



UNIVERSIDADE ESTADUAL DO MARANHÃO - UEMA
CENTRO DE CIÊNCIAS TECNOLÓGICAS - CCT
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA E PRODUÇÃO
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA E SELEÇÃO DE EQUIPAMENTOS PARA
CÂMARA FRIGORÍFICA USANDO O MICROSOFT EXCEL®**

THALLYS ANDERSON MACHADO FERREIRA

São Luís

2015

UNIVERSIDADE ESTADUAL DO MARANHÃO

**CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA E SELEÇÃO DE EQUIPAMENTOS PARA
CÂMARA FRIGORÍFICA USANDO O MICROSOFT EXCEL®**

Thallys Anderson Machado Ferreira

Orientador: Prof. MSc. Valdirson Pereira Mendes

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica e Produção, do Centro de Ciências Tecnológicas da Universidade Estadual do Maranhão – UEMA, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

São Luís

2015

Ferreira, Thallys Anderson Machado.

Cálculo de carga térmica e seleção de equipamentos para câmara frigorífica usando o Microsoft Excel® / Thallys Anderson Machado Ferreira. – São Luís, 2015.

84 f

Monografia (Graduação) – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual do Maranhão, 2015.

Orientador: Prof. MSc. Valdirson Pereira Mendes

1.Carga térmica. 2.Seleção de equipamentos. 3.Microsoft Excel®. I.Título

THALLYS ANDERSON MACHADO FERREIRA

**CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA E SELEÇÃO DE EQUIPAMENTOS PARA
CÂMARA FRIGORÍFICA USANDO O MICROSOFT EXCEL®**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica e Produção, do Centro de Ciências Tecnológicas da Universidade Estadual do Maranhão – UEMA, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Qualificação aprovada em, _____ de _____ de 2015.

BANCA EXAMINADORA

Prof. MSc. Valdirson Pereira Mendes
(Orientador)

Prof. MSc. Paulino Cutrim Martins
(Membro da Banca Examinadora)

Prof. MSc. Louryval Coelho Paixão
(Membro da Banca Examinadora)

Dedico este trabalho aos meus pais
Fran e Nena e ao meu irmão Tássio.

AGRADECIMENTO

Inicialmente agradeço a Deus, por ter sempre me vigiado e cuidado de mim tanto nos momentos difíceis quanto nos bons e por sempre abençoar minha vida e de minha família mesmo quando não reconhecamos.

Aos meus batalhadores e amados pais Francisco Carlos Ferreira e Alexandrina Vieira Machado Ferreira, por sempre ensinarem a mim o caminho certo da vida e por sempre colocarem seus filhos a frente de tudo e de todos até em detrimento deles mesmos. Por ter nos ensinado que devemos batalhar de forma honesta para alcançar os objetivos de nossa vida e que nada vem de graça.

Ao meu irmão Tássio Antônio Machado Ferreira mesmo me dando trabalho é uma pessoa que eu amo muito e é aquela história, só implicamos com quem gostamos e queremos ver bem.

Ao meu tio Antônio e tia Lucia por confiarem no meu potencial e me concederem subsídio para eu poder desenvolver as minhas competências e alcançar êxito na minha graduação na Universidade. E ainda por sempre se preocuparem e ajudarem aos meus pais e irmão.

A minha amada tia Mana por ser minha segunda mãe e ter me ensinado valores maravilhosos e da crença em Deus.

Ao meu professor e orientador MSc. Valdirson Pereira Mendes, por ter me aceito como orientando meio que num momento crítico, por estar disposto a auxiliar nas minhas dúvidas e por me sugerir ideias que melhoraram meu trabalho.

Aos meus irmãos que Deus permitiu eu escolher, André Amorim e Hércules Oliveira, que me aturaram por cinco anos de academia e sempre me ajudaram a estudar para aquela prova de Estática ou qualquer outra prova cascuda, realizar os trabalhos e por me oferecerem sempre o ombro para quando precisar.

Não podia esquecer dos meus amigos também José Wilson, Thiago Aguiar e tantos outros da turma 2010.1 que foi uma turma muito unida e de pessoas muito inteligentes.

A equipe Zeus, por 5 anos maravilhosos de trabalho e aprendizado. Nesse projeto, a cada ano, criei uma nova família, novos valores e amigos.

A minha afilhada, primos, tios e tias da família Machado e Ferreira, gostaria de citar um por um, contudo, os agradecimentos superaríamos muito o meu trabalho e não quero comentar a injustiça de esquecer alguém, amo todos de forma igual e gosto de estar na presença de todos.

“Seja forte e corajoso! Não se apavore, nem desanime, pois, o senhor, o seu Deus, estará com você por onde você andar”.

Josué 1,9

RESUMO

A refrigeração tem aplicação em diversos campos da vida humana e se estende desde o uso doméstico até o uso industrial e de transporte. O estudo foi focado no dimensionamento de câmaras frigoríficas, esse espaço de armazenagem é qualquer local isolado, que tenha as suas condições internas controladas por um sistema de refrigeração. A armazenagem frigorífica é o método mais utilizado para conservar produtos perecíveis com as características desejáveis, garantindo menores perdas de qualidade e aumentando a vida útil. O objetivo deste trabalho foi determinar a carga térmica e seleção de equipamentos de uma câmara frigorífica. Para isso, foi elaborada uma planilha eletrônica no Microsoft Excel® a fim de facilitar o dimensionamento de tais equipamentos e obter uma metodologia mais simplificada e, com isso, obter resultados mais precisos e com maior confiabilidade. Usando parâmetros preestabelecidos, são analisadas várias propriedades do ar que variam dependendo da localização da câmara e, após isso, foi possível desenvolver a planilha e, primeiramente, calcular a carga térmica. Finalmente, com a definição da base de dados da carga média total por hora foi possível selecionar os equipamentos. Dessa forma, conseguiu-se obter os equipamentos a partir da carga demandada nos dados de entrada da planilha para o ambiente refrigerado previamente determinado.

Palavras – chave: Carga térmica, Seleção de equipamentos, Microsoft Excel®.

ABSTRACT

Refrigeration has applications in many fields of human life and extends from the household to industrial use and transportation. The study was focused on the sizing of cold rooms, this storage space is any isolated site, which has its internal conditions controlled by a cooling system. The cold storage is the most common method used to preserve perishable products with desirable characteristics, ensuring lower quality losses and increasing service life. The objective of this study was to determine the heat load and selection of a cold storage equipment. For this, a spreadsheet in Microsoft Excel® in order to facilitate the design of such equipment and a more simplified methodology was developed and, therefore, more accurate results and more reliably. Using preset parameters are analyzed various air properties that vary depending on the camera location and, after that, it was possible to develop the worksheet, first, calculate the heat load. Finally, with the definition of total average hourly load database was possible to select the equipment. Thus, it was possible to get the equipment from the demanded load on the sheet input data to the predetermined refrigerated environment.

