

JOHNNY CHI WE WEI
STEFANO PORTA

3435

SISTEMA DE TERMOACUMULAÇÃO PARA
EMBARCAÇÕES DE RECREIO

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de
São Paulo

São Paulo
1994

JOHNNY CHI WE WEI
STEFANO PORTA

SISTEMA DE TERMOACUMULAÇÃO PARA
EMBARCAÇÕES DE RECREIO

Dissertação apresentada à Universidade de
São Paulo

Área de Concentração :
Engenharia Mecânica - Energia e Fluidos

Orientador :
Silvio de Oliveira Jr

São Paulo
1994

SUMÁRIO

Resumo

1. Introdução

1.1. Objetivos	1
1.2. Caracterização do Problema	2
1.3. Disponibilidade do Mercado	4
1.4. Descrição do Equipamento Proposto	6

2. Estudo Teórico da Termoacumulação

2.1. Definições	7
2.1.1. Técnicas de Termoacumulação	8
2.1.2. Elementos de Termoacumulação	9
2.1.3. Modos de Operação	10
2.1.4. Estratégias de Termoacumulação	11
2.1.5. Controles	12
2.1.6. Economia	13
2.2. Histórico da Termoacumulação	14
2.2.1. Técnicas de Termoacumulação	16
2.2.2. Comparação entre Gelo e Água Gelada	34
2.3. Matriz de Comparação	36
2.4. Termoacumulação Aplicada ao Projeto	37

3. Projeto Básico

3.1. Fatores Limitantes do Projeto	38
3.2. Cálculo das Cargas Térmicas	39
3.3. Cálculo de Capacidade dos <i>Ice in Containers</i>	
3.3.1. Considerações Iniciais	48
3.3.2. Novos Desenvolvimentos	49
3.3.3. Gelo Encapsulado	50
3.3.4. Fluido de Transferência	52
3.3.5. Coeficiente de Troca de Calor	56
3.3.6. Cálculos e Resultados do Projeto	59
3.3.7. Conclusão	64
3.4. Estudo e Seleção dos Refrigerantes	
3.4.1. Introdução	65
3.4.2. Possíveis Refrigerantes	67
3.4.3. Elementos de Comparação entre Refrigerantes	76
3.4.4. Aplicação no Projeto	88
3.4.5. Considerações Finais (Novos Refrigerantes)	89
3.5. Seleção de Isolantes	92
3.6. Interface de Acionamento	95
3.7. Sistemas de Controle	98
3.8. Definição Física e Térmica	102
3.8.1. Cálculo da Temperatura Interna	103
3.8.2. Recálculo da Carga Térmica	106
3.8.3. Ciclo de Refrigeração	110
3.8.4. Dimensionamento do Evaporador	112
3.8.5. Dimensionamento do Condensador	115
3.8.6. Dimensionamento do Acumulador de Gelo	123
3.8.7. Dimensionamento do Tubo Capilar	125
3.9. Projeção de Custos	126

4. Conclusão 128

Bibliografia 130

Apêndice

Ficha Catalográfica

Wei, Johnny C. W. ; Porta, Stefano

Sistema de Termoacumulação para Embarcações de Recreio. São Paulo, 1994.

Dissertação - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.
Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Termoacumulação I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica.

Resumo

Sistemas de termoacumulação são largamente utilizados em aplicações relacionadas a ar condicionado. Este trabalho propõe a utilização do conceito de "Load-Shifting" inerente aos sistemas de termoacumulação para atender especificamente utilitários de embarcações de recreio que não dispõe de fornecimento contínuo de energia.

O estudo abrange uma introdução do conceito de termoacumulação passando por suas técnicas, estratégias e vantagens e a definição do sistema mais adequado para o caso estudado.

Avaliação de performance e preço de isolantes, refrigerantes, materiais secundários e da transferência de calor no sistema, em especial comparando os formatos existentes de containers de gelo foram feitas.

Com os resultados obtidos foi dimensionado todos os equipamentos importantes do sistema e concebido o projeto de um sistema de termoacumulação.

1. Introdução

1.1. Objetivos

Este trabalho visa o projeto de um equipamento de refrigeração que se utiliza da técnica da acumulação térmica buscando assim gerenciar o consumo de energia numa embarcação de recreio.

Para isso será feito um estudo dos vários sistemas de termo-acumulação hoje existentes buscando identificar qual a técnica que melhor se adapta a nossa aplicação.

1.2. Caracterização do Problema

Numa embarcação, a energia elétrica para suas necessidades, tais como iluminação, rádio, instrumentos, motor de arranque, bombas, geladeira é fornecida por baterias.

Com exceção da geladeira essas cargas são pequenas e as baterias são capazes de serem recarregadas por células foto-elétricas e/ou gerador eólico. O compressor de uma geladeira, no entanto tem um consumo relativamente alto sendo indispensável a energia do alternador do motor diesel de propulsão da embarcação para evitar o descarregamento da bateria. Numa geladeira normal o compressor é acionado constantemente. Num veleiro, onde o motor serve apenas como um apoio isso obriga que o motor seja acionado por longos períodos, mesmo que não haja necessidade de locomoção do barco, apenas para repor a carga das baterias. Nas embarcações onde o motor é o único modo de locomoção (lanchas, traineiras, etc) esse problema não é tão crítico.

Uma solução para esse problema, adotada por muitos comandantes, é dispensar todo o sistema de refrigeração em troca de simplesmente um recipiente termicamente isolado para a guarda dos alimentos abastecido com gelo. Apesar do baixo custo e facilidade de operação desse sistema, ele apresenta uma grande desvantagem: redução da autonomia da embarcação, obrigando que a cada 2 ou 3 dias seja feita uma parada em algum porto para adquirir gelo. Isso inviabiliza a realização de viagens para regiões sem infra-estrutura ou travessias mais longas. Solucionando o problema da refrigeração a autonomia fica limitada apenas pelo consumo de diesel, que é bem reduzido numa embarcação a vela e pelo consumo de água potável. Utilizando tanques apropriados de água e diesel e aparelhos de purificação de água, como por exemplo por osmose reversa, a autonomia aumenta para meses, tempo suficiente para qualquer travessia oceânica.

A solução proposta neste trabalho é aproveitar os períodos de uso normal do motor, ou seja, momentos de calma, entrada e saída de enseadas ou marinas, manobras para, utilizando a energia disponível fornecida pelo motor, armazená-la termicamente da melhor forma possível para as características da aplicação, a fim de utilizá-la a medida que se fizer necessário. Com isso teremos um alto consumo concentrado num curto espaço de tempo mas cuja energia pode ser reposta instantaneamente pelo motor, ao contrário de um consumo moderado ao longo de um grande intervalo de tempo que ocorrerá mesmo com o motor desligado, comprometendo assim a carga da bateria.

1.3. Disponibilidade do Mercado

O mercado oferece para essa necessidade duas opções:

- kits de refrigeração compostos por unidade hermética que contém compressor, condensador, ventilador ou sistema de resfriamento a água montados sobre uma base para fixação; mais termostato, placa evaporadora e linhas de transporte do refrigerante e, quando necessário, de água de refrigeração do condensador. Esse kit pode ser instalado pelo próprio comprador na geladeira do seu barco e é alimentado por baterias de 12V ou 24V com um consumo aproximado de 6,3 Ah e 3,2 Ah respectivamente. Para volumes de até 0,27 m³, suficiente para esta aplicação, o custo varia de US\$ 600 a US\$ 900, sendo que existem tanto opções nacionais como importadas.
- unidades completas portáteis que incluem todo o sistema de refrigeração mais a área de estocagem dos alimentos. Possuem diversos tamanhos, desde unidades compactas e portáteis, conseqüentemente de pequeno volume, não adequadas para viagens, até geladeiras de 0,56 m³ (555 l), suficientes para embarcações de bom tamanho. Os preços variam de US\$ 100 a US\$ 1.500, sendo que, para nossa aplicação o custo está em torno de US\$ 1.000. São de instalação mais complicada que o item anterior, pois é necessária uma reforma para criar o espaço exato para ela no interior do barco, pois, ao contrário de uma casa, um barco não tem espaços livres para mobiliário e todos os móveis devem ser fixos, pois está sujeito a movimentos bruscos e está também constantemente inclinado.

Como se pode observar as duas opções disponíveis no mercado são geladeiras convencionais, que apresentam as desvantagens citadas anteriormente. O sistema proposto,

desde que a um custo competitivo seria bem aceito no mercado, já que muitas vezes o consumidor deixa de adquirir o equipamento devido às dificuldades que terá em administrar o consumo e não devido ao investimento necessário.

1.4. Descrição do Equipamento Proposto

O projeto visa desenvolver uma geladeira para embarcações a vela a partir de 30 pés (aproximadamente 10 metros), mas nada impede que seja utilizado em lanchas, já que, como foi descrito anteriormente, o caso mais crítico é realmente em veleiros.

O equipamento consistirá de um sistema de refrigeração baseado no Ciclo Real de Compressão a Vapor, sendo o compressor acionado por um motor elétrico de corrente contínua de 12V. Tal sistema será capaz de acumular energia térmica por 24 horas, pois é normal a utilização do motor pelo menos uma vez por dia.

Para o projeto adotamos as seguintes dimensões internas da geladeira:

largura $L=0,5$ m

comprimento $C=0,6$ m

altura $H=0,8$ m

Tais dimensões são normais para barcos na faixa dos 40 pés e dimensionando o sistema para esse volume terá capacidade também para geladeiras menores.

2. Estudo Teórico da Termoacumulação

2.1. Definições

Termoacumulação refere-se a um sistema de estocagem temporária de energia térmica (calor ou frio) para utilização posterior. Alguns exemplos de termoacumulação são estocagem de energia solar para aquecimento noturno, estocagem de gelo no inverno para resfriamento de ambientes no verão ou estocagem de calor ou frio gerados eletricamente durante períodos de ociosidade para uso em horários de pico. A maioria dos sistemas de termoacumulação têm ciclos de 24 horas, mas existem sistemas com ciclos semanais e até sazonais.

Quando tem-se um período de disponibilidade de energia maior que o período de trabalho o uso de termoacumulação permite uma redução no tamanho dos equipamentos.

2.1.1. Técnicas de Termoacumulação

Tem-se basicamente duas técnicas de termoacumulação :

Por calor sensível : onde a energia estocada está relacionada com o aumento e redução da temperatura de um elemento de acumulação que pode ser a água, rochas, areia e outros.

Por calor latente : neste caso, a energia estocada está relacionada com a energia necessária para se efetuar uma mudança de fase no elemento de acumulação (calor latente). Os elementos mais comuns são a água/gelo, salmouras, polímeros e outros *PCM* (*phase change materials*). As entalpias envolvidas na mudança de fase são muito maiores o que resulta em sistemas mais compactos e perdas menores.

A eficiência na estocagem desta energia térmica é dada pela razão da energia disponível sobre a energia estocada no tanque de acumulação. Já foram relatados sistemas com eficiência em torno de 90 %.

Essas técnicas serão discutidas mais profundamente em seguida.

2.1.2. Elementos de Termoacumulação

A substância mais usada para se armazenar energia térmica é a água. Também são usados terra, rochas e outros sólidos. A água tem a vantagem da alta disponibilidade, baixo custo e facilidade de circulação dentro do sistema. *PCM* têm a vantagem de maior capacidade térmica que a água, o que diminui o volume em cerca de 80 % para uma diferença padrão de 10°C.

Alguns materiais *PCM* são viscosos e corrosivos o que complicam os sistemas de termoacumulação.

2.1.3. Modos de Operação

Para os sistemas de termoacumulação tem-se cinco modos possíveis de operação que são :

1. Ciclo de Carga : Onde o equipamento de resfriamento está carregando apenas o reservatório de estocagem com calor/frio.
2. Ciclo Simultâneo de Carga e Resfriamento : o equipamento fornece calor/frio para o reservatório e também para os usuários.
3. Ciclo de Resfriamento : como os sistemas convencionais atende os usuários sem envolver o termoacumulador.
4. Ciclo de Descarga : todo o calor/frio requisitado pelos usuários é fornecido pelo termoacumulador.
5. Ciclo Simultâneo de Descarga e Resfriamento : tanto o termoacumulador como o equipamento de resfriamento fornecem calor/frio para atender o usuário.

2.1.4. Estratégias de Termoacumulação

Para sistemas de ar condicionado existem duas estratégias de armazenamento térmico : armazenamento parcial e armazenamento total.

No armazenamento parcial, os *chillers* trabalham continuamente e os picos da demanda da carga são atendidos em parte pelo termoacumulador. Nos momentos de pouca demanda os *chillers* recarregam o termoacumulador. Esta opção visa diminuir o tamanho das instalações necessárias para se atender a carga.

No armazenamento total, a operação dos *chillers* é interrompida durante o período em que a carga é atendida sendo o reservatório térmico o único responsável pelo suprimento da energia. Esta opção visa um deslocamento total da carga térmica da instalação o que pode ser interessante no caso de tarifas diferenciadas para períodos fora do pico.

Comparação das estratégias

De um modo geral pode-se dizer que o armazenamento total requer maiores investimentos iniciais por exigir equipamentos (*chillers*) e reservatórios com maiores capacidades. Isto é compensado, no entanto, através da economia obtida com as tarifas reduzidas de energia.

2.1.5. Controles

Em sistemas de armazenamento total, os controles são do tipo ON-OFF e sempre trabalham na capacidade total. Isto simplifica e, conseqüentemente reduz o preço dos sistemas de controle. Em sistemas de armazenamento parcial, no entanto, o *chiller* e o reservatório atendem juntamente a carga o que obriga a instalação de controles e loops muito mais complexos que o anterior.

São utilizados diversos transmissores para monitorar as várias variáveis de sistema. Podemos citar como as principais os transmissores de temperatura, de nível e de pressão.

2.1.6. Economia

No custo inicial

O custo inicial é normalmente menor para situações onde tem-se altas cargas de curta duração. Neste caso, os equipamentos são dimensionados para recarregar o termoacumulador quando não existe carga. Apesar da necessidade de se adicionar um reservatório e outros equipamentos auxiliares, o custo deste sistema é menor que de um sistema convencional dimensionado para atender a maior carga instantânea requerida pelo sistema.

O custo dos outros equipamentos do sistema também são reduzidos com a presença de um termoacumulador. A potência da estação elétrica é menor, o tamanho dos ventiladores e dutos são mais compactos devido à menor temperatura de operação.

No custo operacional

Para se avaliar a economia obtida pela instalação de sistemas de termoacumulação em relação a sistemas convencionais deve-se comparar os custos de operação de cada uma das alternativas. Esta estimativa é feita através da totalização da energia necessária anual multiplicada pela tarifa elétrica por kilowatt-hora. Caso exista tarifas horo-sazonais, deve-se levar isto em consideração na hora do cálculo. Os picos mensais determinam a taxa a ser paga de acordo com o nível de demanda.

2.2. Histórico da Termoacumulação

O conhecimento e utilização de sistemas de termoacumulação são antigos na área de ar condicionado, porém sua importância e utilização ampla só ocorreram após o aumento do custo de energia elétrica e consequente necessidade de racionalizar o seu uso.

É importante frisar que a termoacumulação esteve no passado sempre associada a usuários com cargas térmicas elevadas e de curta duração (tais como igrejas, auditórios, fábrica de laticínios, etc) que, conseqüentemente, tinham grande ociosidade dos equipamentos.

O perfil deste usuário só veio a mudar a partir da década de 70, quando o custo dos insumos básicos para a produção de energia elétrica se tornaram expressivos. Neste quadro, as empresas geradoras de energia elétrica alteraram sua estrutura de preços elevando não só o custo do consumo (Kw.h) mas também o custo da demanda elétrica (Kw).

Esta mudança no custo da energia elétrica, que onera consideravelmente o usuário que possui um perfil de carga com pontas acentuadas de demanda, levou a necessidade de desenvolvimento de técnicas que uniformizasse o consumo, atenuando a incidência de cargas elevadas e de curta duração.

Considerando que a maioria das cargas elétricas encontradas nos modernos edifícios estão diretamente associadas a eventos não transferíveis no tempo (como, iluminação, elevadores, etc), e que as técnicas de acumulação elétrica não são viáveis, foi nos sistemas de condicionamento de ar que a tecnologia atual encontrou a solução de uso imediato para controle das demandas elétricas excessivas.

A termoacumulação tem, portanto, como finalidade básica, a transferência no tempo de cargas elétricas que são indesejáveis em determinados momentos, e que podem ser manuseadas com relativa facilidade e conveniência nos horários de ociosidade do sistema elétrico.

A compreensão de que os sistemas de termoacumulação não são elementos básicos de economia de energia e sim ferramentas de gerenciamento energético é vital, pois alguns destes sistemas poderão eventualmente gastar até mais que os sistemas convencionais, tendo, neste caso, sua justificativa de uso baseada exclusivamente na redução de demandas e deslocamento de cargas ao longo do dia.

Entretanto, os sistemas de termoacumulação de água gelada conseguem associar elementos tão interessantes que, simultaneamente podem em geral conseguir :

- reduzir a demanda e deslocar as cargas
- reduzir o consumo de energia
- reduzir o custo inicial da obra

2.2.1. Técnicas de Termoacumulação

1. Com Água Gelada:

A termoacumulação de água gelada é em princípio bastante simples, podendo utilizar os componentes usualmente empregados nos sistemas convencionais de água gelada.

Alguns cuidados entretanto são indispensáveis ao correto dimensionamento e seleção dos componentes, de modo a evitar uma operação de capacidade insuficiente ou aspectos econômicos indesejáveis.

Um dos aspectos mais importantes é o diferencial de temperatura da água gelada. Normalmente é utilizado o diferencial de $5,5^{\circ}\text{C}$ como o valor padrão nos sistemas de ar condicionado. Uma vez que o volume do tanque de água gelada é inversamente proporcional ao diferencial de temperatura, devemos aumentar ao máximo este valor.

Nos sistemas de termoacumulação, o valor usualmente empregado é de 11°C , sendo necessário neste caso o cuidado especial com diversos componentes do sistema hidráulico. Como a vazão de água gelada cai à metade dos valores convencionais, os seguintes aspectos devem ser observados:

- As temperaturas de água gelada de suprimento e retorno devem ser estabelecidas de forma a não impossibilitar a operação adequada dos *chiller* e das serpentinas de água gelada. Os valores usuais são $15,5^{\circ}\text{C}$ e $4,5^{\circ}\text{C}$.

