

**MARINHA DO BRASIL
CENTRO DE INSTRUÇÃO ALMIRANTE GRAÇA ARANHA
CURSO DE APERFEIÇOAMENTO PARA OFICIAL DE MÁQUINAS - APMA**

LEANDRO DO NASCIMENTO LEAL

**DIMENSIONAMENTO DE CAMARAS FRIGORIFICAS DA PLATAFORMA DE
PERFURACAO DEEP SEA METRO II (DSM II)**

**RIO DE JANEIRO
2016**

LEANDRO DO NASCIMENTO LEAL

**DIMENSIONAMENTO DE CAMARAS FRIGORIFICAS DA PLATAFORMA DE
PERFURACAO DEEP SEA METRO II (DSM II)**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Aperfeiçoamento para Oficiais de Máquinas do Centro de Instrução Almirante Graça Aranha, como parte dos requisitos necessários à obtenção do Certificado de Competência Regra III/2 de acordo com a Convenção STCW 78 emendada.

Orientador: PROFESSOR ARISTOTELES MELLO.

**RIO DE JANEIRO
2016**

LEANDRO DO NASCIMENTO LEAL

**DIMENSIONAMENTO DE CAMARAS FRIGORIFICAS DA PLATAFORMA DE
PERFURACAO DEEP SEA METRO II (DSM II)**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Aperfeiçoamento para Oficiais de Máquinas do Centro de Instrução Almirante Graça Aranha, como parte dos requisitos necessários à obtenção do Certificado de Competência Regra III/2 de acordo com a Convenção STCW 78 emendada.

Data da Aprovação: ____/____/____

Orientador: Professor ARISTOTELES MELLO

Assinatura do Orientador

NOTA FINAL: _____

AGRADECIMENTOS

Primeiro agradecimento eu faço a Deus, pois reconheço que vem do SENHOR a minha vida, a força, a saúde e a capacidade de vencer cada desafio, sem a presença de Deus não chegaria ao final dessa jornada.

Ao Meu orientador, Prof. Aristóteles Mello, que com dedicação contribuiu em nossa formação pessoal e profissional.

Ao Centro de Instrução Almirante Graça Aranha, que nos tornou profissionais capacitados para o mercado de trabalho.

A Ten Raquel, por sua presteza e atenção às minhas solicitações.

Aos meus familiares e esposa pelo incentivo, paciência e colaboração.

Aos amigos e colegas.

A todos que direta ou indiretamente, prestaram seu apoio e cooperação na realização desse trabalho.

RESUMO

O objetivo deste trabalho foi dimensionar e avaliar o desempenho da câmara frigorífica da plataforma de exploração de petróleo “Odfjell”, NS-35, levando em consideração os fatores como: espaço disponível, tipo e finalidade do produto. A plataforma encontra-se alocada na Bacia de Sergipe, distante cerca de 35 milhas/náuticas do litoral norte do estado de Sergipe. Semanalmente barcos de apoio offshore realizam o transporte de gêneros alimentícios para a plataforma, dentre estes há produtos resfriados e congelados. Em média existem 180 pessoas embarcadas nesta unidade marítima, que trabalham em turnos de 12hs de serviço. Na unidade são servidas 8 refeições/dia, e durante o preparo a câmara frigorífica é aberta e fechada algumas vezes. A câmara frigorífica é subdividida em quatro partes: câmara de peixe, câmara de carne, câmara de laticínios e antecâmara.

O condensador da planta frigorífica é horizontal e utiliza água salgada para o resfriamento do freon R-22. Durante todo o desenvolvimento do projeto foram utilizados dados da norma ABNT NBR 10879 e tabelas dos fabricantes dos acessórios que completam o sistema. Concluiu-se que o projeto está operando satisfatoriamente e de acordo com as normas estabelecidas.

Ao longo do trabalho, os conceitos termodinâmicos e os componentes do sistema de refrigeração são abordados, de modo a permitir uma melhor compreensão e visualização do projeto. Os aspectos teóricos serão destacados, para que se possa definir o perfil termodinâmico da instalação frigorífica. A partir dos conceitos básicos, serão descritos os ciclos de refrigeração e as suas variações.

ABSTRACT

The aim of this study was to measure and evaluate the performance of the refrigerator oil exploration platform "Odfjell" NS-35, taking into account factors such as available space, type and purpose of the product. The platform is allocated in the Sergipe Basin, about 35 miles / nautical northern coast of the state of Sergipe. Weekly offshore support vessels perform the transport of food to the platform, among these there are refrigerated and frozen products. On average there are 180 people embarked on this maritime unit, working in shifts 12hs service. In unit 8 are served meals / day, and during preparation the refrigerator is opened and closed a few times. The cold room is divided into four parts: fish chamber, meat camera, dairy chamber and antechamber.

The condenser of the refrigeration plant is horizontal and uses seawater for cooling the R-22 freon. Throughout the development of the project were used data from standard NBR 10879 and tables of the manufacturers of accessories that complete the system. It was concluded that the project is successfully operating and in accordance with established standards.

During the work, the thermodynamic concepts and components of the refrigeration system are discussed, in order to allow a better understanding and design visualization. The theoretical aspects will be highlighted, so you can define the thermodynamic profile of the cold store. From the basics, the refrigeration cycle and its variations will be described.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1:	Fonte fria / fonte quente	13
Figura 2:	Válvula de expansão termostática com equalização interna (a) e cm equalização externa (b)	17
Figura 3:	Compressor Bitzer	46
Figura 4:	Válvula de expansão termostática	47
Figura 5:	Diagrama Pressão x Entalpia	48
Figura 6:	Válvula solenoide	50
Figura 7:	Filtro secador	50
Figura 8:	Válvula de retenção	51
Figura 9:	Separador de óleo	51
Figura 10:	Válvula reguladora de água para condensador	52
Figura 11:	Válvula piloto de pressão constante	52
Figura 12:	Evaporador	53
Figura 13:	Termostato	54
Figura 14:	Válvula de alívio	54
Figura 15:	Visor de líquido	55
Figura 16:	Separador de líquido	56
Figura 17:	Linhas de alta e baixa pressão de freon.	58

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	10
2	REFRIGERAÇÃO	13
2.1	Conceito	13
2.1.1	Compressor	14
2.1.2	Condensador	14
2.1.3	Evaporador	15
2.1.4	Válvula de expansão	16
3	DADOS DE ENGENHARIA	18
3.1	Carga térmica	18
3.2	Carga térmica de refrigeração	18
4	CARGA TÉRMICA DE REFRIGERAÇÃO	20
4.1	Câmara 01 (CARNE)	21
4.2	Câmara 02 (PEIXE)	24
4.3	Câmara 03 (VEGETAIS)	29
4.4	Câmara 04 (ANTECÂMARA)	35
5	RESULTADO GERAL DO SISTEMA FRIGORÍFICO	39
5.1	Cálculo do condensador	39
5.1.1	Dados do projeto	39
5.1.2	Cálculo da carga térmica dissipada no condensador	39
5.1.3	Cálculo da LMTD	40
5.1.4	Cálculo da vazão da água do mar	40
5.1.5	Cálculo do número de tubos	41
5.1.6	Cálculo do coeficiente de transmissão de calor ou condensação (Hcond)	41
5.1.7	Cálculo da resistência térmica dos tubos trufados (R), sendo $Do/Di = 3,2$	42
5.1.8	Fator de incrustação da água salgada (1/hft)	42
5.1.9	Cálculo da velocidade média nos tubos (Seguindo modelo de Stoecker)	43
5.1.10	Cálculo do coeficiente de transmissão de calor por convecção "hw" (Água a 30°C)	43
5.1.11	Cálculo do coeficiente de transmissão de calor baseado na área externa (Uc)	44
5.1.12	Área necessária de troca (A)	44
5.1.13	Comprimento com tubos trufados com 18 aletas / polegada (L)	44

6	CÁLCULO DO PROJETO	45
6.1	Seleção de equipamentos	45
6.2	Seleção do líquido refrigerante	45
6.3	Seleção do compressor	46
6.4	Seleção da válvula expansora	46
6.5	Cálculo para especificação da válvula	48
6.6	Seleção da válvula solenoide	49
6.7	Seleção do filtro secador	50
6.8	Seleção válvulas de retenção	51
6.9	Seleção separador de óleo	51
6.10	Seleção da válvula reguladora de água do condensador	51
6.11	Seleção válvula piloto de pressão constante	51
6.12	Seleção dos evaporadores	53
6.13	Seleção do termostato	54
6.14	Seleção da válvula de alívio	54
6.15	Seleção do visor de líquido	55
6.16	Seleção do separador de líquido	55
6.17	Seleção da bomba de água salgada de resfriamento	56
6.18	Dimensionamento das tubulações	57
6.18.1	Aspectos gerais	57
6.18.2	Linhas de descarga	57
6.18.3	Linhas de líquido	58
6.18.4	Linhas de sucção	58
6.18.5	Método de dimensionamento	59
6.18.6	Linhas de descarga do projeto	59
6.17.7	Linhas de aspiração do projeto	59
6.18.8	Linhas de líquido	60
6.18.9	Linhas da câmara de carne	60
6.18.10	Linhas da câmara de peixe	61
6.18.11	Linhas da câmara de vegetais	62
7	CONSIDERAÇÕES FINAIS	
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	

1 INTRODUCAO

Nos dias atuais, é praticamente impossível dissociar as atividades da sociedade moderna dos benefícios proporcionados pelas tecnologias de refrigeração, seja na conservação de alimentos, no conforto térmico e climatização de ambientes, medicina ou na melhoria do desempenho de computadores e de outros dispositivos eletrônicos. Esta área da engenharia vem sendo aperfeiçoada através dos séculos para atender as diversas necessidades geradas com a evolução do estilo de vida da humanidade. Define-se a refrigeração como a arte de arrefecer corpos sólidos ou fluidos para temperaturas abaixo das disponíveis no ambiente, num determinado tempo e local (GOSNEY, 1982).

É senso comum que, durante o transporte de alimentos resfriados e congelados, quanto mais longo for o deslocamento maior deverá ser o cuidado para evitar o rompimento da cadeia do frio (HEAP, 2006). A perda de qualidade do produto é cumulativa e irreversível, o que ressalta a necessidade de se manter a temperatura baixa do produto transportado ao longo de toda a cadeia (HEAP; KIERSTAN; FORD, 1998).

Os produtos a serem transportados devem, obrigatoriamente, ter suas temperaturas reduzidas antes de entrarem na câmara (HEAP, 2006), pois o sistema de refrigeração utilizado no transporte de alimentos resfriados e congelados não é dimensionado para reduzir a temperatura destes produtos (IRR, 2006). O sistema das câmaras frigoríficas é dimensionado para somente manter a baixa temperatura dos produtos, de modo que, para ser utilizado com o intuito de reduzir a temperatura do produto, o sistema de refrigeração precisaria ter uma capacidade muito maior do que a empregada normalmente (MERCANTILA, 1989).

Durante o carregamento/d Descarregamento dos produtos na câmara, o sistema de refrigeração deve estar desligado, tendo em vista que evita uma maior necessidade da realização de degelos (HIRA, 2001), pois, com os ventiladores do evaporador desligados, existe uma menor troca do ar quente e úmido do ambiente externo com o ar frio do ambiente interno.

Segundo a NBR 10879 NB 1180 (ABNT, 1989), as temperaturas dos produtos devem ser as mesmas ou bem próximas das temperaturas das câmaras. Caso isto não ocorra, as temperaturas máximas admissíveis para a entrada dos produtos nas câmaras são: 15°C para câmaras acima de 0°C e -3°C para câmaras abaixo de 0°C

A metodologia utilizada foi pesquisa descritiva e de campo, dentre os métodos podemos citar: a internet, manual, livros e artigos que abordassem o tema e pesquisa de campo na empresa onde trabalhamos. Todo o desenvolvimento do trabalho ocorreu entre os meses de agosto de 2013 e abril de 2014, durante todo o período foram levantados dados como: média mensal de funcionários embarcados, média semanal no fornecimento de alimentos resfriados e congelados, seleção por quantidade de produtos e características de armazenamento, estimativa diária no acesso a câmara frigorífica, as características e seleção do compressor, condensador, evaporador e acessórios, a carga térmica do sistema.

