



**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA AGRÍCOLA**

**SIMULAÇÃO E EXPERIMENTAÇÃO DE SISTEMAS DE
DISTRIBUIÇÃO DE AR EM CÂMARAS REFRIGERADAS**

JOSÉ DE CASTRO SILVA

**CAMPINAS-SP
NOVEMBRO DE 2013**

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA AGRÍCOLA**

**SIMULAÇÃO E EXPERIMENTAÇÃO DE SISTEMAS DE
DISTRIBUIÇÃO DE AR EM CÂMARAS REFRIGERADAS**

Tese de Doutorado submetida à banca examinadora para
a obtenção do título de Doutor em Engenharia Agrícola,
na área de concentração de Máquinas Agrícolas.

JOSÉ DE CASTRO SILVA

ORIENTADORA: Profa. Dra. BÁRBARA JANET TERUEL MEDEROS

CO-ORIENTADOR: Prof. Dr. LUIZ ANTÔNIO ROSSI

**CAMPINAS-SP
NOVEMBRO DE 2013**

Ficha catalográfica
Universidade Estadual de Campinas
Biblioteca da Área de Engenharia e Arquitetura
Rose Meire da Silva - CRB 8/5974

Si38s Silva, José de Castro, 1974-
Simulação e experimentação de sistemas de distribuição de ar em câmaras refrigeradas. / José de Castro Silva. – Campinas, SP : [s.n.], 2013.

Orientador: Bárbara Janet Teruel Mederos.
Coorientador: Luiz Antônio Rossi.
Tese (doutorado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Agrícola.

1. Câmaras frigoríficas. 2. Evaporadores. 3. Refrigeração. I. Teruel Mederos, Bárbara Janet, 1966-. II. Rossi, Luiz Antônio, 1957-. III. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Agrícola. IV. Título.

Informações para Biblioteca Digital

Título em outro idioma: Simulação e experimentação de sistemas de distribuição de ar em câmaras refrigeradas

Palavras-chave em inglês:

Refrigerated chamber

Evaporator

Refrigeration

Área de concentração: Máquinas Agrícolas

Titulação: Doutor em Engenharia Agrícola

Banca examinadora:

Bárbara Janet Teruel Mederos [Orientador]

Ana Rosa Mendes Primo

Acácio Figueiredo Neto

Silvia Helena Nogueira Turco

Sylvio Luiz Honório

Data de defesa: 21-11-2013

Programa de Pós-Graduação: Engenharia Agrícola

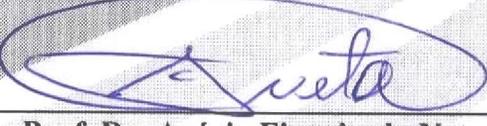
Este exemplar corresponde à redação final da **Tese de Doutorado** defendida por **José de Castro Silva**, aprovada pela Comissão Julgadora em 21 de novembro de 2013, na Faculdade de Engenharia Agrícola da Universidade Estadual de Campinas.



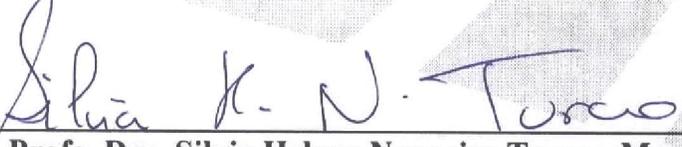
Profa. Dra. Bárbara Janet Teruel Mederos - Presidente e Orientadora
Feagri/Unicamp



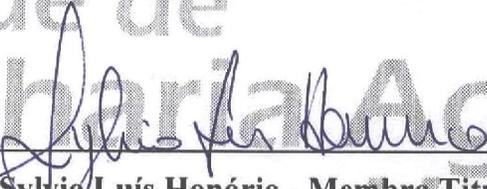
Profa. Dra. Ana Rosa Mendes Primo - Membro Titular
UFPE



Prof. Dr. Acácio Figueiredo Neto - Membro Titular
Univasf



Profa. Dra. Silvia Helena Nogueira Turco - Membro Titular
Univasf



Prof. Dr. Sylyio Luis Honório - Membro Titular
Feagri/Unicamp

AGRADECIMENTOS

A minha esposa Ana Castro (pelo apoio incondicional) e a minha Família.

A minha orientadora, Profa. Dra. Bárbara Janet Teruel Mederos, são muitos agradecimentos, em fim, muito obrigado **por tudo**.

Agradeço também ao meu co-orientador, Prof. Dr. Luiz Antônio Rossi pelas sugestões e colaboração.

A FEAGRI/UNICAMP, muito obrigado.

A UNIVASF pelo treinamento no OpenFOAM e aos meus amigos (Professores e Técnicos).

As empresas parceiras Novus[®], Full Gauge[®] e Heatcraft do Brasil.

Ao Diretor do SENAI Bahia, Leone Peter, pelo apoio durante a finalização do trabalho.

RESUMO

Este trabalho teve como objetivo propor uma nova configuração para melhorar a distribuição do ar no interior de câmaras refrigeradas (frigoríficas), a fim de minimizar zonas de diferentes temperaturas. Com esse intuito, um instrumento de CFD foi usado (OpenFOAM), a fim de simular duas configurações de distribuição de ar no interior de câmaras de refrigeração. Dois protótipos experimentais foram montados com a finalidade de analisar a distribuição da temperatura do ar com as configurações propostas. Os resultados destas medidas foram comparadas através do software escolhido. As principais variáveis monitoradas foram a diferença de temperatura, o consumo de energia e o coeficiente de desempenho (COP) . Os resultados das simulações numérica e experimental mostraram que, a fim de melhorar a circulação de ar no interior de câmaras de refrigeração, minimizando as zonas com diferentes temperaturas, a utilização de um evaporador modelo cassete, atualmente utilizado em condicionadores de ar split, com o fluxo de ar em quatro direções, seria uma alternativa bastante viável para a redução de zonas com diferentes temperaturas em câmaras frigoríficas.

Palavras chave: câmara frigorífica, evaporador, refrigeração.

ABSTRACT

This work aimed to propose a new configuration to improve the air distribution inside refrigerated chambers, in order to minimize zones of different temperatures. For this, a CFD tool was used (OpenFOAM), in order to simulate two configurations of air distribution inside refrigerated chambers. Two experimental prototypes were assembled, in order to analyze the air temperature distribution with the proposed settings. The results of these measurements were compared using the chosen CFD software. The main variables monitored were temperature difference, power consumption and the coefficient of performance (COP). Results of numerical and experimental simulation showed that, in order to improve the air circulation inside refrigerated chambers, minimizing zones with different temperatures, the use of an evaporator model cassette, currently used in split air conditioners, with air flow in four directions, would be a very viable alternative for the reduction of zones with different temperatures in refrigerated chambers.

Key-words: refrigerated chamber, evaporator, refrigeration.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Sistema simples de refrigeração por compressão de vapor.....	03
Figura 2 - Diagrama pressão (p)-entalpia (h) do ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor.....	04
Figura 3 - Diferenças entre o ciclo ideal e o ciclo real de sistemas de refrigeração por compressão de vapor.....	05
Figura 4 - Circuito que ilustra o superaquecimento e o subresfriamento nos sistemas de refrigeração por compressão de vapor.....	06
Figura 5 - Superaquecimento (do ponto “X” ao ponto “Y”) no evaporador.....	07
Figura 6 - Ilustração do posicionamento convencional do evaporador no interior da câmara frigorífica.....	07
Figura 7 - Elos da cadeia do frio para produtos hortícolas.....	09
Figura 8 - O Vale do São Francisco.....	12
Figura 09 - Câmara refrigerada.....	13
Figura 10 - Distribuição de ar no interior de uma câmara refrigerada.....	14
Figura 11 - Consumo de energia em sistemas de refrigeração.....	16
Figura 12 - Desenho esquemático da câmara frigorífica (a) e o fluxo de ar (b).....	20
Figura 13 - Distribuição de temperaturas no interior de uma câmara refrigerada.....	20
Figura 14 - Corte lateral esquerdo (a), malha gerada (b) e o mapa de temperatura (c).....	21
Figura 15 - Corte lateral esquerdo (a) e o mapa de temperatura (b).....	22
Figura 16 - Corte lateral esquerdo com as posições dos termopares (a) e o mapa de temperatura (b).....	23
Figura 17 - Distribuição (2D) de temperatura no interior de um caminhão frigorífico.....	24
Figura 18 - Etapas 1, 2 e 3 do trabalho.	27
Figura 19 - Etapa 4 do trabalho.	28
Figura 20 - Posicionamento convencional do evaporador no interior da câmara refrigerada...28	
Figura 21 - Proposta de distribuição do ar com uma rede de dutos e dimensões da câmara.....29	
Figura 22 - Rede de dutos e detalhe dos dados por trecho.....30	
Figura 23 - Ilustração das quatro saídas de ar com retorno no centro do evaporador K7.....30	
Figura 24 - Evaporador K7 utilizado em condicionadores de ar <i>split</i>31	
Figura 25 - Posicionamento do evaporador K7 e dimensões da câmara frigorífica.....31	

Figura 26 - Sequência do processo de simulação.....	32
Figura 27 - Tela do SketchUp® v8 durante o desenho da câmara refrigerada.....	33
Figura 28 - Tela do <i>enGrid</i> ® v1.3.0 após a importação da geometria em STL.....	34
Figura 29 - Tela do <i>enGrid</i> ® v1.3.0 durante a geração de malha volumétrica.....	35
Figura 30 - Tela do terminal de comando no Linux Ubuntu®	35
Figura 31 - Tela do programa OpenFOAM® v2.1.0 exibida pelo comando <i>paraFOAM</i>	36
Figura 32 - Estrutura de diretórios do OpenFOAM®	37
Figura 33 - Diretório de um problema simulado visualizado no Linux Ubuntu®	37
Figura 34 - Diretório 5000 (número de interações) visualizado no Linux Ubuntu®	37
Figura 35 - Diretório <i>system</i> visualizado no Linux Ubuntu®	38
Figura 36 - Diretório <i>constant</i> visualizado no Linux Ubuntu®	38
Figura 37 - Diretório <i>polyMesh</i> visualizado no Linux Ubuntu®	38
Figura 38 - Tela do módulo <i>Refrigerant calculator</i> do <i>Coolpack</i>	46
Figura 39 - Rede de dutos no evaporador e detalhe da caixa <i>plenum</i> para a CF-1.....	47
Figura 40 - Dimensões do evaporador utilizado no experimento da CF-1.....	47
Figura 41 - Evaporador K7 montado no centro da CF-2.....	48
Figura 42 - Dimensões do evaporador K7 utilizado no experimento da CF-2.....	48
Figura 43 - Unidade condensadora modelo FlexCold utilizada nos experimentos.....	49
Figura 44 - Vista geral do sistema de aquisição de dados.....	50
Figura 45 - Gráfico pressão (P) [Bar] versus entalpia (h) [kJ/kg] com o ciclo de refrigeração.....	51
Figura 46 - Distribuição de temperatura e linhas de corrente do ar com o evaporador na posição convencional (sem a rede de dutos).....	52
Figura 47 - Distribuição de temperatura e linhas de corrente do ar com uma rede de dutos.....	53
Figura 48 - Distribuição de temperatura do ar com uma rede de dutos.....	54
Figura 49 - Distribuição de temperatura do ar no centro do plano Y com uma rede de dutos.....	54
Figura 50 - Distribuição de temperatura do ar no centro do plano X com uma rede de dutos.....	55
Figura 51 - Distribuição de temperatura e linhas de corrente do ar com o evaporador K7.....	56
Figura 52 - Distribuição de temperatura do ar com o evaporador modelo K7.....	57
Figura 53 - Distribuição de temperatura do ar frio no centro do plano Y com o evaporador K7.....	57

Figura 54 - Distribuição de temperatura do ar frio no centro do plano X com o evaporador K7.....	58
Figura 55 - Primeira configuração [CF-1] (a) e Segunda configuração [CF-2] (b).....	58
Figura 56 - Primeira configuração [CF-1] (a) e Segunda configuração [CF-2] (b).....	59
Figura 57 - Temperatura de insuflamento <i>versus</i> consumo em kWh.....	60
Figura 58 - Diferenciais de temperatura do ar no retorno do evaporador.....	61
Figura 59 - Valores das temperaturas do ar no evaporador.....	61
Figura 60 - Tela do módulo <i>Refrigeration Utilities</i> do <i>software Coolpack</i>	62
Figura 61 - Representação esquemática dos pontos de coleta de pressão e temperatura para o cálculo do COP.....	63
Figura 62 - COP do ciclo de refrigeração do experimento nº1 – rede de dutos.....	64
Figura 63 - COP do ciclo de refrigeração do experimento nº2 – evaporador K7.....	64
Figura 64 - Ciclo de refrigeração do experimento nº2 (CF-2) com 8°C no insuflamento.....	65
Figura 65 - Datalogger <i>FieldLogger</i> da marca Novus®	79
Figura 66 - Representação esquemática do Field Logger.....	80
Figura 67 - Representação esquemática dos controladores Full Gauge®.....	80
Figura 68 - Plano de sensores (termopares) no interior da câmara.....	82
Figura 69 - Disposição da posição dos sensores (termopares).....	82
Figura 70 - Medidor do consumo de energia elétrica (kWh).....	83

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Listagem de programas de DFC.....	25
Tabela 2 - Comparações entre os experimentos.....	60
Tabela 3 - COP e temperaturas de evaporação e condensação.....	65
Tabela 4 - COP com evaporação a 2°C.....	66
Tabela 5 - COP com evaporação a -6°C.....	66
Tabela 6 - Dados técnicos do medidor.....	83

LISTAS DE ABREVIATURAS E SIGLAS

- ABIAF - Associação Brasileira da Indústria de Armazenagem Frigorificada
- ASHRAE - *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*
- CFD - *Computational Fluid Dynamics*
- CF-1 - Primeira configuração
- CF-2 - Segunda configuração
- COP - Coeficiente de Performance
- DFC - Dinâmica dos Fluidos Computacional
- OpenFOAM[®] - *Open Field Operation and Manipulation*
- GCCA - *Global Cold Chain Alliance*
- HFC - Hidrogênio, Flúor e Carbono
- hA - Entalpia do gás na entrada do compressor e saída do evaporador
- hB - Entalpia do gás na saída do compressor e entrada do condensador
- hD - Entalpia do gás na saída do dispositivo de expansão e entrada do evaporador
- IARW - *International Association of Refrigerated Warehouses*
- IRTA - *International Refrigerated Transportation Association*
- IACSC - *International Association for Cold Storage Construction*
- IBRAF - Instituto Brasileiro de Frutas
- MVF - Método dos volumes finitos
- Pevap - pressão do evaporador
- Pcond - pressão de condensação
- P1 - Pressão no evaporador
- P2 - Pressão no condensador
- PSI - *Pound force per Square Inch*
- PROCEL - Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica
- RETA - *Refrigerating Engineers & Technicians Association*
- T1 - Temperatura da sucção
- T2 - Temperatura da linha de líquido
- Tcond - temperatura de condensação
- Tevap - temperatura de evaporação
- TII - Temperatura inicial no insuflamento (TII)

TFI - Temperatura final no insuflamento (TFI)

TIR - Temperatura inicial no retorno

TFR - Temperatura final no retorno

UR - umidade relativa

WFLO - *World Food Logistics Organization*

ΔP_d - queda de pressão nas linhas de alta pressão

ΔP_s - queda de pressão nas linhas de baixa pressão

ΔT - Diferencial de temperatura

SUMÁRIO

RESUMO	vii
ABSTRACT	viii
LISTA DE FIGURAS	ix
LISTA DE TABELAS	xii
LISTAS DE ABREVIATURAS E SIGLAS	xiii
1 – INTRODUÇÃO	01
1.1 Hipótese	02
1.2 Objetivo geral	02
1.3 Objetivos específicos	02
2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	03
2.1 Sistemas frigoríficos	03
2.2 A cadeia do frio no Brasil	08
2.3 Armazenagem frigorífica	11
2.4 A simulação computacional	18
2.5 Considerações do estado da arte da temática em estudo	26
3 - MATERIAL E MÉTODOS	27
3.1 Distribuição do ar	28
3.1.1 Propostas de configuração da distribuição do ar	29
3.2 Simulação com o <i>software</i> OpenFOAM®	32
3.2.1 Etapas da simulação	32
3.2.2 Estrutura de diretórios e arquivos	36
3.2.3 Equações governantes utilizadas pelo OpenFOAM®	39
3.2.4 Condições de contorno	42
3.3 Experimentos	44
3.3.1 Instalação de instrumentos e equipamentos	45
3.3.2 Sistema de aquisição de dados	50
3.3.3 Coeficiente de Performance (COP)	51

4 - RESULTADOS E DISCUSSÃO	52
4.1 Simulação no OpenFOAM	52
4.2 Experimentos	59
4.2.1 Distribuição de temperatura e consumo de energia elétrica	59
4.2.2 Coeficiente de Performance (COP)	62
5 - CONCLUSÕES	67
6 - TRABALHOS FUTUROS	68
7 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	69
8 - ANEXO	79
8.1 Instrumentos do sistema de aquisição de dados.....	79

1 INTRODUÇÃO

A armazenagem frigorífica, uma das etapas pós-colheita, é o método mais utilizado para conservar produtos hortícolas com as características desejáveis, garantindo menores perdas de qualidade e aumentando a vida útil (ASHRAE, 2009).

Cada etapa da conservação pós-colheita dos produtos hortícolas na temperatura e umidade relativa programadas, deveria fazer parte da cadeia do frio. Quando esta cadeia, composta pelos sistemas e equipamentos que garantem as condições ótimas de conservação para cada produto, é quebrada, há impacto negativo na qualidade dos produtos, diminuindo a vida útil, devido à aceleração dos processos metabólicos (MOREIRA, 2004).

A cadeia do frio é indispensável na manutenção da qualidade dos produtos hortícolas, a planta exerce as funções vitais dos demais seres vivos, como a respiração e a transpiração, sendo abastecida de água e nutrientes, ao ser colhida, continua respirando e transpirando, mas já não é mais abastecida de água e nutrientes, sobrevivendo apenas com as próprias reservas acumuladas no campo. Sendo armazenadas a temperaturas diferentes de suas faixas padrões, consomem suas reservas de forma antecipada, diminuindo o tempo de vida útil.

O controle adequado da temperatura é a melhor técnica para minimizar os efeitos da injúria nos produtos hortícolas, pois a velocidade das reações metabólicas é reduzida duas a três vezes a cada 10°C de redução na temperatura. A baixa temperatura em todas as fases de manipulação do produto, desde o processamento até o consumo, é o fator mais importante para a manutenção da qualidade dos produtos, o que garante maior vida de prateleira (MOREIRA, 2004).

Os processos realizados na armazenagem de produtos hortícolas, em alguns aspectos, não atendem o grau de qualidade exigido pelo mercado, sendo que ainda há um percentual considerável de perdas por falta de parâmetros ideais recomendados. As frutas devem ser separadas por variedade e classificadas quanto ao tamanho, peso ou diâmetro e grau de maturação antes de serem armazenadas (ALMEIDA et. al. 2005).

Alguns estudos relatam que a temperatura é responsável por aproximadamente 70% da conservação pós-colheita. Os melhores resultados de uma boa conservação são obtidos quando a temperatura recomendada para cada produto hortícola é mantida com mínimas flutuações, como quando há adequada distribuição do ar de resfriamento. Por outro lado, deve haver adequado dimensionamento dos sistemas de refrigeração, evitando o risco de diminuir a vida útil do equipamento (FURLAN e MARQUES, 2007; FLORES-CANTILLANO, 2011).

Além da temperatura e da umidade relativa, a distribuição do ar resfriado pelo evaporador também afeta diretamente as taxas de transferência de calor, influenciando diretamente o tempo de resfriamento e com ele a qualidade e vida útil dos produtos hortícolas. A distribuição do ar resfriado nas câmaras refrigeradas (frigoríficas) é comumente efetuada com o evaporador posicionado na lateral da câmara.

1.1 Hipótese

A modificação da configuração para a distribuição do ar em câmaras refrigeradas minimizará as diferenças de temperaturas entre as zonas quentes e frias.

1.2 Objetivo geral

Obter uma configuração de distribuição do ar resfriado no interior de uma câmara que minimize as diferenças de temperatura entre as regiões quentes e frias.

1.3 Objetivos específicos

- Utilizar uma ferramenta de DFC (Dinâmica dos Fluidos Computacional), o *software* OpenFOAM[®], para simular duas configurações de distribuição do ar no interior de câmaras refrigeradas;
- Por meio de medições experimentais, obter a distribuição de temperatura do ar com as novas configurações de distribuição do ar e comparar com aquela obtida através do *software* OpenFOAM[®].

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Sistemas frigoríficos

O sistema de refrigeração por compressão de vapor é compreendido basicamente por quatro componentes mecânicos: o compressor, um trocador de calor ou condensador, um dispositivo de expansão e outro trocador de calor ou evaporador (Figura 1). No ciclo de refrigeração por compressão de vapor, o fluido refrigerante, no estado físico vapor, é comprimido pelo compressor no condensador; no condensador, o fluido rejeita energia térmica para o ar e/ou água e com isso muda para a fase líquida, sendo depois expandido através de um dispositivo de expansão e controle, saindo a baixa pressão e temperatura para entrar no evaporador, onde absorve energia térmica do meio a ser refrigerado. Neste caso, o fluido muda da fase líquida para a fase vapor, retornando à sucção do compressor (JABARDO e STOECKER, 2002; DOSSAT, 2004; MILLER e MILLER, 2008).

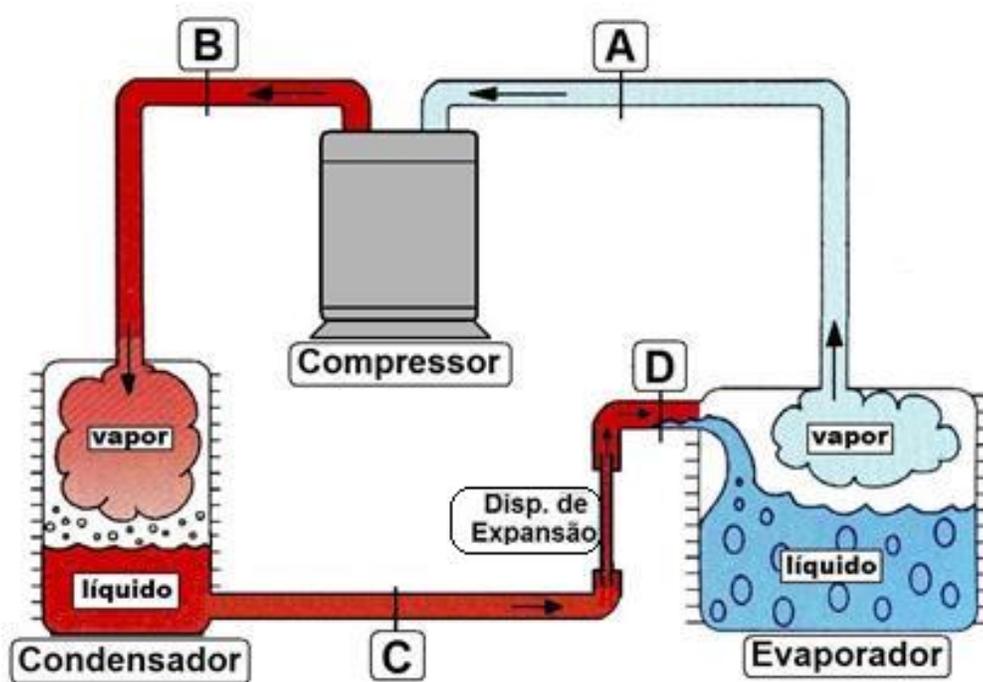


Figura 1 - Sistema de refrigeração por compressão de vapor.

Fonte: Adaptado de SILVA (2004).

O diagrama de propriedades termodinâmicas pressão por entalpia da Figura 2 é o utilizado no estudo de sistemas de refrigeração por compressão de vapor. As variações que ocorrem quando o fluido refrigerante passa de uma parte do circuito para outra são de fácil visualização. Nele são identificadas várias propriedades físicas de um fluido refrigerante.

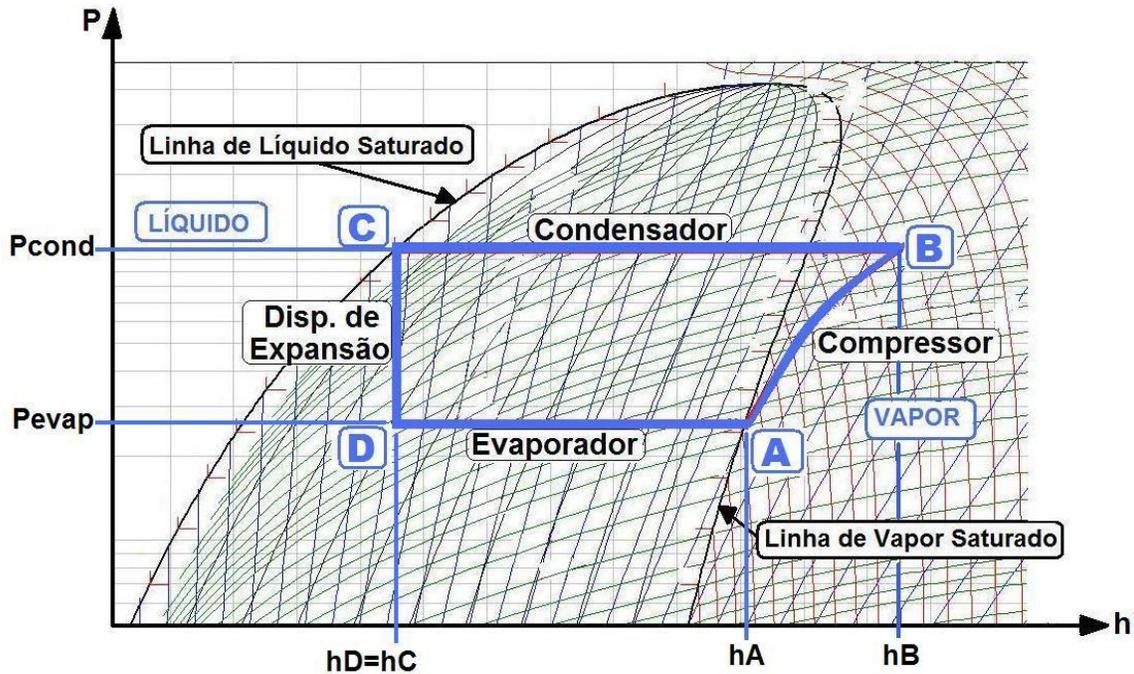


Figura 2 - Diagrama pressão (p)-entalpia (h) do ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor.

Na Figura 2, verificam-se os quatro processos que ocorrem nos circuitos, compressão (A→B), condensação (B→C), expansão (C→D) e vaporização (D→A).

1) Processo A → B: Ocorre no compressor, sendo um processo adiabático reversível e, portanto, isentrópico. Como mostra a Figura 1 e a Figura 2, o fluido refrigerante entra no compressor à pressão do evaporador (P_{evap}). O fluido refrigerante é então comprimido até atingir a pressão de condensação (P_{cond}) e, ao sair do compressor está superaquecido à temperatura T_2 , que é maior que a temperatura de condensação.

2) Processo B → C: Ocorre no condensador, sendo um processo de rejeição de energia térmica do fluido refrigerante para o meio externo, à pressão constante. Neste processo o fluido

refrigerante é resfriado até a temperatura de condensação T_{cond} e, a seguir, condensado (liquefeito) até se tornar líquido saturado na temperatura igual à temperatura T_{cond} .

3) Processo $C \rightarrow D$: Ocorre no dispositivo de expansão, sendo uma expansão irreversível com entalpia constante (processo isoentálpico), desde a pressão P_{cond} e líquido saturado, até a pressão de vaporização (P_{evap}). O processo é irreversível e, portanto, a entropia do fluido refrigerante na saída do dispositivo de expansão será maior que a entropia do fluido refrigerante na sua entrada.

4) Processo $D \rightarrow A$: Ocorre no evaporador, sendo um processo de transferência de energia térmica a pressão constante (P_{evap}), conseqüentemente, a temperatura constante (T_{evap}), desde vapor úmido (Ponto D), até atingir o estado de vapor saturado seco. A energia térmica transferida ao fluido refrigerante no evaporador não modifica a temperatura do mesmo.

As diferenças principais entre os ciclos de refrigeração real e ideal estão mostradas na Figura 3.