- As unidades resfriadoras devem ser adequadamente projetadas para esta condição de trabalho.
- A seleção adequada do número de circuitos das serpentinas de água gelada passa a ser uma questão vital de operação. O uso de serpentinas usualmente circuitadas para valores convencionais tende a reduzir drasticamente a transferência de calor pela baixa velocidade da água no tubo. A baixa perda de carga que tem-se neste caso tornaria o sistema hidráulico de água gelada totalmente descontrolado e de difícil balanceamento.
- As válvulas de controle de temperatura passam a ter necessidade de uma seleção mais rigorosa, devido as menores vazões de água que irão manipular. O superdimensionamento poderá ser desastroso.
- Em geral as serpentinas de água gelada passam a necessitar de maior número de filas devido as diferentes condições encontradas nos cálculos de transferência térmica. Um aspecto interessante dos sistemas de termoacumulação de água gelada está ligado ao número de filas das serpentinas, que tem direta correspondência com a vazão de água circulada no sistema. O volume de água no tanque de acumulação, e a otimização de seu uso estão intimamente ligados a vazão de água empregada pelo sistema. Quanto maior a vazão de água circulada, mais rápido se dará o esgotamento térmico do tanque. Uma das formas mais econômicas de otimizar o uso de água gelada armazenada é portanto a diminuição da vazão circulada. Isto pode ser feito com o uso de serpentinas com maior área de troca de calor. Esta maior área tende a proporcionar elevados diferenciais de temperatura, o que reduz a vazão circulada e propicia a otimização do seu uso de água gelada armazenada.

Como consequência do aumento do diferencial de temperatura da água gelada e da redução da vazão desta, obtêm-se os seguintes fatores de economia:

1. Redução do diâmetro das tubulações de água gelada
2. Redução dos custos de válvulas e acessórios hidráulicos
3. Redução da vazão e potência das bombas de água gelada
4. Redução do consumo de energia para bombeamento da água gelada

a. Volume Teórico de Armazenamento de Água

O cálculo do volume de água gelada necessária é, na verdade, bastante simples. O elemento mais importante no dimensionamento do sistema é a determinação do perfil de carga térmica diário para um dia típico de projeto. Este perfil deve ser determinado com a maior precisão possível.

Através deste perfil podemos determinar :

- carga máxima prevista
- número de horas de operação do sistema e de carga dos tanques
- total das cargas que deverão ser deslocadas com o emprego da termoacumulação
- capacidade mínima da central de frio a ser empregada.

O volume teórico de acumulação será :

$$V = \frac{TR.h}{\partial T}$$

onde V = volume teórico de acumulação

TR.h = carga térmica a ser acumulada

∂T = diferencial de temperatura da água gelada

b. Tipos de Tanques de água gelada

Existem inúmeras configurações para tanques de armazenamento de água gelada. Esta variedade reflete as diferentes situações que devem ser abrangidas nos seguintes aspectos :

- espaço disponível
- separação da mistura da água gelada e de retorno
- volume total dos tanques

Dentre as soluções mais empregadas serão descritas :

- sistema com dois tanques
- sistema com múltiplos tanques (vazios)
- sistema com tanque dotado de membrana
- sistema com tanque de células múltiplas e em série
- sistema com tanques verticais de estratificação

Sistema com dois tanques :

Este sistema utiliza dois tanques atmosféricos. Um armazena a água gelada que é retirada deste, utilizada e retorna no outro tanque. Entre o tanque da água de retorno e o tanque de armazenamento temos os equipamentos de refrigeração (*chillers*).

Como se pode ver, é um sistema muito simples mas caro, pois necessita-se do dobro do volume teórico de armazenamento.

Sistema com múltiplos tanques (vazios) :

Composto de inúmeros tanques que vão sendo esvaziados e sua água transferida para outros tanques a medida que o tanque em uso atinge o nível mínimo. A água de retorno preenche os tanques já vazios evitando a mistura.

É uma opção mais compacta que a anterior mas requer um complexo sistema de válvulas de controle que onera o custo.

Sistema com tanque dotado de membrana :

A peculiaridade deste sistema se deve a presença de uma membrana que se movimenta dentro de um único tanque contendo água gelada e de retorno. Com este sistema temos um tanque com nível de água constante e economia de espaço.

Sistema com células múltiplas e em série :

Normalmente, este sistema emprega um grande tanque horizontal atmosférico, subdividido em múltiplas células que são interligadas por orifícios. As células formadas pelas subdivisões são em geral associadas em série (do ponto de vista hidráulico), com água escoando por meio de um desnível de uma para a outra.

O sentido do fluxo é unidirecional, e definido pelo desnível de água que ocasiona o fluxo de água através das células.

Sistema com tanques verticais de estratificação :

Este sistema emprega apenas um tanque onde a separação da água quente e fria se dá pela diferença de densidades. Baseia-se no princípio de que a água gelada é mais densa, tendendo a se manter, naturalmente, no fundo do tanque.

Apesar de ser a solução mais simples e barata, exige cuidados no projeto para se evitar :

- mistura da água de retorno do sistema e a água gelada de alimentação. Isto pode ser solucionado através de uma distribuição adequada da água no interior do tanque. O indicador mais adequado para se elaborar um projeto de distribuição é o número de Froud, que deve ser mantido abaixo de 1.¹

- o sistema deve operar com temperaturas estáveis de suprimento e retorno de água ao sistema, tanto durante a carga como na descarga. Caso exista diferentes temperaturas, criariam-se camadas com densidades diferentes que ocasionariam movimentação vertical favorecendo a mistura do tanque.

c. Isolamento do Reservatório

Tanques com métodos de estratificação eficientes têm rendimentos de estocagem de até 90 %. Para se obter estes valores, é importante que se mantenha os níveis de temperaturas de projeto e se evite perdas.

Um dos principais focos de perdas é a troca de calor que ocorre entre a água estocada e a parede do reservatório. Para se evitar isto, o reservatório não deve ser carregado com água gelada muito antes do uso. Caso isto ocorra, teria-se transferência de calor não só através das paredes mas também dentro do tanque entre os níveis de estratificação.

Quanto mais espessa a parede e maior o coeficiente de troca do material, maior será

¹ O número de Froud relaciona forças de flutuação e inerciais. Valores entre 1 e 2 são recomendados para se manter a estratificação do tanque. Sendo Q (vazão volumétrica em m^3 / s), g (aceleração gravitacional em m / s^2), h (altura da abertura de entrada em m), ρ (densidade da água de entrada em kg / m^3) e $\Delta\rho$ (diferença das densidades de estocagem e retorno em kg / m^3) o número de Froud F é dado por :

$$F = \frac{Q}{gh^3(\Delta\rho/\rho)}$$

o fluxo de energia vertical dentro da estrutura. Concluí-se então que as paredes devem ser as mais finas possíveis e deve-se isolar as partes internas e externas do tanque evitando maiores perdas. O isolamento interno é, até o momento, muito oneroso.

Tanques menores do que 200 m³ são especialmente afetados pelos fenômenos acima descritos pois a razão da área de troca pelo volume de água estocada é muito alto.

d. Sistemas hidráulicos abertos e fechados

Os sistemas hidráulicos de água gelada são usualmente fechados, ou seja, trabalham em um circuito cujo único ponto de conexão com o meio atmosférico é, em geral, o tanque de expansão.

Estes sistemas tem a vantagem da simplicidade operacional, pois o equilíbrio de pressões da rede hidráulica tende a ser natural e não dependente de elementos de controle.

No caso de circuitos abertos, a distribuição de água gelada às serpentinas será feita em circuitos artificialmente pressurizados pelas bombas. Isto representa um ônus energético tanto maior quanto for a diferença de altura dos consumidores e tanque, além da desvantagem da instalação de válvulas controladoras de pressão.

Outro problema relacionado a sistemas abertos é que a grande superfície de contato entre a água e atmosfera aumenta a concentração de oxigênio livre na água gelada. Isto aumenta a corrosão dos tubos e equipamentos em contato com esta água.

2. Com Gelo:

O elevado calor latente de solidificação e a facilidade de operação fazem da água a substância mais atraente para o armazenamento de calor latente. Neste procedimento, durante os períodos de carga forma-se gelo em diversos tanques dotados de serpentinas de refrigeração. Durante os períodos de descarga a energia armazenada pode ser utilizada exclusivamente ou associada ao *chiller*, no que constituem as estratégias de armazenamento total ou parcial.

Uma das características favoráveis do armazenamento de calor latente em relação àquele de calor sensível (água gelada) é o reduzido volume do tanque de armazenamento. Para o armazenamento de água fria verificou-se que o volume de tanque necessário era da ordem de 86,0 Lts/kWh ou 300 Lts/TRh. Admitindo desprezível o calor sensível armazenado em um tanque de armazenamento de gelo e considerando que o calor latente de solidificação da água é de 335,0 KJ/Kg, a massa de gelo necessária para armazenar 1KWh é de 10,7 Kg. Considerando o aumento de volume de gelo e o volume ocupado pelas serpentinas de resfriamento que se localizam no próprio tanque temos uma redução de volume ocupado pelo sistema de armazenamento latente em relação a um de armazenamento sensível da ordem de 5 vezes.

Existem duas tendências atuais para a produção de gelo:

- expansão direta : consiste em circular o refrigerante (Amônia, R22 e R12) diretamente pela serpentina onde ocorre o depósito de gelo.
- expansão indireta : a produção de gelo é obtida pela circulação de uma "salmoura" (mistura de etileno-glicol ou outros) na serpentina que é resfriada exteriormente.

a. Sistemas de Acumulação de Gelo

Sistema Ice Chiller :

Este sistema, conforme podemos ver na figura 1, consiste de uma unidade de armazenamento de gelo, um compressor, um condensador, válvula de expansão e bomba de água gelada. Neste sistema, o evaporador é o tanque de armazenamento.

O sistema acumula gelo em volta de suas serpentinas até uma certa espessura controlada. Quando começa o ciclo de descarga, a bomba de água gelada é ligada e a água quente dos "fan - coils" é circulada em contato com o gelo das serpentinas.

O controle da espessura de gelo é feito mecânica ou eletricamente. Controles mecânicos são compostos basicamente de pontas de medição com fluidos no seu interior. Quando o gelo chega à espessura máxima (onde se encontra a ponta de medição) o fluido interno da ponta se congela e expande aumentando a pressão. Esta pressão controla o compressor através de um conversor analógico-digital. Os controles elétricos atuam através da medição da condutividade do gelo que é três vezes maior que a da água.

A uniformização da produção de gelo é garantida através da agitação da água no interior do tanque. Isto pode ser feito através de borbulhamento de ar na região das serpentinas.

É aconselhável que este sistema mantenha um controle de nível de gelo intermediário. Isto permite o atendimento do usuário e, ao mesmo tempo, evita o "bridging" (união do gelo de dois tubos da serpentina) assegurando que o reservatório seja regularmente descarregado. Este controle mede o aumento do volume do reservatório causado pela expansão do gelo.

Para a refrigeração este sistema não é utilizado pelas seguintes desvantagens :

a. Necessidade de um grande evaporador, exigindo grandes quantidades de Freon® e, portanto, passível de alto prejuízo no caso de vazamentos.

b. Formação do gelo sempre em volta dos tubos o que resulta em um rendimento térmico baixo uma vez que o gelo é um isolante. Isto limita também a espessura máxima de acumulação em torno de 63 mm.

c. Necessidade de controle da acumulação de gelo para se evitar "bridging" o que restringe a circulação livre da água no ciclo de descarga.

Sistema Ice Bank :

Este sistema consiste de um tanque de polietileno com uma serpentina de plástico, enrolada em forma de espiral. No interior desta, circula uma solução de etileno- glicol e por fora fica armazenada a água ou o gelo, que, neste caso, não é posta em circulação.

O *chiller* tem duplo "set-point". Durante o ciclo de carga, a solução circula a cerca de -4°C congelando a água dentro do tanque.

Durante o ciclo de descarga, a solução vai aos "fan-coils" e passa na volta dentro do tanque, derretendo o gelo. A quantidade de solução que passa por dentro do tanque é controlada por uma válvula de acordo com a leitura de temperatura.

A solução de etileno-glicol reduz a transferência de calor em cerca de 5% em relação a água o que resulta na necessidade do aumento da vazão da solução ou aumento da área de troca.

Uma das vantagens deste sistema em relação ao primeiro é que a serpentina está sempre limpa no início do ciclo de carga, o que melhora a troca térmica e o rendimento.

No ciclo de descarga, no entanto, eles são menos eficientes pois o gelo fica cada vez mais afastado da serpentina. Deve-se portanto tomar cuidado no dimensionamento deste equipamento para que ele consiga atender a demanda da descarga.

Outra vantagem deste sistema é a necessidade de menos refrigerante (Freon®) no equipamento. Isto implica, porém, na necessidade de um segundo trocador de calor entre o refrigerante e a solução de etileno-glicol.

Fora do horário de ponta deixamos os *chillers* ligados com "set point" em 7°C, de modo que o gelo só é derretido quando a carga térmica for maior que a capacidade dos *chillers*.

Sistema Ice in Containers :

Este sistema consiste de tanques contendo recipientes plásticos com água deionizada no seu interior, misturada com um agente, para facilitar o congelamento.

Os tanques podem ser de polietileno, aço ou concreto, abertos ou fechados, inclusive enterrados.

Estes recipientes plásticos podem ser em forma de uma esfera ou de um paralelepípedo. Comercialmente, temos disponíveis esferas de aproximadamente 100 mm e paralelepípedos de 35x300x760 mm.

Do mesmo modo que o sistema anterior, uma solução de água com etileno-glicol a -4° C circula pelos *chillers* e pelos tanques. Esta solução não circula por dentro de tubos mas sim pela carcaça e em contado direto com estes recipientes plásticos.

A formação de gelo ocorre no interior destes containers, que sendo de plástico, podem se expandir. A expansão pode ser detectada num módulo chamado de "inventário"², possibilitando a todo o momento, monitorar a quantidade de gelo formada.

² O módulo "inventário" é um sistema de medição da expansão do volume do reservatório e indica, de modo indireto, o nível de estocagem do gelo como descrito no item anterior.

Este sistema de "Ice in Containers" apresenta vantagens sobre o sistema anterior (Ice Bank) em grandes instalações, pois normalmente com um número menor de tanques e poucas conexões pode-se atender à capacidade desejada. E portanto, possuem melhor eficiência na carga e descarga.

Um outro aspecto importante neste sistema é escolher qual o melhor tipo de recipiente. As vantagens da esfera em relação ao paralelepípedo são :

a. Maior facilidade para serem armazenadas dentro do tanque, pois são simplesmente jogadas, sem a preocupação de arrumação;

b. Podem ser colocadas em tanques verticais.

As vantagens do paralelepípedo em relação a esfera são :

a. Maior transmissão de calor, pois o gelo é formado inicialmente na periferia do container, depois ele se quebra e flutua, deixando a parte de baixo quase sempre com água. Deste modo, normalmente não há gelo em toda superfície interna do recipiente, atuando como isolante térmico;

b. Menor volume de tanque para a mesma capacidade.

Sistema Ice Harvesting :

Este sistema é constituído de uma seção produtora de gelo e outra de estocagem de gelo/água gelada. A seção produtora consiste em múltiplos evaporadores (cilíndricos ou de placas), um compressor e uma bomba de recirculação de água.

O gelo é formado por fora destes evaporadores até uma espessura econômica de 6 a 10 mm. Introduzindo gases quentes no evaporador, as placas externas de gelo quebram e caem se acumulando na seção de estocagem. Quando um nível máximo de estocagem é atingido pela quantidade de gelo produzida um controle desliga a seção produtora.

Este sistema não tem sido usado para ar condicionado aqui no Brasil.

Outros Sistemas :

Existem inúmeros outros sistemas ou variações desses aqui mencionados. O mais famoso é o "Ice Slurry" que produz gelo através do escoamento de um filme líquido de uma solução anti-congelante sobre superfícies resfriadas externamente por evaporação de refrigerantes. Formam-se assim, cristais de gelo no filme descendente que, quando no reservatório, se aglomeram em forma de "flocos".

b. Aplicação dos Sistemas de Armazenagem de Gelo

1. Circuito Único (figura 2 e 3)

Grande vantagem deste sistema é a simplicidade dos controles

2. Duplo Circuito (figura 4)

Basicamente, são colocados vários ramais de consumidores independentes. Isto faz com que a vazão seja proporcional a carga térmica . As vantagens disto são :

- a. Diminuir a potência de bombeamento quando diminui a vazão.
- b. Dimensionamento das tubulações secundárias de acordo com a carga de cada consumidor.
- c. Monitoração da demanda de cada consumidor pela medição deste fluxo para determinação de taxas ou controle.

Estes circuitos podem ser utilizados tanto com o "ice bank" quanto com os "ice in containers" . Com o primeiro existe uma limitação de pressão, já que são feitos de plásticos, na utilização em prédios altos.

Existem muitos outros tipos de circuitagem que são mais adequados para cada tipo de instalação. Deve ser feito um estudo particular para cada situação.

3. Com outros materiais :

Tem-se outros inúmeros materiais menos utilizados para se efetuar a termoacumulação. Entre estes podem-se destacar o dióxido de carbono a baixa temperatura e os sais eutéticos.

1. CO₂

Consegue-se um armazenamento compacto por calor latente com dióxido de carbono no seu ponto triplo. As condições termodinâmicas em que temos presença simultânea de sólido, líquido e vapor de CO₂ (ponto triplo) são pressão de 518 kPa e temperatura de -57 °C.

A operação no ponto triplo permite que uma única substância (CO₂) atue como (1) elemento de termoacumulação por calor latente, (2) refrigerante do usuário durante a descarga e (3) refrigerante do ciclo de compressão do vapor (de NH₃ ou Freon®) durante a carga. Com a fração sólida variando entre 70% a 80% da massa durante carga e descarga total, obtém-se uma capacidade de termoacumulação de 140 kJ/kg de fluido estocado, ou seja 6 m³/GJ. É um sistema extremamente compacto.

2. Sais Eutéticos

Também conhecidos por *PCM*, estas soluções são misturas de sais inorgânicos (principalmente sulfato de sódio), água e agentes estabilizantes e congelantes. As mais utilizadas para termoacumulação de frio tem ponto de fusão em 8,3 °C. Seu calor latente de fusão é de 95 kJ/kg e sua densidade é de 1488 kg/m³.

Esta solução permite o uso dos equipamentos usuais dos sistemas de refrigeração e facilita a aplicação do RETROFIT.

Do mesmo modo que o sistema "Ice in Containers", esta solução é acondicionada em paralelepípedos de polietileno de alta densidade de (610x200x45)mm selados hermeticamente. A razão entre a superfície e o volume é de 24 o que maximiza a transferência de calor. É mantido um espaço constante de 6 mm entre os containers uma vez que esta solução não expande quando se congela.