Key-words: Heat load, selection of equipment, Microsoft Excel®.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Gelo e neve solidificado em covas cobertas (à esq.) e coleta de gelo em superf. cong. do hemisf. norte (à dir.)	20
Figura 2. Equipamento de refrigeração de James Harrison.....	21
Figura 3. Central de ar (esq.) e Câmara frigorífica (dir.).....	22
Figura 4. Contribuições de calor para a CT.....	25
Figura 5. Exemplo prático de condução	27
Figura 6. Exemplo prático de convecção.....	28
Figura 7. Exemplo prático de irradiação	28
Figura 8. Fiscais verificando conservação dos alimentos.....	24
Figura 9. Cortiça, Fibra de vidro, Poliestireno e Poliuretano	36
Figura 10. Exemplo de caixa de armazenagem	43
Figura 11. Espessura econômica do isolante	46

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Propriedades dos isolantes.....	36
Tabela 2. Dados da localização	39
Tabela 3. Tipo de produto e forma de estocagem	39
Tabela 4. Tipo de produto e forma de estocagem 2	40
Tabela 5. Dados do produto e câmara	40
Tabela 6. Exigência para armazenagem e propriedades dos alimentos.....	41
Tabela 7. Seleção do isolante	42
Tabela 8. Seleção do fator de movimentação	42
Tabela 9. Definição das carac. das caixas de armazenamento	42
Tabela 10. Densidade e estocagem frigorífica	43
Tabela 11. Relação de empilhamento	44
Tabela 12. Disposição de pilhas	44
Tabela 13. Distribuição de caixas	45
Tabela 14. Obtenção do comprimento interno	45
Tabela 15. Obtenção da largura interna.....	46
Tabela 16. Coeficiente de convecção	47
Tabela 17. Especificações do isolante	47
Tabela 18. Dimensões externas	48
Tabela 19. Carga térmica de condução	49
Tabela 20. Majoração para Irradiação Solar	50
Tabela 21. Cálculo de trocas de ar	51
Tabela 22. Média de tocas de ar por volume de câmara	51
Tabela 23. Volume do ar que penetra na câmara	51
Tabela 24. Condições externas.....	52
Tabela 25. Condições internas	52
Tabela 26. Carga térmica do produto	54
Tabela 27. Cálculo do equiv.....	55
Tabela 28. Equivalente de calor de ocupação	55
Tabela 29. Carga térmica de pessoas	55
Tabela 30. Carga térmica de iluminação	56
Tabela 31. Características do motor	57
Tabela 32. Carga térmica de motores e ventiladores.....	58

Tabela 33. Contribuições de calor.....	60
Tabela 34. Referência para temperatura de evaporador	61
Tabela 35. Seleção do evaporador.....	61
Tabela 36. Seleção do evaporador2.....	62
Tabela 37. Seleção do condensador	63
Tabela 38. Seleção do condensador2	63
Tabela 39. Seleção da válvula de expansão	64
Tabela 40. Seleção da válvula de expansão2	64

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1. Contribuições de calor	60
---	----

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	17
2 OBJETIVOS.....	19
2.1 OBJETIVOS GERAIS.....	19
2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	19
3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	20
3.1 BREVE HISTÓRICO DA REFRIGERAÇÃO.....	20
3.2 DIFERENÇAS ENTRE REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL E CONDICIONAMENTO DE AR PARA CONFORTO	22
3.3 CONCEITOS FUNDAMENTAIS APLICÁVEIS NO CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA	23
3.3.1 CARGA TÉRMICA (CT).....	23
3.3.2 TRANSMISSÃO DE CALOR.....	24
3.3.3 UMIDADE.....	28
3.3.4 TEMPERATURA	29
3.3.5 CALOR	30
3.3.6 ENTALPIA	31
3.3.7 REFRIGERAÇÃO	31
3.3.8 REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL	31
3.3.9 CONSERVAÇÃO DE GÊNEROS ALIMENTÍCIOS.....	32
3.3.10 DETERIORAÇÃO E APODRECIMENTO	33
3.3.11 CARGA DE REFRIGERAÇÃO.....	35
3.3.12 ISOLANTES E SUA IMPORTÂNCIA	35
4 METODOLOGIA.....	37
4.1 PROCESSO DE CALCULO	37
4.2 PRIMEIROS PASSOS DE CÁLCULO	38
4.3 DIMENSIONAMENTO DA CÂMARA.....	42

4.4 SELEÇÃO DO ISOLANTE	46
4.5 GANHO DE CALOR CEDIDA PELAS PAREDES (DE TRANSMISSÃO).....	48
4.6 GANHO DE CALOR POR INFILTRAÇÃO.....	50
4.7 GANHO DE CALOR POR PRODUTO	53
4.8 CARGAS MISTAS.....	54
4.9 GANHO DE CALOR POR MOVIMENTAÇÃO DE PESSOAS.....	54
4.10 GANHO DE CALOR POR ILUMINAÇÃO.....	55
4.11 GANHO DE CALOR PELO FUNCIONAMENTO DE MOTORES E VENTILADORES	56
4.12 CARGA TÉRMICA TOTAL	58
4.13 COMPONENTES DA CÂMARA.....	58
4.13.1 UNIDADE EVAPORADORA	59
4.13.2 UNIDADE CONDENSADORA	59
4.13.3 VALVULA DE EXPANSÃO.....	59
5 RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	60
6 CONCLUSÃO.....	65
7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	66
REFERÊNCIAS	67
APÊNDICES	70
APÊNDICE A – ABA DE DADOS DE ENTRADA DA PLAN. EM MICROSOFT EXCEL®.....	70
APÊNDICE B – DIMENSIONAMENTO DA CÂMARA ESTOC. EM CAIXAS.....	71
APÊNDICE C – CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA NA CÂMARA COM CAIXAS	73
APÊNDICE D - DIMENSIONAMENTO DA CÂMARA ESTOC. EM GANCHEIRAS ..	75
APÊNDICE E - CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA NA CÂMARA COM CARNES DEPENDURADAS	76
APÊNDICE F – SELEÇÃO DE EQUIPAMENTOS	78
APÊNDICE G – SELEÇÃO DE EQUIPAMENTOS2	79

APÊNDICE H – PLANTA BAIXA DO CASO ABORDADO NO ESTUDO.....	80
ANEXOS	81
ANEXO A – Capacidades das unidades evaporadoras MIPAL	81
ANEXO B – Características das unidades evaporadoras MIPAL.....	82
ANEXO C – Caracterização da nomenclatura das unidades condensadoras DANFOSS	83
ANEXO D – Dados técnicos das Unidades condensadoras DANFOSS	84
ANEXO E – Capacidades das válvulas de expansão DANFOSS	85

1 INTRODUÇÃO

A refrigeração é uma das aplicações mais significativas para preservação de alimentos. Os processos de resfriamento e congelamento dos alimentos reduzem efetivamente reações químicas e biológicas desencadeadas pela atividade de microrganismos e enzimas, além do fato da cristalização da água livre nos alimentos inibir o crescimento microbiológico, retardando assim o processo de deterioração do alimento (ASHRAE, 2002, DELGADO & SUN, 2001, HELDMAN, 1992).

A produção e o consumo de alimentos congelados têm aumentado rapidamente, causando um interesse cada vez maior na determinação de propriedades térmicas de alimentos, simulação de processos de congelamento e no desenvolvimento de novos sistemas e equipamentos destinados à refrigeração e congelamento dos alimentos (SCOTT et al., 1992; SALVADORI et al., 1998).

Uma câmara frigorífica é qualquer espaço de armazenagem, que tenha as suas condições internas controladas por um sistema de refrigeração e tem a necessidade de manter em seu interior temperaturas abaixo da temperatura externa.

Devido a importância da produção de frio, este projeto visa a criação de uma planilha eletrônica para o cálculo de carga térmica de uma câmara frigorífica no Microsoft Excel® de forma a criar uma ferramenta que auxilie o indivíduo ligado ao ramo de refrigeração que possibilite dimensionar os equipamentos de determinado espaço refrigerado a partir de dados predeterminados.

Baseado nestes fatos e buscando alternativas, nota-se que a criação de ferramentas computacionais é uma alternativa atraente que pode possibilitar o início da padronização do cálculo de carga térmica que facilitará trabalho futuros. O ambiente virtual possibilita muitas vantagens uma vez que podem englobar vários assuntos e fazê-los convergir para determinada necessidade.

Essa necessidade é otimizar os processos e diminuir os custos, para isso é necessário buscar a redução de perdas energéticas nas câmaras frigoríficas, sejam elas térmicas, elétricas ou de qualquer natureza. Isso só é possível através do balanço entre diversos fatores, como a escolha de materiais construtivos eficientes e elaboração de um projeto correto.

Neste trabalho foi realizada uma revisão bibliográfica geral que subsidiasse o estudo sobre o assunto a fim de determinar da forma mais coerente a metodologia que seria aplicada e, depois, foi gerado um banco de dados, que coletou propriedades do ar, produto e

dos equipamentos que foi usado no Microsoft Excel®, em que foi possível chegar aos resultados.

