



Universidade Estadual de Campinas  
Faculdade de Engenharia de Alimentos  
Departamento de Engenharia de Alimentos

Juliano José Fiori  
Engenheiro de Alimentos

**Avaliação do desempenho energético e  
operação de uma câmara de estocagem com  
fluido secundário termoacumulado**

Campinas, março de 2009



---

Juliano José Fiori  
Engenheiro de Alimentos

**Avaliação do desempenho energético e  
operação de uma câmara de estocagem com  
fluido secundário termoacumulado**

Dissertação apresentada à  
Faculdade de Engenharia de  
Alimentos FEA/UNICAMP para  
obtenção do título de Mestre em  
Engenharia de Alimentos

Orientador: Prof. Dr. Vivaldo Silveira Junior – FEA/Unicamp  
Co-orientador: Prof. Dr. Flávio Vasconcelos da Silva – FEQ/Unicamp

Campinas, março de 2009



FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA  
BIBLIOTECA DA FEA – UNICAMP

F513a Fiori, Juliano José  
Avaliação do desempenho energético e operação de uma câmara de  
estocagem com fluido secundário termoacumulado / Juliano José Fiori.  
-- Campinas, SP: [s.n.], 2009.

Orientador: Vivaldo Silveira Júnior  
Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de Campinas.  
Faculdade de Engenharia de Alimentos

1. Refrigeração. 2. Termoacumulação. 3. Calor sensível. 4.  
Propileno glicol. 5. Chiller. I. Silveira Júnior, Vivaldo. II.  
Universidade Estadual de Campinas.Faculdade de Engenharia de  
Alimentos. III. Título.

(cars/fea)

Título em inglês: Energy performance evaluation and operation of a cold storage chamber with  
thermo-accumulated secondary fluid

Palavras-chave em inglês (Keywords): Refrigeration, Thermo-accumulation, Sensible heat,  
Propylene glycol, Chiller

Titulação: Mestre em Engenharia de Alimentos

Banca examinadora: Vivaldo Silveira Júnior  
Alfredo de Almeida Vitali  
Rodrigo Aparecido Jordan

Data de defesa: 30/03/2009

Programa de Pós Graduação: Programa em Engenharia de Alimentos

---

Juliano José Fiori  
Engenheiro de Alimentos

**Avaliação do desempenho energético e operação de uma  
câmara de estocagem com fluido secundário  
termoacumulado**

Dissertação apresentada à  
Faculdade de Engenharia de  
Alimentos FEA/UNICAMP para  
obtenção do título de Mestre em  
Engenharia de Alimentos

Data de aprovação: 30/03/2009

**BANCA EXAMINADORA**

---

Prof. Dr. Vivaldo Silveira Junior – FEA/Unicamp  
(Orientador)

---

Dr. Alfredo de Almeida Vitali – GEPC/ITAL  
(Membro)

---

Prof. Dr. Rodrigo Aparecido Jordan – FEAGRI/Unicamp  
(Membro)

---

Prof. Dr. Kamal Abdel Radi Ismail – FEM/Unicamp  
(Suplente)

---

Prof. Dr. Luís Augusto Barbosa Cortez – FEAGRI/Unicamp  
(Suplente)

---

## **Agradecimentos**

Acredito ser imprescindível agradecer a meus pais, pelo suporte desde o início. Vocês são meu porto seguro.

À Faculdade de Engenharia de Alimentos pelas instalações e disponibilidade.

Ao CNPq pelo oferecimento da bolsa.

Ao Prof. Dr. Vivaldo Silveira Júnior pela orientação, apoio e oportunidade.

Ao Prof. Dr. Flávio Vasconcelos da Silva pela orientação com os equipamentos e com a manipulação dos *softwares*.

Ao pessoal do LACPA, Lena, Pitico, Mirko, Douglas, Priscila, Karla e em especial ao Izaías (Zazá), por me receber bem no ambiente acadêmico da Unicamp. Zazá, sem você, nada disto seria possível!

Ao Jefferson.

A meus amigos que fiz no mestrado: Lorena, Rodrigo, Helmut, Irede, Priscilla, Simone, Ivor, Kátia, Luís, Ricardo, Thiago, Nilson, Mirko, Margarita e Bebel. Vocês são ótimos!

Aos agregados do doutorado: Hugo, Mazutti, Héctor, Kléber e Aninha.

Às amigas de outro estado que fiz: Kellynha e Julice. E também de outro país: Patrícia. Obrigado por me ouvir.

A meus amigos de sempre, que fiz no Cotuca, em especial à Mari: te adoro! Sorte e sucesso, menina! E também aos da faculdade: Aninha, Brunão, Darlan, Nelson, Marcon, Simone, Lu, Sílvia, Deia, Bia, Hélio, Gabi, Tan, Tina, Maíra, Du, Carol, Talita, Pedro, Alline, Raquel, Joana, Ricardo, Bruna, Monteiro, Belentani e Peterson.

Ao pessoal do ITAL, em especial ao antigo GEE (atual GEPC), no qual fiquei durante quatro anos e foi muito importante na minha formação e no tomar gosto pela Engenharia. Alfredo e Flávio, vocês são maravilhosos!

A uma força maior, que nos guia.

---

## Resumo

### Avaliação do desempenho energético e operação de uma câmara de estocagem com fluido secundário termoacumulado

A utilização racional da energia é, atualmente, uma preocupação mundial. As questões ambientais referentes à degradação da camada de ozônio e ao aquecimento global caminham concomitante ao bom uso energético. A refrigeração destaca-se como sendo grande consumidora de energia elétrica, devido principalmente aos compressores. Focar um estudo no funcionamento desses componentes mostra-se coerente e vantajoso economicamente. Durante o horário de ponta, que corresponde a três horas do dia (das 18:00 as 21:00), há a possibilidade dos sistemas de refrigeração serem desligados, utilizando a energia a baixa temperatura que foi termoacumulada durante o período fora de ponta, com a diferença entre capacidade nominal e a necessária nas outras 21 horas do dia, podendo resultar em investimento fixo e custo variável menores, justificando o objetivo principal deste estudo. Apesar do coeficiente de *performance* (COP) de um sistema com fluido primário ser maior, a economia que ocorre em um sistema termoacumulado está no deslocamento da carga para horários em que a tarifa elétrica é menor. Estudando-se uma curva típica de carga térmica para uma câmara de estocagem pode-se verificar a aplicabilidade e economia de energia vinculada à utilização de um sistema com fluido secundário e termoacumulação. Para isso, foi realizado um estudo na carga térmica de uma câmara de estocagem de produtos resfriados com unidade frigorífica monobloco e localização interna a um prédio, avaliando-se diversas perturbações na mesma. Também foi construída uma instalação de fluido secundário (solução de propileno glicol) de um sistema de refrigeração (*chiller*) à câmara, adequando-se trocadores de calor, tanques, isolamento térmico e instrumentação necessária. A estratégia de termoacumulação privilegiou o calor sensível, isto é, sem mudança de fase. Os ensaios realizados com o sistema construído e a estratégia de calor sensível mostraram que são eficientes para manter a temperatura da câmara abaixo de 5 °C durante três horas no horário de ponta, racionalizando as curvas de demanda elétrica e térmica.

**Palavras-chave:** Refrigeração. Termoacumulação. Calor sensível. Propileno glicol. *Chiller*.

---

## Resumen

### Evaluación de la eficiencia energética y operación de una cámara de almacenamiento de productos alimenticios con fluido secundario termoacumulado

El uso racional de la energía es, en la actualidad, una preocupación mundial. Las cuestiones ambientales relativas a la degradación de la capa de ozono y el calentamiento global van conjuntamente al buen uso energético. La refrigeración se destaca como grande consumidora de energía eléctrica, debido principalmente al uso de los compresores. Hacer un estudio sobre el funcionamiento de estos componentes es coherente y económicamente ventajoso. Durante las horas punta, lo que corresponde a tres horas al día (de las 18:00 hasta las 21:00), existe la posibilidad de que no sea necesario el uso de los sistemas de refrigeración, utilizando la energía que se termoacumuló durante las horas fuera de punta, pudiendo resultar en la inversión fija y el costo variable inferiores, justificando el objetivo principal de este estudio. A pesar de que el coeficiente de *performance* (COP) de un sistema refrigerante primario sea superior, la economía que se produce en un sistema termoacumulado está en el desplazamiento de la carga durante horas en que la tarifa eléctrica es más baja. Estudiándose una típica curva de carga de calor para una cámara fría, se puede verificar la aplicabilidad y el ahorro de energía vinculado a la utilización de un sistema de fluido secundario y termoacumulación. Para ello, se realizó un estudio en la carga de calor de una cámara de almacenamiento en frío de productos alimenticios localizada interiormente a un edificio. También se construyó una instalación secundaria a la cámara del líquido utilizado (solución de propilenglicol) por el sistema de refrigeración (*chiller*), adecuándose intercambiadores de calor, tanques, aislamiento e instrumentación necesaria. La estrategia se concentró en la termoacumulación sensible, es decir, sin cambio de fase. Los ensayos realizados con el prototipo construido junto con la estrategia de calor sensible demostraron que son eficaces para mantener la temperatura de la cámara por debajo de 5 grados centígrados durante tres horas en el horario de punta, racionalizando las curvas de demanda eléctrica y térmica.

**Palabras-clave:** Refrigeración. Termoacumulación. Calor sensible. Propilenglicol. *Chiller*.

---

## **Abstract**

### Energy performance evaluation and operation of a cold storage chamber with thermo-accumulated secondary fluid

The rational use of energy is, currently, a global issue. Environmental questions concerning degradation of the ozone layer and global warming lead us to the proper use of energy. Refrigeration is a great energy consumer, mainly due to the compressors. Focusing a study on these components is coherent and economically worthwhile. During peak time, which are three hours a day (from 6 pm to 9 pm), refrigeration systems could be turned off, using the energy which was thermo-accumulated in off-peak and it may result in less investment and costs, justifying the main purpose of this study. Although the coefficient of performance (COP) of a system with primary fluid is higher, the economy of thermo-accumulated systems is in shifting power consumption to periods of the day, which the electrical price is lower. Studying a typical curve of thermal load for a cold chamber can help to show the applicability of power saving linked to secondary loop and thermo-accumulation. Therefore, a study was conducted in an indoor stock chamber of refrigerated goods, assessing diverse perturbations on the system. It was also set up a secondary fluid installation (solution of propylene glycol) of a chiller to the chamber, adapting heat exchangers, tanks, insulation and instruments needed. Thermo-accumulation strategy focused on sensible heat, i.e., no phase change. Tests conducted on the built system and the sensible heat strategy demonstrated that they are efficient to maintain the chamber internal temperature below 5 degrees Celsius during the three peak hours making rational the curves of both electrical and thermal demand.

**Key words:** Refrigeration. Thermo-accumulation. Sensible heat. Propylene glycol. Chiller.

---

## Lista de Figuras

Figura 2.1: Perfil do consumo energético em um supermercado (adaptado de MARCHIORO, 2004, p. 4).....	22
Figura 2.2: Perfil usual da demanda de energia para resfriamento para um edifício e para alguns processos industriais (ZAMFIRESCU; BEJAN 2005, p. 232). .....	24
Figura 2.3: Variação da temperatura do ar ao longo do dia, (a) em um dia de céu limpo e (b) em um dia de céu nublado (GUISELINI; SENTELHAS, 2004, p. 13). .....	30
Figura 2.4: Diagrama-exemplo mostrando as variações da temperatura do ar externo durante o dia e da capacidade frigorífica necessária, relativa à carga térmica de transmissão.....	31
Figura 3.1: Fluxograma da aplicação. ....	36
Figura 3.2: Esquema da ligação elétrica da chave de nível e chave contatora da bomba.43	
Figura 4.1: Distribuição da carga térmica da câmara de estocagem, por variável (teórica). .....	52
Figura 4.2: Histórico da temperatura interna da câmara em paralelo aos acionamentos do sistema <i>plug-in</i> (ensaio para câmara vazia). .....	53
Figura 4.3: Histórico da temperatura do ar externo durante o dia e da capacidade frigorífica relativa à carga térmica de transmissão, teste 1 (câmara vazia).....	54
Figura 4.4: Histórico da temperatura do ar externo durante o dia e da capacidade frigorífica relativa à carga térmica de transmissão, teste 5 (câmara com 360 kg de produto). .....	55
Figura 4.5: Histórico da temperatura do ar externo durante o dia e da capacidade frigorífica relativa à carga térmica de transmissão, teste 8 (câmara com 940 kg de produto). .....	55
Figura 4.6: Ciclos frigoríficos simulados para uma mesma unidade <i>plug-in</i> , operando em (a) expansão primária e (b) com fluido secundário ( <i>pseudo-chiller</i> ). .....	57
Figura 4.7: Histórico da capacidade frigorífica relativa à carga térmica de transmissão (kcal/h) durante o teste 8 (câmara com 940 kg de produto). .....	59
Figura 4.8: Gráfico comparativo de custo de energia por hora trabalhada (câmara vazia). .....	61
Figura 4.9: Gráfico comparativo de custo de energia por hora trabalhada (câmara com 360 kg de produto).....	63
Figura 4.10: Gráfico comparativo de custo de energia por hora trabalhada (câmara com 940 kg de produto). .....	63

---

Figura 4.11: Gráfico comparativo de custo médio de energia por hora trabalhada nos testes iniciais.....	64
Figura 4.12: Histórico de resfriamento da massa de produto que foi resfriada na câmara. ....	65
Figura 4.13: Histórico da temperatura do propileno glicol dentro do tanque termoacumulador TQ302, com circulação de fluido na linha sem passagem no trocador de calor da câmara (teste 10).....	66
Figura 4.14: Histórico de temperatura externa e interna da câmara durante o horário de ponta no teste 11 (câmara com 940 kg de produto e descarregamento de energia termoacumulada em estratégia de carga parcial).....	67
Figura 4.15: Histórico de temperatura externa e interna da câmara durante o período completo do teste 12 (câmara com 940 kg de produto, operação somente com fluido secundário e descarregamento de energia termoacumulada em estratégia de carga parcial).....	69
Figura 4.16: Capacidade frigorífica útil média modulada (kcal/h) durante o teste 12 (câmara com 940 kg de produto, operação somente com fluido secundário e descarregamento de energia termoacumulada em estratégia de carga parcial).....	70
Figura 4.17: Capacidade frigorífica útil média modulada (kcal/h) durante o teste 12 e demonstração da possível redução da capacidade frigorífica. ....	71
Figura A.1: Vista frontal da câmara frigorífica de estocagem. ....	81
Figura A.2: Vista traseira da câmara frigorífica de estocagem, mostrando a unidade frigorífica <i>plug-in</i> , o transdutor de corrente e o transformador de corrente. ....	81
Figura A.3: Unidade frigorífica para resfriamento de líquido, dotada de unidade condensadora semi-hermética, condensador a água, e alternativamente a ar, e evaporador casco-tubo.....	82
Figura A.4: Reservatório termoacumulador de propileno glicol. ....	82
Figura A.5: Reservatório termoacumulador de propileno, bomba centrífuga externa e parte da tubulação isolada. ....	83
Figura A.6: Bomba centrífuga externa localizada próxima ao tanque.....	83
Figura A.7: Tanque pulmão de propileno glicol e bomba de lóbulos e deslocamento positivo.....	84
Figura A.8: Vista interna da câmara frigorífica de estocagem, mostrando parte frontal do trocador de calor aletado para o fluido secundário. ....	84
Figura A.9: Vista interna da câmara frigorífica de estocagem, mostrando parte traseira do trocador de calor aletado para o fluido secundário e tubulação flexível de latão. ....	85

---

Figura A.10: Passagem secundária para o fluido ( <i>bypass</i> ), localizada próxima à câmara. .....	85
Figura A.11: Detalhe de instrumentos <i>fieldbus</i> em campo. ....	86
Figura A.12: <i>Rack</i> com os <i>slots</i> e o CLP, integrados ao computador. ....	86
Figura A.13: Chave de nível tipo boia instalada no tanque pulmão de propileno glicol. ....	87
Figura A.14: Chave contatora para acionamento da bomba centrífuga externa de propileno glicol. ....	87
Figura B.1: Representação da estratégia de controle de nível do tanque TQ301 (Controle_Nível_TQ301) no Syscon®. ....	98
Figura C.1: Tela de inicialização do supervisório AIMAX®. ....	99
Figura C.2: Tela de operação do projeto desenvolvido no supervisório AIMAX®. ....	100
Figura E.1: Histórico de temperaturas externa e interna da câmara, teste 1 (câmara vazia). .....	105
Figura E.2: Histórico de consumo energético da câmara, teste 1 (câmara vazia). ....	105
Figura E.3: Histórico temperaturas externa e interna da câmara, teste 2 (câmara vazia e abertura de portas). ....	106
Figura E.4: Histórico de consumo energético da câmara, teste 2 (câmara vazia e abertura de portas). ....	106
Figura E.5: Histórico de temperaturas externa e interna da câmara, teste 3 (câmara vazia, abertura de portas e pessoa). ....	107
Figura E.6: Histórico de consumo energético da câmara, teste 3 (câmara vazia, abertura de portas e pessoa). ....	107
Figura E.7: Histórico de temperaturas externa e interna da câmara, teste 4 (câmara com 360 kg de produto). ....	108
Figura E.8: Histórico de consumo energético da câmara, teste 4 (câmara com 360 kg de produto). ....	108
Figura E.9: Histórico de temperaturas externa e interna da câmara, teste 5 (câmara com 360 kg de produto e abertura de portas). ....	109
Figura E.10: Histórico de consumo energético da câmara, teste 5 (câmara com 360 kg de produto e abertura de portas). ....	109
Figura E.11: Histórico de temperaturas externa e interna da câmara, teste 6 (câmara com 360 kg de produto, abertura de portas e pessoa). ....	110
Figura E.12: Histórico de consumo energético da câmara, teste 6 (câmara com 360 kg de produto, abertura de portas e pessoa). ....	110

---

Figura E.13: Histórico de temperaturas externa e interna da câmara, teste 7 (câmara com 940 kg de produto).....	111
Figura E.14: Histórico de consumo energético da câmara, teste 7 (câmara com 940 kg de produto). ....	111
Figura E.15: Histórico de temperaturas externa e interna da câmara, teste 8 (câmara com 940 kg de produto e abertura de portas). ....	112
Figura E.16: Histórico de consumo energético da câmara, teste 8 (câmara com 940 kg de produto e abertura de portas).....	112
Figura E.17: Histórico de temperaturas externa e interna da câmara, teste 9 (câmara com 940 kg de produto, abertura de portas e pessoa).....	113
Figura E.18: Histórico de consumo energético da câmara, teste 9 (câmara com 940 kg de produto, abertura de portas e pessoa). ....	113

---

## Lista de Tabelas

Tabela 2.1: Distribuição da carga térmica por componente de dados obtidos por Lima (2002), Freire (2001). .....	29
Tabela 3.1: Descrição dos códigos ( <i>tags</i> ) dos equipamentos da aplicação.....	36
Tabela 3.2: Descrição dos códigos ( <i>tags</i> ) dos sensores da aplicação sistema. ....	37
Tabela 3.3: Configuração dos módulos suportadas pelo DFI302. ....	44
Tabela 3.4: Resumo dos testes iniciais na câmara. ....	47
Tabela 3.5: Testes com utilização do <i>chiller</i> . ....	49
Tabela 4.1: Equações de calibração dos sensores de temperatura. ....	51
Tabela 4.2: Resumo dos dados dos experimentos com a câmara. ....	62
Tabela B.1: Versões utilizadas para os instrumentos <i>fieldbus</i> . ....	89
Tabela B.2: Configuração dos blocos funcionais do DFI302. ....	89
Tabela B.3: Configuração dos blocos funcionais do IF REFRI 1. ....	91
Tabela B.4: Configuração dos blocos funcionais do IF REFRI 2. ....	92
Tabela B.5: Configuração dos blocos funcionais do IF REFRI 3. ....	93
Tabela B.6: Configuração dos blocos funcionais do IF PROCESSOS. ....	94
Tabela B.7: Configuração dos blocos funcionais do FI REFRI. ....	95
Tabela B.8: Configuração dos blocos funcionais do FI PROCESSOS. ....	96
Tabela B.9: Configuração dos blocos funcionais do IF_N01. ....	97
Tabela D.1: Dados de entrada. ....	101
Tabela D.2: Cálculo da contribuição dos componentes na carga térmica. ....	102
Tabela D.3: Resumo das fontes de carga térmica. ....	103
Tabela A.1: Tarifas para o fornecimento de energia elétrica. Resolução No. 627/ANEEL DOU de 08/04/2008. CPFL Paulista. ....	117

---

## **Lista de Abreviaturas e Siglas**

Abreviatura/Sigla	Significado
CFC	Clorofluorcarbonetos
CLP	Controlador lógico programável
CMC	Carboximetilcelulose
COP	<i>Coefficient of performance</i>
E/S	Entrada/saída
FI	<i>Fieldbus</i> -corrente
HCFC	Hidroclorofluorcarbonetos
HFC	Hidrofluorcarboneto
IF	Corrente- <i>Fieldbus</i>
I/O	<i>In/out</i>
NO	<i>Normally open</i> (normalmente aberto)
PI	Proporcional-integral
PID	Proporcional-integral-derivativo

---

## Lista de Símbolos

Símbolo	Descrição	Dimensão
$^{\circ}$ Brix	Escala de índice de refração em graus Brix	[-]
	Diferença. Pode ser dada por:	
$\Delta$	- Estados final e inicial - Estados genéricos 1 e 2	-
$v$	Volume específico do ar externo, obtido através de dados psicrométricos ou de refrigerante.	$[L^3M^{-1}]$
$c$	Calor específico	$[L^2\theta^{-2}T^{-1}]$
$E$	Ação necessária (energia) para obter o efeito útil $Q_u$ desejado	$[ML^2\theta^{-2}]$ ou $[ML^2\theta^{-3}]$
$f$	Fator de trocas de ar	[-]
$H$	Entalpia	$[ML^2\theta^{-2}]$
$m$	Massa	[M]
$n$	Número de trocas de ar por 24 horas	[-]
$N$	Número de intervalos iguais de divisão de uma função	[-]
$Q$	Carga térmica, quantidade de energia, efeito térmico obtido de um sistema	$[ML^2\theta^{-2}]$ ou $[ML^2\theta^{-3}]$
$S$	Área da superfície exposta	$[L^2]$
$t$	Tempo	$[\theta]$
$T$	Temperatura	[T]
$U$	Coeficiente global de transferência de calor	$[M\theta^{-3}T^{-1}]$
$V$	Volume	$[L^3]$
$X$	Concentração (% massa)	-

### Sobrescritos

Texto/sinal sobrescrito	Definição
.	Unidade expressa sob a forma de taxa, isto é, em relação ao tempo
^	Unidade expressa sob a forma específica com respeito à massa
®	Marca registrada

---

### **Subscritos**

Texto/sinal subscrito	Definição
o	Nominal (catálogo)
c	Corrigida
e	Exterior
el	Elétrica
ext	Externa
i	Interior
ic	Interno da câmara
int	Interna
l	Lida
p	Produto
u	Útil

---

### **Adicionais**

Texto/sinal adicional	Definição
ca	Corrente alternada
dc	Corrente contínua

---

---

# Sumário

1.	Introdução .....	17
1.1	Objetivo .....	19
2.	Revisão bibliográfica .....	21
2.1	Conservação de energia elétrica e refrigeração .....	21
2.2	Termoacumulação.....	25
2.3	Sistemas de refrigeração com fluido secundário .....	26
2.4	Carga térmica de sistemas de refrigeração .....	28
2.5	Instrumentação e controle em sistemas de refrigeração.....	31
2.6	Comunicação digital e arquitetura <i>fieldbus</i> .....	32
2.7	Índices de avaliação da eficiência de sistemas.....	34
3.	Material e métodos.....	35
3.1	Apresentação da aplicação .....	35
3.2	Avaliação da carga térmica da câmara frigorífica de estocagem .....	38
3.2.1	Energia transferida através das paredes, piso e teto .....	39
3.2.2	Energia relativa à infiltração do ar no interior da câmara .....	39
3.2.3	Energia térmica relativa a produto, pessoas, iluminação e equipamentos	40
3.3	Cálculo prático da carga térmica e dimensionamento do tanque termoacumulador .....	40
3.4	Montagem da linha de fluido secundário .....	41
3.5	Instrumentação do sistema.....	42
3.6	Configuração dos <i>softwares</i> .....	44
3.7	Calibração dos sensores de temperatura .....	45
3.8	Aferição da concentração de propileno glicol em solução .....	46
3.9	Testes com a câmara.....	46
3.10	Utilização do <i>chiller</i> .....	47
3.11	Tratamento dos dados.....	49
4.	Resultados e discussão .....	51
4.1	Calibração dos sensores de temperatura .....	51
4.2	Aferição da concentração de propileno glicol em solução .....	51
4.3	Avaliação da carga térmica da câmara frigorífica de estocagem .....	51
4.4	Testes com a câmara.....	60
4.5	Testes com o <i>chiller</i> e a termoacumulação.....	65
5.	Conclusão .....	73

---

6.	Referências bibliográficas .....	75
	Apêndices.....	79
A.	Fotos do cenário de estudo .....	81
B.	Configuração do Syscon® .....	89
C.	Telas do supervisório .....	99
D.	Planilha de cálculo da carga térmica .....	101
E.	Históricos de temperatura e consumo elétrico (câmara).....	105
	Anexos .....	115
A.	Tarifas elétricas.....	117
B.	Catálogo da unidade frigorífica <i>plug-in</i> .....	119

# 1. Introdução

Atualmente é uma preocupação mundial a utilização racional da energia, seja ela de fontes renováveis ou não. A energia elétrica figura como sendo um requisito básico da sobrevivência humana, sendo exaustivamente utilizada e muitas vezes, desperdiçada. As questões ambientais referentes à degradação da camada de ozônio e ao aquecimento global caminham concomitante ao bom uso energético, pois muitas fontes de energia estão ligadas a essas questões.

Dentro dos diversos equipamentos que despendam o uso de energia elétrica em uma unidade, seja ela industrial, comercial ou doméstica, a refrigeração destaca-se como sendo grande consumidora, devido principalmente aos compressores. Desta forma, considerando-se que esses equipamentos são a maior fonte de consumo de energia em sistemas de refrigeração em aplicações para alimentos, focar um estudo no funcionamento desses componentes mostra-se coerente e vantajoso economicamente.

Nos últimos anos, a refrigeração industrial, comercial e doméstica vem passando por diversas mudanças conceituais e estruturais, algumas devido a questões ligadas ao Protocolo de Montreal, promovendo o desenvolvimento de novos sistemas e a utilização de novos refrigerantes que não os clorofluorcarbonetos (CFC's), grandes agressores da camada de ozônio.

Numerosos estudos que avaliam o desempenho energético-econômico de sistemas de refrigeração são encontrados na literatura técnica, o que caracteriza um assunto de grande interesse e importância mundial. Os autores nacionais buscam, em sua maioria, estudar alternativas em sistemas de melhor desempenho energético e que mais facilmente poderiam ser adaptados às condições climáticas do Brasil, aliado à aplicabilidade econômica e possibilidade de instalação nos sistemas frigoríficos existentes.

O mercado de refrigeração tornou-se bastante exigente, diversificado e competitivo, buscando maior qualidade e confiabilidade nos produtos. Esse cenário trouxe ao ambiente industrial a necessidade de um controle quase que total sobre máquinas e processos, possibilitando uma expansão do uso da automação e controle nos processos frigoríficos, dispendo-se de sistemas que correspondem às exigências requeridas por esses processos e às oscilações das variáveis.

Considerando que os sistemas de refrigeração industrial instalados são dimensionados para a condição máxima de carga térmica, faz-se necessários estudos na estratégia de operação para a seleção de equipamentos de menor porte que possam

suprir satisfatoriamente a necessidade das aplicações tanto quanto um sistema superdimensionado.

Alguns sistemas podem ser selecionados considerando a utilização de controles de capacidade que possam manter modulada a operação dos compressores em todos os períodos do ano e do dia, em uma condição ajustada a carga térmica. Essa estratégia evita desgastes nos equipamentos por excessivas ciclagens e utiliza mais racionalmente a demanda e a energia elétrica, principalmente nos horário de ponta de consumo (das 18:00 as 21:00 horas). Os variadores de frequência podem ser empregados com esse propósito. Dessa maneira, o compressor operaria com rotação variável ao longo do dia, ajustando sua capacidade à curva de demanda térmica.

Uma das estratégias de operação disponível apresenta a possibilidade dos sistemas de refrigeração serem desligados durante o horário de ponta, que corresponde a três horas em um dia de 24 horas, com a utilização da energia que foi termoacumulada durante o período fora de ponta, trazendo benefícios às empresas.

Uma vantagem do sistema de fluido secundário em relação a um sistema com controle de capacidade é justamente o fato de que o primeiro requer menos instrumentos de controle no compressor, sendo necessários somente os aplicáveis à distribuição do fluido secundário no local de aplicação. Instrumentos de controle ainda possuem custo mais elevado em relação a equipamentos, devido à tecnologia mais refinada para a qual foram desenvolvidos.

Desta forma, a aplicação da termoacumulação com fluido secundário para câmaras de estocagem de alimentos pode resultar em investimento fixo e custo variável menores, devido ao deslocamento de carga para horários em que a tarifa elétrica é menor, justificando o objetivo principal deste estudo.

Além disso, esse tipo de estratégia de operação permite utilizar ou mesmo termoacumular a capacidade frigorífica excedente da capacidade instalada, tendo com referência a curva de demanda térmica da aplicação.

Baseado na ociosidade da operação do sistema frigorífico, o qual já possui capacidade instalada para uso contínuo, propõe-se a estratégia de operação à capacidade máxima, quando a eficiência seria maior, termoacumulando o excedente para uso em horários convenientes, como o horário de ponta. Essa estratégia possibilita o desligamento do sistema em horários impróprios, sem utilização de um sofisticado controle de capacidade, utilizando-se, porém, controle apenas na distribuição do fluido secundário.

## 1.1 Objetivo

O objetivo principal do trabalho foi o de analisar uma curva típica de carga térmica para uma câmara de estocagem de produtos resfriados (temperatura acima de 0 °C), verificando a aplicabilidade e economia de energia vinculada à utilização de um sistema com fluido secundário e termoacumulação utilizando calor sensível.

Então, os objetivos específicos foram:

- Estudar as curvas de demandas térmica e elétrica típicas de uma câmara de refrigeração ao longo de um período de 24 h, para verificação do máximo de carga térmica e o comportamento dinâmico do processo.
- Montagem de uma derivação na linha de fluido secundário da unidade já instalada no Laboratório de Controle de Processos de Alimentos (LACPA) – DEA/FEA/UNICAMP para uma câmara frigorífica, instalando um trocador de calor aletado e com convecção forçada em seu interior, bem como todos os acessórios necessários.
- Avaliação do comportamento do sistema de refrigeração monobloco *plug-in* da câmara sob perturbações individuais e simultâneas, utilizando um sistema de supervisão para acompanhamento dos dados.
- Avaliação da eficiência do sistema de refrigeração com resfriamento de líquido e termoacumulação utilizando calor sensível.
- Racionalização da capacidade frigorífica, verificando sua aplicabilidade, vantagens, desvantagens e impacto no consumo de energia – consequentemente, em custos variáveis. Para isso, fez-se uso da termoacumulação com o *chiller*, utilizando estratégia de calor sensível em carga parcial, isto é, operação contínua durante 21 horas do dia e descarregamento da energia termoacumulada à baixa temperatura somente no horário de ponta (das 18:00 as 21:00).

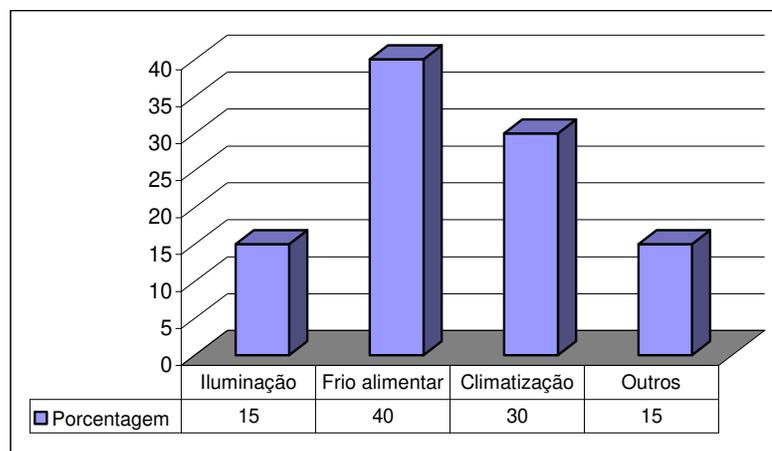


## **2. Revisão bibliográfica**

### **2.1 Conservação de energia elétrica e refrigeração**

Nos últimos anos a energia elétrica tem sido ofertada ao consumidor brasileiro por um custo cada vez mais alto. Além dos problemas de geração de energia ocorridos em 2001, após o advento da privatização das distribuidoras de energia, o custo da unidade energética – o quilowatt-hora (kWh) – tem sofrido acréscimos constantes, segundo as distribuidoras, para a recuperação da defasagem que havia quando o sistema era exclusivamente estatal. No intuito de recuperar o poder de investimento, “[...] a energia praticamente dobrou de preço [...]” de 2002 para 2004 (MARCHIORO, 2004, p. 4); e tende a aumentar ainda mais. Se for comparada aos valores praticados nos países industrializados (principalmente os da Europa e Estados Unidos), a energia elétrica no Brasil ainda é barata. Porém, com o crescimento planejado para o país nos próximos anos (exigindo maiores investimentos na área de geração de energia), essa defasagem de custo tende a diminuir.