Normalmente, água a 5°C é usada para o ciclo de carga e durante o ciclo de descarga, obtém-se água a 8 °C.

2.2.2. Comparativo entre Gelo e Água Gelada

Exemplo de circuitagem com o tanque estratificado de água gelada

1. Há necessidade de controles para evitar a perda da estratificação da água, ou seja, não pode entrar água quente por baixo nem água fria por cima.
2. A diferença de temperatura usada para tornar viável a utilização do tanque de água gelada é normalmente de 11°C , ou seja, o dobro do ΔT normalmente usado em sistemas convencionais. Assim o *chiller* tem de ser especial, pois a vazão no seu evaporador vai ser a metade da sua vazão nominal.

Vantagens da Termoacumulação com Gelo

1. Controles mais simplificados, facilitando a manutenção e operação
2. Cerca de um quinto do volume ocupado
3. Possibilidade de ser enterrado em estacionamentos, subsolos, etc
4. Possibilidade de ficar em qualquer posição do circuito, por ser este fechado, enquanto o tanque de água estratificada tem de ficar no ponto mais alto do circuito, a menos que sejam tomadas medidas que sofisticarão ainda mais o projeto

5. Menor perda de calor para o exterior, menor área para isolar devido ao menor volume

6. Possibilidade de usar o evaporador de um *chiller* convencional

Vantagens da Termoacumulação com Água

1. O *chiller* não precisa ser de duplo *set point*, além da vantagem de trabalhar em condições mais favoráveis por causa da temperatura mais alta do evaporador

2. Tem consumo elétrico menor, com economia da ordem de 10% do global em relação ao gelo. Isto porque um *chiller* tem sua capacidade reduzida em 30% quando produz gelo.

2.3. Matriz de Comparação

2.4. Termoacumulação Aplicada ao Projeto

Como descrito na introdução deste trabalho, o enfoque deste sistema é utilizar o fenômeno da termoacumulação como um gerenciador de energia térmica evitando assim dependência de estoques de energia elétrica (baterias). Com isto, não se necessita manter um motor ligado continuamente recarregando baterias.

É provável que o rendimento do sistema de refrigeração seja prejudicado com a inclusão do termoacumulador mas as propriedades de gerenciamento compensam esta possível perda energética.

Por razões de economia de espaço, será utilizado a termoacumulação por calor latente ao invés da por calor sensível. As características de trabalho (intermitentes) definem o armazenamento total como a estratégia mais adequada. O fluido a ser inicialmente considerado deve ser a água por integrar sistemas usualmente utilizados, comercialmente disponíveis e se adequar a faixa de trabalho desejada. Outra definição importante é o uso de expansão direta para formação do gelo uma vez que isto torna o sistema mais compacto.

Pela matriz de comparação dos sistemas de termoacumulação por calor latente (gelo) chega-se a conclusão de que o sistema "Ice in Containers" é o mais adequado e o mais simples. Obviamente, o sistema sofrerá inúmeras modificações para melhor se adaptar à embarcação e facilitar a fabricação do protótipo.

2.3. Matriz de Comparação

	ice-chiller	ice-bank	ice-in-containers	ice-harvesting	ice-slurry
tanque	médio	médio	pequeno	grande	grande
equipamentos auxiliares	agitador	-agitador -trocador de calor -bomba -circuito de etileno glicol	-recipientes plásticos	-evaporadores múltiplos -sistema de ar quente -sistema de estocagem	-tanque de estocagem -disco formador de filme descendente
manutenção	normal	normal	normal	complexa	complexa
construção/instalação	moderada	moderada	simples	difícil	difícil
eficiência	baixo rendimento térmico: formação de gelo dificulta a troca térmica	boa troca térmica	baixa	boa	boa
controle	necessita de pontas de medição (espessura do gelo)	vazão de etileno glicol e espessura do gelo	on-off	espessura do gelo e nível de estoque	espessura do filme e condutividade da solução
possibilidade de freezer	não	não	sim	não	não
custo	médio	médio	médio	alto	alto

3. Projeto Básico

3.1. Fatores Limitantes do Projeto

Por ser um equipamento que será utilizado num barco existem algumas limitações:

- a. **espaço**: o sistema deve ser compacto de modo que se adapte a otimização de espaços que existe numa embarcação.
- b. **consumo de energia**: deve consumir energia apenas quando ela está disponível (motor acionado).
- c. **custo**: deve ter um preço compatível com o mercado e com as vantagens que oferece, porém, devido às características do consumidor, o preço do produto é um fator menos crítico que o gerenciamento da energia proporcionado.
- d. **confiabilidade**: deve exigir pouca manutenção e ser de fácil operação e instalação. Para que isso seja possível é imprescindível a simplicidade da unidade.

3.2. Cálculo das Cargas Térmicas

Dimensões:

0,5m

0,4m

0,2m

0,8m

Volume: $V = 0,6 \times 0,5 \times 0,8 = 0,24\text{m}^3 = 240\text{l}$

Freezer:

Área exposta ao ambiente: $A_f = 0,5 \times 0,8 + 2(0,5 \times 0,2 + 0,2 \times 0,8)$

$$A_f = 0,92\text{m}^2$$

Geladeira:

Área exposta ao ambiente: $A_g = 0,5 \times 0,8 + 2(0,5 \times 0,4 + 0,4 \times 0,8)$

$$A_g = 1,44\text{m}^2$$

Temperaturas de projeto

$$T_{\text{máx}} = 39,4^{\circ}\text{C} \quad (\text{ambiente}) \quad T_g = 5^{\circ}\text{C} \quad (\text{geladeira})$$

$$T_{\text{bs}} = 35,0^{\circ}\text{C} \quad (\text{bulbo seco}) \quad T_f = -5^{\circ}\text{C} \quad (\text{freezer})$$

$$T_{\text{bu}} = 26,5^{\circ}\text{C} \quad (\text{bulbo úmido}) \quad [\text{NB-10}]$$

Parede:

$$\Delta x = 51\text{mm} = 0,051 \text{ m}$$

$$k = 0,02\text{kcal/m.h.}^{\circ}\text{C} \quad (\text{poliuretano expandido})$$

- **carga de penetração:** troca de calor com o meio ambiente externo através das fronteiras da câmara

$$\Phi_p = U_p \cdot A_p (T_e - T_i) \cdot 24 \quad (\text{kcal} / 24 \text{ h})$$

$$U_p = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{\Delta x}{k} + \frac{1}{h_i}} \Rightarrow U_p \rightarrow \text{coef. global de transmissão de calor}$$

$h_i \rightarrow$ coef. de convecção interno

$h_e \rightarrow$ coef. de convecção natural do ar

emissividade da sup.	h_e (kcal/m ² ·h.°C)
baixa	4,9
média	6,9
alta	8,6

∴ para nosso caso: $h_e = 8,6 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$

$$T_e = 35^\circ\text{C}$$

$$T_i = 5^\circ\text{C} \text{ (geladeira) ou } T_i = -5^\circ\text{C} \text{ (freezer)}$$

Assim temos que :

p/ geladeira: $\phi_{pg} = 389 \text{ kcal} / 24\text{h}$
 p/ freezer : $\phi_{pf} = 331 \text{ kcal} / 24\text{h}$
 total : $\phi_p = 720 \text{ kcal} / 24\text{h} \quad (1)$

- **carga de serviço:** troca de calor com o ar externo que penetra na câmara

$$\phi_s = U_s \cdot A(T_e - T_i) \cdot 24 \quad (\text{kcal} / 24 \text{ h})$$

com $U_s \rightarrow$ coeficiente global de penetração

Depende do tipo de serviço, conforme a tabela abaixo :

tipo de serviço	$U_s \text{ (kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C)}$
leve	0,135
médio	0,205
pesado	0,275

p/ geladeira :

serviço médio : abertura de porta conforme a necessidade do usuário

$$\phi_s = 212 \text{ kcal} / 24\text{h}$$

p/ freezer :

serviço leve : o freezer possui uma tampa independente daquela da geladeira, assim tem menos aberturas de porta .

$$\dot{Q}_{fz} = 120 \text{ kcal} / 24 \text{ h}$$

$$\text{total : } \dot{Q}_s = \dot{Q}_{gs} + \dot{Q}_{fz} = 332 \text{ kcal} / 24 \text{ h} \quad (2)$$

- **carga interna:** troca de calor com fontes internas, como pessoas, luzes, motores, etc.

Neste caso não existe nenhuma carga interna.

- **carga de produto:** calor removido por produtos trazidos ao interior do refrigerador. É o calor necessário para resfriar o produto até a temperatura do refrigerador. No cálculo que se segue estimamos a carga de produto dos alimentos necessários para uma tripulação de 5 pessoas durante 10 dias, os quais são introduzidos a temperatura ambiente. Note-se, no entanto, que esta não é a autonomia do sistema e a maior parte da carga de produto sequer entra no dimensionamento do equipamento de acumulação térmica, pois, ao contrário das três cargas anteriores, esta não é uma carga que deve ser reposta diariamente, mas uma única vez. Este cálculo serve para termos condições de avaliar o tempo necessário de operação do sistema no primeiro dia da viagem a fim de atingir as condições normais de trabalho. O único produto cuja carga deve ser considerada no dimensionamento é a bebida, pois ela é armazenada fora da geladeira, sendo resfriada a medida que é consumida.

CONSUMO MÉDIO DE REFRIGERADOS

produto	quant./pessoa.dia	carga máxima
bebida	2 litros	10 litros
laticínios (queijo,manteiga,etc)	50 g	2,5 kg
carne	200g	10 kg
frutas	300g	15 kg
verduras	80g	4 kg
outros (geladeira)	50 g	2,5 kg
outros (freezer)	150g	8,5 kg

I. Gelados:

$$T_e = 35,0^\circ C$$

$$T_i = 5,0^\circ C$$

$$T = 30,0^\circ C$$

$$q = m \cdot c_p \cdot \Delta T$$

-bebidas:

$$c_{p_{\text{água}}} = 1 \text{ kcal / kg.}^\circ C$$

$$m_{\text{água}} = 10 \text{ kg}$$

$$q_{\text{água}} = 300 \text{ kcal} \quad (3)$$

-laticínios:

$$c_{p_{\text{queijo}}} = 0,52 \text{ kcal / kg.}^\circ C$$

$$m_{\text{queijo}} = 2,5 \text{ kg}$$

$$q_{\text{queijo}} = 39 \text{ kcal}$$

-frutas:

$$c_{p_{\text{frutas}}} = 0,87 \text{ kcal / kg.}^\circ C$$

$$m_{\text{queijo}} = 15 \text{ kg}$$

$$q_{\text{frutas}} = 392 \text{ kcal}$$

-verduras:

$$c_{p_{\text{verduras}}} = 0,92 \text{ kcal / kg.}^\circ C$$

$$m_{\text{queijo}} = 4 \text{ kg}$$

$$q_{\text{verduras}} = 110 \text{ kcal}$$

-outros

$$c_{p_{\text{outros}}} = 0,5 \text{ kcal / kg.}^\circ C$$

$$m_{\text{queijo}} = 2,5 \text{ kg}$$

$$q_{\text{queijo}} = 37,5 \text{ kcal}$$

total geladeira:

$$q_{\text{total}} = 878,5 \text{ kcal}$$

II. Congelados:

$$\Delta T_1 = 35^\circ C \Rightarrow q_1 = m \cdot cp1 \cdot \Delta T_1$$

$$\Delta T_2 = 5^\circ C \Rightarrow q_2 = m \cdot cp2 \cdot \Delta T_2$$

$$q_3 = m \cdot c1$$

q1-acima da temperatura de congelamento

q2-abaixo da temperatura de congelamento

q3-calor latente de solidificação

-carne: m=10 kg

cp1=0,75 kcal/kg.°C

cp2=0,4 kcal/kg.°C

c1=50 kcal/kg

Total 1: 782 kcal

-outros: m=8,5 kg

cp1=0,55 kcal/kg.°C

cp2=0,3 kcal/kg.°C

c1=22 kcal/kg

Total 2: 390 kcal

Total freezer: 782 + 390= 1.172 kcal

III. Carga de Produto Total:

$$\text{geladeira} + \text{freezer} = 878,5 + 1172 = 2.050,5 \text{ kcal}$$

Carga Térmica de Trabalho:

É a carga térmica que nosso sistema deve suprir. Consiste da carga de penetração (1), carga de serviço (2) e carga de produto da água (3) mais um fator de segurança de 10 %:

$$\text{Carga Térmica de trabalho:} (720 + 332 + 300) \times 1,1 \text{ kcal/24h} = 1487 \text{ kcal/24h}$$

3.3. Cálculo de Capacidade dos *Ice in Containers*

3.3.1. Considerações Iniciais

Os sistemas atuais de armazenamento térmico com o gelo encapsulado podem ser divididos em dois grandes grupos :

1. Cápsulas em forma de esfera
2. Cápsulas em forma de paralelepípedos

O segundo tipo de cápsula é o qual, teoricamente, possibilita uma maior transferência térmica. Ao contrário das esferas, o gelo formado nas cápsulas retangulares se acumula em um lado do invólucro mantendo a água em contato com a solução refrigerante.

Inicialmente, o gelo se forma na parte externa do invólucro. Com o aumento da espessura deste gelo, ocorre uma expansão e o consequente desprendimento do gelo.

Este, devido à menor densidade, flutua se acumulando no topo do invólucro e se reestabelece o contato direto entre a água do invólucro e o meio refrigerante.

No caso das esferas, tem-se um congelamento uniforme interno e a medida que se aumenta a camada de gelo, diminui-se o coeficiente de troca já que o gelo tem uma baixa condutividade térmica. Isto se traduz em uma eficiência menor no conjunto.

3.3.2. Novos Desenvolvimentos

Será discutido, como parte do trabalho, um sistema concebido para a área de refrigeração industrial aonde se chegou ao valor de armazenamento de 1.6 pés cúbicos por ton-hora de refrigeração.

O sistema armazena energia em um tanque com 85% do seu espaço coberto pelos containers e imerso em uma solução responsável também pela refrigeração do edifício.

Quando trabalha-se entre - 3,3 °C e 12,8 °C, consegue-se uma taxa de 7725 Btu por pé cúbico (288x103 kJ/m³).

O evaporador trabalha com - 6,7 °C na sucção e condensa a 14 °C. O líquido refrigerante é bombeado até inundar todos os tubos do evaporador. A eficiência energética é similar aos outros sistemas de evaporação inundada e o sistema necessita apenas de 8 libras de R-22 por tonelada de refrigeração ao contrário das 150 libras por tonelada necessárias para o static ice building.

3.3.3. Gelo Encapsulado

Os containers são retangulares e confeccionados em polietileno de alta densidade. Tem-se dois tamanhos diversos de containers que armazenam 17 e 4.2 litros cada. Esta diferenciação é necessária apenas para facilitar e otimizar a ordenação dos containers no tanque de armazenagem.

Os containers são preenchidos com água deionizada uma vez que esta se congela mais facilmente do que a água convencional. As impurezas contidas na água abaixam a temperatura de solidificação como o que ocorre com a salmoura.

Estudos experimentais indicam que a utilização de água deionizada promovem uma redução de até 14 % da energia necessária para o congelamento. Isto é particularmente verdadeiro em processos que a formação de um bloco de gelo ocorre a partir da periferia até o centro e a camada de gelo atua como isolante térmico. Concomitantemente, a concentração de impurezas na parte central aumenta dificultando ainda mais o congelamento e, portanto, elevando o consumo de energia.

A temperatura inicial de solidificação da água é de - 2.4 °C. Após alcançado este valor e iniciado o processo de mudança de fase, o congelamento continua a uma temperatura de 0 °C. Durante o congelamento, a formação e quebra da camada de gelo é evidenciado pelo som característico proveniente dos tanques.

O fluido de refrigeração utilizado na interface tanque de armazenagem e usuários é uma solução de glicol/água (10 %). Isto impede que o fluido se congele nos evaporadores e a baixa concentração de glicol não afeta substancialmente as propriedades térmicas da água.

Os containers são preenchidos completamente com água deionizada e projetados para se expandir quando a água se congela. O nível de armazenagem é medido em um tanque auxiliar que indica a expansão volumétrica causada pelo armazenamento.

Uma análise da troca de calor entre a água contida nos recipientes e o líquido de resfriamento será apresentada. Será utilizado a analogia elétrica para representar a troca de calor .

$$q' = \Delta T R$$

aonde q' = taxa de troca de calor

ΔT = diferença de temperatura entre o interior do container e o fluido refrigerante.

R = resistência térmica

A análise se baseia nas dimensões físicas de um container. As extremidades são desconsideradas por tocarem outros recipientes e assim, não promoverem troca de calor. Cada container é capaz de absorver 6000 Btu até se solidificar.

3.3.4. Fluido de Transferência

Para o projeto, deve-se escolher um fluido adequado responsável pela transferência de calor entre o evaporador e os containers de gelo. Este fluido é resfriado pelo refrigerante e usado para a transmissão térmica. Suas características essenciais são :

1. Permitir uma transferência de calor adequada entre os componentes de sistema. Isto é determinado pelas características físicas do fluido através da determinação do seu coeficiente de troca de calor.

2. Tenha temperaturas de trabalho adequadas ao sistema proposto evitando congelamento e ebulição do próprio fluido.

3. Seja compatível com os materiais que estão em contato evitando corrosão ou manutenção frequente.

Como se está trabalhando próximo a 0 °C, pode-se utilizar salmouras e outros fluidos que tem uma temperatura de congelamento levemente inferior que da água e que são razoavelmente baratos. Outra opção muito utilizada, principalmente em sistemas de ar condicionado é o etileno-glicol.

Salmouras

Uma solução de qualquer sal e água sempre tem uma concentração cujo o ponto de congelamento é o menor. Uma solução nesta concentração é chamada de mistura eutética e a temperatura de congelamento é a temperatura eutética. Uma solução com outra concentração qualquer começa a congelar um dos seus componentes (sal ou água) até que a concentração da mistura restante atinja a concentração eutética e se congele na temperatura eutética.

Um cuidado que deve-se ter é escolher a concentração adequada para que a temperatura inicial de congelamento não seja facilmente atingida pelo evaporador.

Os dois tipos usuais de salmouras são de NaCl (cloreto de sódio) e CaCl_2 (cloreto de cálcio). O cloreto de cálcio tem a vantagem de fornecer temperaturas de congelamentos menores mas têm o inconveniente de ser corrosivo.

Neste caso se utilizará uma salmoura de NaCl por ser de fácil obtenção e fornecer propriedades térmicas suficientes para a nossa aplicação particular.