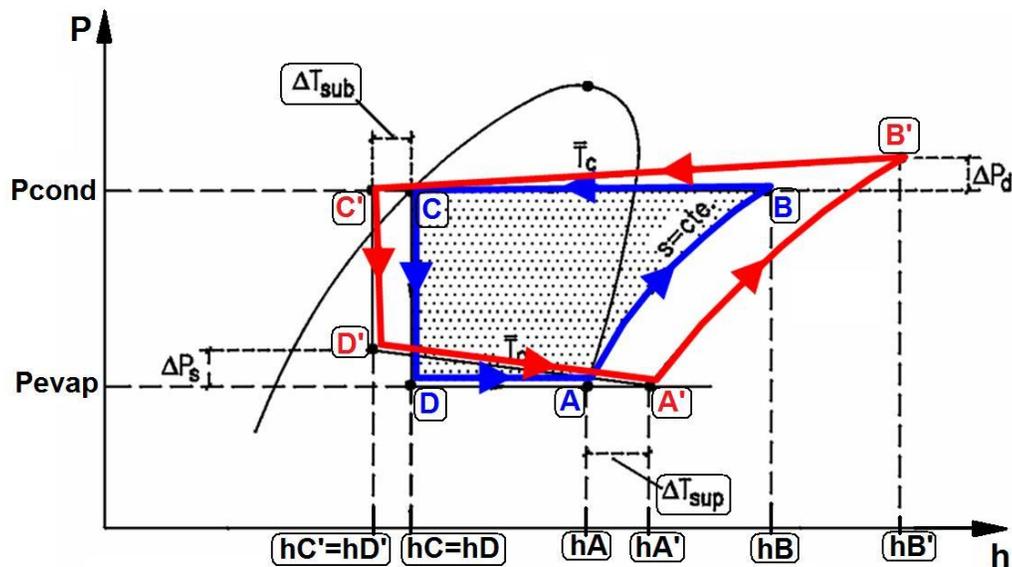


Figura 3 - Diferenças entre o ciclo ideal e o ciclo real de sistemas de refrigeração por compressão de vapor.

Fonte: Adaptado de SILVA (2004).

De acordo com a Figura 3, pode-se observar que uma das diferenças é a queda de pressão (perdas de carga ΔP_d e ΔP_s) nas linhas de descarga (alta pressão) e de sucção (baixa pressão) assim como no condensador e no evaporador. Outra diferença é o subresfriamento do fluido refrigerante na saída do condensador e o superaquecimento no evaporador, conforme Figura 4. O superaquecimento é um processo de extrema importância que tem a finalidade de evitar a entrada de fluido refrigerante líquido no compressor. O retorno de líquido ou golpe de líquido (calço hidráulico) provocam quebras mecânicas no compressor. A Figura 5 ilustra o fenômeno do superaquecimento.

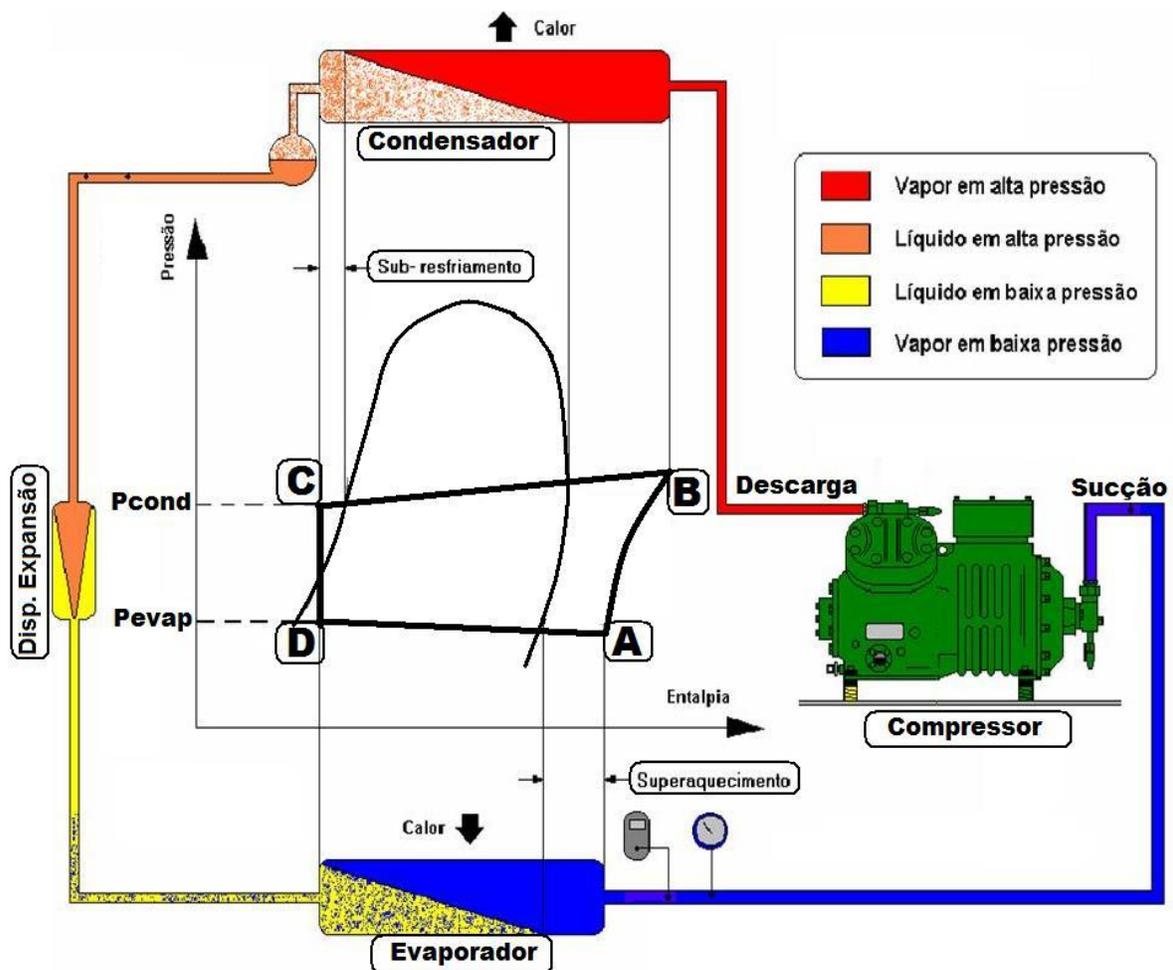


Figura 4 - Circuito que ilustra o superaquecimento e o subresfriamento nos sistemas de refrigeração por compressão de vapor.

Fonte: Adaptado de BITZER (2005).

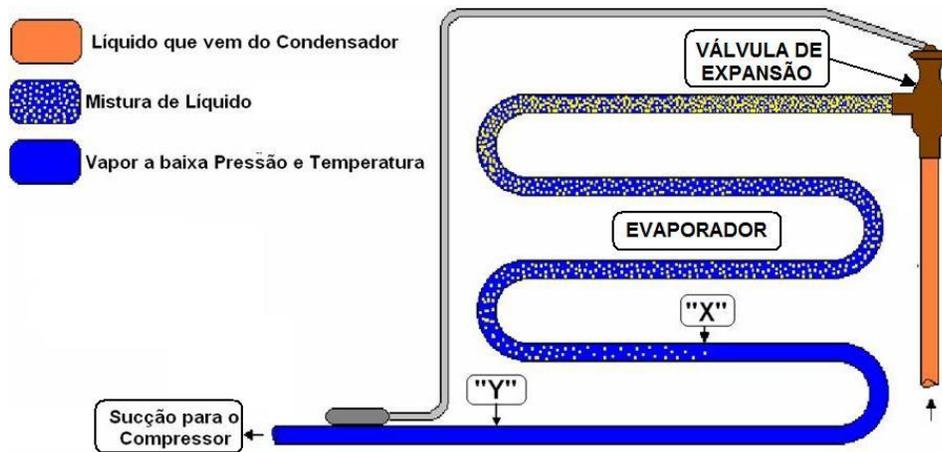


Figura 5 - Superaquecimento (do ponto “X” ao ponto “Y”) no evaporador.

Fonte: BITZER (2005).

Para a remoção da energia térmica dissipada por todas as fontes de calor contidas no interior das câmaras refrigeradas, utilizam-se evaporadores aletados com convecção a ar forçado, conforme ilustra a Figura 6.

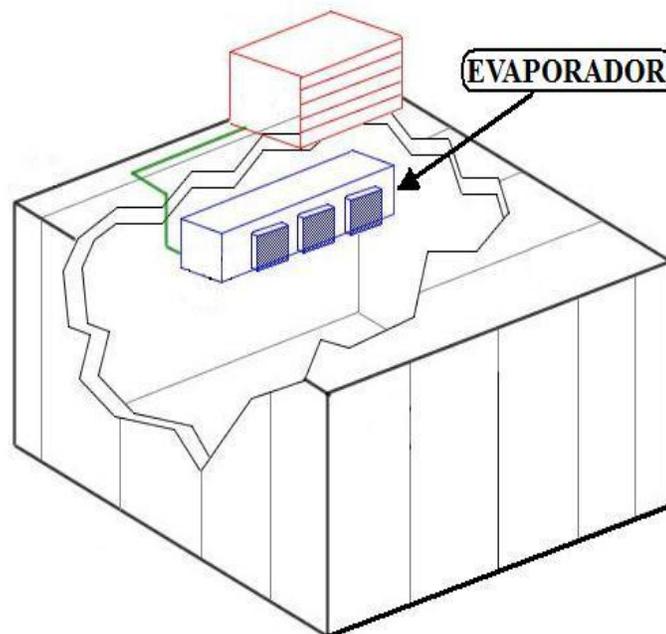


Figura 6 - Ilustração do posicionamento convencional do evaporador no interior da câmara refrigerada.

Fonte: Adaptado de SILVA (2004).

2.2 A cadeia do frio

A cadeia de frio é uma rede de fornecimento que trata de produtos sensíveis à temperatura e muitas vezes altamente perecíveis (Lu Chen, 2012) e envolve os processos de armazenamento, conservação, distribuição, transporte e manipulação dos produtos, com o controle de temperatura.

O ciclo do gerenciamento da cadeia do frio engloba nove fases principais do gerenciamento da cadeia, que devem ser sincronizadas para assegurar a qualidade do produto e são: produção, ferramentas para monitorar temperatura, transporte, análise de riscos, armazenagem, controle de temperatura, sistemas inteligentes de armazenagem, consumidor e proteção ao consumidor (Cold Chain Management, 2010). Para Montanari (2008), a gestão da cadeia do frio é caracterizada pelas atividades de manuseio, transporte, armazenagem, embalagem, movimentação e manutenção das propriedades qualitativas de produtos sensíveis à temperatura, sendo dependente da infraestrutura e da gestão da informação. Dessa forma, a integração da cadeia de frio deve ser preservada a partir do ponto de origem, em cada fase da cadeia de abastecimento (carga, descarga, manuseio e armazenagem) e no armazenamento a clientes finais (Salin e Nayga, 2003). Bogataj et al., (2005), destacam que o crescimento do mercado global de produtos da cadeia de frio é suportado por uma melhoria permanente da eficiência do transporte, o desenvolvimento da comunicação e tecnologia da informação, bem como o desenvolvimento de técnicas de cadeias de frio. A Figura 7 apresenta, de forma resumida, os elos de uma cadeia do frio.

Laguerre et al. (2012) destacam que a cadeia de frio de produtos alimentares tem três aspectos específicos: a presença de vários tipos de equipamentos, um grande número de itens de produtos diferentes e vários parâmetros aleatórios em cada ligação, sendo a temperatura o parâmetro mais difícil de controlar ao longo da cadeia do frio. Zwierzycki et al. (2011) também enfatizam que um dos critérios mais importantes da eficiência do processo na cadeia do frio é a estabilização da temperatura. Os autores também destacam que uso de *softwares* de simulação podem constituir numa ferramenta eficiente de apoio a tomada de decisão com respeito à organização do transporte na cadeia de frio, pois, uma ferramenta de simulação pode ser útil durante o treinamento de gestores de transporte de alimentos. Em seu trabalho, esses autores elaboraram uma ferramenta de simulação considerada de fácil utilização, que permite

aos gestores logísticos a seleção de veículos e o monitoramento da influência do fator de temperatura sobre as condições do processo de transporte. O acompanhamento da temperatura em toda a cadeia de frio tem sido uma questão importante ao longo dos anos. A temperatura é uma característica da etapa de pós-colheita, que tem o maior impacto sobre o tempo de armazenamento de produtos alimentares perecíveis e a gestão de temperatura é o procedimento mais importante para retardar a deterioração dos produtos alimentares (Chen e Shaw, 2011). Diferentes tecnologias estão disponíveis para a coleta de dados de temperatura, tais como gravadores de gráficos, registradores de dados, *Time-Temperature Indicators* (TTIs) bem como etiquetas de *Radio Frequency Identification* (RFID) ativas com sensores de temperatura (DADA E THIESSE, 2008).



Figura 7 - Elos da cadeia do frio para produtos hortícolas.

Panorama da cadeia do frio

No ano de 2007, com sede na cidade de Alexandria, estado da Virginia nos Estados Unidos (EUA), uma associação foi fundada com o nome *Global Cold Chain Alliance* (GCCA), cujo objetivo é atuar como plataforma para redes de comunicação e educação para cada elo da cadeia do frio, a GCCA é composta por quatro principais organizações parceiras: *International Association of Refrigerated Warehouses* (IARW), *World Food Logistics Organization* (WFLO), *International Refrigerated Transportation Association* (IRTA) e *International Association for Cold Storage Construction* (IACSC).

Segundo informações da *Global Cold Chain Alliance* (GCCA), muitos dos membros dessas quatro organizações parceiras, buscaram através da criação da GCCA, uma necessidade de adaptar-se aos novos modelos de negócios em resposta a aceleração das mudanças na economia global, esta resposta representa uma maior integração da indústria da cadeia do frio, iniciando relações mais próximas entre todos os elos que compõem a cadeia. Através das quatro organizações parceiras, a GCCA representa atualmente 1233 empresas membros em 65 países. Além da sede, GCCA possui cinco escritórios internacionais, China, Holanda, Índia, Guatemala e Rússia.

No Brasil, com sede na Cidade de Araraquara no estado de São Paulo, fundada no ano de 1979, está a Associação Brasileira da Indústria de Armazenagem Frigorificada (ABIAF), representando atualmente 18 (dezoito) empresas da região sudeste, 04 (quatro) empresas da região nordeste, 01 (uma) empresa da região centro-oeste e 07 (sete) empresas da região sul. Existem empresas brasileiras filiadas ABIAF que também possuem filiação direta com a IARW.

De acordo com a *ACR Progect Consultants*, alguns países como a Índia vem desenvolvendo o conceito de *Green Cold Chain*¹, essa cadeia do frio cientificamente desenvolvida, projetada para lidar e preservar a excelência da qualidade de produtos alimentares cultivados no país, poderá transformar-se em uma rede de excelência.

Um estudo realizado por Joshi et al. (2010), ressaltou uma interessante discussão sobre o nível de consciência e práticas seguidas pelos consumidores indianos sobre a manipulação

¹ O conceito de "Gren Cold Chain" emerge nas linhas dos edificios verdes, projetos de cadeia de frio verde são uma combinação de variedade de sistemas, incluindo obras civis, isolamento térmico, refrigeração eletrificação e iluminação, ventilação, equipamentos de manuseio e armazenamento, sistemas de controle de consumo de energia além do impacto no meio ambiente (ACR Progect Consultants).

de produtos perecíveis nas residências. Uma importante conclusão foi que grande maioria daqueles da classe média indiana têm uma boa compreensão de práticas de segurança de alimentar, porém, o conhecimento ainda é insuficiente para a manutenção da cadeia de frio em sua casa. No entanto, para Fatehpuria (2013) ainda existem muitos desafios que a cadeia do frio indiana enfrenta em termos de conhecimento e infraestrutura disponível. Devido a isso, há uma falta significativa dos serviços de abastecimento da cadeia de frio.

Segundo Yang et al. (2012), na China o desenvolvimento da cadeia do frio de frutas e vegetais ainda está relativamente atrasado em relação a outros países desenvolvidos, o que leva a uma baixa taxa de circulação dos produtos, restringindo o desenvolvimento da indústria de frutas e legumes. Os autores destacam que, acelerar infraestruturas de construção e técnicas de modernização, impulsionando o desenvolvimento dos serviços terceirizados de logística da cadeia de frio, são importantes estratégias que deveriam ser adotadas como referência para aperfeiçoar a gestão da cadeia do frio.

Nos estados Unidos a cadeia de frio cresceu e há várias leis promulgadas pelo governo federal no que diz respeito principalmente ao transporte de medicamentos e vacinas (FATEHPURIA, 2013).

2.3 Armazenagem frigorífica

A região do Vale do São Francisco (Figura 8), localizada no nordeste do Brasil, tem Petrolina-PE e Juazeiro-BA como suas principais cidades. Essa região é uma das principais produtoras de uvas e mangas.

Dados do anuário brasileiro da fruticultura de 2011 mostram que, em 2010, o País embarcou 124.694,0 t de manga, 13% a mais que em 2009. Desse número, 99.002,0 t saíram do Vale do São Francisco para ganhar solo internacional, representando aproximadamente 80% dos embarques nacionais. Em valores, o setor movimentou US\$ 119,9 milhões, o que representou variação positiva de 23% na comparação com o ano anterior.

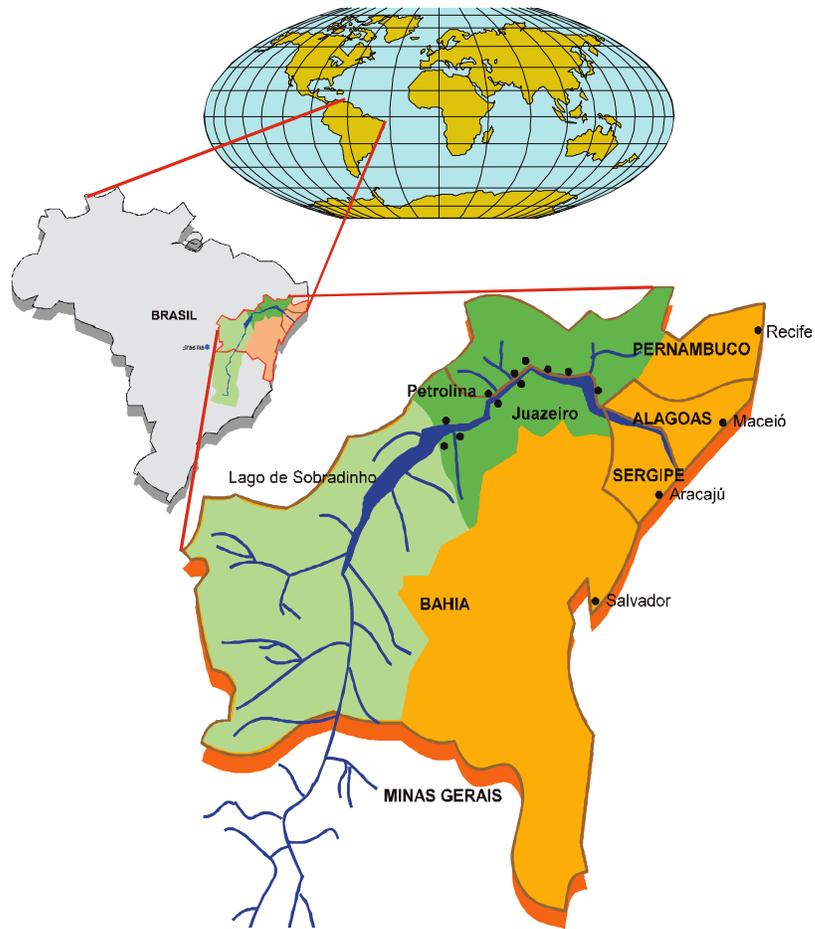


Figura 8 - O Vale do São Francisco.

Fonte: VALEXPORT (2011).

Entre os principais compradores figuraram países da Europa como a Holanda, para onde foram enviadas 60.941,0 t. Os Estados Unidos importaram 24.610,0 t no mesmo período. Segundo dados do Instituto Brasileiro de Frutas (IBRAF, 2011), em 2009, a região do Vale do São Francisco foi responsável por aproximadamente 87% das exportações de mangas para o mercado europeu.

A crescente demanda por armazenamento ocorre devido a maior produção de frutas. Isto resultou em maior ênfase no projeto, construção e gestão de empresas de armazenamento (LADANIYA, 2008).

Evitar a injúria pelo frio nos frutos tem sido um desafio constante dos estudiosos, cujo principal objetivo é estender a vida pós-colheita do fruto mantendo a sua qualidade.

Pode-se dizer que a refrigeração é o método mais econômico para o armazenamento prolongado de produtos hortícolas frescos. Os principais equipamentos são os refrigeradores domésticos, os expositores frigoríficos e as câmaras refrigeradas comerciais, mostrada na Figura 9. Os demais métodos de controle do amadurecimento e das doenças são utilizados apenas como complemento à redução da temperatura. Os métodos de controle ou modificação da atmosfera, aplicação de ceras na superfície dos produtos, entre outros, não produzem bons resultados se não forem associados ao uso de baixas temperaturas (CHITARRA e CHITARRA, 2005).



Figura 9 - Câmara refrigerada.

Nunes et al. (2009) destacam que a temperatura e umidade relativa (UR) são os fatores mais importantes que afetam a qualidade dos produtos frescos e a aceitação pelos consumidores. Tais conclusões foram resultados de um estudo da cadeia de distribuição de frutas e hortaliças, no qual foi monitorado o tempo do produto ao chegar do centro de distribuição até o armazenamento na câmara refrigerada da loja (supermercado).

Trabalhos como o de Tassou e Xiang (1998) já evidenciavam a importância da uniformidade da temperatura no armazenamento de produtos hortícolas. Os autores analisaram tanto a distribuição da velocidade do ar, como a distribuição da temperatura no interior de uma câmara de estocagem de vegetais e verificaram variações de temperatura entre o ar insuflado e a temperatura no interior das caixas de vegetais, indicando como solução a mudança na disposição das caixas no interior da câmara.

A manutenção da temperatura sem muitas oscilações durante o armazenamento frigorífico é de extrema importância, pois evita a formação de regiões quentes no interior da câmara e o aumento da temperatura em algumas zonas. Para isto, é necessário uma correta distribuição do ar visando homogeneizar e estabilizar a temperatura exigida nos diferentes pontos da câmara, qualquer que seja o produto armazenado (TERUEL, 1996).

Na Figura 10, Sá e Alexandre (2007) ilustram um aspecto que algumas vezes não é considerado no projeto de câmaras refrigeradas. O ar frio tende a ficar estagnado criando estratificação que dificulta homogeneizar a temperatura do ar dentro das câmaras.

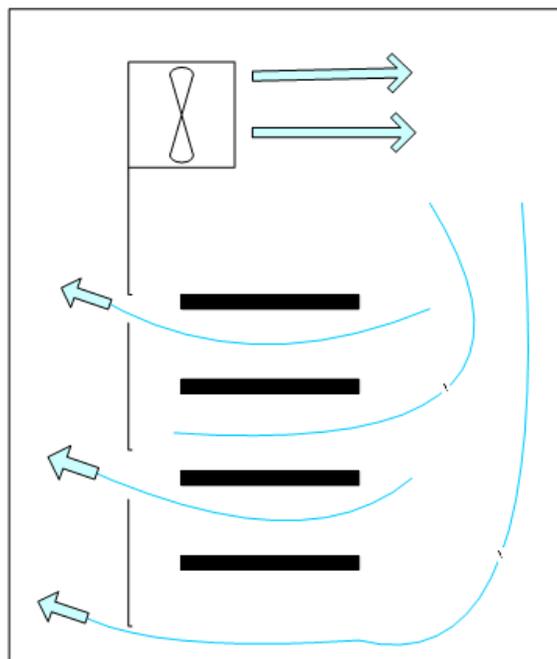


Figura 10 - Distribuição de ar no interior de uma câmara refrigerada.

Fonte: Sá & Alexandre (2007).

Dentro de um ambiente refrigerado, o nível de temperatura e sua homogeneidade são diretamente regidos por padrões do fluxo de ar. A manutenção da temperatura no armazenamento é essencial, a fim de preservar a vida, segurança e a qualidade de prateleira de alimentos perecíveis (MOUREH et al. 2009).

Uma solução para a má distribuição do fluxo de ar dentro das câmaras pode ser a utilização de túneis portáteis de congelamento por ar forçado. Este sistema reduziu em 22% o tempo de congelamento dos produtos (simulação de polpa de fruta), podendo ser verificado que o sistema de exaustão empregado foi mais eficiente (BARBIN et al., 2009).

Desde os primórdios, é fato conhecido de que a refrigeração é uma componente de fundamental importância em diversas empresas, porém, representa uma significativa parcela do consumo de energia elétrica de um empreendimento, podendo atingir 90% do consumo total em alguns dos casos (SÁ e ALEXANDRE, 2007).

O tema da eficiência energética é de grande importância nos tempos atuais. Particularmente no Brasil, o Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica (PROCEL) lançou a meta de que até 2015 deverão ser economizados 130 bilhões de kWh no país. A refrigeração é responsável pelo consumo de um terço de toda a energia produzida no mundo (PROCEL *apud* TERUEL et al., 2008).

Soluções que resultem em economias de energia na refrigeração foram levantadas por Altwies e Reindl (2001). Os autores propõem que operar mais efetivamente o sistema de refrigeração em horários mais favoráveis a refrigeração, ou seja, em períodos onde o custo da energia é menor assim como as condições exteriores são mais favoráveis, geraria economia de até 53% do total gasto na refrigeração. Porém, tendo em vista que o sistema irá atingir seu consumo máximo de energia em um horário favorável, deve-se obter um ótimo isolamento para que a carga térmica retirada possa ser mantida, utilizando um nível mais baixo de consumo de energia.

Sá e Alexandre (2007) afirmam que é possível aumentar a eficiência energética através de medidas como o aproveitamento do calor rejeitado nos condensadores como fonte de calor para cortinas de ar de câmaras refrigeradas ou pré-aquecimento de águas para uma maior rapidez no descongelamento de matérias-primas. Os autores informam também que, através de auditorias energéticas, é possível identificar equipamentos de maior consumo e desenvolver políticas de racionalização de consumos para a especificidade desses mesmos

equipamentos. Verifica-se que os compressores são responsáveis por aproximadamente metade do consumo da energia elétrica no sistema de refrigeração por compressão de vapor. Neste caso, a incorporação de dispositivos de variação de velocidade nos motores de acionamento pode reduzir em até 20% o consumo do mesmo, tendo por si só um impacto de redução de 10% no total do consumo da instalação. O mesmo se aplica aos motores elétricos dos ventiladores dos evaporadores e condensadores.

Sem revelar a indústria que foi objeto do estudo de caso, Sá e Alexandre (2007) resumem na Figura 11 o resultado das medições efetuadas num sistema de refrigeração comercial. Observa-se que os equipamentos destinados à refrigeração são responsáveis por cerca de 72% do consumo de energia elétrica. Pelo fato de estes equipamentos terem grande impacto nos custos, além do impacto ambiental, quaisquer medidas que permitam uma redução no consumo de energia elétrica podem resultar em significativas reduções nos custos totais em longo prazo.

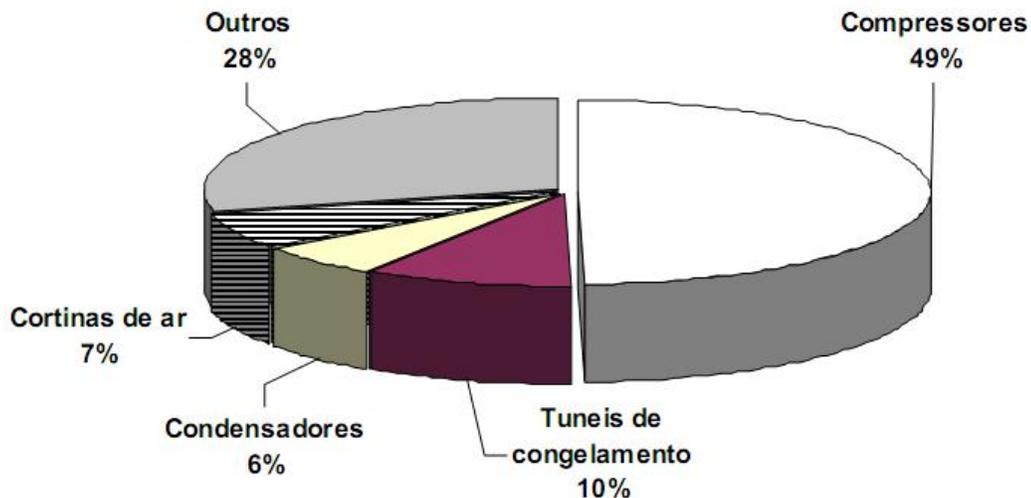


Figura 11 - Consumo de energia em sistemas de refrigeração.

