

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS

FACULDADE DE ENGENHARIA DE ALIMENTOS

Aplicação de um sistema de refrigeração com fluido

secundário e termoacumulação em câmara de

congelados

Dissertação de mestrado apresentada à Faculdade de Engenharia de Alimentos (UNICAMP) para obtenção do título de Mestre em Engenharia de Alimentos.

Samuel Scarassatti Freitas

Engenheiro de Alimentos, 2009 (UNICAMP)

Prof Dr. Vivaldo Silveira Júnior

ORIENTADOR

Este exemplar corresponde à versão final da dissertação defendida por Samuel Scarassatti Freitas, aprovada pela comissão julgadora em _/_/_ e orientada pelo Prof. Dr. Vivaldo Silveira Júnior.

CAMPINAS, 2012

FICHA_CATALOGRÁFICA ELABORADA POR LUCIANA P. MILLA – CRB8/8129- BIBLIOTECA DA FACULDADE DE ENGENHARIA DE ALIMENTOS – UNICAMP

Freitas, Samuel Scarassatti F884a Aplicação de um sistema de refrigeração com fluido secundário e termoacumulação em câmara de congelados / Samuel Scarassatti Freitas. -- Campinas, SP: [s.n], 2012.

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

Termoacumulação.
 Refrigeração.
 Fluido secundário.
 Consumo energético.
 Câmaras frigoríficas.
 Congelados.
 Silveira Júnior, Vivaldo.
 Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia de Alimentos.
 III. Título.

Informações para Biblioteca Digital

Título em inglês: Application of a cooling system with secondary fluid and cool storage for a cold chamber. Palavras-chave em inglês (Keywords): Cool storage Refrigeration Secondary fluid Energy use Cold chamber Frozen products Área de concentração: Engenharia de Alimentos Titulação: Mestre em Engenharia de Alimentos Banca examinadora: Vivaldo Silveira Júnior [Orientador] Carlos Umberto da Silva Lima Rodrigo Aparecido Jordan Flávio Vasconcelos da Silva Eduardo Augusto Caldas Batista Data da defesa: 02/03/2012 Programa de Pós Graduação: Engenharia de Alimentos

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Vivaldo Silveira Júnior TITULAR

Prof Dr. Carlos Umberto da Silva Lima TITULAR

Prof. Dr. Rodrigo Aparecido Jordan TITULAR

Prof. Dr. Flávio Vasconcelos da Silva SUPLENTE

Prof. Dr. Eduardo Augusto Caldas Batista SUPLENTE

Dedico este trabalho aos meus pais, Maria Lina e Cosme Delano.

Ao meu irmão Rafael,

A todas as pessoas que me ajudaram no caminho,

Em especial a Marília .

Agradecimentos

À minha mãe, Maria Lina Scarassatti Freitas, símbolo inesquecível de toda força que pode existir em um ser humano. Obrigado por todo seu amor e amizade.

Ao meu irmão Rafael Scarassatti Freitas, por ser meu grande exemplo desde sempre, aquele por quem terei sempre um motivo para suportar todas as dificuldades.

Ao meu pai Cosme Delano Pereira Freitas, por estar sempre ao meu lado nos vários momentos em que preciso.

À Marília Okamota minha amiga de infância que hoje está ao meu lado, que sabe entender as dificuldades que a pesquisa impõe, e que me ajudou de maneira incisiva na construção deste trabalho. Amo-te.

À Melissa, esposa do meu irmão, pela sua amizade e por fazer meu irmão feliz.

À Amélia Okamota e Eder Okamota por serem sempre tão hospitaleiros, amigos, e por me acolherem.

Ao Ricardo de Almeida, grande amigo e companheiro de lutas na pesquisa, por todas as madrugadas e finais

de semana de trabalho e também pelos momentos mais agradáveis e de papos filosóficos.

Ao meu grande amigo, Armando, o explorador de montanhas. Obrigado por tudo frato.

À minha irmã de escolha, Joice Aline Pires Vilela, sua amizade torna tudo mais tranquilo.

Ao professor Vivaldo Silveira Junior, por sua postura profissional, pela amizade, pelas idéias sempre bem conceituadas e polidas, por ter sido um grande orientador neste projeto.

Ao Professor Carlos Umberto, grande amigo que fiz no laboratório e que esteve sempre disposto a ajudar.

Ao professor Lincoln Neves, Grande amigo, que sempre me presenteou com muito conhecimento.

Aos demais professores da FEA, sempre muito receptivos e atenciosos.

Ao amigo Izaias (Zazá), por atenuar os momentos de tensão, por ser um grande companheiro de trabalho, e por ter paciência comigo e com meus espirros.

Ao Juliano, colega incrível do LACPA que possui admirável disposição para ensinar e ajudar.

Ao Mirko, também sempre disposto a ajudar, que contribuiu grandemente neste projeto.

À todos os colegas do laboratório, pelos momentos divertidos dentro do laboratório e também no espaço gourmet da casa da Cilene e do Itamar. Obrigado a todos.

Ao Marcel Toru, pela ajuda na construção e por querer trabalhar comigo.

Ao Carlão, por todas as ferramentas emprestadas, amizade e conselhos.

Ao Setembrino, pela ajuda de última hora.

Ao meu grande amigo Fábio Junque, que ajudou na tradução do resumo para o abstract.

À todos meus amigos não citados, mas que moram em mim.

À todos os colegas de pós graduação em especial do DEA.

À todos os funcionários da FEA.

À UNICAMP à FEA e em especial ao LACPA.

À CNPQ financiadora do projeto.

À meus antepassados.

À Deus.

"Quando me amei de verdade, compreendi que em qualquer circunstância,

eu estava no lugar certo, na hora certa, no momento exato.

E então, pude relaxar.

Hoje sei que isso tem nome... Auto-estima.

Quando me amei de verdade, pude perceber que minha angústia,

meu sofrimento emocional, não passa de um sinal de que estou indo contra minhas verdades.

Hoje sei que isso é...Autenticidade.

Quando me amei de verdade, parei de desejar que a minha vida fosse diferente

e comecei a ver que tudo o que acontece contribui para o meu crescimento.

Hoje chamo isso de... Amadurecimento.

Quando me amei de verdade, comecei a perceber como é ofensivo tentar forçar alguma situação ou alguém apenas para realizar aquilo que desejo,

mesmo sabendo que não é o momento ou a pessoa não está preparada, inclusive eu mesmo. Hoje sei que o nome disso é... Respeito.

Quando me amei de verdade comecei a me livrar de tudo que não fosse saudável...

Pessoas, tarefas, tudo e qualquer coisa que me pusesse para baixo.

De início minha razão chamou essa atitude de egoísmo.

Hoje sei que se chama... Amor-próprio.

Quando me amei de verdade, deixei de temer o meu tempo livre e desisti de fazer grandes planos, abandonei os projetos megalômanos de futuro.

Hoje faço o que acho certo, o que gosto, quando quero e no meu próprio ritmo.

Hoje sei que isso é... Simplicidade.

Quando me amei de verdade, desisti de querer sempre ter razão e, com isso, errei muitas menos

vezes.

Hoje descobri a... Humildade.

Quando me amei de verdade, desisti de ficar revivendo o passado e de preocupar com o futuro.

Agora, me mantenho no presente, que é onde a vida acontece.

Hoje vivo um dia de cada vez. Isso é... Plenitude.

Quando me amei de verdade, percebi que minha mente pode me atormentar e me decepcionar.

Mas quando a coloco a serviço do meu coração, ela se torna uma grande e valiosa aliada.

Tudo isso é... Saber viver!"

Kim McMillen

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1. Consumo nacional de energia elétrica por classe	. 10
Tabela 2 Condições Ambientais de verão na cidade de Campinas	. 22
Tabela 3: Condições Ambientais estimadas para o interior da câmara	. 23
Tabela 4: Calor dissipado por um pessoa adulta em função da temperatura	
ambiente	. 25
Tabela 5 Codificação e identificação dos sensores de temperatura	. 38
Tabela 6: localização e codificação de sensores e atuadores	. 39
Tabela 7: Resumo do cálculo da carga térmica da câmara frigorífica	.47
Tabela 8: Características termo-físcas do refrigerante secundário	.51
Tabela 9: Valores de condutividade térmica dos materiais isolantes	. 52
Tabela 10: Propriedades termo-físicas dos refrigerantes secundários.	. 54
Tabela 11: Propriedades termo-físicas dos refrigerantes secundários a	
temperatura média de -24°C.	. 56
Tabela 12: Volumes necessários ao tangue de termoacumulação em função da	
vazão total em três horas.	. 56
Tabela 13: Preco dos fluidos térmicos para refrigeração secundária	.57
Tabela 14: Massa de refrigerante necessária para armazenamento em função da	a
vazão de fluido refrigerante	.57
Tabela 15: cálculo do aquecimento do fluído dentro do tanque após três horas	. 58
Tabela 16: Dados do compressor segundo catálogo	. 62
Tabela 17: Cálculo da eficiência volumétrica (λν) e R	.63
Tabela 18: Cálculo da carga térmica nos diferentes períodos do dia	.65
Tabela 19: Cálculo da vazão de refrigerante em função da carga térmica.	.66
Tabela 20: Avaliação empírica da carga térmica, em função dos valores de	
potência medidos	. 68
Tabela 21: Consumo e potência de energia elétrica no sistema de expansão dire	eta
	.77
Tabela 22 Valores de temperatura e pressão média no circuito primário durante	
refrigeração do fluído secundário	.86
Tabela 23: Cálculo da carga térmica e da vazão de fluído refrigerante.	.86
Tabela 24: Temperaturas registradas pelos sensores de temperatura da linha de	 د
Etanol.	.87
Tabela 25: Dados de temperatura e vazão do sistema e calor trocado no	
evaporador casco e tubos.	. 88
Tabela 26: Valores de temperatura e calor trocado na câmara nas condições de	
processo estacionário com termoacumulação	. 89
Tabela 27: Valores de gasto com energia elétrica calculados segundo tabela de	
tarifa Azul	.90
Tabela 28: Valores de gasto com energia elétricos calculados segundo tabela de	а
tarifa Verde	.91
Tabela 29: Tarifas para o fornecimento de energia elétrica ANEEL	102
Tabela 30: Condições climáticas médias de Campinas	103
Tabela 31: Curvas de calibração dos sensores PT 100	104

Tabela 32:Cálculo do gasto de energia elétrica dos quatro sistemas	
Tabela 33: Cálculo do gasto de energia elétrica dos quatro sistemas	
Tabela 34: Cálculo do gasto de energia elétrica dos quatro sistemas	
Tabela 35: Cálculo do gasto de energia elétrica dos quatro sistemas	

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Circuito de refrigeração simplificado adaptada de (CAUARIUM, 2011)5
Figura 2. Histórico da temperatura do ar externo e da capacidade frigorífica
relativa a carga termica de transmissão no sistema de uma camara de
Estocagem de resiriados (FIORI, 2009)12
rigura 3 Componamento da temperatura de congetamento para diferentes
MELINDER 2007)
Figura 4: Comportamento da viscosidade a diferentes temperaturas para alguns
fluidos térmicos em seu estado puro (Adaptada MELINDER, 2007)
Figura 5: Carta psicrométrica da cidade de Campinas (Grupo de refrigeração
UFMG)
Figura 6: Layout inicial da planta de refrigeração do LACPA
Figura 7: Layout do ambiente II da planta de refrigeração do LACPA
Figura 8: Mapeamento dos sensores de temperatura, pressão e vazão (TT =
Transmissores de Temperatura; PT = Transmissor de pressão; FT =
Transmissor de vazão; JIT = inversor de frequência)
Figura 9: Derivação de linha para transporte do fluido refrigerante do sistema pre
montado ate o evaporador da camara frigorifica
Figura 10. Derivação da linha de fiuldo termico do evaporador ale tanque de
Figura 11: Lav-out da planta de estudo da termoacumulação em câmara frigorífica
rigura 11. Lay out da planta de estudo da termoacumulação em camara ingormea.

Figura 12: Localização dos sensores no ambiente II
Figura 12: Localização dos sensores no ambiente II
Figura 12: Localização dos sensores no ambiente II
Figura 12: Localização dos sensores no ambiente II
Figura 12: Localização dos sensores no ambiente II
Figura 12: Localização dos sensores no ambiente II
 Figura 12: Localização dos sensores no ambiente II
 Figura 12: Localização dos sensores no ambiente II
 Figura 12: Localização dos sensores no ambiente II
 Figura 12: Localização dos sensores no ambiente II
 Figura 12: Localização dos sensores no ambiente II
 Figura 12: Localização dos sensores no ambiente II
 Figura 12: Localização dos sensores no ambiente II
 Figura 12: Localização dos sensores no ambiente II
Figura 12: Localização dos sensores no ambiente II. 39 Figura 13: posicionamento de sensores no ambiente III dentro da câmara 40 Figura 14: Posição dos sensores no ambiente externo, e dentro do tanque de termoacumulação. 41 Figura 15: tela do INDUSOFT montada para monitoramento e controle do processo. 42 Figura 16: Telas de controle ilustrativo do processo em estudo telas referentes ao compressor e acionamento, condensador tanque e câmara. 43 Figura 17: Posicionamento dos sensores PT100 no interior da câmara. 44 Figura 18: Posicionamento dos sensores PT100 no interior da câmara. 45 Figura 20: Tela de cálculo das propriedades do circuito para expansão seca (COOLPACK 2010). 49 Figura 21: Diagrama PH do fluído refrigerante R404 (COOLPACK 2010). 49 Figura 22: perfil térmico e de resistência à condução de calor entre o ar e o refrigerante secundário. 51
 Figura 12: Localização dos sensores no ambiente II. Figura 13: posicionamento de sensores no ambiente III dentro da câmara 40 Figura 14: Posição dos sensores no ambiente externo, e dentro do tanque de termoacumulação. 41 Figura 15: tela do INDUSOFT montada para monitoramento e controle do processo. 42 Figura 16: Telas de controle ilustrativo do processo em estudo telas referentes ao compressor e acionamento, condensador tanque e câmara. 43 Figura 17: Posicionamento dos sensores PT100 no interior da câmara. 44 Figura 18: Posicionamento dos sensores PT100 no interior da câmara. 45 Figura 19: Diagrama PH do fluído refrigerante R404 (COOLPACK 2010). 48 Figura 21: Diagrama PH do fluído refrigerante R404 (COOLPACK 2010). 49 Figura 22: perfil térmico e de resistência à condução de calor entre o ar e o refrigerante secundário. 51 Figura 23: Tela de cálculo das propriedades do circuito para expansão a
Figura 12: Localização dos sensores no ambiente II. 39 Figura 13: posicionamento de sensores no ambiente III dentro da câmara 40 Figura 14: Posição dos sensores no ambiente externo, e dentro do tanque de termoacumulação. 41 Figura 15: tela do INDUSOFT montada para monitoramento e controle do processo. 42 Figura 16: Telas de controle ilustrativo do processo em estudo telas referentes ao compressor e acionamento, condensador tanque e câmara. 43 Figura 17: Posicionamento dos sensores PT100 no interior da câmara. 44 Figura 18: Posicionamento dos sensores PT100 no interior da câmara. 45 Figura 19: Diagrama PH do fluído refrigerante R404 (COOLPACK 2010). 48 Figura 21: Diagrama PH do fluído refrigerante R404 (COOLPACK 2010). 49 Figura 22: perfil térmico e de resistência à condução de calor entre o ar e o refrigerante secundário. 51 Figura 23: Tela de cálculo das propriedades do circuito para expansão a refrigeração do fluido secundário. 53
Figura 12: Localização dos sensores no ambiente II. 39 Figura 13: posicionamento de sensores no ambiente III dentro da câmara 40 Figura 14: Posição dos sensores no ambiente externo, e dentro do tanque de termoacumulação. 41 Figura 15: tela do INDUSOFT montada para monitoramento e controle do processo. 42 Figura 16: Telas de controle ilustrativo do processo em estudo telas referentes ao compressor e acionamento, condensador tanque e câmara. 43 Figura 17: Posicionamento dos sensores PT100 no interior da câmara. 44 Figura 18: Posicionamento dos sensores PT100 no interior da câmara. 45 Figura 19: Diagrama PH do fluído refrigerante R404 (COOLPACK 2010). 48 Figura 21: Diagrama PH do fluído refrigerante R404 (COOLPACK 2010). 50 Figura 22: perfil térmico e de resistência à condução de calor entre o ar e o refrigerante secundário. 51 Figura 23: Tela de cálculo das propriedades do circuito para expansão a refrigeração do fluido secundário. 53 Figura 24: Condições de entrada e saída do fluído refrigerante no trocador de calor 53
Figura 12: Localização dos sensores no ambiente II. 39 Figura 13: posicionamento de sensores no ambiente III dentro da câmara 40 Figura 14: Posição dos sensores no ambiente externo, e dentro do tanque de termoacumulação. 41 Figura 15: tela do INDUSOFT montada para monitoramento e controle do processo. 42 Figura 16: Telas de controle ilustrativo do processo em estudo telas referentes ao compressor e acionamento, condensador tanque e câmara. 43 Figura 17: Posicionamento dos sensores PT100 no interior da câmara. 44 Figura 18: Posicionamento dos sensores PT100 no interior da câmara. 44 Figura 20: Tela de cálculo das propriedades do circuito para expansão seca (COOLPACK 2010). 48 Figura 21: Diagrama PH do fluído refrigerante R404 (COOLPACK 2010). 49 Figura 22: perfil térmico e de resistência à condução de calor entre o ar e o refrigerante secundário. 51 Figura 23: Tela de cálculo das propriedades do circuito para expansão a refrigeração do fluido secundário. 53 Figura 24: Condições de entrada e saída do fluído refrigerante no trocador de calor 55 Figura 24: Condições de entrada e saída do fluído refrigerante no trocador de calor 55

Figura 26: Gráfico das pressões (bar) do sistema de refrigeração com expansão seca
Figura 27: Gráfico das Temperaturas (°C) interna e externa à câmara com expansão seca.
Figura 28: gráfico de Eficiência volumétrica em função de R
Figura 29: Comportamento da umidade e temperatura dentro e fora da câmara ao
Figura 30: comportamento das temperaturas do circuito durante a utilização da válvula de controle de capacidade.
Figura 31: Comportamento das temperaturas dentro da câmara, ambiente e de evaporação durante a utilização do controle de capacidade 70
Figura 32: Comportamento das pressões do sistema durante a utilização do controle de capacidade.
Figura 33: comportamento do consumo de potência durante o resfriamento da câmara com controle da capacidade
Figura 34: Variação da potencia da carga térmica artificial em função do tempo73
Figura 35 Comportamento das temperaturas do sistema T (°C) sob carga térmica artificial complementar com o sistema de refrigeração com expansão seca. 74
Figura 36 Comportamento das temperaturas do ar interno e externo à câmara e variação da carga térmica artificial ao longo do dia
Figura 37: Comportamento das pressões P (Bar), Pot (kW) e carga térmica artificial (%) ao longo do dia
Figura 38: Comportamento da potência do compressor (kW) e da carga térmica artificial (kW)
Figura 39: comportamento da Temperatura e umidade relativa dentro e fora da câmara
Figura 40: Comportamentos das temperaturas do circuito primário com o processo utilizando a termoacumulação
Figura 41: Comportamento da pressão [bar] do sistema primário na termoacumulação
Figura 42 : Comportamento das temperaturas do circuito secundário T[°C]81
Figura 43: comportamento da temperatura interna e externa da câmara com termoacumulação
Figura 44: Gráfico do comportamento da umidade relativa e da temperatura dentro e fora da câmara durante aplicação da termoacumulação
Figura 45: comportamento da potência (kW) do compressor e da bomba no sistema de termoacumulação

NOMENCLATURA

CLP	Controlador lógico programável	
СОР	Coeficiente de desempenho	[W/m2.K]
ср	Calor específico	[J/kg.K]
DFI	Distribuidor de interfaces fieldbus	
Δη	Variação de entalpia	[kJ]
DT	Variação da temperatura	[°C]
FT	Transmissor de Vazão	
H^	Entalpia específica	[kJ/kg]
hi	Coeficiente de transferência térmica por convecção	[W/m2.K]
JIT	Inversor de frequencia	
Kis	Condutividade térmica do material isolante	[W/m.K]
λν	Eficiência volumétrica	[%]
m	Vazão mássica do refrigerante secundário	[kg/s]
m/m	Fração mássica	[%]
Р	Pressão	[bar]
Pi	Potência ideal	[kW]
PT	Transmissor de pressão	
Q0	Carga térmica [kJ / s]	[kW]
R	Razão de compressão	
Т	Temperatura	[°C]
T.C	Trocador de calor	
TT	Transmissores de Temperatura	
U	Coeficiente global de transferência de calor	[kJ/K.s.m ²]
υ	Volume específico do ar externo	[m3/kg]
U.R	Umidade Relativa	[%]
Xis	Espessura da parede da câmara	[m]
ΔT	Diferença de temperatura	[°C]

Índice Geral

Re Ab 1. 2. 3.	sumo strac Intr Obj Rev 3.1	t oduç jetivo /isão Circ	ão s bibliográfica uito frigorífico	xiv 1 3 4 4
(3.2	Aplic	cação da refrigeração na conservação de alimentos	8
(3.3	Con	sumo energético em sistemas de refrigeração	10
ć	3.4	Con	sumo e tarifação energética no Brasil	12
ć	3.5	Tern	noacumulação e Sistemas Secundários	14
ć	3.6	Fluic	dos secundários utilizados na termoacumulação	17
4.	Ma t 4.1	t erial Etap	e métodos as do Projeto	21 21
	4.1.	.1	Cálculo da carga térmica da câmara frigorífica	21
	4.1.	.2	Energia transferida através das paredes, piso e teto	23
	4.1.	.3	Energia relativa à infiltração do ar no interior da câmara	24
	4.1.	4	Energia relativa, pessoas, iluminação e equipamentos	24
	4.1	.5	. Cálculo da carga térmica do Tanque de termoacumulação	25
	4.1.	.6	Cálculo da vazão e escolha do fluido refrigerante secundário:	26
	4.1.	7	Cálculo do volume e escolha do fluido secundário:	27
4	1.2	Con	strução da estrutura	27
	4.2	.1	Lay-out inicial da planta de estudo	27
	4.2	.2	Derivação da linha de refrigerante até a câmara fria.	31
	4.2	.3	Montagem da linha de fluido térmico (refrigerante secundário)	33
4	4.3	Siste	ema para aquisição de dados	36
4	4.4	Câm	nara frigorífica	43
4	4.5	Trat	amento dos dados	46
5	Ana	álise o	de Resultados	47
;	5.2 F 0		a de projeto calculos estimados	47
	5.2.1		Calculo da carga termica da camara:	47
	5.2.2		Calculo da carga termica do tanque de termoacumulação	52
	5.2	.ວ 4	Calculo da vazao do fiuldo refrigerante secundario	54
	5.2	4	Calculo do volume e escolha do fiuldo retrigerante	56

	5.3	Avaliação Empírica da carga térmica da câmara frigorífica de estocagem	59					
	5.3.	1 Avaliação crítica da carga térmica	67					
	5.4	Estudo do processo por Expansão seca	69					
	5.5	Estudo do processo por Termoacumulação	78					
	5.6	Avaliação da carga térmica do tanque de termo acumulação.	85					
	5.7	Comparação entre os sistemas	90					
6	Cor	nclusões	94					
7 Sugestões para trabalhos futuros								
8	Ref	8 Referências bibliográficas						

<u>Resumo</u>

Dentro da indústria, os equipamentos de refrigeração ocupam um destacado papel no que se refere ao consumo de energia elétrica. A tarifação deste insumo vem sofrendo freqüentes reajustes, na medida em que sua demanda cresce e atende as necessidades econômicas do país. Os sistemas de termoacumulação representam uma alternativa para a economia do consumo energético nos períodos de maior tarifação, o que tende a atenuar os gastos com a energia elétrica. Neste trabalho, foi proposta a construção de um sistema de termoacumulação, com o objetivo de comparar esta técnica com um sistema tradicional de expansão seca em termos de consumo e demanda energética. O estudo envolveu a montagem da derivação da linha de refrigeração, a partir de um chiller, até o evaporador de uma câmara frigorífica, onde foram instalados sensores de temperatura. pressão e vazão, permitindo a avaliação das condições do processo por expansão seca. Em paralelo, foi montada uma linha de escoamento para o fluido refrigerante secundário que interligou um circuito onde o fluido é resfriado pelo sistema de refrigeração, termoacumulado em um tanque e bombeado ate um trocador de calor instalado dentro da câmara, onde é utilizado para resfriar o ambiente. A aplicação da termoacumulação objetivou alcançar as mesmas condições da câmara, mantidas pela expansão seca, com a posterior avaliação do consumo energético apresentado pelos dois sistemas. Foram instalados sensores de temperatura na linha de refrigerante secundário e também dentro da câmara. O consumo de potência da bomba e do compressor foram registrados e utilizados na comparação energética dos sistemas. A avaliação qualitativa englobou o cálculo da carga térmica empírica da câmara, bem como o registro das condições de funcionamento dos sistemas durante a expansão seca e a refrigeração do circuito secundário. A comparação dos sistemas frente ao consumo energético indicou uma economia superior a 42% na utilização da termoacumulação durante o período de ponta em comparação com o sistema de expansão seca. A aplicação da termoacumulação manteve a temperatura do interior da câmara estável durante as três horas em que o compressor permaneceu desligado, mostrando ser uma técnica de grande economia energética quando comparada com o sistema secundário sem termoacumulação, apresentando uma economia de 26% nos gastos em função deste período.

Palavras-chave: Termoacumulação. Sistema secundário. Expansão direta. Consumo de energia elétrica.

xiv

Abstract

In the industry, refrigeration equipments possess a detached function in electric energy consumption. The price of this input has been frequently adjusted. In the same way that the demand grows and fills the economic needs of the country. the cool storage systems represent an alternative for save power consumption during periods of peak pricing, tending to decrease spending on energy consumption. In this paper, it was proposed the construction of a system for cool storage, in order to compare that technique with a traditional dry-expansion system, in terms of consumption and energy. The study involved the derivation of the assembly line cooling from a chiller evaporator until a cold chamber, on the line, temperature, pressure and flow sensors, were installed allowing the evaluation of process conditions for dry expansion. In parallel, a line was built, through which the refrigerant is pumped through a secondary circuit where it is cooled by the cooling system, stored in a tank at low temperature, and pumped to a heat exchanger installed inside the chamber where it is used to cool the environment. The cool storage application had as an objective maintains the room conditions as the same in dry expansion, With the subsequent evaluation of the energy consumption of each system. Temperature sensors were installed in the secondary coolant line and also inside the chamber. The power consumption of the pump and compressor were recorded and used to comparing the two systems. The evaluation, has included the empirical calculation of the heat load for the cold chamber and the recording data of the system operating conditions during the dry-expansion and the cooling by the secondary circuit The comparison between the systems has indicated energy savings of more than 42% in the use of the cool stored system during the peak period. The application of cool storage kept the temperature inside the camera steady during the three hours when the compressor was off, proving to be a technique of great energy savings when compared to the secondary system without termoacumulação, showing a 26% saving in costs due this period

Key-words: cool storage. Secondary system, direct expansion, electric energy consumption.

xv

1. Introdução

Em países em desenvolvimento como o Brasil, existe uma tendência ao aumento do consumo de energia provocada pelo crescimento da economia e do poder aquisitivo da população, fornecendo condições para que a maior parte da população tenha acesso à energia e a bens de serviço e de consumo, como eletrodomésticos e outros equipamentos eletrônicos (IBGE, 2011).

A avaliação dos dados de mercado demonstra um crescimento da população consumidora no país, e revela um aumento progressivo da população economicamente ativa que tem por consequência direta o crescimento das indústrias e do comércio e consequentemente a demanda por energia elétrica. De acordo com o IBGE 2011, o PIB nacional cresceu 4,2% no primeiro trimestre de 2011, comparado com o mesmo período em 2010. As novas estimativas, que contemplam o período de 2012 até 2021, indicam um crescimento médio anual da demanda total de eletricidade (que inclui consumidores cativos, consumidores livres e autoprodutores) equivalente a 4,5% ao ano, passando de 472 mil gigawatts-hora (GWh) em 2011 para 736 mil GWh em 2021.