Abaixo são fornecidas as principais propriedades físicas da salmoura escolhida.

Propriedades da salmoura de NaCl (à temperatura de -4 °C)		
% em peso de NaCl	19	%
Viscosidade	0,0036	Kg/m.s
Calor Específico	3,39	kJ/Kg.K
Densidade	1148,9	Kg/m ³
Condutibilidade Térmica	0,449	W/m.K
No. Prandtl	27,18	-
Temperatura inicial de Congelamento	- 15,3	° C

Corrosão :

As salmouras neutras não são corrosivas mas estão sujeitas a vários contaminantes que podem torná-la corrosiva. Ar (oxigênio) e CO₂ são alguns destes contaminantes. Portanto, uma aeração excessiva da salmoura deve ser evitada; sempre que possível, deve-se mantê-la em sistema fechado. A salmoura deve ser inibida com a adição de cromato ou dicromato de sódio e ajustado o seu pH para valores entre 7.0 a 8.5.

Para o cloreto de sódio é recomendado 200 libras de Na₂Cr₂O₇.2H₂O para cada 1000 pés cúbicos de salmoura. A adição de soda cáustica é necessária para corrigir o pH.

Etileno-glicol

O etileno-glicol é uma opção muito utilizada atualmente em aplicações de termoacumulação por fornecer boas propriedades físicas à baixas temperaturas. Aliado a isso, sua baixa volatilidade e corrosividade o tornam um elemento competitivo nos sistemas atuais. A desvantagem principal deste elemento é sua toxicidade o que o restringe a aplicações que não envolvam possível contato com alimentos. Por esta razão, este elemento não será utilizado no nosso projeto.

3.3.5. Coeficiente de Troca de Calor

A maior dificuldade é manter uma taxa de troca térmica razoável entre o container e o fluido durante a carga e descarga. O fluido passa através de espaços entre os containers que podem ser aproximados por longos dutos retangulares. De acordo com os containers anteriormente citados, estes dutos tem aproximadamente 38mm x 6.3 mm e aproximadamente 25 m de comprimento o que representa dois passes de 12.5 m. O diâmetro hidráulico destas passagens é igual a 4 vezes a área dividida pelo perímetro, ou seja, 11.2 mm.

Para se estimar as taxas de troca de calor é necessário calcular o número de Reynolds do fluido que passa pelo tanque. Para dutos retangulares temos :

$$Re \cdot D_H = \frac{V \cdot \rho \cdot L}{D_H}$$

aonde V é a velocidade média do fluido, ρ é a densidade do fluido, L e D_H são respectivamente o comprimento e o diâmetro hidráulico da passagem. A velocidade média é de 436 m/h para estas aplicações. Neste caso tem-se um número de Reynolds de 742 que representa um fluxo laminar. Isto significa que o fluxo central é separado do gelo encapsulado por uma fina camada de fluido estático e, portanto, existe o fenômeno da condução na troca de calor.

É importante lembrar que nas extremidades, não tem-se esta camada estática o que significa que o cálculo fornecerá um valor menor que o real e que está a favor da segurança.

Para se estimar a troca de calor por convecção foi tomado o modelo de Kays (1955) aonde :

$$h = \frac{Nu \cdot k}{D}$$

Neste caso, o número de Nusselt é limitado pelo seu valor mínimo de 3.66 para escoamentos em dutos longos de pequeno diâmetro. Para k de $0.55 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$ correspondente a água a 0°C , tem-se um coeficiente de troca de calor de $193 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$. Outra correlação sugerida por Sieder e Tate (1936) foi utilizada para levar em conta dados experimentais. O valor do coeficiente é dado por :

$$h = \frac{k}{D} * 1.86 * \frac{\text{Re} D * \text{Pr} * D^{.33}}{L}$$

Esta equação fornece o valor de $159 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ para água a baixas temperaturas com número de Prandtl de 13. Este valor é menor e será levado em conta o que já por si assegura um aumento na segurança do cálculo.

Se, por outro lado, for utilizado esferas ao invés de paralelepípedos, este coeficiente de troca de calor não será o mesmo. Pela teoria descrita no livro do Holman, tem-se que no caso de convecção natural em esferas podemos tomar a seguinte equação :

$$Nu_f = \frac{h \cdot d}{k_f} = 2 + 0,43 \cdot Gr_f \cdot Pr_f^{-1/4} \quad \text{para } 1 < Gr_f < 10^5$$

$$\text{aonde } Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot T_p - T_\infty \cdot D^3}{\nu^2}$$

Considerando esferas de 30 mm e aplicando os valores citados anteriormente da salmoura, chega-se que Gr será de 6468 o que permite a aplicação da relação acima. Substituindo Prandtl e Grashof chega-se em um h de 161,7 W/m² °C

3.3.6. Cálculos e Resultados do Projeto

Para o cálculo da quantidade de containers necessários ao nosso projeto tomam-se algumas hipóteses :

Será utilizado containers de polietileno de alta densidade de 35x300x400 mm no caso de paralelepípedos e diâmetros de 30 mm para as esferas.

Será adotado um coeficiente de convecção natural de $159 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ para os containers do tipo paralelepípedo.

A carga térmica necessária para o sistema é de 900 Kcal/24horas.

Será adotado que a circulação natural da salmoura é suficiente para promover a troca de calor.

A diferença de temperatura de $4,5 \text{ } ^\circ\text{C}$ foi escolhida pois melhor compatibiliza o tamanho do evaporador com a geladeira e o termoacumulador.

Cálculos

Deve-se assegurar os seguintes valores para operacionalizar o sistema :

- Quantidade de gelo : carga térmica / h_{lv} da água deionizada

$$\frac{900 Kcal}{80 Kcal/Kg} = 11,25 Kg$$

São necessários 12 litros de água deionizada para armazenar energia.

- Área mínima de troca

Tomando uma diferença de temperatura de 4,5 °C e levando em consideração o fenômeno de condução pelo polietileno e pela camada de gelo formada (tomada uma camada média) além da convecção natural será demonstrado três casos distintos :

CASO 1 : Para paralelepípedos

$$h_{\text{conv}} = 159 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$k_{\text{polietileno}} = 0,498 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

$$k_{\text{gelo}} = 2,21 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta x_{\text{polietileno}} = 2,5 \text{ mm}$$

$$\Delta x_{\text{gelo}} = 7 \text{ mm (espessura média)}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{conv}}} + \frac{\Delta x}{k_{\text{polietileno}}} + \frac{\Delta x}{k_{\text{gelo}}}} \cong 69 \text{ W m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \cong 59 \text{ Kcal h.m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q = U \cdot A_T \cdot \Delta T$$

$$900 = 59 \cdot A_T \cdot 4,5 \Rightarrow A_T = 3,4 \text{ m}^2$$

Dimensões de 35x300x400 mm

Perímetro de 0,289 m²

Volume de 4,2 litros

Serão necessários 3 containers para termos 12 litros de água necessária.

Área Total de 0,867 m²

Volume Total de 12,6 litros

Serão necessários 12 containers para 3,4 m² de área mínima.

Novo volume total de 50,4 litros

Este resultado inviabiliza o sistema pela necessidade de muito espaço.

CASO 2 : Para esferas de 100 mm

$$h_{\text{conv}} = 162 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$k_{\text{polietileno}} = 0,498 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

$$k_{\text{gelo}} = 2,21 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta x_{\text{polietileno}} = 2,5 \text{ mm}$$

$$\Delta x_{\text{gelo}} = 24 \text{ mm (espessura média)}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{conv}}} + \frac{r_{\text{ext}}^2 (r_i - r_e)}{k_{\text{polietileno}}} + \frac{r_{\text{ext}}^2 (r_i - r_e)}{k_{\text{gelo}}}} \cong 30 \text{ W m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \cong 26 \text{ Kcal h.m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q = U \cdot A_T \cdot \Delta T$$

$$900 = 26 \cdot A_T \cdot 4,5 \Rightarrow A_T = 7,7 \text{ m}^2$$

Diâmetro de 100 mm

Área de 0,03142 m²

Volume de 0,52 litros

Serão necessários 24 esferas para termos 12 litros de água.

Área Total de 0,76 m²

Volume Total de 12,5 litros

Serão necessários 245 esferas para termos 7,7 m² de área

Novo Volume Total de 127,5 litros

O uso de esferas de 100 mm torna o sistema inviável pela relação área/volume

CASO 3: Para esferas de 30 mm

$$h_{\text{conv}} = 162 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$k_{\text{polietileno}} = 0,498 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

$$k_{\text{gelo}} = 2,21 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta x_{\text{polietileno}} = 1,5 \text{ mm}$$

$$\Delta x_{\text{gelo}} = 7,5 \text{ mm (espessura média)}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{conv}}} + \frac{r_{\text{ext}}^2 (1/n - 1/r_o)}{k_{\text{polietileno}}} + \frac{r_{\text{ext}}^2 (1/n - 1/r_o)}{k_{\text{gelo}}}} \cong 62 \text{ W m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \cong 54 \text{ Kcal h.m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q = U \cdot A_T \cdot \Delta T$$

$$900 = 54 \cdot A_T \cdot 4,5 \Rightarrow A_T = 3,7 \text{ m}^2$$

Diâmetro de 30 mm

Área de 0,0028 m²

Volume de 0,01 litros

Serão necessários 1200 esferas para termos 12 litros de água.

Área Total de 3,36 m²

Volume Total de 12 litros

Serão necessários 1322 esferas para termos 3,7 m² de área

Novo Volume Total de 13,2 litros

3.3.7. Conclusão

Para se atingir a quantidade de energia acumulada necessária, é imprescindível se garantir $3,7 \text{ m}^2$ de área de troca de calor e 12 kg ou mais de água no interior dos containers (no caso de 30 mm de diâmetro). O diâmetro comercial usual é de 100 mm mas, nas condições de projeto, este sistema seria inviável. Para se contornar isto seria necessário aumentar o coeficiente global de troca através da introdução de convecção forçada ou diminuir a quantidade de calor a ser transferida por hora. Pode-se causar este segundo efeito aumentando o tempo de carga do sistema.

A opção de uso dos containers do tipo paralelepípedo seria considerada inicialmente mas não existe nenhum fornecedor nacional deste tipo de sistema.

O volume ocupado pelos containers expandidos (carregados termicamente) será de 1,1 o volume de água deionizada; ou seja, 14,52 litros.

3.4. Estudo e Seleção dos Refrigerantes

3.4.1. Introdução

Define-se **refrigerante** como a substância usada para a transferência de calor num sistema de refrigeração. Ele absorve calor pela sua evaporação à baixa temperatura e pressão e cede esse calor pela sua condensação à alta temperatura e pressão.

Entre os aspectos importantes na escolha de um refrigerante pode-se citar:

- Como a refrigeração se efetua pela evaporação do fluido refrigerante, este evidentemente deve ser volátil e seu calor latente de evaporação deve ser alto, para que a refrigeração desejada seja obtida com o mínimo de refrigerante em circulação.
- O refrigerante deve ser estável, sem qualquer tendência a se decompor nas condições de funcionamento e não deve ter efeitos prejudiciais sobre os metais, lubrificantes e outras partes do sistema de refrigeração.
- É importante que o refrigerante seja seguro nas condições normais de funcionamento, portanto não deve ser combustível, manter a chama ou ser explosivo, cuidados devem ser tomados quanto à possibilidade de vazamentos, que devem ser detectáveis por verificação simples e quanto à toxicidade do refrigerante.

- O refrigerante deve ter pressões de Evaporação e Condensação razoáveis, sua compressão à pressão de Condensação deve requerer o mínimo de potência e sua Temperatura Crítica deve estar bem acima da Temperatura de Condensação.

Concluindo, seu custo deve ser razoável deve existir em abundância para seu emprego comercial e, por fim, não deve causar danos ao meio ambiente.

No Brasil, os principais refrigerantes usados para aplicações sanitárias (em contato com alimentos) podem ser divididos em 3 principais grupos:

Compostos Inorgânicos: Foram os primeiros refrigerantes e alguns são até hoje utilizados, tais como a Água, Dioxido de Carbono e principalmente a Amônia.

Compostos Halocarbônicos (Halogenados): Inclui refrigerantes que contém os seguintes componentes: Cloro, Fluor e Bromo. Sua característica principal é o seu caráter inócuo, associado a boas características de desempenho termodinâmico e estabilidade química.

Nos últimos anos, entretanto os CFCs (hidrocarbonetos halogenados à base de Cloro) vêm sendo condenado pelo seu potencial de ataque à camada de ozônio e sua fabricação será encerrada (segundo o Protocolo de Montreal, do qual o Brasil é signatário) em 2006.

Azeotrópos: São substâncias que não podem ser separadas em seus compostos por destilação. São conhecidos como R500, R501 e R502 e fabricados pela HOECHST e DU PONT.

3.4.2. Possíveis Refrigerantes

Neste caso serão especificamente estudados os seguintes refrigerantes :

1. Amônia
2. Água
3. R-12
4. R-22
5. R-502

1. Amônia

A amônia , nome comercial R717 , foi descoberta em 1774, numa reação de sal amoníaco com cal virgem. Em 1784 o gás foi decomposto com uma centelha elétrica e sua fórmula foi estabelecida: NH_3 . Desde 1867 ela é usada em sistemas de refrigeração.

A presença da amônia é maciça nas instalações de refrigeração industrial de média e alta capacidade. É a amônia que refrigera a maior parte dos grandes laticínios e cooperativas de leite que aplicam técnicas de termoacumulação. Questões de segurança e em última análise , de legislação fazem com que aplicações potenciais da amônia venham a se caracterizar pela **refrigeração indireta** . Neste caso, a instalação frigorífica é isolada em uma casa de máquinas, procedendo ao resfriamento de um líquido que será o agente final de refrigeração. O isolamento do escoamento da amônia na casa de máquinas , que deve ser dotada de excelente refrigeração e de um sensor de amônia ,

contorna o maior obstáculo à expansão do uso da amônia: sua toxicidade. É importante notar, porém que a Refrigeração Indireta, usando geralmente Água ou Monoetilenoglicol como refrigerante auxiliar, implica numa redução do desempenho global do sistema. Um inconveniente óbvio é o aumento do sistema e a consequente necessidade de espaço.

Composição	NH ₃
Massa Molecular	17,03
Temperatura Crítica (°C)	132,4
Pressão Crítica (bar)	113,5
Temperatura de Ebulição Normal (°C)	-33,4
Entalpia de Vaporização Normal (Kj/Kg)	1372,8
Volume Específico do Vapor Saturado Normal (m ³ / Kg)	1,125
Relação entre Pressões na Faixa -30 / 35 °C	9,81
Relação entre Pressões na Faixa 0/ 35 ° C	2,72
Potencial de Destruição da Camada de Ozônio (ODP)	0
Efeito Estufa (GWP)	0
Odor	acre-irrespirável
Limites de Explosão (% volume no ar)	17 a 27
Estabilidade ao Calor	até 150 °C
Ação corrosiva sobre metais	Cobre, Zinco
Toxicidade	índice 2
Temperatura de Inflamação	700 - 780

Tabela 1 : Propriedades Físicas da Amônia.

2. Água

A água, refrigerante 718, é usada geralmente na refrigeração indireta de galões de leite (um outro Fluido Refrigerante esfria a água que resfria galões de leite recém chegados da fazenda). No nosso caso, não é possível o uso pelas suas características físicas. Ele será utilizado, no entanto como fluido intermediário, mas para isto, terá a adição de substâncias para modificar algumas das suas características (Salmoura).

Composição	H ₂ O
Temperatura de Solidificação (1 Atm) em °C	0
Temperatura de Ebulição (1 Atm) em °C	100
Densidade a 4°C (g / cm ³)	1
Calor de Vaporização (Cal / g)	540
Características	incolor, inodora e insípida má condutora de eletricidade solvente polar

Tabela 2: Propriedades Físicas da água.

3. R12

Este gás que muito se aproxima do refrigerante ideal, é denominado diclorofluormetano. É considerado atóxico para os devidos fins. Seu ponto de ebulição, sob condições atmosféricas normais é de -29,8°C, sendo apenas ligeiramente solúvel em água, não é inflamável nem tão pouco explosivo e é termicamente estável até 540°C.

Quando aquecido por uma chama em presença de oxigênio e vapor d'água, decompõe-se formando ácido clorídrico, hidrofluórico, dióxido de carbono, cloro e fosgênio.

O efeito do R12 sobre os metais é tão pequeno que pode ser considerado como inerte, ainda mesmo em presença da água. Além de ser atóxico, não provoca a menor irritação à epiderme. O seu calor latente de evaporação é bastante baixo. O peso do refrigerante que circula por unidade tempo para determinada quantidade de refrigeração é consideravelmente maior do que o dos outros refrigerantes comuns, sendo apenas ligeiramente maior do que o do gás carbônico. Dado que a densidade do R12 é mais baixa do que a densidade dos outros refrigerantes, com exceção do bióxido de carbono, o deslocamento teórico do pistão é de cerca de 1,7 vezes maior do que seria para a amônia.

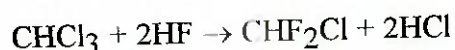
O R12 é apenas um dos tipos de uma série de fluidos refrigerantes halogenados, que se estão firmando cada vez mais no conceito dos fabricantes de instalações frigoríficas.

Peso Molecular	120,92
Temperatura Crítica	112,0 °C
Pressão Crítica	42 kg/cm ²
Temperatura de Ebulição	- 29,8 °C
Temperatura de fusão	- 158 °C
Relação entre Cp/Cva	1,13

Tabela 3 : Propriedades Físicas do R12.

4. R22

O difluorclorometano é preparado da mesma forma que o R23, pela ação do ácido fluorídrico sobre o clorofórmio:



As principais características físicas do R22 são:

Peso molecular:	86,48
Temperatura crítica:	96,0°C
Pressão crítica:	49,2 kg/cm ²
Temperatura de ebulição:	-40,8°C
Temperatura de fusão:	- 160°C
Relação entre Cp/Cva: 18°C e 0,7atm	1,178

Tabela 4 : Propriedades Físicas do R22

O R22 é um agente frigorífico de pressão média, do mesmo título que o amoníaco, apresentando, contudo, razões de compressão mais fracas. É empregado para a obtenção de temperaturas até -60°C e também em temperaturas mais altas substitui o R12, porquanto possui uma produção frigorífica volumétrica 60% maior do que a desse último.

A solubilidade nos óleos é elevada, porém apresenta uma lacuna de miscibilidade à baixa temperatura. O R22, por outro lado, mostra-se mais ativo que o R12 em relação aos materiais de natureza orgânica.