Para definir as características da câmara frigorífica, a primeira análise a ser efetuada foi o cálculo da carga térmica. O cálculo foi efetuado com o máximo de precisão, levando em consideração todos os detalhes informados na especificação técnica. A carga térmica de refrigeração é a quantidade de calor sensível e latente que deve ser retirado do ambiente, de modo a serem mantidas as condições de temperatura e umidade estabelecidas no projeto. A câmara frigorífica compreende um volume total de 75 m³, medindo os valores 73,3 m³, esta é subdividida em quatro partes e seus respectivos volumes são: câmara de carne 23,8 m³, câmara de peixe 13,2 m³, câmara de vegetais 21,2 m³ e antecâmara 15,08 m³. O isolamento térmico é o concreto, e a espessura da parede da câmara mede 0.15 m. O líquido refrigerante adotado no projeto é o FREON R22, e o cálculo do compressor e acessório leva em consideração o tipo de refrigerante. O projeto da câmara opera com as seguintes faixas de temperatura: carne -19°C, frango -19°C, vegetais +4°C e antecâmara +10°C.

No projeto foram utilizadas tabelas dos fabricantes BITZER, DANFOSS, e norma NBR 10879 e demais normas cabíveis. Todos os componentes e acessórios foram escolhidos criteriosamente, levando em consideração característica operacional, pesquisas, normas e cálculos matemáticos.

Projetar e avaliar o desempenho da câmara frigorífica da plataforma de exploração de petróleo "Deep sea metro II", NS 35, levando em consideração os fatores como: espaço disponível na unidade marítima, tipo de câmara e finalidade do produto. O sistema de refrigeração adequado é fundamental para que haja uma considerável conservação para cada tipo de alimento, e que detêm características próprias a serem mantidas.

A conservação de alimentos visa impedir ou retardar a deterioração e o apodrecimento, para isso, o alimento precisa chegar à etapa de conservação com boa qualidade, uma vez que o processo de conservação não reverte o quadro de deterioração e putrefação já iniciado, podendo apenas retardá-lo. Para um processo de conservação ideal, é fundamental o recebimento de matéria-prima de boa qualidade.

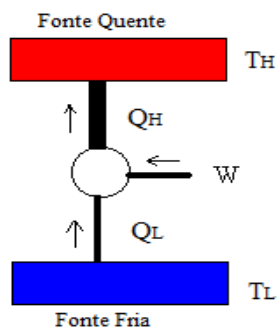
O projeto final tem como abordagem o condicionamento e armazenamento de alimentos numa unidade marítima, a descrição de conceitos e cálculos necessários para o projeto da instalação, tentando mostrar de forma clara e objetiva todas as informações pertinentes ao tema.

2 REFRIGERAÇÃO

2.1 Conceito

A Refrigeração é um dos mais importantes processos térmicos em diversas aplicações práticas, desde a climatização até ao arrefecimento e conservação dos alimentos. O fluido que circula nas máquinas frigoríficas denomina-se fluido refrigerante ou refrigerante. Nestes sistemas, o fluido refrigerante é utilizado como fluido de trabalho para as transferências de energia sob a forma de calor. Inicialmente, após uma expansão, o fluido absorve o calor, pois a sua temperatura é inferior à temperatura da fonte fria, seguidamente dá-se uma compressão e a temperatura do fluido aumenta sendo superior à temperatura da fonte quente dando-se deste modo à libertação de energia sob a forma de calor para a fonte quente, como é esquematizado na figura 1.

Figura 1: Fonte fria / fonte quente



Fonte: www.danfoss.com/Latin_America_portuguese.

A figura 1 mostra o esquema de uma máquina frigorífica que funciona para retirar calor da fonte fria. A fonte fria encontra-se a uma temperatura T_L e é removida a carga térmica Q_L . Por outro lado, há rejeição de carga térmica para a fonte quente, Q_H , que se encontra a uma temperatura T_H . Ambos os processos de transferência de calor são possíveis devido à potência mecânica que é necessário fornecer à máquina para que ela funcione W . A refrigeração é uma transferência de energia (na forma de calor), de um corpo frio para um corpo quente, pela aplicação de trabalho externo (ou calor).

2.1.1 Compressor

É um dos principais componentes do sistema de refrigeração, a sua função é aumentar a pressão do fluido refrigerante e promover a circulação no sistema. É um componente essencial Do sistema e muitas vezes é o mais caro, podendo custar entre 30% a 40% do custo total.

Os principais tipos de compressores utilizados são: alternativo, centrífugo, de parafusos, palhetas e Scroll como ilustra a figura 2. A escolha do tipo de compressor depende da capacidade da instalação, que pode ser dividida em pequena capacidade (< 2,5 TR), média capacidade (entre 2,5 e 75 TR) e grande capacidade (> 75 TR), da temperatura de vaporização e do fluido refrigerante utilizado no sistema.

2.1.2 Condensador

O vapor de fluido refrigerante entra no condensador sobreaquecido, verifica-se um arrefecimento sensível. Quando atinge o início da condensação, a fração de líquido e vapor no escoamento varia ao longo do condensador até sair completamente no estado líquido.

Um condensador transfere calor em três fases:

- a) Arrefecimento sensível do fluido sobreaquecido;
- b) Transferência de calor latente na fase de condensação;
- c) Sub arrefecimento de líquido.

A condensação é sem dúvida o processo dominante em aplicações normais de refrigeração, correspondendo cerca de 83% da rejeição de calor.

Os meios de arrefecimento mais comuns são o ar e água, podendo haver meios especiais. Segundo o meio de arrefecimento os condensadores podem ser classificados em:

- a) Condensadores arrefecidos a água;
- b) Condensadores arrefecidos a ar;
- c) Condensadores evaporativos.

Os meios usados nos diferentes tipos de condensadores são: aço, cobre e latão, para os fluidos halogenados e aço para o amoníaco, pois cobre e latão é oxidado pelo amoníaco.

A transmissão de calor do fluido refrigerante para o meio arrefecedor se dar por:

- a) Convecção entre o fluido e o filme de óleo aderente à parede interno ou externa do tubo;
- b) Condução através do filme de óleo, parede metálica do tubo e incrustações junto ao meio arrefecedor;
- c) Convecção entre superfície exterior ou interior e o meio arrefecedor.

A “quantidade” de calor que se consegue retirar num condensador depende do coeficiente global de transmissão de calor, da área de permuta e da diferença média de temperatura.

2.1.3 Evaporador

É um dos componentes principais de um sistema de refrigeração, e tem a finalidade de extrair calor do meio a ser arrefecido, isto é, extrair calor do ar, água ou outras substâncias. É a parte do sistema onde o fluido refrigerante absorve o calor a temperatura constante, por absorção o calor a temperatura constante, por absorção do seu calor latente de evaporação sofre uma mudança de estado, passando da fase líquida para a fase de vapor. Quando o fluido já se encontra na fase de vapor ao absorver mais energia sob a forma de calor, verifica-se um aumento da sua temperatura, trata-se do sobreaquecimento.

Embora o evaporador seja às vezes um dispositivo muito simples, ele é realmente uma parte importante do sistema. Em qualquer sistema de refrigeração é projetado, instalado e em operação tem um único objetivo, remover calor. Como esse calor tem que ser absorvido pelo fluido refrigerante, no evaporador, a eficiência do sistema depende do projeto e do funcionamento adequado do mesmo.

A eficiência do evaporador num sistema de refrigeração depende de três principais requisitos que, devem ser considerados no projeto e seleção do mesmo:

- a) Ter uma superfície para absorver a carga de calor necessária, sem uma diferença excessiva de temperatura entre o fluido refrigerante e a substância a arrefecer de forma a minimizar a temperatura à saída do compressor, para não danificar o mesmo;
- b) Deve apresentar espaço suficiente para o refrigerante líquido e também espaço adequado para que o vapor se separe do líquido;
- c) Ter espaço suficiente para a circulação do fluido sem queda de pressão excessiva entre a entrada e a saída

Os evaporadores são classificados de acordo com:

- a) A sua construção física;
- b) O tipo de alimentação do líquido;
- c) A superfície de troca de calor;
- d) O método de circulação do ar.

2.1.4 Válvula de expansão

O dispositivo de expansão cumpre dois objetivos:

- a) Reduzir a pressão do fluido refrigerante no estado líquido;
- b) Regular o fluido refrigerante que entra no evaporador.

O compressor e o dispositivo de expansão devem funcionar em equilíbrio entre a admissão e a descarga, de forma que o compressor comprima o fluido refrigerante que deixa o evaporador. Uma condição de fluxo desequilibrado entre estes componentes é indesejável e deve ter uma duração bastante reduzida. O funcionamento prolongado em desequilíbrio poderá originar um sobreaquecimento excessivo, significando que grande parte da superfície da serpentina do evaporador estará a ser utilizado para sobreaquecer o refrigerante, o que diminui a sua capacidade e eficiência. Um sobreaquecimento muito baixo pode ser perigoso, pois há o risco de admissão de líquido pelo compressor.

Existem diversos tipos de dispositivos de expansão, tais como:

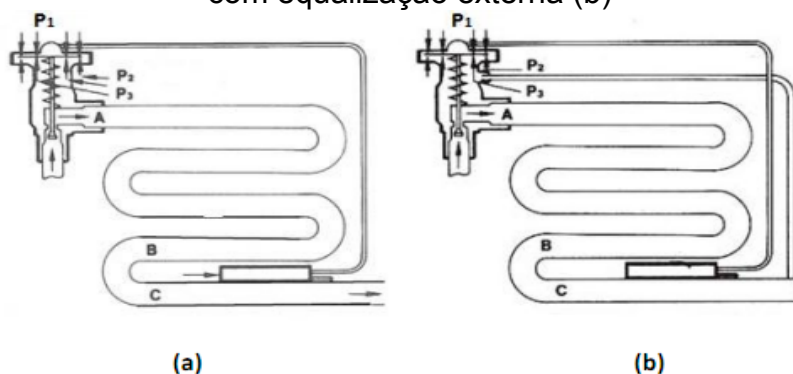
- a) Válvula de expansão manual;
- b) Válvula de bóia de alta ou de baixa pressão;

- c) Válvula de expansão termostática;
- d) Válvula de expansão eletrônica;
- e) Válvula automática ou de pressão constante;
- f) Tubos capilares.

No nosso projeto é utilizada a válvula de expansão termostática. Devido a sua alta eficiência e a sua fácil instalação, são os dispositivos de expansão mais utilizados em sistemas de refrigeração de expansão direta. Elas regulam a vazão de refrigerante que chega ao evaporador de modo a manter o sobreaquecimento do vapor que deixa o mesmo. Estas válvulas são constituídas por corpo, mola, diafragma, parafuso de ajuste e bulbo sensível. O bulbo, que contém no seu interior fluido refrigerante saturado do mesmo tipo que o utilizado no circuito, é ligado à parte superior do diafragma por meio de um tubo capilar e deve ser posicionado em contato com a rede de saída do evaporador, bem próximo a este. A saída da válvula é ligada a rede de entrada do evaporador. Existem ainda válvulas de expansão termostática com equalização interna e equalização externa como representa a figura 8.

Uma válvula de equalização externa possui um tubo de pequeno diâmetro, que interliga a região abaixo do diafragma com a saída do evaporador. Assim a pressão sentida de baixo do diafragma será a mesma sentida à saída do evaporador. As serpentinas de expansão direta, principalmente as alimentadas por distribuidores de líquido, apresentam perda de carga considerável. Portanto, as válvulas de expansão utilizadas com serpentinas de expansão direta são usualmente do tipo equalização externa.