Os equipamentos de refrigeração possuem uma importante aplicação na indústria de alimentos e setores dos quais dela dependem, tais como entrepostos, centros de distribuição, supermercados e o consumidor final. Sem a refrigeração e a manutenção da cadeia do frio, muitos alimentos não suportariam toda a rede logística, impossibilitando seu consumo, onerando custos e aumentando desperdícios. Além disso, em muitas indústrias e supermercados os sistemas de refrigeração contribuem com o maior consumo energético da empresa, conforme estudo realizado por Marchioro (2004) em um supermercado da região de Curitiba – PR (Figura 2.1).



**Figura 2.1:** Perfil do consumo energético em um supermercado (adaptado de MARCHIORO, 2004, p. 4).

“Questões ambientais, como o efeito estufa, também estão associadas com o consumo de energia elétrica. Isto porque mais da metade da energia elétrica gerada no mundo provém de usinas termelétricas, a custa da queima de combustíveis fósseis e da emissão de gás carbônico, substância que contribui para o efeito estufa” (Pöttker, 2006, p. 6).

O horário de ponta (ou de pico) é definido como o período compreendido entre 18:00 e 21:00 na maioria das regiões nacionais, onde o consumo de energia elétrica é muito mais alto do que nos outros horários, porque estão funcionando ao mesmo tempo, além das fábricas, a iluminação pública e residencial, vários eletrodomésticos e a maioria dos chuveiros residenciais (CPFL, 2007).

As tarifas de fornecimento de energia elétrica dependem do horário em que essa é consumida, definido como ponta (das 18:00 as 21:00, de segunda a sexta, exceto feriados nacionais) e fora de ponta. Como a principal fonte geradora energética do Brasil é hidrelétrica, o valor do kWh depende do período (estação) do ano: úmido (dezembro a abril) – tarifa mais barata em relação ao período seco (maio a novembro).

Costa e Silva (2002<sup>1</sup> apud SAMPAIO, 2006, p. 6) afirmam que a “[...] demanda é a potência disponibilizada pela concessionária de energia elétrica e corresponde ao consumo de energia dividido pelo tempo adotado para a verificação, geralmente de quinze minutos”. Empresas que utilizam grandes montantes energéticos devem contratar uma quantidade de potência para utilização, chamada de demanda contratada. Esta, por

<sup>1</sup>COSTA, M.; SILVA, L. C. **Energia elétrica – Tarifação**. Disponível em <[www.unioeste.br/agais/eletrica.html](http://www.unioeste.br/agais/eletrica.html)>. Acesso em: 27 set. 2004.

sua vez, subdivide-se em: demanda de ponta (correspondente ao maior valor de potência registrado durante o mês no horário de ponta) e demanda fora de ponta (correspondente ao maior valor de potência registrado durante o mês no horário fora de ponta).

Assim, as empresas e grandes centros comerciais submetem-se ao regime de tarifa denominado horo-sazonal, o qual é subdividido em Tarifa Verde e Tarifa Azul. A distinção entre esses dois tipos de tarifação é feita de acordo com a capacidade do empreendimento contratante em poder modular a carga no horário de ponta. Desta forma, a Portaria nº 33, de 11 de fevereiro de 1998 define a Tarifa Azul com preços diferenciados na demanda e consumo e a Tarifa Verde, com preço único na demanda e diferenciado no consumo.

De acordo com MacCracken (2004, p. 77, tradução nossa, grifo do autor), “o resfriamento de líquido em períodos fora de ponta utiliza eletricidade de baixo custo, a qual possui geração mais eficiente e limpa, claramente podendo ser qualificada como uma tecnologia verde”.

Segundo Tassou e Qureshi (1996<sup>2</sup> apud PÖTKER, 2006, p. 10), “[...] a variação da rotação do compressor é [...], energeticamente, o meio [...] mais eficiente para controlar a capacidade de refrigeração de um sistema [...]. Nesse caso, a capacidade de refrigeração ajusta-se à carga térmica. Em condições de baixa carga térmica, por exemplo, o compressor reduz a rotação e conseqüentemente a capacidade de refrigeração, minimizando assim a frequência de ciclagem. Com a redução da rotação há uma diminuição das perdas por atrito no compressor e uma [pequena] queda na razão de compressão, ou seja, um decréscimo da diferença entre as temperaturas de condensação e de evaporação do sistema. A consequência direta disso é um aumento do coeficiente de performance (COP) e uma redução do consumo de energia do compressor”.

Os mesmos autores mostraram que o controle da capacidade de refrigeração é fundamental para a redução do consumo de energia de equipamentos de refrigeração. O controle de capacidade reduz as perdas associadas à ciclagem do compressor e melhora a eficiência do regime permanente devido ao menor deslocamento de massa a que o compressor é submetido em condições de carga térmica parcial, ou seja, nos períodos em que não é carga térmica é menor que a quantidade de energia a ser retirada no evaporador.

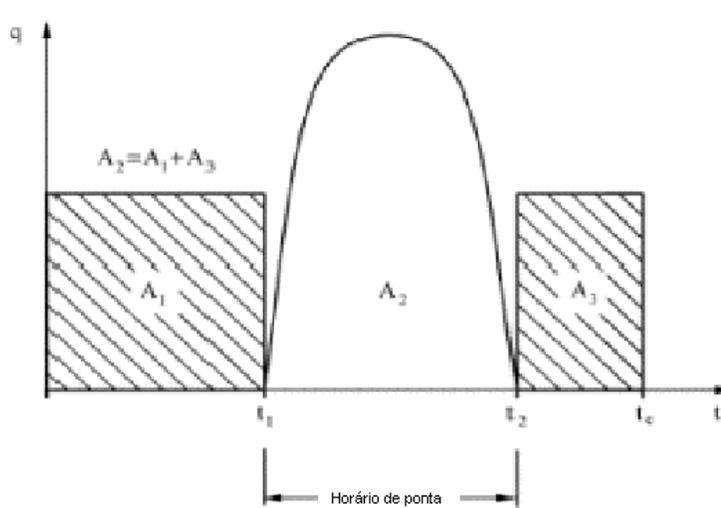
---

<sup>2</sup>TASSOU, S. A., QURESHI, T. Q. Variable-speed capacity control in refrigeration systems. **Applied Thermal Engineering**, v. 16, n. 2, p. 103-113, 1996.

Aprea, Mastrullo e Renno (2001<sup>3</sup> apud MARCHIORO, 2004, p. 20) estudaram o controle de capacidade dos compressores por meio de inversores de frequência, comparando com o sistema de controle de retirada de compressores de operação, chegaram a reduções de consumo de energia de até 12 %, quando o sistema de refrigeração requeria 60 % de capacidade. Quando essa capacidade necessária era em torno de 90 %, a redução de consumo foi de somente 4 %. Para sistemas com grande variação de carga térmica o controle por inversores de frequência mostrou-se aplicável.

Devido ao grande número de variáveis, é geralmente difícil, senão impossível, comparar o consumo de energia de dois ou mais supermercados, de acordo com Minea (2007). Entretanto, como exemplo, pode-se notar que o consumo específico de energia de um supermercado no Canadá operado com sistema cascata de recuperação de calor, dispositivos de dessuperaquecimento e bombas de calor (MINEA, 2003<sup>4</sup> apud MINEA, 2007) a ar é, aproximadamente, 8 % maior que um sistema operado com ciclo de refrigerante secundário (MINEA, 2007, p. 52, tradução nossa).

A Figura 2.2 mostra um caso no qual a demanda por resfriamento corresponde ao pico de uso energético, no qual a tarifa do kWh é alta (área  $A_2$ ). Nos períodos fora de ponta ( $A_1$  e  $A_3$ ), a energia é menor e pode ser conveniente o uso de algum sistema que acumule energia durante o período fora de ponta para posterior utilização no período de ponta. Para tal necessidade, pode-se fazer uso da termoacumulação.



**Figura 2.2:** Perfil usual da demanda de energia para resfriamento para um edifício e para alguns processos industriais (ZAMFIRESCU; BEJAN 2005, p. 232).

<sup>3</sup>APREA, C, MASTRULLO, R., RENNO, C. Refrigeration Power Control. In: VII Rehva World Congress – Clima 2000. 2001, Napoli: **Variable-Speed Compressor Applications**.

<sup>4</sup>MINEA, V. Advanced supermarkets refrigeration/heat recovery systems. CEA Technologies, CEATI Report, Canadá.

## 2.2 Termoacumulação

Uma estratégia interessante para racionalização de energia em sistemas frigoríficos é a termoacumulação, definida por Wulfinghoff (1999, p. 406, tradução nossa, grifo nosso) como sendo um “[...] sistema convencional de refrigeração que estoca frio em gelo, água gelada ou algum outro material de mudança de fase”. Esse mesmo autor afirma que a termoacumulação tem como objetivo a racionalização da demanda elétrica no período de ponta, através do deslocamento de carga de resfriamento para períodos fora de ponta, nos quais a tarifa elétrica é menor. Essa afirmação requer uma complementação, uma vez que se pode fazer uso de outra estratégia para termoacumulação: o calor sensível. Sistemas termoacumuladores podem ser desenvolvidos utilizando-se fluidos que não sofrem mudança de fase, podendo atingir temperaturas inferiores à de fusão do gelo (0 °C), justificando suas aplicações em sistemas para congelados e resfriados.

Bancos de gelo não só podem reduzir até pela metade os custos operacionais, como também podem diminuir substancialmente o desembolso de capitais, quando os sistemas são adequadamente projetados para novos edifícios comerciais e industriais. Gatley (1987, p. 74, tradução nossa) afirma que, “[...] como regra geral, a capacidade do compressor ou *chiller* de um sistema de estocagem parcial pode ser dimensionada para 60% da carga necessária no pico de capacidade frigorífica”. “Sistemas de estocagem térmica são desenvolvidos para produzir o frio estocado necessário durante períodos fora de ponta a fim de aproveitar a vantagem das taxas mais baratas para utilização de energia elétrica” (STEWART, 1980, p. 400, tradução nossa).

Quando as tarifas de energia elétrica requerem um deslocamento completo de carga, pode-se usar um *chiller* de capacidade convencional, com armazenagem suficiente para deslocar a carga total para as horas fora de ponta, caracterizando um sistema de armazenagem total. Já nos sistemas de armazenagem parcial, o *chiller* opera continuamente, formando gelo durante a noite e, durante o dia, refrigerará juntamente com a “queima” do gelo armazenado. Nesse tipo de sistema, a incidência da tarifa de ponta da demanda é consideravelmente reduzida.

Um dos maiores mitos da utilização da tecnologia de termoacumulação diz respeito aos custos de instalação. Supostamente, uma unidade de termoacumulação requer maior quantidade de equipamentos, devido a instalação de um banco de gelo ou tanque termoacumulador. O que MacCracken (2004, p. 72, tradução nossa) prova não ser verdade, já que o autor afirma que “[...] em muitas aplicações, o *chiller* pode ser

dimensionado com 40 a 50 % de redução”. De acordo com o estudo econômico realizado pelo autor, o sistema com termoacumulação apresenta um investimento fixo inicial cerca de 1 % menor em relação a um tradicional.

Outra afirmação recorrente é que sistemas de termoacumulação não economizam energia. De fato, a economia energética pode ou não ocorrer na unidade instalada, mas certamente ela ocorrerá na geração, isto é, nas usinas e centrais de distribuição (MACCRACKEN, 2004). Na realidade a distribuição consiste no fator econômico mais importante. No horário de ponta, onde a demanda aumenta sensivelmente, os cabos de distribuição poderiam não suportar o excesso, uma vez que o diâmetro com que foram construídos é fixo. A racionalização da demanda através do deslocamento de carga para os períodos fora de ponta é um aspecto bastante vantajoso para as empresas distribuidoras de energia.

“Uma desvantagem dos sistemas de bancos de gelo comparado a *chillers* é que menores temperaturas de evaporação precisam ser empregadas, o que resulta em redução no COP, aumentando o uso de energia elétrica por unidade de efeito frigorífico” (FINER; CLELAND; LOVATT, 1993, p. 313, tradução nossa).

### **2.3 Sistemas de refrigeração com fluido secundário**

Na categoria de fluidos térmicos secundários estão presentes quaisquer líquidos que sejam resfriados por um refrigerante primário e sejam o meio de transporte de energia térmica sem mudança de estado no local de aplicação.

O etileno glicol é comumente aplicado, embora outros refrigerantes possam ser utilizados, como, por exemplo, o propileno glicol. Esse último produz soluções mais viscosas na mesma concentração, se comparado ao primeiro. Essa propriedade resulta em maior custo de bombeamento quando se opera com propileno glicol. Uma grande vantagem desse, porém, é a inocuidade e possibilidade de uso em indústrias alimentícias.

Algumas misturas eutéticas comerciais também são amplamente utilizadas como fluidos secundários, devido a excelente performance que possuem como fluido de transferência de calor. O *Hycool*<sup>®</sup> é uma solução livre de glicol, formada por sais de potássio e água deionizada, que possui baixa viscosidade a baixas temperaturas, além de ser inócuo, não inflamável e possuir propriedades anticorrosivas (ADDCON NORDIC, 2007). Minea (2007) afirma que as soluções de formato de potássio são, entretanto, incompatíveis com aço galvanizado.

A grande vantagem da utilização de fluidos secundários é a contenção do refrigerante primário (geralmente um CFC ou misturas destes) na unidade frigorífica, evitando a circulação por grandes comprimentos de tubulações, válvulas e conexões. Qualquer imperfeição na estrutura mecânica da tubulação pode provocar vazamento de refrigerante, acarretando problemas de efeito estufa e depleção da camada de ozônio, aliado aos custos de reposição.

“Equipamentos de refrigeração de expansão direta que utilizem evaporadores em contato direto com o ar do ambiente a ser resfriado são comuns em residências, prédios comerciais, aparelhos de ar condicionado e supermercados” (LI e BRAUN, 2007, p. 299, tradução nossa). Os últimos são considerados consumidores vorazes de fluidos refrigerantes, uma vez que a sala de máquinas de um supermercado fica localizada a uma distância considerável dos expositores e câmaras, podendo facilmente ocorrer vazamentos. Portanto, em supermercados, as aplicações com fluido secundário são atrativas, benéficas e rentáveis.

Woolrich (1965) cita que nos sistemas de expansão direta não há a possibilidade de termocumular a energia. Assim, quando o compressor para, não há reserva de meio de transferência de calor que possa ser bombeado aos trocadores de calor para a manutenção da temperatura desejada.

Os estabelecimentos comerciais de grande porte do hemisfério norte, tais como supermercados, apresentam um consumo anual de energia da ordem de 1.000 kWh/m<sup>2</sup>/ano. Considerando a refrigeração necessária para cada loja, o requerimento de refrigerante primário (hidroclorofluorcarbonetos – HCFC ou hidrofluorcarboneto – HFC) varia de 1.000 a 2.500 kg. Em adição a esse quadro, centenas de metros de tubulação, uma variedade de válvulas e conexões são responsáveis por 15 % a 30 % da perda anual de fluido refrigerante (MINEA, 2007). Dessa forma, “compressores centralizados e ciclos completos de fluido secundário podem reduzir significativamente o comprimento das tubulações, as cargas de refrigerante primário e as taxas de vazamentos” (IEA, 2003<sup>5</sup>, BAXTER; WALKER, 2000<sup>6</sup> apud MINEA, 2007, p. 40-41, tradução nossa).

Minea (2007) discute sobre a aplicação de sistemas com fluido secundário em supermercados, afirmando que os mesmos são montados com componentes padrão, sua operação e controle são relativamente simples e empregam menor quantidade de válvulas e acessórios. Entretanto, o “conceito representa uma mudança tecnológica

---

<sup>5</sup>IEA. Heat pump programme. IEA Annex 26: **Advanced supermarket refrigeration/heat recovery systems**: Final report v. 1 – Executive summary. Disponível em <[www.ornl.gov/~webworks/epr/y2003/rpt/117000.pdf](http://www.ornl.gov/~webworks/epr/y2003/rpt/117000.pdf)>.

<sup>6</sup>BAXTER, V.; WALKER, D. **Low-charge refrigeration systems for supermarkets**. Workshop of the IEA. Annex 26.

significativa, logo, sua utilização requer técnicos de refrigeração e operadores treinados” (MINEA, 2007, p. 55, tradução nossa). No Brasil é possível que ainda haja escassez de mão-de-obra especializada para esse ramo.

Talvez uma grande dificuldade da substituição de fluidos primários pelos secundários no local de aplicação seja a menor transferência de calor que ocorre entre o fluido que está circulando no trocador de calor e o ar do interior da câmara. Os trocadores de calor aletados do tipo evaporador foram originalmente desenhados para a evaporação de um refrigerante. Dessa forma, o coeficiente de transferência de calor no lado do líquido é bastante alta. Entretanto, a utilização de um fluido secundário como meio de transferência de calor diminuirá as taxas de transferência, especialmente se o fluxo estabelecido for laminar, o que é muito comum para fluidos secundários, devido a relativa alta viscosidade a baixas temperaturas (STIGNOR; SUNDÉN; FAHLÉN, 2007, p. 1279, tradução nossa).

## **2.4 Carga térmica de sistemas de refrigeração**

Uma variável bastante conhecida dos engenheiros, pesquisadores e técnicos da área de refrigeração é a carga térmica de aplicação, que deve ser menor ou igual à capacidade frigorífica. Dossat (1980) descreve-a como sendo a soma de taxas de energia térmica que usualmente se desprendem de várias fontes, sendo calculada num período de 24 horas, devido a condições climáticas dos componentes que exercem influência, tais como a temperatura de bulbo seco e úmido do ar ambiente, sua velocidade, incidência dos raios solares, entre outros.

As principais variáveis que afetam o cálculo são: trocas de energia térmica sob a forma de calor através de paredes e painéis, ventilação, infiltração, entradas e saídas de ar, motores e máquinas, pessoas, iluminação e efeitos simultâneos associados.

Entretanto, as variações climáticas e as alterações operacionais em 24 horas proporcionam uma carga térmica instantânea parcial menor que a capacidade frigorífica nominal dos sistemas de refrigeração, o que ocasiona uma capacidade ociosa ou excedente.

O dimensionamento da capacidade de sistemas de refrigeração é realizado para a demanda térmica máxima que as condições climáticas e operacionais possam impor na aplicação. Assim, os equipamentos são selecionados para atender uma condição máxima, ficando superdimensionados na maioria dos outros momentos, quer sejam em horários noturnos ou momentos de sazonalidade. Nesses momentos de cargas parciais,

há a necessidade de estratégias de controle de capacidade frigorífica, evidenciando a sua ociosidade na maior parte do tempo.

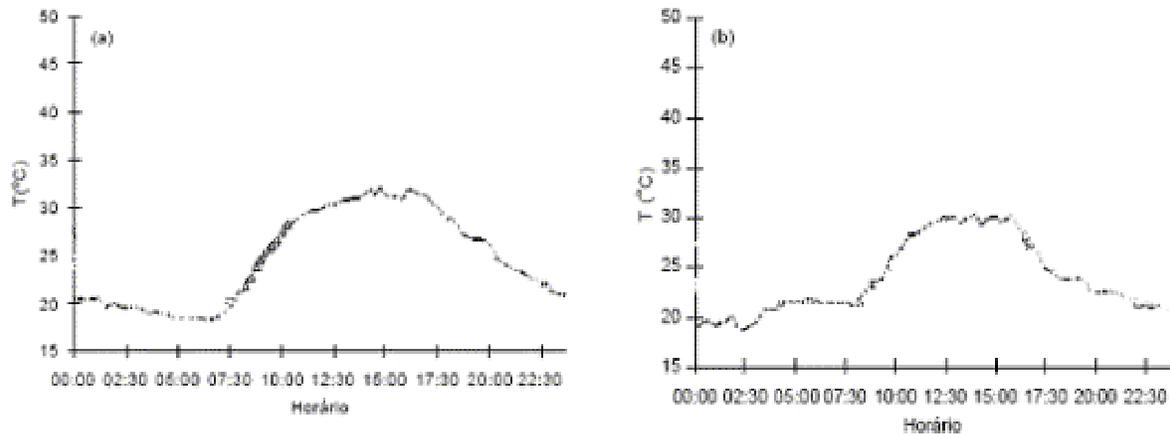
Lima (2002), Freire (2001) estudaram a distribuição da carga térmica para condicionamento de ar e conforto térmico, relacionando os componentes que a influenciam, como transmissão de calor através das paredes da câmara, iluminação, presença de pessoas, etc. O cálculo foi considerado para duas situações distintas: inverno e verão (LIMA, 2002).

A transmissão é o componente que mais exerce influência na carga térmica, na maioria das aplicações de estocagem industrial e/ou comercial. Nota-se pelos dados apresentados na Tabela 2.1 que as aplicações de condicionamento de ar apresentam um perfil diferente, com peso maior na infiltração e/ou iluminação, para os estudos de caso apresentados. A coluna 'Faixas' exprime as variações normalmente observadas em cálculos de projetos.

**Tabela 2.1:** Distribuição da carga térmica por componente de dados obtidos por Lima (2002), Freire (2001).

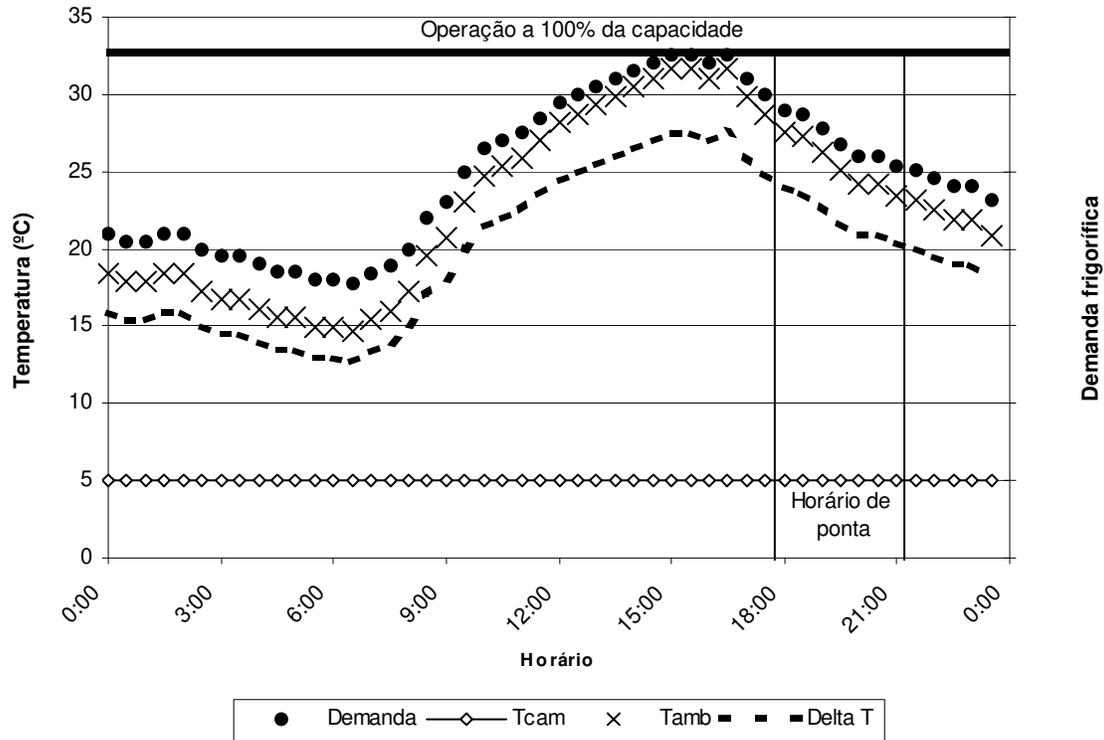
Fontes de carga térmica	Lima (2002)		Freire (2001)	Faixas (para câmaras de estocagem)
	Inverno	Verão		
Transmissão	37 %	58 %	26 %	40-60 %
Infiltração	63 %	6 %	32 %	5-15 %
Iluminação	0 %	25 %	10 %	5-10 %
Pessoas	0 %	7 %	15 %	1-5 %
Equipamentos	0 %	4 %	18 %	5-20 %
Produto	0 %	0 %	0 %	5-15 %
Outros	0 %	0 %	0 %	0-10 %

A transmissão é fortemente dependente da diferença de temperatura entre o ambiente externo e interno. Guiselini e Sentelhas (2004) mediram a variação da temperatura do ar ao longo do dia em um ambiente com clima tropical úmido com seca no inverno (Cwa), de acordo com a classificação de Köppen para um dia de céu aberto e nublado (Figura 2.3).



**Figura 2.3:** Variação da temperatura do ar ao longo do dia, (a) em um dia de céu limpo e (b) em um dia de céu nublado (GUISELINI; SENTELHAS, 2004, p. 13).

Se a transmissão for considerada como o principal fator que influencia na carga térmica, pode-se construir um diagrama-exemplo, mantendo o compressor operando em capacidade máxima de forma contínua, mostrando a capacidade excedente que ocorre em determinados momentos devido ao superdimensionamento do sistema de refrigeração. É nesses períodos do dia que se pode fazer uso da termoacumulação. A diferença de temperatura entre o ambiente e o interior da câmara pode ser considerada diretamente proporcional à demanda frigorífica necessária, no caso em que se considera somente a transmissão, de tal forma que a área acima da curva da diferença de temperatura ( $\Delta T$ ) até atingir o ponto de “superdimensionamento” (máxima temperatura) mostrada na Figura 2.4 indica a capacidade excedente que pode ser armazenada sob a estratégia de termoacumulação. O consumo de energia associado à bomba necessária para o deslocamento do fluido secundário não está sendo considerado no diagrama-exemplo da Figura 2.4, já que, na maioria dos casos, é muito menor que o de operação do sistema frigorífico.



**Figura 2.4:** Diagrama-exemplo mostrando as variações da temperatura do ar externo durante o dia e da capacidade frigorífica necessária, relativa à carga térmica de transmissão.

## 2.5 Instrumentação e controle em sistemas de refrigeração

Há, nos sistemas de refrigeração atualmente instalados, dispositivos de automação para controle e proteção, evitando a perda por desgaste mecânico ou curto-circuito dos equipamentos. Desta forma, aparelhos que fazem a leitura da pressão e desarmam o sistema quando da ocorrência de anormalidades, conhecidos como pressostatos, são de grande importância, pois reduzem desgaste mecânico nos compressores, evitando que o equipamento seja exposto a grandes variações de pressão, o que provoca aquecimento excessivo e operações com razão de compressão ineficiente. Sistemas de controle do tipo liga-desliga são utilizados para manutenção da temperatura do interior da câmara em um valor desejado. Os termostatos são os equipamentos responsáveis por essa tarefa.

Com o advento da tecnologia e a constante preocupação na otimização de processos, técnicas de simulação em sistemas de refrigeração vêm sendo desenvolvidas

por vários pesquisadores, tendo por objetivo determinar as condições ótimas de operação que levem a um melhor desempenho do sistema.

A finalidade de um sistema de controle de processos é garantir uma operação estável das variáveis de processo dentro de limites pré-estabelecidos. Esse objetivo é alcançado mediante a utilização de sensores que medem o valor atual do processo e o compara com um desejado. O desvio que o processo apresenta invoca uma ação, visando reduzir o desvio para o menor valor possível de forma contínua e automática. Portanto, um bom sistema de controle é aquele que proporciona um desvio mínimo da variável de processo quando esta é perturbada por algum agente externo, retornando-a ao valor desejado em um curto intervalo de tempo e apresentando menor oscilação (SILVA, 2003).

Controladores do tipo proporcional-integral-derivativo (PID) são os mais utilizados nas indústrias por sua robustez e simplicidade de instalação e sintonia. Esse tipo de lógica possui controle adequado a processos industriais que apresentem características de atraso de transporte, pequena não-linearidade, processos de ordem elevada, ruídos, perturbações de carga, entre outras perturbações que causem mudanças repentinas no processo (ALMEIDA; COELHO, 1999 apud SILVA, 2003).

Vargas et al. (1998) avaliaram o comportamento de controladores em um sistema de refrigeração por absorção, verificando que o controlador contínuo elimina oscilações indesejáveis no valor da temperatura, o que não acontece quando se faz uso do tradicional controle liga-desliga. Isso ocorre porque o sistema liga-desliga somente possui duas posições de atuação: carga total (liga) e nula (desliga), o que não é suficiente para a redução das oscilações.

Silva (2003) estudou o comportamento dinâmico de um sistema de refrigeração com fluido secundário, utilizando diversas malhas de controle. O autor trabalhou com controles convencionais do tipo proporcional-integral (PI), PID e *fuzzy*/PID, verificando que a estratégia de controle *fuzzy* combina um bom desempenho nos parâmetros do erro, acarretando consumo de energia elétrica cerca de 14,4 % menor.

## **2.6 Comunicação digital e arquitetura *fieldbus***

“A transição para sistemas totalmente digitais se tornou indispensável frente às necessidades tecnológicas do desenvolvimento do controle de processos [...]” (SILVA, 2003, p. 8). Desta forma, uma nova arquitetura deve-se mostrar capaz de substituir totalmente o padrão de comunicação 4-20 mA, possuir interoperabilidade total entre

dispositivos de fabricantes diferentes e garantir a estabilidade do funcionamento (SILVA, 2003).

Os padrões de transmissão de sinais utilizados inicialmente em sistemas de controle eram baseados na codificação dos sinais de pressão, [os quais possuíam normalmente], valores entre 3 e 15 psi. A tecnologia pneumática foi amplamente utilizada, porém, gradativamente substituída pelo padrão de transmissão em corrente [elétrica, usualmente], 4 a 20 mA. [Entretanto, essa mudança não eliminou] a característica analógica e o caráter unidirecional dos sistemas de transmissão. Com o advento do protocolo HART (Highway Addressable Remote Transducer), que sobrepõe informações digitais sobre os sinais analógicos, tentou-se ampliar a funcionalidade do padrão 4-20 mA para acomodar o fluxo bidirecional de dados e os chamados dispositivos inteligentes. Porém, a aceitação dessas soluções foi limitada (SILVA, 2003, p. 7-8).

De forma a minimizar custos e aumentar a operacionabilidade de uma aplicação, introduziu-se o conceito de rede para interligar vários equipamentos de um processo, surgindo diversas redes digitais de comunicação. A rede *fieldbus* é uma estrutura bastante utilizada e tem como característica principal o alto desempenho na comunicação entre dispositivos inteligentes em processo contínuo, cujas informações são transmitidas sob o formato de pacotes de mensagens (SILVA, 2003).

Thomesse (1999, p. 81, tradução nossa) define *fieldbus* como sendo “uma rede para conexão de dispositivos de campo como sensores, atuadores e controladores de campo como controlador lógico programável (CLP), reguladores e controles de fluxo”. Já para Zimmermann (1980), *fieldbuses* são sistemas de comunicação em tempo real e, portanto, são baseados no modelo de estrutura de camadas deduzido do modelo de sete camadas do protocolo OSI (*Open Systems Interconnection*).

O usuário final de um sistema *fieldbus* necessita de alguns requisitos específicos, segundo Thomesse (1998): segurança, disponibilidade, manutenção facilitada, possibilidade de atualização rápida e fácil, abertura, interoperabilidade e longevidade.

O custo de compra, instalação e utilização de três sistemas diferentes (analógico convencional; analógico/digital híbrido, anexo a um protocolo HART; e *fieldbus*) foi comparado por Verhappen (2000). O autor exhibe tabelas e gráficos com custos normalizados, utilizando o controle analógico como referência, mostrando que conjuntos *fieldbuses* possuem preços mais elevados, porém os custos de instalação e utilização são menores devido a menor quantidade de cabos necessários para transmitir informações e possibilidade de manutenção e calibração remotas.

## 2.7 Índices de avaliação da eficiência de sistemas

O coeficiente de *performance* (COP) é o índice mais comumente utilizado para avaliação da eficiência em sistemas de refrigeração. Esse parâmetro global transcreve o desempenho energético do sistema em um valor numérico, geralmente adimensional e maior que 1, através da razão entre o efeito útil obtido e a ação necessária para realizá-la. Pode-se calculá-lo através da Equação (2.1).

$$COP = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{E}_{el}} \quad (2.1)$$

Considerando um caso simples em um sistema de expansão direta e apenas um compressor, o efeito útil corresponde à carga térmica e a ação útil, à demanda elétrica necessária do compressor.