O fornecimento de energia nos horários denominados de "ponta" representa um grande desafio para as concessionárias, uma vez que, neste período, situado entre as 18h00min e 21h00min, acontece um sensível aumento da demanda de energia nacional, alavancado pela ativação da iluminação pública e para utilização doméstica da população que retorna do trabalho. Como consequência, a tarifação destes períodos é maior para as unidades industriais e comerciais que apresentam grande consumo energético, acarretando significativo impacto no custo de operação (ANEEL, 2005).

Dentro da indústria, os equipamentos de refrigeração apresentam elevado consumo de potência, principalmente nas indústrias que necessitam de ambientes mantidos em temperaturas de congelamento. Sendo o período de ponta, responsável pelo maior gasto com energia elétrica (CPFL, 2010).

De acordo com Ashrae (2001), uma alternativa interessante para reduzir o consumo energético durante períodos de maior tarifação consiste na aplicação da termoacumulação. Uma técnica, onde a capacidade ociosa do sistema de refrigeração é utilizada para resfriar um fluido térmico, com a vantagem de armazenar esta carga térmica de forma a utilizá-la no período adequado.

O fluido termoacumulado a menor temperatura é bombeado do tanque para um trocador de calor situado no ambiente a ser resfriado, em substituição ao evaporador. O armazenamento do fluido refrigerado no tanque permite que o compressor seja desligado nos períodos de ponta de demanda energética, o que pode ocasionar significativa economia de gastos com a energia elétrica neste período. Estes sistemas apresentam como benefício adicional, a redução do inventário de fluido refrigerante primário no sistema (KAZACHKI e HINDE, 2006),

De acordo com Freire (2001), a utilização da termoacumulação também permite um menor dimensionamento do compressor, uma vez que a baixa temperatura observada nos períodos onde o sistema trabalha com capacidade ociosa, pode ser aplicada ao sistema nos períodos onde o compressor é mais requisitado. Dessa forma, contribui para um menor custo de investimento no compressor.

Estes sistemas apresentam bons resultados na aplicação em processos de refrigeração, porém sua aplicação em baixas temperaturas, mediante a manutenção da temperatura em câmaras de congelados, ainda não foi estudada. Portanto, é importante a realização de um estudo que vise uma forma de construir sistemas de termoacumulação, para aplicação em câmaras frigoríficas destinadas ao armazenamento de produtos congelados, onde a temperatura deve se situar abaixo de -18°C.

2. Objetivos

O objetivo principal do trabalho foi verificar a aplicabilidade de um sistema secundário com termoacumulação em uma câmara de congelados (Temperatura abaixo de -18°C), mediante a avaliação do consumo energéti co e da curva típica de carga térmica do sistema.

Como objetivos específicos:

- Estudo das curvas de demanda 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 da linha do sistema de refrigeração de expansão seca com R404A em uma câmara de congelados.
- 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.
- Avaliação do comportamento do sistema frente a perturbações individuais, utilizando um sistema supervisório, para acompanhamento dos dados e atuação nos controladores das linhas.

3. Revisão bibliográfica

3.1 Circuito frigorífico

S

O circuito frigorífico consiste na aplicação prática das características termodinâmicas de uma substância mantendo-o em contínuo ciclo de evaporação e condensação sobre condições de pressão e temperatura controladas visando o resfriamento, aquecimento ou manutenção da temperatura de um ambiente em decorrência do balanço de energia.

O circuito básico da refrigeração envolve equipamentos específicos e dimensionados especificamente para a aplicação a que se destina. De forma simplificada, o fluido refrigerante é bombeado pela atuação do compressor que tem por finalidade aspirar vapor de refrigerante que é formado no evaporador e comprimí-lo a uma pressão que permita ao fluido condensar a uma temperatura superior à do ambiente. O vapor pressurizado e aquecido que deixa o compressor é bombeado até o condensador, onde troca calor com um fluido de temperatura menor e assim muda da fase gasosa para a fase líquida. O fluído deixa o condensador no estado líquido à alta pressão e é armazenado dentro de um reservatório, de onde segue para a válvula de expansão. Na válvula o fluído perde pressão até um valor que permita sua evaporação a uma temperatura menor do que a que se deseja ao ambiente (JOFFILY e MUNDIN, 2004).

Após passar pela válvula de expansão, o fluído entra no evaporador a menor pressão, onde fica em contato indireto com o meio externo, através da circulação de ar ou qualquer fluido que promove uma troca térmica, causando a evaporação do refrigerante e o consequente resfriamento da aplicação. O vapor produzido na troca térmica é succionado pelo compressor novamente fechando o ciclo de refrigeração.

Na Figura 1, está ilustrado um esquema simplificado do circuito descrito acima.



Figura 1. Circuito de refrigeração simplificado adaptada de (CAUARIUM, 2011)

Verifica-se, pela Figura 1, o circuito de refrigeração para cada estágio do circuito, onde há a correspondência de estado termodinâmico do fluido refrigerante, mostrando no gráfico de Pressão por Entalpia, também conhecido como diagrama de Mollier. O bom funcionamento do sistema frigorífico exige grande sincronia entre os equipamentos, e cuidadoso dimensionamento de todos os componentes do sistema.

Cabe destacar as descrições sucintas das funções de cada um dos componentes do sistema de refrigeração, tais como:

EVAPORADORES

S

Evaporadores são equipamentos de troca de calor utilizados em sistema de refrigeração onde o fluído refrigerante circula por dentro de uma tubulação em baixa pressão e temperatura de maneira a retirar a energia térmica de outro fluído por meio do processo de evaporação. O calor latente, aliado à baixa temperatura de evaporação, ocasiona efeito. Dentro do circuito de refrigeração, o evaporador pertence ao lado da linha de baixa pressão do circuito frigorífico e será responsável pela retirada de carga térmica do processo desejado.

A taxa com que o refrigerante é recebido pelo evaporador depende da taxa de evaporação. Quanto maior a carga térmica, maior será a massa de líquido que deverá alimentar o evaporador. Dentro deste princípio de operação, pode-se ter uma expansão seca ou úmida.

Na expansão seca, a temperatura de saída do evaporador é monitorada por um bulbo diretamente interligado com a válvula de expansão. Deve-se garantir um superaquecimento no fluido refrigerante para evitar que retorne líquido na sucção do compressor. Dessa forma, o bulbo é interconectado com a válvula de expansão e aciona a abertura ou fechamento da mesma, mantendo um diferencial de temperatura de 5 a 7°C em relação à temperatura de entrada no evaporador.

Estes trocadores de calor podem ser projetados para resfriar o ar ou líquidos bombeados por um sistema secundário, cuja aplicação, se detém a refrigeração de ambientes para conforto térmico em sistemas que substituem evaporadores por fancoils. Os Fancoils são trocadores de calor projetados para a circulação de água resfriada para a refrigeração de um ambiente. Para o dimensionamento do trocador de calor, a área de transferência de calor (S) é usualmente tomada como critério para análise de desempenho do evaporador, calculada a partir da equação básica de transferência de calor, conforme a ilustração abaixo:

$Q0 = U \cdot S \cdot \Delta T$ Equação 1

Onde:

Q0 = Carga térmica [kJ / s]; U = Coeficiente global de transferência de calor [kJ / K . s $.m^2$]; ΔT = diferença de temperatura entre os dois meios em contato [K].

COMPRESSORES

O compressor é o equipamento que faz o circuito funcionar e dita a capacidade do sistema em relação à carga térmica a ser retirada. Seu funcionamento promove a sucção do vapor formado no evaporador, comprimindo-o a uma elevada pressão e descarregando-o no condensador, promovendo o deslocamento no interior do circuito frigorífico.

S

A capacidade frigorífica do compressor depende diretamente da temperatura de evaporação e em menor proporção da temperatura de condensação. Pelos catálogos de dimensionamento, a capacidade do compressor é apresentada em unidade de potência, referindo-se á carga térmica do sistema. No entanto, os compressores alternativos apresentam uma capacidade volumétrica de deslocamento e seu poder de resfriamento efetivo está diretamente ligado a eficiência volumétrica do sistema.

A eficiência de compressão é definida como quociente entre o trabalho cedido ao gás pelo trabalho fornecido ao eixo do compressor, sendo que a eficiência volumétrica é a razão entre a vazão volumétrica do vapor, efetivamente bombeado, pelo deslocamento volumétrico, geométricamente disponível da câmara de compressão. Pode ser indicada pela equação:

$$n = 1 - c \left(\frac{R1}{n-1} \right)$$
 Equação 2

Onde:

S

n - rendimento volumétrico [%];

c - porcentagem de volume perdido, em decimal [%];

R - razão de compressão [Adimensional];

n - expoente isoentrópico da compressão [Adimensional].

Os valores experimentais indicam que o rendimento volumétrico real é bem menor que o técnico. Desta forma, a potência do eixo PE pode ser indicada como:

$$Pe = \frac{Pi - n0}{nc \cdot nM}$$
 Equação 3

Onde:

Pi = potência ideal [kW];

nO = rendimento volumétrico real [%];

nc = eficiência de compressão [%];

nM = eficiência mecânica[%].

CONDENSADORES

S

Dentro do circuito frigorífico, o condensador tem como objetivo retirar calor do vapor quente que sai do compressor e provocar a condensação do fluido refrigerante que está em alta pressão. Dentro do condensador, o fluído refrigerante perde o calor absorvido no evaporador, assim como o calor equivalente à energia de compressão. Dessa forma, o condensador necessita de boa eficiência de troca térmica, que deve ser garantida pela área de troca térmica e pela vazão e temperatura do fluido de resfriamento. A troca de calor pode ser feita com o ar ou qualquer outro fluído liquido (normalmente a água), que circula em torres de resfriamento.

Em qualquer projeto, a escolha do tipo de trocador de condensação apresenta grande impacto na temperatura de condensação, o que representa grande influência no consumo de energia do sistema frigorífico.

DISPOSITIVOS DE EXPANSÃO

Dentre todos os assessórios obrigatórios de um sistema de refrigeração é o dispositivo de expansão, por exemplo a válvula de expansão, que representa o elemento pelo qual a possibilita a redução da pressão. A válvula de expansão é responsável principalmente pela regulação da vazão de refrigerante em função da sua sensibilidade à diferença de temperatura entre a entrada e a saída do fluido refrigerante no interior do evaporador. Estas válvulas apresentam em seu mecanismo um capilar que interliga um bulbo sensor de temperatura a um diafragma, que é preenchido pelo fluido refrigerante da aplicação, este bulbo permite maior ou menor abertura da válvula para a passagem de refrigerante em função do superaquecimento que este deve sofrer antes de voltar para o compressor.

3.2 Aplicação da refrigeração na conservação de alimentos

Dentre as técnicas de preservação de alimentos, a refrigeração é a que apresenta melhores resultados no que diz respeito à preservação da qualidade original do produto perecível.

Embora apresente papel fundamental na conservação dos alimentos e no suporte da cadeia logística de produção e distribuição, é comum a falta de cuidados na aplicação desta técnica. De acordo com Cortez et al (2002), o Entreposto Terminal do Ceasa de São Paulo-CEAGESP, considerado o mais importante mercado atacadista de frutas e hortaliças na América Latina, registra diariamente perdas que chegam a 15% do total comercializado. Um número relevante, considerando a circulação média do Entreposto que em 2000 foi de 11 mil toneladas/dia.

As perdas de alimentos no Brasil podem ser caracterizadas sob o aspecto quantitativo e qualitativo. Quando denominadas quantitativa, se referem as perdas mais visíveis e são medidas na quantidade de produtos desperdiçados que são jogados no lixo. Já as perdas qualitativas são aparentemente mais difíceis de serem quantificadas. Estas se revelam em termos de redução na qualidade do produto, ocasionando uma perda no preço de comercialização e de competitividade de quem a esteja comercializando (TANABE, C. S., CORTEZ, L. A. B, 1998).

A manutenção das condições de estocagem se caracteriza como a preservação das qualidades dos produtos estocados, não intensificando as perdas qualitativas, mantendo-os nas condições de amadurecimento, reações bioquímicas e crescimento microbiológico, mais próximas das condições iniciais do momento em que o alimento entrou no ambiente de armazenamento.

No setor industrial, a refrigeração representa grande parte do consumo energético, que acaba impactando de maneira brusca nos gastos de processo, dessa maneira é comum o desligamento dos sistemas de refrigeração nos períodos onde as taxas de consumo energético adquirem maior valor, o que representa um entrave na produtividade, uma vez que impede a abertura das câmara pelo período de três horas, ou quando a abertura das câmaras não cessa, ocasiona por consequência a perda qualitativa no produto, significando muitas vezes também menor produtividade pela diminuição da qualidade e maior risco de contaminação

De acordo com Vanderley e Sola (2004), as indústrias consomem quase a metade da energia elétrica produzida no país, onde a refrigeração apresenta destacado papel principalmente em frigoríficos com a participação de 60 % a 75% do valor gasto em energia (TECTERMICA, 2006). Na indústria horti-fruti, a refrigeração vem sendo aplicada cada vez mais na tentativa de redução das perdas. De acordo com a Organização das Nações Unidas para Agricultura e Alimentação - FAO, o Brasil desperdiça anualmente, aproximadamente R\$ 112 bilhões em alimentos, os quais, se aproveitados, poderiam

S

alimentar em torno de trinta milhões de pessoas (TOCHETTO, 2010). Aliado a este quadro, onde se observa a necessidade da aplicação de métodos eficientes de conservação dos alimentos, percebe-se um crescimento das atividades industriais que tendem por onerar cada vez mais os gastos com a energia elétrica.

S

Na Tabela 1, é demonstrado este crescimento do consumo energético que engloba ainda o crescimento no consumo de energia em domicílios e no setor comercial, com a relação de energia consumida por diferentes setores sociais.

Consumo GWh	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010
Brasil	283.257	293.226	306.987	330.598	345.512	357.514	378.359	392.688	388.204	419.016
Residencial	73.622	72.718	76.162	78.470	82.644	85.784	89.885	94.746	100.638	107.160
Industrial	122.539	130.927	136.221	155.054	159.838	164.565	175.701	180.049	165.632	183.743
Comercial	44.434	45.222	47.531	49.686	53.035	55.369	58.647	61.813	65.567	69.086
Outros	42.662	44.359	47.073	47.388	49.995	51.796	54.126	56.080	56.367	59.027
Crescimento (%)	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010
Brasil	-7,9	3,5	4,7	7,7	4,5	3,5	5,8	3,8	-1,1	7,8
Residencial	-11,9	-1,2	4,7	3	5,3	3,8	4,8	5,4	6,2	6,3
Industrial	-6,7	6,8	4	13,8	3,1	3	6,8	2,5	-8	10,6
Comercial	-6,7	1,8	5,1	4,5	6,7	4,4	5,9	5,4	6,1	5,9
Outros	-5,2	4	6,1	0,7	5,5	3,6	4,5	3,6	0,5	4,5

Tabela 1. Consumo nacional de energia elétrica por classe

Fonte: MME EPE 2010 consumo nacional de energia por classe.

A Tabela 1 ilustra a tendência de crescimento no consumo de energia elétrica principalmente no setor industrial.

O aumento da demanda energética tem como conseqüência direta o aumento das tarifações e o emprego de soluções que visam o controle do consumo energético em períodos onde a demanda pode exceder a capacidade produtiva no país. Para o setor industrial o aumento das tarifas de energia esta crescendo a índices superiores ao da inflação (CNI, 2007).

3.3 Consumo energético em sistemas de refrigeração

O sistema de refrigeração caracteriza-se por um comportamento dinâmico, onde as variáveis do processo são interdependentes e sujeitas a oscilações e alterações nas

condições de operação, quase sempre responsáveis por gastos de energia indesejáveis. O dimensionamento de um sistema de refrigeração envolve conhecimento prévio da carga térmica e das temperaturas de evaporação e condensação do processo. Em um processo de refrigeração de uma câmara fria, a carga térmica representa o somatório de energias térmicas que estarão sendo adicionadas ao ambiente que será refrigerado, no momento de maior demanda. Seu cálculo envolve o conhecimento das condições do ambiente, como a altitude, temperatura média e umidade média anual, e ainda as condições de operação, materiais de construção, velocidade do ar e incidência de raios solares (DOSSAT, 1995).

S

De acordo com FREIRE (2001), o dimensionamento da capacidade de sistemas de refrigeração é realizado, considerando a máxima demanda térmica que as condições climáticas e operacionais impõem à aplicação. Dessa forma, os equipamentos selecionados para atender uma condição máxima ficam superdimensionados nos momentos, onde a carga térmica é menor, geralmente no período noturno e nas estações do ano de clima resfriado. Nestes períodos o equipamento é menos exigido, e uma estratégia de controle adequada interfere na manutenção do processo e também no consumo de energia. Segundo LIU (1994), um sistema típico de refrigeração opera com menos de 30% de sua capacidade por um período equivalente a meio ano, ocasionando a diminuição da eficiência energética e aumento do gasto energético elétrico pelo térmico de refrigeração.

Lima (2002) e Freire (2001) afirmam que a infiltração e a transmissão são os fatores que mais influenciam a carga térmica de câmaras frigoríficas de estocagem, sendo ambos relacionados com a diferença de temperatura entre o ambiente externo e o interno da câmara. Desta forma, um sistema projetado para atender as piores condições no período de um ano certamente trabalhará de forma ociosa em boa parte do tempo de aplicação. Na Figura 2, é apresentado o comportamento da carga térmica de uma câmara de estocagem de resfriados em relação a temperatura ambiente (FIORI, 2009).



S

Figura 2. Comportamento da temperatura do ar e da carga térmica de uma câmara de produtos resfriados (FIORI, 2009).

Um estudo recente destas aplicações em câmaras de produtos resfriados (FIORI, 2009) permitiu a utilização da capacidade máxima do sistema durante toda sua utilização. No período, quando a carga térmica era menor, a capacidade do sistema foi aproveitada para resfriar um fluido térmico, que fora armazenado e destinado a resfriar o ambiente, no momento que ocorresse maior tarifação sobre a energia consumida, possibilitando o desligamento do compressor nestes períodos. Essa estratégia conhecida como termoacumulação, possibilita uma redução na demanda elétrica e o desligamento dos sistemas em horários, quando a demanda de energia atinge custos altos, evitando grandes gastos de energia, sem a utilização de um sofisticado controle de capacidade para o compressor (LIMA, 2002, FIORI, 2009).

3.4 Consumo e tarifação energética no Brasil

A energia é um insumo de uso generalizado na economia e sua indisponibilidade pode produzir efeitos econômicos adversos de curto e de longo prazo. Pode-se citar com exemplo a crise do racionamento de energia elétrica de 2001, ocasionada pelo baixo volume de chuvas, que obrigou a instalação do programa de racionamento, provocando a retração da produção e do nível de emprego (PEROBELLI, MATTOS e FARIA, 2003). A

escassez de energia elétrica também tende a diminuir o investimento na economia, uma vez que as incertezas sobre o suprimento adequado de energia causam o adiamento das decisões de investimento, ou ainda, a suspensão das mesmas, comprometendo de forma substancial no crescimento econômico.

S

O advento da crise energética de 2001 causou impacto sobre a tarifação da energia elétrica, que passou a sofrer frequentes reajustes. Em decorrência disso, os estudos realizados em prol da eficiência energética para processos industriais estão sendo incentivados, pois o aumento da tarifação é uma realidade ascendente que tende a chegar aos valores aplicados nos países desenvolvidos, onde a tarifação energética significa um dos principais custos da indústria (FIORI, 2009).

Atualmente, o principal desafio enfrentado pelas redes de distribuição é a garantia do serviço nos períodos, quando o consumo de energia atinge o pico (situado entre 18:00 e 21:00 h). De acordo com ANEEL (2005), o consumo de energia elétrica é elevado no horário de ponta, devido ao funcionamento concomitante de fábricas, iluminação pública e residencial, eletrodomésticos e a maioria dos chuveiros residenciais, o que pode causar uma sobrecarga nas linhas de transmissão significando um risco ao fornecimento de energia. Dessa forma, as tarifas de consumo de energia apresentam valores diferentes, conforme o período de utilização.

O sistema tarifário brasileiro em vigor atualmente foi estabelecido a partir de 1993 pela Lei nº 8.631 e o Decreto nº 774 e passou a ser conhecida como tarifa binômia, pois acrescenta o segmento Horo-sazonal, que estabelece tarifas para os horários de ponta e fora de ponta, fixando valores distintos para os períodos do ano compreendidos entre maio e novembro, definido como período seco, e entre dezembro e abril como período úmido. Estes valores são fixados pela Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL), órgão regulador das relações entre as concessionárias e consumidores, que estabelece os diversos tipos de contratos, normas e instruções (SAMPAIO, 2006).

De acordo com essa lei, as instalações consumidoras com potência instalada acima de 112,5 kVA (dependendo da concessionária, pode ser 75 ou 225 kVA) têm o suprimento de energia realizado em média ou alta tensão (tensão primária de distribuição ou tensão de transmissão), sendo obrigatória a contratação de potência e energia (demanda e consumo) por parte do cliente. Neste segmento existem duas formas de contrato para o fornecimento de energia: Horo-sazonal azul ou horo-sazonal verde (ANEEL, 2005).

Tratando-se do segmento horo-sazonal azul, são fixados dois valores de demanda contratada. Um para o horário de ponta e outro para o horário fora de ponta. O valor de potência, em quilowatts, para o horário de ponta não pode ser inferior a 10% do valor estabelecido para o horário fora de ponta. No segmento horo-sazonal verde, não há contrato de demanda no horário de ponta, pois se presume que a unidade consumidora estará inativa, desligada ou utilizando outras fontes de energia no período em questão. No caso de consumo de energia no horário fora de ponta, este será faturado por uma tarifa equivalente a 10 vezes a tarifa para o horário fora de ponta. Já quando verificada uma demanda que supere em mais de 10% o limite contratado, tanto no segmento de tarifa horo-sazonal azul, quanto no verde o consumidor pagará o excesso calculado pela tarifa de ultrapassagem que custa três vezes o valor da tarifa básica, tanto para o horário fora de ponta (ANEEL, 2005).

3.5 Termoacumulação e Sistemas Secundários

S

De acordo com ASHRAE (2003), a termoacumulação é uma técnica aplicada a equipamentos de troca térmica que objetiva a racionalização do consumo de energia, por ocasionar a redução da demanda instalada e pela possibilidade de desligamento dos compressores durante a circulação do fluido térmico refrigerado termoacumulado. A refrigeração do fluido a ser acumulado é realizada por um circuito de refrigeração, no qual o evaporador é um trocador de calor para refrigeração de líquidos, podendo ser em carcaça e tubos ou em trocador a placas (ELLESON, 1997). A refrigeração do fluido secundário ocorre nos períodos, nos quais o consumo de energia é menos elevado, geralmente de madrugada, quando a temperatura ambiente favorece o melhor desempenho do sistema de refrigeração, dessa forma permite melhor direcionamento da demanda energética permitindo grande economia nos gastos de energia (BAHNFLETH E MUSSER, 1998). O sistema de refrigeração com fluido secundário incorpora dois circuitos separados fisicamente, que entram em contato no evaporador do circuito primário (ARI, 2002).

A refrigeração do fluido secundário ocorre devido a evaporação do refrigerante. O circuito de refrigerante secundário visa o resfriamento de um ambiente em substituição parcial ou completa do evaporador de circulação da ar, dessa forma o circuito pode ser estruturado de maneira a resfriar o fluido antes de sua passagem pelo trocador de calor, diminuindo os efeitos da troca térmica com o ambiente e evitando grandes desvios da

temperatura entre o resfriamento do fluido e sua aplicação. De outra maneira, o fluido pode ser resfriado logo após a passagem pelo trocador de calor, dependendo assim, de um bom isolamento térmico do tanque de termoacumulação e da linha de condução, para que a temperatura do fluido térmico esteja adequada quando o mesmo retornar ao trocador de calor (ASHRAE, 2008).

S

A utilização de sistemas secundários, em substituição total do evaporador, utiliza apenas um trocador de calor no ambiente, onde se deseja resfriar situando o circuito de refrigeração primário em um ambiente confinado. Quando o sistema secundário é utilizado em conjunto com o sistema primário para o resfriamento de um ambiente, aproveita-se o período em que o compressor opera em capacidade onerosa para resfriar o fluido secundário e acumular esta energia térmica para utilização em horários alternativos, possibilitando o desligamento programado do compressor, ou complementar a refrigeração nos momentos em que o sistema se torna subdimensionado, conforme necessidade de carga ou economia na demanda energética (SILVETTI, 2007). Este tipo de resfriamento permite a utilização de eletricidade de baixo custo, a qual possui geração mais eficiente e limpa podendo ser qualificada como uma tecnologia "verde". Outro benefício decorrente da implantação de sistemas com temoacumulação é a formação de curvas de carga mais atenuadas, uma vez que o consumo de energia se dá de forma equiparada durante o dia, beneficiando também a vida útil do compressor que passa a operar de forma mais contínua (MACCRACKEN, 2003).

Muitos estudos vêm se direcionando para a aplicação de sistemas com fluidos secundários para sistemas de refrigeração, sendo a maioria no emprego para conforto em sistemas de condicionadores de ar. Estes sistemas utilizam em sua grande maioria a água como fluido secundário dado que as temperaturas destes sistemas situam-se acima da temperatura de congelamento da água (DORGAN e ELLESON, 1993). A aplicação de sistemas secundários para temperaturas abaixo de zero tem apresentado bons resultados especialmente em estabelecimentos de supermercados, onde a utilização do sistema de expansão direta ocasiona muitos problemas de manutenção, devido á grande extensão das linhas de refrigerante que atravessam lugares de difícil acesso e acabam por exigir muita solda, dificultando a manutenção e facilitando a ocorrência de vazamentos na linha, que alcançam valores entre 15 a 20% da carga total (PALM, 2007).

De acordo com Engstein e Lindh (2004), a adoção de um sistema secundário, nestes casos, é uma solução para este problema, pois limita a circulação do refrigerante a um espaço pequeno, próximo a casa de máquinas, enquanto o fluido secundário é

responsável por refrigerar o ambiente e percorrer as maiores linhas (FARAMARZI e WALKER, 2004). Este novo sistema vem em benefício também da redução da massa de refrigerante utilizada em circuito frigorífico (KAZACHKI, BAYOGLU e GAGE, 1997). A redução pode chegar a 10% da carga de um sistema convencional centralizado quando utilizado um sistema secundário com capacidade frigorífica equivalente (HORTON e GROLL, 2003).

Em sistemas de condicionadores de ar, a aplicação da termoacumulação mostrase vantajosa quando utilizada em benefício da economia nos gastos com energia elétrica, possibilitando uma economia de mais de 38% nos gastos durante os horários de pico. De acordo com Ashok e Banerjee (2003), esta redução na demanda durante o horário do ponta, gerou uma economia total de 5,9% nos gastos com energia ao final do período.

A utilização da termoacumulação, quando planejada em um projeto, apresenta como benefício a redução de custo com o compressor, permitindo a redução da capacidade do mesmo conforme a necessidade e a variação da carga térmica do ambiente a ser refrigerado (PALM, 2007). No trabalho de Gatley, (1987), a avaliação da capacidade do compressor de um sistema de estocagem parcial, revelou a possibilidade da redução para 60% da carga necessária no pico de capacidade frigorífica, o que diminui custos de investimento com o equipamento. A termoacumulação também pode ser investida como uma garantia do processo, uma vez que o fluido resfriado armazenado pode ser utilizado no caso de uma manutenção de urgência do circuito primário.

Kasachikii e Hinde (2006) compararam o consumo de energia nos processos de sistema indireto e do sistema de expansão direta em sistemas de condicionadores de ar para conforto térmico em três diferentes condições climáticas dos Estados Unidos durante um ano. A aplicação do sistema secundário proporcionou uma redução do consumo de energia em torno de 6,6% a 8,2%. Foi possível observar que a redução do consumo de energia neste tipo de sistema é favorecida pela menor temperatura ambiente, onde os locais situados ao norte apresentaram o melhor rendimento no que se refere a redução da demanda energética.