2 OBJETIVOS

2.1 OBJETIVOS GERAIS

Calcular carga térmica de uma câmara frigorífica para armazenar 10 toneladas de congelados usando o Microsoft Excel® e propor a seleção de equipamentos responsáveis para manter o congelamento dos produtos.

2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Analisar as fontes que compõem o estudo da carga térmica (Infiltração através das paredes, troca de ar e o produto a ser congelado);
- Criar uma planilha de fácil entendimento e interativa para auxiliar o usuário no cálculo de carga térmica de câmaras frigoríficas;
- Fomentar a curiosidade dos graduandos a estudar o tema abordado e aplicar ao ambiente virtual.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 BREVE HISTÓRICO DA REFRIGERAÇÃO

O uso da refrigeração representou um dos mais importantes avanços da civilização moderna. A possibilidade de guardar e distribuir alimentos e viver em climas adversos deu às atividades humanas perspectivas muito maiores do que aquelas anteriormente possíveis.

A prática da refrigeração existe desde a pré-história e o resfriamento por meio de gelo e neve é frequentemente mencionado no decorrer da História. Mesmo em climas razoavelmente quentes, áreas naturais de armazenamento, como cavernas ou rachaduras do solo, possibilitam a conservação do gelo e da neve muito depois que a acumulação do inverno desaparece da superfície.

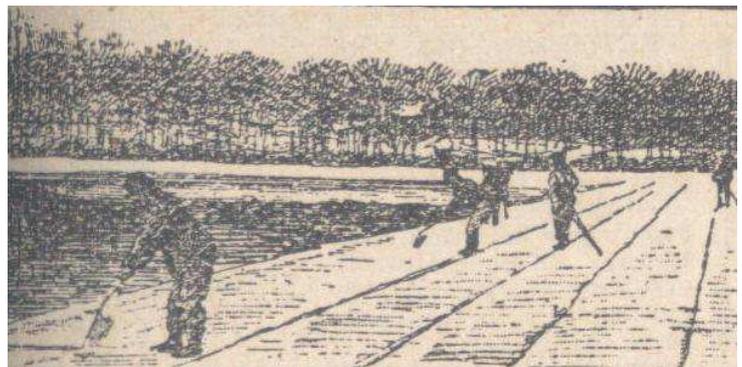
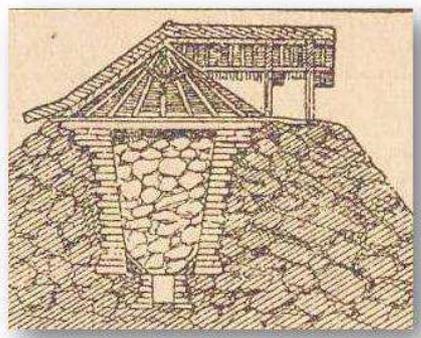


Figura 1. Gelo e neve solidificado em covas cobertas (à esq.) e coleta de gelo em superf. cong. do hemisf. norte (à dir.)

Fonte: STRAVAGANZA¹

Na Europa, durante a Idade Média, os nobres mandavam encher de neve buracos e trincheiras, durante o inverno, para que pudessem preparar bebidas frias e sobremesas geladas durante os meses de verão. Foram descritos muitos dispositivos engenhosos onde se usava a evaporação da água para esfriar o ar e tornar a vida mais amena. A água foi o primeiro refrigerante, com uma longa história que se estende até os tempos modernos.

Nos primórdios da refrigeração mecânica, o equipamento utilizado era volumoso, dispendioso e não muito eficiente. Este equipamento era também de uma natureza tal, que requeria que um mecânico ou um engenheiro de operação estivesse a postos durante todo o

¹ Disponível em: <http://stravaganzastravaganza.blogspot.com.br/2011/03/historia-da-refrigeracao.html>. Acesso em nov. 2015.

tempo. Isto limitava o uso de refrigeração mecânica e pequenas aplicações, tais como fábrica de gelo, fábricas de empacotamento de carne e grandes depósitos de armazenamento (DOSSAT, 2004).

Logo abaixo está o equipamento principal responsável por tornar o princípio de refrigeração por compressão mecânica em um equipamento real, foi concebido por James Harrison (escocês) entre 1856 e 1857.

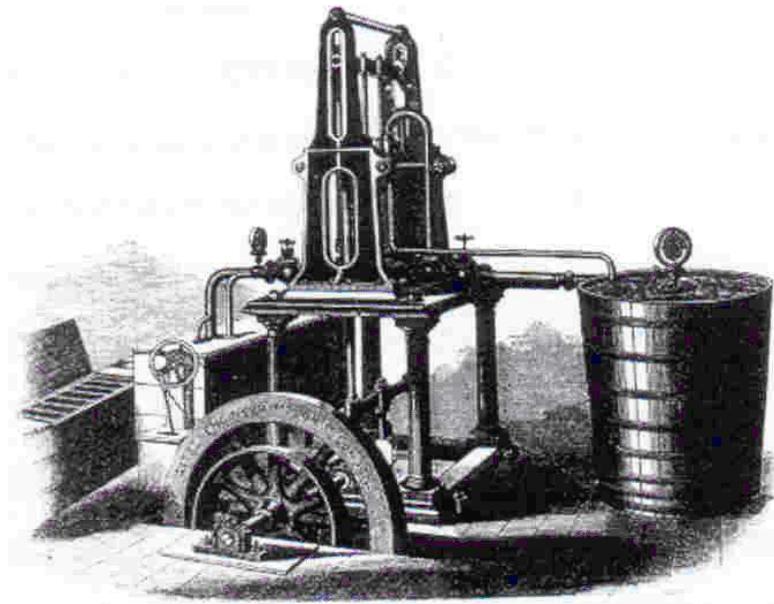


Figura 2. Equipamento de refrigeração de James Harrison

Fonte: Wiki IFSC²

No espaço de apenas algumas décadas, a refrigeração tornou-se uma indústria gigantesca e de rápida expansão que é atualmente. Este progresso explosivo aconteceu como resultado de diversos fatores. Primeiro, com o desenvolvimento de métodos de fabricação, tornou-se possível produzir a curto prazo equipamentos mais eficientes. Isto, junto com o desenvolvimento de refrigerantes “seguros” e a invenção de motor elétrico fracionário, tornou-se possível a pequena unidade que é tão usada atualmente em aplicações, tais como refrigeradores e congeladores domésticos, pequenos aparelhos de ar condicionado e instalações comerciais. Atualmente, há poucas casas ou estabelecimentos comerciais que não possuam um ou mais conjuntos de refrigeração mecânica de qualquer gênero (DOSSAT, 2004).

² Disponível em: <http://wiki.sj.ifsc.edu.br/wiki/index.php/Hist%C3%B3ria>. Acesso em nov. 2015

3.2 DIFERENÇAS ENTRE REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL E CONDICIONAMENTO DE AR PARA CONFORTO

A refrigeração é o processo pelo qual a temperatura dos fluídos ou corpos em geral é diminuída. Em particular, é utilizado para o processamento e armazenamento temporário de mercadorias perecíveis pela redução forçada da temperatura, enquanto, o condicionamento de ar é um ramo da refrigeração que é responsável pelo conforto e bem-estar das pessoas, seja para o uso residencial, comercial ou industrial.

A refrigeração industrial, a exemplo do condicionamento de ar, tem como objetivo a refrigeração de alguma substância ou meio. Os componentes básicos de ambos os processos não diferem: compressores, trocadores de calor, ventiladores, bombas, tubos, dutos e controles. Os fluidos envolvidos mais comuns são: ar, água e algum refrigerante. Em suma, cada um dos sistemas é composto fundamentalmente de um ciclo frigorífico (STOECKER E JABARDO, 2002).

Uma diferença fundamental entre instalações de ar condicionado de conforto e instalações de refrigeração são que as primeiras normalmente usam temperaturas e valores médios enquanto as instalações de refrigeração devem usar os valores críticos máximos possíveis, de forma que a temperatura dos produtos armazenados na câmara possa se manter nos valores desejados em qualquer dia e horário durante o ano.



