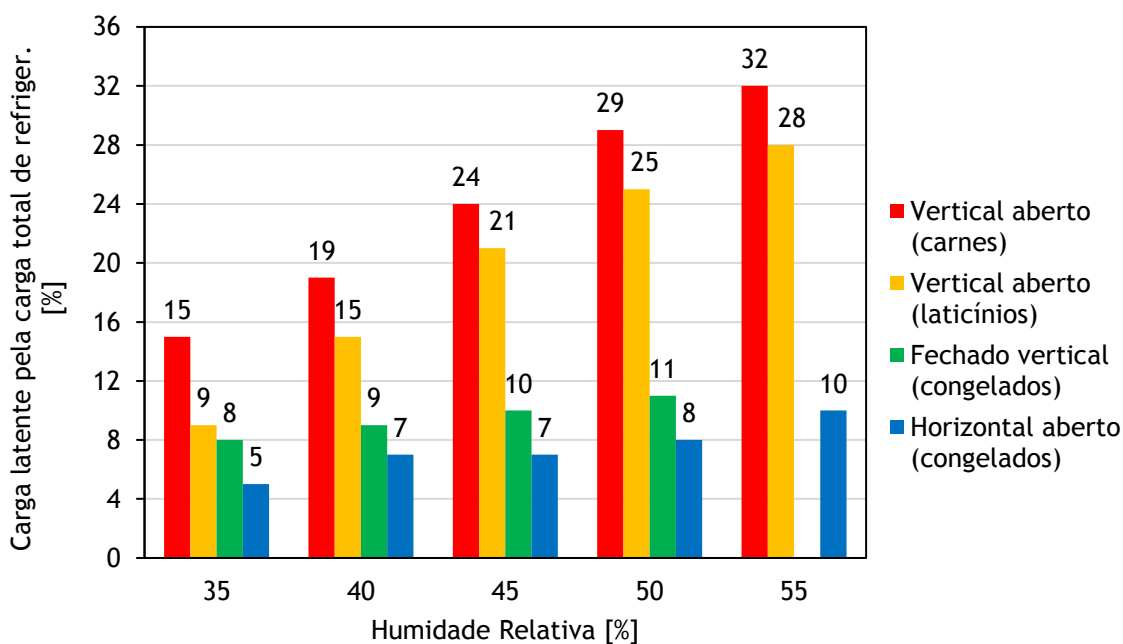


Fig. 12 - Percentagem da carga latente sobre a carga total de refrigeração em diferentes condições de operação (Gas Research Institute, 2000).

Uma revisão de publicações relacionadas com a influência da humidade em expositores refrigerados foi organizada por Kosar & Dumitrescu (2005), que após cruzar os resultados obtidos por cinco autores concluiu que a redução nos níveis de humidade de 55% para 35% dentro de supermercados pode acarretar dezenas de milhares de kWh de economia na energia gasta com sistemas de anti-condensação, de descongelação elétrica e com a operação de compressores. Os sistemas de anti-condensação são responsáveis por 55% do potencial de economia disponível enquanto 44% correspondem aos compressores e 1% devido à energia gasta para efetuar a descongelação. As conclusões foram baseadas em estimativas e podem variar dependendo do tipo e quantidade de expositores utilizados, porém demonstram um ótimo indicativo para alcançar os melhores níveis de economia de energia em supermercados.

Foram realizadas investigações completas que levaram em consideração não apenas o impacto da variação da temperatura e da humidade relativa do ar ambiente da loja, mas também o módulo e direção da velocidade do escoamento do ar ambiente relativamente ao plano da abertura frontal de expositores refrigerados verticais abertos por Gaspar *et al.* (2007). Estes desenvolveram 9 ensaios experimentais baseados na norma europeia EN 441. Foram registados os valores da temperatura e da humidade relativa do ar na zona de conservação dos produtos, da temperatura, humidade relativa e velocidade do ar nas grelhas de insuflação e de retorno do ar, da temperatura no interior dos produtos e na entrada e saída do evaporador. Os testes foram efetuados durante períodos de 12 horas. Ao variar a humidade relativa ambiente de 35% para 60% mantendo constantes a temperatura média de bolbo seco a 25 °C, a velocidade do ar ambiente a 0,2 m/s e a direção do escoamento paralela ao plano de abertura do expositor foi registado um aumento de 46,4% na carga térmica devido a infiltração de ar externo e um aumento de 41,1% na carga latente. Esta condição deve-se ao facto de que quando o ar ambiente se encontra mais próximo da saturação, as superfícies geladas do evaporador removem mais água do ar resultando num aumento de 213% na água recolhida a cada ciclo de descongelação nas condições climáticas testadas. Ao variar apenas a temperatura média de bolbo seco do ambiente de 20 °C para 25 °C mantendo constantes a humidade relativa do ar ambiente em 60%, a velocidade do ar ambiente a 0,2 m/s e a direção do escoamento paralela ao plano de abertura do expositor foi registado um aumento de 33,3% na carga térmica devido à infiltração de ar externo. Alterando a direção do caudal de ar ambiente de 0° (paralelo) relativamente ao plano de abertura do expositor para 45° (oblíquo) e posteriormente para 90° (perpendicular), mantendo constantes a temperatura média de bolbo seco a 25 °C, a humidade relativa do ar

a 60% e a velocidade do ar ambiente a 0,2 m/s, a carga térmica total do equipamento aumenta 4,6% e 5,7% respetivamente. Nota-se que ao alterar a direção do escoamento do ar ocorre uma drástica quebra na cortina de ar que coloca em risco a temperatura adequada de conservação dos produtos que aumenta de 2,9 °C para 8,4 °C e 6,7 °C. Nota-se que a direção oblíqua é mais prejudicial à conservação dos produtos. Por fim, ao alterar apenas a velocidade do ar ambiente de 0,2 m/s para 0,4 m/s mantendo constantes a temperatura média de bolbo seco a 25°C, a humidade relativa do ar a 60% e a direção paralela do caudal de ar, ocorre um aumento de 53,6% na carga total do equipamento e 76,9% na carga latente. Novamente, a temperatura do produto atinge valores que colocam em risco a conservação ideal dos produtos que incrementou de 2,9 °C a 11,0 °C. Com base nos resultados obtidos destaca-se a importância de se evitar correntes de ar indesejadas nas proximidades de expositores refrigerados quando instalados em supermercados, que podem ser causadas por saídas de sistemas de condicionamento de ar, corredores e portas que causem fluxos de ar por diferenças de pressão e ventiladores.

Para avaliar as diferenças e impactos do desempenho de expositores refrigerados quando testados em laboratório e em campo, Mousset & Libsig (2011) realizaram um estudo comparativo entre as duas situações. Os estudos foram realizados em expositores verticais abertos de média temperatura. Em laboratório, os expositores foram testados em três condições climáticas referenciadas na norma ISO 23953 (2005) e definidas como classes 1, 2 e 3 (ver Tabela 2).

Tabela 2. Definição das classes climáticas (ISO 23953-2, 2005, Mousset & Libsig, 2011).

Grandeza	Classe 1	Classe 2	Classe 3
Temperatura média de bolbo seco [°C]	16	22	25
Humidade relativa média [%]	80	65	60
Entalpia específica média [kJ/kg]	39,2	49,7	55,8

Em campo, não é possível manter a temperaturas e humidade do ar fixas de acordo com as classes climáticas e as medidas oscilaram durante o ano. Para se conseguir correlacionar os dados obtidos em campo com os de laboratório foi tida como referência a variação da entalpia do ar ambiente. Dessa maneira foi possível identificar que nas lojas

observadas, a condição climática esteve mais que 98% do tempo abaixo da classe n.º 2. No entanto, é necessário que a segurança alimentar dos consumidores seja mantida em 100% do tempo, o que confirma a necessidade de a homologação destes equipamentos ser realizada na classe climática n.º 3. Os dados adquiridos foram analisados e extrapolados tal que a carga térmica do equipamento em laboratório foi de 11% a 17% superior do que a registada em campo para a classe climática n.º 3. Esta situação deve-se ao facto da corrente de ar induzida (com velocidade do ar entre 0,1 e 0,2 m/s) em laboratório que é paralela ao plano frontal de abertura do expositor não se repetir em campo. Na loja, existe uma estratificação do ar que impede a homogeneidade de temperatura média do ar ambiente, já que enquanto o sensor ambiente posicionado a 2,2 m de altura do solo mede 25 °C, no nível do solo as temperaturas podem ser inferiores a 15 °C.

A principal técnica para reduzir a infiltração de ar ambiente em expositores refrigerados é fechá-los com portas de vidro. Faramarzi *et al.* (2002) atingiu uma redução de 68% na carga de refrigeração com o uso das portas de vidro. Frickie & Becker (2010) identificaram a necessidade de realizar a comparação entre expositores abertos e fechados não apenas sob o ponto de vista do consumo de energia, mas também acerca do impacto sobre o volume de vendas em duas lojas com condições de operação e climáticas similares. Na situação testada, o consumo de energia direto dos expositores refrigerados fechados (ventiladores, iluminação e resistências de orvalho) aumentou 194% com relação aos abertos devido ao acréscimo de potência de iluminação e as resistências de aquecimento das portas que são necessárias para evitar a condensação de água nas suas superfícies em condições climáticas de maior humidade relativa. No entanto, o consumo de energia mais representativo que é dos compressores reduziu aproximadamente 72%. No balanço geral, os expositores abertos consomem aproximadamente 30% mais energia que os fechados. No caso de uso de portas sem aquecimento e iluminação LED nos expositores fechados este valor pode atingir 175%. O volume de vendas, quando comparado o expositor fechado com aberto permaneceu estatisticamente o mesmo, ou seja, não houve diferença considerável e, portanto, as portas não influenciaram no volume de vendas. Também concluíram que o consumo de energia em expositores fechados permaneceu aproximadamente constante quando a humidade relativa aumentou de 20% para 40% enquanto que o consumo de energia em expositores abertos aumentou 25% quando a humidade relativa aumentou de 20% para 45%.

Em situações ideais de operação, ocorre condensação de água e formação de gelo somente nas superfícies do permutador de calor, no entanto, Piucco *et al.* (2011) analisaram algumas circunstâncias especiais onde ocorre formação de gelo nas superfícies internas superiores de um equipamento refrigerado doméstico. Assumindo que não ocorre infiltração de ar através das borrachas de vedação das portas, a possibilidade de formação de gelo num compartimento refrigerado onde as portas estão fechadas é baixa. No entanto, quando as portas são periodicamente abertas, a nucleação de gelo normalmente pode ocorrer. As duas situações foram testadas e as hipóteses do modelo teórico comprovadas de maneira qualitativa numa câmara climática com controlo de temperatura e de humidade do ar.

Markusson & Rolfsman (2013) estudaram o potencial de economia de energia ao instalar portas em expositores verticais abertos e ajustar o sistema de refrigeração pré-existente a nova condição de operação (retrofit). O ajuste do sistema de refrigeração consistiu em utilizar conversores de frequência nos compressores e ventiladores do *Dry-Cooler* de modo a trabalhar com a temperatura de evaporação e de condensação flutuantes de acordo com a procura e condições ambiente, respetivamente. Desse modo foi possível atingir uma economia de energia total de 60%.

Simulações em Dinâmica de Fluidos Computacional (*Computational Fluid Dynamics - CFD*) foram realizadas por Orlandi *et al.* (2013) com o intuito de comparar a influência do procedimento de abertura de portas giratórias (com dobradiças) e deslizantes em expositores refrigerados e a contribuição de cada componente na carga térmica total do equipamento. Assim, concluiu-se que a entrada de energia no equipamento é 17% menor com o uso de portas deslizantes quando comparadas a porta giratória. A influência da fresta entre portas de 7 mm foi determinada como correspondente a 23% da carga de refrigeração durante o período onde não há abertura de portas e de 15% durante o período onde há abertura de portas.

Evans (2014) compilou uma série de estudos relacionados ao impacto do fecho de expositores verticais com portas de vidro. O principal impacto negativo devido ao uso das portas de vidro está na inserção de uma barreira física entre o consumidor e os produtos expostos, impedindo aos consumidores o manuseamento dos produtos sem abrir as portas, inibindo a compra de produtos por impulso. A carga térmica de refrigeração devido à infiltração de ar que é 78-81% (Fig. 10) em expositores abertos é drasticamente reduzida para 44% (Fig. 13) ao adicionar portas.

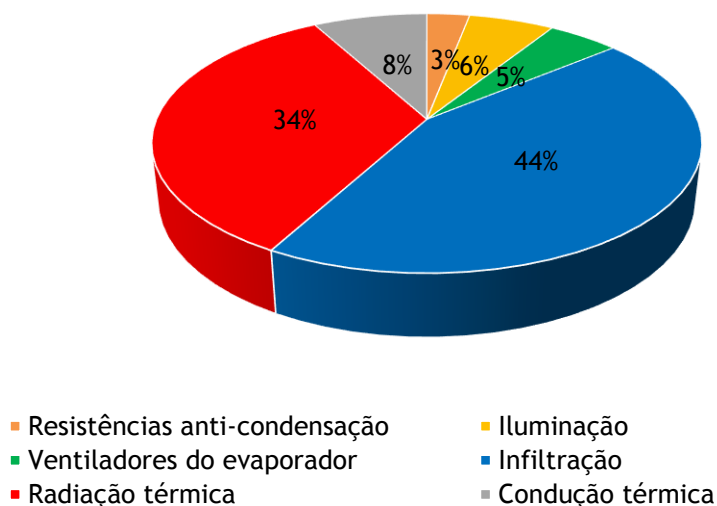


Fig. 13 - Distribuição percentual da carga térmica em expositores refrigerados verticais com portas de vidro (Evans, 2014).

Ao instalar portas de vidro em expositores refrigerados, é esperado que ocorra uma substancial redução no consumo de energia, porém a redução irá depender da condição do ar ambiente, da quantidade de abertura de portas por dia, do nível de infiltração durante as aberturas das portas, da qualidade dos materiais envolvidos na fabricação da porta e borrachas de vedação térmica. Dessa maneira, é possível encontrar na literatura disponível ganhos no consumo de energia que podem variar de 25% a 86%. A porta pode ser de vidro simples, duplo ou triplo, com ou sem baixa emissividade, pode ou não possuir aquecimento para evitar condensação superficial nos vidros e perfis metálicos.

A variação de temperatura interna dentro dos expositores refrigerados com portas é menor, portanto, a garantia da qualidade de conservação dos produtos expostos é maior e, dessa maneira, é possível trabalhar com temperatura de insuflação de ar superior do que em expositores sem portas. Assim sendo, é garantida maior homogeneidade de temperatura dos produtos expostos na frente e atrás das prateleiras.

Após a instalação de portas de vidro, os corredores frios dos supermercados aumentaram a temperatura média entre 2,5 °C e 3,5 °C. O resultado deste efeito é que os consumidores passaram a ficar mais tempo em frente aos expositores com consequente aumento nas vendas. No caso anterior, o resultado foi contrário ao imaginado devido à inibição da venda por impulso ou devido à barreira física entre o consumidor e o produto,

porém deve-se avaliar outros aspetos antes de optar pelas portas: as portas giratórias diminuem o espaço nos corredores das lojas e portas de correr fazem com que a abertura de uma porta venha a interferir na compra de outro cliente na porta adjacente. Os benefícios devido ao uso das portas de vidro podem ser extremamente significativos se todos os fatores mencionados forem avaliados criteriosamente. A procura mundial de métodos, procedimentos e meios de reduzir o consumo de energia tem conduzido a uma tendência crescente de utilização deste tipo de solução na maioria das situações. Alguns países europeus, como Suíça e Holanda, já tomaram medidas legais para tornar obrigatório o uso de portas em algumas situações.

## **2.4. Desempenho de evaporadores em expositores refrigerados**

Expositores refrigerados são armários providos de um sistema de refrigeração que permitem manter os produtos alimentares nele expostos arrefecidos ou congelados dentro dos limites de temperatura prescritos. Os permutadores de calor utilizados neste tipo de equipamentos são do tipo tubo-alhetas, compactos, e nos quais os fluidos que realizam a troca térmica operam em fluxo cruzado. A transmissão do calor ocorre entre o ar que atravessa as alhetas e o fluido frigorigéneo que escoar no interior dos tubos. É usual que os tubos sejam de cobre, circulares, lisos ou com corrugação interna e as alhetas sejam de alumínio, planas ou onduladas, lisas ou com diferentes tipos de corrugação superficial.

Durante o período de operação, as superfícies dos permutadores de calor de expositores de produtos refrigerados encontram-se a temperaturas abaixo da temperatura de ponto de orvalho e inferiores ao ponto de congelação local da água. Assim sendo, a condensação do vapor de água do ar circulante com posterior congelação nas superfícies das alhetas e tubos é inevitável.

Ao tratarem-se de expositores refrigerados, a significativa redução no caudal de ar durante o período de formação do gelo deteriora a cortina de ar que protege o ambiente refrigerado (especialmente em expositores abertos), possibilitando a entrada de ar ambiente no espaço refrigerado que prejudica a manutenção da temperatura ideal de conservação dos produtos expostos. Tal facto pode levar a grandes prejuízos devido às alterações nas propriedades organoléticas dos alimentos. Dessa forma, os expositores refrigerados necessitam de paragens de funcionamento regulares e programadas para descongelação do

gelo do evaporador com o intuito de retomar as condições iniciais de desempenho sem afetar o estado de conservação dos produtos. Pode-se dizer, no que diz respeito ao processo de formação e descongelamento do gelo, que o expositor ideal é aquele que possui a menor frequência de descongelamento com a menor duração possível. Desta forma garante-se um maior tempo de refrigeração com conseqüente menor oscilação da temperatura dos produtos expostos. A frequência das descongelamentos e a sua duração estão diretamente relacionadas com o projeto dos permutadores de calor alhetados e com o tipo de descongelamento a ser realizado.

O tipo, frequência e duração das descongelamentos são determinados por meio de testes experimentais de homologação realizados pelos fabricantes dos expositores refrigerados que são norteados por normas técnicas vigentes e estão diretamente relacionados com o projeto do permutador de calor de maneira que os produtos expostos estejam sempre na temperatura ideal de conservação. Entre os fatores de projeto que estão relacionados com a formação de gelo e com a descongelamento dos evaporadores de expositores refrigerados, o mais importante é o espaçamento entre alhetas. Numa mesma condição de operação, quanto menor o espaçamento entre alhetas, maior será a frequência de descongelamentos necessária, menor será o tempo contínuo de refrigeração e maior será a carga térmica devido à recuperação de temperatura de conservação, o que pode comprometer a conservação dos produtos. Quanto maior o espaçamento entre alhetas, menor será a frequência de descongelamentos, porém será necessário maior número de tubos para manter a área de troca térmica do evaporador a fim de obter a capacidade de refrigeração necessária. Tratando-se de tubos de cobre e alhetas de alumínio, quanto maior o número de tubos e menor o número de alhetas, maior será o custo do permutador e maiores serão as dificuldades inerentes ao processo de fabricação dos mesmos. Sabendo que o espaço físico dentro dos expositores é limitado, torna-se necessário balancear estas limitações de maneira a obter o melhor custo benefício.

#### **2.4.1. Investigações e testes experimentais**

Baseados em diversas correlações empíricas para determinação dos coeficientes de transferência de calor e das propriedades do gelo, Getu & Bansal (2007) desenvolveram um modelo matemático para analisar o desempenho térmico de evaporadores em expositores de baixas temperaturas. Expositores verticais com portas e horizontais abertos foram

testados experimentalmente de forma a validar o modelo desenvolvido. O modelo prevê a espessura da camada de gelo e a efetividade do permutador de calor. Concluiu-se que: (1) expositores verticais com portas são menos suscetíveis às mudanças climáticas do ambiente da loja do que expositores abertos horizontais; (2) a camada de gelo formada em expositores abertos horizontais é mais espessa e fornece um maior aumento na resistência à transferência de calor do que em expositores verticais com portas.

Chandrasekharan *et al.* (2006) propuseram uma ferramenta numérica para simular o desempenho de permutadores de calor modulares (passo de alhetas variável) em expositores refrigerados abertos verticais para média temperatura. De acordo com o modelo desenvolvido: (1) é possível uniformizar a formação do gelo ao longo das alhetas; e (2) os protótipos testados experimentalmente com passo de alhetas variável ao longo do evaporador resultam num menor consumo de energia do compressor quando comparados com os que possuem passo único de alhetas; e (3) concluem que avanços no desempenho de expositores refrigerados não podem ser obtidos apenas otimizando os evaporadores, é preciso otimizar os restantes aspetos dos projetos deste tipo de equipamentos em paralelo com os permutadores de calor.

## 2.5. Nota conclusiva

As referências bibliográficas indicam a importância das condições do ar ambiente, principalmente no desempenho de expositores refrigerados abertos, cuja condição limite para os estudos analisados é de 25 °C para a temperatura média do ar com 60% de humidade relativa. Porém, na prática existem situações em que é necessário extrapolar esta condição como em lojas sem condicionamento de ar localizadas em países tropicais, e em especial em regiões litorais.

Por isso, este trabalho tem como foco simular experimentalmente o funcionamento de expositores abertos e fechados em regiões de clima tropical (temperatura média do ar ambiente de 27 °C com 70% de humidade relativa). Serão estudados o impacto na formação de gelo e carga térmica de refrigeração. Além da condição climática, no caso de expositores abertos, três tipos de evaporadores com diferentes configurações de alhetas mas com a mesma área de troca térmica foram construídos e testados. Para os expositores verticais fechados para produtos resfriados foi avaliado o impacto das frestas entre as portas e o

tipo de ventilador utilizado, bem como a necessidade de utilizar resistências de aquecimento nas portas quando o clima é quente e húmido. Para os expositores verticais fechados ao ar ambiente para produtos congelados com compressor incorporado e com condensação água, foi analisada não somente a temperatura do ar ambiente interno no qual o expositor opera, como também o impacto da temperatura da água de condensação que simula a operação em dias com temperatura elevada do ar ambiente externo.

## **3. Materiais e Métodos**

### **3.1. Introdução**

Este capítulo tem por finalidade detalhar os procedimentos executados antes e durante a execução dos testes, os aspetos construtivos e físicos dos equipamentos de refrigeração e de congelação bem como as suas características de funcionamento. Os evaporadores utilizados são detalhados, expondo as suas características geométricas. O funcionamento do sistema mecânico de refrigeração é pormenorizado. A câmara climática de testes foi construída com o intuito de atender às condições exigidas para os ensaios experimentais descritas na norma técnica ISO 23953 (2005) partes 1 e 2.

Deste modo será claro como foram executados os ensaios experimentais, onde foram localizados os instrumentos de medição de forma a obter as informações necessárias para validação de um modelo matemático que seja válido e confiável.

Os ensaios experimentais são norteados pela norma ISO 23953 (2005). Os aspetos relevantes desta norma técnica de ensaios são detalhados no decorrer deste capítulo.

### **3.2. Recursos experimentais**

Os recursos experimentais disponíveis envolvem desde os equipamentos em teste, o sistema mecânico de refrigeração, a câmara climática de testes e os instrumentos de medição, ou seja, são os meios para que os ensaios experimentais (EE) decorram segundo as normas e procedimentos de execução com o intuito de obter resultados confiáveis que possam suportar as conclusões de maneira objetiva e verdadeira.

### **3.2.1. Expositor Refrigerado Vertical Aberto**

O primeiro equipamento refrigerado selecionado para os testes é um expositor aberto vertical com 4 níveis de prateleira e uma bandeja inferior, totalizando 5 níveis de exposição com 2,50 m de comprimento, fabricado pela Eletrofrio Refrigeração Ltda (2011). É comumente utilizado para exposição de carnes onde a temperatura dos produtos expostos deve-se manter entre -1 a 5 °C (classe M1 - ISO 23953-2, 2005), sendo, portanto, 5 °C o limite máximo da temperatura dos produtos expostos (incluindo no período de descongelamento). Assim, a segurança alimentar dos consumidores finais é garantida.

A Fig. 14 mostra o expositor refrigerado com sistema de refrigeração remoto utilizado neste estudo e suas partes técnicas principais. Nota-se a disposição diferenciada do evaporador, que normalmente se encontra posicionado horizontalmente logo abaixo das bandejas. O posicionamento vertical do evaporador foi escolhido como condição de projeto minimizando problemas devido ao acúmulo de sujeira nas alhetas do evaporador e principalmente com a intenção de facilitar o trabalho dos instaladores que, dessa forma, têm mais espaço disponível para executar as tarefas de instalação, *geminação*<sup>2</sup>, solda, manutenção, entre outras.

O funcionamento adequado do expositor resume-se a permitir que o ar circule por meio do uso de ventiladores que insuflam ar na direção do evaporador. Parte do ar refrigerado alcança o espaço de exposição dos produtos por meio da perfuração no painel traseiro e uma outra parcela é insuflada de maneira a formar uma cortina de ar que tem a função de proteger o ambiente refrigerado da infiltração de ar externo. Durante o escoamento, uma parcela do ar mistura-se ao ar ambiente e outra parcela é recirculada pelos ventiladores através da grelha de retorno de ar, reiniciando o ciclo do ar dentro do expositor. O equipamento em análise possui um diferencial devido à cortina de ar secundária que opera com ar recuperado do nível do chão que é diretamente reinsuflado numa segunda grelha de insuflação de ar, providenciando uma proteção extra à cortina

---

<sup>2</sup> Geminação: processo de união de equipamentos com o intuito de formar um único equipamento sem divisórias visíveis.

de ar refrigerada interna com uma consequente melhor eficiência na redução da interação térmica entre o espaço refrigerado e o ambiente externo.

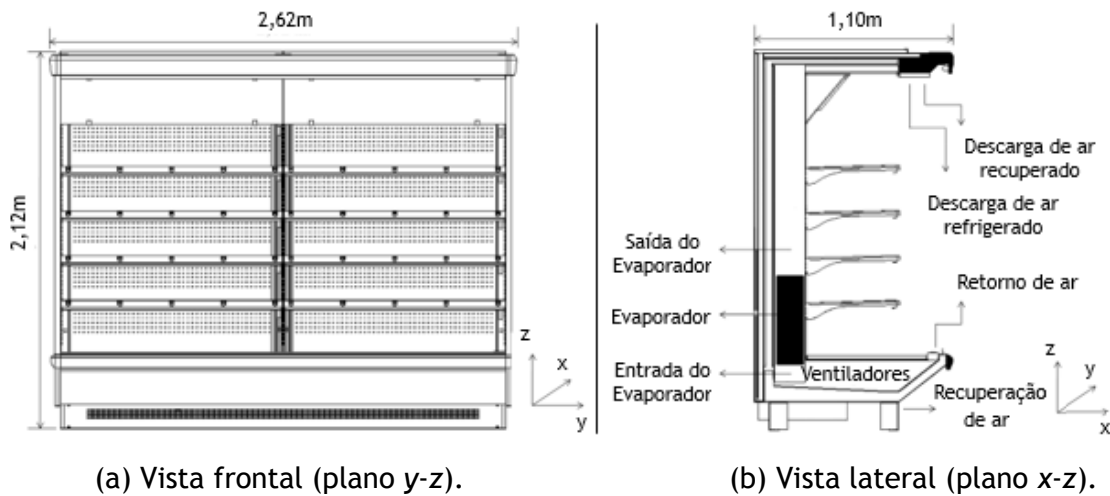


Fig. 14 - Expositor refrigerado vertical aberto utilizado nos ensaios experimentais.

O desenvolvimento deste tipo de equipamentos reside principalmente na busca da melhor relação da distribuição do ar pelas prateleiras e cortina de ar, bem como as velocidades ideais de escoamento do ar de modo a maximizar a quantidade de ar frio que é recirculada através da grelha de retorno de ar, garantindo as temperaturas ideais de conservação dos produtos. Desta forma, a eficiência energética do equipamento será maior uma vez que ocorrerá uma diminuição na carga térmica sensível e latente devido à menor infiltração de ar externo no espaço refrigerado. Os evaporadores também são partes importantes, em que se procura continuamente aprimorar a transferência de calor e a redução da necessidade de descongelações diárias. Com o aperfeiçoamento do evaporador é possível operar com temperaturas de evaporação mais altas e manter o mesmo nível de conservação dos produtos, gerando uma redução no consumo elétrico dos compressores e, conseqüentemente, menor custo com a energia elétrica consumida.

Este equipamento não possui unidade condensadora acoplada, ou seja, foi projetado para trabalhar em sistemas multi-linhas onde existe uma casa de máquinas, geralmente com 3 ou 4 compressores de maior porte operando em paralelo de modo a fornecer o suprimento de gás refrigerante para cada expositor (que também são instalados em paralelo). A condensação também ocorre por meio de um único

condensador de maior porte. Com essa forma de instalação, todos os expositores do supermercado possuem um regime de funcionamento do lado do gás refrigerante igual, ou seja, operam com a mesma pressão de evaporação. Em laboratório foi construído um rack remoto exclusivo para o expositor em teste. A condensação é a água, realizada num permutador casca-tubular.

### 3.2.1.1. Evaporadores

Os permutadores de calor alhetados utilizados possuem disposição dos tubos escalonada e alhetas onduladas. Nos ensaios experimentais, além do estudo da influência da condição climática no desempenho e formação de gelo dos evaporadores, serão estudadas três diferentes configurações de alhetas sempre mantendo a mesma área total de troca térmica. Os parâmetros geométricos mais relevantes encontram-se detalhados na Fig. 15. As características do evaporador 1 estão detalhadas na Tabela 3 e Fig. 16. As características do evaporador 2 na Tabela 4 e Fig. 17 e as características do evaporador 3 na Tabela 5 e Fig. 18. Os três modelos de evaporador possuem a mesma área de troca térmica, mas enquanto o evaporador 1 possui passo das alhetas uniforme de 10 mm, os evaporadores 2 e 3 possuem passo das alhetas duplo 7,5/15,0 mm em diferentes configurações. Será avaliada a influência das diferentes configurações de alheta no desempenho global do expositor.

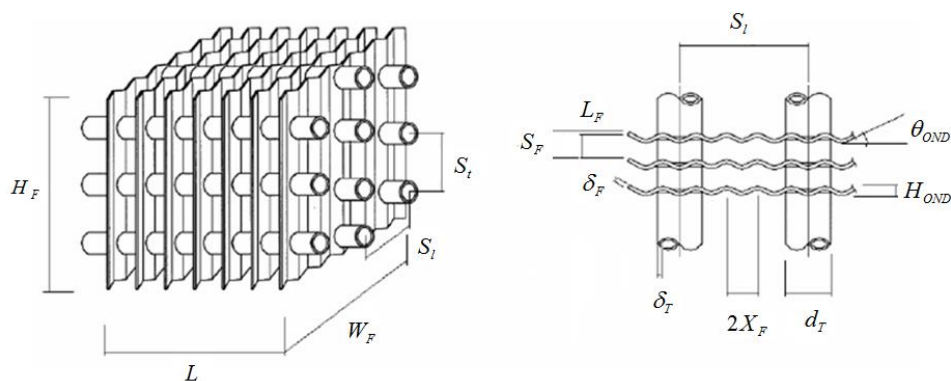


Fig. 15 - Características geométricas construtivas de permutadores de calor alhetados (Gaspar, 2008).

Tabela 3. Características geométricas do evaporador 1.

Características geométricas do evaporador		Dimensão
Comprimento útil	$L$	2200,00 mm
Altura da alheta	$H_F$	129,90 mm
Largura da alheta	$W_F$	400,00 mm
Espessura da alheta	$\delta_F$	0,15 mm
Espaçamento entre alhetas	$L_F$	9,85 mm
Passo das alhetas	$S_F$	10,00 mm
Projeção do comprimento padrão da alheta	$X_F$	11,00 mm
Altura da ondulação da alheta	$H_{OND}$	1,50 mm
Ângulo da ondulação da alheta	$\theta_{OND}$	7,765°
Diâmetro externo do tubo	$d_T$	12,00 mm
Espessura da parede do tubo	$\delta_T$	0,32 mm
Passo longitudinal dos tubos	$S_l$	50,00 mm
Passo transversal dos tubos	$S_t$	43,30 mm
Número total de alhetas	$N_F$	220
Número total de tubos	$N_T$	24
Número de linhas de tubos (longitudinal)	$N_l$	8
Número de linhas de tubos (transversal)	$N_t$	3
Número de circuitos	$N_{CIRC}$	4

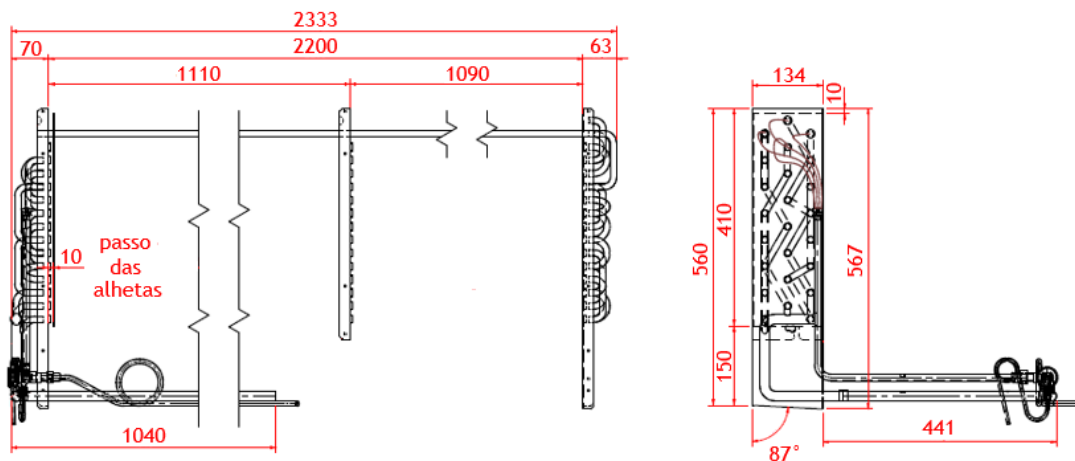


Fig. 16 - Dimensões do evaporador 1 [mm].

Tabela 4. Características geométricas do evaporador 2.

Características geométricas do evaporador		Dimensão
Comprimento útil	$L$	2200,00 mm
Altura da alheta	$H_F$	129,90 mm
Largura da alheta	$W_F$	200,00 / 400,00 mm
Espessura da alheta	$\delta_F$	0,15 mm
Espaçamento entre alhetas	$L_F$	9,85 mm
Passo das alhetas	$S_F$	7,50 / 15,00 mm
Projeção do comprimento padrão da alheta	$X_F$	11,00 mm
Altura da ondulação da alheta	$H_{OND}$	1,50 mm
Ângulo da ondulação da alheta	$\theta_{OND}$	7,765°
Diâmetro externo do tubo	$d_T$	12,00 mm
Espessura da parede do tubo	$\delta_T$	0,32 mm
Passo longitudinal dos tubos	$S_l$	50,00 mm
Passo transversal dos tubos	$S_t$	43,30 mm
Número total de alhetas	$N_F$	293
Número total de tubos	$N_T$	24
Número de linhas de tubos (longitudinal)	$N_l$	8
Número de linhas de tubos (transversal)	$N_t$	3
Número de circuitos	$N_{CIRC}$	4

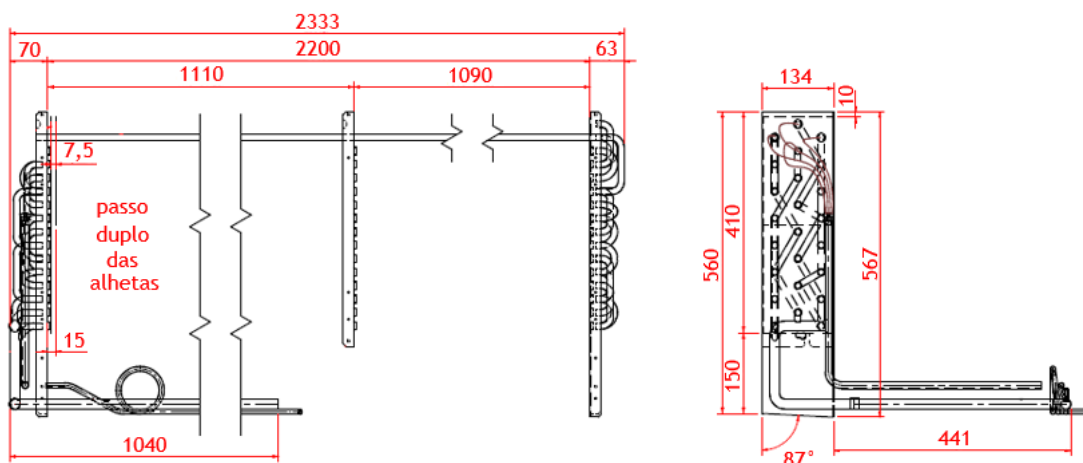


Fig. 17 - Dimensões do evaporador 2 [mm].

Tabela 5. Características geométricas do evaporador 3.

Características geométricas do evaporador		Dimensão
Comprimento útil	$L$	2200,00 mm
Altura da alheta	$H_F$	130,00 mm
Largura da alheta	$W_F$	400,00 / 200,00 mm
Espessura da alheta	$\delta_F$	0,15 mm
Espaçamento entre alhetas	$L_F$	9,85 mm
Passo das alhetas	$S_F$	15,00 / 7,50 mm
Projeção do comprimento padrão da alheta	$X_F$	11,00 mm
Altura da ondulação da alheta	$H_{OND}$	1,50 mm
Ângulo da ondulação da alheta	$\theta_{OND}$	7,765°
Diâmetro externo do tubo	$d_T$	12,00 mm
Espessura da parede do tubo	$\delta_T$	0,32 mm
Passo longitudinal dos tubos	$S_l$	50,00 mm
Passo transversal dos tubos	$S_t$	43,30 mm
Número total de alhetas	$N_F$	293
Número total de tubos	$N_T$	24
Número de linhas de tubos (longitudinal)	$N_l$	8
Número de linhas de tubos (transversal)	$N_t$	3
Número de circuitos	$N_{CIRC}$	4

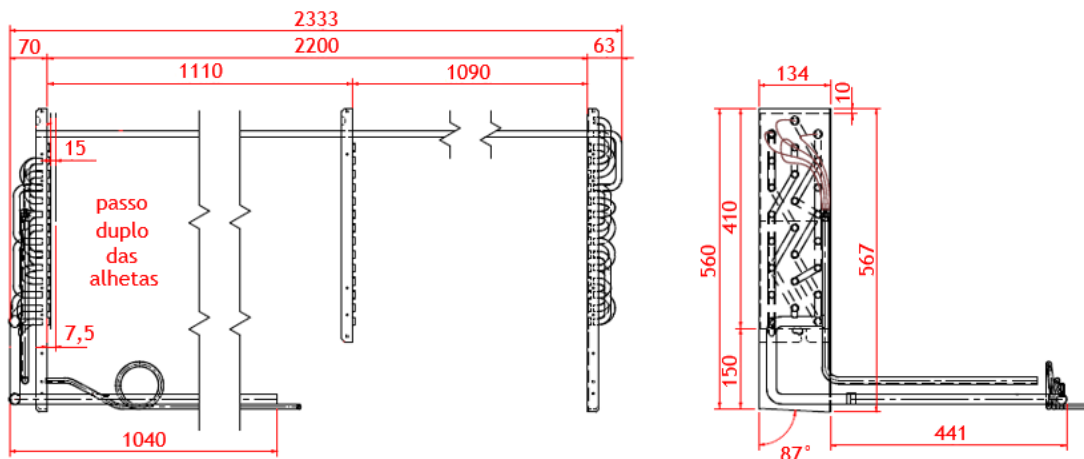


Fig. 18 - Dimensões do evaporador 3 [mm].

### 3.2.1.2. Sistema remoto de refrigeração

Como o expositor em teste não possui unidade condensadora incorporada ao seu projeto, foi necessária selecionar e instalar tal equipamento numa casa de máquinas remota. Abaixo encontram-se listadas as características do sistema remoto de refrigeração e detalhes acerca dos dispositivos que o constituem.

- Gás refrigerante: R22 - Freon 22 DuPont.
- Compressor: Octagon 2DC-3.2 - tensão: 220 V( $\Delta$ ) ou 380 V(Y); Corrente elétrica máxima: 15,7 A( $\Delta$ ) ou 9 A(Y) - Bitzer Compressores Ltda.
- Condensador a água: CST 10; área de troca 4,63 m<sup>2</sup> - Apema Aparelhos Peças e Máquinas Industriais Ltda.
- Inversor de frequência: ACS355 46 A - ABB.
- Válvula de expansão eletrónica: E2V11 - Carel.

### 3.2.1.3. Instrumentação

Esta seção tem por finalidade pormenorizar o posicionamento dos instrumentos de medição utilizados de modo a facilitar o entendimento na análise dos resultados obtidos. A Tabela 9, exposta na sub-seção 3.2.6 (pag. 74), pormenoriza as especificações técnicas dos instrumentos de medição utilizados. Na Fig. 19 encontra indicada a localização dos instrumentos relacionados com a medição das grandezas físicas do lado do fluido refrigerante e do simulador de produto referência com base na seguinte numeração:

- 1 - Sensor de temperatura de líquido subarrefecido na entrada do expositor (×1);
- 2 - Sensor de temperatura de líquido subarrefecido antes da válvula de expansão (×1);
- 3 - Sensor de temperatura de vapor sobreaquecido na saída do evaporador (×1);
- 4 - Sensor de temperatura de vapor sobreaquecido na saída do expositor (×1);
- 5 - Sensor de temperatura (de contacto) do produto referência (×1);
- 6 - Transmissor de pressão de líquido na entrada do expositor (×1);
- 7 - Transmissor de pressão de sucção na entrada do alhetado (×1);
- 8 - Transmissor de pressão de sucção na saída do alhetado (×1);
- 9 - Transmissor de pressão de sucção na saída do expositor (×1).

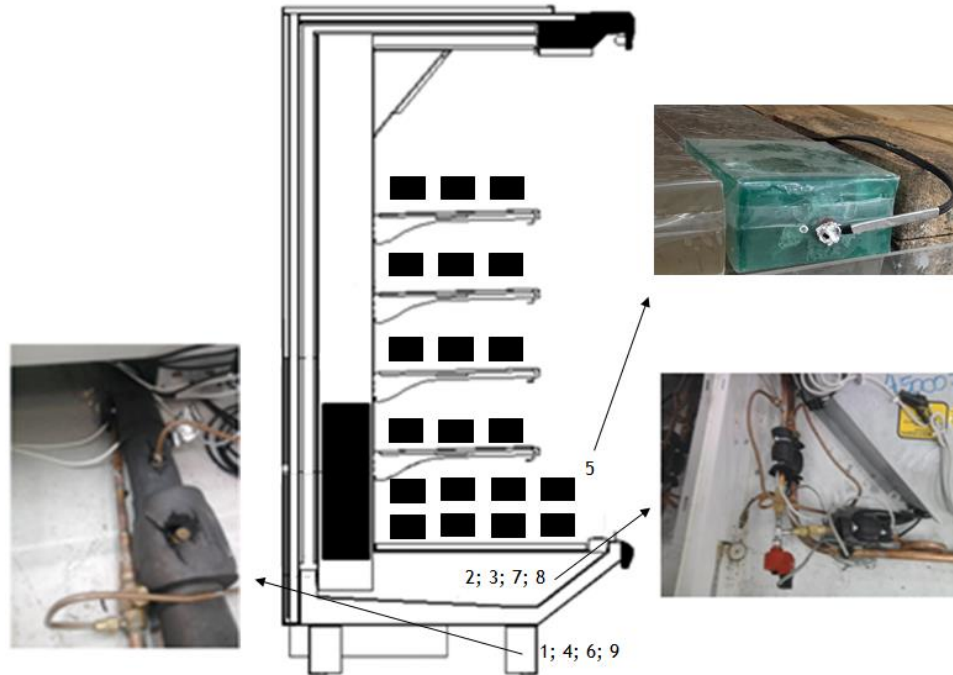


Fig. 19 - Posição dos instrumentos de medição das grandezas físicas relevantes do fluido refrigerante e simulador de produto.

Foi preparada uma conduta de seção transversal (2200 mm x 134 mm) e instalada na saída do evaporador de modo a permitir a medição ideal da velocidade do ar, de forma que seja possível determinar o caudal total do ar circulante no expositor. A instalação da conduta pode ser visualizada na Fig. 20. A finalidade da conduta é evitar que algum tipo de fresta ou furo no painel traseiro do expositor propicie uma saída de ar que tornaria menor a medida de velocidade do escoamento do ar registada pelos transdutores.



Fig. 20 - Conduta de ar

Na Fig. 21 encontra indicada a localização dos instrumentos relacionados com a medição das grandezas físicas do lado do ar com base na seguinte numeração:

- 1 - Transmissor de velocidade do ar posicionado na saída do evaporador (×5);
- 2- Sensores de temperatura e humidade relativa posicionados na entrada e saída do evaporador (×10);
- 3 - Ponto de aquisição da pressão no centro do expositor na entrada do evaporador e um ponto de aquisição da pressão no centro do expositor logo após a grelha de retorno de ar do expositor interligados a um transdutor de pressão diferencial (×1).

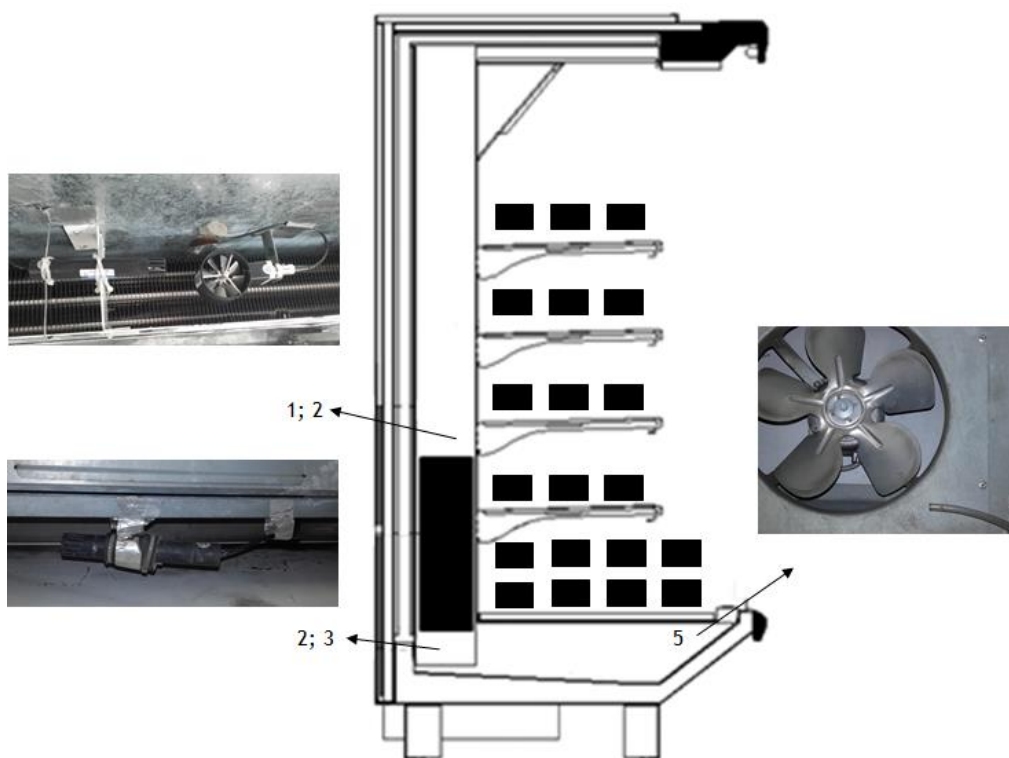


Fig. 21 - Posição dos instrumentos de medição das grandezas físicas relevantes do ar.

O fluxímetro foi instalado fora da câmara climática de modo registar a quantidade total de massa de fluido refrigerante circulada no período de teste.

#### **3.2.1.4. Condições de operação**

Algumas condições de operação foram determinadas de modo que se possa comparar de maneira justa os resultados obtidos em diferentes testes experimentais.

O fabricante do equipamento recomenda para o ideal funcionamento do mesmo que a temperatura média de evaporação seja de  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ , garantindo assim a temperatura dos produtos dentro do limite prescrito de  $-1$  a  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Inicialmente o expositor faz 10 descongelações naturais por dia com duração de 12 minutos cada. Para efeito dos testes não existe nenhum tipo de controlador que limite o trabalho do compressor, sejam eles corte de funcionamento por temperatura ou qualquer outro dispositivo que desligue o compressor durante o período de operação. O compressor só é desligado quando se inicia o processo de descongelação.

As condições climáticas da sala são variáveis de acordo com a classe climática desejada para teste. Em climas mais amenos, é natural que as temperaturas dos produtos se encontrem mais frias e em climas mais quentes e húmidos é natural que a temperatura dos produtos aumente. Com o intuito de realizar uma comparação justa, a temperatura máxima do produto mais quente foi mantida entre  $4$  e  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Foi possível realizar esse ajuste apenas aumentando ou diminuindo o sobreaquecimento útil do fluido refrigerante. Assim, houve uma redução ou aumento do caudal necessário de fluido refrigerante e, por consequência, redução ou aumento na capacidade térmica do evaporador de acordo com a exigência em cada classe climática.

#### **3.2.2. Expositor refrigerado vertical fechado de média temperatura**

O segundo equipamento refrigerado selecionado para os testes é um expositor fechado vertical (ver Fig. 22) com 4 níveis de prateleira mais a bandeja inferior totalizando 5 níveis de exposição com  $3,75\text{ m}$  de comprimento e 6 portas de vidro fabricado pela Eletrofrio Refrigeração Ltda (2015). É comumente utilizado para exposição de carnes onde a temperatura dos produtos expostos deve-se manter entre  $-1$  a  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$  (classe M1 - ISO 23953-2, 2005), sendo, portanto,  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$  o limite máximo da temperatura dos produtos expostos (incluindo no período de descongelação). Assim, a segurança alimentar dos consumidores finais é garantida.

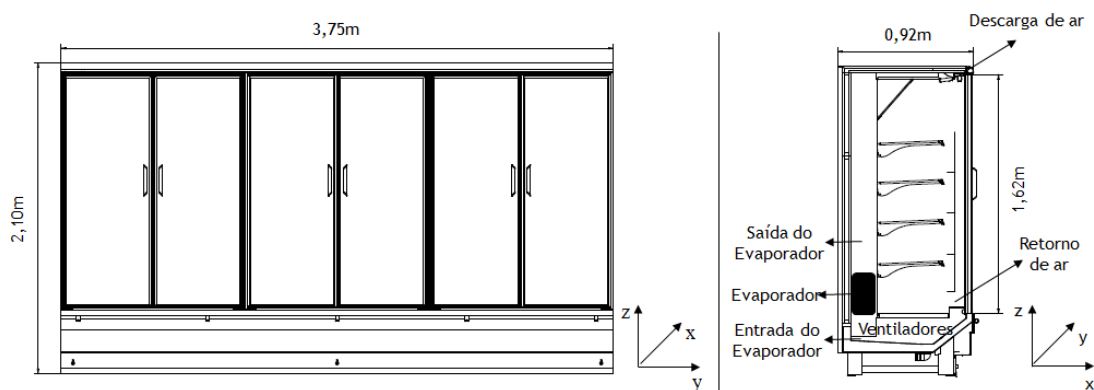


Fig. 22 - Expositor refrigerado vertical fechado de média temperatura utilizado nos ensaios experimentais.