Figura 2: Válvula de expansão termostática com equalização interna (a) e com equalização externa (b)



3 DADOS DE ENGENHARIA

3.1 Carga térmica

Carga térmica é a somatória de todas as formas de calor presentes num ambiente, formada por fatores fixos e variáveis. O fator fixo principal é o calor de penetração, que é resultante da transmissão de calor por superfícies das paredes, pisos e teto das câmaras.

Os fatores variáveis são compassivos a configuração da câmara, os principais são o calor externo, ou seja, o calor trazido pelo ar quando na abertura constante das portas frigoríficas com o entra e sai de empilhadeiras para armazenagem de produtos e o calor trazido para o interior da câmara; calor provocado por iluminação, pessoas, equipamentos, infiltração de ar, calor de degelo, calor de moto-ventiladores e até mesmo pelo tempo previsto de funcionamento, além do coeficiente de segurança acarretando prejuízo ao rendimento do equipamento, mas muitas vezes é inevitável.

3.2 Carga térmica de refrigeração

É a quantidade de calor sensível e latente que deve ser retirada de um ambiente, de modo a serem mantidas as condições de temperatura e umidade estabelecidas para ele. Geralmente, esta carga térmica está expressa em kcal/h.

O cálculo de carga térmica visa estimar a capacidade de refrigeração requerida para condicionar um ambiente de acordo com:

Ocupação;

A ocupação de um ambiente determina a quantidade de pessoas e as atividades que exercem visando definir a quantidade de trocas de ar a ser feita, a quantidade de calor que dissipam a umidade que lançam no ar.

Equipamentos;

Leva-se em consideração a dissipação de calor dos equipamentos que são utilizados no ambiente.

Posição geográfica;

Com a posição geográfica do ambiente observam-se os seguintes fatores: ambiente, atitude, clima, incidência de radiação solar, umidade e temperatura, além de analisar as características dos materiais que constituem as paredes, teto, forro, piso, fachada e janelas.

A determinação das cargas térmicas representa o primeiro e mais importante passo do processo de cálculo em um projeto de refrigeração e de câmara frigorífica, uma vez que os demais elementos destas atividades, como seleção de dimensionamento de dutos, distribuição de ar, etc., deverão ser desenvolvidos visando o suprimento da carga térmica.

Vale lembrar que o dimensionamento incorreto do perfil de carga térmica pode acarretar consequências sérias como desconforto térmico dos ocupantes, seleção inadequada dos equipamentos de refrigeração do ambiente condicionado e aumento no consumo de energia.

4 CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

4.1 Câmara 01 (CARNE)

GANHO TOTAL DE CALOR POR TRANSMISSÃO ATRAVÉS DASFRONTEIRAS

$$Q1 = \sum q$$

ou seja,

$$q (\text{antepara 01}) + q (\text{antepara 02}) + q (\text{antepara 03}) + q (\text{antepara 04}) + q (\text{piso}) + q (\text{teto})$$

ANTEPARA 01

$$q = K.A.\Delta t$$

Dados:

$$k = 0,35 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \text{ (Ver tabela 6 da Norma ABNT NBR 10879)}$$

$$A = 9,01 \text{ m}^2 \text{ (2,65 x 3,4 – dimensões da câmara)}$$

$$\Delta t = T1 = -19^\circ\text{C} \text{ e } T2 = 32^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = 32 - (-19) = 51\text{K}$$

$$q = 0,35 \times 9,01 \times 51.: \quad q = 160,83\text{W}$$

ANTEPARA 02

$$q = K.A.\Delta t$$

Dados:

$$k = 0,35 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \text{ (Ver tabela 6 da Norma ABNT NBR 10879)}$$

$$A = 7,02 \text{ m}^2 \text{ (2,65 x 2,65 – dimensões da câmara)}$$

$$\Delta t = T1 = -19^\circ\text{C} \text{ e } T2 = 32^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = 32 - (-19) = 51\text{K}$$

$$q = 0,35 \times 7,02 \times 51.: \quad q = 125,35\text{W}$$

ANTEPARA 04

$$q = K.A.\Delta t$$

Dados:

$$k = 0,35 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \text{ (Ver tabela 6 da Norma ABNT NBR 10879).}$$

$A_1 = 4,37 \text{ m}^2$ (1,65 x 2,65 – dimensões da anteparo em contato com a antecâmara, não é preciso calcular em relação ao restante da anteparo, pois estará em contato com outra câmara em temperatura também de -19°C).

$$\Delta t = T_1 = -19^\circ\text{C} \text{ e } T_2 = 10^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = 10 - (-19) = 29\text{K}$$

$$q = 0,35 \times 4,37 \times 29.: \quad q = 44,35\text{W}$$

TETO

$$q = K.A.\Delta t$$

Dados:

$$k = 0,35 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \text{ (Ver tabela 6 da Norma ABNT NBR 10879)}$$

$$A = 9,01 \text{ m}^2 \text{ (2,65 x 3,4 – dimensões da câmara)}$$

$$\Delta t = T_1 = -19^\circ\text{C} \text{ e } T_2 = 32^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = 32 - (-19) = 51\text{K}$$

$$q = 0,35 \times 9,01 \times 51.: \quad q = 160,83 \text{ W}$$

PORTANTO,

$$q_1 \text{ (câmara 01)} = 160,83 + 125,35 + 125,35 + 44,35 + 160,83 + 160,83 = 777,54 \text{ .:}$$

$$q_1 \text{ (câmara 01)} = 777,54\text{W ou } 668,56 \text{ kcal/h}$$

Multiplicando 668,56 por 24 horas teremos uma carga de 16045,44kcal ou 67179,05kJ

GANHO DE CALOR POR INFILTRAÇÃO E ABERTURA DE PORTAS

De acordo com a tabela 7 da Norma ABNT NBR 10879, a diferença de calor entre o ar do meio externo e o ar interno da câmara estando à -19°C com umidade relativa de 85% e o ar externo à 32°C e umidade relativa de 60% é de $32\text{kcal}/\text{m}^3$.

A câmara tem um volume total de $23,8 \text{ m}^3$ o que acarretaria num volume total de renovação de ar de aproximadamente $460\text{m}^3/24\text{horas}$.

Multiplicando a diferença de calor pelo volume total de renovação de ar teremos uma carga térmica total de $32 \times 460 = 14720 \text{ kcal}$ ou 61630kJ .

GANHO DE CALOR PELO MOTOR DO VENTILADOR

$$(q_3 = P)$$

Após análise preliminar da carga térmica, foi decidido pelo evaporador de ar forçado baixo perfil 038 da Mipal.

Onde,

P = potência do ventilador, em W.

$$P = 210W$$

$$q_3 = 210 \times 60 \times 60 \times 24 = 18144kJ \text{ ou } 4333,68kcal$$

GANHO DE CALOR DEVIDO A LUZ E PESSOA

$$(q_4 = q_{il} + q_p), \text{ em W.}$$

Onde,

q il = carga de iluminação, em W.

$$q_{il} = A.L.t$$

A = área do piso em m²; L = 5 a 10W/m²

t = tempo em número de hora de permanência das pessoas na câmara, sendo seu valor máximo de 1(uma) hora.

q p = carga devido ao calor cedido por pessoas, em W.

$$q_p = nt/24 \cdot Cd$$

n = número de pessoas.

Na ausência de dados utilizarem n = 1; t = tempo em número de hora de permanência das pessoas na câmara, sendo seu valor máximo de 1 (uma) hora; Cd = calor despreendido por pessoa na câmara (conforme indicado na tabela 09 da NBR 10879).

PORTANTO:

$$q_{il} = A.L.t/24$$

$$A = 9,01 \text{ m}^2$$

$$L = 2 \text{ lâmpadas fluorescentes de } 40W/\text{cada no interior da câmara} = 80/9,01 = 8,88 \text{ W/m}^2$$

$$t = 1 \text{ hora (máximo permitido)}$$

$$q_{il} = 8,88 \times 9,01 \times 3600 \therefore q_{il} = 288 \text{ kJ ou } 68,79kcal$$

$$q_p = nt \cdot Cd$$

$$n = 1 \text{ pessoa; } t = 1 \text{ hora (máximo permitido); } Cd = 900kcal$$

$$q_p = 1 \times 1 \times 900 \therefore q_p = 900kcal$$

$$q_4 = 900 + 68,79 = 968,79kcal \text{ ou } 4056,13kJ$$

GANHO DE CALOR POR CARGA DE ALIMENTO

Considerando que a câmara tem $9,01\text{m}^2$ de área e que é possível carga diária de até 100 kg/m^2 . Teremos uma carga diária máxima de 900 kg . Considerando o calor específico depois de congelada a carne de $0,420$ e o recebimento sendo efetuada no limite permitido de -4°C .

Teremos então uma carga térmica de $900 \times 0,420 \times [-19 - (-4)] = 5670\text{ kcal}$ ou 23739 kJ

Resultados da Câmara 01 (CARNE):

Ganho de Calor	Carga Térmica (W)
TRANSMISSÃO	16045,44kcal ou 67179,05kJ
INFILTRAÇÃO	14720 kcal ou 61630kJ
MOTOR DO VENTILADOR	4333,68Kcal ou 18144kJ
LUZ/ PESSOAS	968,79kcal ou 4056,13kJ
CARGA DE ALIMENTOS	5670 kcal ou 23739kJ
Total (Qto)	41737,91kcal ou 174748,91kJ
Margem de Segurança (10%) Recomendado pela NBR 10879).	17474,82 kJ ou 4173,79 Kcal
Total (Qto)	192223,73 kJ ou 45911,69 Kcal
Carga Térmica total para o regime de 18 Horas em 24 horas(Recomendado pela NBR 10879) $Q = Q_{to} \times 24/t$	2966,39W ou 2550,64 Kcal/hora

4.2 Câmara 02 (PEIXE)

GANHO DE CALOR POR TRANSMISSÃO ATRAVÉS DA FRONTEIRA

$$Q1 - \text{Ou } \sum q (q = K.A.\Delta t),$$

Onde

q = ganho de calor por transmissão através de uma fronteira, em W.

k = coeficiente total de transmissão de calor, em W/(m². K). (Ver tabela 6 da Norma ABNT NBR 10879).

A = área da fronteira, em m².

Δt = diferença de Temperatura, em K.

GANHO TOTAL DE CALOR POR TRANSMISSÃO ATRAVÉS DAS FRONTEIRAS

$$Q1 = \sum q$$

Ou seja,

$$q (\text{antepara 01}) + q (\text{antepara 02}) + q (\text{antepara 03}) + q (\text{antepara 04}) + q (\text{piso}) + q (\text{teto})$$

ANTEPARA 01

$$q = K.A.\Delta t$$

Dados:

$k = 0,30 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ (Ver tabela 6 da Norma ABNT NBR 10879).

$A = 9,14 \text{ m}^2$ (2,65 x 3,65 – dimensões da câmara)

$\Delta t = T1 = -19^\circ \text{C}$ e $T2 = 32^\circ \text{C}$

$$\Delta t = 32 - (-19) = 51\text{K}$$

$$q = 0,30 \times 9,14 \times 51.: \quad q = 139,88\text{W}$$

ANTEPARA 02

$$q = K.A.\Delta t$$

Dados:

$k = 0,30 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ (Ver tabela 6 da Norma ABNT NBR 10879).

$A = 3,84 \text{ m}^2$ (2,65 x 1,45 – dimensões da câmara)

$\Delta t = T1 = -19^\circ \text{C}$ e $T2 = 4^\circ \text{C}$

$$\Delta t = 4 - (-19) = 23\text{K}$$

$$q = 0,30 \times 3,84 \times 23.: \quad q = 26,49\text{W}$$

ANTEPARA 03

$$q = K.A.\Delta t$$

Dados:

$k = 0,30 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ (Ver tabela 6 da Norma ABNT NBR 10879).

