

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS**  
**FACULDADE DE ENGENHARIA DE ALIMENTOS**

**DESENVOLVIMENTO DE UMA CÂMARA FRIGORÍFICA ENCAMISADA  
PARA ESTOCAGEM DE FRUTAS E HORTALIÇAS**

Parecer

*Este exemplar corresponde a segunda  
fiscal da Tese defendida por Segundo  
Arevalo Del Aguila e aprovada pela  
comissão*

**SEGUNDO AREVALO DEL AGUILA  
ENGENHEIRO DE ALIMENTOS**

*Julcastora em 09.08.95*

*ThK*

**PROF. DR. THEO GUENTER KIECKBUSCH  
ORIENTADOR**

**Tese apresentada à Faculdade de Engenharia de Alimentos da Universidade  
Estadual de Campinas para obtenção do título de Mestre em Engenharia de  
Alimentos.**

**CAMPINAS - SP.  
AGOSTO - 1995**

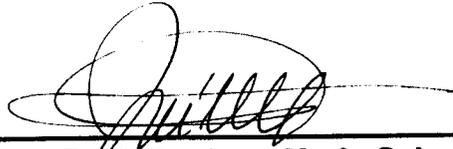
UNICAMP  
BIBLIOTECA CENTRAL

**BANCA EXAMINADORA**



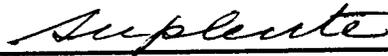
---

**Prof. Dr. Theo Guenter Kieckbusch  
(Orientador)**



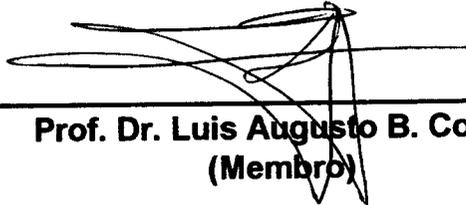
---

**Prof. Dr. Jose Maria Saiz Jabardo  
(Membro)**



---

**Prof. Dr. Jose Antonio Dermengi Rios  
(Membro)**



---

**Prof. Dr. Luis Augusto B. Cortez  
(Membro)**

**Campinas, 09 de agosto de 1995**

**A Deus.**

**A meus pais:**

**Daniel Arévalo  
Hilmer del Aguila  
que com muito sacrifício e privações  
propiciaram a minha formação.**

**A minha esposa, Silvia pelo amor e compreensão  
A meus filhos, Daniel Felipe, Silvia Evely  
e Anna Karina pelo amor e paciência.**

**Dedico.**

## **AGRADECIMENTO**

Gostaria de agradecer imensamente às pessoas e instituições que muito colaboraram para a realização de minha tese:

Ao Prof. Theo pela orientação, pelos ensinamentos, paciência e exemplo de pesquisador ;

Ao prof. Lincoln pelos aconselhamentos, amizade e incentivo em todos os momentos do avanço do trabalho da tese;

As valiosas sugestões e correções do texto sugeridas pela BANCA EXAMINADORA, em especial à contribuição do Prof. Cortez;

À Vinilton, Fabio, Rodrigo, Alexandre, Gil, Maria Amélia e Silvio pelo auxílio de laboratório;

Aos funcionários Paraíba, Altair, Rivelino pelos serviços gerais;

A meu colega Roger pela constante presença e paciência neste momento decisivo e muito feliz de minha vida;

Aos meus amigos Wilson e Adilia pela constante comunicação familiar ;

Aos atendentes da secretaria, biblioteca e do microcentro;

Aos pós-graduandos do DEA pelo auxílio nos trabalhos de computação;

Ao Ministério da Educação pela concessão da Bolsa de estudos (CAPES);

Danfoss do Brasil Indústria e Comercio Ltda;

**São Rafael Indústria e Comercio Ltda;**

**Indústria Brasileira de Evaporadores Ltda;**

**Eicasa - Indústria e Comercio Ltda;**

**Eberle S.A. Indústria e Tecnologia;**

**Bitzer Compressores S.A;**

**Hoechst do Brasil Química e Farmacêutica S.A;**

**Arlina Agropecuária e Comercial Ltda;**

**Um agradecimento especial para meus amigos Diego e Marina, pelo apoio e a boa amizade mantida com toda minha família.**

**E todas aquelas pessoas que de uma ou outra forma contribuíram para o êxito e tranquilidade minha e de minha família durante a permanência no Brasil.**

# ÍNDICE

RESUMO .....	IV
ABSTRACT .....	V
NOMENCLATURA .....	VI
I - INTRODUÇÃO .....	1
II - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	5
II.1 - FISILOGIA E BIOQUÍMICA PÓS-COLHEITA DE FRUTAS E HORTALIÇAS .....	5
II.1.1 - DESENVOLVIMENTO FISIOLÓGICO .....	6
II.1.2 - FISILOGIA DA RESPIRAÇÃO .....	7
II.1.3 - TRANSPIRAÇÃO DE FRUTAS E HORTALIÇAS .....	8
II.1.4 - RESPOSTAS FISIOLÓGICAS À VARIAÇÃO DE TEMPERATURA E CONDIÇÕES ADEQUADAS DE ESTOCAGEM DE FRUTAS E HORTALIÇAS .....	10
II.2 - INFLUÊNCIA DAS CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO NA ESTOCAGEM .....	11
II.2.1 - MOVIMENTO E DISTRIBUIÇÃO DO AR EM CÂMARAS FRIGORÍFICAS. ....	11
II.2.2 - INFLUÊNCIA DA TEMPERATURA DO AR NA ESTOCAGEM DE FRUTAS E HORTALIÇAS. ....	13
II.2.3 - INFLUÊNCIA E CONTROLE DA UMIDADE RELATIVA DO AR NA ESTOCAGEM. ....	14
II.3 - CÂMARAS FRIGORÍFICAS .....	20
II.3.1 - PRINCÍPIO DE OPERAÇÃO DO SISTEMA ENCAMISADO. ....	21
II.3.2 - VARIAÇÃO DA TEMPERATURA DO AR NA CAMISA DO SISTEMA ENCAMISADO. ....	24
II.3.3 - UMIDADE RELATIVA EM CÂMARA FRIGORÍFICA TIPO ENCAMISADO. ....	26
II.3.4 - INSTALAÇÕES COMERCIAIS DE CÂMARAS TIPO ENCAMISADO .....	27
III . MATERIAIS E MÉTODOS .....	30
III.1 - ESTRUTURA DA CÂMARA E DA CAMISA .....	30
III.2 - CIRCUITO FRIGORÍFICO E CONTROLES .....	31
III.3 - MEDIDAS DE TEMPERATURA .....	34
III.3.1 - TEMPERATURA NA CÂMARA .....	35

III.3.2 - MEDIDAS DE TEMPERATURA NO SISTEMA FRIGORÍFICO.....	35
III.3.3 - MEDIDAS DE TEMPERATURA NA CAMISA.....	38
III.4 - MEDIDAS DE UMIDADE RELATIVA.....	38
III.5 - MEDIDAS DE VELOCIDADE DO AR.....	39
III.6 - CARGA TÉRMICA NA CÂMARA.....	40
III.7 - VÁLVULA REGULADOR DE CAPACIDADE (DESVIO DE GÁS QUENTE) TIPO CPCE + LG.....	41
III.8 OPERAÇÃO DO SISTEMA.....	44
IV - RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	46
IV.1 - ESPECIFICAÇÃO DO SISTEMA FRIGORÍFICO.....	47
a) - Evaporador.....	47
b) - Ventilador.....	48
c) - Compressor-Condensador.....	49
d) - Equilíbrio entre Evaporador e Compressor.....	51
IV.2 - DIMENSIONAMENTO E MONTAGEM DA CAMISA DA CÂMARA FRIGORÍFICA.....	53
IV.3 - DETERMINAÇÃO DA VAZÃO DE AR.....	61
IV.4 - ENSAIOS DE DESEMPENHO DA CÂMARA.....	62
IV.5 - ENSAIOS COM A VÁLVULA REGULADORA DE CAPACIDADE CPCE.....	62
Partida do sistema. Resfriamento da câmara sem carga (Ensaio 1 a 4).....	63
Carga térmica de 324 W e temperatura da câmara de 0°C. (Ensaio 5 e 6).....	72
Carga térmica de 324 W, temperatura da câmara a 10°C (Ensaio 7).....	81
Carga térmica de 858 W temperatura da câmara a 10°C (Ensaio 8).....	83
Carga térmica de 1052 W a temperatura da câmara de 11.3°C (Ensaio 9).....	87
Carga térmica de 467 W e temperatura da câmara de 2°C (Ensaio 10).....	88
Carga térmica de 467 W e temperatura da câmara de 10°C (Ensaio 11).....	90
IV.6 - AVALIAÇÃO COMPARATIVA DOS ENSAIOS COM A VÁLVULA CPCE.....	91
IV.7 - ENSAIOS COM TERMOSTATO.....	95

a) - Sem carga térmica, termostato a 4°C (Ensaio 12) ...	95
b) Carga térmica de 324 W. Termostato a 3,5°C. (Ensaio 13) .....	97
c) Carga térmica de 324 W. Termostato a 10,5°C (Ensaio 14) .....	98
d) Carga Térmica de 324 W. Termostato em 10,5°C (Ensaio 15, e 16) .....	99
IV.8 - ANÁLISE COMPARATIVA DO CONSUMO DE ENERGIA .....	103
V - CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES .....	106
VI - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	109

## RESUMO

Uma câmara encamisada para armazenamento frigorificado de produtos perecíveis foi projetada, e seu desempenho avaliado utilizando-se resistências elétricas como geradores de carga térmica.

A camisa foi construída com chapa de madeira compensada de 1 cm de espessura (exceto 2 cm para o piso), com sua superfície interna impermeabilizada, e afixadas no interior de uma câmara convencional, formando um envelope com 5 cm de folga.

O sistema frigorífico usa o refrigerante R22, um compressor aberto de 1472 W e um evaporador de 12 m<sup>2</sup> de área nominal, colocado no interior da camisa. Ar (16,3 m<sup>3</sup>/min), esfriado pelo evaporador, circulava pela camisa, que envolvia todo o espaço interno, de 14 m<sup>3</sup>.

Programou-se ensaios mantendo a temperatura na câmara a 0°C e a 10°C, sob cargas térmicas constantes de 324 a 1052 W. Conseguiu-se manter altas umidades relativas na câmara, acima de 99%, mesmo nas operações de degelo do evaporador.

A temperatura foi monitorada em 43 pontos. Diferenças de temperatura entre o ar na camisa e na câmara variaram de 4 a 7,5°C conforme a carga térmica; entre o ar de insuflamento e de retorno na camisa as diferenças eram de 2 a 3,4°C.

Dois tipos de controle de temperatura na câmara foram investigados:

a) Onze ensaios realizados com uma válvula reguladora de capacidade do compressor, que injetava gás aquecido a montante do evaporador, confirmaram a manutenção de uma temperatura constante na câmara, mas com vazões de gás quente de 30 a 70% do total, comprometendo a eficiência energética do sistema.

b) Seis ensaios utilizaram um termostato no interior da câmara, provocando variações periódicas da temperatura na camisa de  $\pm 7,7^\circ\text{C}$ . A capacitância térmica da madeira atenuou a amplitude de oscilação da temperatura por um fator de 0,3, tendo-se registrado, na câmara, variações de  $\pm 0,8^\circ\text{C}$ .

A válvula reguladora de capacidade aumentou o consumo de energia elétrica em 75%, em relação ao sistema que use o termostato

Palavras chave: refrigeração, câmara tipo encamisada, umidade relativa.

## ABSTRACT

A jacket system for cold storage room of perishable goods was designed and its performance evaluated using electric resistances as heating load.

The jacket consisted of plywood panels, 1,0 cm-thick (except a 2 cm-thick floor) treated for vapour barrier and arranged inside a conventional cold room, forming a 5 cm-duct surrounding the 14 m<sup>3</sup> - room. Air (16.3 m<sup>3</sup>/min), cooled by the evaporator, circulated through this enclosed space

The refrigeration system used R-22, an open compressor (1472 W) and an evaporator (12 m<sup>2</sup>) placed inside the jacket.

Tests were performed maintaining the chamber temperature at 0°C and at 10°C, with heat load ranging from 324 to 1052 W. The relative humidity was kept higher than 99%, even under evaporator defrosting.

The temperature was monitored at 43 points. Temperature differences between the air in the jacket and in the chamber ranged between 4 and 7,5°C depending on the heating load. The increase in air temperature along the jacket was 2 to 3,4°C.

Two types of cold room temperature controllers were used:

a) A compressor capacity control valve that delivered hot gas directly before the evaporator was able to maintain a constant temperature at expenses of a relative high hot gas flow rate, compromising the energy efficiency.

b) A thermostat placed inside the cold room, acting on the compressor, promoting a periodic air temperature inside the jacket of  $\pm 7,7^{\circ}\text{C}$ . The thermal capacitance of the wood panels damped the amplitude of the temperature oscillation by a factor of 0,3. Temperature variation found inside the chamber was  $\pm 0,8^{\circ}\text{C}$ .

The capacity control valve increased the electric energy consumption in 75%, compared to the system that used a thermostat for temperature control.

## NOMENCLATURA

UR	umidade relativa (%)
DPV	déficit de pressão de vapor (MPa)
Mp	perda de peso por evaporação de água do produto (kg)
Mc	quantidade de vapor de água condensada no evaporador (kg)
URmáx.	umidade relativa máxima (%)
URmín	umidade relativa mínima (%)
TD	diferença de temperatura(°C)
k	condutividade térmica (W/m <sup>2</sup> °C)
ρ	densidade (kg/m <sup>3</sup> )
cp	calor específico (kJ/kg°C)
α	difusividade (m <sup>2</sup> /s)
rpm	revoluções por minuto
Δt	intervalo de tempo (min)
Tcâmara	temperatura da câmara (°C)
Tar insuflam.	temperatura do ar de insuflamento (°C)
Tar retorno	temperatura do ar de retorno (°C)
Tevaporação	temperatura de evaporação do R22 (°C)
Tsaída evap.	temperatura de saída do R22 do evaporador (°C)
Tsucção	temperatura do R22 na sucção (°C)
Pdescarga	pressão de descarga do R22 (MPa)
Psucção	pressão de sucção do R22 (MPa)
Pevaporação	pressão de evaporação do R22 (MPa)
U	coeficiente global de transferência de calor (W/m <sup>2</sup> °C)

## I - INTRODUÇÃO

A idéia de desenvolver uma câmara frigorífica tipo envelope surgiu de uma preocupação mundial existente com as perdas de alimentos devido a más condições de armazenamento.

A qualidade de muitas frutas e legumes é reduzida pela eliminação de água por transpiração durante a estocagem, pois os mesmos tornam-se murchos após pequenas perdas de umidade (entre 3 a 7%) prejudicando seriamente a sua aparência e atração pelo consumidor.

As estatísticas do Ministério de Agricultura (1993) indicam que aproximadamente 30% da produção nacional de produtos perecíveis (frutas e hortaliças) é perdida devido à preservação inadequada e/ou carente.

Matérias sobre perdas de alimentos são diariamente vinculadas em jornais e revistas técnicas . Somente no setor de grãos, as perdas foram estimadas em US\$ 16 bilhões no ano de 1992, correspondendo a 4,5% do PIB brasileiro. Segundo a FAO, das 30 milhões de toneladas produzidas na safra de frutas de 1990, representando 8% do total mundial, perdemos 30 a 40% por falta de tratamento pós-colheita e estocagem frigorificada. Nos estabelecimentos de varejo, a deterioração e danos em muitos desses produtos inutilizam 40% e até 70% do volume que chega até eles. A situação também é precária com laticínios, carnes, pescados e outros ítems, elevando o total de perdas com alimentos no país, incluindo aqueles adquiridos pelo consumidor e que são descartados por estarem impróprios para o consumo, em cerca de 40% da produção nacional na área dos perecíveis (ANONIMO, 1993).

Para reverter este quadro, é necessário uma política de apoio governamental com recursos para pesquisa, investimentos, custeio e comercialização com prazos e custos compatíveis com uma atividade de alto risco além de programas de incentivo à produtividade.

---

Apesar das dificuldades enfrentadas, alguns avanços têm sido alcançados, tanto no setor tecnológico quanto a nível de produção e de comercialização, em termos de quantidade e qualidade. Apenas para exemplificar, pode-se citar dados da Hortinexa (1993) para a exportação de frutas frescas, um mercado que apresenta um potencial extraordinário. A média anual da década de 80 alcançou 213 mil ton/ano com uma receita de US\$ 51 milhões. Já em 1992 atingiu US\$ 100 milhões, 21% maior que a de 1991; a maçã saltou de US\$ 1,7 milhões em 1991 para US\$ 20,9 milhões em 1992. No entanto, tais valores são muito baixos quando comparados com os US\$ 1,4 bilhões de Chile, US\$ 3,5 bilhões da Espanha e US\$ 1 bilhão da África do Sul.

A exceção da maçã que já em 1989 atingiu uma produção de 390 mil toneladas, exigindo a instalação de câmaras especiais, incluindo as de atmosfera controlada, a estocagem de frutas e de hortaliças frescas ainda não recebeu a devida atenção.

As perdas associadas à armazenagem frigorificada são diferenciadas, ou seja, não estão associadas apenas ao manuseio do produto, no qual podem provocar danos ou lesões que obriguem o seu descarte imediato. Na verdade no caso da estocagem frigorificada, as perdas são relativas ao peso e à qualidade do produto estocado, muitas vezes sob condições inadequadas, fazendo com que o seu valor comercial sofra acentuado decréscimo.

Os vegetais, pela sua fisiologia, possuem metabolismo próprio. Após a colheita, é o controle adequado do processo respiratório que determinará por quanto tempo o produto poderá ser estocado com perda de peso mínima e alteração de qualidade. Esse controle envolve monitoramento de temperatura, ou seja, é necessário que após a colheita o vegetal seja resfriado o mais rapidamente possível. Só assim poder-se-á reduzir rapidamente o seu metabolismo. Após este resfriamento prévio, o produto deve ser armazenado em câmaras frigoríficas, onde deverá permanecer sob condições adequadas até a época de comercialização.

A escolha das condições de operação para a estocagem frigorificada de frutas e de hortaliças visa obter uma melhor relação entre tempo de estocagem e manutenção das qualidades fisiológicas do produto. Com efeito, a qualidade da fruta ou da hortaliça estocada está diretamente relacionada com a seleção de

condições como temperatura, umidade relativa, e movimentação do ar, bem como certas propriedades do produto.

Na prática, é interessante que as condições no interior da câmara frigorífica não sofram alterações significativas, pois variações principalmente de temperatura e de umidade relativa impedem que seja atingido um equilíbrio ótimo entre o produto e as condições do ar do meio. Esse equilíbrio asseguraria uma condição adequada de estocagem. Entretanto, é muito difícil fazer com que as condições do ar no interior da câmara permaneçam constantes, devido à inércia que possuem os sensores e os equipamentos.

Com efeito, o que se faz para otimizar as condições de estocagem é tentar minimizar as variações de temperatura e de umidade relativa no interior da câmara. No entanto esta otimização de condições envolve custos elevados no momento da seleção dos equipamentos para a montagem de uma câmara frigorífica convencional. Para evitar que a temperatura sofra variações acentuadas, é preciso investir em sensores de maior sensibilidade. Com relação a umidade relativa, o ideal é utilizar um evaporador com grande superfície de troca de calor, para que a diferença entre a temperatura do interior da câmara e a temperatura de evaporação do refrigerante seja a menor possível. Desta forma, assegura-se o decréscimo do efeito de condensação do vapor d'água sobre a superfície do evaporador. Essa desumidificação do ar no evaporador é a força motriz para a perda de peso do produto estocado.

Nas câmaras frigoríficas, as elevadas umidades relativas necessárias para a preservação dos produtos alimentícios são obtidas através de umidificação do ar. Com este objetivo, as indústrias de equipamentos frigoríficos desenvolveram estudos levando ao projeto de umidificadores e geradores de vapor de água e seus respectivos controles.

Estes equipamentos, especialmente quando dimensionados para câmaras frigoríficas menores, são relativamente caros; além disso, o vapor introduzido aumenta a carga térmica, requerendo-se maior capacidade frigorífica do equipamento. Como resultado final, os custos de investimento e de operação aumentam consideravelmente.

Com base na preocupação existente com relação às limitações operacionais de uma câmara convencional, investiu-se no desenvolvimento de uma nova concepção para estocagem, segundo a qual o produto não entra em contato com o ar desumidificado que sai do evaporador. Essa é a principal característica da câmara encamisada. Através de sua utilização, há a possibilidade de se obter uma uniformidade na temperatura, assim como na umidade relativa sem a utilização de controles sofisticados ou de sistemas de umidificação.

O interesse de trabalhar com câmaras encamisada no Brasil surgiu de um estágio do Prof. Lincoln de Camargo Neves F<sup>o</sup>., da FEA, em 1982, no National Research Council, Ottawa, Canadá. Lá, sob a orientação do Dr. L. Van Der Berg, realizou estudos avaliando as perdas por transpiração de vegetais armazenados em uma câmara deste tipo

Hoje, as vantagens oriundas da simplicidade de controles nesse tipo de sistema faz renascer o interesse pelos mesmos como forma de contribuição ao desenvolvimento da produção e comercialização de frutas no Brasil.

Este trabalho descreve o desenvolvimento e os ensaios de desempenho da primeira câmara encamisada construída no país. Outro elemento inovador foi a utilização de uma válvula reguladora de capacidade de refrigeração, usada convencionalmente para o degelo do evaporador, para controlar a temperatura da câmara, mantendo-a sob limites mais adequados para a preservação dos alimentos do que os obtidos pelo sistema tradicional, com termostatos.

## **II - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

O grande divulgador e incentivador de instalações frigoríficas do tipo encamisado foi CLAUDE LENTZ e seu grupo de pesquisadores em Ottawa, Canadá. Lentz reformulou os projetos desse tipo de câmaras, já conhecidos na década de 30, avaliou seu desempenho energético/econômico e apresentou resultados conclusivos, atestando as vantagens de sua utilização na manutenção da qualidade dos produtos nela armazenados.

Para acompanhar todo o potencial de uso destas instalações, faz-se breve menção aqui, à fisiologia pós-colheita de frutas e hortaliças, e a interação dela com as condições da câmara. Por fim apresenta-se, um apanhado da limitada literatura encontrada sobre câmaras tipo encamisado.

### **II.1 - FISIOLOGIA E BIOQUÍMICA PÓS-COLHEITA DE FRUTAS E HORTALIÇAS**

As frutas e hortaliças, mesmo após a colheita, são estruturas vivas que continuam realizando reações metabólicas e mantendo os sistemas fisiológicos que existiam quando estavam ligados à planta que as gerou (WILLS et alii, 1981).

Um dos processos metabólicos que continua após a colheita é a respiração, tanto aeróbica como anaeróbica, dependendo da disponibilidade de oxigênio. Durante a respiração, as frutas e hortaliças consomem substâncias que, antes da colheita, eram fornecidas pela seiva (água, sais minerais, açúcares, aminoácidos, etc.) e que agora estão presentes em quantidade limitada. Como este consumo não é repostado, tem início a deterioração do produto (PANTASTICO, 1975).

---

### **II.1.1 - DESENVOLVIMENTO FISIOLÓGICO**

O ciclo de vida de frutas e de vegetais pode ser dividido em três estágios fisiológicos distintos, após a germinação: crescimento, maturação e senescência.

O estágio de crescimento envolve divisão e ampliação das células. A seguir vem o período de maturação que compreende diferentes atividades em espécies distintas. Após a maturação ocorre o estágio de senescência, o qual envolve processos degradativos que se estendem até a morte do tecido.

O período que encerra a fase de completo desenvolvimento de frutas e de vegetais é marcado por uma série de características particulares (CHITARRA e CHITARRA, 1990):

- amadurecimento da semente;
- mudanças na taxa de respiração;
- alteração na taxa de produção de etileno;
- mudança da permeabilidade do tecido;
- alteração da atividade enzimática;
- mudança na composição de carboidratos;
- mudança na composição de ácidos orgânicos e de proteínas;
- incremento da produção de voláteis.

É difícil especificar parâmetros bioquímicos ou fisiológicos para delinear os diversos estágios, pois cada produto tem a sua especificidade. O crescimento e a maturação da fruta só se completam caso ela esteja ligada a planta; já o amadurecimento e a senescência podem ocorrer na planta ou após a colheita. Em geral, as frutas são colhidas na maturação ou maduras. As hortaliças são colhidas nos mais diferentes estádios, desde a fase de crescimento até o começo da senescência (ESKIN et alii, 1971; SALUNKHE & DESAI, 1984).

### **II.1.2 - FISILOGIA DA RESPIRAÇÃO**

A respiração é o processo metabólico predominante nas frutas e hortaliças após a colheita e pode ser descrita como a quebra oxidativa de compostos complexos, como amido, açúcares e ácidos orgânicos, em moléculas mais

simples como dióxido de carbono e água, com a liberação de energia e formação de outras moléculas que podem ser utilizadas pelas células nas reações de síntese. A respiração do produto é um excelente indicador da atividade metabólica do tecido e, portanto, um guia útil do potencial de estocagem do mesmo (CHITARRA e CHITARRA, 1990).

Um grupo significativo de frutas apresenta um aumento na taxa de respiração que coincide com o amadurecimento. Este aumento é conhecido como climatério respiratório e as frutas que apresentam este tipo de comportamento são denominadas climatéricas (CHITARRA e CHITARRA, 1990).

O climatério respiratório varia bastante de fruta para fruta e aquelas que não apresentam este tipo de comportamento são denominadas não-climatéricas. Na Tabela II.1, consta uma lista de frutas climatéricas e não-climatéricas. Todas as hortaliças podem ser consideradas não-climatéricas (SCHWIMMER, 1981).

**Tabela II.1 - Classificação de alguns frutos conforme o comportamento respiratório durante o amadurecimento (McGLASSON et alii, 1989).**

CLIMATÉRICO	NÃO-CLIMATÉRICO
Maçã	Abóbora
Apricot	Uva
Abacate	Limão
Banana	Abacaxi
Groselha	Satsuma mandarim
Figo	Morango
Kiwi	Laranja-doce
Manga	Ameixa: doce
Melão	azedo
Mamão	Tamarindo
Maracujá	
Pêssego	
Pêra	
Caqui	
Ameixa	
Tomate	
Melancia	

### II.1.3 - TRANSPIRAÇÃO DE FRUTAS E HORTALIÇAS

O teor de água na maioria das frutas e hortaliças varia entre 80 e 95%, parte da qual é perdida através da evaporação (transpiração). A transpiração de frutas frescas e de vegetais é um processo de transferência de vapor de água da superfície do produto para o ar, através de evaporação e de difusão. Este processo de transferência de massa está vinculado à temperatura e à umidade relativa do ar, UR.

Os níveis de umidade relativa recomendados para a estocagem de frutas e hortaliças têm sido normalmente um compromisso entre a perda de peso do produto provocado pela baixa UR do ar, e prováveis danos fisiológicos devido a alta UR (contaminação por fungos e bactérias etc).

A transpiração pode ser controlada por meio do manuseio adequado das condições de armazenamento, a saber (CHITARRA e CHITARRA, 1990):

- Redução da temperatura do ar.
- Elevação da umidade relativa (UR).
- Redução na diferença da pressão de vapor (DPV).
- Uso de embalagem protetora.

Uma pequena parcela da perda de peso pode também ser resultante do consumo de carbono durante a respiração, na forma de CO<sub>2</sub>.

A umidade relativa da atmosfera interna (espaços intercelulares) de praticamente todos os frutos e hortaliças, é superior a 99%, enquanto que a UR da atmosfera circundante externa é sempre menor. Portanto, o produto libera vapor d'água dos seus tecidos para a atmosfera externa, na forma de transpiração. Perdas de água entre 3 a 6% são suficientes para causar redução na qualidade da maioria dos produtos, enquanto que algum, mesmo perdendo 10% ou mais de umidade, ainda são comercializáveis. Quanto maior a diferença entre a pressão de vapor d'água interna e a externa, maior será a taxa de perda d'água pelo produto. Essa diferença de pressão de vapor é conhecida como déficit de pressão de vapor (DPV) e tem papel importante durante o resfriamento dos produtos frescos. Quando um produto é resfriado com ar, mesmo que saturado, ele continuará perdendo água por evaporação, enquanto permanecer a

uma temperatura mais alta que a do ar, ou seja enquanto a DPV for elevada. Portanto é importante resfriar o produto, o mais rapidamente, para minimizar a DPV e a conseqüente perda de água ( CHITARRA e CHITARRA, 1990).

Muitos outros efeitos com relação à transpiração de frutas e de vegetais têm sido observados, tais como os citados por SASTRY et alii, (1978). Por exemplo, segundo WARDLAW e LEONARD (1936), o efeito da mal formação do fruto aumenta de forma expressiva a taxa de transpiração. WILL e SCOTT, (1972) observaram que uma alta taxa de perda de peso para maçãs resulta em um aumento da esterificação de ácidos e álcoois. Já ADATO e GAZIT, (1974) notaram que a transpiração de abacates causa um déficit de água responsável pela aceleração do próprio processo de maturação.