O funcionamento adequado do expositor resume-se a permitir que o ar circule por meio do uso de ventiladores que sopram ar na direção do evaporador. Parte do ar refrigerado alcança o espaço de exposição dos produtos por meio de furos no painel traseiro perfurado e uma outra parcela é insuflada de maneira a formar uma cortina de ar que tem a função de proteger o ambiente refrigerado da infiltração de ar externo durante o momento de abertura das portas. Durante o escoamento, uma parcela do ar mistura-se ao ar infiltrado pelas frestas e abertura de portas e outra parcela é recirculada pelos ventiladores através da grelha de retorno de ar, reiniciando o ciclo do ar dentro do expositor. Este equipamento em particular possui pela existência de portas de vidro, uma proteção física à cortina de ar refrigerada interna com uma consequente melhor eficiência na redução da interação térmica entre o espaço refrigerado e o ambiente externo.

Este equipamento não possui unidade condensadora acoplada, ou seja, foi projetado para trabalhar em sistemas multi-linhas onde existe uma casa de máquinas geralmente com 3 ou 4 compressores de maior porte operando em paralelo de modo a fornecer o suprimento de gás refrigerante para cada expositor (que também são instalados em paralelo). A condensação também ocorre por meio de um único condensador de maior porte. Com essa forma de instalação, todos os expositores do supermercado possuem um regime de funcionamento do lado do gás refrigerante igual, ou seja, operam com a mesma pressão de evaporação. Em laboratório foi construído um rack remoto exclusivo para o expositor em teste. A condensação é a água, realizada num permutador casca-tubular.

3.2.2.1. Evaporador

O permutador de calor alhetado utilizado possui disposição dos tubos escalonada e alhetas onduladas. Os parâmetros geométricos importantes estão detalhados na Tabela 6 e as dimensões mais relevantes do evaporador indicadas na Fig. 23.

Tabela 6. Características geométricas do evaporador 4.

Características geométricas do evaporador		Dimensão
Comprimento útil	$L$	3360,00 mm
Altura da alheta	$H_F$	130,00 mm
Largura da alheta	$W_F$	150,00 mm
Espessura da alheta	$\delta_F$	0,15 mm
Espaçamento entre alhetas	$L_F$	7,85 mm
Passo das alhetas	$S_F$	8,00 mm
Projeção do comprimento padrão da alheta	$X_F$	11,00 mm
Altura da ondulação da alheta	$H_{OND}$	1,50 mm
Ângulo da ondulação da alheta	$\theta_{OND}$	7,765°
Diâmetro externo do tubo	$d_T$	12,00 mm
Espessura da parede do tubo	$\delta_T$	0,32 mm
Passo longitudinal dos tubos	$S_l$	50,00 mm
Passo transversal dos tubos	$S_t$	43,30 mm
Número total de alhetas	$N_F$	420
Número total de tubos	$N_T$	8
Número de linhas de tubos (longitudinal)	$N_l$	3
Número de linhas de tubos (transversal)	$N_t$	3
Número de circuitos	$N_{CIRC}$	2

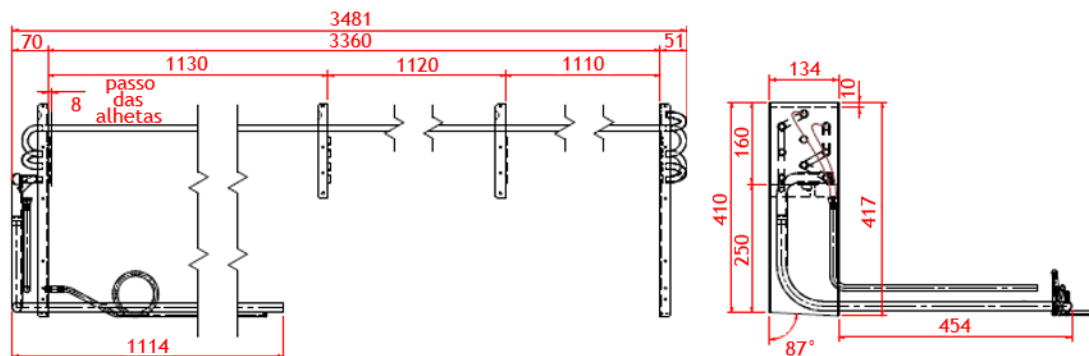


Fig. 23 - Dimensões do evaporador 4 [mm].

### **3.2.2.2. Sistema remoto de refrigeração**

Como o expositor em teste não possui unidade condensadora incorporada ao seu projeto, foi necessária selecionar e instalar tal equipamento numa casa de máquinas remota.

- Gás refrigerante: R22 - Freon 22 DuPont.
- Compressor: Octagon 2KC-05.2 - tensão: 220 V( $\Delta$ ) ou 380 V(Y); Corrente elétrica máxima: 4,8 A( $\Delta$ ) ou 2,7 A(Y) - Bitzer Compressores Ltda.
- Condensador a água: CST 9; capacidade térmica nominal 37,5 kW; área de troca 3,31 m<sup>2</sup> - Apema Aparelhos Peças e Máquinas Industriais Ltda.
- Inversor de frequência: ACS355 7A - ABB.
- Válvula de expansão termostática: TEX2 com orifício 01 Danfoss.

### **3.2.2.3. Instrumentação**

Esta seção tem por finalidade pormenorizar o posicionamento dos instrumentos de medição utilizados de modo a facilitar o entendimento na análise dos resultados obtidos. A Tabela 9, exposta na sub-seção 3.2.6 (pag. 74), pormenoriza as especificações técnicas dos instrumentos de medição utilizados. Na Fig. 24 encontra-se a indicação da localização dos instrumentos relacionados com a medição das grandezas físicas do lado do fluido refrigerante e do simulador de produto referência com base na seguinte numeração:

- 1 - Sensor de temperatura de líquido subarrefecido na entrada do expositor (×1);
- 2 - Sensor de temperatura de vapor sobreaquecido na saída do evaporador (×1);
- 3 - Sensor de temperatura de vapor sobreaquecido na saída do expositor (×1);
- 4 - Sensor de temperatura do produto referência (×1);
- 5 - Transmissor de pressão de líquido na entrada do expositor (×1);
- 6 - Transmissor de pressão de sucção na saída do expositor (×1).

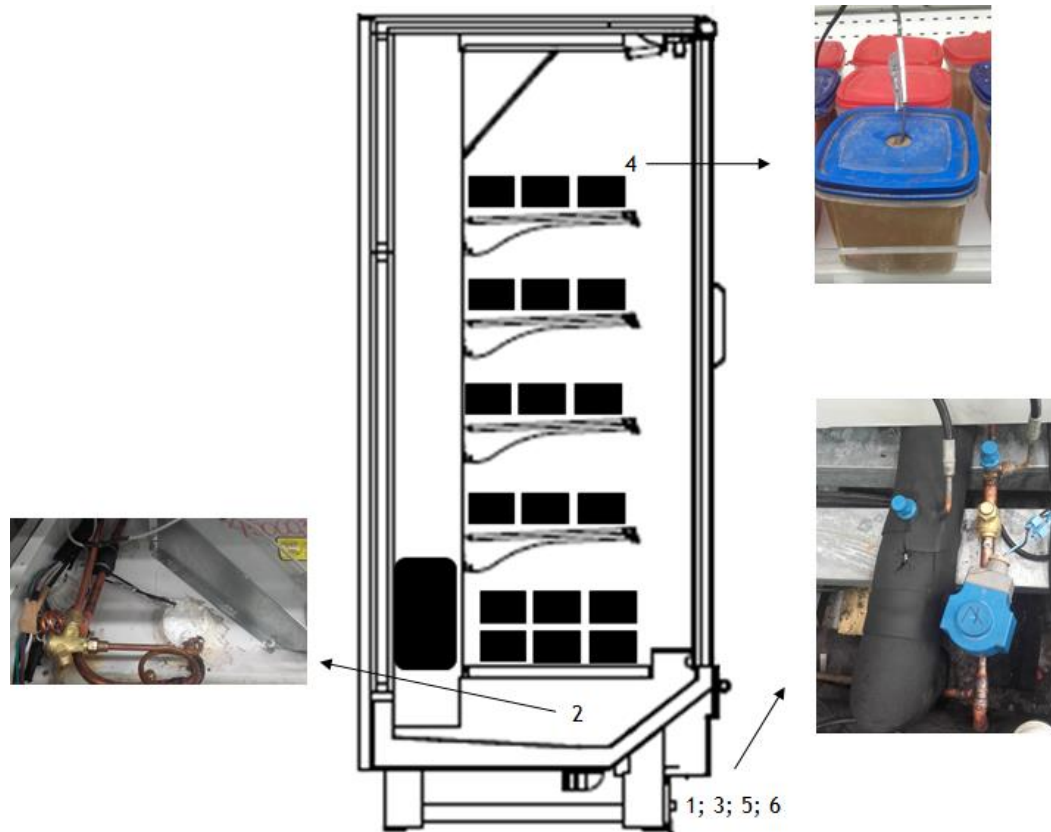


Fig. 24 - Posição dos instrumentos de medição das grandezas físicas relevantes do fluido refrigerante e simulador de produto.

Na Fig. 25 encontra-se a localização dos instrumentos relacionados com a medição das grandezas físicas do lado do ar com base na seguinte numeração:

- 1 - Sensor de temperatura na insuflação de ar (×3);
- 2- Sensor de temperatura no retorno de ar (×3).

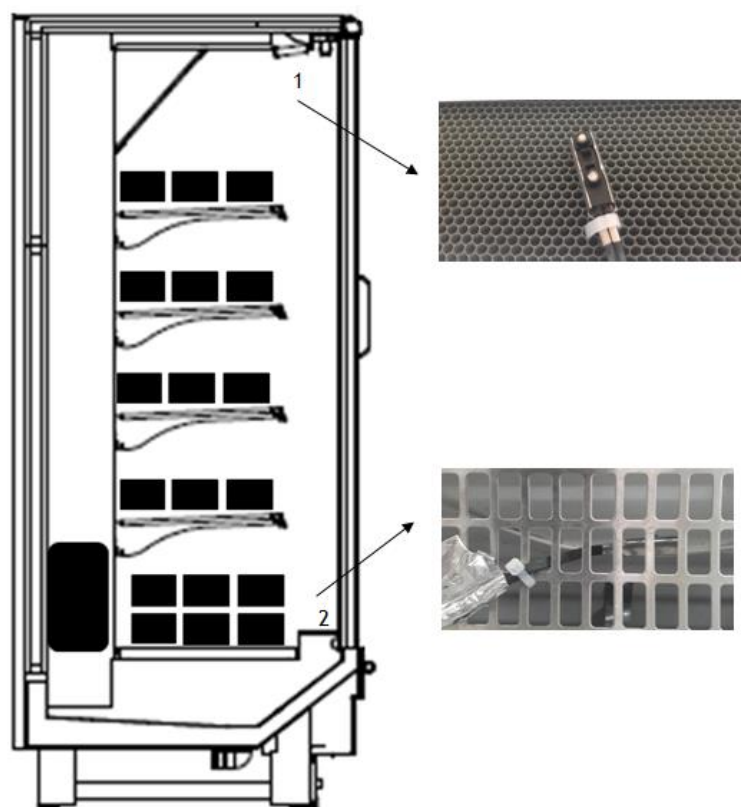


Fig. 25 - Posição dos instrumentos de medição das grandezas físicas relevantes do ar.

As portas do expositor vertical para produtos refrigerados possuem a denominada “abertura francesa”, i.e., ficam apoiadas nas dobradiças em cada um dos lados da abertura, oscilam em relação umas as outras e quando estão abertas, propiciam uma visão desobstruída (ver Fig. 26). Estes modelos de portas foram desenvolvidos com a finalidade de propiciar a máxima visualização dos produtos em detrimento da robustez. Assim sendo, as portas não possuem caixilho e quadro de sustentação. São, portanto, modelos de portas mais sensíveis a desníveis de piso e de regulação mais complexa.

A norma ISO 23953 (2015) determina que cada porta de um expositor refrigerado em teste abra uma vez a cada dez minutos. A duração de cada abertura de porta deve ser de 6 segundos. A abertura até um ângulo superior a  $60^\circ$  deve durar 1 segundo, 4 segundos de porta aberta ( $>60^\circ$ ) e 1 segundo para o encerramento. O período de teste da abertura de portas deve ser de 12 horas por dia. Neste caso, como o expositor possui 6 portas de vidro, cada porta é aberta a cada 100 segundos. A Fig. 26 mostra os detalhes da instalação dos dispositivos pneumáticos Strokmatic SK-32X800-L50 com diâmetro de

32 mm e curso total de 800 mm que foram utilizados para realizar a abertura das portas. O controlo das aberturas de porta foi realizada por meio de temporizadores e contactores que acionam as válvulas solenóides que fornecem ar comprimido aos cilindros pneumáticos (ver Fig. 27).



Fig. 26 - Sistema de abertura de portas de dobradiças.

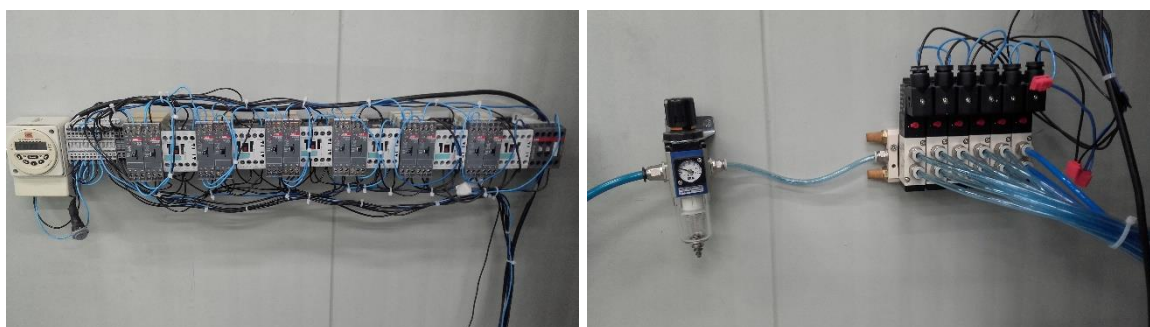


Fig. 27 - Sistema de controlo e acionamento dos dispositivos pneumáticos.

#### 3.2.2.4. Condições de operação

Algumas condições de operação foram determinadas de modo que se possa comparar de forma justa os resultados obtidos em diferentes testes experimentais.

O fabricante do equipamento recomenda para o ideal funcionamento do mesmo que a temperatura média de evaporação seja de  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ , garantindo assim a temperatura dos produtos dentro do limite prescrito de  $-1$  a  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Inicialmente, o expositor realiza 2

descongelações por dia com duração de 30 minutos cada, por meio de resistências elétricas. Optou-se pelo uso das resistências elétricas, pois os expositores com portas operando na temperatura de evaporação do fluido refrigerante de  $-10^{\circ}\text{C}$ , possuem maior dificuldade em realizar a descongelação. Esta condição ocorre principalmente nos períodos sem abertura de portas, devido à menor taxa de infiltração de ar quente e húmido proveniente do ambiente no qual o equipamento está inserido. Nos períodos sem abertura de portas e com descongelação natural, seria necessário um tempo excessivo para realização do derretimento do gelo por completo que, por sua vez, afeta negativamente a temperatura de conservação dos produtos expostos.

Para efeito dos testes não existe qualquer tipo de controlador que limite o trabalho do compressor, sejam eles corte de funcionamento por temperatura ou qualquer outro dispositivo que desligue o compressor durante o período de operação. O compressor só é desligado quando se inicia o processo de descongelação.

As condições climáticas da sala são variáveis de acordo com a classe climática desejada para teste. Em climas mais amenos, é natural que as temperaturas dos produtos se encontrem mais frias e em climas mais quentes e húmidos é natural que a temperatura dos produtos aumente.

### **3.2.3. Sistema mecânico de refrigeração**

Os *racks* de refrigeração remotos dos modelos de expositores de média temperatura testados operam da mesma maneira (Fig. 28). O compressor impulsiona o fluido refrigerante em forma de vapor a alta temperatura e pressão até um condensador a água casca-tubular. No condensador, o vapor perde calor e ocorre a mudança de fase para líquido a alta pressão. Este é direcionado ao tanque de líquido. Após o tanque, o líquido segue até a válvula de expansão onde ocorre a perda de pressão e de temperatura devido ao processo de expansão. Uma mistura de líquido e vapor (a baixa temperatura e pressão) forma-se e entra no evaporador onde todo o fluido refrigerante ganha calor do ambiente refrigerado e torna-se novamente vapor sendo aspirado pelo compressor, reiniciando o ciclo. A água utilizada para retirar calor do sistema de refrigeração no condensador é impulsionada por uma bomba hidráulica e o caudal de água é controlado por uma válvula reguladora que mantém a temperatura de condensação

aproximadamente constante. O calor é rejeitado por meio de uma torre de arrefecimento de água.

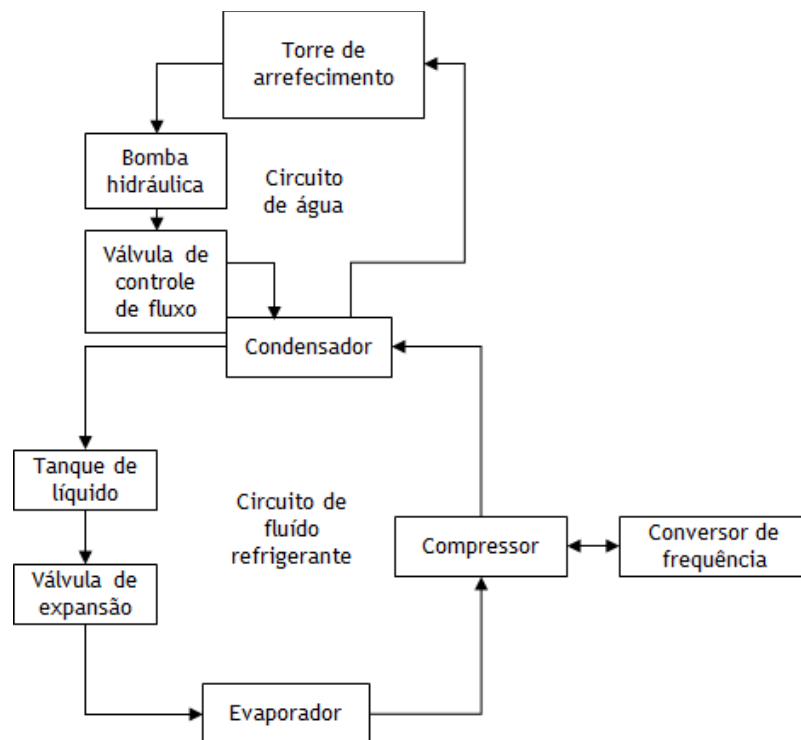


Fig. 28 - Fluxograma do processo termodinâmico do sistema de refrigeração.

### 3.2.4. Expositor refrigerado vertical fechado de baixa temperatura

O terceiro equipamento refrigerado selecionado para os testes é um expositor fechado vertical (ver Fig. 29) com 4 níveis de prateleira e bandeja inferior, totalizando 5 níveis de exposição com 2,36 m de comprimento e 3 portas de vidro, fabricado pela Eletrofrio Refrigeração Ltda (2015). É comumente utilizado para exposição de produtos congelados, onde a temperatura dos produtos expostos deve-se manter abaixo de  $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$  (classe L3 - ISO 23953-2, 2005), sendo este valor o limite máximo da temperatura dos produtos expostos (incluindo no período de descongelação). Deste modo, a segurança alimentar dos consumidores finais é garantida. Tal como nos modelos já descritos, o funcionamento adequado do expositor resume-se a permitir que o ar circule por meio do uso de ventiladores que succionam o ar a partir do evaporador. Parte do ar refrigerado alcança o espaço de exposição dos produtos por meio de furos no painel traseiro perfurado e uma outra parcela é insuflada de maneira a formar uma cortina de ar que tem a função

de proteger o ambiente refrigerado da infiltração de ar externo durante o momento de abertura das portas.

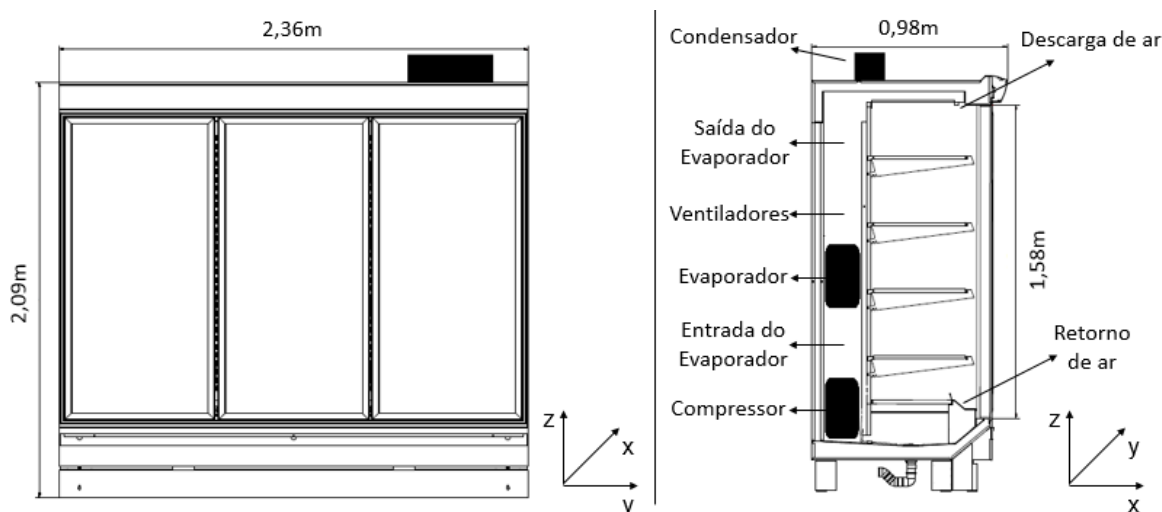


Fig. 29 - Expositor refrigerado vertical fechado de baixa temperatura utilizado nos ensaios experimentais.

Durante o escoamento, uma parcela do ar mistura-se ao ar infiltrado pela abertura de portas e outra parcela é re-sucionada pelos ventiladores através da grelha de retorno de ar ao evaporador, reiniciando o ciclo do ar dentro do expositor. Este equipamento em particular possui, pela existência de portas de vidro, uma proteção física à cortina de ar refrigerada interna, com uma conseqüente melhor eficiência na redução da interação térmica entre o espaço refrigerado e o ar ambiente externo.

Esse expositor possui unidade condensadora acoplada, ou seja, foi projetado para trabalhar independentemente de uma instalação de refrigeração remota. Porém, necessita de circuito de circulação de água e de um arrefecedor de água por meio do ar ambiente, uma vez que a condensação ocorre através de um permutador de placas soldadas que propicia a permuta térmica entre o fluido refrigerante e água resfriada, conforme apresentado na Fig. 30. O compressor fica posicionado dentro do espaço refrigerado, num alojamento com isolamento térmico de maneira a manter a refrigeração necessária ao compressor e não prejudicar em excesso o rendimento do equipamento. A posição do compressor não é ideal no que diz respeito à eficiência energética, porém este

design tem a vantagem de propiciar uma grande área disponível de visualização e armazenamento de produtos em conjunto com a eliminação de ruído excessivo proveniente do compressor.

Com essa forma de instalação, todos os expositores do supermercado possuem compressores independentes, cujos regimes de operação são extremamente influenciados pela temperatura da água arrefecida de condensação que, por sua vez, é atingida em função da temperatura do ar ambiente externo, i.e., quanto maior a temperatura do ar ambiente, maior será a temperatura da água, maior será a temperatura de condensação e, conseqüentemente, menor será a eficiência energética do sistema.

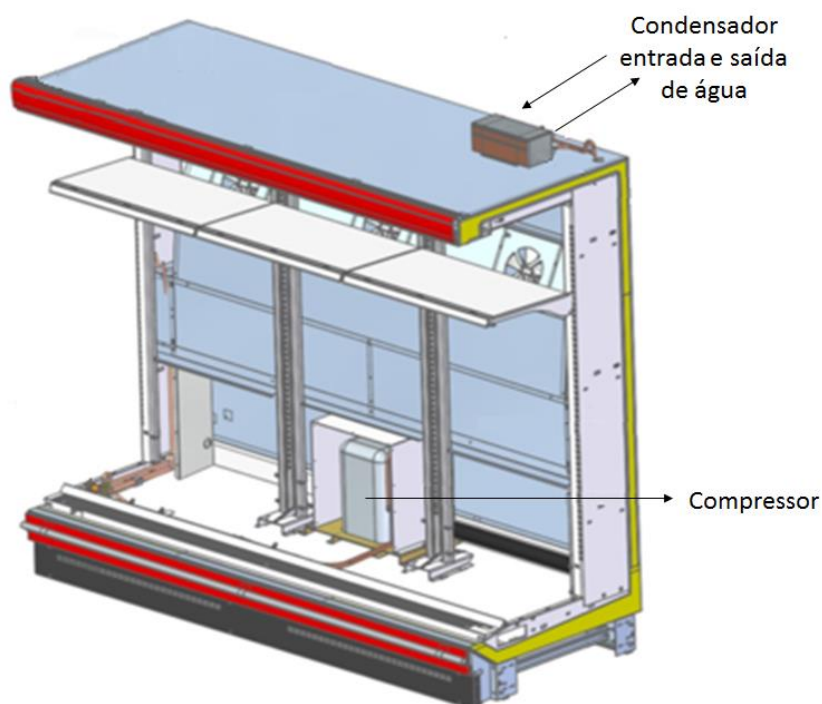


Fig. 30 - Sistema de refrigeração do expositor refrigerado vertical fechado com portas de baixa temperatura com máquina acoplada.

Em laboratório, foi utilizada a rede de água proveniente de uma torre de arrefecimento de água e, as temperaturas de condensação mais elevadas foram obtidas por meio da redução do caudal de água e não por meio do incremento de temperatura da água. Por se tratarem de equipamentos individualizados, a eficiência energética,

quando comparada a sistemas remotos é inferior, porém a necessidade deste tipo de equipamento surge devido à existência de inúmeras pequenas lojas, de reduzidas dimensões, com pé direito muito baixo, sem sistema de condicionamento de ar (o que invalida a utilização do usual sistema de condensação a ar incorporado) e com ausência de espaço físico para a colocação de um rack de refrigeração remoto. Uma grande vantagem dos expositores com máquina acoplada no móvel reside na redução da quantidade de fluido refrigerante, que vai ao encontro da tendência mundial de sistemas modernos com reduzidas quantidades fluido refrigerante, com o objetivo de obter instalações mais sustentáveis e menos agressivas ao meio ambiente.

### 3.2.4.1. Evaporador

O permutador de calor alhetado utilizado possui disposição dos tubos escalonada e alhetas onduladas. as dimensões mais relevantes do evaporador 5 estão indicadas na Fig. 31 e os parâmetros geométricos mais relevantes encontram-se detalhados na Tabela 7.

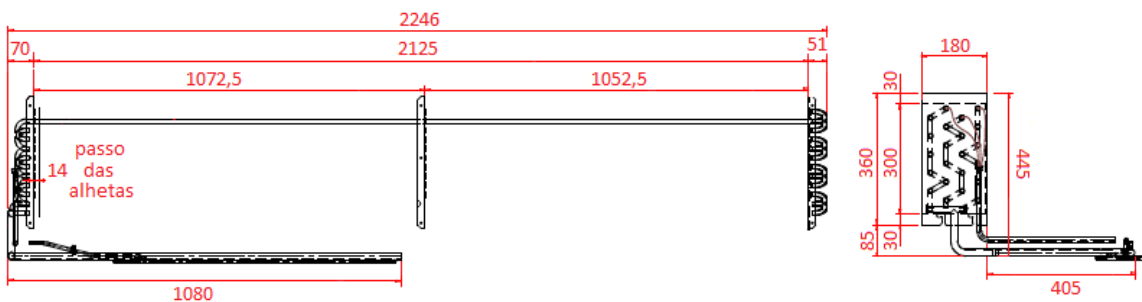


Fig. 31 - Dimensões do evaporador 5 [mm].

Tabela 7. Características geométricas do evaporador 5.

Características geométricas do evaporador		Dimensão
Comprimento útil	$L$	2125,00 mm
Altura da alheta	$H_F$	300,00 mm
Largura da alheta	$W_F$	173,20 mm
Espessura da alheta	$\delta_F$	0,15 mm
Espaçamento entre alhetas	$L_F$	13,85 mm
Passo das alhetas	$S_F$	14,00 mm
Projeção do comprimento padrão da alheta	$X_F$	11,00 mm
Altura da ondulação da alheta	$H_{OND}$	1,50 mm
Ângulo da ondulação da alheta	$\theta_{OND}$	7,765°
Diâmetro externo do tubo	$d_T$	12,00 mm
Espessura da parede do tubo	$\delta_T$	0,32 mm
Passo longitudinal dos tubos	$S_l$	50,00 mm
Passo transversal dos tubos	$S_t$	43,30 mm
Número total de alhetas	$N_F$	152
Número total de tubos	$N_T$	24
Número de linhas de tubos (longitudinal)	$N_l$	6
Número de linhas de tubos (transversal)	$N_t$	4
Número de circuitos	$N_{CIRC}$	3

### 3.2.4.2. Instrumentação

Esta seção tem por finalidade pormenorizar o posicionamento dos instrumentos de medição utilizados, de modo a facilitar o entendimento na análise dos resultados obtidos. A Tabela 9, exposta na sub-seção 3.2.6 (pag. 74), pormenoriza as especificações técnicas dos instrumentos de medição utilizados. Na Fig. 32 encontra-se a indicação da localização dos instrumentos relacionados com a medição das grandezas físicas do lado do fluido refrigerante e do simulador de produto referência, com base na seguinte numeração:

- 1 - Sensor de temperatura de líquido subarrefecido na entrada do expositor (×1);
- 2 - Sensor de temperatura de vapor sobreaquecido na saída do evaporador (×1);
- 3 - Sensor de temperatura de vapor sobreaquecido na entrada do compressor (×1);
- 4 - Sensor de temperatura do produto referência (×1);
- 5 - Transmissor de pressão de líquido na entrada do expositor (×1);

6 - Transmissor de pressão de sucção na saída do evaporador (×1).

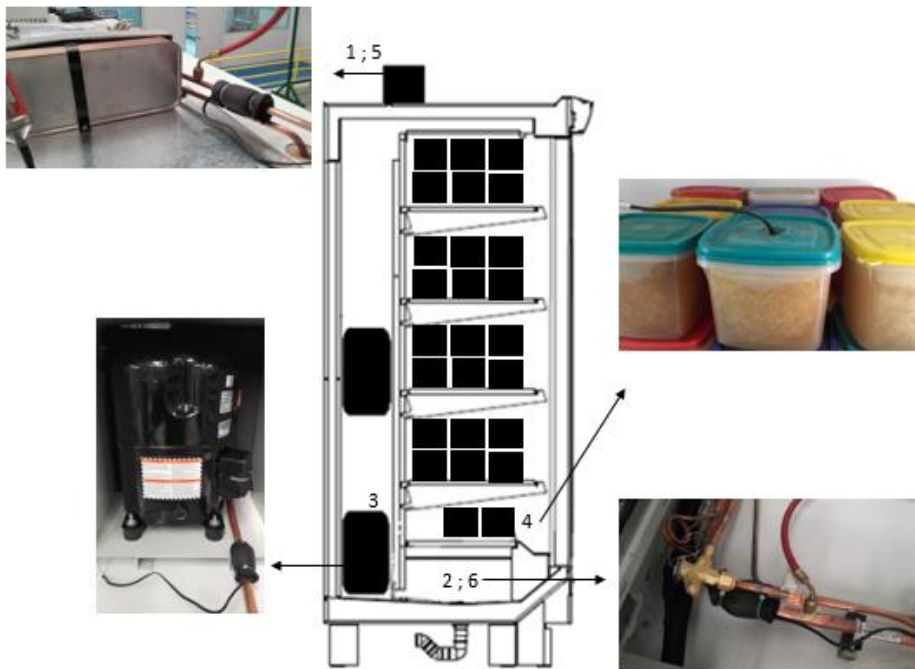


Fig. 32 - Posição dos instrumentos de medição das grandezas físicas relevantes do fluido refrigerante e simulador de produto.

Na Fig. 33 encontra-se a localização dos instrumentos relacionados com a medição das grandezas físicas do lado do ar e de consumo de energia com base na seguinte numeração:

- 1 - Sensor de temperatura na insuflação de ar (×3);
- 2- Sensor de temperatura no retorno de ar (×3);
- 3 - Medidor do consumo de energia (x1).

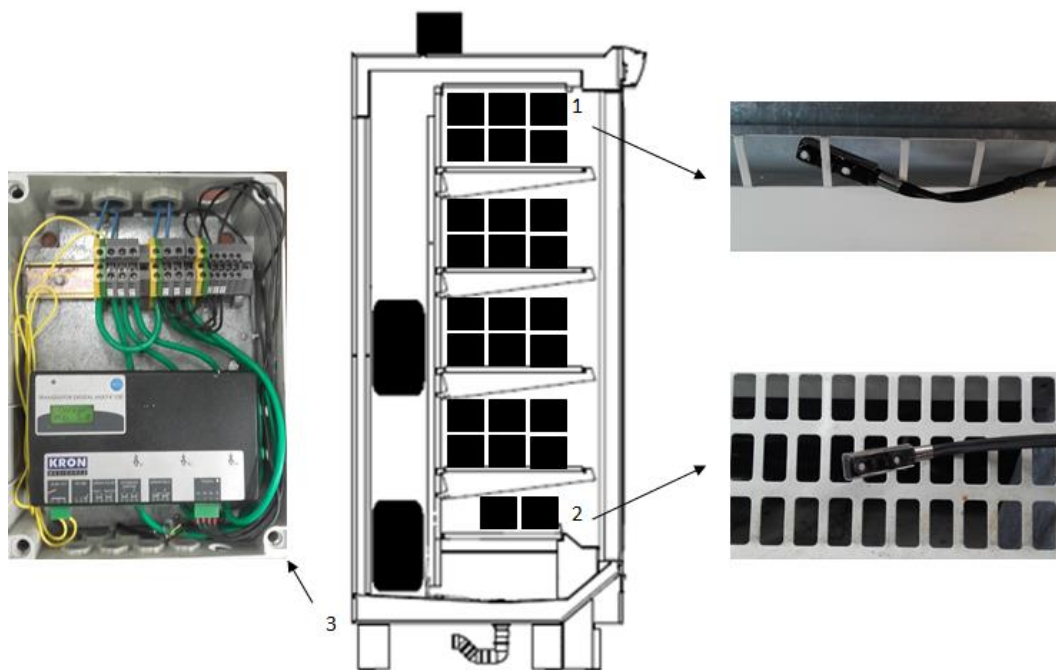


Fig. 33 - Posição dos instrumentos de medição das grandezas físicas relevantes do ar e consumo de energia.

As portas do expositor vertical para produtos congelados possui abertura convencional à esquerda. Estes modelos de portas foram desenvolvidos com a finalidade de propiciar robustez e ausência de frestas, uma vez que os produtos congelados são mais sensíveis a oscilação de temperatura. Assim, as portas possuem caixilho e quadro de sustentação.

A norma ISO 23953 (2015) determina que cada porta de um expositor refrigerado em teste abra uma vez a cada dez minutos. A duração de cada abertura de porta deve ser de 6 segundos. A abertura até um ângulo superior a  $60^\circ$  deve durar 1 segundo, 4 segundos de porta aberta ( $>60^\circ$ ) e 1 segundo para o encerramento. O período de teste da abertura de portas deve ser de 12 horas por dia. Neste caso, como o expositor possui 3 portas de vidro, cada porta é aberta a cada 200 segundos. A Fig. 34 mostra os detalhes da instalação dos 3 dispositivos pneumáticos Strokmatic SK-32X800-L50 com diâmetro de 32 mm e curso total de 800 mm, que foram utilizados para realizar a abertura das portas. O controle das aberturas de porta foi realizado por meio de temporizadores e contactores que acionam as válvulas solenóides que fornecem ar comprimido aos cilindros pneumáticos (Fig. 35).



Fig. 34- Sistema de abertura de portas.

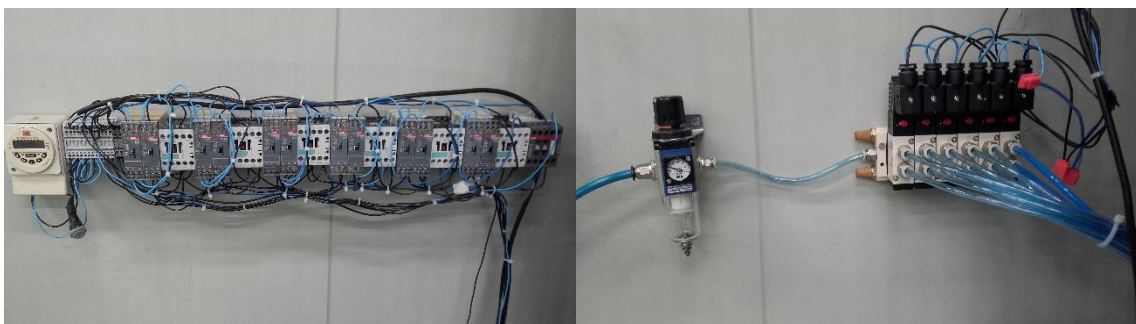


Fig. 35 - Sistema de controlo e acionamento dos dispositivos pneumáticos.

### 3.2.4.3. Condições de operação

Algumas condições de operação foram determinadas para possibilitar a comparação justa dos resultados obtidos em diferentes testes experimentais.

A temperatura dos produtos deve estar abaixo do limite de  $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Na classe climática n.º 3 ( $T_A = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $\phi_A = 60\%$ ), é necessária apenas uma descongelação por dia e na classe climática n.º 6 ( $T_A = 27\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $\phi_A = 70\%$ ), são necessárias duas descongelações por

dia. As descongelações tem uma duração máxima de 60 minutos e ocorrem por meio de resistências elétricas. Ainda durante o período de descongelação, os ventiladores deixam de funcionar quando a temperatura no termostato posicionado no evaporador atinge 7 °C. Após esse momento, a descongelação continua com as resistências elétricas em operação e sem ventilação. Como se trata de um equipamento com máquina acoplada, existe um controlador de temperatura. Portanto, o compressor deixa de funcionar nos períodos de descongelação e também quando a temperatura da insuflação de ar atinge o valor mínimo admissível. A temperatura a partir da qual o compressor é desligado é de -24 °C e tornará a ligar quando a temperatura aumentar até -22 °C (diferença de +2 °C).

As condições climáticas da sala são variáveis de acordo com a classe climática desejada para teste e também se controla a temperatura de condensação por meio da regulação do fluxo de água de condensação. Em climas mais amenos, é natural que as temperaturas de evaporação e dos produtos se encontrem mais frias e em climas mais quentes e húmidos é natural que as temperaturas de evaporação e dos produtos aumente.

#### **3.2.4.4. Sistema de refrigeração incorporado**

O expositor possui unidade condensadora incorporada ao seu projeto, e opera com os seguintes componentes:

- Gás refrigerante: R404A - Freon 404A DuPont.
- Compressor hermético: L' unite Hermetique TAG2516Z - tensão: 220 V trifásico ; Corrente elétrica máxima: 10 A - Tecumseh Products Company.
- Condensador a placas brazadas: B10THx50/1P-SC-S 4\*1" & 22U; capacidade térmica nominal 4,87 kW; área de troca 1,488 m<sup>2</sup> - SWEP, Dover Company.
- Válvula de expansão termostática: TES2 com orifício 04 - Danfoss.
- Válvula reguladora de fluxo de água em função da pressão: WVFX 10-25; fluxo máximo de água 5,5 m<sup>3</sup>/h - Danfoss.

### 3.2.5. Câmara climática

A câmara climática foi construída de forma a obter as condições de operação descritas na norma ISO 23953:2 (2005).

A sala de ensaios construída (ver Fig. 36) é um espaço em forma de paralelepípedo, no qual duas das paredes laterais opostas são projetadas para criar um caudal de ar horizontal uniforme através da sala. O movimento do ar é, na medida do possível, paralelo ao plano de abertura do expositor e no eixo longitudinal. A velocidade do ar está compreendida entre 0,1 e 0,2 m/s.

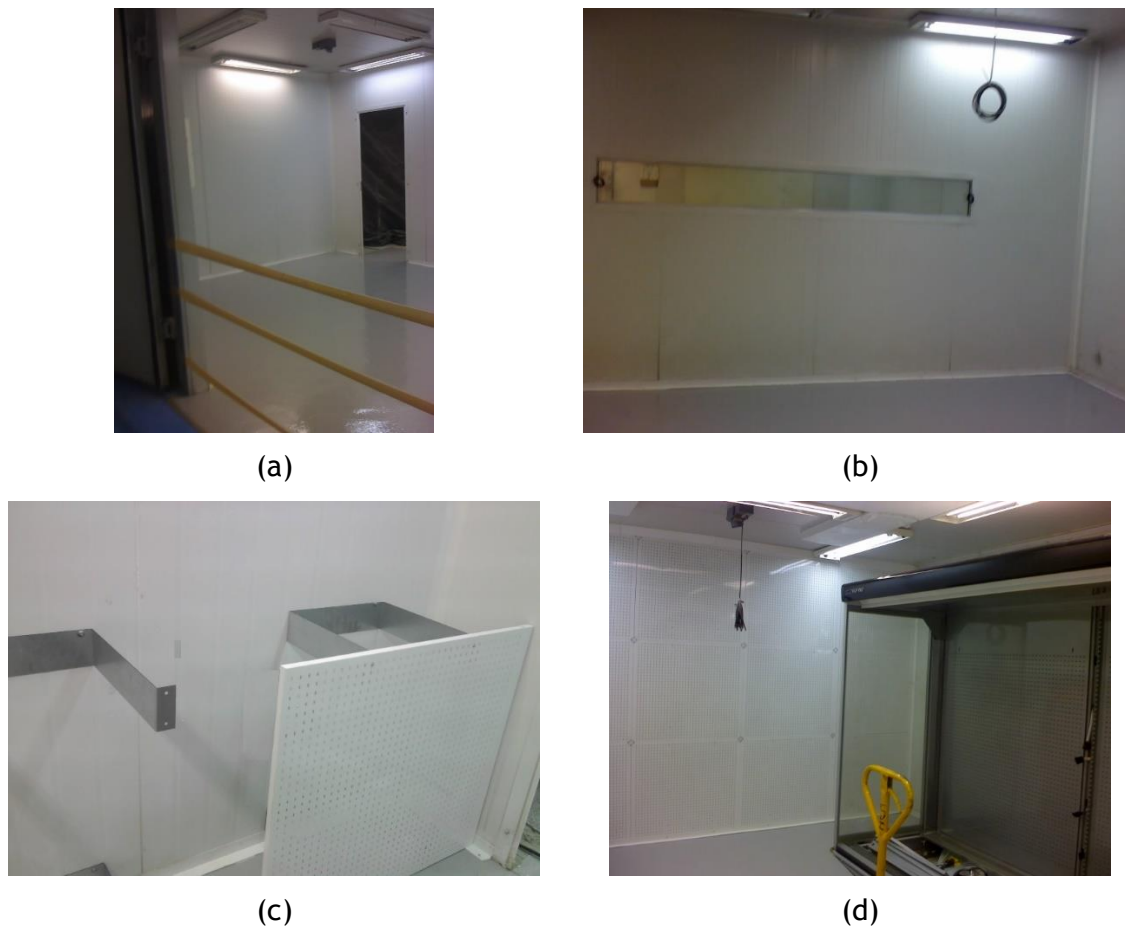


Fig. 36 - Etapa construtiva da sala de ensaios: (a) porta de entrada de equipamentos, (b) visor de inspeção (c) construção do plenum de ar e (d) posicionamento do equipamento.

O teto e as outras duas paredes laterais da sala estão isoladas termicamente, e cobertas internamente por uma superfície metálica. O nível de isolamento térmico da câmara foi garantido com paredes de 60 mm de espuma de poliuretano rígido. O piso de betão assegura que as condições climáticas externas não afetem a temperatura do piso no interior do ambiente de teste. O visor de vidro duplo temperados também garante o isolamento térmico adequado e permite visualização dos ensaios sem interferência no fluxo de ar da sala.

A iluminação da sala é realizada por meio de lâmpadas fluorescentes para manter o nível de luminosidade de  $600 \pm 100$  lux, medida a uma altura de 1 metro acima do nível do piso, com iluminação contínua durante todo o período dos ensaios.

As paredes e o teto da câmara climática possuem a cor cinza claro (RAL 7032), com emissividade entre 0,9 e 1,0 a  $25^{\circ}\text{C}$ .

A Fig. 37 detalha as características de funcionamento e caudal de ar câmara climática de ensaios.

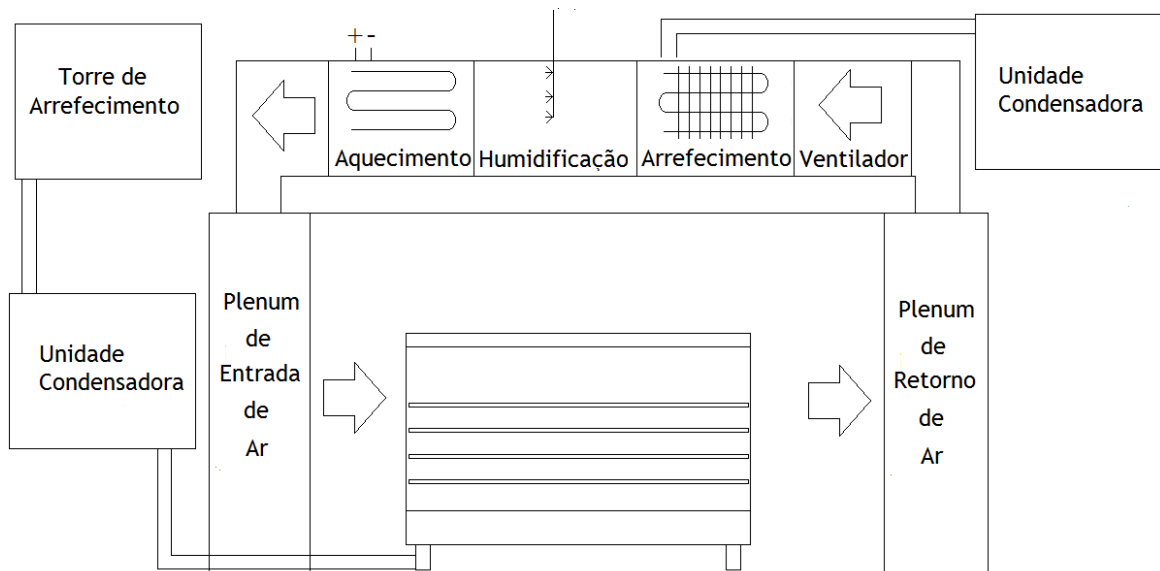


Fig. 37 - Funcionamento da câmara climática de ensaios.

A refrigeração, aquecimento e humidificação do ar ambiente são realizados, respectivamente, por uma serpentina evaporadora, banco de resistências de aquecimento e insuflação de vapor de água na conduta de condicionamento de ar da sala.

A câmara climática deve manter durante o ensaio a temperatura e humidade do ar especificadas na Tabela 8, de acordo com a classe climática desejada, no ponto de medida de clima especificado na Fig. 38.

A classe climática normalmente utilizada para homologação deste tipo de equipamento é a classe climática n.º 3 ( $T_A = 25\text{ °C}$ ;  $\phi_A = 60\%$ ) que possui entalpia específica de 55,42 kJ/kg. Neste trabalho será utilizada também a classe climática n.º 6 ( $T_A = 27\text{ °C}$ ;  $\phi_A = 70\%$ ) que possui entalpia específica 21% superior com relação a classe climática n.º 3 (67,21 kJ/kg) e fornecerá a simulação da operação dos equipamentos de refrigeração em climas tropicais. A humidade absoluta na classe climática n.º 6 é 32% superior com relação a classe climática n.º 3.

Tabela 8. Classes climáticas normalizadas.

Classe climática	Temperatura de bolbo seco [°C]	Humidade relativa [%]	Temperatura de ponto de orvalho [°C]	Humidade absoluta [g/kg <sub>ar seco</sub> ]
0	20	50	9,3	7,3
1	16	80	12,6	9,1
2	22	65	15,2	10,8
3	25	60	16,7	12,0
4	30	55	20,0	14,8
5	40	40	23,9	18,8
6	27	70	21,1	15,8
7	35	75	30,0	27,3
8	23,9	55	14,3	10,2

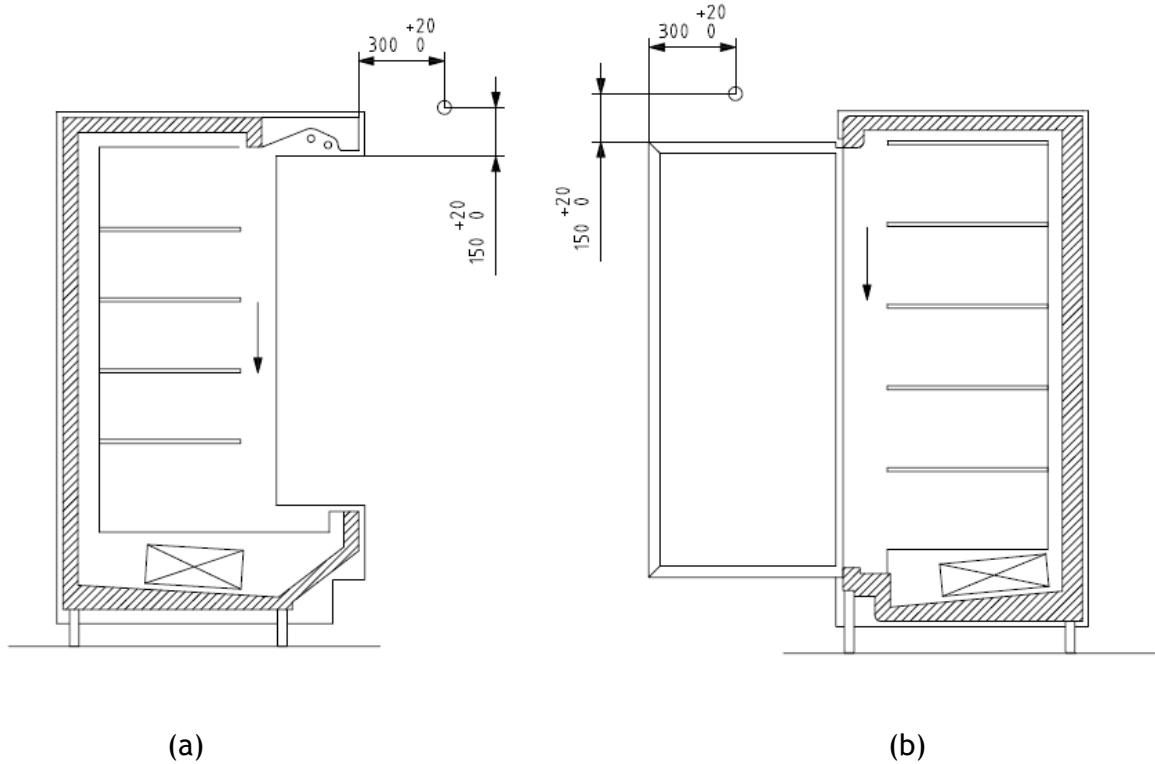


Fig. 38 - Ponto de medida do clima [mm] (a) expositores verticais abertos e (b) expositores verticais fechados.