A avaliação do COP é considerada uma análise termodinâmica do processo, baseada na primeira lei. A primeira lei está relacionada ao princípio de conservação de energia, quando de sua transformação. Entretanto, a segunda lei afirma que a energia não somente apresenta quantidade mas também qualidade, sendo que no decorrer de um processo a tendência da energia é diminuir de qualidade ao ser transformada em outra forma (SANTOS, 2005).

Em uma situação ideal, um processo de transformação de energia elétrica, mecânica ou calorífica é considerado reversível. Desta maneira, é possível a transformação integral dessas formas de energia, mantendo-se o índice de qualidade. Em processos reais, é plausível que o índice de qualidade diminua, logo a eficiência generalizada depende da forma de energia que participa do processo. Devido a isso, muitos autores atuais preferem trabalhar com uma propriedade denominada exergia, considerada a parte útil da energia (SANTOS, 2005).

### **3. Material e métodos**

Serão descritos os cenários de estudo, material e equipamentos necessários ao processo já existente, bem como a metodologia para realização de medições, adequando-os à proposta de termoacumulação.

O trabalho prático foi iniciado estudando-se a carga térmica numa câmara de refrigeração durante um período de 24 horas para que fosse possível dimensionar um tanque acumulador de energia térmica a baixa temperatura.

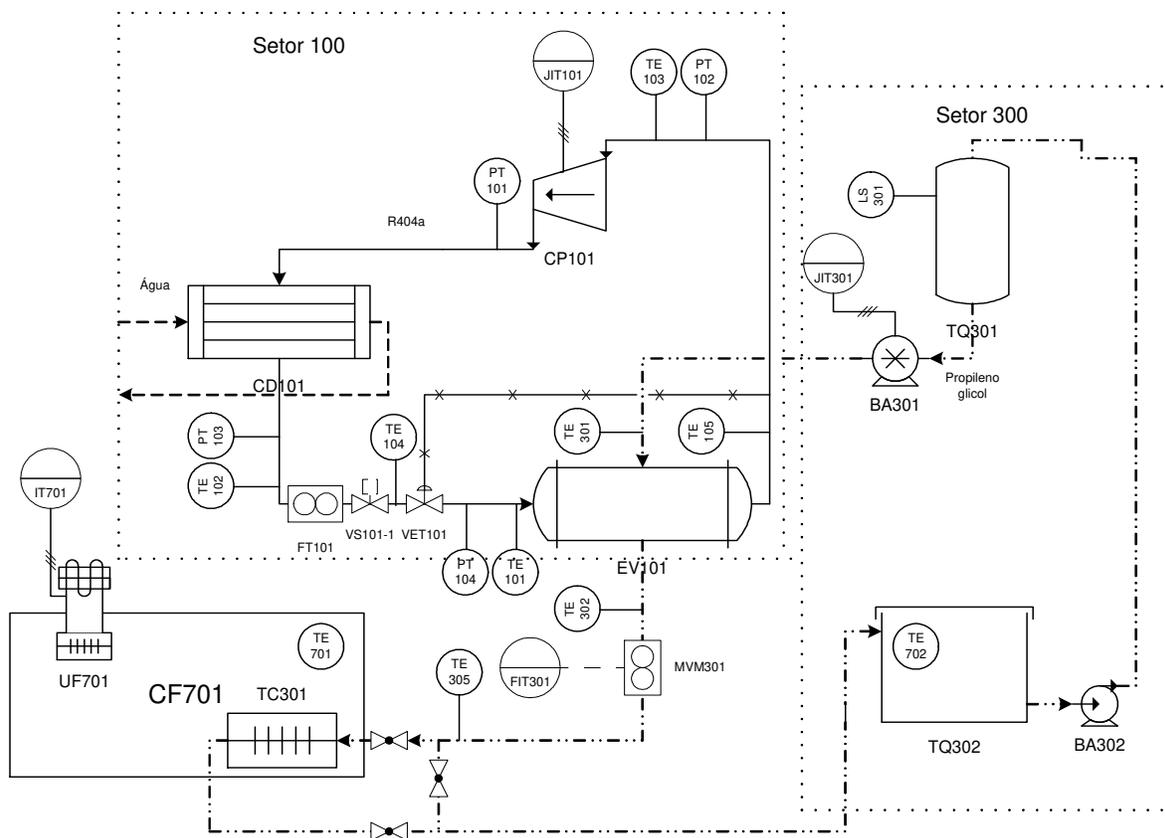
Paralelamente ao estudo teórico da carga térmica, dados reais do comportamento da temperatura externa e interna da câmara auxiliaram o cálculo prático da carga térmica, bem como a estimativa da capacidade do tanque de termoacumulação.

Realizou-se a montagem de uma derivação na linha de fluido secundário da unidade já instalada no Laboratório de Controle de Processos de Alimentos (LACPA) – DEA/FEA/UNICAMP até a câmara frigorífica, instalando um trocador de calor aletado com convecção forçada em seu interior, bem como todos os acessórios necessários.

Fez-se a adequação dos *softwares* configuradores e aquisitores de dados, e assim verificou-se o comportamento do sistema frente a perturbações individuais e simultâneas, tanto para o sistema original da câmara quanto para a operação com termoacumulação dedicada.

#### **3.1 Apresentação da aplicação**

A linha montada para o transporte de fluido secundário possui muitos instrumentos e equipamentos. É importante que se conheça a disposição física desses na planta, bem como se faz necessária a atribuição de códigos (*tags*) aos mesmos, facilitando sua identificação, manutenção e localização na linha. Nas Tabelas 3.1 e 3.2 estão mostrados os equipamentos e as instrumentações utilizadas e suas respectivas nomeações. No fluxograma da Figura 3.1 está a distribuição física dos mesmos na planta.



**Figura 3.1:** Fluxograma da aplicação.

**Tabela 3.1:** Descrição dos códigos (*tags*) dos equipamentos da aplicação.

	Código ( <i>tag</i> )	Equipamento	Localização
Setor 100 (R404a)	CP101	Compressor	
	EV101	Evaporador	
	CD101	Condensador à água	
	VS101-1	Válvula solenóide 1	
	VET101	Válvula de expansão termostática	
Setor 300 (Solução de Propileno glicol)	BA301	Bomba alternativa	
	BA302	Bomba centrífuga externa	
	TQ301	Tanque pulmão de solução de propileno glicol	
	TQ302	Tanque termoacumulador	
Setor 700 (Câmara)	CF701	Câmara de estocagem com unidade condensadora	
	UF701	Unidade frigorífica <i>plug-in</i>	Na parede de CF701

**Tabela 3.2:** Descrição dos códigos (*tags*) dos sensores da aplicação sistema.

	Código ( <i>tag</i> )	Equipamento/Sensor	Localização
Setor 100 (R404a)	TE101	Elemento primário de temperatura (Pt100)	Entrada do evaporador
	TE102	Elemento primário de temperatura (Pt100)	Saída do condensador
	TE103	Elemento primário de temperatura (Pt100)	Entrada do compressor (sucção)
	TE104	Elemento primário de temperatura (Pt100)	Entrada do evaporador, próximo à VS101-1
	TE105	Elemento primário de temperatura (Pt100)	Saída do evaporador
	PT101	Transmissor de pressão (manométrica)	Saída do compressor (descarga)
	PT102	Transmissor de pressão (manométrica)	Entrada do compressor (sucção)
	PT103	Transmissor de pressão (manométrica)	Saída do condensador
	PT104	Transmissor de pressão (manométrica)	Entrada do evaporador
	FT101	Transmissor de vazão	Linha de líquido
	JIT101	Transmissor/indicador de potência	Compressor
Setor 300 (Solução de Propileno glicol)	MVM301	Medidor de vazão magnético	
	TC301	Trocador de calor secundário	CF701
	FIT301	Transmissor/indicador de vazão	MVM301 - Saída do evaporador
	TE301	Elemento primário de temperatura (Pt100)	Entrada do evaporador
	TE302	Elemento primário de temperatura (Pt100)	Saída do evaporador
	TE305	Elemento primário de temperatura (Pt100)	Entrada do trocador secundário
	LS301	Chave de nível	TQ301
JIT301	Transmissor/indicador de potência	BA301	
Setor 700 (Câmara)	TE701	Elemento primário de temperatura (Pt100)	Interior de CF701
	TE702	Elemento primário de temperatura (Pt100)	Interior de TQ302
	IT701	Transmissor de corrente	Unidade condensadora de CF701

### 3.2 Avaliação da carga térmica da câmara frigorífica de estocagem

A carga térmica da câmara frigorífica de estocagem, marca Moduloc Dânica<sup>®</sup>, foi calculada considerando o local em que está instalada. O cálculo levou em consideração:

- Energia transferida através das paredes, piso e teto;
- Infiltração de ar no interior da câmara;
- Produtos armazenados;
- Iluminação e equipamentos;
- Pessoas;
- Motores do evaporador.

O método teórico de cálculo sugerido foi o de balanço de energia, o qual considera equações de balanço, dimensões, propriedades dos materiais, tempo de permanência útil no interior da câmara (pessoas, equipamentos e iluminação) e dados psicrométricos.

A câmara possui dimensões externas de 1.750x2.100x2.450 mm (largura x comprimento x altura), sendo construída de painéis com revestimento em aço zincado pré-pintado na cor branca e núcleo isolante de PUR (espuma de poliuretano), com retardante a chama (caracterizado como R-1, conforme a Associação Brasileira de Normas Técnicas – ABNT), na espessura de 70 mm. A junção dos painéis é do tipo *lock* (Figura A.1). A unidade de refrigeração instalada, da marca Kit Frigor<sup>®</sup>, é um sistema monobloco *plug-in*, modelo KFN 100, que opera com R-22 em um compressor hermético, consumindo 1.200 W de potência elétrica (Figura A.2).

Com a informação da capacidade frigorífica e considerando o sistema de refrigeração original anexo à câmara como referência, pode-se verificar e comparar o requerimento de energia elétrica do sistema. Estudos foram realizados para verificar a utilização do fluido secundário e redução do requerimento de energia. Essa informação foi importante no dimensionamento do trocador de calor aletado a ser instalado e o tanque de termoacumulação (Item 3.4).

A estimativa da carga térmica de uma instalação pode ser determinada pelo método do balanço de energia, o qual está descrito a seguir. Esse método de cálculo é muito utilizado para o dimensionamento e seleção de equipamentos.

### 3.2.1 Energia transferida através das paredes, piso e teto

O isolamento térmico adotado na construção da câmara é o item mais importante a ser levado em consideração no cálculo da energia transferida através das paredes, teto e piso. Assim, encontra-se o valor estimado do coeficiente global de transferência de calor (U), através da Equação (3.1).

$$Q = \sum_{i=1}^N Q_i = US\Delta T|_i = US(T_{ext} - T_{int})|_i \quad (3.1)$$

### 3.2.2 Energia relativa à infiltração do ar no interior da câmara

A carga térmica de infiltração é dada pela influência da entrada de ar externo no interior da câmara pela abertura de portas entre ambientes com diferentes temperaturas. A infiltração pode ser calculada através do método de volume (DOSSAT, 1980), de acordo com a Equação (3.2). Onde o valor de n pode ser obtido através das Tabelas 10-7A e B (DOSSAT, 1980, p. 294).

$$Q = \frac{V_{ic}}{v} n (\hat{H}_e - \hat{H}_i) \quad (3.2)$$

As tabelas da referência citada exibem fatores para diferentes condições de operação, cujas unidades são dadas em energia/volume de ar. Logo, na Equação (3.2) a diferença de entalpia entre as correntes de ar e o número de trocas de ar estarão englobados em um fator único, chamado fator de trocas de ar.

Outro método de cálculo é o de abertura de portas. Deve-se conhecer a área que as comunicações do interior possuem com o exterior, bem como a relação entre a temperatura interna e a externa por meio de cartas construídas por profissionais da área de refrigeração. A Equação (3.3) (DOSSAT, 1980) pode ser utilizada. Onde o valor de f pode ser obtido através das Tabelas 10-6A e B (DOSSAT, 1980, p. 293).

$$Q = V_{ic} n f \quad (3.3)$$

### 3.2.3 Energia térmica relativa a produto, pessoas, iluminação e equipamentos

O calor de iluminação é dado pelo tempo e pela intensidade (potência) com que as lâmpadas ficam acesas dentro do espaço refrigerado.

As pessoas dissipam calor em decorrência da diferença de temperatura entre o corpo e o meio ambiente em que se encontram, no caso, o espaço refrigerado. O calor dissipado por uma pessoa adulta dentro de uma câmara a 5 °C, por exemplo, é de aproximadamente 215 kcal/h (DOSSAT, 1980).

Os equipamentos liberam energia térmica dos motores contribuindo também para aumento da carga térmica. Para o caso dos ventiladores dos forçadores é comum a adição de 10% da carga térmica total no cálculo (DOSSAT, 1980).

Da mesma forma, o produto exerce influência se a câmara for utilizada para resfriá-lo ou estocá-lo. Além disso, o produto geralmente possui maior capacidade calorífica em relação ao ar interno, de tal forma que auxilia na manutenção da temperatura do ar da câmara. A diferença de temperatura a qual o produto deverá sofrer, multiplicada por sua massa e calor específico fornece a quantidade de energia necessária, de acordo com a Equação (3.4).

$$Q = mc_p \Delta T \quad (3.4)$$

O calor transferido ao ambiente por esses componentes é calculado pelo produto da potência consumida em relação ao tempo de permanência.

### 3.3 Cálculo prático da carga térmica e dimensionamento do tanque termoacumulador

A carga térmica média de uma câmara de estocagem pode ser estimada levando em consideração a capacidade frigorífica nominal do sistema *plug-in* (dado de catálogo) multiplicado pelo tempo em que este ficou ligado durante o ensaio, de acordo com a Equação (3.5).

$$Q_{Dia} = \dot{Q}_0 \sum_{i=0}^N \Delta t_i \quad (3.5)$$

Assim, a carga térmica média da aplicação pode ser obtida dividindo-se  $Q_{\text{dia}}$  pelo período total de tomada de dados.

Uma vez estimada a quantidade de calor retirada por hora, isto é, a potência térmica para que houvesse a manutenção da temperatura na câmara, então a estratégia de termoacumulação (parcial ou total) pode ser calculada pela Equação (3.4). O resultado a ser obtido é a massa de propileno glicol a ser estocada para um diferencial de temperatura adequado. No cálculo, considerou-se que a temperatura da câmara seria exclusivamente mantida pelo fluido secundário o qual apresentaria um aquecimento de 5 °C. Em carga parcial, a massa de propileno glicol necessária para a alteração de temperatura prevista é 1/8 da capacidade de um dia, já que as três horas do horário de ponta correspondem a 1/8 do dia.

### 3.4 Montagem da linha de fluido secundário

A unidade frigorífica para resfriamento de líquido já instalada no LACPA foi montada e instrumentada para monitoramento de todas as variáveis de processo e elétricas (Silva, 2003). No projeto, foi utilizado como refrigerante primário o R-404A, uma mistura ternária de refrigerantes da família dos hidrofluorcarbonos, que não apresenta potencial de degradação da camada de ozônio, seguindo desta forma uma tendência mundial de aplicação deste tipo de refrigerante (Figura A.3).

Ao conjunto original, foi acrescentado um reservatório de fibra de vidro (TQ302) com capacidade para 2.000 L de fluido, marca Fortlev<sup>®</sup>, instalado em uma plataforma de alvenaria localizada externamente. O reservatório foi isolado termicamente, em sua lateral, com duas camadas de espuma elastomérica AF/Armaflex<sup>®</sup>, de 19 mm de espessura cada, totalizando 38 mm. Isolação adicional para reflexão dos raios solares foi feita com filme de alumínio canelado de 0,35 mm de espessura. Sob sua base, foram acomodadas placas de cortiça de 25 mm de espessura, recobertas com plástico e lona de borracha para proteção contra umidade e transferência de calor com o piso (Figura A.4). O reservatório é tampado com uma peça de mesmo material do corpo, face externa branca, sem isolamento.

A tubulação foi montada com tubos em aço carbono de 1” de diâmetro nominal utilizando acessórios necessários, como luvas, niples, uniões, redutores e curvas. A linha foi constituída de aproximadamente seis metros de tubulação, isolada externamente com isolamento de espuma expandida Tubex<sup>®</sup> 10/35 de 9 mm de espessura (Figura A.5).

Após o reservatório, foi instalada uma bomba centrífuga (BA302) com rotor fechado marca KSB Hydrobloc<sup>®</sup> modelo C750N T (Figura A.6), a fim de conduzir o fluido para o tanque pulmão de propileno (Figura A.7).

No interior da câmara, montou-se um trocador de calor aletado com forçador (TC301), o qual funcionará como uma espécie de *fan-coil*, circulando o refrigerante secundário para troca térmica com a câmara e retornando o fluido ao reservatório. Esse trocador de calor aletado com ar forçado marca Mipal<sup>®</sup> MI PLUS, modelo LMMI031A, potência 140W, degelo opcional não instalado, foi dimensionado em relação ao cálculo da carga térmica realizado no item 3.2, bem como pela temperatura de aplicação, já que essa variável justifica o espaçamento entre as aletas: maior no caso de congelados, devido à maior formação de gelo (Figura A.8). A ligação da tubulação de aço carbono ao trocador de calor aletado foi realizada por meio de tubulação flexível de latão e conexões correspondentes (Figura A.9).

Na região próxima à câmara, foi construída uma passagem secundária (*bypass*), de tal modo que se pode evitar a passagem do fluido por dentro do trocador de calor aletado, facilitando a operação quando se deseja apenas termoacumular (Figura A.10).

### 3.5 Instrumentação do sistema

A instrumentação do sistema já instalada caracteriza-se por uma arquitetura híbrida, com a integração de instrumentos analógicos, digitais e *fieldbus*, de acordo com o mencionado por Silva (2003) (Figura A.11).

A rede *fieldbus* é interligada a diversos instrumentos, sensores e atuadores do sistema de refrigeração, sendo também conectada a um dispositivo de gerenciamento, o *software* supervisor AIMAX<sup>®</sup>, versão 4.2, que se comunica com os dispositivos *fieldbus*, com o CLP e com *slots* adicionais, fornecendo informações em tempo real e permitindo monitorar e alterar os parâmetros de controle do sistema de refrigeração (Silva, 2003) (Figura A.12).

O supervisor auxiliou na aquisição de dados, podendo ser operado à distância. Telas de inicialização e operação foram desenvolvidas por Silva (2003) e incluem o sistema de refrigeração e a linha de fluido secundário até o trocador de calor a placas. Desta forma, foi desenvolvida uma tela para a derivação mencionada no Item 3.4.

Além disso, instrumentação adicional foi montada, a fim de se obter dados do conjunto original da câmara, temperaturas e controle de nível no tanque pulmão de propileno (TQ301). Foram acrescentados:

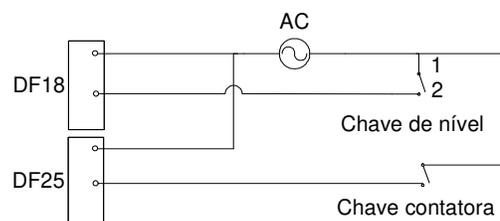
- Chave de nível tipo boia (LS301) Level Control<sup>®</sup> modelo LC 120, sinal de saída On/Off e alimentação variável, no tanque pulmão de propileno glicol (TQ301). Esta chave possui três contatos de saída, sendo o canal 1 comum, o canal 2 indica tanque vazio e o canal 3 indica tanque cheio (Figura A.13).
- Transdutor de corrente TNI Hartmann & Braun<sup>®</sup>, instalado na alimentação elétrica do sistema de refrigeração monobloco *plug-in* da câmara modulada (UF701). Apresenta entrada de 0-5 A e saída de 0-5 mA. Como a câmara possui um consumo de aproximadamente 5,5 A, optou-se por adicionar um transformador de corrente, a fim de que o transdutor de corrente ficasse protegido. Instalou-se um transformador de corrente de barra, marca Kron<sup>®</sup>, modelo TCKR125, 10/5 A.
- Sensores de temperatura tipo Pt100, montados a três fios e com terminação em termorresistência de platina CRZ 2005 classe B, de 99,93  $\Omega$  a 0 °C, montada em substrato de cerâmica, com ponta protegida por envoltório rígido de plástico.

O acionamento da bomba centrífuga externa (BA302) foi realizado através de comando eletrônico na chave contatora Weg<sup>®</sup> CVM 9.10, bobina de 110 V, ligada no módulo com relé de saída DF25 (2 grupos de 4 relés NO) (Figura A.14).

O sinal da chave de nível (LS301) foi ligado no módulo de entrada AC DF18 (2 grupos de 8 entradas digitais de 120 Vac), por ser uma entrada digital.

Os sensores de temperatura (TE701 e TE 702) foram ligados nos canais do módulo DF45 (8 entradas de baixo sinal para TC, RTD, mV e Ohm).

Tanto a chave de nível (LS301) quanto a chave contatora da bomba (BA302) possuem alimentação de 127 Vca. Assim, seus acionamentos foram ligados a seus respectivos módulos com circuito em paralelo, de tal forma que uma única fonte fosse utilizada. Um breve esquema está indicado na Figura 3.2.



**Figura 3.2:** Esquema da ligação elétrica da chave de nível e chave contatora da bomba.

As umidades relativas do exterior e interior da câmara e a temperatura externa foram monitoradas através de registradores de dados compactos com diagnóstico em campo (*data loggers*) Testo<sup>®</sup> 175. Essa variável não pôde ser medida com os instrumentos disponíveis em campo, por isso esses dados não foram coletados no *software* supervisor.

O sinal de saída do transdutor de corrente foi ligado a um dispositivo de campo IF (conversor Corrente-*Fieldbus*), no canal 1. A configuração do *software* configurador, a leitura e aquisição dos dados será descrita no Item 3.6.

### 3.6 Configuração dos softwares

Após a instalação física dos componentes, faz-se necessário um ajuste de configuração, de tal forma que a comunicação entre campo e computador esteja correta. Como a rede foi instalada em parceria com a empresa Smar<sup>®</sup>, o *software* configurador disponível para fazer esse trabalho é o Syscon<sup>®</sup>. O aplicativo possui uma interface amigável e simples e baseia-se na configuração por blocos funcionais disponíveis no padrão *Fieldbus Foundation*. Isso permite que o sistema todo (DFI302 e equipamentos de campo) possa ser completamente configurado por um único aplicativo. Este tem a função de detectar, identificar e atribuir os endereços a dispositivos conectados, removidos ou que tenham apresentado problema.

O DFI302 é considerado como *bridge* e suporta até quatro *upstream ports*. Na configuração para este trabalho, grande parte dos dispositivos de campo estão conectadas à porta 1 e o IF do transdutor de corrente, à porta 2. Além disso, pode-se configurar o número de módulos de E/S (ou I/O) bem como os seus tipos (discreta, analógica, pulso, etc). Os módulos de E/S têm pontos que são agrupados como mostrado na Tabela 3.3. A descrição detalhada de como configurar o Syscon<sup>®</sup> para esta aplicação está mostrada no Apêndice B.

**Tabela 3.3:** Configuração dos módulos suportadas pelo DFI302.

Ponto de configuração	Número de pontos suportados
<i>Rack</i>	0 – 14
<i>Slot</i>	0 – 3
<i>Group</i>	0 – 1
<i>Point</i>	0 – 7

O valor do parâmetro de configuração a ser digitado no bloco funcional do módulo, no subitem CHANNEL é composto de elementos na forma RRS GP. Assim, um parâmetro CHANNEL 1203, significa *rack* 1, *slot* 2, *group* 0 e *point* 3. Quando deseja-se configurar todos os pontos, isto é, o grupo inteiro, o valor do ponto de configuração *point* deve ser 9.

Após o trabalho de inserir os dados, deve-se salvar as informações das *tags* criadas, as quais servirão de referência para a interface que se cria entre configurador e o supervisor. Para isso, basta acionar a opção *Export Tags*. Após, coloca-se o sistema em estado operante (*on-line*) para realizar a conexão com a rede e atribuir o endereço correto a cada instrumento, através do número de série. Deve-se então descarregar as informações à planta, através do *Assign Tag* e *Download*.

Além da configuração tradicional para leitura e monitoração dos dados, através do aplicativo é possível criar blocos funcionais de controle e cálculos, utilizando inclusive estratégias PI, PID, entre outras. Pode-se atribuir um nome a estratégia de controle empregada, facilitando o acesso do usuário.

O bloco funcional TIME\_Nível foi criado para que o tanque pulmão de propileno (TQ301) nas transbordasse, já que a vazão da bomba centrífuga (BA302) é maior que a vazão máxima da bomba de deslocamento positivo (BA301). Desta forma, a bomba centrífuga desliga-se ao atingir o nível do tanque, indicado pela chave de nível e é novamente religada após um tempo pré-determinado (Figura B.1)

O supervisor AIMAX<sup>®</sup>, versão 4.2 possibilita a comunicação remota com a planta, permitindo aquisição de dados com taxa adequadamente estabelecida, acionamento de equipamentos e aplicação das estratégias de controle configuradas pelo Syscon<sup>®</sup>. Cada variável dos equipamentos de campo pode ser coletada no AIMAX, podendo a elas ser atribuído um nome a fim de facilitar o acesso. Ainda é possível criar constantes, aquisição *on-line* de gráficos, correção de dados por curvas e cálculos.

As telas de inicialização e operação são relativamente simples de serem criadas, já que o programa aparenta bastante similaridade com AutoCAD<sup>®</sup> (Figuras C.1 e C.2, Apêndice C).

### **3.7 Calibração dos sensores de temperatura**

Os sensores Pt100 construídos foram calibrados fazendo-se uso de um banho termostático com circulação na faixa de  $-5$  a  $+50$  °C, intervalos de 5 °C, de acordo com as normas de medição de temperatura ANSI/ASHRAE 41.1, 1986. Utilizou-se solução de propileno glicol 37% (p/p) e comparação dos dados com termômetro padrão de mercúrio.

Para a realização das leituras, aguardou-se a estabilização da temperatura do banho no valor desejado e a manutenção desta por um período de tempo suficiente para aquisição de pontos de dados.

Os dados foram tratados em planilha Excel<sup>®</sup>, plotando-se temperatura corrigida como variável dependente de temperatura lida, tendo como referência a leitura do termômetro padrão marca Incoterm<sup>®</sup>, precisão 0,05 °C, escala -30 a +50 °C.

### **3.8 Aferição da concentração de propileno glicol em solução**

Ao misturar o propileno glicol PA com água no tanque reservatório de termoacumulação, sabia-se exatamente que quantidade de soluto teria a solução final, porém não a quantidade de solvente. Isso porque o propileno é comercializado em galões de 50 L e a água para diluição foi adicionada diretamente da rede. Desta forma, a quantidade de água não foi determinada antes.

Assim, para saber a quantidade de propileno em solução, lançou-se mão de um leitor de índice de refração Leica<sup>®</sup> 30, com escala em °Brix – sólidos solúveis – (0-30 °Brix). Foram preparadas diversas amostras de concentração conhecida e fez-se a leitura no aparelho. Trabalhando-se os dados, obteve-se uma curva que correlaciona o °Brix como variável independente em relação à concentração de propileno.

Sendo assim, após mistura e circulação da solução na linha, a concentração pode ser facilmente medida por um método simples e rápido.

### **3.9 Testes com a câmara**

A câmara de estocagem frigorificada faz parte do cenário de estudo proposto e a mesma possui um sistema de refrigeração próprio. Desta forma, o conjunto foi estudado, obtendo-se dados de temperaturas e umidades relativa externa e interna e do consumo energético através da medição da corrente e considerando-se uma tensão de alimentação constante a 220 V. Estudou-se o comportamento das variáveis quando a câmara estava vazia e com duas quantidades de produto: a) 360 kg de embalagens de 100 g de solução aquosa 15% sacarose e 0,5% de CMC (carboximetilcelulose), preparadas por Barbin (2007) para utilização em seu trabalho, e b) 940 kg, que inclui o descrito anteriormente e

mais 580 kg de água em embalagens de 1 kg. Todas as amostras foram acomodadas em caixas plásticas vazadas.

Foram realizados vários testes, impondo perturbações que influenciam a variação da carga térmica: quantidade produto, pessoas e aberturas de porta. Na Tabela 3.4, são apresentados os experimentos que foram realizados. Os históricos de temperatura, umidade relativa e consumo de energia, apresentados no Apêndice E, são relativos ao período de temperatura estável.

**Tabela 3.4:** Resumo dos testes iniciais na câmara.

Teste	Descrição	Produto	Abertura da porta (5 min)	Pessoa no interior (5 min)
1	Câmara vazia	Vz	-	-
2	Câmara vazia e abertura de portas	Vz	+	-
3	Câmara vazia, abertura de portas e pessoa	Vz	+	+
4	Câmara com 360 kg	Me	-	-
5	Câmara com 360 kg e abertura de portas	Me	+	-
6	Câmara com 360 kg, abertura de portas e pessoa	Me	+	+
7	Câmara com 940 kg	Ch	-	-
8	Câmara com 940 kg e abertura de portas	Ch	+	-
9	Câmara com 940 kg, abertura de portas e pessoa	Ch	+	+

Legenda: (-) indica não utilização da perturbação, (+) significa que a perturbação foi imposta. No caso do produto, (Vz) representa a câmara vazia, (Me), a quantidade 360 kg de produto e (Ch), a massa total (940 kg).

### 3.10 Utilização do *chiller*

Finalizada a montagem da linha de fluido secundário, deu-se início aos trabalhos no sistema de refrigeração de resfriamento de líquido, concomitante à realização dos testes iniciais (Item 3.9). Todo o funcionamento do sistema precisou ser revisto, o que incluiu manutenções na parte elétrica e mecânica dos equipamentos.

Optou-se pela operação manual do sistema, na qual os comandos foram dados pelas botoeiras do quadro elétrico. Desta maneira, requereu-se um entendimento dos

passos a serem seguidos, a fim de por o sistema em operação e também para desativá-lo.

Devido ao tempo que o sistema ficou parado e também à localização de um ponto de vazamento na tubulação de descarga do compressor, necessitou-se realizar soldas e uma nova carga de fluido refrigerante.

Após a etapa corretiva, testes preliminares foram realizados com água circulando na linha de fluido secundário, para verificação do desempenho da linha, verificação de pontos de vazamento, do tempo para resfriamento, de testes de vazão e do desempenho da bomba instalada externamente e da capacidade do sistema (2.000 L do reservatório adicionado da quantidade que ficaria circulante em linha). Durante esses testes preliminares, não se provocou a entrada de fluido secundário no trocador de calor interno da câmara, utilizando-se somente a passagem secundária (*bypass*).

Após acertos, resolveu-se testar a estratégia de termoacumulação sensível com a própria água antes da introdução de propileno, verificando-se o histórico de temperatura interna da câmara. Não foram realizados testes com carga térmica adicional (produtos) quando da utilização de água como fluido secundário.

Dando continuidade, esgotou-se parcialmente a água do sistema e adicionou-se propileno glicol P.A. (400 kg), de tal forma a produzir uma solução a 20% em massa de propileno, valor que foi conferido pelo método descrito no Item 3.8. A mistura foi circulada na linha durante um certo período de tempo para que fosse considerada homogênea.

Os testes realizados seguiram o mesmo princípio dos testes iniciais do Item 3.9, utilizando-se da estratégia de termoacumulação sensível com a câmara vazia e com produtos, assim como verificação do perfil de resfriamento do fluido secundário e a variação da temperatura desse no tanque de termoacumulação. Um resumo dos experimentos está apresentado na Tabela 3.5.

No teste 11, optou-se por fazer o estoque de energia termosensível (termoacumulação) durante à noite, pois em teoria o custo de energia é menor, além da temperatura externa apresentar valores mais baixos e menor variação, evitando-se assim troca térmica excessiva com o ambiente. O descarregamento da energia termoacumulada foi feito no horário de ponta, sendo que a temperatura da câmara e produto já estavam mantidos resfriados pela unidade frigorífica *plug-in*, a qual foi desligada durante o descarregamento, assim como o *chiller*.

O teste 12 é caracterizado pela operação somente com fluido secundário e a unidade frigorífica desligada, testando a estratégia de operação com equipamento continuamente, evitando liga e desliga, de tal forma a racionalizar o consumo de energia e

utilizar a energia excedente termoacumulada no horário de ponta, durante o qual o *chiller* também foi desligado.

**Tabela 3.5:** Testes com utilização do *chiller*.

Teste	Produto na câmara	Circulação de fluido na câmara	Observação
10	-	-	
11	Ch	+	Somente descarregamento da energia termoacumulada
12	Ch	+	Operação completa

Legenda: (-) indica não utilização da perturbação, (+) significa que a perturbação foi imposta. No caso do produto, (Ch) representa a massa total (940 kg).