Figura 3. Central de ar (esq.) e Câmara frigorífica (dir.)

Fonte: Carrier Brasil ³e GS refrigeração⁴

A refrigeração industrial não pode ser considerada como um subproduto do condicionamento de ar. Ela apresenta características próprias que envolvem tanto uma mão de

³ Disponível em: <http://www.carrierdobrasil.com.br/produtos/interna/minha-casa/217/hi-wall-inverter-x-power-frio-9000-btu-h->. Acesso em nov. 2015

⁴ Disponível em: <http://gsrefrigeracao.com/detalhes/camara-frigorifica/13>. Acesso em nov. 2015

obra mais especializada quanto um custo maior de projeto em relação ao condicionamento de ar. Além disso, muitos problemas típicos de operação a baixas temperaturas, normais em instalações de refrigeração industrial, não se observam quando as temperaturas são aquelas características de condicionamento de ar para conforto. Concluindo, sistemas de condicionamento de ar são geralmente montados em fábrica, sendo dotados de pontos de conexão hidráulica e elétrica, além das saídas para sistemas de circulação de ar. Em refrigeração industrial, por outro lado, a prática usual é a montagem no local de operação, em virtude da diversidade de instalações (STOECKER E JABARDO, 2002).

3.3 CONCEITOS FUNDAMENTAIS APLICÁVEIS NO CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

3.3.1 CARGA TÉRMICA (CT)

Carga térmica é a quantidade de calor que deve ser retirada ou fornecida a um local ou sistema, na unidade de tempo, objetivando a manutenção de determinadas condições térmicas.

A carga térmica de um equipamento de refrigeração raramente resulta de alguma fonte particular de calor. A fim de simplificar os cálculos de carga térmica, a carga térmica total é dividida em um número de cargas individuais, de acordo com as fontes de calor suprindo a carga. A soma destas cargas individuais é a carga térmica total sobre o equipamento. Para esse cálculo de cargas, necessita-se de algumas definições prévias que serão expostas logo a seguir, como por exemplo:

- Transmissão de calor;
- Temperatura de ponto de orvalho;
- Temperatura de bulbo seco (TBS);
- Temperatura de bulbo úmido (TBU);
- Umidade relativa;
- Calor específico;
- Calor latente;

- Entalpia.

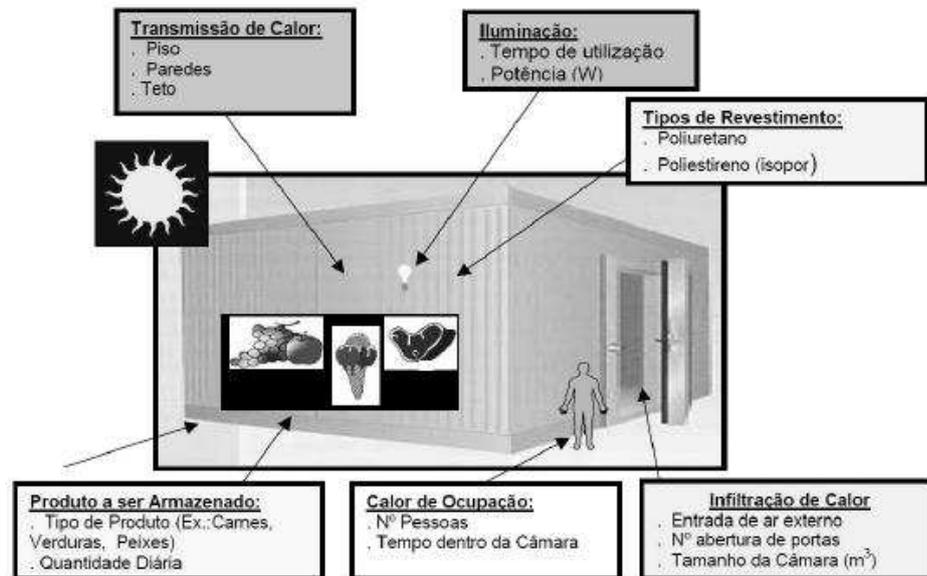


Figura 4. Contribuições de calor para a CT

Fonte: UPF⁵

3.3.2 TRANSMISSÃO DE CALOR

Quando dois corpos estão em presença um do outro, o calor flui sempre do corpo mais quente para o mais frio, e a troca de calor só para quando os dois estão a mesma temperatura. Quando um corpo está em equilíbrio térmico com o ambiente circundante, não haverá transferência de energia calorífica entre o corpo e o ambiente circundante. No estudo de qualquer meio que necessitará de climatização é preciso notar que ele sofrerá transferências de calor até que se chegue a temperatura de operação desejada, por isso é necessário compreender a influência que tais movimentos nas perdas térmicas do sistema.

A transmissão de calor ocorre de três formas: condução, convecção e radiação.

3.3.2.1 CONDUÇÃO

A transmissão de calor por condução ocorre quando a energia se transmite por contato direto entre as moléculas de um só corpo ou entre as moléculas de dois ou mais corpos em perfeito contato térmico. Em qualquer caso, as moléculas aquecidas comunicam sua energia às outras que se encontram imediatamente adjacentes.

⁵ MENEZES, M. Refrigeração e Ar Condicionado. Passo Fundo, 2010. (Apostila).

Como dito anteriormente, está associada ao choque entre moléculas, das mais velozes, ocasionando transferência de energia cinética sem alteração da posição das mesmas. Segundo DOSSAT (2004), a transmissão de energia de molécula para molécula por condução, é similar à que tem lugar entre as bolas de uma mesa de bilhar, onde toda ou parte da energia de movimento de uma bola é transmitida no momento do impacto às outras bolas.

A lei de Fourier que rege esse tipo de transmissão de calor diz que a quantidade de calor Q que atravessa uma parede, sob uma diferença de temperatura constante, é diretamente proporcional à área da secção transversal A , à diferença de temperatura ($\Delta\theta$) entre as regiões separadas pela parede e ao tempo (Δt) de transmissão e inversamente proporcional à extensão atravessada, ou espessura (e) da parede.

$$Q = \frac{k \cdot A \cdot \Delta\theta \cdot \Delta t}{e}$$

Esse tipo de transferência de calor ocorre basicamente nos corpos sólidos. A capacidade relativa de condução do calor num material é conhecida como condutividade térmica. Em geral, os sólidos conduzem calor melhor que os líquidos e estes melhor que os gases. Isto se explica pela diferença na estrutura molecular. Dado que as moléculas de um gás se encontram muito separadas, o que dificulta a condução que se baseia no contato direto entre as moléculas.

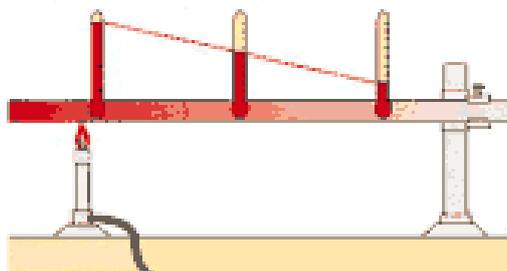


Figura 5. Exemplo prático de condução

Fonte: IF - UFRGS⁶

⁶ Disponível em: http://www.if.ufrgs.br/mpef/mef008/mef008_02/Berenice/aula3.html. Acesso em nov. 2015

3.3.2.2 CONVECÇÃO

A transferência de calor por convecção é um modo diferente de transferência de calor e ocorre quando o meio está escoando. Neste modo de transferência, o movimento de da substância como um todo - o escoamento - desloca matéria, que apresenta um certo nível energético, sobre uma superfície que apresenta uma temperatura diferente do meio que escoar (WYLEN, BORGNAKKE, SONNTAG, R.E., 2005).