Segurança com gases halogenados

Manipulados corretamente, os gases comprimidos são ferramentas vitais na indústria da refrigeração e do condicionamento de ar. Aplicados imprópriamente, podem causar sérios acidentes.

A ocorrência de acidentes, embora não seja frequente ou fatal, atrai a atenção especial para os procedimentos de precaução para o manuseio seguro dos gases em uso nos testes, limpeza e carregamento de sistemas.

Oxigênio e acetileno não devem nunca serem utilizados para pressurizar qualquer sistema de refrigeração ou condicionador de ar.

O oxigênio explodirá em contato com o óleo e o acetileno pode explodir sob pressão, exceto, como nos cilindros comerciais de acetileno, quando dissolvido em acetona.

Os cilindros devem ser manipulados com cuidado. Não devem cair ou sofrer impactos, e devem ser amarrados com segurança na posição vertical.

O teste de pressão ou a limpeza a pressão dos sistemas de condicionamento de ar ou de refrigeração podem ser perigosos. Deve ser empregada extrema cautela na seleção e utilização do equipamento de pressurização.

Ao se evacuar ou purgar qualquer sistema contendo R12 ou R22, deve-se sempre ventilar imediatamente o local.

O R12 ou o R22, em determinadas concentrações, e quando na presença de chamas abertas, isto é, não protegidas, (como no caso de um fogão a gás ou a lâmpada piloto de um aquecedor de água a gás), podem sofrer decomposição química e dar origem à formação do perigosíssimo gás fosgênio.

Por outro lado, uma súbita descarga do refrigerante no estado líquido, espalhada na pele, pode danificar seriamente o tecido, por causa da rápida evaporação.

É necessário, portanto, manter os olhos e as partes expostas da pele afastados de qualquer ponto em que haja a possibilidade de ocorrer uma descarga de refrigerante.

Critério de projeto

Compressores especiais são necessários às instalações com R22. Estes aparelhos vem sendo desenvolvidos e testados há um bom tempo, para uso a temperaturas medianas e para condicionamento de ar.

Também problemáticas, devido às altas temperaturas do gás de descarga, são as instalações de baixa temperatura, especialmente no que se refere à estabilidade térmica do óleo e do refrigerante, gerando a possibilidade de formação de ácido e incrustações de cobre. Deste modo, algumas medidas especiais devem ser adotadas, como compressão em dois estágios, injeção controlada de refrigerante e refrigeração adicional, limitando o superaquecimento do gás de sucção, além de uma instalação criteriosa.

5. R-502

O principal fluido azeotrópo - para ser mais preciso, uma mistura azeotrópica - usado em refrigeração é o R-502. O R-502 é uma mistura azeotrópica de 48,8% de R-22 e 51,2% de R-115, em peso. Sua temperatura de ebulição é de $-45,6^{\circ}\text{C}$ e suas interessantes propriedades frigorigênas fizeram com que o mesmo viesse ser muito empregado, para aparelhos de pequena e de média capacidade. A temperatura de descarga dos compressores é bem mais baixa do que com o R-22, o que proporciona uma melhor estabilidade ao óleo. A capacidade frigorigêna é bem próxima da do R-22.

Peso molecular:	111,64
Ponto de ebulição	-45,6°C
Temperatura crítica	90,1°C
Pressão crítica	42,1 atm
Densidade do líquido	1,220 à 30°C
Densidade do vapor saturado, no ponto de ebulição	6,05 Kg/m ³
Calor de evaporação, no ponto de ebulição	42,48 Kcal/Kg
Relação de calores específicos	1,132
Solubilidade em água, em ppm, à 25°C	560

Tabela 5 : Propriedades Físicas do R502

A solubilidade em óleos é próxima, porém, sempre inferior à do R-22 nas mesmas condições. No comportamento perante os materiais de uma instalação frigorífica, possui as mesmas propriedades favoráveis como todos os agentes frigorígenos do tipo halogenado.

No emprego de metais somente é necessário observar que, em presença de umidade, dever-se-ia prescindir de zinco e magnésio em forma pura. Alumínio pode ser empregado quando a parcela de magnésio for de menor de 2%. Chumbo não deveria ser empregado como material de vedação.

Elastômeros apropriados para R-22 também podem ser empregados em instalações frigoríficas de R-502. Materiais à base de neopreno ou Pernuban apresentam os valores mais favoráveis em relação à inchaço e extração. Como os elastômeros não se compõem apenas de um composto químico uniforme, mas são combinações de diversas substâncias básicas, não é possível prever a aptidão.

Em instalações frigoríficas, plásticos geralmente são utilizados em forma de folhas, fitas ou cordas para prender o enrolamento elétrico do motor. Bons resultados foram obtidos com folhas de éster tereftálico (R) Hostaphan. Do mesmo modo consagraram-se vernizes a esta base como isolamento de fios. Isolamentos de materiais que podem conter água ligada especialmente a temperaturas mais elevadas. Além disso, sob determinadas condições podem produzir água nova por transformações químicas.

A escolha do óleo lubrificante deve ser cuidadosa devido a razão que a parcela do R-115 reduz a miscibilidade no óleo. A solubilidade de água no R-502 está na mesma ordem de grandeza do R-22, possui elevada estabilidade térmica e química, não é tóxica e não afeta ao ser humano, mesmo em porcentagens elevadas.

O R-502 é usado com compressor alternante e é aplicado basicamente em balcões frigoríficos e depósitos de alimentos congelados e sorvetes, fábricas de produtos alimentícios congelados e como excelente refrigerante não específico. Também usado em balcões frigoríficos de temperatura média, caminhões frigoríficos e bombas térmicas.

O principal fabricante do R-502 é a Du Pont sob o nome de Freon 502.

3.4.3. Elementos de Comparação entre Refrigerantes

- **Análise Comparativa:**

A escolha de um refrigerante é feita pela comparação direta entre os refrigerantes com características favoráveis para faixa de aplicação necessária. Nesse sentido devem ser analisados os seguintes aspectos:

1. Desempenho Termodinâmico
2. Perda de Carga
3. Capacidade de Transferência de Calor
4. Toxicidade
5. Flamabilidade
6. Efeitos sobre o meio ambiente
7. Custos

Dentre os itens analisados , uma discussão sobre a Perda de Carga se justifica somente no caso de aplicações em que as linhas de fluido e retorno são extensas e a perda de carga passa a ser um fator econômico importante . Diretamente , porque influi na escolha da tubulação de toda a instalação e indiretamente porque pode afetar a potência de compressão e conseqüentemente aumentar o consumo energético da instalação. Este não é este caso particular uma vez que as capacidades e dimensões são muito pequenas.

Um ponto importante a ser discutido é a controvérsia a respeito dos CFCs, mesmo com o Protocolo de Montreal, que prevê o fim dos CFCs em 2040 para os países em desenvolvimento, seu uso, principalmente do R22 que é usado em um grande número de aplicações, ainda é defendido. Segundo Manoel L. S. Gameiro, Gerente de Engenharia da Coldex-Frigor Equipamentos : "Uma vez que os resfriadores de líquidos têm sua vida útil estimada em 20 anos e as unidades *self contained* em 15 anos, o uso dos CFCs continua sendo viável ".

Quanto ao fator econômico, é importante notar que a amônia tem custo significativamente inferior aos principais halogenados de "transição" (há uma tendência no mercado em substituir o R11 e o R22 por HCFCs como o R123 e o HCFC-22 que tem um potencial de ataque à camada de ozônio 1/20 vezes menor que o R22) entre 3% e 6% do custo dos refrigerantes R134a e R123. Isto explica o "ressurgimento" da amônia na refrigeração, dentro do impasse dos CFCs. Em instalações de médio e grande porte, onde reside o potencial de aplicação da amônia ,a carga de refrigerante passa a ser um fator econômico importante considerando-se que o custo dos refrigerantes alternativos, mesmo do R134a, é cerca de 5 vezes ou mais o dos CFCs antes da sua regulamentação.

Concluindo, não existe refrigerante ideal, a escolha de um refrigerante é feita pesando-se sua vantagens e desvantagens numa matriz de decisão , balizando-se sempre pelo custo.

A - Desempenho do Ciclo

A fim de que um fluido refrigerante de à instalação um bom rendimento refrigerante, o ciclo de funcionamento da mesma deve aproximar-se o mais possível do ciclo ideal de Carnot.

Para caracterizar o maior ou menor afastamento do ciclo de funcionamento real de um fluido refrigerante qualquer, daquele ideal de Carnot, adota-se:

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{E}{E_{\text{carnot}}}$$

$$\text{onde } E = \frac{Q_e}{A.L.m} \text{ e } E_{\text{carnot}} = \frac{T_c}{T_c - T_e}$$

são os coeficientes de efeito refrigerante correspondentes respectivamente ao ciclo real de fluido em estudo e ao ciclo ideal de Carnot.

Como cada fluido constitui, sob aspecto real de funcionamento, um caso particular para determinação de η é necessário dispor do diagrama entrópico do fluido. Para os casos de fluidos dos quais se dispõe de diagramas de cálculo TS ou PH, estabeleceu-se a fórmula prática:

$$\eta_{\text{ciclo}} = 1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{T_c}{T_e} \cdot (T_c - T_e) \cdot \frac{T_s - T_e}{T_c \cdot (T_c - T_e)} + \frac{T_e}{T_c} + \frac{C_i}{C_o \cdot C_p} - (T_c - T_e)$$

onde:

T_c = Temperatura absoluta de condensação

T_e = Temperatura absoluta de vaporização

T_s = Temperatura absoluta de sub-resfriamento

r_e = Calor de vaporização a temperatura

C_o = Calor específico do líquido

C_p = Calor específico do vapor superaquecido a pressão constante

Nestas condições, pode-se concluir que, do ponto de vista em estudo, um bom fluido frigorígeno deverá apresentar:

- um pequeno calor específico do vapor
- elevados calores específicos do líquido e do vapor superaquecido a pressão constante
- calor de vaporização elevado em relação ao calor específico do líquido

Assim, aplicando a fórmula em diversos fluidos frigorígenos, para as condições de:

$$T_c = 30^\circ\text{C}$$

$$T_e = 15^\circ\text{C}$$

$$T_s = 30^\circ\text{C}$$

obtemos os valores da tabela :

Refrigerante	η_{ciclo}
R11	0,866
R22	0,813
Amônia	0,826
R12	0,820
Água	0,710
Dióxido de Carbono	0,446
R113	0,835

B - Segurança no emprego do refrigerante

Atendendo a segurança pessoal e material, os fluidos frigorigênos devem ser:

- não inflamáveis e não explosivos, quando misturados com ar (sob este aspecto, podem ser considerados não inflamáveis, os fluidos refrigerantes que não contém átomos de H_2 , como os freons saturados, pouco inflamáveis a NH_3 , e os freons não saturados,; em muito inflamáveis, o C_2H_5Cl , o C_2H_4 , o C_2H_6 , o C_3H_8 , etc).

- atóxicos (quanto a toxicidade, os fluidos frigorigênos podem ser classificados de acordo com os inúmeros índices que constam na tabela, caracterizados em função da concentração percentual em volume ao ar e duração de exposição que causam efeito letal ou intoxicação letal ou intoxicação grave). Os compostos fluorcarbonados apresentam toxicidades relativamente baixas em relação aos outros refrigerantes.

Tabela de classificação dos índices de toxicidade

Índice	Concentração (% volume no ar)	Tempo de Exposição
1	0,5 a 1	5 minutos
2	0,5 a 1	30 minutos
3	2 a 2,5	1 hora
4	2 a 2,5	2 horas
5a	menos nocivo que o grupo 4	
5b	entre os grupos 5a e 6	
6	algum efeito	2 a 20 horas

Tabela de classificação dos refrigerantes quanto à sua toxicidade

Refrigerante	Índice de Toxicidade
Amônia	2
R12	6
R22	5a
Dióxido de Carbono	5a
R13	-
R11	5a
R113	4a - 5
R114	6
R21	4

- bastante estáveis ao calor, principalmente nas temperaturas de funcionamento do ciclo (sob este aspecto, alguns refrigerantes se decompõem ao fogo, dando origem ao fogogênio (COCl_2), que, em caso de incêndios, poderá dificultar o combate as chamas);

- facilmente identificáveis no caso de escapamentos, seja pelo odor, seja por meio de fenômenos visíveis (coloração, fumos, etc), seja ainda por meios de efeitos secundários (como variação de resistências elétricas aquecidas); assim, os freons podem ser facilmente localizados por meio das chamadas lamparinas HALIDE, que constam essencialmente de uma chama de álcool que aquece uma massa de cobre; um tubo flexível permite circulação do ar desde a zona suspeita de fugas até a lamparina. Caso haja vestígios de freon, a chama muda de coloração, passando de azul para verde azulada.

C - Compatibilidade com materiais

Quando os fluorcarbonos são aquecidos a altas temperaturas, em contato com outros materiais, como ar, umidade, materiais plásticos, metálicos, óleos lubrificantes, etc, podem ocorrer reações químicas entre fluorcarbono e o outro material. As temperaturas em que ocorre uma reação significativa e os produtos da reação, serão diferentes para cada material; portanto, não se pode fazer qualquer generalização com relação à estabilidade dos fluorcarbonos associados com outros materiais. Abaixo, alguns casos específicos importantes são apresentados:

Ar : descobriu-se que R22, a pressões acima de 150psi é ligeiramente combustível com o ar ou com o oxigênio e não deveria ser misturado com ar para testes de vazamento.

Não se encontrou qualquer outra evidência da interação dos fluorcarbonos com o ar na ampla variedade de utilizações que os fluorcarbonos têm tido nas últimas décadas, exceto quando misturas de fluorcarbono-ar são submetidas a temperaturas extremas, como as de chamas (onde as temperaturas estão acima de 1.650°C) ou de aquecedores de resistência elétrica (em que as temperaturas estão acima de 700°C).

Água (hidrólise) : O R22 e o R23, que contém hidrogênio, hidrolisam-se a índices proporcionais à concentração em solução e à concentração de íons hidroxila.

Óleos lubrificantes (hidrocarbonetos) : A estabilidade dos fluorcarbonos com óleos lubrificantes tem sido amplamente demonstrada através do seu uso bem sucedido durante muitos anos, nos sistemas de refrigeração. Nos sistemas pequenos e herméticos, em que o R12, R22 e R502 são usados, as misturas óleo-fluorcarbono são expostas a motores elétricos que operam a temperaturas de até 107°C. Na válvula de descarga do compressor, as misturas de gás de fluorcarbono e névoa de óleo podem chegar a temperaturas de 177°C ou mais elevadas, mas o tempo de exposição é curto.

Se os limites de estabilidade forem ultrapassados, ocorre uma reação química entre o refrigerante e o óleo. Em alguns fluorcarbonos, como o R12 e o R22, acredita-se que a reação envolva a troca de átomo de cloro do fluorcarbono com um átomo de hidrogênio do óleo. O óleo clorado resultante pode se decompor em ácido clorídrico e óleo não saturado, o qual, por sua vez, pode polimerizar-se em óleo degradado e, finalmente, em borra.

Metais : A maioria dos metais normalmente utilizados, como aço, ferro fundido, latão, cobre, estanho, chumbo e alumínio podem ser usados satisfatoriamente com os compostos halocarbonados. A altas temperaturas, alguns dos metais podem agir como catalisadores para dissociar o composto. A tendência dos metais de promover a decomposição térmica dos compostos aparece na seguinte ordem geral:

Menor decomposição: Inconel < Aço inoxidável < Níquel < Aço 1340 < Alumínio < Cobre < Bronze < Latão < Prata : Maior decomposição

Essa ordem é apenas aproximada e podem ser encontradas exceções em determinados compostos halocarbonados ou sob condições especiais de uso.

As ligas de Magnésio e Alumínio com mais de 2% de Magnésio não são recomendadas para uso em sistemas que contenham compostos halocarbonados em que haja a presença de água.

Não se recomenda o uso de Zinco cor R11 ou R13. Experiências com Zinco e compostos halogenados têm sido limitadas e não se tem observado reatividade fora do comum. Contudo, o Zinco é um pouco mais reativo quimicamente do que os outros metais comuns, e seria bom evitar sua utilização com os compostos halogenados, a menos que se realizem testes adequados.

Compatibilidade com plásticos : As diferenças na estrutura polimérica, peso molecular, tipo e conteúdo do plastificante e temperatura podem resultar em alterações significativas na resistência dos plásticos aos compostos halocarbonados. Assim, devem se realizar testes de compatibilidade para aplicações específicas. Um breve resumo é dado abaixo:

Resinas acetáis : Adequadas para utilização com compostos halocarbonados na maioria das condições.

Fibra acrílica (polímeros de metacrilato) : Podem ser dissolvidas pelo R22, mas normalmente é adequada para uso com R12 e R14, especialmente para períodos curtos de exposição. Em períodos de exposição prolongada pode haver rachaduras e fendas e o plástico pode tornar-se opaco. Questiona-se o uso com R113 e R11, devendo ser testados cuidadosamente. As resinas fundidas são, normalmente, muito mais resistentes do que as resinas extrudadas.

Acetato de Celulose e Nitrato de Celulose : De um modo geral, são adequados para serem usados com compostos halocarbonados.

Resina de Epóxi : Altamente resistentes quando curadas e de um modo geral, totalmente adequadas para utilização com os compostos halocarbonados.

Nylon : Normalmente adequado, porém pode apresentar tendência a tornar-se frágil a altas temperaturas na presença de ar ou água. Testes realizados a 121°C com R12 e R22 indicaram que a presença de água ou álcool é indesejável. Há necessidade de testes específicos, principalmente para serviços em alta temperatura.

Resinas fenólicas : Normalmente não são afetadas pelos compostos halocarbonados. As resinas deste tipo abrangem uma grande gama de composições e recomenda-se testes.