Fonte: Sá e Alexandre (2007).

Para Tassou et al. (2010) a refrigeração é usada em todas as etapas da cadeia alimentar, no processamento, na distribuição, no varejo e no consumo final. Os autores estudaram algumas tecnologias emergentes na área de refrigeração (sistema de adsorção, refrigeração

termoacústica, refrigeração termoelétrica e magnética), objetivando a redução no consumo de energia elétrica e nas emissões de gases do efeito estufa. A pesquisa por técnicas e/ou tecnologias que atuem na redução do consumo de energia é algo constante.

Hasanuzzaman et al. (2009) investigaram a influência da temperatura ambiente, da carga térmica interna e ajuste do termostato no consumo de energia em câmaras e freezers e verificaram que, das variáveis analisadas, a temperatura ambiente foi a que mais impactou no consumo de energia elétrica.

Wilcox (2001) fez um relatório técnico para a RETA (*Refrigerating Engineers & Technicians Association*) sobre a eficiência energética de câmaras refrigeradas para frutas, no qual foi constatado que as técnicas aplicadas no estudo produzem uma redução do consumo de energia elétrica que pode variar de 10 a 50%. As principais técnicas foram a redução da pressão de condensação e o controle das velocidades dos motores elétricos dos evaporadores, condensadores e compressores.

Teruel et al. (2008) desenvolveram um equipamento microprocessado que efetua o controle da velocidade de rotação do motor do ventilador de sistemas de ar forçado. Com isso o usuário pode definir a massa a ser resfriada em quilogramas de produto e, após esta programação, o motor do ventilador trabalha em uma nova condição, melhorando significativamente a eficiência no uso da energia elétrica, refletindo-se no custo de resfriamento.

As câmaras refrigeradas ou câmaras frigoríficas, predominantemente, utilizam os sistemas de refrigeração por compressão de vapor, assim, já que não é possível efetuar a redução da carga térmica proveniente do produto refrigerado, a única forma de reduzir o consumo energético é tornando o sistema de refrigeração mais eficiente.

Quando se faz referência a eficiência deve-se ter em mente que o máximo de energia do sistema para o trabalho efetivo, ou seja, resfriar, congelar ou manter o produto. Tudo o que não está relacionado ao produto final pode ser combatido, como a eficiência na distribuição do ar interno.

2.4 A simulação computacional

A utilização da Dinâmica dos Fluidos Computacional (DFC) - *Computational Fluid Dynamics* (CFD) iniciou-se no final da década de 1970, quando os estudos enfatizaram principalmente os escoamentos com interesses bélicos, em especial, o deslocamento de ar ao redor de aeronaves e projéteis. Para os escoamentos de fluidos (gases e líquidos), os modelos matemáticos eram estabelecidos com base nas equações diferenciais parciais de conservação da quantidade de movimento, massa e energia (SOUZA, 2011).

A utilização de computadores em conjunto com as instalações experimentais é uma interação ideal que intensifica a análise da dinâmica dos fluidos (KRAUSE, 1985). O uso de programas (*softwares*) de simulação permite a solução de diversos projetos científicos e problemas operacionais sem a necessidade da realização de parada de máquinas ou perda de produção. A redução do tempo e do número de experimentos realizados em bancadas de testes traz uma considerável economia no desenvolvimento de novos projetos ou na atualização dos que estão em operação. Portanto, para garantir que o resultado da simulação seja coerente, é necessário validar o resultado obtido com resultados experimentais (SOUZA, 2011). Trabalhos como os de Djunaedy et al. (2003), Luo e Roux (2004) e Bhutta et al. (2012), destacam que, com a elevação da capacidade computacional, o uso da simulação na dinâmica dos fluidos promoveu uma redução do custo durante a análise do projeto.

O uso das técnicas de DFC auxilia na obtenção de previsões da velocidade e distribuição de temperatura do ar em ambientes fechados, tendo papel importante na melhoria dos projetos de sistemas de ventilação (AWBI, 1989). Um exemplo é o trabalho de Gan (1995) que fez comparações entre os sistemas de resfriamento e aquecimento para o condicionamento de ar, as simulações mostraram que a saída de ar pelo piso mostrou-se mais eficiente que os sistemas convencionais com saídas por difusores no teto.

As ferramentas de DFC também têm sido utilizadas por muitos anos para análise de projeto de sistemas de ventilação em edificações, avaliando parâmetros de ventilação e configurações do ambiente para o escoamento do ar em sistemas de condicionamento de ar (ar condicionado) com insuflamento pelo piso (NIELSEN, 2004).

Por outro lado, conforme discutido por Fortuna (2000), é um erro pensar que a DFC irá substituir as técnicas experimentais e as análises teóricas, ela é uma ferramenta auxiliar na compreensão dos fenômenos.

Jian et al. (2006) fizeram o uso das ferramentas computacionais para análises prévias de projetos dos ângulos de entradas e saídas para os fluxos de ar no interior de ambientes climatizados. Concluíram, através do uso de uma ferramenta de DFC, que a elevação do ângulo de entrada e redução do ângulo de saída contribuem para uma melhor climatização do ambiente bem como para o conforto dos ocupantes.

A aplicação de dinâmica de fluidos computacional também está se tornando cada vez mais importante no setor agrícola. Ao longo dos anos, a versatilidade, precisão e facilidade de uso oferecida pela DFC levaram à sua maior aceitação pela comunidade de engenharia agrícola. Além da armazenagem frigorífica, atualmente a DFC é regularmente utilizada para resolver os problemas ambientais de estufas e instalações de produção animal (NORTON et al., 2007).

Muitos estudos têm elucidado os benefícios associados com a distribuição uniforme do fluxo de ar em sistemas animal e vegetal (Boulard et al., 2002; Gebremedhin e Wu, 2005). Na produção animal, o controle sobre o fluxo de ar é necessário para remover umidade e gases do resíduo animal e para servir de abrigo das baixas temperaturas, chuva e radiação. Estas análises proporcionam uma melhoria significativa, tornando o ambiente mais saudável e mais produtivo para os animais e pessoas que trabalham no local (SPOOLDER et al., 2000).

Tassou e Xiang (1998), Hoang et al. (2000), Nahor et al. (2005) e Xie et al. (2006) fizeram simulações em câmaras refrigeradas com o evaporador na posição convencional, nas quais foram observadas a existência de regiões com estagnação do ar e grandes variações no fluxo. A análise do fluxo de ar (Figura 12) indicou que a ferramenta de DFC pode ser utilizada na análise dos projetos, porém não foram apontadas soluções para buscar uma melhor distribuição do ar no interior da câmara.

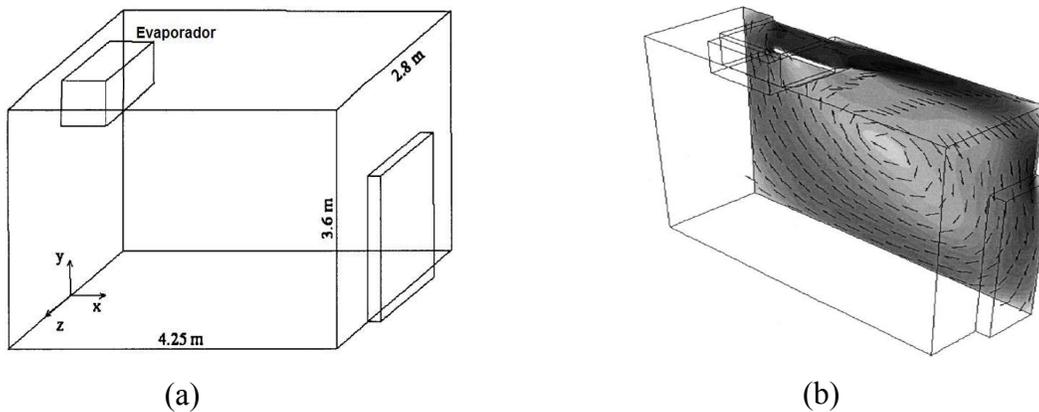


Figura 12 - Desenho esquemático da câmara refrigerada (a) e o fluxo de ar (b).

Fonte: Adaptado de Nahoret al. (2005).

Ho et al. (2010) estudaram a distribuição do ar, pressão e temperatura no interior de uma câmara refrigerada, verificando que o aumento da quantidade de evaporadores elevando o fluxo de ar é uma alternativa à minimização das oscilações de temperaturas. A Figura 13 ilustra um dos problemas encontrado em câmaras refrigeradas: a temperatura aumenta em até 7°C nas regiões mais distantes da “flecha de ar frio” lançada pelo ventilador do evaporador. Isso gera os problemas de maior transpiração e respiração das frutas e hortaliças que estejam armazenadas.

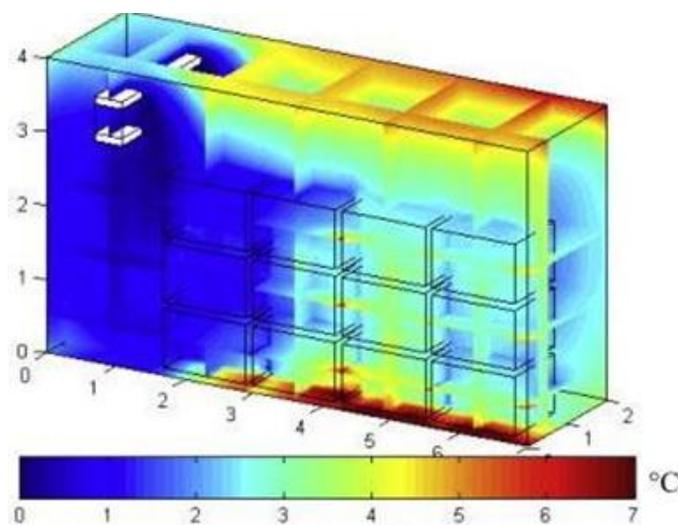


Figura 13 - Distribuição de temperaturas no interior de uma câmara refrigerada.

Fonte: Ho, Rosário e Rahman (2010).

Além do uso das ferramentas de DFC para análise da circulação do ar em sistemas de condicionamento de ar e em câmaras refrigeradas, os trabalhos de Cortella et al. (2001), Cortella (2002), Gaspar et al. (2003), Gaspar e Pitarma (2005) e D'Agaro et al. (2006), Yan-li et al. (2007), e Gaspar et al. (2012), mostram o uso de *softwares* de DFC para analisar a circulação do ar em expositores frigoríficos (*display cabinets*) utilizados em supermercados, os resultados mostram que o uso dos *softwares* de DFC são úteis ferramentas para análise de projeto.

Cortella et al. (2001) efetuaram medições experimentais dos campos de temperatura e de velocidade do ar com a finalidade de validar as previsões do modelo numérico. Foram simulados os processos de transmissão de calor e massa em expositores frigoríficos verticais abertos, utilizando o método de elementos finitos, e considerando o escoamento bidimensional, turbulento, não isotérmico e em regime estacionário. A Figura 14 mostra o modelo computacional utilizado no referido equipamento com intuito de avaliar a distribuição dos campos de velocidade e de temperatura.

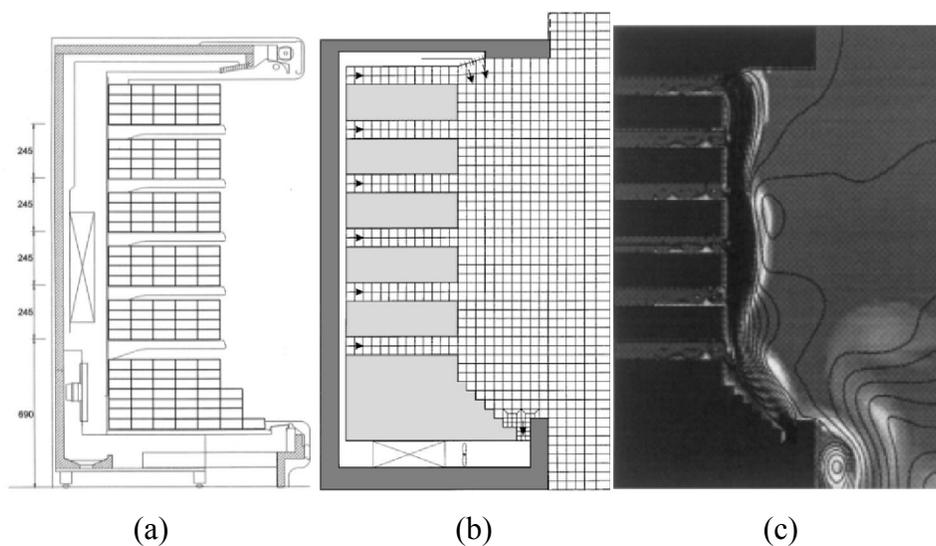


Figura 14 - Corte lateral esquerdo (a), malha gerada (b) e o mapa de temperatura (c).

Fonte: Cortella, Manzan e Comini (2001).

Conforme já mencionado nesse trabalho, cada etapa da conservação e da manipulação das frutas e hortaliças no meio refrigerado constitui um elo da cadeia do frio, que não deve ser quebrado. Quando quebrada por deficiência na armazenagem frigorífica, por exemplo, a cadeia do frio diminui automaticamente o período de conservação do produto. Para Cortella (2002) e Lu et al. (2007), o expositor frigorífico é o elo mais fraco da cadeia do frio, portanto, pesquisas que busquem a melhoria desses equipamentos podem impactar na eficiência de toda a cadeia. Contudo, é importante salientar que as câmaras refrigeradas, objeto de estudo nesse trabalho, fazem parte de elos no início, meio e fim da cadeia do frio, tornando esse equipamento o mais importante em toda a cadeia.

A Figura 15 mostra o mapa de temperatura obtida com a simulação computacional, no qual Cortella (2002) investigou a influência da infiltração do “ar quente” sobre o balanço energético do balcão frigorífico e utilizou os resultados experimentais para validar o modelo matemático utilizado, definindo o modelo como confiável e útil para o projeto de expositores verticais e horizontais abertos.

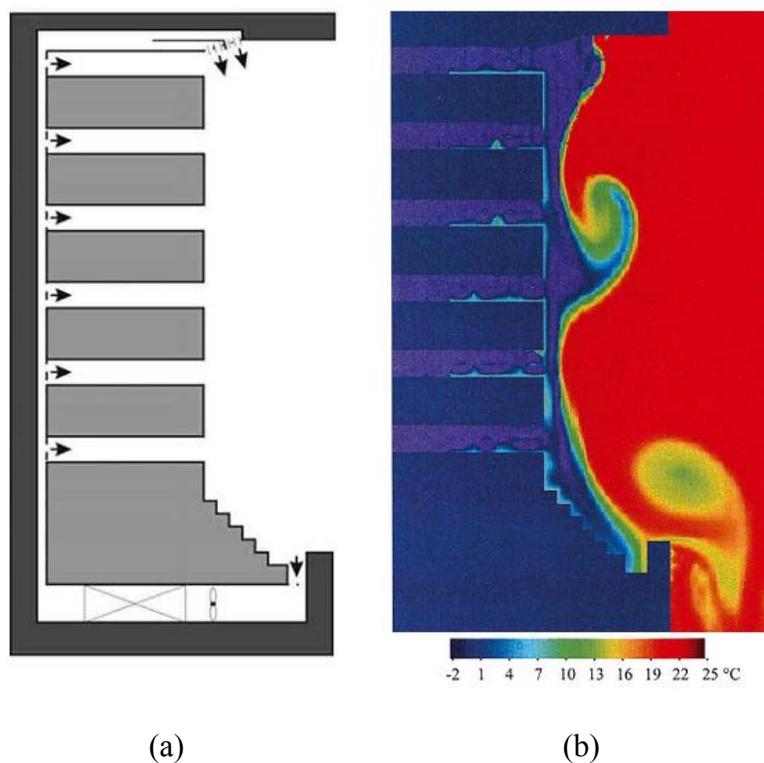


Figura 15 - Corte lateral esquerdo (a) e o mapa de temperatura (b).

Fonte: Cortella (2002).

Gaspar et al. (2003) compararam dois *softwares* comerciais de DFC: o PHOENICS® e o FLUENT®. As principais conclusões foram que o PHOENICS® é superior na diversidade de modelos físico-matemáticos, possui maiores facilidades na construção da malha computacional e na possibilidade de recorrer a uma maior quantidade de modelos matemáticos. O FLUENT®, por sua vez, é superior na facilidade de utilização em função da versatilidade e simplicidade da interface, possui uma velocidade de convergência da solução muito superior e um erro absoluto relativamente menor aos valores experimentais.

Gaspar e Pitarma (2005) utilizaram o *software* comercial PHOENICS® para simular e visualizar o escoamento e a transferência de calor no espaço refrigerado do expositor frigorífico, sendo testadas configurações alternativas correspondentes a um estudo preliminar de otimização. Através da comparação de resultados numéricos e experimentais para a temperatura, pode concluir-se que o modelo de simulação permite prever, com precisão adequada, o desempenho térmico destes equipamentos. É importante salientar que, nos trabalhos de Gaspar et al. (2003) e Gaspar e Pitarma (2005), o mesmo equipamento (expositor frigorífico) foi utilizado para as análises experimentais.

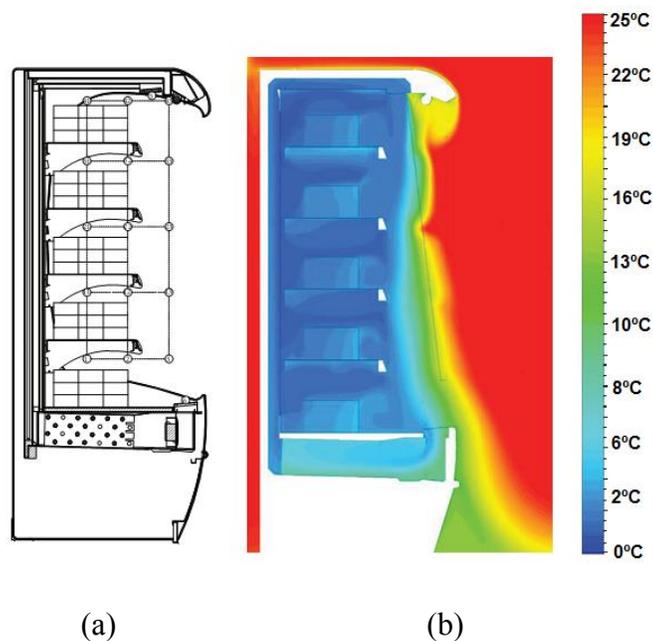


Figura 16 - Corte lateral esquerdo com as posições dos termopares (a) e o mapa de temperatura (b).

Fonte: Adaptado de Gaspar, Gonçalves e Pitarma (2012).

A comparação entre os resultados da DFC com dados experimentais, feita por D'Agaro et al. (2006) e Gaspar et al. (2012), mostra que uma simulação computacional em 2D é totalmente inadequada para tais configurações, enquanto as simulações em 3D possuem mais proximidades com os fenômenos reais, sendo a simulação 3D a melhor opção para análise da engenharia de projeto em expositores frigoríficos. A Figura 16 mostra o posicionamento adotado no experimento para os termopares e a distribuição de temperatura obtida com o *software* de DFC.

Os trabalhos de Carvalho et al. (1994), Moureh et al. (2002), Moureh, e Flick (2004) e Benamara et al. (2007) mostram a aplicação dos *softwares* de DFC em caminhões frigoríficos (*truck refrigerated*). Carvalho et al. (1994) analisaram a distribuição de temperatura e velocidade do ar no interior do compartimento refrigerado, tendo como principal objetivo a validação das equações governantes (conservação da massa, quantidade de movimento e energia) e do modelo de turbulência ($k-\epsilon$ padrão) através das medições experimentais. Moureh et al. (2002) e Moureh, e Flick (2004) fizeram um protótipo experimental em escala reduzida de um caminhão frigorífico, esquematizado na Figura 17. O experimento foi utilizado para validar o uso de uma ferramenta comercial de DFC, verificando os problemas de distribuição do ar utilizando dois modelos de turbulência ($k-\epsilon$ padrão e Reynolds Stress Model-RSM), confirmando que a utilização de protótipos é plenamente aceitável em estudos experimentais.

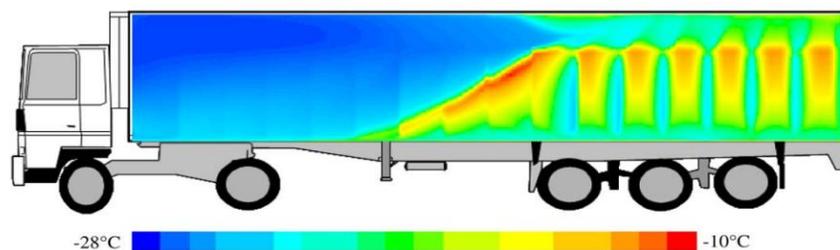


Figura 17 - Distribuição (2D) de temperatura no interior de um caminhão frigorífico.

Fonte: Moureh e Flick (2004).

As diferenças entre os valores da umidade relativa do ar no interior de um compartimento refrigerado de caminhões foi estudado por Benamara et al. (2007). O uso do *software* de DFC auxiliou na análise dos campos de velocidade, temperatura e umidade do ar.

Verificou-se que a zona de alta umidade está localizada próxima a porta caminhão frigorífico onde a velocidade também é reduzida, a solução foi a instalação de um dispositivo dessecante (desidratador) para o ar na frente do evaporador. Para otimizar o rendimento térmico no interior de caminhões frigoríficos, Jain e Gupta (2012) estudaram qual o melhor isolante térmico e sua espessura ideal; os resultados obtidos com as simulações computacionais indicaram que o melhor isolante testado foi o *polyisocyanurate*, com espessura ótima de 60mm.

Uma tendência apontada por Xia e Sun (2002), Laguerre et al. (2012) e Kaushal e Sharma (2012) é o crescimento da utilização dos *softwares* de DFC nas indústrias de alimentos. Xia e Sun (2002) também anotaram os principais *softwares* de DFC e estão listados na Tabela 1.

Tabela 1- Listagem de programas de DFC.

Fonte: Adaptada de Xia e Sun (2002).

Nome do programa	Empresa	Endereço na internet
OpenFOAM	The OpenFOAM [®] Foundation	http://www.openfoam.org
FLUENT	ANSYS [®]	http://www.ansys.com
CFX	ANSYS [®]	http://www.ansys.com
PHOENICS	Concentration Heat And Momentum Limited (CHAM)	http://www.cham.co.uk
STAR-CD	CD-adapco	http://www.cd.co.uk
FLOW-3D	Flow Science	http://www.flow3d.com
CFD-ACE	CFD Research Corporation	http://www.cfdrc.com
VSAERO	Stark Aerospace, Inc Analytical Methods Division	http://www.am-inc.com
AutodeskSimulation CFD	Autodesk [®]	http://usa.autodesk.com
FINE (FlowIntegratedEnvironments)	NUMECA International	http://www.numeca.com
TECPLOT	Tecplot, Inc.	http://www.tecplot.com
PAM-FLOW	ESI Group	http://www.esi-group.com
CFD-CADalyzer	ESI Group	http://www.esi-group.com
FloVENT	Mentor Graphics	http://www.mentor.com
CFD-Studio	SINMEC/UFSC	http://www.sinmec.ufsc.br

2.5 Considerações do estado da arte da temática em estudo

Após a revisão bibliográfica prestam-se as seguintes considerações:

- Tratando-se de refrigeração comercial para armazenamento de produtos hortícolas nas câmaras refrigeradas (frigoríficas), o mercado utiliza-se do tradicional sistema com o evaporador na posição convencional. Com essa posição do evaporador é evidente a dificuldade em minimizar o diferencial de temperatura entre as regiões quentes e frias;
- A utilização de ferramentas computacionais para o estudo da dinâmica dos fluidos está consolidada no auxílio ao projeto de análise da distribuição de ar no interior de câmaras refrigeradas, contudo, não foram encontrados trabalhos com o programa OpenFOAM em câmaras refrigeradas;
- Até o momento, não foi encontrado nenhum trabalho de simulação computacional ou experimental que analisasse, como solução, o funcionamento de um evaporador aplicado nos condicionadores de ar do tipo *Split* em um sistema (ciclo) de refrigeração de câmaras refrigeradas. Desta forma, a simulação proposta está, portanto, em uma linha de pesquisa atual.

3 MATERIAL E MÉTODOS

Neste trabalho de pesquisa, simulações com um *software* livre e de código aberto, o OpenFOAM[®] (*Open Field Operation and Manipulation*), e um aparato experimental foram desenvolvidos no laboratório de Termofluidos e Refrigeração do Colegiado de Engenharia Mecânica da UNIVASF (Universidade Federal do Vale do São Francisco), localizado no campus da Cidade de Juazeiro, estado da Bahia. As Figuras 18 e 19 mostram as etapas do trabalho.

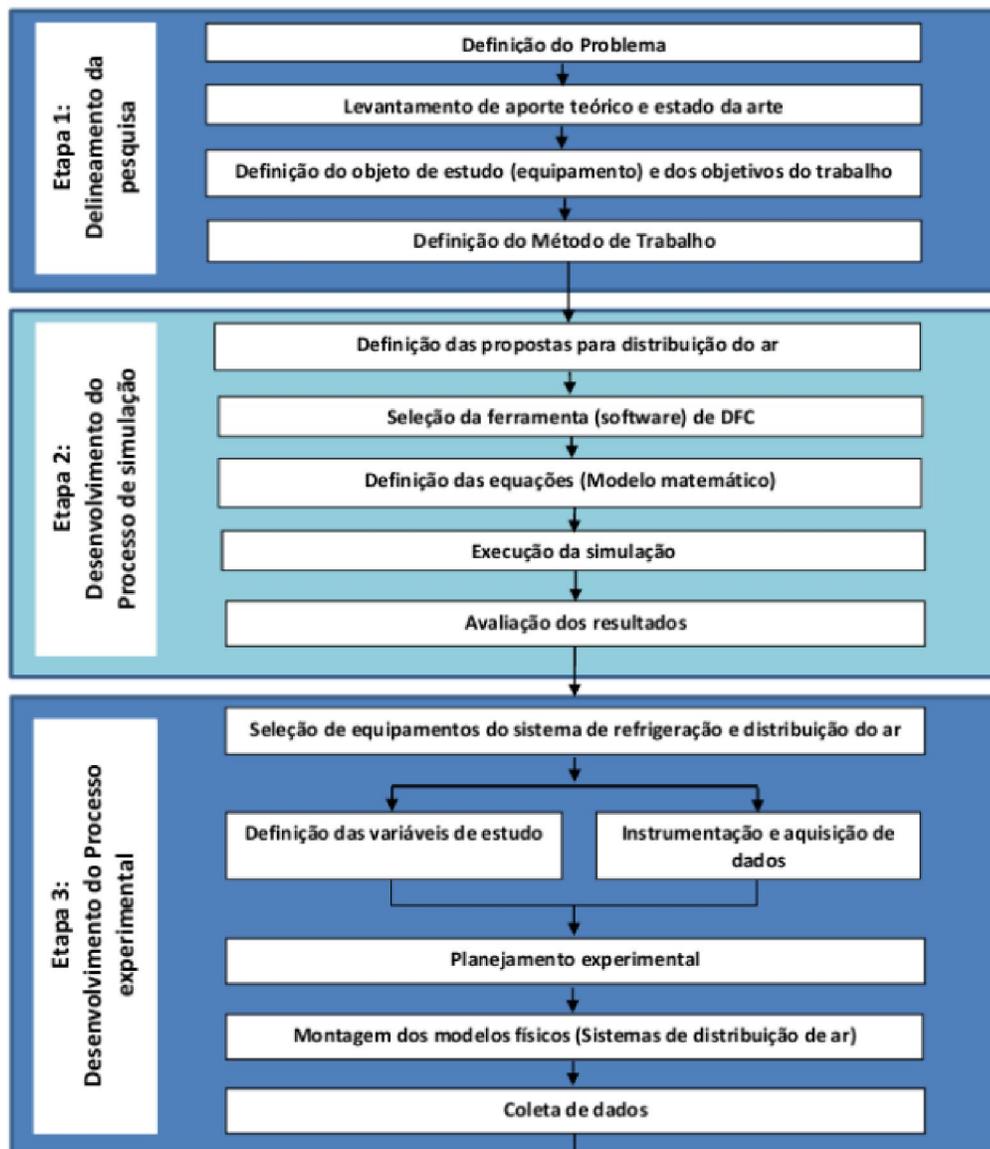


Figura 18 - Etapas 1, 2 e 3 do trabalho.