### 3.2.6. Equipamentos experimentais

Os instrumentos de medição foram selecionados de modo a obter uma medida confiável da variação das grandezas físicas relevantes de minuto a minuto durante os ensaios experimentais. Na Tabela 9 encontram-se descritos os instrumentos e sondas de medição, apresentando a marca e modelo do fabricante, gama de medição, precisão e resolução.

Tabela 9. Equipamentos e sondas para medição das grandezas relevantes.

Grandeza	Modelo	Marca	Princípio	Gama de medição	Precisão	Resolução
Temperatura	AKS 12 (PT1000)	Danfoss	Termístor	-40 a +100 °C	±0,3 °C	0,1 °C
Pressão	AKS 32	Danfoss	Piezo-resistência	0 a 500 psi 0 a 200 psi	±0,3% -full scale	0,1 psi
Pressão diferencial	CP101-AO	Kimo Instruments	Piezo-resistência	-500 a 1000 Pa	±1,5 % (leitura)	1 Pa
Temperatura/ velocidade	TAT 420	Miltronics	V: Anemómetro de hélice T: PT100	V: 0,2 a 40 m/s T: -20 °C a 80 °C	V: ±1%+1dígito T: ±0,5 °C	V: 0,01m/s T: 0,1 °C
Temperatura/ humidade	THT 500	Miltronics	φ: Higrómetro capacitivo T: PT100	φ: 5 a 95% T: -20 °C a 80 °C	φ: ±2% T: ±0,5 °C	φ: 0,1% T: 0,1 °C
Caudal	MASSFLO 2100 DI 6	Danfoss	Força aceleração Coriolis	0 a 1000 kg/h	0,1% (leitura)	0,1 kg h <sup>-1</sup>
Massa	BP15	Filizola	Eletrónica	0,125 a 15 kg	±0,01 kg	0,005 kg
Energia	Multi -K 120	Kron	Efeito Hall	1,5 a 120 A	±0,2% -full scale	0,001 A

### **3.2.7. Recolha de dados**

Cada ensaio experimental teve a duração de 24 horas e foi repetido três vezes. Os resultados apresentados correspondem ao valor médio e respectivo desvio padrão.

Os valores de temperatura, humidade relativa, velocidade do ar e pressão do ar e fluido refrigerante foram adquiridos a cada minuto de modo a ser possível analisar a variação temporal das grandezas.

A quantidade de massa de água condensada durante a descongelação foi recolhida manualmente (sempre que possível, devido aos períodos noturnos) e medida a cada período de funcionamento do ensaio.

Para os expositores com máquinas remotas, a quantidade de massa de fluido refrigerante que passa pelo expositor durante cada período de operação foi medida (sempre que possível, devido aos períodos noturnos). Sabendo que o compressor trabalha continuamente durante o período de operação, determina-se o caudal médio de fluido refrigerante. Para o expositor com máquina acoplada, o consumo de energia elétrica foi mensurado.

Dessa maneira, é possível analisar as variáveis de interesse, obtendo respostas as questões do foco deste trabalho e, principalmente, quantificar valores para realização de comparações e melhoria no entendimento do comportamento físico das grandezas envolvidas.

### **3.3. Ensaio experimentais**

Procurou-se determinar a influência dos climas tropicais no desempenho global dos expositores refrigerados com diferentes focos em cada uma das diferentes análises experimentais.

As características mais relevantes dos 18 ensaios experimentais (EE) realizados encontram-se detalhadas na Tabela 10. As variáveis de teste nos ensaios experimentais com expositor vertical aberto são a classe climática e o tipo de evaporador. Nos ensaios experimentais com expositores refrigerados verticais fechados, as variáveis de teste

foram a classe climática, o tipo de ventilador e a existência de fresta de 6 mm entre as portas. No caso dos expositores de congelação verticais fechados com máquina incorporada, as variáveis de teste foram a classe climática e a influência da temperatura de condensação do fluido refrigerante que simula dias em que o ambiente externo está mais frio ou mais quente.

Tabela 10. Ensaios experimentais.

EE	Expositor	Temperatura	Classe de clima	Evaporador	Ventiladores	Fresta
01	Aberto	Média	3	1	Eletromagnéticos	-
02	Aberto	Média	6	1	Eletromagnéticos	-
03	Aberto	Média	3	2	Eletromagnéticos	-
04	Aberto	Média	3	3	Eletromagnéticos	-
05	Fechado	Média	3	4	Eletromagnéticos	Sim
06	Fechado	Média	3	4	Eletromagnéticos	Não
07	Fechado	Média	6	4	Eletromagnéticos	Sim
08	Fechado	Média	6	4	Eletromagnéticos	Não
09	Fechado	Média	3	4	Eletrónicos	Sim
10	Fechado	Média	3	4	Eletrónicos	Não
11	Fechado	Média	6	4	Eletrónicos	Sim
12	Fechado	Média	6	4	Eletrónicos	Não
13	Fechado	Baixa	3, $T_{Cond}=40\text{ °C}$	5	Eletrónicos	Não
14	Fechado	Baixa	3, $T_{Cond}=45\text{ °C}$	5	Eletrónicos	Não
15	Fechado	Baixa	3, $T_{Cond}=50\text{ °C}$	5	Eletrónicos	Não
16	Fechado	Baixa	6, $T_{Cond}=40\text{ °C}$	5	Eletrónicos	Não
17	Fechado	Baixa	6, $T_{Cond}=45\text{ °C}$	5	Eletrónicos	Não
18	Fechado	Baixa	6, $T_{Cond}=50\text{ °C}$	5	Eletrónicos	Não

### **3.4. Modelo Físico-Matemático**

#### **3.4.1. Introdução**

Foram selecionados dois modelos matemáticos para análise dos dados experimentais. O primeiro modelo é descrito pela norma ISO 23953 (2005) que especifica os requisitos para a construção, características e desempenho dos equipamentos refrigerados. Especifica também as condições de ensaio e os métodos de verificação da satisfação de requisitos, bem como a classificação dos equipamentos, a sua marcação e a lista das suas características a declarar pelo fabricante.

O primeiro modelo permite determinar a capacidade térmica do equipamento por relações termodinâmicas com base na recolha de dados da operação do fluido refrigerante. O segundo método faz uso de equações da psicrometria e da transferência de calor e de massa de modo a determinar a capacidade térmica do equipamento. O primeiro método de cálculo, mais simples e expedito, é denominado de modelo matemático do fluido refrigerante, pelo que os dados obtidos são mais confiáveis. O segundo método de cálculo é denominado de modelo matemático do ar. O modelo matemático do fluido refrigerante será utilizado para validação do modelo matemático do ar que fornece informações mais complexas e úteis para o propósito deste trabalho.

#### **3.4.2. Modelo matemático do fluido refrigerante**

As propriedades termodinâmicas do gás refrigerante tanto no estado de líquido saturado ou subarrefecido e gás sobreaquecido foram extraídas de tabelas fornecidas pelo fabricante por meio de interpolações lineares simples ou duplas (DuPont, 2005). Parte-se do princípio que as temperaturas, pressões manométricas e massa total de fluido refrigerante em 24 horas de teste são conhecidas por via das medições efetuadas no decorrer da execução dos testes experimentais. As equações utilizadas por este modelo permitem determinar:

- Perda de pressão do fluido refrigerante no evaporador,  $\Delta P_R$ , é dada pela diferença entre a pressão do fluido refrigerante à entrada,  $P_{R,e}$ , e a pressão do fluido refrigerante à saída,  $P_{R,s}$ :

$$\Delta P_R = P_{R,e} - P_{R,s} \quad (1)$$

- Subarrefecimento do líquido,  $\Delta T_{SR}$ , é dado pela diferença entre as temperaturas de condensação do fluido refrigerante,  $T_{R,Cond}$ , e a temperatura do fluido refrigerante na fase líquida à entrada do expositor,  $T_{R,e}$ :

$$\Delta T_{SR} = T_{R,Cond} - T_{R,e} \quad (2)$$

- Sobreaquecimento útil,  $\Delta T_{SA}$ , é dado pela diferença entre a temperatura do fluido refrigerante na fase gasosa à saída do evaporador,  $T_{R,s}$ , e a temperatura de evaporação do fluido refrigerante,  $T_{R,e}$ .

$$\Delta T_{SA} = T_{R,s} - T_{R,e} \quad (3)$$

- Energia específica de efeito refrigerante,  $\Delta i_R$ , é a diferença entre a entalpia do fluido refrigerante na fase gasosa à saída do evaporador,  $i_{R,s}$  e a entalpia de entrada do fluido refrigerante na fase líquida à entrada do evaporador,  $i_{R,e}$ :

$$\Delta i_R = i_{R,s} - i_{R,e} \quad (4)$$

- Tempo de operação,  $t_{Op}$ , é o tempo em que a refrigeração está ligada, ou seja, o tempo total do ensaio experimental diminuído do tempo de paragens para descongelação,  $t_D$ , e outras paragens da refrigeração,  $t_p$ . Em todos os ensaios experimentais foi assumido,  $t_p=0$ .

$$t_{Op} = t_{Tot} - t_D - t_p \quad , \quad t_p = 0 \quad (5)$$

- Carga térmica total,  $\dot{Q}_R$ , é a quantidade de calor total removida,  $Q_R$  do espaço refrigerado no tempo de operação,  $t_{OP}$ , mensurado durante o ensaio experimental

$$\dot{Q}_R = \dot{m}_R \cdot \Delta i_R \quad (6)$$

### 3.4.3. Modelo matemático do ar

As propriedades psicrométricas do ar foram calculadas conforme modelo proposto por Wilhem (1976) e as propriedades do gelo, água e vapor de água são calculadas conforme modelo proposto por Liley (2005). Parte-se do princípio que os parâmetros geométricos, a temperatura de bolbo seco, a humidade relativa, a velocidade do ar e a massa de condensado durante o período de descongelação são conhecidas por via das medições efetuadas no decorrer da execução dos testes experimentais. As equações utilizadas por este modelo permitem determinar:

A pressão de vapor, ou seja, a pressão que vigora num sistema heterogéneo em equilíbrio termodinâmico no qual uma das fases é a gasosa e a humidade absoluta que corresponde à quantidade de vapor de água condida em qualquer porção de atmosfera separada para estudo, são descritas pelas equações abaixo.

- Pressão de vapor na saturação,  $P_{V,Sat}$ :

$$\ln(P_{Vap,Sat}) = 24,2779 - \frac{6238,64}{T_{BS}} - 0,344438 \ln(T_{BS}) \quad 233,15 \leq T_{BS} \leq 273,15 \text{ K} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \ln(P_{Vap,Sat}) = & -7511,52 \cdot (T_{BS})^{-1} + 89,63121 + 0,0239987 \cdot T_{BS} + \\ & -1,1654551 \cdot 10^{-5} \cdot T_{BS}^2 - 1,2810336 \cdot 10^{-8} \cdot T_{BS}^3 + \\ & + 2,0998405 \cdot 10^{-11} \cdot T_{BS}^4 + 12,150799 \ln(T_{BS}) \end{aligned} \quad (8)$$

$$(233,15 \leq T_{BS} \leq 273,15 \text{ K})$$

- Humidade absoluta na saturação,  $\omega_{Sat}$  :

$$\omega_{Sat} = 0,62198 \cdot \frac{P_{V,Sat}}{(P_{Atm} - P_{Vap,Sat})} \quad P_{Atm} = 101,325 \text{ kPa} \quad (9)$$

- Pressão de vapor,  $P_{vap}$ :

$$P_{vap} = \phi_A \cdot P_{vap,sat} \quad (10)$$

- Humidade absoluta,  $\omega_A$ :

$$\omega_A = 0,62198 \cdot \frac{P_V}{(P_A - P_{vap})} \quad P_{Atm} = 101,325 \text{ kPa} \quad (11)$$

- Temperatura de ponto de orvalho,  $T_{PO}$ , é a temperatura até à qual o ar (ou gás) deve ser arrefecido para que fique saturado de vapor de água ou seja, a condensação de água se inicie. Na temperatura de ponto de orvalho, a quantidade de vapor de água presente no ar é máxima:

$$T_{PO} = 5,994 + 12,41 \cdot \ln(P_{vap}) + 0,4273 \cdot [\ln(P_{vap})]^2, \quad -50 \leq T_{BS} \leq 0 \text{ °C} \quad (12)$$

$$T_{PO} = 6,983 + 14,38 \cdot \ln(P_{vap}) + 1,0790 \cdot [\ln(P_{vap})]^2, \quad 0 \leq T_{BS} \leq 50 \text{ °C} \quad (14)$$

$$T_{PO} = 13,80 + 9,478 \cdot \ln(P_{vap}) + 1,9910 \cdot [\ln(P_{vap})]^2, \quad 50 \leq T_{BS} \leq 110 \text{ °C} \quad (14)$$

- Volume específico,  $\vartheta_A$ , é a relação de volume,  $v$ , por massa,  $m$ , de uma substância, definida por:

$$\vartheta_A = \frac{R \cdot T_{BS}}{P_A} \cdot (1 + 1,6078 \cdot \omega_A) \quad (15)$$

- Massa específica,  $\rho_A$ , é o inverso do volume específico,  $\vartheta_A$ , ou seja, a relação de massa,  $m$ , por volume,  $v$ , de uma substância:

$$\rho_A = \frac{1}{\vartheta_A} \quad (16)$$

- Entalpia específica,  $i_A$ , de acordo com a termodinâmica clássica, é a quantidade máxima de energia por unidade de massa que pode ser removida de uma substância:

$$i_A = 1,006 \cdot T_{BS} + \omega_A \cdot (2501 + 1,775 \cdot T_{BS}), \quad -50 \leq T_{BS} \leq 110 \text{ °C} \quad (17)$$

- Caudal mássico de ar circulante no expositor,  $\dot{m}_A$ , é definido pelo produto da área da seção transversal do duto,  $A$ , pela massa específica,  $\rho_A$ , e pela velocidade do ar,  $V_A$ :

$$\dot{m}_A = \rho_A \cdot V_A \cdot A \quad (18)$$

- Massa total de água condensada no evaporador,  $m_{w,t_{Tot}}$ , é dada pela diferença entre as humidades absolutas medidas antes,  $\omega_{A,e}$ , e após,  $\omega_{A,s}$ , o evaporador, multiplicadas pelo caudal de ar total,  $\dot{m}_A$ , durante o tempo total do ensaio experimental,  $t_{Tot}$ :

$$m_{w,t_{Tot}} = \int_0^{t_{Tot}} \dot{m}_A \cdot (\omega_{A,e} - \omega_{A,s}) dt \quad (19)$$

- Massa total de água condensada no evaporador,  $m_{w,t_{Op}}$ , é dada pela diferença entre as humidades absolutas medidas antes,  $\omega_{A,e}$ , e após,  $\omega_{A,s}$ , o evaporador, multiplicadas pelo caudal de ar total,  $\dot{m}_A$ , durante o tempo de operação,  $t_{Op}$ :

$$m_{w,t_{Op}} = \int_0^{t_{Op}} \dot{m}_A \cdot (\omega_{A,e} - \omega_{A,s}) dt \quad (20)$$

- Massa de água condensada no evaporador durante o período de descongelação,  $m_{w,t_D}$ , é a diferença entre a massa de água condensada no evaporador durante o tempo total do ensaio experimental,  $m_{w,t_{Tot}}$ , e a massa de água condensada no evaporador durante o período de operação,  $m_{w,t_{Op}}$ . O tempo de paragem do

compressor,  $t_p$ , é zero em todos os ensaios experimentais, portanto a massa de água condensada durante este período  $m_{w,t_p}$ , também é igual a zero.

$$m_{w,t_D} = m_{w,t_{Tot}} - m_{w,t_{Op}} - m_{w,t_p} \quad , \quad m_{w,t_p} = 0 \quad (21)$$

- Massa total de gelo formado no evaporador,  $m_I$ , é a diferença entre a massa de água recolhida experimentalmente durante os ensaios experimentais,  $m_{w,Exp}$ , e a massa de água condensada no evaporador durante o período de descongelação,  $m_{w,t_D}$ :

$$m_I = m_{w,Exp} - m_{w,t_D} \quad (22)$$

- Massa de água condensada no evaporador que escoou durante o período de refrigeração (sem congelar),  $m_{w,Esc}$ , é a diferença entre a massa de água condensada durante o período de operação,  $m_{w,t_{Op}}$ , e a massa de gelo formado no evaporador,  $m_I$ :

$$m_{w,Esc} = m_{w,t_{Op}} - m_I \quad (23)$$

- Taxa média de condensação de água,  $\dot{m}_{w,t_{Op}}$ , é o caudal médio de água condensada durante o período de operação,  $t_{Op}$ .

$$\dot{m}_{w,t_{Op}} = \frac{m_{w,t_{Op}}}{t_{Op}} \quad (24)$$

- Taxa média de formação de gelo,  $\dot{m}_I$ , é o caudal médio de formação de gelo durante o período de operação,  $t_{Op}$ .

$$\dot{m}_I = \frac{m_I}{t_{Op}} \quad (25)$$

- Taxa média de escoamento de água pelo dreno,  $\dot{m}_{w,ESC}$ , é o caudal médio de escoamento de água durante o período de operação,  $t_{Op}$ .

$$\dot{m}_{w,ESC} = \frac{m_{w,ESC}}{t_{Op}} \quad (26)$$

- Calor específico médio,  $c_{p,w}$ , é a quantidade de calor que é necessário fornecer a uma unidade de massa de água para elevar a sua temperatura em um grau:

$$c_{p,w} = 4,22 - 3,02083 \cdot 10^{-3} \cdot T_w + 6,0069 \cdot 10^{-5} \cdot T_w^2, \quad 0 \leq T_w \leq 25 \text{ °C} \quad (27)$$

- Calor específico médio,  $c_{p,l}$ , é a quantidade de calor que é necessário fornecer a uma unidade de massa de gelo para elevar sua temperatura em um grau:

$$c_{p,l} = 2,067 + 6,89 \cdot 10^{-3} \cdot T_l, \quad -20 \leq T_l \leq 0 \text{ °C} \quad (28)$$

- Calor latente de fusão/congelação,  $h_{fc}$ , é a quantidade de calor que uma unidade de massa de água deve receber ou ceder para mudar do estado físico sólido para líquido ou vice-versa:

$$h_{fc} = -333,4 + 2,11 \cdot T_{Cong} + 4 \cdot 10^{-3} \cdot T_{Cong}^2, \quad -20 \leq T_{Cong} \leq 0 \text{ °C} \quad (29)$$

- Calor latente de vaporização/condensação da água,  $h_{vc}$ , é a quantidade de calor que uma unidade de massa de água deve receber ou ceder para mudar do estado físico líquido para vapor ou vice-versa:

$$h_{vc} = 2500,93 - 2,3609 \cdot T_{PO} + 4,08 \cdot 10^{-4} \cdot T_{PO}^2, \quad 0 \leq T_{PO} \leq 50 \text{ °C} \quad (30)$$

- Carga térmica,  $\dot{Q}_1$ , deve-se à condensação da água no evaporador e arrefecimento do caudal de ar circulante,  $\dot{m}_A$ , é dada pela diferença das entalpias do ar na entrada,  $i_{A,e}$ , e à saída do evaporador,  $i_{A,s}$ :

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_A \cdot (i_{A,e} - i_{A,s}) \quad (31)$$

- Carga térmica,  $\dot{Q}_2$ , deve-se ao caudal de água condensado no evaporador durante o tempo de operação,  $\dot{m}_{w,top}$ , e ao calor latente de condensação,  $h_{vc}$ :

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_{w,top} \cdot h_{vc} \quad (32)$$

- Carga térmica,  $\dot{Q}_3$ , devida ao arrefecimento do ar é dada pela diferença das cargas térmicas  $\dot{Q}_1$  e  $\dot{Q}_2$ :

$$\dot{Q}_3 = \dot{Q}_1 - \dot{Q}_2 \quad (33)$$

- Carga térmica,  $\dot{Q}_4$ , devida ao arrefecimento da água condensada até o ponto de congelação é função do caudal de gelo formado no evaporador,  $\dot{m}_I$ , calor específico da água,  $c_{p,w}$ , e as temperaturas de ponto de orvalho,  $T_{PO}$ , e de congelação,  $T_{CONG}$ , da água:

$$\dot{Q}_4 = \dot{m} \cdot c_{p,w} \cdot (T_{PO} - T_{Cong}) \quad (34)$$

- Carga térmica,  $\dot{Q}_5$ , devida à congelação da água condensada, decorre do caudal de gelo formado no evaporador durante o tempo de operação,  $\dot{m}_I$ , e do calor latente de congelação,  $h_{fc}$ :

$$\dot{Q}_5 = \dot{m}_I \cdot h_{fc} \quad (35)$$

- Carga térmica,  $\dot{Q}_6$ , devido ao arrefecimento do gelo até à temperatura final é função do caudal de gelo formado no evaporador,  $\dot{m}_I$ , do calor específico do gelo,  $c_{P,I}$ , e das temperaturas de congelação,  $T_{CONG}$ , e final,  $T_I$ , do gelo:

$$\dot{Q}_6 = \dot{m}_I \cdot c_{P,I} \cdot (T_{Cong} - T_I) \quad (36)$$

- Carga térmica total,  $\dot{Q}_A$ , é o somatório das parcelas de carga térmica expostas anteriormente:

$$\dot{Q}_A = \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3 + \dot{Q}_4 + \dot{Q}_5 + \dot{Q}_6 \quad (37)$$

- Carga térmica latente total,  $\dot{Q}_{A,Lat}$ , é o somatório das parcelas de carga térmica latente devido a condensação de água,  $\dot{Q}_2$ , e congelação de gelo,  $\dot{Q}_5$ :

$$\dot{Q}_{A,Lat} = \dot{Q}_2 + \dot{Q}_5 \quad (38)$$

- Carga térmica sensível total,  $\dot{Q}_{A,Sen}$ , é o somatório das parcelas de carga térmica sensível devido aos arrefecimentos do ar,  $\dot{Q}_3$ , da água,  $\dot{Q}_4$ , e do gelo,  $\dot{Q}_6$ :

$$\dot{Q}_{A,Sen} = \dot{Q}_3 + \dot{Q}_4 + \dot{Q}_6 \quad (39)$$

- Fator de infiltração de ar (*Thermal Entrainment Factor* - TEF) em expositores refrigerados é um número compreendido entre 0 e 1, que determina a eficiência da cortina de ar baseada nas temperaturas do ar da grelha de insuflação de ar,  $T_{Ins}$ , grelha de retorno de ar,  $T_{Ret}$ , e do ar ambiente,  $T_A$  (Yu *et al.*, 2009).

$$TEF = \frac{T_{Ret} - T_{Ins}}{T_A - T_{Ins}} \quad (40)$$

### **3.5. Nota conclusiva**

Os ensaios experimentais foram organizados de maneira a se obter o maior número de comparações entre expositores verticais abertos e fechados com portas de vidro em diferentes situações de ar ambiente exterior e interior (classe climática). Assim sendo, será possível realizar uma comparação quantitativa entre os resultados no que diz respeito à relevância da formação de gelo e consumo de energia dos expositores em diferentes situações.

Com os modelos matemáticos seguidos, é possível quantificar os resultados dos ensaios experimentais de maneira a efetuar comparações entre os mesmos. Para determinação da carga térmica, o modelo matemático do lado do fluido refrigerante é mais preciso que o modelo matemático do lado do ar, devido à menor quantidade de variáveis envolvidas nos cálculos. Por este motivo, é a forma normalizada para homologação e certificação deste tipo de equipamentos. No entanto, como um dos enfoques deste trabalho reside na medida da quantidade de gelo formado no evaporador e determinar qual o seu impacto na eficiência global do equipamento, o modelo matemático do lado do ar é imprescindível para esta análise.

## **4. Análise e Discussão de Resultados**

### **4.1. Introdução**

Este capítulo destina-se à apresentação e discussão dos resultados dos ensaios experimentais realizados com base nos métodos descritos no capítulo anterior. Deseja-se compreender o efeito que a condição climática do ar ambiente, a formação do gelo entre as alhetas dos evaporadores e as portas de vidro têm no desempenho global do expositor e, assim, obter informações relevantes para os projetos de dimensionamento e de otimização futura deste tipo de equipamentos.

### **4.2. Resultados experimentais**

Os resultados experimentais encontram-se divididos em 5 seções. A primeira seção encontra-se relacionada com a comparação dos resultados dos EE01 e EE02 no que diz respeito ao expositor vertical aberto para produtos refrigerados em diferentes situações climáticas. A segunda seção é relativa a comparação dos resultados dos EE01, EE03 e EE04, que compara diferentes evaporadores na mesma condição climática num expositor vertical aberto para produtos refrigerados. A terceira seção corresponde à análise dos resultados dos EE05 a EE12, realizados com um expositor refrigerado vertical fechado com portas de vidro para produtos refrigerados. Na quarta seção, encontra-se a comparação entre os expositores para produtos refrigerados verticais aberto e fechado (EE01 e EE02 com EE05, EE06, EE07 e EE08). Por último, a quinta seção corresponde à análise de consumo de energia num expositor para produtos congelados vertical fechado com portas de vidro e máquina acoplada, em que os ensaios experimentais foram desenvolvidos por forma a simular as diferentes condições do ar ambiente onde o arrefecedor de água está instalado (EE13 a EE18).

Os resultados experimentais apresentados a seguir foram obtidos em duas situações climáticas distintas, temperatura média do ar ambiente a 25 °C com 60% de humidade relativa e temperatura média do ar ambiente a 27 °C com 70% de humidade relativa, que são denominadas respetivamente, por classes climáticas n.º 3 e n.º 6 conforme a ISO 23953 (2005). Convém salientar que são inexistentes as informações na literatura sobre o funcionamento de expositores refrigerados na classe climática n.º 6, uma vez que a classe climática n.º 3 é admitida como a máxima condição admissível para funcionamento adequado destes equipamentos e é, portanto, utilizada para homologação de equipamentos de refrigeração pela maioria dos fabricantes. No entanto, não é raro encontrar os equipamentos em funcionamento em climas mais adversos, principalmente em lojas que não possuem condicionamento de ar e são localizadas em regiões quentes e húmidas como, por exemplo, o litoral brasileiro. Ao longo da discussão dos resultados são utilizados alguns termos relacionados ao período de funcionamento do equipamento. O termo "período de funcionamento" refere-se ao tempo entre o início de dois ciclos de descongelação consecutivos; o "período de operação" corresponde ao tempo em que o sistema de refrigeração se encontra em funcionamento (compressor ligado); o "período de descongelação" corresponde ao tempo em que o sistema de refrigeração se encontra desligado para descongelação da serpentina; e "período de recuperação" é equivalente a 1/4 do período de funcionamento a contar do momento inicial da descongelação.

#### 4.2.1. Influência da condição ambiente no desempenho do expositor refrigerado vertical aberto de média temperatura

Esta seção tem por finalidade realizar a comparação dos resultados de EE01 e EE02, com o intuito de avaliar o impacto da condição do ar ambiente no desempenho térmico de um expositor refrigerado vertical aberto (Tabela 11).

Tabela 11. Características dos EE01 e EE02.

EE	Expositor	Temperatura	Classe climática	Evaporador	Ventiladores	Fresta
01	Aberto	Média	3 (25° C/60%)	1	Eletromagnéticos	Não
02	Aberto	Média	6 (27° C/70%)	1	Eletromagnéticos	Não

A literatura existente relacionada com o impacto das condições do ar ambiente no desempenho global dos equipamentos de refrigeração demonstra preocupação com a implicação que a variação climática exerce sobre a temperatura dos produtos. As conclusões finais geralmente conduzem a um aumento da temperatura dos produtos o que, na prática, seria decorrente das temperaturas mais altas de conservação, possivelmente além dos limites permitidos pela segurança alimentar. No entanto, regiões de clima tropical necessitam de expositores que operem dentro dos limites permitidos pela segurança alimentar.

Este trabalho visa comparar o desempenho do expositor refrigerado em diferentes condições climáticas levando em consideração que a temperatura dos produtos expostos seja aproximadamente a mesma em qualquer ambiente de teste. Para isso, foi identificado o simulador de produto mais quente e, uma vez que a classe do expositor é a M1 (destinado à exposição de carnes), a temperatura deste simulador não deve ultrapassar os 5,0 °C em nenhum momento dos testes.

A Fig. 39 detalha a temperatura do produto em questão durante os EE01 (Classe climática n.º 3) e EE02 (Classe climática n.º 6). A temperatura do simulador de produto mais quente foi mantida entre 4,0 e 5,0 °C para que o ensaio fosse considerado válido. A temperatura máxima do simulador de produto registada na classe climática n.º 3 foi de 4,3 °C e na classe climática n.º 6 foi de 4,8 °C.

Como a classe climática n.º 3 é mais amena que a classe climática n.º 6, um menor caudal de fluido refrigerante é necessário para manter a mesma temperatura de conservação dos produtos e, portanto, uma menor troca térmica latente devido à evaporação do fluido refrigerante é exigida. Deste modo, o troço de evaporador destinado à troca de calor sensível aumenta e conseqüentemente o valor do sobreaquecimento útil é maior. A temperatura média de evaporação foi mantida em -10,0 °C, conforme dados de projeto, independentemente da classe de clima. A manutenção da temperatura dos produtos dentro dos limites máximos desejáveis foi conseguida com a regulação do sobreaquecimento útil no evaporador, de modo a aumentar ou reduzir a sua capacidade térmica em função da condição climática (Fig. 40 e Fig. 41).

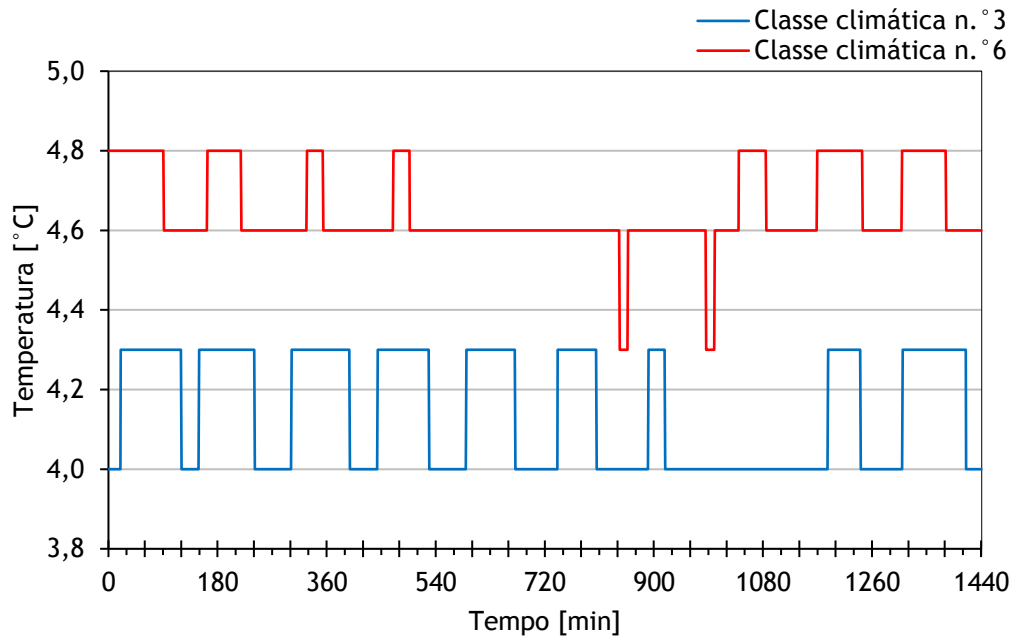


Fig. 39 - Temperatura do simulador de produto mais quente durante os EE01 - classe climática n.º 3 e EE02 - classe climática n.º 6.

Ao analisar a Fig. 40 e Fig. 41 percebe-se a diferença na regulação do sobreaquecimento útil do fluido refrigerante. Na operação sob a classe climática n.º 3, o sobreaquecimento útil necessário para manter a temperatura máxima de produto entre 4,0 e 5,0 °C é de aproximadamente 10,0 °C, ou seja, o fluido refrigerante deixou o evaporador à temperatura média de 0,0 °C. Para a operação na classe climática n.º 6, o sobreaquecimento útil necessário é reduzido para 3,5 °C, ou seja, o fluido refrigerante deixou o evaporador a temperatura média de -6,5 °C.

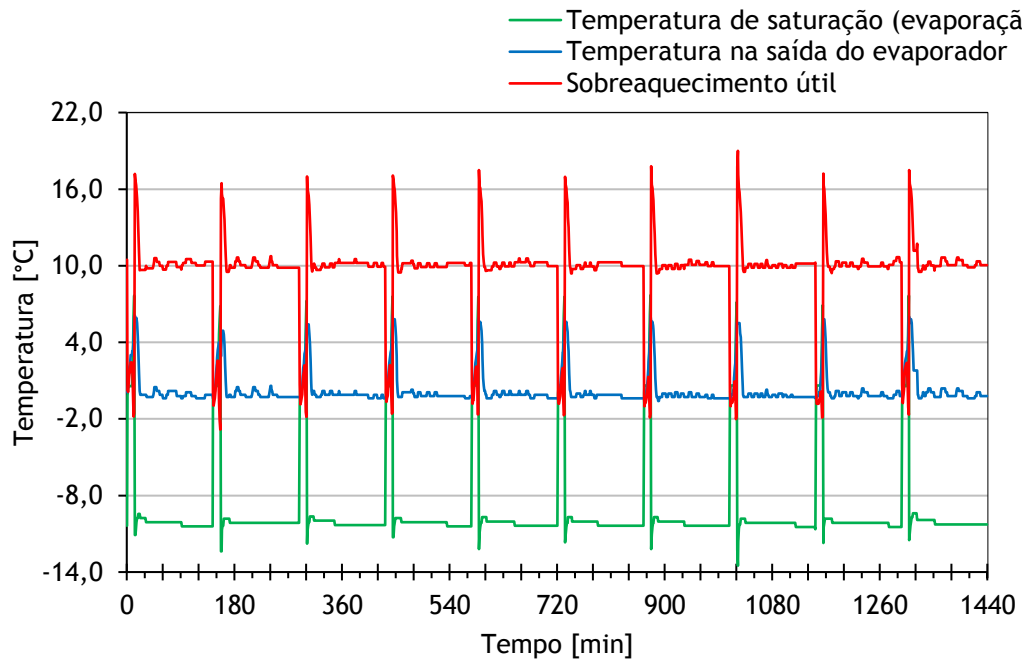


Fig. 40 - Sobreaquecimento útil no EE01 - classe climática n.º 3.

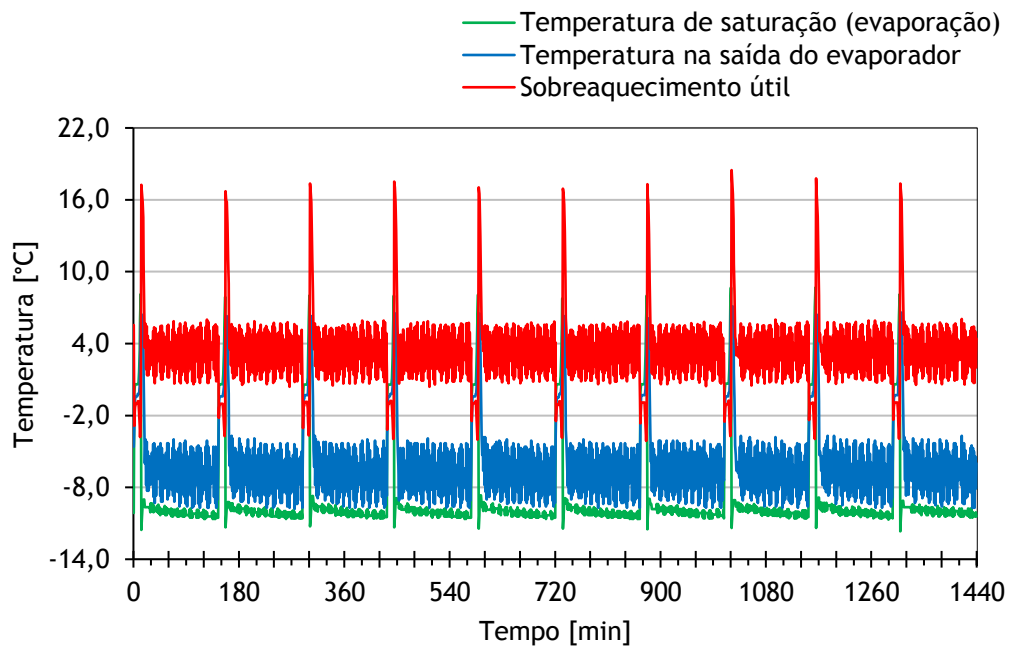


Fig. 41 - Sobreaquecimento útil no EE02 - classe climática n.º 6.

4.2.1.1. *Humidade, condensação e congelação de água*

Quanto maior for o nível de vapor de água no ar, ou seja a humidade absoluta do ar ambiente no qual o equipamento de refrigeração opera, maior será a taxa de condensação e congelação da água entre as alhetas do evaporador. A discussão que se segue descreve quantitativamente o quão representativo é o aumento de humidade e da temperatura de ar ambiente, nas taxas de condensação e congelação da água durante todo o período de operação e de descongelação.

A Fig. 42 e a Fig. 43 apresentam a variação da humidade absoluta na entrada e saída do evaporador, bem como a diferença entre elas, que representa a massa de água que condensa nas superfícies frias do evaporador por quilograma de ar seco circulado. Observa-se um aumento na taxa média de água condensada no evaporador ao passar da classe climática n.º 3 (1,27 g<sub>w</sub>/kg<sub>A</sub>) para a n.º 6 (1,98 g<sub>w</sub>/kg<sub>A</sub>). Esta situação deve-se ao aumento da humidade absoluta do ar que entra no evaporador que aumentou de  $\omega_{Cl3} = 4,43 \text{ g}_w/\text{kg}_A$  para  $\omega_{Cl6} = 5,06 \text{ g}_w/\text{kg}_A$ , respectivamente, para classes climáticas n.º 3 e n.º 6. A alteração na humidade absoluta na saída do ar é menos significativa, sendo que o ar deixou o evaporador 0,08 g<sub>w</sub>/kg<sub>A</sub> mais seco na classe climática n.º 6.

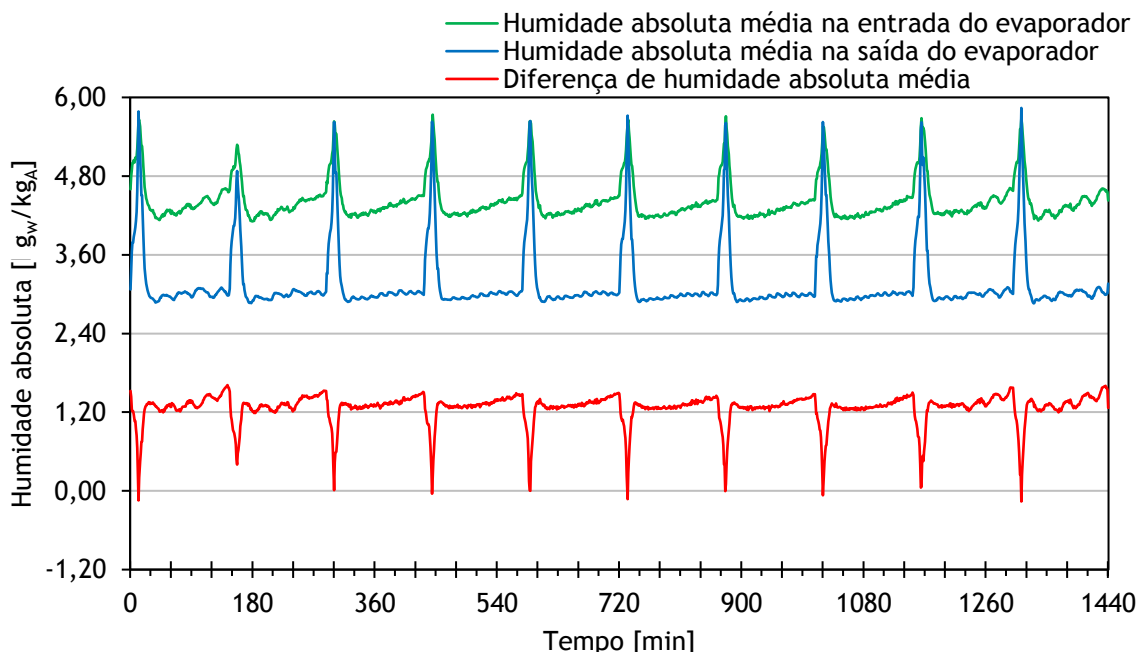


Fig. 42 - Variação da humidade absoluta do ar para o EE01 - classe climática n.º 3.

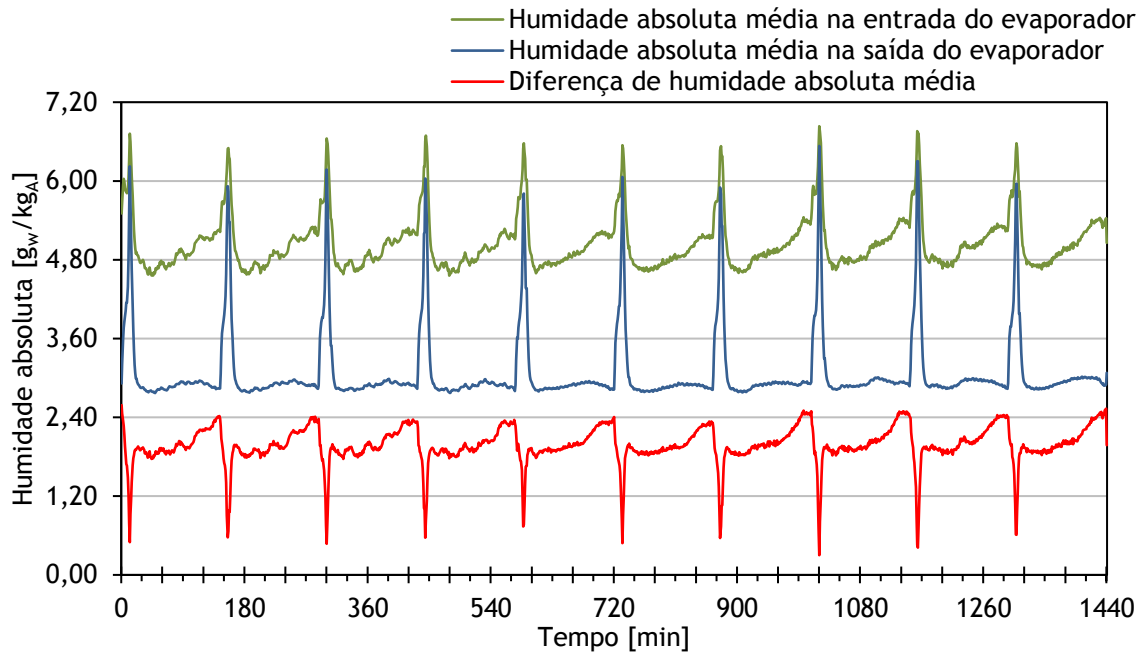


Fig. 43 - Variação da umidade absoluta do ar para o EE02 - classe climática n.º 6.

Ao longo do período de operação (com compressor ligado), a entrada de umidade no evaporador e a quantidade depositada nas alhetas do evaporador aumentam gradualmente. Ao iniciar a refrigeração (após descongelação) a eficiência da cortina de ar é máxima e com o início de deposição de umidade e formação de gelo nas alhetas do evaporador, ocorre a diminuição no caudal de ar, que por sua vez reduz a eficiência da cortina de ar, aumentando a taxa de condensação de umidade nas alhetas.

É interessante observar que mesmo durante os períodos de descongelação, com início em  $t = 0, 144, 288, 432, 576, 720, 864, 1008, 1152$  e  $1296$  minutos, ocorre condensação de água. Na classe climática n.º 3, as descongelações tem o seu início e a taxa de condensação de água torna-se decrescente até que as umidades absolutas do ar à entrada e saída se igualam na faixa de  $5,00$  a  $5,50 \text{ g}_w/\text{kg}_A$  e a condensação passa a ser nula. A partir desse momento, o ar que entra no evaporador começa a remover umidade do alhetado (de 10 a 12 minutos após início das descongelações e a diferença entre as umidades absolutas na entrada e saída do alhetado torna-se negativa, conforme exposto na Fig. 42). Por fim, quando a refrigeração reinicia, a condensação volta a ocorrer novamente. Na classe climática n.º 6, a diferença entre a umidade absoluta do ar na entrada e saída do evaporador não chega a ser nula ou negativa, ou seja, em momento

algun o ar passa a remover humidade do alhetado. A Tabela 12 apresenta os valores medidos com o devido tratamento estatístico.

Tabela 12. Valores da humidade absoluta do ar à entrada e saída do evaporador nos EE01 - classe climática n.º 3 e EE02 - classe climática n.º 6.

		EE01 - Classe climática n.º 3			EE02- Classe climática n.º 6		
		Entrada	Saída	Diferença	Entrada	Saída	Diferença
$\omega_A$ [g <sub>w</sub> /kg <sub>A</sub> ]	Valor médio	4,43	3,16	1,27	5,06	3,08	1,98
	Desvio padrão	0,31	0,51	0,23	0,41	0,58	0,29
	Valor máximo	5,74	5,84	1,61	6,83	6,53	2,59
	Valor mínimo	4,11	2,86	-0,16	4,56	2,77	0,30

Ocorre um aumento de 0,63 g<sub>w</sub>/kg<sub>A</sub> na humidade absoluta do ar na entrada do evaporador quando a classe climática é mais adversa (classe climática n.º 6). A variação da taxa de condensação de água ao longo do tempo é exposta na Fig. 44.

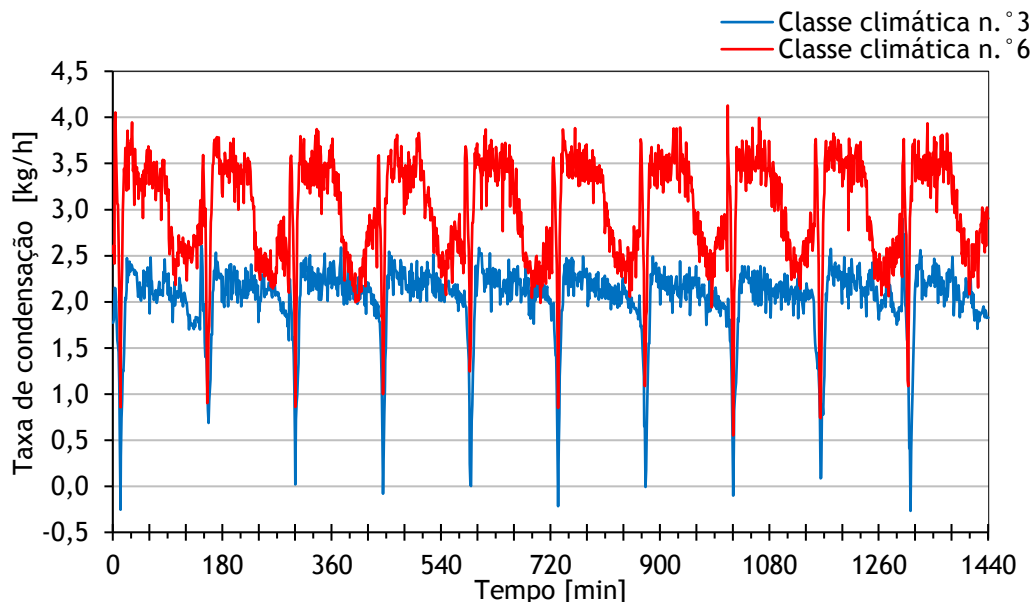


Fig. 44 - Variação da taxa de condensação de água no evaporador nos EE01 - classe climática n.º 3 e EE02 - classe climática n.º 6.

Apesar da diferença entre a humidade absoluta do ar na entrada do evaporador aumentar do início do período de operação até o momento da descongelação (Fig. 42 e Fig. 43) a taxa de condensação de água diminui no mesmo intervalo de tempo. Esta situação é explicada pela redução do caudal de ar circulante gerada pela diminuição de área livre de escoamento, causada pela formação de gelo entre as alhetas.

A Fig. 45 e a Fig. 46 apresentam os valores absolutos de condensação e congelação de água no evaporador em função da classe climática. No Anexo A são apresentadas as tabelas com os resultados detalhados, respetivamente Tabela A.1 e Tabela A.2.