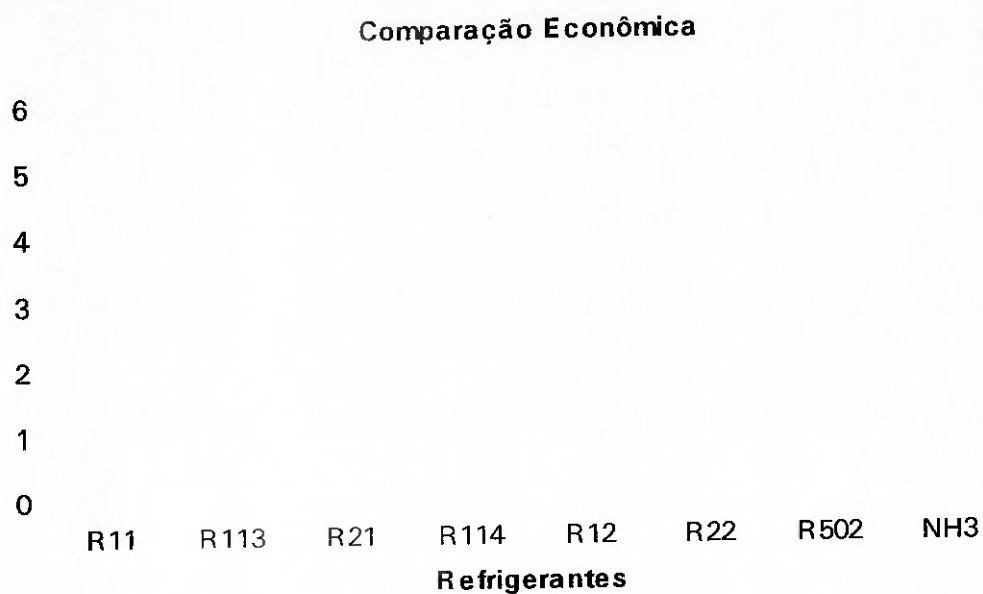
Resinas de Policarbonato : Normalmente, sofrem grande inchamento e extração. Não são recomendadas.

Policlorotrifluoretileno : Ligeiro inchamento, porém, normalmente adequado para ser usado com os compostos halocarbonados.

Polietileno e Polipropileno : Normalmente adequados para aplicações a temperatura ambiente.

D - Comparação Econômica

Levando-se em conta as principais instalações refrigerantes e os respectivos fluidos refrigerantes, tendo em vista uma análise efetuada no mercado brasileiro de sistemas de refrigeração, levantou-se o gráfico abaixo, que mostra uma comparação econômica entre os diversos fluidos refrigerantes. O eixo das ordenadas corresponde ao custo do refrigerante relativo ao R12.



3.4.4. Aplicação no Projeto

A escolha da amônia não se faz possível pelo seu alto nível de toxicidade. O R22 têm características inadequadas frente ao R12. O R502 apresenta como o maior inconveniente o seu custo mais elevado (dobro). No nosso caso específico, o refrigerante utilizado será o Freon R-12. Apesar deste refrigerante não ser o mais moderno, ecológico e eficiente atualmente disponível, ele alia estas três características de maneira mais adequada com propriedades de sanitariedade e baixo custo além da facilidade de se adquiri-la.

No entanto é necessário se atentar para os cuidados e procedimentos descritos nos capítulos anteriores a fim de termos uma operação segura.

A toxicidade deste elemento é baixa sendo adequado, portanto, a aplicações que envolvem armazenamento de alimentos para consumo humano. Tanto isto é verdade que a maioria dos refrigeradores utilizam este refrigerante.

Em um futuro próximo, provavelmente, poderemos utilizar o R134a que é, pelas pesquisas, o elemento mais adequado de substituição do ponto de vista da proteção ambiental.

3.4.5. Considerações Finais (Novos Refrigerantes)

O estudo dos substitutos (livres de cloro) disponíveis ou em desenvolvimento têm demonstrado que a melhor solução deve ser uma mistura dos novos elementos. R12 pode ser substituído por R134a. Este elemento, no entanto não é uma alternativa viável (como substância pura) para os refrigerantes R502 e R22. Com exceção da amônia (NH₃) e propano (R290) somente R32, R125 e R134a são substâncias viáveis no ponto de vista ecológico. Estes elementos, no entanto, são muito mais promissores como componentes de misturas zeotrópicas aonde as características individuais podem ser combinadas para satisfazer as necessidades de acordo com a proporção na mistura.

R134a como substituto do R12.

O R134a tem propriedades termodinâmicas similares do R12. A capacidade de refrigeração, necessidades energéticas e níveis de temperatura e pressão são compatíveis nas faixas de temperaturas interessantes para ar condicionado e temperaturas médias. Este refrigerante pode, portanto, substituir o R12 para a maioria dos casos.

Um agravante sério nesta substituição é determinar um lubrificante adequado para o R134a. Os óleos minerais ou sintéticos tradicionais não são miscíveis no R134a e, deste modo, não são carregados adequadamente através do sistema. A solução deste problema parece estar na utilização de lubrificantes a base de Poliol Éster (POE's) ou Poli Alquilenos Glicóis (PAG's). Estes lubrificantes são, no entanto higroscópicos sendo necessário manter a umidade do sistema de refrigeração sob controle (abaixo de 100 ppm).

Por fim deve-se citar que o R134a é compatível com todos os metais e ligas normalmente usados anteriormente com os CFC's, devendo-se evitar o uso de Zinco, Magnésio, Chumbo e Alumínio com mais de 2% de magnésio, o que já era válido para os CFC's.

O R134a apresenta boa compatibilidade com os elastômeros. Contudo as borrachas fluoradas dos tipos FKM ou FPM (Viton) não são recomendadas. Devido a diferente estrutura molecular do R134a, comparada com os CFC's totalmente halogenados, são evidentes problemas de difusão de refrigerante em alguns tipos de mangueira. Por exemplo as mangueiras utilizadas em condicionadores de ar de automóveis, estas devem ser revestidas com um núcleo interno de poliamida.

Toxicidade

Os resultados confirmam as expectativas em termos toxicológicos para o R134a, não sendo perceptíveis indicações sobre teratrogenidade, mutagenidade e cancerogenicidade. Estudos toxicológicos sobre inalação de dois anos tiveram resultados bem promissores.

Em comparação com o R12 as avaliações são em parte melhores. Os resultados indicam que o produto é seguro para uso em refrigeração doméstica, comercial, industrial e aplicações em ar condicionado.

R152a como substituto do R12

O refrigerante R152a não ataca a camada de ozônio como o R134a. Suas características termodinâmicas são equivalentes as do R12. O seu acréscimo ao efeito estufa é muito baixo (1/10 em relação ao R134a e 1/100 do R12).

Um fator negativo é sua baixa estabilidade térmica, o que restringe sua aplicação à sistemas com temperaturas altas dos gases de exaustão. A flamabilidade é um grave problema que impediu testes em escala real do refrigerante. Atualmente estuda-se a possibilidade de criar uma mistura de R134a e R152 para diminuir a flamabilidade. Os resultados obtidos até agora não se mostraram satisfatórios.

3.5. Seleção de Isolantes

Isolantes térmicos são aqueles materiais ou combinações de materiais que, quando aplicados adequadamente, retardam o fluxo de calor por condução, radiação e convecção.

Com isso isolamentos térmicos servem para uma ou mais das seguintes funções:

1. Conservar energia pela redução da perda ou ganho de calor de tubulações, tanques, equipamentos, etc.
2. Controle da temperatura nas superfícies de equipamentos e estruturas para proteção e conforto.
3. Facilitar o controle da temperatura de um processo, equipamento ou estrutura.
4. Prevenir a condensação de vapor d'água em superfícies com temperatura inferior a de orvalho.

Funções adicionais de um isolamento :

1. Reforço estrutural.
2. Prevenir ou reduzir danos relacionados com exposição ao fogo ou resfriamento.
3. Reduzir barulho e vibração.

Propriedades de alguns isolantes mais comuns:

Isolante	Cortiça	Fibra de vidro	Poliestireno expandido	Poliuretano expandido
Densidade (kg/m ³)	100-150	20-80	10-30	40
Condutividade Térmica (Kcal/mh°C)	0,032	0,030	0,030	0,020
Resistência à passagem de água	regular	nenhuma	boa	boa
Segurança ao fogo	pobre	boa	pobre	pobre
Resistência a compressão (kgf/m ²)	5000	nenhuma	2000	3000
Custo	relativamente alto	baixo	relativamente alto	alto

Optou-se pela utilização do poliuretano expandido, em função de sua maior resistência térmica, pois sendo a disponibilidade de energia limitada devem ser evitadas ao máximo as perdas de calor.

No Recálculo da Carga Térmica [3.8.2] está representada a variação do coeficiente global de transferência de calor em função da espessura do isolamento, onde se verifica que a espessura ótima do isolamento é de 5 cm.

3.6. Interface de Acionamento

Foram estudadas duas alternativas para o acionamento do compressor :

- Acionamento elétrico (bateria da embarcação)
- Acionamento mecânico por correia

A princípio considerou-se o sistema elétrico a fim de se utilizar um compressor hermético, normalmente utilizado em geladeiras domésticas. Se buscava, com isso, minimizar o custo, já que esse tipo de compressor é bastante comum no mercado e a sua montagem não necessitaria de nenhuma adaptação mecânica do motor diesel.

Entretanto a evolução do projeto revelou que o sistema elétrico para essa aplicação é desvantajoso tanto em termos econômicos (custo inicial), como em termos energéticos, pois, como será descrito a seguir, existiria uma série de perdas adicionais que reduzem a eficiência do sistema.

A primeira dificuldade do sistema elétrico surge em função do tipo de tensão disponível numa embarcação, normalmente 12 ou 24 V_{CC}. Os compressores herméticos usuais são de corrente alternada, portanto sua utilização depende de um conversor de corrente contínua em alternada. Outra opção seria a utilização de um compressor hermético de corrente contínua, porém esse equipamento não é fabricado no Brasil e teria de ser adquirido no exterior. Qualquer uma dessas alternativas corresponde a um aumento no custo da instalação.

Apesar de ser uma geladeira pequena (volume de 240 l) se comparada com as residenciais, sua característica de funcionamento resultam na necessidade de uma capacidade de refrigeração aproximadamente 5 vezes maior das residenciais para que a acumulação ocorra no tempo de 1 hora (condição de projeto). Para tanto é necessária uma potência de compressão de 440 W [3.8.3]. Considerando-se que a tensão disponível é de 24 V_{CC} resulta que a corrente será um pouco maior de 18 Amp. Para a segurança do sistema e, também para se utilizarem os cabos elétricos normalmente disponíveis no mercado a corrente deve ficar em torno dos 10 Amp. Isso só seria possível aumentando o tempo de funcionamento do compressor para 1 h. 30 min., ou seja, o tempo aumentaria em 50% em relação a condição de projeto.

Analisando energeticamente o sistema elétrico temos o seguinte quadro: um alternador transforma energia mecânica em energia elétrica. Na bateria a energia elétrica é transformada em energia química para ser armazenada. A energia química é então novamente convertida em energia elétrica que, dependendo do tipo de compressor hermético, poderá ainda ser necessário submetê-la a um conversor de frequência para só então ser transformada em energia mecânica. Cada uma dessas passagens tem uma certa eficiência, que quando acumuladas resultam numa perda significativa de energia.

Outro sistema elétrico pode ser formulado, onde o alternador fornece corrente diretamente ao compressor. Elimina-se assim a passagem pela bateria mas ainda estamos convertendo energia mecânica em elétrica, que por sua vez volta a ser transformada em energia elétrica.

No acoplamento mecânico utiliza-se diretamente a energia mecânica disponível portanto sua eficiência é maior. A montagem desse tipo de compressor não é tão complexa pois o motor já dispõe da correia que aciona o alternador. Uma embreagem magnética com alimentação 12 V_{CC} controla a ação do compressor.

Optou-se, portanto pela utilização do acoplamento mecânico por correia que, como foi visto acima, revelou-se a forma de acionamento mais adequada tanto energeticamente como do ponto de vista econômico.

3.7. Sistemas de Controle

Os sistemas de termoacumulação em ar condicionado têm aplicado inúmeros métodos de controle para facilitar ou otimizar a sua operação. Estes métodos são essenciais na elaboração do conceito de prédios inteligentes.

A partir de oscilações de temperaturas externas, o sistema modifica a carga de refrigeração de maneira a manter o mais estável possível o ambiente de controle. Também pelo horário é balanceado o uso do termoacumulador visando o menor custo de operação do sistema através da monitoração da temperatura da salmoura. Um último exemplo é o controle do funcionamento do chiller para alimentar/recarregar o termoacumulador.

Neste caso específico, o objetivo não é instalar um sistema de controle sofisticado para o termoacumulador. A necessidade maior é apenas evitar que haja um desperdício de energia durante o recarregamento do sistema. Isto leva a necessidade de monitoração da carga total acumulada.

De um modo simples, pode-se monitorar a carga acumulada pela mudança do nível da salmoura a medida que os containers vão se congelando e, portanto, aumentando o seu volume. Uma forma inicial de controle seria a instalação de um sensor de nível que automaticamente atuaria na embreagem magnética do compressor da forma de ON-OFF. Com uma simples disposição física do tanque adequada e um visor de nível também é possível passar a informação da carga acumulada. O desligamento do chiller pode ser feito manualmente pelo usuário. Uma dificuldade seria impedir que as oscilações naturais do movimento da embarcação interfiram neste controle.

Para se evitar isto é possível dispor de um controle por temperatura. Com um transmissor monitora-se a temperatura do fluido de transferência (salmoura) e, quando esta elevar-se acima de um valor superior ou descer abaixo de um valor mínimo, seriam acionados indicadores luminosos alertando o usuário. No caso de selagem hermética do tanque, o controle poderia ser feito com um pressostato. Esta configuração também não seria interferida pela oscilação da embarcação.

Outro ponto em que é possível instalar algum tipo de controle é no compressor. De acordo com a temperatura de saída do refrigerante do compressor e a temperatura do meio de troca do condensador, poderíamos modular o compressor para termos a melhor performance. Obviamente, percebe-se que este nível de sofisticação não é necessário tampouco adequado.

Extrapolando o nível de controle, poderíamos interligar informações do nível de armazenamento de energia elétrica nas baterias e nível de armazenamento de energia térmico no termoacumulador. Isto seria útil para se controlar e otimizar o funcionamento do compressor repondo tanto energia elétrica como térmica e garantindo assim um suprimento mais confiável.

Portanto, existe inúmeros pontos passíveis de controle no nosso sistema mas isto sobrecarregaria a instalação elétrica e sofisticaria a manutenção da embarcação; uma característica indesejável.

a. Nível de Acumulação Térmica

Pelas opções acima apresentadas, considerou-se mais viável o uso do transmissor de temperatura. Seria necessário apenas a definição dos set-point de nível alto e baixo

adequados para a operação. Estes alarmes estariam conectados a dois indicadores luminosos (verde e vermelho) que indicariam que o tanque estaria completamente carregado (seria prejudicial manter o compressor ligado) e completamente descarregado (é vital ligar o compressor).

Tomou-se como adequado o valor de 2 °C como temperatura máxima da salmoura (neste valor, todo o gelo já estaria fundido) e o valor de -7 °C como o valor mínimo (toda a água no interior dos containers já se congelou). O transmissor seria conectado na placa de separação da geladeira o que assegura a medição da temperatura da salmoura.

Em complemento a esta simples instrumentação, o usuário deve proceder da seguinte maneira :

Ao visualizar o luminoso verde (carregado), o usuário deve desconectar manualmente a embreagem magnética do compressor através de um interruptor.

Durante os períodos em que o motor da embarcação estiver ligado, o usuário deverá também acionar o compressor até que o luminoso verde acenda.

Ao visualizar o luminoso vermelho (descarregado), o usuário deve conectar a embreagem magnética do compressor através do mesmo interruptor. O motor deverá estar ligado. Lembramos que, se os dois procedimentos anteriores forem respeitados, este caso só ocorrerá após um longo período (24 hrs, em condições de projeto) sem uso do motor.

b. Outros

No sistema existe também controles acoplados no circuito de compressão responsáveis pela segurança na operação. São dois pressostatos que estão localizados na saída do compressor e no separador de líquido.

O primeiro serve para monitorar a pressão no sistema impedindo que esta atinja valores acima de operação prejudiciais aos componentes. O segundo indica a condição de trabalho do separador que deve trabalhar numa pressão definida. Uma grande variação nesta pressão causaria um funcionamento inadequado do separador e seria um indicativo da necessidade de manutenção.

3.8. Definição Física e Térmica

Com base nas informações apresentadas anteriormente e buscando-se obter uma melhor performance da geladeira em termos de:

- troca de calor na carga e descarga do compartimento de acumulação de gelo;
- distribuição mais homogênea da temperatura interna;
- utilização racional do espaço interno

chegou-se a definição física da caixa da geladeira apresentada no Desenho 001.

Observa-se que foi adotada uma placa evaporadora em forma de U cobrindo a parede traseira e as laterais. O acumulador de gelo corresponde a região entre a placa de evaporação e a outra placa em U, com espaço suficiente entre elas para conter uma fila de esferas.

O compartimento do freezer que foi considerado para o cálculo das cargas térmicas foi eliminado nessa fase do projeto pois seu consumo energético é demasiadamente elevado.

Com base nessas definições foi recalculada a temperatura interna da geladeira, a carga térmica, definido o ciclo de compressão e dimensionados os equipamentos.

A seguir será apresentado o desenvolvimento teórico dos itens descritos acima:

3.8.1. Cálculo da Temperatura Interna

Para a estimativa da temperatura no interior da geladeira foi aplicada a teoria da analogia elétrica com as resistências térmicas do sistema.

Por hipótese a temperatura na salmoura é de 0 °C durante a descarga da energia acumulada na forma de gelo.

Sendo assim considera-se o coeficiente de convecção natural entre a salmoura e a placa de alumínio, a condução por esta placa e a convecção natural entre esta placa e o ar no interior da geladeira.

O primeiro termo já foi calculado e chegamos ao valor de 190 W/m²°C conforme demonstrado no item 3.8.4. Para cálculo do coeficiente de condução pelo alumínio tem-se uma espessura de 4 mm e a condutividade térmica k de 164 W/m²°C.

O termo mais significativo, coeficiente de convecção entre a placa separadora e a ar, foi calculado segundo a teoria que consta no [Holman].

Cálculo do coeficiente :

Tomando que a temperatura no interior da geladeira será de 6,5 °C teremos :

$$Gr = \frac{g \beta (T_{ar} - T_{placa}) L^3}{\nu^2} = 1,33e9$$

Sabendo que Pr para o ar nestas condições é de 0,75 temos que Gr.Pr é igual a 1e9 aproximadamente.