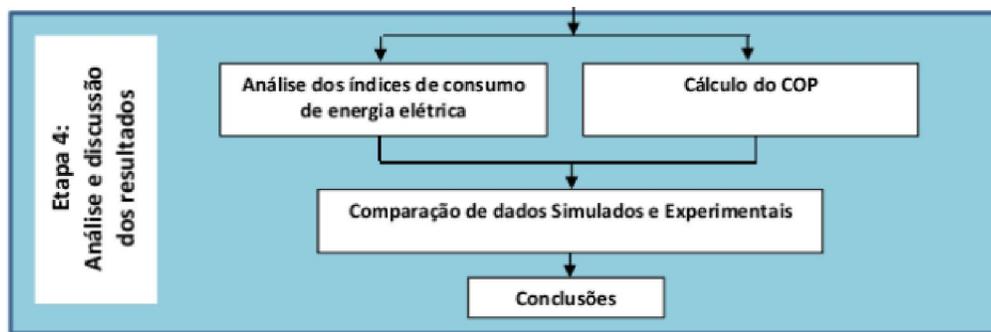


Figura 19 - Etapa 4 do trabalho.

3.1 Distribuição do ar

Os projetos e instalações de câmaras refrigeradas destinadas ao resfriamento e conservação de produtos hortícolas, ainda são executados com o posicionamento do evaporador na localização, chamada aqui neste trabalho, de “posição convencional”.

Propõe-se o estudo de duas configurações como alternativa ao posicionamento do evaporador comumente utilizado nas câmaras, este posicionamento geralmente é feito em uma parede do fundo (Figura 20).

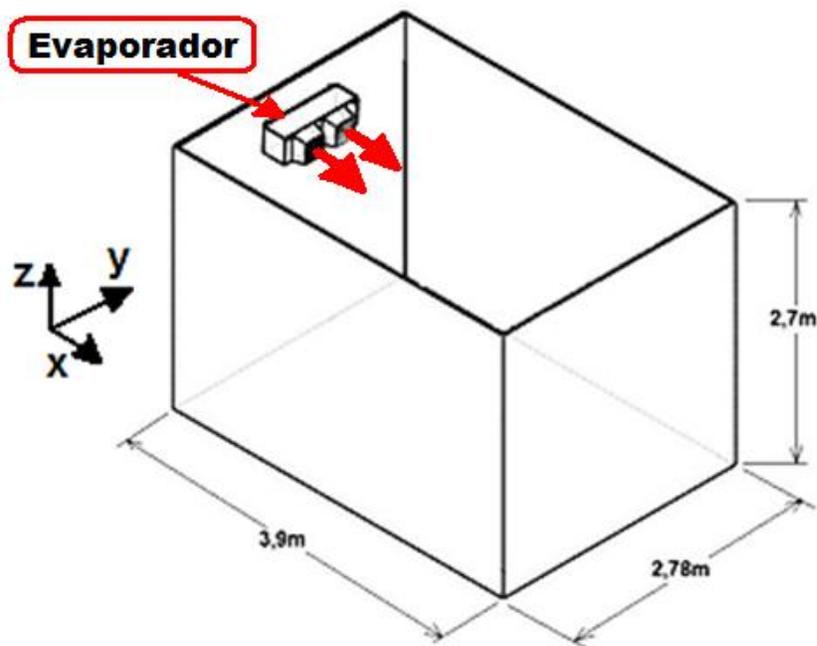


Figura 20 - Posicionamento convencional do evaporador no interior da câmara refrigerada.

3.1.1 Propostas de configuração da distribuição do ar

Configuração - 1

Nessa primeira proposta, os dados do evaporador convencional foram utilizados, e a vazão volumétrica do ar é de $1800\text{m}^3\text{h}^{-1}$, conforme manual do fabricante.

A rede de dutos projetada (Figura 21) é formada de três ramais de distribuição do ar, com $600\text{m}^3\text{h}^{-1}$ em cada ramal. Com o objetivo de montar a rede a baixo custo, adotou-se no experimento o uso de tubos de PVC utilizados em redes hidráulicas residenciais, com diâmetros comerciais padronizados de 150 mm, 100 mm e 75 mm. A partir do diâmetro de 150 mm com $600\text{m}^3\text{h}^{-1}$ de vazão na entrada, através da equação 1 foi possível adequar cada trecho com três saídas de 75 mm com $200\text{m}^3\text{h}^{-1}$ em cada saída.

$$Q = \bar{V} \cdot A \quad (3.1)$$

onde Q é a vazão volumétrica (m^3h^{-1}), \bar{V} é velocidade média da seção (ms^{-1}) e A é a área da seção (m^2).

A Figura 22 mostra o detalhe de um dos ramais da rede de dutos com os valores da vazão volumétrica (m^3h^{-1}), velocidade do ar (m s^{-1}) e diâmetros do duto (m).

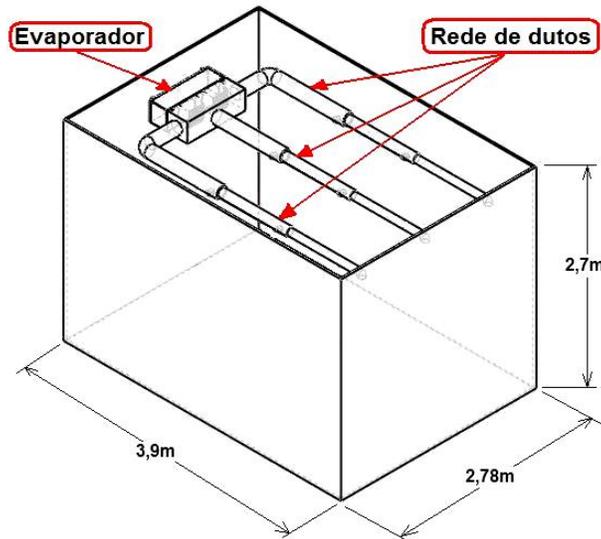


Figura 21 - Proposta de distribuição do ar com uma rede de dutos e dimensões da câmara.

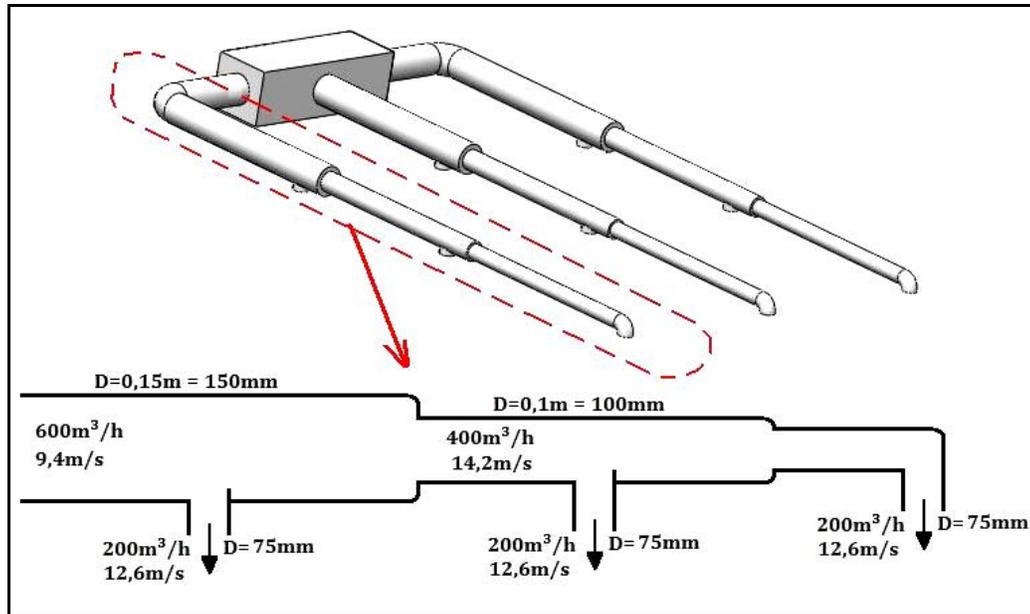


Figura 22 - Rede de dutos e detalhe dos dados por trecho.

Configuração - 2

Foi escolhido um evaporador conhecido comercialmente como “tipo *cassette*” ou K7 (Figura 23), os fabricantes usam essa nomenclatura porque o mesmo tem a característica de ser embutido no teto, atualmente esse evaporador é utilizado exclusivamente em condicionadores de ar do tipo *split* (Figura 24), possuindo geometria externa quadrada com quatro saídas de ar.

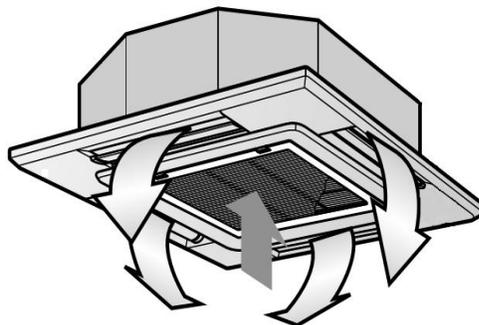


Figura 23 - Ilustração das quatro saídas de ar com retorno no centro do evaporador K7.

Fonte: Manual Split LG (2011).



Figura 24 - Evaporador K7 utilizado em condicionadores de ar *split*.
Fonte: Manual Split LG (2011).

O evaporador K7 escolhido para o experimento, possui vazão volumétrica total de $1800\text{m}^3\text{h}^{-1}$, conforme manual do fabricante. O mesmo foi montado no centro da câmara refrigerada (Figura 25).

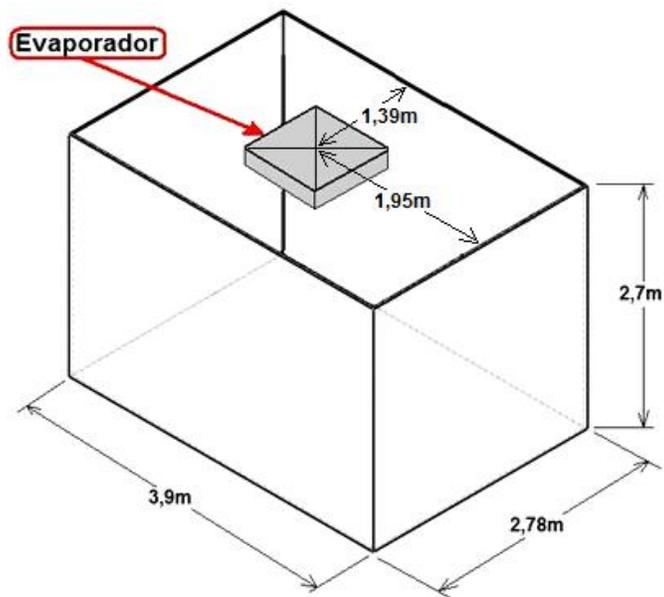


Figura 25 - Posicionamento do evaporador K7 e dimensões da câmara.

3.2 Simulação com o *software* OpenFOAM®

O OpenFOAM® é basicamente um conjunto de bibliotecas C++ que usa o método dos volumes finitos (MVF) desenvolvido sobre a plataforma Linux, permitindo simular elementos com geometrias 3D, malhas não estruturadas com um número arbitrário de faces e modelos de turbulência. A opção pelo OpenFOAM® deve-se ao fato de não haver custos de licenças como nos principais *softwares* comerciais de DFC, por exemplo, o FLUENT® e o CFX® de propriedade da ANSYS e o PHOENICS® de propriedade da CHAM. O sistema operacional utilizado para operar o OpenFOAM® foi o Linux Ubuntu® versão 11.10.

3.2.1 Etapas da simulação

Na etapa de pré-processamento, foi utilizado o *software* livre *SketchUp*® para desenhar os protótipos virtuais e o *software* livre *enGrid*® para a discretização desses protótipos virtuais e geração das malhas, posteriormente as malhas geradas foram utilizadas na etapa de pós-processamento pelo OpenFOAM®. A Figura 26 mostra a sequência do processo de simulação.



Figura 26 - Sequência do processo de simulação.

A sequência do processo de simulação foi iniciada com os desenhos das geometrias no *software SketchUp*[®] 8, conforme Figura 27. Contudo, para a realização da simulação no *OpenFOAM*[®] a geometria precisava ser exportada para o formato STL e refinada em seguida para a obtenção de melhores resultados, o *plug-in* "SU2STL" foi utilizado no *SketchUp*[®] para a exportação em STL.

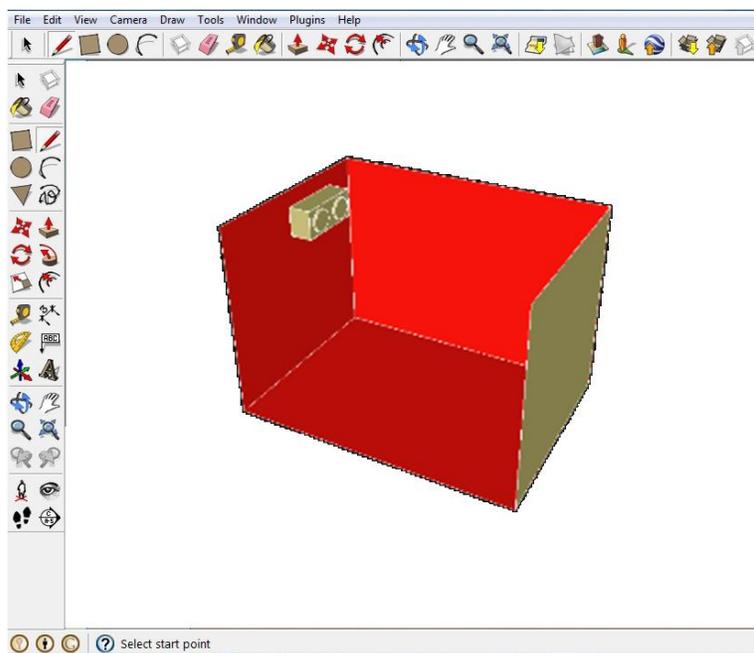


Figura 27 - Tela do SketchUP[®] v8 durante o desenho da câmara refrigerada.

No refinamento foi utilizado o software livre *enGrid*[®], o qual usa a biblioteca *Netgen* para a geração de grades tetraédricas e um desenvolvimento *in-gouse* para a grade das camadas prismáticas de fronteira. A versão do *enGrid*[®] utilizada foi "engrid_1.3.0".

Após a importação do arquivo em STL pelo *enGrid*[®] (Figura 28), a checagem da malha foi efetuada para saber se esta foi importada com sucesso através do comando "*check surface integrity*".

Posteriormente, o próximo passo ainda no *enGrid*[®], foi a implementação das condições de contorno com a criação da malhar superficial na caixa de diálogo "*create surface mesh*".

Após a geração da malha superficial, gerou-se a malha volumétrica na janela "*edit boundary conditions*".

O *enGrid*[®] utiliza um esquema de cores para indicar superfície interna e externa ao domínio, “*yellow*” para superfície interna e “*green*” para o lado externo ao domínio. A criação da malha volumétrica tetraédrica foi feita com o comando “*create/improve volume mesh(NETGEN)*”, conforme ilustra a Figura 29.

Com o comando “*Export>>OpenFoam>>OpenFoam (gir-only)*” o *enGrid*[®] criou-se um diretório *constant/polymesh* com todos os arquivos necessários para a simulação no OpenFOAM[®].

Cada simulação foi executada através de uma tela do terminal de comando no Linux Ubuntu[®], após a simulação finalizar e ainda utilizando o terminal de comando (Figura 30), o comando “*paraFOAM*” abre a tela do OpenFOAM[®] para a visualização das figuras provenientes da simulação (Figura 31).

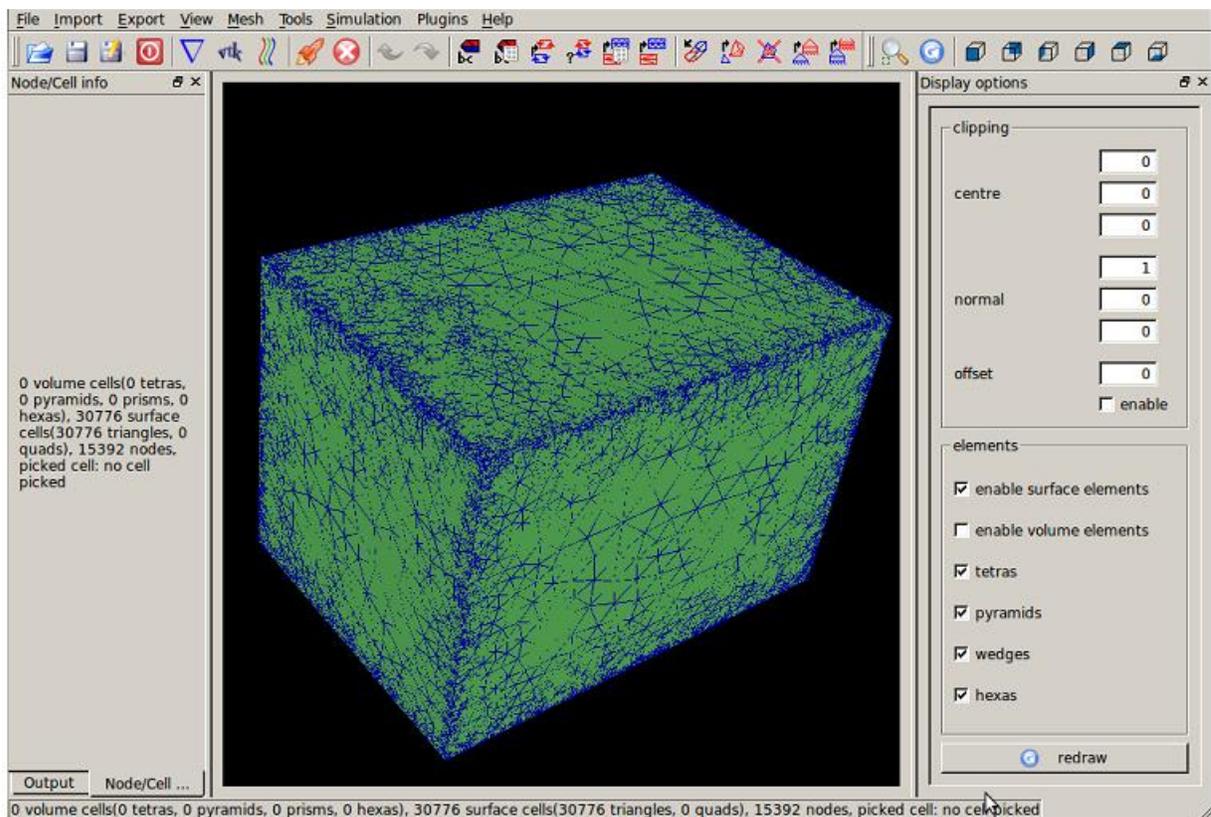


Figura 28 - Tela do *enGrid*[®] v1.3.0 após a importação da geometria em STL.

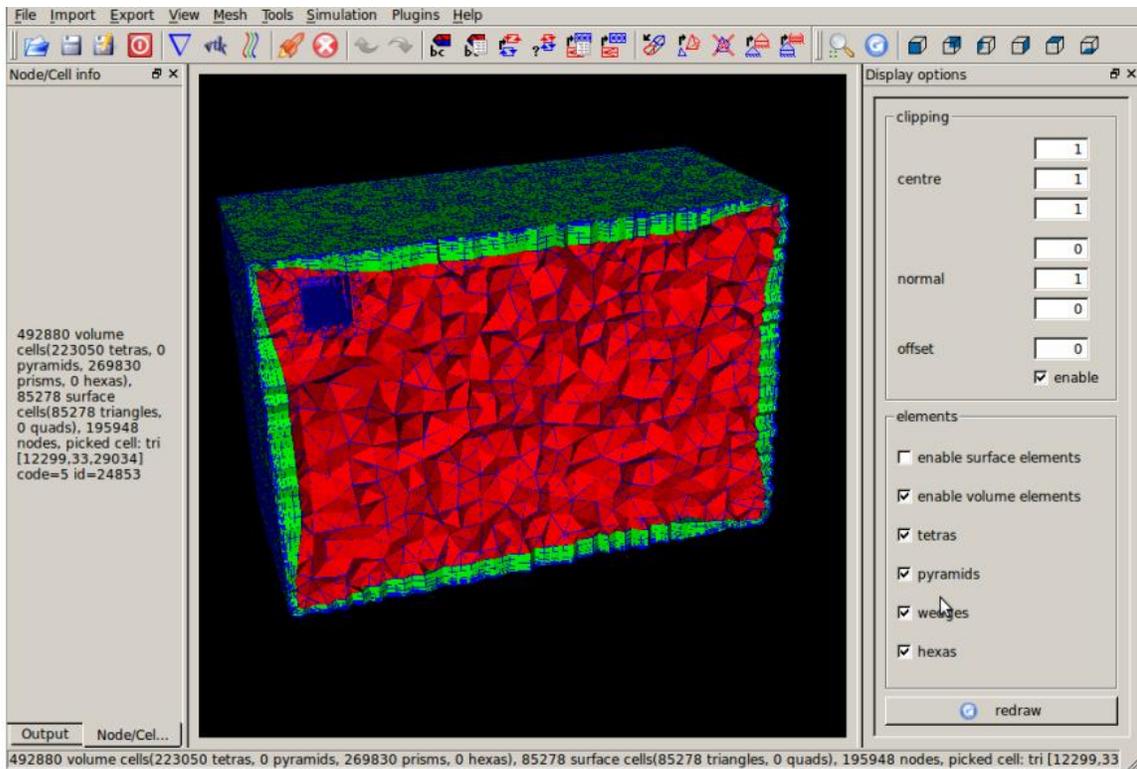


Figura 29 - Tela do *enGrid*® v1.3.0 durante a geração de malha volumétrica.

```

ubuntu@ubuntu: ~/OpenFOAM/ubuntu-2.1.0/run/CAMARA-FRIA
ubuntu@ubuntu:~$ run
ubuntu@ubuntu:~/OpenFOAM/ubuntu-2.1.0/run$ ls
CAMARA-FRIA  enGrid
ubuntu@ubuntu:~/OpenFOAM/ubuntu-2.1.0/run$ cd CAMARA-FRIA
ubuntu@ubuntu:~/OpenFOAM/ubuntu-2.1.0/run/CAMARA-FRIA$ ls
0           Allrun          constant       system
Allclean   CAMARAFRIA.msh  plota_t.gpt   rungpt.sh
ubuntu@ubuntu:~/OpenFOAM/ubuntu-2.1.0/run/CAMARA-FRIA$ █

```

Figura 30 - Tela do terminal de comando no Linux Ubuntu®.

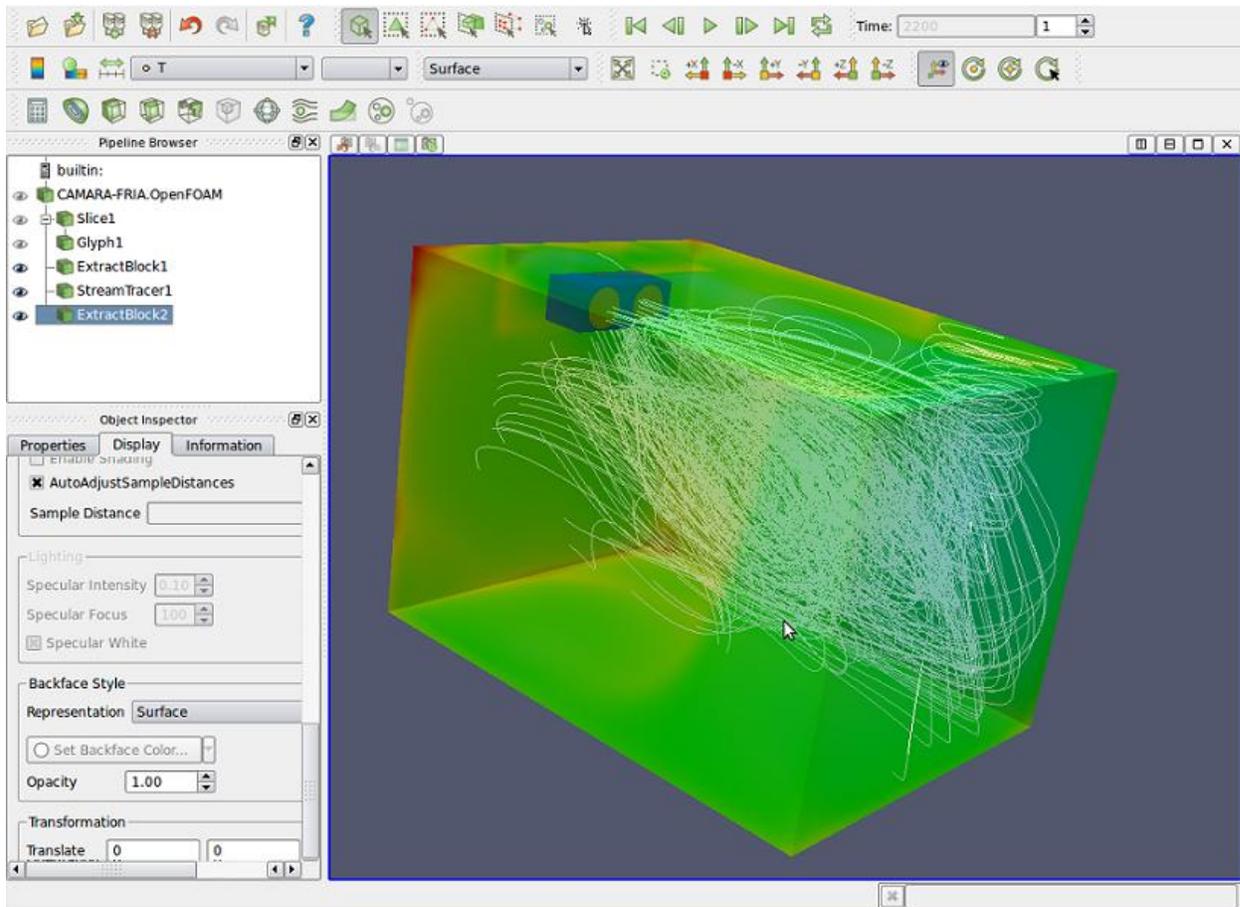


Figura 31 - Tela do programa OpenFOAM[®] v2.1.0 exibida pelo comando *paraFOAM*.

3.2.2 Estrutura de diretórios e arquivos

A Figura 32 ilustra a estrutura dos diretórios (pastas) de configuração da simulação utilizados pelo OpenFOAM[®] e a Figura 33 o diretório de um problema. O nome do diretório <tempo> (Figura 34) será o número de iterações programado e, nesse diretório estão os arquivos com as variáveis de campo (U , T , p , etc). Foram programadas 5000 iterações para as simulações. No diretório *system* (Figura 35) estão os arquivos de configuração da simulação (*controlDict*, *fvSolution*, *fvSchemes*, *sampleDict* e *decomposePartDict*). A Figura 36 mostra o diretório *constant*, no qual estão o diretório *polyMesh* e os arquivos com as propriedades físicas, termodinâmicas (g e *thermophysicalProperties*) e de turbulência (*RASProperties*). No diretório *polyMesh* (Figura 37) estão os arquivos de estrutura da malha (*cells*, *faces* e *points*) e das condições de contorno.

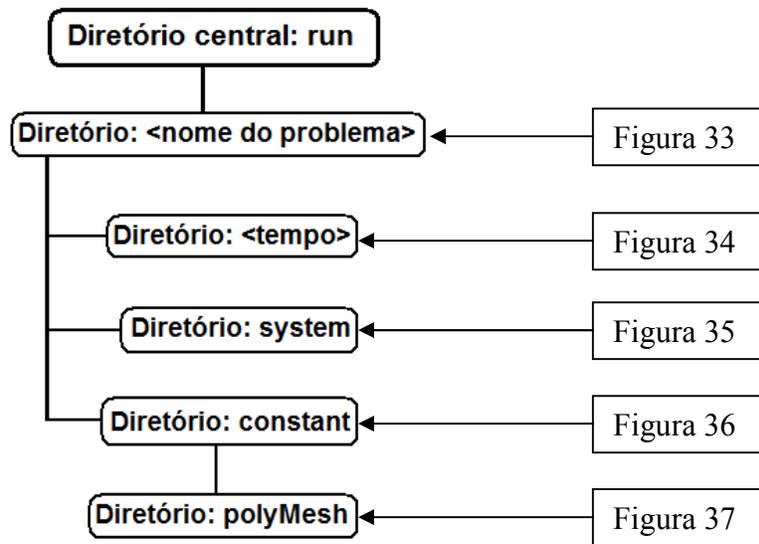


Figura 32 - Estrutura de diretórios do OpenFOAM®.