#### **II.1.4 - RESPOSTAS FISIOLÓGICAS À VARIAÇÃO DE TEMPERATURA E CONDIÇÕES ADEQUADAS DE ESTOCAGEM DE FRUTAS E HORTALIÇAS**

A temperatura ótima de atividade da maioria das enzimas em frutas e hortaliças se situa entre 20 e 30°C, sendo que a maior parte delas é inativada acima de 40°C (SCHWIMMER, 1981). Após a colheita, caso as frutas e hortaliças sejam mantidas a temperaturas acima de 35°C, haverá uma rápida deterioração do produto, pois o metabolismo se torna anormal, com quebra das estruturas das membranas e da organização celular (SALUNKHE e DESAI, 1984).

O resfriamento de frutas não-climatéricas, apenas reduz a velocidade do processo de deterioração, enquanto que o resfriamento de frutas climatéricas pode também retardar a fase final da maturação. A temperatura considerada ótima para a maturação, por assegurar maior qualidade às frutas, é a de 20°C (WILLS et alii, 1981).

O limite inferior de temperatura no qual ainda existe a manutenção do metabolismo em níveis normais é o ponto de congelamento do tecido, que usualmente ocorre entre 0°C e -2°C. Com a formação de gelo, cessam as trocas de metabólitos entre os componentes celulares. Além disso, a maior parte da

água congela fora das células, causando uma desidratação das mesmas e o gelo formado, que tem um volume maior que o da água líquida, causa danos às paredes celulares (WILLS et alii, 1981).

Depois de descongelada, a maioria das frutas e hortaliças não mantém as características anteriores de textura e de metabolismo. Existem algumas técnicas de congelamento rápido que mantém a qualidade dos produtos após o descongelamento mas que, atualmente, tem um custo elevado (NEVES F°, 1991).

Para se obter uma maior redução na taxa de respiração e do metabolismo em geral, na maior parte das vezes, deve-se estocar as frutas e hortaliças a temperaturas um pouco acima do seu ponto de congelamento. Entretanto, existem alguns produtos que são sensíveis a baixas temperaturas (injúria pelo frio), devendo ser estocados a temperaturas mais altas (5 a 12°C). Frutas como o abacate, o abacaxi, a goiaba, o mamão e a manga ou hortaliças como o pepino e o quiabo, e algumas variedades de melão, quando estocadas abaixo de 10°C, podem apresentar tal fenômeno (WILLS et alii, 1981; SALUNKHE e DESAI, 1984).

## **II.2 - INFLUÊNCIA DAS CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO NA ESTOCAGEM**

O projeto de câmaras frigoríficas visa criar condições de armazenamento condizentes com um controle da fisiologia pós-colheita dos produtos. O controle de temperatura, apesar de sua importância, não tem sido o elemento crítico de projeto, mas sim a umidade relativa e a adequada uniformização do ambiente.

### **II.2.1 - MOVIMENTO E DISTRIBUIÇÃO DO AR EM CÂMARAS FRIGORÍFICAS.**

O escoamento do ar tem efeito sobre a perda de peso do produto. Em uma câmara onde o ar apresenta grande velocidade, acelerando o resfriamento, o

coeficiente de transferência de calor entre o ar e a superfície do produto é maior mas também o coeficiente de evaporação aumenta consideravelmente, resultando assim em uma maior perda de peso (HALÁSZ, 1978).

A circulação do ar em câmaras frigoríficas tem duas funções: homogeneizar a distribuição do frio e da umidade relativa e conduzir o frio do evaporador para o seu interior. Em consideração à perda de umidade do produto, a velocidade de circulação do ar não deve ser muito alta, isto é, não deve estar acima de 0,2 m/s. Isso corresponde a uma circulação horária de 20 a 30 vezes o volume de ar da câmara. Como a velocidade do ar é mais elevada nas proximidades do evaporador, onde estão os ventiladores, deverá haver controladores da passagem de ar e uma proteção por meio de folhas ou sacos de polietileno sobre os produtos colocados junto aos mesmos (BLEINROTH, 1988).

Em processos de resfriamento e de congelamento, nos quais é necessário o emprego de convecção forçada a fim de acelerar a transferência de calor, há um efeito indesejável com relação à perda de peso, devido à alta velocidade do ar utilizada. Entretanto, fazendo-se um balanço entre as vantagens e as desvantagens deste método de convecção forçada, pode-se chegar à conclusão de que são bem maiores os benefícios proporcionados pela rápida queda de temperatura do produto (BLEINROTH, 1988; NEVES F° 1991a).

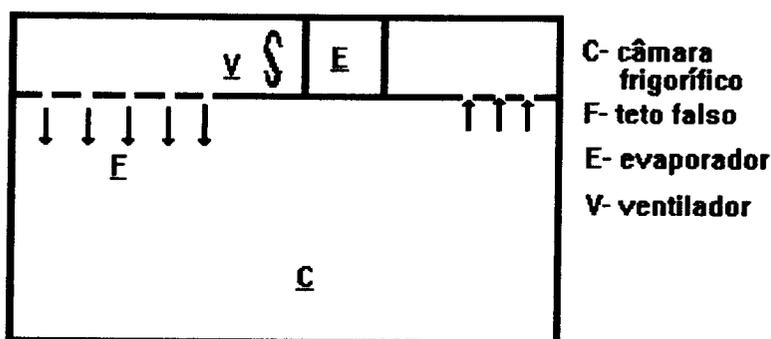
Já no caso do armazenamento, deseja-se baixa movimentação do ar. Devido a isso, em instalações antigas nem se usava ventiladores. O evaporador, ao ser instalado na parte superior da câmara, provocava um deslocamento de ar devido ao contato do mesmo com a superfície fria aumentando a sua densidade, induzindo-o a descer. O ar mais aquecido, situado na parte inferior da câmara, era deslocado para cima, provocando uma convecção natural. Este deslocamento de ar depende da diferença entre a temperatura da superfície do evaporador e a temperatura ambiente da câmara. Em instalações mais modernas um ventilador vem acoplado ao evaporador para que a temperatura possa ser uniformizada mais rapidamente (HALÁSZ, 1978).

Dados precisos sobre a melhor velocidade do ar em uma câmara não podem ser definidos. De modo geral, diz-se que "quanto mais alta for a umidade relativa, mais elevada poderá ser a velocidade do ar". Após o carregamento da câmara, para se ter um rápido resfriamento do produto, aconselha-se empregar

uma alta velocidade do ar, até que seja alcançada a temperatura desejada. Por essa razão, recomenda-se a instalação de ventiladores, com velocidade regulável ou ter ventiladores secundários. Uma velocidade do ar muito baixa conduz à formação de áreas de temperatura mais altas (BLEINROTH, 1988).

Quanto ao sistema de distribuição do ar é pertinente mencionar que em um grande frigorífico francês o ar é insuflado para o interior da câmara através de um teto falso construído de placas perfuradas, como indica a Figura II.1. Por este projeto é possível assegurar uma distribuição do ar homogênea com um movimento muito lento do ar. (HALÁSZ, 1978).

Nessa mesma linha, um outro processo mais aperfeiçoado é o "jacketed system", ou sistema envelope que será tratado mais adiante



**Figura II.1 - Corte transversal de uma câmara de estocagem com distribuidor de ar pelo teto. (HALÁSZ, 1978).**

## **II.2.2 - INFLUÊNCIA DA TEMPERATURA DO AR NA ESTOCAGEM DE FRUTAS E HORTALIÇAS.**

A temperatura é o fator preponderante na seleção das condições adequadas para o armazenamento de frutas e de hortaliças. É em função dela que se estabelece a intensidade do metabolismo do produto e, conseqüentemente, o tempo durante o qual poderá ser estocado sem alterações substanciais nas suas características fisiológicas e organolépticas.

Durante a estocagem, é importante a manutenção da temperatura adequada no interior da câmara, sem muitas oscilações, visando reduzir a perda de peso. É fundamental também que seja evitada a formação de bolsões ou zonas mortas no interior da câmara. Para isso é necessário uma boa distribuição do ar, visando a manutenção da temperatura nos diferentes pontos da câmara. Temperaturas mais altas representam maior calor de respiração, maior perda de peso e possíveis problemas patológicos. Já as baixas temperaturas podem implicar em desordens fisiológicas (injúria pelo frio).

O crescimento ou multiplicação de microrganismos, ocorre em intervalos de temperatura favoráveis conforme a espécie. Eles deixam de se multiplicar abaixo das seguintes temperaturas (PLANK, 1963):

Termófilos : 45°C

Mesófilos : 10°C

Psicrófilos : -7°C

A temperatura, sendo o principal fator que afeta a vida útil de estocagem, modifica também a umidade relativa no interior das câmaras frigoríficas (PLANK, 1963).

### **II.2.3 - INFLUÊNCIA E CONTROLE DA UMIDADE RELATIVA DO AR NA ESTOCAGEM.**

Umidades relativas altas favorecem a multiplicação de microrganismos, especialmente sob altas temperaturas de estocagem. Assim por exemplo, as bactérias reproduzem-se lentamente em  $UR \leq 75\%$ , mas nesses níveis, as perdas de produto pela transpiração são inevitavelmente altas. Para UR entre 90 e 95% tem-se pequena perda de peso mas a multiplicação de bactérias só se mantém dentro de um limite aceitável se a temperatura for reduzida para próximo de 0°C. Uma certa dessecação da superfície, que prejudica o aspecto dos produtos e o valor comercial dos mesmos, resulta eficaz para reduzir a multiplicação dos microrganismos (PLANK, 1963).

A umidade relativa do ar não tem praticamente influência sobre o desenvolvimento das reações químicas e no metabolismo dos alimentos (SHAW, 1972).

A umidade relativa tem grande efeito sobre a perda de peso do produto estocado, pois essa última é estabelecida em função do déficit de pressão de vapor entre o produto e o meio. Neste processo, o ar que passa através do evaporador é desumidificado devido à condensação de vapor de água na sua superfície fria. Com isso, o ar de insuflamento mais seco entra em contato com o produto, do qual retira água. Na prática, a maior comprovação de que o produto estocado contribui com a maior parte da carga térmica devido ao calor latente armazenada no ar é que usualmente não existem problemas para manter alta a umidade relativa de câmaras carregadas, enquanto é bastante difícil obter esses níveis em câmaras parcialmente vazias (MITCHEL, 1972; BLEINROTH, 1988).

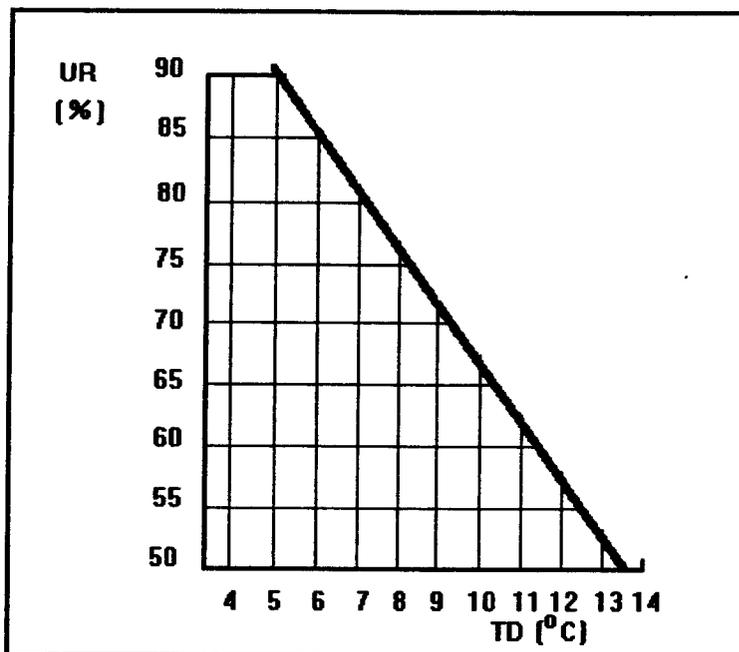
Teoricamente é possível determinar a perda de peso conhecendo-se a UR no interior da câmara, o nível de proteção das embalagens, o coeficiente de transpiração, a taxa de escoamento de ar, etc. Entretanto, BEEK, (1985) afirmou que, na prática, a única maneira de prever a perda de peso média de um produto durante a estocagem é medir a quantidade de água condensada nos evaporadores. Este método funciona muito bem se algumas condições são respeitadas:

- 1) renovação de ar inferior a 2% do volume total da câmara, por hora;
- 2) degelo com resistência elétrica ou com gás quente;
- 3) não deve haver a presença de água no piso da câmara

Para se determinar o estado do ar que se estabelecerá dentro de uma câmara onde ocorre somente refrigeração, é preciso saber qual a carga térmica e a carga de umidade que está entrando na câmara (MITCHEL, 1972).

A umidade em uma câmara frigorífica de estocagem depende do balanço entre a perda e o ganho de água. Quando se estabelece um regime permanente, o produto perde uma certa quantidade de água na forma de vapor e que será a mesma quantidade que pode ser condensada na superfície do evaporador. Ocorrendo um desequilíbrio, a umidade do ar se acomoda rapidamente. Este sistema é estável sempre tendendo para um estado de equilíbrio (MITCHEL, 1972).

Para se ter temperatura e umidade relativa adequadas na câmara, deve-se escolher criteriosamente o evaporador, visto que a umidade relativa é função da diferença entre a temperatura na câmara e a temperatura de evaporação do refrigerante (TD). Deve-se, portanto, fazer cálculos iterativos, como os apresentados por FARR, (1993) e sintetizados na Figura II.2. Por exemplo se queremos manter produtos lácteos em uma câmara de estocagem por curto período de tempo, a câmara deve ser mantida a 2°C e aproximadamente 80% de umidade relativa. Com a ajuda da Figura II.2 encontramos que para uma câmara com 2°C e 80% de UR, um TD de 7°C seria satisfatório para tal aplicação.



**Figura II.2 - TD aproximado para evaporador de convecção forçada, para temperatura da câmara de 2°C adaptado de (FARR, 1993).**

Fixado o TD, pode-se determinar a temperatura de evaporação que neste caso seria -8°C. Se a queda de pressão na linha de sucção for de aproximadamente  $1,4 \times 10^{-2}$  MPa (um valor prático de projeto) que é o equivalente a queda de temperatura de cerca de 1°C, teríamos então a

temperatura de sucção no compressor de  $-7^{\circ}\text{C}$ , o que permite selecionar a unidade condensadora.

Com relação a esse aspecto outras recomendações, coletadas na ASHRAE (1992) estão reproduzidas na Tabela II.2.

**Tabela II.2 - Relações UR x TD mais comuns em câmaras frigoríficas**

Para temperaturas médias na câmara ( $>4^{\circ}\text{C}$ , na sucção)		Para temperaturas baixas na câmara ( $<4^{\circ}\text{C}$ , na sucção)
UR (%)	TD( $^{\circ}\text{C}$ )	TD menores que $8^{\circ}\text{C}$ , devido a fatores econômicos e a frequência de degelo, além do controle da umidade relativa
90	4 a 6	
80	6 a 7	
75	7 a 9	

Utilizando um TD elevado, obter-se-á uma transferência de calor mais intensa, referente à maior capacidade frigorífica do evaporador. Em compensação, pelas indicações da Tabela II.2 tem-se que a umidade relativa do ambiente será menor e o produto estocado perderá mais peso.

Como confirmação experimental, apresenta-se na Tabela II.3 a umidade relativa do ar que sai de um evaporador a  $0^{\circ}\text{C}$  em função da temperatura de evaporação segundo dados coletados por WEICHMANN, (1991). O efeito dessecante fica bem pronunciado quando a TD é maior que  $5^{\circ}\text{C}$ .

Caso a umidade relativa esteja muito baixa, pode-se também fazer uso de umidificadores. A Tabela II.4 resume as diferenças entre as duas opções de projeto, visando manter altas umidades relativas na câmara.

**Tabela II.3 Variação da umidade relativa no evaporador (WEICHMANN, 1991)**

<b>Condição de entrada do ar: 1°C, 97% de umidade relativa</b>	
<b>Temperatura na superfície do evaporador (°C)</b>	<b>UR na saída a 0°C (%)</b>
-15	33
-5	69
-1	94

**Tabela II.4-Estratégias para manter elevadas umidades relativas em espaços refrigerados e conseqüências (STOECKER e JABARDO, 1994).**

<b>Estratégia</b>	<b>Implicações</b>
Operação com pequena diferença entre as temperaturas de entrada do ar e do refrigerante.	Serpentinas de maior área de troca de calor ou maior número de serpentinas, o que implica em um número superior de ventiladores, elevando a carga interna do ambiente.
Maior diferença entre as temperatura do ar na entrada e do refrigerante, em combinação com umidificadores.	Serpentinas de áreas de troca de calor inferiores ao nível típico. Carga latente adicional, pela maior remoção de umidade, resultante da adição de vapor por parte dos umidificadores.

Pela análise apresentada na Tabela II.4, conclui-se que qualquer das opções escolhidas implica em gastos adicionais, tanto em custos de instalação como de operação.

Como conseqüência do exposto acima, tem-se que quanto maior a diferença entre a temperatura do ar de retorno e a de insuflamento, teremos uma maior desumidificação do ar e vice-versa.

### II.3 - CÂMARAS FRIGORÍFICAS

A concepção, instalação e operação de câmaras frigoríficas convencionais está detalhada em numerosa literatura especializada, por exemplo: ASHRAE Handbook Equipment, ASHRAE Handbook Fundamentals, Practical Guide to Refrigerated Storage-I.I.R.,. Apenas alguns detalhes construtivos serão apresentados aqui, pertinentes a uma possível adaptação para câmara tipo-envelope.

Existem dois tipos de construção de câmara frigorífica, a saber:

- Com material convencional;
- Com painéis pré-fabricados.

As câmaras com material convencional são as mais construídas no Brasil, devido a seu custo, que é menor em comparação ao do tipo de painéis. Ela não exige mão-de-obra com muita especialização e na sua construção são utilizados tijolos, pedra britada, areia, cimento, cal, ferro de construção, impermeabilizante e placas de material isolante.

Normalmente, esse tipo de construção é utilizado na edificação de câmaras de tamanho pequeno e média capacidade de refrigeração. A sua construção é mais demorada em relação a dos painéis, que já vêm da fábrica com medidas estabelecidas de acordo com a capacidade da câmara, sendo necessário apenas a confecção do piso, no caso de câmaras com capacidade acima de 100 t.

Os painéis são pré-fabricados mediante processos especiais incluindo elementos isolantes como poliuretano e poliestireno expandido. A espessura destes painéis depende da temperatura da câmara frigorífica. As câmaras deste tipo podem ser montadas com ou sem piso isolado.

Quando montadas sem isolamento no piso, as suas necessidades em termos de capacidade de refrigeração do compressor serão somente 4 a 5% maiores do que as de uma câmara com piso isolado. Se o piso da câmara estiver localizado sobre um espaço aberto, deverá ser isolado para evitar condensação na parte exposta ao ar.

Inúmeros materiais são utilizados como isolantes para câmaras frigoríficas, porém nas últimas décadas estão mais em uso os isolantes provenientes de produtos de síntese fabricados pela indústria de matérias plásticas. Atualmente, os materiais isolantes mais utilizados são o poliestireno e o poliuretano. Destes, o poliuretano expandido é o material que nos últimos anos tem atraído mais a atenção nessa área de isolamento térmico a baixas temperaturas. Possui como características principais:

-Um coeficiente de condutividade térmica baixo, devido à substituição do ar nas pequenas células por um gás de peso molecular elevado;

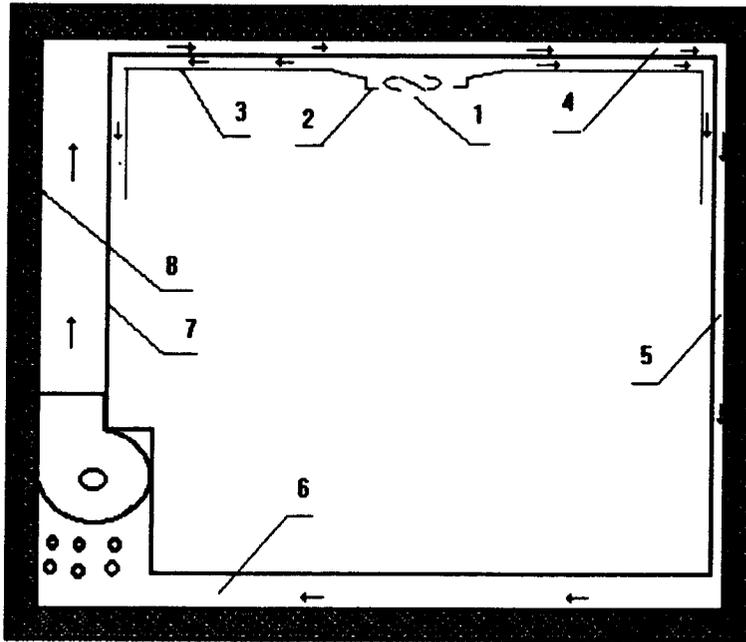
-A possibilidade de ser expandido no local de emprego.

### **II.3.1 - PRINCÍPIO DE OPERAÇÃO DO SISTEMA ENCAMISADO.**

Uma forma de se obter boa uniformidade tanto na temperatura de estocagem como na umidade relativa do ar, sem a utilização de controles relativamente sofisticados ou sistemas de umidificação é o emprego de câmaras encamisadas (NEVES F<sup>o</sup>, 1991). O princípio de funcionamento deste sistema está ilustrado na Figura II.3. O ar, após ser resfriado, é insuflado através de um espaço formado entre o teto, paredes e piso falsos e a estrutura externa da câmara que formam uma camisa, chamada de envelope. No espaço interno da câmara, o ar pode ser aspirado por outros ventiladores dispostos em um duto de distribuição e feito circular através de um teto e meia parede falsos, escoando uniformemente sobre o produto estocado.

O ar que circula no interior da camisa é resfriado ao passar pelo evaporador, mas não é lançado diretamente contra o produto durante o período de estocagem. Desta forma, a umidade relativa do ar no interior do ambiente de estocagem não depende diretamente do desempenho do sistema de refrigeração mas da temperatura na falsa superfície interna da câmara, assim como da vazão de ar circulado no espaço considerado (camisa).

A primeira referência detalhada e abrangente a esse sistema de concepção extremamente simples foi feita por LENTZ (1955).



**Figura II.3 - Corte transversal de uma câmara frigorífica tipo encamisado :**  
**(1) ventilador para circulação interna do ar, (2) duto de distribuição,**  
**(3) teto falso, (4) duto de distribuição do ar resfriado no evaporador**  
**(5) espaço entre a parede falsa e a estrutura da câmara, (6) duto de**  
**retorno do ar para o evaporador, (7) parede falsa e (8) isolamento.**

LENTZ, (1955) indica que testes reportados por HUNSTMAN, (1931) mostraram que a dessecação de alimentos na câmara envelope foi cerca de 20% inferior a que ocorre em câmaras de estocagem tipo convencional. Isso resulta pelo fato de se obter uma distribuição das temperaturas uniformes na câmara com o sistema tipo encamisado, uma maior umidade relativa e uma velocidade mais baixa do ar insuflado sobre o produto.

Um aspecto crítico no projeto de câmaras tipo encamisado é exatamente a obtenção de uma distribuição uniforme do fluxo de ar entre a parede falsa e a estrutura. Outro ponto relevante é a aplicação de uma barreira de vapor efetiva para impedir a migração de umidade das áreas interna e externa para o ar que escoou na camisa.

---

A distribuição do fluxo de ar entre a parede falsa e a estrutura, assim como a perda de carga durante o escoamento do ar, devem ser constantes em todos os pontos do sistema de distribuição. Destas condições depende o funcionamento adequado do processo. Se a distribuição do fluxo de ar na camisa for uniforme e o regime permanente for atingido, a temperatura no ambiente tende a ser a média aritmética entre a temperatura do ar antes do evaporador e a temperatura do ar depois do evaporador (LENTZ, 1955). Caso a distribuição do ar não seja uniforme, pode haver modificação da umidade relativa no interior da câmara. Isto porque com a redução do fluxo de ar, uma parcela de calor não poderá ser transferida do interior da câmara para a camisa. Surgirão regiões de temperatura mais alta, e conseqüentemente um decréscimo da umidade relativa no interior da câmara (LENTZ, 1955; LENTZ e ROOKE, 1957; LENTZ e PHILIPS, 1960).

Vantagens adicionais podem ser creditadas à operação de degelo do evaporador, feito de forma independente assim como uma eventual entrada para reparos nos evaporadores e ventiladores sem a necessidade de abertura da câmara propriamente dita. O problema da ação da água sobre o isolamento também é bastante reduzido (LENTZ, 1955).

A ventilação no interior da câmara pode ser baixa. Quando for conveniente um resfriamento rápido, durante o carregamento da câmara e início da estocagem, pode-se utilizar portinholas na parede falsa, permitindo, quando abertas, o insuflamento do ar resfriado pelo evaporador diretamente sobre o produto (SLAVIN et alii 1958).

Por ser uma tecnologia alternativa, e talvez mesmo por estar baseada em uma concepção muito simples, o sistema encamisado tem sofrido de uma série de preconceitos, que LENTZ et alii (1971) trataram de eliminar. O problema do pré-resfriamento lento já havia sido solucionado conforme mencionado acima. Afirmções de que o calor de respiração produziria zonas de temperaturas mais altas, e que a alta umidade relativa conduziria a distúrbios fisiológicos e mesmo podridão pela infestação de fungos foram descartados com base em testes com câmaras comerciais, e que armazenavam uma série de produtos diferentes como cenoura, aipo, repolho e frutas (LENTZ et alii 1971).

Informações sobre os custos de construção de câmara encamisada comparados com os custos de construção das câmaras convencionais são

imprecisas, sobretudo por que as base sobre as quais são estimadas não são as mesmas.

JORGENSEN, (1968) indica que o incremento em custos de capital na instalação de uma câmara envelope, comparado com o sistema convencional, é da ordem de 10-15%. Outro fator econômico é o maior consumo de energia elétrica pelos ventiladores que circulam o ar entre a parede falsa e a estrutura, e que foi estimado ser em torno de 10% superior aos evaporadores convencionais. Em compensação, há uma maior eficiência na operação dos evaporadores pelo menor número de degelo exigidos. Finalmente, há a necessidade de uma temperatura de evaporação mais baixa quando comparada com as câmaras convencionais.

### **II.3.2 -VARIAÇÃO DA TEMPERATURA DO AR NA CAMISA DO SISTEMA ENCAMISADO.**

Conforme já mencionado Seção II.2.3, a umidade relativa de equilíbrio que se estabelece dentro da câmara depende da capacidade de condensação das superfícies frias. Pela sua concepção, as câmaras tipo envelope tendem a manter uma umidade relativa interna extremamente alta, próxima a saturação. A grande extensão de área fria disponível nessas câmaras entretanto, podem induzir a falhas de projeto e manter um processo de condensação sobre as paredes.

Variações de temperatura com o tempo, na camisa, tendem a reduzir a umidade na câmara e assim favorecer a perda de água do produto. Nos períodos em que a parede está fria, ocorre uma condensação em sua superfície. O condensado escoar por gravidade e é recolhido pelo fundo da câmara. No período em que a parede se aquece o ar na câmara também se aquece aumentando seu conteúdo de umidade, que torna a se condensar quando o ciclo se reinicia. A magnitude deste efeito depende da amplitude e período das variações, e pode ser minimizado pela inércia térmica do material da camisa. Como foi indicado por LENTZ, (1955) o uso de isolante térmico na parede da camisa amorteceria o efeito da variação de temperatura no ar da camisa.

Falhas na uniformização da distribuição do fluxo de ar na camisa atuam de duas formas, promovendo também uma remoção de umidade.

Os dutos com o menor fluxo de ar se aquecerão mais rapidamente, e a temperatura das paredes correspondentes terão um valor mais alto. Cria-se assim um sistema dinâmico no interior da câmara com paredes quentes que promoverão evaporação da água dos alimentos junto a elas e o ar mais carregado de umidade, caso encontrar a parede mais fria, condensará sobre ela.

Em alguns casos críticos de má distribuição, o ar com alta temperatura que circula na camisa poderá encontrar uma região na qual o ar na câmara está com temperatura baixa. Nesse local a transferência de calor muda de sentido e tem-se perda de área útil de resfriamento. Isso as vezes é inevitável em regiões do piso, junto a parede que contém o evaporador. A utilização de paredes feitas de material com resistências térmicas diferentes poderia otimizar o processo (LENTZ e ROOKE, 1957).

Se a distribuição de fluxo de ar na camisa for uniforme e atingirmos regime permanente, sem geração de calor no interior da câmara ou transferência de energia para o exterior, a temperatura no ambiente tende a ser a média aritmética entre  $t_1$  (temperatura do ar antes do evaporador) e  $t_2$  (temperatura do ar depois do evaporador). Uma carga térmica na câmara aumentará essa temperatura para valores acima dessa média, baixando a umidade relativa (LENTZ e ROOKE, 1957).