Pela referência anterior temos que para Grf.Pr_f desta ordem podemos utilizar a seguinte correlação :

$$Nu = \frac{h_c \cdot L_c}{k_f} = 0,12 \cdot (Gr \cdot Pr)^{1/3}$$

$$h_c = \frac{0,12 \cdot (1e9)^{1/3} \cdot 0,03}{0,7} = 5,15 \text{ W m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Por fim sabemos que o fluxo de calor é dado por :

$$\begin{aligned} Q &= U \cdot A_f \cdot \Delta T \\ 900 \cdot (4,19 / 3,6) &= U \cdot 1,3 \cdot \Delta T \\ 24 \end{aligned}$$

$$\Delta T = \frac{43,65}{U \cdot 1,3}$$

O valor de U é dado por :

$$\begin{aligned} U &= \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{\Delta x}{k} + \frac{1}{h_2}} = \frac{1}{\frac{1}{190} + \frac{0,004}{164} + \frac{1}{5,15}} \\ U &= 5,1 \text{ W m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Juntando os valores obtidos :

$$\Delta T = \frac{43,65}{U_{1,3}} = \frac{43,65}{5,11,3} = 6,6^{\circ}C$$

Deste modo a temperatura média (de projeto) será de 6,6 °C no interior do equipamento proposto, que é adequada para a estocagem de alimentos.

3.8.2. Recálculo da Carga Térmica:

Carga de Penetração:

Compartimento de acumulação:

$$T_i := 0 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$T_e := 35 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T := T_e - T_i$$

Área de parede do acumulador:

$$l := 50 \cdot \text{cm}$$

$$c := 60 \cdot \text{cm}$$

$$h := 80 \cdot \text{cm}$$

$$d := 5 \cdot \text{cm}$$

$$\begin{aligned} \text{Área da base: } A_b &:= 2 \cdot d \cdot l + (c - 2 \cdot d) \cdot d \\ A_b &= 0.075 \cdot \text{m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Área total: } A_{ac} &:= 2 \cdot l \cdot h + c \cdot h + A_b \cdot 2 \\ A_{ac} &= 1.43 \cdot \text{m}^2 \end{aligned}$$

Coefficiente Global de Troca de Calor:

$$\text{convecção interna: } h_i := 190 \cdot \frac{\text{watt}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$\text{convecção externa: } h_e := 8.6 \cdot \frac{\text{kcal}}{\text{hr} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$h_e = 10.002 \cdot \frac{\text{watt}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$\begin{aligned} \text{resistividade térmica:} & & k &:= 0.02 \cdot \frac{\text{kcal}}{\text{hr} \cdot \text{m} \cdot \text{K}} \\ \text{(poliuretano expandido)} & & k &= 0.023 \cdot \frac{\text{watt}}{\text{m} \cdot \text{K}} \end{aligned}$$

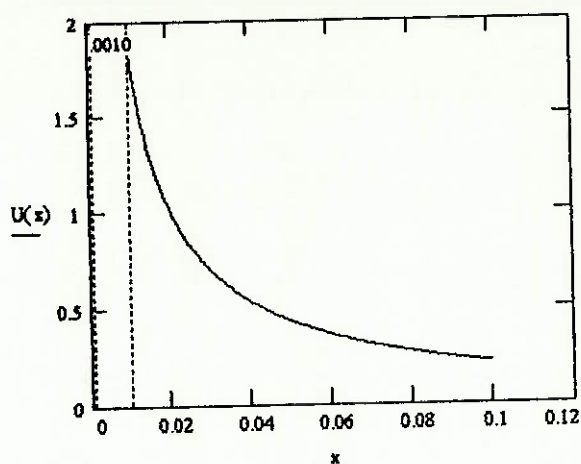
$$h_i := 190$$

$$h_e := 10.002$$

$$k := 0.023$$

$$x := .01, .011, .01$$

$$U(x) := \frac{1}{\left(\frac{1}{h_e} + \frac{x}{k} + \frac{1}{h_i} \right)}$$



para $x = 5 \text{ cm}$:

$$U(.05) = 0.439$$

$$U := 0.439 \cdot \frac{\text{watt}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$t := 24 \cdot \text{hr}$$

$$t = 8.64 \cdot 10^4 \cdot \text{sec}$$

$$q_{ta} := U \cdot A_{ac} \cdot \Delta T$$

$$q_{ta} = 21.972 \cdot \text{watt}$$

carga de penetração do
acumulador de gelo:

$$q_{ta} = 453.419 \cdot \frac{\text{kcal}}{24 \cdot \text{hr}}$$

Geladeira (análogo ao caso anterior) :

$$T_i := 5 \cdot \text{C}$$

$$T_e := 35 \cdot \text{C}$$

$$\Delta T := T_e - T_i$$

$$\Delta T = 30 \cdot \text{C}$$

Área de parede da geladeira:

$$l := 50 \cdot \text{cm}$$

$$c := 60 \cdot \text{cm}$$

$$h := 80 \cdot \text{cm}$$

$$A_{gel} := ch + 2 \cdot cl - 2 \cdot A_b$$

$$A_{gel} = 0.93 \cdot m^2$$

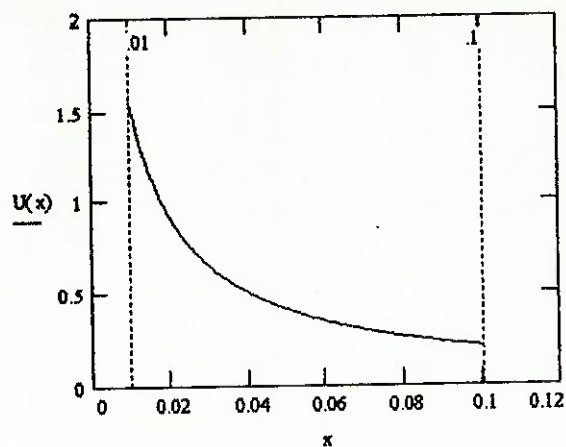
$$h_i := 9.37 \cdot \frac{\text{watt}}{m^2 \cdot K} \quad [\text{ASHRAE}]$$

$$h_e := 8.6 \cdot \frac{\text{kcal}}{\text{hr} \cdot m^2 \cdot K} \quad h_e = 10.002 \cdot \frac{\text{watt}}{m^2 \cdot K}$$

$$k := 0.02 \cdot \frac{\text{kcal}}{\text{hr} \cdot m \cdot K} \quad k = 0.023 \cdot \frac{\text{watt}}{m \cdot K}$$

$$h_e := 10 \quad h_i := 9.37 \quad k := 0.023 \quad x := .01, .011, .1$$

$$U(x) := \frac{1}{\left(\frac{1}{h_e} + \frac{x}{k} + \frac{1}{h_i} \right)}$$



para $x = 5 \text{ cm}$

$$U(.05) = 0.42$$

$$U := 0.42 \cdot \frac{\text{watt}}{m^2 \cdot K}$$

$$t = 8.64 \cdot 10^4 \cdot \text{sec}$$

$$q_{tg} := U \cdot A_{gel} \cdot \Delta T$$

$$q_{tg} = 11.718 \cdot \text{watt}$$

carga de penetração da
geladeira:

$$q_{tg} = 241.816 \cdot \frac{\text{kcal}}{24 \cdot \text{hr}}$$

Carga de Penetração Total (acumulador + geladeira):

$$q_t := q_{ta} + q_{tg}$$

$$q_t = 695.235 \cdot \frac{\text{kcal}}{24 \cdot \text{hr}}$$

Carga de serviço:

Geladeira:

$$T_i := 5 \cdot \text{C}$$

$$T_e := 35 \cdot \text{C}$$

$$\Delta T := T_e - T_i$$

$$U := .205 \cdot \frac{\text{kcal}}{\text{hr} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$U = 0.238 \cdot \frac{\text{watt}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$q_p := U \cdot A_{gel} \cdot \Delta T$$

$$q_p = 137.268 \cdot \frac{\text{kcal}}{24 \cdot \text{hr}}$$

Acumulador: não troca ar com o ambiente (não tem carga de serviço)

Carga Total (Penetração + Serviço) :

$$q_{total} := q_p + q_t \quad q_{total} = 832.503 \cdot \frac{\text{kcal}}{24 \cdot \text{hr}}$$

Fator de segurança: 10%

$$q_{sist} := q_{total} (1.1)$$

$$q_{sist} = 915.754 \cdot \frac{\text{kcal}}{24 \cdot \text{hr}}$$

3.8.3. Ciclo de Refrigeração Real

Características do ciclo:

Refrigerante: R12

rendimento isentrópico do compressor: 70%

temperatura de evaporação: $T_{\text{evap}} := -10 \cdot \text{C}$

temperatura de na saída do compressor: $T_{\text{cond}} := 60 \cdot \text{C}$

capacidade de refrigeração: $C_T := 900 \cdot \text{kcal}$ em $t_{\text{carga}} := 1 \cdot \text{hr}$

$$Q_L := \frac{C_T}{t_{\text{carga}}}$$

$$Q_L = 900 \cdot \frac{\text{kcal}}{\text{hr}} \quad Q_L = 1.0467 \cdot \text{kW}$$

estado 1 : saída do evaporador

superaquecimento: 2 C

$$T_1 := T_{\text{evap}} + 2 \cdot \text{C} \quad T_1 = -8 \cdot \text{C}$$

$$h_1 := 349000 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg}} \quad h_1 = 349 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$s_1 := 1570 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad s_1 = 1.57 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$p_1 := 220000 \cdot \text{Pa} \quad p_1 = 220 \cdot \text{kPa}$$

estado 2i: entrada do condensador após uma compressão ideal

$$h_{2a} := 379000 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg}} \quad h_{2a} = 379 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$s_{2a} := s_1 \quad s_{2a} = 1.57 \cdot \frac{\text{kJ}}{(\text{kg} \cdot \text{K})}$$

$$p_{2a} := 1200000 \cdot \text{Pa} \quad p_{2a} = 1.2 \cdot 10^3 \cdot \text{kPa}$$

estado 3: saída do condensador - líquido saturado

$$\begin{aligned} T_3 &:= 321 \cdot \text{K} & \text{degC}(T_3) &= 48 \cdot \text{C} \\ h_3 &:= 246700 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg}} & h_3 &= 246.7 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ p_3 &:= p_{2a} & p_3 &= 1.2 \cdot 10^3 \cdot \text{kPa} \end{aligned}$$

estado 4: entrada do evaporador

$$\begin{aligned} h_4 &:= h_3 & h_4 &= 246.7 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ p_4 &:= p_1 & p_4 &= 220 \cdot \text{kPa} \end{aligned}$$

Vazão de refrigerante:

$$\dot{m} := \frac{Q_L}{h_1 - h_4} \quad \dot{m} = 0.0102 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{sec}}$$

Potência para um compressor isentrópico:

$$\dot{w}_{\text{iso}} := \dot{m} (h_{2a} - h_1) \quad \dot{w}_{\text{iso}} = 0.31 \cdot \text{kW}$$

Potência real: $\eta_1 := 0.7$

$$\dot{w}_{\text{real}} := \frac{\dot{w}_{\text{iso}}}{\eta_1} \quad \dot{w}_{\text{real}} = 0.44 \cdot \text{kW} \quad \dot{w}_{\text{real}} = 0.59 \cdot \text{hp}$$

$$\text{COP (coefficient of performance): } \text{COP} := \frac{Q_L}{\dot{w}_{\text{real}}} \quad \text{COP} = 2.4$$

estado 2: entrada do condensador após uma compressão real

$$\begin{aligned} \dot{w}_{\text{real}} &= \dot{m} (h_2 - h_1) \\ \dot{w}_{\text{real}} &= 438.5002 \cdot \text{watt} & \dot{m} &= 0.0102 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{sec}} \\ h_2 &:= \frac{(\dot{w}_{\text{real}} + \dot{m} h_1)}{\dot{m}} & h_2 &= 391.8571 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ p_2 &:= p_{2a} & p_2 &= 1.2 \cdot 10^3 \cdot \text{kPa} \end{aligned}$$

3.8.4. Dimensionamento do Evaporador

Características do evaporador:

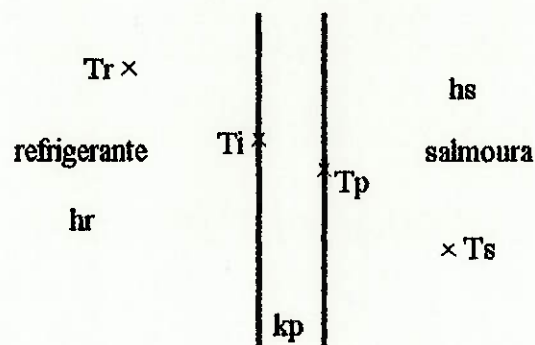
placa de alumínio

espessura: $\Delta x := 0.2 \cdot \text{cm}$

condutividade térmica: $k_{\text{al}} := 164 \cdot \frac{\text{watt}}{\text{m} \cdot \text{K}}$

Capacidade de refrigeração: $Q_L := 900 \cdot \frac{\text{kcal}}{\text{hr}}$ $Q_L = 1.047 \cdot 10^3 \cdot \text{watt}$

Distribuição de temperaturas no evaporador:



$T_r := 263 \cdot \text{K}$ $\text{degC}(T_r) = -10 \cdot \text{C}$ (temperatura do refrigerante)
 $T_s := 268.5 \cdot \text{K}$ $\text{degC}(T_s) = -4.5 \cdot \text{C}$ (temperatura da salmoura)
 $T_p := 264 \cdot \text{K}$ $\text{degC}(T_p) = -9 \cdot \text{C}$ (temperatura da parede) - hipótese 1

Coeficiente de película no refrigerante >> coeficiente de película na salmoura

Coeficiente de película na salmoura:

Convecção Natural em placas verticais:

temperatura de filme: $T_f := \frac{T_p + T_s}{2}$ $T_f = 266.25 \cdot \text{K}$
 $\text{degC}(T_f) = -6.75 \cdot \text{C}$

propriedades da salmoura para T_f :

densidade: $\rho := 1153 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

viscosidade: $\mu := 3.3 \cdot 10^{-2} \cdot \text{poise}$ $\mu = 0.003 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{sec}}$

viscosidade cinemática: $\nu := \frac{\mu}{\rho}$ $\nu = 2.862 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{\text{m}^2}{\text{sec}}$

condutividade térmica: $k_s := 0.45 \cdot \frac{\text{watt}}{\text{m} \cdot \text{K}}$

calor específico: $c_{ps} := 3395 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$

altura da placa do evaporador: $L_{\text{evap}} := 0.74 \cdot \text{m}$

densidade da salmoura para T_s : $\rho_s := 1148.9 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

$\Delta\rho := \rho - \rho_s$ $\Delta\rho = 4.1 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Número de Grashof: $Gr_s := \frac{\left(\frac{\Delta\rho}{\rho}\right) \cdot g \cdot L_{\text{evap}}^3}{\nu^2}$ $Gr_s = 1.724 \cdot 10^9$

Número de Prandtl: $Pr_s := \frac{c_{ps} \cdot \mu}{k_s}$ $Pr_s = 24.897$

Para a geometria estudada temos a seguinte correlação:

$Nu_s := 0.508 \cdot \frac{Gr_s^{\frac{1}{4}} \cdot Pr_s^{\frac{1}{2}}}{(0.952 + Pr_s)^{\frac{1}{4}}}$ $Nu_s = 229.061$ (Nusselt para $x = L_{\text{evap}}$)

Nusselt médio: $Nu_{sm} := \frac{4}{3} \cdot Nu_s$

$Nu_{sm} = 305.415$

$Nu_s = \frac{h_s \cdot L_{\text{evap}}}{k_s}$ $h_s := \frac{Nu_{sm}}{L_{\text{evap}}} \cdot k_s$

$h_s = 185.725 \cdot \frac{\text{watt}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$ $h_s = 159.695 \cdot \frac{\text{kcal}}{\text{hr} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}}$

coeficiente global de transferência de calor:

(Influência da convecção no refrigerante e condução na placa são desprezíveis)

$$U_{\text{evap}} := \frac{1}{\frac{1}{h_s}} \quad U_{\text{evap}} = 185.725 \cdot \frac{\text{watt}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$Q_L = U_{\text{evap}} \cdot A_{\text{evap}} \cdot (T_s - T_r)$$

Área mínima do evaporador:

$$A_{\text{evap}} := \frac{Q_L}{U_{\text{evap}} \cdot (T_s - T_r)} \quad A_{\text{evap}} = 1.025 \cdot \text{m}^2$$

Área do evaporador (geometria do equipamento):

$$a := 0.50 \cdot \text{m}$$

$$b := 0.60 \cdot \text{m}$$

$$c := 0.74 \cdot \text{m}$$

$$A_{\text{evap}} := 2 \cdot (a \cdot c) + b \cdot c \quad A_{\text{evap}} = 1.184 \cdot \text{m}^2$$

cálculo da temperatura da parede (verificação da hipótese 1):

$$Q_L = h_s \cdot A_{\text{evap}} \cdot (T_s - T_p)$$

$$T_p := \frac{-(Q_L - h_s \cdot A_{\text{evap}} \cdot T_s)}{(h_s \cdot A_{\text{evap}})}$$

$$T_p = 263.74 \cdot \text{K}$$

$$\text{degC}(T_p) = -9.26 \cdot \text{C}$$

3.8.5. Dimensionamento do Condensador

Capacidade:

$w_{\text{real}} := 438.5 \cdot \text{watt}$		(potência do compressor)
$Q_L := 900 \cdot \frac{\text{kcal}}{\text{hr}}$	$Q_L = 1.047 \cdot 10^3 \cdot \text{watt}$	(carga de refrigeração)
$Q_H := w_{\text{real}} + Q_L$	$Q_H = 1.485 \cdot 10^3 \cdot \text{watt}$	(primeira lei da termodinâmica)
$T_c := 321 \cdot \text{K}$	$\text{degC}(T_c) = 48 \cdot \text{C}$	(temperatura de condensação)
$T_{\text{meio}} := 308 \cdot \text{K}$	$\text{degC}(T_{\text{meio}}) = 35 \cdot \text{C}$	(temperatura do meio)

Opção 1: troca de calor com ar por tubos aletados:

Coeficiente global de troca de calor para tubos de cobre aletados $U_{c1} := 400 \cdot \frac{\text{watt}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$ [ASHRAE]

Área: $A_{c1} := \frac{Q_H}{U_{c1} \cdot (T_c - T_{\text{meio}})}$ $A_{c1} = 0.286 \cdot \text{m}^2$

Diâmetro do tubo: $D_t := 1 \text{ cm}$

Comprimento total do tubo: $L_{c1} := \frac{A_{c1}}{\pi D_t}$ $L_{c1} = 9.091 \cdot \text{m}$