Figura 33 - Diretório de um problema simulado visualizado no Linux Ubuntu®.

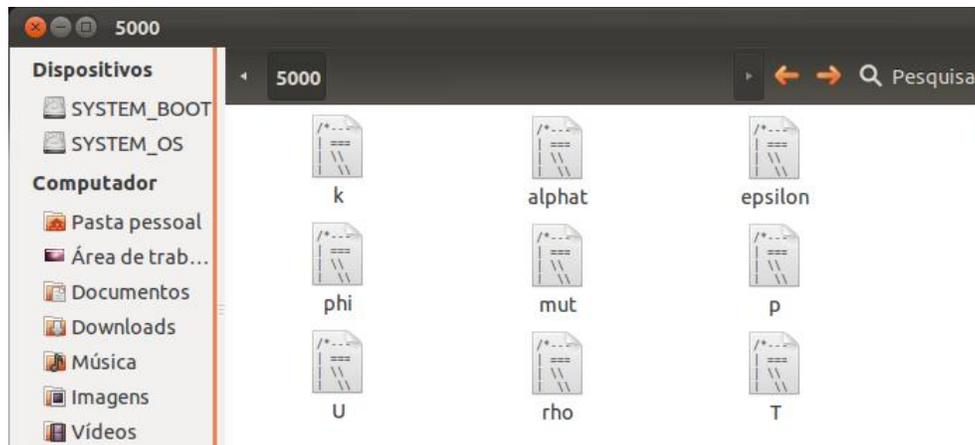


Figura 34 - Diretório 5000 (número de interações) visualizado no Linux Ubuntu®.

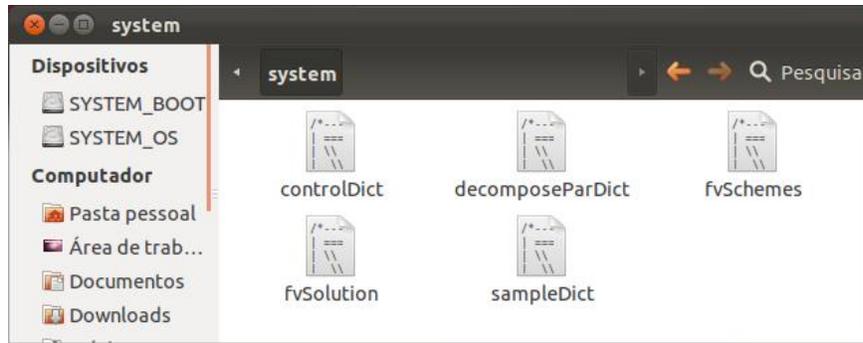


Figura 35 - Diretório *system* visualizado no Linux Ubuntu®.

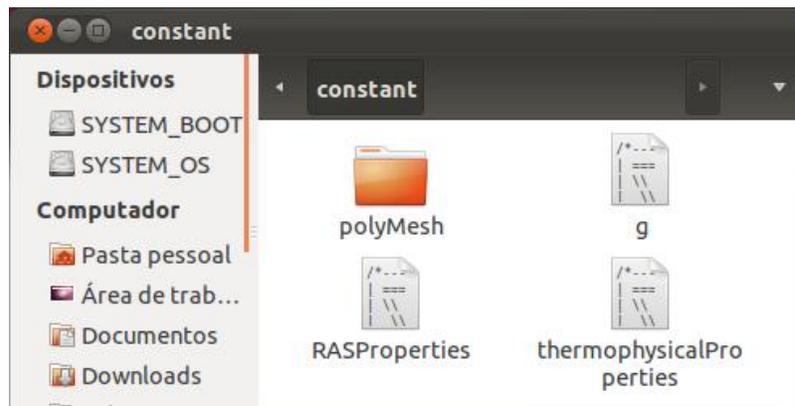


Figura 36 - Diretório *constant* visualizado no Linux Ubuntu®.

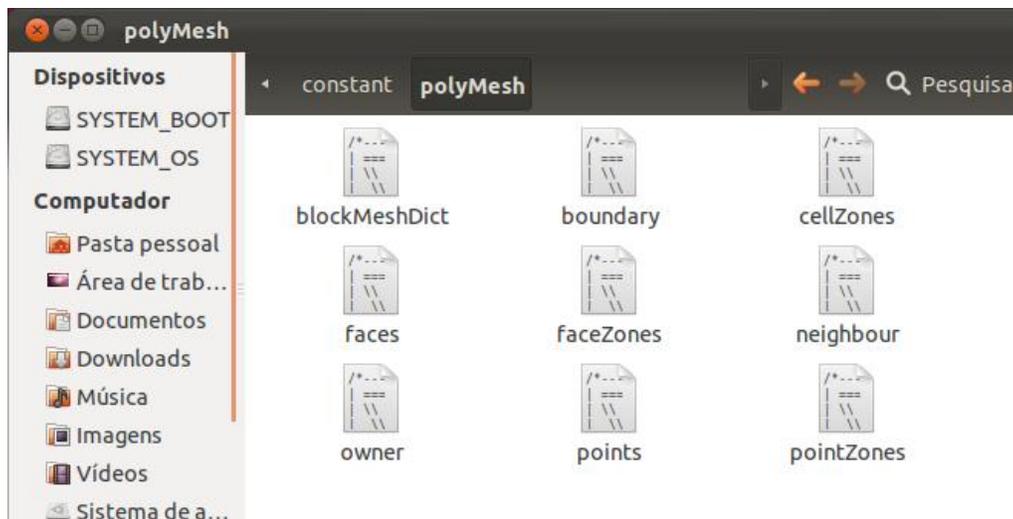


Figura 37 - Diretório *polyMesh* visualizado no Linux Ubuntu®.

3.2.3 Equações governantes utilizadas pelo OpenFOAM

Assumindo a hipótese de que é um escoamento de gás incompressível, turbulento, com viscosidade constante, em regime permanente e sem transferência de calor entre as paredes da câmara e o meio externo, dentre o conjunto de modelos matemáticos contidas na biblioteca do *software* OpenFOAM[®], foram utilizadas as de conservação da massa, quantidade de movimento e energia, apresentadas nos trabalhos de Fox et al. (2010) e Versteeg e Malalasekera (2007), relacionadas a seguir:

Conservação da massa:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.2)$$

onde:

u corresponde a velocidade na direção x;

v corresponde a velocidade na direção y;

w corresponde a velocidade na direção z.

Conservação da quantidade de movimento:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial u^2}{\partial x} + \frac{\partial(uv)}{\partial y} + \frac{\partial(uw)}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (3.3)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial(uv)}{\partial x} + \frac{\partial v^2}{\partial y} + \frac{\partial(vw)}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (3.4)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + \frac{\partial(wv)}{\partial x} + \frac{\partial(wv)}{\partial y} + \frac{\partial(w^2)}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + F \quad (3.5)$$

onde:

t corresponde ao tempo;

p corresponde a pressão;

ρ corresponde a densidade;

u corresponde a velocidade na direção x ;

v corresponde a velocidade na direção y ;

w corresponde a velocidade na direção z .

O primeiro termo a esquerda das equações 3.3, 3.4 e 3.5 representam a taxa de elevação da quantidade de movimento no tempo. O segundo, terceiro e o quarto termos correspondem a taxa de ganho de quantidade de movimento por convecção. O primeiro termo a direita corresponde a força de pressão. O último termo nas equações 3.3 e 3.4, e o penúltimo na equação 3.5 correspondem a taxa de ganho de quantidade de movimento pela transferência viscosa.

Na equação 3.5, F corresponde ao empuxo, dado por:

$$F = -[1 - \beta(T - T_0)]g \quad (3.6)$$

onde:

β é o coeficiente de expansão térmica;

T a temperatura do ar (fluido);

T_0 a temperatura de referência;

g a aceleração da gravidade. Desprezando o efeito da gravidade $F=0$.

Conservação da energia:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial(uT)}{\partial x} + \frac{\partial(vT)}{\partial y} + \frac{\partial(wT)}{\partial z} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (3.7)$$

O primeiro termo a esquerda da equação 3.7 representa a taxa de aumento de energia no tempo. O segundo, terceiro e quarto termos representam o aumento de energia por convecção. O termo a direita da equação correspondente a transferência de energia por difusão, sendo α o coeficiente de difusividade térmica do ar (fluido), dado por:

$$\alpha = \frac{k_t}{\rho c_p} \quad (3.8)$$

onde:

k_t é a condutividade térmica;

c_p o calor específico a pressão constante.

Tais equações, devido principalmente às não linearidades a elas associadas, são complexas, e soluções analíticas das mesmas só foram obtidas até hoje de forma simplificada. Na modelagem pelo OpenFOAM®, estas equações são tratadas através do método numérico de volumes finitos (MVF), de forma a desenvolver uma aproximação discreta das equações originais. As equações discretizadas, por sua vez, compõem um sistema de equações diferenciais que foram resolvidas numericamente, de forma simultânea. A solução do sistema de equações diferenciais parciais que modelam o problema foi determinada por meio da discretização da geometria aplicando a técnica de volumes finitos no OpenFOAM®. O sistema de equações resultantes foi resolvido por interpolação polinomial de segunda ordem e o acoplamento da pressão-velocidade foi feito por meio do esquema conhecido como SIMPLE. Para tanto, foram empregadas malhas computacionais híbridas (não estruturadas) para as duas geometrias, constituídas por elementos tetraédricos no volume e camada de prisma próxima a parede (camada limite), com cerca de 600 mil elementos cada.

O OpenFOAM® resolve o sistema de equações algébricas por um processo iterativo e acoplado (não-segregado), utilizando um *multigrid solver* aplicado às equações de quantidade de movimento e energia. A convergência foi tomada segundo a avaliação de vários resíduos. Em adição, a evolução da temperatura e velocidade no do OpenFOAM® foi monitorada em vários pontos dentro do domínio computacional e a convergência foi determinada quando tais valores de temperatura e velocidade indicaram o regime permanente.

3.2.4 Condições de contorno

Temperaturas

Embora não tenha sido realizada a experimentação com produto armazenado, optou-se por considerar como referencia para a definição da temperatura de estudo (temperatura do ar resfriado), a manga variedade *Tommy Atkins*.

A manga *Tommy Atkins* é oriunda da Flórida na década de 40 e introduzida no Brasil na década de 60. É a variedade mais cultivada no país e a variedade de manga com maior nível de exportação em todo o mundo (TODAFRUTA, 2011).

O cultivo de manga é uma das principais atividades do agronegócio frutícola do país, sendo o Brasil o quinto maior produtor mundial desta fruta e desde 1999, é o segundo maior exportador perdendo apenas do México. No Nordeste, a região do Vale do São Francisco é a que mais exporta a fruta, e dentre as variedades de manga produzidas estão, além da *Tommy Atkins*, a *Palmer*, a *Haden*, a *Keitt* e a *Kent*. A variedade *Tommy Atkins* é atualmente, a mais cultivada por possuir teor médio-baixo de fibras e, assim, ser muito bem aceita nos mercados da Europa e dos Estados Unidos (ALMEIDA et al., 2005).

No trabalho de Evangelista (1999), com mangas *Tommy Atkins*, as frutas foram armazenadas a 10°C com a umidade relativa do ar variando de 80 a 90%, por um período de 35 dias, sendo a perda média 3,5% da massa inicial. Segundo Assis (2004), a temperatura ideal de armazenamento e transporte das mangas deve estar entre 10 e 13°C, porém, a faixa de 8°C a 12°C proposta por Chitarra e Chitarra (1990) será a faixa de temperatura utilizada como referência nesse trabalho.

Optou-se então por estabelecer o valor de 8°C na saída do ar do evaporador, e 12°C para a temperatura de retorno do ar.

Para a simulação da transferência de calor entre o ar interno e as paredes da câmara, foi considerado um modelo unidimensional cujas constantes térmicas estão descritas no arquivo 0/T do OpenFOAM®.

As transferências de calor entre o ar e as demais superfícies foram simuladas com a condição de gradiente zero da temperatura, ou seja: $dT/dn = 0$

Velocidade do ar

Nas paredes da câmara refrigerada foi imposta a condição de não deslizamento, ou seja, velocidades iguais a zero nas superfícies. Nas paredes dos evaporadores e dos dutos foram atribuídos paredes com escorregamento, uma vez que foi considerado que as velocidades nestas regiões são suficientemente baixas de modo a poder negligenciar os efeitos de camada limite, facilitando a geração de malha.

Na entrada dos dutos os valores das velocidades foram considerados constantes e normais à superfície. Estes valores foram calculados a partir das vazões de ar e área de entrada dos dutos.

Para o primeiro estudo de caso (evaporador com a rede de dutos) a velocidade considerada foi de $v=12,6 \text{ ms}^{-1}$, e para o segundo estudo de caso (evaporador central), a velocidade foi de $v=2,98 \text{ ms}^{-1}$. Os valores das velocidades foram coletados com um anemômetro de fio quente nos evaporadores dos experimentos.

Modelo selecionado para a turbulência

Para fechamento das equações de Navier-Stokes, foi utilizado o modelo de turbulência k- ϵ . Os valores considerados nas simulações podem ser verificados nos arquivos 0/k e 0/ ω gerados pelo OpenFOAM[®].

O modelo k- ϵ é um modelo da família dos modelos de duas equações, ou seja, implica na solução de duas equações de transporte adicionais para a obtenção das tensões de Reynolds. É um modelo robusto, no sentido de ser computacionalmente estável, mesmo na ocorrência de fenômenos físicos complexos. Encontra aplicação em uma grande variedade de escoamentos turbulentos, e tem servido aos propósitos de modelagem de turbulência por muitos anos. O modelo k- ϵ é um modelo semi-empírico, baseado em grande parte na observação de uma ampla gama de escoamentos a altos números de Reynolds.

Para resumir o processo de solução para o modelo k- ϵ , equações de transporte para a energia cinética turbulenta e a taxa de dissipação são resolvidas. As soluções para k- ϵ são utilizadas no cálculo da viscosidade turbulenta. Por meio dos resultados, as tensões de

Reynolds podem ser calculadas para substituição nas equações de conservação da quantidade de movimento. Uma vez que estas equações são resolvidas, as novas componentes da velocidade são utilizadas para atualizar o termo de geração de turbulência, e o processo se repete.

O $k-\epsilon$ é o modelo mais utilizado nas simulações de ambientes que recebem ventilação mecânica (ZHAO et al., 2003), apesar de não ser recomendável para escoamentos de jatos circulares, com gradientes de pressão elevados ou para escoamentos com separações severas.

Utilizou-se esse modelo de turbulência no OpenFOAM[®] devido à capacidade de simulação de uma elevada gama de escoamentos com mínimos ajustes dos coeficientes, pela simplicidade de formulação e processamento computacional (*hardware*) disponível. Segundo Xie et al. (2006), o modelo pode ser utilizado para prever os comportamentos dos fluxos de ar em câmaras refrigeradas. Estudos mais detalhados relativos à implementação e validação do modelo de turbulência $k-\epsilon$ padrão podem ser encontrados nos trabalhos de Launder e Spalding (1974), Rodi (1980) e Chandrasekharan e Bullard (2005).

Pressão do ar

As simulações foram realizadas considerando a pressão atmosférica ao nível do mar.

3.3 Experimentos

A análise experimental foi realizada com o objetivo comparar os resultados obtidos com os resultados das propostas simuladas no OpenFOAM[®], bem como medir o consumo de energia elétrica em kWh e o Coeficiente de Performance (COP) do sistema de refrigeração, para isto, foram montadas duas configurações numa mesma estrutura.

A estrutura comum da câmara refrigerada, para as duas configurações, possui isolamento térmico nas paredes e teto de poliuretano expandido com espessura de 25 mm.

A primeira configuração foi chamado de CF-1 e utiliza a rede de dutos; a segunda configuração é a CF-2 com o evaporador do tipo K7.

Os estudos experimentais da CF-1 e CF-2 foram conduzidos de acordo com a norma ASHRAE nº 117/2002 para testes de equipamentos refrigerados fechados e realizados entre os meses de julho e agosto de 2012.

Para o cálculo da amostra dos experimentos, utilizou-se a metodologia criada por *Maytag Company* para estimar o número de amostras a serem levantadas (Barnes, 1999); a mesma afirma que se deve cronometrar dez leituras para ciclos de 2min ou menos.

$$n = \left(\frac{S * Z}{a * X} \right)^2 \quad (3.9)$$

onde:

n = Número de amostras ou observações;

Z = Número de desvios padrão da normal padronizada;

a = Erro relativo máximo aceitável;

S = Desvio padrão da amostra inicial com dez leituras;

X = Média da amostra inicial com dez leituras.

Foi utilizado o erro de relativo máximo aceitável de 2% e um intervalo de confiança de 95%. Com um grau de confiança de 95%, o número de desvios padrão da normal padronizada (Z) é 1,96. A média das dez amostras de temperatura ficou em 17,43. Utilizando esses dados na Equação 3.9, têm-se $n=22$.

3.3.1 Instalação de instrumentos e equipamentos

O evaporador utilizado na CF-1 (Figuras 39 e 40) possui um diferencial de temperatura (ΔT) de 6°C e, com esse dado, o fluido refrigerante deve mudar de fase no evaporador a 2°C para que a temperatura do ar insuflado seja de 8°C. Utilizando o fluido refrigerante HFC R-134a, o mesmo deve ficar a uma pressão manométrica de 2,2 kgf.cm⁻² (31 PSIG) no evaporador para que a mudança de fase ocorra a 2°C, sendo essa pressão é também denominada de pressão de sucção do compressor.

O evaporador utilizado na CF-2 (Figuras 41 e 42) possui um diferencial de temperatura (ΔT) de 14°C. Com esse dado, o fluido refrigerante deve mudar de fase no evaporador a seis graus Celsius abaixo de zero (-6°C) para que a temperatura do ar insuflado seja de 8°C. Utilizando o fluido refrigerante HFC R-134a, o mesmo deve ficar a uma pressão manométrica de 1,7 kgf.cm⁻² (19,5 PSIG) no evaporador para que a mudança de fase ocorra a -6°C.

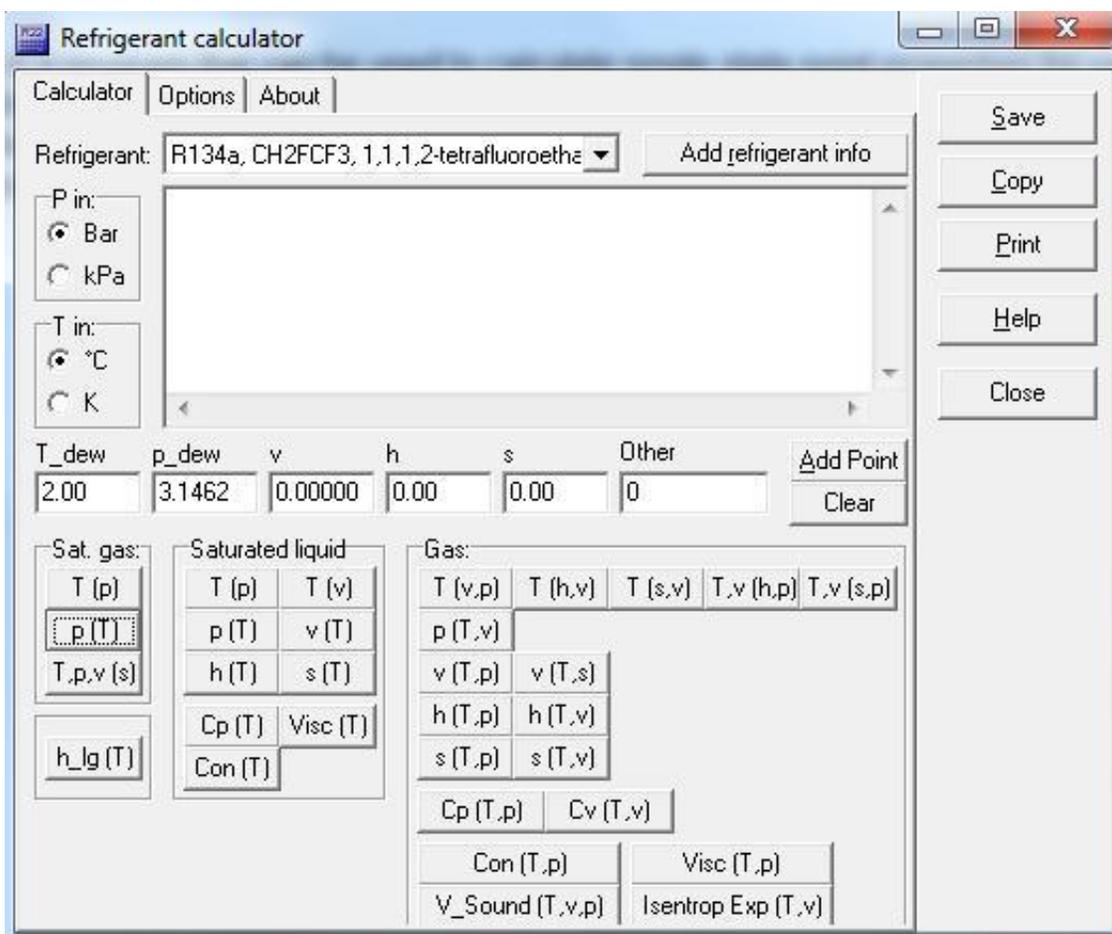


Figura 38 - Tela do módulo *Refrigerant calculator* do *Coolpack*.

As temperaturas de mudança de fase (evaporação e condensação), em função da pressão do fluido refrigerante utilizado, foram encontradas no módulo *Refrigerant calculator* do *software Coolpack* (Figura 38). A pressão de sucção foi coletada com um transdutor ligado ao manômetro digital, manômetro este que foi previamente conferido e conectado ao sistema de aquisição de dados.

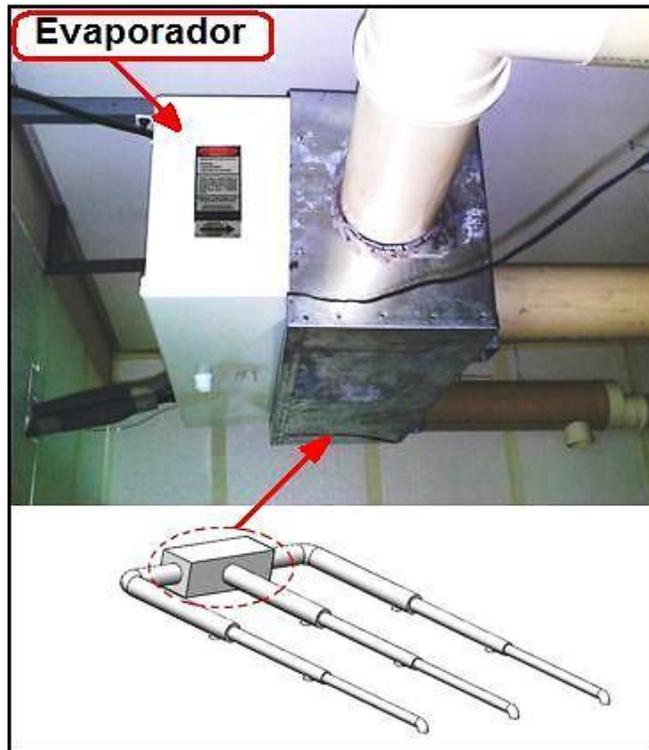


Figura 39 - Rede de dutos no evaporador e detalhe da caixa *plenum* para a CF-1.

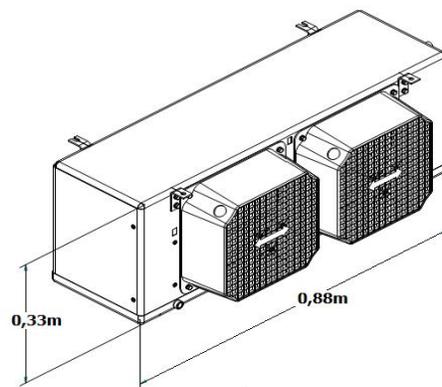


Figura 40 - Dimensões do evaporador utilizado no experimento da CF-1.



Figura 41 - Evaporador K7 montado no centro da CF-2.

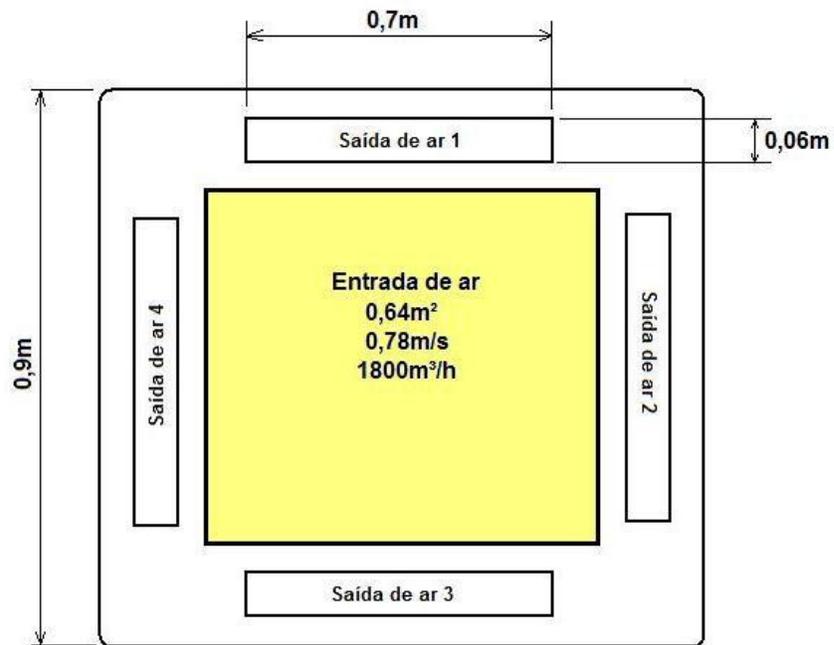


Figura 42 - Dimensões do evaporador K7 utilizado no experimento da CF-2.

Na CF-1 e CF-2 a unidade condensadora (compressores e condensador) (Figura 43) e o dispositivo de expansão utilizado foram mantidos, apenas os respectivos evaporadores da CF-1 e CF-2, como ilustram a Figura 43 e a Figura 45, foram alterados.