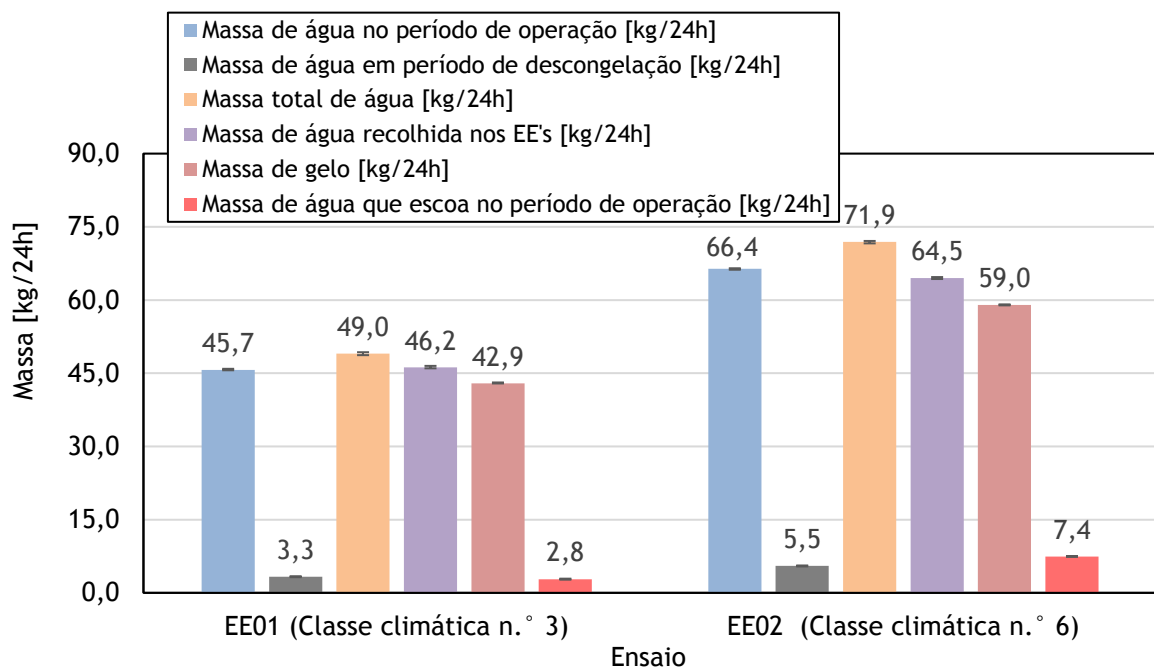


Fig. 45 - Valores absolutos da condensação e congelação de água nos EE01 - classe climática n.º 3 e EE02 - classe climática n.º 6.

Ao comparar os valores obtidos para a classe climática n.º 6 com a classe climática n.º 3, conclui-se que: a quantidade total média de água condensada no evaporador durante o período de operação ( $m_{w,tTot}$ ) aumenta de 49,0 kg para 71,9 kg, ou seja é 47% maior. Por sua vez, a quantidade média de água que se solidifica entre alhetas ( $m_1$ ) aumenta de 42,9 kg para 59,0 kg, portanto é 37% superior e a quantidade média de água que escoou durante o período de operação sem congelar ( $m_{w,Esc}$ ) aumenta de 2,8 kg para

7,4 kg é, ou seja, 165% superior. Tais números comprovam a drástica influência que o clima tem sobre a operação dos evaporadores no que diz respeito à formação de gelo. Assim sendo, as seguintes seções detalham os restantes aspetos relacionados ao desempenho do evaporador de um modo global. A Fig. 46 apresenta os valores das taxas de escoamento e de congelação de água no período de operação, nota-se que a maior parte de água condensada congela entre as alhetas do evaporador.

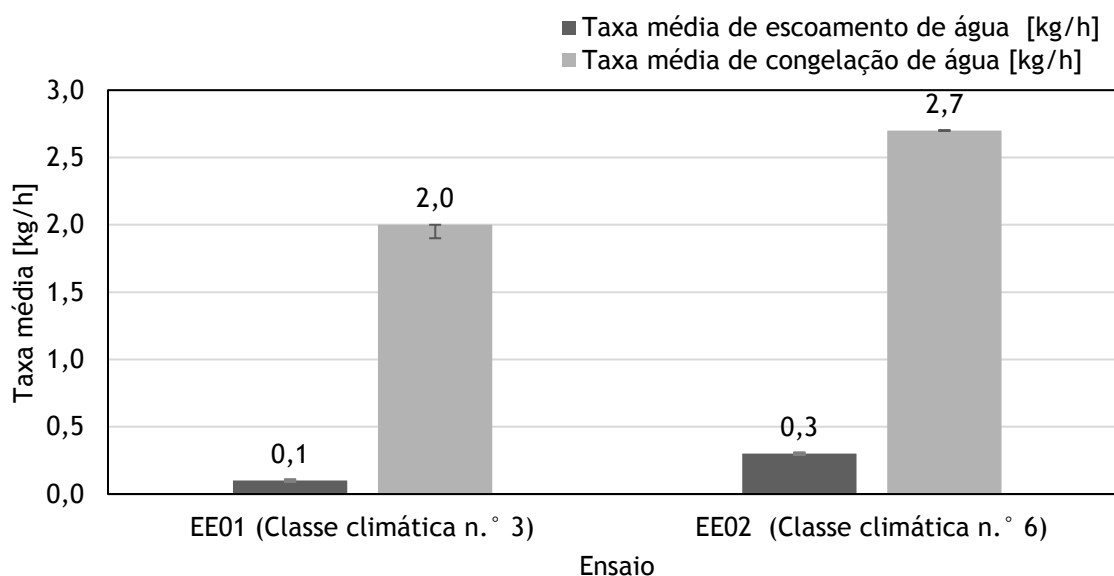


Fig. 46 - Valores médios das taxas de escoamento e congelação de água nos EE01 - classe climática n.º 3 e EE02 - classe climática n.º 6.

#### 4.2.1.2. Distribuição de ar no evaporador

O evaporador foi dividido em 5 volumes de controlo imaginários (VC), de modo que os valores de temperatura, humidade e velocidade do ar dentro de cada um destes VC's fossem considerados constantes. Deste modo foi possível determinar de que maneira o ar se distribui no evaporador, qual o VC mais ou menos propenso à formação de gelo. A Fig. 47 apresenta a divisão virtual os VC's. A distribuição do ar foi avaliada em dois momentos distintos, com o evaporador totalmente limpo, ou seja, após descongelação da serpentina e imediatamente antes da descongelação. A medição do caudal de ar distribuída com evaporador limpo foi realizada 10 minutos após o final da descongelação,

quando o expositor já se encontrava com suas temperaturas aproximadamente estabilizadas e em regime normal de operação.

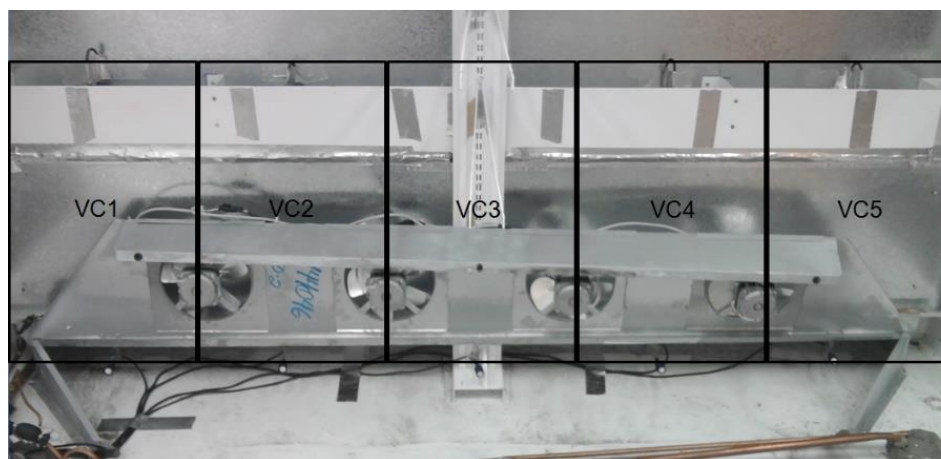


Fig. 47 - Divisão do evaporador em volumes de controlo.

Na Fig. 48 é apresentada a variação na distribuição percentual de ar que circula através do evaporador nos EE01 (classe climática n.º 3) e EE02 (classe climática n.º 6).

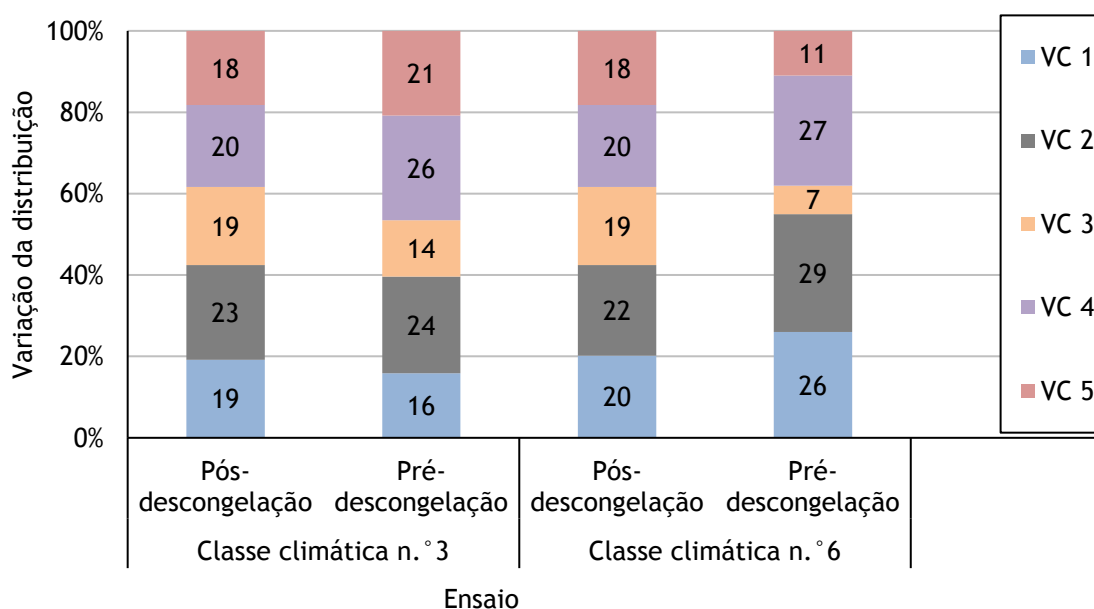


Fig. 48 - Distribuição percentual do caudal de ar circulante no expositor nos EE01 - classe climática n.º 3 e EE02 - classe climática n.º 6.

Após a descongelação, a distribuição do ar em cada VC é muito similar tanto para classe climática n.º 3 quanto para a classe climática n.º 6. Tal facto comprova a eficiência do posicionamento quase que horizontal dos ventiladores na caixa de admissão de modo a formar um "*plenum*" de ar muito próximo do ideal. Quando o evaporador está livre de gelo, a distribuição acontece de maneira quase que uniforme independentemente da condição climática externa (aproximadamente 20% para cada VC).

Os VC's 2 e 4 são os que possuem maior volume de circulação de ar e, portanto, maior é velocidade do ar que escoa entre as alhetas. A menor quantidade de ar circulante dos VC's 1 e 5 pode ser atribuída aos efeitos de extremidades e também ao facto de serem os volumes de controlo que não estão posicionados entre o centro de dois ventiladores (ver Fig. 47). A menor proporção de ar circulante no VC 3 pode ser atribuída à coluna estrutural que proporciona uma restrição à passagem de ar e impede a formação ideal do *plenum* na região central do expositor.

Quando o evaporador está prestes a ser descongelado nota-se que a distribuição percentual do ar é significativamente diferente da inicial. Tal facto é atribuído à formação irregular de gelo. A passagem de ar através do VC 3 é muito dificultada quando comparada com as demais. Conclui-se, portanto que é a região mais propícia à formação de gelo para qualquer uma das classes climáticas testadas. Nota-se que para classe climática n.º 6 a redução é mais acentuada, sendo que antes da descongelação apenas 7% do ar circulante no expositor circula nesta região. Uma quantidade muito baixa quando comparada aos 19% iniciais. Esta drástica redução sugere que a formação de gelo cresce de forma significativa como função da condição ambiente. O aumento do caudal percentual de ar, principalmente nos VC's 2 e 4, deve-se ao facto de serem as regiões com menor tendência à formação de gelo, por estarem entre 2 ventiladores sem nenhuma obstrução mecânica ou efeito de borda e, portanto, como a resistência ao escoamento é menor, tornam-se o trajeto preferencial do ar.

#### **4.2.1.3. Variação da velocidade do ar**

Com o intuito de verificar a influência da quantidade de gelo formado no caudal médio de ar circulante no expositor é apresentada a Fig. 49, na qual constam as curvas

de variação da velocidade média do ar em função do tempo durante um período de 24 horas de operação.

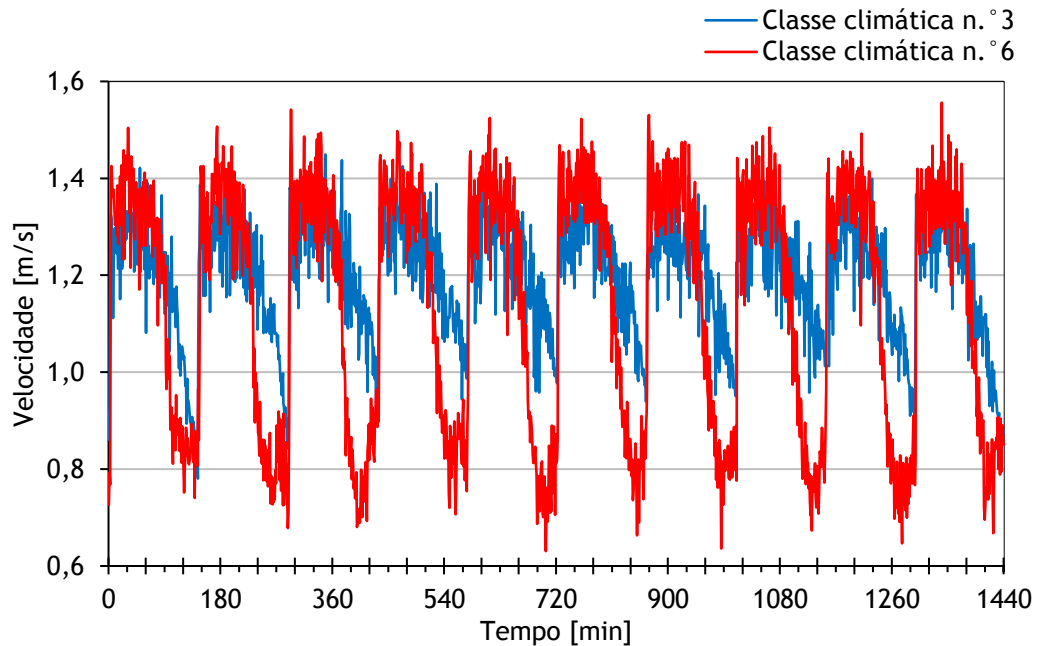


Fig. 49 - Variação da velocidade de ar nos EE01 - classe climática n.º 3 e EE02 - classe climática n.º 6.

Os valores máximos das curvas (cumes) referem-se aos instantes seguintes aos períodos de descongelação da serpentina e os valores mínimos (vales) encontram-se relacionados aos períodos imediatamente antes da descongelação acontecer. No decorrer do período de operação, a velocidade do ar vai diminuindo progressivamente até alcançar um patamar de risco para a manutenção da temperatura dos produtos que garanta a sua qualidade e segurança alimentar. É neste momento que a descongelação deve ser executada de forma a derreter todo o gelo formado entre as alhetas e devolver ao permutador de calor as condições iniciais de funcionamento. Ao analisar as curvas, nota-se que a redução na velocidade de ar não é linear, o que reforça a ideia do crescimento não linear do gelo. A partir de uma certa quantidade de gelo formado no alhetado, a redução torna-se significativa. Percebe-se também que quando o ambiente é mais quente e húmido (classe climática n.º 6), a redução é ainda mais drástica.

A Fig. 50 mostra a variação da perda de carga diferencial antes e após o banco de ventiladores. A perda de carga do ar é mais intensa na classe climática n.º 6 do que na

classe n.º 3, o que justifica a redução mais drástica na velocidade de ar nesta classe. Antes da descongelação ocorrer, a diferença de pressão do ar varia entre 28,5 e 29,0 Pa para a classe climática n.º 6 e entre 27,0 e 27,5 Pa para a classe climática n.º 3. Tais conclusões comprovam que a maior quantidade de gelo formado na classe climática n.º 6 é responsável por um aumento considerável na resistência à circulação de ar entre as alhetas devido à diminuição da área livre para escoamento.

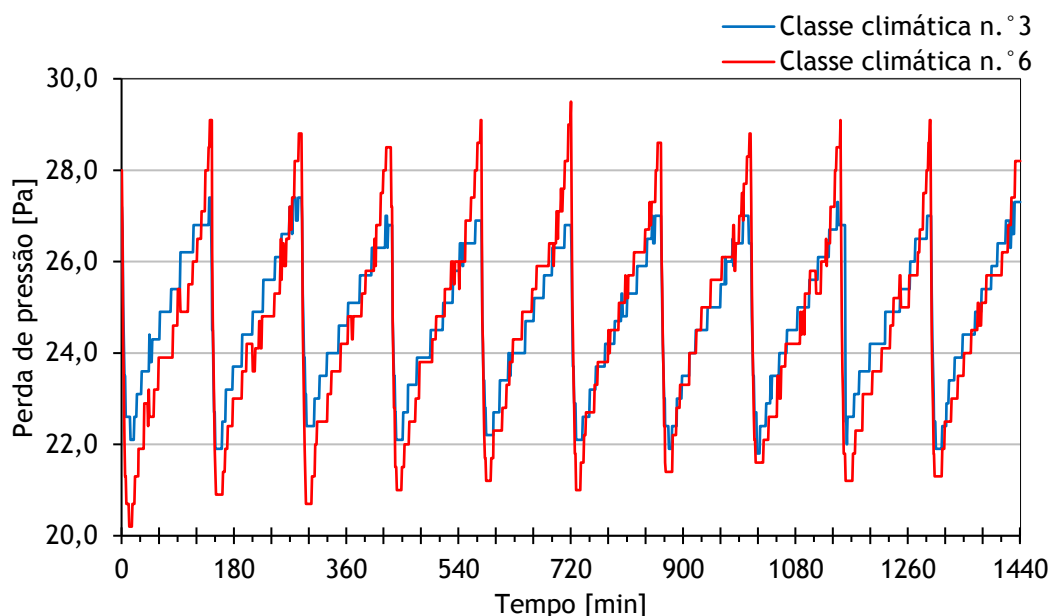


Fig. 50 - Variação da diferença de pressão do ar antes e após os ventiladores nos EE01 - classe climática n.º 3 e EE02 - classe climática n.º 6.

A redução na velocidade do ar é o principal fator na perda da capacidade de refrigeração do equipamento no decorrer do período de operação, seguida das propriedades isolantes do gelo que minimizam a transferência de calor. A Fig. 51 mostra a gama de variação do caudal de ar circulante no expositor pós e pré descongelação. No Anexo A é apresentada a Tabela A.3 com os resultados detalhados.

Quando o equipamento opera na condição climática n.º 6, a redução média no caudal de ar circulante do início do período de operação até início da descongelação é de 66% enquanto que na classe climática n.º 3 a redução média é de 33%.

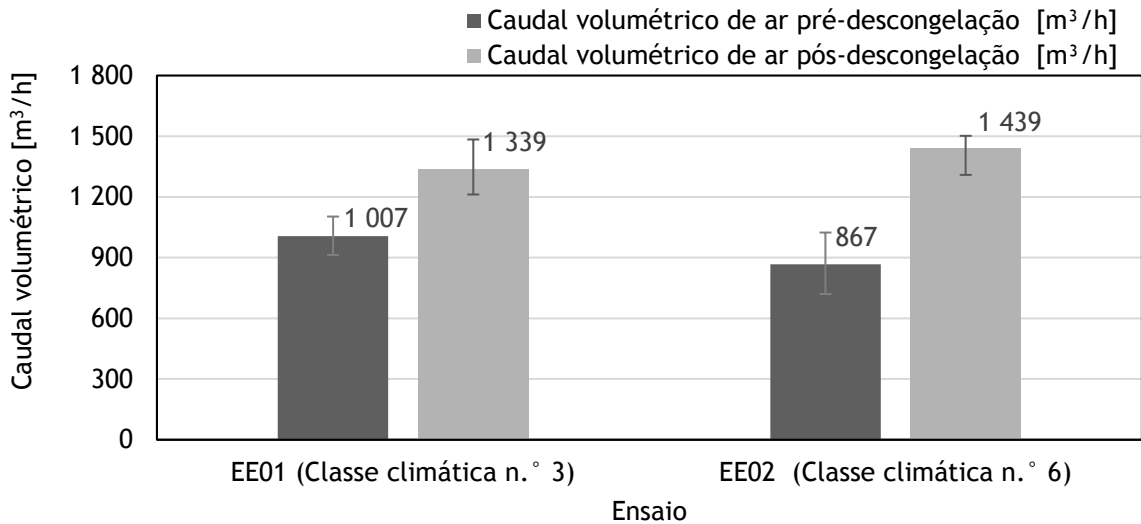


Fig. 51 - Valores médios do caudal volumétrico de ar no expositor nos EE01 - classe climática n.º 3 e EE02 - classe climática n.º 6.

#### 4.2.1.4. Influência da formação de gelo nas temperaturas médias do ar

A formação de gelo no decorrer do tempo de operação também tem influência direta na transferência de calor dos evaporadores. As Fig. 52 e Fig. 53 apresentam os valores das temperaturas médias de entrada e de saída do ar no evaporador juntamente com o diferencial entre elas respectivamente para as classes climáticas n.º 3 e n.º 6. Percebe-se que, quanto mais próximo do momento da descongelção, mais elevado é o valor da temperatura média do ar circulante e maior é a diferença entre as temperaturas médias de entrada e de saída do ar do evaporador. Após a descongelção e o período de recuperação de temperatura, a condição do ar é mais fria e a diferença entre as temperaturas médias de entrada e de saída do ar do evaporador é menor. Logo, com o evaporador livre da incrustação de gelo, a eficiência da transferência de calor é máxima e quando as superfícies das alhetas estão cobertas superficialmente de gelo a eficiência é menor.

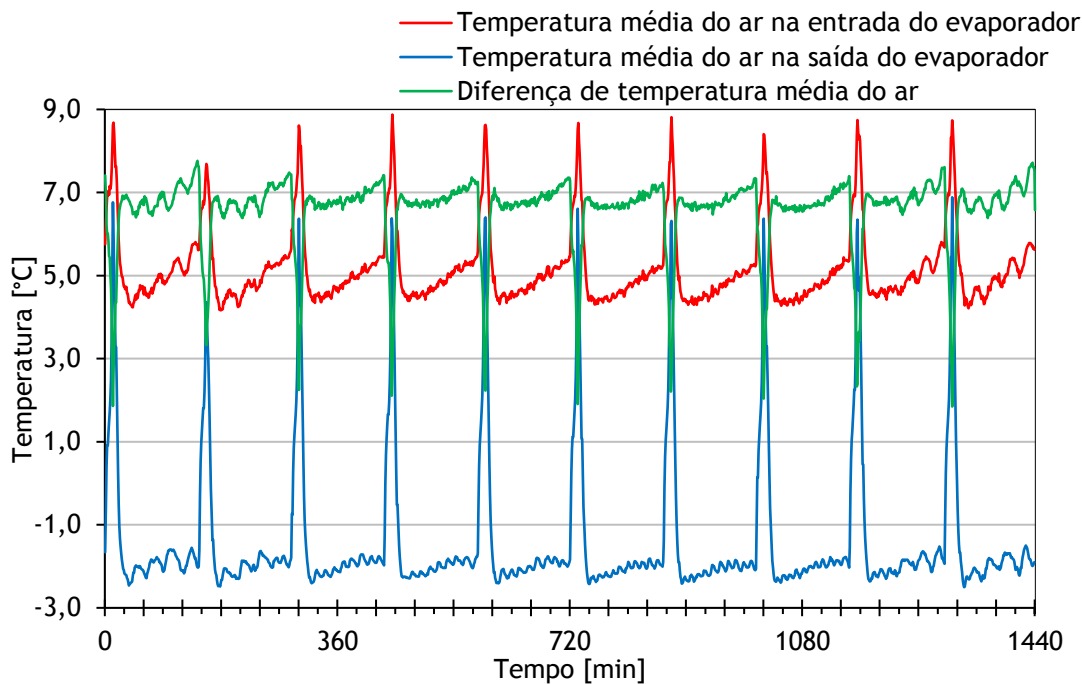


Fig. 52 - Variação da diferença de temperatura média do ar para o EE01 - classe climática n.º 3.

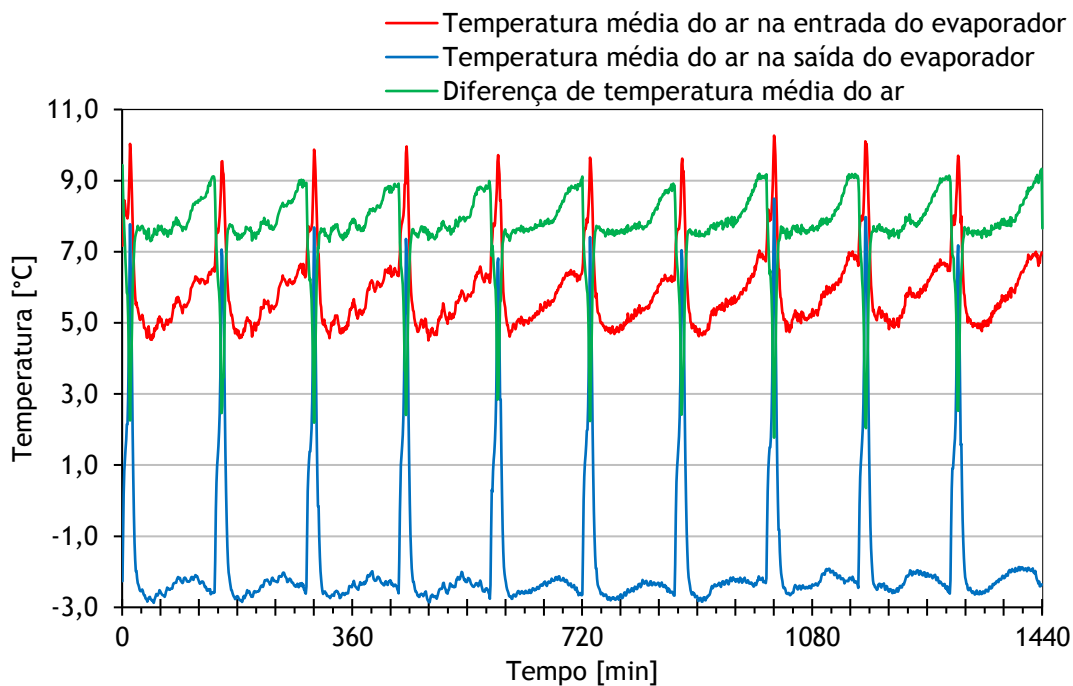


Fig. 53 - Variação da diferença de temperatura média do ar para o EE02 - classe climática n.º 6.

O valor da temperatura média de saída do ar do evaporador é menor para a classe n.º 6. Esta situação deve-se ao facto das diferentes parametrizações para manutenção da temperatura máxima do simulador de produto dentro do limite previsto em norma técnica de testes. É necessária uma capacidade maior de proteção do espaço refrigerado quando a condição climática é mais adversa. Esta maior proteção é atingida reduzindo a temperatura do ar insuflado de forma que a temperatura do ar na entrada do permutador de calor não seja muito mais elevada do que quando o ambiente externo estiver mais quente e húmido.

Com a formação de gelo ao longo do tempo, percebe-se um aumento na diferença de temperatura média entre o ar que entra e sai do evaporador devido à diminuição do caudal de ar circulante no expositor. Esta situação implica uma perda na capacidade de refrigeração do permutador de calor e também uma redução da eficiência da cortina de ar que passa a permitir que uma maior quantidade de ar externo seja recirculado pelos ventiladores. Deste modo, aumenta a temperatura média de entrada do ar no evaporador e conseqüentemente favorece a formação de gelo entre as alhetas. Tal facto também se deve à perda de capacidade do permutador de calor devido ao menor caudal de ar circulante. Percebe-se um aumento substancial no diferencial de temperatura entre o ar que entra e sai do evaporador quando a temperatura e humidade do ar ambiente são mais elevadas (classe climática n.º 6). Como a camada de gelo formada é mais espessa, a resistência à transferência de calor é significativamente aumentada, dificultando a ocorrência do fenómeno da condução/convecção térmica de calor entre os fluidos. A temperatura média de saída do ar do evaporador começa a reduzir ao final do período de operação sob a classe climática n.º 6, sendo um indicador de uma grande diminuição no caudal de ar circulante que permite que o evaporador mesmo em condições adversas (devido à acumulação de gelo) consiga arrefecer o ar mais do que normalmente faria, uma vez que, a temperatura média de entrada já está mais elevada do que em condições de evaporador limpo.

A Fig. 54 apresenta as temperaturas médias do ar em dois momentos distintos: antes da descongelação da serpentina e após o período de recuperação de temperatura. No Anexo A são apresentadas as tabelas com os resultados detalhados, respetivamente Tabela A.4 e Tabela A.5.

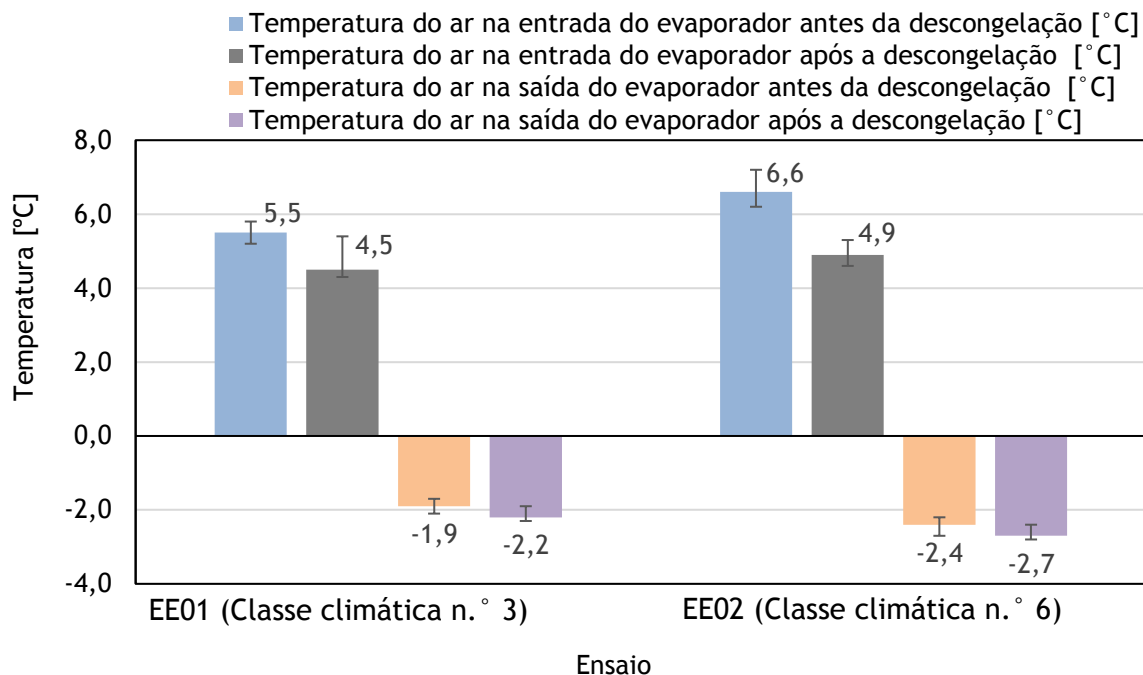


Fig. 54 - Temperaturas médias do ar no evaporador nos EE01 - classe climática n.º 3 e EE02 - classe climática n.º 6

Em valores, para a classe climática n.º 3, a diferença de temperatura média do ar entre entrada e saída do evaporador é inicialmente 6,7°C chegando a 7,4°C no final do período de funcionamento. Na classe climática n.º 6, a diferença de temperatura média é inicialmente 7,6°C alcançando 9,0°C. Vale salientar que a diferença de temperatura média do ar entre entrada e saída do evaporador para a classe climática n.º 6 é maior, devido à diferente regulação do sobreaquecimento útil que aumentou a capacidade de refrigeração do evaporador quando o clima se tornou mais adverso, de modo a manter a temperatura máxima de produto dentro dos limites prescritos.

Observa-se que, na classe climática n.º 6, após o período de descongelação e recuperação, os valores da temperatura média de ar na entrada e saída do evaporador são respetivamente 0,4°C superiores e 0,5°C inferiores aos obtidos para a classe climática n.º 3, considerando a manutenção da mesma temperatura de simuladores de produto, ou seja, para atingir o mesmo grau de proteção na cortina de ar. Esse é um dado relevante como critério de projeto para dimensionamento de evaporadores para operar em ambientes equivalentes à classe climática n.º 6. Sabendo que, na maioria dos casos, já existe um evaporador dimensionado para trabalhar na classe climática n.º 3, a

comparação e correto dimensionamento ou regulação do equipamento para a nova classe climática fica facilitada a partir da análise dos dados apresentados.

#### 4.2.1.5. Carga térmica

A carga térmica foi determinada com base nos dois modelos matemáticos apresentados no Capítulo 4 e nos resultados experimentais.

Modelo matemático do fluido refrigerante: Foi chamado de modelo matemático do fluido refrigerante o conjunto de equações relacionadas com as propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante, ou seja, do lado interno do permutador de calor (Equações 1 a 7). Este é o modelo mais simples e sugerido pela norma técnica ISO 23953 (2005) para homologação destes equipamentos. Os resultados obtidos são apresentados na Fig. 55 e Fig. 56. No Anexo A é apresentada a Tabela A.6 com os resultados detalhados.

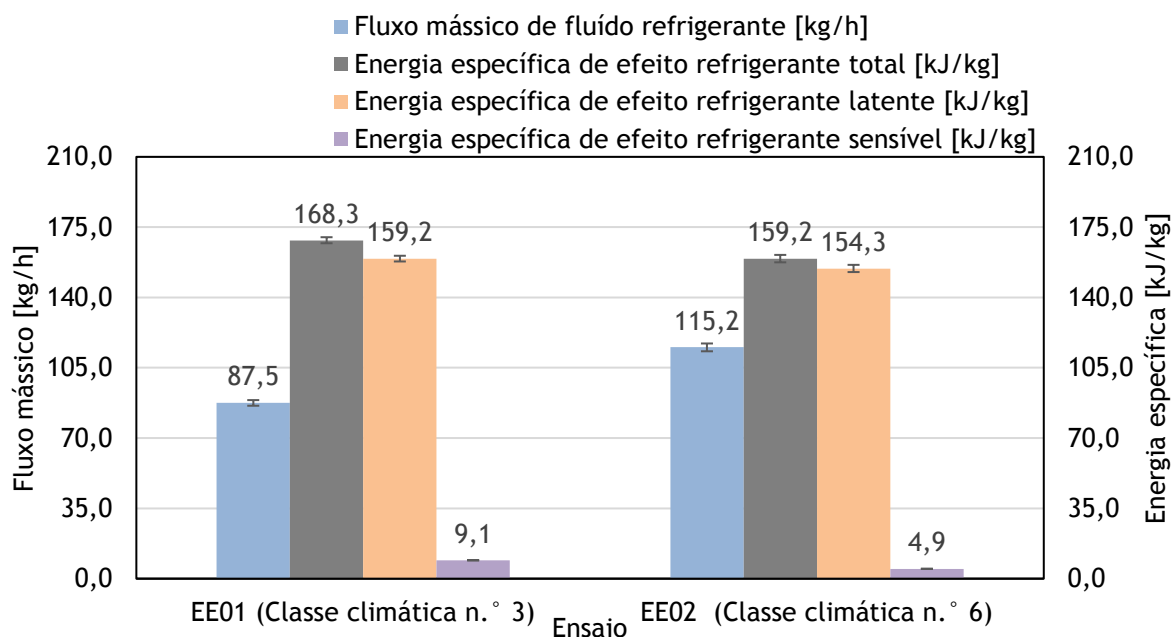


Fig. 55 - Fluxo mássico e energia específica de efeito refrigerante experimental do equipamento do lado do fluido refrigerante nos EE01 - classe climática n.º 3 e EE02 - classe climática n.º 6.

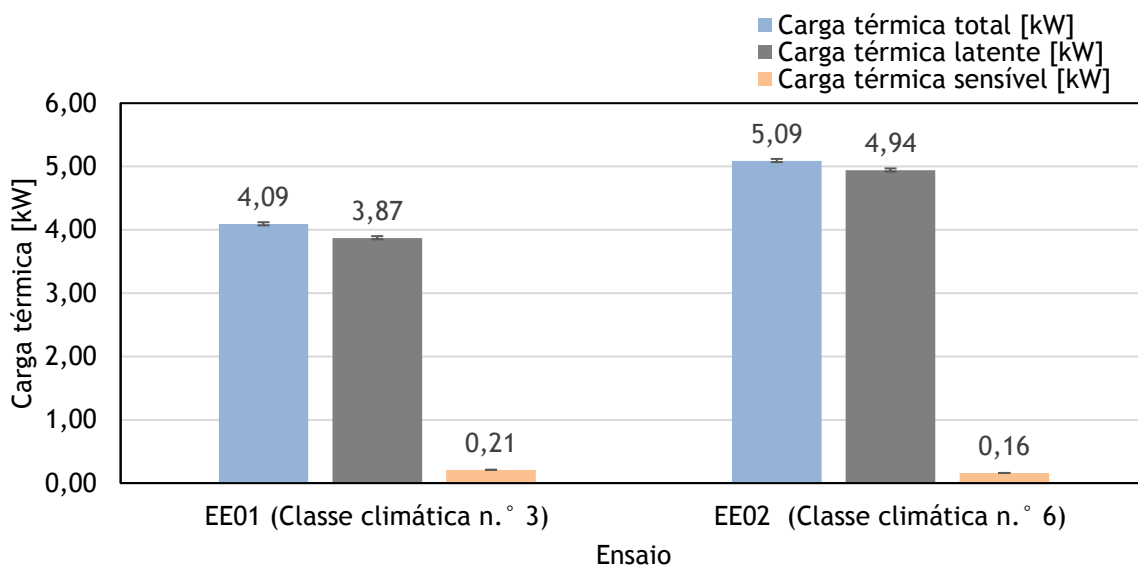


Fig. 56 - Carga térmica experimental do equipamento do lado do fluido refrigerante nos EE01 - classe climática n.º 3 e EE02 - classe climática n.º 6.

De acordo com as medições e cálculos realizados, a carga térmica do equipamento aumentou 25% da classe climática n.º 3 para a classe climática n.º 6. Fica claro também que aproximadamente 96% da carga térmica total é latente devido a evaporação do fluido refrigerante, sendo os 4% restantes devido ao sobreaquecimento útil que acontece ainda dentro do evaporador.

Modelo matemático do ar: Foi desenvolvido o modelo matemático do ar com equações relacionadas às propriedades psicrométricas do ar e à transferência de calor e de massa (Equações 8 a 40). Trata-se de um modelo com maior complexidade devido à maior necessidade de dados experimentais e, portanto mais suscetível a imprecisões. As informações relevantes a esta pesquisa são adquiridas com base neste modelo matemático, que deve ser validado com base na comparação dos resultados obtidos com o modelo matemático do fluido refrigerante. Os resultados obtidos são apresentados nas Fig. 57, Fig. 58 e Fig. 59. No Anexo A é apresentada a Tabela A.7 com os resultados detalhados.

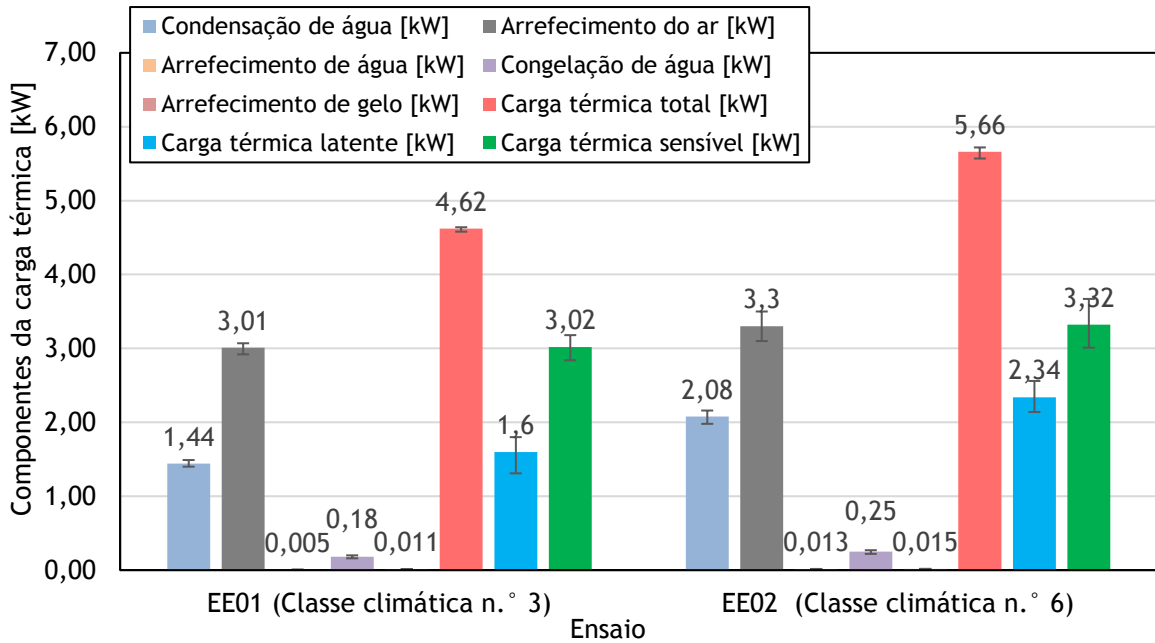


Fig. 57 - Carga térmica experimental do equipamento do lado do ar nos EE01 - classe climática n.º 3 e EE02 - classe climática n.º 6.

Os resultados experimentais utilizando o modelo matemático do lado do ar demonstram que o aumento da carga térmica devido à alteração da classe climática n.º 3 para a classe climática n.º 6 foi de 22%. Na classe climática n.º 3, a carga térmica devido ao calor latente (condensação e congelação da água) representa aproximadamente 35% da carga térmica total, sendo os 65% restantes devido ao calor sensível de arrefecimento do ar, da água e do gelo. O calor latente devido à congelação do gelo representa apenas 4% do total e o calor sensível devido ao arrefecimento da água e do gelo representa apenas 0,3% do total. Na classe climática n.º 6, a carga térmica devido ao calor latente representa 41% da carga térmica total, sendo os 59% restantes devido ao calor sensível de arrefecimento do ar, da água e do gelo. O calor latente devido à congelação do gelo representa apenas 4% do total e o calor sensível devido ao arrefecimento da água e do gelo representa apenas 0,5% do total.

Ao comparar os dois métodos percebe-se que os resultados obtidos pelo modelo matemático do lado do ar apresenta resultados aproximadamente 12% superiores ao modelo do fluido refrigerante que é mais preciso e confiável devido à consideração de menos variáveis físicas, aos menores erros experimentais e as menores simplificações de

cálculo. Porém, em valores percentuais, os resultados obtidos foram próximos uma vez que com a alteração da classe climática foram registados aumentos de 25% na carga térmica total no lado do fluido refrigerante e de 22% no lado do ar.

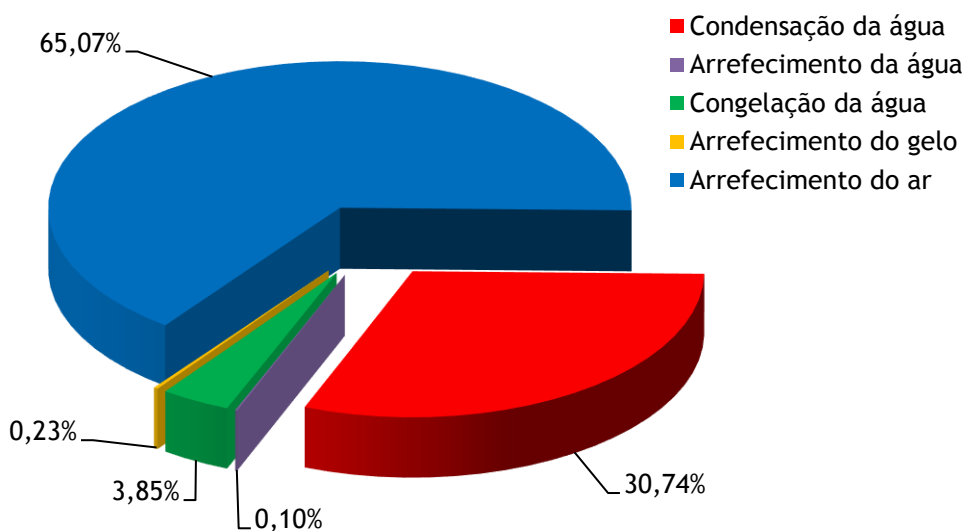


Fig. 58 - Distribuição da carga térmica para EE01 - classe climática n.º 3.

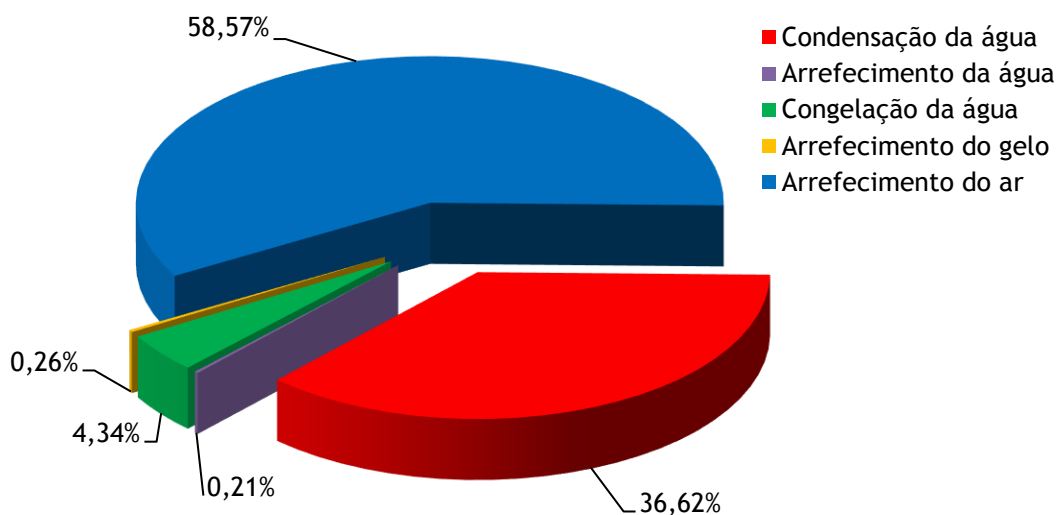


Fig. 59 - Distribuição da carga térmica EE02 - classe climática n.º 6.

#### 4.2.1.6. Nota conclusiva

O desempenho de expositores refrigerados verticais abertos mostra-se extremamente dependente do clima no qual está inserido, reduz a quantidade e afeta a distribuição do ar que circula no evaporador, reduz a capacidade de troca térmica e, para manutenção da temperatura de exposição dos produtos, deve-se alterar a temperatura na descarga de ar (Heidinger *et al.*, 2013; Gaspar & Silva, 2015). A Tabela 13 mostra em termos globais esse impacto.

Tabela 13. Comparação expositores verticais abertos em função da classe climática nos EE01 - classe climática n.º 3 e EE02 - classe climática n.º 6.

	Classe climática		Variação [%]
	n.º 3	n.º 6	
Temperatura média de bolbo seco [°C]	25,0	27,0	-
Humidade Relativa [%]	60,0	70,0	-
Vapor de água [g <sub>w</sub> /kg <sub>air</sub> ]	12,0	15,8	32
Entalpia específica [kJ/kg]	55,4	67,2	21
Massa de água condensada total [kg/24h]	49,0	72,0	47
Carga latente sobre carga total de refrigeração [%]	35,0	41,0	21
Carga térmica total [kW/m]	1,85	2,26	22

Para avaliar as diferenças e impactos do desempenho de expositores refrigerados quando testados em laboratório e em campo, Mousset & Libsig (2011) formularam para calcular a carga térmica em expositores verticais abertos em função da entalpia específica da condição de referência (classe climática n.º 3) e da condição de operação X.

$$\dot{Q}_{CLX} = \dot{Q}_{CL3} \cdot \frac{i_{CLX}}{i_{CL3}} \quad (42)$$

Aplicando a fórmula, conclui-se que, a carga térmica na classe climática n.º 6 deve em 21% superior à obtida na classe climática n.º 3. Os resultados dos testes realizados

mostram um aumento de 25% na carga térmica utilizando o modelo matemático do lado gás e 22% com modelo matemático do lado ar. Portanto, os resultados obtidos apresentam coerência com a formulação matemática de Mousset & Libsig (2011).

Para garantir a mesma qualidade de frio em condições climáticas diferentes, deve-se parametrizar o equipamento de forma diferenciada. De contrário, temperaturas não adequadas serão obtidas nos produtos expostos.

#### 4.2.2. Influência da distribuição de alhetas no evaporador do expositor refrigerado aberto de média temperatura

Esta seção tem por finalidade realizar a comparação dos resultados dos ensaios experimentais EE01, EE03 e EE04 com o intuito de analisar o impacto da distribuição das alhetas no evaporador em um expositor refrigerado vertical aberto. Na Tabela 14 encontram-se descritas as características dos ensaios. O parâmetro que sofre alteração é a configuração geométrica do evaporador, em que o *evaporador 1* possui alhetas uniformes com espaçamento entre alhetas de 10,0 mm. O *evaporador 2* possui na região de entrada do ar (metade da largura do evaporador), alhetas com passo de 7,5 mm, enquanto que na região de saída foi considerado um passo duplo, isto é, 15,0 mm. O *evaporador 3* inverte a disposição do espaçamento entre alhetas do *evaporador 2*, ou seja, possui na região de entrada do ar (metade da largura do evaporador), alhetas com passo duplo de 15,0 mm, e na região de saída um passo de 7,5 mm. O fluxo de fluido refrigerante ocorre em corrente cruzada com o fluxo de ar, ou seja, a entrada do fluido refrigerante ocorre no ponto de saída do ar do evaporador e, vice-versa. Note-se também que a região de sobreaquecimento do fluido refrigerante é na saída do evaporador, portanto o *evaporador 2* possui alhetas mais próximas e o *evaporador 3* alhetas mais espaçadas nesta região. A distribuição e passo entre alhetas dos diferentes evaporadores são apresentadas nas Fig. 60, Fig. 61, Fig. 62.

Tabela 14. Descrição dos EE01, EE03 e EE04.