### **II.3.3 - UMIDADE RELATIVA EM CÂMARA FRIGORIFICA TIPO ENCAMISADO.**

A dessecação na superfície de produtos frescos durante a estocagem pode ser reduzida a níveis insignificantes em câmaras encamisadas. Não só podem ser mantidas umidades relativas de aproximadamente 100% , mas temperaturas uniformes e baixas velocidades do ar na câmara poderiam reduzir a dessecação a níveis mais baixos que aquelas que ocorrem em câmaras do tipo convencional com níveis similares de umidade relativa (LENTZ, 1955).

SLAVIN et alii, (1958) utilizando os princípios do "jacket system" construíram uma câmara de congelamento tipo encamisado. Eles usaram cortiça como isolante principal para o exterior e utilizaram compensado naval para a camisa (sem dado de espessura) a excessão do piso, no qual foi utilizado madeira de 3 5/8 de polegadas. Foram obtidas umidades relativas variando de 87,5 a 95% com temperatura de  $-18 \pm 1,5^{\circ}\text{C}$ . Valores baixos de umidade relativa corresponderam a velocidades do ventilador de 82 rpm. e altas umidades relativas a 235 e 570 rpm. Um acréscimo na velocidade acima de 570 rpm resultava em considerável decréscimo da umidade relativa. Portanto, para manter uma umidade relativa alta, e temperaturas constantes na câmara, deveriam ser mantidos na camisa. velocidades entre 235 e 570 rpm

No Canadá, LENTZ e ROOKE, (1957) testaram uma câmara encamisada simulando cargas térmicas desenvolvidas durante a estocagem de produtos frescos a temperaturas acima do congelamento. Obtiveram umidades relativas entre 66 e 97% com uma variação de temperatura em zonas no interior da câmara entre 0,25 e  $1,5^{\circ}\text{C}$  dependendo da quantidade e da direção do ar circulando na camisa, carga térmica e movimentação do ar na câmara. A câmara encamisada utilizada tinha  $2000 \text{ m}^3$ , lã mineral como isolante, tábuas de madeira para o piso e madeira compensada para construção das paredes e teto da camisa.

Testes de estocagem realizados com aipo, um produto sensível à temperatura e umidade relativa, indicaram que ele permanece em melhores condições na câmara encamisada do que estocadas em câmara de insuflamento direto durante armazenagem prolongada (LENTZ e ROOKE, 1957).

Muitos trabalhos a nível de laboratório e em escala piloto com câmaras tipo envelope, utilizando cenoura e repolho por exemplo mostraram que incrementando a umidade relativa de 90-95% para 98-100% prolongava-se a vida de estocagem em mais de 50%, sem aumento ou incidência de podridão (VAN DER BERG e LENTZ, 1966).

Experiência de mais de 10 anos com maçãs estocadas em câmara envelope operando a alta umidade relativa também tiveram resultados favoráveis quanto a melhor manutenção da qualidade (LENTZ e PHILLIPS, 1960).

### II.3.4 - INSTALAÇÕES COMERCIAIS DE CÂMARAS TIPO ENCAMISADO

Não existem referências sobre o número atual de instalações tipo encamisado em operação comercial. Mas já em 1963 segundo o resumo do XI Congresso Internacional de Refrigeração em Copenhague, um grande número de cidades era conhecido por terem câmaras frigoríficas tipo encamisado (LENTZ e ANQUEZ, 1963).

A seguir se transcreve informações coletadas sobre algumas destas instalações e que podem auxiliar na definição de características de projeto de novas câmaras:

**AUSTRIA.** Tinha 15 câmaras com um volume aproximado total de 8300 m<sup>3</sup> operando desde 1958. O afastamento na camisa é de 15 cm, com o ar circulando a velocidades de 0,7 m/s. A diferença da temperatura do ar de entrada e saída no evaporador é cerca de 2°C, e foram obtidas umidades relativas da ordem de 98%. O custo da construção é um pouco maior do que o de câmaras convencionais, mas o custo de operação é muito baixo por que um único evaporador serve para resfriar 5 câmaras.

**CANADÁ.** Tinha 4 câmaras operando desde 1951 com capacidade total de 1000 a 3000 m<sup>3</sup>. O afastamento na camisa varia entre 5 a 10 cm, com velocidades de ar entre 0,8 a 3,3 m/s. A diferença entre a temperatura do ar de entrada e saída na camisa é da ordem de 1 a 3°C. O incremento nos custos de construção é de 15%, comparado com o sistema convencional.

**ALEMANHA.** O uso ainda era limitado. A camisa tem afastamento de 10 a 15 cm e a diferença entre a temperatura do ar de entrada e saída é de 1 a 2°C. Foram obtidas umidades relativas entre 96 a 98%. O custo de construção mostrou ser quase igual ao de sistemas convencionais e o custo de operação é baixo devido a redução na manutenção e a simplificação nos degelos.

**JAPÃO.** Tinha três câmaras, operando desde 1959. O afastamento na camisa, no piso e teto é de 12,5 e 20 cm respectivamente, e nas paredes é 10 cm. A velocidade do ar na camisa é de 1 m/s. As umidades relativas nessas câmaras foram entre 77 a 80%. Custos de construção foram estimadas em cerca

---

de 20% maiores do que o sistema convencional, em compensação o custo operacional é mais baixo.

HOLANDA. Tinham cerca de 50 câmaras encamisadas em funcionamento, a maioria parciais, isto é, nem todas as paredes eram encamisadas. A capacidade era de 50 a 100 toneladas de produto (frutas e vegetais). O afastamento na camisa, nas paredes variava de 10 a 25 cm e o espaço no teto de 5 cm. A velocidade do ar na camisa é cerca de 1m/s. As câmaras parcialmente encamisadas trabalham com uma umidade relativa mais baixa (95%) que as de encamisado completo, apesar de ter um pequeno diferencial de temperatura (1,5 - 3,0°C). A perda de peso na câmara encamisada se situava entre 0,5 a 0,75% por mês comparado com 1,0 a 1,5% por mes nas câmaras com resfriamento direto. O custo de construção é estimado em 15 a 20% maior que da câmara convencional.

RUSSIA. A Moscow's, Cold Storage Plant N°12 foi a única câmara tipo encamisado na União Soviética em funcionamento em 1963. É uma grande câmara, de 120000 m<sup>3</sup> sendo 75% utilizado para alimentos congelados e o resto para produtos frescos. O afastamento da camisa é de 60 cm, a umidade relativa foi de 97% e as perdas de peso foram a metade, comparadas com o sistema convencional.

A condensação da umidade em algumas superfícies parece ser bastante comum em câmaras enencamisada onde são estocados frutas e vegetais, a menos que sejam tomadas medidas de prevenção. Esta condensação pode causar problemas de mercado, mas não se constatou incremento no crescimento de fungos ou não problemas fisiológicos.

Apesar de todas essas vantagens comprovadas que se obtém com o sistema tipo envelope, a sua utilização vem sendo reconhecida de forma muito lenta. Em parte essa resistência se explica pelo baixo desempenho de algumas câmaras construídas baseando-se em princípios básicos incorretos, como por exemplo instalação imprópria de barreiras de vapor. Mas provavelmente a falta de informações corretas sobre os custos envolvidos seja o principal motivo do não reconhecimento de seus méritos.

### III . MATERIAIS E MÉTODOS

O sistema encamisado foi instalado no interior de uma câmara frigorífica existente no Laboratório de Refrigeração, pertencente ao Departamento de Engenharia de Alimentos da Faculdade de Engenharia de Alimentos, UNICAMP. Ele é constituído pelas camisas, isto é, o espaço entre os painéis de isolamento por onde circula o ar frio e a estrutura de madeira necessária para sua sustentação. Utilizou-se ainda um sistema frigorífico, com fácil acesso ao evaporador e controles, pelo lado externo da câmara.

A seguir apresentam-se detalhes da estrutura da câmara, do circuito frigorífico e seus elementos e do modo de operação.

#### III.1 - ESTRUTURA DA CÂMARA E DA CAMISA

A câmara frigorífica que serviu de apoio à estrutura é do tipo modular, fabricada pela São Rafael-São Paulo, com dimensões básicas internas de 2,75 m de largura, 2,75 m de comprimento e 2,51 m de altura. O material isolante da câmara é poliuretano expandido com espessura de 0,09 m e condutividade térmica de  $0,025 \text{ W/m}^2\text{°C}$ . As paredes da câmara são recobertas, interna e externamente com placas de alumínio de 1 mm de espessura

A camisa do sistema tipo envelope foi construída com madeira compensado naval, usando-se para as paredes e o teto uma espessura de 0.01 m. e para o piso, 0,02 m. Detalhes do projeto e construção serão apresentados no capítulo seguinte.

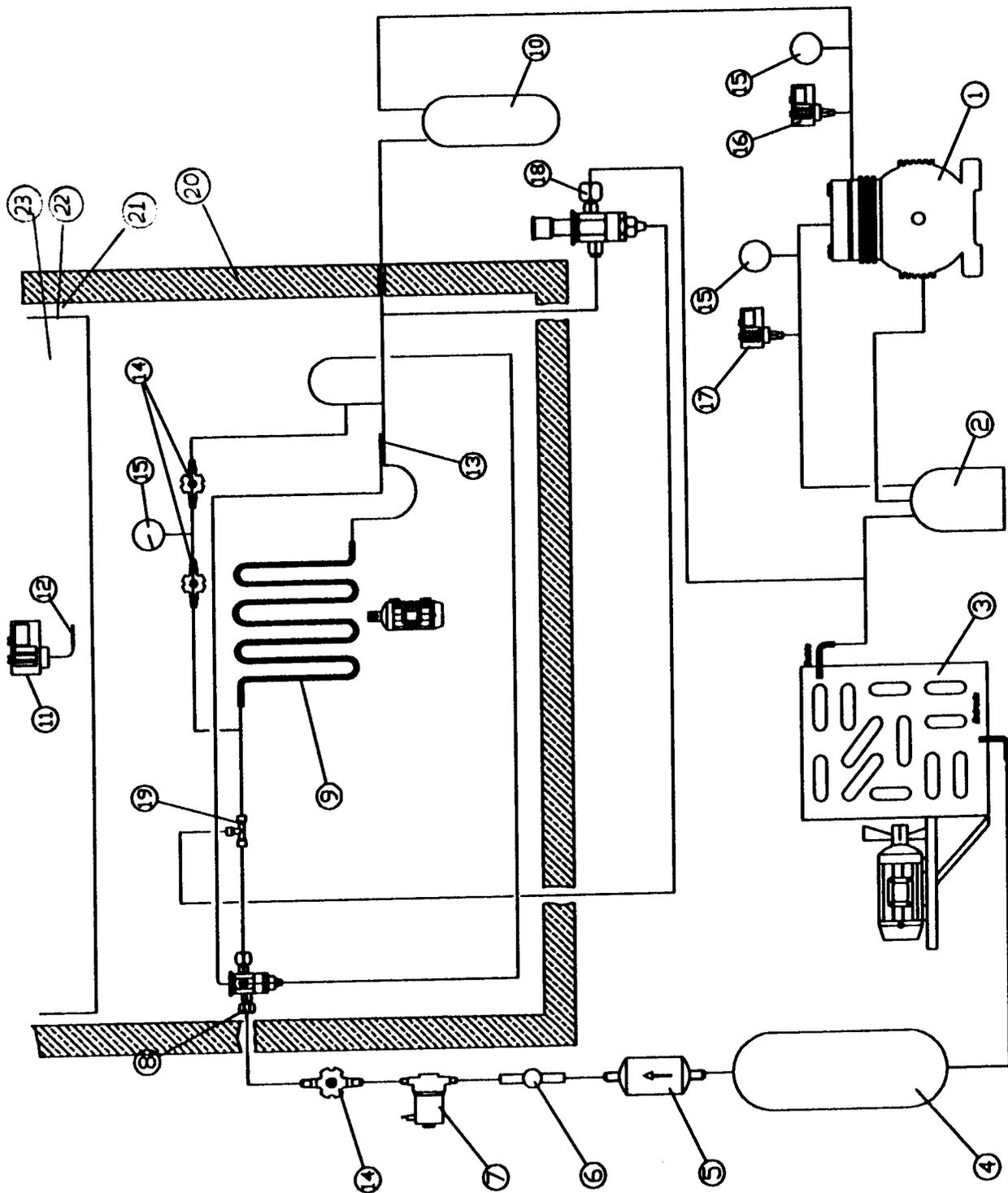
As propriedades térmicas de madeira compensada são (ASHRAE, 1995):  
condutividade térmica ( $\kappa$ ):  $0,115 \text{ W/m}^2\text{°C}$   
densidade ( $\rho$ ) :  $544 \text{ kg/m}^3$   
calor específico ( $c_p$ ) :  $1,22 \text{ kJ/(kg.°C)}$

difusividade térmica ( $\alpha$ ) :  $1,73 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$

### III.2 - CIRCUITO FRIGORÍFICO E CONTROLES

O sistema frigorífico utilizado está esquematizado na Figura III.1. Os equipamentos, controles e materiais empregados são descritos a seguir:

O fluido frigorífico utilizado foi o **R22**, fabricado pela Hoechst do Brasil. Como **Evaporador** foi utilizado um resfriador de ar aletado da Indústria Brasileira de Evaporadores Ltda., modelo IBAE 12, dotado de distribuidor de líquido que alimenta dois circuitos, em um total de 24 tubos de cobre de 5/8" de diâmetro dispostos alternadamente e expandidos nas aletas de alumínio de  $0,15 \times 10^{-3} \text{ m}$  de espessura. As dimensões do evaporador são de  $0,45 \times 0,22 \times 0,30 \text{ m}$ , com uma área de face de  $0,135 \text{ m}^2$  e área de troca térmica de  $12 \text{ m}^2$ . Foi instalado na posição horizontal, embutido entre a estrutura original (São Rafael) e a parede de madeira do envelope. O ar no interior da camisa é feito circular por **dois ventiladores centrífugos** de dupla aspiração tipo Sirocco marca Torin modelo BDC 241-241, acionado por um motor Eberle de 339 W, de 1685 rpm. Instalado sobre o evaporador, o ventilador aspira o ar já resfriado, insuflando-o pelo espaço da camisa. No interior do evaporador foram instalados **duas resistências elétricas** de 220 V, 540 W cada uma, para o degelo. Uma bandeja de alumínio para recolhimento e drenagem da água condensada foi colocada na parte inferior do evaporador. O refrigerante é deslocado por um **compressor** aberto Bitzer-Frigor, modelo III-S, marca Coldex Frigor com o respectivo volante acionado através de polia tipo B por um motor de 1472 W, marca Eberle, modelo 59054 Nº IU, de 220 V, 1730 rpm com polia de 0,1 m de diâmetro. O **condensador** é da marca Coldex Frigor modelo UC 300/2 fabricado com 108 tubos de cobre de 3/8" de diâmetro dispostos em quincôncio e expandidos nas aletas de alumínio de  $0,5 \times 10^{-3} \text{ m}$  de espessura. As dimensões do condensador são de  $0,53 \times 0,17 \times 0,47 \text{ m}$ , com uma área de face de  $0,25 \text{ m}^2$  e área de troca térmica de  $20 \text{ m}^2$ . Um **ventilador axial** foi acoplado no mesmo eixo do motor do compressor, de forma a aspirar o ar ambiente e lançá-lo contra o condensador. O conjunto **compressor-motor-condensador** foi instalado em uma base comum que suporta também uma garrafa de acumulação de líquido com volume de  $0,008 \text{ m}^3$ . Essa parte do sistema permanecia na sala de



POS.	DESCRICAO
01	Compressor aberto
02	Separador de óleo
03	Condensador a ar
04	Garrafa de líquido
05	Filtro secador
06	Visor de líquido
07	Válvula solenóide
08	Válvula de expansão
09	Evaporador
10	Separador de líquido
11	Termostato
12	Bulbo do termostato
13	Bulbo da válvula de expansão
14	Válvula de serviço
15	Manômetro
16	Pressostato de baixa
17	Pressostato de alta
18	Válvula CPE
19	Misturador
20	Estrutura principal
21	Camisa do sistema
22	Parede da camisa
23	Interior da câmara envelope

UNICAMP  
BIBLIOTECA CENTRAL

Figura III-1 Esquema do circuito frigorífico e controles

máquinas construída na parte externa, junto ao laboratório, a cerca de 1 m da parede da câmara.

A tubulação de descarga, em tubo de cobre de 5/8" de diâmetro foi conectada a um **separador de óleo** marca Fligor S.A., modelo S.O-10. Entre o compressor e o separador de óleo foi instalada uma mufla para eliminar a vibração. Na linha de líquido de 3/8" de diâmetro após a garrafa de acumulação foi instalado um **filtro secador** triplex recarregavel selado, com silicagel granulado sinterizado marca Fligor S.A., um **visor de líquido** marca Danfoss com indicador de umidade assim como uma **válvula solenóide** marca Danfoss modelo EVR 6. Por último, junto ao evaporador, instalou-se a **válvula de expansão termostática** marca Danfoss com equalizador externo de pressão com orifício 0,3, capacidade de 4,5 TR modelo TEX 2-1,5.

Para manter estáveis as condições no evaporador foi utilizada uma **válvula reguladora de capacidade** modelo LISTED 53 RO, da Danfoss, em uma linha conectando os lados de baixa e alta pressão do sistema de refrigeração. Ela permitia injetar gás quente entre a válvula de expansão termostática e o evaporador, através de um **misturador líquido-gás tipo LG**. Detalhes do funcionamento dessa válvula serão apresentados na **Secção III.7**.

Para evitar retorno de refrigerante líquido através da linha de sucção foi instalado um **separador de líquido** modelo As 200 marca Atenas.

A linha de sucção, de 5/8" de diâmetro foi isolada termicamente do ambiente externo pelo emprego de tubos de borracha esponjosa com 0,01m de espessura.

Os instrumentos de medição e controle utilizados foram os seguintes:

**Pressostato de alta** modelo KP 5 e **de baixa**, modelo KP 1, ambos marca Danfoss, conectados na válvula de serviço de descarga e de sucção do compressor para controlar a pressão dentro da tubulação.

**Termostato** tipo RT7 marca Danfoss, instalado dentro da câmara e agindo sobre uma válvula solenóide na linha de líquido.

**Manômetro da descarga**, marca Atenas com escala até 3,45 MPa instalado na válvula de serviço da descarga, na saída do compressor, usado para medir a pressão alta no circuito do condensador.

**Manômetro da sucção**, marca Atenas instalado na válvula de serviço da sucção do compressor, com escala desde 0,1 MPa de vácuo até 1,72 MPa.

**Manômetro Compound**, marca Marsh Instrument Company, EUA instalado após o misturador e entre o tubo do equalizador e da saída do refrigerante do evaporador com escala desde 0,1 MPa de vácuo até 1,03 MPa.

O consumo de energia elétrica pelo compressor foi medido por um **multímetro** marca Amprobe Instrument Lynbrook, EUA, previamente calibrado.

### III.3 - MEDIDAS DE TEMPERATURA

A temperatura em todo o sistema foi medida em 43 pontos, utilizando-se termopares tipo T previamente calibrados,, com o sinal lido por um sistema de aquisição de dados, marca KAYE, modelo DIGISTRIP III, USA, com resolução de 0,01°C.

#### III.3.1 - TEMPERATURA NA CÂMARA

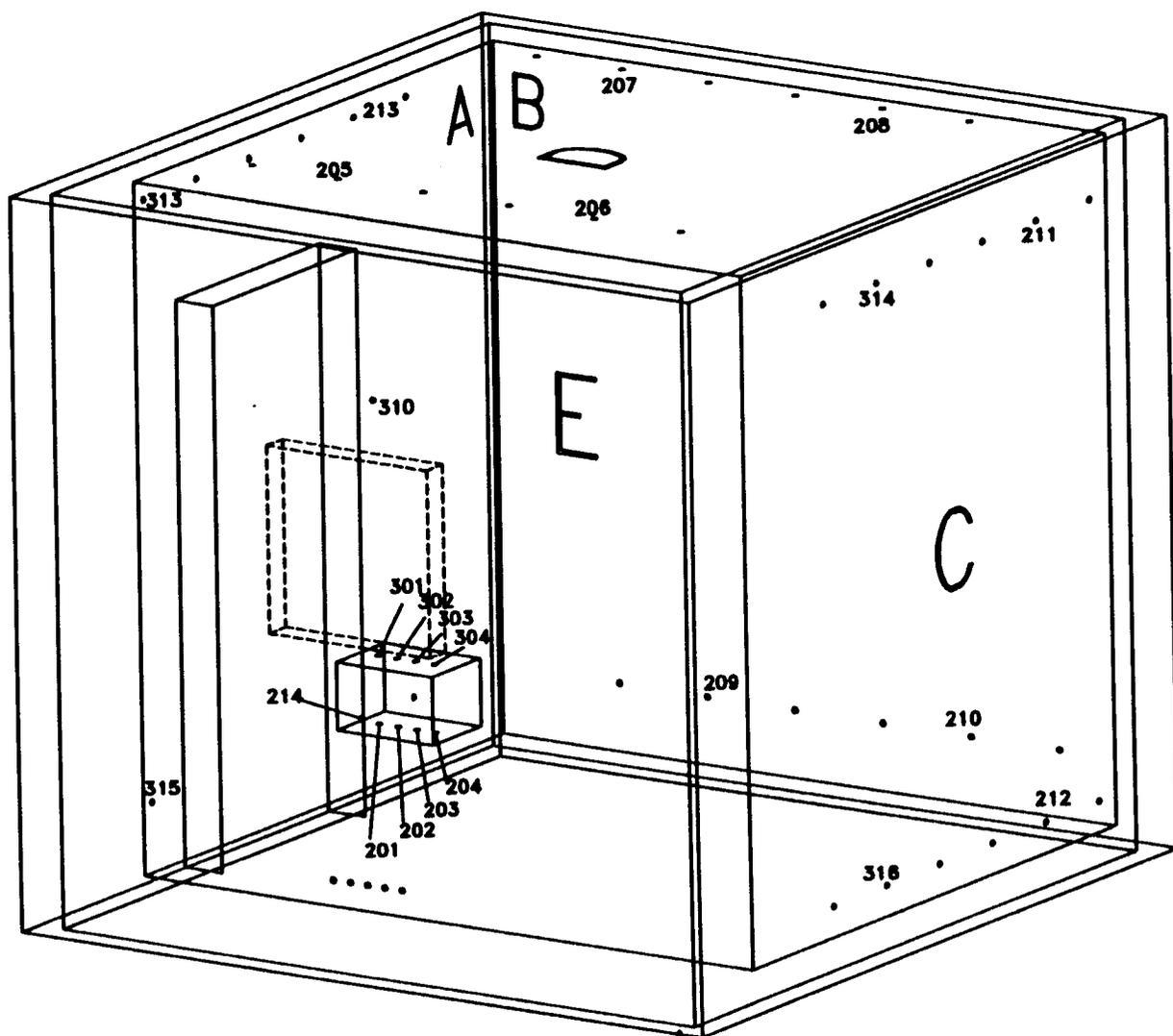
Para simplificar a descrição e localização de elementos da câmara e da camisa, denominou-se os lados da mesma com as letras A, B, C, D e E de acordo com a Figura III.2. Observa-se que o lado A corresponde à porta, o lado E continha o evaporador e D é o teto.

A temperatura no interior da câmara era lida em 9 locais e além disso, monitorava-se a umidade relativa em 3 outras posições (ver Secção III.4). Esses pontos estão indicados na Figura III.3 e foram numerado de acordo com o

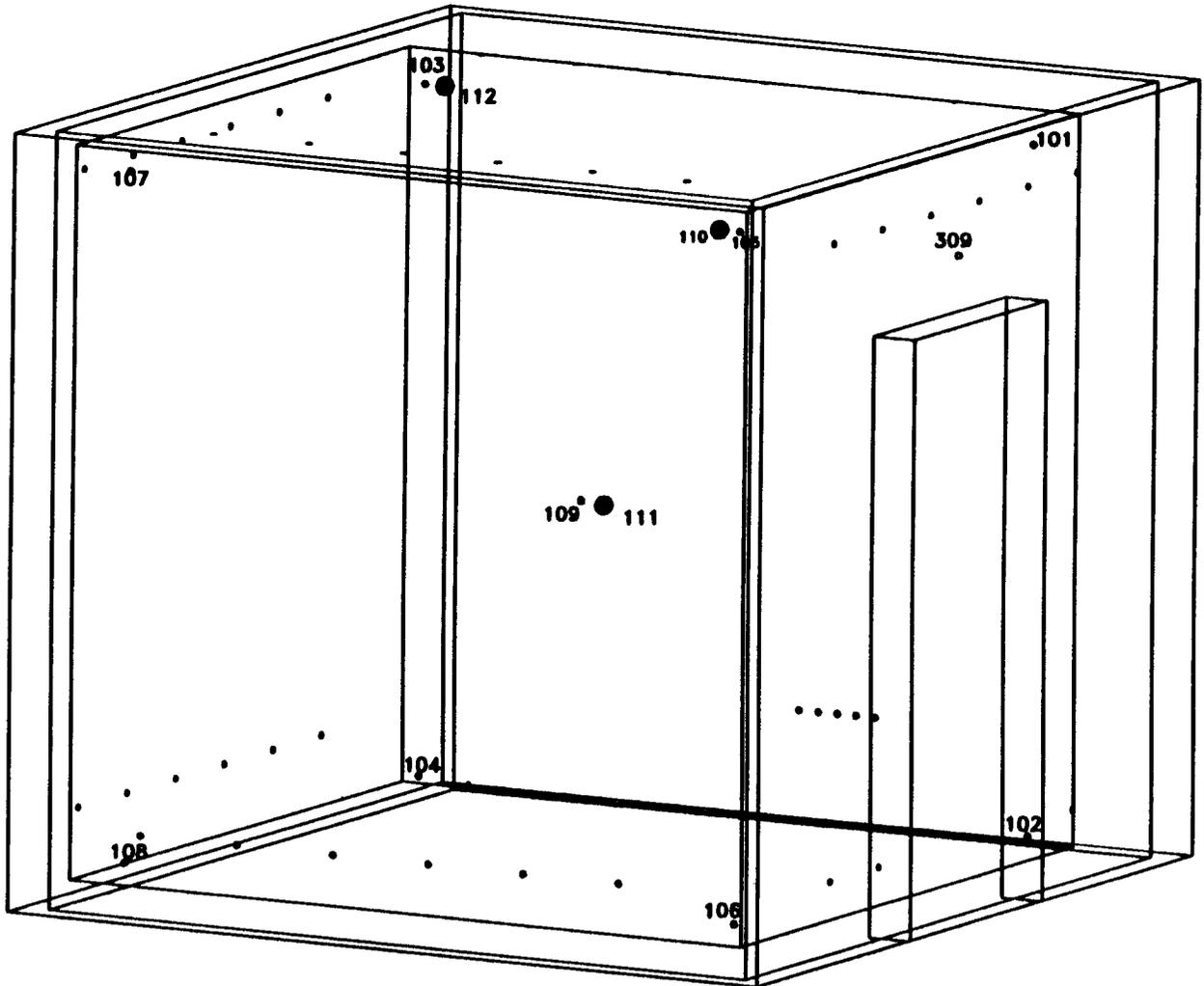
número do canal na recepção do DIGISTRIP. Na parte superior da câmara, junto aos vértices, a cerca de 12 cm de cada face, fixou-se os termopares 101, 103, 105 e 107; na parte de baixo, também junto aos vértices e a cerca de 12 cm de cada face, os termopares 102, 104, 106 e 108. No centro da câmara foi colocado o termopar 109, a cerca de 110 cm do teto. A temperatura da superfície da parede que separa a câmara do sistema de refrigeração (lado E), na posição que corresponde à área mais fria do circuito de ar na camisa, era medida pelo termopar 310, fixo ao compensado por meio de grampo e fita crepe.

#### III.3.2 - MEDIDAS DE TEMPERATURA NO SISTEMA FRIGORÍFICO

Para avaliar e controlar o desempenho durante o funcionamento do sistema frigorífico, além dos manômetros de alta e baixa pressão, foram instalados 6 termopares de cobre-constantan, soldados na tubulação do refrigerante e isolados termicamente do ambiente. A numeração foi a seguinte: termopar 113 à entrada do compressor (sucção), termopar 114 à saída do compressor (descarga), termopar 115 à saída do condensador, termopar 116 após a válvula de expansão e antes do misturador, termopar 215 após o misturador e antes do distribuidor e finalmente termopar 216 na saída do evaporador.