O modo de transferência de calor por convecção abrange dois mecanismos. Além de transferência de energia devido ao movimento molecular aleatório (difusão), a energia também é transferida através do movimento global, ou macroscópico, do fluido. Esse movimento do fluido está associado ao fato de que, em um instante qualquer, um grande número de moléculas está se movendo coletivamente ou como agregado. Tal movimento, na presença de um gradiente de temperatura, contribui para a transferência de calor. Como as moléculas nos agregados mantêm seus movimentos aleatórios, a transferência total de calor é, então, devida a superposição do transporte de energia pelo movimento aleatório das moléculas com o transporte devido ao movimento global do fluido. É comum usar o termo convecção para fazer referência a esse transporte cumulativo e o termo advecção para fazer referência ao transporte devido ao movimento global do fluido (INCROPERA, et al., 2008).

Segundo RAPIN (2001) este modo de transmissão é característico dos líquidos e dos gases. O meio entra em movimento por diferença de densidade, as zonas quentes sendo mais leves e transportando o calor.

Quando se trata de convecção a lei utilizada é a de resfriamento de Newton. A quantidade de calor que flui de um corpo com temperatura mais alta para outro com temperatura mais baixa varia conforme a diferença de temperatura.

De acordo com a lei de Newton de arrefecimento, a taxa de variação da temperatura de um objeto é proporcional à diferença entre a temperatura inicial T_0 e a temperatura ambiente T_a . No momento t , a temperatura T_t , pode ser expressa como $T_t = T_a + (T_0 - T_a)e^{-kt}$, onde k é a constante de decaimento.

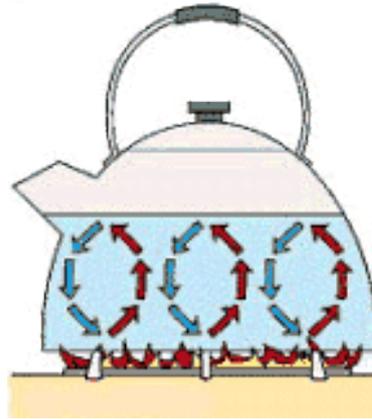


Figura 6. Exemplo prático de convecção

Fonte: IF - UFRGS⁷

3.3.2.3 RADIAÇÃO

Toda superfície a uma temperatura maior que zero Kelvin, emite energia na forma de ondas eletromagnéticas. Assim, na ausência de um meio, existe uma transferência de calor por radiação entre duas superfícies que se encontram a diferentes temperaturas

Os raios caloríficos se propagam em linha reta no espaço e, emitidos por um corpo com temperatura elevada, são absorvidos pelos corpos mais frios que formam uma tela à sua propagação, a parte não absorvida sendo refletida de uma maneira idêntica à reflexão dos raios luminosos por um espelho (RAPIN, 2001).

Radiação térmica é a energia emitida pela matéria que se encontra a uma temperatura não-nula. Ainda que voltemos nossa atenção para a radiação a partir de superfícies sólidas, a emissão também ocorre a partir de gases e líquidos, independentemente da forma da matéria, a emissão pode ser atribuída a mudanças nas configurações eletrônicas dos átomos ou moléculas que constituem a matéria. A energia do campo de radiação é transportada por ondas eletromagnéticas (ou, alternativamente, fótons). Enquanto a transferência de energia por condução ou convecção requer a presença de um meio material, a radiação não necessita dele. Na realidade, transferência por radiação ocorre mais eficientemente no vácuo (INCROPERA, et al., 2008).

Quando se trata de radiação térmica a lei que rege é a de Stefan-Boltzmann (mais conhecida como Lei de Stefan) que estabelece que a energia total radiada por unidade de área

⁷ Disponível em: http://www.if.ufrgs.br/mpef/mef008/mef008_02/Berenice/aula3.html. Acesso em nov. 2015

superficial de um corpo negro na unidade de tempo, j^* é diretamente proporcional à quarta potência da sua temperatura termodinâmica T .

$$j^* = \sigma T^4$$

$$\sigma = 5,6697 \times 10^{-8} \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-4}$$

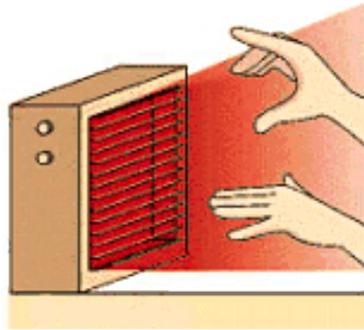


Figura 7. Exemplo prático de irradiação

Fonte: IF - UFRGS⁸

3.3.3 UMIDADE

O vapor de água no ar é chamado umidade. Para o estudo de perda de cargas foca-se na definição de umidade relativa, contudo, se pontuará os conceitos de umidade absoluta e relativa.

3.3.3.1 UMIDADE ABSOLUTA

A umidade absoluta do ar a qualquer condição dada é a massa de vapor de água por unidade de volume do ar a esta condição, e do mesmo modo, é realmente uma expressão de densidade do vapor.

Seguindo WYLEN (2005), uma mistura ar-vapor d'água é definida como sendo a razão entre a massa de vapor d'água e a massa de ar seco. O termo "ar seco" é utilizado para enfatizar que o termo é referente ao ar puro e não ao vapor d'água.

3.3.3.2 UMIDADE RELATIVA

A umidade relativa (UR), expressa em porcentagem, é a relação entre a pressão parcial efetiva exercida pelo vapor de água em qualquer volume de ar e a pressão parcial que poderia ser exercida pelo vapor de água, se este, no ar, estiver saturado à temperatura do ar.

⁸ Disponível em: http://www.if.ufrgs.br/mpef/mef008/mef008_02/Berenice/aula3.html. Acesso em nov. 2015

De acordo com WYLEN (2005), a UR é definida como sendo a relação entre a fração molar do vapor na mistura e a fração molar do vapor saturado numa mistura saturada a mesma temperatura e pressão total.

3.3.4 TEMPERATURA

Temperatura é uma medida estatística do nível de agitação entre moléculas, relacionado com o deslocamento da energia cinética de um átomo ou molécula. Em termodinâmica, a temperatura está relacionada com a energia interna de um sistema.

3.3.4.1 TEMPERATURA DE PONTO DE ORVALHO

O ponto de orvalho é definido como a temperatura até a qual o ar (ou gás) deve ser resfriado para que a condensação de água se inicie, ou seja, para que o ar fique saturado de vapor de água. Na temperatura do ponto de orvalho a quantidade de vapor de água presente no ar é máxima.

É importante reconhecer que o vapor de água no ar é realmente vapor a baixa pressão e que este vapor a baixa pressão, assim como a alta pressão, estará em uma condição saturada quando sua temperatura for a temperatura de saturação correspondente à sua pressão. A temperatura à qual o vapor de água do ar é saturado, é conhecida como a temperatura do ar em ponto de orvalho. Obviamente, então, a temperatura do ar PO é sempre a temperatura de saturação correspondente à pressão parcial exercida pelo vapor de água (DOSSAT, 2004).

3.3.4.2 TEMPERATURA DE BULBO SECO (TBS)

A umidades de uma mistura de ar-vapor d'água é usualmente estabelecida através das temperaturas de bulbo úmido e bulbo seco medidas num instrumento denominado psicrômetro. Neste equipamento, a mistura escoar ao redor dos termômetros de bulbo úmido e seco. O termômetro de bulbo seco é usado simplesmente para medir a temperatura do ar (WYLEN, 2005).

A temperatura do ar de bulbo seco é a temperatura quando medida por um termômetro bulbo seco comum. Durante a medição a temperatura bulbo seco do ar, o bulbo do termômetro deve ser protegido para reduzir os efeitos da irradiação direta (DOSSAT, 2004).

3.3.4.3 TEMPERATURA DE BULBO ÚMIDO (TBU)

A temperatura do bulbo úmido depende da temperatura do bulbo seco e da umidade relativa do ar, pois é a medida da relação entre as temperaturas de bulbo seco e a temperatura do orvalho do ar.

A temperatura do ar de bulbo úmido é a temperatura quando medida por um termômetro de bulbo úmido. Um termômetro de bulbo úmido é um termômetro comum, cujo o bulbo é encerrado num saco de pano ou pavio umedecido. Para se obter uma leitura exata, o pavio deve ser saturado com água limpa aproximadamente à temperatura de bulbo seco do ar, e a velocidade do ar ao redor do pavio deve ser controlada (DOSSAT, 2004).