EE	Expositor	Temperatura	Classe climática	Evaporador	Ventiladores	Fresta
01	Aberto	Média	3 (25° C/60%)	1	Eletromagnéticos	XX
03	Aberto	Média	3 (25° C/60%)	2	Eletromagnéticos	XX
04	Aberto	Média	3 (25° C/60%)	3	Eletromagnéticos	XX

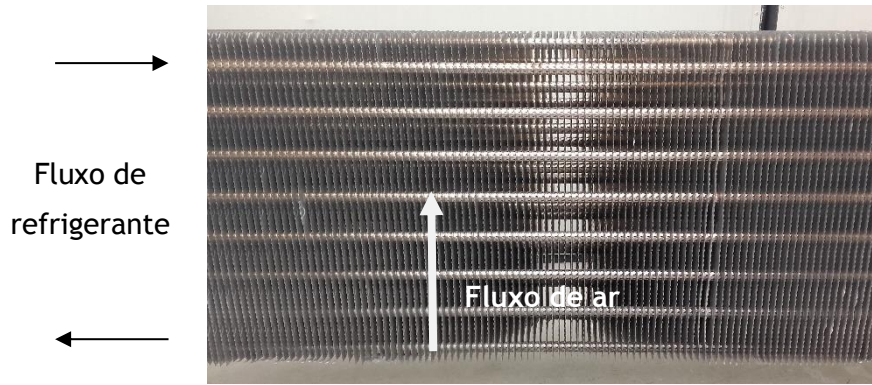


Fig. 60 - Evaporador 1: alhetas com passo uniforme,  $S_F = 10$  mm.

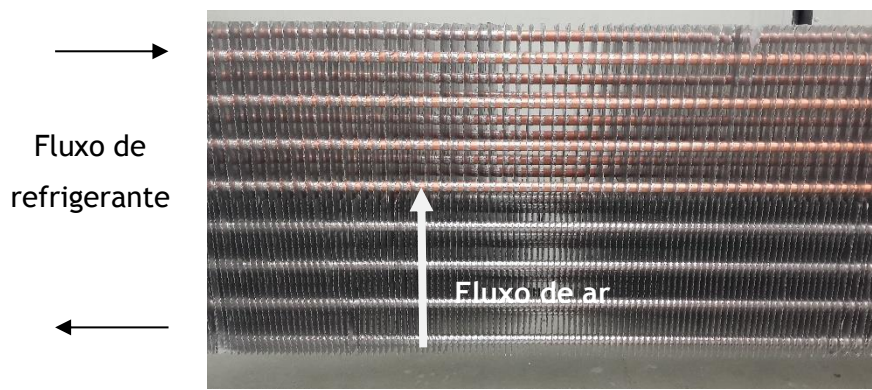


Fig. 61 - Evaporador 2: alhetas com passo diferenciado,  $S_F = 7,5$  mm / 15 mm.

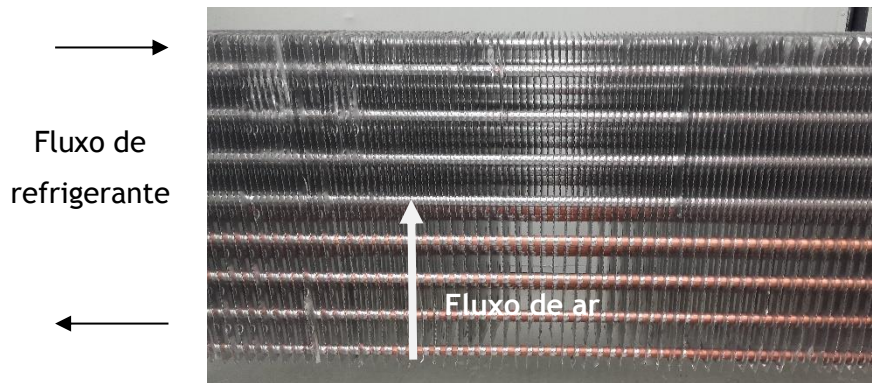


Fig. 62 - Evaporador 3: alhetas com passo diferenciado,  $S_F = 15$  mm / 7,5 mm.

O fabricante do expositor refrigerado em teste recomenda que sejam realizadas 10 descongelações por dia (1440 minutos), cada uma com duração de 12 minutos, ou seja, o tempo desde o início de uma descongelação até o início da próxima deve ser de 144

minutos. Durante esse período, a velocidade do ar reduz-se gradualmente devido à acumulação de gelo entre as alhetas do evaporador, assim como a eficiência da troca térmica devido às propriedades termofísicas isolantes do gelo. Por isso, são necessários os períodos de descongelação para retomar às condições iniciais de velocidade do ar e transferência de calor. Portanto, conclui-se, que quanto menos gelo houver na superfície do evaporador, melhor será o desempenho global do expositor, desde que as temperaturas dos produtos sejam mantidas dentro dos padrões exigidos pela segurança alimentar.

Os três evaporadores possuem a mesma área de troca térmica e o mesmo número de tubos. A análise será focada na influência dos diferentes evaporadores no que diz respeito formação de água e gelo, temperaturas, carga térmica e tempo de operação antes que ocorra o bloqueio do caudal de ar.

#### ***4.2.2.1. Influência da formação de gelo nas temperaturas médias do ar***

A eficiência do expositor refrigerado foi medida de acordo com a variação da diferença de temperatura média do ar à entrada e saída do evaporador relativamente à condição sem formação de gelo significativa (após descongelação e período de recuperação de temperatura). Neste ensaio experimental, as descongelações foram canceladas, ou seja, a refrigeração funcionou até que o caudal do ar fosse completamente bloqueado pelo gelo formado entre as alhetas do evaporador. Quanto maior a variação da diferença de temperatura média do ar em função do tempo, pior será a eficiência do expositor, visto que este facto está associado à redução do fluxo de ar em função da formação de gelo e maior deficiência da proteção imposta pela cortina de ar. A redução do fluxo de ar promove um maior valor da temperatura de entrada do ar no evaporador que, por sua vez consegue promover uma maior diferença de temperatura entre entrada e saída do ar no evaporador. Porém, é uma condição não desejável, uma vez que é consequência da menor proteção promovida pela cortina de ar. A Fig. 63 apresenta os resultados deste teste.

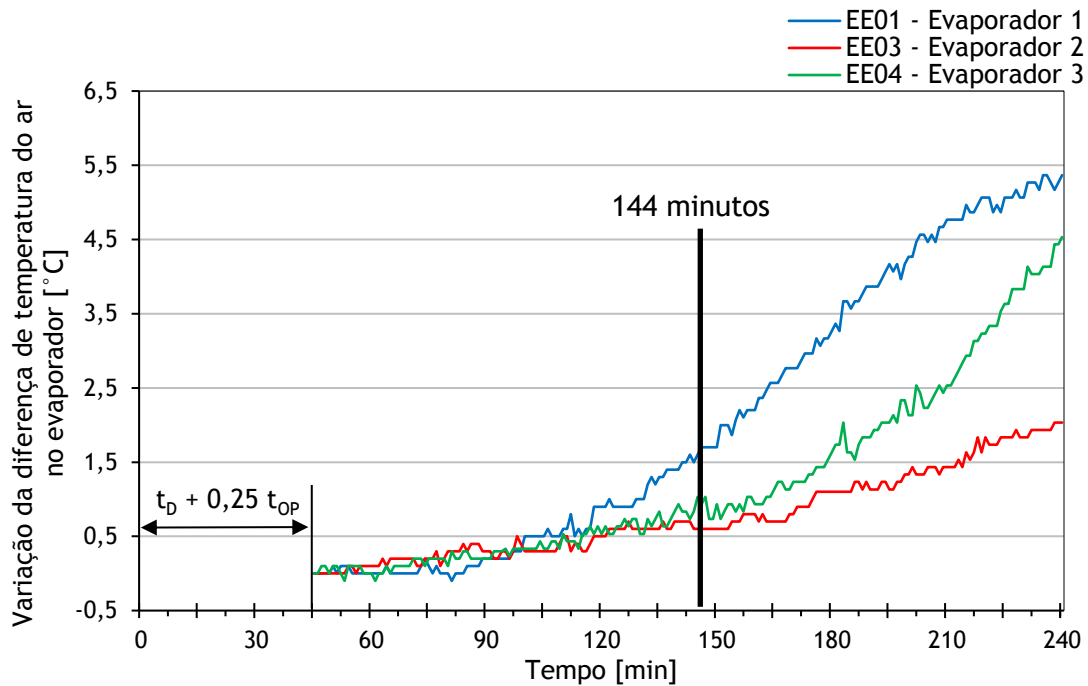


Fig. 63 - Variação da diferença de temperatura média do ar entre entrada e saída do ar do evaporador para os ensaios experimentais EE01, EE03 e EE04.

O *evaporador 2* possui a distribuição de alhetas que propicia a menor taxa de diminuição da eficiência do expositor em função do tempo. Até os 120 minutos, os desempenhos de todos são similares. Após os 120 minutos e até os 144 minutos, os *evaporadores 2 e 3* possuem desempenhos similares, porém o *evaporador 2* propicia em um expositor mais eficiente após os 144 minutos. O *evaporador 1* apresenta o expositor com menor eficiência após os 120 minutos. De acordo com ASHRAE (2010), o expositor deve estar em regime estável de operação, ou seja, recuperado das oscilações de temperatura devido à descongelação após 25% do tempo de operação, que corresponde ao minuto 45 do ensaio experimental. Em 144 minutos, o expositor com o *evaporador 1* apresenta uma diferença de temperatura média do ar entre entrada e saída do evaporador aumentada em  $1,5^{\circ}\text{C}$ , o *evaporador 2* em  $0,6^{\circ}\text{C}$  e o *evaporador 3* em  $0,8^{\circ}\text{C}$ , relativamente ao minuto 45. O valor da temperatura média do ar à saída do evaporador foi diferente em cada uma das configurações de evaporador, e conseqüentemente, reflete-se diretamente no desempenho global do expositor. O evaporador que propicia a temperatura média do ar de insuflação mais baixa é o que melhor absorve o calor do ar circulante no expositor. A Fig. 64 apresenta as temperaturas médias do ar à saída de cada

um dos evaporadores em 75% do tempo de operação, que é o tempo efetivo de refrigeração. No Anexo A é apresentada a Tabela A.8 com os resultados detalhados.

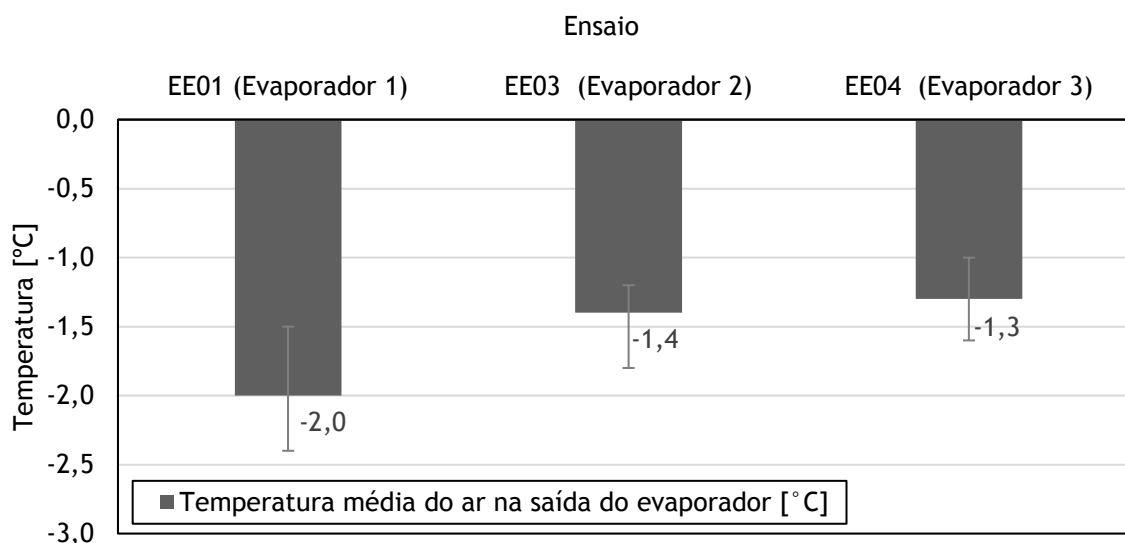


Fig. 64 - Temperatura média do ar de saída do evaporador nas configurações dos evaporadores dos ensaios experimentais EE01, EE03 e EE04.

Apesar dos três evaporadores possuírem a mesma área de troca térmica, as temperaturas médias de saída de ar são diferentes devido à distribuição das alhetas. Os evaporadores 2 e 3 possuem alhetas com duplo passo e, nestes casos, o valor da temperatura média do ar à saída é mais elevado (0,6 °C e 0,7 °C, respectivamente), pois maior parte da troca térmica deve ocorrer em metade do comprimento das alhetas, isto é, em menor tempo. Já no evaporador 1, a troca térmica ocorre homoganeamente ao longo do evaporador, ou seja, existe maior tempo para realização da troca térmica (tempo de residência - *resident time*).

Assim sendo, o evaporador 1 é o que apresenta o melhor desempenho no que diz respeito à temperatura média de operação, porém é o que apresenta o pior desempenho com relação à formação de gelo. Tal facto pode ser explicado devido às temperaturas mais baixas, tanto do ar como das superfícies do evaporador, que propiciam uma maior formação de gelo. Assim, a distribuição das alhetas também afeta a distribuição de gelo e a carga térmica do equipamento como será detalhado nas próximas seções.

#### 4.2.2.2. Condensação e congelamento de água

As diferentes distribuições de alhetas no evaporador propiciam diferentes taxas de formação de gelo. A Fig. 65 e a Fig. 66 apresentam as medições realizadas. No Anexo A são apresentadas as tabelas com os resultados detalhados, respectivamente Tabela A.9 e Tabela A.10.

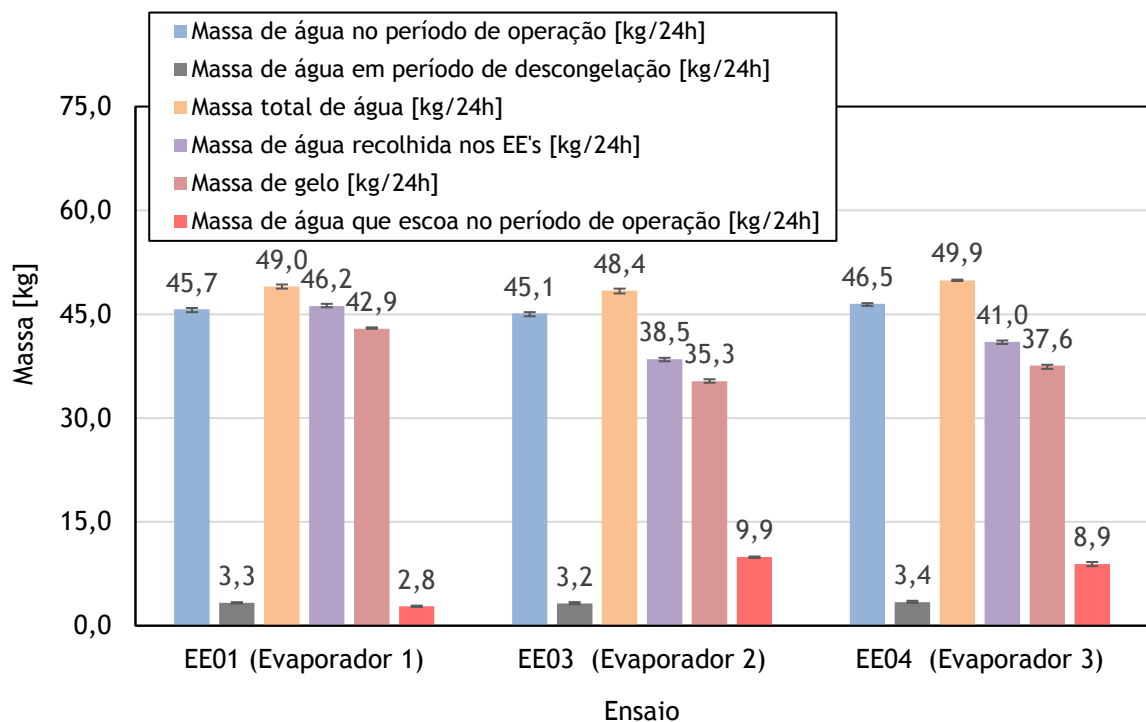


Fig. 65 - Valores absolutos da condensação e congelamento de água nas alhetas das configurações dos evaporadores nos ensaios experimentais EE01, EE03 e EE04.

A massa total de água condensada é similar com os três evaporadores. A diferença reside em que enquanto um evaporador propicia uma maior formação de gelo nas alhetas, outro propicia maior escoamento de água (sem congelar) durante o período de operação.

No *evaporador 1*, com alhetas com espaçamento uniforme, ocorre a maior congelamento de água entre as alhetas ( $m_l = 42,91$  kg/24h) e o menor escoamento de água no período de operação ( $m_{w, Esc} = 2,81$  kg/24h). No *evaporador 2* (com menor espaçamento

entre alhetas na entrada de ar do evaporador) ocorre exatamente o contrário, a menor congelação de água entre as alhetas ( $m_I = 35,28 \text{ kg}/24\text{h}$ ) e maior escoamento de água no período de operação ( $m_{w, Esc} = 9,85 \text{ kg}/24\text{h}$ ).

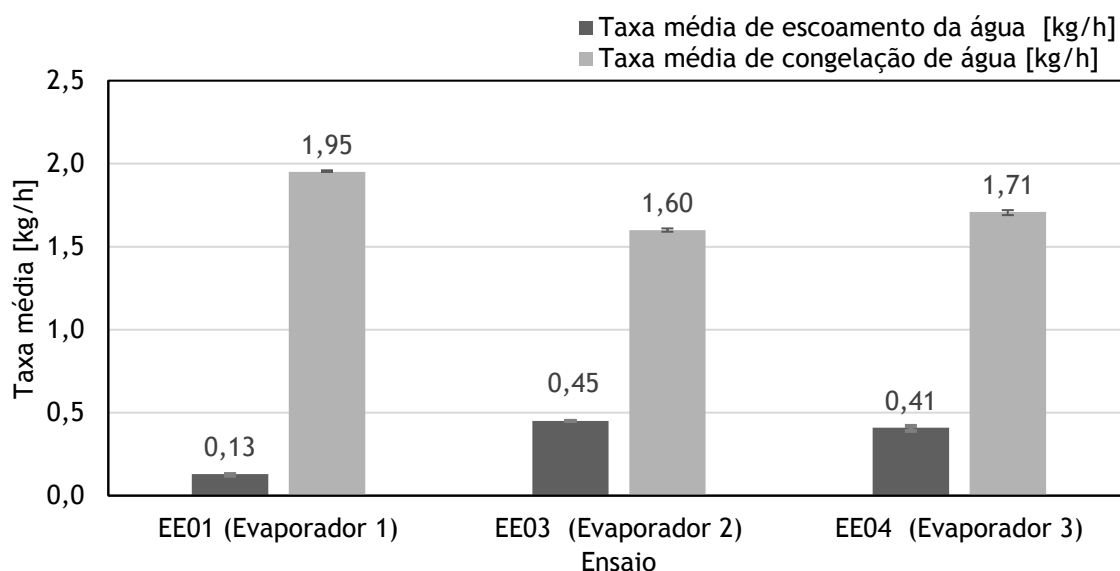


Fig. 66 - Taxa média de escoamento e congelação de água nas alhetas das configurações dos evaporadores nos ensaios experimentais EE01, EE03 e EE04.

O *evaporador 1*, que apresenta a menor temperatura média do ar ( $-2,0^\circ\text{C}$ ) à saída devido à distribuição uniforme de alhetas, é o que apresenta a maior taxa de formação de gelo ( $\dot{m}_I = 1,95 \text{ kg}/\text{h}$ ) e a menor taxa de escoamento de água durante o período de operação.

O *evaporador 2* é o que apresenta a maior taxa de escoamento de água ( $\dot{m}_{Esc} = 0,45 \text{ kg}/\text{h}$ ) e a menor taxa de formação de gelo ( $\dot{m}_I = 1,60 \text{ kg}/\text{h}$ ). Neste caso, as alhetas com menor passo (7,5 mm) estão na região de entrada de ar que opera em temperaturas mais altas do ar e do fluido refrigerante (região de sobreaquecimento) e, portanto, essa é a região onde ocorre condensação de água sem congelação (calor latente de condensação da água). Ainda no *evaporador 2*, a região com alhetas com maior passo (15,0 mm) é onde ocorre a congelação. Todavia, como existem menos alhetas nessa região, a formação de gelo é reduzida em 18 % com relação ao *evaporador 1*.

O *evaporador 3* possui uma taxa de formação de gelo 12% menor que o *evaporador 1* e uma taxa de escoamento de água 9 % menor que o *evaporador 2*. Isto porque, a região de entrada do evaporador (menos propícia à formação de gelo) possui alhetas com passo de 15,0 mm, ou seja, possui a menor área para desumidificação do ar sem congelação. Porém, como a temperatura média do ar ao longo do *evaporador 3* é maior que ao longo do *evaporador 1*, ocorre menos formação de gelo na segunda metade do evaporador.

#### **4.2.2.3. Variação da velocidade do ar**

Com o intuito de verificar a influência da quantidade de gelo formada no caudal médio de ar circulante no expositor, foi determinada a redução percentual da velocidade do ar em função do tempo de operação. Neste ensaio experimental, as descongelações também foram canceladas. Assim foi possível verificar qual a distribuição de alhetas é mais propícia para prolongar o tempo de redução do caudal de ar. A Fig. 67 mostra os resultados da redução percentual da velocidade de ar circulante no evaporador a partir do momento de velocidade máxima ( $t_{vmax}$ ) do ar na saída do evaporador.

O *evaporador 2* possui a distribuição de alhetas que propícia a menor taxa de redução da velocidade ao longo do tempo, devido às alhetas mais espaçadas estarem posicionadas na região de congelação da água. Os *evaporadores 1* e *3* possuem desempenhos similares, porém o *evaporador 1* mostra-se mais eficiente quanto à diminuição da velocidade do ar na segunda hora de funcionamento. Em 144 minutos, o expositor com o *evaporador 1* teve a velocidade do ar reduzida em 45%, o *evaporador 2* em 35% e o *evaporador 3* em 44%.

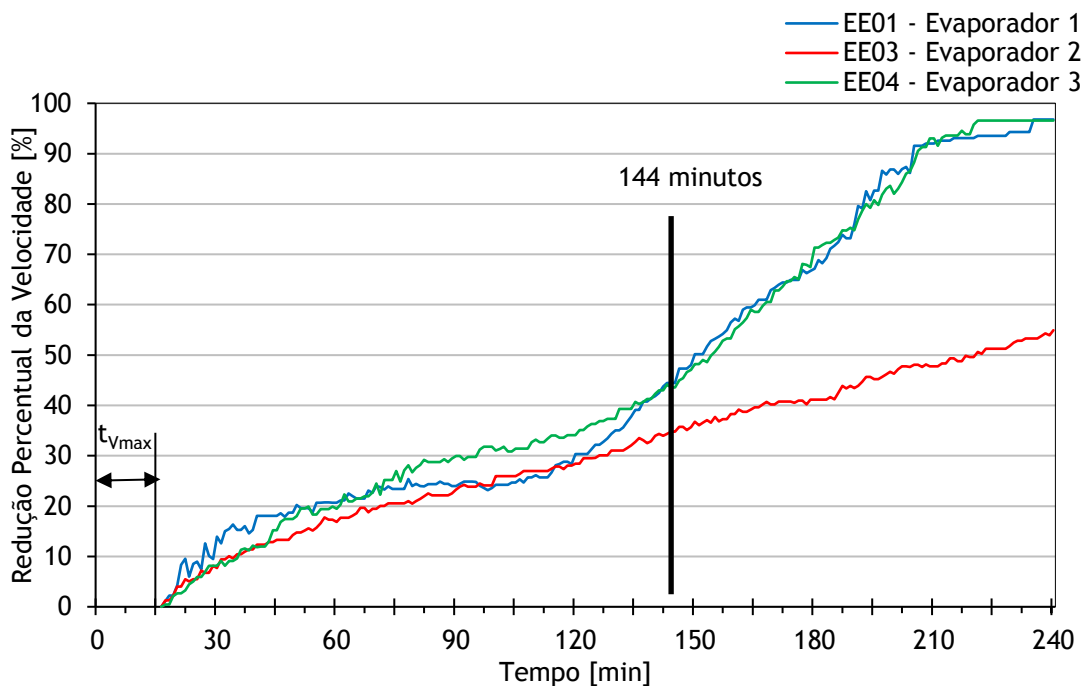


Fig. 67 - Redução percentual da velocidade do ar circulante nas configurações dos evaporadores dos ensaios experimentais EE01, EE03 e EE04.

#### 4.2.2.4. Carga térmica

A carga térmica foi determinada com base no modelo matemático do lado do fluido refrigerante e a sua distribuição percentual determinada com base no modelo matemático do lado do ar. A Fig. 68 detalha as componentes da carga térmica nos ensaios experimentais com diferentes evaporadores. No Anexo A é apresentada a Tabela A.11 com os resultados detalhados.

No EE01 a carga térmica total apresenta o valor mais elevado (4,09 kW), principalmente pelo facto de ser a configuração de evaporador onde ocorre o maior arrefecimento do ar (2,66 kW). No EE03 ocorre a menor carga térmica latente (1,28 kW) e, a menor carga térmica de arrefecimento do ar (2,20 kW). No EE04 ocorre a maior carga térmica latente (1,43 kW), pois existiu muita condensação de água no evaporador.

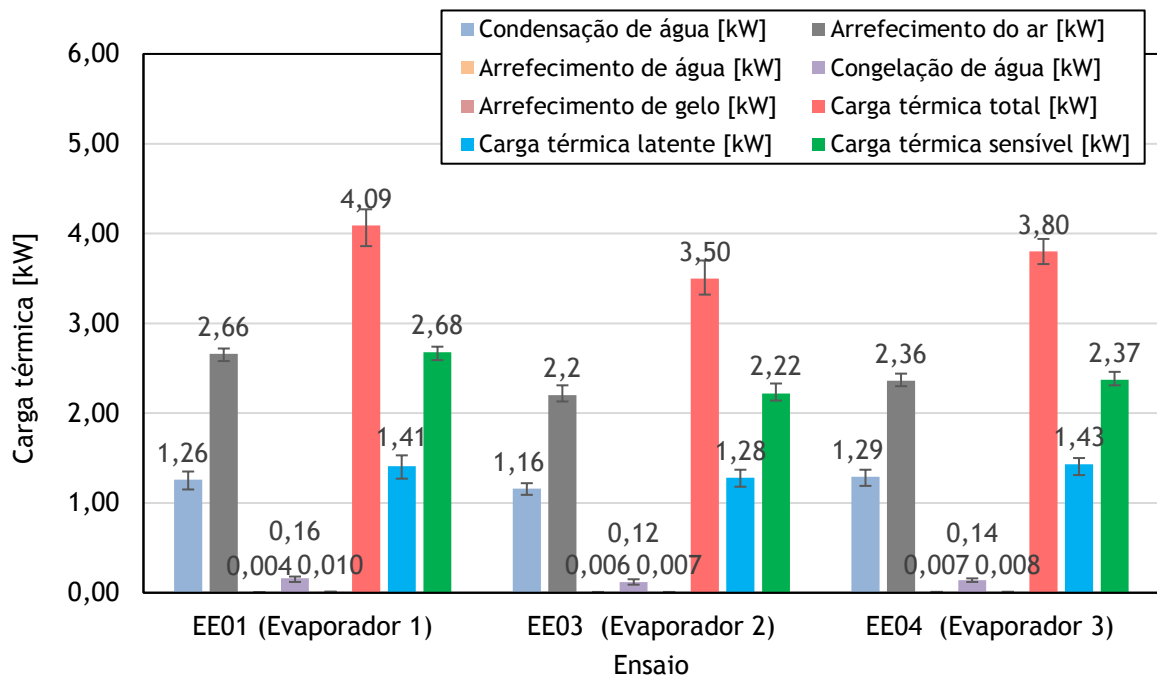


Fig. 68 - Carga térmica e suas componentes nas configurações dos evaporadores dos ensaios experimentais EE01, EE03 e EE04.

#### 4.2.2.5. Nota conclusiva

No EE01 ocorre a maior formação de gelo e a menor taxa de escoamento de água no período de operação. Este ensaio apresenta a maior carga térmica proporcional sensível (arrefecimento do ar), o que explica o facto da temperatura média do ar à saída do evaporador ser a mais baixa. Portanto é a situação em que ocorre maior transferência de calor entre o fluido refrigerante e ar.

O EE03, comparado ao EE01, apresenta uma carga térmica total menor em 14%, uma redução da massa de gelo em 18%, e um aumento da taxa de escoamento de água no período de operação. No entanto, a temperatura média do ar de insuflação é maior que no EE01 devido ao facto da troca térmica entre o fluido refrigerante e o ar não ser eficiente, dada a maior concentração de alhetas numa metade do evaporador, mais precisamente na metade onde se dá a entrada de ar no evaporador.

O EE04 possui a maior carga térmica proporcional latente (condensação e congelação), o que comprova o facto da maior condensação de água nas alhetas. Apresenta os valores intermédios das taxas de escoamento e de congelação de água e a temperatura média do ar à saída apresentou o valor mais elevado, devido à concentração das alhetas numa metade do evaporador (à saída do evaporador) e uma maior taxa de congelação de água entre as alhetas (isolante térmico) do que no EE03.

Conclui-se que ao manter a mesma área de troca térmica, alterando a disposição das alhetas no evaporador com o intuito de reduzir a formação de gelo e condensação de água é eficiente desde que as alhetas tenham a disposição do EE03 com o *evaporador 2*. Porém, a troca térmica entre o fluido refrigerante e o ar é prejudicada devido à necessidade de transferir maior calor numa região concentrada de tubos e alhetas. Assim, não é possível atingir a mesma eficiência de refrigeração aplicando este conceito, ou seja, a qualidade dos produtos expostos será prejudicada.

Portanto, ao utilizar o conceito de alhetas com espaçamento duplo, requer aumentar a área de troca térmica ou reduzir a velocidade de passagem do ar para garantir o mesmo desempenho de refrigeração.

#### **4.2.3. Influência da condição ambiente no desempenho do expositor vertical fechado de média temperatura**

Esta seção tem por finalidade comparar os resultados dos ensaios EE05 a EE12 com o intuito de avaliar o impacto da condição ambiental num expositor refrigerado vertical fechado.

Os testes experimentais caracterizados na Tabela 15, permitem avaliar o desempenho do expositor refrigerado fechado em diferentes condições de ar ambiente, com diferentes motores dos ventiladores, e com e sem fresta entre as portas. As comparações baseiam-se em termos de carga térmica total, potência consumida pelo compressor, temperatura média do ar na grelha de insuflação (descarga de ar), temperatura média do ar na grelha de aspiração (retorno de ar), fator de interação térmica (*thermal entrainment factor*), temperatura dos simuladores de produto e massa total de água condensada nas alhetas do evaporador.

Tabela 15. Descrição das características dos ensaios experimentais EE05 a EE12.

EE	Expositor	Temperatura	Classe climática	Evaporador	Ventiladores	Fresta
05	Fechado	Média	3 (25° C/60%)	4	Eletromagnéticos	Sim
06	Fechado	Média	3 (25° C/60%)	4	Eletromagnéticos	Não
07	Fechado	Média	6 (27° C/70%)	4	Eletromagnéticos	Sim
08	Fechado	Média	6 (27° C/70%)	4	Eletromagnéticos	Não
09	Fechado	Média	3 (25° C/60%)	4	Eletrônicos	Sim
10	Fechado	Média	3 (25° C/60%)	4	Eletrônicos	Não
11	Fechado	Média	6 (27° C/70%)	4	Eletrônicos	Sim
12	Fechado	Média	6 (27° C/70%)	4	Eletrônicos	Não

A Fig. 69 compara a evolução das temperaturas dos simuladores de produto nos ensaios experimentais.

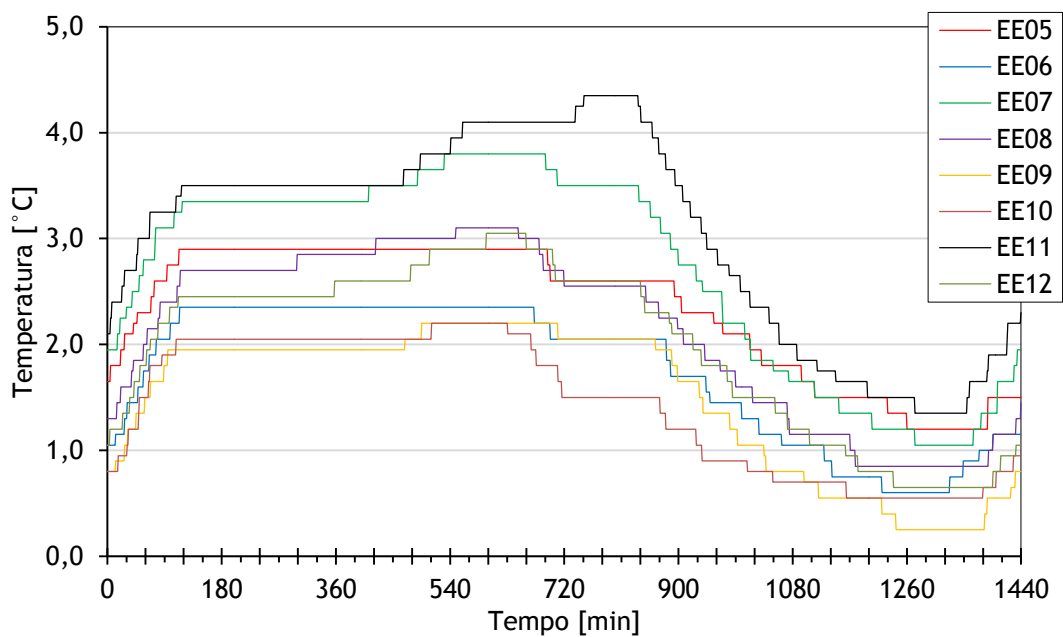


Fig. 69 - Temperatura dos simuladores de produto nos ensaios exp. EE05 a EE12.

O valor instantâneo da temperatura de produto mais baixa foi de  $0,3^{\circ}\text{C}$  e ocorreu no EE09 e que o valor instantâneo mais elevado foi de  $4,4^{\circ}\text{C}$  no EE11, ambas com motores dos ventiladores eletrônicos, porém em classes climáticas diferentes, e com e sem fresta entre as portas, respectivamente.

A Fig. 70 e Fig. 71 apresentam a evolução das temperaturas médias do ar nas grelhas de insuflação,  $T_{\text{Ins}}$ , e de retorno de ar,  $T_{\text{Ret}}$ . Os valores instantâneos mínimos da temperatura de insuflação ( $-3,0^{\circ}\text{C}$ ) e de retorno de ar ( $-1,6^{\circ}\text{C}$ ) ocorreram no EE10 e os valores de temperatura máxima de insuflação ( $0,0^{\circ}\text{C}$ ) e de retorno de ar ( $3,8^{\circ}\text{C}$ ) ocorreram no EE11 (sem considerar os picos de descongelação).

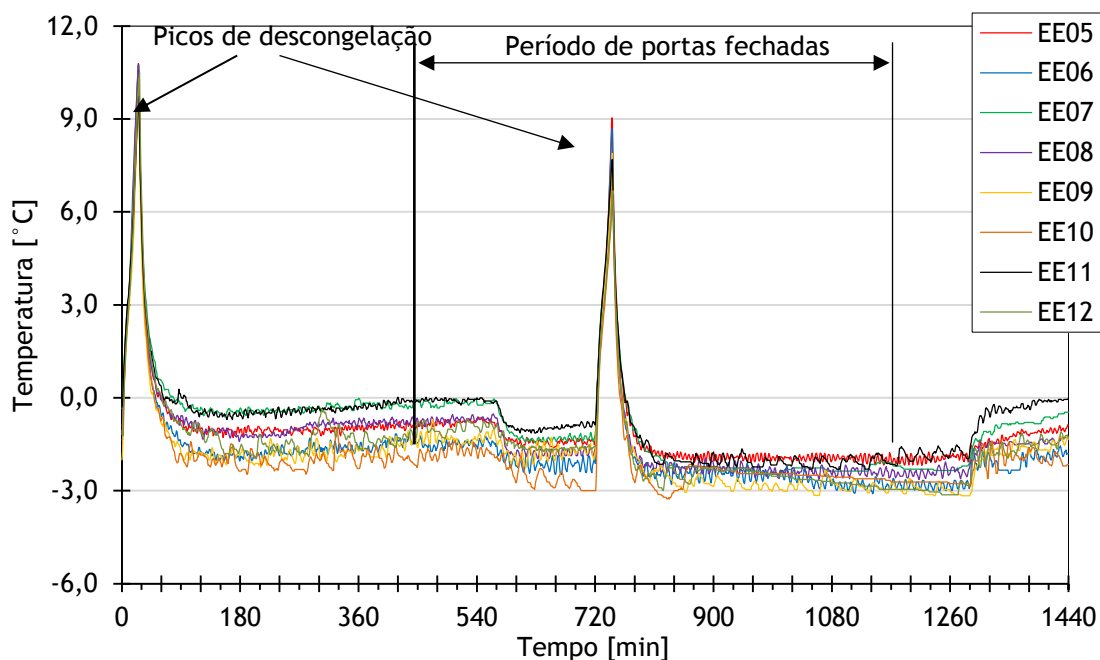


Fig. 70 - Evolução da temperatura média do ar na grelha de insuflação (descarga de ar) nos ensaios experimentais EE05 a EE12.

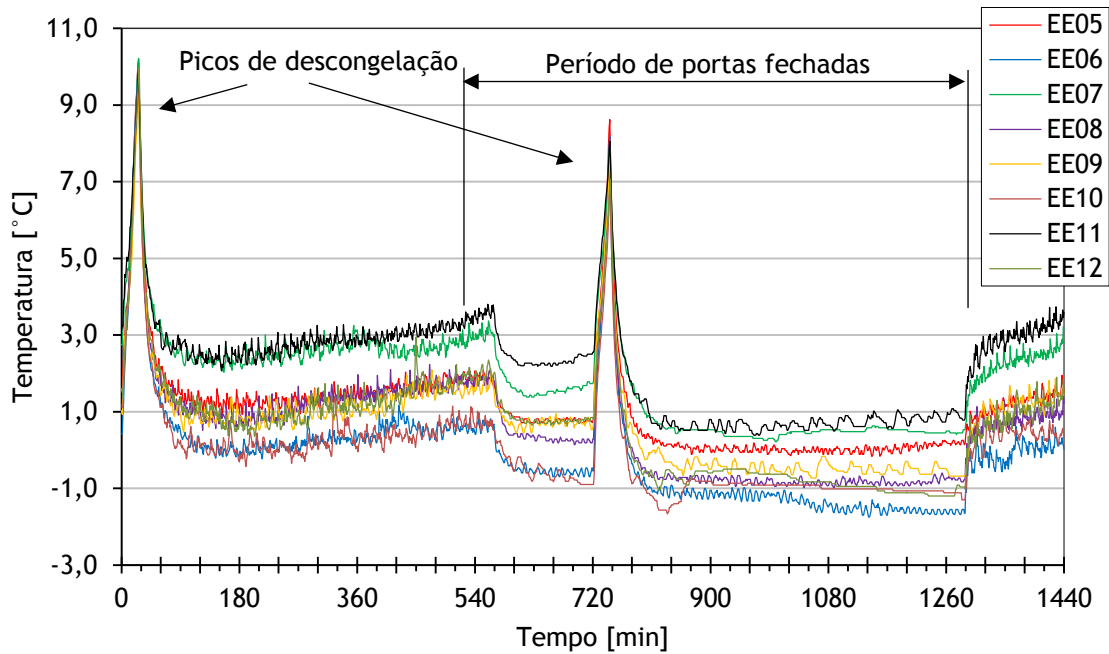


Fig. 71 - Evolução da temperatura média do ar na grelha de aspiração (retorno de ar) nos ensaios experimentais EE05 a EE12.

Conforme detalhado na Fig. 70 e na Fig. 71, os ensaios experimentais em expositores verticais com portas podem ser divididos em duas etapas distintas, cada uma com duração de 12 horas: o período com abertura de portas e o período sem abertura de portas. O período com abertura de portas simula a operação, quando existem consumidores a comprar ou colaboradores a repôr mercadorias. O período de portas fechadas, em geral, simula períodos noturnos onde não existem pessoas a interagir com o expositor. Portanto, a tendência das curvas de temperatura média do ar é diferente em cada um desses períodos. Com portas fechadas, as temperaturas média do ar são mais estáveis e mais baixas e com abertura de portas, as temperaturas média do ar são mais instáveis e de 2,0 a 3,0 °C mais elevada.

Percebe-se também que as temperaturas médias do ar nos picos de descongelação com portas fechadas são inferiores as temperaturas médias do ar nos picos de descongelação no período de abertura de portas em aproximadamente 1,7 °C. Portanto, a infiltração de ar proveniente das aberturas de portas interfere negativamente no desempenho global do expositor em qualquer um dos ensaios experimentais realizados.

As temperaturas de insuflação e de retorno de ar são a base para o cálculo do fator de interação térmica (*Thermal Entrainment Factor - TEF*), que determina a maior eficiência da cortina de ar.

A Fig. 72 contém os valores médios das medições experimentais de carga térmica realizadas nos ensaios EE05 ao EE12. No Anexo A são apresentadas a Tabela A.12 e a Tabela A.13 com os resultados detalhados. O ensaio experimental com menor carga térmica é o EE10 que corresponde a condição climática 3, motores dos ventiladores eletrônicos e sem fresta entre as portas. A análise completa segue-se nas próximas seções.

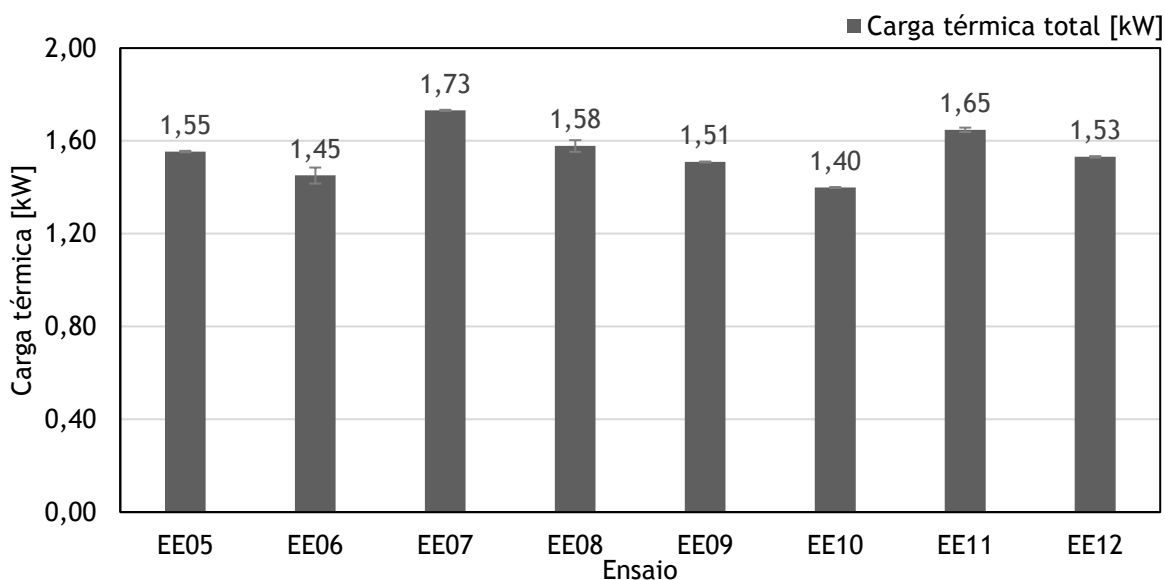


Fig. 72 - Carga térmica nos ensaios experimentais EE05 a EE12.

A Fig. 73 contém os valores médios das medições experimentais do consumo de energia e massa de água recolhida realizadas nos ensaios EE05 ao EE12. No Anexo A são apresentadas a Tabela A.12 e a Tabela A.13 com os resultados detalhados. Os ensaios experimentais com menor consumo de energia são o EE06 e EE10, que correspondem a condição climática 3 e sem fresta entre as portas. Quanto menor for a quantidade de água, melhor será o desempenho termodinâmico e de permuta térmica no evaporador. A

menor quantidade de água recolhida ocorreu no EE06. A análise completa segue-se nas próximas seções.

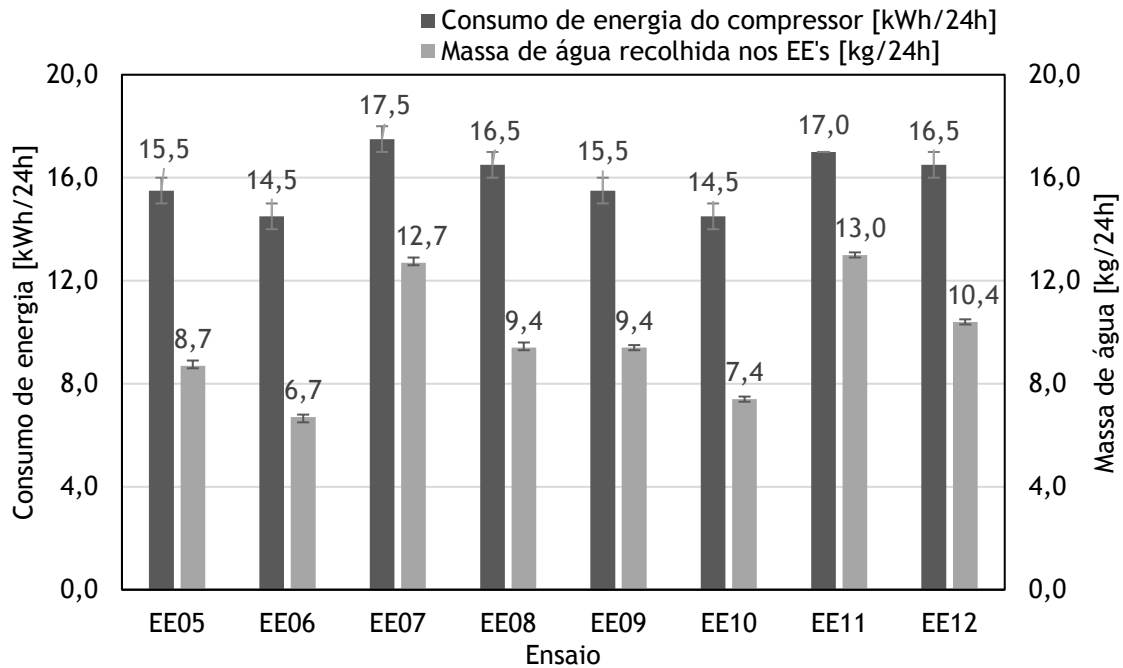


Fig. 73 - Consumo de energia e formação de água no evaporador nos ensaios experimentais EE05 a EE12.

A Fig. 74 e a Fig. 75 contém os valores médios das medições experimentais das temperaturas nas grelhas de descarga (insuflação), aspiração (retorno de ar), simulador de produto e fator de interação térmica, determinadas nos ensaios EE05 ao EE12. No Anexo A são apresentadas a Tabela A.12 e a Tabela A.13 com os resultados detalhados. A temperatura de produto mais baixa ocorreu no ensaio EE10 e o melhor desempenho da cortina de ar ocorreu no ensaio EE06, com menor fator de interação térmica. A análise completa segue-se nas próximas seções.

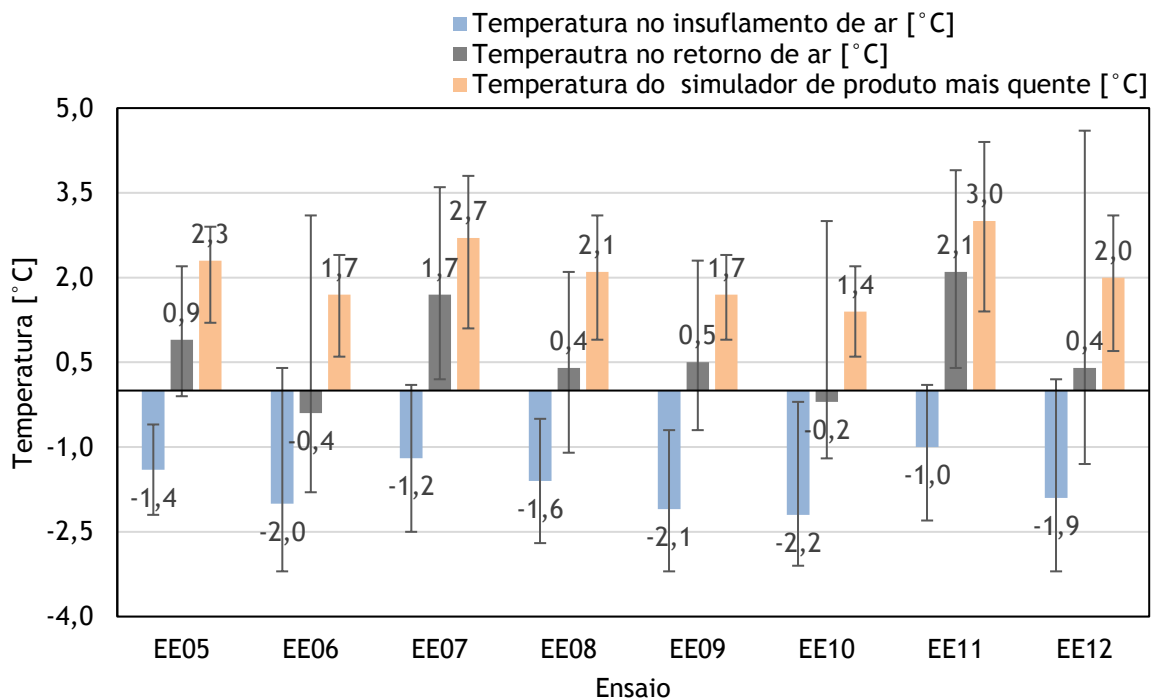


Fig. 74 - Temperaturas do ar e simulador de produto nos ensaios experimentais EE05 a EE12.