$A = 9,14 \text{ m}^2$ (2,65 x 3,45 – dimensões da câmara)

$\Delta t = T1 = -19^\circ\text{C}$ e $T2 = 10^\circ\text{C}$

$\Delta t = 10 - (-19) = 29\text{K}$

$$q = 0,30 \times 9,14 \times 29.: \quad q = 79,54\text{W}$$

ANTEPARA 04

Essa antepara se encontra em total contato com a câmara de carne não havendo, portanto, troca térmica devido as 2 (duas) câmaras estarem na mesma temperatura

$$q = 0\text{W}$$

PISO (CHÃO)

$$q = K.A.\Delta t$$

Dados:

$k = 0,30 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ (Ver tabela 6 da Norma ABNT NBR 10879).

$A = 5 \text{ m}^2$ (1,45 x 3,45 – dimensões da câmara)

$\Delta t = T1 = -19^\circ\text{C}$ e $T2 = 32^\circ\text{C}$

$\Delta t = 32 - (-19) = 51\text{K}$

$$q = 0,30 \times 5 \times 51.: \quad q = 76,5\text{W}$$

TETO

$$q = K.A.\Delta t$$

Dados:

$k = 0,30 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ (Ver tabela 6 da Norma ABNT NBR 10879).

$A = 5 \text{ m}^2$ (1,45 x 3,45 – dimensões da câmara)

$\Delta t = T1 = -19^\circ\text{C}$ e $T2 = 32^\circ\text{C}$

$\Delta t = 32 - (-19) = 51\text{K}$

$$q = 0,30 \times 5 \times 51.: \quad q = 76,5\text{W}$$

PORTANTO,

$$q (\text{câmara 02}) = 139,88 + 26,49 + 79,54 + 76,5 + 76,5.:$$

$$q1(\text{câmara 02}) = 398,91\text{W ou } 343\text{kcal/h}$$

Multiplicando 343 por 24 horas teremos uma carga de 8232kcal ou 34465,74kJ

GANHO DE CALOR POR INFILTRAÇÃO E ABERTURA DE PORTAS

De acordo com a tabela, a diferença de calor entre o ar do meio externo e o ar interno da câmara estando à câmara a -19°C com umidade relativa de 85% e o ar externo à 32°C e umidade relativa de 60% é de 32kcal/m^3 .

A câmara tem um volume total de $13,2\text{ m}^3$ o que acarretaria num volume total de renovação de ar de aproximadamente $360\text{m}^3/24\text{horas}$.

Multiplicando a diferença de calor pelo volume total de renovação de ar teremos uma carga térmica total de $32 \times 360 = 11520\text{ kcal}$ ou $48231,94\text{kJ}$

GANHO DE CALOR POR CARGA DE ALIMENTO

Considerando que a câmara tem 5m^2 de área e que é possível carga diária de até 100kg/m^2 . Teremos uma carga diária máxima de 500kg . Considerando o calor específico depois de congelado o peixe de $0,43$ e o recebimento sendo efetuada no limite permitido de -4°C .

Teremos então uma carga térmica de $500 \times 0,43 \times [-19 - (-4)] = 3225\text{ kcal}$ ou $13502,43\text{kJ}$

GANHO DE CALOR PELO MOTOR DO VENTILADOR

$$(q_3 = P)$$

Após análise preliminar da carga térmica, foi decidido pelo evaporador de ar forçado baixo perfil 031 da Mipal.

Onde,

P = potência do ventilador, em W .

$$P = 140\text{W}$$

$$q_3 = 140 \times 60 \times 60 \times 24 = 12096\text{kJ} \text{ ou } 2889,08\text{kcal}$$

GANHO DE CALOR DEVIDO A LUZ E PESSOAS

$$(q_4 = q_{il} + q_p), \text{ em W}$$

Onde,

q_{il} = carga de iluminação, em W

$$q_{il} = A.L.t,$$

A = área do piso em m^2 ; L = 5 a 10W/ m^2

t = tempo em número de hora de permanência das pessoas na câmara, sendo seu valor máximo de 1(uma) hora.

q_p = carga devido ao calor cedido por pessoas, em W

$$q_p = n.t . Cd$$

n = número de pessoas. Na ausência de dados utilizarem n = 1;

t = tempo em número de hora de permanência das pessoas na câmara, sendo seu valor máximo de 1(uma) hora; Cd = calor desprendido por pessoa na câmara (conforme indicado na tabela 09 da NBR 10879)

PORTANTO:

$$q_{il} = A.L.t$$

$$A = 5 m^2$$

L = 1 lâmpada fluorescentes de 40W no interior da câmara = 40/5 = 8 W/ m^2

t = 1 hora (máximo permitido)

$$q_{il} = 8 \times 5 \times 3600.: q_{il} = 144kJ \text{ ou } 34,4kcal$$

$q_p = n.t . Cd$; n = 1 pessoa; t = 1 hora (máximo permitido)

Cd = 900 kcal (conforme indicado na tabela 09 da NBR 10879, considerando a temperatura da câmara na faixa de $-10^\circ C$).

$$q_p = 1 \times 1 \times 900.: q_p = 900 kcal$$

$$q_4 = 900 kcal$$

$$q_4 = 900 + 34,4 = 934,4Kcal \text{ ou } 3912,15KJ$$

Resultados da Câmara 02 (PEIXE):

Ganho de Calor	Carga Térmica (W)
TRANSMISSÃO	8232kcal ou 34465,74kJ
INFILTRAÇÃO	11520 kcal ou 48231,94kJ
MOTOR DO VENTILADOR	12096kJ ou 2889,08kcal
LUZ / PESSOAS	934,4kcal ou 3912,15kJ
CARGA DE ALIMENTOS	3225 kcal ou 13502,43kJ
Total (Qto)	29480,53kcal ou 123429,08kJ
Margem de Segurança (10%) Recomendado, pela NBR 10879.	2948,05kcal ou 12342,91KJ
Total (Qto)	32428,58Kcal ou 135771,99KJ
Carga Térmica total para o regime de 18horas em 24horas (Recomendado pela NBR 10879). $Q = Q_{to} \times 24/t$	1801,59kcal/h ou 2095,25W

4.3 Câmara 03 (VEGETAIS)

GANHO DE CALOR POR TRANSMISSÃO ATRAVÉS DA FRONTEIRA

$$Q1 - \text{Ou } \sum q \quad (q = K.A.\Delta t),$$

Onde,

q = ganho de calor por transmissão através de uma fronteira, em W.

k = coeficiente total de transmissão de calor, em $W/(m^2 \cdot K)$ (Ver tabela 6 da Norma ABNT NBR 10879).

A = área da fronteira, em m^2 .

Δt = diferença de temperatura, em K.

GANHO TOTAL DE CALOR POR TRANSMISSÃO ATRAVÉS DAS FRONTEIRAS

$$Q1 = \sum q$$

Ou seja,

$$q \text{ (antepara 01)} + q \text{ (antepara 02)} + q \text{ (antepara 03)} + q \text{ (antepara 04)} + q \text{ (piso)} + q \text{ (teto)}$$

ANTEPARA 01

$$q = K.A.\Delta t$$

Dados:

$k = 0,52 \text{ W}/(m^2 \cdot K)$ (Ver tabela 6 da Norma ABNT NBR 10879).

$A = 9,01 \text{ m}^2$ (2,65 x 3,4 – dimensões da câmara)

$$\Delta t = T1 = 4^\circ\text{C} \text{ e } T2 = 32^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = 32 - 4 = 28 \text{ K}$$

$$q = 0,52 \times 9,01 \times 28 \therefore q = 131,18\text{W}$$

ANTEPARA 02

$$q = K.A.\Delta t$$

Dados:

$k = 0,52 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ (Ver tabela 6 da Norma ABNT NBR 10879).

$A = 6,23 \text{ m}^2$ (2,65 x 2,35 – dimensões da câmara)

$$\Delta t = T1 = 4^\circ\text{C} \text{ e } T2 = 32^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = 32 - 4 = 28 + 273 = 298\text{K}$$

$$q = 0,52 \times 6,23 \times 28.: \quad q = 90,67\text{W}$$

ANTEPARA 03

$$q = K.A.\Delta t$$

Dados:

$k = 0,52 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ (Ver tabela 6 da Norma ABNT NBR 10879).

$A = 6,23 \text{ m}^2$ (2,65 x 2,35 – dimensões da câmara)

$$\Delta t = T1 = 4^\circ\text{C} \text{ e } T2 = 32^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = 32 - 4 = 28\text{K}$$

$$q = 0,52 \times 6,23 \times 28.: \quad q = 90,67\text{W}$$

ANTEPARA 04

$$q = K.A.\Delta t$$

Dados:

$k = 0,52 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ (Ver tabela 6 da Norma ABNT NBR 10879).

$A1 = 3,84 \text{ m}^2$ (2,65 x 1,45), essa área está em contato com a câmara frigorífica de peixe cedendo ao invés de recebendo calor.

$A2 = 5,16 \text{ m}^2$ (1,95 x 2,65), essa área está recebendo calor da antecâmara.

$$\Delta T1 = 4^\circ\text{C} - (-19^\circ\text{C}) = 23^\circ\text{C} \text{ e } \Delta T2 = 4^\circ\text{C} - 10^\circ\text{C} = 6^\circ\text{C}$$

$$q = 3,84 \times -23 \times 0,52 + 5,16 \times 6 \times 0,52.: \quad q = -29,83\text{W}$$

PISO (CHÃO)

$$q = K.A.\Delta t$$

Dados:

$k = 0,52 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ (Ver tabela 6 da Norma ABNT NBR 10879).

$A = 8 \text{ m}^2$ (3,4 x 2,35 – dimensões da câmara)

$\Delta t = T1 = 4^\circ\text{C}$ e $T2 = 32^\circ\text{C}$

$\Delta t = 32 - 4 = 28\text{K}$

$$q = 0,52 \times 8 \times 28.: \quad q = 116,48\text{W}$$

TETO

$$q = K.A.\Delta t$$

Dados:

$k = 0,52 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ (Ver tabela 6 da Norma ABNT NBR 10879).

$A = 8 \text{ m}^2$ (3,4 x 2,35 – dimensões da câmara)

$\Delta t = T1 = 4^\circ\text{C}$ e $T2 = 32^\circ\text{C}$

$\Delta t = 32 - 4 = 28\text{K}$

$$q = 0,52 \times 8 \times 28.: \quad q = 116,48\text{W}$$

PORTANTO,

q (câmara 01) = 131,18 + 90,67 + 90,67 + (- 29,83) + 116,48 + 116,48 = 515,65.:

$$q1 \text{ (Câmara 03)} = 515,65\text{W ou } 443,38\text{kcal/h}$$

Multiplicando 443,38 por 24 horas teremos uma carga de 10641kcal ou 44551,74kJ

GANHO DE CALOR POR CARGA DE ALIMENTO E DESPENDIMENTO DE CO₂

Considerando que a câmara tem 8 m² de área e que é possível carga diária de até 90kg/m². Teremos uma carga diária máxima de 720kg. Considerando o calor específico médio dos legumes e frutas de 0,70 e o recebimento sendo efetuada em 16° C.

Teremos então uma carga térmica de $720 \times 0,7 \times (16 - 4) = 6048$ kcal por carga de alimento.

Considerando uma média de dissipação de calor por despendimento de CO₂ de 260kcal x 24h/1000kg. Teremos uma carga por despendimento de $260 \times 720/1000 = 187,2$ kcal.

Teremos então uma carga térmica total de 6235,2 kcal ou 26105,53kJ

GANHO DE CALOR POR INFILTRAÇÃO E ABERTURA DE PORTAS

De acordo com a tabela, a diferença de calor entre o ar do meio externo e o ar interno da câmara estando à câmara a 4°C com umidade relativa de 85% e o ar externo à 32°C e umidade relativa de 60% é de 20,5kcal/m³.

A câmara tem um volume total de 21,2 m³ o que acarretaria num volume total de renovação de ar de aproximadamente 434m³/24horas.

Multiplicando a diferença de calor pelo volume total de renovação de ar teremos uma carga térmica total de $20,5 \times 434 = 8897$ kcal ou 37249,96kJ

GANHO DE CALOR PELO MOTOR DO VENTILADOR

$$(q_3 = P)$$

Após análise preliminar da carga térmica, foi decidido pelo evaporador de ar forçado baixo perfil 025 da Mipal.