### 3.11 Tratamento dos dados

Os dados obtidos foram tratados em planilhas Excel<sup>®</sup>, fazendo-se cálculos e obtendo-se históricos de temperatura, pressão, energia e vazão.

A potência dos equipamentos é uma grandeza que descreve a variação da energia em relação ao tempo. Desta forma, fazendo-se um gráfico de potência elétrica com base no tempo, a área sob a curva, isto é, a integral da função é o valor da energia. Como os dados obtidos são difíceis de serem descritos como função, a estratégia de integração numérica se mostra vantajosa para a realização do cálculo. Assim, os valores de potência foram integrados numericamente pelo método de Simpson (Ruggiero e Lopes, 1996), de acordo com a Equação (3.6).

$$\int_a^b f(x)dx = \frac{b-a}{6N} \left[ f(a) + 4 \sum_{i=1}^{N-1} f(x_{2i-1}) + 2 \sum_{i=1}^{N-2} f(x_{2i}) + f(b) \right] \quad (3.6)$$

Para cálculo do COP do chiller, os dados de pressão e temperatura coletados foram tratados como média em regime permanente e o ciclo frigorífico foi construído com a ajuda do *software Coolpack*<sup>®</sup>.

O custo da energia empregada nos testes foi calculada com base na Tabela A.1 (Anexo A), estrutura horo-sazonal A4 (2,3 a 25 kV), devido à UNICAMP ser atendida por uma tensão padrão primária de 11,95 kV. Foi feita a diferenciação por demanda e

consumo. Também se fez a diferenciação por consumo em horário de ponta e fora de ponta, tanto para a câmara quanto para o *chiller*.

## 4. Resultados e discussão

### 4.1 Calibração dos sensores de temperatura

Na Tabela 4.1 são apresentadas as equações de calibração obtidas para cada sensor.

**Tabela 4.1:** Equações de calibração dos sensores de temperatura.

Sensor	Equação de calibração	$r^2$	Equação
701	$T_c = 0,98769.T_L - 1,84436$	1,000	(4.1)
702	$T_c = 0,99943.T_L - 0,21833$	0,999	(4.2)

### 4.2 Aferição da concentração de propileno glicol em solução

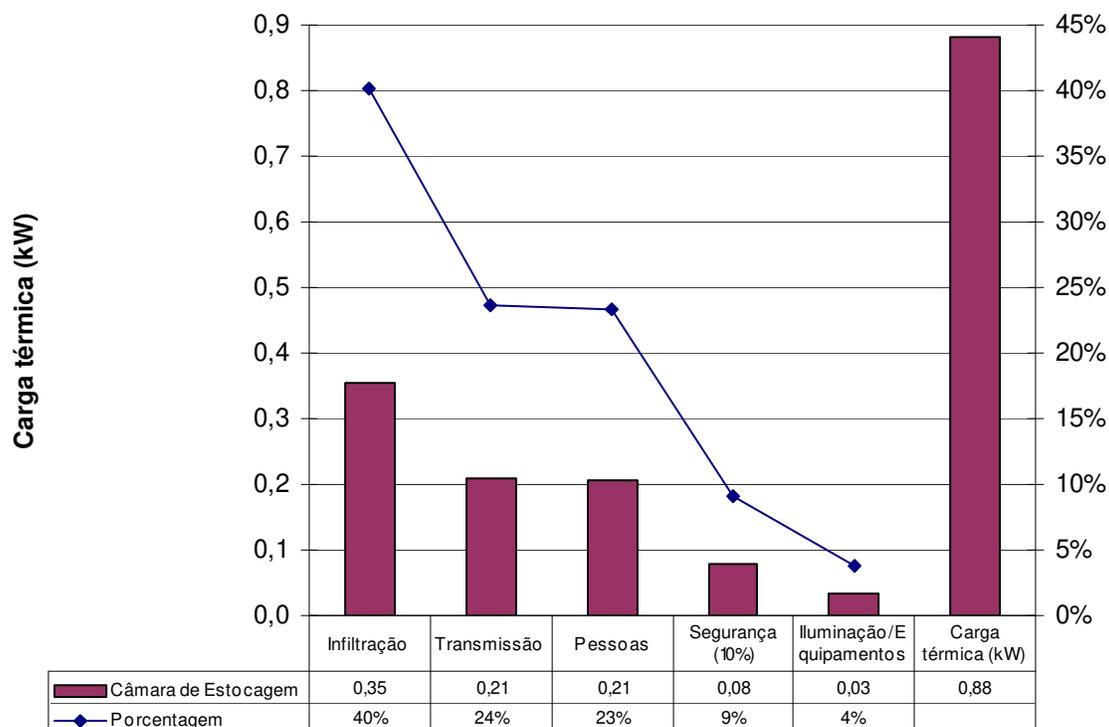
Com os dados coletados foi possível construir um ajuste linear, mostrado na Equação (4.3).

$$X_{PPG} = 1,3885.^{\circ} Brix + 0,1666 \quad (4.3)$$

A regressão linear dos dados apresentou um ajuste ( $r^2$ ) de 0,9981.

### 4.3 Avaliação da carga térmica da câmara frigorífica de estocagem

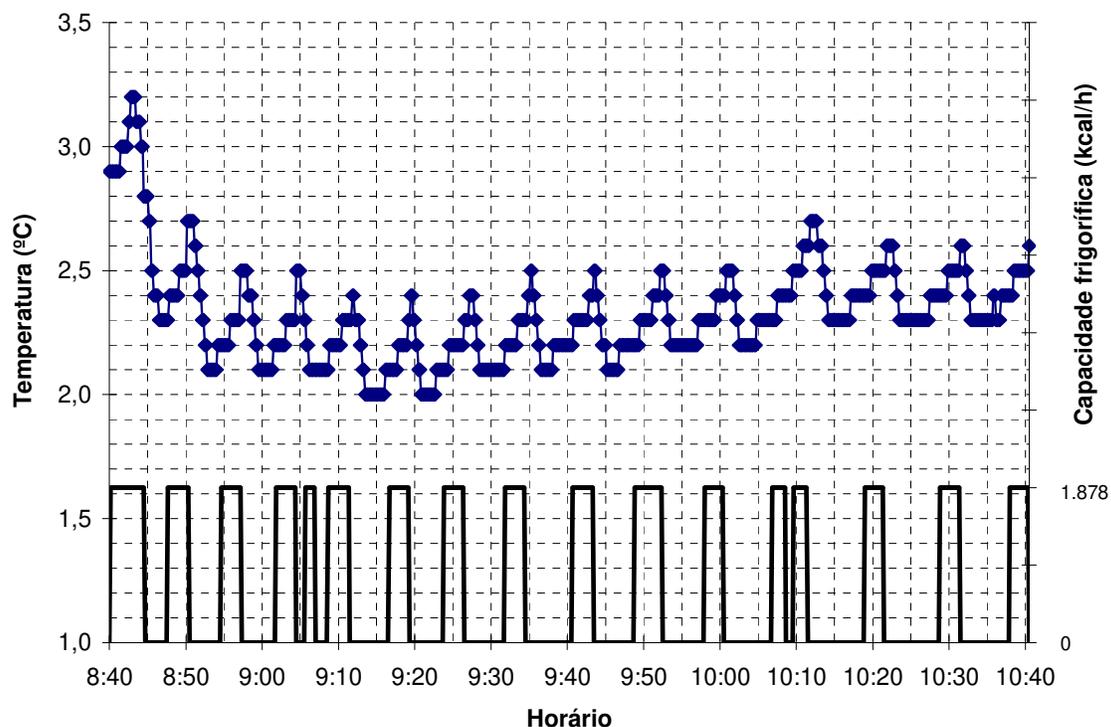
A carga térmica teórica, que é normalmente empregada no dimensionamento de equipamentos, foi calculada de acordo com dados médios de temperatura e umidade relativa do ambiente e considerando-se o mês mais quente. A planilha de dados pode ser visualizada no Apêndice D. Na Figura 4.1 é apresentada a distribuição do cálculo da carga térmica por variável.



**Figura 4.1:** Distribuição da carga térmica da câmara de estocagem, por variável (teórica).

O sistema de refrigeração original da câmara é uma unidade frigorífica *plug-in* modelo KFN 100 de 1,2 kW de potência nominal (demanda elétrica) e capacidade nominal de 1.878 kcal/h (conforme catálogo, Anexo B). O cálculo teórico apresentado com todas as suas considerações mostra que a carga térmica a ser suprida é de 0,9 kW (ou 760 kcal/h), menor que o dado do catálogo, mostrando um possível superdimensionamento para a câmara de estocagem. Assim, a manutenção da temperatura interna é feita por ciclos de acionamentos e desligamentos (controle liga-desliga), indicando que o sistema opera com parte da capacidade frigorífica ociosa.

Na Figura 4.2 é mostrada uma seleção dos ciclos de liga e desliga que ocorrem e sua correlação com a temperatura interna da câmara, para o ensaio com a câmara vazia. Foi escolhido um período de duas horas apenas para caráter ilustrativo. O mesmo procedimento de análise foi realizada para o período completo em todos os testes.



**Figura 4.2:** Histórico da temperatura interna da câmara em paralelo aos acionamentos do sistema *plug-in* (ensaio para câmara vazia).

Nota-se que o controle liga-desliga opera em ciclos acompanhando a variação da temperatura interna da câmara. Quando esta atinge um patamar máximo, que depende do *set point* e de sua variação positiva e negativa, a unidade é acionada e é desligada quando atinge o mínimo. Como a temperatura medida pelo sensor colocado na câmara não é “a mesma” determinada pelo sensor do termostato da unidade frigorífica, esse comportamento apresenta defasagem de tempo, como pode ser visto na Figura 4.2.

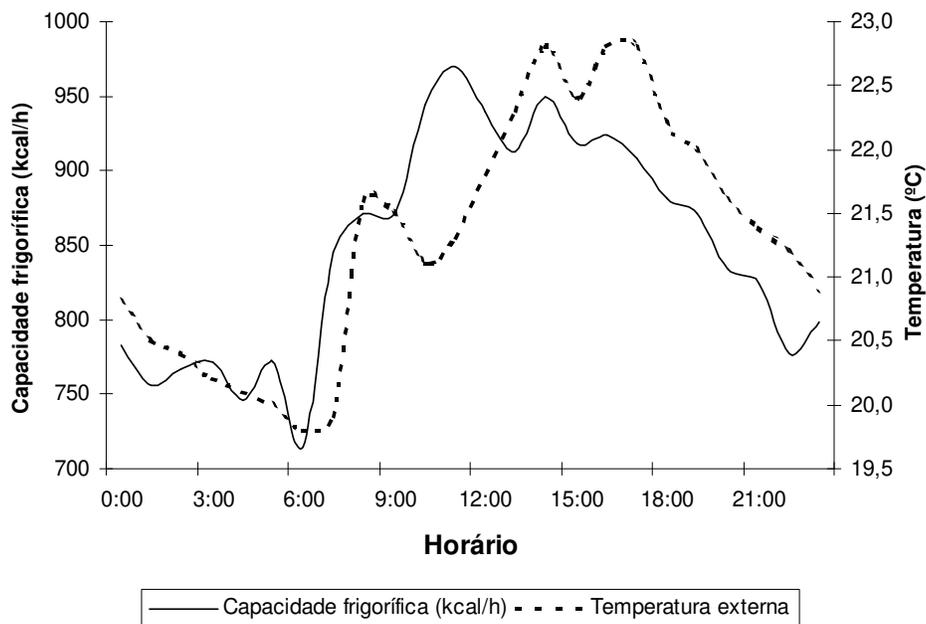
Embora os sistemas de refrigeração têm sua capacidade frigorífica reduzida com a diminuição da temperatura de evaporação, considerou-se o dado de capacidade nominal do catálogo para realizar o cálculo proposto pelo Item 3.3.

Uma vez calculada a quantidade de calor retirada em um dia ( $Q_{\text{Dia}}$ ) ou a média de carga térmica horária, estimou-se a massa de propileno necessária para a estratégia de termoacumulação e, conseqüentemente, o tamanho do tanque termoacumulador.

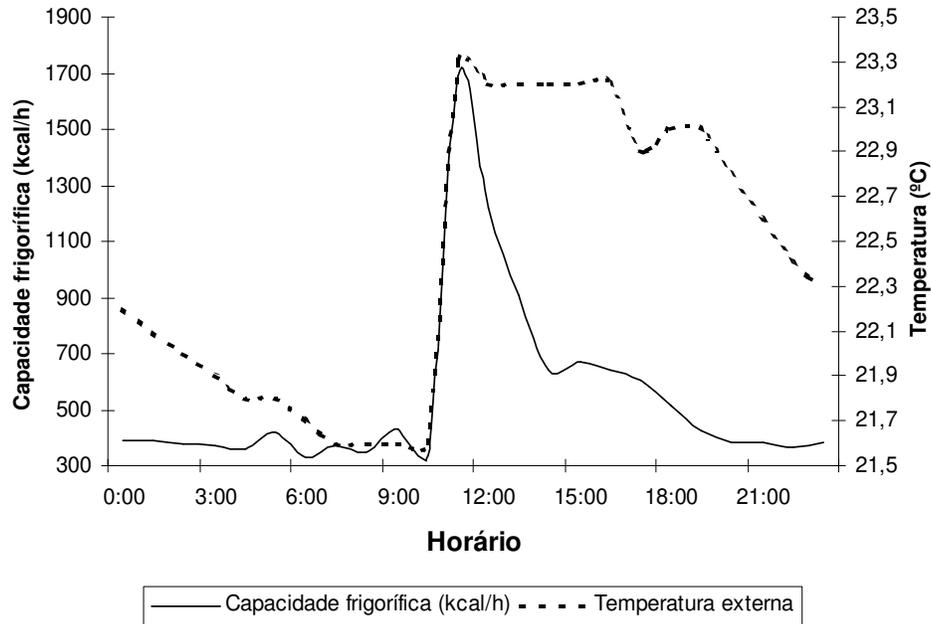
Considerando o cálculo teórico ou mesmo o teste que apresentou a maior potência consumida, a massa de propileno para uma estratégia de carga parcial (apenas suplementação no horário de ponta) seria de 720 kg. Os dados serão apresentados de forma condensada na Tabela 4.2, página 62.

Baseado no diagrama-exemplo mostrado na Figura 2.4, com a câmara de estocagem fechada, não considerando as perturbações na carga térmica, mas apenas a transmissão como o fator mais importante, então, a temperatura do ar externo tem grande influência na quantidade de calor trocada através das paredes da câmara. Apesar da temperatura interna da câmara não ser exatamente constante, pode-se fazer essa consideração para uma faixa de valores, já que a variação que ela sofre é aproximadamente desprezível. Assim, para os testes com a câmara sem perturbações, foram construídos os gráficos de capacidade frigorífica instantânea e da temperatura externa ao longo do dia (Figuras 4.3 a 4.5).

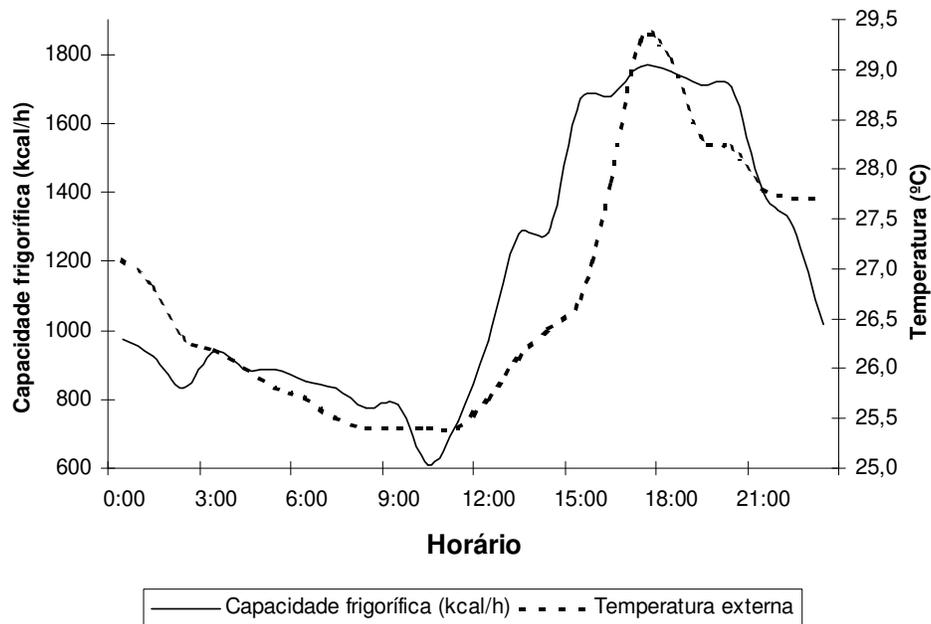
A partir dos dados obtidos e trabalhados conforme mostrado na seleção dada na Figura 4.2, considerando-se os períodos ligados e desligados e a capacidade frigorífica da unidade frigorífica *plug-in* dada em catálogo, calcula-se a média da capacidade frigorífica como se o sistema estivesse operando a uma capacidade constante dentro de um intervalo especificado. Nos casos estudados, utilizou-se o período de uma hora e graficou-se 24 pontos (das 24 horas do dia), que são mostrados nas Figuras 4.3 a 4.5.



**Figura 4.3:** Histórico da temperatura do ar externo durante o dia e da capacidade frigorífica relativa à carga térmica de transmissão, teste 1 (câmara vazia).



**Figura 4.4:** Histórico da temperatura do ar externo durante o dia e da capacidade frigorífica relativa à carga térmica de transmissão, teste 5 (câmara com 360 kg de produto).



**Figura 4.5:** Histórico da temperatura do ar externo durante o dia e da capacidade frigorífica relativa à carga térmica de transmissão, teste 8 (câmara com 940 kg de produto).

A proposição de que a transmissão de calor é variável durante o dia e é diretamente proporcional à variação da diferença de temperatura entre o ambiente e a câmara é verdadeira. Assim, quanto maior a temperatura externa, maior a troca de energia térmica (calor). Uma vez que a câmara fica localizada na parte interna de um prédio, a variação da temperatura externa é mais suave em relação a uma câmara instalada externamente, o que justifica que o perfil da variação da carga térmica seja proporcional a diferença de temperatura.

Se o equipamento de refrigeração é dimensionado e instalado para suprir a carga térmica do período mais quente do dia (geralmente das 12:00 as 18:00), em outros períodos, ele operaria com capacidade ociosa. Se a potência elétrica nominal da unidade frigorífica é de 1,2 kW e essa consome, em média, metade desse valor, o que pode ser verificado pelas figuras do Apêndice E, então, o equipamento já opera com capacidade ociosa.

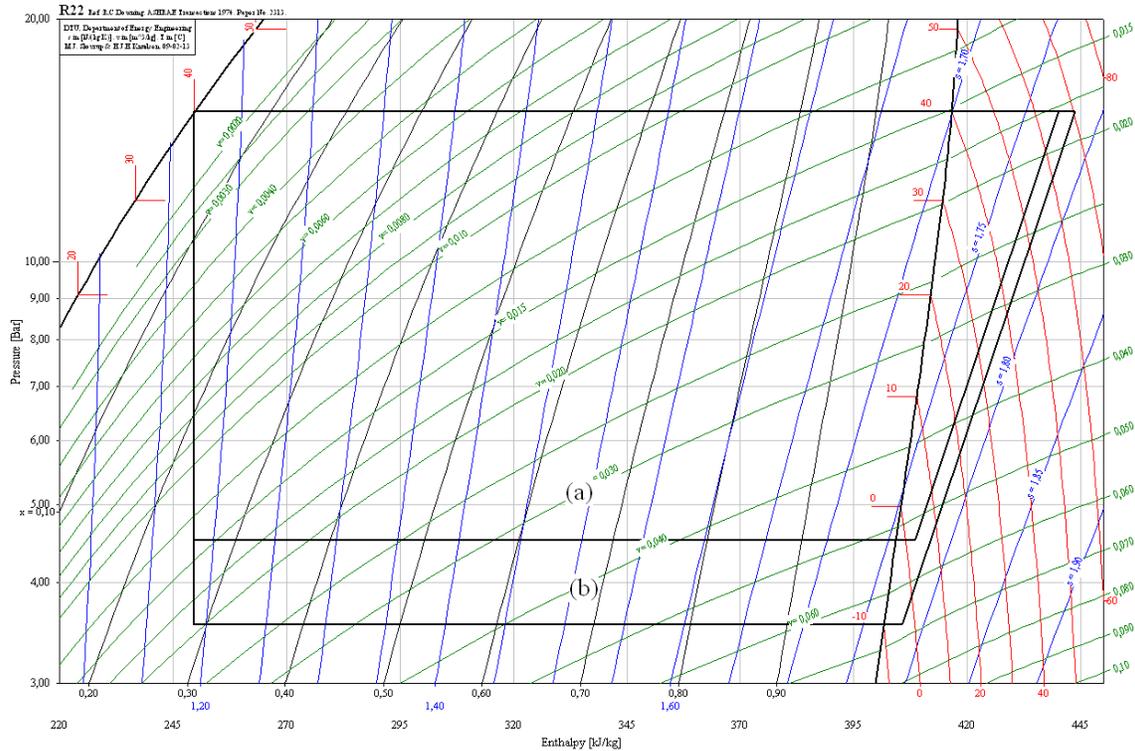
Apesar de nenhum dado de pressão e temperatura do refrigerante primário da unidade frigorífica *plug-in* (R-22) haver sido coletado, pode-se supor que para manter a temperatura da câmara em 2 °C, a temperatura de evaporação foi de -3 °C. Desta forma, um novo sistema denominado “pseudo-chiller”, que seria um equipamento de mesma capacidade frigorífica que a unidade *plug-in*, deveria apresentar uma temperatura de evaporação menor, considerada -10 °C, para efeito de cálculo simulatório. Considerando uma temperatura de condensação de 40 °C, um superaquecimento de 6 °C e utilizando o *software CoolPack*<sup>®</sup>, pode-se construir os ciclos frigoríficos mostrados na Figura 4.6.

Utilizando uma equação reduzida do balanço de energia, conforme mostrado na Equação (4.4), pode-se encontrar a vazão mássica de refrigerante requerida para suprir a carga térmica da câmara, considerando uma operação a 100% da capacidade (1.878 kcal/h).

$$\dot{Q} = \dot{m}\Delta\hat{H} \quad (4.4)$$

Assim:

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \dot{m}\Delta\hat{H} \\ 1.878 \frac{\text{kcal}}{\text{h}} \frac{1\text{h}}{3.600\text{s}} \frac{4,184\text{kJ}}{1\text{kcal}} &= \dot{m} 158,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ \dot{m} &= 0,014\text{kg} / \text{s} \end{aligned}$$



**Figura 4.6:** Ciclos frigoríficos simulados para uma mesma unidade *plug-in*, operando em (a) expansão primária e (b) com fluido secundário (*pseudo-chiller*).

Utilizando a Equação (4.5), estimou-se o deslocamento volumétrico para as condições consideradas (temperatura de evaporação  $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$ , temperatura de condensação  $40^{\circ}\text{C}$  e capacidade frigorífica de  $1.878\text{ kcal/h}$ ).

$$\dot{V} = \nu \dot{m} \quad (4.5)$$

$$\dot{V} = 0,053 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} 0,014 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{V} = 7,35 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{s}$$

Considerando que o mesmo equipamento resfriando primeiramente o fluido secundário (ciclo (b)) com as condições operacionais de temperatura de evaporação  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  e temperatura de condensação  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ , e que o deslocamento volumétrico útil de refrigerante seja igual em ambos os casos, pode-se estimar que a redução da capacidade frigorífica foi de 22 %, aproximadamente.

Dados do ciclo com redução na temperatura de evaporação:

$$v = 0,067 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

$$\Delta\hat{H} = 156,0 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$\dot{Q} = \frac{\dot{V}}{v} \Delta\hat{H}$$

$$\dot{Q} = \frac{7,35 - 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{s}}{0,067 \text{ m}^3 / \text{kg}} 156,0 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 0,011 \frac{\text{kg}}{\text{s}} 156,0 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{Q} = 1.470 \text{ kcal} / \text{h}$$

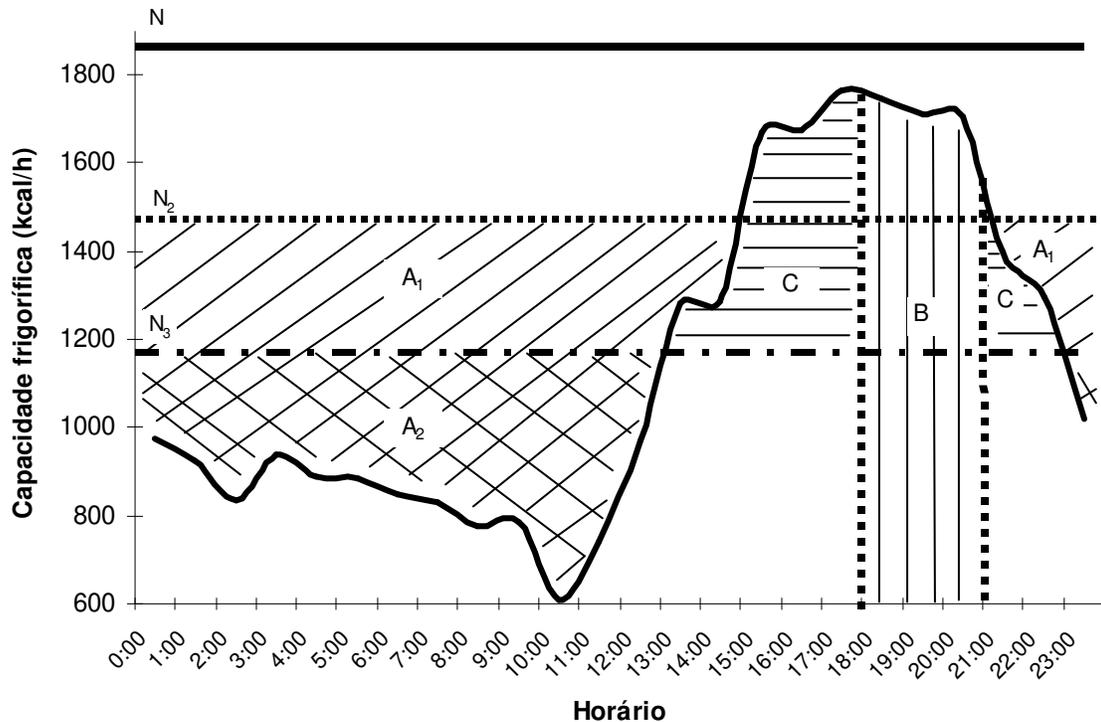
Assim, o ciclo de refrigeração para o resfriamento de fluido secundário, reduziu sua capacidade frigorífica em 22%.

$$\% \text{ redução} = \frac{Q_{-3^\circ\text{C}/+40^\circ\text{C}} - Q_{-10^\circ\text{C}/+40^\circ\text{C}}}{Q_{-3^\circ\text{C}/+40^\circ\text{C}}} \cdot 100 = \frac{1.878 - 1.470}{1.878} \cdot 100 = 22 \%$$

Fazendo-se uma analogia com a Figura 4.5, agora considerando a capacidade frigorífica variável para a aplicação, obtém-se o diagrama da Figura 4.7.

Considerando a hipótese de que a aplicação tenha sido dimensionada para a potência nominal N da Figura 4.7 e se fosse utilizado o mesmo sistema de refrigeração para um segundo, operando com fluido secundário, o qual reduz a temperatura de evaporação do fluido primário e conseqüentemente uma diminuição da capacidade frigorífica nominal para um valor abaixo da nominal, ou seja N<sub>2</sub>, então a energia excedente diária, E<sub>A</sub>, (dada pela área A<sub>1</sub>, área sob a linha N<sub>2</sub> e sobre a curva de potência modulada elétrica) seria suficiente para que não houvesse operação no horário de ponta, uma vez que o estoque de energia à baixa temperatura seria sobressuficiente para a demanda térmica no período de pontae em outros períodos, com um consumo de energia dado pela área B, ou seja, E<sub>A1</sub>>E<sub>B</sub>.

Em adição, é possível pressupor que para um dimensionamento racional da aplicação, seria possível dimensionar um sistema de refrigeração com capacidade frigorífica ainda menor (N<sub>3</sub>), com o propósito de que a energia excedente A<sub>2</sub>, suprisse as necessidades de B e C.



**Figura 4.7:** Histórico da capacidade frigorífica relativa à carga térmica de transmissão (kcal/h) durante o teste 8 (câmara com 940 kg de produto).

Com o estudo da demanda, pode-se então propor que a estratégia de redução da capacidade frigorífica do equipamento, com a utilização da termoacumulação sensível de refrigerante secundário, possibilita um investimento fixo menor (equipamento de menor capacidade) e custo variável (consumo elétrico) reduzido, devido a racionalização do consumo de energia fora de ponta e a utilização da maior eficiência do sistema frigorífico.

Partindo-se de um equipamento com a mesma capacidade que a unidade frigorífica *plug-in* (capacidade frigorífica de 1.878 kcal/h e potência elétrica de 1.200 W) e considerando que o sistema operasse com fluido secundário, reduzindo sua capacidade inicial em cerca de 22 % (1.470 kcal/h), devido à redução da temperatura de evaporação do fluido primário para que se obtenha uma temperatura necessária à aplicação com o fluido secundário.

Assim, a integração das curvas (cálculo das áreas), dada em unidades de energia, resulta em:  $A_1 = 1,08 \cdot 10^4$  kcal;  $A_2 = 4,93 \cdot 10^3$  kcal;  $B = 3,08 \cdot 10^3$  kcal e  $C = 1,39 \cdot 10^3$  kcal. Numa condição otimizada a área  $A_2$  deveria corresponder à soma das áreas B e C. Para a simulação realizada, essa soma vale  $4,47 \cdot 10^3$  kJ, portanto menor que  $A_2$ , indicando que um sistema com capacidade frigorífica de 1.170 kcal/h (redução de 38 %), operando em

sua capacidade máxima, como o mostrado na Figura 4.7, seria suficiente para suprir a demanda da aplicação, satisfazendo a proposição de que o investimento fixo poderia ser menor.

Além disso, a estratégia de operação com fluido secundário e termoacumulação permite que o compressor permaneça desligado no horário de ponta (área B), reduzindo os custos variáveis, já que as tarifas no horário de ponta são maiores.

#### **4.4 Testes com a câmara**

Os históricos de temperaturas interna e externa, bem como do consumo energético do sistema frigorífico original dos testes iniciais estão apresentados no Apêndice E.

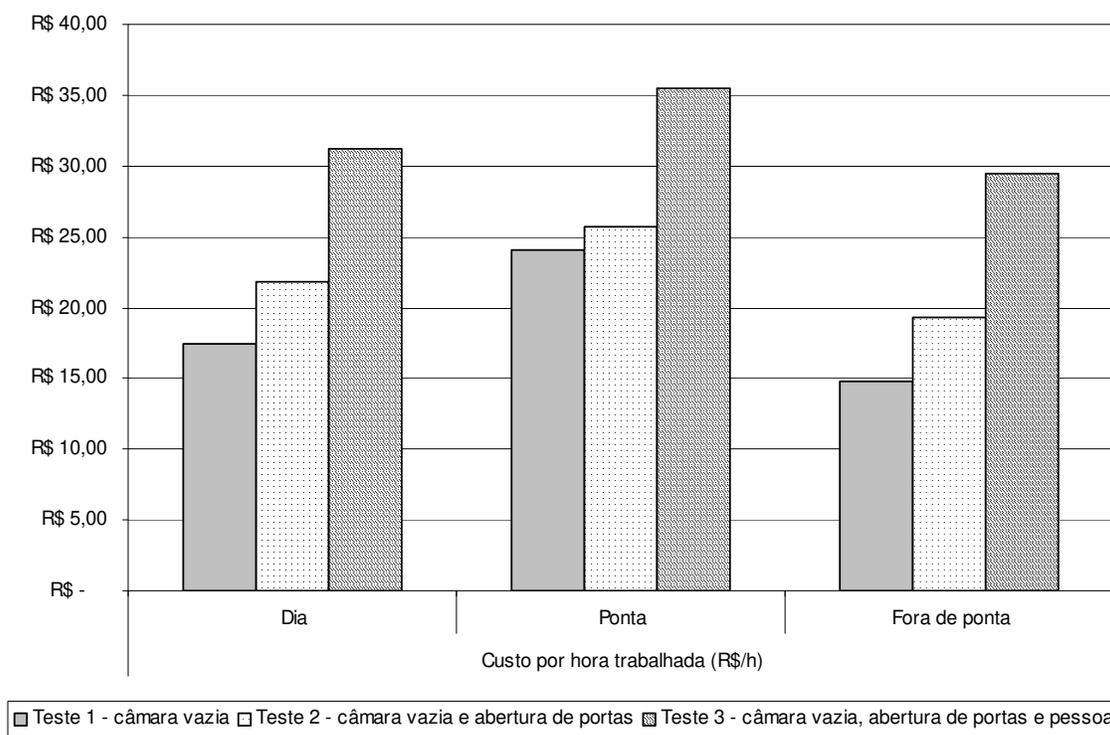
Nos gráficos de consumo elétrico do Apêndice E, cada linha vertical observada corresponde a um acionamento da unidade frigorífica *plug-in*. Nota-se que o sistema é ligado e desligado muitas vezes durante o dia. Como o intervalo de coleta mínimo possível que o supervisor oferece é de um segundo, nem todos os picos de acionamento puderam ser coletados, apenas os períodos de consumo elétrico. Assim, os momentos de funcionamento e desligamento puderam ser monitorados.