Apesar de ser uma tecnologia relativamente antiga, a termoacumulação não foi desenvolvida pra sistemas com temperaturas de congelamento. Existem poucos estudos a respeito da aplicação desta técnica em câmaras frigoríficas onde a temperatura de circulação do fluido térmico deve ser extremamente baixa. De acordo com Melinder (2007), existem diversas substâncias que podem ser empregadas como fluido térmico em aplicações para termoacumulação, onde, o principal desafio consiste na seleção de um

S

fluido que cumpre o papel de refrigerador, e que ao mesmo tempo seja coerente com o propósito da economia de energia, visto que a maioria dos fluidos conhecidos, apresentam elevada viscosidade nas temperaturas baixas.

3.6 Fluidos secundários utilizados na termoacumulação

Para uma boa utilização de um sistema secundário é importante escolher o fluído térmico adequado ao processo. Os fluidos podem ser utilizados em fase única ou em dupla fase. Os benefícios da aplicação de fluídos de dupla fase estão atrelados à menor necessidade de fluido, uma vez que o calor latente envolvido na troca térmica diminui a necessidade de vazão volumétrica, com a conseqüente redução de espaço de armazenamento para o tanque de termoacumulação.

No entanto, esta aplicação limita-se a sistemas que utilizam água como fluido de refrigeração, por isso a temperatura de aplicação limita-se em 0°C, restringindo sua utilização para processos que necessitem de menores temperaturas. Atualmente a maioria dos sistemas de refrigeração por fluidos secundários utiliza-se dos fluidos de fase única (DELVENTURA et al, 2008).

Os fluidos de fase única são divididos entre aquosos e não aquosos (URE, 2000; ELGOF e KAUFFELD, 2005). Dentre as soluções aquosas pode-se citar etileno glicol, propileno glicol, etanol, metanol, sais cloretos, acetato de potássio e fosfato de potássio, que possuem diferentes temperaturas de congelamento, calor específico, densidade e condutividade térmica, conforme a concentração de água da solução. Os fluidos não aquosos apresentam formulação fixa e em geral são conhecidos por seus nomes comerciais (MELINDER, 2000).

Dentre os fluidos não aquosos pode-se citar algumas misturas industriais como o DowthermJ, que é uma mistura de isômeros de hidrocarbonetos alquilados aromáticos, ou mesmo Syltherm HF e Syltherm XLT, ambos compostos de Dimetilpolisiloxane, que apresentam boas propriedades para aplicação em ambiente frigorífico, ambos apresentando baixa viscosidade a temperaturas de -30°C. São conhecidos também os fluidos, Paratherm LRtm e Paratherm CR_{tm}, também dotados de propriedades similares, que favorecem a aplicação em sistemas de congelamento; Entretanto, os testes de aplicabilidade com estes fluidos encontram dificuldade com relação aos custos, uma vez que estes fluidos chegam a custar R\$ 70,00 o litro (DOW, 2009).

No projeto de aplicação de sistemas secundários, além da avaliação das propriedades inerentes à substância, a escolha adequada de um fluido refrigerante inclui avaliar propriedades de interação com o ambiente, como, ser inflamável ou não, apresentar compatibilidade com o material de tanque e tubulação (não ser corrosivo), apresentar toxicidade ao ser humano, potencial de poluição ambiental e segurança no manuseio, sendo ainda desejável, a baixa viscosidade na temperatura de aplicação, alto calor especifico e boa condutividade térmica (MELINDER, 2010; URE, 2000).

S

Dentre as propriedades de maior interesse na aplicação de um fluido secundário, a viscosidade apresenta um aspecto diferencial, uma vez que é a propriedade que representa maior influência na potência da bomba hidráulica que deverá ser aplicada. Essa propriedade está relacionada com a temperatura do processo, por isso é importante a escolha de um fluido pouco viscoso na temperatura do processo, pois a eficiência da troca térmica depende da diferença de temperatura entre os fluidos que trocam calor, essa diferença deve ser no mínimo 10 graus Celsius (MELINDER, 2007).

A Figura 3 demonstra a variação do ponto de congelamento dos fluidos térmicos de acordo com a variação das concentrações das soluções.



Figura 3 Temperatura de congelamento da soluções térmicas (Adaptada MELINDER, 2007).

Todas as soluções de fluido utilizadas como fluido refrigerante secundário apresentam comportamento semelhante na temperatura de congelamento em função da fração mássica de água onde estão diluídos. A única substância que apresenta comportamento diferenciado é o etanol, onde se observa uma alteração do ponto de congelamento próximo ao linear em função da alteração da concentração.

S

A Figura 4 ilustra o comportamento da viscosidade cinemática das substâncias puras em função da temperatura



Figura 4: Viscosidade dos fluidos térmicos em seu estado puro (Adaptada MELINDER, 2007).

Os fluidos térmicos apresentam de maneira geral um aumento substancial na viscosidade, conforme a diminuição da temperatura. Este comportamento se repete nas soluções destas substâncias em água. As soluções com água apresentam aumento da viscosidade em função do aumento da porção de água da mistura.

Dentre as substâncias estudadas por Melinder (2007), as soluções de propileno glicol e etileno glicol representam os fluidos secundários de maior aplicação atualmente. Esta aplicação tem grande destaque na utilização da refrigeração para o conforto de edificações comerciais e industriais onde a temperatura de aplicação não significa problemas no bombeameto do fluido (ASHRAE, 2001).

Conforme Melinder (2007), as soluções de sais apresentam menor viscosidade em relação as soluções de propileno glicol, Etileno glicol e mesmo de etanol, no entanto sua aplicação é restrita a construções que utilizem metais protegidos contra a corrosão,

exigindo proteção extra no tanque, nas bombas e em toda a tubulação devido ao alto fator de corrosão imposta pelas soluções salinas.

A aplicação do etanol como fluido refrigerante secundário para refrigeração encontra-se necessitada de estudos, dado que os testes indicam ser uma solução com baixo potencial de ignição a partir de uma mistura 50% em massa com água, além disso, de acordo com o software de cálculo e refrigeração COOLPACK (2009) a solução de etanol com água 50% em massa, apresenta uma temperatura de congelamento equivalente a -34°C e uma viscosidade dez vezes menor que uma solução de propilenoglicol 60% em massa, cuja temperatura de congelamento de -35°C.

4. Material e métodos

4.1 Etapas do Projeto

S

4.1.1 Cálculo da carga térmica da câmara frigorífica

Primeiramente realizou-se um cálculo para estimativa da carga térmica da câmara fria, de acordo com as condições simuladas de uma aplicação industrial de pequeno porte, levando em consideração se tratar de uma câmara de estoque de produtos congelados.

A câmara frigorífica de estocagem utilizada é da marca Recrusul, construída de painéis isolados com revestimento interno e externo em chapas de aço galvanizado prépintado na cor branca, possui dimensões de 2800x3700x3700 mm. Possui isolante de PUR (espuma de poliuretano rígido) de espessura de 140 milímetros com retardante a chama de 0,5 milímetros (caracterizado como R-1, conforme a ABNT). A junção dos painéis é do tipo seca com engates rápidos.

O cálculo da carga térmica levou em consideração aspectos como a energia transferida através da parede, piso e teto, infiltração de ar no interior da câmara, produto armazenado, iluminação e equipamentos, e também pessoas que estarão trabalhando dentro da câmara. Dessa forma a estimativa da carga térmica pôde englobar aspectos inerentes a uma aplicação industrial comum, servindo de base para a montagem do estudo.

A partir do cálculo estimado da carga térmica, dimensionou-se a resistência elétrica que foi utilizada na simulação das fontes de calor durante a etapa de avaliação do sistema. O acionamento da resistência elétrica simulou, durante a etapa de aplicação, todas as origens de carga térmica estimadas durante os cálculos, descartando a necessidade de abertura da porta e também a entrada de pessoas no interior da câmara.

O dimensionamento da quantidade de refrigerante secundário utilizada para o experimento, também baseou-se nos cálculos realizados nesta etapa.

A Tabela 2 resume as condições nos ambientes do projeto de acordo com ascondições médias encontradas na literatura.
·		
Variável	Valor	Unidade
Umidade Relativa	65	%
Entalpia do Ar	86	kJ/kg
Temperatura Bulbo Seco	32	C
Temperatura Bulbo Úmido	26,5	C
Volume Específico do Ar	0,962	m³/kg

Tabela 2 Condições Ambientais de verão na cidade de Campinas

Fonte: Grupo de refrigeração UFMG.

L

Em função dos valores de temperatura e umidade relativa do ar, encontra-se a entalpia do ar pela avaliação da carta psicrométrica.

A Figura 5 ilustra a carta psicrométrica da Cidade de Campinas.



Figura 5: Carta psicrométrica da cidade de Campinas (Grupo de refrigeração UFMG)

s

A carta psicrométrica é uma representação das propriedades e do comportamento do ar atmosférico frente as variações de temperatura e umidade. Observar as linhas de Entalpia e de umidade relativa em função da temperatura e da umidade absoluta. A construção dessas cartas envolve o conhecimento da pressão atmosférica local, por isso estas cartas apresentam variações de uma localidade para outra.

A carta psicrométrica da Figura 5, baseou-se nas condições de pressão características da cidade de Campinas.

A Tabela 3 ilustra as condições estimadas para o interior da câmara frigorífica,

Tabela 3: Condições Ambientais estimadas para o interior da câmara

Variável	Valor	Unidade
Umidade Relativa	90	%
Entalpia do Ar	-18,5	kJ/kg
Temperatura Bulbo Seco	-20	C
Temperatura Bulbo Úmido	-20	C
Volume Específico do Ar	0,769	m ³ /kg

Fonte: Grupo de refrigeração UFMG Carta psicrométrica da cidade de Campinas

A seguir é descrita a metodologia de cálculo da carga térmica:

4.1.2 Energia transferida através das paredes, piso e teto

O cálculo é feito através da Equação

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T$$
 Equação 4

Onde:

U = coeficiente global de transferência de calor [W/m².K];

A = área da superfície exposta, [m2];

 $\Delta T = (T_{ext} - T_{int}), [K].$

S

O coeficiente global de temperatura é calculado de acordo com a equação:

$$U = \frac{1}{hi} + \frac{Xis}{kis} + \frac{1}{hi}$$
 Equação 5

onde,

S

U = Coeficiente Global de transferência térmica [W/m².K];

hi = Coeficiente de transferência térmica por convecção [W/m².K];

Xis = Espessura da parede da câmara [m];

Kis = Condutividade térmica do material isolante [W/m.K].

4.1.3 Energia relativa à infiltração do ar no interior da câmara

A infiltração refere-se à carga térmica recebida em função da abertura de portas, momento em que ocorre efetiva troca de massa de ar em função da diferença de densidade do ar interno para o ar externo. Leva-se em conta também, a diferença na quantidade de umidade dois ambientes. Uma estimativa bastante confiável deste calor pode ser calculada através do Método de Volume (ASHRAE, 2001), de acordo com a Equação.

$$Q = \frac{V}{v} n \left(\hat{H}_e - \hat{H}_i \right)$$
 Equação 6

onde,

 \hat{H}_{e}, \hat{H}_{i} = entalpias do ar externo e interno [kcal/kg];

V = volume interno da câmara [m³];

 \mathcal{U} = volume específico do ar externo, obtido através de dados psicrométricos [m³/kg];

n = número de trocas de ar por 24 horas.

4.1.4 Energia relativa, pessoas, iluminação e equipamentos

O calor de iluminação é efetuado mediante estimativa do tempo que a lâmpada permanece acesa, levando-se em consideração o tipo de lâmpada e a potência á qual é submetida. O calor dissipado por uma pessoa adulta dentro de uma câmara varia com a temperatura do interior da mesma.

S

A Tabela 4 demonstra valores típicos de dissipação de calor por pessoas em função da temperatura ambiente.

Temperatura ℃	Calor Dissipado por Pessoa kcal/h
10	181
5	208
0	233
-5	258
-10	279
-15	313
-20	350

Tabela 4: Calor dissipado por um pessoa adulta em função da temperatura ambiente

Fonte (ASHRAE, 2001).

A estimativa do calor trocado pelos equipamentos dentro da câmara, leva em conta a potência dos mesmos e o tempo de atuação, no caso da carga térmica proveniente do motor do ventilador, quando na fase de projeto, estima-se a carga térmica considerando-a equivalente a 10% da carga térmica total calculada (ASHRAE, 2001).

O cálculo da carga térmica é utilizado para dimensionar todo o sistema de refrigeração.

No caso específico, a carga térmica foi utilizada para o dimensionamento da válvula de expansão da câmara, da bomba de refrigerante secundário, da resistência elétrica e do volume de reservatório em função da vazão mássica de refrigerante secundário, também estimada em função das propriedades de transferência térmica do etanol.

Para o cálculo do calor transferido pelas paredes foram utilizadas as propriedades termo físicas do ar encontradas na literatura (INCROPERA, 2003).

4.1.5 . Cálculo da carga térmica do Tanque de termoacumulação

A estimativa da carga térmica do tanque de termo acumulação realizada possibilitou verificar a viabilidade da aplicação, de acordo com as características do

25

compressor e permitiu a realização de uma pré-comparação com o sistema de expansão direta.

Calculou-se a carga térmica do tanque a partir da equação de transferência de calor:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T$$
 Equação 7

onde,

Q = calor transferido através da parede do tanque [W];

U = Coeficiente Global de transferência de calor [W/m².K];

A = Área transversal de troca térmica $[m^2]$;

 ΔT = Diferença de temperatura entre o Ar externo e o etanol dentro do tanque [°C].

sendo

$$U = \frac{1}{Rtot \cdot A}$$
 Equação 8

е

$$Q = \frac{Tar - Trs}{Rtot}$$
 Equação 9

onde,

Rtot = Resistência térmica de contato total [K/W];

Tar = Temperatura do ar [\mathfrak{C}];

Trs = Temperatura do refrigerante secundário [\mathfrak{C}].

4.1.6 Cálculo da vazão e escolha do fluido refrigerante secundário:

O valor da carga térmica, aliado a uma estimativa da variação da temperatura no fluído na a entrada e na saída do trocador de calor, permite estimar a vazão necessária para suprimir a carga térmica.

O cálculo da vazão de fluído refrigerante secundário foi efetuado através da equação:

$$Q = m \cdot cp \cdot \Delta T$$
 Equação 10

Onde.

S

Q = Carga térmica câmara [kW];

m = Vazão mássica do refrigerante secundário [kg/s];

- cp = calor específico na temperatura média á pressão constante [J/kg.K];
- ΔT = Variação da temperatura do fluido térmico [°C].

4.1.7 Cálculo do volume e escolha do fluido secundário:

O volume deslocado por um período de três horas na vazão requerida pela carga térmica, serviu como base para a estimativa do volume de armazenamento para o tanque de termoacumulação.

Durante os cálculos, foram consideradas quatro hipóteses para o volume de armazenamento. A primeira sugere um volume de armazenamento igual ao volume deslocado no período de três horas, a segunda, sugere um valor 20% para o volume de armazenamento em relação ao volume deslocado em três horas, a terceira calcula um volume 50% maior e a quarta alternativa calculada sugere um volume de armazenamento equivalente ao dobro do volume deslocado em três horas.

Todas as alternativas foram avaliadas, em cálculos preditivos, a respeito da quantidade de fluido térmico necessária, do custo inerente a aquisição de cada fluido e da variação na temperatura do fluido armazenado no tanque a partir do momento em que o mesmo, passa a não ser resfriado pelo circuito primário.

4.2 Construção da estrutura

4.2.1 Lay-out inicial da planta de estudo

A construção do ambiente de estudo foi iniciada a partir de uma estrutura instalada no trabalho de SILVA (2003). A Figura 6 ilustra o layout da planta do prédio da LACPA, onde as estruturas estão instaladas.



Figura 6: Layout inicial da planta de refrigeração do LACPA.

A instalação montada por Silva (2003) compreende aos ambientes I, II e IV.

O ambiente I abriga a sala de controle onde se situam os computadores, o CLP e o DFI, utilizados para o monitoramento e controle dos equipamentos e acessórios do circuito de refrigeração. O ambiente II aloca o rack de refrigeração, com todos os componentes do circuito, a partir do qual, foram derivadas as linhas de cobre da refrigeração por expansão seca da câmara. Essa estrutura também serviu de base para a derivação das linhas de aço galvanizado para circulação do refrigerante secundário.

O ambiente IV representa o local situado fora do laboratório onde está localizada a torre de resfriamento e a bomba de circulação da água.

Na Figura 7, é apresentada, com maiores detalhes, a construção obtida por Silva (2003), onde é possível distinguir os componentes do circuito frigorífico.



Figura 7: Layout do ambiente II da planta de refrigeração do LACPA.

Estão demonstrados na Figura 7 os equipamentos do circuito de refrigeração identificados pela numeração; 1 – Compressor; 2 – Condensador a água; 3 – Garrafa de líquido; 4 – Válvula de controle de capacidade (By-pass do compressor); 5 – Válvula de Expansão; 6 – Evaporador (casco e tubo); 7 – Condensador a ar; 8 – Tanque pulmão de refrigerante secundário.; 13 -- Quadro elétrico.

O layout da Figura 7 representa de forma simplificada a estrutura montada por Silva (2003), onde o circuito frigorífico foi utilizado para refrigerar um fluído secundário.

s

O compressor instalado da Marca *Bitzer*® modelo 4Z-5.2(Y) 5,5 HP de capacidade máxima de vazão de 33,93 m³/h, possui variador de frequência, de forma que sua capacidade pode ser ajustada, conforme a necessidade do processo.

O condensador a água é da marca APEMA modelo CST 10 com 4,63 m² de área de troca térmica.

O evaporador casco e tubos também é de fabricação da APEMA, modelo VKW 141.5.4B, apresenta 27 m² de área de troca térmica, onde os tubos são aletados, permitindo grande eficiência de troca térmica.

Na Figura 8, está ilustrado o mapeamento dos sensores de temperatura, vazão e pressão do sistema de refrigeração. Também está indicado o ponto de atuação do inversor de freqüência no motor do compressor.



Figura 8: Mapeamento dos sensores de temperatura, pressão e vazão (TT = Transmissores de Temperatura; PT = Transmissor de pressão; FT = Transmissor de vazão; JIT = inversor de frequência).

Para o controle de capacidade do sistema de expansão seca, foi utilizada a válvula de controle de capacidade, ilustrada na Figura 7. Esta válvula permite equalização da

pressão de evaporação por meio do retorno controlado do vapor pressurizado da descarga do compressor ate a sucção.

4.2.2 Derivação da linha de refrigerante até a câmara fria.

A linha de refrigerante R404a foi derivada a partir da garrafa de líquido do sistema de refrigeração com o objetivo de conduzir o refrigerante até o evaporador, situado na câmara frigorífica, localizada no Ambiente II.

Para a linha de retorno foi realizada uma derivação na tubulação de cobre na seção de sucção do compressor, antes do separador de líquido, interligando a saída do evaporador da câmara com o rack de refrigeração do ambiente II.

Na linha de alta pressão, que liga a saída da garrafa de líquido ao evaporador, foi utilizado um tubo de cobre de 3/8 polegadas de diâmetro.

Nesta seção foram instaladas: uma válvula manual e uma válvula solenóide para o controle mecânico e elétrico do sistema, permitindo a comunicação com o evaporador através do acionamento manual ou elétrico das válvulas.

O acionamento elétrico é realizado através da atuação do CLP, responsável pelo monitoramento e controle de todo o sistema de refrigeração utilizado para o estudo.

Além disso, instalou-se, na proximidade do evaporador da câmara, um visor de líquido e sensores de temperatura e pressão.

Na linha de retorno, instalou-se sensores de temperatura e pressão na saída do evaporador, uma válvula manual e outra solenóide, as duas, próximas ao rack de refrigeração.

A válvula de expansão, situada antes do evaporador, também foi instalada nesta etapa. Todos os acessórios descritos estão ilustrados na Figura 9.

A montagem da linha obedeceu a Norma ANSI/ISA-S5.1-1992, utilizando-se de instrumentação e sensores nos pontos de controle do circuito de forma a controlar e capturar dados do processo.

A Figura 9 demonstra a instalação física depois da derivação da linha de refrigerante primário do ambiente II até o ambiente da câmara frigorífica. A linha de cor vermelha representa a derivação da linha de refrigeração montada para o estudo proposto.



Figura 9: Derivação de linha de refrigerante R404a.

32

4.2.3 Montagem da linha de fluido térmico (refrigerante secundário)

s

A instalação da linha responsável pela circulação do fluido secundário realizou-se com aço galvanizado de uma polegada de diâmetro nominal.

A linha de refrigerante secundário construída foi projetada para bombeá-lo do tanque de armazenamento até o trocador de calor, situado no interior da câmara.

No trocador de calor, o fluído resfria o ar interno a câmara, enquanto é bombeado em direção ao evaporador casco e tubos, situado no ambiente II, onde é resfriado a partir da evaporação do refrigerante R404A.

Após o evaporador, o fluido retorna ao tanque de termoacumulação,localizado no ambiente IV, de onde deverá ser bombeado novamente ao trocador de calor dentro da câmara.

A instalação contou com um circuito hidráulico de bypass na saída do trocador de calor da câmara, para permitir que o refrigerante secundário retorne diretamente ao tanque termoacumulador no período em que o compressor permanece desligado.

Essa construção possibilita aumentar a vazão ao diminuir a perda de pressão relacionada à circulação do fluido na linha mais extensa.

O circuito bypass evita que o fluido circule desnecessariamente dentro do evaporador, acarretando em menor perda de pressão na linha, contribuindo para o aumento da vazão do fluído.

A Figura 10 ilustra o esquema geral da linha de aço carbono, representada pela cor azul, localizando a posição da bomba centrifuga, do trocador de calor do tanque de termoacumulação e das válvulas de controle.

Observa-se o trajeto percorrido pelo refrigerante secundário durante o período em que o compressor permanece ligado. Neste momento as válvulas 23 e 25 permanecem abertas e a válvula 24 permanece fechada, liberando a passagem do trocador de calor ate o evaporador.

No momento em que o compressor permanece desligado, as válvulas 23 e 25 são fechadas e a válvula 24 é aberta, permitindo o retorno do fluido secundário do trocador de calor diretamente ate o tanque de termoacumulação.

33



Figura 10: Derivação da linha de fluido secundário.

Para a escolha da bomba foram realizadas avaliações com três bombas existentes de marca APV, modelo KVP 15, que apresentavam características apropriadas para o projeto, sendo elas de aço inox. No entanto, as três bombas falharam no teste de qualidade, apresentando alto consumo de energia, baixa vazão e vazamento no selo mecânico.

A utilização destas bombas foi descartada em função do selo mecânico, por ser constituído de carvão, material cuja resistência mecânica é prejudicada em temperaturas abaixo de zero.

Dessa forma, foi necessário o investimento em uma bomba centrifuga de aço inox com selo mecânico de viton.

Em função dos cálculos de vazão e da estimativa da altura de projeto, selecionouse um bomba da marca I*MBIL*® modelo INI B 25150 G V08 ANSI B16.1 125 LB F, Selo Mecânico Tipo 21-1.3/4", em Viton, Motor JM W22 Plus 1,5 CV 3600RPM 4T 1,15 IP55 60HZ (90S).

Durante a montagem da linha para o refrigerante secundário, verificou-se a necessidade da instalação de um filtro para o controle de partículas suspensas antes do bocal de sucção da bomba, A instalação da linha, contou ainda com uma válvula de controle de sentido único após a descarga da bomba, para evitar o refluxo do fluido quando a bomba é desligada.

O trocador de calor instalado no interior da câmara foi dimensionado para conter a mesma área de troca térmica do evaporador, agregando ao estudo, a avaliação de uma possível substituição do sistema de expansão direta, já instalado, por um sistema secundário com termoacumulação

O trocador de calor utilizado para a circulação do refrigerante secundário é um evaporador da *Mipal®*, modelo MMI062AH1, com 26 m² de área de troca térmica. Este evaporador foi adaptado para a circulação de etanol e seu degelo funciona a partir da atuação de três resistências elétricas instaladas entre as aletas.

O quadro elétrico foi montado ao lado da câmara e sua ligação foi realizada de maneira a permitir a ligação manual ou remota dos equipamentos instalados nos ambientes III e IV.

A Figura 11 resume de forma simplificada o layout da instalação física de toda a estrutura utilizada durante o estudo.

35



Figura 11: Lay-out da planta de estudo da termoacumulação em câmara frigorífica.

Para a aquisição de dados e controle do processo, foram instalados sensores de temperatura na entrada e na saída do trocador de calor que monitoraram a troca térmica.

A avaliação da vazão foi avaliada, mediante a instalação de um sensor de vazão do tipo magnético na entrada do trocador de calor, permitindo o cálculo empírico da carga térmica da câmara frente à circulação da mistura de etanol.

4.3 Sistema para aquisição de dados

s

Para a elaboração do estudo e coerente comparação entre os modelos de resfriamento propostos foram instalados sensores de vazão, temperatura e pressão, tanto da linha de refrigerante primário, como na linha de refrigerante secundário.

Os motores do compressor e da bomba centrífuga tiveram sua conexão elétrica atrelada a inversores de freqüência, responsáveis por monitorar os dados de operação e atuar sobre a rotação dos mesmos.

Todos os sensores e atuadores foram interligados a uma rede hibrida formada a partir de uma rede Fieldbus em conjunto com elementos analógicos, que permitiram o monitoramento e atuação no sistema em operação.

Para a aquisição dos dados de temperatura utilizou-se sensores do tipo pt100, conectados diretamente ao CLP da SMAR modelo 302, através do módulo M402.

A aquisição dos dados de pressão e vazão e a atuação sobre os motores se deram por meio dos equipamentos da linha Fieldbus da SMAR®, IF302 e FI302 que, por intermédio dos programas, atuaram nos inversores de frequência e permitiram variação da rotação dos motores e coleta de dados referentes a potência consumida.

A leitura e aquisição dos dados no computador foram configuradas e monitoradas pelos programas SYSTEM 302, CONF700, por meio da interface gráfica INDUSOFT.

SENSORES DE TEMPERATURA

,

Foram monitorados 26 pontos de temperatura que foram divididos de forma a monitorar as linhas de refrigeração primária e secundária, o interior do tanque, o interior da câmara e a temperatura ambiente. Aos sensores foram atribuídos códigos, visando facilitar o comando de leitura no programa CONF 700.

Estes sensores foram interligados diretamente aos módulos de leitura de sinal analógico MA-402 do CLP, por onde se efetuou a leitura dos sinais analógicos e a conversão para valores de temperatura realizada através da curva de calibração editada no programa CONF 700.

A calibração dos sensores realizou-se através de um banho termostático, obedecendo a faixa de temperatura do estudo. As equações de calibração podem ser observadas no Apêndice.

Na Tabela 5, é mostrada a localização e a codificação vinculada a cada sensor de temperatura instalado.

s

Local	Código	Local	Código
Entrada no Evaporador casco e tubo	T 101	Entrada de R.S no Evaporador casco e tubo	T 301
Saída do evaporador casco e tubo	T 102	Saída de R.S no Evaporador casco e tubo	T 302
Entrada no compressor	T 103	Entrada do Refrigerante Secundário (R.S) no tanque	T 303
Saída do compressor	T 104	Dentro do tanque de R.S Extremidade direita	T 304 A
Entrada condensador água	T 105	Dentro do tanque de R.S centro	T 304 B
Saída do condensador a água	T 106	Dentro do tanque de R.S Extremidade esquerda	T 304 C
Antes da válvula de expansão	T 107	Saída de R.S do Tanque	T 305
Antes da válvula de expansão na Câmara	T 108	Entrada do R.S no Trocador de calor da Câmara	T 306
Entrada no evaporador na Câmara	T 109	Saída do R.S no Trocador de calor da Câmara	T 307
Dentro do evaporador na Câmara	T 110	Retorno ventilação Evaporador da Câmara	T 401
Saída do Evaporador na Câmara	T 111	Ponto central da câmara	T 402
Entrada da Água no condensador	T 201	Retorno ventilação Trocador de calor da Câmara	T 403
Saída da Água no condensador	T 202	Temperatura ambiente próximo a Câmara	T 501

Tabela 5 Codificação e identificação dos sensores de temperatura

SENSORES DE PRESSÃO, VAZÃO E POTÊNCIA.