Opção 2 : trocador de calor de tubos concêntricos

Escoamento de líquido em tubos: [Stoecker]

propriedades da água do mar densidade:
T=25 °C

$$\rho_{ag} := 1100 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

viscosidade dinâmica: $\mu_{ag} := 1.5 \cdot 10^{-2} \cdot \text{poise}$ $\mu_{ag} = 0.002 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{sec}}$

condutividade: $k_{ag} := 0.3 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \left(\frac{\text{F}}{\text{ft}}\right)}$ $k_{ag} = 0.519 \cdot \frac{\text{watt}}{\text{m} \cdot \text{K}}$

calor específico: $c_{p_ag} := 0.85 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot \text{F}}$ $c_{p_ag} = 3.559 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$

velocidade média: $v := 1.5 \cdot \frac{\text{m}}{\text{sec}}$

diâmetro interno: $D_i := 1.4 \cdot \text{cm}$

Número de Reynolds: $Re := \frac{v \cdot D_i \cdot \rho_{ag}}{\mu_{ag}}$ $Re = 1.54 \cdot 10^4$ (turbulento)

Número de Prandtl: $Pr := \frac{c_{p_ag} \cdot \mu_{ag}}{k_{ag}}$ $Pr = 10.281$

Correlação: $Nu := 0.026 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4}$ $Nu = 147.845$

$h_i := \left(Nu \cdot \frac{k_{ag}}{D_i} \right)$ $h_i = 5.483 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{watt}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$

Condensação na superfície externa de tubos horizontais:

propriedades do R-12 na temperatura de condensação: $p := 1233 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

$$h_{lv} := 125200 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg}}$$

$$k := 0.0622 \cdot \frac{\text{watt}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$\mu := 0.000189 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{sec}}$$

Diferença de temperatura entre o refrigerante e a superfície do tubo: $\Delta T := 10 \cdot \text{K}$

Número médio de tubos por fileira: $N := 1$

Diâmetro externo do tubo: $D_e := 1.6 \cdot \text{cm}$

Coefficiente de película do lado do refrigerante:

$$h_c := 0.725 \cdot \left(\frac{g p^2 h_{lv} k^3}{\mu \Delta T N D_e} \right)^{\frac{1}{4}} \quad h_c = 1.423 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{watt}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Fator de Incrustação:

$$h_{fi} := 1.111 \cdot 10^4 \cdot \frac{\text{watt}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad \frac{1}{h_{fi}} = 9.001 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{watt}}$$

Coefficiente Global de troca de calor:

$$U := \frac{1}{\left(\frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_{fi}} + \frac{1}{h_i} \right)} \quad U = 1.026 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{watt}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Temperatura de saída da água:

$$T_e := 298 \cdot \text{K}$$

$$\text{degC}(T_e) = 25 \cdot \text{C}$$

$$Q_H = m \cdot c_p \cdot (T_s - T_e)$$

$$Q_H = p \cdot v \cdot A \cdot c_p \cdot \Delta T_c$$

área da seção transversal:

$$A_S := \frac{\pi D_i^2}{4}$$

vazão em massa: -

$$\rho \cdot v \cdot A_S = 0.285 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{sec}}$$

variação da temperatura da água:

$$\Delta T_c := \frac{Q_H}{\rho_{\text{ag}} \cdot v \cdot A_S \cdot c_{p_{\text{ag}}}}$$

$$\Delta T_c = 1.643 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$T_s := T_e + \Delta T_c$$

$$T_s = 299.643 \cdot \text{K} \quad \text{degC}(T_s) = 26.643 \cdot ^\circ\text{C}$$

Temperatura Média Logarítmica:

$$\text{DMLT} := \frac{(T_c - T_e) - (T_c - T_s)}{\ln \left(\frac{T_c - T_e}{T_c - T_s} \right)}$$

$$\text{DMLT} = 22.168 \cdot \text{K}$$

Área de tubo:

$$Q_H = U \cdot A \cdot \text{DMLT}$$

$$A := \frac{Q_H}{(U \cdot \text{DMLT})}$$

$$A = 0.065 \cdot \text{m}^2 \quad (\text{área externa})$$

Comprimento do tubo:

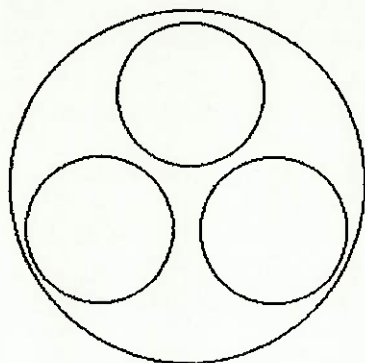
$$A = \pi \cdot D \cdot L$$

$$D_e = 0.016 \cdot \text{m}$$

$$L := \frac{A}{\pi \cdot D_e}$$

$$L = 1.3 \cdot \text{m}$$

Opção 3: trocador de calor tipo casco e tubo:



esquema da seção do trocador:

fluido interno: água

fluido externo: R-12

Escoamento de líquido em tubos [Stoecker]:

propriedades da água do mar densidade:

$T=25^{\circ}\text{C}$

$$\rho_{ag} := 1100 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

viscosidade dinâmica: $\mu_{ag} := 1.5 \cdot 10^{-2} \cdot \text{poise}$ $\mu_{ag} = 0.002 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{sec}}$

condutividade: $k_{ag} := 0.3 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \left(\frac{\text{F}}{\text{ft}}\right)}$ $k_{ag} = 0.519 \cdot \frac{\text{watt}}{\text{m} \cdot \text{K}}$

calor específico: $c_{p_ag} := 0.85 \cdot \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot \text{F}}$ $c_{p_ag} = 3.559 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$

velocidade média: $v := 1 \cdot \frac{\text{m}}{\text{sec}}$

diâmetro interno: $D_i := 0.493 \cdot \text{pol}$ $D_i = 1.252 \cdot \text{cm}$ $(3/8")$

Número de Reynolds: $Re := \frac{v \cdot D_i \cdot \rho_{ag}}{\mu_{ag}}$ $Re = 9.183 \cdot 10^3$

Número de Prandtl: $Pr := \frac{c_{p_ag} \cdot \mu_{ag}}{k_{ag}}$ $Pr = 10.281$

Correlação: $-Nu := 0.026 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4}$ $Nu = 97.763$

$$h_i := \left(Nu \cdot \frac{k_{ag}}{D_i} \right) \quad h_i = 4.054 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{watt}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Condensação na superfície externa de tubos horizontais:

propriedades do R-12 na temperatura de condensação: $\rho = 1.233 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

$$h_{lv} = 1.252 \cdot 10^5 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg}}$$

$$k = 0.062 \cdot \frac{\text{watt}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$\mu = 1.89 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{sec}}$$

Diferença de temperatura entre o refrigerante e a superfície do tubo:

$$\Delta T := 15.8 \cdot \text{K} \quad (\text{hipótese 2})$$

Número médio de tubos por fileira: $N := \frac{1 + 1 + 1}{3}$ $N = 1$

Diâmetro externo do tubo: $D_e := 0.675 \cdot \text{pol}$ $D_e = 1.714 \cdot \text{cm}$ $(3/8")$

Coefficiente de película do lado do refrigerante:

$$h_c := 0.725 \cdot \left(\frac{g \rho^2 \cdot h_{lv} \cdot k^3}{\mu \Delta T \cdot N \cdot D_e} \right)^{\frac{1}{4}} \quad h_c = 1.248 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{watt}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad [\text{Stoecker}]$$

Coefficiente Global de troca de calor:

$$U := \frac{1}{\left(\frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_{fi}} + \frac{1}{h_i} \right)} \quad U = 878.522 \cdot \frac{\text{watt}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Temperatura de saída da água:

$$Q_H = m \cdot c_p \cdot (T_s - T_e)$$

área da seção transversal: $A_S = \frac{\pi \cdot D_i^2}{4}$ $A_S = 1.232 \cdot 10^{-4} \cdot m^2$

vazão em massa por tubo: $v \cdot \rho_{ag} \cdot A_S = 0.135 \cdot \frac{kg}{sec}$

Número de tubos: $N_t = 3$

Vazão de água total: $m_T = N_t \cdot (v \cdot \rho_{ag} \cdot A_S)$ $m_T = 0.406 \cdot \frac{kg}{sec}$

variação da temperatura da água:

$$\Delta T_{ag} := \frac{Q_H}{\rho_{ag} \cdot N_t \cdot v \cdot A_S \cdot c_{p_{ag}}}$$

$$\Delta T_{ag} = 1.027 \cdot ^\circ C$$

$$T_s := T_e + \Delta T_{ag}$$

$$T_s = 299.027 \cdot K \quad \text{degC}(T_s) = 26.027 \cdot ^\circ C$$

Temperatura Média Logaritmica:

$$DMLT := \frac{(T_c - T_e) - (T_c - T_s)}{\ln \left(\frac{T_c - T_e}{T_c - T_s} \right)}$$

$$DMLT = 22.483 \cdot K$$

Área de troca:

$$Q_H = U \cdot A \cdot DMLT$$

$$A := \frac{Q_H}{(U \cdot DMLT)}$$

$$A = 0.075 \cdot m^2 \quad (\text{área externa})$$

Comprimento do tubo:

$$A = \pi \cdot D_e \cdot L \cdot N_t$$

$$D_e = 0.017 \cdot m$$

$$L := \frac{A}{\pi \cdot D_e \cdot N_t}$$

$$L = 0.465 \cdot m$$

(comprimento de cada tubo)

Verificação da hipótese 2:

$$T_i := \frac{T_s + T_e}{2}$$

$$T_i = 298.513 \cdot K$$

$$\text{degC}(T_i) = 25.513 \cdot C$$

$$U_1 := \frac{1}{\left(\frac{1}{h_{fi}} + \frac{1}{h_i} \right)}$$

$$U_1 = 2.97 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{watt}}{\text{m}^2 \cdot K}$$

$$Q_H = U_1 A \cdot (T_p - T_i)$$

$$T_p := \frac{(Q_H + U_1 A \cdot T_i)}{(U_1 A)}$$

$$T_p = 305.164 \cdot K$$

$$\text{degC}(T_p) = 32.164 \cdot C$$

$$T_c - T_p = 15.836 \cdot C$$

As opções 1 e 2 foram descartadas em virtude do tamanho excessivo que se obteve, já que isso dificultaria a adaptação de todo o sistema numa embarcação.

O desenho 004 contém um esquema do condensador projetado com suas dimensões.

3.8.6. Dimensionamento do Acumulador de Gelo

O volume de gelo a ser armazenado está contido no interior de 1.300 esferas. Desse modo o acumulador de gelo deve ter um volume suficiente para armazená-las na sua condição de maior volume, ou seja : esferas congeladas. A seguir está apresentado o dimensionamento do acumulador para essa condição:

espessura da parede da esfera :	$e := 0.15 \cdot \text{cm}$	
raio externo de uma esfera descongelada:	$d := 3 \cdot \text{cm}$	
	$r := \frac{d}{2}$	$r = 1.5 \cdot \text{cm}$
raio interno de uma esfera descongelada:	$r_i := r - e$	$r_i = 1.35 \cdot \text{cm}$
Volume interno de uma esfera descongelada:	$V_i := \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r_i^3$	$V_i = 1.031 \cdot 10^{-5} \cdot \text{m}^3$
Volume interno de uma esfera congelada:	$\rho_{\text{gelo}} := 917 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	
	$\rho_{\text{água}} := 1000 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	
	$V_c := \frac{\rho_{\text{água}}}{\rho_{\text{gelo}}} \cdot V_i$	$V_c = 1.124 \cdot 10^{-5} \cdot \text{m}^3$
raio interno de uma esfera congelada:	$r_i := \left(3 \cdot \frac{V_c}{4 \cdot \pi} \right)^{\frac{1}{3}}$	$r_i = 1.39 \cdot \text{cm}$
diâmetro externo de uma esfera congelada:	$d_e := 2 \cdot (r_i + e)$	$d_e = 3.079 \cdot \text{cm}$
volume real ocupado por 3 esferas congeladas (esferas + espaços vazios):		

$$d_e = 3.079 \cdot \text{cm}$$

$$x := \sqrt{d_e^2 - \left(\frac{d_e}{2} \right)^2} \quad x = 2.667 \cdot \text{cm}$$

$$h := 2 \cdot \left(\frac{d_e}{2} + x \right) \quad h = 8.412 \cdot \text{cm}$$

$$V_e := d_e \cdot d_e \cdot h \quad V_e = 0.08 \cdot \text{litros} \quad (\text{volume ocupado por 3 esferas})$$

número de esferas:

$$n_e := 1300$$

volume mínimo do acumulador :

$$V_{ac} := \frac{n_e}{3} \cdot V_e$$

$$V_{ac} = 34.561 \cdot \text{litros}$$

volume ideal do acumulador:

$$a = 50 \cdot \text{cm}$$

(sem folgas entre esfera e paredes)

$$b = 60 \cdot \text{cm}$$

$$c = 74 \cdot \text{cm}$$

$$V_{ac} := 2 \cdot (a \cdot c \cdot d_e) + (b - 2 \cdot d_e) \cdot c \cdot d_e$$

$$V_{ac} = 35.054 \cdot \text{litros}$$

volume real do acumulador:

$$l := 4 \cdot \text{cm}$$

$$V_{Rac} := 2 \cdot (a \cdot c \cdot l) + (b - 2 \cdot l) \cdot c \cdot l$$

$$V_{Rac} = 44.992 \cdot \text{litros}$$

volume necessário de salmoura:

$$r_e := \frac{d_e}{2}$$

$$r_e = 1.54 \cdot \text{cm}$$

$$V_e := \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r_e^3$$

$$V_s := V_{Rac} - n_e \cdot V_e \quad (n_e - \text{número de esferas})$$

(V_e - Volume de uma esfera)

$$V_s = 25.121 \cdot \text{litros}$$

3.8.7. Dimensionamento do Tubo Capilar

entrada do capilar: $T_{\text{cond}} := 60 \cdot \text{C}$ $P_{\text{cond}} := 1200 \cdot \text{kPa}$

saída do capilar: $T_{\text{evap}} := -10 \cdot \text{C}$ $P_{\text{evap}} := 220 \cdot \text{kPa}$

Vazão em massa: $\dot{m} := 0.0102 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{sec}}$

Para essas características, segundo Stoecker, tem-se que o seguinte capilar é adequado:

comprimento: $l := 1.4 \cdot \text{m}$

diâmetro: $D := 1.63 \cdot \text{mm}$

Deve-se salientar, no entanto, que não existe ainda uma forma teórica de se selecionar um tubo capilar. O procedimento acima fornece uma estimativa do tubo capilar, que deve ser testado para que se obtenha uma máxima eficiência do ciclo de refrigeração.

3.9. Projeção de Custos

Componentes principais do custo do sistema :

Containers de gelo : US\$ 600,00

Como o elemento proposto não se encontra comercialmente disponível, para estimar o custo destes elementos foi considerado que o custo por energia acumulada é pouco influenciado pelo diâmetro. Isto significa que os custos do processo de produção são mais elevados e significativos que os custos da matéria prima.

Compressor : US\$ 300,00

Trata-se de um compressor semi-hermético acionado mecanicamente por correia. Uma embreagem magnética alimentada por tensão de $12V_{CC}$ faz o acoplamento para que o compressor só entre em operação quando solicitado.

Condensador : US\$ 100,00

O condensador do tipo casco e tubo compõe-se basicamente de um tubo externo de 1 1/2" e três tubos internos de diâmetro nominal de 3/8".

Evaporador : US\$ 100,00

Placas de Alumínio : US\$ 75,00

Isolamento (poliuretano expandido)	US\$ 50,00
Instalação:	US\$ 150,00
Outros :	US\$ 200,00

Neste item estão agrupados todos os elementos restantes como tubos, vedação, parafusos, etc...

Custo Total Estimado :	US\$ 1.575,00
-------------------------------	----------------------

É importante lembrar mais uma vez que o sistema proposto não tem como atrativo principal um custo baixo. Seu valor, no entanto deve ser compatível com os outros sistemas disponíveis no mercado. A maior vantagem deste elemento é a independência deste com o sistema de baterias elétricas. Este fator torna o sistema mais confiável e reduz o perigo de descarregamento das reservas elétricas da embarcação.

4. Conclusão

O projeto desenvolvido durante este ano de 1994 teve como escopo principal estudar a utilização de técnicas de termoacumulação em áreas e situações distintas das comumente encontradas.

Neste caso, em específico, o uso destas técnicas em um sistema de refrigeração de geladeiras de embarcações de recreio com o objetivo de contornar o problema da dependência das baterias mostrou-se uma oportunidade para se aprofundar no assunto de termoacumulação ao mesmo tempo que se permitiu desenvolver um pré-projeto e projeto básico de relativa complexidade.

O trabalho se resumiu em 3 blocos.

A **Introdução** que procurou demonstrar as razões para desenvolver o projeto e analisar o estado atual do mercado.

O **Estudo Teórico** do fenômeno relativo, principalmente, a termoacumulação aplicada em grandes sistemas de ar condicionado

O **Projeto Básico** que envolveu um breve estudo e dimensionamento de todos os componentes principais do sistema proposto, um estudo do custo do sistema e os desenhos esquemáticos e de conjunto do projeto.

A concepção inicial sofreu algumas modificações a medida que foram surgindo obstáculos para sua execução, sempre, porém, mantendo-se as metas de desempenho propostas.

O desenvolvimento do projeto exigiu a aplicação de diversos conceitos relacionados a área térmica e teve assim importância na fundamentação e no aprofundamento de temas abordados durante o curso, além de motivar o estudo de outros assuntos específicos para sua utilização neste trabalho.

Bibliografia

Kreith, Frank, 1922- Princípios da transmissão de calor, São Paulo, Edgard Blücher, 1977

Holman, J.P., Transferência de calor, São Paulo, McGraw-Hill do Brasil, 1983

Fox, R.W., McDonald, A.T., Introdução à Mecânica dos Fluidos, Rio de Janeiro, Ed. Guanabara S.A., 1988

Laybourn, P.E., Thermal energy storage with encapsulated ice, ASHRAE Transactions 94(pt1), 1988

Stoecker, Wilbert F., Refrigeração e ar condicionado, São Paulo, McGraw-Hill do Brasil, 1985

Millan, P. I., Armazenamento Térmico em Sistemas de Ar Condicionado, Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo

ASHRAE :Fundamentals Handbook

ASHRAE :Equipments Handbook

ASHRAE :Systems Handbook

HOECHST, catálogos FRIGEN

DU PONT, catálogos FREON

Bitzer, REFRIGERANT REPORT

REVISTA ABRAVA, ano 18 , Nº 137, Janeiro / Fevereiro 1994

R. C. Jordan e G. B. Prieste , REFRIGERATION AND AIR
CONDITIONING, Prentice-Hall INC., 2ª edição

H. J. Macintire, REFRIGERATION ENGINEERING, John Weley
& Sons, 4ª edição

R. P. Torreira, REFRIGERAÇÃO E AR CONDICIONADO,
Fulton Editora Técnica LTDA, 1970

Apêndice