**Figura III.2 - Designação dos lados da câmara, distribuição dos termopares dentro da camisa e localização de orifícios para a determinação de velocidade do ar**



**Figura III.3-Posicionamento dos termopares dentro da câmara para determinação de temperaturas (•) e das umidades relativas (●).**

### III.3.3 - MEDIDAS DE TEMPERATURA NA CAMISA

Foram instalados 23 termopares no interior da camisa dos quais um para registrar a temperatura da superfície externa da parede da câmara, quatro para registrar temperaturas do ar insuflado pelo ventilador, quatro para registrar as temperaturas do ar de retorno da camisa e 14 para registrar as temperaturas de entrada e saída nas paredes laterais, teto e piso da camisa. Conforme indicado na Figura III.2, a numeração é a seguinte:

- termopares 205 e 206 na entrada do ar na camisa D
- termopares 207 e 208 na saída do ar na camisa D
- termopares 209 e 210 na saída do ar na camisa B
- termopares 211 e 314 na entrada do ar na camisa C
- termopares 212 e 316 na saída do ar na camisa C
- termopares 213 e 313 na entrada do ar na camisa A
- termopares 214 e 315 na saída do ar na camisa A
- termopares 301 a 304 ar após o ventilador (insuflamento)
- termopares 201 a 204 ar de retorno ao ventilador (sucção)
- termopar 310 temperatura da superfície externa da parede da câmara

### III.4 - MEDIDAS DE UMIDADE RELATIVA

Para a determinação da umidade relativa foram utilizados três sensores de umidade desenvolvidos pelo Laboratório de Refrigeração da FEA - UNICAMP (Toledo e Neves, 1988), e colocados no interior da câmara, nas posições 110, 111 e 112 da Figura III.3 Estes sensores são constituídos por um bastão de vidro que suporta oito termopares instalados como mostra a Figura III.4 Ao todo são quatro termopares que registram a temperatura de bulbo seco e outros quatro (recobertos com algodão e devidamente umedecidos) que sentem a temperatura de bulbo úmido. Conforme o circuito indicado na Figura III.4, o sinal lido pelo DIGISTRIP é a soma em mV, dos quatro valores equivalentes às diferenças individuais entre temperatura de bulbo seco e temperatura de bulbo úmido de termopares opostos, no bastão. Como consequência o valor lido em mV deve ser dividido por quatro para ter-se o equivalente à média das diferenças de temperatura entre os bulbos secos e os bulbos úmidos. Conhecendo-se a

temperatura de bulbo seco (lida pelos outros termopares na câmara) e este diferencial de temperatura, pode-se conhecer a temperatura de bulbo úmido e com isso a umidade relativa.

Para medir a umidade relativa do ar antes e após o evaporador foi utilizado um sensor de medida de umidade, modelo, HNI 31, marca Vaisala, Finlândia.

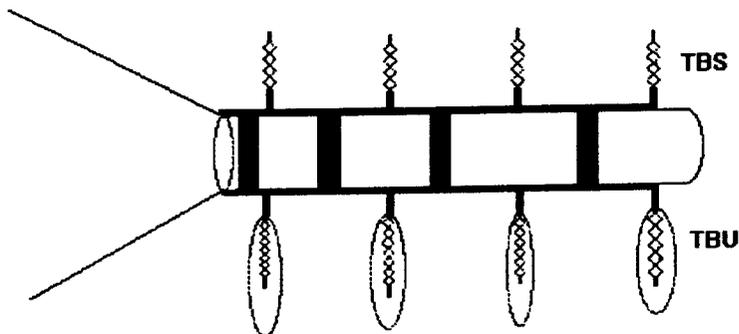


Figura III.4 - Representação esquemática do sensor de umidade

#### III.5 - MEDIDAS DE VELOCIDADE DO AR

A determinação da velocidade do ar circulado pelo ventilador através da camisa e do evaporador foi feita com um anemômetro de fio quente previamente calibrado, modelo 60 Anemotherm, EUA.

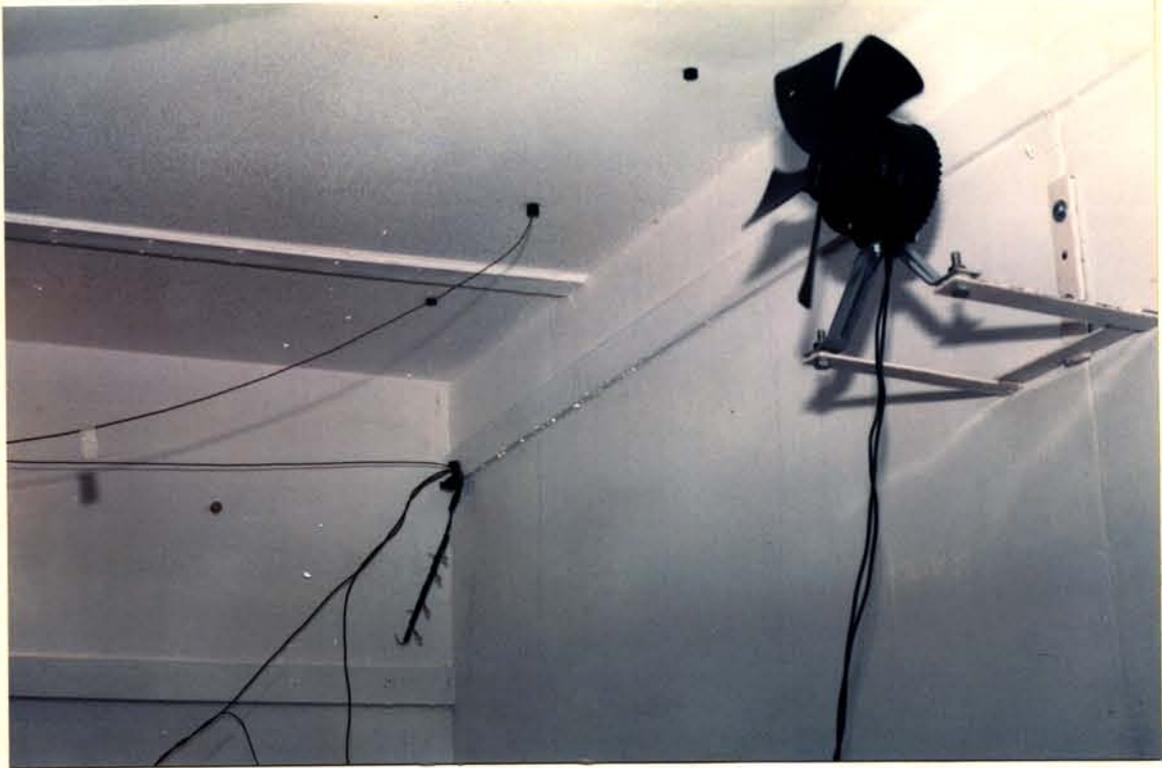
Para obter a vazão de ar na camisa do sistema foram feitos orifícios no compensado em cada uma das paredes e no teto da câmara como indicado na Figura III.2. A velocidade do ar na camisa correspondente ao piso não foi medida.

### III.6 - CARGA TÉRMICA NA CÂMARA

Um conjunto de resistências elétricas de 220 V foi instalado no interior da câmara com o objetivo de simular a carga térmica de um produto armazenado. A energia dissipada era controlada por um Reostato manual marca Varivolt tipo VW 130 P. A máxima carga térmica que poderia ser simulada pelas resistências era de 1272 W. A Tabela III.1 apresenta os valores obtidos com uma calibração da escala do reostato. A voltagem e a amperagem foram medidas com um multímetro marca Amprobe Instrument Lynbrook, EUA. Um pequeno ventilador axial de 7,4 W da marca Eberle, foi instalado na parede B, no interior da câmara, para circular o ar de forma a uniformizar a temperatura, conforme se verifica pela Figura III.5. A carga térmica correspondente a esse ventilador era de apenas 7,4 W.

**Tabela III.1. Calibração da escala do reostato (Carga térmica na câmara)**

PONTO	VOLTS (V)	AMPERES (I)	WATTS (W)
100	120	10,60	1272
95	114	10,10	1151
90	109	9,60	1052
85	102	9,15	934
80	97	8,85	858
75	91	8,50	762
70	85	8,00	679
65	79	7,50	593
60	72	6,50	467
55	67	5,90	395
50	60	5,40	324
45	56	5,00	280
40	50	4,60	230
35	43	4,00	172
30	38	3,50	132
25	32	3,00	96
20	25	2,40	60



**Figura III.5 -Detalhe do ventilador axial dentro da câmara para uniformização da temperatura.**

#### **III.7 - VÁLVULA REGULADOR DE CAPACIDADE (DESVIO DE GÁS QUENTE) TIPO CPCE + LG**

A válvula CPCE é um regulador de capacidade, usado para adaptar a capacidade do compressor à carga real do evaporador. Na realidade, ela foi projetada para acionar o degelo do sistema e seu uso aqui foi uma tentativa de adapta-la como controladora indireta da temperatura da câmara. Ela foi instalada entre as linhas de alta e baixa pressão do sistema de refrigeração com o objetivo de injetar gás quente entre o evaporador e a válvula de expansão termostática através de um misturador líquido-gás tipo LG, conforme indicado na Figura III.1.

A principal característica positiva desta válvula em comparação com um sistema que controla a temperatura da câmara através de um termostato é o fato de permitir o desempenho contínuo do compressor (sem ciclos de liga-desliga). Desta maneira a temperatura da câmara não sofrerá de variações cíclicas. Como vantagem adicional o regulador incrementa a velocidade do gás no evaporador

assegurando um melhor retorno de óleo para o compressor e protege contra uma baixa temperatura de evaporação evitando assim a formação de gelo no evaporador.

O LG proporciona uma mistura homogênea de líquido e gás refrigerante dentro do evaporador.

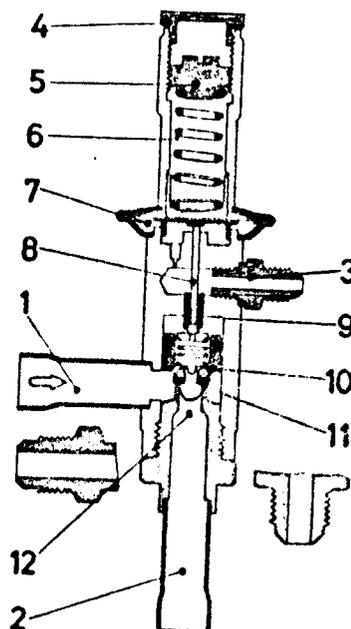
O regulador de capacidade CPCE é servo-operado. A Figura III.6 apresenta um desenho esquemático do mesmo, com detalhes de seus componentes.

O diafragma (7) é acionado em função da diferença entre a pressão exercida pela mola principal (6) no lado superior e a pressão recebida através do ponto (3), conectado à tubulação de sucção.

Quando a pressão no ponto (3) cai abaixo do valor desejado, a esfera estranguladora se desloca no interior do pino (8) de forma a reduzir a pressão sobre o servo-pistão (10). Tem-se desta forma, a entrada de gás quente para a saída (2), conectada ao misturador.

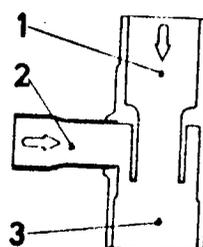
De outro lado, quando a pressão no ponto (3) atingir valores superiores ao desejado, tem-se o processo inverso, obtendo-se assim a regulação desejada por meio do fechamento do orifício.

1. Entrada
2. Saída
3. Conexão da pressão piloto
4. Tampa de proteção
5. Parafuso de ajuste
6. Mola principal
7. Diafragma
8. Agulha de pressão
9. Orifício piloto
10. Servo pistão
11. Orifício para equalização de pressão
12. Orifício principal



CPCE

1. Entrada de líquido
2. Entrada de gás quente
3. Saída



LG

**Figura III.6 Esquema da válvula reguladora de capacidade CPCE e do misturador LG**

A principal desvantagem de uso dessa válvula sem um controle auxiliar é que ela não faz o monitoramento das condições no interior da câmara, mas sim

do circuito de refrigeração, mais precisamente da pressão na sucção. As condições de operação são rígidas. No modelo utilizado, na posição de ajuste de fábrica, a capacidade de trabalho, segundo o manual de operação é de 15,5 kW para o R22.

Para diferentes condições de operação pré-fixadas que se desejava na câmara (temperatura e carga térmica) era necessário um jogo de tentativa e erro no reposicionamento do parafuso de ajuste da válvula que nem sempre surtia o efeito desejado. A fim de permitir uma reprodutibilidade no ajuste, superpos-se no parafuso uma escala em forma de disco, de maneira que a posição de ajuste de fábrica correspondia ao ângulo 0 (zero). O movimento do parafuso no sentido dos ponteiros do relógio relocava o ajuste para uma condição de maior passagem de gás quente, e o ângulo medido na escala era considerado positivo. Para estrangular mais a válvula o parafuso era movimentado no sentido contrario, e o ângulo era considerado negativo. Quando o parafuso era rosqueado até o fim, no sentido negativo, considerava-se a válvula fechada. A análise de alguns resultados experimentais entretanto, indicou que essa posição não correspondia a um completo estrangulamento desse circuito auxiliar.

Como pequena desvantagem adicional, tem-se que o compressor realiza um trabalho complementar pois a quantidade de gás quente injetada recircula por ele, sem ter retirado carga frigorífica.

#### **III.8 OPERAÇÃO DO SISTEMA**

Todo o comando do sistema frigorífico estava centralizado em um quadro elétrico. Para dar partida ao sistema a seqüência de comandos é a seguinte:

Inicialmente assegurava-se que a porta da câmara e a portinhola de acesso ao evaporador estavam completamente fechadas. Ligava-se o ventilador do evaporador para o deslocamento do ar no interior da camisa, ao mesmo tempo que era acionada a válvula solenóide a fim de permitir o fluxo de refrigerante ao evaporador. Por último ligava-se o motor do compressor, cujo

eixo era acoplado ao ventilador axial que aspirava o ar ambiente sobre o condensador.

Para obter e manter condições de operação pré-fixadas na câmara foram utilizados dois tipos de controles independentes:

Ensaio 1 a 11: Controle pela válvula CPCE que regulava a capacidade do compressor em função da capacidade do evaporador fazendo com que o sistema opere sob condições de equilíbrio, mantendo variações de temperatura muito pequenas na câmara, mesmo com simulação de carga térmica. Desta maneira o sistema podia operar por longos períodos sem desligar ou parar.

Ensaio 12 a 16: Controle pelo termostato estimulado por variações de temperatura dentro da câmara em função da carga simulada, que liga e desliga o sistema agindo sobre a válvula solenóide na linha de líquido.

## **IV - RESULTADOS E DISCUSSÃO**

O plano de trabalho sobre o tema desta tese começou a ser definido no primeiro semestre acadêmico de 1993. Mais da metade destes quase dois anos de desenvolvimento experimental foram consumidos no arranjo dos elementos do sistema frigorífico. Após um pré-dimensionamento inicial e uma seleção destes equipamentos disponíveis no mercado e no próprio Laboratório de Refrigeração..

A etapa de instalação com a interconexão dos equipamentos e instrumental de controle, de medidas e de segurança. apesar de demandar grande esforço físico, foi gratificante em termos de uma formação prática especializada e educativa como consolidação dos conhecimentos teóricos de processo. Mas foi sobretudo fundamental para uma maior intimidade e confiança nos ajustes necessários após os testes iniciais, assim como a posterior operação do sistema. Foram detectados os pontos críticos de possíveis vazamentos, e considerou-se opções para a melhor localização dos comandos e controles, inclusive a montagem do próprio quadro elétrico.

A seguir seguiu-se um trabalho de marcenaria levando à confecção do envelope, e reposicionamentos de guias para uniformizar o fluxo de ar.

Os primeiros ensaios com controle de temperaturas na câmara foram realizados em novembro de 1994.

Apesar das diversas opções testadas, apenas o funcionamento do sistema frigorífico e da câmara em suas formas definitivas, será considerado aqui.

## IV.1 - ESPECIFICAÇÃO DO SISTEMA FRIGORÍFICO

### a) - Evaporador

Para o pré-dimensionamento do evaporador foram adotados três parâmetros de projeto. O primeiro refere-se ao diferencial entre a temperatura média do ar e a temperatura de evaporação. Como o evaporador deverá resfriar, diretamente, apenas o ar contido no envelope e não terá contato com o produto, adotou-se um diferencial de 12°C. Esse valor é superior ao comumente utilizado no projeto de evaporadores (Farr, 1993). Em conseqüência, e conforme os dados da Tabela II.3, a umidade relativa deste ar poderia ficar entre 40 a 50%, bem inferior à desejada no interior da câmara. Desta forma, o evaporador necessitaria uma menor área de troca de calor, reduzindo os custos de investimento, e oferecendo um menor risco de congelamento.

O segundo parâmetro para o dimensionamento foi o valor da carga térmica a ser retirada da câmara, normalmente composta do calor relativo ao produto, a transmissão pelas paredes, o gerado pelos motores, iluminação, abertura de portas e outros. Considerando a capacidade da câmara, adotou-se como critério, a necessidade de refrigerar 500 kg de maçãs. Cálculos baseados em índices convencionais indicaram uma carga térmica total ( $Q_0$ ) de 1977 W (Neves F° 1991a).

Finalmente estimou-se que o coeficiente global de transferência de calor (U) para o evaporador tipo aletado, expansão seca e utilizando R-22 teria o valor de 14 W/m<sup>2</sup>°C, de acordo com o discutido com o fabricante deste trocador de calor. Essas quantidades foram introduzidas na equação clássica de transferência de calor.

$$Q_0 = U A_{\text{evap}} [(T_o+12) - T_o] \dots\dots\dots(IV-1)$$

Desta forma, a área de troca calculada para o evaporador, assumindo uma alta eficiência das aletas, foi cerca de 12 m<sup>2</sup> e o mesmo foi construído de acordo com as especificações adotados pela Indústria Brasileira de Evaporadores Ltda. (São Paulo). Para reduzir o efeito da perda de pressão no

lado do refrigerante, preferiu-se dotar o equipamento de dois circuitos alimentados através de um distribuidor de refrigerante.

### b) - Ventilador

A seleção dos ventiladores se baseia em estimativas de vazão de ar assim como a provável perda de pressão deste ar no envelope. Baseando-se em dados levantados em equipamentos comerciais, já descritos na Revisão Bibliográfica, considerou-se que o decréscimo de temperatura entre o ar de retorno e o de insuflamento seria de 2 a 3°C, de forma a não provocar variação sensível entre as diversas superfícies internas da câmara. Em função deste diferencial e da baixa umidade relativa do ar a ser circulado no interior do envelope, foi possível determinar a vazão mínima necessária, de 1900 m<sup>3</sup>/h, através da equação de balanço de energia:

$$Q_o = 1977 \text{ Watts} = m_{ar} \cdot C_{par} \cdot \Delta T_{ar} \dots\dots\dots(IV.2)$$

A perda de pressão do ar no interior do envelope foi estimada em  $2,94 \times 10^{-3}$  MPa, de acordo com Lentz e Nakano (1961). Consultando curvas de desempenho de ventilador disponíveis optou-se pelo ventilador marca Torin, (São Paulo) modelo BDC 241-241, acionado por motor de 331 W.

### c) - Compressor-Condensador

Para retirar a carga térmica calculada, foi selecionado um compressor Coldex Frigor modelo III, com capacidade de 2000 W à temperatura de evaporação de -10°C, utilizando uma baixa rotação (440 rpm). Essas condições conservativas foram escolhidas de forma a permitir possíveis ajustes para condições de operação mais severas. Uma forma simples de aumentar a capacidade do sistema é aumentar a rotação no compressor por uma substituição de polias.

Precavendo-se de necessidades de uma alteração de capacidade, optou-se por um condensador a ar com maior desempenho do que o de linha normal, de forma a operar com temperaturas de condensação mais baixas, sem maiores problemas com a lubrificação e consumo de energia. O modelo selecionado foi o UC 300, do mesmo fabricante.

As Tabelas IV.1, IV.2, e IV.3 apresentam as eficiências volumétricas calculadas para o compressor a diferentes rpm, em função das diferentes temperaturas de evaporação ( $T_o$ ), segundo fórmulas conhecidas (Neves F°, 1991a).

Em base aos cálculos mostrados nas Tabelas IV.1 a 3, pode-se observar que uma simples mudança de polia pode duplicar a capacidade de refrigeração do sistema.

Em resumo, o compressor selecionado e as condições de acionamento utilizadas nesse trabalho foram:

Compressor aberto Bitzer-Frigor modelo III-S marca Coldex frigor

Motor de acionamento de 1472 W trifásico marca Eberle

Diâmetro da polia do motor : 75 mm

Rotação : 420 rpm

Volume deslocado : 4,16 m<sup>3</sup>/h

Capacidade frigorífica : 1994 W, para temperatura de evaporação de -10°C.

**Tabela IV.1 - Eficiência volumétrica calculada do compressor Coldex modelo III, operando a 440 rpm,  $\varnothing$  da polia de 75 mm e volume teórico deslocado de 4,16 m<sup>3</sup>/h.**

To °C	Pc MPa	Po MPa	v m <sup>3</sup> /kg	$\Delta H_o$ kJ/kg	m kg/h	Vs m <sup>3</sup> /h	Pc/Po	Qo W	$\lambda$
0	1,75	0,50	0,05	164	63,36	3,30	3,50	2887	0,79
-5	1,75	0,43	0,06	161	53,37	3,26	4,10	2402	0,78
-10	1,75	0,36	0,07	159	45,16	3,21	4,90	1995	0,77
-15	1,75	0,30	0,08	157	37,07	3,11	5,80	1617	0,75
-20	1,75	0,25	0,11	155	27,95	3,07	7,00	1204	0,74
-25	1,75	0,20	0,13	151	22,75	2,84	8,75	954	0,68

Pc = Pressão de condensação, Po = Pressão de evaporação, v = volume específico, m = massa de refrigerante, Vs = Volume de sucção,  $\lambda$  = Eficiência volumétrica do compressor.

**Tabela IV.2 - Eficiência volumétrica calculada do compressor Coldex modelo III, operando a 720 rpm,  $\varnothing$  da polia de 115 mm e volume teórico deslocado de 6,76 m<sup>3</sup>/h.**

To °C	Pc MPa	Po MPa	v m <sup>3</sup> /kg	$\Delta H_o$ kJ/kg	m kg/h	Vs m <sup>3</sup> /h	Pc/Po	Qo W	$\lambda$
0	1,75	0,50	0,05	164	97,67	5,08	3,50	4450	0,75
-5	1,75	0,43	0,06	161	82,21	5,01	4,10	3676	0,74
-10	1,75	0,36	0,07	159	69,52	4,94	4,90	3070	0,73
-15	1,75	0,30	0,08	157	57,61	4,84	5,80	2512	0,72
-20	1,75	0,25	0,11	155	41,32	4,52	7,00	1779	0,67
-25	1,75	0,20	0,13	151	34,40	4,30	8,75	1442	0,64

Pc = Pressão de condensação, Po = Pressão de evaporação, v = volume específico, m = massa de refrigerante, Vs = Volume de sucção,  $\lambda$  = Eficiência volumétrica do compressor.

**Tabela IV.3 - Eficiência volumétrica calculada do compressor Coldex modelo III, operando a 995 rpm,  $\varnothing$  da polia de 155 mm e volume teórico deslocado de 9,37 m<sup>3</sup>/h.**

To °C	Pc MPa	Po MPa	v m <sup>3</sup> /kg	$\Delta H_o$ kJ/kg	m kg/h	Vs m <sup>3</sup> /h	Pc/Po	Qo W	$\lambda$
0	1,75	0,50	0,05	164	136,38	7,19	3,50	5342	0,76
-5	1,75	0,43	0,06	161	116,64	7,11	4,10	4485	0,75
-10	1,75	0,36	0,07	159	99,05	7,03	4,90	3761	0,74
-15	1,75	0,30	0,08	157	82,37	6,91	5,80	3088	0,73
-20	1,75	0,25	0,11	155	61,30	6,74	7,00	2270	0,72
-25	1,75	0,20	0,13	151	51,45	6,43	8,75	1855	0,68

Pc = Pressão de condensação, Po = Pressão de evaporação, v = volume específico, m = massa de refrigerante, Vs = Volume de sucção,  $\lambda$  = Eficiência volumétrica do compressor.

#### d) - Equilíbrio entre Evaporador e Compressor

Para o melhor desempenho do sistema frigorífico é necessário que haja um equilíbrio entre o evaporador e o compressor ou seja, a quantidade de refrigerante que troca calor no evaporador deve ser exatamente a mesma que é aspirada pelo compressor. Para determinar esta condição para diferentes rotações do compressor foi construído o gráfico de capacidade frigorífica x temperatura de evaporação, da Figura IV.1 .

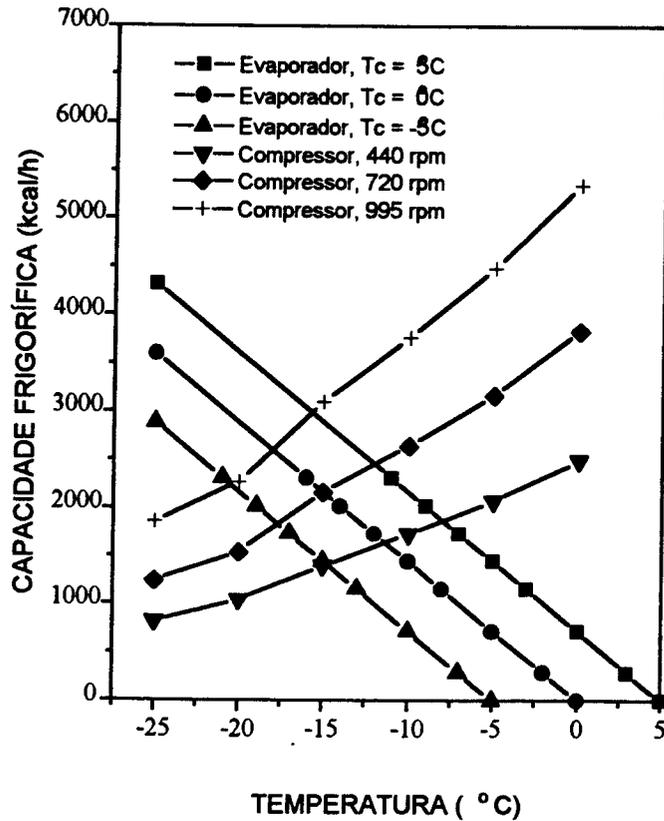


Figura IV.1 - Curvas de capacidade para o evaporador e o compressor  
 $T_c$  - Temperatura média do ar passando através do evaporador

As curvas correspondentes ao compressor foram construídas com dados das Tabelas IV.1 a 3 e as retas de desempenho do evaporador correspondem a equação (IV.1).

As curvas da Figura IV.1 confirmam que quanto menor a temperatura de evaporação, maior a capacidade de refrigeração, mas infelizmente esta condição também promove a maior desumidificação do ambiente e conseqüentemente, perda de peso do produto, além de uma queda na capacidade do compressor.

As intersecções entre as curvas do compressor e do evaporador geram o seguinte quadro das condições reais de operação, apresentado na Tabela IV.4.

**Tabela IV.4 - Condições reais de operação do sistema frigorífico**

RPM	Ø da polia	To (°C)	Tc (°C)	Qo (W)
440	75	-15,0	-5	1512
440	75	-11,5	0	1861
440	75	-08,0	5	2093
720	115	-17,5	-5	2093
720	115	-15,0	0	2500
720	115	-12,0	5	2791
995	155	-21,0	-5	2617
995	155	-17,5	0	3024
995	155	-16,0	5	3490

Tc = Temperatura da câmara

## IV.2 - DIMENSIONAMENTO E MONTAGEM DA CAMISA DA CÂMARA FRIGORÍFICA

Para o dimensionamento dos dutos e a montagem da camisa foram levados em conta critérios e parâmetros em sua maioria coletados em trabalho do Prof. Lincoln de Camargo Neves F<sup>o</sup>. no National Research Council, Ottawa, Canadá (Neves F<sup>o</sup>, 1994).

- vazão de ar mínima necessária a ser circulada na camisa de 1900 m<sup>3</sup>/h, definida por relações termodinâmicas, afim de evitar que a queda de temperatura do ar seja superior a 3°C em uma circulação na camisa.

- velocidade do ar através dos dutos entre 0,8 a 1, 3 m/s, para permitir um nível de turbulência necessária para boa uniformização da temperatura ao longo da secção do duto, diminuindo os riscos de grandes zonas mortas, nos cantos da camisa.

- perda de pressão do ar no interior da camisa aproximadamente de  $2,94 \times 10^{-3}$  MPa, de acordo com Lentz e Nakano (1961), para não sobrecarregar o trabalho de ventilação.

Uma opção importante no dimensionamento da camisa é o material a ser utilizado em sua construção.

Optou-se pelo compensado naval em função de sua maior resistência à água, facilidade de manuseio e montagem, além de um custo acessível e o fato de ter uma condutividade térmica mais baixa em relação a outros materiais como aço, metais ou fibra de vidro.