Onde,

P = potência do ventilador, em W.

$$P = 140W$$

$$q_3 = 140 \times 60 \times 24 = 201600 \text{ kJ ou } 2889,08 \text{ kcal}$$

GANHO DE CALOR PELO DEVIDO A LUZ E PESSOAS

$(Q_4 = q_{il} + q_p)$, em (W).

Onde,

q_{il} = carga de iluminação, em (W).

► $q_{il} = A.L.t$, onde: A = área do piso, em m^2 ; L = 5 a $10W/m^2$; t = tempo em número de hora de permanência das pessoas na câmara, sendo seu valor máximo de 1(uma) hora.

q_p = carga devido ao calor cedido por pessoas, em W.

► $q_p = n.t. C_d$, onde: n = número de pessoas. Na ausência de dados utilizar $n = 1$; t = tempo em número de hora de permanência das pessoas na câmara, sendo seu valor máximo de 1(uma) hora; C_d = calor desprendido por pessoa na câmara (conforme indicado na tabela 09 da NBR 10879)

PORTANTO:

- $q_{il} = A.L.t/24$

$$A = 8 \text{ m}^2$$

$$L = 2 \text{ lâmpadas fluorescentes de } 40W/\text{cada no interior da câmara} = 80/8 = 10 \text{ W/m}^2$$

$$t = 1 \text{ hora (máximo permitido)}$$

$$q_{il} = 10 \times 8 \times 3600. : q_{il} = 288kJ \text{ ou } 68,79kcal$$

- $q_p = n.t. C_d$

$$n = 1 \text{ pessoa}$$

$$t = 1 \text{ hora (máximo permitido)}$$

$C_d = 260 \text{ kcal}$ (conforme indicado na tabela 09 da NBR 10879, considerando a temperatura da câmara na faixa de -10°C)

$$q_p = 1 \times 1 \times 260. : q_p = 260 \text{ kcal}$$

$$Q_4 = 260 + 68,79 = 328,79kcal \text{ ou } 1376,58kJ$$

Resultados da Câmara 03 (VEGETAIS):

Ganho de Calor	Carga Térmica (W)
TRANSMISSÃO	10641kcal ou 44551,74kJ
INFILTRAÇÃO	8897 kcal ou 37249,96kJ
MOTOR DO VENTILADOR	12096kJ ou 2889,08kcal
LUZ / PESSOAS	328,79kcal ou 1376,58kJ
CARGA DE ALIMENTO + DESPENDIMENTO CO2	6235,2 kcal ou 26105,53kJ
Total (Qto)	28991,07Kcal ou 121379,81KJ
Margem de Segurança (10%) Recomendado, pela NBR 10879.	2899,11kcal ou 12137,99kJ
Total (Qto)	31890,18kcal ou 133517,8kJ
Carga Térmica total para o regime de 18horas em 24horas (Recomendado pela NBR 10879). $Q = Q_{to} \times 24/t$	1771,68kcal/h ou 2060,46W

4.4 Câmara 04 (ANTECÂMARA)

GANHO TOTAL DE CALOR POR TRANSMISSÃO ATRAVÉS DAS FRONTEIRAS

$$Q1 = \sum q$$

Ou seja, $q(\text{antepara 01}) + q(\text{antepara 02}) + q(\text{antepara 03}) + q(\text{antepara 04}) + q(\text{pisso}) + q(\text{teto})$

ANTEPARA 01

$$q = K.A.\Delta t$$

Dados:

$k = 0,30 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ (Ver tabela 6 da Norma ABNT NBR 10879).

$A = 9,14 \text{ m}^2$ (3,45 x 2,65 – dimensões da câmara)

$\Delta t = T1 = 10^\circ \text{ C}$ e $T2 = 32^\circ \text{ C}$

$$\Delta t = 32 - 10 = 22\text{K}$$

$$q = 0,52 \times 9,14 \times 22.: \quad q = 104,56\text{W}$$

ANTEPARA 02

O calor cedido nessa antepara será igual ao calor recebido pela câmara de carne no calculo da antepara 04 de carne.

$$q = - 44,35\text{W}$$

ANTEPARA 03

$$q = K.A.\Delta t$$

Dados:

O calor cedido pela antecâmara através dessa antepara será igual ao calor recebido pela câmara de peixe no calculo da antepara 03 da câmara de peixe.

$$q = - 79,54\text{W}$$

ANTEPARA 04

Essa área está cedendo calor para a câmara de vegetais igual ao calor recebido pela câmara de vegetais no calculo da antepara 04 de vegetais.

$$q = - 16,09\text{W}$$

PISO (CHÃO)

$$q = K.A.\Delta t$$

Dados:

$k = 0,30 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ (Ver tabela 6 da Norma ABNT NBR 10879).

$A = 5,7 \text{ m}^2$ (3,45 x 1,65 – dimensões da câmara)

$\Delta t = T_1 = -19^\circ \text{C}$ e $T_2 = 32^\circ \text{C}$

$\Delta t = 32 - 10 = 22\text{K}$

$$q = 0,52 \times 5,7 \times 22.: \quad q = 65,21\text{W}$$

TETO

$$q = K.A.\Delta t$$

Dados:

$k = 0,30 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ (Ver tabela 6 da Norma ABNT NBR 10879).

$A = 5,7 \text{ m}^2$ (3,45 x 1,65 – dimensões da câmara)

$\Delta t = T_1 = -19^\circ \text{C}$ e $T_2 = 32^\circ \text{C}$

$\Delta t = 32 - 10 = 22\text{K}$

$$q = 0,52 \times 5,7 \times 22.: \quad q = 65,21\text{W}$$

PORTANTO, $q(\text{câmara } 04) = 104,56 - 44,35 - 79,54 - 16,09 + 65,21 + 65,21 = 95 \text{ :}$

$$Q_1(\text{câmara } 04) = 95\text{W ou } 81,68\text{kcal/h}$$

Multiplicando 81,68 por 24 horas teremos uma carga de 1960,32kcal ou 8207,47kJ

GANHO DE CALOR POR INFILTRAÇÃO E ABERTURA DE PORTAS

De acordo com a tabela, a diferença de calor entre o ar do meio externo e o ar interno da câmara estando a câmara à 10°C com umidade relativa de 85% e o ar externo à 32°C e umidade relativa de 60% é de $16,2\text{kcal}/\text{m}^3$.

A câmara tem um volume total de $15,8 \text{ m}^3$ o que acarretaria num volume total de renovação de ar de aproximadamente $380\text{m}^3/24\text{horas}$.

Multiplicando a diferença de calor pelo volume total de renovação de ar teremos uma carga térmica total de $16,2 \times 380 = 6156 \text{ kcal}$ ou $25773,94\text{kJ}$

GANHO DE CALOR PELO MOTOR DO VENTILADOR

$$(Q_3 = P)$$

Após análise preliminar da carga térmica, foi decidido pelo evaporador de ar forçado baixo perfil 013 da **Mipal**.

Onde,

P = potência do ventilador, em W.

$$P = 70\text{W}$$

$$Q_3 = 70 \times 6 \times 60 \times 24 = 6048\text{kJ ou } 1444,54\text{kcal}$$

GANHO DE CALOR PELO DEVIDO A LUZ E PESSOAS

$$(Q_4 = q_{il} + q_p), \text{ em (W).}$$

Onde,

q_{il} = carga de iluminação, em (W).

► $q_{il} = A.L.t$, onde: A = área do piso, em m^2 ; L = 5 a $10\text{W}/\text{m}^2$; t = Tempo em número de hora de permanência das pessoas na câmara, sendo seu valor máximo de 1(uma) hora.

q_p = carga devido ao calor cedido por pessoas, em (W).

► $q_p = nt \cdot C_d$, onde: n = número de pessoas. Na ausência de dados utilizar $n = 1$; t = tempo em número de hora de permanência das pessoas na câmara, sendo seu valor máximo de 1(uma) hora; C_d = calor despreendido por pessoa na câmara (conforme indicado na tabela 09 da NBR 10879)

PORTANTO:

- $q_{il} = A.L.t$

$$A = 11,73 \text{ m}^2$$

$$L = 2 \text{ lâmpadas fluorescentes de } 40\text{W/cada no interior da câmara} = 80/11,73 = 6,82\text{W}/\text{m}^2$$

$$t = 1 \text{ hora (máximo permitido)}$$

$$q_{il} = 11,73 \times 6,82 \times 1 / 24. \therefore q_{il} = 288\text{kJ ou } 68,79\text{kcal}$$

- $q_p = nt \cdot C_d$

$$n = 1 \text{ pessoa}$$

$$t = 1 \text{ hora (máximo permitido)}$$

$$C_d = 200 \text{ kcal}$$

$$q_p = 1 \times 1 \times 200 \therefore q_p = 200\text{kcal}$$

$$Q_4 = 200 + 68,79 = 268,79\text{kcal ou } 1125,37\text{kJ}$$

Resultados da Câmara 04 (ANTECÂMARA):

Ganho de Calor	Carga Térmica (W)
TRANSMISSÃO	1960,32kcal ou 8207,47kJ
INFILTRAÇÃO	6156 kcal ou 25773,94kJ
MOTOR DO VENTILADOR	6048kJ ou 1444,54kcal
LUZ / PESSOAS	268,79kcal ou 1125,37kJ
Total (Qto)	9829,65Kcal ou 38893,91kJ
Margem de Segurança (10%) Recomendado, pela NBR 10879.	982,96kcal ou 3889,39kJ
Total (Qto)	10812,61Kcal ou 42783,3KJ
Carga Térmica total para o regime de 18horas em 24horas (Recomendado pela NBR 10879). $Q = Q_{to} \times 24/t$	600,7kcal/h ou 2376,85W

5 RESULTADO GERAL DO SISTEMA FRIGORÍFICO

Carga Térmica Total para o regime de 18 horas em 24 horas (Recomendado pela NBR 10879)	7820,72 Kw ou 6724,61 Kcal/hora
--	---------------------------------

5.1 Cálculo do condensador

5.1.1 Dados do projeto

Faixa de pressões limitantes;

$$P_a / P_b = 7,34 \quad \Delta T \text{ de Evaporação} = +6^\circ\text{C}$$

$$P_a = \text{Pressão de alta} = 15,64$$

$$P_b = \text{Pressão de baixa} = 2,13$$

$$\Delta P = 13,51 \text{ Kg/cm}^2$$

Temperaturas limitantes;

Temperatura de evaporação do R22:

$$T = -24^\circ\text{C}$$

Temperatura de condensação do R22:

$$T = 40^\circ\text{C}$$

Temperatura de entrada da água do mar:

$$T = 32^\circ\text{C}$$

Temperatura de saída da água do mar:

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

5.1.2 Cálculo da carga térmica dissipada no condensador

$$Q_1 = Q \times FR \rightarrow 1,42 \times 7,82 = 11,1\text{Kw}$$

$$Q_1 = 7,82 \text{ Kw}$$

$$FR = 1,42$$

Obs.: Conforme os referenciais do Autor Stoecker para o tabelado FR, (pág. 271 do livro)

5.1.3 Cálculo da LMTD

$$\text{LMTD} = (\text{Tefq} - \text{tsff}) - (\text{Tsfq} - \text{teff}) / \ln (\text{Tefq} - \text{tsff} / \text{Tsfq} - \text{teff})$$

Temperatura de entrada do fluido quente (Tefq)

$$\text{Tefq} = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Temperatura de saída do fluido frio (Tsff)