Os sensores de vazão, transdutores de pressão, se conectaram aos equipamentos IF302, enquanto os inversores de freqüência, responsáveis pela aquisição de dados referentes ao consumo de energia elétrica, conectaram-se os FI302. Os equipamentos IF302 são utilizados para leitura de sinais analógicos, enquanto os equipamentos FI302 são utilizados para envio de sinais analógicos. Ambos intermediaram a comunicação com o DFI.

Os transdutores de pressão instalados na linha de R404a alocaram-se nos mesmos pontos onde estão os sensores de temperatura do circuito, seguindo também a mesma numeração atribuída, conforme a posição.

O sensor de vazão de R404A está posicionado entre a garrafa de líquido e o Evaporador. Os sensores de vazão da linha de refrigerante secundário se localizam na entrada do trocador de calor e na saída do evaporador.

Na Tabela 6, é apresentada um resumo da localização e a codificação dos sensores de vazão, dos inversores de freqüência e dos transdutores de pressão instalados na estrutura construída para o estudo.

9	3		
Local	Código	Local	Código
Entrada no Evaporador casco e tubo	P 101	Linha de líquido depois da garrafa de líquido	V 107
Saída do evaporador casco e tubo	P 102	Saída do R.S do Evaporador casco e tubo	V 302
Entrada no compressor	P 103	Entrada do R.S no T.C. da Câmara	V 306
Saída do compressor	P 104	Inversor de frequência do Compressor	JIT 103
Antes da válvula de expansão na Câmara	P 108	Inversor de frequência da bomba de R.S	JIT 305
Saída do Evaporador na Câmara	P 111		

Tabela 6: localização e codificação de sensores e atuadores.

Na Figura 12, é apresentada a posição de todos os sensores e elementos de controle do ambiente II.



Figura 12: Localização dos sensores no ambiente II

A Figura 12 ilustra a posição e a ligação dos elementos de controle e sensores instalados na linha de refrigeração do ambiente II, demonstrando a conexão elétrica entre os elementos fieldbus, FI302, IF302 e o CLP.

Na Figura 13, é mostrado o posicionamento dos sensores no ambiente III, onde se situa a câmara frigorífica, todos os sensores instalados neste ambiente ficam próximos á câmara.



Figura 13: posicionamento de sensores no ambiente III dentro da câmara

Na Figura 13, identificam-se os sensores de temperatura e pressão instalados na linha de refrigerante primário e secundário. Estão demonstrados também os sensores de temperatura inseridos no interior da câmara e no ambiente externo.

Além dos sensores PT100 identificados como TT, foram instalados sensores de umidade relativa no ambiente interno e externo à câmara com a finalidade de comparar os valores de temperatura lida e também para observar o comportamento da umidade relativa dentro da câmara.

Na Figura 14, é ilustrado o posicionamento dos sensores de temperatura instalados no ambiente externo dentro do tanque de termoacumulação.

S



Figura 14: Posição dos sensores no ambiente externo ao prédio

s

Para a aquisição de dados e o monitoramento do processo foram montadas telas de interface gráfica do INDUSOFT.

A Figura 15 e a Figura 16 demonstram as telas de controle criadas para o acompanhamento de todas as variáveis do processo.

Através destas telas fez-se a interação sobre o sistema através da leitura e registro de parâmetros e também da atuação sobre os inversores de frequência e no modulador de potência,

Stafric: Guest Principal Conden Data: 12/18/2011 Estado dai Conden Hora: 16:41:46 Estado dai Conden Data: 16:41:46 Estado dai File Data: 16:41:46 Estado dai File Data: Estado dai File File Data: Estado dai	113 g30 Ar 113 g30 Agus 27 90 39 90 10 9	Evaporação Câmara de Refinicaração And comação atual do Sister Competeiura Ambiente Temperatura An Externo (E Pestão do Refigeante- Prestão do Refigeante- Prestão do Refigeante- Prestão de Entrada (Evapora Prestão de Entrada (Evapora Prestão de Entrada (Evapora Prestão de Entrada (Evapora Prestão de Entrada (Evapora	Va 20 Temps ema de Refrigeração Próxem o a Câmara) Próxem o ao Tanquey Rosta a Compressory P104 ensador Agua) P105 sador Agua) P105 sador Agua) P105 sador Agua) P105 sador Agua) P107 rador 1) P101 for 1) P102 ressory P103 e expansão Câmara	Pression eratura 27.94 0.00 12.73 12.65 0.97 0.97	€ € Bar bar bar bar bar bar bar bar b	reohar	
Data: 12/12/2011 Ethdo dai Hora: 16:41:44 Ethdo dai Condensa Datos: Gerais: do: Sistema de Refrigeração Temperatura do Refrigeranto - ROMA 73.2 Temperatura do Refrigeranto - ROMA 73.2 Temperatura do Entrada (Contransador Água) 7106 63.0 Temperatura do Entrada (Contransador Água) 7106 63.0 Temperatura do Entrada (Contransador Água) 7107 30.5 Temperatura do Entrada (Contransador Água) 7107 30.5 Temperatura do Entrada (Contransador Agua) 7107 30.5 Temperatura do Entrada (Evaporador 1) 7101 -49.9 Temperatura do Entrada (Evaporador 1) 7102 -26. Temperatura do Entrada (Evaporador 1) 7103 -49.9 Temperatura do Entrada (Evaporador 1) 7103 -44.9 Temperatura do Entrada (Evaporador 1) 7103 -44.9 Temperatura do Entrada (Evaporador Camara) 7110 -45.9 Temperatura do Entrada (Evaporador Camara) 7110 3.6 Temperatura do Entrada (Evaporador Camara) 7110 3.6 Temperatura do Entrada (Evaporador 7301 -4.4 Temperatura do Etamol Evaporador 7301 -4.45 Temperatura do Etamo	27 90 19 90 70 90 55 90 31 90 32 90 32 90 3 90 5 90 5 90 5 90 5 90 5 90 5 90 5 90 5	Câmara de Retritaerasto Informação atual do Sisto Competitura Ambiento Temperatura Ar Externo (F Temperatura Ar Externo (F Peristo de Antigeranto - Pressão de Entrada (Conde Pressão de Entrada (Congo	Temps ema de Refrigeração Prósem o a Câmara) Prósem o ao Tanquel Reform o ao Tanquel Ref	eratura 27.94 0.00 12.73 12.65 0.97 0.97	€ ⇒ ⇒ bar bar bar bar bar bar bar bar	i Prohar	
Eritado das variaveir Condentas variaveir Hora: 16:41:44 Variaveir Evidos Generals do Sistema de Refrigeração Temperatura de Crasarda (Salia Compressor) 7104 73.2 Temperatura de Crasarda (Salia Compressor) 7105 63.0 Temperatura de Crasarda (Salia Compressor) 7107 30.5 Temperatura de Crasarda (Salia Compressor) 7107 30.5 Temperatura de Entrada (Compressor) 7103 14.3 Temperatura de Entrada (Evaporador Camara) 7110 3.66 Temperatura de Entrada (Evaporador Camara) 7111 4.75 Temperatura de Entrada (Evaporador Camara) 7111 4.75 <	27 °C 19 °C 19 °C 26 °C 26 °C 24 °C 67 °C 83 °C 83 °C 83 °C 83 °C 84 °C 85 °C 85 °C 86 °C	Canina de Refinieracio Informação atual do Sisto Comparatura de Externo de Temperatura de Externo de Pentas do Refingeranto - Pressão de Descarga (Salda Pressão de Entrada (Conde Pressão de Entrada (Conpe Pressão de Entrada (Conpe	Trans de Réfrigeração Próximo a Câmara) Próximo ao Câmara) Próximo ao Câmara) Reida A a Compressor) P104 insaldor Águaj P105 a de Expansãoj P107 ardior 11 P102 reasor) P103 i expansão Câmara	27.94 0.00 12.73 12.65 0.97 0.97	€ € bar bar bar bar bar bar bar bar bar bar	reohar	
Disponsional de Refrigeração Temperatura do Refrigeranto - R404M 73.2 Temperatura do Entrator (Condensador Agua) 7106 73.2 Temperatura do Entrator (Condensador Agua) 7108 80.7 Temperatura do Entrator (Vendua do Exporador 1) 7101 19.3 Temperatura do Entrator (Vendua do Exporador 1) 7101 19.3 Temperatura do Entrator (Vendua do Exporador 1) 7101 19.3 Temperatura do Entrator (Vendua do Exporador 1) 7101 19.3 Temperatura do Entrator (Vendua do Exporador 1) 7101 19.3 Temperatura do Entrator (Vendua do Exporador Camara) 7103 14.4 Temperatura do Entrator (Vendua do Exporador Camara) 7103 14.4 Temperatura do Entrator (Vendua do Exporador Camara) 7110 3.66 Temperatura do Entrator (Sevaporador Camara) 7111 4.75 Temperatura do Entrator do Evaporador 7301 2.44 Temperatura do Entrator do Evaporador 7301 2.45 Temperatura do Entrator do Evaporador 7301 2.45 Temperatura do Entratorado Evaporador 7302	27 °C 19 °C 565 °C 24 °C 67 °C 31 °C 31 °C 32 °C 31 °C 31 °C 31 °C 31 °C 31 °C 31 °C 31 °C	Informação atual do Siste Temperatura An Externo de Temperatura An Externo de Temperatura An Externo de Pressão de Entrada (Conde Pressão de Entrada (Conde Pressão de Entrada (Conde Pressão de Entrada (Exapose Pressão de Entrada (Exaposed Pressão de Entrada (Exaposed	ema de Refrigeração Próximio a Câmara) Próximio a Câmara) Próximio ao Taniguey Proximio ao Taniguey Proximio ao Taniguey Próximio ao Taniguey Proximio Aguay Prós a de Expansão (Prós a de Expansão) Prós a de Expansão (Prós a de Expansão) Prós a de Expansão (Câmara	27.94 0.00 12.73 12.65 0.97 0.97	€ € bar bar bar bar bar bar bar bar bar		
Deckos: Gerais do Sistema de Refrigeração Temperatura de Orisingeranto - R404M 73.2 Temperatura de Constança (Salid Compressor) 7104 73.2 Temperatura de Constança (Salid Compressor) 7104 73.2 Temperatura de Constança (Salid Compressor) 7104 73.2 Temperatura de Entrata (Condensador Agua) 7105 650.0 Temperatura de Entrata (Condensador Agua) 7107 90.5 Temperatura de Entrata (Exaporador 1) 7101 193. Temperatura de Salid (Compressor) 7103 22.6 Temperatura de Salid (Compressor) 7103 22.1 Temperatura de Salid (Compressor) 7103 22.4 Temperatura de Entrata (Valuid de Constra) 7100 2.48 Temperatura de Entrata (Evaporador Camara) 7110 3.96 Temperatura de Entrata (Evaporador Camara) 7111 4.75 Temperatura de Entrata (Evaporador Camara) 7111 4.75 Temperatura de Entrata (Evaporador Camara) 7111 4.75 Temperatura de Entrata do Evaporador 7301 2.48 Temperatura de Entrata do Evaporador 7301 2.45 Temperatura de Entrata do Evaporador 7301 2.45 Temperatura de Entrata do Evaporador 7302 2.45	27 °C 13 °C 13 °C 15 °C 15 °C 15 °C 1 °C	Temperatura Ambiente Temperatura Ar Externo (F Temperatura Ar Externo (F Pentiso do Refugerante - Pressão de Descar ge (Sela Pressão de Entrada (Conde Pressão de Entrada (Conde Pressão de Entrada (Conde Pressão de Entrada (Exaposa Pressão de Entrada (Exaposa Pressão de Entrada (Conp Pressão de Entrada (Conp	Próximio a Câmara) Próximio a Câmara) R404A 1 Compressori P104 ensador Águaj P105 a de Expansãoj P107 rador 11 P101 for 11 P102 ressori P103 i expansão Câmara	27.94 0.00 12.73 12.65 0.97 0.97	€ € bar bar bar bar bar bar bar bar		
Dados: Gerais do Sistema de Refrigeração Temperatura de Desargera (Salab Compresson) 704 72.2 Temperatura de Entrada (Combressón Agua) 705 650 Temperatura de Entrada (Combressón Agua) 705 650 Temperatura de Entrada (Combressón Agua) 705 650 Temperatura de Entrada (Combressón Agua) 705 630 Temperatura de Entrada (Combressón Agua) 705 630 Temperatura de Entrada (Estaporador 1) 701 430 Temperatura de Entrada (Estaporador 1) 702 26.6 Temperatura de Entrada (Estaporador 1) 702 26.6 Temperatura de Entrada (Estaporador 1) 702 26.6 Temperatura de Entrada (Compresson) 703 424.7 Temperatura de Entrada (Estaporador 1) 703 24.8 Temperatura de Entrada (Estaporador 1) 703 24.8 Temperatura de Entrada (Estaporador Camara) 75.00 24.8 Temperatura de Entrada (Estaporador Camara) 7111 4.75 Temperatura de Estado do Estaporador 7301 2.44	27 °C 19 °C 70 °C 55 °C 65 °C 65 °C 667 °C 31 °C 32 °C 33 °C 33 °C 34 °C 35 °C 36 °C 36 °C 36 °C 36 °C	Temperatura Ambiente Temperatura Ar Externo (F Temperatura Ar Externo (F Presso de Desarago (Sinta Presso) de Desarago (Sinta Presso) de Desarago (Sinta Presso) de Sinta (Condun Presso) de Entrada (Condu Presso) de Entrada (Condu Presso) de Entrada (Cong Presso) de Entrada (Cong Presso) de Entrada (Cong Presso) de Entrada (Cong Presso) de Entrada (Cong	Prówni o a Calmaraj Prówni o a Camaraj Relata a Compressory P104 ensator Aguaj P105 a de Exponsãoj P107 ratior 11 P101 for 11 P102 ressorj P103 i expansão Calmara	27.94 0.00 12.73 12.65 0.97 0.97	€ € bar bar bar bar bar bar bar		
Temperatura de Rehigerante - R4944. Temperatura de Descerga (Silido Compressor) 7104 73.2 Temperatura de Entrada (Condunessidor Água) 7105 63.0 Temperatura de Entrada (Condunessidor Água) 7106 30.7 Temperatura de Entrada (Condunessidor Água) 7108 30.7 Temperatura de Entrada (Condunessidor Água) 7108 30.7 Temperatura de Entrada (Neutra de Expensão) 7107 30.5 Temperatura de Entrada (Compressor) 7101 419.1 Temperatura de Entrada (Exaporador 1) 7102 226.1 Temperatura de Entrada (Exaporador 70134 221.1 Temperatura de Entrada (Exaporador 703.1 24.4 Temperatura de Entrada (Exaporador Canara) 7110 3.96 Temperatura de Entrada do Exaporador 730.1 2.44 Temperatura de Estado do Exaporador 730.1 2.44 Temperatura de Estado do Exaporador 730.1 2.44 Temperatura de Estada do Exaporador 730.1 2.45 Temperatura de Estada do Exaporador 730.1 2.45	27 °C 70 °C 70 °C 55 °C 55 °C 55 °C 65 °C 67 °C 31 °C 32 °C 32 °C 3 °C 5 °C 4 °C 5 °C 5 °C 67 °C 67 °C 67 °C 67 °C 70 °C	Temperatura Ambiento Temperatura Ar Octorno (F Temperatura Ar Octorno (F Temperatura Ar Octorno (F Presto do Fontgeranto - Presto de Entrada (Conden Presto de Entrada (Conden Presto de Entrada (Exipora Presto de Entrada (Exipora Presto de Entrada (Exipora Presto de Entrada (Cong Presto de Entrada (Cong	Próxim o a Cámara) Próxim o ao Tanquel R494A a Compressory P104 ensador Aguaj P105 a de Expansãoj P107 rador 1) P107 ressorj P103 ressorj P103 e expansão Cámara	27.94 0.00 12.73 12.65 0.97 0.97	€ € bar bar bar bar bar bar bar bar		
Temperatura do Refigeranto - RAMA Temperatura de Descarge Skibe Compressor) 1104 73.2 Temperatura de Entrada (Condensador Água) 1105 63.0 Temperatura de Entrada (Condensador Água) 1105 63.0 Temperatura de Entrada (Condensador Água) 1108 30.7 Temperatura de Entrada (Condensador Água) 1108 30.7 Temperatura de Entrada (Condensador Água) 1108 30.7 Temperatura de Entrada (Congensacion 1) 1101 149.1 Temperatura de Entrada (Congensacion 1) 1102 26. Temperatura de Entrada (Congensacion 1) 1102 26. Temperatura de Entrada (Congensacion 1) 1103 141. Temperatura de Entrada (Congensacion 1) 1103 24.1 Temperatura de Entrada (Congensacion 1) 1103 24.4 Temperatura de Entrada (Congensacion 2) 1110 3.6 Temperatura de Entrada (Canacion 2) 1110 3.6 Temperatura de Entrada (Canacion 2) 1110 3.6 Temperatura de Entrada do Evaporador 1301 2.44 Temperatura de Estrada do Evaporador 1301 2.45 Temperatura de Estrada do Evaporador 1301 2.45 Temperatura de Estrada do Evaporador 1301 2.45 Temperat	27 °C 70 °C 55 °C 55 °C 55 °C 55 °C 52 °C	Temperatura Anticente Temperatura Anticente Temperatura AntiContro (F Pressão de Descarge (Salta Pressão de Descarge (Salta Pressão de Salta (Conden Pressão de Salta (Conden Pressão de Salta (Conden Pressão de Salta (Conden Pressão de Salta (Congen Pressão de Salta (Congen Pressão de Salta (Congen Pressão de Salta (Congen Pressão antes da Valvala de Pressão salta do Evaporad	Próxim o a Cámara) Próxim o ao Tanquel 2000 préssory P104 ensador Aguay P105 sador Aguay P106 a de Expansãoj P107 rador 1) P102 ressorj P103 e expansão Cámara	27.94 0.00 12.73 12.65 0.97 0.97	€ € bar bar bar bar bar bar bar bar		
Temperatura de Entrada (Condensador Agua) 7106 152 Temperatura de Entrada (Condensador Agua) 7106 30.7 Temperatura de Entrada (Condensador Agua) 7106 30.7 Temperatura de Entrada (Valvuía de Expensão) 7107 30.5 Temperatura de Entrada (Valvuía de Expensão) 7107 30.5 Temperatura de Entrada (Valvuía de Expensão) 7107 30.5 Temperatura de Entrada (Valvuía de Expensão) 7103 -43.1 Temperatura de Entrada (Valvuía de Expensão) 7103 -42.1 Temperatura de Entrada (Valvuía de Expensão) 7103 -42.1 Temperatura de Entrada (Valvuía de Expensão) Comária) 75.08 -28.6 Temperatura de Entrada (Valvuía de Expensão) Comária) 75.08 -24.8 Temperatura de Entrada (Evaporador Camara) 7111 -3.56 Temperatura de Entrada (Evaporador Camara) 7111 -4.75 Temperatura de Entrada do Evaporador 7301 -2.45 Temperatura de Estrada do Evaporador 7301 -2.45 Temperatura de Estrada do Evaporador 7303 -5.67	22 193 193 195 195 195 195 195 195 195 195	Temperatura Ar Exempo en Temperatura Ar Exempo en Pressio de Descarga (Sala Pressio de Descarga (Sala Pressio de Entrada (Conte Pressio de Entrada (Valvut Pressio de Entrada (Exapora Pressio de Entrada (Exapora Pressio de Entrada (Exapora Pressio antes da valvuta de Pressio cantes da valvuta de	Province of Camiran) Province of Changueg Protection a Compressory Prote ansautor Aguay Prote a de Expansão (Prot radior 1) Prot tor 1) Prot vessory Prota i expansão Camara	27.94 0.00 12.73 12.65 0.97 0.97	€ Bar bar bar bar bar bar bar bar b		
Temperatura de Salida (Conviensador Augus) - 100 65.0 Temperatura de Salida (Conviensador Augus) - 100 83.0 Temperatura de Salida (Conviensador Augus) - 100 80.0 Temperatura de Entrada (Evaporador 1) 7101 -19.0 Temperatura de Salida (Evaporador 1) 7101 -19.0 Temperatura de Salida (Evaporador 1) 7102 -26.0 Temperatura de Salida (Evaporador 1) 7102 -26.1 Temperatura de Salida (Evaporador 10 7103 -22.1 Temperatura de Salida (Evaporador 10 7103 -24.0 Temperatura de Entrada (Evaporador 10 7103 -24.0 Temperatura de Entrada (Evaporador 10 7103 -24.0 Temperatura de Entrada (Evaporador Camara) 75.00 -2.40 Temperatura de Entrada (Evaporador Camara) 7111 -4.75 Temperatura de Entrada do Evaporador 7301 -2.40 Temperatura de Estrada do Evaporador 7302 -2.40 Temperatura de Estrada do Evaporador 7303 -5.6	13 *** 70 *** 65 *** 65 *** 67 *** 67 *** 31 ** 32 *** 31 ** 32 ** 31 ** 32 ** 31 ** 31 ** 32 ** 31	Comparatura Al Extension de Prestão do Romanas. Pressão de Sentrada (Conde Pressão de Entrada (Conde Pressão de Entrada (Conde Pressão de Entrada (Exapose Pressão de Entrada (Exapose Pressão de Entrada (Cong Pressão de Entrada (Cong Pressão antes da Alexa de Pressão santes da Alexa de Pressão santes da Alexa de	Radiano ao ranguraj Radiano a Compressory P104 ansardor Águaj P105 saldor Águaj P108 a de Expansãoj P107 a de Spansãoj P103 ressory P103 i expansão Câmara	0.00 12.73 12.65 0.97	bar bar bar bar bar bar bar bar bar		
Temperatura de Enerale (Adrivita de Expansão) 7107 30,5 Temperatura de Enerale (Responsão) 7107 30,5 Temperatura de Enerala (Esponsador 1) 7101 49,1 Temperatura de Enerala (Esponsador 1) 7102 226,1 Temperatura de Enerala (Compressor) 7103A 221,1 Temperatura de Enerala (Esponsador 1) 7102 26,6 Temperatura de Enerala (Esponsador 7103A 221,1 Temperatura de Enerala (Valvula de Expensão Camára) 75108 26,6 Temperatura de Enerala (Esponsador Câmara) 7110 396 Temperatura de Enerala (Esponsador Câmara) 7110 396 Temperatura de Enerala (Esponsador Câmara) 7110 396 Temperatura de Enerala (Esponsador Câmara) 7111 4,75 Temperatura de Enerala (Esponsador Câmara) 7111 4,75 Temperatura de Enerala (Esponador Câmara) 7111 4,75 Temperatura de Enerala do Exaporador 7301 2,44 Temperatura de Enerala do Exaporador 7301 2,44 Temperatura de Enerala do Exaporador 7301 2,45 Temperatura de Enerala do Exaporador 7301 2,45 Temperatura de Enerala do Exaporador 7301 2,45 Temperatura de Enerala do Exaporador 7303 5,66	5 °C 65 °C 24 °C 67 °C 31 °C 32 °C 32 °C 3 °C 5 °C 5 °C	Printilo do Refigiento - Pressão de Descarga (Salda Pressão de Entrada (Condin Pressão de Entrada (Nalvid Pressão de Entrada (Nalvid Pressão de Entrada (Evaporea Pressão de Entrada (Evaporea Pressão antes da Valvida de Pressão salda do Evaporeado	R404A a Compressor) P104 ensador Água) P105 sador Água) P108 la de Expansão) P107 rador 1) P101 rador 1) P101 ressor) P103 i expansão Cámara	12.73 12.65 0.97 0.97	bar bar bar bar bar bar bar bar bar		
Temperatura de Entrada (Vanda de Exponsão) (107 30,3 Temperatura de Entrada (Vanda de Exponsão) (170) 413,1 Temperatura de Entrada (Exponsão) (1702 26,1 Temperatura de Entrada (Compressov) (1703 42,2 Temperatura de Entrada (Compressov) (1703 42,2 Temperatura de Entrada (Compressov) (1703 42,1 Temperatura de Entrada (Valvida de Exponsão Camára) (1710 26,6 Temperatura de Entrada (Valvida de Exponsão Camára) (1710 36,6 Temperatura de Entrada (Evaporador Câmara) (111 3,6 Temperatura de Entrada (Evaporador Câmara) (111 4,75 Temperatura de Entrada do Evaporador (130) 2,42 Temperatura de Entrada do Evaporador (130) 2,42 Temperatura de Entrada do Evaporador (130) 2,42 Temperatura de Entrada do Evaporador (1302 2,42 Temperatura de Entrada do Evaporador (1303 5,8	24 °C 24 °C 31 °C 32 °C 32 °C 3 °C 3 °C 3 °C 3 °C 3 °C 3 °C	Pressão de Descar ge (Salta Pressão de Entrada (Conde Pressão de Salta (Conden Pressão de Salta (Conden Pressão de Entrada (Valvut Pressão de Entrada (Evapora) Pressão de Entrada (Evapora) Pressão de Entrada (Cong Pressão as fue a valvuta de Pressão salta do Evaporado	a Compressory P104 ensador Águay P105 sador Águay P108 la de Expansãoj P107 vador 1) P101 for 1) P102 vessorj P103 i expansão Câmara	12.73 12.65 0.97 0.97	bar bar bar bar bar bar bar bar bar		
Temperatura de Entradar Ecolociator () FIUT 110 Temperatura de Satta (Ecolociator () FIU3 26. Temperatura de Satta (Ecolociator () FIU3 24. Temperatura de Entradar (Evaporador Camara) TE 108 2.43 Temperatura de Entradar (Evaporador Camara) TE 101 3.66 Temperatura de Entradar do Evaporador T301 2.43 Temperatura de Entradar do Evaporador T301 2.44 Temperatura de Entradar do Evaporador T302 2.45 Temperatura de Entradar do Evaporador T302 5.6	24 °C 67 °C 31 °C 32 °C 3 °C 5 °C 5 °C	Pressão de Entrada (Condi Pressão de Entrada (Condin Pressão de Entrada (Condin Pressão de Entrada (Capora Pressão de Salta (Exapora Pressão de Salta (Exaporad Pressão antes da válvula de Pressão salta do Evaporado	ensador Aguay 1705 sador Aguay 1708 la de Expansãoj 1707 xador 1) 1710 for 1) 1710 ressorj 17103 i expansão Câmara	0.97	bar bar bar bar bar bar bar bar		
Temperatura de Santa (chaporator y 1702 220. Temperatura de Sontala (Compressor) 71034 221. Temperatura de Sontala (Compressor) 7103 141. Temperatura de Sontala (Compressor) 7103 248. Temperatura de Sontala (Compressor) 7103 398. Temperatura Salta (Evaporator Camara) 7111 4.75. Temperatura de Sontala (Evaporator Camara) 7111 4.75. Temperatura de Sontala (Evaporator Camara) 7101 2.44. Temperatura de Sontala (Evaporator 7302 2.45. Temperatura de Sontala (Evaporador 7302 2.45. Temperatura de Sontala (Evaporador 7303 5.67.	24 ° 67 °C 31 °C 32 °C 3 °C 5 °C 5 °C	Pressão de Salid (Conden Pressão de Entrada (Jokud Pressão de Entrada (Valvo) Pressão de Salida (Evapora Pressão de Entrada (Comp Pressão antes da Valvola de Pressão salida do Evaporado	sador Agua) P108 la de Expansão) P107 vador 1) P101 for 1) P102 vessor; P103 iexpansão Câmara	0.97	bar bar bar bar bar bar bar		
Temperatura de Entrada (Compressor) 7034 -221 Temperatura de Entrada (Compressor) 7034 -441 Temperatura de Entrada (Valvula de Expansão Candra) 75108 -461 Temperatura de Entrada (Valvula de Expansão Candra) 75108 -268 Temperatura de Entrada (Exportador Canara) 75109 -248 Temperatura de Entrada (Exportador Canara) 7110 -396 Temperatura de Entrada (Exportador Canara) 7110 -475 Temperatura de Entrada do Exportador 7301 -244 Temperatura de Entrada do Exportador 7301 -244 Temperatura de Entrada do Exportador 7301 -245 Temperatura de Entrada do Exportador 7301 -245 Temperatura de Entrada do Exportador 7301 -245 Temperatura de Entrada do Exportador 7303 -5.67	67 31 °C 32 °C 3 °C 5 °C 5 °C	Pressão de Entrada (Vālvuh Pressão de Entrada (Elapo Pressão de Entrada (Elapo Pressão de Entrada (Coli p Pressão antes da Valvula de Pressão salda do Evaporado	la de Expansão) P107 xador 1) P101 dor 1) P102 ressor) P103 ressor) P103 ressor) P103	0.97	bar bar bar bar bar bar		
Tem peratura de Surgião (Compresso) - ruis 14. Tem peratura de Entrada (Evaporador Camara) 75 108 26.8 Tem peratura de Entrada (Evaporador Camara) 75 109 2.43 Tem peratura de Entrada (Evaporador Camara) 75 109 3.66 Tem peratura de Entrada (Evaporador Camara) 7110 3.66 Tem peratura de Entrada do Evaporador Camara) 7111 4.75 Tem peratura de Entrada do Evaporador 7301 2.43 Tem peratura de Entrada do Evaporador 7301 2.44 Tem peratura de Entrada do Evaporador 7302 2.42 Tem peratura de Entrada do Evaporador 7303 5.67	31 52 5 5 5 5 5 5 5 5 5 5 5 5 5 5 5 5 5 5	Pressão de Entrada (Evapo Pressão de Salda (Evapore Pressão de Entrada (Comp Pressão antes da Viluda de Pressão salda do Evaporado	orador 1) P101 Vor 1) P102 Yessor) P103 Reçoansão Câmara	0.97	bar bar bar bar		
Tem peratura de Entrada (Valvula de Expansão Camitra) TE 108 26.6 Tem peratura de Entrada (Evaporador Camara) TE 108 2.43 Tem peratura de Entrada (Evaporador Camara) TE 108 2.43 Tem peratura de Entrada (Evaporador Camara) TE 108 3.96 Tem peratura Salida (Evaporador Camara) TE 108 3.96 Tem peratura do Entrada do Evaporador T301 4.75 Tem peratura de Entrada do Evaporador T301 2.44 Tem peratura de Salida (E vaporador T302 2.45 Tem peratura de Entrada do Evaporador T303 5.67	32 °C 3 °C 5 °C 5 °C	Pressão de Salda (Evaporad Pressão de Entrada (Comp Pressão antes da Válvula de Pressão salda do Evaporado	vor 1) P102 xressor) P103 expansão Cámara	0.97	bar bar bar		
Temperatura de Sinaralar (Eleptorador Canara) TE-109 2.48 Temperatura internar (Evaporador Canara) T110 3.96 Temperatura Salidar (Eleptorador Canara) T110 4.75 Temperatura Salidar (Eleptorador Canara) T111 4.75 Temperatura de Entradar do Evaporador T301 2.44 Temperatura de Salida do Evaporador T301 2.44 Temperatura de Salida do Evaporador T302 2.45 Temperatura de Salida do Evaporador T302 5.67	3 °C 5 °C 5 °C 1 °C	Pressão de Entrada (Comp Pressão antes da vâlvula de Pressão salda do Evaporado	ressor) P103 expansito Camara	0.97	bar bar		
Temperatura Interna Elvaporador Camaraj 7110 3,96 Temperatura Salta (Elvaporator Camara) 7111 4,75 Temperatura de Entrol 2,44 Temperatura de Entrol 2,44 Temperatura de Entrol 2,45 Temperatura de Entrol 2,45 Temperatura de Entrol 5,67	5 °C 5 °C 1 °C	Pressão antes da vâlvula de Pressão salda do Evaporado	e expansão Câmara		bar		
Temperatura Salda (E lopocation Calmara) 1111 4,75 Temperatura do Elentol 1 Temperatura do Elentol 2,44 Temperatura de Entrada do Evaporador 7301 2,44 Temperatura de Entrada do Evaporador 7302 -2,45 Temperatura de Entrada do Evaporador 7303 -5,67	1 °C	Pressão salda do Evaporado	ORGENESS PROMINES				
Temperatura do Etimol 2.44 Temperatura de Entrada do Exaporador 7301 2.44 Temperatura de Sañta do Evaporador 7302 2.45 Temperatura de Entrada do Evaporador 7303 5.67	1 °C		or da Câmara		bar		
Temperatura de Entrada do Evaporador 7301 2.44 Temperatura de Salta do Evaporador 7302 -2.45 Temperatura de Entrada do Evaporador 7303 -5.6°							
Tem pieratura de Salda do Evaporador 7302 -2.45 Tem pieratura de Entrada do Etanol (Tanque) 7303 -5.6'		Poténcia					
Temperatura de Entrada do Etanol (Tanque) 7303		Frequência do Compresso	x	85	96.0	0.5	
	1 2	Potència da Bomba de Eta	an of		w		
Temperatura Interna (Tanque Centro Superitive) 73044	4 2	Potênoa da Resistênoa (C	arma do Evanoradori		w	1 1 %	
Temperatura Incerna (Tanque Centro Fundo) 73045 9.50		Portinga da Revisión da (C	arma do Trocador de Calo	lon	- 11	19 20	
Tem peratura interna (Tanque laito oposto central) T304C 3.52	- C	Danie on de Casterrai					
Tem peratura de Salda do Etarrol (Tanque) 7306 0.16		Potentia no Compressor		4.25	5 KW		
Tem peratura de Entrada do T. C. (Etanol Câmara) 7306	- - C						
Temperatura de Salda do T.C. (Etanol Câmara) 7307 3.24	1_ °C	03 210		-			
Temperatura do Ar Interno (Câmara)	-	vazao Linha de Laquido (нарад)	0.00	Umm	0.00 Mmm	
Temperatura Recorno Ventilador (Evaporador) 7401 4.50		Vazão do Fluido Secundã	rio (Etanol) Evaporador	0.00	Man		
Temperatura Central (Camara) 7402 4.31		Vazão do Fluido Secunda	rio (Etanol) Trotador de	e Calor	Umm		
Temperatura Recorno Ventilador (Trocador de Calor) T403 4.39							
Temperatura Savda ventilador Evaporador (Calmara) 7404 0.00							
Temperatura Salda Venolad or T.C (Câmara) 7405 0.00)~C	Cálculos	on-line				