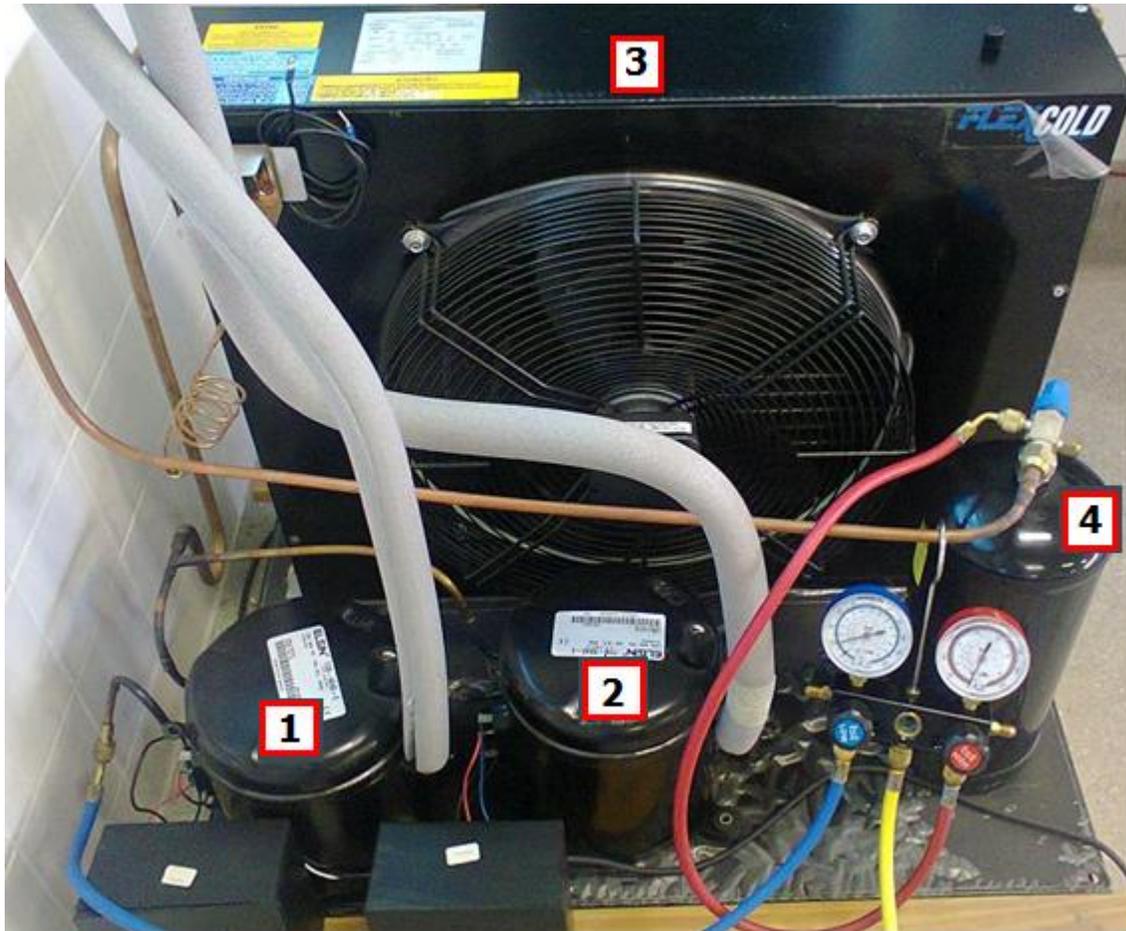


Figura 43 - Unidade condensadora modelo FlexCold utilizada nos experimentos.

Legenda:

1 – Compressor nº1

2 – Compressor nº2

3 – Condensador

4 – Tanque de líquido

Tensão: 220V (Monofásico/Bifásico)

3.3.2 Sistema de aquisição de dados

No sistema de aquisição de dados (Figura 44), para medição das temperaturas na CF1 e na CF2, foram utilizados dois sistemas, sendo um Datalogger da Novus[®] e outro da *Full Gauge*[®]. Os sistemas estão detalhados no Anexo.

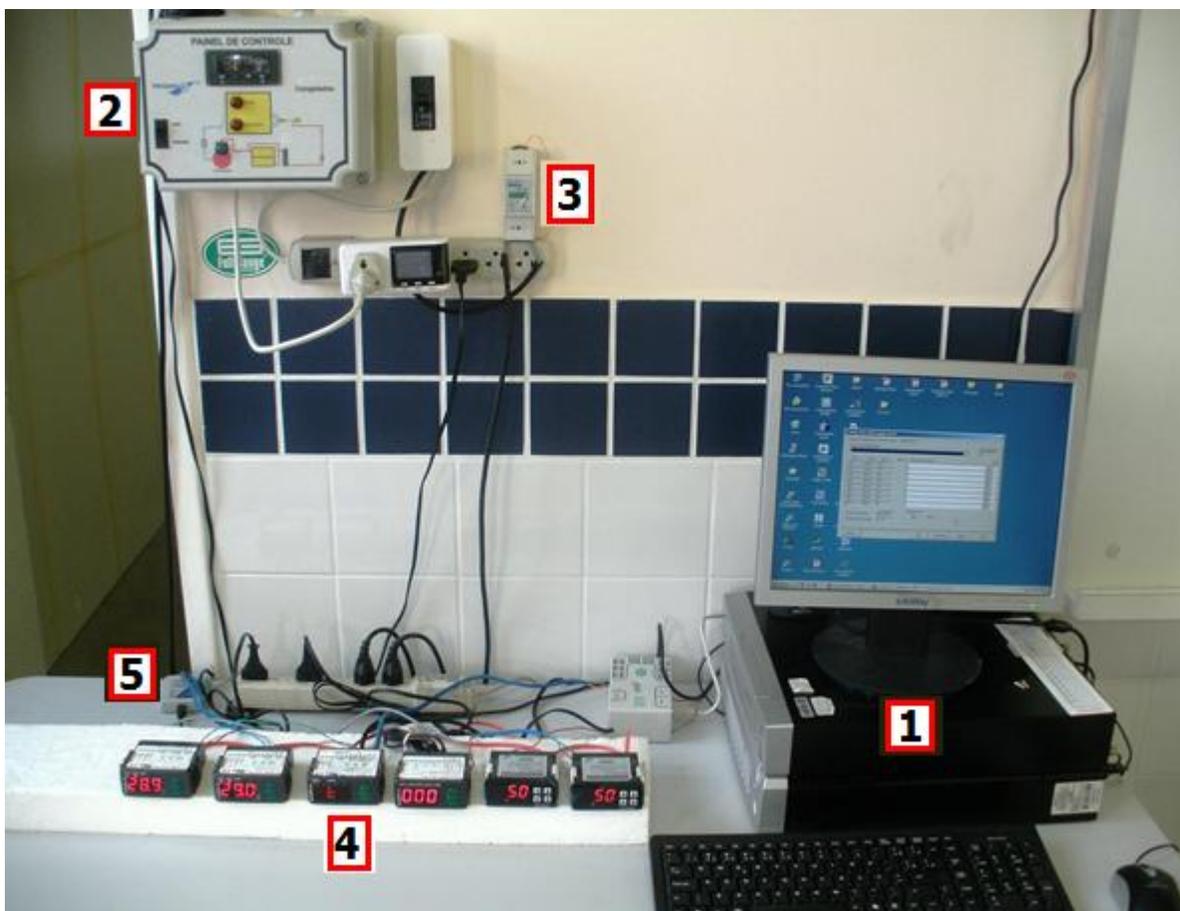


Figura 44 - Vista geral do sistema de aquisição de dados.

Legenda:

- 1 – Computador
- 2 – Painel Geral de Controle
- 3 – Medidor do consumo de energia elétrica
- 4 – Controladores *Full Gauge*[®]
- 5 – Conversor do *Field Logger*

3.3.3 Coeficiente de Performance (COP)

O COP é um parâmetro adimensional fundamental na análise das instalações frigoríficas (Almeida et al., 2009) e caracteriza o desempenho de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor, relacionando a energia absorvida no evaporador com a energia gasta pelo compressor. O COP deve ser sempre maior que 01 (um), quanto mais próximo de 01 pior.

O cálculo do COP foi realizado após o acionamento do sistema de refrigeração, partindo da temperatura ambiente de 28°C até a temperatura no insuflamento de 8°C.

$$COP = \frac{\text{Energia útil}}{\text{Energia gasta}} = \frac{hA - hD}{hB - hA} \quad (3.9)$$

onde hA é a entalpia do gás na entrada do compressor e saída do evaporador, hB é a entalpia do gás na saída do compressor e entrada do condensador, e hD é a entalpia do gás na saída do dispositivo de expansão e entrada do evaporador.

A relação entre a diferença de entalpia na entrada (hA) e na saída (hB) do compressor com a diferença de entalpia na entrada (hB) e na saída (hC) do condensador, foi determinada utilizando o *software Coolpack* (Figura 45).

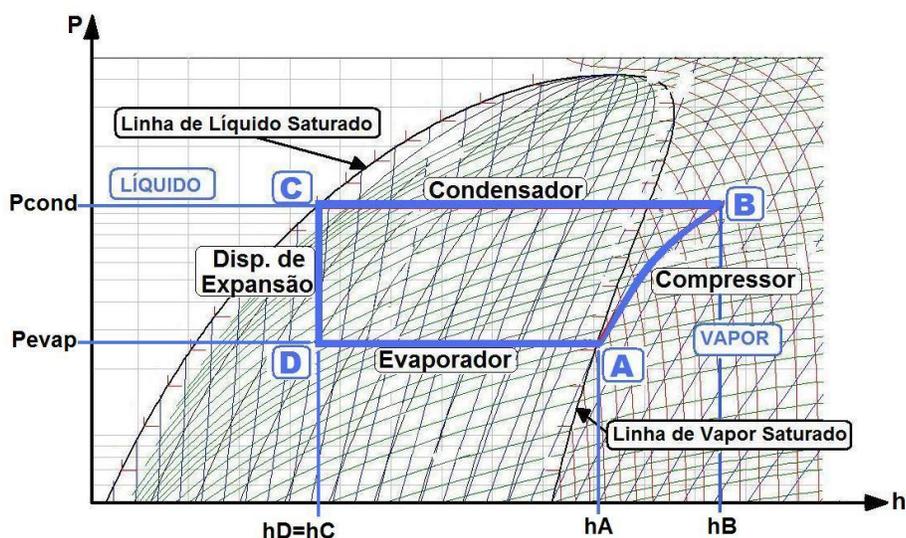


Figura 45 - Gráfico pressão (P) [Bar] versus entalpia (h) [kJ/kg] com o ciclo de refrigeração.

Fonte: Adaptado de SILVA (2004).

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos bem como a discussão dos mesmos, relativos à distribuição de temperatura no interior da câmara refrigerada, consumo de energia elétrica (em kWh) e o coeficiente de performance (COP) do sistema de refrigeração. Lembrando que o objetivo foi realizar simulações para posterior implementação dos mesmos em laboratório e, por fim, compará-los.

4.1 Simulação no OpenFOAM

Os resultados mais significativos da simulação incidiram na avaliação da homogeneidade da distribuição de ar e o comportamento térmico presente no interior do espaço refrigerado da câmara.

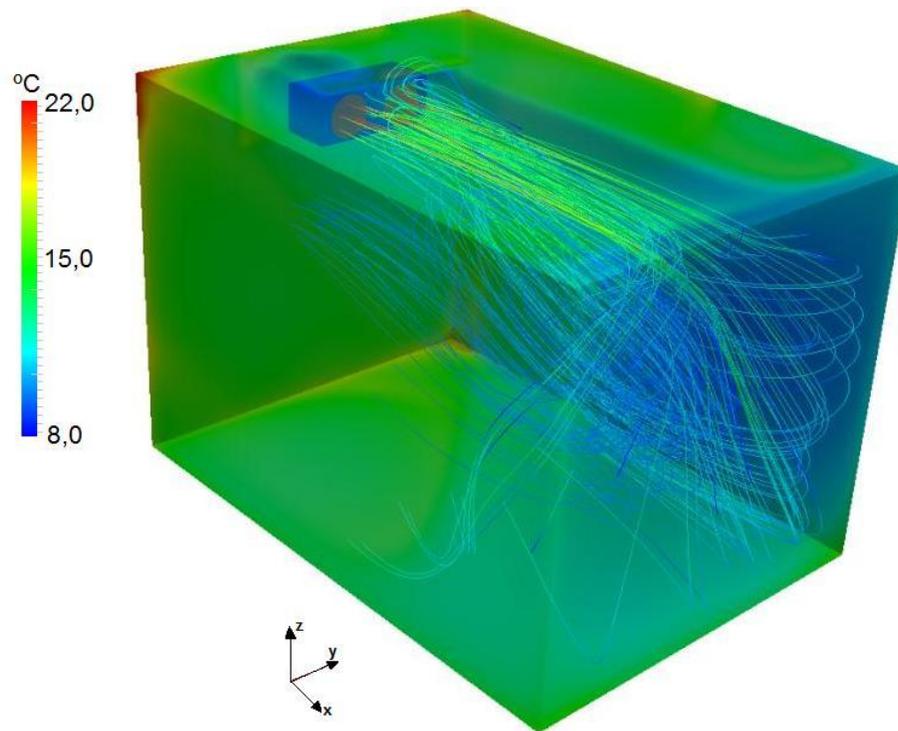


Figura 46 - Distribuição de temperatura e linhas de corrente do ar com o evaporador na posição convencional (sem a rede de dutos).

As simulações desenvolvidas permitiram concluir que a primeira configuração (CF-1), na qual foi utilizada uma rede de dutos conectada ao evaporador original da câmara refrigerada, não se mostrou como alternativa satisfatória para reduzir o diferencial de temperatura.

A simulação (Figuras 47, 48, 49 e 50) mostrou que o diferencial de temperatura (ΔT) ficou com um valor aproximado de 16,0°C, dois graus Celsius superior ao diferencial (ΔT) do mesmo evaporador sem a rede de dutos (Figura 46).

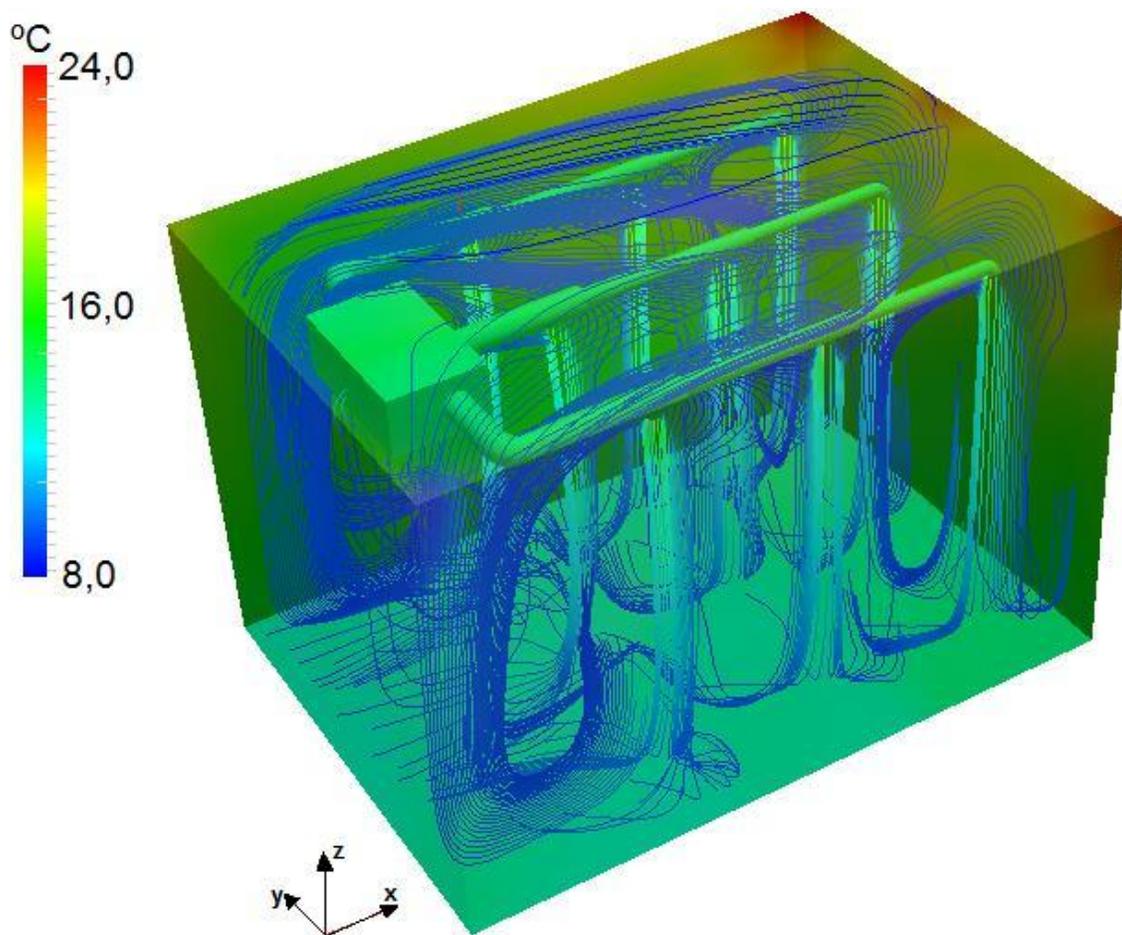


Figura 47 - Distribuição de temperatura e linhas de corrente do ar com uma rede de dutos.

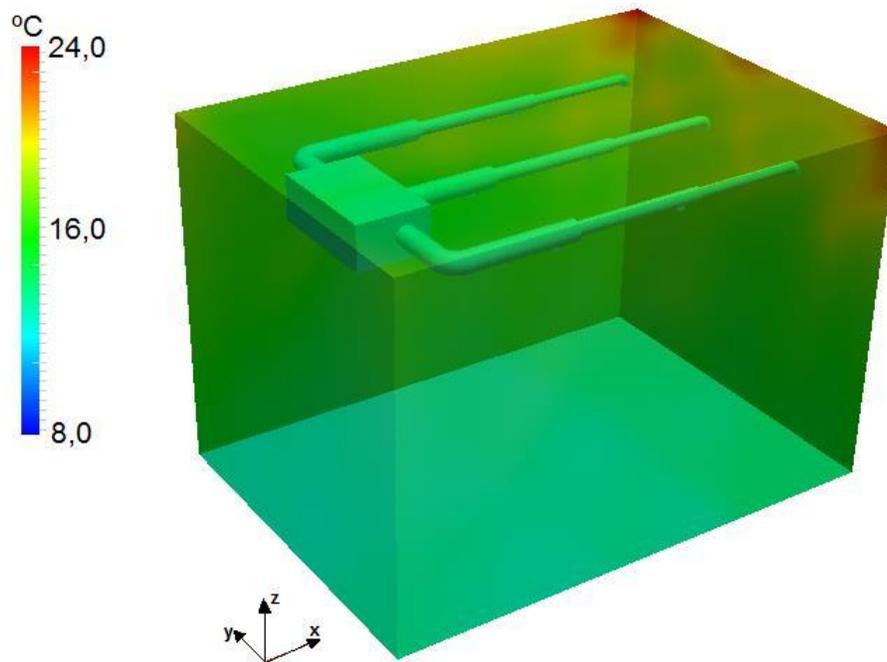


Figura 48 - Distribuição de temperatura do ar com uma rede de dutos.

O diferencial de temperatura (ΔT) utilizado nessa análise é a diferença entre o valor da menor temperatura e o valor da maior temperatura do ar no interior da câmara refrigerada.

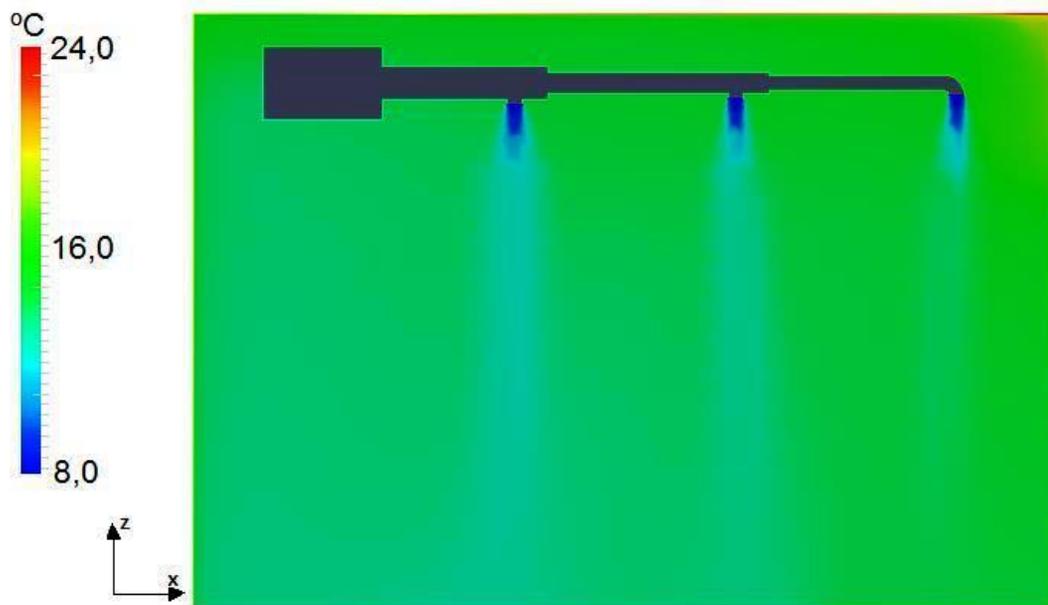


Figura 49 - Distribuição de temperatura do ar no centro do plano Y com uma rede de dutos.

É possível verificar que a massa de “ar frio” (Figuras 49 e 50) de saída não executa uma distribuição uniforme, boa parte do volume da câmara refrigerada encontra-se com uma temperatura média de 16,0°C. Uma câmara, destinada ao armazenamento de produtos hortícolas, por exemplo, deve evitar variações térmicas bem como temperaturas médias superiores às requeridas pelos produtos nelas armazenados.

Um estudo do SEBRAE (2008) recomenda que produtos minimamente processados devem ser armazenados em temperatura adequada o tempo todo, sendo este o fator mais importante na alteração da composição da atmosfera ao redor do produto, na redução da perda das características nutricionais, bem como, na manutenção da qualidade sensorial dos mesmos, enfocando ainda mais a importância de refrigeração aplicada a esse setor da economia.

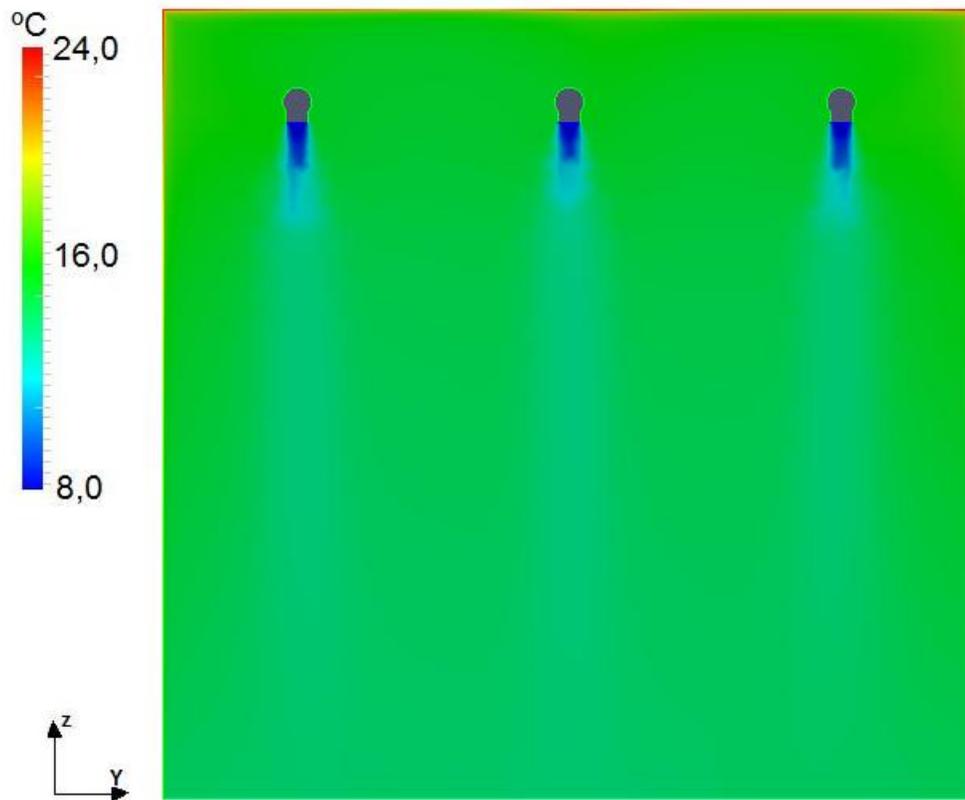


Figura 50 - Distribuição de temperatura do ar no centro do plano X com uma rede de dutos.

A simulação da segunda configuração (CF-2), utilizando um evaporador K7 originalmente projetado para condicionadores de ar *split*, apontou o mesmo como alternativa para reduzir o diferencial de temperatura.

Nesse problema simulado (CF-2), (Figuras 51, 52, 53 e 54), o diferencial de temperatura ficou com um valor aproximado de $7,0^{\circ}\text{C}$, sendo um diferencial 50% menor que o evaporador convencional sem a rede de dutos. O evaporador K7 (Figura 63) com quatro saídas de ar, proporciona uma distribuição simétrica do ar, auxiliando numa melhor distribuição do fluxo de ar frio no interior da câmara refrigerada.

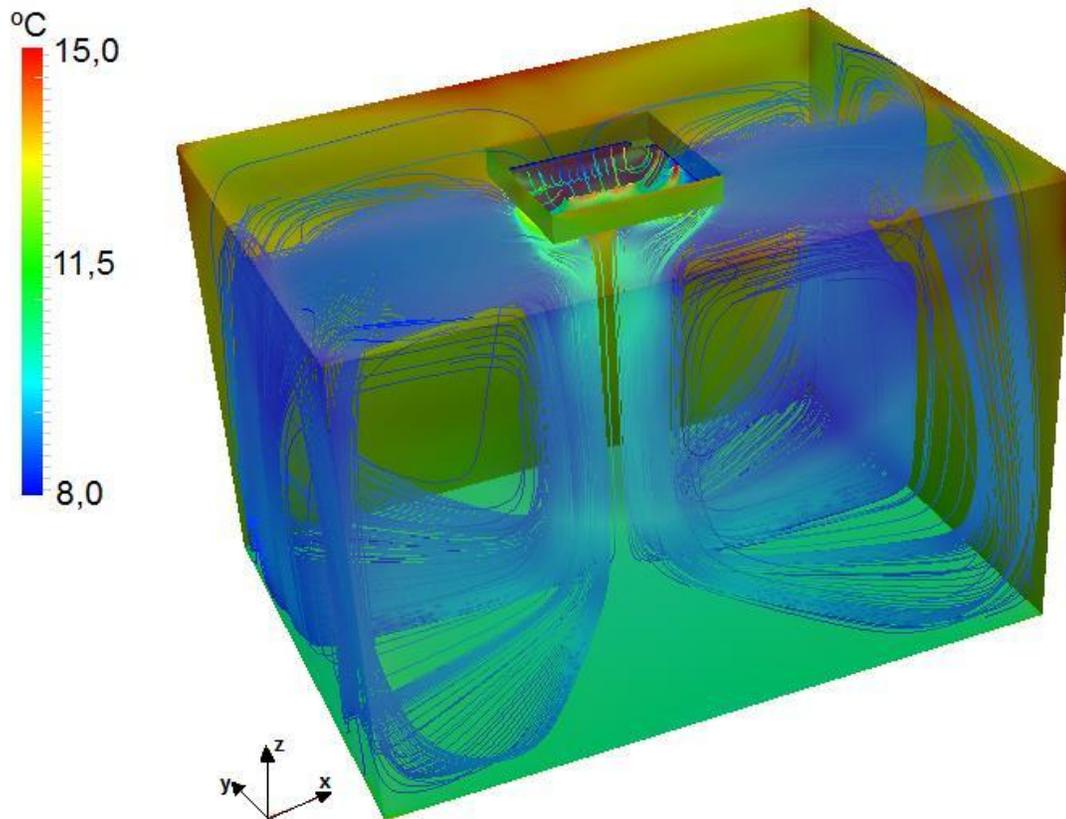


Figura 51 - Distribuição de temperatura e linhas de corrente do ar com o evaporador K7.

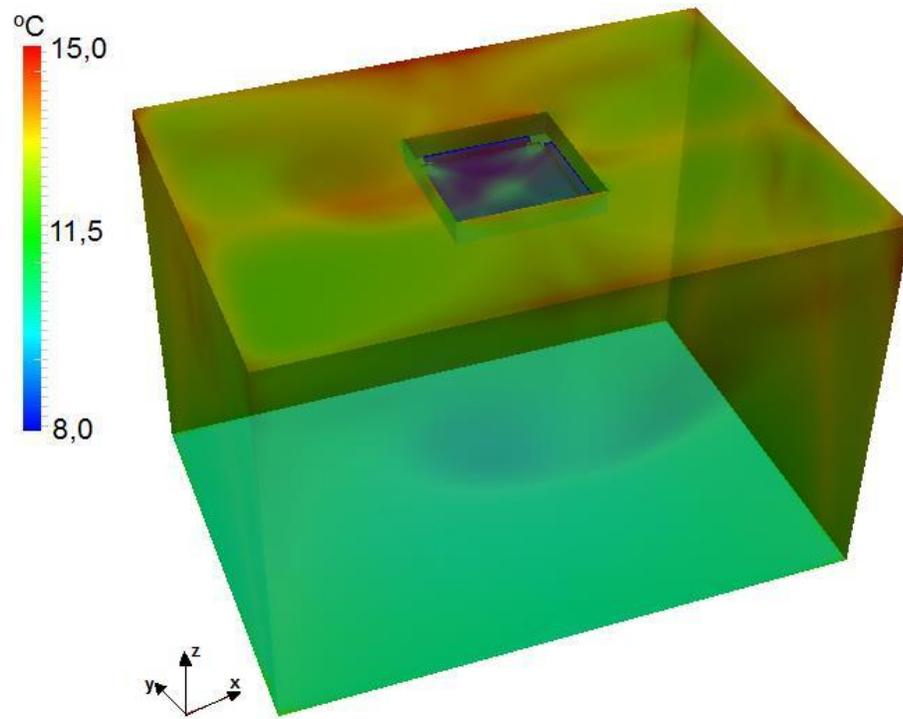


Figura 52 - Distribuição de temperatura do ar com o evaporador modelo K7.