3.3.5 CALOR

Calor é um conceito do âmbito da termodinâmica que representa uma forma de energia, sendo a energia térmica em movimento entre partículas atômicas.

3.3.5.1 CALOR ESPECÍFICO

De acordo com RAPIN (2001), calor específico é quantidade de calor que é necessária ceder a um quilograma deste corpo para elevar sua temperatura de 1 °C, sem modificar o seu estado físico.

O calor específico varia de uma substância para outra, para a maior parte dos líquidos e dos sólidos a variação é pequena, enquanto com os gases os valores são mais variáveis dependendo das condições sob as quais a temperatura do gás possa ou não sofrer modificações.

3.3.5.2 CALOR SENSÍVEL E LATENTE

O calor transferido para ou desde uma substância pode produzir uma mudança na fase da substância ou mudança de temperatura da mesma.

Um corpo (ou substância) pode receber ou ceder calor sob duas formas diferentes, dependendo de qual dos dois efeitos produz sobre o material que absorve ou cede, são elas: a forma sensível ou forma latente.

Segundo RAPIN (2001), sob a forma sensível a absorção de calor sob esta forma se manifesta por uma elevação de temperatura do corpo receptor; se pelo contrário, o corpo

cede calor, a sua temperatura diminui. Nota-se que absorção ou cessão de calor não provocam modificação no estado físico do corpo, e a variação de temperatura é função da quantidade de calor trocado e de uma característica física própria de cada corpo; o seu calor específico.

Enquanto, sob a forma latente a absorção de calor por um corpo sob esta forma - ou a cessão de calor por este corpo - se caracteriza por uma temperatura constante do corpo e por sua mudança de estado físico.

3.3.6 ENTALPIA

A entalpia é uma propriedade calculada de matéria que algumas vezes é muito vagamente definida como “calor total”. Mais especificadamente, a entalpia, H , de uma dada massa material a qualquer condição termodinâmica dada é a soma de toda a energia que lhe é fornecida para levá-la àquela condição de alguma condição inicial arbitrariamente tomada como o ponto zero da entalpia (DOSSAT, 2004).

3.3.7 REFRIGERAÇÃO

A refrigeração tem aplicação em diversos campos da vida humana e se estende do uso doméstico ao uso industrial, buscando o conforto térmico ou estocagem de gêneros alimentícios.

Geralmente, define-se refrigeração como qualquer processo de remoção de calor. Mais especificadamente, a refrigeração é definida como o ramo da ciência que trata dos processos de redução e conservação da temperatura de um espaço ou material, abaixo da temperatura circundante (DOSSAT, 2004).

3.3.8 REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL

A capacidade dos refrigeradores domésticos varia muito com temperaturas na faixa de $8\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ no compartimento de congelados e $+2\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $+7\text{ }^{\circ}\text{C}$ no compartimento dos produtos resfriados

A refrigeração industrial poderia ser caracterizada pela faixa de temperatura de operação. No limite inferior, as temperaturas podem atingir valores entre -60 a $-70\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ no limite superior. Aplicações em que se verifiquem temperaturas menores que o limite inferior pertence à indústria de criogenia, a qual se especializa na produção e utilização de gás natural

liquefeito, oxigênio e nitrogênio líquidos. Outra forma de caracterizar a refrigeração industrial seria através das aplicações. Assim, a refrigeração industrial poderia ser descrita como sendo o processo utilizado nas indústrias químicas, de alimentos e de processos, envolvendo dois terços das aplicações e indústria manufatureira e laboratório (STOECKER E JABARDO, 2002).

Pode-se citar como aplicações industriais as fábricas de gelo, grandes instalações de empacotamento de gêneros alimentícios (carnes, peixes, aves); cervejarias, fábricas de laticínios, de processamento de bebidas concentradas e outras.

Após esses breves conceitos, conseguiu-se um embasamento básico para iniciar o estudo de carga térmica para aplicar no Microsoft Excel® para dimensionar e selecionar os equipamentos de uma câmara frigorífica.

3.3.9 CONSERVAÇÃO DE GÊNEROS ALIMENTÍCIOS

A conservação de alimentos vem sendo praticada pelo homem ao longo da História, associada à necessidade de sobrevivência humana.

O conhecimento científico dos processos químicos e biológicos envolvidos neste processo foi elucidado com as pesquisas de Louis Pasteur, com a descoberta de que seres microscópicos transformavam a uva em vinho. Desde então, sabe-se da existência de microrganismos capazes de deteriorar alimentos, os quais devem ser controlados.

A conservação de gêneros de primeira necessidade perecíveis, principalmente gêneros alimentícios, é um dos usos mais comuns da refrigeração mecânica. Assim, é um assunto que deveria ser considerado em qualquer estudo que compreenda a refrigeração (DOSSAT, 2004).

Baseado nisso, a conservação de alimentos pode ser definida como um método de tratamento empregado aos alimentos com o objetivo de aumentar sua durabilidade, mantendo a qualidade.

Atualmente, a conservação de gêneros alimentícios é mais importante que nunca na história da humanidade. Hoje em dia, grandes populações urbanas necessitam enormes quantidades de alimentos que, na maior parte das vezes, devem ser produzidos e fabricados em áreas distantes. Naturalmente, esses gêneros alimentícios devem ser guardados numa condição de conserva durante o transporte e subsequentemente armazenados até que sejam finalmente consumidos (DOSSAT, 2004).

Baseado nessa necessidade, seria natural que o homem descobrisse e desenvolvesse métodos de preservação de alimentos tais como secagem, defumação, lavagem e salgamento,

muito tempo antes que ele tivesse algum conhecimento das causas da deterioração dos alimentos. Estes métodos bastante primitivos são ainda muito usados atualmente, não só em sociedades atrasadas, onde outros meios não são acessíveis, mas também na maioria das sociedades modernas onde servem para suplementar os métodos mais modernos de conservação de alimentos.

Ainda de acordo com DOSSAT (2004), o único meio de conservação de alimentos no seu estado fresco original é pela refrigeração. Esta, naturalmente, é a principal vantagem que a refrigeração tem sobre os outros métodos de conservação de alimentos. Porém, a refrigeração também tem suas desvantagens. Por exemplo, quando o alimento é conservado por refrigeração, o processo deve começar muito cedo, após a colheita ou matança, e deve ser contínuo até que o alimento seja finalmente consumido. Uma vez que isto requer equipamento relativamente dispendioso e volumoso, é muitas vezes inconveniente e não econômico.

No âmbito de conservação de alimentos por refrigeração pode-se apresentar os dois principais tipos de processos de conservação: o resfriamento que é a diminuição da temperatura de um produto desde a temperatura inicial, até a temperatura de congelamento, em geral, próximo a 0 °C; e o congelamento que é a diminuição da temperatura de um produto abaixo da temperatura de congelamento.

Para uma boa conservação é preciso que se tenha um controle da temperatura; umidade relativa; velocidade e quantidade de ar circulado e velocidade de rebaixamento de temperatura.

3.3.10 DETERIORAÇÃO E APODRECIMENTO

A degradação de alimentos pode ser decorrente de diversos fatores, entre eles estão os danos causados por insetos; danos físicos devido a batidas, pressão, congelamento, secagem e radiação; atividade de enzimas dos próprios tecidos animais e vegetais e também pela atividade de bactérias, fungos e leveduras.

Dado que a conservação de alimentos é simplesmente uma questão de evitar ou retardar a deterioração e apodrecimento, independentemente do método usado, um pré-requisito para o estudo dos métodos de conservação é um bom conhecimento das causas de deterioração e putrefação (DOSSAT, 2004).

Os alimentos quando degradados possuem alterações no aspecto, sabor e odor, isso porque os microrganismos produzem compostos voláteis que podem ser detectados pelo paladar

e olfato humano. Os termos degradados e não degradados podem ser subjetivos, uma vez que a aceitação do alimento depende da expectativa do consumidor e não da segurança alimentar.