Figura 15: tela do INDUSOFT montada para monitoramento e controle do processo.

A Figura 15 ilustra uma das telas criada através do programa INDUSOFT, utilizada para o monitoramento das condições de temperatura e pressão do sistema de refrigeração.

Através dessa montagem acompanhou-se o comportamento das variáveis de processo em dados coletados em tempo imediato. A tela da Figura 15 também demonstra as condições de temperaturas do circuito do etanol 50% m/m, do circuito de circulação da água da torre de resfriamento e monitora também as temperaturas do ar interno á câmara e do ar ambiente.

Observa-se também, os valores de vazão indicados pelos sensores instalados na linha de refrigerante primário e na linha de refrigerante secundário, alem dos valores de potência consumida da bomba de fluído secundário e também do compressor.



Figura 16: Telas de controle ilustrativo do processo em estudo telas referentes ao compressor e acionamento, condensador tanque e câmara.

Na Figura 16, são ilustradas as telas individualizadas criadas para a visualização do sistema no canto superior esquerdo é mostrada a tela de onde partem os comandos de acionamento dos equipamentos em conjunto com a visualização dos dados de operação do compressor. No canto direito superior visualiza-se a tela com os dados referentes a operação do condensador a água, da torre de resfriamento e da garrafa de líquido.

No canto inferior esquerdo da Figura 16, está apresentada a tela criada para o acompanhamento dos dados relativos ao funcionamento do evaporador casco e tubos e do tanque de termoacumulação. No canto direito inferior, mostra-se a tela referente a câmara de refrigeração com os dois trocadores de calor instalados no seu interior e a bomba de fluido secundário.

4.4 Câmara frigorífica

A coleta de dados referentes à temperatura e umidade dentro da câmara se deu através de sensores PT100, instalados no centro da câmara e nos pontos de sucção de ar pelos trocadores de calor.

Na Figura 17, a posição ilustrada pelo sensor T401, representa o local de retorno do ar na sucção do ventilador do evaporador, local onde a temperatura do ar atinge o maior valor em função do sentido da circulação do ar e da troca de calor que este ar sofre durante o percurso. A avaliação da temperatura dentro da câmara realizou-se a partir dos dados registrados por este sensor durante a expansão seca.

O ponto T403, na Figura 18, representa o local, onde o ar de retorno da câmara é succionado pelo ventilador do trocador de calor. Este é considerado o ponto de maior temperatura no interior da câmara, quando o resfriamento ocorre pela utilização do sistema secundário, através da troca térmica no trocador de calor.

Na Figura 17, é Ilustrado o posicionamento dos sensores de temperatura no interior da câmara, justificado pela projeção de circulação de ar em seu interior.



Figura 17: Posicionamento dos sensores PT100 no interior da câmara

Os sensores foram instalados com o objetivo de capturar a temperatura média de dentro da câmara através do sensor T402 e a temperatura mais alta, relativa a cada processo. O sensor T401, durante o processo por expansão seca e o sensor T 403, ilustrado na Figura 18, durante o processo por fluido secundário.

s

Na Figura 18, é demonstrado outro ângulo da câmara Observa-se o posicionamento dos sensores de temperatura para monitoração da temperatura interna durante a operação do sistema secundário.



Figura 18: Posicionamento dos sensores PT100 no interior da câmara.

Dentro da câmara foram instaladas duas resistências elétricas que tiveram por objetivo simular a carga térmica variante ao longo do dia em função dos valores de carga térmica calculados durante a fase de projeto. Estas resistências apresentam uma potência máxima de 4000 W e cada uma delas foi colocada atrás do evaporador e do trocador de calor.

No momento em que o evaporador trabalhou com expansão seca a resistência de trás do evaporador foi controlada por um modulador de potência que simulou um aumento e diminuição da carga da câmara em função do dia. Utilizou-se da vazão de ar promovida pelo ventilador para espalhar a carga térmica de maneira homogênea pela câmara.

Quando o sistema trabalhou com a termoacumulação, a segunda resistência, situada na sucção do ventilador do ventilador do trocador de calor, é acionada permitindo aplicar uma carga térmica idêntica à carga aplicada ao sistema quando da utilização da expansão seca.

4.5 Tratamento dos dados

s

A partir da coleta dos valores de temperatura, pressão, vazão e consumo de potência, foram montados gráficos que ilustram o comportamento dinâmico do sistema.

Os dados referentes às condições físicas do sistema de refrigeração permitem a comparação da capacidade de manutenção das condições de temperatura no interior da câmara.

A comparação dos sistemas com relação ao consumo e aos gastos com energia elétrica realizou-se em função da avaliação do comportamento da potência do compressor e da bomba centrífuga.

O registro do consumo de potência pelo motor da bomba é avaliado através da leitura da corrente consumida através de alicate amperímetro e concomitante leitura da tensão da linha através de um multímetro em períodos de 20 minutos.

Para o cálculo da potência consumida utilizou-se a equação:

$P = U \cdot I$ Equação 11

O acompanhamento do consumo de potência e da corrente elétrica consumida pelo compressor foi registrado em intervalos de 1 minuto através da interface gráfica do INDUSOFT. Os dados plotados em gráficos de corrente em função do tempo permitem calcular o consumo de energia elétrica, mediante a integração da área gerada pelo gráfico representada da equação:

$$Ptot = \int_{0}^{t} U \cdot Icons.dt \quad Equação 12$$

Onde,

Ptot = Potência total consumida [kW];

U = Diferença de potencial na linha de alimentação [V

I_{cons} = Corrente consumida pelo compressor [A];

t = Tempo decorrido [h].

O cálculo dos gastos de energia elétrica levou em consideração a tabela de tarifação energética disponível no Anexo.

5 <u>Análise de Resultados</u>

s

5.2 Etapa de projeto cálculos estimados

5.2.1 Cálculo da carga térmica da câmara:

Os cálculos levaram como consideração, a temperatura interna da câmara situada em um valor de -22°C, e a temperatura ambiente em um valor de 32°C. Estimou-se um tempo de abertura de portas equivalente a 5 minutos durante o dia.O tempo de iluminação e de permanência de pessoas equivale a 20 minutos ao dia.

Os valores finais dos cálculos de carga térmica para a situação hipotética de aplicação estão dispostos na Tabela 7.

Fonte de Carga Térmica	Q (kcal/h)	Q (kW)
Transmissão	2001,7	2,33
Infiltração	601,4	0,7
Iluminação/Equipamentos	0,9	0,001
Pessoas	58,3	0,07
Sub Total 1	2662,2	3,09
ventiladores (10%)	10,00	0,30
subtotal 2	2672,2	3,4
Segurança (7%)	187,06	0,24
Capacidade Frigorífica (kcal/h)	2856,74	3,64

Tabela 7: Resumo do cálculo da carga térmica da câmara frigorífica.

De acordo com os resultados apresentados na Tabela 7, a carga térmica da câmara deve situar-se em um valor próximo a 3,64 quilowatts. A informação da carga térmica permitiu o cálculo da quantidade de fluido refrigerante necessária ao processo, assim como o dimensionamento da resistência elétrica que foi implantada na câmara com a finalidade de simular a carga térmica.

A variação de entalpia específica na evaporação do fluido refrigerante, em combinação com os valores de temperatura de evaporação e de condensação foram utilizados para uma comparação teórica entre a aplicação da refrigeração por expansão

direta e por termoacumulação. A partir do programa COOLPACK e com a construção do gráfico P vs H, os valores do processo permitem calcular o COP do sistema.

S

A Figura 19 indica o diagrama de Pressão por entalpia do Refrigerante R404a, onde a temperatura de condensação de 40 °C e a temperatura de evaporação de -23°C permitem calcular a vazão mássica do refrigerante, conforme a carga térmica a ser retirada.



Figura 19: Diagrama PH do fluído refrigerante R404 (COOLPACK 2010).

Para a obtenção dos dados, foi considerado um circuito ideal, onde as perdas de pressão por atrito e troca térmica por dissipação foram desconsideradas. A Figura 20 demonstra a tela de cálculo do programa que indica o valor do COP do sistema, a partir dos valores de temperatura de evaporação e condensação. O programa também calcula a vazão do fluido refrigerante em função da carga térmica estimada para a câmara. A tela da Figura 20 indica a tela de cálculo do programa, onde é possível verificar as condições estimadas para o projeto.

(1) <u>D</u> elete cycle	Va Ev Su Dp Dp Ise	lues: aporating temperature perheat [K]: evaporator [bar]: suction line [bar]: discharge line [bar]: ntropic efficiency [0-1]	[°C]: -23,00 0,00 0,00 0,00 0,00 : 1,00	Condensing temperature (*C): Subcooling (K): Dp condenser (bar): Dp liquid line (bar):	40,00 0,00 0,00 0,00
Calculated:		Dimensioning:		Volumetric efficiency	
Qe (kJ/kg):	91,526	Qe [kW]: 3	3,640	n_vol: 0,00	
Qc (kJ/kg):	129,898	Qc [kW]: 5	5,166	Displacement [m^3/h]: 0	
COP:	2,39	m [kg/s]: 0	,03976992		
W [kJ/kg]:	38,372	V [m^3/h]: 1	0,4487		
Pressure ratio [-]:	6,723	W [kW]: 1	,526		
		Q loss [kW]:),000		

S

Figura 20: Tela de cálculo das propriedades do circuito para expansão seca (COOLPACK 2010).

Os valores estimados para as temperaturas de evaporação e condensação utilizadas para o cálculo ocasionaram um COP de 2,39 para o sistema de expansão direta, a partir da carga térmica também estimada, de 3,64 quilowatts.

O cálculo da vazão do refrigerante R404a, segundo as condições estimadas, apresentou um valor de 10,4487 m3/h. Dessa maneira confirma-se a compatibilidade do compressor com a aplicação dado que a vazão nominal descrita no catálogo indica um valor de 33,93 m3/h.

Para o resfriamento do fluido secundário é necessário aplicar uma temperatura de evaporação mais baixa, o que acarreta em outras condições de operação do sistema. A estimativa das condições de operação durante o funcionamento do circuito secundário levou em consideração a temperatura de evaporação em -35°C e a temperatura de condensação em 40°C como ilustrado na Figura 21.

49



Figura 21: Diagrama PH do fluído refrigerante R404 (COOLPACK 2010).

Por promover a troca de calor sensível, o refrigerante secundário deve ser resfriado a uma condição, que lhe permita manter as condições da câmara, equivalente ás condições mantidas pelo sistema de expansão seca. Dessa forma estimou-se que a temperatura do fluido secundário deve atingir -25°C.

O fato do evaporador, ser utilizado para resfriar o refrigerante secundário, e este, por sua vez, resfriar a câmara, leva o sistema de refrigeração a sofrer influência da carga térmica do tanque e da linha de fluido secundário, passando a apresentar um valor de carga térmica maior em comparação com o sistema de expansão seca.

Calculou-se uma estimativa para a carga térmica no tanque, supondo a existência de uma solução 50% em massa de etanol com água dentro do tanque na temperatura de -28°C

As propriedades termo-físicas da solução de Etanol 50% m/m foram obtidas pelo software COOLPACK e estão resumidas na Tabela 8.

50

Mistura Etanol/Água 50% m/m						
Propriedades -28℃	Valor	Unidade				
Calor Específico	3,6	kJ/kg.K				
Densidade	949,36	kg/m ³				
Viscosidade	0,03185	N.s/m ²				
Condutividade	0,342	W/m.K				

s

Tabela 8: Características termo-físcas do refrigerante secundário

O cálculo da troca térmica entre dois ambientes de diferentes temperaturas envolve características de convecção térmica, devido ao deslocamento natural do ar e do fluido interno ao tanque, além da resistência térmica por condução na espessura do isolante térmico.

Para o estudo realizado, o tanque obtido já apresenta um isolamento em poliestireno expandido de 70 milímetros de espessura, este isolamento foi aumentado com a deposição de uma camada de EPX (Material isolante de borracha) de 25 milímetros de espessura.

A Figura 22 ilustra uma vista estimada do perfil de temperatura entre o ambiente externo e o ambiente interno do tanque de refrigerante secundário.



Figura 22: perfil térmico e de resistência à condução de calor entre o ar e o refrigerante secundário

A Figura 22 ilustra como o calor é transferido do ponto 1 (Ar) até o ponto 3 (mistura Etanol/Água). O cálculo não levou em consideração os efeitos da radiação solar, pois durante a etapa de projeto, considerou-se a implantação do tanque em um ambiente protegido contra a incidência direta da luz.

5.2.2 Cálculo da carga térmica do tanque de térmoacumulação

Na Tabela 9, estão apresentados os valores de condutividade térmica dos materiais isolantes do tanque de acordo com Incropera (2003).

Tabela 9: Valores de condutividade térmica dos materiais isolantes

Material (-20 °C)	k (W/m.K)
Poliestireno Expandido EPS	0,025
EPEX	0,029

O cálculo levou em consideração que o coeficiente de troca térmica por convecção do ar é em média de 40 W/m².K, conforme Incropera (2003).

Sendo as dimensões do tanque equivalentes a 1,6 metros de largura, 3,7 metros de comprimento e 2,2 metros de altura, a carga térmica do tanque demonstrou uma carga térmica de 429,61 Watts.

Devido á dificuldade na estimativa da troca térmica durante o bombeamento do fluido térmico foi considerado um fator de segurança de 15% em relação ao valor calculado, dessa forma a estimativa da carga térmica inerente ao circuito secundário foi calculada em aproximadamente 0,494 quilowatts.

A carga térmica do sistema secundário pode ser representada pela soma das cargas térmicas calculadas para a câmara e para o tanque conforme a equação.

$$Qtot = Qcam + Qcs$$
 Equação 13

Onde,

S

Qtot = Carga térmica total [kW];

Qcam = Carga térmica da câmara [kW];

Qcs = Carga térmica do circuito secundário [kW].

O cálculo estimado da carga térmica total obteve o valor de 4,134 quilowatts.

Com este valor de carga térmica foi calculada a vazão necessária de R404a para suprimir a carga térmica do sistema secundário, conforme a nova condição de temperatura de evaporação.

A Figura 23 demonstra a tela obtida pelo programa COOLPACK..

S

Cycle info [One stage]. Select cycle number: [1] [2] Delete cycle	Refrigerant: R4C Eva Sup Dp Dp Isen	MA <u>ues:</u> aporating tempera perheat [K]: evaporator [bar]: suction line [bar]: discharge line [bar]: htropic efficiency	iture (°C): ar): [0-1]:	-36,00 0,00 0,00 0,00 0,00 1,00	Condensing temperature (°C): Subcooling (K): Dp condenser [bar]: Dp liquid line (bar):	40,00 0,00 0,00 0,00
Calculated: Qe [kJ/kg]: Qc [kJ/kg]: COP: W [kJ/kg]: Pressure ratio [-]:	83,254 132,630 1,69 49,376 11,438	Dimensioning: Qe [kW]: Qc [kW]: m [kg/s]: V [m^3/h]: W [kW]: Q loss [kW]:	4,134 6,586 0,0496 21,611 2,452 0,000	5521	Volumetric efficiency n_vol: 0.00 Displacement (m^3/h): 0	
ОК	Coo	ordinates of points	5	<u>P</u> rint	<u>C</u> opy <u>U</u> pdate	<u>H</u> elp



A necessidade de resfriar um fluído intermediário do resfriamento da câmara exige a aplicação de uma temperatura de evaporação menor do que no caso do sistema de expansão seca. Para a realização do cálculo considerou-se que o fluído refrigerante deveria atingir a temperatura de -28°C, com isso, a temperatura de evaporação do R404a foi estimada em -36°C e devido às condições de temperatura durante o verão a temperatura de condensação foi estimada em 40°C. Ne stas condições, o COP do sistema primário foi estimado em 1,69 pelo programa e a utilização da carga térmica calculada de 4,134 quilowatts revelou a necessidade de uma vazão de 21,6118 m³/h, que representa aproximadamente 64% da capacidade nominal do catálogo do compressor.

5.2.3 Cálculo da vazão do fluido refrigerante secundário

Para a escolha do fluido térmico secundário do projeto foram cogitadas várias soluções e substâncias de acordo com as possibilidades encontradas no COOLPACK e em catálogos de fabricantes de fluidos térmicos.

Os fluidos térmicos foram avaliados, conforme as suas propriedades físicoquímicas como, densidade, viscosidade, capacidade calorífica e condutibilidade térmica.

Foram destacados para uma avaliação comparativa todos os fluidos que apresentaram baixa temperatura de congelamento.

A avaliação comparativa levou em consideração fatores como as propriedades termo-físicas, calorimétricas e de custo dos fluidos. A Tabela 10 demonstra os valores das propriedades termo-físicas dos fluidos e permite compará-los com mais clareza.

Proprieda	ades	Fluidos				
físicas (-3	30ºC)	Dowtherm J	Paratherm LR	Hycool 30	Etanol 50%	Propileno glicol 55%
T Congelamento	C	-86	-80	-30,00	-33,50	-41,58
Viscosidade	ср	2,29	8,00	8,90	40,43	239,17
Viscosidade	cSt	2,54	9,90	2,43	42,47	223,57
Densidade	kg/m3	899,95	799,62	1272,00	951,98	1069,77
Calor específico	KJ/(kg.K)	1,69	1,81	2,71	3,56	3,23
Condutividade	W/(m.K)	0,14	0,16	0,44	0,34	0,31
Preço	R\$/L	70,00	82,00	92,00	2,50	10,00

Tabela 10: Propriedades termo-físicas dos refrigerantes secundários.

Os fluídos formados a partir de soluções salinas não foram levados em consideração para os cálculos, por se tratarem de fluidos extremamente corrosivos para metais não nobres. O etilenoglicol também foi excluído da avaliação comparativa por se tratar de um fluido tóxico e de utilização proibida em aplicações para indústria de alimentos.

As propriedades dos fluidos definiram os cálculos de estimativa da quantidade de volume necessária para armazenamento no tanque de termoacumulação. Como o objetivo do estudo obriga o desligamento do compressor durante o período considerado de ponta, que equivale a três horas, é importante saber a quantidade mínima de refrigerante secundário termoacumulado, necessária para resfriar a câmara com o Refrigerante secundário sem o resfriamento do mesmo durante estas três horas.

S

Neste período, o aquecimento da mistura de fluido secundário durante o percurso da saída do tanque passa a ter influência na manutenção das condições da câmara uma vez que durante três horas o fluido térmico não estará sendo resfriado antes de retornar ao tanque, o que acarreta no aquecimento de toda a massa termoacumulada

Para a estimativa da vazão mássica de refrigerante secundário, foi considerada uma troca térmica com o ar da câmara dentro do trocador, onde o fluido térmico entra a - 27°C e sai a -21°C.

A Figura 24 ilustra as condições estimadas de entrada e saída do refrigerante secundário no trocador de calor quando o sistema estiver operando em regime permanente.



Figura 24: Condições de entrada e saída do fluído refrigerante no trocador de calor

Considerando o aquecimento da mistura e as propriedades termo-físicas na temperatura média do volume de controle, no caso o trocador de calor, é possível estimar a vazão mássica aplicando a equação:

$$Q = m \cdot cp \cdot \Delta T$$
 Equação 14

Onde a diferença de temperatura refere-se ás temperaturas de entrada e saída do fluido.

Para cada refrigerante, foi aplicada a equação, onde as propriedades termo-físicas foram adquiridas no programa de cálculo em refrigeração COOLPACK.

A Tabela 11 ilustra em resumo as propriedades dos diferentes fluidos na temperatura média de -24°C de acordo com COOLPACK, e o valor calculado para a vazão mássica.

S

Refrigerante secundário	Carga térmica (kW)	Densidade (kg/m3)	Calor Especifico (kJ/kg.K)	$\Delta T(\mathfrak{C})$	Vazão mássica (kg/h)
Etanol 50%	3,64	949,36	3,58	6	607,70
Propilenoglicol 50%	3,64	880,19	1,73	6	1262,06
Syltherm HF	3,64	917,73	1,57	6	1389,07
Dowtherm J	3,64	896,43	1,70	6	1301,11
Paratherm LR	3,64	796,74	1,82	6	1193,04

Tabela 11: Propriedades termo-físicas dos refrigerantes secundários a temperatura média de -24°C.

O cálculo da vazão mássica necessária a cada um dos possíveis refrigerantes secundários permitiu estimar o total de massa circulante em três horas de operação. A massa total que deve circular durante as três horas foi utilizada como parâmetro para o cálculo do volume do tanque.

5.2.4 Cálculo do volume e escolha do fluido refrigerante

s

Utilizando o volume deslocado durante três horas como base, foram consideradas quatro alternativas para o volume de termoacumulação.

A primeira considera o volume do tanque, igual ao volume deslocado durante as três horas, a segunda considera o volume do tanque 20% maior do que o volume total deslocado nas três horas., A terceira alternativa considera o volume do tanque 50% maior do que o volume base e a quarta alternativa considera o volume do tanque igual a duas vezes o volume base.

A Tabela 12 ilustra os valores de volume de armazenamento encontrados para cada situação.

Tabela 12: Volumes necessários ao tanque de termoacumulação em função da vazão total em três horas.

Refrigerante secundário	Volume deslocado (m ³) em três horas de aplicação (V 3h)	V.TQ = V 3h (m³)	V.TQ = 1,2V 3h (m³)	V.TQ = 1,5V 3h (m³)	V.TQ = 2V 3h (m³)	
Etanol 50%	1,92	1,92	2,30	2,87	3,83	
Propilenoglicol 50%	4,29	4,29	5,14	6,43	8,57	
Syltherm HF	4,22	4,22	5,06	6,33	8,44	
Dowtherm J	4,34	4,34	5,20	6,51	8,67	
Paratherm LR	4,48	4,48	5,37	6,71	8,95	

V.TQ = Volume do tanque; V 3h = Volume total deslocado em três horas

Dentre os fluidos avaliados, observa-se que a solução de etanol necessita da metade da vazão requerida para os demais fluídos, dessa forma o volume necessário para a termoacumulação também é menor em comparação com os demais fluidos.