A camisa do sistema tipo envelope foi construída usando-se para as paredes A, B, C, E e o teto D uma espessura de 0,01m e para o piso, 0,02m Para manter um afastamento constante de 0,05m entre os painéis de alumínio da câmara São Rafael e o compensado, assim como para otimizar a distribuição de ar entre elas, foram utilizados caibros de 0,05 x 0,05 m. Para o piso foram utilizados vigotas de 0,20 x 0,05 x 0,10 m, distribuídos como indicado nas Figuras IV.2a e b. Sobre esta base foi montado o piso de forma a permitir o retorno do ar dos lados A, B, C e D da camisa. Como estrutura auxiliar foram utilizados 4 vigotas nas dimensões de 2,51 x 0,05 x 0,05 m, um em cada vértice da câmara para suporte das paredes e do teto e a travessa para direcionar o fluxo (Figura IV.3).



**Figura IV.2a - Detalhe da montagem do piso, vendo-se ao fundo os tubos do evaporador e a armação do ventilador, embutidos no lado E da câmara.**



**Figura IV.2b-Detalhe da montagem do piso, vendo-se na base do evaporador a abertura para o retorno do ar das camisas.**



**Figura IV.3 - Detalhe de uma das quatro vigotas e do caibro utilizadas como estrutura das paredes da camisa e o teto**

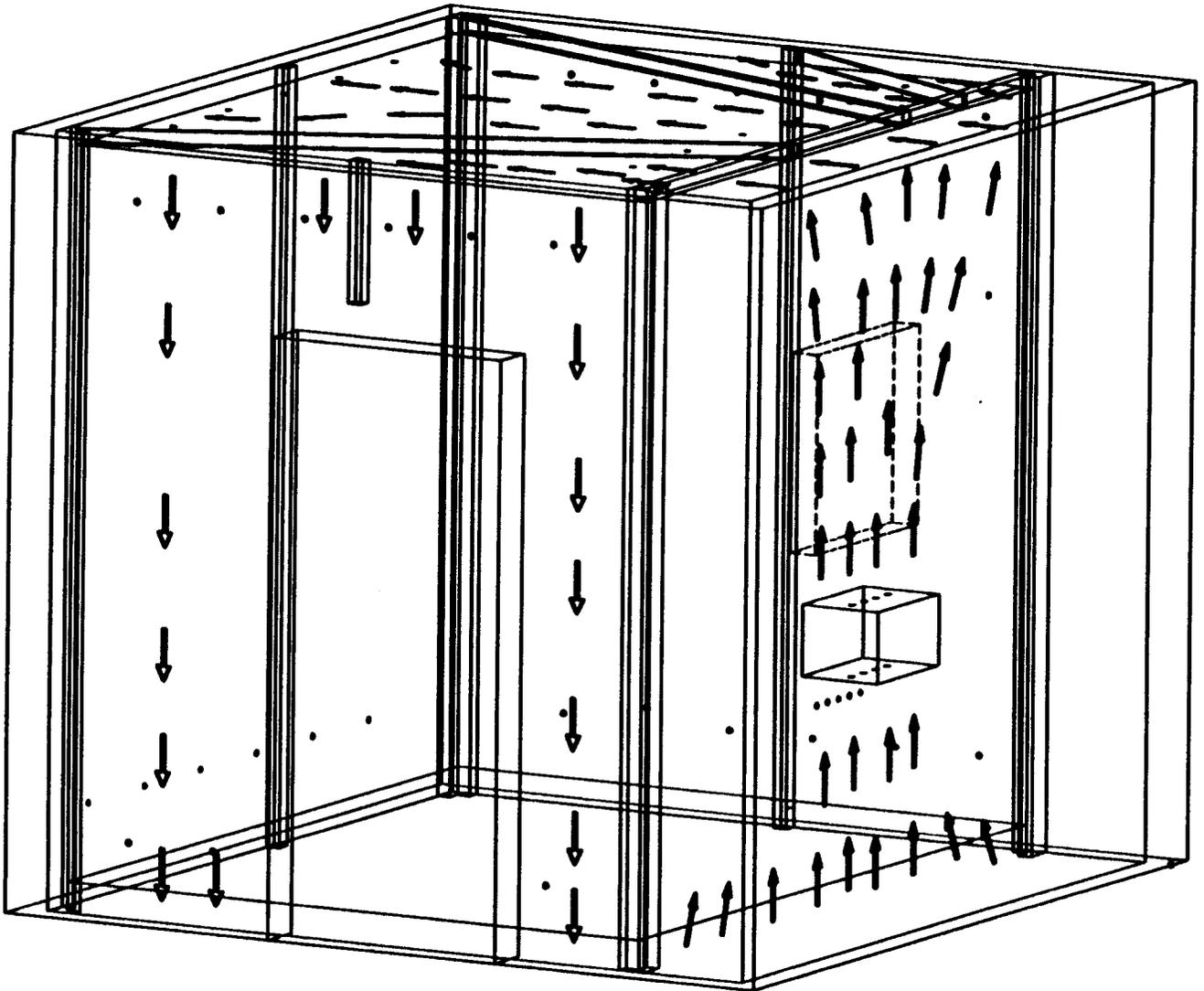
O direcionamento do fluxo de ar está indicado na Figura IV.4. Ele era impulsionado pelo ventilador na parede E, de baixo para cima, alcançava o teto, de onde se distribuía para os 3 lados, e tornava a se juntar na camisa do piso e dali era succionado pelo ventilador pela abertura retangular, conforme se vê na Figura IV.2b. Para melhor poder direcionar esse fluxo, a camisa da parede E era aberta apenas nos extremos inferior e superior.

Para melhorar a distribuição do ar por toda a camisa foram fixados caibros horizontais e verticais de madeira de 0,05 x 0,05 m de diferentes comprimentos, conforme indicado na Figura IV.4. Terminada a fixação da camisa, vedou-se as juntas do compensado naval com Rodhiastic 666 e procedeu-se a uma impermeabilização com um acabamento de esmalte sintético a base de resina alquídica obtido com três demões de tinta nas superfícies internas da câmara, de forma a evitar a migração de umidade do interior da câmara para a camisa.

Verificada a estanqueidade do envelope procurou-se determinar e ajustar as velocidades em cada lado da camisa, no insuflamento e no retorno, com o auxílio do anemômetro de fio quente, cujo sensor era inserido nos orifícios como indicado na Figura III.2.

Já nas determinações iniciais das velocidades do ar, constatou-se uma uniformização aceitável de nas posições de insuflamento, retorno e nas camisas A, B, D. Na camisa C, entretanto em área próxima à parede B, a velocidade era quase nula.

Para compensar essa zona morta foi instalada uma lâmina difusora de alumínio com raio igual a 0,01 m, como observado na Figura IV.5. Como ajuste final, o teto recebeu uma tira de compensado naval de 1,30 x 0,01 x 0,05 m., partindo desde a metade do duto que leva o ar ao lado da camisa C até o caibro vertical instalado nesta parede, dividindo-a em duas partes. Desta forma foi conseguida uma distribuição de velocidade mais uniforme cujos valores são indicados na Tabela IV.5



**Figura IV.4 - Detalhe dos caibros para direcionamento do ar na camisa e direção do fluxo.**



**Figura IV.5-Detalhe da montagem das paredes C, E e o teto D, vendo-se ao fundo, na parte superior da câmara, a lâmina difusora de alumínio**

**Tabela IV.5 - Média das velocidades do ar em diferentes setores da camisa.**

SETOR	VELOCIDADE DO AR ( m/s )
camisa A, entrada	0,53 *
camisa A, na saída	0,82 *
camisa B, entrada	1,33
camisa B, saída	1,23
camisa C, entrada	0,59
camisa C, saída	0,62
camisa D, entrada	1,67
camisa D, saída	1,33
camisa E, retorno	1,42 **

\* Área onde foi instalada a porta

\*\* Medidas tomadas junto à entrada do evaporador.

### IV.3 - DETERMINAÇÃO DA VAZÃO DE AR

A vazão do ar foi determinada em cada lado da camisa, na entrada e na saída obtendo os seguintes resultados, medidos à temperatura ambiente:

CAMISA	POSIÇÃO	VAZÃO (m <sup>3</sup> /min)
D	entrada	15,70
D	saída	9,95
C	entrada	4,65
C	saída	4,13
A	entrada	3,50
Ad	saída à direita	1,70
Ae	saída à esquerda	1,50
B	saída	9,60

A vazão de  $15,7 \text{ m}^3/\text{min}$  corresponde a vazão de insuflamento. No retorno tem-se a soma do que sai em B (9,60) mais o que sai de C (4,13),  $A_d$  (1,70) e  $A_e$  (1,50), em um total de  $16,93 \text{ m}^3/\text{min}$ . Para efeitos de cálculo considerou-se a média desses valores, isto é, uma vazão de  $16,3 \pm 0,5 \text{ m}^3/\text{min}$ . Esse valor é mais baixo do que o referido pelas curvas de desempenho do fabricante, em parte devido a um estrangulamento no retorno, (uma entrada única através do evaporador ao invés de duas entradas independentes) e em parte devido a possibilidade de recirculação do ar.

### IV.4 - ENSAIOS DE DESEMPENHO DA CÂMARA

Os ensaios realizados para aferição do comportamento da câmara sob diferentes condições de controle do sistema frigorífico podem ser divididos em duas partes bem distintas:

- Ensaios com a capacidade frigorífica controlada pela válvula CPCE.
- Ensaios com a temperatura da câmara controlada por um termostato de regulação manual.

Em ambos os casos procurou-se manter o nível de temperatura na câmara em um valor pré-fixado, utilizou-se cargas térmicas adicionais, e geralmente comparou-se as respostas com e sem ventilação interna.

### IV.5 - ENSAIOS COM A VÁLVULA REGULADORA DE CAPACIDADE CPCE

Os quatro primeiros ensaios foram planejados para tomar conhecimento da capacidade transiente de resfriamento da câmara, partindo de condições ambientes. Nos ensaios seguintes concentrou-se sobretudo nas condições estacionárias de funcionamento.

Partindo da condição de ajuste de fábrica foram testadas diferentes posições em função da carga térmica e da temperatura desejada na câmara. Em sua maioria, as alterações no ajuste foram todas no sentido horário, o que implica em maior abertura para injeção de gás quente. Em alguns casos a válvula foi completamente fechada.

### **Partida do sistema. Resfriamento da câmara sem carga (Ensaio 1 a 4)**

Serão apresentados e discutidos os dados levantados em quatro ensaios (Ensaio 1 a 4) nos quais se monitorou a temperatura da câmara e na camisa assim como as demais condições de operação do circuito frigorífico, desde o início, ao se dar a partida no sistema de refrigeração (tempo zero). Nos quatro ensaios, a válvula reguladora de capacidade CPCE foi mantida na condição de ajuste do fabricante, denominada de posição normal (0°).

A câmara permaneceu fechada durante o tempo de operação tendo sido aberta apenas quando a temperatura da mesma atingiu o valor pré-fixado, para inspeção das condições de formação de condensado. Os Ensaio 1 e 2 foram efetuados sem ventilação interna e o tempo necessário para atingir 10°C foi 147 min (Ensaio 1) e para baixar a 0°C, 375 min (Ensaio 2).

Nos Ensaio 3 e 4 o pequeno ventilador no interior da câmara permaneceu ligado e o tempo para atingir 10°C foi de 150 minutos (Ensaio 3) e para baixar a 0°C foram necessários 375 minutos (Ensaio 4).

As condições psicrométricas do ar na câmara, no início da operação foram  $T=27^{\circ}\text{C}$  e  $UR=60\%$  o que representa uma temperatura de bulbo úmido de  $21^{\circ}\text{C}$ .

Os históricos das temperaturas nos quatro ensaios foram lançados nas Figuras IV-7 a 10. Observou-se uma excelente reprodutibilidade entre as curvas levantadas nas mesmas condições, isto é, entre os Ensaio 1 e 3 e entre os Ensaio 2 e 4. O formato das curvas, assim como a seqüência das mesmas se mantém nos quatro ensaios. O ar de insuflamento, após o evaporador tem destacadamente a temperatura mais baixa, seguido pelo ar do teto, D, pois essa

região é privilegiada, recebendo praticamente todo o fluxo de ar que sobe a parede E.

A seqüência seguinte das curvas, em ordem crescente de temperatura (paredes B, C e A) reflete a ordem de velocidades em cada lado da camisa, conforme Tabela VI.5.

A temperatura de ar de retorno é, na realidade, uma mistura de ar das camisas A, B e C. A curva se situa entre as temperaturas das camisas B e C pois o fluxo total de A é prejudicado pela resistência da porta.

A temperatura média da câmara, por sua vez, se mantém consistentemente, acima da temperatura das paredes, inclusive a do ar de retorno, afastando assim qualquer possibilidade de inversão de sentido de transferência de calor.

O efeito da ventilação dentro da câmara sobre o comportamento da temperatura média aparentemente é inexpressivo. Foram encontradas variações locais de temperatura dentro da câmara, entretanto. As Tabelas IV.6 (Ensaio 2) e IV.7 (Ensaio 4) apresentam os valores lidos pelos diferentes termopares colocados no interior da câmara. Uma comparação entre as tabelas mostra que as diferenças de temperatura entre os diversos pontos trabalhando sem ventilação na câmara apesar de pequena, tem máximos da ordem de 1,2°C nos primeiros 120 minutos, isto é, cerca de 10% do valor lido. Trabalhando com ventilação a diferença máxima encontrada baixou para de 0,62°C.

A ventilação dentro da câmara produziu efeitos sensíveis nas condições de condensação do vapor d' água nas paredes da mesma. Durante o ensaio a temperatura da superfície interna da parede E, isto é, no seu ponto mais frio, foi cerca de 1°C abaixo da temperatura da câmara. Ao se inspecionar o interior da câmara no fim de cada ensaio, observou-se que sem ventilação, a 10°C, houve formação de gotículas de condensado no teto, enquanto que as paredes laterais e o piso mantiveram-se secas.

A 0°C no interior da câmara a formação de condensado é visível em quase todas as paredes laterais, em maior proporção na parede que fica junto ao

evaporador e no teto. Nos ensaios com ventilação, a 10°C não se observou a formação de condensado em nenhuma das paredes ou teto. Já no fim do Ensaio 4, observou-se apreciável condensado na parede E, onde está localizado o evaporador, até mais pronunciado do que no Ensaio 2, sem ventilação. A maior taxa de condensação deve ter ocorrido pelo fato da inspeção ter sido feita aos 410 minutos, quando a temperatura da câmara já estava a -0,35°C.

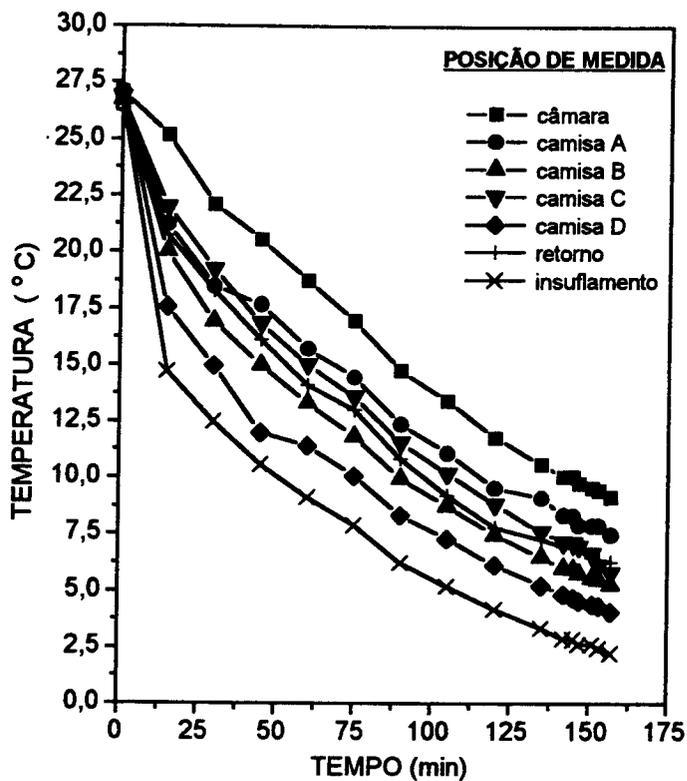


Figura IV.7 - Histórico de temperaturas médias do ar na câmara e nas camisas no Ensaio 1 (sem ventilação)

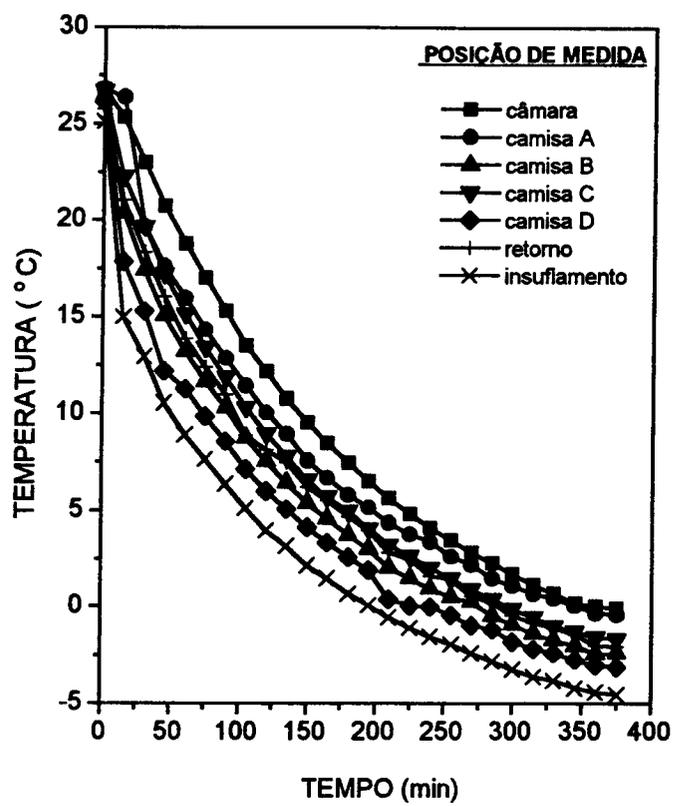


Figura IV.8 - Histórico de temperaturas médias do ar na câmara e nas camisas no Ensaio 2 (sem ventilação)

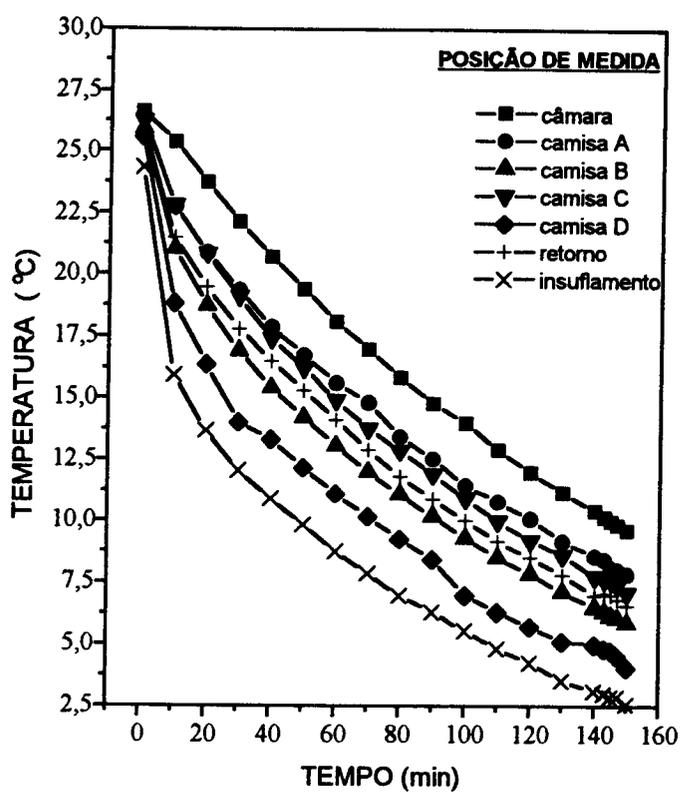


Figura IV.9 - Histórico de temperaturas médias do ar na câmara e nas camisas no Ensaio 3 (com ventilação)

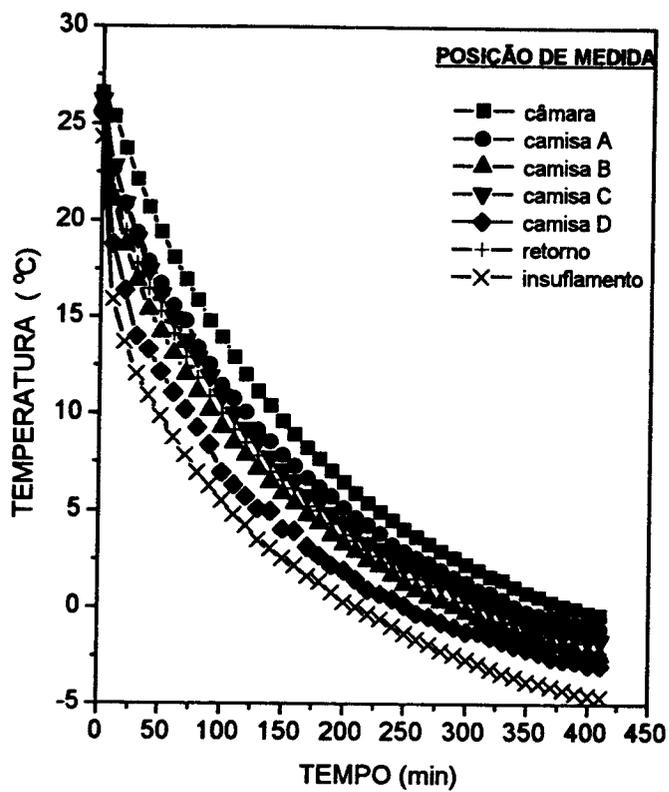


Figura IV.10 - Histórico de temperaturas médias do ar na câmara e nas camisas no Ensaio 4 (com ventilação)

**Tabela IV.6 - Distribuição local de Temperatura no interior da câmara, sem ventilação (Ensaio 2).**

Canal Tempo	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	26,94	26,70	26,95	26,77	26,94	26,80	26,90	26,74	26,90
60	19,13	18,75	18,31	18,56	19,46	19,28	18,96	18,50	18,85
120	12,36	12,08	11,70	11,94	12,93	12,43	12,46	11,78	12,12
180	7,81	7,44	6,84	7,09	8,10	7,62	8,15	6,98	7,35
240	4,44	4,23	3,65	4,03	4,58	4,06	4,73	3,79	4,10
300	2,12	1,88	1,34	1,58	2,06	1,65	2,11	1,44	1,71
360	0,39	0,04	-0,33	-0,48	0,27	-0,15	0,13	-0,33	0,00

Canais 1, 3, 5, 7 : parte superior

Canais 2, 4, 6, 8 : parte inferior

**Tabela IV.7 - Distribuição local de Temperatura no interior da câmara, com ventilação (Ensaio 4).**

Canal Tempo	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	26,91	26,52	26,74	26,70	26,64	26,59	26,61	26,53	26,79
60	17,97	18,12	17,95	18,06	18,15	18,57	18,28	18,23	18,32
120	11,85	12,03	11,88	11,91	11,95	12,28	12,33	12,00	12,14
180	7,66	7,76	7,35	7,84	7,43	7,85	7,86	7,72	7,87
240	4,60	4,71	4,23	4,76	4,39	4,75	4,57	4,64	4,79
300	2,35	2,47	1,92	2,44	2,23	2,46	2,25	2,34	2,50
360	0,64	0,77	0,27	0,77	0,46	0,75	0,52	0,68	0,86

Canais 1, 3, 5, 7 : parte superior

Canais 2, 4, 6, 8 : parte inferior

As diferenças observadas entre a operação com e sem ventilação interna na câmara, portanto, parecem desprezíveis para a quantificação do desempenho dos equipamentos. Uma comparação entre o histórico da temperatura nos dois casos indica um comportamento praticamente coincidente, de maneira que a

---

carga térmica do ventilador (7,4 W) deve ser desprezível em relação a inércia térmica total do sistema.

A Figura IV.11 repete algumas curvas de Ensaio 4 e as compara com a variação da temperatura de evaporação (após a válvula de expansão) e da temperatura no misturador (item 10 da Figura III.1). Curvas semelhantes foram levantadas nos Ensaio 1 a 3. Dois fatos chamam a atenção com relação as curvas do sistema de refrigeração: as oscilações na temperatura de saída do evaporador e a diferença entre a temperatura após a válvula de expansão e a do misturador.

A oscilação de temperatura do vapor após o evaporador, que chega a ser da ordem de  $\pm 4^{\circ}\text{C}$  representa, na realidade, uma variação muito pequena na entalpia total absorvida pelo evaporador. Uma comparação entre essa curva e a curva de temperaturas medidas após a válvula de expansão mostra uma notável correspondência entre os picos de oscilações, indicando que a variações de temperatura encontradas na saída do evaporador devem ser reflexo do controle da válvula de expansão no fornecimento de refrigerante, que por sua vez pode ter sido prejudicado pela injeção do gás quente.

A considerável elevação de temperatura (da ordem de  $5^{\circ}\text{C}$ ) após a mistura com o gás quente por outro lado, não se justifica em termos da termodinâmica de equilíbrio. Pelo Diagrama pressão-entalpia do R22, nas condições de pressão na sucção do compressor, a mistura líquido-vapor após a válvula de expansão tem apenas 18% de vapor. O gás aquecido, ao se misturar com esse fluxo, deve aumentar um pouco essa percentagem, mas manter a temperatura da mistura das duas fases. Na presente instalação isso não foi medido, provavelmente por que o termopar nº 215, que registra a temperatura após o misturador, foi colocado a apenas 7 cm da entrada do gás aquecido, não havendo tempo para uma equilibrção das fases. Além disso o misturador é do tipo ciclone, com entrada tangencial de gás, aquecendo sobretudo as paredes externas do mesmo, que poderiam transmitir calor por condução ao local no tubo de cobre onde está soldado o termopar.

Observa-se que, a medida que o processo tende a entrar em regime, a separação entre as curvas diminui. Apesar da operação não ter-se estabilizado aos 410 minutos, no Ensaio 4, é possível realizar alguns cálculos aproximados para avaliar o desempenho do sistema. Ao se abaixar a temperatura média da

câmara para  $-0,35^{\circ}\text{C}$ , com uma umidade relativa final de 99,8%, valor esse estimado de ensaios posteriores, deve ter havido uma condensação de 168 g de vapor de água nos  $14\text{ m}^3$  de ar da câmara, segundo valores retirados da carta psicrométrica de Campinas. A energia total para o resfriamento dos  $14\text{ m}^3$  ar corresponde a 14,4 W, que somadas a energia dissipada pelo motor do ventilador nestes 410 min (50,8 W), representa uma carga total útil de  $Q_{\text{carga}} = 65,2\text{ W}$ .

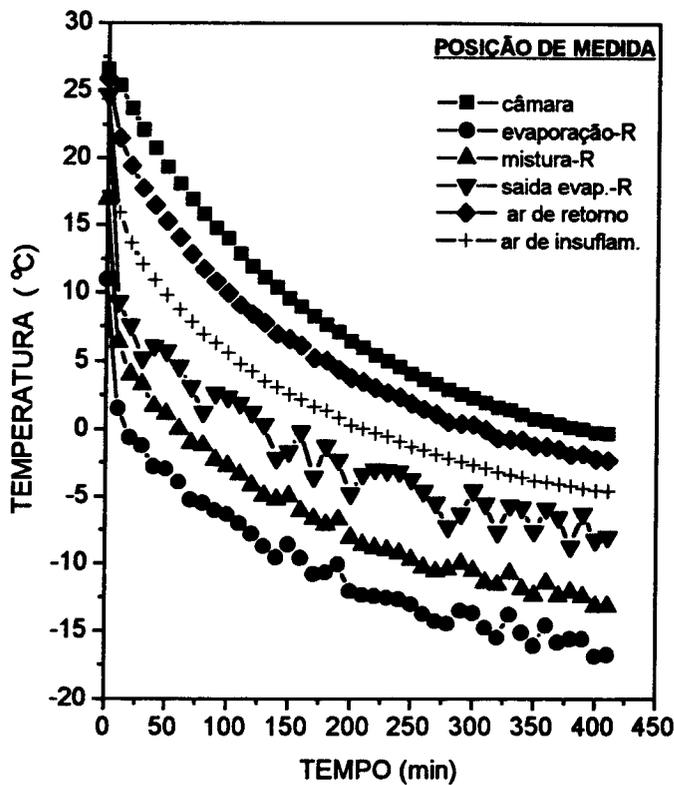


Figura IV. 11 - Histórico das temperaturas do sistema de refrigeração medidas antes e após o misturador e na saída do evaporador (Ensaio 4)

O evaporador, por sua vez, retirou do ar de circulação na camisa uma energia total  $Q_{\text{evap}}$  ( W ) dada aproximadamente pelo somatório:

$$Q_{\text{evap}} = \sum_{t=0}^{t=410} m_{\text{ar}} \cdot C_{\text{par}} [ T_{\text{retorno}} - T_{\text{insuflamento}} ] \Delta t \dots \dots \dots (\text{IV.3})$$

Onde  $m_{ar}$  = a vazão mássica do ar, calculada pelo produto da vazão volumétrica (16,3 m<sup>3</sup>/min) e a densidade à temperatura média do intervalo de tempo.

$$C_p = 1 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C e}$$

[Tretorno - Tinsuflamento] é a diferença de temperatura na entrada e saída do evaporador, lida em cada intervalo de tempo,  $\Delta t = 10 \text{ min}$ .