Nos históricos de temperatura dos testes em que ocorreu abertura de portas, a entrada de ar ambiente mais quente que o interno provoca aumento de temperatura e umidade relativa do ar interno, devido à mistura dos componentes, podendo-se até atingir a saturação (umidade relativa 100%). Esse fato também provoca aumento na carga térmica, que foi recalculada pelo método teórico com os dados reais obtidos (Tabela 4.2). A presença de pessoas no interior da câmara aumenta significativamente a carga térmica da câmara em estudo, pois se trata de um ambiente pequeno.

Todos os testes com produto no interior da câmara, foram considerados para cálculo e análise apenas os períodos em que já apresentava em equilíbrio térmico com a câmara, assim, a carga térmica de resfriamento de produto não é considerada.

A fim de que se facilitasse a comparação entre os diversos testes, foi realizada uma normalização por hora dos dados de custo da energia elétrica utilizada pelo número de horas trabalhadas, a fim de que os experimentos pudessem ser comparados. Os resultados foram colocados em gráficos de barras (Figuras 4.8, 4.9 e 4.10). Foram separados em três categorias: câmara vazia, câmara com 360 kg de produto e câmara com o total de produto (940 kg). Também foi feita uma comparação com o custo médio (Figura 4.11).

Considerando-se o consumo nominal do sistema de refrigeração da câmara (1.200 W) e as tarifas elétricas nos diferente horários, o custo da demanda em ponta é de R\$ 29,86 e em fora de ponta de R\$ 7,27.

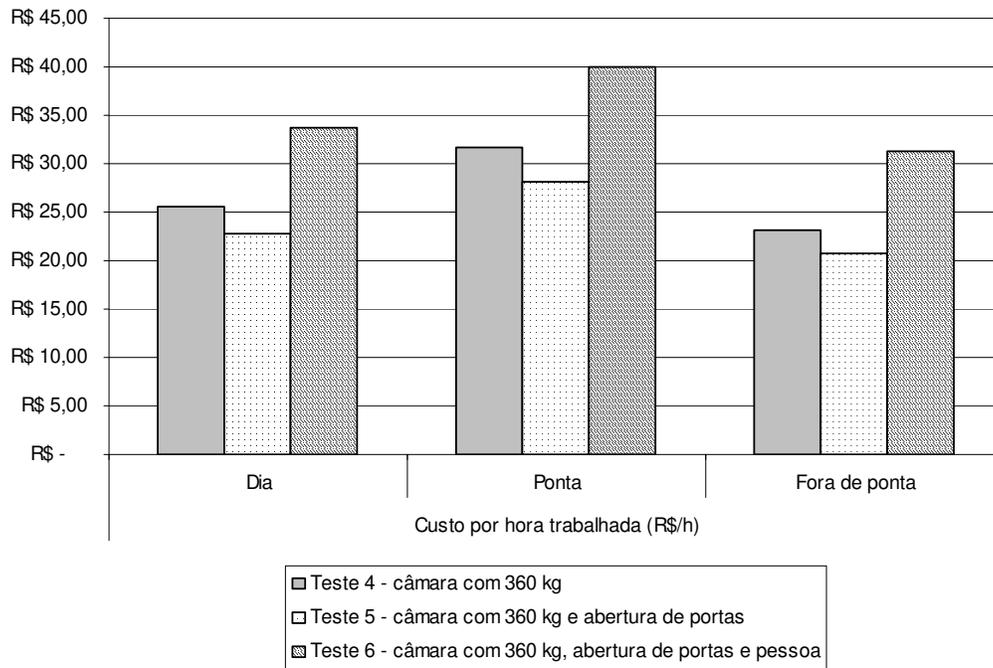


**Figura 4.8:** Gráfico comparativo de custo de energia por hora trabalhada (câmara vazia).

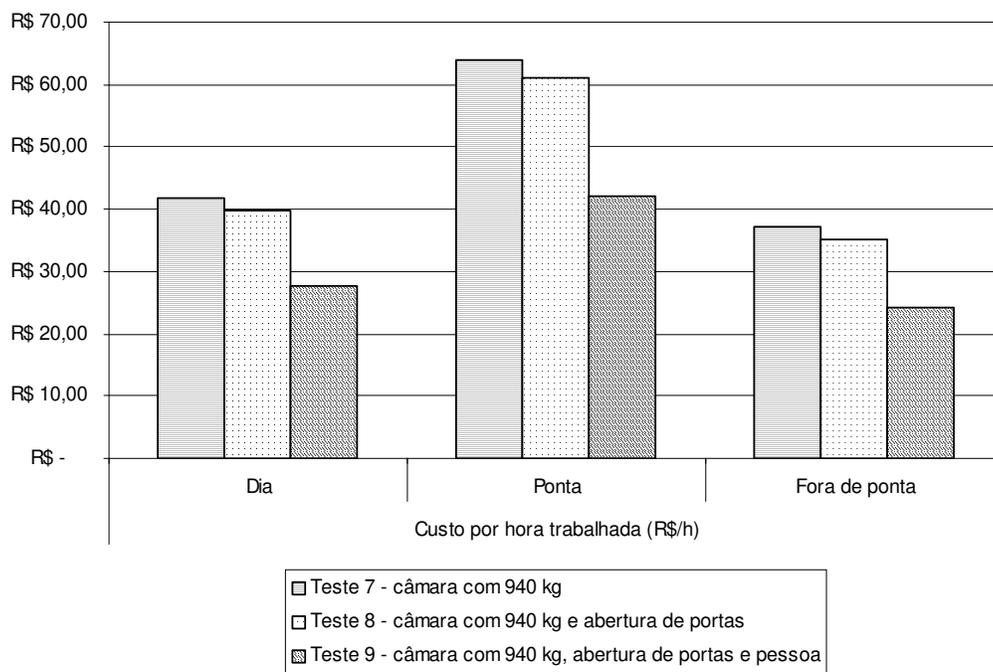
**Tabela 4.2:** Resumo dos dados dos experimentos com a câmara.

	Teste 1	Teste 2	Teste 3	Teste 4	Teste 5	Teste 6	Teste 7	Teste 8	Teste 9
Temperatura externa média (°C)	21,2	21,6	24,0	22,5	22,3	27,6	27,1	27,3	26,2
Temperatura interna média (°C)	2,7	3,6	4,0	2,9	3,8	4,6	3,4	4,9	3,6
Carga térmica recalculada (kW)	0,2	0,3	1,0	0,8	1,0	1,4	1,9	2,3	3,2
Carga térmica (prático) (kW)	0,6	0,8	0,8	0,7	1,0	1,3	1,3	1,4	1,5
m <sub>PPGdia</sub> (kg)	2360	3150	3720	3074	4474	5792	3923	5765	6305
m <sub>PPGponta</sub> (kg)	295	394	465	384	559	724	490	721	788
Consumo total em 24 h (kWh)	2,3	3,0	4,5	3,6	3,9	4,8	5,9	5,6	3,9
Ponta (kWh)	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,5	0,8	0,7	0,5
Fora de ponta (kWh)	2,0	2,7	4,1	3,2	3,5	4,3	5,2	4,9	3,4
Custo total em 24 h (incluindo demanda)	R\$419,77	R\$519,35	R\$761,73	R\$618,82	R\$661,76	R\$815,03	R\$815,62	R\$960,20	R\$988,38
Ponta	R\$72,19	R\$77,00	R\$106,37	R\$94,81	R\$101,28	R\$119,86	R\$153,50	R\$182,93	R\$189,54
Fora de ponta	R\$310,46	R\$405,22	R\$618,23	R\$486,89	R\$523,35	R\$658,04	R\$624,99	R\$740,14	R\$761,71
Custo por hora trabalhada (R\$/h)									
Dia	R\$17,39	R\$21,78	R\$31,21	R\$25,61	R\$22,75	R\$33,62	R\$41,72	R\$39,64	R\$27,56
Ponta	R\$24,06	R\$25,67	R\$35,46	R\$31,60	R\$28,13	R\$39,95	R\$63,96	R\$60,98	R\$42,12
Fora de ponta	R\$14,78	R\$19,30	R\$29,44	R\$23,19	R\$20,77	R\$31,34	R\$37,20	R\$35,24	R\$24,18

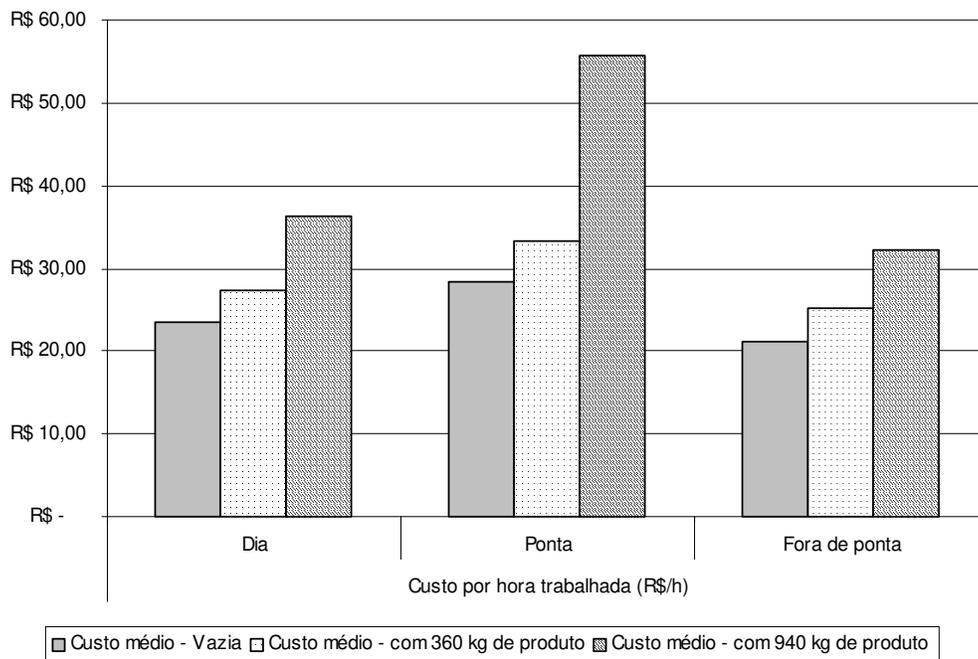
Legenda: Teste 1: câmara vazia; Teste 2: câmara vazia e abertura de portas, Teste 3: câmara vazia, abertura de portas e pessoa; Teste 4: câmara com 360 kg de produto; Teste 5: câmara com 360 kg de produto e abertura de portas, Teste 6: câmara com 360 kg de produto, abertura de portas e pessoa; Teste 7: câmara com 940 kg de produto; Teste 8: câmara com 940 kg de produto e abertura de portas, Teste 9: câmara com 940 kg de produto, abertura de portas e pessoa.



**Figura 4.9:** Gráfico comparativo de custo de energia por hora trabalhada (câmara com 360 kg de produto).



**Figura 4.10:** Gráfico comparativo de custo de energia por hora trabalhada (câmara com 940 kg de produto).



**Figura 4.11:** Gráfico comparativo de custo médio de energia por hora trabalhada nos testes iniciais.

A tendência vista de aumento do consumo é devido a imposição de maior número de perturbações tanto para a câmara vazia quanto para a câmara carregada com produto. Diferentes quantidades de produto poderiam contribuir na inércia térmica da câmara, podendo fazer com que a unidade frigorífica *plug-in* fosse menos requisitada. De fato, a temperatura interna média foi mais baixa para os testes com produto em relação à câmara vazia, e maior para os testes com abertura de portas. Também deve-se levar em consideração a temperatura externa do ambiente no momento de abertura, pois esse dado influencia diretamente na temperatura interna da câmara.

O custo médio do consumo de energia para a câmara com 360 kg de produto foi 23% maior em relação à câmara vazia e 14% menor em comparação com a câmara com maior quantidade de produto, na análise para o dia completo de trabalho.

Na Tabela 4.2 são mostrados os valores calculados da massa útil de propileno glicol que seria necessária para suprir a demanda em carga total ( $m_{PPG_{dia}}$ ) e parcial ( $m_{PPG_{ponta}}$ ). Como a capacidade do tanque instalado é de 2.000 L, as estratégias de carga total não foram testadas, porém os valores calculados em carga parcial são compatíveis com a capacidade. O cálculo não considera as perdas de calor para o ambiente ocorridas no próprio tanque e na tubulação, fato que será tratado no Item 4.5.

A Figura 4.12 mostra o histórico do resfriamento da massa de produto em função do tempo que foi medida experimentalmente. O sensor de temperatura foi colocado no centro da pilha de caixas. Observa-se que para atingir uma temperatura de equilíbrio com a câmara, o produto leva quase um dia. Isto ocorre porque a câmara não foi dimensionada para resfriar, e sim para manter estocado um produto já previamente resfriado. A carga térmica de resfriamento do produto é alta e deve ser suprida por um equipamento próprio, como um túnel de resfriamento, por exemplo. Por esse motivo, os valores desse processo não foram levados em consideração neste trabalho.

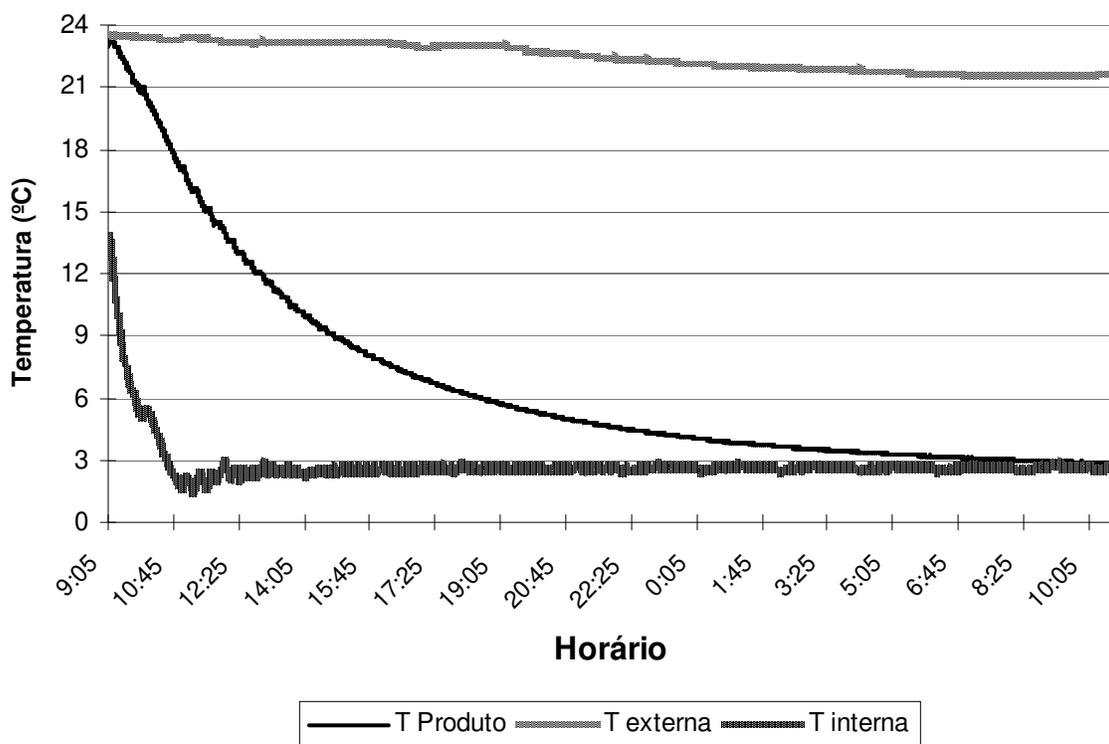
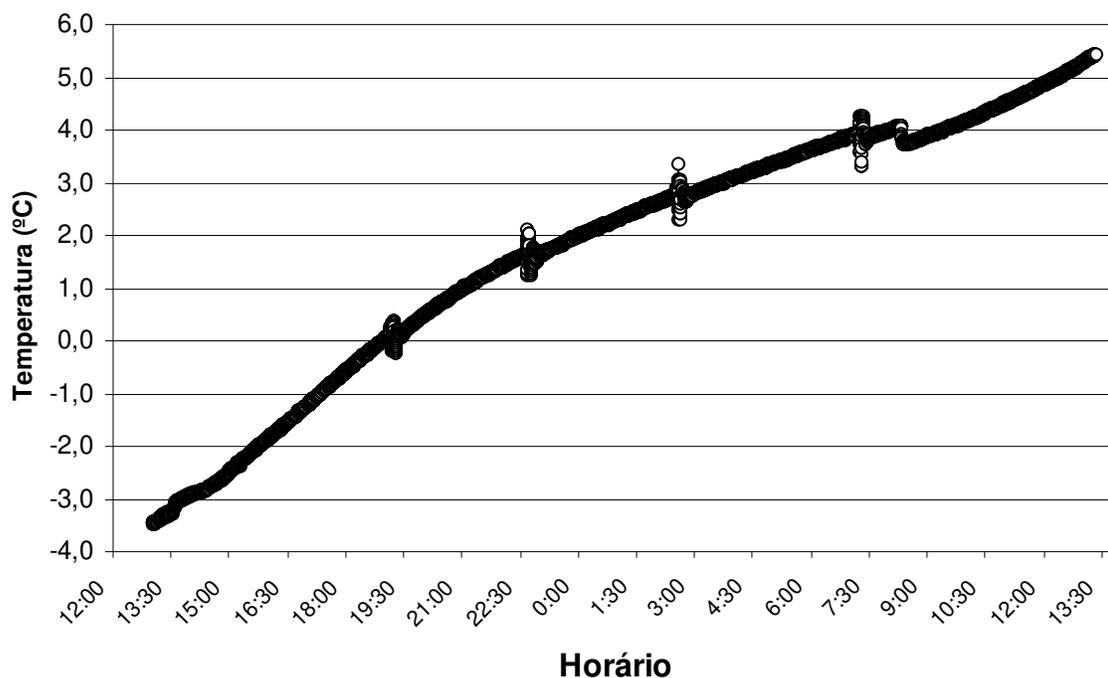


Figura 4.12: Histórico de resfriamento da massa de produto que foi resfriada na câmara.

#### 4.5 Testes com o *chiller* e a termoacumulação

Como a capacidade de 2.000 kg de propileno glicol do tanque que foi instalada não comportaria uma estratégia de carga total (12 h de operação noturna de termoacumulação para 12 h de descarregamento), os testes foram realizados apenas para a estratégia parcial, com descarregamento no horário de ponta, no qual a tarifa elétrica é maior.

No teste 10, foi monitorado o aumento da temperatura no tanque apenas com circulação de fluido, para verificação das eficiências dos isolamentos da linha e do tanque para calcular as perdas com o ambiente. O gráfico da Figura 4.13 mostra a variação da temperatura do propileno glicol dentro do tanque de termoacumulação durante sua circulação na linha. Nota-se que para a temperatura do fluido dentro do tanque passar de  $-3,4\text{ }^{\circ}\text{C}$  (temperatura mínima atingida durante o resfriamento) para  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$  demora cerca de 24 horas.



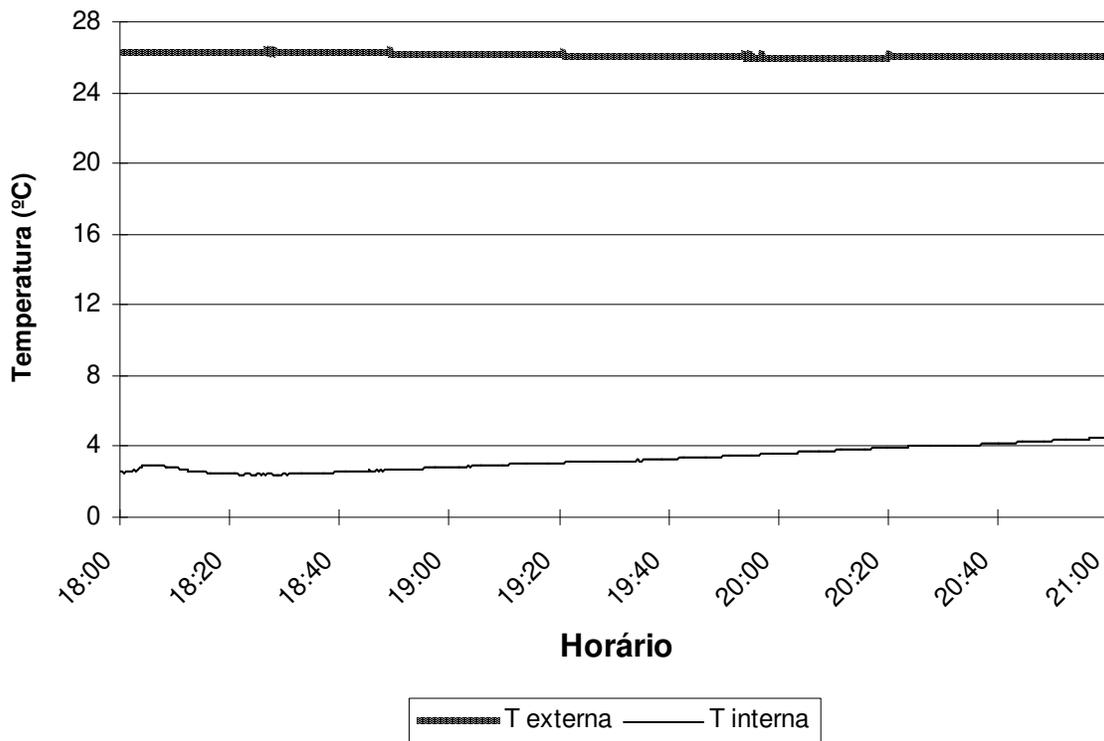
**Figura 4.13:** Histórico da temperatura do propileno glicol dentro do tanque termoacumulador TQ302, com circulação de fluido na linha sem passagem no trocador de calor da câmara (teste 10).

Sendo assim, as trocas de energia com o ambiente ocorridas na linha e no tanque, relativas à diferença de temperatura na operação com *chiller* desligado e somente com circulação de propileno glicol ocasionou uma alteração de  $8,8\text{ }^{\circ}\text{C}$  (temperatura final de  $5,4\text{ }^{\circ}\text{C}$  e inicial de  $-3,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) para o período de 24 h, o que somam  $70.000\text{ kJ}$  em 24 horas e média de  $0,8\text{ kW}$ .

As perdas encontradas são consideráveis, já que se equiparam à carga térmica calculada para a aplicação com a câmara vazia. Além disso, ela é função da temperatura do ambiente externo. Logo, o tanque termoacumulador deveria ter sido melhor isolado.

Com o resultado encontrado acima e observando-se os dados de carga térmica experimental obtidos, julgou-se conveniente realizar o teste de descarregamento da termoacumulação na condição menos favorável, ou seja, ensaio com a câmara com a totalidade de produto. Se a estratégia tivesse bom resultado nessa condição, seu desempenho em condições mais favoráveis seria, sem dúvida, satisfatório.

Os perfis da temperatura externa e interna da câmara durante o período de descarregamento da energia termoacumulada à baixa temperatura do teste 11, estão mostrados na Figura 4.14.



**Figura 4.14:** Histórico de temperatura externa e interna da câmara durante o horário de ponta no teste 11 (câmara com 940 kg de produto e descarregamento de energia termoacumulada em estratégia de carga parcial).

O teste 11 buscou verificar se a energia térmica à baixa temperatura termoacumulada de forma sensível teria desempenho satisfatório na manutenção da temperatura interna da câmara. Esse dado serviria de subsídio para comprovar a

utilização de somente o fluido secundário como meio de troca térmica entre o interior da câmara e as perdas da linha, que não foram possíveis de serem reduzidas. Sendo assim, o teste 11 foi iniciado com a câmara já previamente resfriada pela unidade frigorífica *plug-in*, apenas para que fosse excluída a necessidade de abaixamento e estabilização da temperatura a um valor de resfriamento (abaixo de 5 °C), conforme a Figura 4.14.

Por conseguinte, o teste 12 é uma transposição real da demanda “reduzida” ( $N_3$ ) da Figura 4.7. Esse gráfico foi construído com dados da unidade frigorífica original da câmara, e o teste foi desenvolvido com outro equipamento que já estava instalado no laboratório. Embora tenha sido utilizado o sistema de refrigeração para resfriamento de líquido (*chiller*) experimentalmente, esse possui uma potência nominal de 7,5 kW, sendo, portanto, inconsistente realizar a comparação com a unidade frigorífica *plug-in*. Por esse motivo, utilizou-se o propileno glicol resfriado pelo *chiller* real, mas se considerou um “pseudo-*chiller*” com a capacidade semelhante ao equipamento instalado na câmara, a unidade frigorífica *plug-in*, com a possível redução de capacidade pela diminuição da temperatura de evaporação, conforme cálculos realizados no Item 4.3.

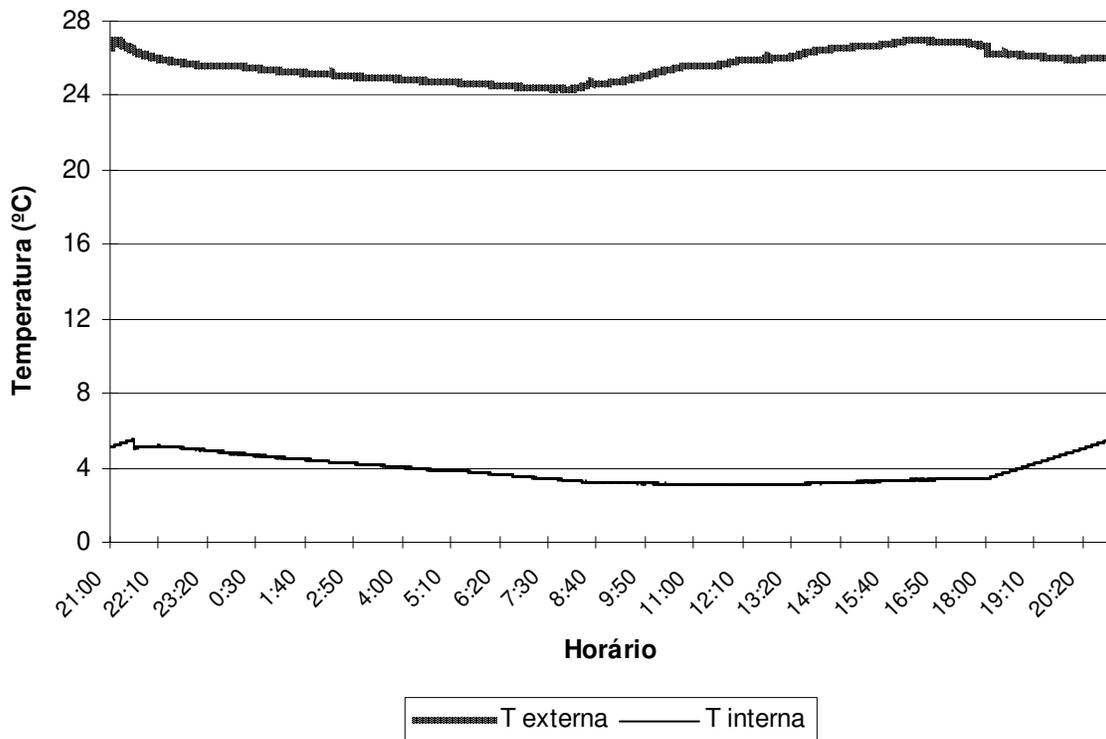
A capacidade frigorífica de resfriamento do *chiller* empregado é de 6.800 kcal/h e a requerida para a aplicação na câmara de estocagem (pseudo-*chiller*), conforme calculada no Item 4.3 foi de 1.470 kcal/h. Dessa forma, o compressor do *chiller* poderia operar com rotação reduzida na capacidade realmente necessária. Porém, para uma operação segura em equipamentos que operam em ciclos de compressão, a mínima frequência recomendada é de 30 Hz, e pelos dados acima, o compressor deveria operar com 15 Hz.

Ainda assim, operando com carga excedente, a estratégia de termoacumulação traz benefícios, pois racionaliza o consumo e diminui os picos de corrente provocados pelos constantes acionamentos e desacionamentos.

Partindo-se da câmara já resfriada, com a estabilização da temperatura, verifica-se que a operação com fluido secundário mantém a temperatura da câmara abaixo de 5 °C, indicando que a estratégia de termoacumulação sensível em carga parcial pode apresentar um bom desempenho quando operada continuamente, isto é, com o compressor ligado em período fora de ponta, alimentando o trocador de calor da câmara e a energia excedente sendo termoacumulada no tanque, para ser descarregada no período de tarifa elétrica maior, como é o caso do período de ponta.

Tendo essa última resposta favorável, o teste seguinte, que visaria uma operação somente com o fluido secundário, retirando calor da câmara e termoacumulando o excedente durante seu período ligado, em estratégia de carga parcial, de tal forma a ser

desligado durante o horário de ponta, apresentou o histórico de temperatura mostrado na Figura 4.15.

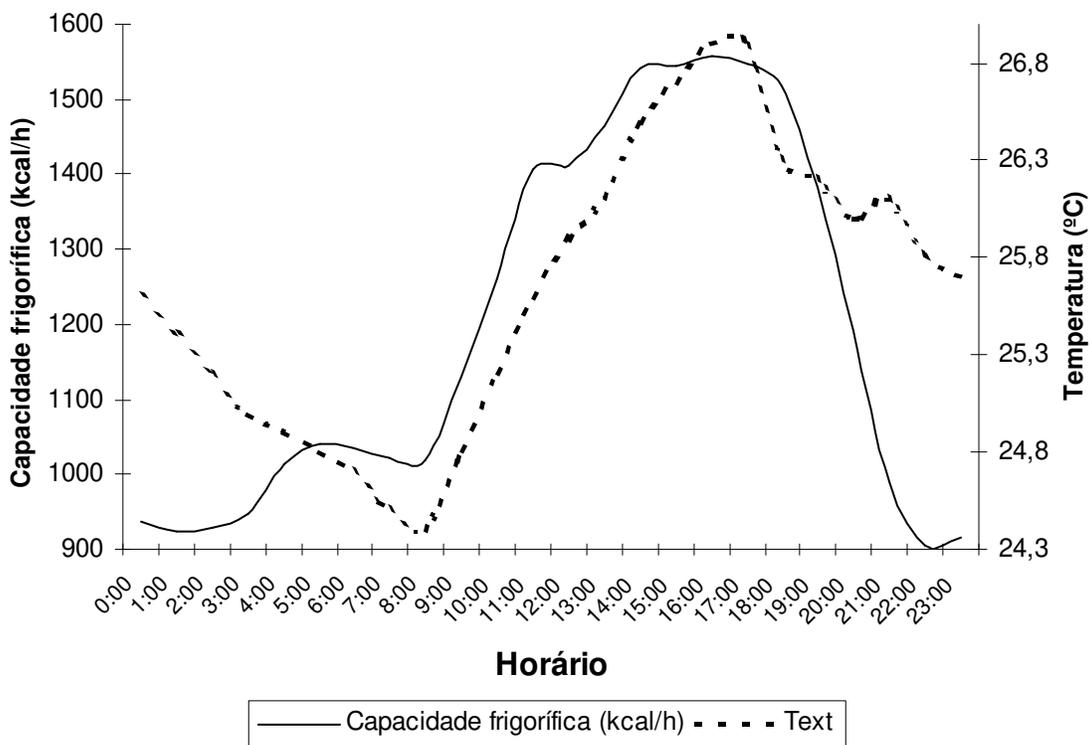


**Figura 4.15:** Histórico de temperatura externa e interna da câmara durante o período completo do teste 12 (câmara com 940 kg de produto, operação somente com fluido secundário e descarregamento de energia termoacumulada em estratégia de carga parcial).

Quando o sistema opera em regime contínuo, como é o caso alcançado durante a coleta de dados para o teste 12, a temperatura interna da câmara é mantida aproximadamente constante durante as 24 horas, que tem início as 21:00 de um dia. Essa convenção é devido ao *chiller* estar operando a partir das 21:00 do dia anterior até as 18:00 do dia seguinte, ficando desligado nas três horas de ponta (18:00 as 21:00). Durante o horário de ponta, a temperatura da câmara, que estava em 3,5 °C, atinge um máximo de 5,5 °C exatamente no tempo final de descarregamento. Com o reacionamento do *chiller*, a temperatura tende a cair novamente, reiniciando mais um ciclo de operação.