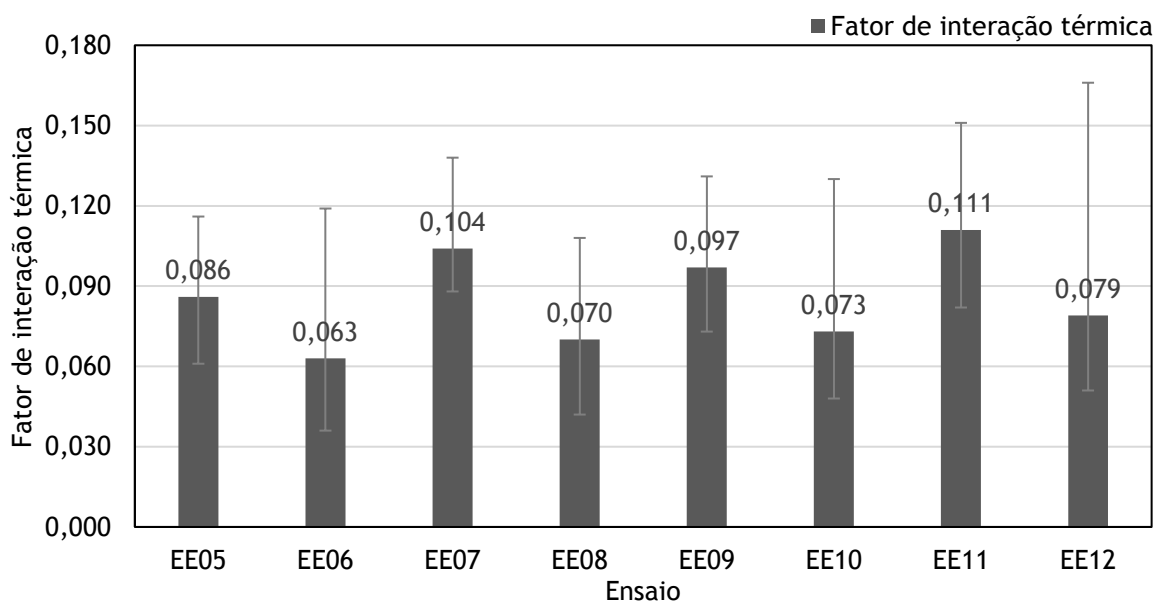


Fig. 75 - Fator de interação térmica (TEF) nos ensaios experimentais EE05 a EE12.

#### 4.2.3.1. Condição ambiente

Quando a condição ambiente varia da classe climática n.º 3 para a classe climática n.º 6, o desempenho global do expositor refrigerado fechado diminui. A influência do incremento de temperatura e humidade na condição climática nas diferentes variáveis pode ser verificada pela comparação dos ensaios experimentais EE07 vs. EE05 (classe climática n.º 6 vs. classe climática n.º 3, para expositor refrigerado com ventiladores eletromagnéticos e fresta entre as portas), EE08 vs. EE06 (classe climática n.º 6 vs. classe climática n.º 3, para expositor refrigerado com ventiladores eletromagnéticos e sem fresta entre as portas) e EE12 vs. EE10 (classe climática n.º 6 vs. classe climática n.º 3, para expositor refrigerado com ventiladores eletrónicos e sem fresta entre as portas) na Fig. 76 e na Fig. 77. No Anexo A é apresentada a Tabela A.14 com os resultados detalhados.

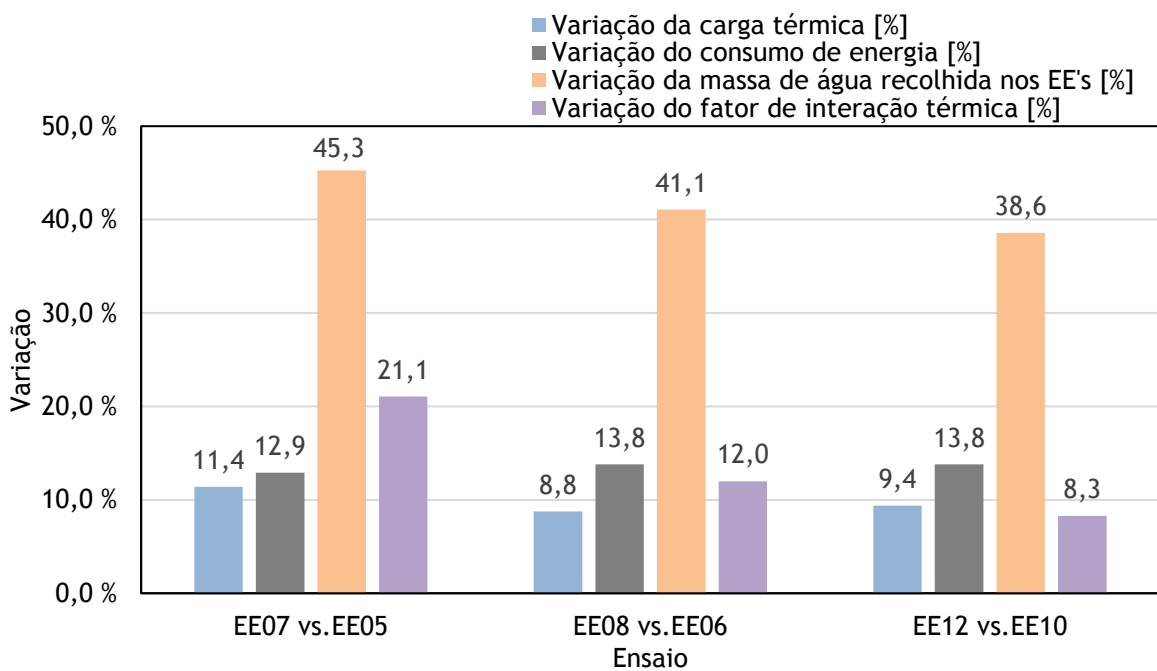


Fig. 76 - Influência da condição ambiente nos ensaios experimentais EE05 a EE12.

A carga térmica total é de 9 a 11% mais elevada e a quantidade de água condensada é de 39 a 45% maior na classe climática n.º 6. O incremento de temperatura

e humidade do ar ambiente afeta o TEF e este fator é substancialmente afetado pela presença ou não da fresta entre portas.

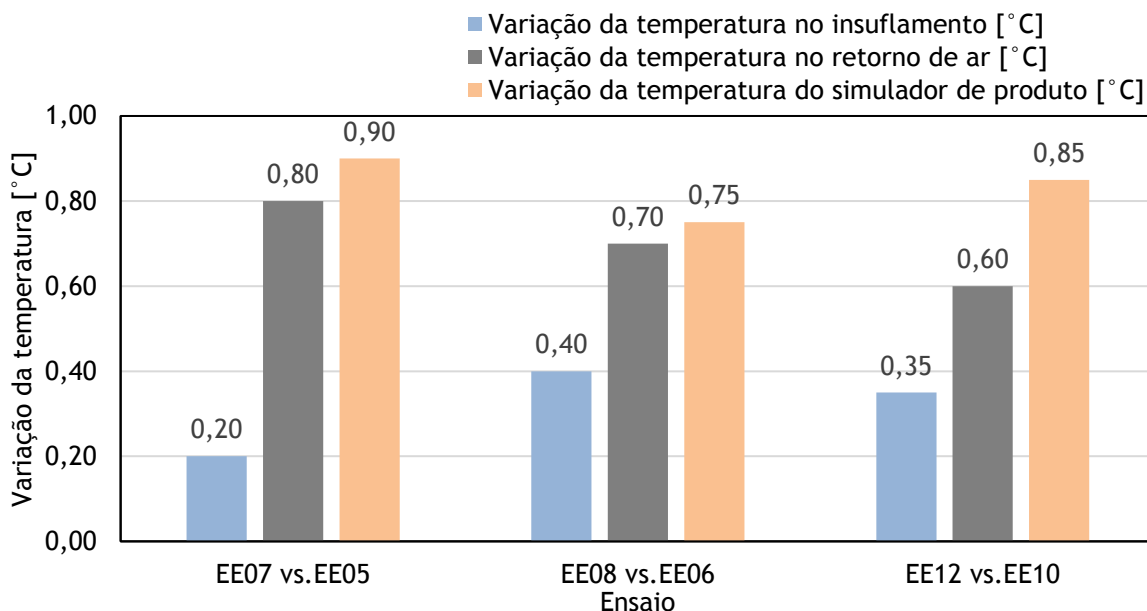


Fig. 77 - Influência da condição ambiente nas temperaturas nos ensaios experimentais EE05 a EE12.

A comparação do ensaio experimental com fresta entre portas mostra um aumento de 21% no TEF enquanto sem a fresta entre as portas o aumento é de aproximadamente metade desse valor (8 a 12%). Assim, a influência das condições do ar ambiente no desempenho global do expositor é reduzida se a fresta entre portas for eliminada. A mesma conclusão é obtida com a comparação entre as temperaturas médias nas grelhas de insuflação,  $T_{Ins}$ , e de retorno de ar,  $T_{Ret}$ .

A comparação EE11 vs. EE09 não foi realizada devido ao EE11 (expositor refrigerado com ventiladores eletrónicos, na classe climática n.º 6 com fresta entre as portas) ter apresentado resultados inconsistentes em relação aos restantes ensaios, no que diz respeito à temperatura dos simuladores de produto e, portanto, será analisado numa seção separada especial.

#### 4.2.3.2. *Frestas entre portas*

Idealmente não deve ocorrer nenhuma fresta que permita a infiltração de ar externo no ambiente refrigerado, porém, na prática as portas utilizadas nos testes possuem uma fresta de 6 mm entre as portas. Esses modelos de portas foram desenvolvidos com a finalidade de propiciar a máxima visualização dos produtos em detrimento da robustez. Assim sendo, as portas não possuem caixilho e quadro de sustentação, sendo portanto, modelos de portas mais sensíveis a desníveis de piso e de regulação mais complexa. A presença da fresta se deve a três fatores principais: (1) A borracha é um ponto para a acumulação de sujeira, que é um risco para a segurança alimentar e também propicia uma má impressão ao consumidor que retira os seus produtos de um expositor; (2) devido à abertura de porta do tipo francesa (vulgo porta articulada com dobradiças), e ausência de um caixilho, a regulação é complexa e, se houver alguma falha no momento da instalação/regulação, as borrachas de vedação sobrepõem-se e as portas, como não são maleáveis o suficiente, não permitem o seu fecho adequado; (3) as borrachas de vedação tem a sua vida útil reduzida devido ao elevado número de aberturas e acabam por deteriorar e desprender das portas. Dessa maneira, em testes de laboratório que ocorrem em condições ideais, foi possível testar o expositor sem a influência das frestas, porém, no equipamento comercializado, devido aos problemas operacionais mencionados, a borracha de vedação não existe.

A influência da fresta de 6 mm entre as portas no desempenho global do expositor refrigerado pode ser analisada comparando os resultados dos EE05 vs. EE06 (expositor refrigerado com fresta entre as portas vs. sem fresta entre as portas, na classe climática n.º3 com ventiladores eletromagnéticos), EE07 vs. EE08 (expositor refrigerado com fresta entre as portas vs. sem fresta entre as portas, na classe climática n.º6 com ventiladores eletromagnéticos), e EE09 vs. EE10 (expositor refrigerado com fresta entre as portas vs. sem fresta entre as portas, na classe climática n.º 3 com ventiladores eletrônicos), na Fig. 78 e na Fig. 79.

A comparação EE11 vs. EE12 não foi realizada devido ao EE11 ter apresentado resultados inconsistentes comparativamente aos restantes ensaios experimentais, no que diz respeito às temperaturas dos simuladores de produto e, portanto, será analisado numa seção separada especial. No Anexo A é apresentada a Tabela A.15 com os resultados detalhados.

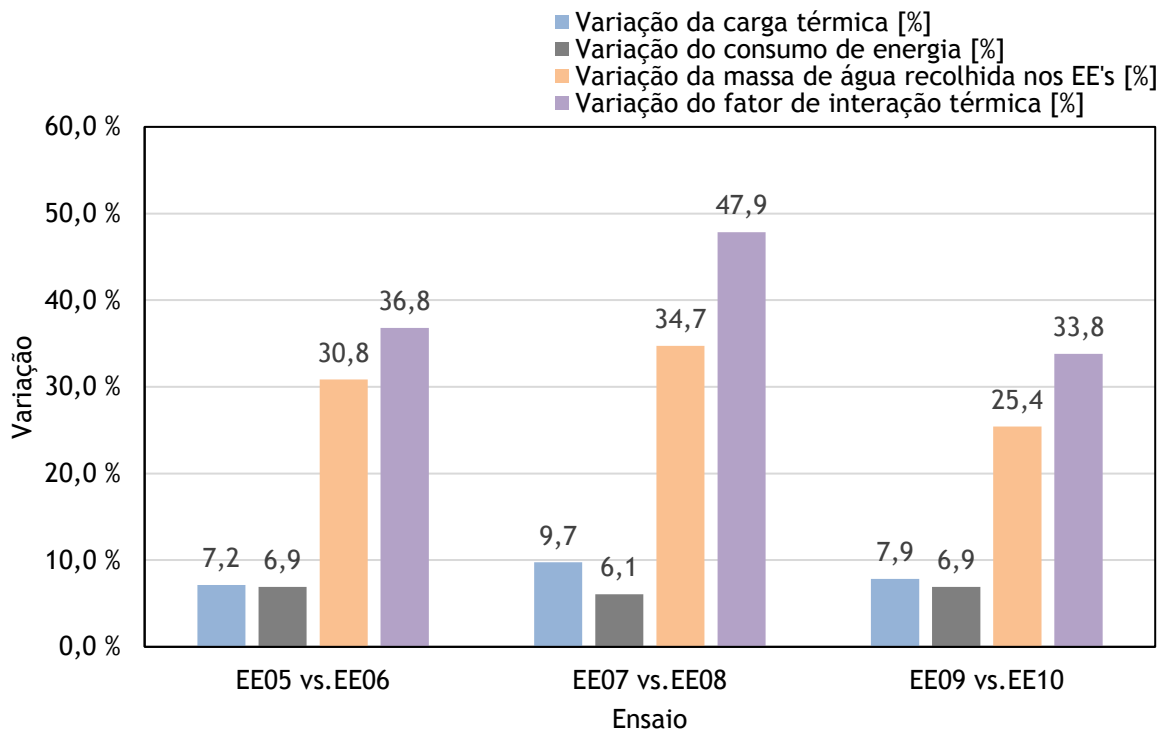


Fig. 78 - Influência das frestas entre portas nos ensaios experimentais EE05 a EE12.

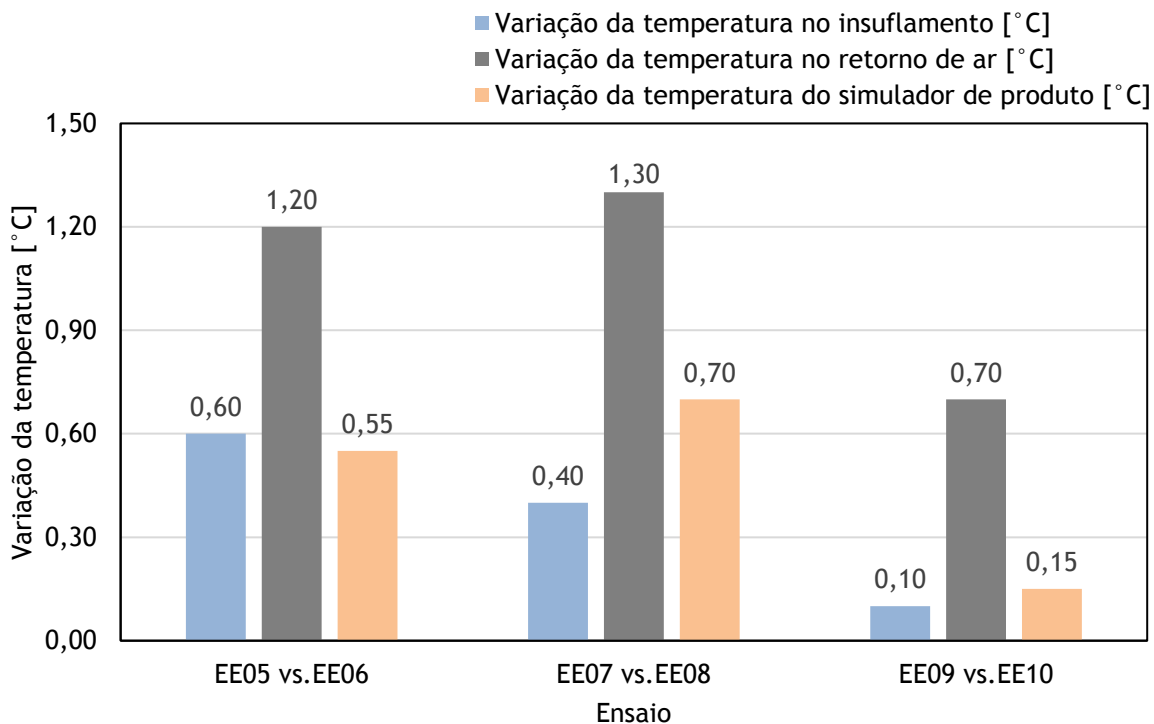


Fig. 79 - Influência das frestas entre portas nas temperaturas nos ensaios experimentais EE05 a EE12.

A diferença de pressão dentro e fora do expositor refrigerado fechado aumenta a entrada de ar externo através da fresta. Em consequência, a carga térmica aumenta 7 a 10% e a água da descongelação aumenta 25 a 35%. O valor do TEF é 34 a 37% superior com a fresta entre portas na classe climática n.º 3 e 48% superior na classe climática n.º 6. Quanto maior a diferença de temperatura interna e externa, maior será a diferença de pressão entre os ambientes interno e externo. Assim sendo, a entrada de ar através da fresta será mais representativa no desempenho global do expositor refrigerado fechado.

#### 4.2.3.3. Tipo do motor do ventilador

O expositor refrigerado fechado possui 3 ventiladores. Os motores dos ventiladores eletromagnéticos (VEM) são de menor custo, porém menos eficientes que os motores eletrônicos (VEC), ou seja, os motores eletrônicos dissipam pouca parte da energia de entrada em forma de calor. A Tabela 16 descreve os motores utilizados nos testes.

Tabela 16. Motores dos ventiladores dos ensaios experimentais EE05 a EE12.

Modelo	Potência entrada [W]	Potência no eixo [W]	Perdas [W]
Eletromagnético	53	10	43
Eletrónico	15	10	5

A influência do tipo do motor do ventilador no desempenho global do expositor refrigerado pode ser analisada comparando os resultados dos EE05 vs. EE09 (expositor refrigerado com ventiladores eletromagnéticos vs. com ventiladores eletrônicos, na classe climática n.º 3 com fresta entre as portas), EE06 vs. EE10 (expositor refrigerado com ventiladores eletromagnéticos vs. com ventiladores eletrônicos, na classe climática n.º 3 sem fresta entre as portas), EE08 vs. EE12 (expositor refrigerado com ventiladores eletromagnéticos vs. com ventiladores eletrônicos, na classe climática n.º 6 sem fresta entre as portas) na Fig. 80 e na Fig. 81.

Tal como anteriormente, a comparação EE07 vs. EE11 não foi realizada devido ao EE11 ter apresentado resultados inconsistentes. O ensaio EE11 será analisado numa seção separada especial. No Anexo A é apresentada a Tabela A.16 com os resultados detalhados.

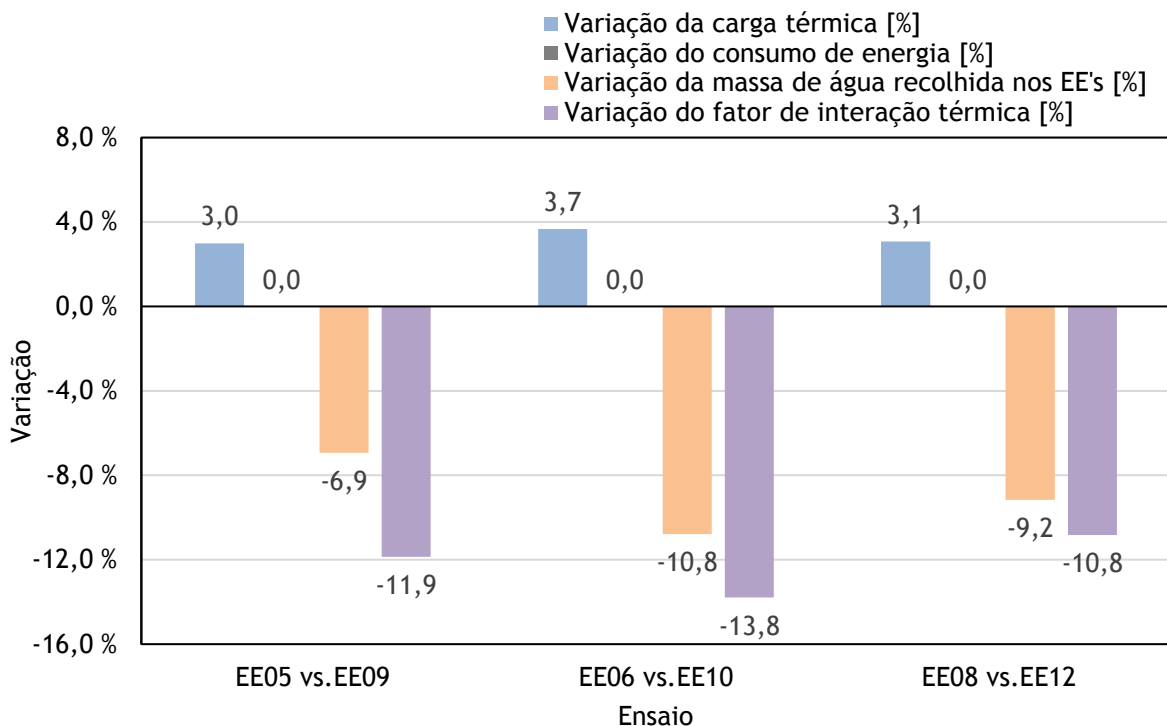


Fig. 80 - Influência do tipo do motor do ventilador nos ensaios experimentais EE05 a EE12.

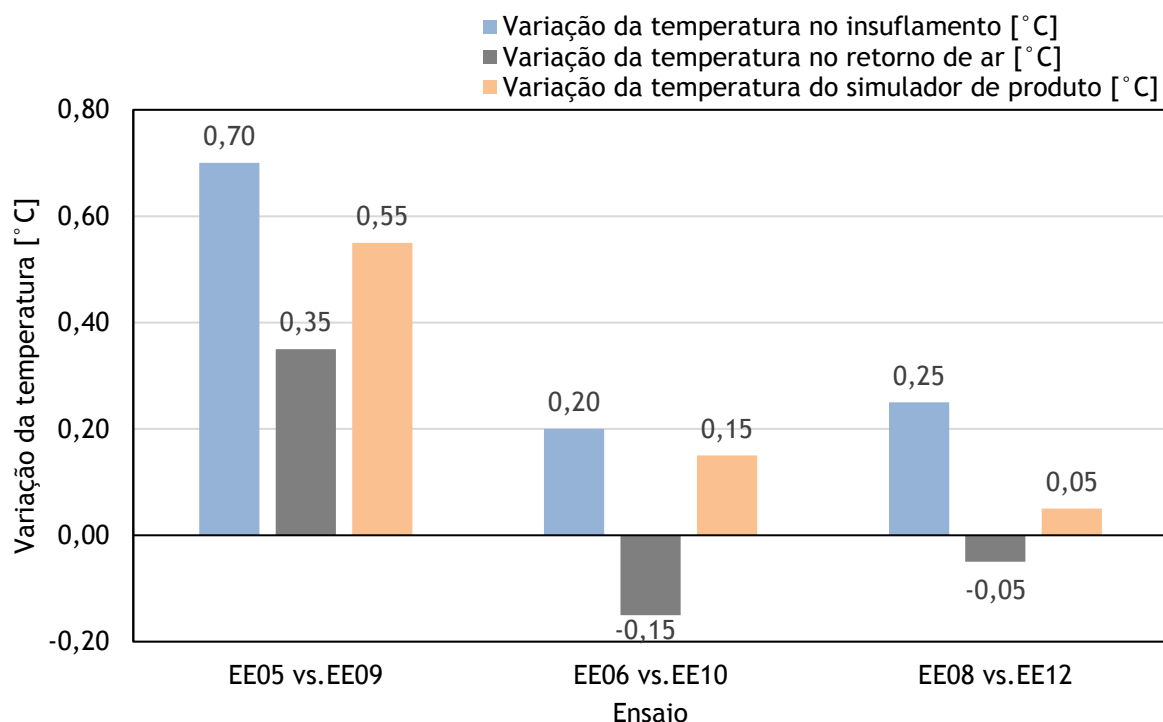


Fig. 81 - Influência do tipo do motor do ventilador nas temperaturas nos ensaios experimentais EE05 a EE12.

O VEM dissipa mais calor através do evaporador. Portanto, a carga térmica (3 a 4%) e as temperaturas médias do ar na grelha de descarga são mais altas (0,2 a 0,7 °C) e a massa de água condensada é menor (7 a 11%) em relação aos testes com VEC. Assim, o calor dissipado pelo VEM reduz a condensação de água e formação de gelo no evaporador (a temperatura no evaporador é maior).

Nos testes com o VEC, o valor do TEF é 11 a 14% mais elevado porque existe mais água e gelo no evaporador, uma vez que a perda de pressão do ar ao atravessar o evaporador é maior e existe menos ar para formação da proteção com a cortina de ar. Mesmo assim, as temperaturas dos produtos são menores nos ensaios com VEC, pois o impacto da redução de calor dissipado no evaporador é menor que o impacto do aumento do TEF. As temperaturas médias do ar são mais afetadas nos ensaios experimentais com fresta entre portas do que nos ensaios experimentais sem fresta entre portas.

#### **4.2.3.4. Ensaio experimental 11**

O ensaio experimental EE11 (expositor refrigerado com ventiladores eletrônicos, na classe climática n.º 6 com fresta entre as portas) não pôde ser utilizado nas comparações uma vez que a taxa de formação de gelo no evaporador afetou a temperatura dos simuladores de um modo contrário aos demais ensaios experimentais. Em todas as outras situações, a temperatura dos produtos e descarga de ar são maiores com o VEM. Assim sendo, na análise do ensaio experimental EE11 em relação ao ensaio experimental EE07, as temperaturas mais elevadas ocorreram no EE11. A temperatura média de retorno de ar no EE11 é a maior na Fig. 71 e o valor do TEF nos EE07 e EE11 no  $t_{Op75}$  são mostrados na Fig. 82.

Ao analisar os valores do TEF é possível concluir que a menor eficiência da cortina de ar no EE11 é causada pelo bloqueio do caudal de ar no evaporador durante o período de abertura de portas (PAP). Após a descongelação no PAP (180 min), o TEF no EE11 é maior (0,110-0,140) que o TEF no EE07 (0,100-0,130). Então, a eficiência da cortina de ar é menor no EE11. Quando o período de portas fechadas (PFP) inicia (540 min), os valores de TEF nos EE07 e EE11 diminuem significativamente, mas o TEF no EE11 continua inferior ao TEF no EE07 devido à elevada formação prévia de gelo ocorrida no PAP. Esta afirmação é comprovada após a descongelação no PFP (900 min), quando o caudal de ar retorna ao

seu valor máximo, o TEF no EE07 e EE11 são aproximadamente iguais. Então, neste ponto a eficiência da cortina de ar é a mesma. Portanto, o EE11 atinge o limite crítico de redução de caudal de ar, porque a temperatura do produto é afetada em  $+0,6^{\circ}\text{C}$  em comparação com o valor no EE07.

Conclui-se que, com o VEC, o EE11 é o teste crítico devido à massa de água drenada, TEF e temperatura dos simuladores de produto serem mais elevadas.

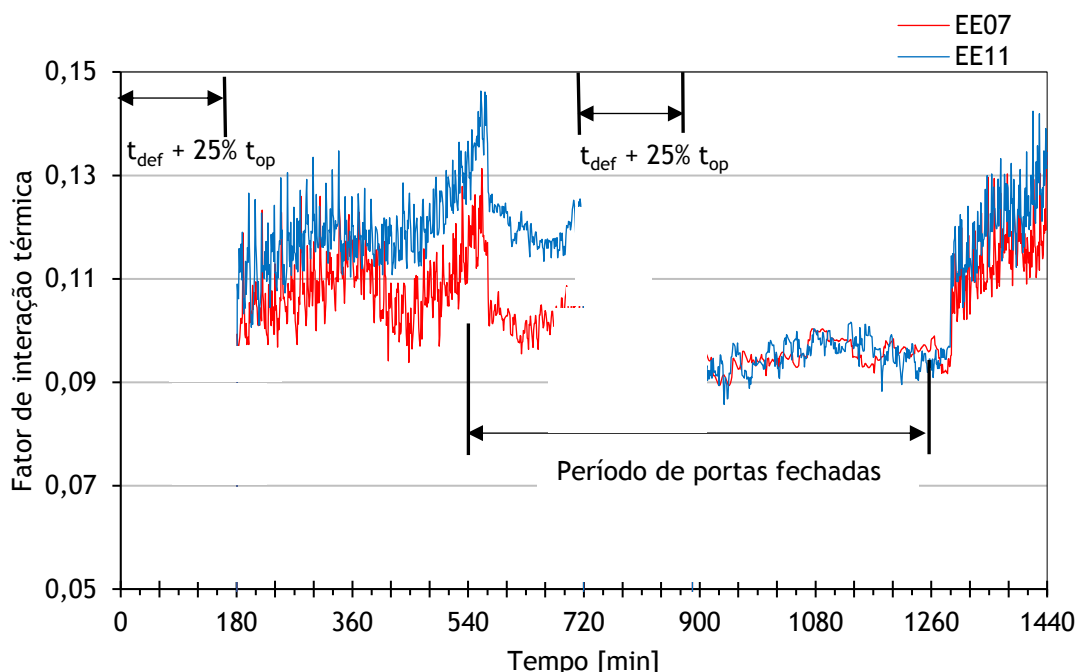


Fig. 82 - Comparação da variação do TEF nos ensaios experimentais EE07 e EE11.

#### 4.2.3.5. Nota conclusiva

O expositor refrigerado vertical com portas é menos afetado pelas condições climáticas que os expositores abertos. Assim, outros fatores tornam-se relevantes como sejam o tipo de construção do ventilador e a existência ou não de frestas entre as portas. A análise dos períodos de portas fechadas (noite) e com o período de abertura de portas (dia) é fundamental para compreensão dos fenômenos físicos que ocorrem neste tipo de expositor. A carga térmica pode aumentar até 11% e a quantidade de água recolhida

aumenta até 45%. Na mesma condição climática, o uso de borrachas de vedação pode reduzir a carga térmica até 10% e o uso de ventiladores com motores eletrônicos gera uma economia de 16W por motor na carga térmica total do equipamento (Heidinger *et al.*, 2016).

A redução de caudal durante o período de operação só se mostrou significativa nos testes na classe climática n.º 6, com frestas e com VECs que reduzem o calor dissipado ao longo do evaporador e, por consequência, aumentam a congelação de água.

#### 4.2.4. Comparação entre expositores refrigerados abertos e fechados de média temperatura em diferentes condições do ambiente

Esta seção tem por finalidade comparar os ensaios experimentais EE01 e EE02 com os EE05 a EE08 com o intuito de avaliar o impacto das portas (com e sem fresta) em diferentes climas. A Tabela 17 apresenta as características dos ensaios experimentais.

Tabela 17. Descrição das características dos ensaios experimentais EE01, EE02 e EE05 ao EE08.

EE	Expositor	Temperatura	Classe de clima	Evaporador	Ventiladores	Fresta
01	Aberto	Média	3 (25° C/60%)	1	Eletromagnéticos	X
02	Aberto	Média	6 (27° C/70%)	1	Eletromagnéticos	X
05	Fechado	Média	3 (25° C/60%)	4	Eletromagnéticos	Sim
06	Fechado	Média	3 (25° C/60%)	4	Eletromagnéticos	Não
07	Fechado	Média	6 (27° C/70%)	4	Eletromagnéticos	Sim
08	Fechado	Média	6 (27° C/70%)	4	Eletromagnéticos	Não

As comparações baseam-se na carga térmica total, na temperatura dos simuladores de produto e na massa total de água condensada nas alhetas do evaporador. Como o expositor refrigerado aberto do teste possui 2,50 metros e o fechado possui 3,75 metros de comprimento, sempre que necessário, as comparações serão realizadas por unidade de comprimento de expositor. Uma comparação dos dados construtivos e de operação dos expositores abertos e fechados está explícita na Tabela 18.

Tabela 18. Dados construtivos e de operação dos expositores refrigerados verticais abertos e fechados ao ar ambiente.

Dados construtivos e operacionais	Expositor Refrigerado	
	Aberto	Fechado
Dimensões da alheta do evaporador [mm x mm]	130 x 400	130 x 150
Número de tubos no evaporador	24	8
Espaçamento entre alhetas [mm]	8	8
Temperatura média de evaporação [°C]	-10	-10
Número de descongelações por dia	10	2
Duração da descongelação [min]	12	25
Tipo de sistema de descongelação	Natural	Elétrico
Potência instalada dos ventiladores [W/m]	127	42
Potência instalada de resistências de orvalho [W/m]	0	126
Potência instalada de resistência de degelo [W/m]	0	587
Potência instalada de iluminação LED [W/m]	13	13
Potência instalada total [W/m]	140	768

Devido ao uso de portas, a área de alhetas é reduzida em 62% e a quantidade de tubos em o evaporador é reduzida em 67%. Tais números indicam uma grande redução da carga térmica. A quantidade de paragens diárias para descongelação foi reduzida de 10 para 2, devido ao facto da porta ser uma barreira à entrada de humidade do ar muito mais eficiente que apenas a cortina de ar, o que também explica a redução na potência de ventilação.

A iluminação utilizada nos testes foi a mesma, tanto nos expositores com e sem portas. O expositor refrigerado foi projetado para operar em climas tropicais, por isso, existem resistências de ponto de orvalho para evitar a condensação nas molduras de alumínio das portas de vidro duplo (caixilhos). Em períodos noturnos e de portas fechadas durante o período de descongelação, existe uma dificuldade em derreter o gelo sem aquecer o ar, por isso, são usadas resistências de descongelação nos evaporadores. Deste modo, a potência elétrica instalada referente ao consumo de energia direto do expositor refrigerado vertical com portas é maior do que a potência elétrica instalada no expositor refrigerado vertical aberto, em 628 W por metro. A diferença de consumo de energia não

é tão grande uma vez que, as resistências de descongelação são ligadas apenas durante 50 minutos do dia. A diferença é de 41 W por metro em operação normal.

#### 4.2.4.1. Temperaturas dos produtos

A evolução das temperaturas dos simuladores de produto mais quentes nos ensaios experimentais com expositores refrigerados verticais abertos e fechados encontram-se na Fig. 83.

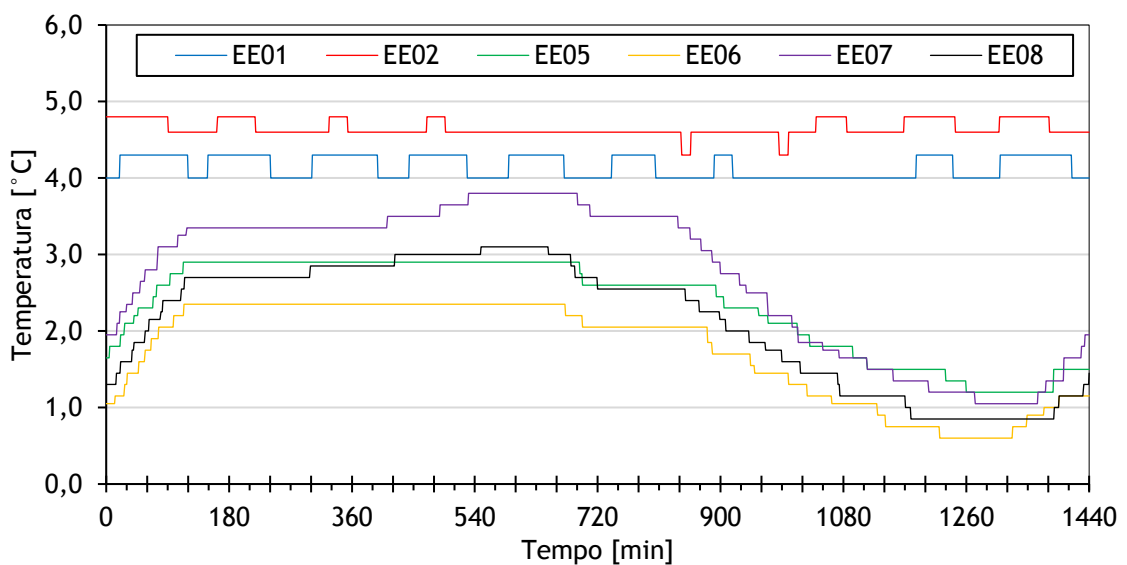


Fig. 83 - Temperatura mais elevada dos simuladores de produtos em expositores abertos e fechados ao ar ambiente nos ensaios experimentais EE01, EE02 e EE05 ao EE08.

Os testes com expositor aberto apresentam valores da temperatura de conservação de produtos mais elevados e mais uniformes, uma vez que a infiltração de ar externo para dentro do espaço refrigerado é constante ao longo de todo período. Os ensaios realizados com expositores fechados apresentam valores da temperatura dos simuladores de produto inferiores e com maior variação, devido aos períodos com e sem abertura de portas. Durante o período de abertura de portas, as temperaturas dos produtos variam até 2,7 °C nos períodos com e sem abertura de portas, devido à menor infiltração de ar externo no ambiente refrigerado.

Ao comparar os ensaios experimentais na classe climática n.º 3 (EE01, EE05 e EE06), a temperatura máxima dos simuladores de produto nos expositores fechados em relação aos abertos é 1,4 °C e 1,9 °C inferior nos testes com (EE05) e sem fresta (EE06) respetivamente. Nos ensaios experimentais na classe climática n.º 6 (EE02, EE07 e EE08), a temperatura máxima dos simuladores de produto nos expositores fechados em relação aos abertos é 1,0 °C e 1,7 °C inferior nos testes com (EE07) e sem fresta (EE08) respetivamente. Assim sendo, os dois expositores atendem as temperaturas normalizadas (classe M1, até +5,0°C), porém o expositor com portas apresenta temperaturas mais baixas de conservação dos produtos, garantindo melhor integridade aos alimentos.

#### 4.2.4.2. Humidade, condensação e congelação de água

A condensação e congelação de água são impactantes no desempenho global de expositores abertos. Por mais eficiente que seja a cortina de ar no que diz respeito à proteção da entrada de humidade do ar ambiente no expositor, as portas são mais eficientes, conforme comprovado pelos valores relativos à massa de água total recolhida nos diferentes ensaios experimentais expostos na Fig. 84. No Anexo A é apresentada a Tabela A.17 com os resultados detalhados.

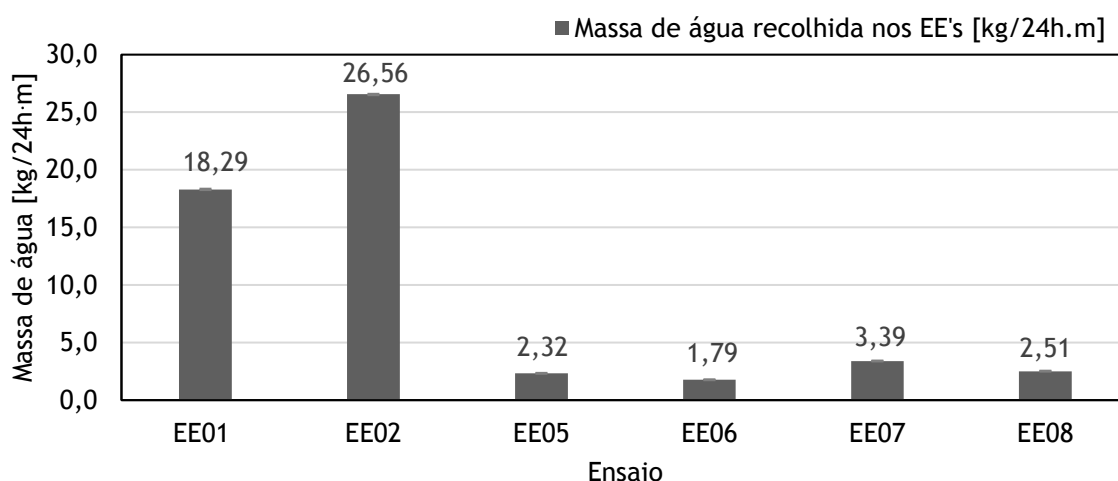


Fig. 84 - Massa de água total nos ensaios experimentais EE01, EE02 e EE05 ao EE08.

Ao comparar os ensaios experimentais na mesma condição ambiente, os expositores fechados, com relação aos abertos, possuem uma formação de água e gelo no evaporador reduzida em 87% e 90% nos testes com e sem fresta, respectivamente. Portanto, a drástica redução na quantidade de água retirada do ar devido ao uso das portas é fundamental para aumento da eficiência em expositores. Os resultados anteriores mostram que a carga térmica latente (proveniente da formação de água e gelo no evaporador) em expositores refrigerados abertos varia de 35 a 41% da carga térmica total. A menor formação de água nas alhetas do evaporador também permite reduzir as paragens para proceder à descongelação do evaporador, e conseqüentemente, propiciam menores gastos com energia devido à retoma de temperatura do ar de conservação pós-descongelação.

#### **4.2.4.3. Carga térmica**

Devido à maior proteção do ambiente refrigerado com o uso das portas, a carga térmica no expositor refrigerado é substancialmente reduzida, visto que a infiltração de ar quente e húmido pode ser responsável por até 81% da carga térmica total em expositores refrigerados abertos. A redução na infiltração de ar reduz o calor latente devido à menor entrada de humidade e de calor sensível devido à menor mistura de ar ambiente com o refrigerado. A Fig. 85 apresenta as cargas térmicas em cada um dos EEs. No Anexo A é apresentada a Tabela A.18 com os resultados detalhados.

Ao comparar os ensaios experimentais na classe climática n.º 3 (EE01, EE05 e EE06), a carga térmica nos expositores fechados com relação aos abertos é 75% e 76% inferior nos testes com (EE05) e sem fresta (EE06), respectivamente. Nos ensaios experimentais realizados na classe climática n.º 6 (EE02, EE07 e EE08), a variação da carga térmica nos expositores fechados com relação aos abertos é 77% e 79% inferior nos testes com (EE07) e sem fresta (EE08), respectivamente. Portanto, o consumo de energia nos compressores é expressivamente menor (75 a 79%) quando os expositores verticais possuem portas e, quanto mais agressivo o ambiente de operação do expositor é, mais recomendado é o uso das portas pelo principal benefício do impacto na carga térmica.

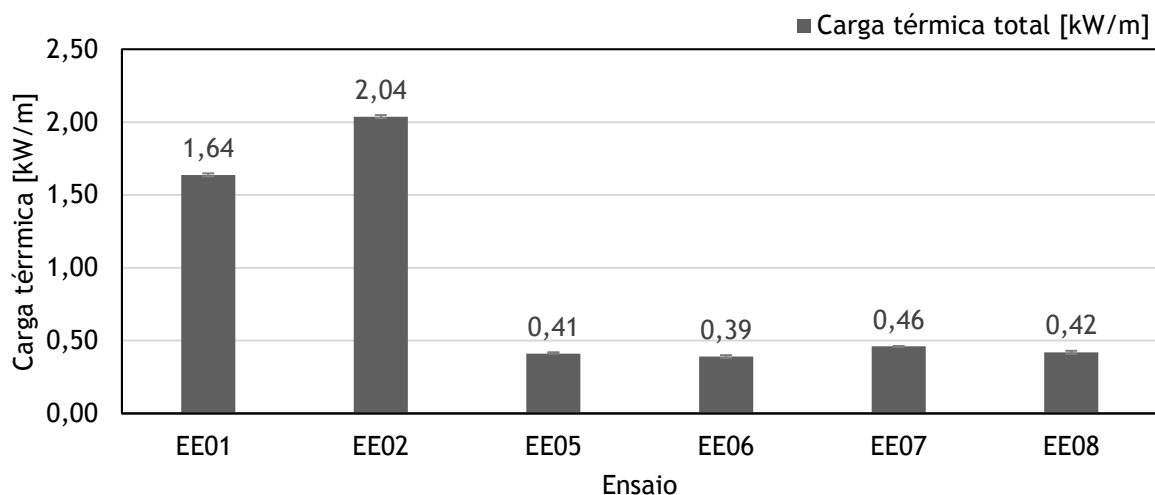


Fig. 85 - Carga térmica nos ensaios experimentais EE01, EE02, EE05 ao EE08.

#### 4.2.4.4. Nota conclusiva

O aumento expressivo do custo da energia elétrica motiva e acelera o uso de expositores frigoríficos mais eficientes. Com o uso de portas de vidro, a redução na carga térmica latente pode atingir 90% e a redução do consumo nos compressores que pode chegar a 79%, sendo estes fatores de extrema relevância no momento da escolha do equipamento adequado mesmo que o investimento inicial se mostre superior. Outros benefícios de extrema importância para o estabelecimento comercial de venda de produtos alimentares residem na aparência do produto e redução do índice de produtos estragados. Assim, a ideia de que as portas de vidro diminuem as vendas mostra-se ultrapassada, apesar de a condensação formada nos vidros ainda requer uma análise detalhada e particular.

Assim, verifica-se que uso de equipamentos de refrigeração fechados ao ar ambiente mostra-se cada vez mais como a solução definitiva, face às preocupações atuais com os consumos de energia e sustentabilidade dos processos de permuta térmica.

#### 4.2.5. Influência da condição ambiente no desempenho do expositor vertical fechado de baixa temperatura

Esta seção tem por finalidade comparar os ensaios experimentais EE13 a EE18 no expositor vertical fechado de baixa temperatura e máquina incorporada no móvel e condensação a água, com o intuito de avaliar o impacto do ar ambiente onde o expositor está instalado (classe climática) e o ambiente onde o arrefecedor de água está instalado (externo).

A necessidade deste tipo de equipamento advém da existência de inúmeras pequenas lojas, de reduzidas dimensões, com pé direito muito baixo, sem sistema de condicionamento de ar (o que invalida a utilização do usual sistema de condensação a ar incorporado) e com ausência de espaço físico para a colocação de um rack de refrigeração remoto. Uma grande vantagem dos expositores com máquina acoplada no móvel é a redução da quantidade de fluido refrigerante. Esta condição vai ao encontro com a tendência mundial de sistemas modernos que utilizam cada vez menores quantidades de fluido refrigerante, com o objetivo de obter instalações mais sustentáveis e menos agressivas ao meio ambiente. A Tabela 19 apresenta as características desses ensaios.

Tabela 19. Descrição das características dos ensaios experimentais EE13 ao EE18.

EE	Expositor	Temperatura	Classe climática	Evaporador	Ventiladores	Fresta
13	Fechado	Baixa	3, $T_{Cond}=40\text{ °C}$	5	Eletrônicos	Não
14	Fechado	Baixa	3, $T_{Cond}=45\text{ °C}$	5	Eletrônicos	Não
15	Fechado	Baixa	3, $T_{Cond}=50\text{ °C}$	5	Eletrônicos	Não
16	Fechado	Baixa	6, $T_{Cond}=40\text{ °C}$	5	Eletrônicos	Não
17	Fechado	Baixa	6, $T_{Cond}=45\text{ °C}$	5	Eletrônicos	Não
18	Fechado	Baixa	6, $T_{Cond}=50\text{ °C}$	5	Eletrônicos	Não

Para analisar os resultados correspondentes ao ambiente interno, ou seja, as classe climáticas n.º 3 e n.º 6 nas mesmas condições de operação, as comparações realizadas são entre os EE13 vs. EE16, EE14 vs. EE17 e EE15 vs. EE18. Em dias mais quentes é normal que o ar do ambiente externo e, por consequência, a água responsável pela condensação e a temperatura de condensação estejam em temperaturas mais elevadas.

Para comparar a diferença de eficiência nessas situações, as comparações realizadas são: EE13 vs. EE14 vs. EE15 e EE16 vs. EE17 vs. EE18 que correspondem à mesma classe climática, porém em diferentes temperaturas de condensação do fluido refrigerante.

Como o expositor possui compressor acoplado no móvel, o consumo de energia foi mensurado em detrimento da carga térmica. O consumo de energia medido refere-se ao compressor e aos componentes elétricos do expositor (ventiladores, iluminação, resistências de aquecimento de superfícies, resistências de descongelação). A análise também se estende à temperatura média do ar na grelha de insuflação (descarga de ar), temperatura média na grelha de aspiração (retorno de ar) e temperatura do simulador de produto mais quente. Este equipamento deve operar satisfatoriamente em climas tropicais, prevendo o projeto que a temperatura do ar externo pode atingir 40 °C e, por consequência, a temperatura de condensação pode chegar até 50 °C. As condições de projeto relacionadas ao lado do arrefecimento de água e condensação do fluido refrigerante encontram-se apresentadas na Tabela 20.

Tabela 20 - Condições de projeto em climas tropicais.

Temperatura ambiente [ °C ]	Temperatura da água [ °C ]	Temperatura de condensação [ °C ]
30	35	40
35	40	45
40	45	50

A pressão alta do sistema de compressão em cada um dos ensaios experimentais foi controlada a partir de uma válvula de controlo de fluxo de água, por forma a manter a pressão correspondente à temperatura de condensação em 40, 45 e 50 °C e, dessa maneira, simular condições do ar ambiente externo de 30, 35 e 40 °C. A Fig. 86 compara a evolução da pressão de condensação nos ensaios experimentais. As linhas horizontais da Fig. 86 representam a pressão correspondente a cada uma das temperaturas médias de condensação testadas (40, 45 e 50 °C).

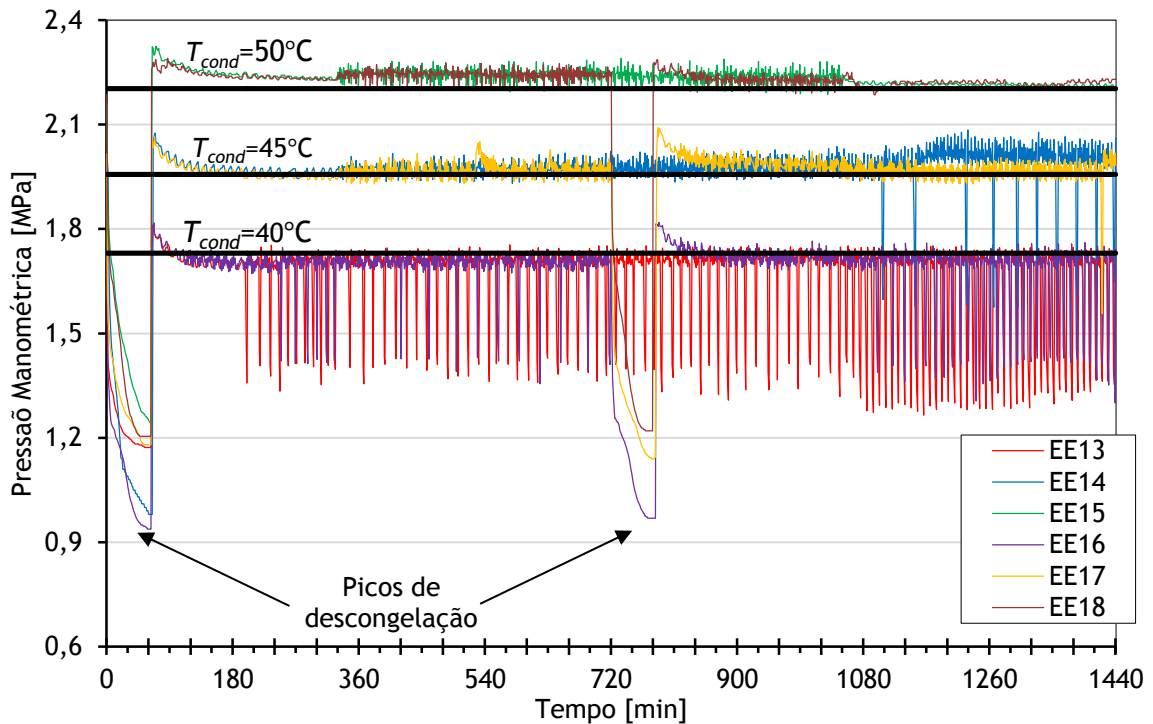


Fig. 86 - Evolução da pressão de condensação nos ensaios exp. EE13 a EE18.