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

Temperatura de saída do fluido quente (Tsfq)

$$\text{Tsfq} = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Temperatura de entrada do fluido frio (Teff)

$$\text{Teff} = 32 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{LMTD} = (40-35) - (40-32) / \ln (5/8)$$

$$\text{LMTD} = 6,38 \text{ } ^\circ\text{C}$$

5.1.4 Cálculo da vazão da água do mar

$$Q1 = m \cdot cp \cdot \Delta t \quad m = Q1 / cp \cdot \Delta t$$

$$Q1 = 11,1 \text{ kw}$$

$$\Delta t = (35-32)$$

$$\Delta t = 3^\circ\text{C}$$

(cp) = Calor específico da água

$$cp = 4,19 \text{ kj} / \text{kg.k}$$

(ρ) = Densidade da água

$$\rho = 1025 \text{ kg/m}^3$$

$$m = 0,88 \text{ kg/s}$$

(V) = Vazão máxima

$V = m/\rho$; m³/s

$V = 0,00086 \text{ m}^3 / \text{s} \Rightarrow V = 3,1 \text{ m}^3 / \text{h}$

5.1.5 Cálculo do número de tubos

Nº 40 Tubos com 4 passes ID = 10'' (Tabela 9 do Kern)

Montagem em tubo de 10''

Arranjo do número médio de tubos (N)

$N = 6,7$

5.1.6 Cálculo do coeficiente de transmissão de calor ou condensação (Hcond)

$H_{cond} = 0,725 ((g \cdot \rho^2 \cdot h_{lv} \cdot K^3) / (U \cdot \Delta t \cdot N \cdot De))^{0,25}$

(g) = Aceleração da gravidade

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$

(v) = Volume específico do R22 A 40°C

$v = 0,88392 \text{ l/kg}$

(ρ) = Densidade = 1/ v

$\rho = 1131,32 \text{ kg/m}^3$

(h_{lv}) = Entalpia de vaporização (líquido - vapor) do R22 a 40°C

$h_{lv} = 166875 \text{ j/kg}$

(k) = Condutibilidade térmica do R22

$k = 0,0805 \text{ w / m.k}$

(U) = Viscosidade do fluido

$U = 0,000182 \text{ Pa.s}$

$\Delta t = 40-35$ (admitindo este valor entre o vapor e a superfície do tubo)

$\Delta t = 5^\circ\text{C}$

(N) = Arranjo do nº médio de tubos

$N = 6,7$ tubos

(De) = Diâmetro externo do tubo

$De = 0,01905$ m

$H_{cond} = 0,725 \left(\frac{g \cdot \rho^2 \cdot h \cdot v \cdot K^3}{U \cdot \Delta t \cdot N \cdot De} \right)^{0,25}$

$H_{cond} = 1269,81$ w/m² ° C

5.1.7 Cálculo da resistência térmica dos tubos trufados (R), sendo $Do/Di = 3,2$

$R = X \cdot Ae / K \cdot Am$

(X) Espessura dos tubos = $(D0 - Di) / 2$

(D0) = Diâmetro externo do tubo

$D0 = 0,01905$ m

(Di) = Diâmetro interno do tubo

$Di = 0,01265$ m

$X = 0,0032$ m

(Ae) = Perímetro externo

$Ae = 0,059817$ m

(k) = Condutibilidade térmica do tubo (cobre)

$k = 390$ w / mk

(Am) = Área circunferencial média

$Am = (0,012 + 0,01) / 2 \times 3,14 = 0,049769$ m

$R = 9,8 \times 10^{-06}$ m² .k/w

5.1.8 Fator de incrustação da água salgada (1/hft)

$1 / hft = 0,0001$ m².k/w

5.1.9 Cálculo da velocidade média nos tubos (Seguindo modelo de Stoecker)

$$v = V / N.A$$

(V) = Vazão de água

(N) = Número de tubos por passe

(A) = Área interna do tubo = $\pi D_i^2 / 4$

$$A = 0,00007854 \text{ m}^2$$

$$N = 10 \quad V = v/n \times A \quad V = 0,00086 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$v = 0,68 \text{ m/s}$$

5.1.10 Cálculo do coeficiente de transmissão de calor por convecção "hw" (Água a 30°C)

$$h_w = K/D_i \times 0,023 (v \times D_i \times \rho / \mu)^{0,8} \times (c_p \times \mu / k)^{0,4}$$

(k) = Condutibilidade térmica do material do tubo

$$k = 0,617 \text{ w / m.}^\circ\text{C}$$

(D_i) = Diâmetro interno do tubo = 0,01265 m

(v) = Velocidade da água = 0.68 m/s

(ρ) = Densidade da água

$$\rho = 1000 \text{ Kg/m}^3$$

(μ) = Viscosidade

$$\mu = 0,000773 \text{ Pa.s}$$

(C_p) = Calor específico

$$C_p = 4190 \text{ j / kg.k}$$

$$h_w = 3779,66 \text{ w / m}^2.\text{k}$$

5.1.11 Cálculo do coeficiente de transmissão de calor baseado na área externa (Uc)

$$1 / U_c = 1 / h_{\text{cond}} + R + (D_0 / D_i \cdot 1 / h_{\text{ft}}) + (D_0 / D_i \cdot 1 / h_w)$$

(hcond) = Coeficiente de transmissão de calor ou condensação

(R) = Resistência térmica dos tubos trufados

(1 / hft) = fator de incrustação da água salgada

(hw) Coeficiente de transmissão de calor por convecção

$$1/U_c = 1,461 \times 10^{-3}$$

$$U_c = 684,53 \text{ w / m}^2 \cdot \text{k}$$

5.1.12 Área necessária de troca (A)

$$Q = U_c \cdot A \cdot \text{LMTD}$$

$$A = Q / U_c \cdot \text{LMTD}$$

(Q) = Calor trocado

(Uc) = Coeficiente global de transmissão de calor

$$A = 2,54 \text{ m}^2$$

5.1.13 Comprimento com tubos trufados com 18 aletas / polegada (L)

$$L = (A / n \times D_e \pi) / 2,3$$

(A) = Área de troca

(n) = Número de tubos

(p) = Perímetro

$$L = 0,46 \text{ m}$$

6 CÁLCULO DO PROJETO

6.1 Seleção de equipamentos

Capacidades frigoríficas:

- Câmara de Carne → 2966,32 W
- Câmara de Peixe → 2095,25 W
- Câmara de Vegetal → 2060,46 W
- Antecâmara → 2376,85W

6.2 Seleção do líquido refrigerante

O R-22 é um composto químico que possui os elementos hidrogênio, cloro, flúor e carbono em sua composição chamados de HCFC. Esses elementos são usados no processo chamado “retrofit”, que substituem os compostos CFC’s, proibidos hoje mundialmente pelos danos causados a camada de ozônio devido a presença de cloro na sua composição, pelos HCFC’s, como pode ser observado na tabela 1.

HCFC'S		CFC'S
R-401A	substituí	R-12
R-409A	substituí	R-12
R-401A	substituí	R-12 e R-500
R-402A	substituí	R-502
R-408A	substituí	R-502
R-402B	substituí	R-502

Tabela 1 - Tabela “Retrofit” / Catálogo DuPont

6.3 Seleção do compressor

O compressor succiona o fluido refrigerante do evaporador e comprime-o no condensador, circula-o por todo o circuito frigorífico e, com auxílio do dispositivo de expansão, promove a elevação de pressão no condensador e redução de pressão no evaporador.

Fabricante: Bitzer;

Modelo: Serie S VIW - Polia do motor elétrico 3,72 inch; rotação do compressor 368 RPM.

Figura 3: Compressor Bitzer



Fonte: www.danfoss.com/Latin_America_portuguese.

6.4 Seleção da válvula expansora

São basicamente redutores de pressão e controladores do fluxo do fluido refrigerante liquefeito no condensador para o evaporador. A válvula faz a regulagem ou dosagem do fluido líquido para o evaporador, através da temperatura do vapor na saída do evaporador que é recebida pelo bulbo sensor da válvula de expansão termostática.

Determinação de ΔP ;

Consultando o Manual da Danfoss encontramos um ΔP que é em função da temperatura:

ΔT de Evaporação = + 6°C

Temp Evap.: $T_{c\grave{a}m} - \Delta T$.:

Logo, para as câmaras teremos uma temperatura de evaporação de:

$$\text{Carne} = - 19 - (6) = - 25^{\circ} \text{ C}$$

$$\text{Peixes} = - 19 - (6) = - 25^{\circ} \text{ C}$$

$$\text{Vegetais} = + 4 - (6) = - 2^{\circ} \text{ C}$$

Faixa de temperatura de $- 25^{\circ}\text{C}$ à $- 2^{\circ}\text{C}$. Logo, a faixa segundo o catalogo da Danfoss será a faixa N, que é a de $- 40^{\circ}\text{C}$ a $+ 10^{\circ}\text{C}$.

$$P_a / P_b \longrightarrow \Delta P \longrightarrow \Delta T \text{ de Evaporação} = +6^{\circ}\text{C}$$

P_a = Pressão de alta

P_b = Pressão de baixa

$$P_a \longrightarrow t = 40^{\circ}\text{C} \longrightarrow 15,79 \text{ Kg / cm}^2$$

$$P_b \longrightarrow t = 5^{\circ}\text{C} \longrightarrow 6,00 \text{ Kg / cm}^2$$

$$\Delta P = P_a - P_b$$

$$\Delta P = 15,79 - 6,00$$

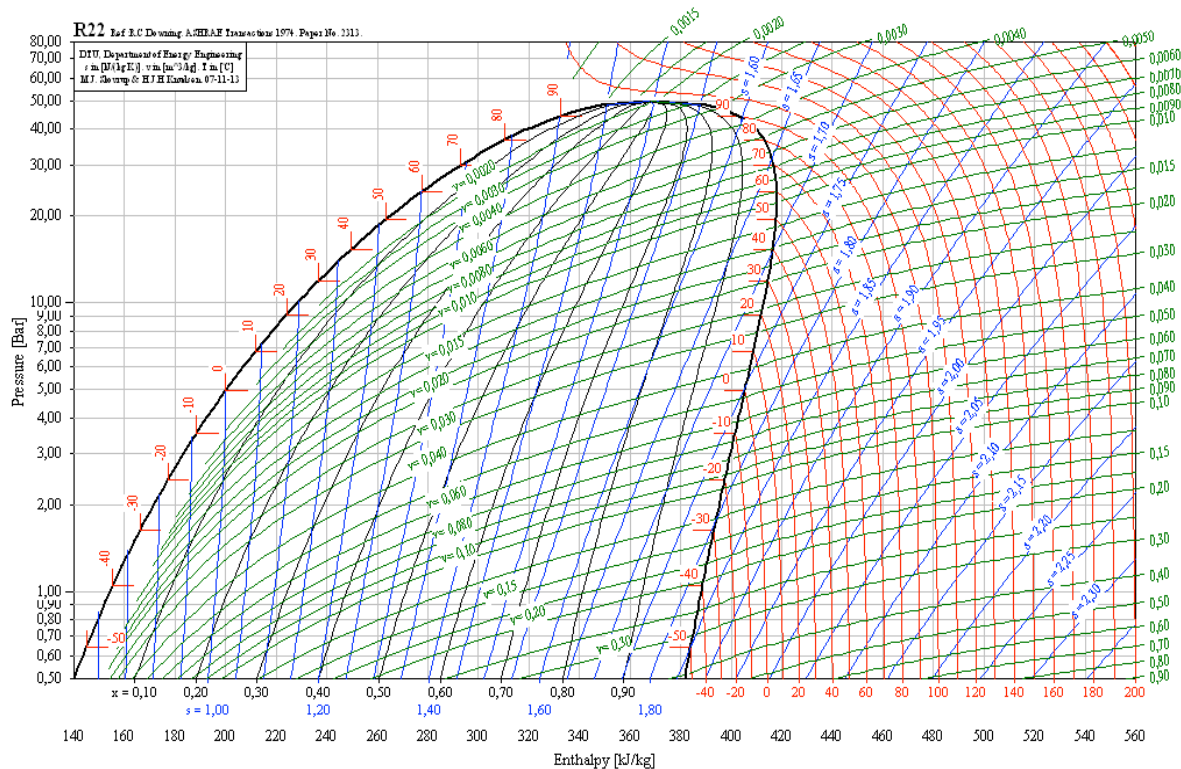
$$\Delta P = 9,79 \text{ Kg/cm}^2$$

Figura 4: Válvula de expansão termostática



Fonte: www.danfoss.com/Latin_America_portuguese.