Retomando o comentário a respeito da possibilidade de redução da capacidade instalada do compressor (Figura 4.7) e considerando apenas a energia útil, isto é, a energia que foi trocada pela circulação e termoacumulação do fluido secundário

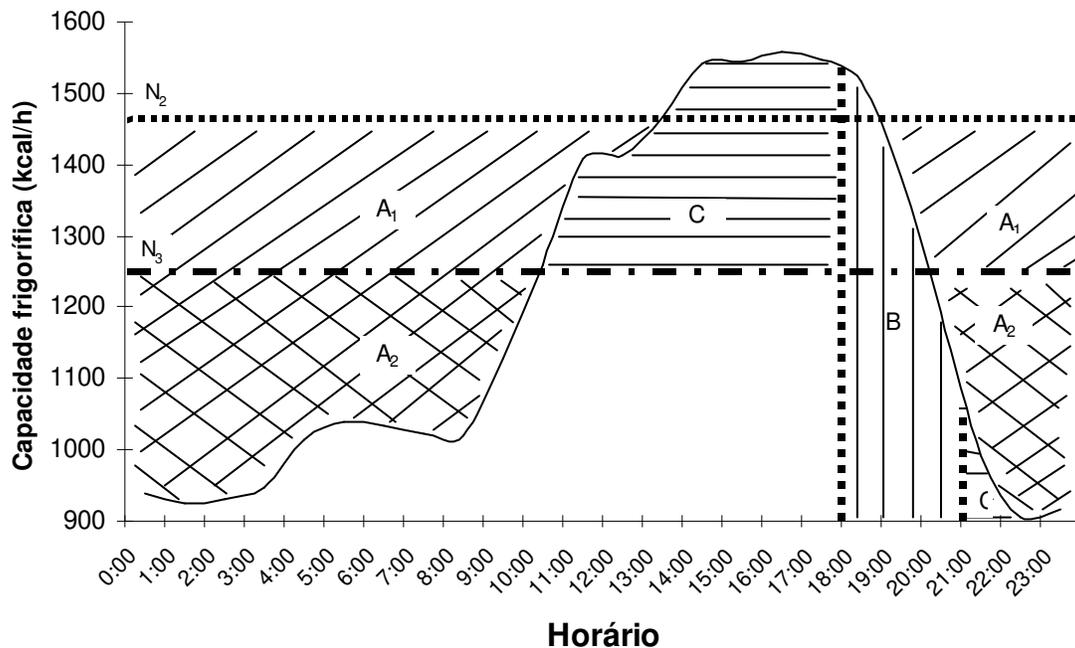
(propileno glicol), pode-se construir, com os dados do teste 12 (operação de manutenção da temperatura interna da câmara somente com o *chiller* e termoacumulação), uma curva semelhante à da Figura 4.7, em que a capacidade frigorífica é calculada por um balanço de energia, realizado com dados da diferença de temperatura entre a temperatura de entrada do propileno glicol no trocador de calor da câmara (sensor TE305) e a temperatura de saída, (considerada a temperatura medida pelo sensor TE702), a vazão volumétrica de fluido secundário transformada em mássica através da densidade e pelo calor específico (dados obtidos pelo *software CoolPack®*). Essa curva é mostrada na Figura 4.16.



**Figura 4.16:** Capacidade frigorífica útil média modulada (kcal/h) durante o teste 12 (câmara com 940 kg de produto, operação somente com fluido secundário e descarregamento de energia termoacumulada em estratégia de carga parcial).

Embora o *chiller* empregado neste trabalho não seja o equipamento mais adequado para a aplicação, já que sua capacidade é muito superior ao necessário, e seguindo o cálculo da energia útil, a proposta de operação com fluido secundário e termoacumulação é potencialmente viável, considerando os dados obtidos para o fluido secundário.

Seguindo o raciocínio empregado na avaliação da Figura 4.7, a consideração do pseudo-chiller pode ser estendida para os dados do teste 12, cuja capacidade frigorífica útil média modulada foi mostrada na Figura 4.16. Notadamente, o valor da demanda “reduzida” ( $N_3$ ) da Figura 4.7 é diferente para os dados do teste 12, conforme evidenciado pelas linhas horizontais de  $N_2$  e  $N_3$  na Figura 4.17.



**Figura 4.17:** Capacidade frigorífica útil média modulada (kcal/h) durante o teste 12 e demonstração da possível redução da capacidade frigorífica.

Neste caso, a integração das curvas (cálculo das áreas), dada em unidades de energia, resulta em:  $A_1 = 6,59 \cdot 10^3$  kcal;  $A_2 = 3,37 \cdot 10^3$  kcal;  $B = 1,35 \cdot 10^3$  kcal e  $C = 1,78 \cdot 10^3$  kcal, indicando que a possibilidade de termoacumular a energia excedente com uma operação a 100% da capacidade de um sistema com redução em relação ao dimensionamento original (pseudo-chiller) é satisfatória.



## 5. Conclusão

Tomando-se como objeto de estudo uma câmara de estocagem frigorificada localizada em ambiente interno e analisando a variação de sua carga térmica durante o dia, bem como a comparação desses dados com valores calculados de forma tanto teórica (método clássico) quanto prática e aliando essas realidades aos dados de catálogo da unidade frigorífica *plug-in* instalada, pode-se inferir que o sistema instalado apresenta superdimensionamento para a aplicação estudada. Esse fato é bastante evidenciado pelo constante acionamento e desacionamento da unidade, mesmo com imposição das perturbações.

Sendo assim, existe uma ociosidade de operação para os sistemas com fluido primário em que não há possibilidade de termocumular a energia. Assim, com o compressor parado, não há reserva de meio de transferência de calor para a manutenção da temperatura desejada. Aliado a esse fato, o sistema necessita operar no horário de ponta.

Partindo desse pressuposto, uma instalação com fluido secundário, como a que foi construída resultaria em melhor utilização da energia elétrica e térmica, mantendo uma reserva dessa última nos períodos do dia em que é mais vantajoso economicamente fazer uso reduzido da primeira, isto é, mantendo o compressor desligado.

A aplicação desenvolvida para o objetivo principal deste estudo mostrou que há disponibilidade para a utilização dessa tecnologia para manutenção da temperatura de câmaras de estocagem, estendendo a aplicação tradicional para *chillers*.

Devido à necessidade de que a temperatura no interior da câmara seja, em média, menor que 5 °C, já que a estocagem da maioria dos produtos alimentícios necessita de temperaturas de refrigeração nessa faixa, a água ou gelo poderiam não ser fluidos secundários interessantes, devido a um diferencial mínimo de temperatura que o fluido secundário necessitaria entrar no trocador de calor, a fim de que a troca térmica mantenha a temperatura da câmara em um valor desejado. Assim, a escolha do propileno é justificada, pois suas soluções não congelam a 0 °C.

Como se trata de uma adequação, o protótipo construído não é o mais adequado para racionalizar a curva de demanda da câmara de estocagem estudada. Isso porém não significa que novas aplicações não possam ser projetadas beneficiando-se dessa tecnologia, que, conforme os estudos realizados e dados obtidos, apresenta potencialidade de aplicação industrial e comercial.

O estudo realizado nas curvas de demanda considerando o equipamento com redução de capacidade em relação a um previamente dimensionado (*pseudo-chiller*) mostram claramente que um sistema operado continuamente em sua capacidade máxima e termoacumulando a energia excedente pode resultar numa melhor distribuição do consumo de energia elétrica durante o dia, resultando em economia financeira, já que as tarifas empregadas em horário de ponta são maiores que nos outros períodos do dia.

## **6. Referências bibliográficas**

1. ADDCON NORDIC. **Coolants – Hycool**. Disponível em <<http://www.hycool.com/www/show.do?implId=138;451>>. Acesso em: 10 set. 2007.
2. BARBIN, D. F. **Avaliação do processo de congelamento em túnel “portátil” com convecção forçada por exaustão e insuflação em paletes**. Campinas, 2007, 158 p. Dissertação (Mestre em Engenharia de Alimentos), Faculdade de Engenharia de Alimentos, Universidade Estadual de Campinas.
3. BRASIL. Portaria nº 33, de 11 de fevereiro de 1988. Define os conceitos e terminologias da estrutura tarifária horo-sazonal e revoga a Portaria DNAEE 126 de 02 de setembro de 1986. **Diário oficial**, Brasília, DF, 18 fev. 1988, Seção: 1, v. 0, n. 0, p. 2763.
4. COOLPACK. A Collection of Simulation Tools for Refrigeration. Refrigeration utilities. Dinamarca: Technical University of Denmark – Department of Mechanical Engineering. Software livre, v. 1,46. Disponível em <<http://www.et.dtu.dk/CoolPack>>. 2000.
5. CPFL ENERGIA. Dicas de economia e energia elétrica. Porque é importante evitar usar energia no horário de pico. Disponível em: <[http://agencia.cpfl.com.br/portal-servicos/piratininga/dicas\\_economia.asp#11](http://agencia.cpfl.com.br/portal-servicos/piratininga/dicas_economia.asp#11)>. Acesso em: 06 ago. 2007.
6. CPFL ENERGIA. Tarifas para o fornecimento de energia elétrica. Resolução nº. 267/ANEEL, DOU de 08/04/2008. Disponível em <[http://agencia.cpfl.com.br/portal-servicos/paulista/taxas\\_tarifas.asp](http://agencia.cpfl.com.br/portal-servicos/paulista/taxas_tarifas.asp)>. Acesso em 03 out. 2008.
7. DOSSAT, R. J. **Princípios de refrigeração: teoria, prática, exemplos, problemas, soluções**. São Paulo: Hemus, 1980, 884 p.
8. FINER, S. I., CLELAND, A. C., LOVATT, S. J. Simple mathematical model for predicting the transient behaviour of an ice-bank system. **International Journal of Refrigeration**, v. 16, n. 5, p. 312-320, 1993.
9. FREIRE, E. S. M. **Projecto do sistema de ar condicionado de uma cooperativa**. Portugal, 2001, 39 p. Trabalho de conclusão de curso (Licenciatura em Engenharia Mecânica), Instituto Superior Técnico – Departamento de Engenharia Mecânica. Disponível em <[www.dem.ist.utl.pt/~m\\_pta/pdf/EsauFreire.pdf](http://www.dem.ist.utl.pt/~m_pta/pdf/EsauFreire.pdf)>. Acesso em 14 set. 07.
10. GATLEY, D. P. Cooling thermal storage. **Heating, Piping and Air Conditioning**, v. 59, n. 4, p. 73-83, 1987.

11. GUISELINI, C., SENTELHAS, P. C. Uso de malhas de sombreamento em ambiente protegido I: Efeito na temperatura e na umidade do ar. **Revista Brasileira de Agrometeorologia**, Santa Maria, v. 12, n. 1, p. 9-17, 2004.
12. LI, H., BRAUN, J. E. An overall performance index for characterizing the economic impact of faults in direct expansion cooling equipments. **International Journal of Refrigeration**, v. 30, n. 2, p. 299-310, 2007.
13. LIMA, B. **Projecto de um sistema de ar condicionado do Museu Marítimo e Regional de Ílhavo**. Portugal, 2002, 40 p. Trabalho de conclusão de curso (Licenciatura em Engenharia Mecânica), Instituto Superior Técnico Técnico – Departamento de Engenharia Mecânica. Disponível em <[www.dem.ist.utl.pt/~m\\_pta/pdf/60projecto.pdf](http://www.dem.ist.utl.pt/~m_pta/pdf/60projecto.pdf)>. Acesso em 14 set. 07.
14. MACCRACKEN, M. M. Thermal energy storage myths. **Energy Engineering**, v. 101, n. 4, p. 69-80, 2004.
15. MARCCHIORO, F. S. **Análise de técnicas para redução do consumo de energia em sistemas de refrigeração para supermercados**. Curitiba, 2004, 144 p. Dissertação (Mestre em Engenharia Mecânica), Pontifícia Universidade Católica do Paraná.
16. MINEA, V. Supermarket refrigeration system with completely secondary loops. **ASHRAE Journal**, v. 49, n. 9, p. 40-56, 2007.
17. PÖTTKER, G. **Análise do efeito combinado de compressores e expansores de ação variável sobre o desempenho de sistemas de refrigeração**. Florianópolis, 2006, 178 p. Dissertação (Mestre em Engenharia Mecânica), Universidade Federal de Santa Catarina.
18. RUGGIERO, M. A. G., LOPES, V. L. R. **Cálculo numérico. Aspectos teóricos e computacionais**. São Paulo: Makron Books, 1996, 406 p.
19. SAMPAIO, K. A. **Avaliação da demanda, do consumo elétrico e do controle de temperatura para condicionamento de ambientes, usando sistemas de refrigeração com termoacumulação**. Campinas, 2006, 138 p. Dissertação (Mestre em Engenharia de Alimentos), Faculdade de Engenharia de Alimentos, Universidade Estadual de Campinas.
20. SANTOS, C. M. S. **Análise exergoeconômica de uma unidade de co-geração de gás natural com refrigeração por absorção**. João Pessoa, 2005, 105 p. Dissertação (Mestre em Engenharia Mecânica), Centro de Tecnologia, Universidade Federal da Paraíba.

21. SILVA, F. V. **Comparação do desempenho de um sistema de refrigeração para resfriamento de líquido, controlado a diferentes modos de controle.** Campinas, 2003, 327 p. Tese (Doutor em Engenharia de Alimentos), Faculdade de Engenharia de Alimentos, Universidade Estadual de Campinas.
22. STEWART, R. E. Ice formation rate for a thermal storage system. **ASHRAE Transactions**, v. 96, n. 1, p. 400-405, 1980.
23. STIGNOR, C. H., SUNDÉN, B., FAHLÉN, P. Liquid side heat transfer and pressure drop in finned-tube cooling-coils operated with secondary refrigerants. **International Journal of Refrigeration**, v. 30, n. 7, p. 1278-1289, 2007.
24. THOMESSE, J. P. A review of the fieldbuses. **Annual Reviews in Control**, v. 22, p. 35-45, 1998.
25. THOMESSE, J. P. Fieldbuses and interoperability. **Control Engineering Practice**, v. 7, n. 1, p. 81-94, 1999.
26. VARGAS, J. V. C., et al. Simulation of the transient response of heat driven refrigerators with continuous temperature control. **International Journal of Refrigeration**, v. 21, n. 8, p. 648-660, 1998.
27. VERHAPPEN, I. Foundation fieldbus economics comparison. **ISA Transactions**, v. 39, n. 2, p. 281-285, 2000.
28. WOOLRICH, W. R. Secondary refrigerants. In: **Handbook of Refrigeration Engineering. v. 1 Fundamentals.** 4<sup>th</sup> Ed. Westport: The AVI Publishing Co. 1965, p. 354-395.
29. WULFINGHOFF, D. R. **Energy efficiency manual.** Wheaton: Energy Institute, 1999, 1531 p.
30. ZAMFIRESCU, C., BEJAN, A. Tree-shaped structures for cold storage. **International Journal of Refrigeration**, v. 28, n. 2, p. 231-241, 2005.
31. ZIMMERMANN, H. OSI reference model – the ISO model of architecture for open systems interconnection. **IEEE Transactions on Communications**, v. 28, n. 4, p. 425-432, 1980.



# **Apêndices**



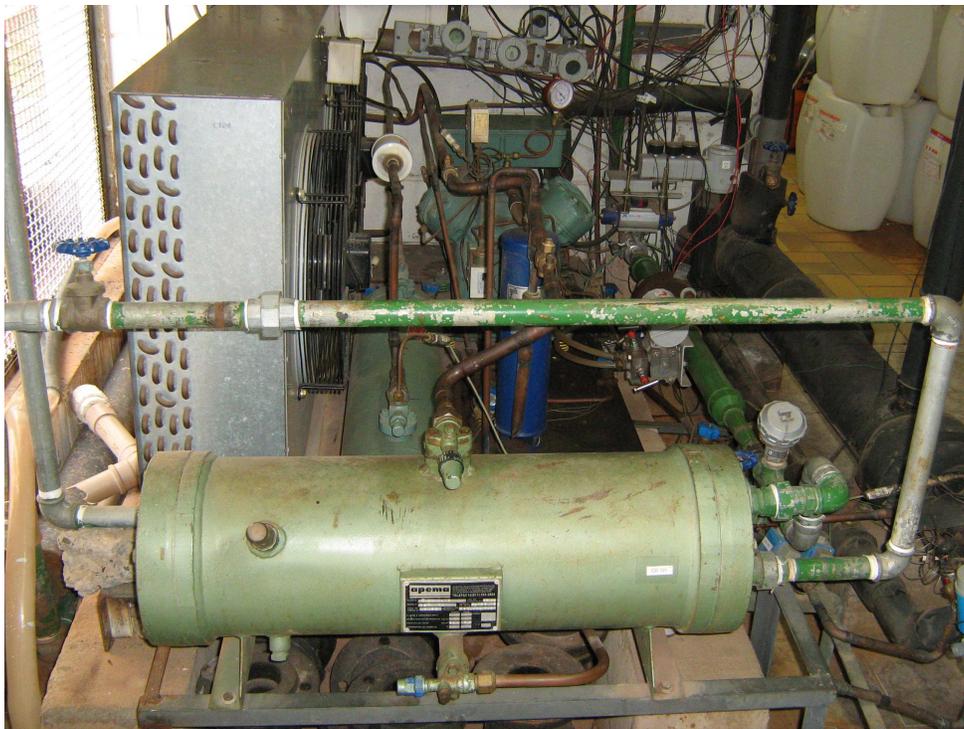
## A. Fotos do cenário de estudo



**Figura A.1:** Vista frontal da câmara frigorífica de estocagem.



**Figura A.2:** Vista traseira da câmara frigorífica de estocagem, mostrando a unidade frigorífica *plug-in*, o transdutor de corrente e o transformador de corrente.



**Figura A.3:** Unidade frigorífica para resfriamento de líquido, dotada de unidade condensadora semi-hermética, condensador a água, e alternativamente a ar, e evaporador casco-tubo.



**Figura A.4:** Reservatório termoacumulador de propileno glicol.



**Figura A.5:** Reservatório termoacumulador de propileno, bomba centrífuga externa e parte da tubulação isolada.



**Figura A.6:** Bomba centrífuga externa localizada próxima ao tanque.



**Figura A.7:** Tanque pulmão de propileno glicol e bomba de lóbulos e deslocamento positivo.



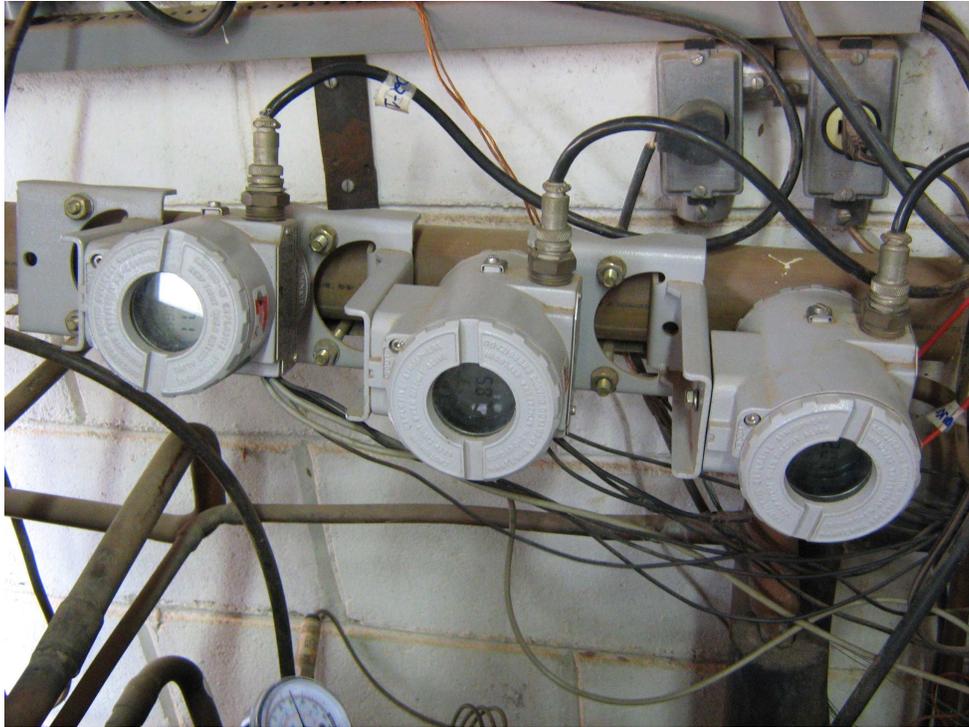
**Figura A.8:** Vista interna da câmara frigorífica de estocagem, mostrando parte frontal do trocador de calor aletado para o fluido secundário.



**Figura A.9:** Vista interna da câmara frigorífica de estocagem, mostrando parte traseira do trocador de calor aletado para o fluido secundário e tubulação flexível de latão.



**Figura A.10:** Passagem secundária para o fluido (*bypass*), localizada próxima à câmara.



**Figura A.11:** Detalhe de instrumentos *fieldbus* em campo.



**Figura A.12:** *Rack* com os *slots* e o CLP, integrados ao computador.



**Figura A.13:** Chave de nível tipo boia instalada no tanque pulmão de propileno glicol.



**Figura A.14:** Chave contatora para acionamento da bomba centrífuga externa de propileno glicol.



## B. Configuração do Syscon®

Versão do *System 302*: 4.02 *Build 12*

**Tabela B.1:** Versões utilizadas para os instrumentos *fieldbus*.

<i>Device Tag</i>	<i>Device type</i>	<i>Device Ver.</i>	<i>DD Ver.</i>	<i>Upstream port</i>
DFI302	DFI 302	02	02	-
IF REFRI 1	IF 302	03	02	1
IF REFRI 2	IF 302	03	02	1
IF REFRI 3	IF 302	03	02	1
IF PROCESSOS	IF 302	03	02	1
FI REFRI	FI 302	03	02	1
FI PROCESSOS	FI 302	03	02	1
IF_N01	IF 302	03	02	2

**Tabela B.2:** Configuração dos blocos funcionais do DFI302.

		<i>Resource block</i>			
		RS01	MODE_BLK TARGET Auto		
DFI302  FB VFD		<i>Hardware configuration transducer</i>			
		MODE_BLK	TARGET Auto		
		STRATEGY	1		
		ALERT-KEY	1		
		IO_TYPE_R0	SLOT_0	No I/O	
			SLOT_1	No I/O	
			SLOT_2	No I/O	
			SLOT_3	No I/O	
		IO_TYPE_R1	SLOT_0	8-Discrete Output	
			SLOT_1	8-Discrete Output	
			SLOT_2	8-Discrete Output	
			SLOT_3	8-Discrete Output	
		IO_TYPE_R2	SLOT_0	8-Discrete Output	
			SLOT_1	8-Discrete Output	
			SLOT_2	8-Discrete Output	
			SLOT_3	8-Discrete Output	
		IO_TYPE_R3	SLOT_0	8-Temperature	
			SLOT_1	8-Temperature	
			SLOT_2	8-Temperature	
			SLOT_3	8-Temperature	
		IO_TYPE_R4	SLOT_0	8-Temperature	
			SLOT_1	16-Discrete Input	
			SLOT_2	No I/O	
			SLOT_3	No I/O	
				<i>Multiple Discrete Output</i>	
		MDO_01	MODE_BLK	TARGET Auto	
			CHANNEL	1009	

		MDO_02	MODE_BLK	TARGET	Auto		
			CHANNEL		1109		
		MDO_03	MODE_BLK	TARGET	Auto		
			CHANNEL		1209		
		MDO_04	MODE_BLK	TARGET	Auto		
			CHANNEL		1309		
		MDO_05	MODE_BLK	TARGET	Auto		
			CHANNEL		2009		
		MDO_06	MODE_BLK	TARGET	Auto		
			CHANNEL		2109		
		MDO_07	MODE_BLK	TARGET	Auto		
			CHANNEL		2209		
		MDO_08	MODE_BLK	TARGET	Auto		
			CHANNEL		2309		
		<i>Temperature Transducer</i>					
		TEMP_01		MODE_BLK	TARGET	Auto	
				CHANNEL		3009	
				SENSOR_CONNECTION_0		3 wire	
				SENSOR_TYPE_0		Pt100 IEC	
		TEMP_02		MODE_BLK	TARGET	Auto	
				CHANNEL		3109	
				SENSOR_CONNECTION_0		3 wire	
				SENSOR_TYPE_0		Pt100 IEC	
		TEMP_03		MODE_BLK	TARGET	Auto	
				CHANNEL		3209	
				SENSOR_CONNECTION_0		3 wire	
				SENSOR_TYPE_0		Pt100 IEC	
		TEMP_04		MODE_BLK	TARGET	Auto	
				CHANNEL		3309	
				SENSOR_CONNECTION_0		3 wire	
				SENSOR_TYPE_0		Pt100 IEC	
		TEMP_05		MODE_BLK	TARGET	Auto	
				CHANNEL		4009	
				SENSOR_CONNECTION_0		3 wire	
				SENSOR_TYPE_0		Pt100 IEC	
		<i>Multiple Analogic Input</i>					
		MAI_01		MODE_BLK	TARGET	Auto	
	CHANNEL			3009			
MAI_02		MODE_BLK	TARGET	Auto			
		CHANNEL		3109			
MAI_03		MODE_BLK	TARGET	Auto			
		CHANNEL		3209			
MAI_04		MODE_BLK	TARGET	Auto			
		CHANNEL		3309			
MAI_05		MODE_BLK	TARGET	Auto			
		CHANNEL		4009			
<i>Multiple Discrete Input</i>							
MDI_01		MODE_BLK	TARGET	Auto			
		CHANNEL		4109			

		MDI_02	MODE_BLK	TARGET	Auto
			CHANNEL	4119	
<i>Timer and Logic</i>					
		TIME_Nivel	MODE_BLK	TARGET	Auto
			TIMER_SP	60	
			TIMER_TYPE	Delay	

**Tabela B.3:** Configuração dos blocos funcionais do IF REFRI 1.

IF REFRI 1	FB VFD	<i>Resource block</i>				
		RESIF1	MODE_BLK	TARGET	Auto	
		<i>Display block</i>				
		DSPIF1	MODE_BLK	TARGET	Auto	
			BLOCK_TAG_PARAM_1	PT101		
			INDEX_RELATIVE_1	8		
			MNEMONIC_1	P_Des		
			ACCESS_1	Monitoring		
			ALPHA_NUM_1	Mnemonic		
			BLOCK_TAG_PARAM_2	PT102		
			INDEX_RELATIVE_2	8		
			MNEMONIC_2	P_Suc		
			ACCESS_2	Monitoring		
			ALPHA_NUM_2	Mnemonic		
			BLOCK_TAG_PARAM_3	PT103		
			INDEX_RELATIVE_3	8		
			MNEMONIC_3	P_Con		
			ACCESS_3	Monitoring		
		ALPHA_NUM_3	Mnemonic			
		DISPLAY_REFRESH	Update Display			
		<i>Transducer block</i>				
		TRDIF11	MODE_BLK	TARGET	Auto	
			TERMINAL_NUMBER	1		
		TRDIF12	MODE_BLK	TARGET	Auto	
			TERMINAL_NUMBER	2		
		TRDIF13	MODE_BLK	TARGET	Auto	
			TERMINAL_NUMBER	3		
		<i>Analog Input</i>				
		AIIF11	MODE_BLK	TARGET	Auto	
			XD_SCALE	EU_100	20	
				EU_0	4	
				UNITS_INDEX	mA	
			OUT_SCALE	EU_100	30	
EU_0	0					
UNITS_INDEX	Bar					
STATUS_OPTS	Propagate Fail Fwd					
CHANNEL	1					
L_TYPE	Indirect					
AIIF12	MODE_BLK	TARGET	Auto			
	XD_SCALE	EU_100	20			

			EU_0	4	
			UNITS_INDEX	mA	
			EU_100	7	
			OUT_SCALE	EU_0	-0.5
				UNITS_INDEX	Bar
			STATUS_OPTS	Propagate Fail Fwd	
		CHANNEL	2		
		L_TYPE	Indirect		
		AIIF13	MODE_BLK	TARGET	Auto
			XD_SCALE	EU_100	20
				EU_0	4
				UNITS_INDEX	mA
			OUT_SCALE	EU_100	30
				EU_0	0
UNITS_INDEX	Bar				
STATUS_OPTS	Propagate Fail Fwd				
CHANNEL	3				
L_TYPE	Indirect				

**Tabela B.4:** Configuração dos blocos funcionais do IF REFRI 2.

IF REFRI 2	FB VFD	<i>Resource block</i>			
		RESIF2	MODE_BLK	TARGET	Auto
		<i>Display block</i>			
		DSPIF2	MODE_BLK	TARGET	Auto
			BLOCK_TAG_PARAM_1	PT104	
			INDEX_RELATIVE_1	8	
			MNEMONIC_1	P_Ev	
			ACCESS_1	Monitoring	
			ALPHA_NUM_1	Mnemonic	
			BLOCK_TAG_PARAM_2	JIT102	
			INDEX_RELATIVE_2	8	
			MNEMONIC_2	PotCp	
			ACCESS_2	Monitoring	
			ALPHA_NUM_2	Mnemonic	
		DISPLAY_REFRESH	Update Display		
		<i>Transducer block</i>			
		TRDIF21	MODE_BLK	TARGET	Auto
			TERMINAL_NUMBER	1	
		TRDIF22	MODE_BLK	TARGET	Auto
			TERMINAL_NUMBER	2	
		TRDIF23	MODE_BLK	TARGET	Auto
			TERMINAL_NUMBER	3	
		<i>Analog Input</i>			
		AIIF21	MODE_BLK	TARGET	Auto
			XD_SCALE	EU_100	20
				EU_0	4
				UNITS_INDEX	mA
		OUT_SCALE	EU_100	7	

			EU_0	-0.5
			UNITS_INDEX	Bar
			STATUS_OPTS	Propagate Fail Fwd
			CHANNEL	1
			L_TYPE	Indirect
		AIIF22	MODE_BLK	TARGET Auto
			EU_100	20
			XD_SCALE	EU_0 4
			UNITS_INDEX	mA
			EU_100	7,5
			OUT_SCALE	EU_0 0
			UNITS_INDEX	kW
			STATUS_OPTS	Propagate Fail Fwd
			CHANNEL	2
			L_TYPE	Indirect

**Tabela B.5:** Configuração dos blocos funcionais do IF REFRI 3.

IF REFRI 3	FB VFD	<i>Resource block</i>		
		RESIF3	MODE_BLK	TARGET Auto
		<i>Display block</i>		
		DSPIF3	MODE_BLK	TARGET Auto
			BLOCK_TAG_PARAM_1	FIT301
			INDEX_RELATIVE_1	8
			MNEMONIC_1	VazPG
			ACCESS_1	Monitoring
			ALPHA_NUM_1	Mnemonic
			BLOCK_TAG_PARAM_2	FIT101
			INDEX_RELATIVE_2	8
			MNEMONIC_2	VzRef
			ACCESS_2	Monitoring
			ALPHA_NUM_2	Mnemonic
			BLOCK_TAG_PARAM_3	JIT301
			INDEX_RELATIVE_3	8
			MNEMONIC_3	RB301
			ACCESS_3	Monitoring
		ALPHA_NUM_3	Mnemonic	
		DISPLAY_REFRESH	Update Display	
		<i>Transducer block</i>		
		TRDIF31	MODE_BLK	TARGET Auto
			TERMINAL_NUMBER	1
		TRDIF32	MODE_BLK	TARGET Auto
			TERMINAL_NUMBER	2
		TRDIF33	MODE_BLK	TARGET Auto
			TERMINAL_NUMBER	3
		<i>Analog Input</i>		
		AIIF31	MODE_BLK	TARGET Auto
			XD_SCALE	EU_100 20
				EU_0 4

			UNITS_INDEX	mA	
			EU_100	5000	
			OUT_SCALE	EU_0	0
			UNITS_INDEX	L/h	
			STATUS_OPTS	Propagate Fail Fwd	
			CHANNEL	1	
			L_TYPE	Indirect	
		AIIF32	MODE_BLK	TARGET	Auto
			EU_100	20	
			XD_SCALE	EU_0	4
			UNITS_INDEX	mA	
			EU_100	30	
			EU_0	0	
			UNITS_INDEX	L/min	
		STATUS_OPTS	Propagate Fail Fwd		
		CHANNEL	2		
		L_TYPE	Indirect		
		AIIF33	MODE_BLK	TARGET	Auto
			EU_100	20	
			XD_SCALE	EU_0	4
			UNITS_INDEX	mA	
EU_100	750				
EU_0	0				
UNITS_INDEX	W				
STATUS_OPTS	Propagate Fail Fwd				
CHANNEL	3				
L_TYPE	Indirect				

**Tabela B.6:** Configuração dos blocos funcionais do IF PROCESSOS.

IF PROCESSOS	FBVFD	<i>Resource block</i>				
		RES_IFM	MODE_BLK	TARGET	Auto	
		<i>Display block</i>				
		DSP_IFM	BLOCK_TAG_PARAM_2	JIT301		
			INDEX_RELATIVE_2	8		
			MNEMONIC_2	FB301		
			ACCESS_2	Monitoring		
			ALPHA_NUM_2	Mnemonic		
			DISPLAY_REFRESH	Update Display		
		<i>Transducer block</i>				
		TRD_IFM1	MODE_BLK	TARGET	Auto	
			TERMINAL_NUMBER	1		
		TRD_IFM2	MODE_BLK	TARGET	Auto	
			TERMINAL_NUMBER	2		
		TRD_IFM3	MODE_BLK	TARGET	Auto	
			TERMINAL_NUMBER	3		
		<i>Analog Input</i>				
		AI_IFM2	MODE_BLK	TARGET	Auto	
			XD_SCALE	EU_100	20	

			EU_0	4
			UNITS_INDEX	mA
		OUT_SCALE	EU_100	60
			EU_0	0
			UNITS_INDEX	Hz
		STATUS_OPTS	Propagate Fail Fwd	
		CHANNEL	2	
		L_TYPE	Indirect	

**Tabela B.7:** Configuração dos blocos funcionais do FI REFRI.

FI REFRI	FB VFD	<i>Resource block</i>			
		RESFI	MODE_BLK	TARGET	Auto
		<i>Display block</i>			
		DSPFI	MODE_BLK	TARGET	Auto
			BLOCK_TAG_PARAM_1	JIT301	
			INDEX_RELATIVE_1	9	
			MNEMONIC_1	RB301	
			ACCESS_1	Monitoring	
			ALPHA_NUM_1	Mnemonic	
			BLOCK_TAG_PARAM_2	JIT102	
			INDEX_RELATIVE_2	9	
			MNEMONIC_2	RCp	
			ACCESS_2	Monitoring	
		ALPHA_NUM_2	Mnemonic		
		DISPLAY_REFRESH	Update Display		
		<i>Transducer block</i>			
		TRDFI1	MODE_BLK	TARGET	Auto
			TERMINAL_NUMBER	1	
		TRDFI2	MODE_BLK	TARGET	Auto
			TERMINAL_NUMBER	2	
		TRDFI3	MODE_BLK	TARGET	Auto
			TERMINAL_NUMBER	3	
		<i>Analog Input</i>			
		AOFI1	MODE_BLK	TARGET	Auto
			PV_SCALE	EU_100	100
				EU_0	0
				UNITS_INDEX	%
			XD_SCALE	EU_100	20
				EU_0	4
				UNITS_INDEX	mA
			IO_OPTS	Faultstate Type	
			STATUS_OPTS	Propagate Fail Bkwd	
			CHANNEL	1	
		FSTATE_VAL	0		
		SHED_OPT	NormalShed_NoReturn		
		AOFI2	MODE_BLK	TARGET	Auto
PV_SCALE	EU_100		100		
		EU_0	0		

			UNITS_INDEX	%
			EU_100	20
		XD_SCALE	EU_0	4
			UNITS_INDEX	mA
		IO_OPTS	Faultstate Type	
		STATUS_OPTS	Propagate Fail Bkwd	
		CHANNEL	2	
		FSTATE_VAL	0	
		SHED_OPT	NormalShed_NoReturn	

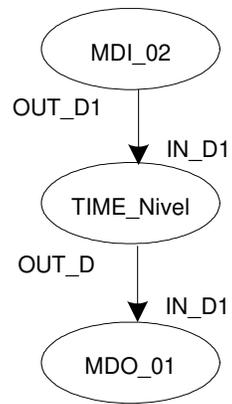
**Tabela B.8:** Configuração dos blocos funcionais do FI PROCESSOS.