Os picos de valor mínimo correspondem às paragens para descongelação. Na classe climática n.º 3, apenas uma descongelação diária foi necessária e na classe climática n.º 6 foram necessárias duas descongelações diárias. Os restantes valores de picos, que ocorrem principalmente nos ensaios de temperatura média de condensação de  $40^{\circ}\text{C}$ , correspondem às paragens do compressor por temperatura, ou seja, são pontos onde a temperatura no sensor posicionado na descarga de ar do expositor atingiu o valor limite de  $-24^{\circ}\text{C}$ , programado no controlador de temperatura de maneira a desligar a refrigeração e retomá-la quando o ar aquecer até  $-22^{\circ}\text{C}$ . Baseado nesses regimes de operação e classe climáticas, o simulador de produto de referência alcançou diferentes valores de temperatura, conforme exposto na Fig. 87.

A condição mais favorável à operação do equipamento ocorre com temperatura média de condensação mais baixa e temperatura do ambiente interno mais amena (EE13,  $T_{Cond}=40^{\circ}\text{C}$  e classe climática n.º 3), que corresponde ao ensaio onde a influência dos ambientes interno e externo é menor. Porém, a temperatura de produto instantânea mais baixa ocorreu no EE14 e foi de  $-21,0^{\circ}\text{C}$  ( $T_{Cond}=45^{\circ}\text{C}$  e classe climática n.º 3), devido à menor quantidade de paragens do compressor por temperatura. Portanto, o excesso de

ciclos do compressor não é favorável à obtenção da temperatura mínima dos produtos. A temperatura instantânea mais alta ocorreu foi de  $-13,0^{\circ}\text{C}$  no EE18, que é a condição mais desfavorável à operação do equipamento ( $T_{\text{cond}}=50^{\circ}\text{C}$  e classe climática n.º 6).

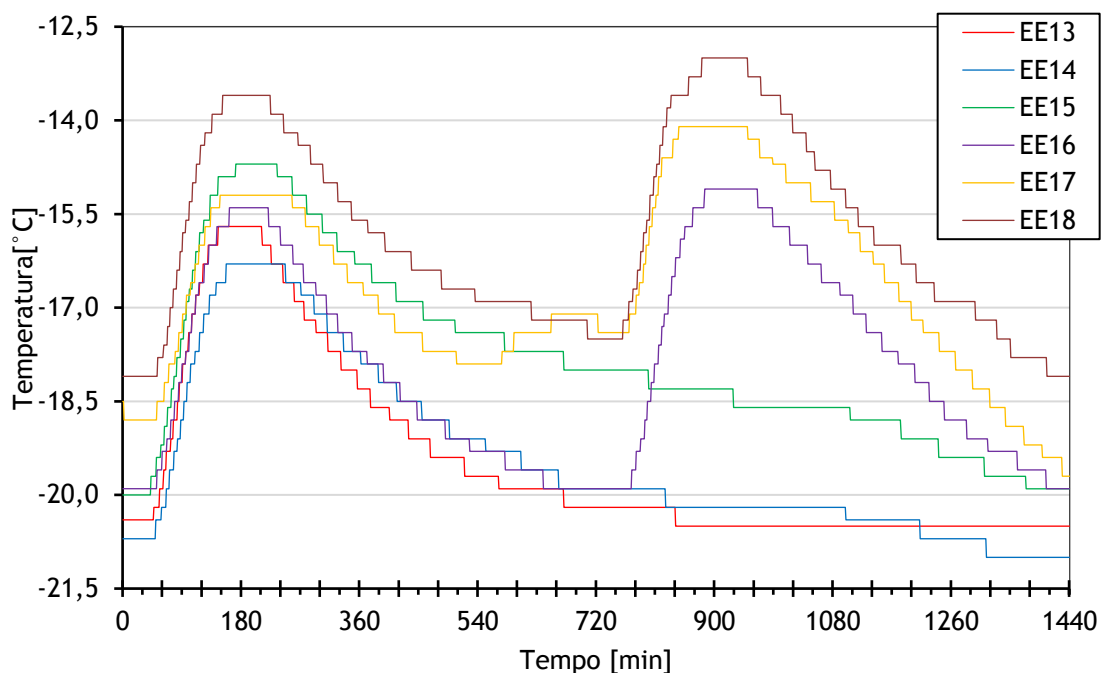


Fig. 87 -Temperatura do simulador de produto nos ensaios exp. EE13 a EE18.

A Fig. 88 apresenta a evolução das temperaturas médias do ar na grelha de insuflação,  $T_{\text{Ins}}$ . O valor mínimo registado foi de  $-24,2^{\circ}\text{C}$  e ocorreu no EE16, que é o ensaio com temperatura média de condensação mais baixa, porém na classe climática n.º 6. Novamente, comprova-se que a elevada frequência de ciclos do compressor por temperatura (EE13 ,  $T_{\text{cond}}=40^{\circ}\text{C}$  e classe climática n.º 3), não é benéfica para o equipamento em termos de temperatura de conservação dos produtos. A Fig. 89 apresenta a evolução das temperaturas médias na grelha de retorno de ar,  $T_{\text{Ret}}$ . O valor mínimo registado foi de  $-21,0^{\circ}\text{C}$  e ocorreu no EE14, devido à menor quantidade de paragens do compressor por temperatura e menor influência do ar ambiente (classe climática n.º 3).

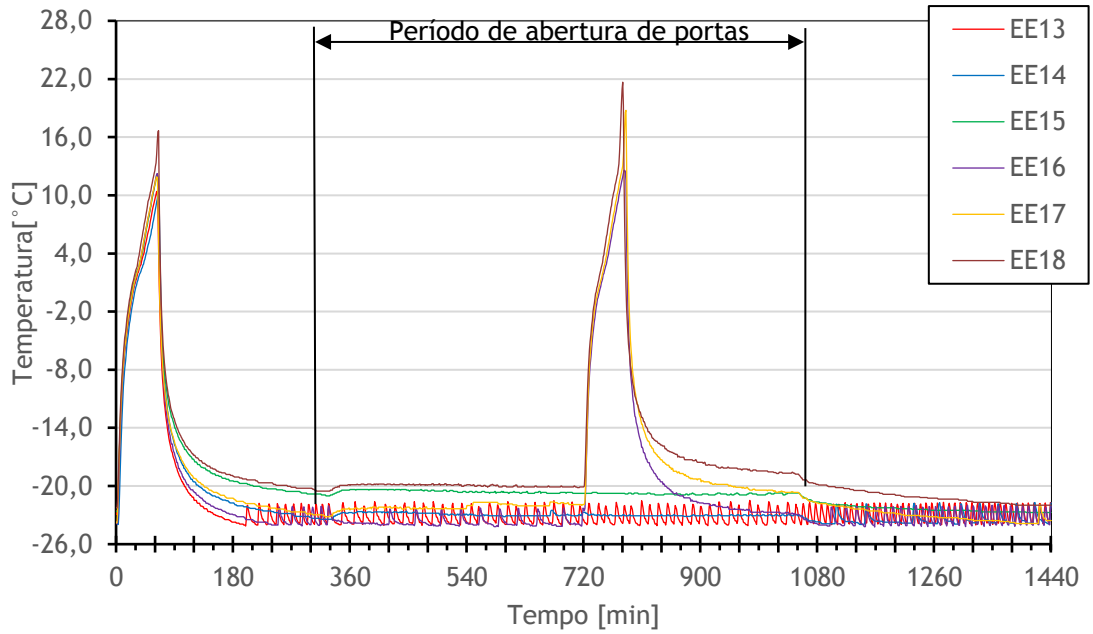


Fig. 88 - Evolução da temperatura média do ar na grelha de insuflação (descarga de ar) nos ensaios experimentais EE13 a EE18.

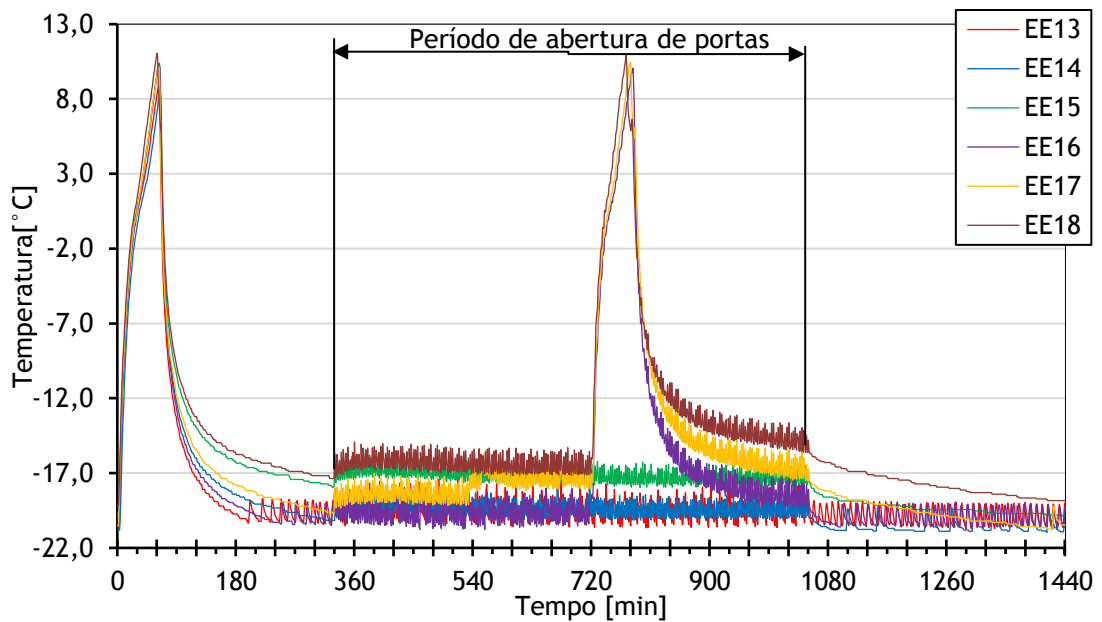


Fig. 89 - Evolução da temperatura média do ar na grelha de aspiração (retorno de ar) nos ensaios experimentais EE13 a EE18.

Conforme detalhado na Fig. 88 e na Fig. 89. Os ensaios experimentais em expositores verticais com portas podem ser divididos em duas etapas distintas, cada uma com duração de 12 horas: o período com abertura de portas e o período sem abertura de portas. O período com abertura de portas simula a operação quando existem consumidores a adquirir produtos ou colaboradores a repôr mercadorias. O período de portas fechadas, em geral, simula períodos noturnos onde não existem pessoas a interagir com o expositor. Logo, a tendência das curvas de temperatura média é diferente em cada um desses períodos. Com portas fechadas, as temperaturas média são mais estáveis e mais baixas. Com abertura de portas, as temperaturas média são mais instáveis e de 2,0 a 5,0 °C mais elevadas. Fica claro, portanto, que a infiltração de ar proveniente das aberturas de portas interfere negativamente no desempenho global do expositor em qualquer um dos ensaios experimentais realizados.

A Fig. 90 e Fig. 91 contêm todos os resultados experimentais dos ensaios EE13 ao EE18 e a sua análise segue-se nas próximas seções. O desempenho global do expositor é superior quando o valor médio do consumo de energia e das temperaturas é inferior. No Anexo A é apresentada a Tabela A.19 com os resultados detalhados.

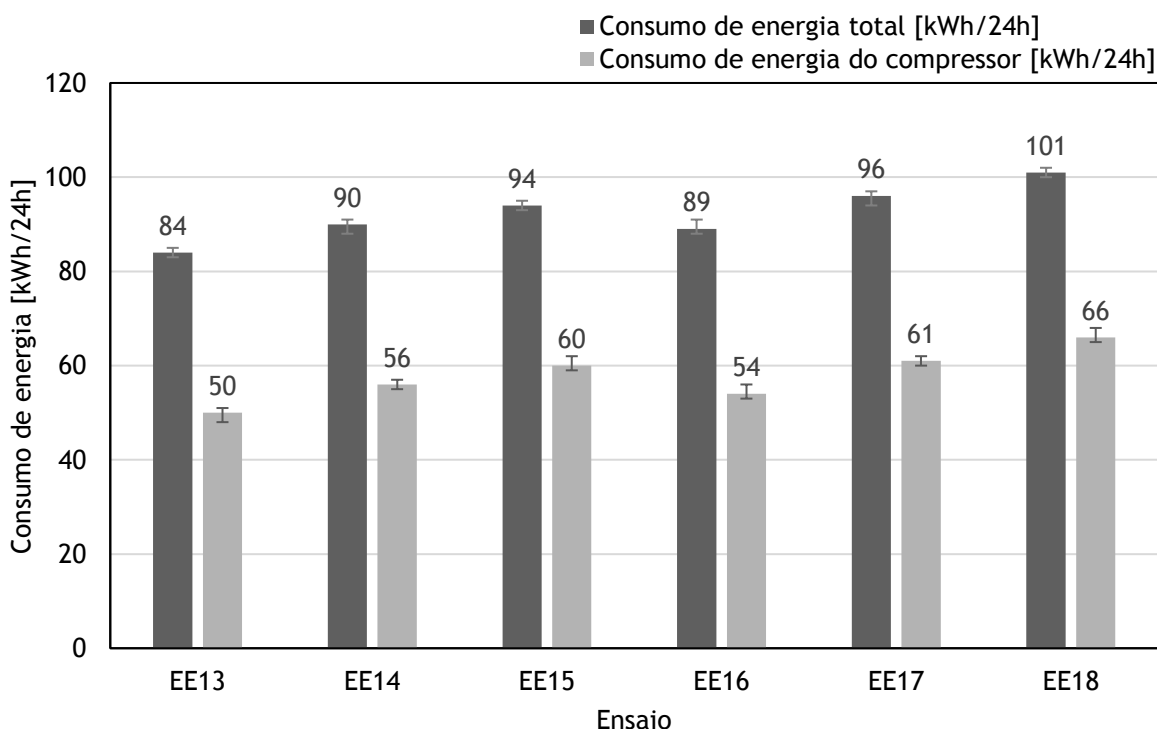


Fig. 90 - Consumo de energia nos ensaios experimentais EE13 a EE18.

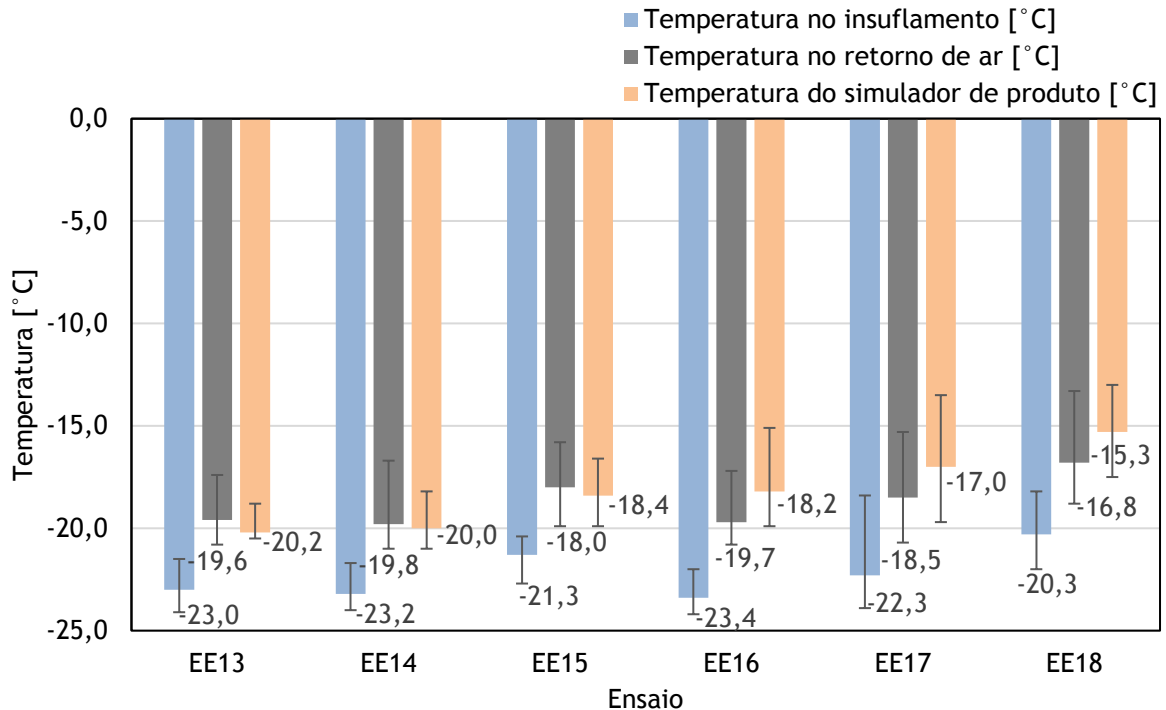


Fig. 91 - Temperaturas do ar e simulador de produto nos ensaios exp. EE13 a EE18.

#### 4.2.5.1. Condição do ambiente interno

Quando a condição ambiente varia da classe climática n.º 3 para a classe climática n.º 6, o desempenho global do expositor de congelamento fechado diminui. A influência do incremento de temperatura e humidade do ar que ocorre quando a condição climática é alterada para a classe climática n.º 6 com relação a n.º 3 é obtida pela comparação dos ensaios experimentais EE16 vs. EE13 ( $T_{Cond}=40\text{ °C}$ ), EE17 vs. EE14 ( $T_{Cond}=45\text{ °C}$ ) e EE18 vs. EE15 ( $T_{Cond}=50\text{ °C}$ ) encontra-se exposta na Fig. 92 e na Fig. 93. No Anexo A é apresentada a Tabela A.20 com os resultados detalhados.

O consumo de energia total do expositor aumenta de 6 a 8 % com o incremento da temperatura e humidade do ar ambiente interno (onde o expositor está em operação), enquanto que o consumo de energia do compressor aumenta de 8 a 10%. Esta condição ocorre devido à carga eléctrica dos componentes do expositor (ventiladores, resistências de orvalho e iluminação), ser constante independentemente do clima. O consumo do compressor e da resistência de descongelamento é diferente devido ao incremento de carga térmica e número maior de descongelações necessárias quando a classe climática muda da n.º 3 a n.º 6.

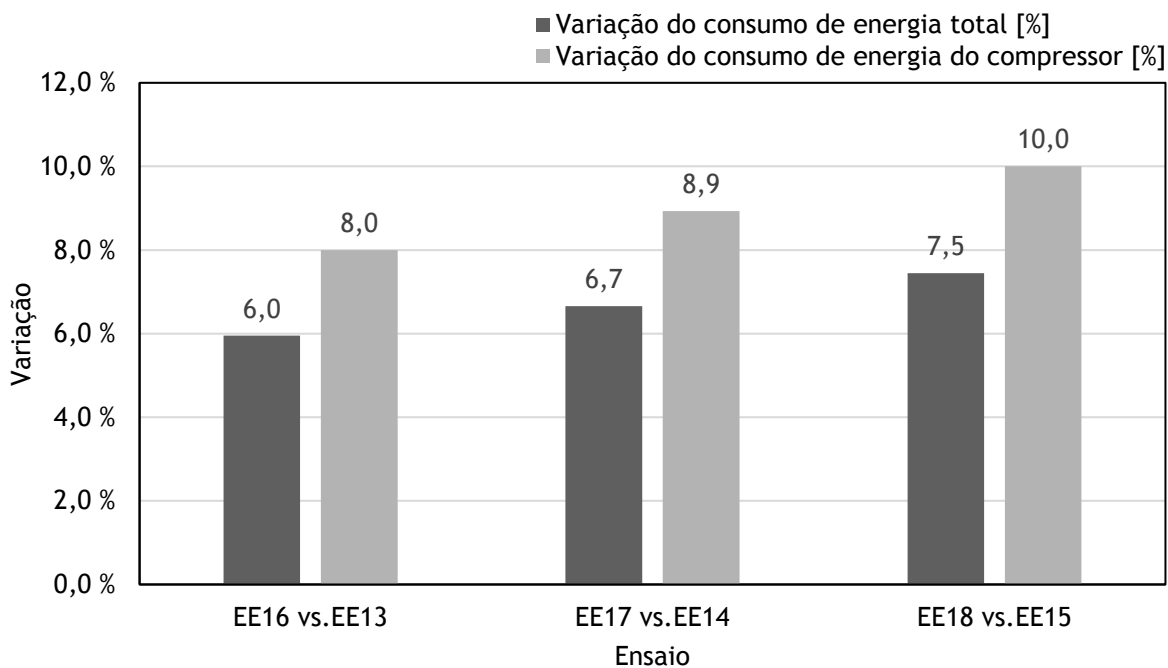


Fig. 92 - Influência da condição ambiente interno no consumo de energia nos ensaios experimentais EE13 a EE18.

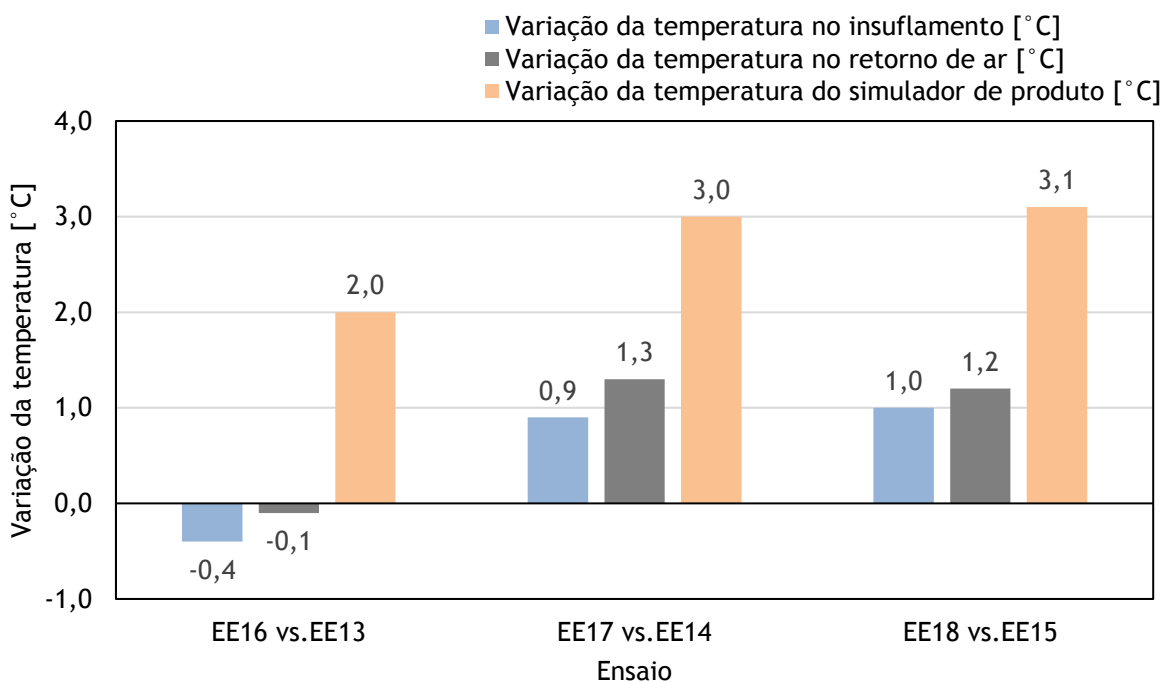


Fig. 93 - Influência da condição ambiente interno na variação das temperaturas nos ensaios experimentais EE13 a EE18.

Em geral, a temperatura média na grelha de descarga de ar,  $T_{Ins}$ , e de retorno de ar,  $T_{Ret}$ , aumentam aproximadamente  $1,0\text{ }^{\circ}\text{C}$  com o incremento de temperatura e humidade do ar ambiente. Porém, a comparação entre os ensaios experimentais EE13 vs. EE16 mostra resultados diferentes, devido ao maior número de paragens do compressor que ocorrem no EE13 (ver Fig. 86). Mesmo com os valores da temperatura média do ar inferiores, a influência da condição climática faz com que a temperatura do produto de referência no EE16 seja  $2,0\text{ }^{\circ}\text{C}$  mais elevada do que no EE13. Nas restantes comparações, a temperatura do simulador de produto de referência aumenta  $3,0\text{ }^{\circ}\text{C}$  devido à mudança climática do ambiente interno.

#### **4.2.5.2. Condição do ambiente externo**

Com o aumento da temperatura do ar do ambiente externo que realiza troca térmica com a água de condensação dos equipamentos, tem-se, por consequência, aumento na temperatura da água e na temperatura de condensação dos equipamentos. Deste modo, o desempenho global do expositor de congelação fechado diminui. A influência do incremento de temperatura do ar ambiente externo para  $35\text{ }^{\circ}\text{C}$  com relação a temperatura de  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$  é obtida pela comparação dos ensaios experimentais EE14 vs. EE13 (Classe climática n.º 3) e EE17 vs. EE16 (Classe climática n.º 6) e o impacto do incremento da temperatura do ar ambiente externo para  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$  com relação a temperatura de  $35\text{ }^{\circ}\text{C}$  é obtido pela comparação dos ensaios experimentais EE15 vs. EE14 (Classe climática n.º 3) e EE18 vs. EE17 (Classe climática n.º 6), conforme exposto na Fig. 94 e na Fig. 95. No Anexo A é apresentada a Tabela A.21 com os resultados detalhados.

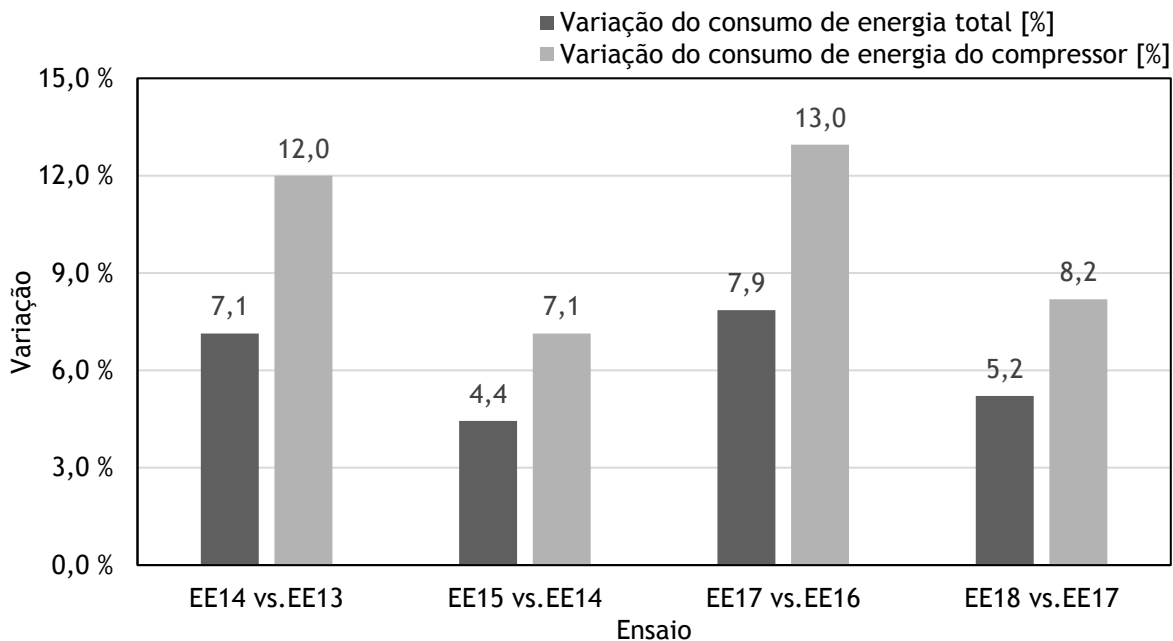


Fig. 94 - Influência da condição do ambiente externo no consumo de energia nos ensaios experimentais EE13 a EE18.

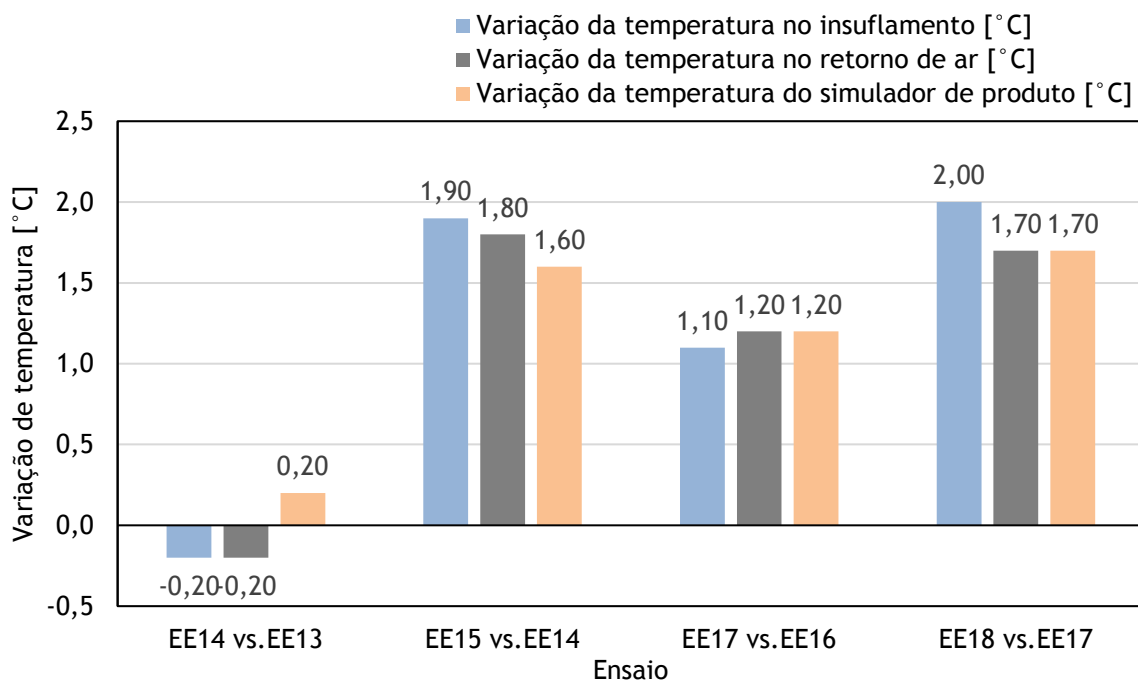


Fig. 95 - Influência da condição do ambiente externo na variação das temperaturas nos ensaios experimentais EE13 a EE18.

O consumo de energia total do expositor aumenta de 7 a 8% quando a temperatura média de condensação aumenta de 40 °C para 45 °C e aumenta de 4 a 5%, quando a temperatura média de condensação sobe de 45 °C para 50 °C. O incremento maior no consumo de energia quando a temperatura média de condensação incrementa de 40 °C para 45 °C, deve-se ao facto de que quando a temperatura média de condensação é de 40 °C, o compressor pára de funcionar frequentemente, uma vez que atinge a temperatura mínima admissível no canal de insuflação de ar. Devido a esses diversos momentos de paragem, o consumo de energia é consideravelmente menor do que nas outras condições, tanto para o EE13 como para o EE16. Esta mesma conclusão é atingida ao analisar apenas o consumo de energia do compressor que aumenta de 12 a 13% quando a temperatura média de condensação aumenta de 40 °C para 45 °C e aumenta de 7 a 8% quando a temperatura média de condensação aumenta de 45 °C para 50 °C. Em geral, a temperatura média na grelha de descarga de ar,  $T_{Ins}$ , e de retorno de ar,  $T_{Ret}$ , aumentam de 1,0 a 2,0 °C com o incremento de temperatura média de condensação. Porém, a comparação entre os ensaios experimentais EE13 vs. EE14 mostra um resultado diferente, devido ao maior número de paragens do compressor que ocorrem no EE13 (ver Fig. 86). Devido aos valores inferiores de temperaturas médias do ar, o produto de referência no EE14 é apenas 0,2 °C mais quente do que no EE13. Nas restantes comparações, a temperatura do simulador de produto de referência aumenta até 1,7 °C devido à mudança climática do ambiente externo.

### 4.3. Nota conclusiva

Os ensaios experimentais em equipamentos abertos quantificaram, em função da alteração da classe climática n.º 3 para n.º 6 na qual o expositor está inserido, as diferentes regulações necessárias num equipamento de refrigeração de modo a manter a temperatura de conservação dos produtos dentro dos limites pré estabelecidos pela norma ISO 23953 para conservação de produtos cárneos. Também foi verificada a influência do clima na redução do caudal de ar (-66%) e concluído que a componente latente da carga térmica aumenta 47% e representa 41% da carga térmica total do expositor refrigerado aberto no ambiente mais adverso.

De forma a diminuir a formação de gelo (-18%), foram projetados evaporadores com espaçamento entre alhetas não-uniformes. Porém, a diminuição do tempo de

residência entre o ar e as alhetas prejudicou a permuta térmica e conseqüentemente a temperatura do espaço refrigerado. Conclui-se que evaporadores com espaçamento não uniforme entre as alhetas conseguem reduzir a formação de gelo, porém necessitam de maior área de permuta térmica por forma a manter as temperaturas dos produtos.

A carga térmica latente em nada contribui para a refrigeração dos produtos, é energia desperdiçada, e por isso, foram desenvolvidas portas de vidro para este tipo de equipamento por forma a minimizar o impacto da influência do clima exterior no desempenho global de equipamentos de refrigeração. A partir dos resultados obtidos, o uso das portas em climas adversos demonstra ser a solução ideal para esta aplicação, devido à diminuição da carga latente (-90%) e à redução na temperaturas dos simuladores de produtos (-1,5 °C) e redução de carga térmica (-75%).

Equipamentos com máquina incorporada têm o seu desempenho diretamente relacionado com a temperatura média do ar ambiente externo responsável pela condensação do fluido refrigerante. Por isso, um equipamento de congelação vertical fechado com portas de vidro , com compressor incorporado ao móvel e condensação a água foi analisado sob os aspectos da influência das classes climáticas e do ar ambiente externo. A necessidade deste tipo de equipamento advém da existência de pequenas lojas, de reduzidas dimensões, com pé direito muito baixo, sem sistema de condicionamento de ar e com ausência de espaço físico para a colocação de um rack de refrigeração remoto e, pelo apelo à utilização de cada vez menores quantidades fluido refrigerante, com o objetivo de obter instalações mais sustentáveis e menos agressivas ao meio ambiente. Ao manter a temperatura média de condensação do fluido refrigerante constante em 50 °C, o consumo de energia do compressor aumenta (+10%) quando a classe climática é alterada da n.º 3 para n.º 6 e a temperatura dos produtos aumenta (+3,0 °C).

## 5. Conclusões

### 5.1. Conclusões gerais

O presente trabalho combina testes experimentais em expositores refrigerados verticais abertos e fechados, com o objetivo de mensurar o impacto de climas tropicais no seu desempenho global. São realizadas análises por via experimental da influência das condições ambientais na condensação e congelação da água na superfície dos evaporadores de expositores abertos, bem como na temperatura de conservação dos produtos, na carga térmica e nas diferentes formas construtivas de evaporadores. São também realizados ensaios experimentais em expositores refrigerados verticais fechados com portas para proceder à análise sob o aspeto da condição climática juntamente com a influência das frestas entre portas e do método construtivo dos motores dos ventiladores. Por último, ensaios experimentais em expositores de baixa temperatura fechados com portas e com máquina incorporada objetivaram mensurar o impacto dos ambientes interno e externo no seu desempenho global.

Neste capítulo são apresentadas as contribuições dos estudos experimentais com o objetivo de nortear futuros desenvolvimentos da indústria em aplicações que não são padronizadas mundialmente como ideais para o uso de expositores refrigerados e, também, algumas sugestões para trabalhos futuros.

#### 5.1.1. Conclusões das análises experimentais em expositores refrigerados verticais abertos

Os estudos experimentais conduzidos ao longo do plano de trabalhos teve o objetivo de adquirir dados relevantes que, interpretados, conduzem a informações

conclusivas que auxiliaram na percepção dos fenômenos físicos que ocorrem em expositores refrigerados abertos ao ambiente:

- 1) Para assegurar uma temperatura do ar de conservação dentro da gama de valores que assegura a qualidade e segurança alimentar dos produtos em diferentes condições climáticas é necessário reduzir a temperatura média do ar à saída do evaporador em aproximadamente  $0,5\text{ °C}$  de forma a controlar o grau de proteção que a cortina de ar fornece, ou seja, é necessário realizar uma regulação diferenciada por forma a reduzir o grau de sobreaquecimento do fluido refrigerante de  $10,0\text{ °C}$  para  $3,5\text{ °C}$ , de modo a controlar a capacidade de refrigeração do evaporador.
- 2) Ao passar a classe climática n.º 3 ( $T_A = 25\text{ °C}$ ;  $\phi_A = 60\%$ ) para a classe climática n.º 6 ( $T_A = 27\text{ °C}$ ;  $\phi_A = 70\%$ ), ocorre um aumento de  $22,92\text{ kg}/24\text{h}$  (+47%) na massa total de água condensada entre as alhetas do evaporador.
- 3) A formação de gelo afeta significativamente a distribuição de ar no evaporador devido à sua formação irregular nas alhetas nas duas classes climáticas testadas, porém de forma mais acentuada na classe climática n.º 6. Na classe climática n.º 3, após a descongelação, cada um dos VC's possui de 18 a 23% do ar circulante total e antes da descongelação de 14 a 26%. Na classe climática n.º 6, após a descongelação, cada um dos VC's possui de 18 a 22% do ar circulante total e antes da descongelação de 7 a 29%.
- 4) A quantidade de ar circulante no expositor refrigerado diminui ao longo do tempo devido à redução da área livre para caudal do ar. Ocorre uma redução de  $332\text{ m}^3/\text{h}$  (-33%) na classe climática n.º 3 e uma redução de  $572\text{ m}^3/\text{h}$  (-66%) na classe climática n.º 6, com conseqüente aumento da perda de pressão de 5 Pa e na classe climática n.º 3 e de 8 Pa na classe climática n.º 6.
- 5) A redução no caudal de ar não possui um comportamento linear, portanto, o crescimento de gelo só é prejudicial a partir do momento em que a redução no caudal de ar é afetada significativamente. Quanto mais elevados forem a temperatura e humidade do ar ambiente, mais rápido ocorre a redução do caudal de ar.
- 6) Com o evaporador isento de gelo, a eficiência na troca térmica é máxima e, conseqüentemente também da cortina de ar, ou seja, é o momento em que a diferença entre as temperaturas médias à entrada e saída do evaporador é mínima. Na classe climática n.º 3, a diferença mínima (após descongelação) entre essas temperaturas é de  $6,7\text{ °C}$  e a diferença máxima (antes da descongelação) é de  $7,4\text{ °C}$ . Na classe climática n.º 6, a diferença mínima (após descongelação) entre

essas temperaturas é de 7,5 °C e a diferença máxima (antes da descongelação) é de 9,0 °C.

- 7) A diminuição na capacidade térmica durante o período de operação deve-se principalmente a redução do caudal de ar.
- 8) Os testes experimentais na classe climática n.º 3 e na classe climática n.º 6 mostraram que o ambiente onde se encontra instalado o equipamento de refrigeração afeta significativamente o seu consumo de energia. A carga térmica total aumenta à medida que o clima se torna mais adverso e o aumento na carga latente de 1,60 para 2,33 kW (+46%) é maior que o aumento na carga sensível de 3,02 kW para 3,33 kW (+10%). O aumento na carga térmica total é de 4,62 kW para 5,66 kW (+25%).
- 9) A carga térmica latente representa de 35 a 41% da carga térmica total, ou seja, é energia gasta na condensação de vapor de água e posterior congelação da água que em nada contribuem para manutenção do espaço refrigerado e conservação do produto. É energia desperdiçada.
- 10) As cargas térmicas devido ao arrefecimento da água e do gelo não possuem valores significativos, i.e., correspondem a valores inferiores a 15 W e representam menos de 0,3% da carga térmica total do equipamento.
- 11) Evaporadores com passo não-uniforme das alhetas, i.e., 7,5 e 15,0 mm com a mesma área de troca térmica de alhetas, porém com concentração maior de alhetas em uma das metades do evaporador, não propiciaram resultados adequados à conservação dos produtos. A concentração de alhetas em metade da área de tubos não propicia uma permuta térmica eficiente devido à diminuição do tempo de residência entre o ar e as alhetas, aumentando a temperatura média de saída do ar do evaporador em 0,7 °C, e reduzindo a carga térmica até +14% e, pelo que, a temperatura de exposição dos produtos será prejudicada.
- 12) A maior concentração de alhetas na região de entrada do ar propicia uma menor quantidade de gelo (-18%) e maior quantidade de escoamento de água (+250%), realizando o papel de desumidificar sem congelar, porém, na outra metade, com concentração menor de alhetas não ocorreu o arrefecimento do ar até a temperatura média desejada (+0,6 °C), por isso, a carga térmica é inferior. Dessa forma, a solução para desumidificar sem congelar e atingir as temperaturas médias desejadas consiste em aumentar a área de troca térmica do evaporador ou reduzir a velocidade de passagem do ar com intuito de atingir as temperaturas médias de ar arrefecido desejadas garantindo a permuta térmica adequada. A redução da velocidade do ar ao passar pelo evaporador não pode ser obtida por meio da redução do caudal total

de ar uma vez que acarretaria a formação de uma cortina de ar frágil sem capacidade de conter a entrada de ar ambiente externo. Assim, deve-se projetar um evaporador com área de seção maior de maneira a reduzir a velocidade de passagem apenas na região desejada sem afetar o caudal total circulante.

- 13) A maior concentração de alhetas na região de saída de ar faz com que ocorra a maior quantidade de água condensada total (+2%), ou seja, é a situação de pior desempenho dentre as experimentadas, visto que a carga de calor latente não é desejada em expositores refrigerados.

### **5.1.2. Conclusões das análises experimentais em expositores refrigerados verticais fechados de média temperatura**

Os estudos experimentais conduzidos com o intuito de interpretar os fenômenos físicos que ocorrem em expositores refrigerados verticais fechados de média temperatura permitem concluir que:

- 1) O desempenho global de expositores refrigerados fechados é afetado pela condição do ar ambiente no qual está inserido, frestas entre portas e o tipo de motor dos ventiladores.
- 2) A massa de água drenada sobe significativamente quando ocorre a alteração da classe climática n.º 3 para a classe climática n.º 6 e pode atingir um acréscimo de 45% aquando da existência de portas de vidro com frestas.
- 3) A carga térmica total aumenta 11% quando a classe climática se altera da n.º 3 para a n.º 6 no teste experimental no expositor refrigerado fechado com fresta entre portas. No caso da estanquidade ser garantida, i.e., sem frestas entre as portas, o aumento da carga térmica total é de 9%.
- 4) Na condição climática n.º 3, a existência de fresta entre portas aumenta a carga térmica total em 8% e a massa de água em 31%. Sob a condição climática n.º 6, a existência de fresta entre portas aumenta a carga térmica total em 10% e a massa de água em 35%.
- 5) Os valores do fator de interação térmica (TEF) são maiores quando a entalpia do ar ambiente é mais alta e é fortemente afetado pelas frestas. A diferença de pressão entre o volume interno do equipamento e o ambiente externo é maior quando as diferenças de temperatura entre eles é maior, assim, a infiltração de ar pelas frestas

existentes nas portas é mais intensa na classe climática n.º 6, aumentando o TEF em 48% quando comparados os ensaios com e sem frestas. Na classe climática n.º 3, o aumento do TEF é de até 37% .

- 6) A carga térmica do expositor refrigerado com motores eletromagnéticos dos ventiladores (VEM) é 4% maior do que a carga térmica com do mesmo expositor no qual foram instalados motores eletrônicos dos ventiladores (VEC). Em média, cada VEC reduz em 16 W a potência térmica total do equipamento.
- 7) Os VEC dissipam menos calor nas superfícies do evaporador, pelo que, ocorre uma maior condensação e congelação de água. A dissipação de calor dos VEM é responsável por diminuir a condensação e congelação de água nas alhetas do evaporador em 11% na classe climática n.º 3 e 9% na classe climática n.º 6, reduzindo o caudal de ar e aumentando o TEF em 14 a 11%, respectivamente. Portanto a geração de calor dos motores tem maior impacto quando o ambiente é mais ameno.
- 8) O produto exposto mais quente será o mais frio quando a condição climática é menos agressiva, não existão frestas entre portas e num expositor refrigerado fazendo uso de motores eletrônicos dos ventiladores. Porém, o uso dos VEC em condições climáticas agressivas deve ser analisado cuidadosamente (EE11) uma vez que existe a possibilidade de aumento da temperatura dos produtos (+0,6 °C), e consequente redução na qualidade de conservação dos produtos, devido à redução no caudal de ar circulante no expositor.

### **5.1.3. Conclusões da comparação entre expositores refrigerados verticais abertos e fechados de média temperatura**

A comparação entre expositores verticais abertos e fechados de média temperatura operando em climas tropicais realizada por meio de ensaios experimentais, tem como intuito quantificar os impactos no desempenho global desses expositores:

- 1) Para suplantar as cargas térmicas existentes, a área de permuta térmica de alhetas do evaporador para expositores fechados é 62% inferior, com 67% menos tubos, do que a área de permuta térmica de expositores abertos.
- 2) Expositores refrigerados fechados, projetados para operar em climas tropicais, possuem aquecimento nas portas por forma a evitar a condensação nas molduras dos

vidros. Com esta solução, o consumo direto é 41 W por metro superior quando comparados com o dos expositores abertos.

- 3) A temperatura dos produtos em expositores refrigerados fechados é inferior em aproximadamente 1,5 °C, porém, ocorre maior oscilação de temperatura devido à abertura das portas.
- 4) As portas têm a função principal de proteger a entrada de ar quente e húmido para o interior do espaço refrigerado e, esse benefício fica comprovado na quantidade de água drenada nos testes, atingindo um valor até 90% inferior do que em expositores sem portas. Nos testes sem fresta entre as portas a quantidade de água drenada reduz 16,50 kg/24h na classe climática n.º 3 e 24,00 kg/24h na classe climática n.º 6.
- 5) A diminuição de 90% na carga térmica latente é o principal fator responsável pela melhoria de eficiência devido ao uso das portas, uma vez que é a parcela da carga térmica responsável por 40% da carga térmica total em expositores abertos ao ambiente.
- 6) A mínima redução da carga térmica, entre os ensaios realizados, chegou a 75%, que corresponde a um valor absoluto de 1230 W de redução da potência térmica a cada metro de expositor.
- 7) Mesmo com o aumento na potência elétrica direta de 41 W por metro de expositor, a redução de potência térmica de 1230 W por metro, resultará numa economia de consumo de energia dos compressores que é favorável ao uso dos expositores refrigerados com portas, considerando a eficiência energética, temperatura dos produtos, e consequentemente qualidade e segurança alimentar.

### **5.1.4. Conclusões das análises experimentais em expositores de congelação verticais fechados**

A percepção dos fenómenos físicos que ocorrem em expositores de congelação fechados ao ambiente e com máquina incorporada foi possível devido aos estudos experimentais conduzidos ao longo do plano de trabalhos que reverteram nas seguintes informações conclusivas:

- 1) A mudança da classe climática aumenta a quantidade diária de descongelações de uma para duas devido ao incremento de temperatura e humidade do ar ambiente.

- 2) Devido à necessidade do equipamento operar adequadamente em condições climáticas muito diferentes entre si, isto é, do ambiente interno (classe climática n.º 3 e classe climática n.º 6) ou do ambiente externo (30, 35 ou 40 °C), o compressor que atende a situação mais adversa (classe climática n.º 6,  $T_{Cond}=50$  °C) aumenta a sua capacidade de refrigeração quando opera na situação mais amena (classe climática n.º 3,  $T_{Cond}=40$  °C) e, conseqüentemente, ocorrem paragens e partidas de funcionamento do equipamento com elevada frequência. A fim de garantir a integridade do equipamento, é necessário limitar a quantidade de ciclos por hora do compressor por meio de um controlador com temporizador de funcionamento.
- 3) Ao manter a temperatura média do ambiente externo constante e, por consequência, também a temperatura média de condensação, ao alterar a classe climática n.º 3 para n.º 6, o consumo de energia do compressor aumenta de 84 para 89 kW (+8%) com  $T_{Cond}=40$  °C, de 90 para 96 kW (+9%) com  $T_{Cond}=45$  °C e de 94 para 101 kW (+10%) com  $T_{Cond}=50$  °C, respetivamente.
- 4) Com a temperatura média do ar ambiente externo constante, ao ser alterada a classe climática n.º 3 para n.º 6, a temperatura dos produtos aumenta 2,0 °C quando a temperatura média de condensação é de 40 °C e 3,0 °C quando a temperatura média de condensação é de 45 °C e 50 °C. O aumento menor de 2,0 °C é decorrente do maior número de paragens e partidas do compressor quando a classe climática é a n.º 3 e a temperatura média de condensação é de 40 °C. O excessivo número de paragens e partidas desestabiliza as temperaturas internas e, por isso, a influência da classe climática também é minimizada.
- 5) Ao manter a temperatura média do ar ambiente interno constante e aumentar as temperaturas médias do ar ambiente externo e de condensação, o consumo de energia do compressor aumenta 13% quando a temperatura média de condensação aumenta de 40 para 45 °C e 8% quando a temperatura média de condensação aumenta de 45 °C para 50 °C, respetivamente. Esta diferença decorre do maior número de paragens e partidas do compressor quando a classe climática é a n.º 3 e a temperatura média de condensação é de 40 °C. Esta condição de funcionamento reduz o consumo de energia final, uma vez que o período de tempo em que o compressor se encontra desligado é maior. Portanto, à medida que a temperatura de condensação aumenta, o consumo de energia também aumenta.
- 6) Na classe climática n.º 3, a temperatura dos produtos aumenta 0,2 °C quando a temperatura média de condensação aumenta de 40 °C para 45 °C e 1,6 °C com o

aumento da temperatura média de condensação de 45 °C para 50 °C. O aumento de apenas 0,2 °C é decorrente do maior número de paragens e partidas do compressor quando a temperatura média de condensação é de 40 °C, o que desestabiliza as temperaturas internas e, por isso, a influência da temperatura média de condensação mais alta é minimizada.