A avaliação do custo em decorrência da compra do fluido também foi levada em consideração para as decisões referentes a escolha do fluído térmico. A Tabela 13 ilustra os valores de mercado na época orçados, multiplicados pelo volume estimado em cada situação.

Refrigerante secundário	Preço de mercado R\$/L	Preço R\$ V.TQ = V 3h.	Preço R\$ V.TQ = 1,2V 3h.	Preço R\$ V.TQ = 1,5V 3h	Preço R\$ V.TQ = 2V 3h.
Etanol 50%	2,60	2489,59	2987,51	3734,39	4979,19
Propilenoglicol 50%	10,00	21433,48	25720,17	32150,21	42866,95
Syltherm HF	95,00	400686,93	480824,32	601030,40	801373,86
Dowtherm J	70,00	303609,20	364331,04	455413,80	607218,40
Paratherm LR	82,00	367033,78	440440,53	550550,67	734067,55

Tabela 13: Preço dos fluidos térmicos para refrigeração secundária.

S

Pela avaliação do investimento em fluido térmico, a solução de etanol também se apresentou vantajosa na comparação com os demais fluidos.

Outro fator importante a ser analisado para a decisão da escolha do fluido secundário é o ganho de temperatura no tanque de termoacumulação durante o período de três horas, onde o fluído não é resfriado antes de retornar ao tanque.

Os valores de volume obtidos foram convertidos em massa pela multiplicação da densidade. Os valores estão ilustrados na Tabela 14.

Tabela 14: Massa de refrigerante necessária para armazenamento em função da vazão de fluido refrigerante.

Refrigerante secundário	Massa deslocada 3h (kg)	MT = M3h. kg	MT = 1,2M3h. kg	MT = 1,5M3h. kg	MT = 2M3h. kg
Etanol 50%	1823,1	1823,1	2187,7	2734,7	3646,2
Propilenoglicol 50%	3786,2	3786,2	4543,4	5679,3	7572,3
Syltherm HF	3900,7	3900,7	4680,9	5851,1	7801,5
Dowtherm J	3903,3	3903,3	4684,0	5855,0	7806,7
Paratherm LR	3579,1	3579,1	4294,9	5368,7	7158,2
IT Maaaa da fluida tá	rmiaa na tangula. N	ITOh Maaaad	oolooodo om trôo l		

MT = Massa de fluido térmico no tanque; MT3h = Massa deslocada em três horas.

57
Através da massa de refrigerante armazenada é possível estimar a variação da temperatura total no período de três horas, considerando a carga térmica do sistema.

A Tabela 15 ilustra os valores calculados para os cinco fluídos.

Refrigerante secundário	Calor total 3h (kJ)	∆T (℃) MT = M3h	∆T (℃) MT = 1,2M3h.	∆T (℃) MT = 1,5M3h	ΔT (°C) MT = 2M3h.
Etanol 50%	44647	6,85	5,71	4,56	3,42
Propilenoglicol 50%	44647	6,82	5,68	4,55	3,41
Syltherm HF	44647	7,29	6,08	4,86	3,65
Dowtherm J	44647	6,72	5,60	4,48	3,36
Paratherm LR	44647	6,84	5,70	4,56	3,42

Tabela 15: cálculo do aquecimento do fluído dentro do tanque após três horas

O calor total calculado para o período de três horas demonstra aparente equivalência no comportamento, no entanto a mistura de etanol 50% em massa (m/m) apresenta destaque no comportamento térmico. Seu alto valor de calor específico, em comparação com os demais fluídos, propicia um menor investimento em massa de fluído térmico para a termoacumulação.

Outro ponto importante a respeito do etanol é seu valor no mercado, inferior aos demais fluídos avaliados I além de ser um produto bastante acessível, o que torna sua obtenção fácil e ágil, aspecto desejável em qualquer projeto.

Os demais fluídos avaliados, apesar de serem adequados ao objetivo do projeto, são todos importados e sua comercialização é feita por encomenda, com exceção do Propilenoglicol.

O propilenoglicol, como já discutido em outros trabalhos, apresenta uma viscosidade bastante elevada na temperatura requisitada do projeto; além disso, seu custo é elevado em comparação com o etanol, assim como os outros fluídos importados, o propilenoglicol necessita de uma vazão relativamente alta em relação a solução de etanol. Dessa forma, exige uma bomba mais potente e de maior gasto de energia, uma vez que, além da necessidade de maior vazão, sua viscosidade chega a ser dez vezes maior do que a viscosidade da solução de etanol 50%.

Considerando todas as características positivas da solução de Etanol com água 50% (m/m), optou-se por esta mistura para a realização do estudo prático da termoacumulação proposto neste trabalho, visto que na concentração proposta de 50% (m/m) a combustão do etanol ocorre com grande dificuldade.

Trabalhou-se com um volume de solução de aproximadamente 3580 litros, sendo 2000 litros de etanol. A fração mássica da mistura foi verificada através de um alcoômetro pelo método da densidade.

5.3 Avaliação Empírica da carga térmica da câmara frigorífica de estocagem

Para o estudo da carga térmica o sistema de refrigeração com expansão seca trabalhou com capacidade máxima do compressor em 60 Hz, sem a atuação da válvula de controle de capacidade situada no bypass da descarga do compressor até a sucção.

Nessas condições a carga térmica da câmara pôde ser estimada empiricamente após o sistema ter entrado em regime permanente, neste momento a temperatura dentro da câmara não diminuiu nem aumentou significativamente, sofreu oscilações mínimas na com um máximo de aproximadamente 0,7°C de diferença entre a temperatura mais baixa e a mais alta.

Os gráficos abaixo demonstram a resposta do sistema sob tais condições.

Na Figura 25, é ilustrado o comportamento das temperaturas do sistema de expansão seca nos pontos de análise durante o período de 24 horas em que, em que o compressor funcionou em capacidade máxima sem a atuação da válvula de controle de capacidade, demonstrando um estado em regime permanente.



Figura 25: Gráfico de temperaturas (ºC) do sistema de refrigeração

As curvas da figura acima representam o comportamento das temperaturas registradas pelos sensores: T104 na saída do compressor; T106 na saída do condensador; T108 antes da válvula de expansão; T103 na sucção do compressor; T111 na saída do evaporador e T109 na entrada no evaporador.

S

A avaliação das curvas de temperatura dos sensores Pt-100 permite perceber certa estabilidade no período indicado, com pouca variação nos valores lidos, variações que podem ser justificadas pela alteração da temperatura ambiente.

Os dados de pressão do sistema, que foram obtidos, no mesmo período, são demonstrados na Figura 26, onde é possível verificar um comportamento estável das pressões do sistema.



Figura 26: Gráfico das pressões (bar) do sistema de refrigeração com expansão seca.

As curvas da figura acima representam o comportamento das pressões registradas pelos sensores: P104 na saída do compressor; P108 antes da válvula de expansão; P111 na saída do evaporador e P103 na sucção do compressor.

A construção dos gráficos fez-se mediante a leitura dos sensores de pressão manométrica, dessa forma, a comparação com os valores relacionados no gráfico de pressão por entalpia específica, deve ser feita mediante a soma do valor da pressão atmosférica local à pressão registrada, obtendo assim o valor da pressão absoluta.

Na Figura 27, é ilustrado o comportamento da temperatura interna da câmara em resposta às variações da temperatura ambiente.



S

Figura 27: Gráfico das Temperaturas (°C) interna e externa à câmara com expansão seca.

As curvas da figura acima representam o comportamento das temperaturas registradas pelos sensores: T501 situado fora da câmara; T401 dentro da câmara atrás do evaporador e T402 no centro da câmara.

O sensor T403 também situado dentro da câmara não apresentou leitura, devido a problemas no cabo de comunicação. Nesta figura, é demonstrada que a temperatura no interior da câmara, sofre grande influência da temperatura externa, pois sua oscilação obedece em grau e amplitude a oscilação da temperatura ambiente. Desta maneira, há de se estudar o comportamento do sistema frente a variações mais bruscas da temperatura ambiente, pois vários fatores podem ter contribuído para a resposta observada, uma delas é a grande diferença de temperatura entre os ambientes externo e interno da câmara.

Para a avaliação da carga térmica efetiva empírica, é necessário conhecer a massa de refrigerante que evaporou durante este período de 24 horas. O sensor de vazão utilizado apresentou comportamento bastante instável e os valores lidos por ele destoaram de maneira significativa do valor máximo indicado no catálogo. Sendo assim, não foi creditada confiança nos valores lidos pelo sensor de vazão da linha de refrigerante primário.

Para o cálculo da carga térmica e da vazão foi utilizado a relação da eficiência volumétrica obtida em função do catálogo do compressor.

O catálogo do compressor fornece dados de capacidade em função das temperaturas de condensação e evaporação. Para a temperatura média de evaporação de -35°C observada empiricamente, são fornecidos tr ês capacidades diferentes para o compressor em função de três temperaturas de condensação, 30, 40 e 50°C.

Em cada um destes casos, o compressor apresenta uma eficiência volumétrica (λv) diferente que está relacionada com a capacidade de deslocamento volumétrico efetivo do compressor e com o deslocamento volumétrico geométrico a ser deslocado pelo mesmo. Essa eficiência volumétrica (λv) é a relação entre estas duas vazões volumétricas e possui relação proporcional com a razão de compressão (R), sendo:

$$R = \frac{P(condensação)}{P(evaporação)}$$
 Equação 15

Com dados fornecidos pelo fabricante do compressor é possível construir um gráfico que relaciona a eficiência volumétrica (λv) com a razão de compressão (R).

Na Tabela 16, são apresentados os valores de capacidade frigorífica do compressor de acordo com as temperaturas de operação.

	L			Temp	eratura de e	evaporação			
T cond		-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40
30 ℃	Q (W)	26657	21907	17804	14272	11246	8667	6482	4645
	P (kW)	6,83	6,43	5,99	5,51	4,99	4,43	3,83	3,2
40 °C	Q (W)	22875	18692	15075	11959	9289	7015	5090	3475
10 0	P (kW)	7,88	7,28	6,64	5,96	5,24	4,49	3,71	2,92
50 °C	Q (W)	-	15266	12210	9569	7300	5361	3717	2333
	P (kW)	-	8,1	7,21	6,31	5,4	4,49	3,58	2,67

Modelo R 404A 4Z-5.2Y

Tabela 16: Dados do compressor segundo catálogo

S

A partir dos valores do catálogo, calculou-se o valor de R e da eficiência volumétrica, através do circuito frigorífico do R404A, com temperatura de evaporação igual a -35°C, condição observada durante o estudo.

Todas as propriedades do refrigerante R404A foram obtidas através do programa COOLPACK.

Para o cálculo da eficiência volumétrica, faz-se necessário o conhecimento da vazão volumétrica real do sistema.

A vazão mássica é obtida pela equação:

$$m = \frac{Q0}{\Delta h0}$$
 Equação 16

Onde :

S

m = vazão mássica do refrigerante [kg/s];

Q0 = Capacidade obtida pelo catálogo [kW];

 $\Delta h0 = calor de evaporação \Box do fluido refrigerante [kJ/kg].$

A vazão volumétrica é obtida através da multiplicação da vazão mássica pelo volume específico do fluído refrigerante nas condições de temperatura e pressão registradas na sucção do compressor durante o processo.

Na Tabela 17, tem-se o resumo dos cálculos realizados para os valores de R e eficiência volumétrica nas condições de Temperatura de evaporação observadas durante o período em que o sistema de refrigeração operou em regime estacionário.

Durante este período foi observada uma temperatura igual a -35°C.

Tabela 17: Cálculo da eficiência volumétrica (λv) e R

						Eficiência vol
T cond	R	Q0 (W)	∆h0 (kJ/kg)	m (kg/s)	υ suc (m3/h)	(λv)
30	8,54	6482	101,50	0,0639	26,68	0,79
40	10,95	5090	83,90	0,0607	25,35	0,75
50	13,84	3717	64,41	0,0577	24,11	0,71

v espc (-35°C) = 0,116063 m3/kg; V deslocado catál ogo = 33,93 m3/h; Δ h0 = Variação de entalpia específica na evaporação [kJ/kg]

A partir dos cálculos ilustrados na tabela acima foi construído o gráfico que relaciona os valores de eficiência volumétrica em função de R.

Este gráfico está demonstrado na Figura 28.



Figura 28: gráfico de Eficiência volumétrica em função de R

A equação de reta da Figura 28, permite encontrar a eficiência volumétrica do sistema conhecendo apenas as pressões de evaporação e condensação. Essa relação permite o cálculo da carga térmica do sistema que apresente a mesma temperatura de evaporação utilizada para construir o gráfico.

Para o cálculo da carga térmica da câmara, o período de 24 horas foi segmentado em função da curva de temperatura de evaporação, pois esta apresentou trechos de pequena instabilidade, mas que foram levados em consideração nos cálculos.

O cálculo da carga térmica é efetuado conforme a equação:

$$Q = \frac{VT \cdot \lambda v \cdot \Delta h}{vsuc}$$
 Equação 17

onde,

VT = volume total máximo deslocado pelo compressor 33,93 [m³/h];

λv= Eficiência volumétrica na compressão [-];

 Δh = Variação de entalpia específica do fluído na evaporação [kJ / kg];

vsuc = Volume específico do fluído refrigerante na sucção [m^3 / kg].

A Tabela 18, resume as diferentes condições observadas durante o decorrer de um dia e a sequência realizada nos cálculos das cargas térmicas de acordo com os valores registrados em cada período deste intervalo.

Período	P104 (bar)	P111 (bar)	R	Eficiência Volumétrica (λν)	∆h Evaporação (kJ/kg)	ບ suc (m3/kg)	Q (kJ/h)	Q (kW)	
10:00 - 13:00	11,72	1,46	8,01	0,792	114,33	0,17	18249,4	5,07	
13:00 - 18:30	12,14	1,45	8,39	0,787	112,86	0,16	18785,3	5,22	
18:30 - 20:00	12,07	1,49	8,10	0,791	113,684	0,16	19657,9	5,46	
20:00 - 00:30	11,94	1,49	8,01	0,792	115,533	0,16	19287,3	5,36	
00:30 - 02:30	11,64	1,44	8,09	0,791	114,771	0,17	18493,3	5,14	
 02:30 - 07:30	11,53	1,44	8,04	0,792	115,04	0,17	18642,5	5,18	
média	11,84	1,46	8,10	0,791	114,37	0,16	18852,6	5,24	
Desv Pad	0,224	0,023	0,132	0,002	0,886	0,004	479	0,133	

Tabela 18: Cálculo da carga térmica nos diferentes períodos do dia

O cálculo individual da carga térmica dos diferentes períodos ao longo de 24 horas demonstrou valores equivalentes para cada período, a avaliação visual do desvio padrão obtido, torna razoável a afirmação de que a carga térmica permanece constante em um valor de aproximadamente 5,24 quilowatts, sendo esta carga térmica, o valor equivalente á capacidade do sistema nas condições de evaporação e condensação do processo por expansão direta.

Para o cálculo da vazão mássica de refrigerante foi utilizada a equação:

$$m = \frac{Q}{\Delta h}$$
 Equação 18

Onde,

m = vazão mássica

Q = Carga térmica da câmara

Dh = Calor de evaporação do R404a

Os dados obtidos pelo programa COOLPACK e a sequência de cálculos utilizada para obter a vazão volumétrica de refrigerante durante o processo estão relacionados na Tabela 19.

Período	Q (W)	vazao mássica do refrigerante (kg/s)	volume específico sucção (m ³ /kg)	vazao volumétrica do refrigerante (m ³ /h)
10:00 - 13:00	5069,28	0,04	0,17	26,88
13:00 - 18:30	5218,14	0,05	0,16	26,70
18:30 - 20:00	5460,54	0,05	0,16	26,84
20:00 - 00:30	5357,57	0,05	0,16	26,88
00:30 - 02:30	5137,02	0,04	0,17	26,84
02:30 - 07:30	5178,47	0,05	0,17	26,87
média	5236,84	0,05	0,16	26,84
Desvio Padrão	133,174	0,0012475	0,00449	0,06364

Tabela 19: Cálculo da vazão de refrigerante em função da carga térmica

S

De acordo com os cálculos, a vazão volumétrica aplicada pelo compressor permaneceu constante durante o período de tempo avaliado com um valor de aproximadamente 26,84 m³/h.

Durante este período foram coletados os valores de umidade relativa dentro e fora da câmara através de sensores dataloggers TESTO 175-H2. Estes sensores foram programados para registrar os valores de temperatura e umidade relativa em intervalos de 10 minutos.

Os dados correspondentes a um dos dias de um dos sensores de umidade e temperatura Dataloggers instalados dentro da câmara estão apresentados na Figura 29





66

Os valores de temperatura registrados pelos sensores dataloggers apresentaram equivalência com os valores registrados pelos sensores PT100 instalados na câmara. A temperatura dentro da câmara variou na faixa entre -20°C e -40°C, situando-se sempre próxima a -30°C. A umidade relativa dentro da câmar a situou-se de forma estável em valores próximos a 70%, em quanto a umidade externa esta muito mais sujeita à variações bruscas e repentinas naturais.

5.3.1 Avaliação crítica da carga térmica

S

O valor empírico da carga térmica da câmara não condiz com o cálculo estimado na etapa de projeto.

De acordo com os cálculos iniciais, a carga térmica envolvida na transmissão pelas paredes seria equivalente a 2,33 quilowatts e o valor estimado para a potência do ventilador seria de 0,3 quilowatts, que juntos somam 2,63 quilowatts. No entanto, observou na prática, uma carga térmica equivalente a 5,24 quilowatts. A diferença equivale a 2,61 quilowatts.

A princípio, esta diferença torna discutível a metodologia de cálculo aplicada. Dessa forma, realizou-se uma investigação a respeito dessa diferença.

A avaliação do consumo de corrente do ventilador do evaporador foi medida por um anel amperímetro durante o funcionamento do equipamento. A medida revelou um consumo de corrente de 3,7 Amperes durante operação, em uma tensão de 230 Volts, Com estes valores, a potência real consumida pelo ventilador apresentou um valor de 0,828 quilowatts.

A carga térmica proveniente da infiltração não entrou nessa investigação, pelo fato da câmara ter permanecido fechada durante todo o estudo. As cargas provenientes de pessoas e iluminação não existiram durante o estudo, por tanto a avaliação da carga térmica depende dos valores da transmissão, do motor do ventilador.

A Tabela 20 ilustra o cálculo efetuado para encontrar o valor real do calor de transmissão, evidenciando as fontes de carga térmica envolvidas durante o estudo. Os valores encontrados permitiram levantar a hipótese sobre a verdadeira carga térmica envolvida na transferência de calor pelas paredes.

Fonte de Carga Térmica	Q teórico (kW)	Q Empírico (kW)	Q Hipótese (kW)
Transmissão	2,33	-	4,389
Infiltração	0	-	0
Iluminação/Equipamentos	0	0	0
Pessoas	0	0	0
Sub Total 1	2,33	0	0
ventiladores	0,3 (10%)	0,851	0,828
subtotal 2	2,63	0	0
Segurança (7%)	0	0	0
Capacidade Frigorífica (kW)	2,63	5,24	5,217
diferença (Empírico - Calculado)	2,61	4,389	0

Tabela 20: Avaliação empírica da carga térmica em função dos valores de potência medidos

:

Na Tabela 20 estão contempladas as cargas térmicas provenientes da transmissão pelas paredes e pela dissipação do motor do ventilador, tanto na fase de projeto quanto na avaliação empírica. Dessa forma a diferença entre a carga térmica efetiva de transmissão e a carga estimada foi de 2,059 quilowatts.

Considerando que a câmara utilizada para o estudo sofreu uma remontagem por ter sido deslocada de um local a outro, é possível atribuir a redução do poder de isolamento da câmara, a fatores como redução da barreira de vapor e infiltração de ar externo (úmido) dentro da câmara, uma vez que, durante o processo de remontagem, as juntas podem não ficar rentes como deveriam, o que ocasiona elevada penetração de vapor de água por entre os poros do isolante, ocasionando um aumento da condutividade térmica do mesmo.

Desconsiderando a existência de infiltração, os cálculos revelam que, a carga térmica na transmissão deve ser aproximadamente 4,4 quilowatts, o que equivale a 3790 kcal/h. Dessa forma a condutividade térmica do material isolante teria de ser de 0,1145 kcal/h.m.C. Este novo valor encontrado equivalente a 5,7 vezes o valor encontrado na literatura. De acordo com Incropera (2003), a condutividade térmica da água, equivale a 20 kcal/h.m.C, sendo necessário por tanto, uma pequ ena massa de água incorporada ao material isolante para causar a elevação da condutividade do mesmo.

A infiltração de ar externo para dentro da câmara é outro fator que pode ter contribuído com o aumento da carga térmica, visto que, apesar da porta ser mantida fechada durante a aplicação, a câmara apresenta em alguns pontos conexão com o meio

externo por meio dos espaços utilizados para passagens de cabos elétricos, sensores e também para fixação dos equipamentos na parede.

5.4 Estudo do processo por Expansão seca

Com o valor da carga térmica da câmara, o estudo prosseguiu com a aplicação do sistema com o objetivo de manter a temperatura da câmara a -18°C.

Para isso, foi necessária a abertura da válvula de controle de capacidade da Danfoss® situada no circuito de bypass do compressor. Essa válvula permite reciclagem do vapor quente de compressão de acordo com a pressão de evaporação, objetivando manter constante a temperatura de evaporação em um valor igual ou próximo de -23°C, a fim de manter a temperatura da câmara em -18°C.

Nesta etapa do estudo, os dados foram coletados após o sistema entrar em regime permanente.

. A Figura 30 demonstra o comportamento das temperaturas do circuito de refrigeração durante o funcionamento do compressor mediante a atuação da válvula de controle de capacidade situada no bypass do circuito de refrigeração. Esse sistema atuou sem a ativação da resistência elétrica.



Figura 30: comportamento das temperaturas do circuito durante a utilização da válvula de controle de capacidade

S

As curvas da Figura 30 representam o comportamento das temperaturas registradas pelos sensores: T104 na saída do compressor; T105 na entrada do condensador; T103 na sucção do compressor; T106 na saída do condensador; T108 antes da válvula de expansão; T111 na saída do evaporador; T110 na serpentina do evaporador e T109 na entrada do evaporador.

S

A Figura 31 ilustra o comportamento das temperaturas dentro e fora da câmara e ainda faz um comparativo com a temperatura de evaporação do refrigerante. Observa-se um comportamento que oscila em função do horário do dia, onde as temperaturas sofrem um aumento no período situado entre as 09h00min e as 20h00min, identificando a influência da temperatura externa sobre o circuito e a câmara.



Figura 31: Comportamento das temperaturas dentro da câmara, ambiente e de evaporação durante a utilização do controle de capacidade.

As curvas da Figura 31 representam o comportamento das temperaturas registradas pelos sensores: T501 no ambiente externo á câmara; T401 dentro da câmara na sucção do evaporador; T402 no centro da câmara e T109 na entrada do evaporador do circuito de refrigeração.

Observa-se grande homogeneidade na temperatura interna a câmara, uma vez que os sensores T401 e T402 apresentam um comportamento muito semelhante.

Na Figura 32, é mostrado o comportamento das pressões manométricas do sistema.



Figura 32: Comportamento das pressões do sistema durante a utilização do controle de capacidade

As curvas da Figura 32 representam o comportamento das Pressões registradas pelos sensores: P104 na descarga do compressor; P108 antes da válvula de expansão; P111 na saída do evaporador e P103 na sucção do compressor.

A linha de alta pressão, situada entre a descarga do compressor e a válvula de expansão, apresenta-se mais influenciada pela temperatura externa, com uma variação de aproximadamente 1 bar no período compreendido entre as 8:00 e 17:00 horas.

A linha de baixa pressão, situada entre a saída do evaporador e a sucção do compressor, apresentou um comportamento mais estável, onde é possível observar pequena variação no mesmo período, situada na faixa de 0,4. Demonstrando sofrer menor influência a partir da temperatura externa.

Observa-se novamente pequena perda de carga na linha de alta pressão enquanto que a linha de baixa pressão apresenta uma perda de pressão próxima de 0,7 bar entre a saída do evaporador e a sucção do compressor.

A avaliação do comportamento do sistema com relação ao consumo de energia, foi avaliado em função dos dados referentes ao consumo de potência registrados.

A Figura 33 ilustra o comportamento do consumo de potência do compressor durante este período.



Figura 33: comportamento do consumo de potência durante o resfriamento da câmara com controle da capacidade.

O consumo de potência apresentou um aumento em decorrência do dia, com pequena oscilação condizente a variação da temperatura externa, o que indica o maior consumo de energia em condições de maior carga térmica.

Concluída esta etapa, avaliou-se a máxima carga térmica extra a ser aplicada através da resistência elétrica, de maneira a manter a temperatura sempre com um valor abaixo de -18°C.

A variação modulada no valor da potência da resistência elétrica foi possibilitada pela ligação das resistências a um modulador de potência da marca THERMA modelo TH6200A20.

A variação da potência da resistência elétrica implica em diferentes cargas térmicas artificiais, que causaram efeito direto na temperatura interna da câmara. Essa carga térmica foi variada até o valor máximo, quando foi possível manter a temperatura de -18°C dentro da câmara.

Estabelecidas a abertura máxima da válvula de by pass e a carga máxima adicional da resistência elétrica, os testes foram iniciados com o intuito de simular uma aplicação industrial, com variação da carga térmica ao longo do dia.

Para variação da carga térmica, foi construído um algoritmo no programa da INDUSOFT® que permitiu a variação da potência da resistência aletada ao longo do tempo, simulando uma curva de carga térmica que varia ao longo de um período de 24 horas. Este algoritmo permitiu uma correlação direta entre o valor da carga térmica artificial e o horário do dia.

A potência total das resistências elétricas instalada é de 4 quilowatts, porém a aplicação permitiu utilizar 26,25% desta capacidade, o que equivale a 1,05 quilowatts no pico de carga térmica, já a menor carga aplicada ao sistema representa 3,75% do total, que equivale a 0,15 quilowatts.

S

Na Figura 34, é ilustrada a variação da potência da resistência em porcentagem de sua potência máxima em função do tempo:



Figura 34: Variação da potencia da carga térmica artificial em função do tempo

Com a atuação da válvula de controle de capacidade. O sistema passou a operar em uma simulação de aplicação industrial com a variação de carga térmica em função do tempo, simulada pela atuação do modulador de potência sobre a resistência elétrica mediante o comando pelo CLP.

Os dados de resposta do sistema foram coletados por quatro dias seguidos, quando foi possível avaliar a repetibilidade do comportamento do processo frente às perturbações.

O comportamento do sistema apresentou-se muito semelhantes durante os quatro dias de operação.

Na Figura 35, é apresentado o gráfico obtido a partir do registro das temperaturas do sistema de refrigeração em função das perturbações impostas pela resistência elétrica:



Figura 35 Comportamento das temperaturas do sistema T (°C) sob carga térmica artificial complementar com o sistema de refrigeração com expansão seca.

As curvas da Figura 35 representam o comportamento das temperaturas registradas pelos sensores: T104 na saída do compressor; T105 na entrada do condensador; T106 na saída do condensador; T108 antes da válvula de expansão; T103 na sucção do compressor; T111 na saída do evaporador; e T109 na entrada do evaporador.

Nesta figura, é possível observar uma pequena oscilação das temperaturas do sistema em função da variação da carga térmica.

Novamente as temperaturas registradas pelo sensor situado na descarga do compressor, apresenta maior oscilação, o que revela maior sensibilidade á carga térmica nesta região.

A temperatura do ar no interior da câmara, mesmo sofrendo oscilações, é mantida em um valor abaixo de -18°C. Durante o período o período em que a carga térmica atinge o valor mais intenso, entre as 16:40 h e 17:20 horas, a temperatura dentro da câmara apresentou valor máximo de -18,3°C.

Na Figura 36, é demonstrado o comportamento das temperaturas internas à câmara e externas à câmara, onde novamente está demonstrado o comportamento da temperatura de evaporação do sistema a título de comparação.



Figura 36 Comportamento das temperaturas do ar interno e externo à câmara e variação da carga térmica artificial ao longo do dia

As curvas da Figura 36 representam o comportamento das temperaturas registradas pelos sensores: T501 no ambiente externo á câmara; T401 dentro da câmara na sucção do evaporador; T402 no centro da câmara e T109 na entrada do evaporador do circuito de refrigeração.