FI PROCESSOS	FB VFD	<i>Resource block</i>				
		RESFIM	MODE_BLK	TARGET	Auto	
		<i>Display block</i>				
		DSPFIM	BLOCK_TAG_PARAM_2	TCV701		
			INDEX_RELATIVE_2	9		
			MNEMONIC_2	AbVal		
			ACCESS_2	Monitoring		
			ALPHA_NUM_2	Mnemonic		
			DISPLAY_REFRESH	Update Display		
		<i>Transducer block</i>				
		TRDFIM1	MODE_BLK	TARGET	Auto	
			TERMINAL_NUMBER	1		
		TRDFIM2	MODE_BLK	TARGET	Auto	
			TERMINAL_NUMBER	2		
		TRDFIM3	MODE_BLK	TARGET	Auto	
			TERMINAL_NUMBER	3		
		<i>Analog Input</i>				
		AIFIM2	MODE_BLK	TARGET	Auto	
			PV_SCALE	EU_100	100	
				EU_0	0	
				UNITS_INDEX	%	
			XD_SCALE	EU_100	20	
				EU_0	4	
				UNITS_INDEX	mA	
			STATUS_OPTS	Propagate Fail Fwd		
			CHANNEL	2		
			L_TYPE	Indirect		
		<i>Advanced PID</i>				
		PID_TCamxAbValv	MODE_BLK	TARGET	Auto	
			PV_SCALE	EU_100	-200	
				EU_0	850	
				UNITS_INDEX	°C	
			OUT_SCALE	EU_100	100	
EU_0	0					
UNITS_INDEX	%					
CONTROL_OPTS	Direct acting: Track Enable					

		STATUS_OPTS	IFS if Bad IN: Uncertain as good
		BYPASS	Off
		SHED_OPTS	NormalShed: No Return

**Tabela B.9:** Configuração dos blocos funcionais do IF\_N01.

IF_N01	FB VFD	<i>Resource block</i>				
		IF_N01_RES	MODE_BLK	TARGET	Auto	
		<i>Display block</i>				
		IF_N01_DSP	BLOCK_TAG_PARAM_1	IT701		
			INDEX_RELATIVE_1	8		
			MNEMONIC_1	CorrC		
			ACCESS_1	Monitoring		
			ALPHA_NUM_1	Mnemonic		
			BLOCK_TAG_PARAM_1	TT301		
			INDEX_RELATIVE_3	8		
			MNEMONIC_3	TSPPG		
			ACCESS_3	Monitoring		
			ALPHA_NUM_3	Mnemonic		
		<i>Transducer block</i>				
		IF_N01_TRD1	MODE_BLK	TARGET	Auto	
			TERMINAL_NUMBER	1		
		IF_N01_TRD2	MODE_BLK	TARGET	Auto	
			TERMINAL_NUMBER	2		
		IF_N01_TRD3	MODE_BLK	TARGET	Auto	
			TERMINAL_NUMBER	3		
		<i>Analog Input</i>				
		IF_N01_AI1	MODE_BLK	TARGET	Auto	
			XD_SCALE	EU_100	20	
				EU_0	4	
				UNITS_INDEX	mA	
			OUT_SCALE	EU_100	5	
				EU_0	0	
				UNITS_INDEX	A	
			STATUS_OPTS	Propagate Fail Fwd		
			CHANNEL	1		
			L_TYPE	Indirect		
		IF_N01_AI3	MODE_BLK	TARGET	Auto	
			XD_SCALE	EU_100	20	
				EU_0	4	
				UNITS_INDEX	mA	
			OUT_SCALE	EU_100	-50	
				EU_0	150	
				UNITS_INDEX	°C	
			STATUS_OPTS	Propagate Fail Fwd		
			CHANNEL	3		
L_TYPE	Indirect					



**Figura B.1:** Representação da estratégia de controle de nível do tanque TQ301 (Controle\_Nível\_TQ301) no Syscon®.

## C. Telas do supervisor

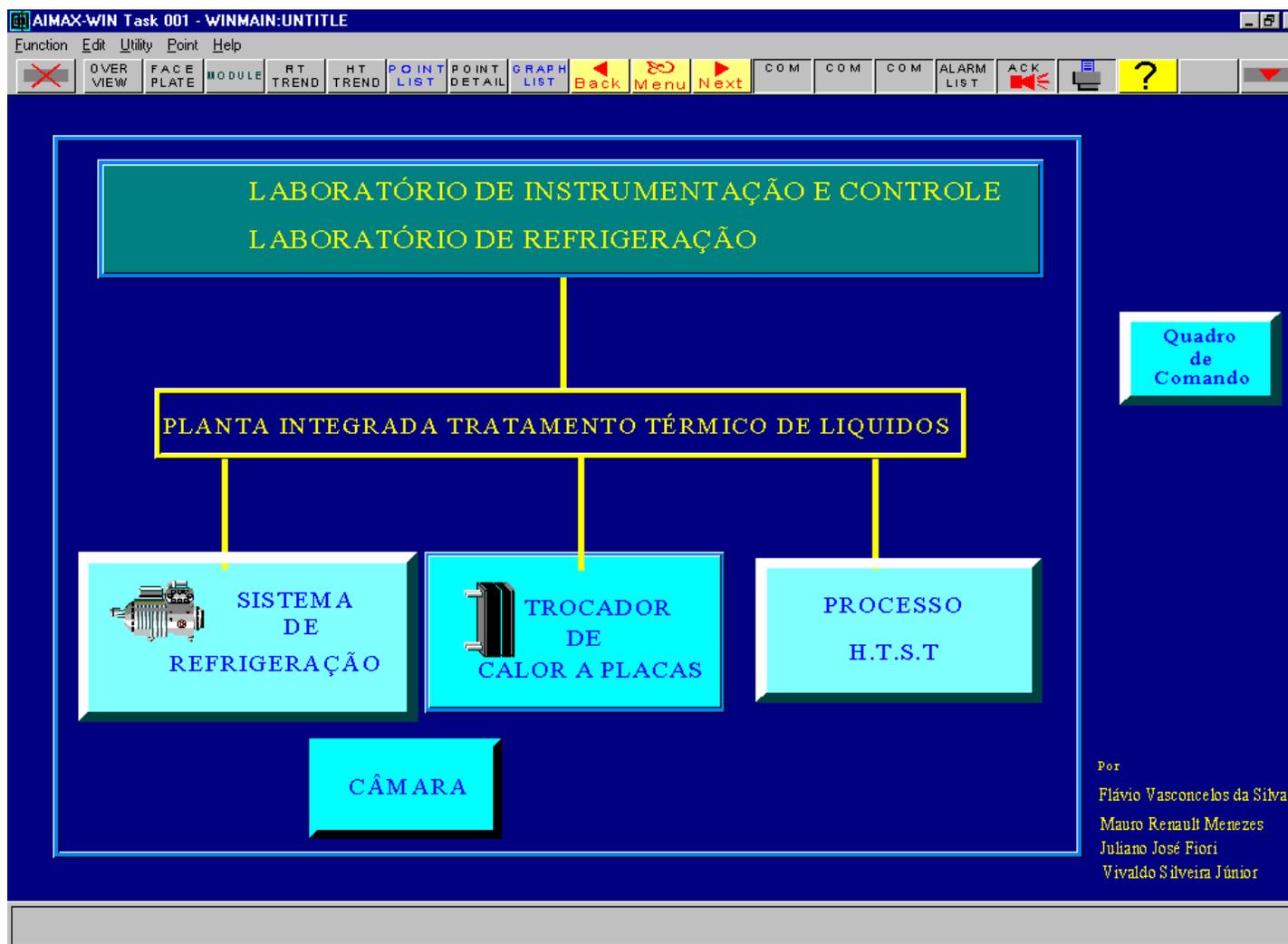


Figura C.1: Tela de inicialização do supervisor AIMAX®.

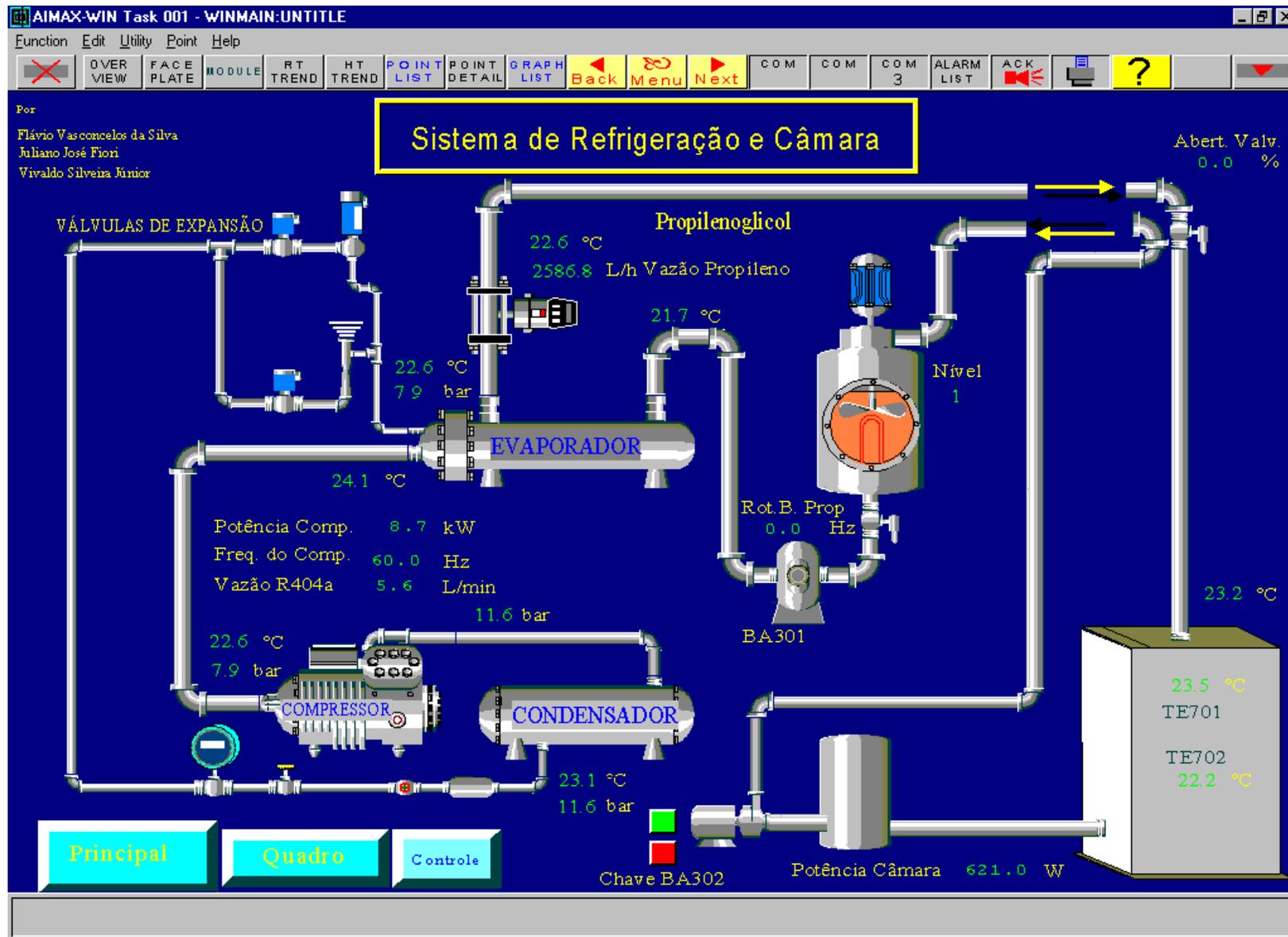


Figura C.2: Tela de operação do projeto desenvolvido no supervisório AIMAX®.

## D. Planilha de cálculo da carga térmica

Tabela D.1: Dados de entrada.

Condições Ambientais*			
	Item	Valor	Unidade
Condições Externas	Umidade Relativa	65	%
	Entalpia do Ar Externo	86	kJ/kg AS
	Temperatura Bulbo Seco	32,0	°C
	Temperatura Bulbo Úmido	26,5	°C
	Volume Específico do Ar Externo	0,962	m <sup>3</sup> /kg AS
* Condições do mês mais quente			
Características Físicas do Local			
Câmara de Estocagem			
	Item	Características	
	Tipo de Isolamento	Poliuretano	
	Meio Refrigerante	Próprio	
	Item	Valor	Unidade
Condições Internas - Câmara	Umidade Relativa	90	%
	Entalpia do Ar Interno	18,2	kJ/kg AS
	Temperatura Bulbo Seco	5	°C
	Temperatura Bulbo Úmido	4,3	°C
	Volume Específico do Ar Interno	0,855	m <sup>3</sup> /kg AS
	Espessura do Isolamento	0,070	m
Dimensões Internas	Altura (Pé direito)	2,45	m
	Largura	1,75	m
	Comprimento	2,10	m
	Área Piso/Teto	3,68	m <sup>2</sup>
	Área Interna Total	26,22	m <sup>2</sup>
Dimensões Externas	Altura	2,52	m
	Largura	1,89	m
	Comprimento	2,24	m
	Área Parede	4,76	m <sup>2</sup>
	Área Piso/Teto	4,23	m <sup>2</sup>
	Área Externa Total	27,52	m <sup>2</sup>
Porta	Altura	1,93	m
	Largura	0,82	m
	Área Parede	1,58	m <sup>2</sup>

**Tabela D.2:** Cálculo da contribuição dos componentes na carga térmica.

<b>Transmissão</b>			
<b>Parede Leste</b>			
	<b>Item</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
	U	Coeficiente Global de Transf. De Calor	0,273 kcal/h.m <sup>2</sup> .°C
	S	Área Externa	5,15 m <sup>2</sup>
	T1	Temperatura do Ar da Câmara	5,0 °C
	T2	Temperatura do Ambiente Externo	32 °C
	Delta T	Diferença entre T1 e T2	27,0 °C
	Q	Calor Transferido	37,97 kcal/h
<b>Parede Oeste</b>			
	<b>Item</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
	U	Coeficiente Global de Transf. De Calor	0,273 kcal/h.m <sup>2</sup> .°C
	S	Área Externa	5,15 m <sup>2</sup>
	Q	Calor Transferido	37,97 kcal/h
<b>Parede Norte</b>			
	<b>Item</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
	U	Coeficiente Global de Transf. De Calor	0,273 kcal/h.m <sup>2</sup> .°C
	S	Área Externa	4,29 m <sup>2</sup>
	Q	Calor Transferido	31,64 kcal/h
<b>Parede Sul</b>			
	<b>Item</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
	U	Coeficiente Global de Transf. De Calor	0,273 kcal/h.m <sup>2</sup> .°C
	S	Área Externa	2,70 m <sup>2</sup>
Porta	U	Coeficiente Global de Transf. De Calor	0,194 kcal/h.m <sup>2</sup> .°C
	S	Área Externa	1,58 m <sup>2</sup>
	Q	Calor Transferido	31,64 kcal/h
<b>Teto/Piso</b>			
	<b>Item</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
	U	Coeficiente Global de Transf. De Calor	0,194 kcal/h.m <sup>2</sup> .°C
	S	Área Externa	7,35 m <sup>2</sup>
	Q	Calor Transferido	38,47 kcal/h
<b>Calor Transferido Total</b>			
	<b>Item</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
	Q	Calor Transferido	687,2 kcal/8h

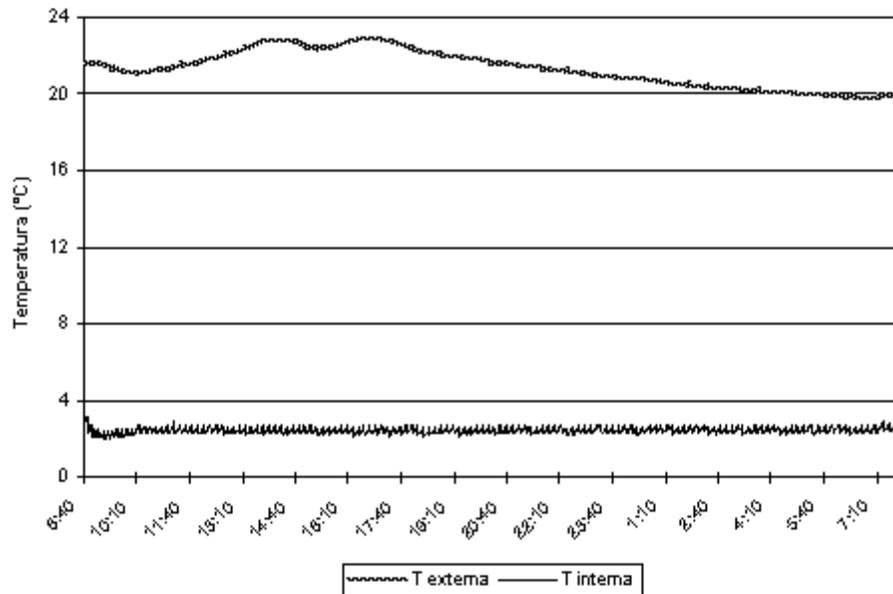
<b>Isolamento</b>			
<b>Volume da Câmara</b>			
	<b>Item</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
	hi	Coeficiente de película interno	29,2 kcal/h.m <sup>2</sup> .°C
	he	Coeficiente de película externo	8,0 kcal/h.m <sup>2</sup> .°C
	X <sub>IS</sub>	Espessura do isolante térmico porta/piso/teto	0,10 m
	X <sub>IS</sub>	Espessura do isolante térmico parede	0,07 m
	K <sub>IS</sub>	Condutividade térmica do isolante	0,02 kcal/h.m.°C
	U	Coeficiente Global de Transf. de Calor porta/piso/teto	0,194 kcal/h.m <sup>2</sup> .°C
	U	Coeficiente Global de Transf. de Calor parede	0,273 kcal/h.m <sup>2</sup> .°C
<b>Infiltração</b>			
<b>Diferença de entalpia</b>			
	<b>Item</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
	He	Entalpia do Ar Externo	20,6 kcal/kg AS
	Hi	Entalpia do Ar Interno	4,3 kcal/kg AS
	V	Volume Interno	9,00 m <sup>3</sup>
	v	Volume Específico do Ar Externo	0,855 m <sup>3</sup> /kg AS
	t <sub>AP</sub>	Tempo de permanência de porta aberta	5 min
	f <sub>AP</sub>	Frequência de abertura de portas	10 n/24h
	I	Infiltração de ar	18 m <sup>3</sup> /24 h
	Q	Calor Infiltração (diferença de entalpia)	304,42 kcal/h
<b>Iluminação/Equipamentos</b>			
	<b>Item</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
	P	Potência da lâmpada	40,0 W
	n <sub>L</sub>	Quantidade de Lâmpadas	1 u
	t <sub>L</sub>	Tempo de Iluminação	0,83 h/dia
	Q	Calor Iluminação/Equipamentos	28,7 kcal/h
<b>Pessoas</b>			
	<b>Item</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
	n <sub>P</sub>	Quantidade de Pessoas	1 pessoa
	Q <sub>p</sub>	Energia fornecida/pessoa	212 kcal/h
	t <sub>p</sub>	Tempo de permanência	0,83 h/dia
	Q	Calor Pessoas	176 kcal/h

**Tabela D.3:** Resumo das fontes de carga térmica.

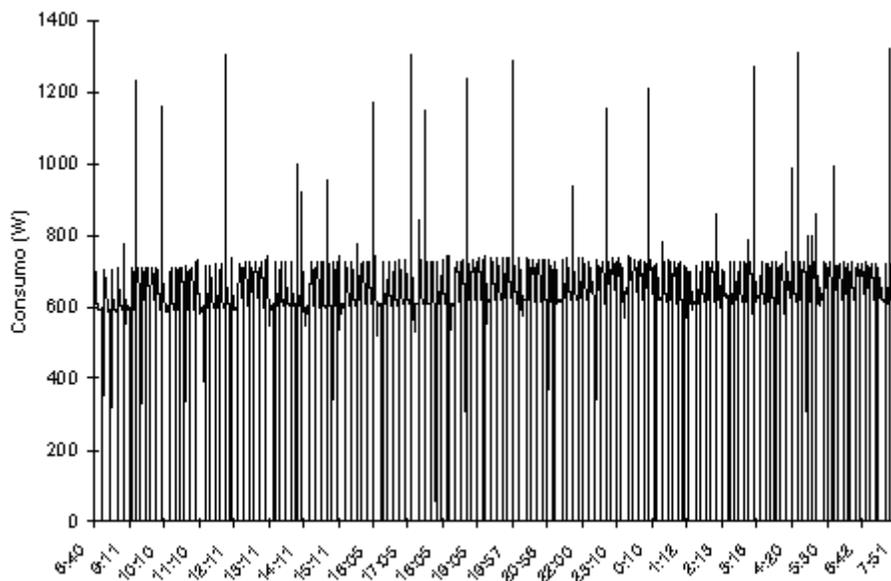
<b>Fonte de Carga Térmica</b>	<b>Q (kW)</b>
<b>Câmara de Estocagem</b>	
Transmissão	0,21
Infiltração	0,35
Iluminação/Equipamentos	0,03
Pessoas	0,21
<i>Sub Total 1</i>	0,80
Segurança (10%)	0,08
<b>Carga térmica (kW)</b>	<b>0,88</b>



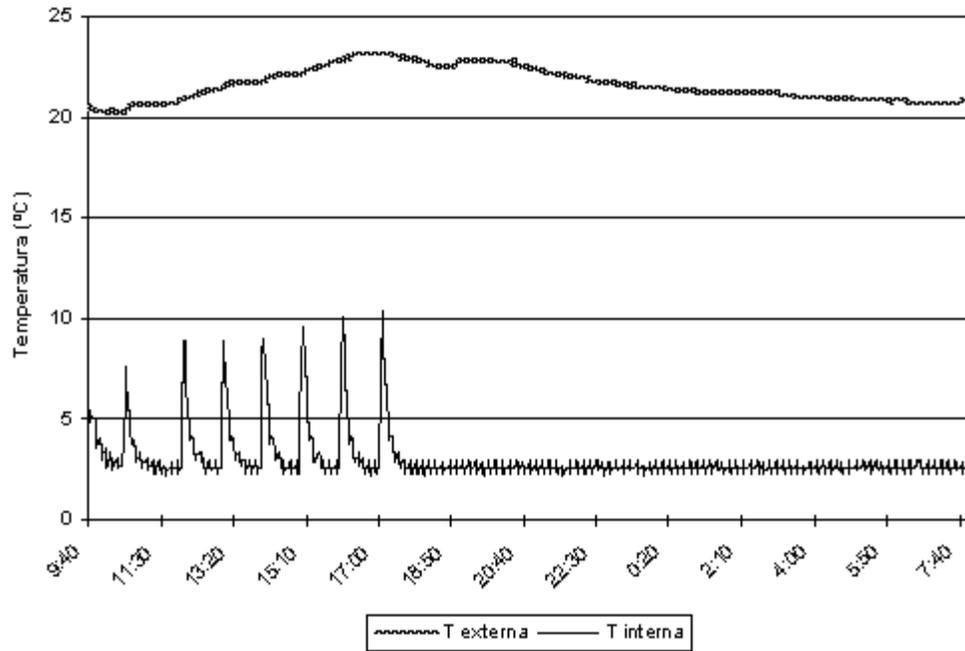
## E.Históricos de temperatura e consumo elétrico (câmara)



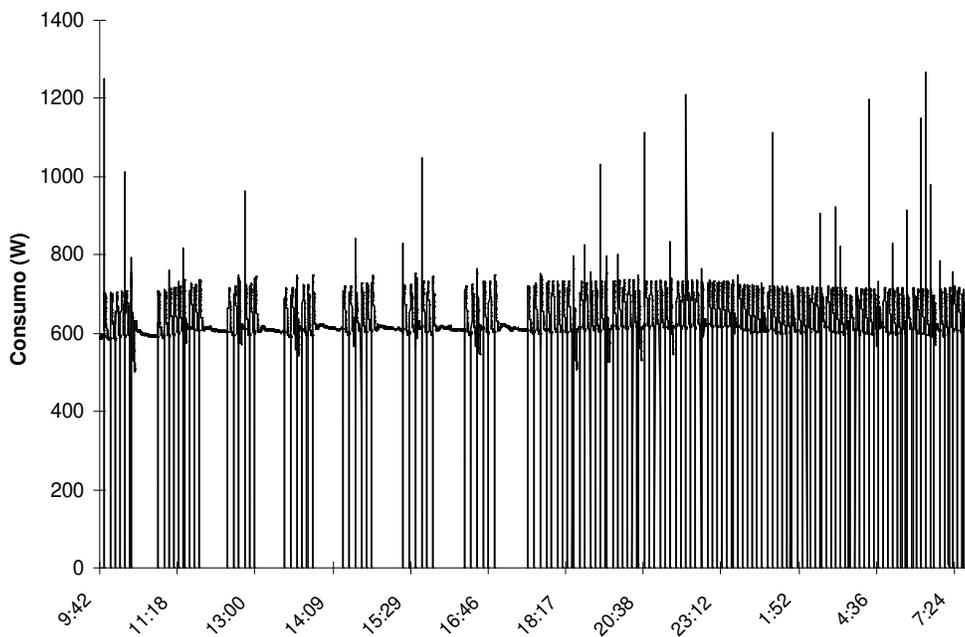
**Figura E.1:** Histórico de temperaturas externa e interna da câmara, teste 1 (câmara vazia).



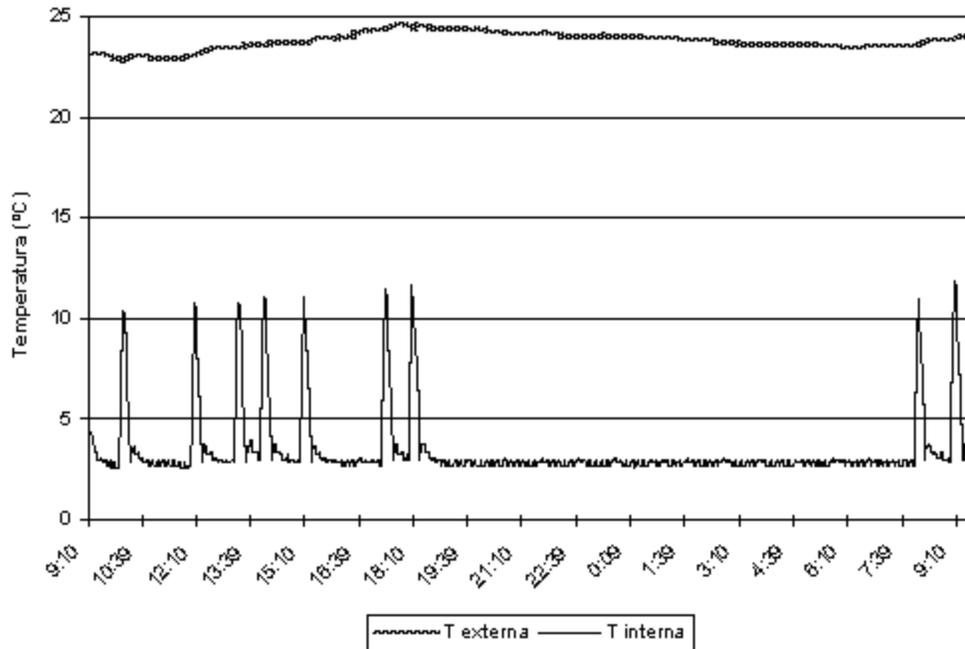
**Figura E.2:** Histórico de consumo energético da câmara, teste 1 (câmara vazia).



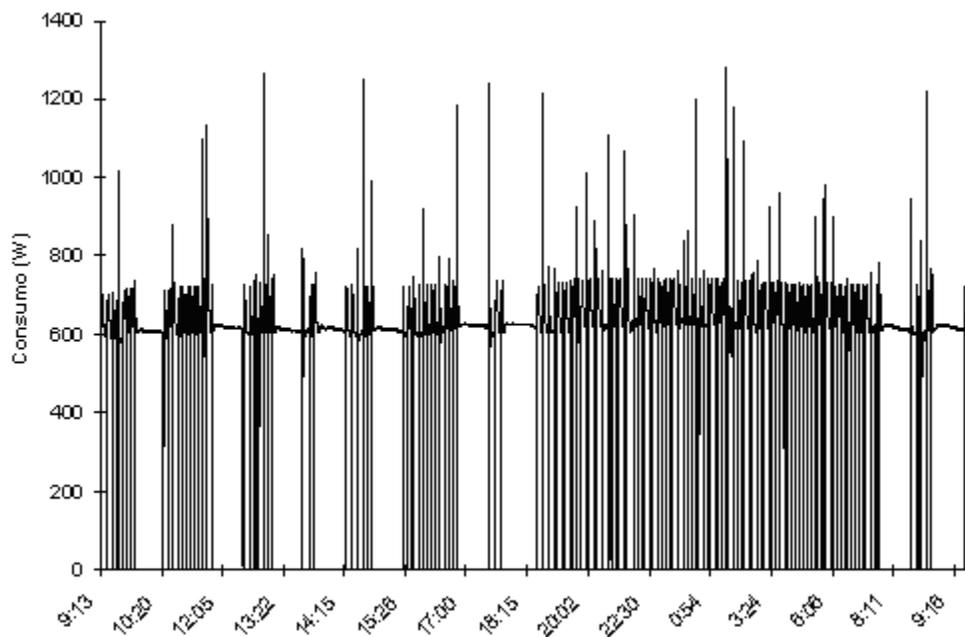
**Figura E.3:** Histórico temperaturas externa e interna da câmara, teste 2 (câmara vazia e abertura de portas).