O valor calculado de  $Q_{evap}$  no Ensaio 4 foi de 29082 kJ, significando que praticamente todo ele corresponde a inércia térmica de instalação mais parte da energia cedida pelo ventilador de insuflamento, vazamentos de ar e uma possível transferência de calor do ambiente.

#### **Carga térmica de 324 W e temperatura da câmara de 0°C. (Ensaio 5 e 6)**

Os Ensaio 5 e 6 foram planejados para avaliar o comportamento do sistema com uma carga térmica maior do que a câmara vazia, e também para uma familiarização no manejo de possíveis ajustes da válvula CPCE com o objetivo de manter uma condição pré-fixada de temperatura na câmara, no caso 0 °C.

O Ensaio 6 se diferenciou do Ensaio 5, apenas por que o ventilador interno da câmara foi acionado. As variações de temperatura foram praticamente coincidentes, de modo que somente as curvas do Ensaio 6 (com ventilação) serão apresentadas aqui. (Figura IV.12-15)

Os dois ensaios foram iniciados da mesma forma como nos Ensaio 1 a 4. Deu-se partida a operação com a carga térmica desativada e o ajuste da válvula CPCE conforme fornecido pelo fabricante. As curvas de resfriamento até 0°C obtidas foram semelhantes às das Figuras IV.8 e IV.10.

No Ensaio 5 (sem ventilação), quando a temperatura da câmara se aproximou de 0°C, acionou-se a resistência elétrica de 324 W. Observou-se, que a temperatura da câmara continuava a sofrer ligeira diminuição .

Para tentar uma estabilização da temperatura girou-se o parafuso de ajuste da válvula CPCE em 1/4 de volta (90° positivo), alterando o "set point" para um nível de menor capacidade de refrigeração. A temperatura da câmara subiu então lentamente, e se estabilizou em torno de 0,9°C e uma umidade relativa em 99,2%, tendo todo o ensaio sido registrado por 910 minutos.

Considerando os bons resultados obtidos, procedeu-se, no Ensaio 6, a um ajuste de 90° positivos do parafuso ao mesmo tempo em que se acionou as resistências elétricas, no momento em que a temperatura da câmara atingiu -0.04°C, aos 393 min. Conforme indicado na Figura IV.12, a temperatura da câmara começou a subir novamente com tendência a acomodar-se em torno de + 1°C. A fim de fazê-la voltar aos 0°C, preferiu-se aliviar a pressão sobre a mola aos 531min, colocando o parafuso em 86° positivos. Após várias tentativas ( 45° positivos a 621 min, 0° a 651 min, 22,5° positivos a 711 min) conseguiu-se, a partir de 741 minutos, e um ajuste de cerca de 11° positivos da posição normal do fabricante, uma estabilização da temperatura, em torno de 0,54°C.

O pico da temperatura da câmara que se observa a 770 minutos na Figura IV.12 resultou da mistura com o ar ambiente quando se abriu a porta da câmara. Isto foi necessário para poder alcançar os bulbos dos termopares do sistema de medida de umidade relativa e umedecê-los, afim de poder ler as temperaturas de bulbo úmido do ar na câmara. Apesar dessa operação ter levado no máximo 2 minutos, a temperatura da câmara subiu cerca de 1°C, e levou quase 8 minutos para voltar a seu valor de equilíbrio, ligeiramente acima do lido antes de abrir a porta.

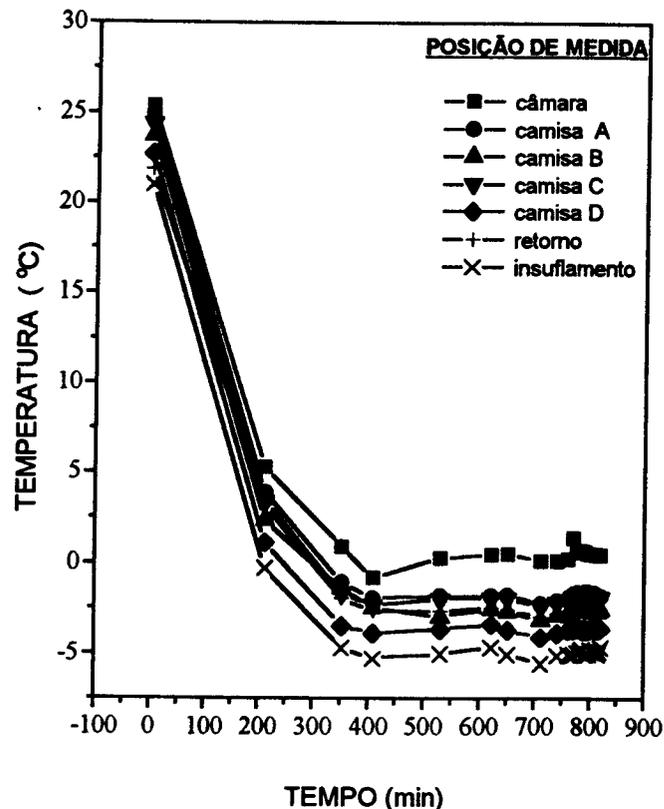


Figura IV.12 - Variação das temperaturas na câmara e nas camisas no Ensaio 6 (carga de 324 W, com ventilação)

A Figura IV.13 confirma, de forma ampliada, o bom nivelamento alcançado nas temperaturas da câmara e do ar na camisa, no final da operação.

A umidade relativa do ar na câmara manteve-se constante, no valor de 99,6%. A seqüência de temperatura dos diversos lados do envelope é a mesma que a dos ensaios anteriores. A diferença de temperatura entre o ar de retorno e o de insuflamento é de 2,4°C.

As temperaturas da câmara juntamente com as do sistema de refrigeração estão lançadas na Figura IV.14. Observa-se que a temperatura de evaporação após a válvula de expansão está quase estabilizada, embora apresente flutuações da ordem de 2°C.

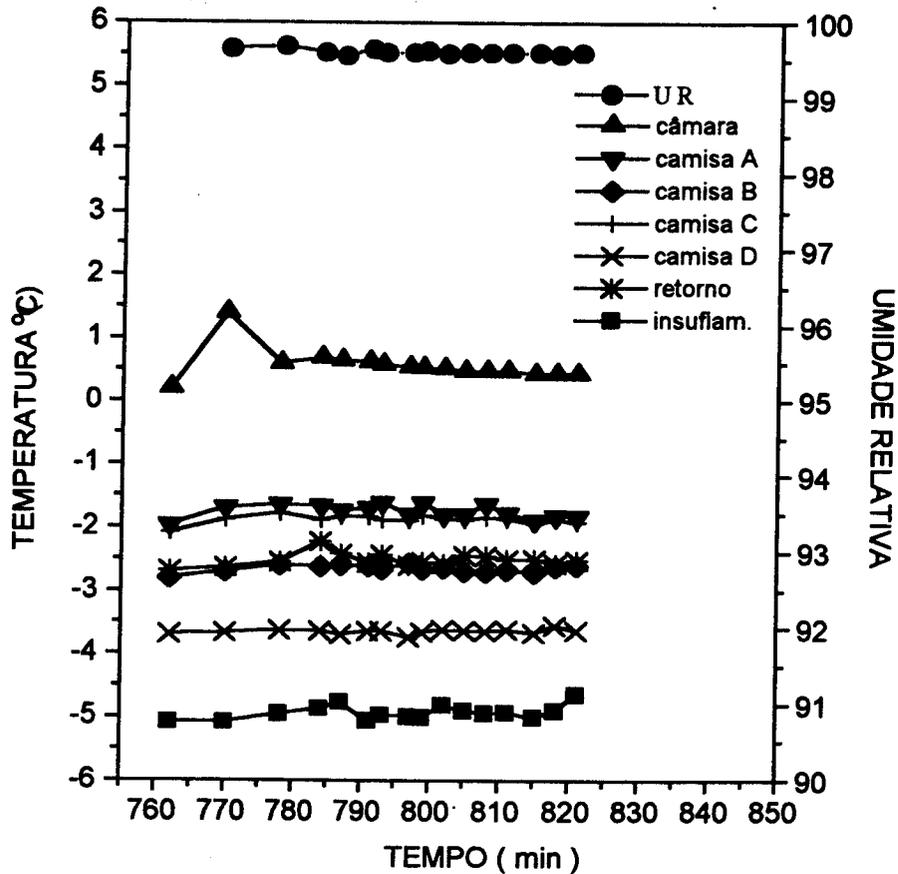


Figura IV.13 - Estabilização da umidade relativa e das temperaturas na câmara e nas camisas, no Ensaio 6.

Da mesma forma como observado na Figura IV.11 (Ensaio 4) a temperatura do vapor na saída do evaporador mostrou as maiores oscilações, que novamente parecem reflexo de variações de capacidade da válvula de expansão. A temperatura registrada após o misturador permaneceu cerca de 5°C acima da de saída do evaporador, e não foi lançada na Figura IV.14.

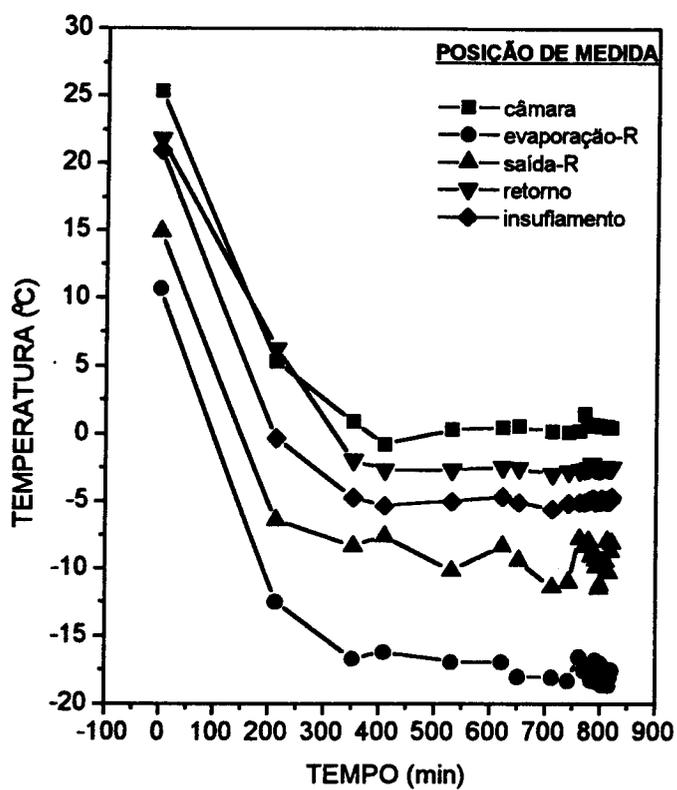


Figura IV.14 - Comportamento das temperaturas da câmara e do sistema de refrigeração no Ensaio 6.

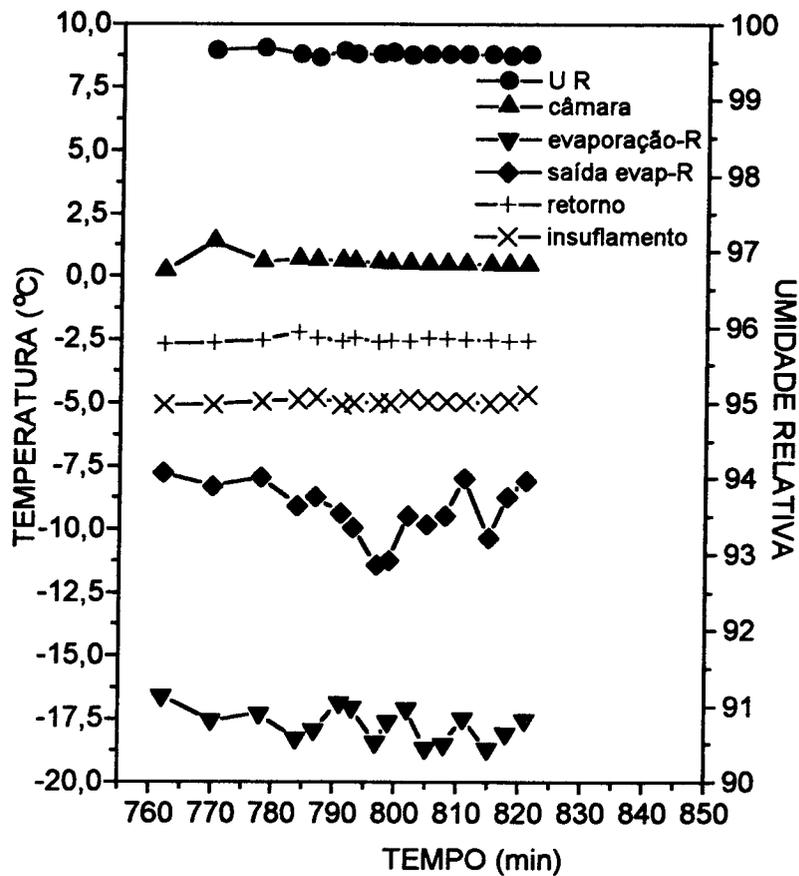


Figura IV.15 - Umidade relativa e temperaturas da câmara e do sistema de refrigeração após estabilização, Ensaio 6

Os valores lidos no fim do ensaio, após umedecer os bulbos do indicador de umidade relativa foram ampliadas na Figura IV.15. As temperaturas estabilizaram em torno dos seguintes valores médios.

do ar :	do refrigerante:
Tcâmara = 0,54°C	Tevaporação = -17,70°C
Tar insuflam. = -4,92°C	Tsaída evap. = -9,20
Tar retorno = -2,51°C	Tsucção = 19,00°C

As pressões lidas no fim do processo foram:

Pdescarga = 1,3 MPa
Psucção = 0,26 MPa
Pevaporação = 0,27 MPa

Esses dados permitem calcular através da eficiência volumétrica do compressor a vazão de R22. O valor obtido foi de 33,5 kg/h.

A entalpia do R22, lida no Diagrama de Mollier após a válvula de expansão foi de 230 kJ/kg e após o evaporador, 425 kJ/kg,

A variação de temperatura entre insuflamento e retorno do ar foi de 2,4°C, isto é, dentro da faixa de valores propostos para o projeto. É preciso considerar entretanto, que essas temperaturas foram medidas na entrada do evaporador e na descarga do ventilador.

A temperatura média do ar na saída do evaporador não pode ser determinada experimentalmente, por dificuldade no acesso a esse local. Mas ela pode ser estimada com boa precisão, através de calculos baseados no consumo de energia do ventilador. Apesar de ter uma potência nominal de 0,45 CV (correspondendo a 331 W), medidas elétricas da amperagem indicaram um consumo de  $1,3 \pm 0,1$  amperes, o que corresponde a 285 W.

Para as vazões totais médias de ar medidas na camisa, essa energia corresponderia a um aquecimento de 0,95°C.

Na prática, mantendo o ventilador ligado, sem refrigeração pelo evaporador, mediu-se uma elevação de temperatura da ordem de 1,06°C.

Desta maneira e por simplificação, pode-se assumir que a temperatura na saída do evaporador é 1,0°C inferior da saída do ventilador.

A diferença entre a média das temperaturas de entrada e saída do ar no evaporador e a temperatura de evaporação é 14,5°C, bastante proximo do valor do projeto, que foi de 12°C

A energia retirada do ar na camisa, calculada pela equação IV.2, usando um  $c_p$  de 1 kJ/kg.°C e uma vazão mássica de 1115 kg/h ( $\rho = 0,85 \text{ m}^3/\text{kg}$  para o ar saturado a 0,54°C) foi de 783 W. A carga térmica do que o evaporador cedeu ao ar  $Q_E$  entretanto, deve incluir a energia dissipada pelo ventilador (285 W).

Introduzindo o valor da carga térmica do evaporador na equação de transferência de calor (equação IV.I), mas utilizando agora uma eficiência térmica das aletas de  $\eta = 0,94$ , calculada segundo VDI (1967), tem-se:

$$Q = 783 + 285 = U( A_{tu} + \eta A_{al})( 14,5)$$

onde  $A_{tu}$  é a área lateral dos 24 tubos =  $0,62 \text{ m}^2$

$A_{al}$  é a área total externa das 91 aletas =  $10,92 \text{ m}^2$

O valor calculado de U foi  $6,75 \text{ W/m}^2\text{°C}$ . Esse valor é cerca da metade do que o valor de trabalho do fabricante, indicando que o evaporador não está operando em condições adequadas, Essa constatação é confirmada pelo superaquecimento do vapor que sai do equipamento, um indicio de que na maior parte da área do evaporador ocorre transferência de calor sensível, apenas.

Uma estimativa da quantidade de gás quente injetada diretamente no misturador pode ser obtida por uma análise comparativa entre a capacidade do compressor e a carga térmica do evaporador. Um balanço de massa e energia envolvendo o misturador e o evaporador conduz a :

$$m_1 H_1 + m_2 H_2 + Q_E = m_3 H_3 \dots \dots \dots (IV.4)$$

onde 1 refere-se a R22 nas condições após a válvula de expansão.

2 refere-se ao gás quente após a válvula CPCE

3 refere-se ao vapor que sai do evaporador

m são vazões mássicas, kg/h, e

H são as entalpias específicas, lidas em Diagrama de Mollier (ASHRAE 1993)

Na equação,  $m_3$  é a vazão através do compressor, no caso já calculada e da ordem de  $33,5 \text{ kg/h}$ . Como  $m_3 = m_2 + m_1$ , e  $H_1 = 230 \text{ kJ/kg}$  e  $H_3 = 425 \text{ kJ/kg}$ , tem-se, substituindo na equação (IV.4):

$$(33,5 - m_2) \times 230 + m_2 H_2 + 1068 = 33,5 \times 425$$

Caso o valor de  $H_2$  seja conhecido, ter-se-á a vazão mássica de gás quente,  $m_2$ .

As condições de temperatura e pressão do gás quente após a expansão pela válvula CPCE não foram medidas experimentalmente. Assumindo uma expansão isoentalpica do gás através dessa válvula, tem-se que a entalpia  $H_2$  é

---

a entalpia específica do gás após o compressor nas condições de operação do Ensaio 6, o valor lido no Diagrama de Mollier foi 465 kJ/kg.

Introduzindo esse valor no balanço de energia, obtem-se  $m_2 = 11,48$  kg/h e a vazão pela válvula de expansão,  $m_1 = 22,02$  kg/h.

Esses números indicam que cerca de 1/3 da vazão mássica que passa pelo evaporador e compressor corresponde ao fluxo de gás quente recirculado.

Esses cálculos foram baseados em medidas indiretas que podem ter acumulado uma série de erros. O acréscimo de temperatura registrado no misturador e o mau desempenho do evaporador, entretanto, são outros indícios de que o desempenho do sistema de refrigeração pode ter ficado comprometido com a utilização desse tipo de controle.

Uma avaliação correta só pode ser realizada com o conhecimento da vazão real, medida experimentalmente, do gás quente que chega ao misturador. Como não se dispunha de rotâmetros adequados, essa determinação não pode ser feita.

Os cálculos realizados acima, e também o de Coeficiente de Eficácia, COP, foram feitos para todos os ensaios e estão apresentados de uma forma comparativa na Tabela IV.8.

### **Carga térmica de 324 W, temperatura da câmara a 10°C (Ensaio 7).**

As Figuras IV.16 e 17 apresentam as temperaturas após a estabilização do sistema, em torno de 10°C obtidas no Ensaio 7. Da mesma forma como nos Ensaios 5 e 6, deu-se partida ao sistema com o reostato da câmara desligado e

com a válvula CPCE na posição normal. Quando a temperatura da câmara atingiu  $9,36^{\circ}\text{C}$ , ajustou-se o parafuso da válvula na posição  $405^{\circ}$  positivos, e ligou-se a resistência do interior da câmara em uma carga de 324 W.

A temperatura da câmara estabilizou-se rapidamente um pouco acima de  $10^{\circ}\text{C}$ . Aos 289 min abriu-se a porta da câmara para o umedecimento dos bulbos do sensor de umidade relativa o que gerou o pico característico na temperatura da câmara. A temperatura da câmara se manteve em torno de  $10,29^{\circ}\text{C}$  por um longo período. As oscilações maiores de temperatura de insuflamento e na camisa D (teto) são consequência de variações na temperatura de evaporação e na saída do evaporador, conforme pode ser visto na Figura IV.17. A umidade relativa manteve-se aproximadamente constante, acima de 99,25%.

A temperatura após o misturador, não traçada nas figuras, registra as maiores variações de todos os ensaios, de ordem de  $15^{\circ}\text{C}$ , um alerta de que a válvula CPCE não deve ser posta a funcionar com um ajuste tão afastado de sua posição normal.

A energia retirada do ar no evaporador, calculada pela equação IV.2, usando um  $c_p$  de  $1 \text{ kJ/kg}\cdot^{\circ}\text{C}$  e uma vazão mássica de  $18,6 \text{ kg/min}$  para o ar e a diferença de temperatura entre o ar de retorno e o de insuflamento de  $1,7^{\circ}\text{C}$ , foi de 529 W. Esse valor é menor do que o do Ensaio 6 (câmara a  $0^{\circ}\text{C}$ ) indicando que houve menor penetração de calor para o ambiente frio, que agora está a  $10^{\circ}\text{C}$

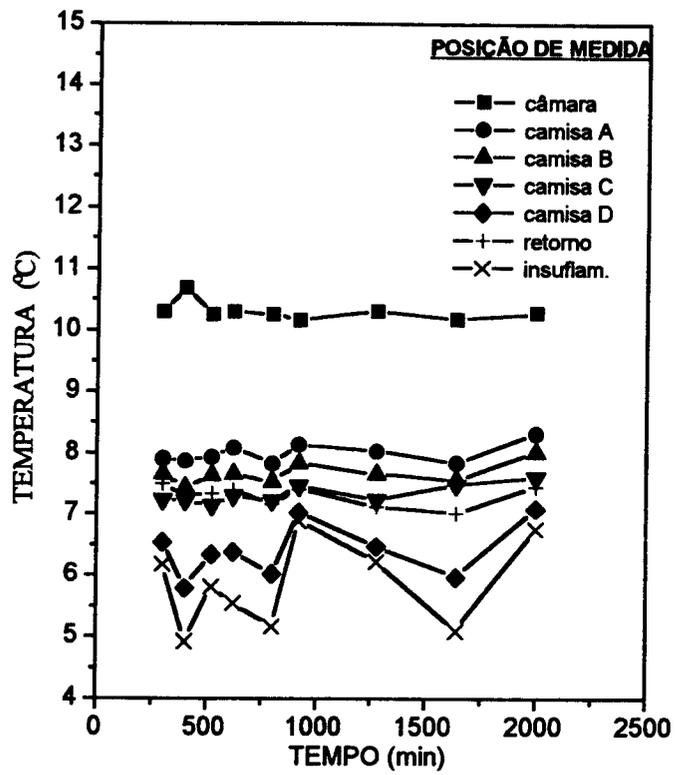


Figura IV.16 - Temperatura da câmara e das camisas no Ensaio 7 ( $Q_0 = 324 \text{ W}$ )

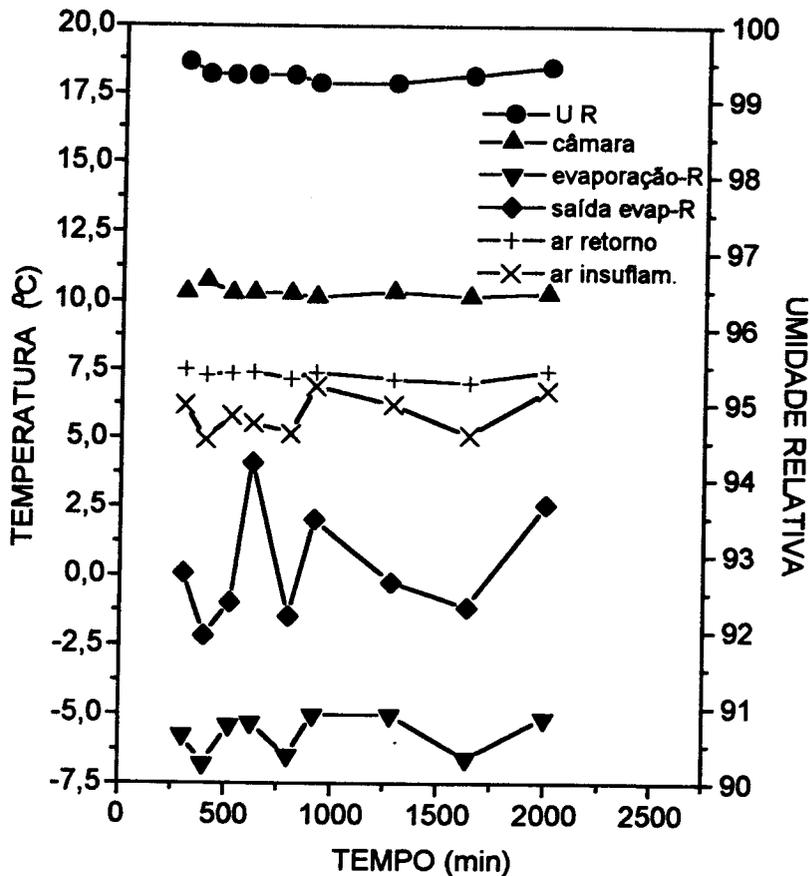


Figura IV.17 - Temperaturas da câmara e do sistema após a estabilização e umidade relativa no Ensaio 7.

#### Carga térmica de 858 W temperatura da câmara a 10°C (Ensaio 8).

O Ensaio 8 foi planejado para avaliar o comportamento da câmara sob as condições mais severas possíveis. Inicialmente programou-se o ensaio com uma carga térmica de 1052 W e a temperatura da câmara a 0°C, mantendo-se para isso a válvula CPCE completamente fechada. O sistema entretanto, mostrou-se impotente frente a essa demanda. Decidiu-se então reprogramar o nível de temperatura da câmara para 10°C.

O sistema foi acionado com a válvula CPCE completamente fechada, sem carga térmica na câmara e com ventilação. Aos 180 minutos quando a temperatura atingiu 8,0°C, ligou-se o sistema de aquecimento elétrico no interior

da câmara, com uma carga térmica equivalente a 1052 W, a máxima carga permitida pela instalação.

As curvas da Figura IV.18, indicam que o reflexo de temperatura da câmara foi imediato: a temperatura subiu vertiginosamente, não sendo a energia liberada absorvida pelo ar da camisa, cuja temperatura subiu pouco.

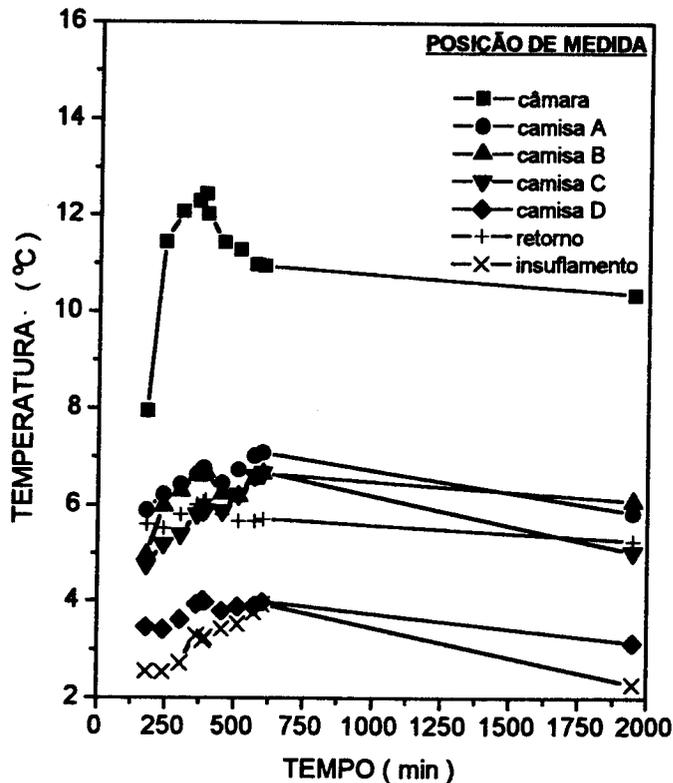


Figura IV.18 Temperatura da câmara e na camisa no Ensaio 8

Quando a temperatura da câmara atingiu 12,4°C, adequou-se a carga térmica do reostato para 858 W e a temperatura tornou a descer, com tendência a estabilizar-se aos 453 min a 11,0°C. O monitoramento das temperaturas nas 26 horas seguintes indicou apenas uma ligeira diminuição, de cerca de 0,5°C, para

o ar na câmara, e quedas da ordem de  $1^{\circ}\text{C}$  para a temperatura do ar em diversas posições na camisa.