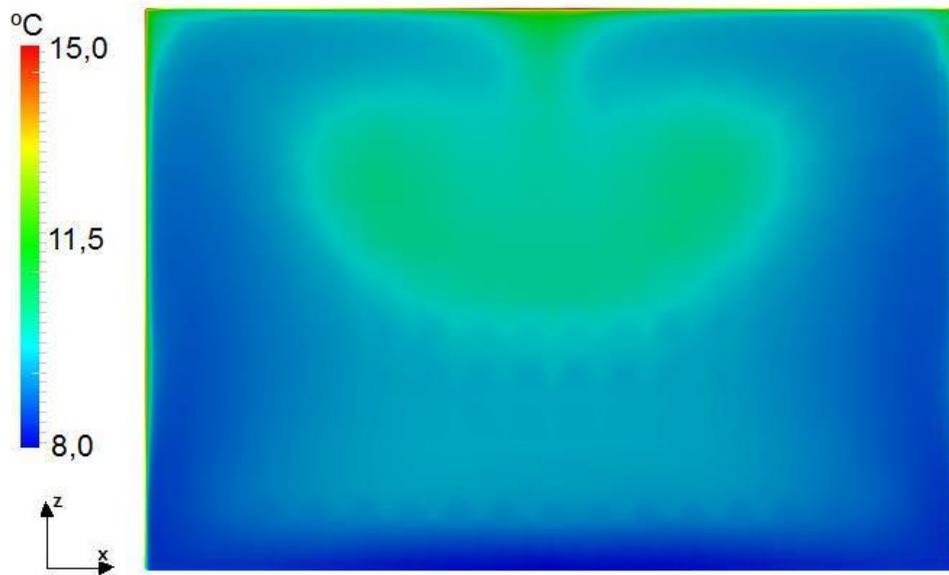


Figura 53 - Distribuição de temperatura do ar frio no centro do plano Y com o evaporador K7.

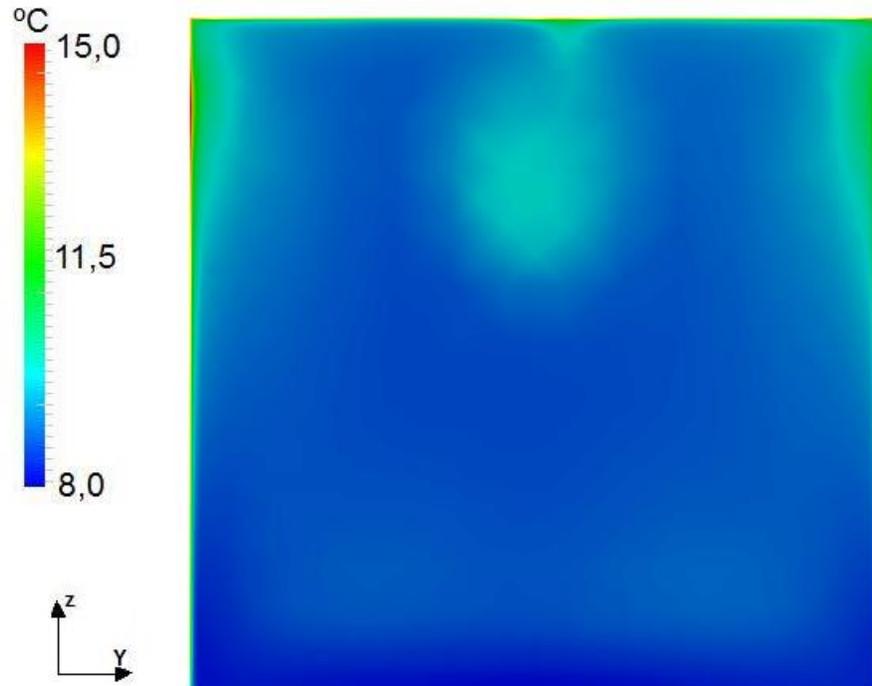


Figura 54 - Distribuição de temperatura do ar frio no centro do plano X com o evaporador K7.

Observa-se, na CF-2 (Figura 55b), um ordenamento das linhas de corrente, diferente do registrado na CF-1 (Figura 55a) com a rede de dutos. Esse ordenamento é importante na distribuição do ar evitando zonas com turbilhonamento.

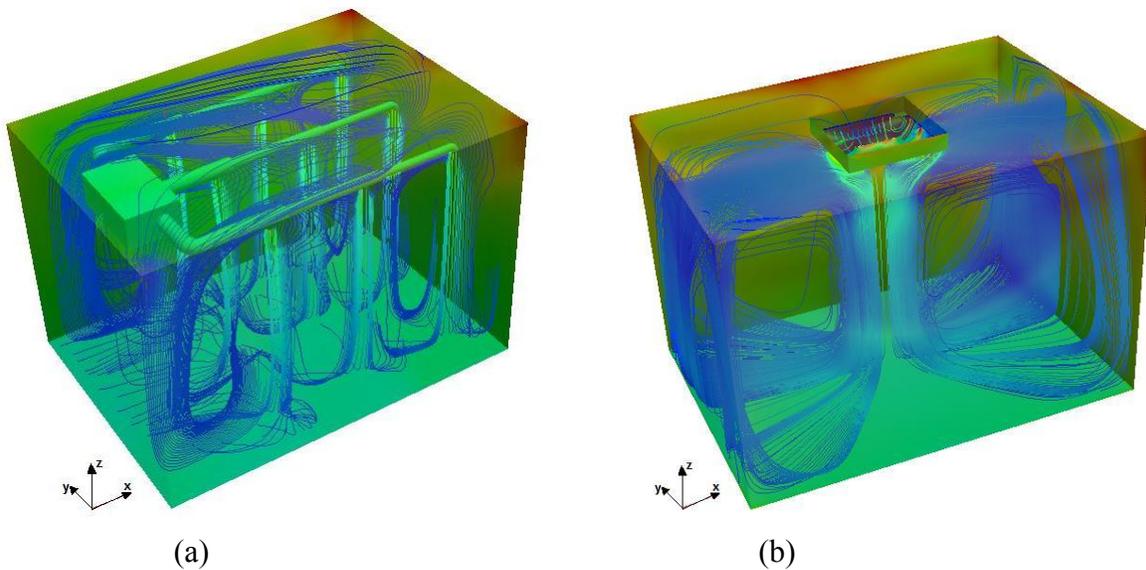


Figura 55 - Primeira configuração [CF-1] (a) e Segunda configuração [CF-2] (b).

A Figura 56b com o evaporador K7 mostra um maior e mais simétrico preenchimento de “ar frio” no interior da câmara, diferente do que ocorreu com a simulação da CF-1 (Figura 56a).

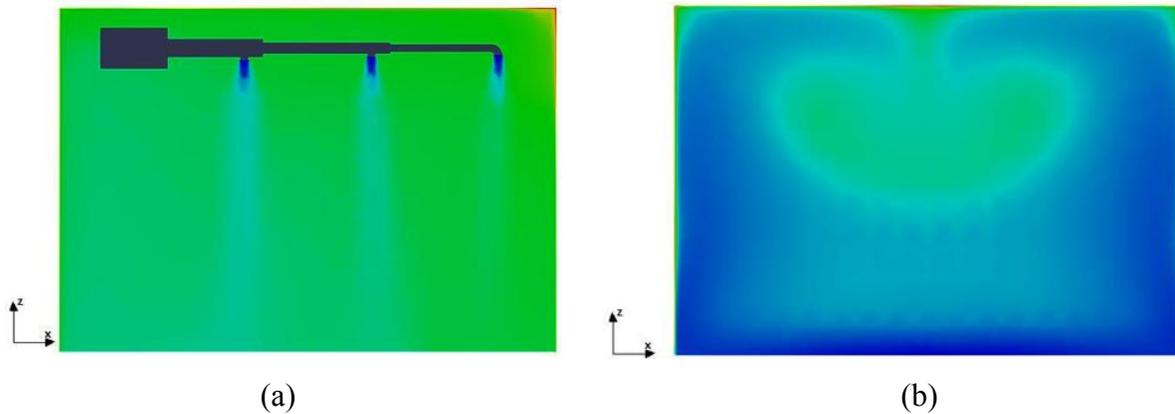


Figura 56 - Primeira configuração [CF-1] (a) e Segunda configuração [CF-2] (b).

As figuras apresentadas (Figura 55b e Figura 56b), mostram que o evaporador K7 pode sim ser utilizado em câmaras refrigeradas e, apesar de não ter sido encontrado nenhum trabalho teórico e/ou experimental com tal proposta, a indústria de evaporadores aplicados à refrigeração, pode utilizar esse trabalho como uma análise prévia para o desenvolvimento de um projeto do produto K7 aplicado à refrigeração comercial.

4.2 Experimentos

4.2.1 Distribuição de temperatura e consumo de energia elétrica

Observou-se que o experimento nº1, utilizando uma rede de dutos (CF-1) conectada ao evaporador original da câmara refrigerada, ratificou a simulação efetuada no OpenFOAM[®], não se mostrando como uma boa alternativa para reduzir o diferencial de temperatura. Neste caso, o diferencial de temperatura (ΔT) ficou com um valor aproximado de 9°C; além disso, partindo-se da temperatura de 28°C até a temperatura de 8°C no insuflamento, o sistema levou 225 minutos e consumiu 4,3kWh.

O experimento nº2 utilizando um evaporador K7 originalmente projetado para condicionadores de ar *split* (CF-2), também ratificou a simulação efetuada no OpenFOAM®, mostrando esse evaporador como uma alternativa satisfatória para reduzir o diferencial de temperatura. No experimento com o evaporador K7, o diferencial de temperatura (ΔT) ficou com um valor aproximado de 7°C. Neste caso, partindo-se da temperatura de 28°C até a temperatura de 8°C no insuflamento, o sistema levou 185 minutos e consumiu 3,5kWh. As comparações entre os dois experimentos são apresentadas na Tabela 2 e na Figura 57.

O diferencial de temperatura (ΔT) utilizado nas análises experimentais é a diferença entre o valor da menor temperatura (saída do evaporador) e o valor da maior temperatura do ar no retorno do evaporador (entrada do evaporador).

Tabela 2 - Comparações entre os experimentos.

Parâmetro	Experimento nº1 (CF-1)	Experimento nº2 (CF-2)
Temperatura inicial no insuflamento (TII)	28,0 °C	28,0 °C
Temperatura final no insuflamento (TFI)	8,0 °C	8,0 °C
Tempo entre a TII e a TFI	225 min	180 min
Consumo da TII até a TFI	4,3 kWh	3,5 kWh
Temperatura inicial no retorno (TIR)	28,0 °C	28,0 °C
Temperatura final no retorno (TFR)	17,0 °C	14,0 °C
Temperatura ambiente externo	29,0 °C	29,0 °C

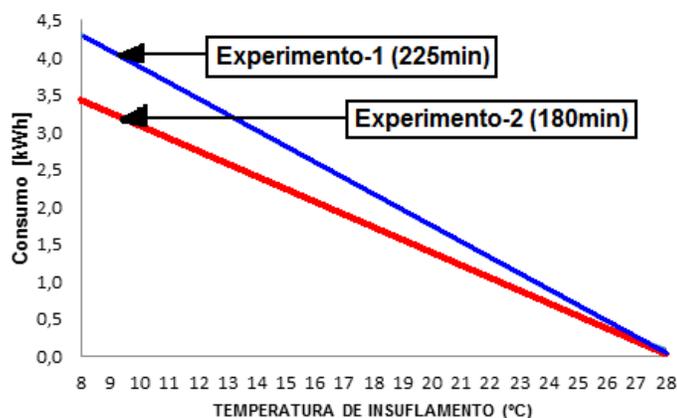


Figura 57 - Temperatura de insuflamento *versus* consumo em kWh.

Como o valor de 8,0°C, para a temperatura de insuflamento do ar no evaporador, foi mantido fixo, pode-se verificar através dos valores das temperaturas de retorno (Figura 58 e Figura 59) que a segunda simulação e o segundo experimento foram os que tiveram valores mais próximos (menor diferencial de temperatura no retorno).

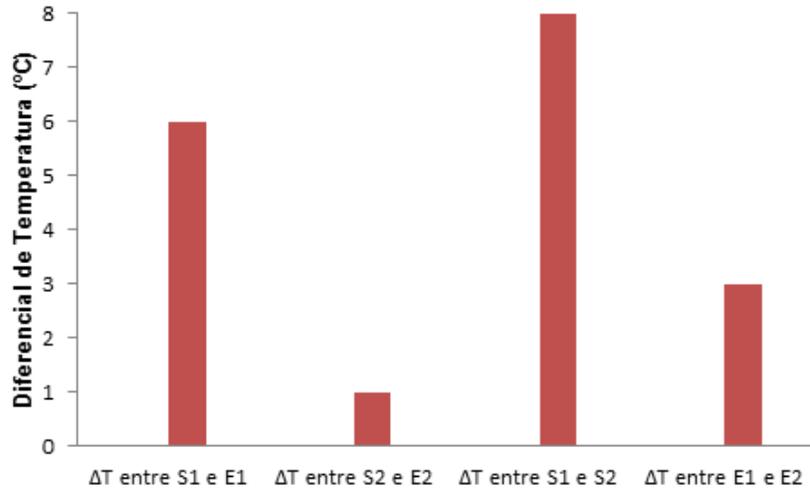


Figura 58 - Diferenciais de temperatura do ar no retorno do evaporador.

Legenda:

S1 – Simulação da Configuração 1

S2 – Simulação da Configuração 2

E1 – Experimento da Configuração 1

E2 – Experimento da Configuração 2

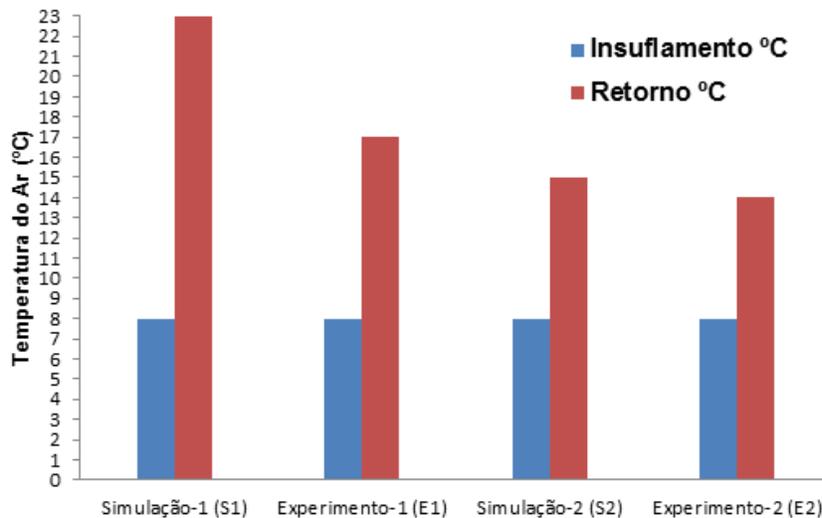


Figura 59 - Valores das temperaturas do ar no evaporador.

4.2.2 Coeficiente de Performance (COP)

Verificou-se o comportamento do COP no experimento da CF-1 e da CF-2, inserindo os dados (Temperatura de evaporação, superaquecimento, temperatura de condensação e subresfriamento) no módulo *Refrigeration Utilities* do *software* Coolpack, conforme mostrado na Figura 60.

O superaquecimento consiste em um aquecimento adicional do vapor que se formou no evaporador para assegurar inexistência de líquido no refrigerante succionado pelo compressor, o cálculo é feito pela diferença entre a temperatura da sucção e a temperatura de evaporação.

O subresfriamento consiste em um resfriamento adicional que se dá ao fluido refrigerante liquefeito no condensador, o cálculo é feito pela diferença entre a temperatura de condensação e a temperatura da linha de líquido.

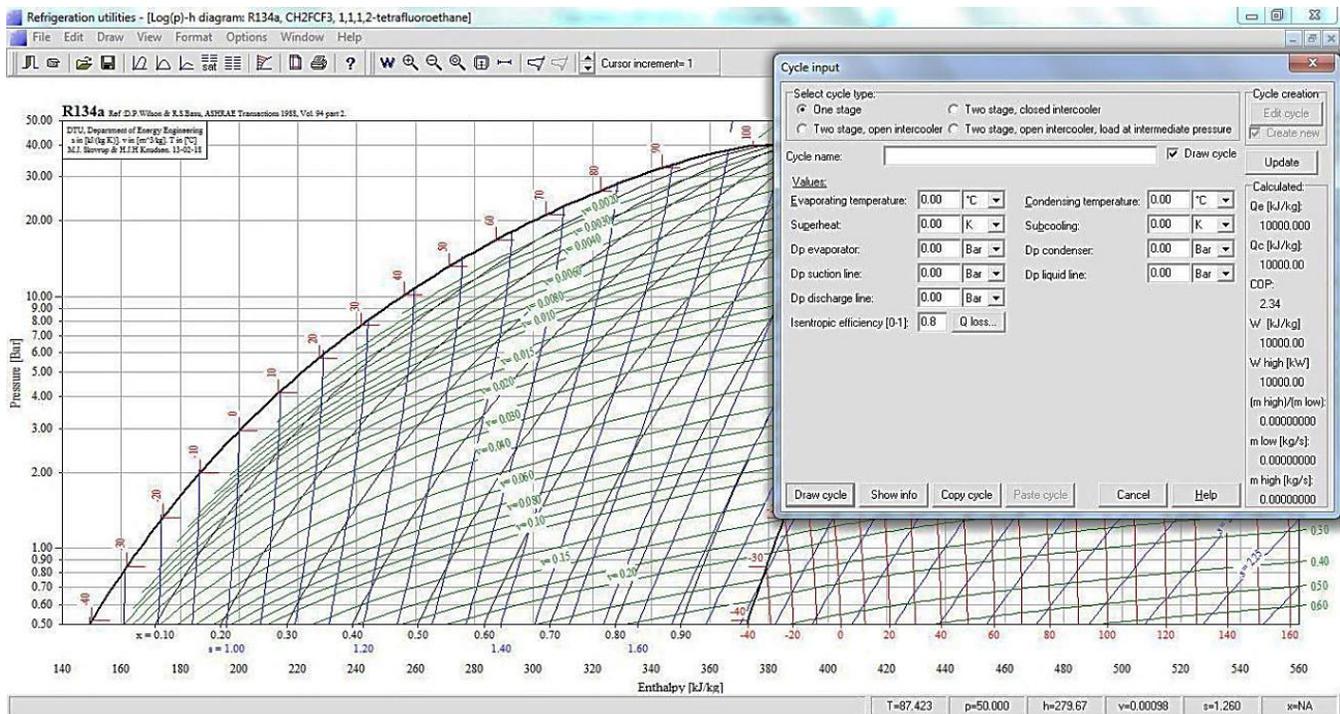


Figura 60 - Tela do módulo *Refrigeration Utilities* do *software* Coolpack.

Como mencionado anteriormente, o módulo *Refrigerant calculator* do software *Coolpack*, foi utilizado para encontrar as temperaturas de mudança de fase, a temperatura de evaporação foi obtida indiretamente através do valor da pressão no evaporador [P1], a temperatura de condensação foi obtida indiretamente através da pressão no condensador [P2].

A temperatura da sucção [T1] foi obtida através da medição direta, com um termômetro digital, na linha de sucção e, a temperatura da linha de líquido [T2] foi obtida através da medição direta, com um termômetro digital, na linha de saída do condensador. Os pontos de coleta são ilustrados na Figura 61.

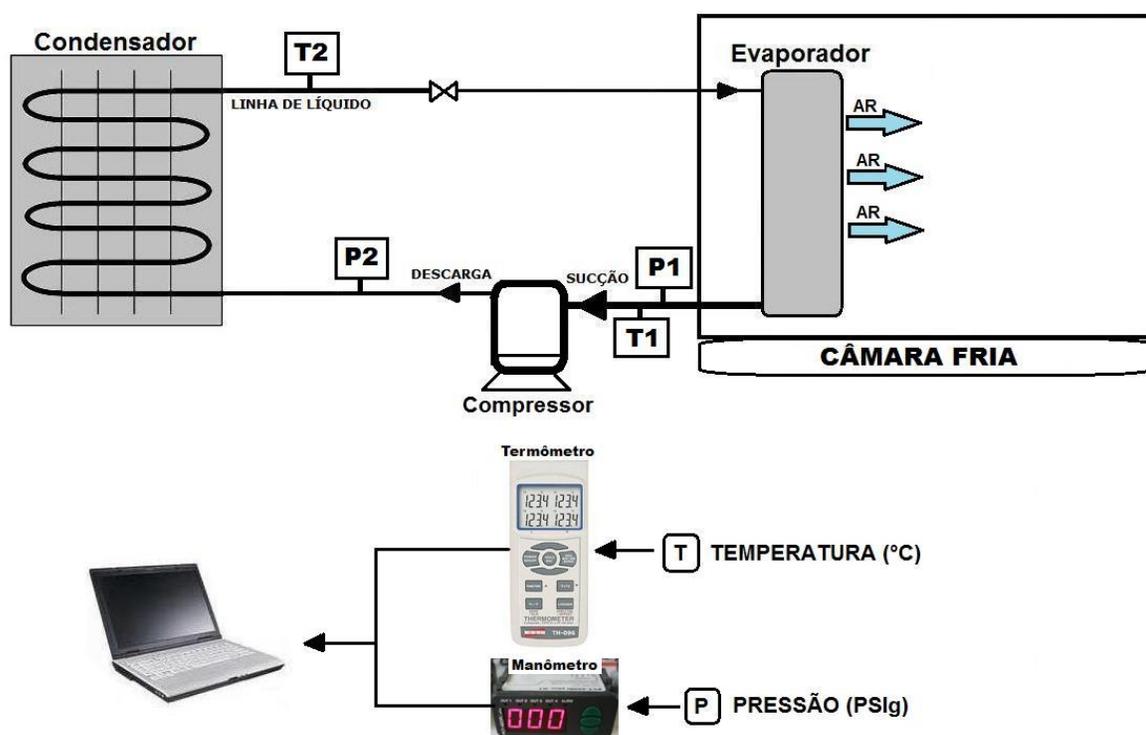


Figura 61 - Representação esquemática dos pontos de coleta de pressão e temperatura para o cálculo do COP.

Legenda:

T1 – Temperatura da sucção

T2 – Temperatura da linha de líquido

P1 – Pressão no evaporador ou Pressão de sucção

P2 – Pressão no condensador ou Pressão de descarga

Será verificado a seguir que os valores experimentais, para o mesmo fluido refrigerante utilizado (R-134A), ficaram muito próximos aos encontrados na literatura.

Com a temperatura de insuflamento de 8,0°C e vaporização do R-134A a 2,0°C, o experimento nº1 (CF-1) apresentou um COP de aproximadamente 3,5 (Figura 62).

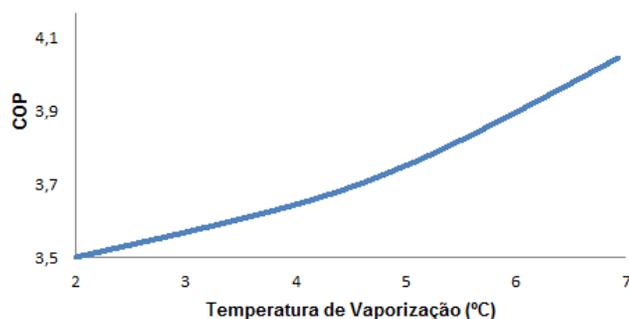


Figura 62 - COP do ciclo de refrigeração do experimento nº1 – rede de dutos.

Com a mesma temperatura de insuflamento e vaporização do R-134A a -6,0°C, o experimento nº2 (CF-2) apresentou um COP de 3,7 (Figura 63), a Figura 64 ilustra o ciclo de refrigeração deste experimento no momento desse valor do COP.

É importante salientar que o experimento da CF-2 adotou uma proposta inédita, que foi o uso de um evaporador (aplicado exclusivamente em condicionadores de ar *Split*) K7 numa câmara refrigerada, com a válvula de expansão e unidade condensadora para refrigeração comercial, os fluidos refrigerantes nos evaporadores de condicionadores de ar evaporam em média a 4,0°C e, na CF-2 a evaporação ocorreu a -6,0°C. Essa mudança na temperatura de evaporação não trouxe problemas de funcionamento ao evaporador K7.

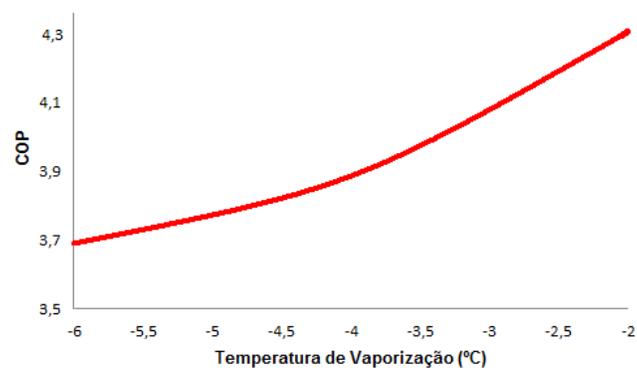


Figura 63 - COP do ciclo de refrigeração do experimento nº2 – evaporador K7.

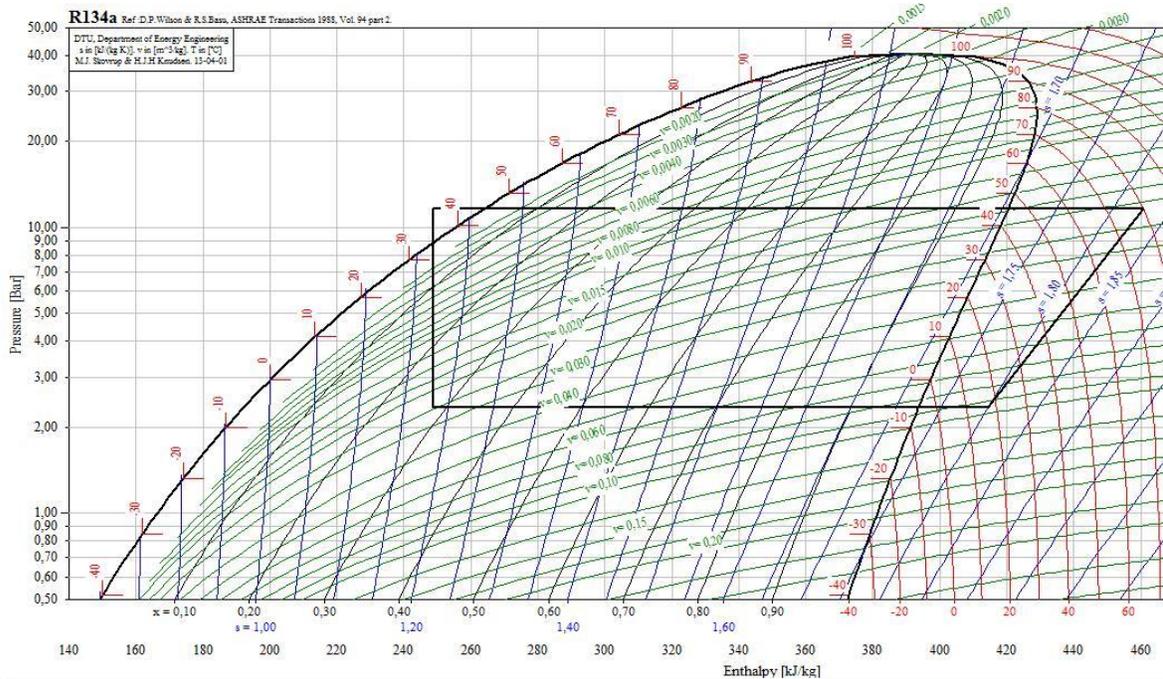


Figura 64 - Ciclo de refrigeração do experimento nº2 (CF-2) com 8°C no insuflamento.