Figura 5: Diagrama Pressão x Entalpia



Fonte: www.danfoss.com/Latin_America_portuguese.

6.5 Cálculo para especificação da válvula

Câmara de Carne

$$\Delta P = 9,79 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\text{Capacidade} = 25550,64 \text{ Kcal/h} = 2,66 \text{ KW}$$

$$\Delta T \text{ de evaporação} = + 6^\circ\text{C}$$

Pelo catálogo da DANFOSS, fluido R22, identificamos a seguinte válvula:

A tabela apresentada nesse catálogo é para válvula com evaporação de $+6^\circ\text{C}$

Válvula selecionada será a TX2 / TEX 2 - 0.6 orifício - 02.

Câmara de Peixe

$$\Delta P = 9,79 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\text{Capacidade} = 1801,59 \text{ Kcal/h} = 2,09 \text{ KW}$$

$$\Delta T \text{ de evaporação} = + 6^\circ\text{C}$$

Pelo catálogo da DANFOSS, fluido R22, identificamos a seguinte válvula:

A tabela apresentada nesse catálogo é para válvula com evaporação de + 6 ° C

Válvula selecionada será a TX2 / TEX 2 - 0.3 orifício - 01.

Câmara de Vegetais

$\Delta P = 9,79 \text{ Kg/cm}^2$

Capacidade = 1771,68 Kcal/h = 2,06 KW

ΔT de evaporação = + 6°C

Pelo catálogo da DANFOSS, fluido R22, identificamos a seguinte válvula:

A tabela apresentada nesse catálogo é para válvula com evaporação de + 6 ° C

Válvula selecionada será a TX2 / TEX 2 - 0.3 orifício - 01.

Antecâmara

$\Delta P = 9,79 \text{ Kg/cm}^2$

Capacidade = 600,7 Kcal/h = Kw

ΔT de evaporação = + 6°C

Pelo catálogo da DANFOSS, fluido R22, identificamos a seguinte válvula:

A tabela apresentada nesse catálogo é para válvula com evaporação de + 6 ° C

Válvula selecionada será a TX2 / TEX 2 - 0.2 orifício - 00

6.6 Seleção da válvula solenóide

Válvula eletromagnética deve ser comandada que ao ter a bobina energizada, abre-se o orifício piloto. Quando a bobina não recebe corrente, o orifício piloto fecha. Este dispositivo é geralmente instalado na linha de líquido para retenção do fluido refrigerante, quando estiver desenergizada.

Segundo dados do catálogo Danfoss.

Capacidade = 2,66 KW (da câmara de carne, que tem maior capacidade térmica requerida)

Selecionamos:

Fabricante Danfoss

Modelo: 4 x EVR2 / n/s: 018F6856

Figura 6: Válvula solenoide



Fonte: www.danfoss.com/Latin_America_portuguese.

6.7 Seleção do filtro secador

Dispositivos instalados antes dos dispositivos de expansão para reter a impurezas contidas no interior do circuito frigorífico e absorver a umidade de acordo com o tipo de filtro desidratante. No nosso projeto optamos pelo filtro secador com núcleo cambiável.

Fabricante Danfoss;

Modelo: DCR 0487;

Faixa de temperatura: - 40°C a + 70°C.

Figura 7: Filtro secador



Fonte: www.danfoss.com/Latin_America_portuguese.

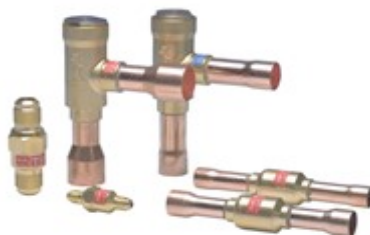
6.8 Seleção válvulas de retenção

Dispositivo que permitem a passagem do fluido refrigerante somente no sentido da seta de indicação.

Fabricante Danfoss;

Modelo: 2 x NVR16.

Figura 8: Válvula de retenção



Fonte: www.danfoss.com/Latin_America_portuguese.

6.9 Seleção separador de óleo

Dispositivo que possui a função de promover o retorno do óleo para o cárter do compressor, evitando que o óleo se espelhe por todo o circuito.

Fabricante Danfoss; Modelo: OUB4 - 11,6Kw - diâmetro 5/8 - rosca.

Figura 9: Separador de óleo



Fonte: www.danfoss.com/Latin_America_portuguese.

6.10 Seleção da válvula reguladora de água do condensador

As válvulas para água são utilizadas para controlar e regular a pressão do fluxo de água, cujos condensadores são arrefecidos a água, mantendo o fluxo constante durante a operação.

Fabricante Danfoss;

Modelo: WVFX 40;

Pressão Máxima (teste): 377 p.s.i.g.

Faixa de trabalho: 0 à 85 p.s.i.g.

Temperatura Máxima: 100°C.

Figura 10: Válvula reguladora de água para condensador



Fonte: www.danfoss.com/Latin_America_portuguese.

6.11 Seleção válvula piloto de pressão constante

Fabricante Danfoss; Modelo: CVP (LP);

Pressão Máxima (teste): 380 p.s.i.g

Faixa de trabalho: 0 à 100 p.s.i.g

Temperatura Máxima: 100°C.

Figura 11: Válvula piloto de pressão constante



Fonte: www.danfoss.com/Latin_America_portuguese.

6.12 Seleção dos evaporadores

O evaporador absorve calor do ambiente interno, ao absorver o calor, o fluido refrigerante que sai da válvula de expansão e entra nela no estado físico líquido evapora, ou seja, transforma-se em vapor.

Câmara de Carne:

Fabricante Mipal;

Série MI038.

Câmara de Peixe:

Fabricante Mipal;

Série MI031.

Câmara de Vegetais:

Fabricante Mipal;

Série MI025.

Antecâmara:

Fabricante Mipal;

Série MI013.

Figura 12: Evaporador



Fonte: WWW.danfoss.com/Latin_America_portuguese.

6.13 Seleção do termostato

Tem a função de manter uma temperatura ambiente média preestabelecida, atuando diretamente na válvula solenoide da linha de líquido de cada câmara do sistema frigorífico.

Fabricante Danfoss;

Tipo: UT72;

Escala: - 30°C / + 30°C.

Figura 13: Termostato



Fonte: www.danfoss.com/Latin_America_portuguese.

6.14 Seleção da válvula de alívio

Válvulas de alívio utilizadas em qualquer vaso de pressão. Instaladas no tanque de líquido ou condensador de água, tem a função de liberar o fluido refrigerante quando o limite de pressão prefixado no condensador for ultrapassado.

Figura 14: Válvula de alívio



Fonte: www.danfoss.com/Latin_America_portuguese.

6.15 Seleção do visor de líquido

Dispositivo indicador de passagem do líquido na linha de líquido a alta pressão além de permitir, em alguns casos, a constatação de umidade no sistema.

Figura 15: Visor de líquido



Fonte: www.danfoss.com/Latin_America_portuguese.

6.16 Seleção do separador de líquido

Os separadores de líquido servem para proteger o compressor de golpes de líquido no momento da sua partida. Um grande acúmulo de refrigerante líquido do lado de baixa pressão é o responsável por esses golpes. O tamanho do acumulador de sucção depende do volume de pressão é o responsável por esses golpes. O tamanho do acumulador de sucção depende do volume de refrigerante líquido do evaporador e do circuito.

O Separador de líquido retém temporariamente a chegada de líquido, fazendo em seguida a liberação, suavemente, de acordo com as possibilidades de assimilação do compressor. Sua escolha é feita pelo diâmetro da tubulação de sucção do compressor.

Fabricante APEMA;

Modelo: SLV 5;

Diâmetro: 1 1/8";

Capacidade Máxima: 4KW.

Figura16: Separador de líquido

Fonte: www.danfoss.com/Latin_America_portuguese.

6.17 Seleção da bomba de água salgada de resfriamento

Dados do sistema:

Comprimento da linha: 30m;

Caminho com maior perda de carga tem: 3 válvulas gaveta, 2 válvulas globo, 1 válvula de retenção, 2 "T", 2 cotovelos de raio logo, 1 filtro Y;

Comprimento equivalente será de: $3 \times 0,2 + 2 \times 11,3 + 2,7 + 2 \times 2,3 + 2 \times 0,7 = 31,9$;

Comprimento total da linha: 61,9;

Utilizando um fator de atrito de 10% teremos $61,9 \times 0,1 = 6,19$ m.c.a

A diferença de cota entre sucção da caixa mar e saída da linha de descarga para o costado é de 2 m.c.a.;

A perda de carga no condensador é de 0,7 m.c.a.;

O filtro "Y" da linha deve ser limpo quando a perda de carga nele passar de 5 m.c.a.;

Teremos então uma altura manométrica de $6,19 + 2 + 0,7 + 5 = 13,89$ m.c.a., considerando um fator de segurança de 10% teremos $13,89 \times 1,1 = 15,3$ m.c.a.;

Precisamos então de uma bomba de H x Q de 15,3 m x 3,1 m³/h;

A bomba escolhida foi a BC-91 S/T, Schneider, com motor elétrico WEG IP-21, 2 polos 60hz.

6.18 Dimensionamento das tubulações

6.18.1 Aspectos gerais

Em um sistema de refrigeração, os fluidos mais comuns são o ar, a água e o líquido de refrigerante. No nosso caso, esse tópico terá como objetivo principal, falar sobre o método de dimensionamento, usado por esse projeto, das tubulações do líquido refrigerante.

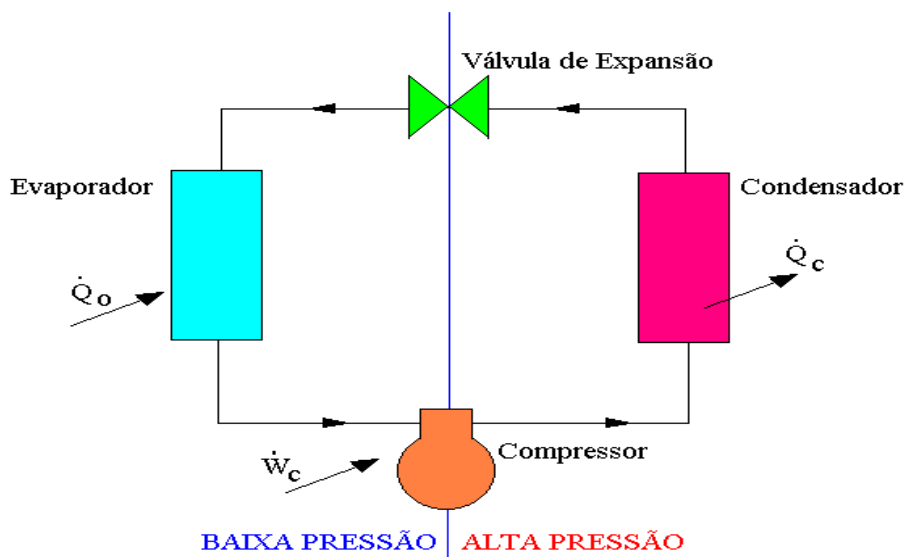
Um sistema de refrigeração é dividido em duas partes, o sistema de alta pressão e o sistema de baixa pressão, cada um com suas características de pressão e temperatura que irão influenciar na condição do fluido refrigerante. Essa variação no comportamento do líquido nos dará a indicação no tipo e diâmetro que deve ser usada a tubulação em cada uma das três variações físicas do líquido circulante no sistema.

As três tubulações principais de um sistema básico de refrigeração são: tubulação para descarga de gás, para líquido e para sucção de gás. Para realizar a escolha do diâmetro para cada trecho devem-se usar critérios diferentes. Dados retirados de tabelas e gráficos contidos no livro “Manual de Ar Condicionado” produzido pela Empresa CARRIER de Ar Condicionado. Capítulo 3 - Projeto de tubulações de Ar Condicionado. Tabelas no anexo.