A Figura IV.19 inclui curvas de temperatura na entrada e saída do evaporador, e que tiveram o comportamento esperado. Mais preocupante é o fato da temperatura após o misturador com gás quente (não graficada) ter um valor ligeiramente superior à da válvula de expansão, revelando que mesmo quando o parafuso de ajuste estava na posição negativa máxima havia um vazamento de vapor super-aquecido para a região de baixa pressão.

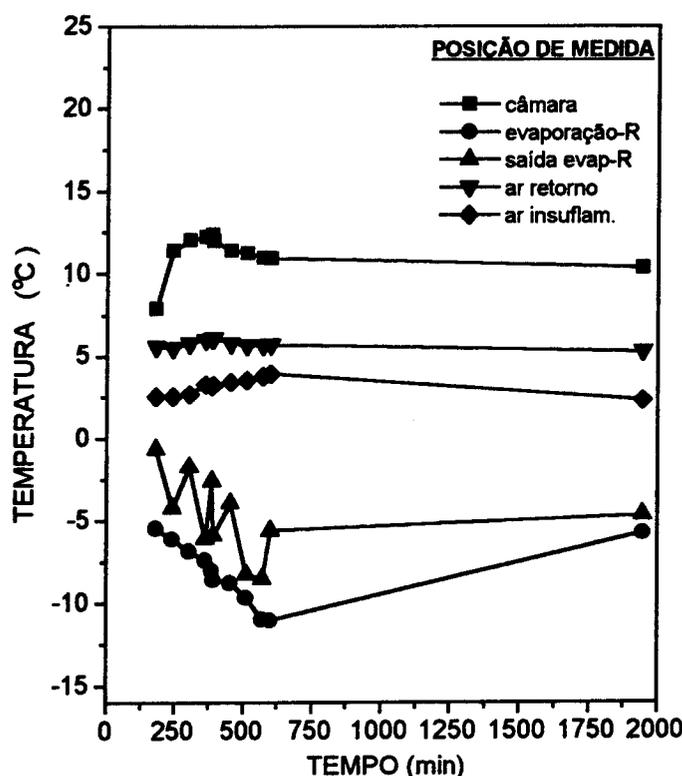


Figura IV.19 Temperatura da câmara e do Sistema de Refrigeração no Ensaio 8

Como o sistema esteve trabalhando por muitas horas com temperaturas de evaporação baixas ( $-14^{\circ}\text{C}$ ), e uma carga alta, observou-se a formação de neve no evaporador. Essa situação permitiu realizar testes de degelos cujos resultados estão mostrados na Figura IV.20 e 21. No primeiro degelo, por 30 minutos, desligou-se a resistência da câmara. Observa-se que o degelo feito pela resistência elétrica não interfere na umidade relativa da câmara. Inicialmente, a temperatura da câmara continua a baixar devido a inércia do sistema, tendendo a subir após 30 minutos. A temperatura do ar de retorno sofreu um acréscimo nos

primeiros 10 minutos e então entrou em equilíbrio. O maior efeito observado foi na temperatura do ar de insuflamento, com um acréscimo bem característico, indicando estar dissipando parte de calor da resistência do degelo. Após 20 minutos de degelo, esse ar está mais quente que o de retorno, esfriando-se ao entrar em contato com as paredes que ele mesmo tinha resfriado antes.

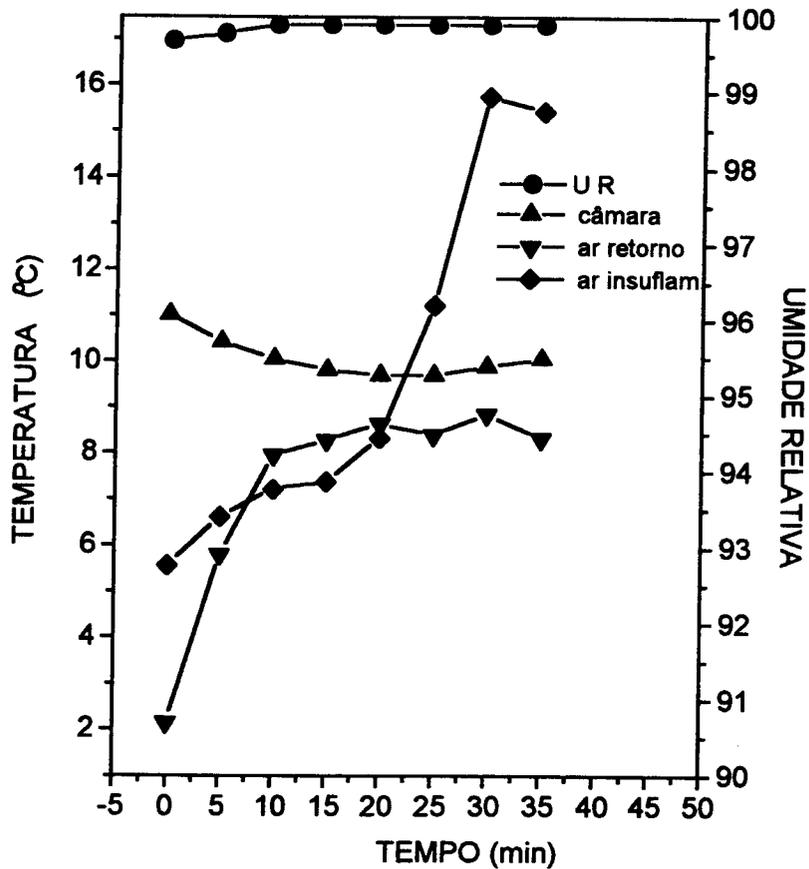


Figura IV.20 - Variações das temperaturas na câmara durante o primeiro degelo, quando se desligou a carga térmica de 858 W na câmara (Ensaio 8).

O segundo degelo iniciou-se aos 2040 min, e também teve a duração de 30 min, mas a resistência da câmara permaneceu ligada com a carga de 858 W. O comportamento das temperaturas de ar de retorno e insuflamento (Figura IV.21) são similares ao caso anterior. A diferença observada é que a temperatura da câmara tem um acréscimo de 3°C, situação que não compromete de forma alguma a umidade relativa.

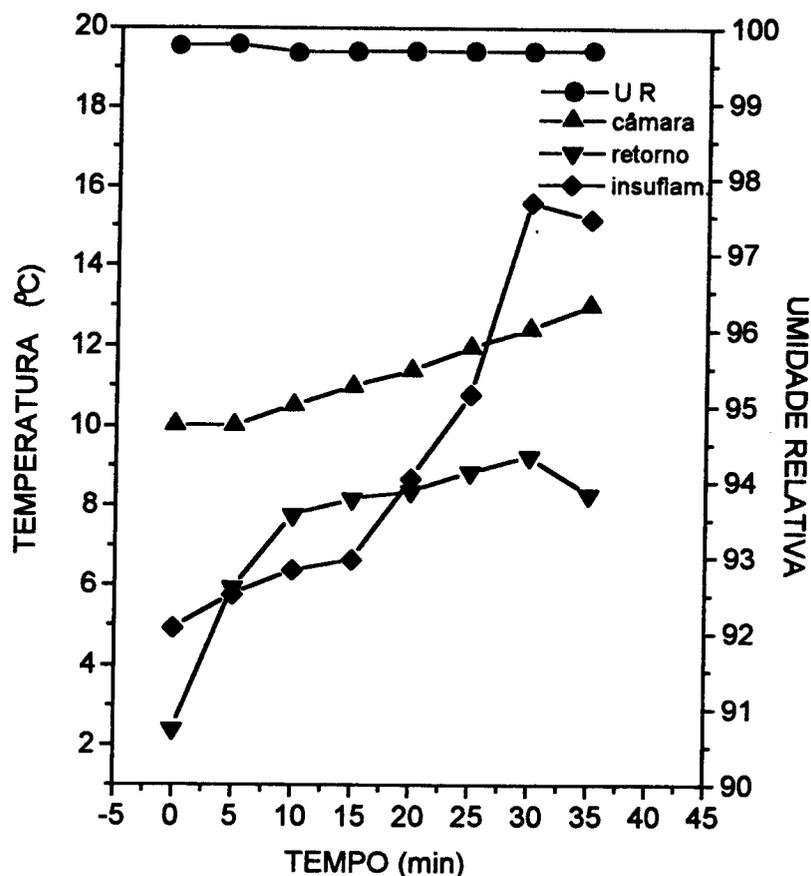


Figura IV.21 - Variações das temperaturas na câmara durante o segundo, quando se manteve a carga térmica de 858 W na câmara (Ensaio 8)

### Carga térmica de 1052 W a temperatura da câmara de 11,3°C (Ensaio 9)

A fim de confirmar alguns resultados do ensaio anterior, procedeu-se a uma avaliação rápida do comportamento do sistema com uma carga de 1052 W e a válvula CPCE praticamente fechada (parafuso de ajuste na posição 360° negativo). A temperatura da câmara se estabilizou em torno de 11,3°C, apenas um pouco acima do valor do Ensaio 8. O comportamento das temperaturas do sistema pode ser visto na Figura IV.22.

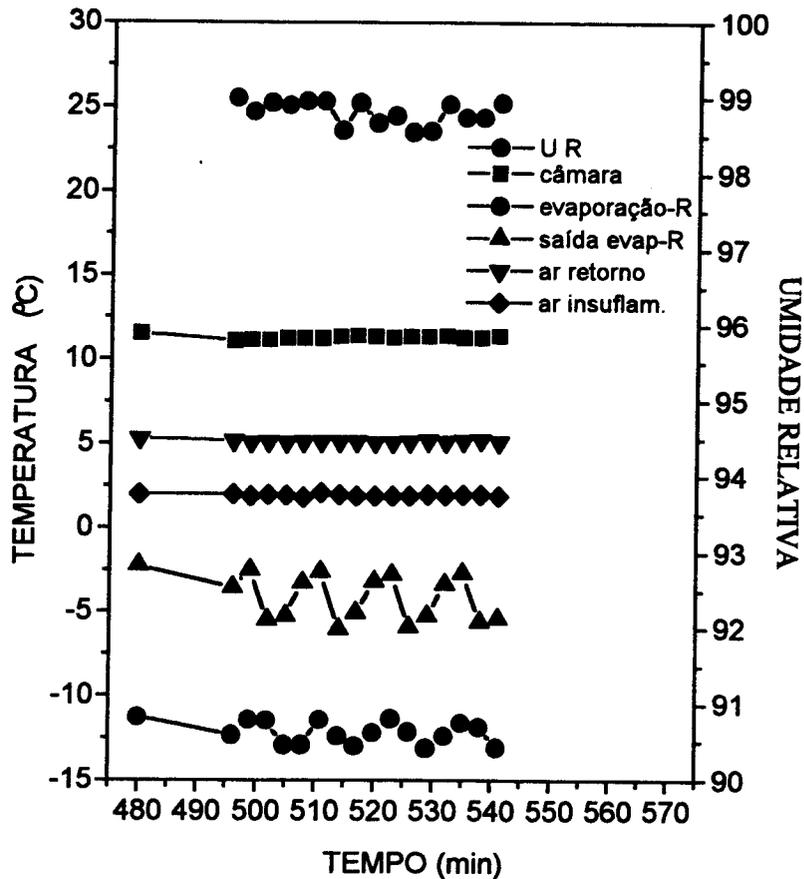


Figura IV.22 - Umidade relativa e temperatura da câmara e do sistema de refrigeração no Ensaio 9.

### Carga térmica de 467 W e temperatura da câmara de 2°C (Ensaio 10)

O ensaio 10 começou a ser registrado em condições estabilizadas de temperatura, conforme indica a Figura IV.23. A válvula CPCE ficou completamente fechada e a temperatura da câmara se estabilizou em torno de 2,5°C, já aos 100 minutos de registro.

Provocou-se perturbações no sistema ligando e desligando a resistência da câmara em uma tentativa para compreender melhor as respostas dinâmicas. Uma primeira perturbação foi provocada aos 360 minutos, desligando-se a resistência por uma hora ou seja até os 420 minutos. Observa-se na Figura IV.23 que as temperaturas diminuem e continuam decrescendo após 420 min, já com a resistência ligada. A umidade relativa apresentou apenas um decréscimo muito

pequeno. O aumento da temperatura da câmara e do ar da camisa após os 600 e os 1200 minutos assim como o correspondente decréscimo da temperatura de evaporação indica a formação de gelo no evaporador.

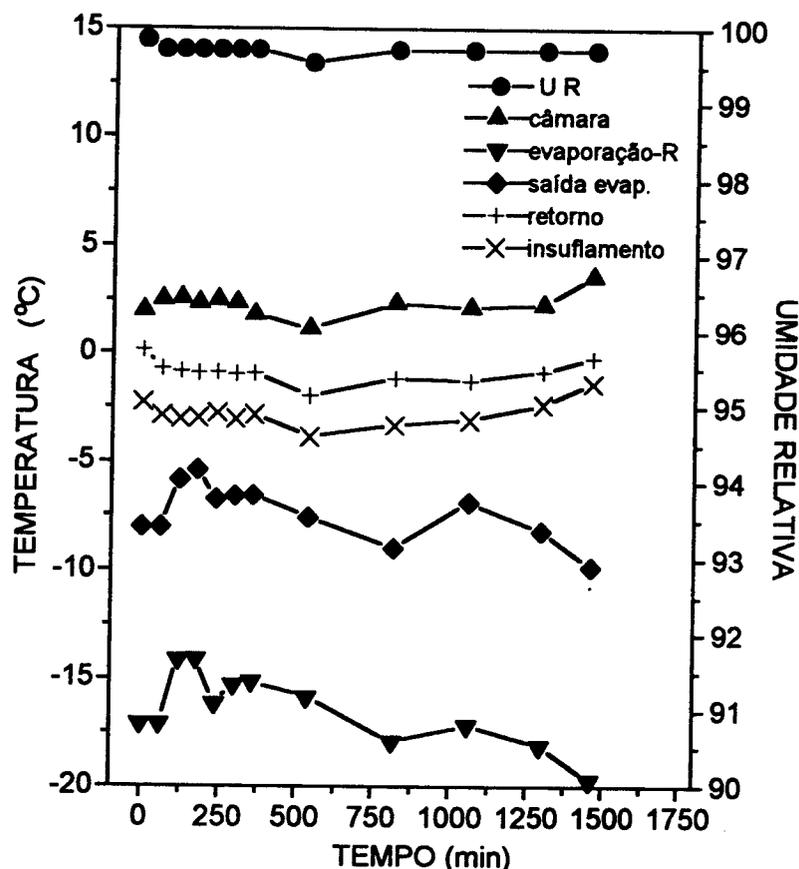


Figura IV.23 - Umidade relativa e temperatura da câmara e do sistema de refrigeração do Ensaio 10.

Os degelos (30 minutos) foram realizados aos 1200 minutos (resistência da câmara desligada) e aos 1460 min (resistência ligada). Logo em seguida ao segundo degelo o sistema foi preparado para continuar com o Ensaio 11.

#### Carga térmica de 467 W e temperatura da câmara de 10°C (Ensaio 11)

Este ensaio é uma seqüência do Ensaio 10 mas com alteração da temperatura da câmara. Como indicado no ensaio anterior, após feito o degelo para levar a temperatura da câmara a 10°C com a carga de 467 W ajustou-se a válvula CPCE para posição 270° positivos. Esse "set point", implica em grande injeção de gás quente e como conseqüência, o sistema de refrigeração se

instabiliza, conforme observável na Figura IV.24. A temperatura da câmara e da camisa entretanto, parecem insensíveis a essas variações, e mantem uma temperatura quase uniforme. A umidade relativa manteve-se quase constante, acima dos 99,5%, durante a operação do sistema.

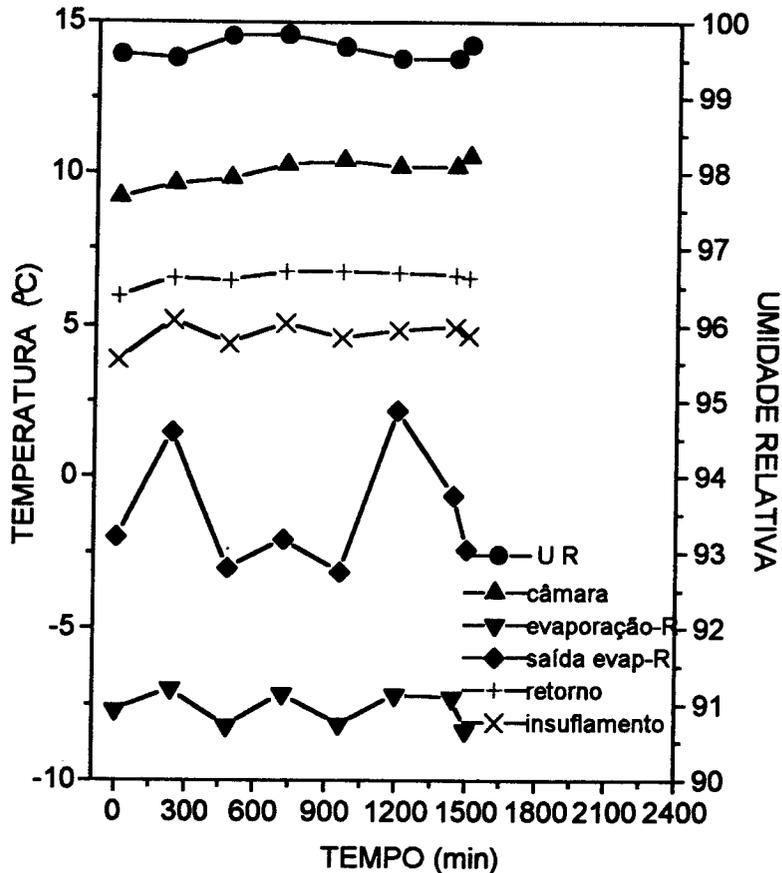


Figura IV.24 - Umidade relativa e temperatura da câmara e do sistema de refrigeração do Ensaio 11.

Como no Ensaio 10, também neste ensaio pode-se observar um aumento de temperatura da câmara e do ar da camisa após 1400 minutos assim como o correspondente decréscimo da temperatura de evaporação, indicando a formação de gelo no evaporador, havendo portanto a necessidade de novo degelo no fim da operação.

#### IV.6 - AVALIAÇÃO COMPARATIVA DOS ENSAIOS COM A VÁLVULA CPCE

A Tabela IV.8 apresenta condições de operação e indicadores de desempenho calculados para as condições estabilizadas nos Ensaio 5 a 11. Os valores foram calculados conforme indicado para o Ensaio 6. O Coeficiente de Eficácia Ideal é a razão entre a variação de entalpia no evaporador e a variação de entalpia no compressor sem considerar a injeção de gás quente.

Conforme a nomenclatura do Ensaio 6, o  $COP_{real}$  corresponde a

$$\frac{H_3 - H_1}{H_{compressor} - H_3}$$

O  $COP_{real}$  leva em conta o retorno de parte do gás quente antes do evaporador e outras possíveis perdas.

Ele foi calculado como  $COP_{real} = \frac{Q_E}{(H_{compressor} - H_1) m_{compressor}}$

**Tabela IV.8 - Comparação entre os resultados dos ensaios com o sistema controlado pela válvula CPCE.**

ENSAIO	5	6	7	8	9	10	11
Carga Térmica (W)	324	324	324	858	1052	467	467
Posição CPCE (°)	90	11	405	fechado	-360	fechado	270
Tcâmara (°C)	0,9	0,5	10,3	11,2	11,2	2,3	10,0
Tinsuflamento (°C)	-4,5	-4,6	5,6	3,1	2,0	-2,8	4,7
Tretorno (°C)	-2,3	-2,5	7,3	5,7	5,4	-0,9	6,5
Umidade relativa (%)	99,2	99,6	99,3	99,8	98,8	99,7	99,6
Tevaporação	-16,0	-17,7	-6,0	-12,7	-12,0	-16,5	-7,6
Pressão de descarga (MPa)	1,475	1,296	1,365	1,193	1,400	1,193	1,468
Pressão de sucção (MPa)	0,275	0,255	0,379	0,317	0,310	0,286	0,365
QE (Watts)	1032	1068	814	1107	1439	904	862
Vazão compressor (kg/h)	33,1	33,5	54,6	42,8	42,0	37,0	47,5
Vazão gás/Vazão compressor	0,34	0,33	0,61	0,42	0,26	0,40	0,57
COPideal	5,8	5,0	6,5	5,5	5,3	3,8	6,4
COPreal	3,1	2,9	1,9	2,7	3,1	1,9	2,2

Uma avaliação do desempenho da válvula CPCE para controlar a capacidade do compressor pode ser obtida pela Figura IV.25. calculada com os valores de demanda térmica ( $Q_E$ ) e a razão entre a vazão em massa de vapor aquecido injetado diretamente e a vazão em massa total que circula no compressor. O bom ajuste da curva confirma que existe uma correlação entre ele e que a válvula CPCE acomoda o fluxo adequadamente.

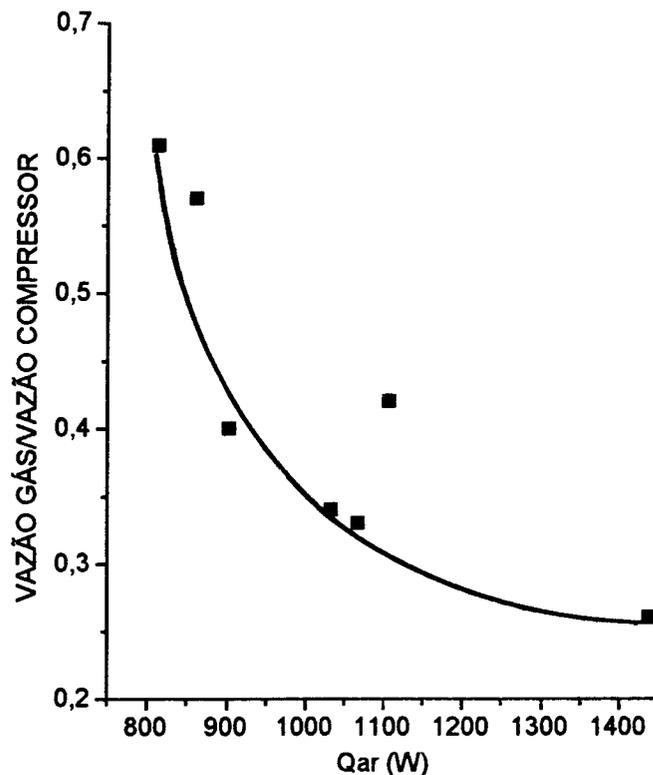


Figura IV.25 - Relação entre vazão em massa de gás aquecido e carga térmica

O ajuste do parafuso nos diversos ângulos parece não produzir uma tendência nítida. Observa-se que mesmo nos ensaios em que se assumia ter fechado a válvula (Ensaio 8 a 10), houve escoamento apreciável de gás quente. Uma comparação entre os ajustes nos Ensaios 5 e 7, e entre os Ensaios 10 e 11

confirma entretanto, que é possível um certo controle para se obter um nível de temperatura pré-fixado na câmara: Quando se permitiu maior passagem de gás aquecido, a temperatura que era de ordem de 1°C passou a 10°C.

Uma conclusão menos animadora por outro lado, é obtida pela comparação entre os COPs reais e um COP que não leva em conta a injeção de vapor. Os dados da tabela indicam que o consumo de energia elétrica é quase o dobro da situação ideal. Nos ensaios nos quais a válvula CPCE permitiu uma grande passagem de gás quente (Ensaio 7 e 11), houve uma demanda ainda maior na energia elétrica utilizada pelo compressor.

Esses resultados lançam dúvidas sobre as vantagens da utilização deste método de controle da temperatura da câmara e exigirão análises econômicas mais sofisticadas, que levam em conta a manutenção da qualidade de armazenamento para uma definição mais precisa.

O valor do coeficiente global de transferência de calor ( $U$ ) não foi calculado, pois não é representativo, pelas razões expostas na discussão do Ensaio 6.

O coeficiente global de transferência de calor do envelope é um parâmetro importante no projeto da instalação. No presente caso, entretanto, é difícil estimar seu valor devido a indefinição na determinação do calor que realmente atravessa as paredes de madeira.

Apenas para procurar uma confirmação de ordem de grandeza, estabeleceu-se que a energia liberada pela resistência elétrica seria o único calor envolvido e aplicou-se a equação IV.1 entre as temperaturas da câmara e a média do ar insuflado e de retorno em cada um dos ensaios da Tabela IV.8. Com uma área disponível de 36,5 m<sup>2</sup>, obteve-se  $U = 2,74 \pm 0,7 \text{ W/m}^2\text{°C}$ .

Assumindo um valor de 15,0 W/m<sup>2</sup>°C para o coeficiente de transferência de calor do ar na camisa, e usando a resistência térmica da madeira, obtém-se da composição de  $U$ , um coeficiente de transferência de calor do ar nas paredes internas da câmara de 3,7 W/m<sup>2</sup>°C. Esse valor é perfeitamente aceitável para a situação (ASHRAE, 1985).

Esse cálculo deixa evidente, que o ganho em taxa de transferência de calor substituindo a madeira por chapas metálicas não seria considerável, por que a transferência de calor é controlada pelo lado do ar, na câmara

#### IV. 7 - ENSAIOS COM TERMOSTATO

Foram feitos 5 ensaios nos quais a temperatura da câmara era controlada por um termostato, colocado no interior da mesma. Em todos eles o ventilador da câmara permanecia em funcionamento. As temperaturas começaram a ser registradas apenas quando o sistema atingiu um regime periódico contínuo. Nos primeiros quatro ensaios (Ensaio 12-15) manteve-se a válvula CPCE na posição considerada fechada. Como a análise dos resultados dos ensaios anteriores indicou que mesmo nesta situação poderia haver um escoamento de gás quente pela mesma, programou-se o Ensaio 16, no qual o circuito de gás quente ficou estanque, fechando-se o registro de fole colocada entre a entrada (1) e a conexão da pressão piloto (3) da válvula CPCE como visto na Figura III.6. Essas válvulas não estão indicadas na Figura III.1.

Nos Ensaios 12 a 14 a temperatura em todos os pontos era lida somente no instante em que o compressor era ligado e desligado. No Ensaio 15 registrou-se a temperatura a cada 2 minutos, obtendo assim uma curva contínua.

##### a) - Sem carga térmica, termostato a 4°C (Ensaio 12)

A Figura IV.26 mostra as temperaturas do ar na câmara e em varias posições da camisa, lidas no exato instante em que o compressor ligava ou desligava, O traçado ligando pontos correspondentes não representa a variação real das temperaturas mas caracteriza muito bem a periodicidade da operação. O período lido na curva da temperatura do ar de insuflamento é de 73 minutos. Esse período, conforme a análise teórica da transferência periódica de calor é o mesmo para todas as curvas, mas existe um defasamento, conforme a capacitância térmica envolvida. Esse defasamento não aparece na Figura IV.26, devido ao limitado número de pontos levantados.

A umidade relativa manteve-se alta, acima de 99,7%, e também mostrou uma periodicidade, acompanhando as oscilações de temperaturas.

A amplitude  $2A$ , da variação periódica de temperatura é máxima para o ar de insuflamento,  $5,3^{\circ}\text{C}$ . O ar na câmara sofre uma atenuação na amplitude de temperatura. O valor lido, de cerca de  $1,2^{\circ}\text{C}$ , é menor do que o real, devido ao defasamento dos picos (ver Ensaio15).

O aspecto mais interessante das curvas da Figura IV.26 é que os valores da temperatura na câmara, quando estabilizados, ficam entre a variação máxima da temperatura do ar de insuflamento ( de  $0,2^{\circ}\text{C}$  a  $5,4^{\circ}\text{C}$ ). As curvas da figura deixam claro que neste caso, em que não existe carga térmica na câmara, o calor se transfere da câmara para a camisa em cerca de um terço do ciclo.