Em conclusão, o presente estudo mostra a grande dependência dos processos de interação térmica e mássica, nos equipamentos expositores refrigerados e de congelação verticais, abertos e fechados, às variações das condições do ar ambiente, seja do interior do estabelecimento ou do exterior. Da análise dos ensaios experimentais, evidencia-se que a alteração climática a partir do incremento de temperatura e humidade do ar impacta de maneira extremamente negativa o desempenho global de expositores refrigerados abertos, podendo prejudicar a conservação dos alimentos se as providências de uma nova regulação dos parâmetros de funcionamento não forem realizadas. Esse efeito negativo é minimizado com o uso de portas nos expositores, onde outros fatores passam a ter relevância tais como a existência de frestas entre as portas e a dissipação de calor do(s) motor(es) do(s) ventilador(es). Portanto, tecnologicamente, o uso das portas é extremamente recomendado quando a operação do equipamento se dará em climas tropicais e, devido a possuir uma relação de custo benefício aceitável, inúmeros estabelecimentos comerciais investem no reacondicionamento (*retrofit*) dos seus equipamentos, ou seja, instalam as portas em equipamentos que são originalmente abertos. No entanto, a operação de reacondicionamento não consiste no facto de apenas instalar as portas nos equipamentos, diversos fatores devem ser levados em consideração com intuito de que não ocorram maiores problemas, a jusante:

- A diferença de tamanho no evaporador deve ser levada em consideração, neste caso, um aumento da temperatura de evaporação pode levar a uma economia mais acentuada;
- O conjunto de ventiladores e hélices também deve ser avaliado a fim de fornecer a redução de caudal de ar adequada, de outra maneira, podem vir a ocorrer sudação nas portas de vidro;
- Redimensionemto e nova regulação do dispositivo de expansão será necessária;

- O aumento da carga elétrica devido à incorporação das portas não é desprezível e, portanto, uma análise do circuito elétrico e seus custos (disjuntores, bitolas de cabos) deve ser realizado previamente.
- A redução na carga térmica pode levar a problemas no arrasto de óleo aos compressores devido ao diâmetro da tubulação original, por isso recomenda-se cuidado e observação no nível de óleo dos compressores após recondicionamento.
- A redução de carga térmica é substancial e os compressores originais passarão a ser sobredimensionados para a aplicação, dessa forma, o uso de conversores de frequência por forma a controlar a capacidade dos dispositivos será essencial.

Os equipamentos de refrigeração com compressor incorporado são mais suscetíveis à variação climática do ambiente externo e, no caso da aplicação em locais com elevada amplitude climática, é necessário levar em consideração a necessidade de maiores folgas de dimensionamento nos componentes a fim de atender todas as situações de operação. Por isso, é essencial que a concepção e projeto dos equipamentos e dos sistemas de refrigeração dos espaços onde são instalados, tenham em consideração a variação destes parâmetros com o objetivo de prever os momentos críticos e, por consequência, melhorar o desempenho global dos equipamentos e garantir uma maior segurança alimentar.

Nesta perspectiva, o projeto de expositores refrigerados poderá apoiar-se na base sólida de conhecimento exposta através dos resultados dos 18 ensaios experimentais aqui apresentados, permitindo recomendar diversas condições que beneficiam o seu desempenho em condições de elevada temperatura e humidade relativa do ar ambiente que circunda o equipamento. É possível desenvolver novas formas de controlo, regulação e comando baseadas nas variações das grandezas físicas envolvidas em cada uma das condições de clima experimentadas. Os resultados experimentais determinam as características do escoamento e dos fenómenos de transferência de calor e de massa no interior destes equipamentos bem como o consumo de energia, podendo assim serem mensuradas as evoluções espacial e temporal das grandezas físicas, que são de extrema valia a fabricantes de expositores refrigerados durante a instalação e regulação destes equipamentos em regiões de clima tropical. Isto é, de forma a garantir o funcionamento adequado do equipamento, que garantirá qualidade de temperatura aos produtos expostos, em condições climáticas que ultrapassam o limite definido mundialmente como

padrão para homologação de expositores refrigerados, que são comumente encontrados em países de clima tropical.

## **5.2. Sugestões de trabalhos futuros**

Os estudos experimentais conduzidos ao longo do plano de trabalhos são importantes e relevantes, porém não representam todas as análises possíveis relacionadas com a aplicação dos equipamentos em climas tropicais, sendo possível assim, delinear direções de trabalhos futuros de relevância baseados nos resultados e conclusões expostos no âmbito desta tese.

- 1) Estudar experimentalmente a influência de evaporadores com alhetas perfuradas para promover turbulência ao fluxo de ar e conseqüentemente avaliar as diferenças na permuta térmica, perda de pressão do ar e quantidade de água e gelo formadas. Analisar a influência de diferentes geometrias de perfurações, tais como, circular, triangular, oval, quadrada, retangular.
- 2) Avaliar o tempo de residência do ar no evaporador com espaçamento não uniforme de alhetas, pelo aumento do comprimento útil de passagem do ar ou pela redução da velocidade, por forma a manter a permuta térmica necessária à manutenção das temperaturas adequadas no espaço refrigerado. Incluir na análise a diferença entre os tempos dos períodos de operação entre descongelações e quantificar a quantidade de água formada nos evaporadores.
- 3) Análise experimental e modelação numérica da formação de gelo em evaporadores aplicados a expositores refrigerados. Avaliar a formação e crescimento do gelo de forma mais detalhada no que diz respeito a sua morfologia, padrão exponencial de crescimento dos cristais, identificação das regiões mais propícias à sua cristalização e crescimento, identificação da espessura crítica da camada de gelo em função do espaçamento entre alhetas e da redução do caudal de ar.
- 4) Ensaiar experimentalmente formas inteligentes de regulação, controlo e comando mais responsivas às condições do ar ambiente, por forma a identificar pontos que podem minimizar a influência da humidade do ar no desempenho dos equipamentos refrigerados, tais como, alteração da velocidade de rotação dos ventiladores de modo

a compensar a perda de pressão gerada pelo gelo nas alhetas e identificar o momento exato em que a descongelação é necessária, ou seja, realizar as descongelações sob “procura” e não por tempo.

- 5) Em expositores com compressor acoplado e condensação a água que devem operar sob climas tropicais e com elevada amplitude térmica, estudar a influência de um conversor de frequência no consumo de energia, por forma a controlar a capacidade do compressor nos momentos de baixa exigência e, assim, identificar uma forma de controlo inteligente na temperatura da água, de modo a sempre utilizá-la na temperatura mais baixa possível sem riscos de avaria nos compressores devido a excesso de paragens e partidas por temperatura.
- 6) Análise experimental comparativa detalhada de equipamentos abertos e fechados de refrigeração com unidade de condensação incorporada a água destinados à conservação dos mesmos produtos. Detalhar as diferenças no dimensionamento dos componentes devido ao incremento das portas que minimizam a influência do ambiente que circunda o equipamento.
- 7) Modelação numérica dos estudos experimentais dos diferentes expositores apresentados neste trabalho para avaliação de detalhes do escoamento do ar e transferência de calor não verificáveis na via experimental.
- 8) Modelação numérica do processo de abertura e fecho das portas dos equipamentos de refrigeração para avaliação do impacto de diferentes padrões e frequência de abertura das portas no desempenho térmico e eficiência energética. Identificação da frequência de abertura que prejudicará a conservação dos produtos expostos, i.e., a partir da qual será recomendada a utilização de equipamentos refrigerados abertos ao ar ambiente em detrimento do consumo de energia.
- 9) Condução dos estudos experimentais em outras tipologias de equipamentos de refrigeração, como sejam, os expositores semi-verticais de 2 ou 3 prateleiras abertos e fechados ao ar ambiente, que possuem também um desempenho térmico e eficiência energética muito suscetível às condições de ar ambiente e as vitrines, que pela área envidraçada de exposição, sofrem influência do clima principalmente no que diz respeito à sudação das superfícies envidraçadas.



## Referências Bibliográficas

- [1] ABNT NBR 15371 (2006). Evaporadores do tipo circulação forçada para refrigeração - Especificação, requisitos de desempenho e identificação. *Associação Brasileira de Normas Técnicas*.
- [2] Abu Madi, M., Johns, R.A., Heikal, M.R. (1998). Performance characteristics correlation for round tube and plate finned heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 13(7), 507-517.
- [3] Aljuwayhel, N.F., Reindl, D.T., Klein, S.A., Nellis G.F. (2007). Comparison of parallel- and counter-flow circuiting in an industrial evaporator under frosting conditions. *International Journal of Refrigeration* 30(8), 1347-1357.
- [4] Aljuwayhel, N.F., Reindl, D.T., Klein, S.A., Nellis G.F. (2008). Experimental investigation of the performance of industrial evaporator coils operating under frosting conditions. *International Journal of Refrigeration* 31(1), 98-106.
- [5] Amer, M., Wang, C. (2017). Review of desfrsting methods. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 73, 53-74.
- [6] ANSI/ASHRAE Standard 72 (2014). Method os testing commercial refrigerators and freezers. *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*.
- [7] ASHRAE (2010). ASHRAE Handbook: Refrigeration. *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*.
- [8] Barbosa Jr, J.R., Melo, C., Hermes, C.J.L., Waltrich, P.J. (2009). A study of the air side heat transfer and pressure drop characteristics of tube-fin 'no-frost' evaporators. *Applied Energy* 86(9), 1484-1491.

- [9] Bullard, C., Chandrasekharan, R. (2004). Analysis of design tradeoffs for display case evaporators. *Final Report, University of Illinois at Urbana-Champaign, Air Conditioning and Refrigeration Center.*
- [10] Cao, Z., Gu, B. Mills, G., Han, H. (2010). A novel strategy for predicting the performance of open vertical refrigerated display cabinets based on the MTF model and ASVM algorithm. *International Journal of Refrigeration* 33(7), 1413-1424.
- [11] Cao, Z., Gu, B. Mills, G., Han, H. (2010). Application of an effective strategy for optimizing the design of air curtains for open vertical refrigerated display case. *International Journal of Thermal Sciences* 49(6), 976-983.
- [12] Cao, Z., Gu, G., Han, H. (2011). A novel optimization strategy for the design of air curtains for open vertical refrigerated display cases. *Applied Thermal Engineering* 31(16), 3098-3105.
- [13] Chandrasekharan, R., Verma. P., Bullard, C.W. (2006). Development of a design tool for display case evaporators. *International Journal of Refrigeration* 29(5), 823-832.
- [14] Chen, Y.G., Yuan, X.L. (2005). Simulation of a cavity insulated by a vertical single band cold air curtain. *Energy Conversion and Management* 46(11-12), 1745-1756.
- [15] Chen, Y.G. (2009). Parametric evaluation of refrigerated air curtains for thermal insulation. *International Journal of Thermal Sciences* 48(10), 1988-1996.
- [16] Chen, Y.G., Xia, D.H. (2011). The flow characteristics analyses of refrigerated air curtains in multi-deck display cabinets. *23<sup>rd</sup> International Congress of Refrigeration, Prague, Czech Republic.*
- [17] Corrêa, J.E., (2010). Refrigeração e climatização. *Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Pará.*
- [18] BLS (2016). Consumer price index - December 2015. USDL-16-0109. U.S. Bureau of Labor Statistics (BLS). United States Department of Labor. January 20, 2016. Retrieved from: <http://www.bls.gov/cpi/>. [Accessed: 20/05/16]
- [19] Da Silva, D.L., Hermes, C.J.L., Melo, C. (2011). First-principles simulation of frost accumulation on fan-supplied tube-fin evaporators. *23<sup>rd</sup> International Congress of Refrigeration, Prague, Czech Republic.*

- [20] Da Silva, D.L., Melo, C., Hermes, C.J.L. (2017). Effect of frost morphology on the thermal-hydraulic performance of fan-supplied tube-fin evaporators. *Applied Thermal Engineering* 111, 1060-1068.
- [21] DuPont (2005). Thermodynamic properties of DuPont Freon 22 (R22) Refrigerant. Retrieved from [http://www.academia.edu/6975119/Thermodynamic\\_Properties\\_of\\_DuPont\\_Freon\\_22\\_R-22\\_Refrigerant](http://www.academia.edu/6975119/Thermodynamic_Properties_of_DuPont_Freon_22_R-22_Refrigerant).
- [22] Evans, J.(2014). Are doors on fridges the best environmental solutions for the retail sector? *London Chamber of Commerce and Industry*, London, England.
- [23] Faramarzi, R. (1999). Efficient display case refrigeration. *Ashrae Journal* 41(11), 46-52.
- [24] Faramarzi, R.T., Coburn, B.A., Sarhadian R. (2002). Performance and energy impact of installing glass doors on an open vertical deli/dairy display case. *Ashrae Transactions* 108, 673-679.
- [25] Ferraz, F., Gomes, M. (2008). O histórico da refrigeração, fluidos refrigerantes, ozônio/processo de formação/destruição, sistemas de refrigeração, componentes de um sistema de refrigeração. *Departamento de Eletromecânica*, Centro Federal de Educação Tecnológica da Bahia.
- [26] FMI (2015). Supermarket sales by department (2015). Food Marketing Institute (FMI). Retrieved from <http://www.fmi.org/research-resources/supermarket-facts>. (Accessed: 09/12/15)
- [27] Frickie, B., Becker, B. (2010). Doored display cases. *ASHRAE Journal* 52(9), 18-26.
- [28] GAS Research Institute (2000). Investigation of relative humidity impacts on the performance and energy use of refrigerated display cases. *Final Report*.
- [29] Gaspar, P.D., Pitarma, R.A., Gonçalves, L.C.C. (2007). Estudo experimental do impacto da variação das condições do ar ambiente no desempenho global de expositores refrigerados abertos. *Engenharia 2007 - Inovação e Desenvolvimento*, Universidade da Beira Interior, Covilhã, Portugal.

- [30] Gaspar, P.D. (2008). Optimização do desempenho e da eficiência energética de equipamentos de refrigeração. *Tese de Doutoramento*, Departamento de Engenharia Electromecânica da Universidade da Beira Interior.
- [31] Gaspar, P.D., Gonçalves, L.C.C., Vogeli, A. (2009). Dependency of air curtain performance on discharge air velocity (grille and back panel) in open refrigerated display cabins. *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, Lake Buena Vista, Florida, U.S.A.
- [32] Gaspar, P.D., Gonçalves, L.C.C., Ge, X. (2010). CFD parametric study of ambient air velocity magnitude influence in thermal behaviour of open refrigerated display cabinets. *V European Conference on Computational Fluid Dynamics*, Lisbon, Portugal.
- [33] Gaspar, P.D., Gonçalves, L.C.C., Ge, X. (2010). Influence of ambient air velocity orientation in thermal behaviour of open refrigerated display cabinets. *ASME 10<sup>th</sup> Biennial Conference on Engineering Systems Desing and Analysis*, Istanbul, Turkey.
- [34] Gaspar, P.D., Gonçalves, L.C.C., Pitarma, R.A. (2010). Experimental analysis of the thermal entrainment factor of air curtains in vertical open display cabinets for different ambient air conditions. *Applied Thermal Engineering* 31(5), 961-969.
- [35] Gaspar, P.D., Gonçalves, L.C.C., Pitarma, R.A. (2011). Análise Experimental da estabilidade de cortinas de ar de equipamentos de refrigeração para diferentes condições do ar ambiente. *International Conference on Engineering*, Universidade of Beira Interior, Covilhã, Portugal.
- [36] Gaspar, P.D., Silva P.D. (2015). Handbook of research on advances and applications in refrigeration systems and technologies. IGI Global.
- [37] Getu, H.M., Bansal, P.K. (2007). Modeling and performance analyses of evaporators in frozen-food supermarket display cabinets at low temperatures. *International Journal of Refrigeration* 30(7), 1227-1243.
- [38] Heidinger, G.G. , Nascimento, S.M., Gaspar, P.D. (2013). Impact of environmental conditions on the performance of open multideck display case evaporators. *2<sup>nd</sup> IIR International Sustainability and the Cold Chain Conference*, Paris, France.
- [39] Heidinger, G.G. , Nascimento, S.M., Gaspar, P.D., Silva, P.D. (2016). Relevant parameters on the energy efficiency of closed refrigerated multideck display cases.

*2nd International Conference on Energy Production and Management in the 21st Century (Energy Quest)*, Ancona, Italy.

- [40] Howell, R.H., Adams Jr, P.(1991). Effects of indoor space conditions on refrigerated display case performance. *ASHRAE 596-RP, Final Report*, University of South Florida.
- [41] Huzayyin, A.S., Nada S.A., Elattar H.F. (2007). Air side performance of a wavy finned-tube direct expansion cooling and dehumidifying air coil. *International Journal of Refrigeration* 30, 230-244.
- [42] Incropera, F.P., DeWitt, D.P. (2003). Fundamentos de transferência de calor e de massa. Rio de Janeiro, RJ. LTC - Livros Técnicos e Científicos.
- [43] ISO 23953-1 (2005). Refrigerated display cabinets - Part 1: Vocabulary. *International Organization for Standardization*.
- [44] ISO 23953-2 (2005). Refrigerated display cabinets - Part 2: Classification, requirements and test conditions. *International Organization for Standardization*.
- [45] Jacobi, A.M., Park, Y., Tafti, D., Zhang, X. (2001). An assessment of the state of the art, and potential design improvements, for flat-tube heat exchangers in air conditioning and refrigeration applications - Phase I. *Final Report*, Air-Conditioning and Refrigeration Technology Institute.
- [46] Kosar, D., Dumitrescu, O. (2005). Humidity Effects on Supermarket Refrigerated Case Energy Performance: A Database Review. *ASHRAE Transactions* 111(1), 1051-1060.
- [47] Knabben, F.T., Hermes, C.J.L., Melo, C. (2011). In-situ study of frosting and defrosting process in tube-fin evaporators of household refrigerating appliances. *International Journal of Refrigeration* 34, 2031-2041.
- [48] Kuvannarat, T., Wang, C.C., Wongwises, S. (2006). Effect of fin thickness on the air-side performance of wavy fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 49(15-16), 2587-2596.

- [49] Laguerre, O., Hoang, M.H., Flick, D. (2012). Heat transfer modelling in a refrigerated display cabinet: the influence of operating conditions. *Journal of Food Engineering* 108(2), 353-364.
- [50] Lenic, K., Trp, A., Frankovic, B. (2009). Transient two-dimensional model of frost formation on a fin-and-tube heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52(1-2), 22-32.
- [51] Liley, P.E. (2005). Thermophysical properties of ice/water/steam from -20°C to 50°C. *International Journal of Mechanical Engineering Education* 33(6), 45-50.
- [52] Lin, Y.T., Hwang, Y.M., Wang, C.C. (2002). Performance of the herringbone wavy fin under dehumidifying conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 45(25), 5035-5044.
- [53] Markusson C., Rolfsman L. (2013). Retrofitting an existing supermarket refrigeration system for higher energy efficiency. *2<sup>nd</sup> IIR International Conference on Sustainability and the Cold Chain*, Paris, France.
- [54] Matos, R. S. (2003). Otimização e comparação de desempenho de trocadores de calor de tubos circulares e elípticos aletados. *Tese de Doutorado*, Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Paraná.
- [55] Mousset, S., Libsig, M. (2011). Energy consumptions of display cabinets in supermarket. *23<sup>rd</sup> International Congress of Refrigeration*, Prague, Czech Republic.
- [56] Navaz, H.K., Henderson, B.S., Faramarzi, R., Pourmovahed, A., Taugwalder, F. (2005). Jet entrainment rate in air curtain of open refrigerated display cases. *International Journal of Refrigeration* 28(2), 267-275.
- [57] Negrelli, S., Hermes, C.J.L. (2015). A semi-empirical correlation for the thermal conductivity of frost. *International Journal of Refrigeration* 58, 243-252.
- [58] Orlandi, M., Visconti, F., Zampini, S. (2013). CFD assisted design of closed display cabinets. *2<sup>nd</sup> IIR International Sustainability and the Cold Chain Conference*, Paris, France.

- [59] Pirompugd, W., Wongwises, S., Wang, C.C. (2006). Simultaneous heat and mass transfer characteristics for wavy fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 49(1-2), 132-143.
- [60] Piucco, R., O., Hermes, C.J.L., Melo, C. (2011). In-situ evaluation of a criterion to predict frost formation on liners of refrigerated cabinets. *Applied Thermal Engineering* 31, 3084-3091.
- [61] Reindl, D.T., Jekel, T.B. (2009). Frost on air-cooling evaporators. *Ashrae Journal* 51(2), 27-33.
- [62] Reindl, D.T., Jekel, T.B. (2009). Defrosting industrial refrigeration evaporators. *Ashrae Journal* 51(8), 30-40.
- [63] Sommers, A. D., Napora, A. C., Truster, N.L., Caraballo, E.J., Hermes, C J.L. (2017). A semi-empirical correlation for predicting the frost density on hydrophilic and hydrophobic substrates. *International Journal of Refrigeration* 74, 313-323.
- [64] Tassou, S.A., Datta, D. (1999). Influence of supermarket environmental parameters on the the frosting and defrosting of vertical multideck display cabinets. *Ashrae Transactions* 105(1), 91-496.
- [65] Tassou, S.A., Datta, D., Marriott, D. (2001). Frost formation and defrost control parameters for open multideck refrigerated food display cabinets. *Journal of Process Mechanical Engineering* 215 (A), 213-222.
- [66] Wang, C.C., Fu, W.L., Chang, C.T. (1997). Heat transfer and friction characteristics of typical wavy fin and tube heat exchangers. *Experimental Thermal Fluid Science* 14(2), 174-186.
- [67] Wang, C.C., Lin, Y.T., Lee, C.J., Chang, Y.J. (1999). Investigation of wavy fin-and-tube heat exchangers: a contribution to databank. *Experimental Heat Transfer* 12(1), 73-89.
- [68] Wang, C.C., Hwang, Y.M., Lin, Y.T. (2002). Empirical correlations for heat transfer and flow friction characteristics of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers. *International Journal of Refrigeration* 25(5), 673-680.

- [69] Webb, R.L. (1994). Principles of enhanced heat transfer. New York, NY. John Wiley & Sons.
- [70] Wilhelm, L.R. (1976). Numerical calculation of psychrometrical properties in SI units. *Trans. of the ASAE* 19, 318-325.
- [71] Wongwises, S., Chokeman, Y. (2005). Effect of fin pitch and number of tube rows on the air side performance of herringbone wavy fin and tube heat exchangers. *Energy, Conversion and Management* 46(13-14), 2216-2231.
- [72] Yan, Y.M., Sheen, P.J. (2000). Heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 43(9), 1651-1659.
- [73] Yu, K., Ding, G., Chen, T. (2009). A correlation model of thermal entrainment factor for air curtain in a vertical open display cabinet. *Applied Thermal Engineering* 29 (14-15), 2904-2913.

## **Anexo A - Resultados Experimentais**

Este anexo apresenta de forma detalhada, por meio de tabelas, os resultados dos testes experimentais que foram apresentados em forma de gráficos no decorrer do Capítulo 4.

Foi construída uma sala de ensaios de maneira a possibilitar a realização de ensaios experimentais conforme as indicações da norma ISO 23953 (2005), entre as quais se encontram o movimento do ar (entre 0,1 e 0,2 m/s) que é, na medida do possível, paralelo ao plano de abertura do expositor e no eixo longitudinal e a iluminação da sala que é realizada por meio de lâmpadas fluorescentes para manter o nível de luminosidade de  $600 \pm 100$  lux, medida a uma altura de 1 metro acima do nível do piso.

Os ensaios experimentais foram realizados conforme a norma ISO 23953 (2005). Cada ensaio experimental teve a duração de 24 horas e foi repetido três vezes. Os valores de temperatura, humidade relativa, velocidade do ar e pressão do ar e fluido refrigerante foram adquiridos a cada minuto de modo a ser possível analisar a variação temporal das grandezas. A quantidade de massa de água condensada durante a descongelação foi recolhida manualmente (sempre que possível, devido aos períodos noturnos) e medida a cada período de funcionamento do ensaio.

Para os expositores com máquinas remotas, a quantidade de massa de fluido refrigerante que passa pelo expositor durante cada período de operação foi medida e para o expositor com máquina acoplada o consumo de energia elétrica foi mensurado.

Para cada variável apresentada é efectuada uma análise estatística dos resultados onde são apresentados; (1) o valor médio que representa a tendência central da oscilação temporal das variáveis; (2) o desvio padrão como medida da variação e (3) os valores máximos e mínimos registrados para analisar a amplitude máxima das grandezas mensuradas.

Tabela A.1. Valores absolutos da condensação e congelação de água nos EE01 - classe climática n.º 3 e EE02 - classe climática n.º 6.

		EE01	EE02	Variação
		Classe climática n.º 3	Classe climática n.º 6	
$m_{w,t_{Op}}$ [kg/24h]	Valor médio	45,7	66,4	45
	Desvio padrão	0,16	0,14	-
	Valor máximo	45,9	66,5	-
	Valor mínimo	45,6	66,2	-
$m_{w,t_D}$ [kg/24h]	Valor médio	3,3	5,5	67
	Desvio padrão	0,12	0,11	-
	Valor máximo	3,4	5,6	-
	Valor mínimo	3,2	5,4	-
$m_{w,t_{Tot}}$ [kg/24h]	Valor médio	49,0	71,9	47
	Desvio padrão	0,28	0,25	-
	Valor máximo	49,3	72,1	-
	Valor mínimo	48,7	71,6	-
$m_{w,t_{Exp}}$ [kg/24h]	Valor médio	46,2	64,5	39
	Desvio padrão	0,23	0,22	-
	Valor máximo	46,5	64,7	-
	Valor mínimo	46,0	64,3	-
$m_I$ [kg/24h]	Valor médio	42,9	59,0	37
	Desvio padrão	0,13	0,12	-
	Valor máximo	43,1	59,1	-
	Valor mínimo	42,9	58,9	-
$m_{w,Esc}$ [kg/24h]	Valor médio	2,8	7,4	165
	Desvio padrão	0,11	0,08	-
	Valor máximo	2,9	7,5	-
	Valor mínimo	2,7	7,4	-

Tabela A.2. Taxas médias da congelação e condensação de água nos EE01 - classe climática n.º 3 e EE02 - classe climática n.º 6.

		EE01 Classe climática n.º 3	EE02 Classe climática n.º 6	Variação
$\dot{m}_l$ [kg/h]	Valor médio	2,0	2,7	37
	Desvio padrão	$5,91 \times 10^{-3}$	$5,68 \times 10^{-3}$	-
	Valor máximo	2,0	2,7	-
	Valor mínimo	1,9	2,7	-
$\dot{m}_{w,Esc}$ [kg/h]	Valor médio	0,1	0,3	165
	Desvio padrão	$5,03 \times 10^{-3}$	$3,61 \times 10^{-3}$	-
	Valor máximo	0,1	0,3	-
	Valor mínimo	0,1	0,3	-

Tabela A.3. Valores do caudal volumétrico de ar no expositor nos EE01 - classe climática n.º 3 e EE02 - classe climática n.º 6.

		EE01 - Classe climática n.º 3		EE02 - Classe climática n.º 6	
		Pré- descongelação	Pós- descongelação	Pré- descongelação	Pós- descongelação
$\dot{v}_A$ [m <sup>3</sup> /h]	Valor médio	1007	1339	867	1439
	Desvio padrão	63	70	90	59
	Valor máximo	1103	1484	1024	1502
	Valor mínimo	913	1212	720	1309

Tabela A.4. Temperaturas médias do ar no evaporador no EE01 - classe climática n.º 3.

		EE01 - Classe climática n.º 3					
		Antes da descongelação			Após recuperação		
		Entrada	Saída	Diferença	Entrada	Saída	Diferença
$T_{A,Ev}$ [°C]	Valor médio	5,5	-1,9	7,4	4,5	-2,2	6,7
	Desvio padrão	0,19	0,14	0,15	0,31	0,11	0,21
	Valor máximo	5,8	-1,7	7,7	5,4	-1,9	7,2
	Valor mínimo	5,2	-2,1	7,1	4,3	-2,3	6,5

Tabela A.5. Temperaturas médias do ar no evaporador no EE02 - classe climática n.º 6.

		EE02 - Classe climática n.º 6					
		Antes da descongelação			Após recuperação		
		Entrada	Saída	Diferença	Entrada	Saída	Diferença
$T_{A,Ev}$ [°C]	Valor médio	6,6	-2,4	9,0	4,9	-2,7	7,6
	Desvio padrão	0,31	0,18	0,21	0,25	0,15	0,12
	Valor máximo	7,2	-2,2	9,4	5,3	-2,4	7,8
	Valor mínimo	6,2	-2,7	8,6	4,6	-2,8	7,4

Tabela A.6. Carga térmica experimental do equipamento do lado do fluido refrigerante nos EE01 - classe climática n.º 3 e EE02 - classe climática n.º 6

		EE01 Classe climática n.º 3	EE02 Classe climática n.º 6	Varição
$\dot{m}_R$ [kg/h]	Valor médio	87,47	115,20	32
	Desvio padrão	1,40	1,95	-
	Valor máximo	88,90	117,10	-
	Valor mínimo	86,10	113,20	-
$\Delta i_R$ [kJ/kg]	Valor médio	168,33	159,23	-5
	Desvio padrão	1,53	1,86	-
	Valor máximo	170,00	161,20	-
	Valor mínimo	167,00	157,50	-
$\Delta i_{R,Lat}$ [kJ/kg]	Valor médio	159,19	154,33	-3
	Desvio padrão	1,44	1,80	-
	Valor máximo	160,77	156,24	-
	Valor mínimo	157,93	152,65	-
$\Delta i_{R,Sen}$ [kJ/kg]	Valor médio	9,14	4,90	-46
	Desvio padrão	$8,30 \times 10^{-2}$	$5,73 \times 10^{-2}$	-
	Valor máximo	9,23	4,96	-
	Valor mínimo	9,07	4,85	-
$\dot{Q}_R$ [kW]	Valor médio	4,09	5,09	25
	Desvio padrão	$3,05 \times 10^{-2}$	$2,72 \times 10^{-2}$	-
	Valor máximo	4,12	5,12	-
	Valor mínimo	4,07	5,07	-
$\dot{Q}_{R,Lat}$ [kW]	Valor médio	3,87	4,94	28
	Desvio padrão	$2,89 \times 10^{-2}$	$2,64 \times 10^{-2}$	-
	Valor máximo	3,90	4,97	-
	Valor mínimo	3,85	4,92	-
$\dot{Q}_{R,Sen}$ [kW]	Valor médio	0,21	0,16	-23
	Desvio padrão	$1,55 \times 10^{-3}$	$8,53 \times 10^{-4}$	-
	Valor máximo	0,21	0,16	-
	Valor mínimo	0,21	0,16	-

Tabela A.7. Carga térmica experimental do equipamento do lado do ar nos EE01 - classe climática n.º 3 e EE02 - classe climática n.º 6

		EE01 Classe climática n.º 3	EE02 Classe climática n.º 6	Varição
$\dot{Q}_2$ [kW]	Valor médio	1,44	2,08	44
	Desvio padrão	$4,51 \times 10^{-2}$	$9,17 \times 10^{-2}$	-
	Valor máximo	1,49	2,16	-
	Valor mínimo	1,40	1,98	-
$\dot{Q}_3$ [kW]	Valor médio	3,01	3,30	10
	Desvio padrão	$7,94 \times 10^{-2}$	0,21	-
	Valor máximo	3,07	3,50	-
	Valor mínimo	2,92	3,10	-
$\dot{Q}_4$ [kW]	Valor médio	0,005	0,013	146
	Desvio padrão	$1,75 \times 10^{-3}$	$3,25 \times 10^{-3}$	-
	Valor máximo	0,007	0,016	-
	Valor mínimo	0,004	0,010	-
$\dot{Q}_5$ [kW]	Valor médio	0,18	0,25	37
	Desvio padrão	$1,69 \times 10^{-2}$	$2,61 \times 10^{-2}$	-
	Valor máximo	0,20	0,27	-
	Valor mínimo	0,16	0,22	-
$\dot{Q}_6$ [kW]	Valor médio	0,011	0,015	37
	Desvio padrão	$3,01 \times 10^{-3}$	$3,06 \times 10^{-3}$	-
	Valor máximo	0,014	0,018	-
	Valor mínimo	0,008	0,012	-
$\dot{Q}_A$ [kW]	Valor médio	4,62	5,66	22
	Desvio padrão	$3,31 \times 10^{-2}$	$7,94 \times 10^{-2}$	-
	Valor máximo	4,64	5,72	-
	Valor mínimo	4,58	5,57	-
$\dot{Q}_{A,Lat}$ [kW]	Valor médio	1,60	2,34	46
	Desvio padrão	0,20	0,26	-
	Valor máximo	1,80	2,56	-
	Valor mínimo	1,40	2,05	-
$\dot{Q}_{A,Sen}$ [kW]	Valor médio	3,02	3,32	10
	Desvio padrão	0,17	0,33	-
	Valor máximo	3,18	3,67	-
	Valor mínimo	2,84	3,01	-

Tabela A.8. Temperatura média do ar de saída do evaporador nas configurações dos evaporadores dos ensaios experimentais EE01, EE03 e EE04.

		EE01 - Evaporador 1	EE03 - Evaporador 2	EE04 - Evaporador 3
$T_{A,s}$ [°C]	Valor médio	-2,0	-1,4	-1,3
	Desvio padrão	0,17	0,10	0,13
	Valor máximo	-1,5	-1,2	-1,0
	Valor mínimo	-2,4	-1,8	-1,6

Tabela A.9. Valores absolutos da condensação e congelação de água nas alhetas das configurações dos evaporadores nos ensaios experimentais EE01, EE03 e EE04.

		EE01	EE03	EE04
		Evaporador 1	Evaporador 2	Evaporador 3
$m_{w,t_{Op}}$ [kg/24h]	Valor médio	45,7	45,1	46,5
	Desvio padrão	0,16	0,21	0,15
	Valor máximo	45,9	45,3	46,6
	Valor mínimo	45,6	44,9	46,3
$m_{w,t_D}$ [kg/24h]	Valor médio	3,3	3,2	3,4
	Desvio padrão	0,12	0,11	0,15
	Valor máximo	3,4	3,4	3,6
	Valor mínimo	3,2	3,1	3,3
$m_{w,t_{Tot}}$ [kg/24h]	Valor médio	49,0	48,4	49,9
	Desvio padrão	0,28	0,31	0,10
	Valor máximo	49,3	48,7	50,0
	Valor mínimo	48,7	48,0	49,8
$m_{w,t_{Exp}}$ [kg/24h]	Valor médio	46,2	38,5	41,0
	Desvio padrão	0,23	0,27	0,26
	Valor máximo	46,5	38,7	41,2
	Valor mínimo	46,0	38,2	40,7
$m_I$ [kg/24h]	Valor médio	42,9	35,3	37,6
	Desvio padrão	0,13	0,18	0,42
	Valor máximo	43,1	35,4	37,9
	Valor mínimo	42,9	35,1	37,1
$m_{w,Esc}$ [kg/24h]	Valor médio	2,8	9,9	8,9
	Desvio padrão	0,11	0,07	0,30
	Valor máximo	2,9	10,0	9,2
	Valor mínimo	2,7	9,8	8,6

Tabela A.10. Taxa média de condensação e congelação de água nas alhetas das configurações dos evaporadores nos ensaios experimentais EE01, EE03 e EE04

		EE01 Evaporador 1	EE03 Evaporador 2	EE04 Evaporador 3
$\dot{m}_l$ [kg/h]	Valor médio	2,0	1,6	1,7
	Desvio padrão	$5,91 \times 10^{-3}$	$8,19 \times 10^{-3}$	$1,90 \times 10^{-2}$
	Valor máximo	2,0	1,6	1,7
	Valor mínimo	1,9	1,6	1,7
$\dot{m}_{w,Esc}$ [kg/h]	Valor médio	0,1	0,4	0,4
	Desvio padrão	$5,03 \times 10^{-3}$	$3,35 \times 10^{-3}$	$1,36 \times 10^{-2}$
	Valor máximo	0,1	0,5	0,4
	Valor mínimo	0,1	0,4	0,4

Tabela A.11. Carga térmica e suas componentes nas configurações dos evaporadores dos ensaios experimentais EE01, EE03 e EE04.

		EE01 Evaporador 1	EE03 Evaporador 2	EE04 Evaporador 3
$\dot{Q}_2$ [kW]	Valor médio	1,26	1,16	1,29
	Desvio padrão	0,10	0,07	0,09
	Valor máximo	1,35	1,22	1,37
	Valor mínimo	1,15	1,09	1,19
$\dot{Q}_3$ [kW]	Valor médio	2,66	2,20	2,36
	Desvio padrão	0,07	0,09	0,07
	Valor máximo	2,72	2,31	2,44
	Valor mínimo	2,58	2,13	2,30
$\dot{Q}_4$ [kW]	Valor médio	0,004	0,006	0,007
	Desvio padrão	$8,72 \times 10^{-4}$	$2,17 \times 10^{-3}$	$2,46 \times 10^{-3}$
	Valor máximo	0,005	0,009	0,010
	Valor mínimo	0,003	0,004	0,005
$\dot{Q}_5$ [kW]	Valor médio	0,16	0,12	0,14
	Desvio padrão	$3,21 \times 10^{-2}$	$3,06 \times 10^{-2}$	$2,18 \times 10^{-2}$
	Valor máximo	0,18	0,15	0,16
	Valor mínimo	0,12	0,09	0,12
$\dot{Q}_6$ [kW]	Valor médio	0,010	0,007	0,008
	Desvio padrão	$2,65 \times 10^{-3}$	$2,08 \times 10^{-3}$	$2,65 \times 10^{-3}$
	Valor máximo	0,013	0,009	0,011
	Valor mínimo	0,008	0,005	0,006
$\dot{Q}$ [kW]	Valor médio	4,09	3,50	3,80
	Desvio padrão	0,21	0,19	0,14
	Valor máximo	4,27	3,70	3,94
	Valor mínimo	3,86	3,32	3,66
$\dot{Q}_{Lat}$ [kW]	Valor médio	1,41	1,28	1,43
	Desvio padrão	0,13	0,10	0,10
	Valor máximo	1,53	1,37	1,50
	Valor mínimo	1,27	1,18	1,31
$\dot{Q}_{Sen}$ [kW]	Valor médio	2,68	2,22	2,37
	Desvio padrão	0,08	0,10	0,08
	Valor máximo	2,74	2,33	2,46
	Valor mínimo	2,59	2,14	2,31

Tabela A.12. Resultados dos ensaios experimentais EE05 a EE08.

		EE05	EE06	EE07	EE08
$\dot{Q}$ [kW]	Valor médio	1,554	1,451	1,731	1,578
	Desvio padrão	$4,5 \times 10^{-3}$	$4,8 \times 10^{-2}$	$4,0 \times 10^{-3}$	$3,5 \times 10^{-2}$
	Valor máximo	1,557	1,485	1,734	1,603
	Valor mínimo	1,551	1,416	1,729	1,553
$CE_{Comp}$ [kWh/24h]	Valor médio	15,5	14,5	17,5	16,5
	Desvio padrão	$7,1 \times 10^{-1}$	$7,1 \times 10^{-1}$	$7,1 \times 10^{-2}$	$7,1 \times 10^{-1}$
	Valor máximo	16,0	15,0	18,0	17,0
	Valor mínimo	15,0	14,0	17,0	16,0
$T_{Ins}$ [°C]	Valor médio	-1,4	-2,0	-1,2	-1,6
	Desvio padrão	$4,6 \times 10^{-1}$	$7,3 \times 10^{-1}$	$9,0 \times 10^{-1}$	$6,9 \times 10^{-1}$
	Valor máximo	-0,6	0,4	0,1	-0,5
	Valor mínimo	-2,2	-3,2	-2,5	-2,7
$T_{Ret}$ [°C]	Valor médio	0,9	-0,4	1,7	0,4
	Desvio padrão	0,68	1,06	1,00	1,01
	Valor máximo	2,2	3,1	3,6	2,4
	Valor mínimo	-0,1	-1,8	0,2	-1,1
$T_{Sim}$ [°C]	Valor médio	2,3	1,7	2,7	2,1
	Desvio padrão	$6,2 \times 10^{-1}$	$6,5 \times 10^{-1}$	$9,6 \times 10^{-1}$	$8,1 \times 10^{-1}$
	Valor máximo	2,9	2,4	3,8	3,1
	Valor mínimo	1,2	0,6	1,1	0,9
TEF	Valor médio	0,086	0,063	0,104	0,070
	Desvio padrão	$1,1 \times 10^{-2}$	$1,7 \times 10^{-2}$	$9,0 \times 10^{-3}$	$1,5 \times 10^{-2}$
	Valor máximo	0,116	0,119	0,138	0,108
	Valor mínimo	0,061	0,036	0,088	0,042
$m_{w,Exp}$ [kg/24h]	Valor médio	8,7	6,7	12,7	9,4
	Desvio padrão	$1,7 \times 10^{-1}$	$2,1 \times 10^{-1}$	$2,0 \times 10^{-1}$	$2,4 \times 10^{-1}$
	Valor máximo	8,9	6,8	12,9	9,6
	Valor mínimo	8,6	6,5	12,6	9,3

Tabela A.13. Resultados dos ensaios experimentais EE09 a EE12.

		EE09	EE10	EE11	EE12
$\dot{Q}$ [kW]	Valor médio	1,509	1,399	1,648	1,531
	Desvio padrão	$2,9 \times 10^{-3}$	$1,4 \times 10^{-3}$	$1,3 \times 10^{-2}$	$4,4 \times 10^{-3}$
	Valor máximo	1,511	1,400	1,657	1,534
	Valor mínimo	1,507	1,398	1,638	1,528
$CE_{Comp}$ [kWh/24h]	Valor médio	15,5	14,5	17	16,5
	Desvio padrão	0,71	0,71	0,00	0,71
	Valor máximo	16,0	15,0	17,0	17,0
	Valor mínimo	15,0	14,0	17,0	16,0
$T_{Ins}$ [°C]	Valor médio	-2,1	-2,2	-1,0	-1,9
	Desvio padrão	$6,7 \times 10^{-1}$	$5,0 \times 10^{-1}$	$8,2 \times 10^{-1}$	$7,4 \times 10^{-1}$
	Valor máximo	-0,7	-0,2	0,1	0,2
	Valor mínimo	-3,2	-3,1	-2,3	-3,2
$T_{Ret}$ [°C]	Valor médio	0,5	-0,2	2,1	0,4
	Desvio padrão	0,84	0,79	1,07	1,08
	Valor máximo	2,3	3,0	3,9	4,6
	Valor mínimo	-0,7	-1,2	0,4	-1,3
TEF	Valor médio	0,097	0,073	0,111	0,079
	Desvio padrão	$1,1 \times 10^{-2}$	$1,5 \times 10^{-2}$	$1,4 \times 10^{-2}$	$1,5 \times 10^{-2}$
	Valor máximo	0,131	0,130	0,151	0,166
	Valor mínimo	0,073	0,048	0,082	0,051
$T_{Sim}$ [°C]	Valor médio	1,7	1,4	3,0	2,0
	Desvio padrão	$4,4 \times 10^{-1}$	$6,3 \times 10^{-1}$	$9,7 \times 10^{-1}$	$8,0 \times 10^{-1}$
	Valor máximo	2,4	2,2	4,4	3,1
	Valor mínimo	0,9	0,6	1,4	0,7
$m_{w,Exp}$ [kg/24h]	Valor médio	9,4	7,4	13,0	10,4
	Desvio padrão	$1,3 \times 10^{-1}$	$1,4 \times 10^{-1}$	$1,5 \times 10^{-1}$	$1,5 \times 10^{-1}$
	Valor máximo	9,5	7,5	13,1	10,5
	Valor mínimo	9,3	7,3	12,9	10,3

Tabela A.14. Influência da condição ambiente nos ensaios experimentais EE05 a EE12.

EE	$\Delta\dot{Q}$ [%]	$CE_{Comp}$ [%]	$\Delta T_{Ins}$ [°C]	$\Delta T_{Ret}$ [°C]	$\Delta TEF$ [%]	$\Delta T_{Sim}$ [°C]	$\Delta m_{w,Exp}$ [%]
EE07 vs. EE05	+11,40	+12,90	+0,20	+0,80	+21,05	+0,90	+45,27
EE08 vs. EE06	+8,77	+13,79	+0,40	+0,70	+12,00	+0,75	+41,09
EE12 vs. EE10	+9,39	+13,79	+0,35	+0,60	+8,28	+0,85	+38,56

Tabela A.15. Influência das frestas entre portas nos ensaios experimentais EE05 a EE12.

EE	$\Delta\dot{Q}$ [%]	$CE_{Comp}$ [%]	$\Delta T_{Ins}$ [°C]	$\Delta T_{Ret}$ [°C]	$\Delta TEF$ [%]	$\Delta T_{Sim}$ [°C]	$\Delta m_{w,Exp}$ [%]
EE05 vs. EE06	+7,15	+6,90	+0,60	+1,20	+36,80	+0,55	+30,84
EE07 vs. EE08	+9,74	+6,06	+0,40	+1,30	+47,86	+0,70	+34,72
EE09 vs. EE10	+7,85	+6,90	+0,10	+0,70	+33,79	+0,15	+25,42

Tabela A.16. Influência do tipo do motor do ventilador nos ensaios experimentais EE05 a EE12.

EE	$\Delta\dot{Q}$ [%]	$CE_{Comp}$ [%]	$\Delta T_{Ins}$ [°C]	$\Delta T_{Ret}$ [°C]	$\Delta TEF$ [%]	$\Delta T_{Sim}$ [°C]	$\Delta m_{w,Exp}$ [%]
EE05 vs. EE09	+2,99	0,00	+0,70	0,35	-11,86	+0,55	-6,94
EE06 vs. EE10	+3,66	0,00	+0,20	-0,15	-13,79	+0,15	-10,79
EE08 vs. EE12	+3,07	0,00	+0,25	-0,05	-10,83	+0,05	-9,17

Tabela A.17. Massa de água total nos ensaios experimentais EE01, EE02 e EE05 ao EE08.

		EE01	EE02	EE05	EE06	EE07	EE08
$m_{w,Exp}$ [kg/24h·m]	Valor médio	18,29	26,56	2,32	1,79	3,39	2,51
	Desvio padrão	0,063	0,057	0,046	0,057	0,053	0,063
	Valor máximo	18,36	26,60	2,37	1,81	3,44	2,56
	Valor mínimo	18,24	26,48	2,29	1,73	3,36	2,48

Tabela A.18. Carga térmica nos ensaios experimentais EE01, EE02, EE05 ao EE08.

		EE01	EE02	EE05	EE06	EE07	EE08
$\dot{Q}$ [kW/m]	Valor médio	1,64	2,26	0,41	0,39	0,46	0,42
	Desvio padrão	0,012	0,011	0,001	0,013	0,001	0,010
	Valor máximo	1,65	2,05	0,42	0,40	0,46	0,43
	Valor mínimo	1,63	2,03	0,41	0,38	0,46	0,42

Tabela A.19. Resultados dos ensaios experimentais EE13 a EE18.

		EE13	EE14	EE15	EE16	EE17	EE18
$CE_{Tot}$ [kWh/24h]	Valor médio	84	90	94	89	96	101
	Desvio padrão	1,15	1,53	1,04	1,73	1,53	1,15
	Valor máximo	85	91	95	91	97	102
	Valor mínimo	83	88	93	88	94	100
$CE_{Comp}$ [kWh/24h]	Valor médio	50	56	60	54	61	66
	Desvio padrão	1,53	1,15	1,53	1,53	1,00	1,53
	Valor máximo	51	57	62	56	62	68
	Valor mínimo	48	55	59	53	60	65
$T_{Ins}$ [°C]	Valor médio	-23,0	-23,2	-21,3	-23,4	-22,3	-20,3
	Desvio padrão	0,74	0,42	0,82	0,64	0,97	0,91
	Valor máximo	-21,5	-21,7	-20,4	-22,0	-18,4	-18,2
	Valor mínimo	-24,1	-24,0	-22,7	-24,2	-23,9	-22,0
$T_{Ret}$ [°C]	Valor médio	-19,6	-19,8	-18,0	-19,7	-18,5	-16,8
	Desvio padrão	0,70	0,76	1,13	0,73	1,42	1,14
	Valor máximo	-17,4	-16,7	-15,8	-17,2	-15,3	-13,3
	Valor mínimo	-20,8	-21,0	-19,9	-20,8	-20,7	-18,8
$T_{Sim}$ [°C]	Valor médio	-20,2	-20,0	-18,4	-18,2	-17,0	-15,3
	Desvio padrão	0,45	0,67	0,83	1,36	1,40	1,16
	Valor máximo	-18,8	-18,2	-16,6	-15,1	-13,5	-13,0
	Valor mínimo	-20,5	-21,0	-19,9	-19,9	-19,7	-17,5

Tabela A.20. Influência da condição ambiente interno nos ensaios exp. EE13 a EE18.

EE	$\Delta CE_{Tot}$ [%]	$\Delta CE_{Compot}$ [%]	$\Delta T_{Ins}$ [°C]	$\Delta T_{Ret}$ [°C]	$\Delta T_{Sim}$ [°C]
EE13 vs. EE16	+5,95	+8,00	-0,4	-0,1	+2,0
EE14 vs. EE17	+6,66	+8,93	+0,9	+1,3	+3,0
EE15 vs. EE18	+7,45	+10,00	+1,0	+1,2	+3,1

Tabela A.21. Influência da condição do ambiente externo nos ensaios exp. EE13 a EE18.

EE	$\Delta CE_{Tot}$ [%]	$\Delta CE_{Compot}$ [%]	$\Delta T_{Ins}$ [°C]	$\Delta T_{Ret}$ [°C]	$\Delta T_{Sim}$ [°C]
EE13 vs. EE14	+7,14	+12,00	-0,2	-0,2	+0,2
EE14 vs. EE15	+4,44	+7,14	+1,9	+1,8	+1,6
EE16 vs. EE17	+7,86	+12,96	+1,1	+1,2	+1,2
EE17 vs. EE18	+5,21	+8,19	+2	+1,7	+1,7