6.18.2 Linhas de descarga

A perda de carga nesta linha influencia a potência necessária ao compressor, pois para uma dada pressão de condensação qualquer aumento da perda de pressão nesta linha requer um aumento de pressão de descarga do compressor. Existe um diâmetro adequado para bom funcionamento do sistema, qualquer aumento adicional no diâmetro da tubulação produzirá um gasto que não será recuperado com o passar do tempo, ou seja, a vida útil do compressor.

Figura 17: Linhas de alta e baixa pressão de freon.



Fonte: www.danfoss.com/Latin_America_portuguese.

6.18.3 Linhas de líquido

Seu diâmetro será menor das três linhas, pois transporta líquido, que possui a densidade bem maior que o gás. A perda de carga nessa linha não influenciará no rendimento do ciclo, pois ela irá ocorrer no dispositivo de expansão. Mesmo tendo essa característica, sua perda de pressão na linha é limitada, pois se a pressão cair o suficiente para que ocorra alguma evaporação na linha de líquido, isso prejudicará o bom funcionamento do dispositivo de expansão.

6.18.4 Linhas de sucção

Na mesma forma que a perda de carga influencia o desempenho do ciclo quando ocorre na linha de descarga, essa perda na linha de sucção também afetará a eficiência de todo o sistema. A perda de carga na linha de sucção faz com que a pressão de entrada no compressor caia, tornando o trabalho do mesmo deficiente. Outra que deve ser levada em consideração, é o arrasto do óleo lubrificante do evaporador para o compressor, assim deve-se manter uma velocidade do fluxo para facilitar o retorno do óleo.

6.18.5 Método de dimensionamento

Através das temperaturas de condensação (40°C) e da temperatura de evaporação do refrigerante no evaporador ($-19^{\circ} + (-6^{\circ}\text{C}) = -25^{\circ}\text{C}$), podemos obter os fatores de correção para as linhas de aspiração e para linha de descarga.

No nosso caso obtemos o fator de correção para a aspiração de 2,86 e fator de correção para linha de descarga de 1,075. Diante desses valores, podemos obter através dos gráficos de MOODY, o diâmetro externo das tubulações de aspiração, descarga e líquido.

O fator de correção será multiplicado pela potencia em kcal/h em cada linha do ciclo de refrigeração. Exceto a linha de líquido pelo fato de o refrigerante está na forma líquida. As demais como aspiração e descarga, devem ser corrigidas pelos seus respectivos fatores.

6.18.6 Linhas de descarga do projeto

Temperatura de condensação = 40°C ;

Temperatura de evaporação = -25°C ;

Total = 5m;

Potência na linha = 6724,61 Kcal/h;

Fator de correção (tabela de correção) = 1,075;

Potência na linha x Fator de correção = $6724,61 \times 1,075 \rightarrow 7228,95$ Kcal/h;

Potência corrigida = 7,28 fg/h;

Diâmetro encontrado na tabela em função do comprimento e potencia $D = 1/2"$.

6.18.7 Linhas de aspiração do projeto

Temperatura de condensação = 40°C ;

Temperatura de evaporação = -25°C ;

Total = 35m;

Potência na linha = 6724,61 Kcal/h;

Fator de correção (tabela de correção) = 2,86;

Potência na linha x Fator de correção = $6724,61 \times 2,86 \rightarrow 19232,38$ Kcal/h;

Potência corrigida = 19,23 fg/h;

Diâmetro encontrado na tabela em função do comprimento e potencia $D = 1 \frac{5}{8}$ ".

6.18.8 Linhas de Líquido

Temperatura de condensação = 40°C ;

Temperatura de evaporação = -25°C ;

Total = 17,5m;

Potência na linha = 6724,61 Kcal/h;

Fator de correção (tabela de correção) = N/A;

Potência na Linha x Fator de correção = N/A;

Potência corrigida = N/A;

Diâmetro encontrado na tabela em função do comprimento e potencia $D = \frac{3}{8}$ ".

6.18.9 Linhas da câmara de carne

Linhas de entrada:

Temperatura de condensação = 40°C ;

Temperatura de evaporação = -25°C ;

Total = 4m;

Potência na linha = 2550.64 Kcal/h;

Fator de correção (tabela de correção) = 1,075;

Potência na linha x Fator de correção = $2550,64 \times 1,075 \rightarrow 2741$ Kcal/h;

Potência corrigida = 2,74 fg/h;

Diâmetro encontrado na tabela em função do comprimento e potencia $D = \frac{3}{8}$ ".

Linhas de saída:

Temperatura de condensação = 40°C ;

Temperatura de evaporação = -25°C

Total = 4m;

Potência na linha = 2550,64 Kcal/h;

Fator de correção (tabela de correção) = 2,86;

Potência na linha x Fator de correção = 2550,64 x 2,86 → 7294,83 Kcal/h;

Potência corrigida = 7,29 fg/h;

Diâmetro encontrado na tabela em função do comprimento e potencia D = 3/4 ".

6.18.10 Linhas da câmara de peixe

Linhas de entrada:

Temperatura de condensação = 40°C;

Temperatura de evaporação = - 25°C;

Total = 4m;

Potência na linha = 1801,59 Kcal/h;

Fator de correção (tabela de correção) = 1,075;

Potência na linha x Fator de correção = 1801,59 x 1,075 → 1936,70 Kcal/h;

Potência corrigida = 1,93 fg/h;

Diâmetro encontrado na tabela em função do comprimento e potencia D = 3/8 ".

Linhas de saída:

Temperatura de condensação = 40°C;

Temperatura de evaporação = - 25°C;

Total = 4m;

Potência na linha = 1801,59 Kcal/h;

Fator de correção (tabela de correção) = 2,86 Potencia na linha x Fator de correção
= 1801,59 x 2,86 → 5152,54 Kcal/h;

Potência corrigida = 5,12 fg/h;

Diâmetro encontrado na tabela em função do comprimento e potencia D = 3/4 ".

6.18.11 Linhas da câmara de vegetais

Linhas de entrada:

Temperatura de condensação = 40°C;

Temperatura de evaporação = - 25°C;

Total = 4m;

Potência na linha = 1771,68 Kcal/h;

Fator de correção (tabela de correção) = 1,075;

Potência na linha x Fator de correção = 1771,68 x 1,075 → 1904,55 Kcal/h;

Potência corrigida = 1,90 fg/h;

Diâmetro encontrado na tabela em função do comprimento e potencia D = 3/8 ".

Linhas de saída:

Temperatura de condensação = 40°C;

Temperatura de evaporação = - 25°C;

Total = 4m;

Potência na linha = 1771,68 Kcal/h;

Fator de correção (tabela de correção) = 2,86;

Potência na linha x Fator de correção = 1771,68 x 2,86 → 5067,00 Kcal/h;

Potência corrigida = 5,0 fg/h;

Diâmetro encontrado na tabela em função do comprimento e potencia D = 3/4 ".

8.18.12 Linhas da antecâmara

Linhas de entrada:

Temperatura de condensação = 40°C;

Temperatura de evaporação = - 25°C;

Total = 5m;

Potência na linha = 600,7 Kcal/h;

Fator de correção (tabela de correção) = 1,075;

Potência na linha x Fator de correção = 600,7 x 1,075 → 645,75 Kcal/h;

Potência corrigida = 0,65 fg/h;

Diâmetro encontrado na tabela em função do comprimento e potencia D = 3/8 ".

Linhas de saída:

Temperatura de condensação = 40°C;

Temperatura de evaporação = - 25°C;

Total = 4m;

Potência na linha = 600,7 Kcal/h;

Fator de correção (tabela de correção) = 2,86;

Potencia na Linha x Fator de correção = 600,7 x 2,86 → 1718,00 Kcal/h;

Potencia corrigida = 1,7 fg/h;

Diâmetro encontrado na tabela em função do comprimento e potencia D = 3/4 ".

7 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Concluimos que embora tenhamos inúmeros conceitos de teses sobre a refrigeração, todas chegam a um mesmo alvo, hoje é um negócio dos mais interessantes trabalhar com câmara frigorífica, sem querer desmerecer, claro, as outras formas e métodos de refrigeração.

Quando falamos de refrigeração temos que ter conteúdo de vários sistemas de refrigeração e também dos componentes de mesma, assim como dos fabricantes, informações claras e de melhor entendimento possível.

Compreendemos que hoje se tem a necessidade de pesquisas para que busquemos evolução e melhoria no que aponta a câmara frigorífica no espaço de refrigeração naval no Brasil, afim de que façamos diferença com elementos particulares para diferenciação no âmbito internacional.

Aconteceram mudanças na área de refrigeração e nesse embalo, estamos certos de que a câmara frigorífica esta desenhada para o sistema de refrigeração naval com maior cobertura, eis a diferença através do desenvolvimento de novos agentes refrigerantes com intenso dimensionamento.

Quando se fala de câmara frigorífica, já não nos remetemos, mas a mais um componente de refrigeração e sim um dos grandes e eficazes sistemas de refrigeração.

O trabalho foi importante, também no sentido de permitir que identificássemos o modelo da câmara frigorífica usada na NS-35 como referencia comparativa, a mesma está estritamente baseada nas diretrizes e normas técnicas, isto é, está em conformidade com a legislação nacional, conforme a Norma ABNT NBR 10879, apesar de não ser de fabricante nacional.

Numa nova visão de se obter resultados melhores dos processos de ações internas, e considerando o novo caminho que está se tomando no incremento das demandas da sociedade, são elas, o fortalecimento de acesso das empresas brasileiras no comércio pelo mundo, o desenvolvimento de sistemas de refrigeração para a área industrial, reforçam a sugestão de aproveitar a ideia de se adotar um modelo único de câmara frigorífica, no âmbito naval, nos moldes da fabricante da câmara da NS-35.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ÂNGELO, MARIA G., Projeto de Concepção de Entrepasto Frigorífico para Produtos Alimentares Congelados, Trabalho Final de Mestrado, 2009.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS - ABNT NBR 10879. Cálculo de frigorífica de provisões - Condições básicas para projeto. Rio de Janeiro, 1989.
- CHAGAS, CASTRO, Projeto e construção de câmaras frigoríficas, YORK Refrigeração.
- CORRÊA, JORGE, Apostila de Refrigeração e Climatização, Universidade Federal do Pará – Instituto de Tecnologia.
- COSTA, E. CRUZ DA. Refrigeração. Edgard Blücher; São Paulo; 1982.
- DINÇER, IBRAHIM, Refrigeration Systems and Applications, WILEY, 2003.
- DOSSAT, R.J., Princípios de Refrigeração, Hemus Ed., 1998.
- DOSSAT, ROY J., Principles of Refrigeration 4th Edition (1997) Prentice Hall.
- GUERRA, MATOS, Balanço Térmico de Instalações Frigoríficas, ISEL.
- JUNIOR, LUIZ, Refrigeração e Ar Condicionado, Parte I, II, III, DeTEC.
- KHARAGPUR, EE, et al., Refrigeration & Air Conditioning, India, 2008. Disponível em: <http://pt.scribd.com/doc/29982457/Refrigeration-and-Air-Conditioning-by-lit-Kgp>. Acesso em: 29 de Fevereiro de 2014
- LATIN America Portuguese. Disponível em: http://www.danfoss.com/Latin_America_portuguese>. Acesso em: mai2016.
- PIRANI, MARCELO J.et al., Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial, Rio de Janeiro, Eletrobrás, 2005.
- PIRANI, MARCELO JOSÉ, Refrigeração e Ar Condicionado - Parte I Refrigeração, Universidade Federal da Bahia.
- SALVADOR, FRANCISCO, Projeto de um sistema de refrigeração industrial com “set-point” variável, São Paulo, 1999.
- STOECKER, W.F. e JABARDO, J.M.S., Refrigeração Industrial, Ed. Edgard Blucher, 2002.
- TRINDADE TEODORO, et al., Compressão e Frio Industrial, ISEL, 2005.