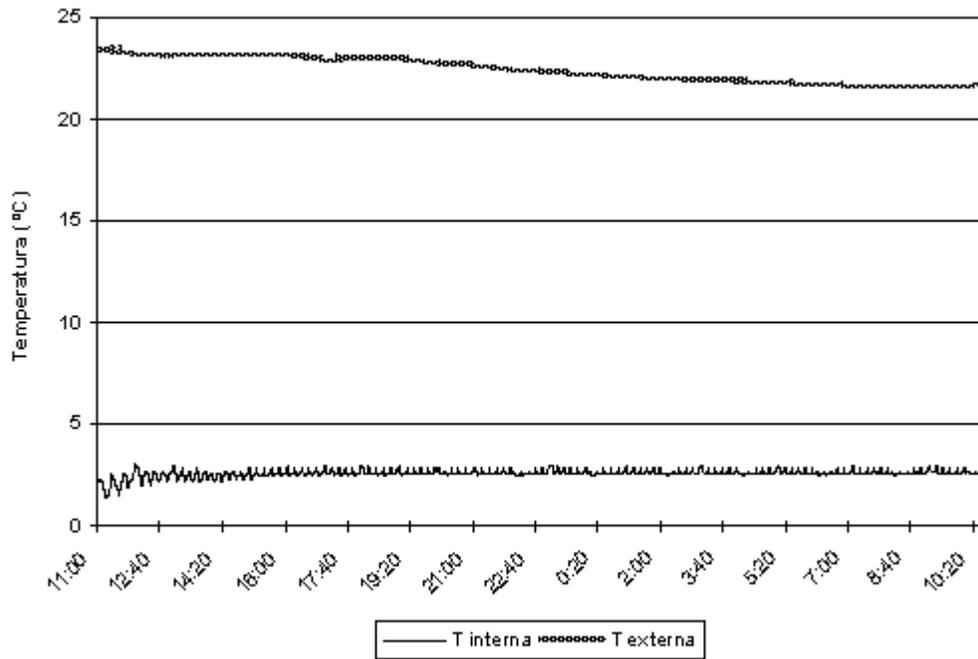
**Figura E.4:** Histórico de consumo energético da câmara, teste 2 (câmara vazia e abertura de portas).



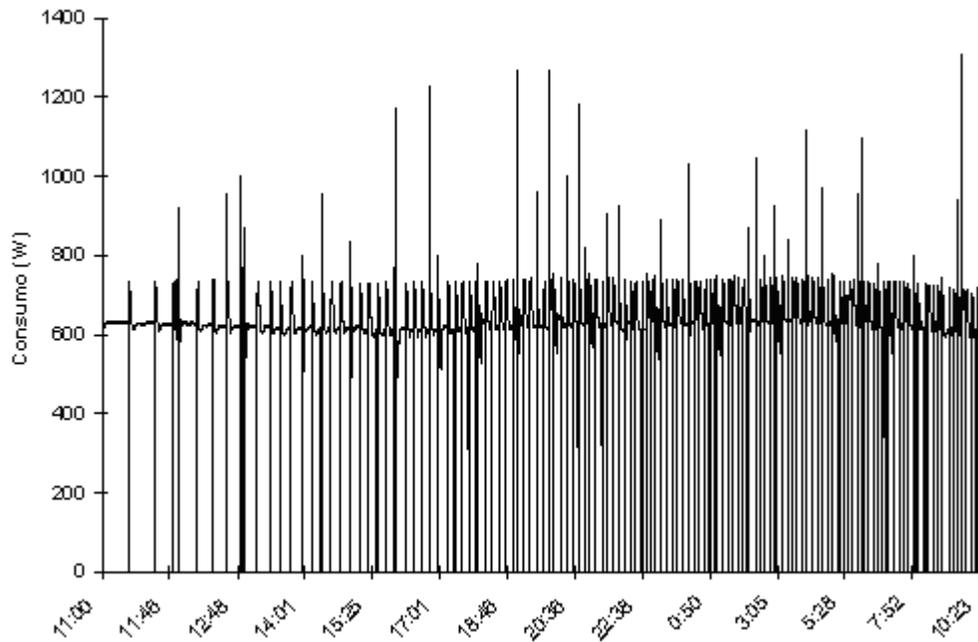
**Figura E.5:** Histórico de temperaturas externa e interna da câmara, teste 3 (câmara vazia, abertura de portas e pessoa).



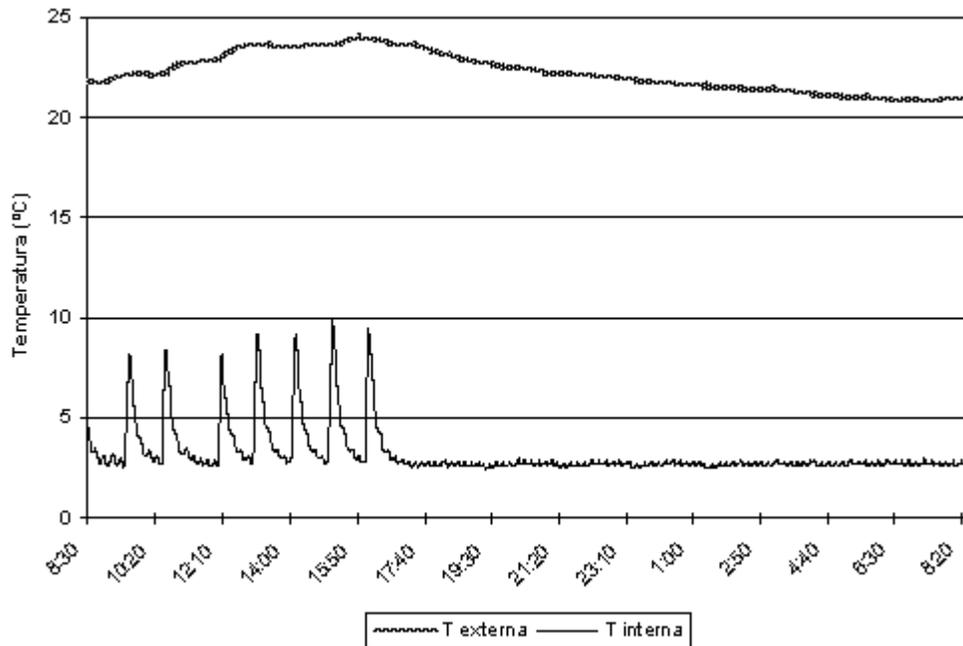
**Figura E.6:** Histórico de consumo energético da câmara, teste 3 (câmara vazia, abertura de portas e pessoa).



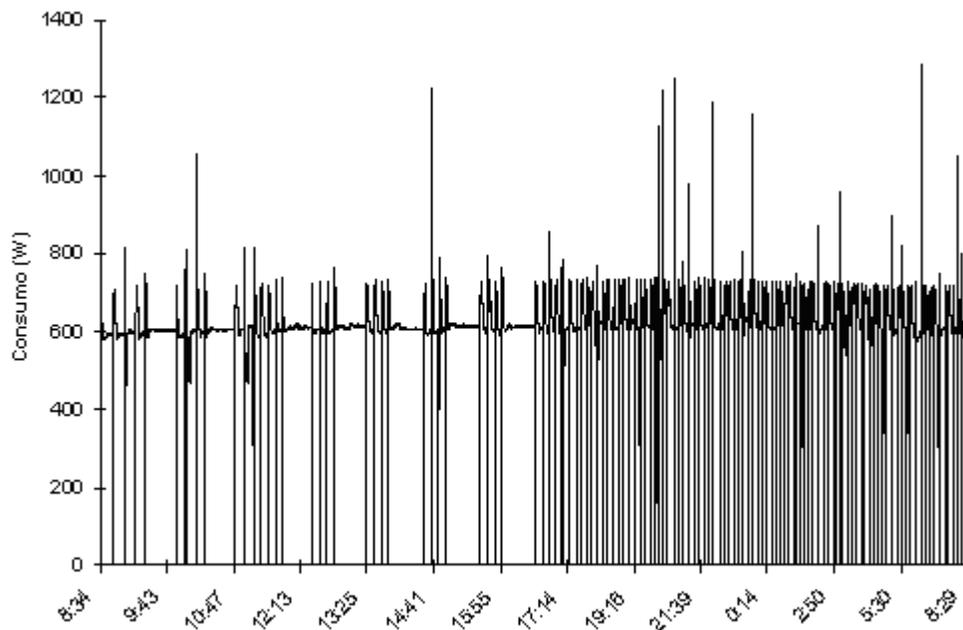
**Figura E.7:** Histórico de temperaturas externa e interna da câmara, teste 4 (câmara com 360 kg de produto).



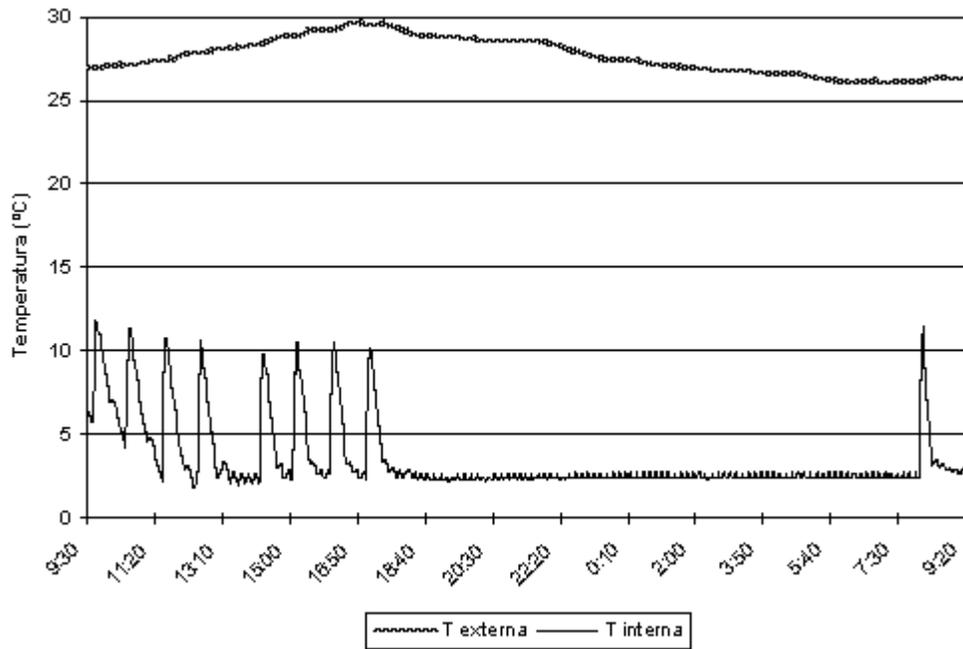
**Figura E.8:** Histórico de consumo energético da câmara, teste 4 (câmara com 360 kg de produto).



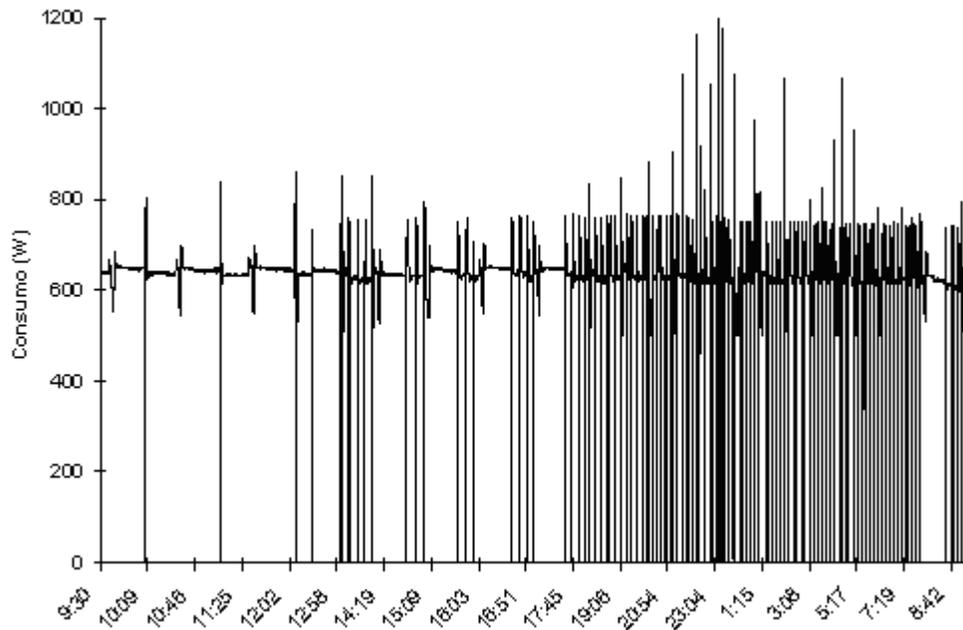
**Figura E.9:** Histórico de temperaturas externa e interna da câmara, teste 5 (câmara com 360 kg de produto e abertura de portas).



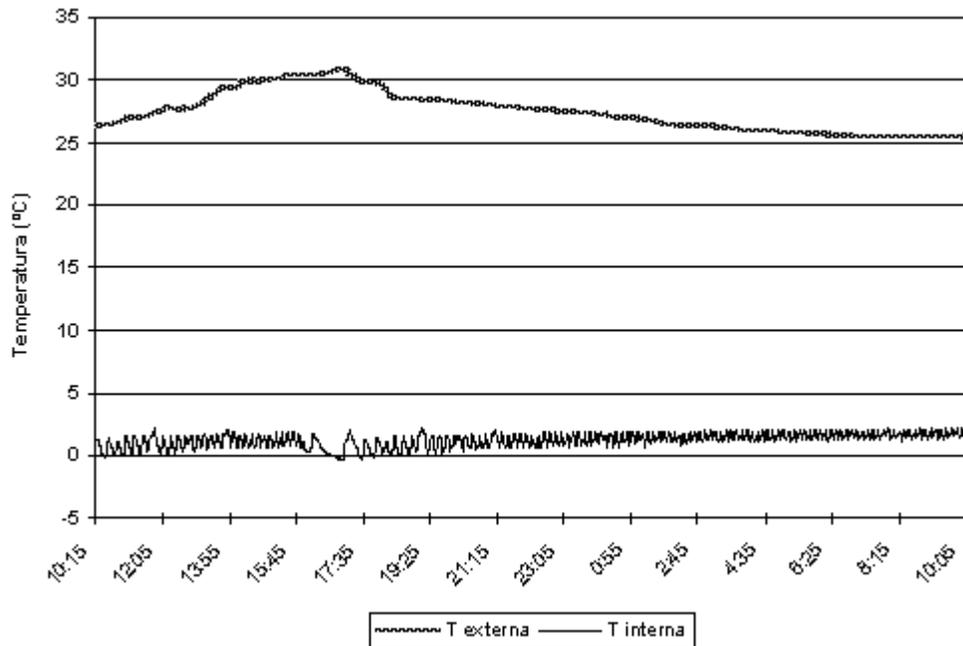
**Figura E.10:** Histórico de consumo energético da câmara, teste 5 (câmara com 360 kg de produto e abertura de portas).



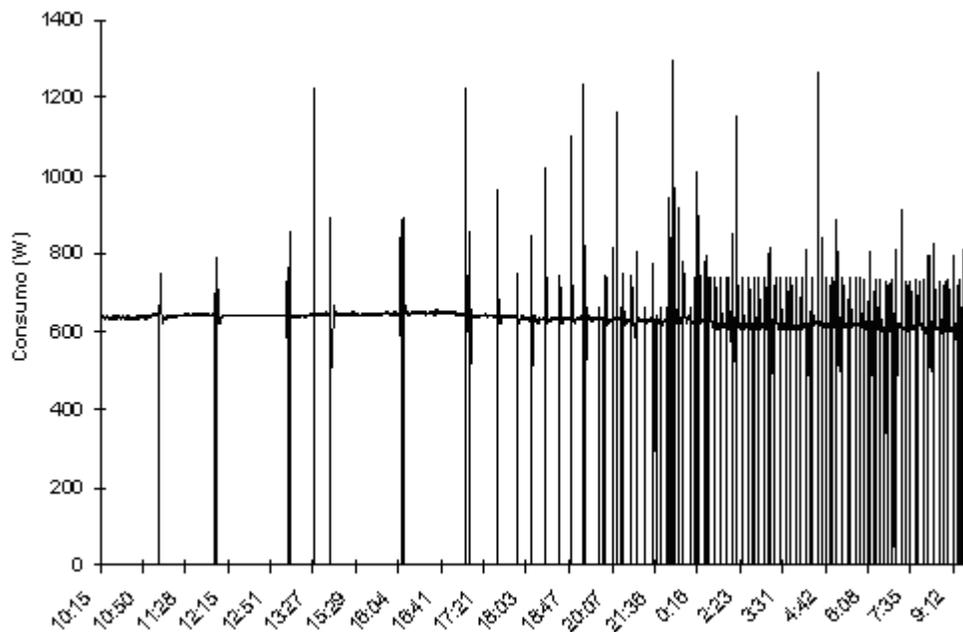
**Figura E.11:** Histórico de temperaturas externa e interna da câmara, teste 6 (câmara com 360 kg de produto, abertura de portas e pessoa).



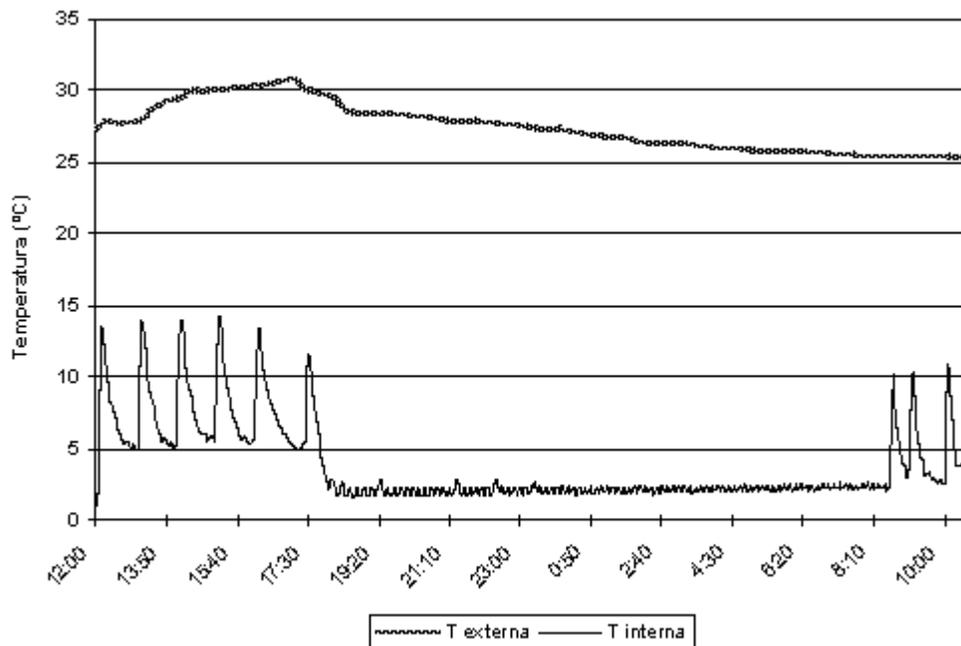
**Figura E.12:** Histórico de consumo energético da câmara, teste 6 (câmara com 360 kg de produto, abertura de portas e pessoa).



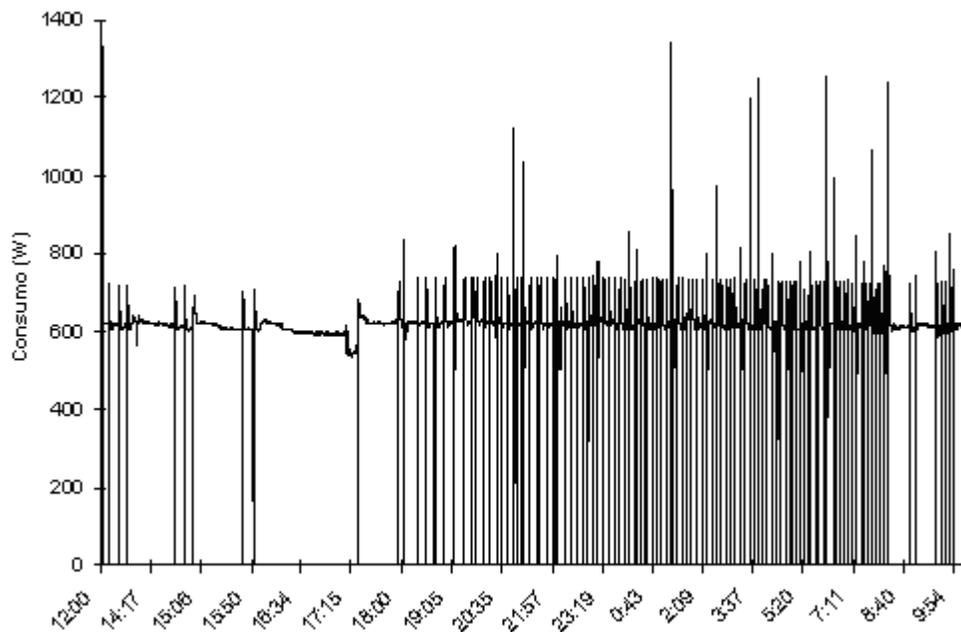
**Figura E.13:** Histórico de temperaturas externa e interna da câmara, teste 7 (câmara com 940 kg de produto).



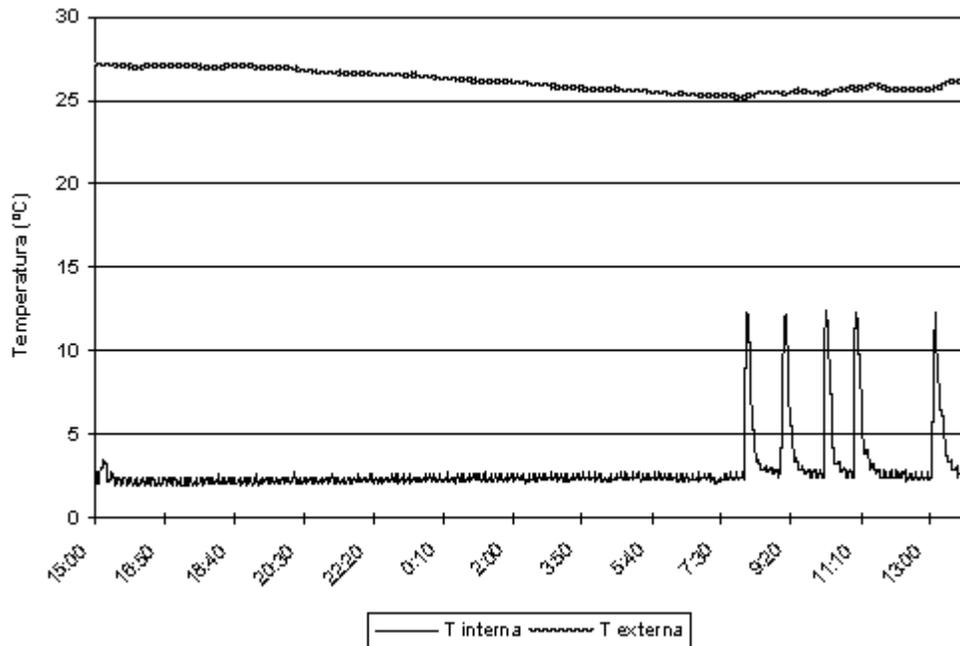
**Figura E.14:** Histórico de consumo energético da câmara, teste 7 (câmara com 940 kg de produto).



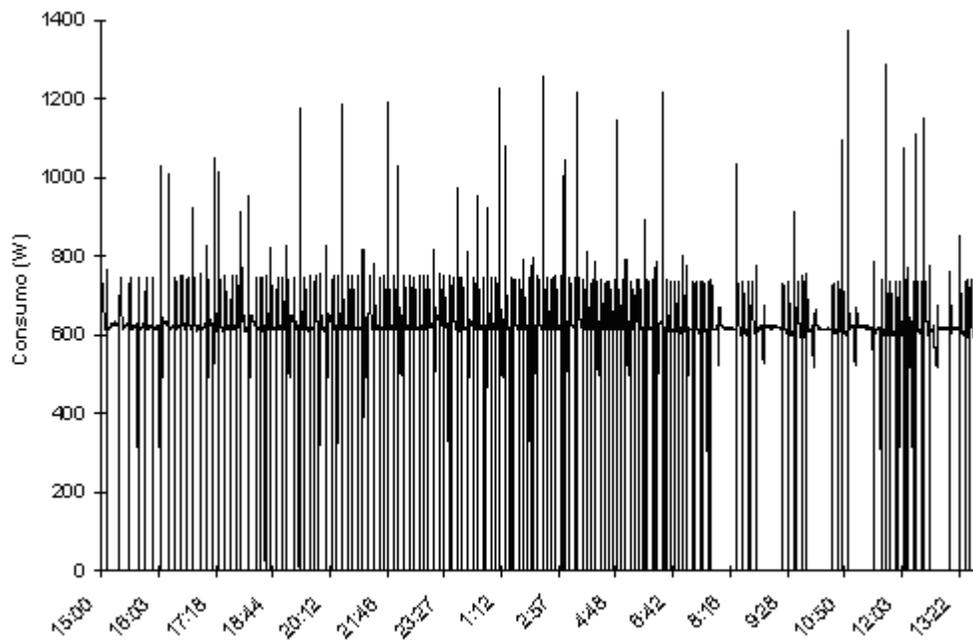
**Figura E.15:** Histórico de temperaturas externa e interna da câmara, teste 8 (câmara com 940 kg de produto e abertura de portas).



**Figura E.16:** Histórico de consumo energético da câmara, teste 8 (câmara com 940 kg de produto e abertura de portas).



**Figura E.17:** Histórico de temperaturas externa e interna da câmara, teste 9 (câmara com 940 kg de produto, abertura de portas e pessoa).



**Figura E.18:** Histórico de consumo energético da câmara, teste 9 (câmara com 940 kg de produto, abertura de portas e pessoa).



# **Anexos**



## **A. Tarifas elétricas**

**Tabela A.1:** Tarifas para o fornecimento de energia elétrica. Resolução No. 627/ANEEL DOU de 08/04/2008. CPFL Paulista.

Estrutura Horo-sazonal	Demanda R\$/ kW		Consumo - R\$/ MWh				Ultrapassagem R\$/ kW	
	Ponta	Fora de Ponta	Período Seco		Período Úmido		Ponta	Fora de Ponta
Ponta			Fora de Ponta	Ponta	Fora de Ponta			
<b>AZUL</b>								
A2 (88 a 138 kV)	14,61	1,86	245,48	151,57	221,63	137,74	43,83	5,58
A2 (88 a 138 kV) - Classe Residencial e Rural	13,93	1,78	234,10	144,55	211,36	131,36	41,79	5,34
A3 (69 kV)	20,46	3,80	245,48	151,57	221,63	137,74	61,38	11,40
A3 (69 kV) - Classe Residencial e Rural	19,51	3,62	234,10	144,55	211,36	131,36	58,53	10,86
A3a (30 a 44 kV)	20,48	4,61	245,48	151,57	221,63	137,74	61,44	13,83
A3a (30 a 44 kV) - Classe Residencial e Rural	19,54	4,40	234,10	144,55	211,36	131,36	58,62	13,20
A4 (2,3 a 25 kV)	24,88	6,06	245,48	151,57	221,63	137,74	74,64	18,18
A4 (2,3 a 25 kV) - Classe Residencial e Rural	23,73	5,78	234,10	144,55	211,36	131,36	71,19	17,34
A4 (2,3 a 25 kV) - Coop Eletrificação Rural								
AS (Subterrâneo)	26,05	9,29	256,83	158,58	231,93	144,10	78,15	27,87
AS (Subterrâneo) - Residencial e Rural	24,84	8,86	244,93	151,23	221,18	137,42	74,52	26,58
<b>VERDE</b>								
A3a (30 a 44 kV)		4,61	721,13	151,57	697,29	137,74		13,83
A3a (30 a 44 kV) - Classe Residencial e Rural		4,40	687,72	144,55	664,98	131,36		13,20
A4 (2,3 a 25 kV)		6,06	823,21	151,57	799,37	137,74		18,18
A4 (2,3 a 25 kV) - Classe Residencial e Rural		5,78	785,07	144,55	762,33	131,36		17,34
A4 (2,3 a 25 kV) - Coop Eletrificação Rural		4,67	416,30	43,75	409,47	38,66		14,01
AS (Subterrâneo)		9,29	861,45	158,58	836,54	144,10		27,87
AS (Subterrâneo) - Classe Residencial e Rural		8,86	821,53	151,23	797,78	137,42		26,58
<b>Grupo A Convencional</b>		<b>Consumo</b>	<b>Demanda</b>	<b>Ultrapassagem</b>				
		<b>R\$ / MWh</b>	<b>R\$ / kW</b>	<b>R\$ / kW</b>				
A3a (30 kV a 44 kV)		166,28	14,33	42,99				
A3a (30 kV a 44 kV) - Classes Residencial e Rural		158,57	13,67	41,01				

A4 (2,3 kV a 25 kV)	164,32	18,94	56,82			
A4 (2,3 kV a 25 kV) - Classes Residencial e Rural	156,70	18,07	54,21			
A4 (2,3 kV a 25 kV) - Coop Eletrificação Rural	77,73	5,31	15,93			
AS (Subterrâneo)	171,92	28,01	84,03			
AS (Subterrâneo) - Classes Residencial e Rural	163,96	26,71	80,13			
<b>Grupo B</b>	<b>Consumo</b>	<b>Demanda</b>				
	<b>R\$/MWh</b>	<b>R\$/kW</b>				
<b>Residencial - Normal</b>	276,40					
<b>Baixa Renda</b>		<b>Desconto</b>				
0 a 30 kWh	92,15	66,66				
31 a 80 kWh	159,64	42,24				
81 a 100 kWh	161,17	41,69				
101 a 200 kWh	241,75	12,54				
201 a 220 kWh	268,61	2,82				
> 220 kWh	268,61	2,82				
<b>Rural</b>	149,30					
<b>Coop Eletrificação Rural</b>	96,55					
<b>Serviço Público de Irrigação</b>	137,32					
<b>Demais Classes</b>	249,76					
<b>Iluminação Pública</b>						
B4a - Rede de Distribuição	122,75					
B4b - Bulbo da Lâmpada	134,71					

Resolução No. 627/ANEEL DOU de 08/04/2008. Tarifas SEM os tributos Federais PIS e COFINS, inclusos no preço. ANEXOS I, IA e IB.

Vigência: A partir de 08/04/2008.

A CPFL Paulista adicionará, mensalmente, os valores de PIS/COFINS.

## B. Catálogo da unidade frigorífica *plug-in*

Industrial até 10HP

Características Técnicas	Resfriados (+10 °C a -5 °C)					
	KFN 100	KFN 150	KFN 200	KFN 300	KFN 400	KFN 500
Tensão/Fase/Frequência*	220V / 1 / 50-60Hz			220V / 3 / 50-60Hz		
Capacidade Nominal (Kcal/h)	1878	2543	3078	4665	6581	8729
Potência do Compressor (CV)	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0
Fluido Refrigerante	R-22 / R-134A					
Corrente Partida (A)	40,1	48,2	41,2	58,0	84,0	62,0
Corrente Nominal (A)	6	9	8	9	11	13
Potência Nominal (KW)	1,3	1,4	1,8	2,6	3,2	4,0
Peso Aproximado (KG)	62	77	95	105	220	230



Características Técnicas	Congelados (-10 °C a -25 °C)						
	KFB 150	KFB 200	KFB 300	KFB 500	KFB 600	KFB 750	KFB 1000
Tensão/Fase/Frequência*	220V/1/ 50-60Hz	220V / 3 / 50-60Hz					
Capacidade Nominal (Kcal/h)	1458	1814	2386	3479	5195	7125	8125
Potência do Compressor (CV)	1,5	2,0	3,0	5,0	6,0	7,5	10,0
Fluido Refrigerante	R-402A / R-404A / R-408A						
Corrente Partida (A)	40,0	54,2	72,2	100,0	117,0	138,0	157,0
Corrente Nominal (A)	6,1	8	12	16	18	25	30
Potência Nominal (KW)	1,3	1,9	2,4	3,3	4,5	5,5	7,5
Peso Aproximado (KG)	62	79	100	107	240	252	267

Capacidade baseada na condição nominal de KFN EV-10°C / CD 50°C - KFB EV-30°C / CD 50°C / Ambiente 35°C

\* 380V / 3ø / 50-60Hz sob consulta