A temperatura, no interior da câmara, resultou numa oscilação em consonância com a variação da carga térmica artificial imposta. Percebe-se que a temperatura ambiente apresentou um comportamento semelhante ao observado para as temperaturas internas, o que indica que a carga térmica imposta pela resistência elétrica, provavelmente acentuou a variação natural da carga térmica imposta pelas condições ambiente.

Os sensores instalados dentro da câmara registraram a mesma temperatura ao longo do tempo, apesar de estarem fixados em pontos diferentes.

Na comparação da temperatura de evaporação com a temperatura interna á câmara, observa-se a manutenção de uma diferença equivalente a 5°C que se mantêm durante toda a aplicação.

Na Figura 37, é demonstrado o comportamento das pressões do sistema frente à variação da carga térmica artificial ao longo do dia.



Figura 37: Comportamento das pressões P (Bar), Pot (kW) e carga térmica artificial (%) ao longo do dia.

As curvas da Figura 37 representam o comportamento das Pressões registradas pelos sensores: P104 na descarga do compressor; P108 antes da válvula de expansão; P111 na saída do evaporador e P103 na sucção do compressor.

Novamente observa-se a influência da carga térmica sobre a pressão de descarga do compressor, enquanto a linha de baixa pressão registrou comportamento estável.

Na Figura 38, é mostrado o comportamento da potência do compressor em comparação com a curva de carga térmica artificial, imposta pela resistência elétrica.





Na figura anterior, é ilustrado o comportamento da potência do compressor frente à variação da carga térmica artificial.

Observa-se uma pequena oscilação da potência consumida em função da carga térmica, o que indica que o aumento da carga térmica do sistema leva a um aumento do consumo de energia, Este aumento pode ser insignificante na comparação pontual, mas durante uma operação de tempo prolongado este aumento do consumo adquire maior proporção.

A avaliação da potência ao longo do tempo permitiu o cálculo da potência total consumida ao longo dos quatro dias de teste.

Na Tabela 21, estão mostrados os valores obtidos do consumo de potência durante os quatro dias de estudo. Os dados foram convertidos em valores de energia consumida durante o período de 24 horas. Na última coluna é apresentado o valor de consumo de potência médio durante o período avaliado.

Consumo de Energia	Total no dia (kJ/24h)	Total 1 hora (kJ/h)	Total médio (kW)
1º Dia	256238,26	10676,59	2,97
2º Dia	253231,17	10551,30	2,93
3º Dia	256409,34	10683,72	2,97
4ºDia	256161,67	10673,40	2,96

Tabela 21: Consumo e potência de energia elétrica no sistema de expansão direta

Os cálculos foram realizados para avaliação do comportamento do sistema durante os quatro dias e verificar se houve variação do consumo de energético de um dia para o outro. Os valores ilustrados pela Tabela 21, demonstram equivalência no consumo de energia durante os quarto dias avaliados.

Durante este período, os sensores de umidade e temperatura do tipo Dataloggers também foram utilizados para avaliação do comportamento da temperatura e da umidade interna e externa à câmara.

Os dados estão apresentados na Figura 39.

s



Figura 39: comportamento da Temperatura e umidade relativa dentro e fora da câmara.

Na Figura 39, tem-se a observação de pequena diferença na umidade relativa entre os ambientes, interno e externo.

A temperatura interna sofre uma pequena oscilação coerente com a variação da carga térmica ao longo do dia, ao passo que a temperatura externa apresenta um comportamento praticamente constante, com oscilações leves coincidentes com a variação da temperatura interna.

5.5 Estudo do processo por Termoacumulação

Para a aplicação do processo de termoacumulação foram fechadas as válvulas de acesso do refrigerante primário ao evaporador da câmara e este passou a evaporar dentro do trocador casco e tubos. Assim, a solução de etanol 50% passou a ser resfriada no evaporador e a trocar calor com a câmara de acordo com o circuito da Figura 10.

O sistema trabalhou dessa maneira até o estabelecimento do regime permanente, quando as temperaturas dentro da câmara, no tanque e de evaporação apresentaram um comportamento constante ao longo de mais de 24 horas.

Neste momento, as condições do sistema foram testadas na aplicação da termoacumulação, onde o compressor foi desligado por um intervalo de 3 horas e novamente reativado.

Os comportamentos das temperaturas do sistema primário estão apresentados na Figura 40.



Figura 40: Comportamentos das temperaturas do circuito primário com o processo utilizando a termoacumulação.

As curvas da Figura 40 representam o comportamento das temperaturas registradas pelos sensores: T104 na saída do compressor; T105 na entrada do condensador; T106 na saída do condensador; T103 na sucção do compressor; T102 na saída do evaporador casco e tubos e T101 na entrada do evaporador.

No período situado entre as 18:00 h e as 21:00 o compressor foi desligado para a simulação da aplicação da termoacumulação.

É possível observar que, as temperaturas do circuito apresentaram um comportamento semelhante ao observado no circuito por expansão seca ate o momento em que o compressor é desligado.

Com a desativação do compressor, as temperaturas do sistema tenderam ao equilíbrio e o único sensor que aparentemente não apresentou mudança aparente na leitura foi o sensor de temperatura da saída do condensador (T106), o que é normal, dado que este ponto do circuito apresenta sempre uma temperatura próxima à temperatura ambiente.

Um comportamento semelhante pode ser observado entre os sensores de pressão que tenderam ao equilíbrio no período de três horas em que o compressor permaneceu desligado. Na Figura 41, é ilustrado este comportamento.



Figura 41: Comportamento da pressão [bar] do sistema primário na termoacumulação.

As curvas da Figura 41 representam o comportamento das pressões registradas pelos sensores: P104 na descarga do compressor; P106 antes da válvula de expansão do evaporador casco e tubos; P101 na saída do evaporador casco e tubos e P103 na sucção do compressor.

Na Figura 41, é ilustrado o comportamento da pressão manométrica do sistema. As curvas dos sensores P101 e P103 estão praticamente sobrepostas, dessa forma podese observar que, diferente do sistema de expansão seca, a perda de pressão entre o evaporador e a sucção do compressor praticamente inexiste, devido, em grande parte, à proximidade entre os dois equipamentos.

A reduzida perda de pressão na linha entre os equipamentos permite melhor desempenho do sistema, no entanto, exige maior atenção, no que se refere à possibilidade de retorno de líquido para a sucção do compressor, o que significa grande perigo de quebra do compressor. A utilização de separadores de líquido é uma solução interessante nestes casos.

Pela figura, também demonstra grande similaridade nas curvas de pressão de descarga e de condensação do sistema, o que também está relacionado com o bom funcionamento do sistema, pois reduzidas perdas de carga na linha potencializam a capacidade do compressor e do sistema de refrigeração como um todo.

Na Figura 42, é apresentado o comportamento das temperaturas do circuito secundário durante todo o processo.



Figura 42 : Comportamento das temperaturas do circuito secundário T[°C]

As curvas da Figura 42 representam o comportamento das temperaturas registradas na linha de refrigerante secundário pelos sensores: T307 na saída do trocador de calor da câmara; T301 na entrada do evaporador casco e tubos; T306 na entrada do trocador de calor da câmara; T305 na saída do tanque de termoacumulação; T303 na entrada do tanque de termoacumulação e T302 na saída do evaporador casco e tubos.

Na Figura 42, é ilustrado o comportamento da temperatura do sistema secundário durante a operação da termoacumulação. É possível observar que todas as temperaturas observadas apresentam um leve aumento ao longo do tempo, conforme a chegada dos horários onde a temperatura do dia é mais elevada, fato que indica sensibilidade à temperatura externa.

É possível perceber também que no período, quando o compressor permaneceu desligado, os dois pontos que apresentaram maior variação da temperatura foram os sensores instalados na saída do evaporador e na entrada do tanque de temoacumulação. Os demais pontos avaliados registraram um aquecimento moderado e com uma inclinação constante na curva, sendo o aquecimento imposto durante o processo inferior a 1°C.

Um fator muito importante a ser considerado pela avaliação dos resultados é o aumento de temperatura do fluido durante a trajetória entre o evaporador e o tanque de termoacumulação. Esse valor chega a ser de 4°C em a lguns momentos e acarreta em significativa perda para o processo.

A variação da temperatura durante as três horas em que o compressor esteve desligado não acarretou em grande variação na temperatura interna da câmara, o que pode ser ilustrado pela Figura 43.



Figura 43: comportamento da temperatura interna e externa da câmara com termoacumulação

As curvas da figura anterior representam o comportamento das temperaturas registradas pelos sensores; T501 no ambiente externo á câmara; T401 dentro da câmara na sucção do evaporador; T402 no centro da câmara e T403 dentro da câmara na saída do trocador de calor.

Na Figura 43, é ilustrado o comportamento da temperatura dentro e fora da câmara. Percebe-se que a temperatura ambiente oscila em função do horário atingindo um ponto de máxima temperatura no período próximo às 17:30 h.

Os três sensores instalados dentro da câmara funcionaram durante os testes e indicaram grande homogeneidade na temperatura interna da câmara, é possível perceber que as curvas estão sobrepostas na Figura 43. O comportamento dentro da câmara não apresentou significativo aumento de temperatura em função do desligamento do compressor, variando em média 0,5 °c no período sit uado entre as 18:00 e as 21:00 horas Dessa forma abre-se a discussão sobre a utilização de tempos maiores do que três horas, visando uma economia mais significativa do consumo energético.

O gráfico da Figura 44 foi obtido pela avaliação dos dados coletados pelos sensores dataloggers Testo posicionados dentro e fora da câmara.

S



S

Figura 44: Gráfico do comportamento da umidade relativa e da temperatura dentro e fora da câmara durante aplicação da termoacumulação.

Pela avaliação do gráfico percebe-se que a umidade interna permanece praticamente constante, enquanto a umidade relativa ambiente sofre significativa alteração em decorrência do tempo. As medições de temperatura interna e externa revelaram pequena alteração da temperatura tanto dentro da câmara, como fora dela,

Novamente é possível perceber coerência nas leituras efetuadas pelo sensor datalogger e os sensores PT-100, O sensor datalogger não registrou um aumento significativo da temperatura dentro da câmara em decorrência do desligamento do compressor.

Os três sensores instalados dentro da câmara apresentaram leitura semelhante de temperatura inclusive comparado com os sensores PT100 alocados no centro da câmara e na sucção dos equipamentos de troca de calor.

Essa semelhança nos valores registrados indica que a ventilação no interior da câmara é eficiente na função de espalhar o ar resfriado.

Podem-se tomar por base os valores obtidos pelos sensores dataloggers como forma de revalidar a calibração efatuada para os sensores PT100.

A avaliação do consumo de energia foi obtida através da análise das potências do compressor e da bomba centrífuga, durante toda a aplicação. Para isso foi construído um gráfico com os valores registrados da potência da bomba e do compressor.

Na Figura 45, é ilustrado o comportamento das potências consumidas pelo compressor e pela bomba.



Figura 45: comportamento da potência (kW) do compressor e da bomba no sistema de termoacumulação.

A figura ilustra com clareza o período de três horas em que o compressor permaneceu desligado. O comportamento da potência do compressor apresentou oscilações ao longo do tempo, mas manteve-se sempre em valores entre 4 e 5 quilowatts enquanto a potência da bomba permaneceu praticamente constante durante o período avaliado.

Mediante os valores de potência consumida pela bomba e pelo compressor, foi possível comparar em termos de eficiência energética quatro tipos de configurações de projeto para a aplicação da refrigeração em uma câmara de temperatura negativa dentre elas cita-se o sistema de expansão seca, o sistema secundário com termoacumulação e o sistema secundário sem termoacumulação.

O fato da temperatura interna da câmara não ter atingido -18°C inviabilizou a utilização da resistência elétrica para variação da carga térmica no interior da câmara.

Em decorrência da capacidade do sistema não ser equivalente à estimada, os dados de temperatura coletados durante a aplicação foram utilizados para calcular a carga térmica do sistema e também para avaliar qual parte do circuito foi a maior responsável pela não redução da temperatura da câmara ao valor de -18°C.

S

5.6 Avaliação da carga térmica do tanque de termo acumulação.

S

O circuito de refrigeração com R404a foi alterado a partir do acionamento da válvula de expansão que dá acesso ao evaporador casco e tubos. Concomitantemente, as válvulas de acesso ao evaporador da câmara foram fechadas.

Dessa forma, o compressor passou a trabalhar em função do resfriamento do fluido refrigerante secundário e o mesmo começou a ser bombeado to tanque para o trocador de calor da câmara, e do trocador para o evaporador.

O sistema de refrigeração trabalhou com a válvula de controle de capacidade fechada, utilizando-se toda a capacidade do compressor no resfriamento do fluido até o equilíbrio do sistema.

Quando a câmara atingiu a temperatura de - 4°C, o s istema entrou em regime e durante o período de três dias a temperatura permaneceu inalterada, indicando o equilíbrio do sistema. Com os dados coletados neste período, calculou-se a carga térmica do sistema secundário, levando em consideração não somente o interior do tanque, mas também toda a linha de bombeamento que conduz o fluido.

Os valores de temperatura do circuito de refrigeração por R404a apresentaram pequenas variações ao longo do período avaliado, sendo a maior variação verificada no sensor da descarga do compressor que vario entre valores de 68°C e 72°C. Os demais sensores registraram variações menores do que 1°C. Dessa forma foi calculada uma média das temperaturas e das pressões nos pontos de controle e os valores foram utilizados para calcular a carga térmica do sistema em função do catálogo do compressor.

O cálculo da carga térmica do sistema secundário seguiu o mesmo raciocínio do cálculo da carga térmica da câmara com o sistema de expansão seca. Levou-se em consideração que a capacidade máxima do compressor durante o período em que o sistema está em regime permanente é igual ao valor da carga térmica do sistema.

Utilizando novamente a tabela obtida pelo catálogo do compressor, foi possível calcular a razão de compressão (R) e a eficiência volumétrica (λv) em função das temperaturas de evaporação e condensação.

A Tabela 22 demonstra o valor médio dos valores de pressão e temperatura medidos pelos sensores durante o período em que o circuito frigorífico foi utilizado para refrigerar o fluido secundário.

S

Temperat	uras do circuito (℃)	Pressõe	es do circuito (bar)
T101	-27,91	P101	2,01
T102	-22,68	P102	2,01
T103	-21,61	P103	2,01
T104	66,31	P104	12,43
T106	25,02	P105	12,32

Tabela 22 Valores de temperatura e pressão média no circuito primário durante refrigeração do fluído secundário

Conforme os valores apresentados, na tabela anterior, o valor da razão de compressão foi calculado obtendo-se: R = 6,2. Enquanto o cálculo da eficiência volumétrica, efetuado através de equação da curva de calibração representado na Figura 28, revelou o valor: $\lambda v = 0.818$.

Na Tabela 23, são mostrados os valores obtidos para o circuito de refrigeração durante a aplicação da carga térmica. São apresentados os valores de eficiência volumétrica, R, carga térmica e vazão de fluido, todos calculados, conforme dados do catálogo do compressor.

Variável	Valor	Unidade
P104 (bar)	12,40	Bar
P111 (bar)	2,0	Bar
R	6,20	-
Eficiência Vol	0,818	%
Dh	118,97	kJ/kg
v suc	0,1543	m3/kg
Q	21398	kJ/h
Q	5,94	kW
vazão mássica Densidade kg/m3	0,052 990,10	kg/s kg/m3
Vazão (L/min)	3,03	L/mim

Tabela 23: Cálculo da carga térmica e da vazão de fluído refrigerante.

O cálculo da carga térmica do sistema secundário revelou um valor superior ao calculado para a câmara frigorífica durante a expansão seca.

Enquanto o valor calculado para o sistema de expansão seca apresentou um valor de 5,24 quilowatts, o valor da carga térmica do sistema secundário apresentou um valor de 5,94 quilowatts. Essa diferença observada entre os dois sistemas havia sido prevista nos cálculos estimados. Esse aumento da carga térmica pode ser explicado pelo calor adicional trocado pelo tanque e pela tubulação por onde a solução de etanol é bombeada.

Dentro dos fatores que podem ter contribuído com o baixo rendimento do sistema frigorífico, durante o resfriamento do fluido térmico, pode-se citar o isolamento térmico do tanque, que se apresentou insatisfatório na manutenção da temperatura da termoacumulação. O isolamento da tubulação também se mostrou ineficiente, uma vez que foi observada significativa alteração da temperatura entre os pontos verificados no período avaliado.

Para melhor compreensão sobre o motivo da variação da temperatura no trajeto percorrido pela solução de etanol, a tubulação foi dividida em três partes. A avaliação envolveu também o interior do tanque, onde a temperatura não se apresentou uniforme.

Na Tabela 24, são apresentadas as médias dos valores de temperatura coletadas ao longo do circuito de refrigerante secundário durante o período em que o circuito permaneceu em regime estacionário.

Trecho	T inicio (℃)	T final (℃)	Ambiente do trajeto (℃)	Δ T (℃)	Comprimento da tubulação m	Área de troca térmica m ²
Evaporador - Tanque	-12,73	-9,6	e/i	3,13	37	16,24
Dentro do Tanque	-5,7	-5,7	е	3,9	-	25,72
Tanque - Câmara	-8,16	-6,44	e/i	3,16	14	6,15
Câmara - Evaporador	-5,34	-5,12	i	0,22	25	10,97

Tabela	24:	Temperaturas	registradas	pelos	sensores	de	temperatura	da	linha	de
Etanol.										

e/i =Ambiente externo e interno: i = Ambiente interno e = Ambiente externo

É possível distinguir a linha total em três grandes componentes que conduzem o fluido secundário até os três equipamentos tanque, Trocador de calor e Evaporador, onde efetivamente a troca térmica acontece. No entanto percebe-se grande troca de calor durante o percurso na linha isolada.

O trecho situado entre o Evaporador e o tanque apresentou um aquecimento médio de aproximadamente 3°C, o mesmo aquecimento verificado no trecho compreendido entre o tanque e a câmara. No entanto não foi observado grande variação na temperatura na linha entre o trocador de calor e o Evaporador.

Dessa maneira, observa-se que as linhas que apresentam trechos na parte externa do prédio, onde a incidência de luz solar acontece diretamente sobre a tubulação, apresentam maior variação da temperatura independente do comprimento total da linha, mas com grande influência da extensão da linha no ambiente externo. A exposição às chuvas também é um fator que aumenta a transferência de calor.

A variação da temperatura dentro do tanque levou em conta a temperatura de entrada e de saída do mesmo e revelou um aumento próximo a 4°C. O tanque está localizado em um ambiente desprotegido contra a incidência de luz solar e sob a influência da ventilação natural e da ocorrência de chuvas.

Avaliação do calor trocado dentro do Evaporador

S

Foi realizado um cálculo do calor retirado do etanol para efetiva comparação com o calor de evaporação do Refrigerante R404a.

A partir do valor de vazão indicado pelo sensor, efetuou-se o calculo da carga térmica relacionada ao resfriamento da solução de etanol (50% m/m) dentro do evaporador.

Na Tabela 25, estão apresentados os valores de temperatura obtidos na entrada e na saída da solução de etanol, no evaporador de casca-tubo. A tabela tambem mostra os valores das propriedades termo-físicas a vazão volumétrica média do fluído e o valor calculado para o calor trocado. Os valores das propriedades termo-físicas da solução de etanol foram obtidos através programa Coolpack.

Tabela 25: Dados de temperatura e vazão do sistema e calor trocado no evaporador casco e tubos.

Temperatura de entrada do Evaporador (℃)	Temperatura de saída do Evaporador (℃)	Densidade (kg/m ³)	Calor Específico (kJ/(kg.K))	Vazão (m ³ /h)	Vazão (kg/h)	Calor trocado (kW)
-5,12	-12,73	933,88	3,6535	0,8	747,1	5,780

O calor calculado e trocado no evaporador apresenta proximidade com o valor da carga térmica estimada na evaporação do refrigerante primário, sendo que o cálculo da carga térmica pelo método de eficiência volumétrica apresentou um valor de 5,94 quilowatts, enquanto o valor calculado a partir dos dados de vazão e temperatura da solução de etanol apresentou um valor de aproximadamente 5,8 quilowatts.

Avaliação do calor trocado dentro da Câmara pelo fluido secundário

A carga térmica da câmara fria durante a aplicação da refrigeração com o circuito secundário foi avaliada mediante a observação da variação de temperatura registrada na entrada e na saída do trocador de calor. Para este cálculo foram considerados os valores das temperaturas coletadas durante o período em que o compressor permaneceu ligado em regime permanente.

Na Tabela 26, são apresentados os valores das temperaturas médias registradas pelos sensores de entrada e saída do trocador de calor, as propriedades termo-físicas da solução de etanol obtidas no Coolpack e o valor calculado para o calor transferido na câmara.

Tabela	26:	Valores	de	temperatura	е	calor	trocado	na	câmara	nas	condições	de
processo estacionário com termoacumulação.												

Temperatura de entrada na câmara (℃)	Temperatura de saída da câmara (℃)	Densidade (kg/m3)	Calor Específico (kJ/(kg.K))	Vazão (m3/h)	Vazão (kg/h)	Calor (kW)
-6,44	-5,34	930,9	3,6685	0,8	744,72	0,835

É possível observar que a carga térmica referente a câmara representa pequena parcela da carga térmica calculada para o sistema secundário total. A capacidade total do sistema está sendo desperdiçada na troca térmica observada entre a linha de refrigerante secundário e o ambiente externo

Todo calor retirado do fluido durante a evaporação é trocado durante o percurso até o retorno ao evaporador, o que impede o resfriamento da câmara a temperaturas inferiores a -4°C. Dessa forma a aplicação de tempe raturas menores do que -18 ficou impossibilitada para este circuito.

5.7 Comparação entre os sistemas

S

Cálculos do consumo energético e do custo na energia elétrica operacional

Os sistemas estudados foram comparados entre si mediante a avaliação do consumo de energia.

A aplicação estudada tem por objetivo sua utilização em ambientes industriais e comerciais que utilizam da refrigeração para conservação de produtos perecíveis.

Dentro das possibilidades dispostas na tabela de tarifação energética disponível no Anexo, os cálculos dos gastos com energia elétrica foram realizados considerando tanto os valores de tarifa azul quanto da tarifa verde para a aplicação dos sistemas de expansão seca com a aplicação de carga adicional, sem carga adicional, sistema secundário com termoacumulação e sem termoacumulação.

A partir dos valores de potência consumida registrados. Efetuou-se o cálculo do consumo total de energia durante o período de 24 horas, conforme o gráfico de Potência em função do tempo dos quatro sistemas em discussão.

Os valores de potência consumidos no período fora de ponta foram multiplicados pelo valor da tarifação correspondente, enquanto o consumo nas três horas complementares foi multiplicado pelo valor da tarifa do horário de ponta.

A Tabela 27 resume os valores obtidos a partir dos cálculos dos gastos com energia elétrica segundo a tabela de tarifação Azul para os grupos A4 e A2.

	Gasto por demanda energética (R\$)								
Sistema aplicado	Tarifa	a Azul A4		Tarifa Azul A2					
	Fora de Ponta (21h)	Ponta (3h)	Total (24h)	Fora de Ponta (21h)	Ponta (3h)	Total (24h)			
Secundário com termoacumulação	1038,62	159,36	1197,98	366,57	97,37	463,94			
Secundário sem termoacumulação	1038,62	601,48	1640,1	366,57	367,5	734,07			
Expansão seca com carga extra	498,34	288,59	786,93	175,88	176,33	352,21			
Expansão seca sem carga extra	481,86	279,05	760,91	170,07	170,5	340,57			

Tabela 27: Valores de gasto com energia	a elétrica calculados segundo ta	ibela de
tarifa Azul.	-	

O cálculo do gasto de energia levou em consideração a potência consumida e o período de tempo decorrido enquanto o equipamento permaneceu ligado.

S

O sistema com termoacumulação revelou o menor gasto com energia elétrica durante o período de ponta, com um gasto equivalente a 159,36 R\$ segundo os valores do grupo A4 causando uma economia equivalente a 42,89 % nos gastos em comparação com o sistema de expansão seca, que apresentou um gasto calculado em 279,05 R\$ durante o mesmo período.

Levando em consideração o gasto de energia durante 24 horas, o sistema por expansão seca apresenta um gasto próximo a 761 R\$, equivalente a 63,5 % do gasto total com o sistema de termoacumulação. Isso se deve ao elevado gasto de potência promovido pelo sistema secundário durante o período fora de ponta, que levou a um gasto equivalente a 1038,62 R\$ para o grupo A4 e enquanto o cálculo de gasto com a expansão seca para o mesmo período revelou um valor de 481,86 R\$.

A aplicação da termoacumulação apresentou menor gasto de energia em comparação com o sistema secundário sem termoacumulação. A economia chegou a 73 % nos gastos durante o período de ponta e chegou a 26,9% de economia durante o período de 24 horas na avaliação dos gastos nos dois grupos A4 e A2..

A Tabela 28 ilustra os valores obtidos através dos cálculos de gasto energético a partir da tarifa Verde para dois grupos, A4 e A3.

	Gasto por demanda energética								
Sistema aplicado	<u>Tarifa</u>	Verde A4		Tarifa Verde A3					
	Fora de Ponta (21h)	Ponta (3h)	Total (24h)	Fora de Ponta (21h)	Ponta (3h)	Total (24h)			
Secundário com termoacumulação	1038,62	39,31	1077,93	670,75	25,39	696,14			
Secundário sem termoacumulação	1038,62	148,37	1186,99	670,75	95,82	766,57			
Expansão seca com carga extra	498,34	71,19	569,53	321,83	45,98	367,8			
Expansão seca sem carga extra	481,86	68,84	550,7	311,19	44,46	355,64			

Tabela 28:	Valores	de gasto	com e	energia	elétricos	calculados	segundo	tabela o	de
tarifa Verd	e.	-		-			_		

A avaliação dos valores calculados demonstra que o sistema com termoacumulação apresentou menor gasto com energia elétrica durante o período de ponta, tanto para as tarifas verdes quanto para as tarifas Azuis.

S

Observou-se que a variação, em termos percentuais, entre os gastos de calculados para os diferentes sistemas, são equivalentes para as diferentes tarifações. A economia gerada a partir da utilização da termoacumulação durante o período de ponta foi equivalente a 42,89 %, a mesma porcentagem verificada nos cálculos com a tabela Azul.

Avaliando os cálculos explicitados nas tabelas anteriores, percebe-se que a termoacumulação apresenta-se vantajosa, quando comparada com um sistema secundário sem termoacumulação. A economia nos gastos finais com a energia elétrica pode ser observada em todos os sistemas de tarifação avaliados para estes dois sistemas.

Além disso, o sistema com a termo acumulação foi capaz de manter a temperatura do interior da câmara durante o período em que o compressor foi mantido desligado, demonstrando ser capaz de estabilizar a temperatura da câmara em -4°C por um período de tempo maior do que 3 horas, o que poderia causar uma redução mais significativa do consumo e gasto de energia.

No entanto, este teste não foi realizado empiricamente. O compressor foi desligado por um período de três horas em todos os testes.

A economia de energia no período considerado de ponta foi superior a 73% em todas as tabelas avaliadas perante a comparação entre os sistemas, com termoacumulação e sem termoacumulação. Na avaliação do gasto total de energia entre os dois sistemas, a economia na utilização da termoacumulação chegou a 26 %, em comparação com o sistema secundário sem a utilização da termoacumulação.

A comparação entre o sistema com termoacumulação e o sistema com expansão seca revelou que, o gasto com energia, no período de ponta, apresenta valor reduzido em 44% em relação ao gasto calculado para o processo por expansão seca. Por outro lado, o consumo total de energia e o gasto total no período de 24 horas demonstraram que o sistema com termoacumulação apresentou-se mais expensivo.

A demanda elétrica ocasionada pela bomba do fluido secundário em conjunto ao consumo de potência do compressor, ocasionaram maior gasto de energia no período de 21 horas, considerado fora de ponta. Verificou-se ainda, que o consumo de potência do compressor apresentou um valor maior durante a aplicação da termoacumulação em

comparação com o funcionamento durante a expansão seca,, provavelmente pelo fato do sistema apresentar maior carga térmica, o que leva a um maior consumo de potência no compressor, fato comprovado pela comparação do consumo de energia dos sistemas de expansão seca com e sem carga térmica adicional.