Ao se observar os resultados obtidos (Tabela 3) pode-se verificar que os mesmos se encontram muito próximos dos observados na literatura (Dupont, 2009; Almeida, et al., 2009; Navarro et al., 2013), vale ressaltar que a maioria dos resultados encontrados na literatura normalmente realizaram testes de bancada e neste trabalho foram realizados testes numa instalação que possui dimensões e estrutura encontradas nas câmaras refrigeradas comerciais. Segundo a Dupont (2009) o COP de um sistema com o HFC R-134A evaporando a 1,7°C é de 3,43, valor este muito próximo ao do experimento nº1 que teve um COP de 3,5 com evaporação (vaporização) de 2°C.

Tabela 3 - COP e temperaturas de evaporação e condensação.

Parâmetro	Experimento nº1	Experimento nº2
Temperatura no insuflamento (TFI)	8,0 °C	8,0 °C
Temperatura de vaporização (evaporação)	2,0 °C	-6,0 °C
Temperatura de condensação (liquefação)	43,0 °C	42,0 °C
COP	3,5	3,7

Os trabalhos de Almeida et al. (2009) e Navarro et al. (2013) também corroboram com os resultados obtidos no experimento nº 1 e no experimento nº 2, a Tabela 4 e a Tabela 5 mostram o comparativo dos COPs de cada experimento com os trabalhos.

Tabela 4 - COP com evaporação a 2°C.

Experimento nº1	Almeida, Barbosa e Fontes (2009).	Navarro et al. (2013).
3,5	3,8	3,3

Tabela 5 - COP com evaporação a -6°C.

Experimento nº2	Almeida, Barbosa e Fontes (2009).	Navarro et al. (2013).
3,7	3,2	2,7

5 CONCLUSÕES

A configuração utilizando um equipamento existente no mercado (evaporador K7), mostrou-se muito adequada para aplicação à refrigeração comercial em câmaras refrigeradas.

Os resultados obtidos poderiam motivar os fabricantes a desenvolverem projetos de evaporadores para refrigeração comercial, semelhantes aos usados para conforto térmico ambiental.

O uso da ferramenta computacional OpenFOAM (gratuita e livre), pode contribuir no auxílio ao estudo de fenômenos termofluidodinâmicos complexos, com aplicação prática, tanto comercial como didática.

6 TRABALHOS FUTUROS

Alguns trabalhos futuros podem ser sugeridos, dentre eles:

- Utilizar produtos hortícolas nos experimentos, analisando o tempo de resfriamento para cada uma das duas configurações;
- Alterar o fluido refrigerante do experimento;
- Ampliar o sistema de aquisição de dados utilizando sensores sem fio;
- Efetuar um estudo termodinâmico, exclusivo do evaporador K7, durante o funcionamento na câmara refrigerada;
- Estudar o consumo de energia elétrica com a aplicação de motocompressores com inversores de frequência.

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ACR Proect Consultants. **Cold chain development in India - modernization of the infrastructure of cold storage of perishables.** Disponível em: <<http://www.acrconsultants.net/pdf/Cold%20chain%20development%20in%204.India%20for%20Colombia%20R3.pdf>>. Acesso em: 03 fev 2013.

AWBI, H. B. Application of Computational Fluid Dynamics in Room Ventilation, Building and Enrwonment. v. 24, p. 73-84, 1989.

ALMEIDA, C. O.; SOUZA, J. S.; PEREIRA, L. N. M. R. J. **Tendências do Mercado Internacional de Manga**, Revista Econômica do Nordeste, Fortaleza, v. 32, p.112-120, 2005.

ALMEIDA, I. M. G.; BARBOSA, C. R. F.; FONTES, F. A. O. **Simulação energética de um sistema de refrigeração operando com misturas zeotrópicas ternárias.** IV Congresso de Pesquisa e Inovação da Rede Norte e Nordeste de Educação Tecnológica, 2009.

ALTWIES, J. E.; REINDL, D. T. **Passive thermal energy storage in refrigerated warehouses.** International Journal of Refrigeration, v. 24, p.149-157, 2001.

ANUÁRIO Brasileiro da Fruticultura 2011. **Brazilian Fruit Yearbook.** Santa Cruz do Sul: Editora Gazeta Santa Cruz, 2011. 128 p.

ASHRAE. **ASHRAE 117-2002 - Method of testing closed refrigerators.** 2002.

ASHRAE. **Fundamental handbook.** Atlanta, Georgia, USA: American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers. 2009.

ASSIS, J. S., **Colheita e pós-colheita da mangueira.** Embrapa Semi-Árido Sistemas de Produção, 2004.

BARBIN, D. F.; NEVES, F. L. C.; SILVERA JUNIOR, V. **Processo de congelamento em túnel portátil com convecção forçada por exaustão e insuflação para paletes.** Ciência e Tecnologia de Alimentos, Campinas, v. 29, p. 667-675, 2009.

BARNES, R. M. **Estudo de movimentos e de tempos.** São Paulo: Edgard Blucher, 1999.

BENAMARA, S.; YOUBI-IDRISSI, M.; MOUREH, J.; GUIPART, J. **Numerical simulation of air humidity distribution in a refrigerated truck enclosure.** International Congress of Refrigeration. Beijing, China, 2007.

BITZER. **Boletins da engenharia nº20 e nº21.** Bitzer Compressores Ltda, 2005.

BOGATAJ, M.; BOGATAJ, L.; VODOPIVEC, R. **Stability of perishable goods in cold logistics chains.** International Journal of Production Economics, pp.345-356, 2005.

BOULARD, T.; KITTAS, C.; ROY, J.C.; WANG, S. **Convective and ventilation transfers in greenhouses, part 2: determination of the distributed greenhouse climate.** Biosystems Engineering, v. 83, p. 129–147, 2002.

BHUTTA, M. M. A.; HAYAT, N.; BASHIR, M. H.; KHAN, A. R.; AHMAD, K. N.; KHAN, S. **CFD applications in various heat exchangers design: A review.** Applied Thermal Engineering, v. 32, p. 1-12, 2012.

CARVALHO, M. G.; PITARMA, R. A.; PEREIRA, F. D.; RAMOS, J. E. **Dynamic analysis of a refrigerated room.** 4th International Symposium on Ventilation for Contaminant Control, 1994.

CHANDRASEKHARAN, R.; BULLARD, C. **Design tool for display case evaporators.** ASHRAE Transactions, v. 111, p. 1071-1082, 2005.

CHEN, K. Y.; SHAW, Y. C. **Applying back propagation network to cold chain temperature monitoring.** Advanced Engineering Informatics, v. 25, p. 11-22, 2011.

CHITARRA, M. I.; CHITARRA, A. B. **Pós-colheita de frutos e hortaliças: fisiologia e manuseio.** 2. ed. Lavras: UFLA, 2005.

COLD CHAIN MANAGEMENT. Disponível em: <<http://ccm.ytally.com>>. Acesso em: 03 fev 2013.

CORTELLA, G. **CFD - aided retail cabinets design.** Computers and Electronics in Agriculture, v. 34, p. 43-66, 2002.

CORTELLA, G.; MANZAN, M.; COMINI, G. **CFD simulation of refrigerated display cabinets.** International Journal of Refrigeration, v. 24, p. 250-260, 2001.

DADA, A.; THIESSE, F. **Sensor applications in the supply chains: the example of quality-based issuing of perishables.** Lecture Notes in Computer Science, v. 4952, p. 140-154, 2008.

D'AGARO, P.; CORTELLA, G.; CROCE, G. **Two and three dimensional CFD applied to vertical display cabinets simulation.** International Journal of Refrigeration, v. 29, p.178-190, 2006.

DJUNAEDY, E.; HENSEN, J. L. M.; LOOMANS, M. G. L. C. **Development of a guideline for selecting a simulation tool for airflow prediction.** Eighth International IBPSA Conference. p. 267-274, 2003.

DOSSAT, R. J. **Princípios de Refrigeração.** São Paulo: Ed. Hemus, 2004.

FLORES-CANTILLANO, R.F. **A cadeia do frio e a qualidade das frutas e hortaliças.** Disponível em: <http://www.infobibos.com/Artigos/2011_1/CadeiaFrio/index.htm>. Acesso em: 14 set 2011.

DUPONT – **Boletim de informações sobre o produto Suva® 134a**, 2009.

EVANGELISTA, R. M. **Qualidade de mangas 'Tommy Atkins' armazenadas sob refrigeração e tratadas com cloreto de cálcio pré-colheita**. Tese (Doutorado em Ciência dos Alimentos) - Universidade Federal de Lavras, Lavras, 1999.

FATEHPURIA, S. **Indian cold supply chain: A case study**. ASM's International E-Journal on Ongoing Research In Management and IT. INCON13-GEN-076, 2013.

FURLAN, E. F.; MARQUES, D. **Refrigeração x Energia elétrica**. Frigorífico, nº139 Campinas, p. 30-35, 2007.

FORTUNA, A. O. **Técnicas computacionais para dinâmica dos fluidos: Conceitos básicos e aplicações**. São Paulo: Edusp, 2000.

FOX, R. W.; PRITCHARD, P. J.; MCDONALD, A. T. **Introdução à mecânica dos fluidos**. Rio de Janeiro: LTC, 2010.

GAN, G. **Evaluation of room air distribution systems using computational fluid dynamics**. Energy and Buildings, p. 83-93, 1995.

GASPAR, P. D.; MIRANDA, A.; PITARMA, R. A. **Estudo comparativo de desempenho de códigos de DFC na modelação de equipamentos de refrigeração abertos**. Universidade de Évora - VII Congresso de Mecânica Aplicada e Computacional, 2003.

GASPAR, P. D.; PITARMA, R. A. **Estudo numérico do desempenho térmico de expositores refrigerados abertos**. Revista Iberoamericana de Ingeniería Mecánica, v. 9, p. 21-30, 2005.

GASPAR, P. D.; GONÇALVES, L. C. C.; PITARMA, R. A. **Detailed CFD modelling of open refrigerated display cabinets.** Hindawi Publishing Corporation - Modelling and Simulation in Engineering, 2012.

GEBREMEDHIN, K.G.; WU, B. **Simulation of flow field of a ventilated and occupied animal space with different inlet and outlet conditions.** Journal of Thermal Biology, v. 30, p. 343-353, 2005.

HASANUZZAMAN, M.; SAIDUR, R.; MASJUKI, H. H. **Effects of operating variables on heat transfer and energy consumption of a household refrigerator-freezer during closed door operation.** International journal of refrigeration, v. 34, p. 196-198, 2009.

HO, S. H.; ROSARIO, L.; RAHMAN, M.. **Numerical simulation of temperature and velocity in a refrigerated warehouse.** International Journal of Refrigeration, v. 33, p. 1015-1025, 2010.

HOANG, M.L.; VERBOVEN, P.; BAERDEMAEKER, J.; NICOLI, B.M. **Analysis of the air flow in a cold store by means of computational fluid dynamics.** International Journal of Refrigeration, v. 23, p. 127-140, 2000.

IBRAF - **Instituto Brasileiro de Frutas.** Disponível em: <<http://www.ibraf.org.br>> . Acesso em: 14 set 2011.

JABARDO, J. M.; STOECKER, W.F. **Refrigeração Industrial.** São Paulo: Ed. Edgard Blucher, 2002.

JAIN, R.; GUPTA, R. C. **Optimum Insulation Thickness for Reefer Truck.** International Journal of Thermal Technologies, v. 2, 2012.

JIAN, Y.; LI, D.; XU, H.; MA, X. **Analysis of cold air distribution system in an office building by the numerical simulation method.** Sixth ICEBO-International Conference for Enhanced Building Operations, 2006.

JOSHI, R.; BANWET, D.K.; SHANKAR, R. **Consumer link in cold chain: Indian scenario.** Food Control, v. 21, p. 1137-1142, 2010.

KAUSHAL, P.; SHARMA, HK. **Concept of Computational Fluid Dynamics (CFD) and its Applications in Food Processing Equipment Design.** Food Processing & Technology, 2012.

KRAUSE, E. **Computational fluid dynamics: Its present status and future direction.** Computers & Fluids, v. 13, p. 239-269, 1985.

LADANIYA, M. **Citrus Fruit - Biology, Technology and Evaluation.** Elsevier, 2008.

LAGUERRE, O.; HOANG, H. M.; FLICK, D. **Experimental investigation and modelling in the food cold chain: Thermal and quality evolution.** Food Science & Technology, 2012.

LAUNDER, B. E.; SPALDING, D. B., **The numerical computation of turbulent flows.** Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 1974.

LU, C. **Distribution and value added logistics in the cold chain product market with application to the role of seaports.** ALRT conference, Vancouver, June 14-15, 2012.

LV, Y.; ZHANG, W.; GONG, Y.; TAO, W.Q. **Numerical Simulation of Refrigerated Display Cabinets.** BIC-TA (Bio-Inspired Computing: Theories and Applications) Second International Conference. p. 258-262, 2007.

LUO, S.; ROUX, B. **Modeling of the HESCO nozzle diffuser used in IEA Annex-20 experiment test room.** Building and Environment, p. 367-384, 2004.

MILLER, R.; MILLER M.R. **Refrigeração e Ar Condicionado**. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

MONTANARI, R. **Cold chain tracking: a managerial perspective**. Trends in food science & technology, n. 19, pp. 425-431, 2008.

MOREIRA, R. C. **Processamento mínimo de tangor ‘Murcott’: caracterização fisiológica e recobrimentos comestíveis**. 84p. Dissertação, Escola Superior de Agricultura Luiz de Queiroz, Piracicaba, 2004.

MOUREH, J.; MENIA, N.; FLICK, D. **Numerical and experimental study of airflow in a typical refrigerated truck configuration loaded with pallets**. Computers and Electronics in Agriculture, 2002.

MOUREH, J.; FLICK, D. **Airflow pattern and temperature distribution in a typical refrigerated truck configuration loaded with pallets**. International Journal of Refrigeration, 2004.

MOUREH, J.; TAPSOBA, S; DERENS, E.; FLICK, D. **Air velocity characteristics within vented pallets loaded in a refrigerated vehicle with and without air ducts**. International Journal of Refrigeration, v. 32, p. 220-234, 2009.

NAHOR, H. B.; HOANG, M. L.; VERBOVEN, P., BAELMANS, M., NICOLAI, B. M. **CFD model of the airflow, heat and mass transfer in cool stores**. International Journal of Refrigeration, v. 28, p. 368-380, 2005.

NAVARRO, E.; MARTÍNEZ-GALVAN, I.O.; NOHALES, J.; GONZÁLVEZ-MACIA, J. **Comparative experimental study of an open piston compressor working with R-1234yf, R-134a and R-290**. International Journal of Refrigeration, v. 36, p. 768-775, 2013.

NIELSEN, P. V. **Computational fluid dynamics and room air movement**. International Journal of Indoor Environment and Health, v. 14, p. 134-143, 2004.

NORTON, T.; SUN, D.W.; GRANT, J.; FALLON, R.; DODD, V. **Applications of computational fluid dynamics (CFD) in the modelling and design of ventilation systems in the agricultural industry: A review.** Bioresource Technology, v. 98, p. 2386–2414, 2007.

NUNES, C.; EMOND, J.; RAUTH, M.; DEA, S.; CHAU, K. **Environmental conditions encountered during typical consumer retail display affect fruit and vegetable quality and waste.** International journal of refrigeration, v. 51, p. 232–241, 2009.

RODI, W. **Turbulence models and their application in hydraulics – A state of the art review.** International Association for Hydro-Environment Engineering and Research, 1980.

SÁ, E. S.; ALEXANDRE, J. L. **Auditorias energéticas no sector de frio industrial. Medidas de poupança e eficiência energética.** 8º Congresso Iberoamericano de Engenharia Mecânica, 2007.

SALIN, V.; NAYGA, J. R. M. **A cold chain network for food exports to developing countries.** International Journal of Physical Distribution & Logistics Management, v. 33, p. 918-933, 2003.

SEBRAE. Hortaliças minimamente processadas: Relatório Completo. Estudos de Mercado SEBRAE/ESPM, 2008.

SOUZA, Z. **Projeto de Máquinas de Fluxo.** 1ed. Rio de Janeiro: Interciência, 2011.

SILVA, J. C. **Refrigeração Comercial e Climatização Industrial.** São Paulo: Hemus, 2004.

SPOOLDER, H.A.M.; EDWARDS, S.A.; ARMSBY, A.W.; CORNING, S. **A within farm comparison of three different housing systems for finishing pigs.** Proceedings of the First International Conference on Swine Housing, Des Moines, Iowa, p. 40–48, 2000.

TASSOU, S. A.; XIANG, W. **Modelling the environment within a wet air-cooled vegetable store.** Journal of Food Engineering, v. 38, p. 169–187, 1998.

TASSOU, S. A.; LEWIS, J.S.; GE, Y.T.; HADAWAY, A.; CHAER, I. **A review of emerging technologies for food refrigeration applications.** International journal of refrigeration, v. 30, p. 263–276, 2010.

TERUEL, B. J. **Uso de containers refrigerados para o armazenamento de produtos agrícolas.** Dissertação - Faculdade de Engenharia Mecânica/UNICAMP, Campinas, 1996.

TERUEL, B. J.; SILVEIRA, P.; MARQUES, F.; CAPPELLI, N. **Interface homem-máquina para controle de processos de resfriamento com ar forçado visando à economia de energia.** Ciência Rural, v.38, 2008.

TODAFRUTA, **Variedades de mangas.**

Disponível em: <http://www.todafruta.com.br/portal/icNoticiaAberta.asp?idNoticia=18323>.

Acesso em: 14 set 2011.

VALEEXPORT – **Associação dos Produtores e Exportadores de Hortifrutigranjeiros e Derivados do Vale do São Francisco.** Disponível em: <<http://www.valexport.com.br>>.

Acesso em: 14 set 2011.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method.** Ed. Pearson, 2007.

WILCOX, M. H. **Energy efficiency in fruit storage warehouses.** Washington tree fruit postharvest conference, p.1-8, 2001.

XIA, B.; SUN, D.W. **Applications of computational fluid dynamics (CFD) in the food industry: a review.** Computers and Electronics in Agriculture, v. 34, p. 5-24, 2002.

XIE, J.; QU, X.; SHI, J.; SUN, D.W. **Effects of design parameters on flow and temperature fields of a cold store by CFD simulation.** Journal of Food Engineering, v. 77, p. 355-363, 2006.

YANG, S.; LU, H.; LU, E.; GUO, J.; XU, J. **STRATEGIES ON FRUITS AND VEGETABLES COLD CHAIN LOGISTICS IN CHINA.** World Automation Congress (WAC), 2012.

ZHAO, B.; LI, X.; YAN, Q. **Simplified method for indoor airflow simulation.** Building and Environment, v. 38, p. 543-552, 2003.

ZWIERZYCKI, W.; BIEŃCZAK, K.; BIEŃCZAK, M.; STACHOWIAK, A.; TYCZEWSKI, P.; ROCHATKA, T.; **Thermal damage to the load in cold chain transport.** Procedia Social and Behavioral Sciences, v. 20, p. 761-766, 2011.

8 ANEXO

8.1 Instrumentos do sistema de aquisição de dados

Field logger (Datalogger Novus[®])

O *FieldLogger* (Figura 65) é um equipamento de aquisição e registro de variáveis analógicas. Opera como um registrador eletrônico de dados, armazenando as informações adquiridas em sua memória interna para análise posterior.

O registrador possui oito canais de entrada de sinais. O tipo de sinal a ser medido pelos canais é configurável, individualmente para cada canal, durante o processo de configuração.

Como os equipamentos da *Novus*[®] não possuem entrada direta ao computador é necessário o uso de um conversor (RS485/USB), que atua como agente de ligação entre os dados lidos pelo registrador e os dados recebidos pelo computador (Figura 66).



Figura 65 - Datalogger *FieldLogger* da marca Novus[®].

Fonte: Manual Novus[®] (2012).

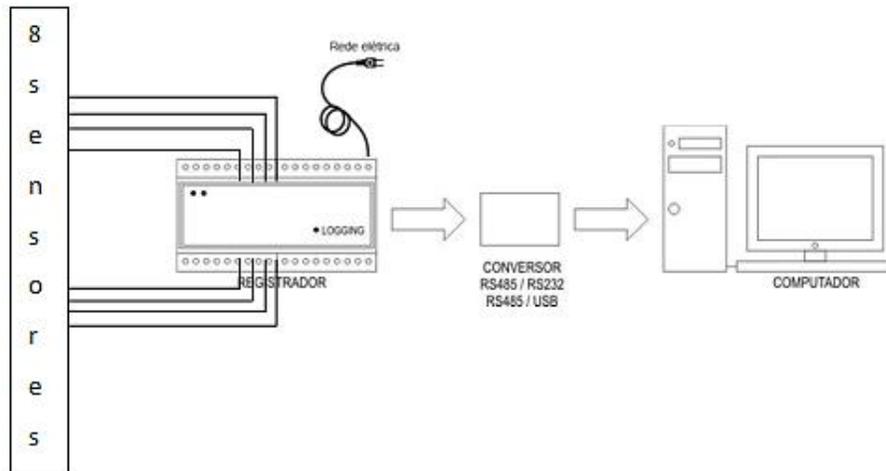


Figura 66 - Representação esquemática do *Field Logger*.
 Fonte: Adaptado do Manual Novus[®] (2012).

Sistema Sitrad[®]

O *Sitrad* é um *software* de gerenciamento à distância dos controladores de temperatura e umidade, desenvolvido pela *Full Gauge Controls*, para utilização em instalações de refrigeração, aquecimento, climatização e aquecimento solar. Ele avalia, configura e armazena continuamente dados de temperatura, umidade, tempo, pressão e voltagem. A Figura 67 ilustra a instalação do sistema.

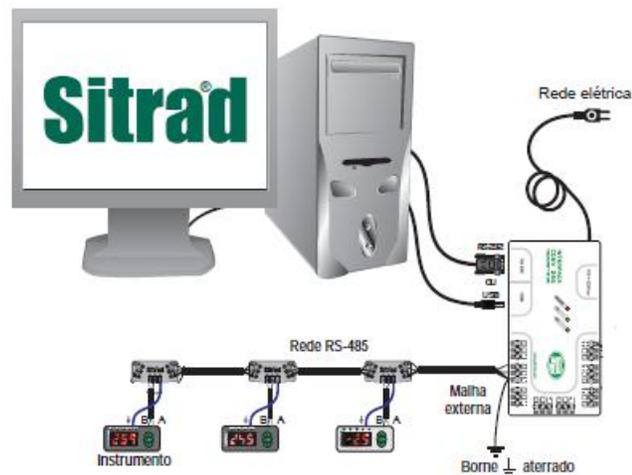


Figura 67 - Representação esquemática dos controladores *Full Gauge*[®].
 Fonte: Manual *Full Gauge*[®] (2011).

Os oito termopares utilizados no *Field Logger* da *Novus*[®] e os quatro termopares utilizados nos controladores *Full Gauge*[®] são do tipo J. Os dados construtivos do termopar tipo J são:

- Termoelemento positivo (JP): Fe 99,5% (Ferro);
- Termoelemento negativo (JN): Cu55% Ni45% (Constantan);
- Faixa de utilização: -210 a 760 C.

O Sensor de umidade relativa do ar (UR) da *Full Gauge*[®] opera de 15 a 90% com resolução de 0,1%.

Calibração dos termopares

O método utilizado foi o de comparação, utilizou-se um banho isotérmico estabilizado e aquecido eletricamente, onde foram colocados os doze termopares e um termômetro padrão que serviu de referência. O banho térmico permaneceu com um agitador ligado para melhorar a homogeneidade térmica do fluido. Os doze termopares foram totalmente submersos neste fluido não entrando em contato com as paredes do banho térmico, próximos ao termômetro padrão. Seis repetições foram realizadas, três com valores crescentes e três com valores decrescentes, os valores obtidos foram registrados e tabelados, permitindo assim efetuar a calibração.

Medição da temperatura do ar no interior da câmara refrigerada

Para as medições de temperatura na CF-1 e CF-2, utilizou-se oito termopares (sensores) do tipo **J** acoplados no *datalogger Field Logger* da marca *Novus*[®] e quatro termopares do tipo **J** foram acoplados nos controladores *Full Gauge*[®]. Ambos os sistemas foram programados para a aquisição das medidas de temperatura a cada minuto.

Os doze termopares (tipo J) foram instalados no plano de sensores que foi posicionado em três posições ao longo do eixo X (Figura 68), a Figura 69 ilustra as posições dos sensores no plano de sensores.

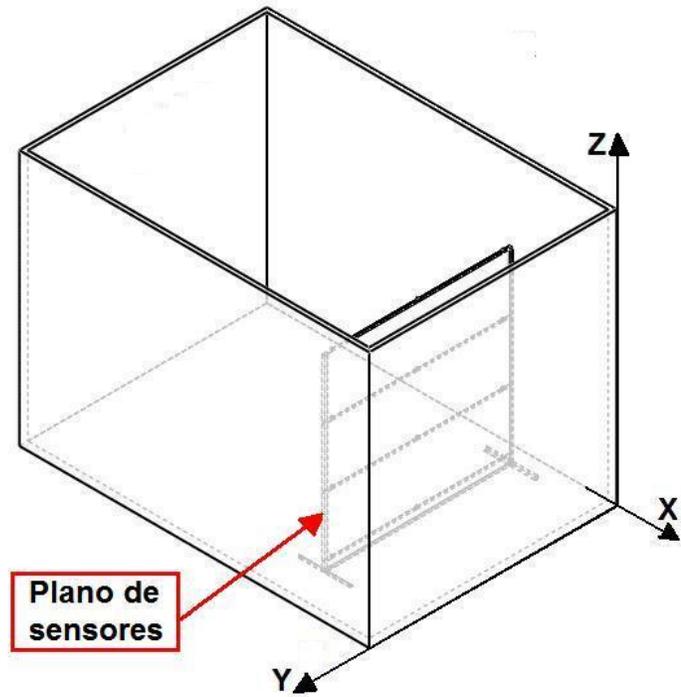


Figura 68 - Plano de sensores (termopares) no interior da câmara.

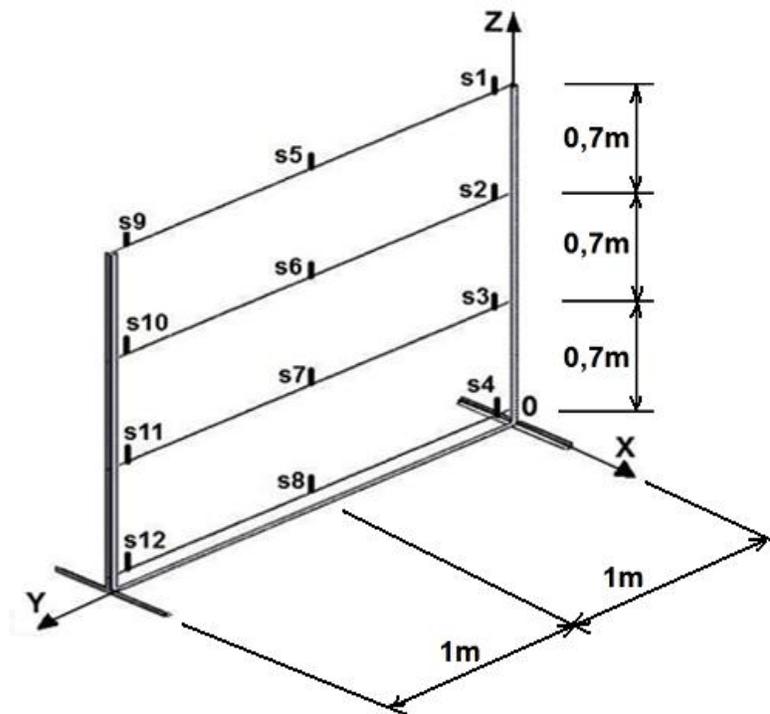


Figura 69 - Disposição da posição dos sensores (termopares).

Consumo de energia elétrica

O monitoramento do consumo de energia elétrica em kWh foi iniciado após o acionamento do sistema de refrigeração, partindo da temperatura ambiente de 28°C até a temperatura de 8°C no insuflamento. A Figura 70 mostra o medidor de energia elétrica utilizado para monitorar a carga total dos experimentos e a Tabela 6 apresenta os dados técnicos do instrumento.



Figura 70 - Medidor do consumo de energia elétrica (kWh).

Tabela 6 - Dados técnicos do medidor.

Fonte: Adaptado do manual técnico da KRON Medidores.

Modelo	DRS-210D
Tensão	220V c.a.
Corrente máxima	80A c.a.
Resolução	0,01 kWh
Frequência	50 ou 60Hz