Qualquer deterioração suficiente para causar uma mudança determinada na aparência, odor ou sabor de alimentos frescos diminui imediatamente o valor comercial do produto e, deste modo, representa uma perda econômica. Consideramos por exemplo, vegetais murchos e frutas muito maduras. Embora sua comestibilidade seja pouco prejudicada, acontece uma mudança indesejável em sua aparência, que geralmente requer que eles sejam vendidos a preços reduzidos. Também, uma vez que estão no caminho para o apodrecimento eventual, suas qualidades de conservação, são muito reduzidas e eles devem ser consumidos ou conservados imediatamente ou tornar-se-ão uma perda total (DOSSAT, 2004).



Figura 8. Fiscais verificando conservação dos alimentos

Fonte: Mega Refrigeração⁹

Os alimentos podem ser contaminados durante a colheita, processamento e a manipulação, e cada método pode favorecer a proliferação de certos grupos de microrganismos em detrimento de outros. Os microrganismos que se desenvolverão ou as reações químicas e bioquímicas que irão ocorrer dependerá também dos parâmetros intrínsecos e extrínsecos dos alimentos, e a deterioração dependerá, dentre todos esses fatores, da quantidade de microrganismos presentes.

Na maior parte das vezes, deterioração e eventual apodrecimento de alimentos perecíveis são provocados por uma série de mudanças químicas complexas que acontecem nos gêneros de primeira necessidade depois da colheita ou matança. Como dito no início da seção essas mudanças químicas são efetuadas tanto por agentes internos como externos. Embora qualquer dos agentes sozinhos seja capaz de executar a destruição total de um produto

⁹ Disponível em: http://dicasdamega.blogspot.com.br/2015_01_01_archive.html. Acesso em nov. 2015

alimentício, ambos os agentes são estão envolvidos na maioria dos casos de apodrecimentos de alimentos (DOSSAT, 2004).

3.3.11 CARGA DE REFRIGERAÇÃO

Como já dito anteriormente, o regime ao qual o calor deve ser removido do material ou câmara refrigerada, a fim de produzir e manter as condições de temperatura desejada, é chamado carga de refrigeração, carga de resfriamento ou carga térmica. Na maioria das aplicações de refrigeração, a carga total de resfriamento no equipamento de refrigeração, é a soma dos ganhos de calor de várias fontes diferentes: o calor transmitido por condução através de paredes isoladas, o calor que deve ser removido do ar quente que entra na câmara através de portas abertas e fechadas, o calor que deve ser removido para do produto refrigerado para reduzir a temperatura deste à temperatura de armazenamento e o calor cedido por trabalhadores na câmara ou por motores, luzes, e outros equipamentos de produção de calor funcionando na câmara (DOSSAT, 2004).

Os métodos de cálculos de carga de refrigeração serão expostos na seção 4 quando trata-se da metodologia.

3.3.12 ISOLANTES E SUA IMPORTÂNCIA

Chama-se isolante térmico um material ou estrutura que dificulta a dissipação de calor, usado na construção é caracterizado por sua alta resistência térmica. Estabelece uma barreira à passagem do calor entre dois meios que naturalmente tenderiam rapidamente a igualarem suas temperaturas.

Segundo RAPIN (2001), como o frio é difícil de produzir, há a necessidade de isolar bem as paredes das câmaras. Dado que o calor sempre se dirigirá de uma faixa de alta temperatura para uma de baixa temperatura, há sempre um fluxo contínuo de calor na faixa refrigerada, dos ambientes mais aquecidos. Para limitar o fluxo de calor na faixa refrigerada a alguma quantidade mínima, é necessário, usualmente isolar a região de seus arredores, com um bom isolador térmico (DOSSAT, 2004).

Isolantes térmicos são constituídos por materiais de baixa condutividade térmica combinados para obter uma condutividade térmica do sistema ainda menor (INCROPERA, et al., 2008).

A eficiência isolante de um material varia na razão inversa do seu peso específico. Devem-se empregar materiais de baixa densidade, com muito pouca condutividade térmica, não higroscópicos, imputrescíveis, com grande poder de reflexão, estáveis entre certos limites de temperatura, não inflamáveis e inertes em relação à madeira ou ao ferro, quando em contato com eles (RAPIN, 2001).

Ainda conforme RAPIN (2001), devem ter uma textura que evite roedores ou os insetos; enfim, devem conservar constantes no tempo suas qualidades de isolamento, ser baratos e de fácil provisão.

Há vários tipos de materiais sólidos que podem ser bons isolantes, isso depende da utilidade dada, a temperatura de trabalho, ao local de instalação entre outros. Podem-se utilizar como isolantes térmicos: fibra de vidro, manta de fibra cerâmica, poliestireno expandido, poliestireno extrudado, espuma de poliuretano, aglomerados de cortiça, etc. Segue tabela com as características de alguns isolantes.



Figura 4. Cortiça, Fibra de vidro, Poliestireno e Poliuretano

Fonte: Isocor¹⁰, Isar¹¹, Retaprene¹²

PROPRIEDADES DE ALGUNS ISOLANTES TÉRMICOS				
ISOLANTE	CORTIÇA	FIBRA DE VIDRO	POLIESTIRENO EXPANDIDO	POLIURETANO EXPANDIDO
DENSIDADE	100-150	20-80	10-30	40
CONDUTIBILIDADE TÉRMICA (Kcal/mh°C)	0,032	0,03	0,03	0,02
RESISTÊNCIA À PASSAGEM DE ÁGUA	REGULAR	NENHUMA	BOA	BOA
SEGURANÇA AO FOGO	POBRE	BOA	POBRE	POBRE
RESISTÊNCIA À COMPRESSÃO (Kgf/m ²)	5000	NENHUMA	2000	3000
CUSTO	RELATIVAMENTE ALTO	BAIXO	RELATIVAMENTE ALTO	ALTO

Tabela 1. Propriedades dos isolantes

Fonte: UPF¹³

¹⁰ Disponível em: <http://isocor.pai.pt/ms/ms/isocor-aglomerados-de-cortiça-ace-produtos-de-cortiça-1050-012-lisboa/ms-90047830-p-3/>. Acesso em nov. 2015

¹¹ Disponível em: <http://www.isar.com.br/produtos/isolamento-termico/>. Acesso em nov. 2015

¹² Disponível em: <http://www.retaprene.com.br/poliuretano-expandido-rigido/>. Acesso em nov. 2015

¹³ MENEZES, M. Refrigeração e Ar Condicionado. Passo Fundo, 2010. (Apostila).

4 METODOLOGIA

Após a escolha do tema “*Cálculo de Carga Térmica e Seleção de Equipamentos para Câmara Frigorífica usando o Microsoft Excel®*” foi feito um estudo sobre os principais fatores que influenciam na perda de carga térmica e além disso foi diferenciado as fontes de calor que contribuem para manter a refrigeração industrial.

Alguns dados foram levantados para que servissem de entrada de informações para o dimensionamento da câmara frigorífica e seleção dos equipamentos, que serão expostos logo a seguir e aprofundados mais adiante.

- Condições externas (temperatura e umidade) da localização escolhida;
- Características Físicas:
 - Dimensões da câmara: altura, largura e comprimento;
 - Volume da câmara;
 - Material de isolamento térmico e sua espessura.
- Características Térmicas:
 - Temperatura interna;
 - Temperatura de entrada do produto e umidade interna.
- Dados do produto:
 - Categoria: fresco ou congelado;
 - Demanda de retirada de produto por dia;
- Outros fatores:
 - Número de pessoas na câmara;
 - Tempo de permanência das pessoas na câmara;
 - Tipo e duração da iluminação;
 - Potência do motor;
 - Incidência ou não de irradiação solar;
- Características dos equipamentos que compõe o sistema de refrigeração.