Na comparação entre os sistemas de refrigeração por expansão seca, com e sem a perturbação adicional mediante acionamento da resistência elétrica, percebe-se que houve um pequeno aumento de consumo de potência do sistema, onde a carga térmica foi acrescida.

Durante o período de 24 horas, quando a aplicação da carga térmica seguiu uma variação linear de aumento e diminuição em função do tempo, calculou-se a potência média aplicada à câmara em cerca de 0,6 quilowatts, que proporcionou um aumento na potência equivalente a 0,1 quilowatts que foi revertido a um acréscimo de aproximadamente 3% nos gastos com energia.

S
6 <u>Conclusões</u>

S

A aplicação da técnica de termoacumulação revelou-se capaz de atenuar os gastos com energia em sistemas de refrigeração. A comparação entre o sistema de expansão direta e o sistema de termoacumulação, apesar de não ter sido equivalente com relação às temperaturas atingidas no interior da câmara, demonstrou que pode apresentar bons resultados em instalações mediante a otimização no isolamento utilizado, verificando principalmente fatores como exposição à radiação solar e condições ambientais de ventilação e chuvas.

A observação das curvas de potência para a câmara frigorífica revelou um comportamento relativamente estável nos momentos, quando a câmara trabalhou sem a influência de uma carga térmica artificial. A carga térmica da câmara foi calculada em um valor de 5,24 quilowatts com o sistema operando na capacidade máxima, já com o sistema secundário com termoacumulação a carga térmica obtida foi equivalente a 5,94 quilowatts, indicando uma carga térmica extra no sistema, provocada pela troca térmica do fluido secundário no tanque e em circulação na linha com o ambiente.

A refrigeração da câmara mediante a aplicação da expansão seca registrou: a) um comportamento estável nas temperaturas do circuito e também dentro da câmara; b) a potência também apresentou um comportamento estável ao longo do tempo; c) a oscilação da carga térmica pelo acionamento da resistência elétrica apresentou efeitos perceptíveis, mas brandos em todas as variáveis avaliadas de temperatura e pressão do circuito e de temperatura do ar dentro da câmara; d) o comportamento da potência do compressor também registrou pequenas oscilações; e e) a avaliação final do consumo total de energia elétrica demonstrou um pequeno acréscimo na potência em função do aumento da carga térmica do sistema.

A solução de etanol 50% m/m mostrou-se um bom fluido para aplicação na termoacumulação, durante o processo de resfriamento da câmara, embora sua vazão tenha sofrido pequena redução em decorrência da diminuição da temperatura.

A tubulação de aço galvanizado apresentou-se adequada para a aplicação a baixa temperatura, bem como os assessórios implantados na linha para aquisição de dados.

O material de isolamento utilizado também se mostrou adequado uma vez que não houve a condensação de vapor de água na superfície dos isolantes. A manutenção da

94

temperatura do fluido secundário, observada no trajeto situado ao abrigo do laboratório, mostrou evidente a influência que a radiação solar, aliada a fatores ambientais, como vento e chuva, exercem sobre um sistema térmico, bem como a importância do planejamento de uma estrutura de isolamento protegida contra as variações bruscas das condições do ambiente.

Pela avaliação das condições de operação do circuito de refrigerante R404A, foi possível observar que a operação do sistema ligado diretamente à câmara acarretou em grande perda de pressão na linha de retorno, situada entre o evaporador e a sucção do compressor. Este comportamento não foi observado no circuito que operou para resfriamento do fluido secundário, onde houve pequena diferença na pressão de saída do evaporador e de sucção do compressor, devido ao confinamento dos equipamentos em um mesmo ambiente, o que diminui as perdas ocorridas na linha de refrigerante.

De acordo com o estudo desenvolvido, o sistema secundário é capaz de manter a temperatura estável dentro da câmara por períodos superiores a três horas. Essa característica possibilita grande versatilidade para uma aplicação industrial, permitindo a aplicação do sistema em função da necessidade local, podendo deslocar o menor consumo de energia para qualquer período do dia. O sistema pode atuar também em momentos de manutenção imprevista, permitindo maior tempo para reparo do sistema. o que pode, em casos mais específicos, ocasionar substancial economia no consumo energético.

Cabe comentar que o desligamento do compressor por períodos prolongados acaba por interferir também na qualidade de vida dos funcionários, devido a menor exposição os altos ruídos que provém do funcionamento do compressor.

s

7 <u>Sugestões para trabalhos futuros</u>

Conforme o estudo desenvolvido, surgiram questões não planejadas que poderão ser considerados para futuros trabalhos na área.

A implantação do sistema secundário com o objetivo de manter as condições de uma câmara de congelados necessita de grande proteção térmica. Dessa forma será conveniente desenvolver uma proteção física para o tanque e a linha de refrigerante secundário. Evitando a incidência de radiação solar, chuvas e a circulação de ar

A redução da carga térmica do sistema secundário, mediante melhoria do isolamento, tende a possibilitar maior redução da temperatura do sistema. Alem disso a diminuição da carga térmica tem efeito inverso no consumo de potência do compressor, podendo acarretar em melhores resultados na avaliação do consumo de energia.

A circulação do fluído secundário permaneceu praticamente constante durante o estudo. Dado que a temperatura interna da câmara manteve-se constante durante a aplicação do circuito secundário, num estudo futuro poderá avaliar o comportamento do sistema frente a diminuição e aumento da vazão do refrigerante secundário, afim de verificar a possibilidade de redução do consumo energético, mantendo as condições da câmara.

A aplicação do sistema com termoacumulação deve ser estudada frente a variações bruscas da carga térmica para verificação do comportamento e estudar maneiras de controlar a temperatura em função da variação da vazão aplicada pela bomba.

A manutenção da temperatura no interior do tanque é outro fator que deve ser levado em consideração na elaboração de novo estudo da aplicação. Seria interessante a utilização de tanques com serpentinas as quais fossem preenchidas por um fluído térmico que serviria como termoacumulador para o tanque, reduzindo a influência da temperatura externa sobre o fluido termoacumulado. Podendo levar inclusive a maiores tempos de desativação do compressor.

96

8 <u>Referências bibliográficas</u>

- ANEEL, (Agência Nacional de Energia Elétrica). Cadernos temáticos ANEEL.
 Tarifas de fornecimento de energia elétrica / Agência Nacional de Energia Elétrica. - Brasília DF Abril, 2005.
- 2. ARI Guideline T-2002. Specifying the Thermal Performance of Cool Storage Equipment, Air-Conditioning and Refrigeration Institute: Arlington, VA, 2002.
- ASHRAE. Fundamentals Handbook (SI Edition) American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Atlanta – EUA, p. 155 – 160. 2001.
- 4. ASHRAE. **Handbook Applications** (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditionig Engineers, Inc.). Atlanta EUA, 2003.
- 5. ASHRAE. Handbook, HVAC Systems and Equipment. American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, GA. 2008.
- ASHOK, S.; BANERJEE, R. "Optimal cool storage capacity for load management".
 IEEE Transactions on Power Systems, Vol. 28, pages. 115-126, 2003.
- 7. BAHNFLETH, W.P.; MUSSER, A. Thermal performance of a fullscale stratified chilled-water thermal storage tank. ASHRAE Trans., 377–388, 1998.
- BRASIL, BANCO CENTRAL Notas econômico-financeiras. disponível em http://www.bcb.gov.br/ acessado em 12/09/2010.
- CNI (CONFEDERAÇÃO NACIONAL DA INDUSTRIA), MATRIZ ENERGÉTICA: Cenários, Oportunidades e Desafios. Brasília 2007.
- 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>. Acessado em 15/08/2010.
- 11. CORTEZ, L.A.B; HONÓRIO, S.L; MORETTI, C. L. **Resfriamento de Frutas e Hortaliças**. EMBRAPA Hortaliças, p.172., Brasília, DF 2002.
- 12. CPFL ENERGIA. Práticas de utilização consciente da energia elétrica. Programa de eficiência energética. Disponível em: http://www.cpfl.com.br/LinkClick.aspx?fileticket=ea0cJ3HPxOw%3D&tabid=1102& mid=1833&language=pt-BR acesso em 11/09/2010.

- DELVENTURA, R., EVANS, C.L., RICHTER, I. Secondary loop systems for the supermarket industry. Bohn White paper setembro de 2007. Disponível em: <u>http://www.thecoldstandard.com/bohnwhitepaper/</u>. Acessado em 14/10/2010.
- 14. DOSSAT, R. J. Princípios de refrigeração: teoria, prática, exemplos, problemas, soluções. São Paulo: Hemus, p. 884, 1995.
- 15. DORGAN, C.E.; ELLESON, J.S. Design Guide for Cool Thermal Storage; ASHRAE: Atlanta, GA, 1993.
- 16. Dow. Product Information: Dowtherm J, 2009. Disponível em http://www.dow.com/PublishedLiterature/dh_0040/0901b80380040b97.pdf?filepat h=heattrans/pdfs/noreg/176-01465.pdf&fromPage=GetDoc, 2009 (Acessado em 10/08/2010).
- 17. EGOLF P, KAUFFELD M. From physical properties of ice slurries to industrial ice slurry applications. **International Journal of Refrigeration**. vol 29, p 4-12 Jan 2005.
- 18. ELLESON, J.S. Successful Cool Storage Projects: From Planning To Operation; ASHRAE: Atlanta, GA, 1997.
- ENGSTEIN. K., LINDH. J., Refrigerant Management: The issue of minimizing refrigerant emissions, M;Sc. Thesis, Royal Inst. Technology, Dept. Energy Technology, Stockolm, Sweden, 2004.
- 20. EPE Empresa de Pesquisa Energética. Consumo nacional de energia elétrica por classe 1995-2009. Economia e Mercado Energético. Disponível em: http://www.epe.gov.br/mercado/Paginas/default.aspx. Acessado em 23/03/2010.
- 21. EPE Empresa de Pesquisa Energética. Resenha mensal do Mercado de energia elétrica Ano III N°36 Setembro de 2010.
- FARAMARZI, R. AND WALKER. D. Investigation of Secondary Loop Supermarket Systems. Report Prepared for the California Energy Commissio. 2004.
- 23. FIORI, J. J. Avaliação do desempenho energético e operação de uma Câmara de estocagem com fluido secundário termoacumulado. Campinas SP Dissertação de mestrado Engenharia de Alimentos, Universidade Estadual de Campinas, 2009.
- FREIRE, E. S. M. Projeto do sistema de ar condicionado de uma cooperativa. Trabalho de conclusão de curso (Licenciatura em Engenharia Mecânica), Instituto Superior Técnico – Departamento de Engenharia Mecânica. Portugal, p 39, 2001.

Disponível em: http://www.dem.ist.utl.pt/~m_pta/pdf/EsauFreire.pdf. Acessado em 14/07/2010.

- 25. GATLEY, D. P. Cooling thermal storage. **Heating, Piping and Air Conditioning**, v. 59, n. 4, p. 73-83, 1987.
- 26. HORTON. W. T., GROLL. E. A., Secondary Loop Refrigeration in Supermarket Applications: A Case Study, 21° International Congress of Refrigeration, IIR, Washington, DC, 2003.
- 27. IBGE (Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística). Diretoria de pesquisas, Coordenação de contas Nacionais 2010 Disponível em: http://www.ibge.gov.br/home/presidencia/noticias/noticia_visualiza.php?id_noticia= 1631&id_pagina=1, acessado em 20/09/2010.
- INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P. Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa. 4ª edição. São Paulo, Brasil: LTC, 2003.
- 29. JOFFILY, L. A. L., MUNDIN, S. L. Análise experimental de desempenho de compressores de refrigeração. Relatório final submetido para obtenção do grau de Engenheiro Mecãnico p. 5 Brasília 2004.
- 30. KAZACHKI, G., BAYOGLU, E., AND GAGE., C. Comparative evaluation of heat-transfer fluids for secondary loop systems. Presentation at the International Conference on Alliance for Responsible Atmospheric Policy, Washington Ozone-Protection Technologies, 1997.
- 31. KAZACHKI, G., HINDE, D. Secondary coolant systems for supermarkets. ASHRAE Journal., p. 34 – 46. September 2006.
- 32. BRASIL. Decreto Lei nº 8.631, de 4 de março de 1993, que dispõe sobre a fixação dos níveis das tarifas para o serviço público de energia elétrica, extingue o regime de remuneração garantida e dá outras providências. Diário Oficial da República Federativa do Brasil, Brasília, 4 março de 1993.
- 33. LIMA, B. Projecto de um sistema de ar condicionado do Museu Marítimo e Regional de Ílhavo. Trabalho de conclusão de curso (Licenciatura em Engenharia Mecânica), Instituto Superior Técnico – Departamento de Engenharia Mecânica. p. 20 Portugal, 2002, Disponível em <www.dem.ist.utl.pt/~m_pta/pdf/60projecto.pdf>. Acessado em 12/08/2010.
- 34. LIU ET AL. A Comparison of the Field Performance of Thermal Energy Storage (TES) and Conventional Chiller Systems, Energy: 19,8, 1994. p. 889. Agência

Nacional de Energia Elétrica (Brasil). Condições gerais de fornecimento de energia elétrica. Brasília: ANEEL, p. 76, 2000.

- 35. MACCRACKEN, M. M. Thermal energy storage myths. **Energy Engineering**, v. 101, n. 4, p. 69-80, 2003.
- MELINDER Å. Properties and other aspects of aqueous solutions used for single phase and ice slurry applications. International Journal of Refrigeration. P. 1-7 2010.
- 37. MELINDER Å. Thermalphisical properties of Aqueous solutions used as secondary working fluids. KTH energy and evironmental technology. School of industrial engeneering and management Royal institute of technology Stockholm Sweden, 2007.
- 38. MELINDER, A. Update on Secondary Refrigerants for Indirect Systems, Proceedings of the IEA Annex 26 Workshop, Stockholm, Sweden, October. Advanced Supermarket Refrigeration/Heat Recovery Systems, 2000.
- 39. MELINDER, A. Thermophysical properties of aqueous solutions used as secondary working fluids. Division of Applied Thermodynamics and Refrigeration, Ph.D. dissertation, Royal Institute of Technology Stockholm, Sweden, 2007.
- 40. PALM B. Refrigeration systems with minimum charge of refrigerant. **Applied Thermal Engineering**.;27(10): p. 1693-1701 2007.
- 41. 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, p.138, 2006. Dissertação (Mestre em Engenharia de Alimentos), Faculdade de Engenharia de Alimentos, Universidade Estadual de Campinas.
- 42. SERASA EXPERIAN Indicador Serasa Experian de Atividade Econômica, 2010.

Disponível em:

http://www.serasaexperian.com.br/release/noticias/2010/noticia_00156.htm acessado em 11/11/2010.

43. SILVA, F. V. Comparação do desempenho de um sistema de refrigeração para resfriamento de liquido, controlado a diferentes modos de controle. Campinas, 2003, 327p. Tese (Doutor em Engenharia de Alimentos), Faculdade de Engenharia de Alimentos, Universidade Estadual de Campinas.

- 44. SILVETTI. B.; Thermal Energy Storage. Encyclopedia of Energy Engineering and Technology - 3 Volume Set - Chapter 163, P 1412–142. 2007.
- 45. TANABE, C. S., CORTEZ, L. A. B. Perspectivas da cadeia do frio para frutas e hortaliças no Brasil. MERCOFRIO 98 – Feira e Congresso de Ar Condicionado, Refrigeração, Aquecimento e ventilação de Mercosul. Disponível em <u>HTTP://www.cabano.com.br/frio%20e%20frutas.htm>. Acessado</u> em 12/09/2010.
- 46. PEROBELLI, F. S., MATTOS, R. S., FARIA, W. R. Interações energéticas entre o Estado de Minas Gerais e o restante do Brasil: uma análise inter-regional de insumo-produto. Economia. Aplicada. Ribeirão Preto, v. 11, n. 1, Mar. 2007 Ure, Z., Benefits that flow from secondary systems. RAC J. p. 32 – 37. Julho de 2000.
- VANDERLEY A. H. S., KOVALESKI. J. L. Eficiência energética nas industrias: Cenários & oportunidades. XXIV Encontro Nacional de Engenharia de produção – Florianópolis, SC, Brasil, 03 a 05 de Novembro 2004.

Anexos

Grupo "A" Alta E Média	Subgr Port. 456/	upo As ′00 - Art.82	Sub (88 K)	grupo A2 v À 138 Kv)	Sub <u>(</u> (30 K	grupo A3a v A 44 Kv)	Subgrupo A4 (2,3 Kv A 25 Kv)		
Tensão (Rte 7,9)	Demanda R\$ /KW	Consumo R\$ /MWh	Demanda R\$ /KW	Consumo R\$ /MWh	Demanda R\$ /KW	Consumo R\$ /MWh	Demanda R\$ /KW	Consumo R\$ /MWh	
Convencionais	46,22	161,32			22,32	161,32	31,31	161,32	
Horo-Sazonais	-	-	-	-	-	-	-	-	
				Tarifa Azul					
Ponta Seca	33,84	249,04	19,79	249,04	23,84	249,04	32,39	249,04	
Ponta Úmida	33,84	226,21	19,79	226,21	23,84	226,21	32,39	226,21	
Fora De Ponta Seca	8,35	159,12	2,82	159,12	5,16	159,12	7,99	159,12	
Fora De Ponta Úmida	8,35	145,87	2,82	145,87	5,16	145,87	7,99	145,87	
Ultrapassagem									
(PS Ou PU)	101,52	-	59,37	-	71,52	-	97,17	-	
(FPS Ou FPU)	25,05	-	8,46	-	15,48	-	23,97	-	
				Tarifa Verde					
Ponta Seca	8,35	1034,75	-	-	5,16	802,51	7,99	1.001,06	
Ponta Úmida	8,35	1011,92	-	-	5,16	779,68	7,99	958,23	
Fora De Ponta Seca	8,35	159,12	-	-	5,16	159,12	7,99	159,12	
Fora De Ponta Úmida	8,35	145,87	-	-	5,16	145,87	7,99	145,87	
Ultrapassagem									
Seco E Úmido	25,05	-	-	-	15,48	-	23,97	-	

Tabela 29: Tarifas para o fornecimento de energia elétrica ANEEL

Fonte: ANEEL 2010.

	TEMPE	RATURA DO) AR (C)	CHUV	′A (mm)	ι	JMIDADE (%	5)
MES	média	máxima absoluta	mínima absoluta	média	máx 24hs	(9hs)	(15hs)	média
JAN	24,7	36,2	14,0	280,3	132,2	78	57	67,5
FEV	24,9	35,6	14,2	215,9	104,8	78	54	66
MAR	24,7	35	15,0	162,3	107,6	73	50	61,5
ABR	23,05	34,1	7,0	58,6	68,0	72	47	59,5
MAI	20	32	4,0	63,3	143,4	75	46	60,5
JUN	18,8	31,0	0,0	35,4	35,5	75	43	59
JUL	18,5	32,0	2,0	43,3	50,8	73	41	57
AGO	20,5	34,4	5,0	22,9	34,2	67	36	51,5
SET	21,8	37,6	5,6	59,5	48,0	68	43	55,5
OUT	23,3	37,4	9,4	123,5	110,4	70	46	58
NOV	23,8	36,8	10,9	155,6	88,0	72	49	60,5
DEZ	24,3	36,0	11,6	203,9	126,5	75	54	64,5
ANUAL	22,4	37,6	0,0	1424,5	143,4	73	47	60

Tabela 30: Condições climáticas médias de Campinas.

Fonte: CEPAGR Centro de Pesquisas Meteorológicas e Climáticas Aplicadas à Agricultura 2010.

Apêndice

Tabela 31: Curvas de calibração dos sensores PT 100

Sensor	Posição	Calibração	Ajuste R ²
T101	Entrada no Evaporador casco e tubo	y = 50,961x + 4847,4	0,99999
T102	Saída do evaporador casco e tubo	y = 51,221x + 4915,9	0,99999
T103	Entrada no compressor	y = 50,657x + 4909,6	0,9999
T104	Saída do compressor	y = 49,564x + 4939,0	0,99999
T105	Entrada condensador água	y = 50,996x + 4880,1	0,99999
T106	Saída do condensador a água	y = 51,096x + 4851,2	0,99999
T107	Antes da válvula de expansão	y = 50,350x + 4865,6	0,99999
T108	Antes da válvula de expansão na Câmara	y = 51,025x + 4879,5	0,99999
T109	Entrada no evaporador na Câmara	y = 50,843x + 4893,9	0,99999
T110	Dentro do evaporador na Câmara	y = 49,529x + 4925,9	0,9997
T111	Saída do Evaporador na Câmara	y = 50,850 + 4891,10	0,99999
T201	Entrada da Água no condensador	y = 50,707x + 4889,7	0,99999
T202	Saída da Água no condensador	y = 50,286x + 4859,7	0,9999
T301	Entrada de R.S no Evaporador casco e tubo	y = 51,029x+ 4872,3	0,99999
T302	Saída de R.S no Evaporador casco e tubo	y = 51,025x + 4869,6	0,99999
T303	Entrada do Refrigerante Secundário (R.S) no tanque	y = 49,714x + 5040,3	0,99999
T304A	Dentro do tanque de R.S Extremidade direita	y + 50,889x + 4991,1	0,99999
T304B	Dentro do tanque de R.S centro	y = 43,643x + 4637,4	0,9994
T304C	Dentro do tanque de R.S Extremidade esquerda	y =50,690x + 4810,10	0,99999
T305	Saída de R.S do Tanque	y = 50,957x + 4928,6	0,99999
T306	Entrada do R.S no Trocador de calor da Câmara	y = 50,589x+4892,60	0,99999
T307	Saída do R.S no Trocador de calor da Câmara	y = 51,025x + 4875,5	0,99999
T401	Retorno ventilação Evaporador da Câmara	y = 51,154x + 4881,4	0,99999
T402	Ponto central da câmara	y = 50,914x + 4889,4	0,99999
T403	Retorno ventilação Evaporador da Câmara	y = 50,764x + 4888,6	0,99999
T501	Temperatura ambiente próximo a Câmara	y = 50,843 + 4848,10	0,99999

Tarifa azul A4									
Sistema	Secu termoa	ndário com acumulação	Secur termoa	ndário sem acumulação	Expansão seca com carga extra	Expansão seca sem carga extra			
	Bomba	Compressor	Bomba	Compressor	Compressor	Compressor			
Consumo de energia total J em 24 h	141273	343919	141273	393050	256238	248124			
Potencia média kW	1,64	3,98	1,64	4,55	2,97	2,87			
Tarifa energética fora de ponta	7,99	7,99	7,99	7,99	7,99	7,99			
Consumo energético Fora de ponta	1,64	4,55	1,64	4,55	2,97	2,87			
Gasto de energia fora de ponta 21 h (R\$)	275,18	763,44	275,18	763,44	498,34	481,86			
Gasto total fora de ponta (R\$)	1	038,62	1038,62		498,34	481,86			
Tarifa energética horário de ponta	32,39	32,39	32,39	32,39	32,39	32,39			
Consumo energético horário de ponta	1,64	0,00	1,64	4,55	2,97	2,87			
Gasto de energia período de ponta 3 h (R\$)	159,36	0,00	159,36	442,12	288,59	279,05			
Gasto total no período de ponta (R\$)	1	59,36	6	601,48	288,59	279,05			
Gasto de energia por sistema (R\$)	434,53	763,44	434,53	1205,57	786,93	760,91			
Gasto de energia total (R\$)	1	197,98	10	640,10	786,93	760,91			

Tabela 32:Cálculo do gasto de energia elétrica dos quatro sistemas

Tabela 33: Cálculo do gasto de energia elétrica dos quatro sistemas

Tarifa azul A2									
Sistema	Secur termoa	ndário com acumulação	Secur termoa	ndário sem acumulação	Expansão seca com carga extra	Expansão seca sem carga extra			
	Bomba	Compressor	Bomba	Compressor	Compressor	Compressor			
Consumo de energia total J em 24 h	141273	343919	141273	393050	256238	248124			
Potencia média kW	1,64	3,98	1,64	4,55	2,97	2,87			
Tarifa energética fora de ponta	2,82	2,82	2,82	2,82	2,82	2,82			
Consumo energético Fora de ponta	1,64	4,55	1,64	4,55	2,97	2,87			
Gasto de energia fora de ponta 21 h (R\$)	97,12	269,45	97,12	269,45	175,88	170,07			
Gasto total fora de ponta (R\$)	Э	866,57	366,57		175,88	170,07			
Tarifa energética horário de ponta	19,79	19,79	19,79	19,79	19,79	19,79			
Consumo energético horário de ponta	1,64	0,00	1,64	4,55	2,97	2,87			
Gasto de energia período de ponta 3 h (R\$)	97,37	0,00	97,37	270,13	176,33	170,50			
Gasto total no período de ponta (R\$)		97,37	3	67,50	176,33	170,50			
Gasto de energia por sistema (R\$)	194,49	269,45	194,49	539,58	352,21	340,57			
Gasto de energia total (R\$)	4	63,94	7	34,07	352,21	340,57			

Tarifa verde A4								
Sistema	secur termoa	ndário com acumulação	secur termoa	ndário sem acumulação	Expansão seca com carga extra	Expansão seca sem carga extra		
	Bomba	Compressor	Bomba	Compressor	Compressor	Compressor		
Consumo de energia total J em 24 h	141273	343919	141273	393050	256238	248124		
Potencia média kW	1,64	3,98	1,64	4,55	2,97	2,87		
Tarifa energética fora de ponta	7,99	7,99	7,99	7,99	7,99	7,99		
Consumo energético Fora de ponta	1,64	4,55	1,64	4,55	2,97	2,87		
Gasto de energia fora de ponta 21 h (R\$)	275,18	763,44	275,18	763,44	498,34	481,86		
Gasto total fora de ponta (R\$)	1(038,62	1038,62		498,34	481,86		
Tarifa energética horário de ponta	7,99	7,99	7,99	7,99	7,99	7,99		
Consumo energético horário de ponta	1,64	0	1,64	4,55	2,97	2,87		
Gasto de energia período de ponta 3 h (R\$)	39,31	0,00	39,31	109,06	71,19	68,84		
Gasto total no período de ponta (R\$)		39,31	1	48,37	71,19	68,84		
Gasto de energia por sistema (R\$)	314,49	763,44	314,49	872,51	569,53	550,70		
Gasto de energia total (R\$)	10	077,93	1.	186,99	569,53	550,70		

Tabela 34: Cálculo do gasto de energia elétrica dos quatro sistemas

Tabela 35: Cálculo do gasto de energia elétrica dos quatro sistemas

Tarifa verde A2									
Sistema	secur termoa	ıdário com acumulação	secur termoa	ndário sem acumulação	Expansão seca com carga extra	Expansão seca sem carga extra			
	Bomba	Compressor	Bomba	Compressor	Compressor	Compressor			
Consumo de energia total J em 24 h	141273	343919	141273	393050	256238	248124			
Potencia média kW	1,64	3,98	1,64	4,55	2,97	2,87			
Tarifa energética fora de ponta	5,16	5,16	5,16	5,16	5,16	5,16			
Consumo energético Fora de ponta	1,64	4,55	1,64	4,55	2,97	2,87			
Gasto de energia fora de ponta 21 h (R\$)	177,71	493,04	177,71	493,04	321,83	311,19			
Gasto total fora de ponta (R\$)	6	70,75	670,75		321,83	311,19			
Tarifa energética horário de ponta	5,16	5,16	5,16	5,16	5,16	5,16			
Consumo energético horário de ponta	1,64	0,00	1,64	4,55	2,97	2,87			
Gasto de energia período de ponta 3 h (R\$)	25,39	0,00	25,39	70,43	45,98	44,46			
Gasto total no período de ponta (R\$)		25,39		95,82	45,98	44,46			
Gasto de energia por sistema (R\$)	203,10	493,04	203,10	563,47	367,80	355,64			
Gasto de energia total (R\$)	6	96,14	7	66,57	367,80	355,64			