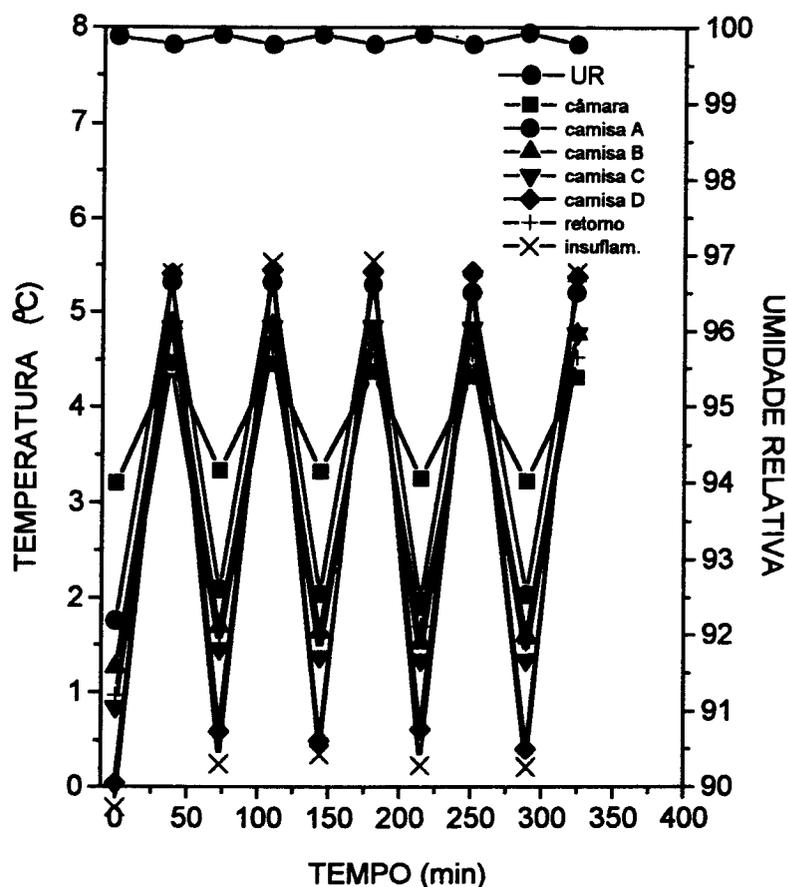


Figura IV.26 - Variação da umidade relativa e das temperaturas da câmara e das camisas no Ensaio 12 ( $Q_0 = 0$ )

---

**b) Carga térmica de 324 W. Termostato a 3,5°C. (Ensaio 13)**

A existência de carga térmica promoveu uma maior diferença de temperatura entre a câmara e a camisa (Figura IV.27). O período ficou aproximadamente o mesmo (75 min) do que no ensaio anterior, assim como a amplitude de temperatura do ar de insuflamento, 5,2°C.

A umidade relativa teve o mesmo comportamento do Ensaio 12, mas os valores lidos foram um pouco inferiores, por que as paredes estavam mais frias.

A Figura IV.27 indica também que a periodicidade na variação das temperaturas não é simétrica. O tempo de resfriamento é quase o dobro do de aquecimento, confirmando que o aquecimento pela resistência elétrica na câmara é mais eficiente e imediato do que a remoção de calor pelas paredes do envelope. Neste último caso existe uma demora pois o compressor aciona o refrigerante que deve chegar ao evaporador para então resfriar o ar que irá envolver a câmara.

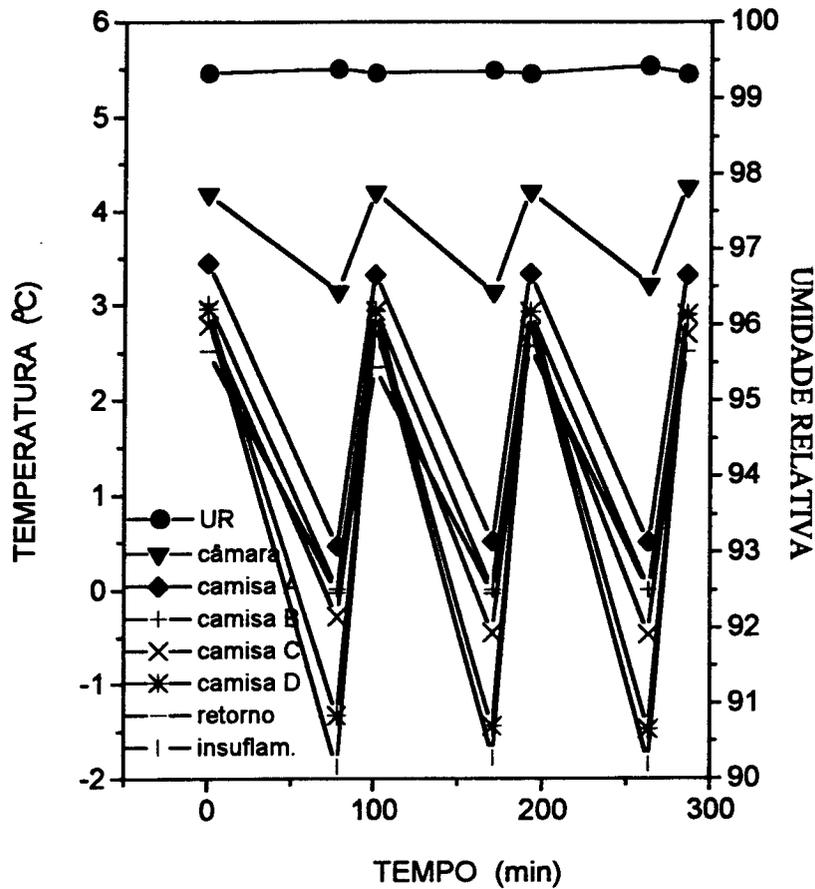


Figura IV.27 - Variação de umidade relativa e das temperaturas da câmara e das camisas no Ensaio 13 ( $Q_o = 324 \text{ W}$ )

### c) Carga térmica de 324 W. Termostato a 10,5°C (Ensaio 14)

A Figura IV.28, indica que essa situação representa uma condição de demanda térmica intermediária entre o Ensaio 12 e o Ensaio 13. O período manteve-se em torno de 75 min, mas a amplitude na variação da temperatura do ar de insuflamento aumentou para 7°C. A umidade relativa manteve-se em torno de 99,4%.

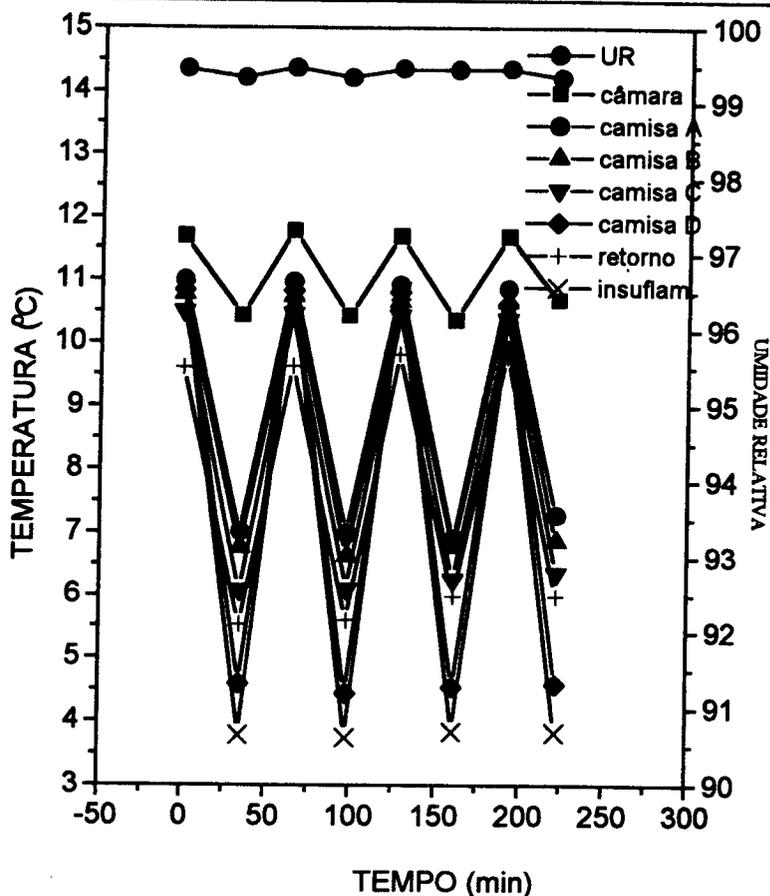


Figura IV.28 - Variação da umidade relativa e das temperaturas da câmara e das camisas no Ensaio 14 ( $Q_o = 324 \text{ W}$ )

#### d) Carga Térmica de 324 W. Termostato em $10,5^\circ\text{C}$ (Ensaio 15, e 16)

Esses ensaios são na realidade, apenas repetições do Ensaio 14, realizados meses depois, nos quais se teve o cuidado de registrar as temperaturas a cada 2 minutos. O Ensaio 16 por sua vez, manteve as condições de operação do Ensaio 15, exceto pelo fato de se ter isolado o circuito da válvula CPCE de todo o sistema. A Figura IV.29, apresenta os resultados do Ensaio 15. Os resultados do Ensaio 16 não são apresentados aqui por que coincidiram com os do Ensaio 15, detectando-se apenas um ligeiro aumento no período dos ciclos de temperatura.

As curvas da Figura IV.29 deixam evidente duas características: o amortecimento da amplitude e o defasamento do ciclo nas diferentes correntes medidas.

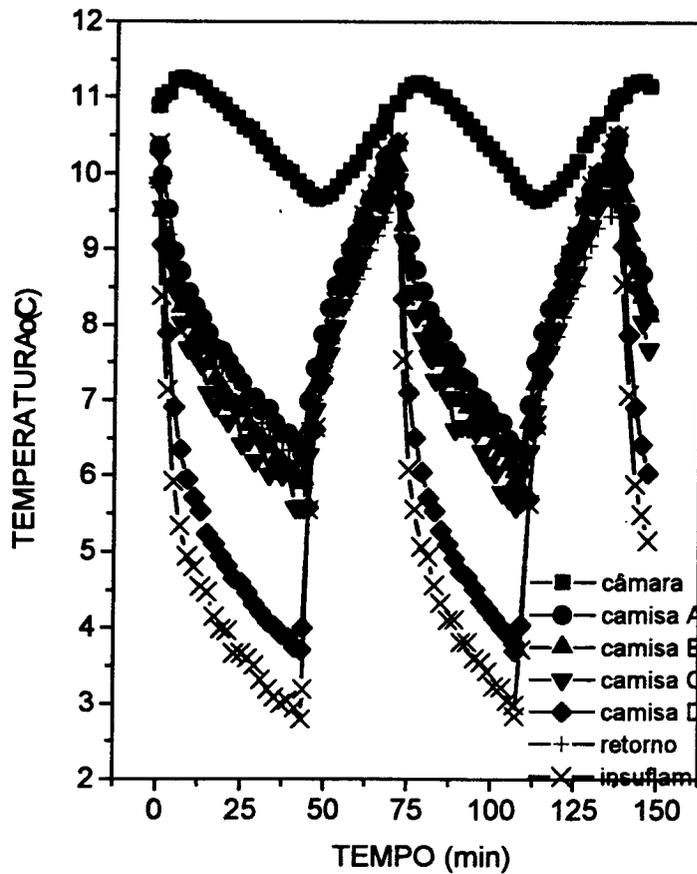


Figura IV.29 - Variações das temperaturas da câmara e das camisas no Ensaio 15 ( $Q_o = 324 \text{ W}$ )

O considerável amortecimento na amplitude da variação de temperatura de câmara em relação a temperatura do ar na camisa é benéfico para a manutenção da qualidade do produto armazenado e resulta da resistência à transferência de calor e da capacitância térmica da madeira e do ar da câmara. No caso do Ensaio 15 as amplitudes  $2A$  são:

- ar de insuflamento:  $7,7^\circ\text{C}$
- ar de retorno:  $3,6^\circ\text{C}$
- câmara:  $1,6^\circ\text{C}$
- parede interna da câmara  $2,7^\circ\text{C}$

Outra característica interessante e revelada na Figura IV.29, é a simetria quase perfeita, segundo uma forma senoidal na variação periódica da temperatura da câmara contrastando com as curvas periódicas da temperatura do

ar na camisa. Nestas últimas, o resfriamento é sempre mais lento do que o aquecimento, pelas razões explicadas no Ensaio 14.

O defasagem dos ciclos de temperatura do ar na câmara e do ar na camisa não influenciam as condições de armazenamento. O ciclo da temperatura do ar de retorno está 5,7 minutos atrasado em relação ao do ar de insuflamento e 3,0 minutos defasado do ar de retorno. Isso faz com que a temperatura da câmara aumente cerca de 0,45°C após o desligamento do compressor, e abaixe 0,5°C após ele ser ligado novamente.

O período dos diversos ciclos de temperatura é em torno de 70 minutos. No caso do Ensaio 16, o ciclo é mais próximo de 75 minutos.

Os resultados encontrados acima, são relações da forma estímulo-resposta provocadas por controles do tipo liga-desliga, com um valor alto de tempo morto. Uma análise completa é complexa pois envolve regiões capacitivas que atuam em série, como o volume de ar na camisa e o da câmara e a resistência distribuída da parede da madeira, que além disso, tem elevada tendência capacitiva. Apesar de serem sistemas de primeira ordem em série, tem uma solução analítica comprometida pela interferência do calor gerado pela resistência elétrica. A solução numérica do sistema de equações constitutivas, que terá de levar em conta também o tempo de demora do sistema frigorífico constitui, sem dúvida, um desafio interessante.

Uma análise individual da contribuição dos dois principais componentes atuantes, os painéis de madeira e o volume de ar da câmara, permitirá uma avaliação qualitativa do processo.

Modelando em termos de resposta em frequência, seguindo relações tiradas de COUGHANOWR e KOPPEL (1965) tem-se que para um estímulo de forma senoidal

$$T = \bar{T} + A \text{sen}(\omega t)$$

onde  $\bar{T}$  é a temperatura média temporal, a resposta estacionária será

$$T_1 = \bar{T}_1 + \frac{A}{\sqrt{\tau^2 \omega^2 + 1}} \text{sen}(\omega t + \Phi)$$

onde A é a semi-amplitude do estímulo, que na resposta ficou atenuada por um fator  $\frac{1}{\sqrt{\tau^2 \omega^2 + 1}}$

sendo  $\tau$  é a constante de tempo, definido para cada situação, de  $\omega$  a velocidade angular.  $\Phi$  é o ângulo de defasagem, calculado por  $\tan^{-1}(\tau\omega)$ .

Para a resistência térmica distribuída da parede de madeira, COUGHANOWR e KOPPEL (1965) indicam  $\tau = L^2/\alpha$ , onde L é a espessura da parede e  $\alpha$  a difusividade térmica do compensado,  $1,73 \times 10^{-7} \text{m}^2/\text{s}$ . Desta forma,  $\tau = 578 \text{ s}$ .

Para um período de 70 minutos, obtem-se  $\omega = 0,0015 \text{ rad/s}$ .

O fator de atenuação é então 0,75 e o ângulo de defasagem é  $-41^\circ$  que corresponde a 7,9 min de tempo de defasamento.

Para a resistência agregada do ar na câmara, tem-se  $\tau = m c_p/h A_c$  onde  $m c_p$  é a capacidade térmica dos 16,0 kg de ar da câmara, igual a 16 kJ/°C.  $A_c$ , a área das paredes da câmara foi calculada em 36,5 m<sup>2</sup> e o coeficiente de transferência de calor por convecção interno foi estimada em 2,33 W/m<sup>2</sup>°C, A constante de tempo foi calculada 189 segundos.

Desta maneira calcula-se que a capacitância do ar da câmara promove uma atenuação de apenas 0,96 e um atraso de 3,0 minutos.

Os valores de atenuação calculados são sensivelmente menores do que os verificados experimentalmente:

entre o ar de insuflamento e a câmara: 0,20

entre o ar de retorno e a câmara: 0,44

entre o ar de insuflamento e a parede interna: 0,35

Uma comparação deixa claro entretanto, que a madeira é o elemento controlador da atenuação da variação e que o efeito da carga térmica na câmara deve ser considerável sobre esse fenômeno.

A vantagem da madeira como elemento construtivo da câmara portanto, parece ter sido confirmada. Embora o resfriamento seja lento, existem formas de acelerá-lo. Painéis de alumínio de 2 mm de espessura contribuiriam com uma atenuação muito menor. Assumindo um ciclo mais curto de 5 min, pode-se calcular que a atenuação da parede de metal seria menor que centésimos de por cento. Nesse caso o controle da atenuação da amplitude passaria a ser do ar da câmara. A câmara, então, estaria sujeita a uma grande variação periódica de temperatura, com efeitos danosos na UR e perda de peso e qualidade do produto armazenado.

#### IV.8 - ANALISE COMPARATIVA DO CONSUMO DE ENERGIA

Para avaliar comparativamente o consumo de energia elétrica quando os dois sistemas de controle foram utilizados, isto, é, com o uso da válvula reguladora CPCE e com o controle pelo termostato, baseou-se dados levantados nos Ensaio 7 e 16. Em ambos os casos a temperatura média da câmara manteve-se em torno de 10,3°C.

A Tabela IV.9 apresenta alguns valores necessários para a análise.

**TABELA IV.9 - Dados de temperatura e de consumo de energia dos Ensaio 7 e 16**

Número do ensaio	7	16
Pressão de descarga (MPa)	1,21	1,24
Temperatura de evaporação (°C)	- 6,0	-8,0 □
Temperatura do ar de insuflamento (°C)	+ 6,2	de 3 a 10,5
Consumo de energia elétrica (W)	1276	1320 □ □

□ Temperatura estabilizada

□□ Consumo estabilizado

No Ensaio 16 observou-se que em menos de um minuto após a partida do compressor o sistema de refrigeração se estabilizava, tanto nas temperaturas e pressões, como no consumo de energia elétrica.

A Tabela IV.9, indica que a temperatura de evaporação no Ensaio 16 alcançou um valor inferior ao do Ensaio 7, exigindo uma pressão de descarga mais alta e um maior consumo de energia elétrica.

A temperatura do ar na camisa, utilizando-se para comparação apenas a temperatura do ar de insuflamento, apresentou praticamente os mesmos valores médios, isto é, 6,2°C no caso da válvula CPCE, e uma variação de 3 a 10,5°C no ciclo com o termostato.

Uma análise global entretanto, deve considerar apenas a fração de tempo em que o compressor ficou acionado. Em um ciclo total de 75 minutos, observou-se que em apenas 42,5 minutos o compressor permaneceu ligado, o que corresponde a 57% do tempo total de operação.

Desta maneira, o consumo de energia elétrica do compressor no sistema que usa o termostato é por tanto  $0,57 \times 1276$  , isto é 727 W o que indica que o uso da válvula CPCE aumenta o consumo de energia elétrica em cerca de 75%, quando comparado com o necessário, na operação com o termostato,

Avaliações feitas com dados levantados nos ensaios com outras temperaturas da câmara não são tão conclusivas como os valores obtidos acima, porque as condições de armazenamento comparadas não foram semelhantes. Estimativas indicam entretanto que a relação de consumo de energia elétrica mantem o mesmo valor dos ensaios a 10°C.

Esses valores caracterizam, em termos econômicos, uma indiscutível superioridade do sistema que usa o termostato para controlar a temperatura na câmara. A qualidade do armazenamento obtido com o controle pela válvula CPCE, entretanto, é superior a da obtida pelo termostato e uma avaliação definitiva só poderá ser feita com ensaios que monitorem os atributos de qualidade dos produtos armazenados e definam o custo dos mesmos.

## V - CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Os ensaios realizados com uma câmara tipo envelope, construída com material de baixo custo, tecnologia simples e mão-de-obra não-qualificada confirmou o estabelecimento de condições de armazenamento ideais para frutas e hortaliças e permitiu as seguintes conclusões:

1. A umidade relativa mantém-se constante, com valores extremamente altos, geralmente superiores a 99%. Quando a carga térmica foi elevada (Ensaio 9) ela oscilou entre 98,8 e 99,0%.

2. A umidade relativa não é afetada pela operação de degelo do evaporador.

3. A temperatura do ar no interior da câmara mantém uma distribuição espacial muito uniforme. Durante o resfriamento ela tende a ser mais baixa junto as paredes frias (teto) mas ao se estabilizar a temperatura, as variações são da ordem de 0,5°C, independentemente se existe ou não ventilação interna na câmara.

4. Como estimativa preliminar para a taxa de transferência de calor da camisa à câmara, quando se usa chapas de compensado de 10 mm, pode-se usar um coeficiente global,  $U$ , de 2,79 W/m<sup>2</sup>°C.

5. Na instalação utilizada, o resfriamento sem carga térmica é muito lento (145, e 380 min para atingir 10°C e 0°C respectivamente) mas isso pode ser solucionado usando portinholas para insuflamento direto do ar da camisa para o interior da câmara

6. Nos ensaios em que se utilizou a válvula controladora de capacidade do compressor, observou-se que

a) A temperatura da câmara manteve-se em um valor constante, com flutuações inferiores a 0,1°C, por um longo período de tempo.

b) A quantidade de gás quente desviada pela válvula, para manter constante as condições da câmara é superior a 30%, podendo ser prejudicial à eficiência energética do processo.

c) Existe uma correlação entre calor retirado pelo evaporador e a razão (gás quente desviado)/(vazão total de R22 no compressor).

d) É possível ajustar o "set point" da válvula controladora da capacidade do compressor para conseguir condições pré-fixadas na câmara, mas não se encontrou correlação entre esse posicionamento e a vazão de gás quente desviada.

7. Nos ensaios em que se controlou a temperatura da câmara com um termostato, concluiu-se que:

a) A variação da temperatura na câmara é periódica, com uma amplitude atenuada em relação a variação da temperatura na camisa por um fator de ordem 0,3, e um defasagem de cerca de 5,7 min.

b) variações de temperatura na câmara foram da ordem de  $\pm 0,8^{\circ}\text{C}$ , com um período de 70 minutos.

c) A umidade relativa na câmara também sofre variação periódica, mas dentro de uma faixa de valores extremamente reduzida ( $\pm 0,1\%$ ).

d) Uma análise teórica simplificada indica que a capacitância térmica da madeira é a principal responsável pelo amortecimento da amplitude.

8. O uso da válvula CPCE como modo de controle da temperatura da câmara induz um aumento no consumo de energia elétrica pelo compressor da ordem de 75%, comparado ao consumo quando o controle é feito pelo termostato

A experiência adquirida e os resultados obtidos com a instalação e ensaios da câmara envelope abrem perspectivas para uma convalidação definitiva do potencial de uso desse tipo de instalação. Alguns aspectos a serem considerados em pesquisas futuras nesse sentido são indicados:

a) Ensaios com carga térmica real, isto é, armazenamento de frutas e hortaliças, monitorando sobretudo a umidade relativa e a condensação no interior da câmara.

b) Modelagem físico-matemática da câmara, dando ênfase aos controles de temperatura, visando simulação de câmaras com outras dimensões e características.

c) Avaliar variantes de desenho da camisa, como por exemplo o encamisamento parcial, uso de dois evaporadores, opções de material de construção, etc.

d) Confirmar o desempenho da válvula de controle de capacidade do compressor.

e) Avaliar variantes de ventilação interna da câmara, e a utilização de resfriamento direto, com o ar da camisa passando por portinholas.

## VI - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANÓNIMO. **O caminho do desperdício.** ABRAVA, São Paulo, N° 17, 133, p. 14-16. maio/junho, 1993.

ASHRAE. **Handbook fundamentals;** American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. I-P Edition. Atlanta: USA. (1993) cap. 17 p.12

ASHRAE. **Systems and equipment handbook;** American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. Atlanta: USA. (1992)

ASHRAE. **Handbook fundamentals;** American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. Atlanta: GA, U.S.A. 1985. cap. 23 p. 7

ASHRAE. **Handbook equipment;** American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. Atlanta: GA, U.S.A. 1988.

BEEK, G. Pratical applications of transpiration coefficients of horticultural produce;. **ASHRAE Transactions**, v. 91, part B. 1985. p. 708-724.

BLEINROTH, E. W. **tecnologia de pós-colheita de frutas e hortaliças**, Instituto de tecnologia de alimentos. Campinas, 1988, p. 155-166.

CHITARRA, M. I. F.; CHITARRA, A. B. **Pós-colheita de frutos e hortaliças.** Editora Gráfica Nagy Ltda., São Paulo, 1990. 320 p.

COUGHANOWR, D. R.; KOPPEL, L. B. **Process systems analysis and Control.** McGraw-Hill Book Company. New York, 1965. p.45-58.

DOSSAT, R.J. **Principles of refrigeration;** New York. Wiley, 1961. 544 p.

- ESKIN, N. A. M.; HENDERSON, H.M. e TOWNSEND, R. J. **Biochemistry of foods**. Academic Press. New York, 1971. 240 p.
- FARR, F. The importance of relative humidity in refrigerated areas. In: **Heating Piping and Air Conditioning**. 65 (8), 1993. p. 85-86
- HALÁSZ, L. **Apostila sobre curso de refrigeração**; FEA-UNICAMP. Campinas 1978. 157 p.
- HALÁSZ, L. **Problemas atuais no ramo da refrigeração**; FEA-UNICAMP. Campinas, 1977. 205 p.
- INTERNATIONAL INSTITUTE OF REFRIGERATION - **Practical guide to refrigerated storage**. Paris, I.I.F./I.I.R, .1965. 239 p
- LENTZ, C.P. Humidification of cold storages: the jacket system **Canadian Journal of Technology**, v.33,. p. 265-278. 1955.
- LENTZ, C.P. Moisture loss of carrots under refrigerated storage. **Food Technology v.20 No.4** : 210-204 1966.
- LENTZ, C.P., ANQUEZ, M. **Survey of jacketed cold storage rooms**. Proceedings of the 11th International Congress of Refrigeration, IIR. Munich., Vol II. p.1017-1023, 1963
- LENTZ, C.P., NAKANO, U. **Air friction pressure loss**. Ashrae Journal, Canadá 1961, p. 5
- LENTZ, C. P. and PHILLIPS W. R. **Use of the jacketed room system for fresh fruit and vegetable storage**. Proceedings of the International Congress of Refrigeration, Copenhagen, Vol. 3 p. 309-313, 1960.
- LENTZ, C. P., VAN DEN BERG, L., JORGENSEN, E.G., and SAWLER, R. The design and operation of a jacketed vegetable storage. **Canadian Institute of Food Technology Journal, Vol. 4. No.1**, p.19-23. 1971.

- LENTZ, C. P. & ROOKE, E. A., Use of the jacketed room system for cool storage. **Food Thecnology**, v.11 p.257-259. 1957.
- MINISTERIO DA AGRICULTURA DO ABASTECIMENTO E DA REFORMA AGRARIA. **Perdas na agropecuária brasileira**. Relatório preliminar da comissão técnica para redução das perdas na Agropecuária. São Paulo, maio, 1993.
- MITCHEL, F. G., GUILLOU, R., PARSONS, R.A. **Commercial cooling of fruits and vegetables**. California, University of California, Division of Agricultural Sciences., manual 43, p.44. 1972
- NEVES F°, L.C " **Apostila de refrigeração na indústria de alimentos**", UNICAMP-FEA, Campinas, SP, Cap. 4, p.39-57, 1991.
- NEVES F°, L.C. "**Resfriamento, congelamento e estocagem de limentos**"., IBF - ABRAVA - SINDRATAR. São Paulo, SP. 176 p. 1991a.
- NEVES F°, L.C. Comunicação pessoal, FEA, UNICAMP. Campinas, 1994.
- PANTASTICO, E. B. **Postharvest physiology, handling and utilization of tropical and subtropical fruits and vegetables**. AVI publ. Co., Westport, 1975. 560 p.
- PHILLIPS, W. R., LENTZ, C. P., ROOKE, E. A. and RUTHERFORD, W. M. The Use of the jacketed room system for the storage of apples. **Canadian Refrigeration and Air Conditioning**, Trenton, Ontario. Vol. 27 (12). p.20-23, 1961.
- PLANK, R. **El empleo del frio en la industria de la alimentación**, Barcelona, ed. Reverté. 1963, 805 p.
- SALUNKHE, D. K. E DESAI, B. B. **Postharvest biotechnology of fruits**. vol. I e II. CRC Press, Boca Raton, Florida, 1984. 315 p.

- SASTRY, S.K., BAIRD, C.D. and BUFFINGTON, D.E. Transpiration rates of certain fruits and vegetables. **ASHRAE Transactions**, vol. **84**, Part 1, p. 237-255, 1978.
- SCHWIMMER, S. **Source book of food enzymology**. AVI Publ. Co., Westport, 1981. 967 p.
- SHAW, B.G. **The effect of temperature and relative humidity on the microbiological quality of carcass meat**. Langford, Meat Research Institute. 1972 10 p
- SLAVIN, J. W., PETERS, J. A., and POTTINGER S. A. Studies on a Jacketed Cold-Storage Room. **Food Technology** v.12, No11. p.602-609. 1958.
- STOECKER, W. F., SAIZ JABARDO, J. M. **Refrigeração Industrial**, Editora Edgard Blücher Ltda. ABRVA. IBF. São Paulo,. 1994.. 453p
- VDI **Kaeltetechnics che arbeitsmappe**, Verlag C. F. MULLER, KARLSRUHE, Alemanha. 1967. folha 2-29
- WEICHMANN, J. **Requeriments of plan strutures to refrigerating plants for fruit and vegetables**. Research and Developing Dept., Co. Küba Kältetechnik. SCANREF R&D. p 37-41. 1991.
- WILE, D.O. Role of the evaporator in mantaining high humidity. **ASHRAE Journal**. V.8(12) New York, p.67-70. 1966.
- WILLS, R. H. H. LEE, T. H.; GRAHAM, D.; McGLASSON, W. B. e HALL, E. G. **Postharvest, an introduction to the physiology and handling of fruits and vegetables**. AVI Publ. Co., Westport, 1981. 163 p.
- WILLS, R. H. H. LEE, T. H.; GRAHAM, D.; McGLASSON, W. B. e HALL, E. G. **Postharvest, an introduction to the physiology and handling of fruits and vegetables**. 3<sup>rd</sup> ed. , Oxford: BSP Profissional Books, 1989. 174 p.