4.1 PROCESSO DE CALCULO

Como já dito anteriormente, no estudo bibliográfico, carga térmica é, basicamente, o total de calor a ser removido do ambiente e dos produtos que serão refrigerados objetivando a manutenção de determinadas condições térmicas. De preferência, ela é a soma do calor que

usualmente se desprende de várias fontes diferentes. Algumas das fontes mais comuns que abastecem a carga de refrigeração são, segundo DOSSAT (2004):

- O calor que escapa da câmara refrigerada para o exterior, por condução através das paredes isoladas;
- O calor que entra na câmara por radiação direta através de vidro ou outros materiais transparentes;
- O calor que entra na câmara por ação do ar quente exterior que entra através de portas abertas ou através de fendas em volta de janelas ou portas;
- O calor cedido por um produto quente quando sua temperatura é reduzida ao nível desejado;
- O calor cedido por pessoas que ocupam o espaço refrigerado;
- O calor cedido por qualquer equipamento gerador de calor, localizado no interior da câmara, tal como motores elétricos, luzes, equipamentos eletrônicos, mesas de vapor e cafeteiras.

Será mostrado mais adiante como se processou os cálculos de cada parcela dessas fontes de calor e suas definições.

4.2 PRIMEIROS PASSOS DE CÁLCULO

A planilha desenvolvida em Microsoft Excel é composta de 5 abas funcionais e 10 abas que são utilizadas como banco de dados e fornecem dados para o dimensionamento e seleção de equipamentos da câmara frigorífica. As abas funcionais são:

- DADOS DE ENTRADA;
- DIMENS. E CALCULO DE CT;
- DIMENS. E CALCULO DE CT2;
- SELEÇÃO DE EQUIPAMENTOS;
- SELEÇÃO DE EQUIPAMENTOS2.

Na planilha as células com preenchimento cinza  são editáveis.

Com base na localização geográfica da câmara frigorífica, os primeiros dados são fornecidos a planilha de Microsoft Excel® são eles: a temperatura de bulbo seco, temperatura de bulbo úmido e umidade relativa que foram retiradas da norma NBR 6401 que tem como objetivo estabelecer condições mínimas exigidas em instalações desse gênero.

LOCALIZAÇÃO:	SÃO LUIS - MARANHÃO	
TEMP. BULBO SECO (TBS)	33	°C
TEMP. DE BULBO UMIDO (TBU)	28	°C
UMIDADE RELATIVA	80	%

Tabela 2. Dados da localização

Fonte: Elaborada pelo autor

Os próximos dados que cedem as bases para o cálculo de carga de refrigeração são o tipo de produto e a forma de estocagem.

Os tipos de produtos selecionados são gêneros que entraram congelados ou entrarão numa temperatura próxima do congelamento. Quando um produto é para ser conservado no seu estado fresco original por um período relativamente longo, geralmente ele é congelado e armazenado entre -17 e -18 °C ou abaixo disso.

De acordo com DOSSAT (2004), os gêneros de carne não requerem qualquer processo anterior especial para congelamento. Por causa da instabilidade relativa de seus tecidos gordurosos, as carnes de porco e de peixe geralmente são congeladas o mais rápido possível depois do início do resfriamento. Por outro lado, a carne de vaca, frequentemente, é “envelhecida” num frigorífico de resfriamento por vários dias antes do congelamento.

Nos congelados utilizados para o dimensionamento da câmara eles passarão por um congelamento rápido por jato de ar. Os congeladores por jato de ar são dos tipos mais comuns e antigos devido à estabilidade da temperatura e à versatilidade dos equipamentos, embora o método varie consideravelmente com a aplicação, o congelamento a jato é completado por alta velocidade de circulação a baixa temperatura ao redor do produto.

Os gêneros alimentícios que servirão de base para os cálculos estão na tabela 6.

Segundo para a aba DADOS DE ENTRADA da planilha surgem dois cenários, dependendo da forma de estocagem. O primeiro cenário mostra a forma de estocagem dos congelados em pequenos pedaços e/ou sem ossos em caixas de dimensões definidas e dependendo da escolha a planilha exibe uma mensagem que auxiliará no redirecionamento do usuário para a aba seguinte, depois do preenchimento dos dados iniciais.

PRODUTO ARMAZENADO		MENSAGEM
TIPO DE PRODUTO	CARNE BOVINA FRESCA	IR PARA ABA DIMENS. E CALCULO DE CT
FORMAS DE ESTOCAGEM	S/ OSSO CX.	

Tabela 3. Tipo de produto e forma de estocagem

Fonte: Elaborado pelo autor

O segundo cenário mostra a forma de estocagem $\frac{1}{2}$ de porco e $\frac{1}{4}$ de boi que não serão estocados em caixas, mas sim, dependurados por meios de ganchos e, como anteriormente, é gerado uma mensagem que auxiliará o usuário a selecionar a aba seguinte.

PRODUTO ARMAZENADO		MENSAGEM
TIPO DE PRODUTO	CARNE BOVINA FRESCA	IR PARA ABA DIMENS. E CALCULO DE CT2
FORMAS DE ESTOCAGEM	1/4 BOI	

Tabela 4. Tipo de produto e forma de estocagem 2

Fonte: Elaborado pelo autor

Para efeito de explicação do método, o tipo de produto selecionado será carne bovina fresca e a forma de estocagem será em caixas.

Após a seleção do produto e a forma de estocagem, chega-se a tabela de dados referentes ao produto. Como dito anteriormente, as células com preenchimento cinza podem ser completadas pelo usuário, então, a capacidade da câmara, movimentação diária, temperatura de entrada e de operação são editáveis.

DADOS REFERENTES AO PRODUTO E A CAPACIDADE DA CÂMARA			MENSAGEM
CAPACIDADE DA CÂMARA	10	toneladas	TEMPERATURA DE OPERAÇÃO CORRETA
MOVIMENTAÇÃO DIÁRIA	2	toneladas	
TEMPERATURA DE ENTRADA	-5	°C	
TEMPERATURA DE OPERAÇÃO	-5	°C	
TEMPERATURA DE ARMAZENAMENTO RECOM.	0,6	°C	
UMIDADE RELATIVA	85	%	
% DE ÁGUA EM PESO	69,5	%	
TEMPERATURA DE CONGELAMENTO	-1,7	°C	
CALOR ESPEC. FRESCO	0,77	Kcal/Kg°C	
CALOR ESPEC. CONG.	0,405	Kcal/Kg°C	
CALOR LATENTE	55,25	Kcal/Kg	

Tabela 5. Dados do produto e câmara

Fonte: Elaborada pelo autor

EXIGÊNCIA PARA ARMAZENAGEM E PROPRIEDADES DE ALIMENTOS PERECÍVEIS								
PRODUTO	TEMPERATURA ARMAZENAGEM °C	UMIDADE RELATIVA %	% DE ÁGUA EM PESO	TEMPERATURA CONGELAMENTO °C	CALOR ESPECIFICO ANTES CONGELAMENTO	CALOR ESPECIFICO APÓS CONGELAMENTO	CALOR LATENTE	TEMPO APROX. ARMAZENAGEM
AVES FRESCAS	0	87,50	74	-2,6	0,79	0,37	59	1 semana
AVES CONGELADAS	-2,3	87,50	74	-2,6	0,79	0,37	59	6-9 meses
CARNE BOVINA FRESCA	0,60	85,00	69,50	-1,70	0,77	0,41	55,25	4-6 meses
CARNE BOVINA CONGELADA	-20,40	92,50	69,50	-1,70	0,77	0,41	55,25	4-6 meses
CARNE SUINA FRESCA	0,60	87,50	38,50	-1,70	0,51	0,31	30,75	4-8 meses
CARNE SUINA CONGELADA	-20,40	92,50	38,50	-1,70	0,51	0,31	30,75	4-6 meses
CARNE DE VITELA	0,60	92,50	45,00	-1,70	0,80	0,47	59,75	5 - 10 dias
CORDEIRO FRESCO	0,50	87,50	65,00	0,20	0,72	0,45	51,50	5-10 dias

Tabela 6. Exigência para armazenagem e propriedades dos alimentos

Fonte: ISOQUIP¹⁴

¹⁴ Disponível em: <http://www.isoquip.com.br>. Acesso em out. 2015

Já os dados referentes ao produto; como umidade relativa, calor específico e calor latente são recuperados automaticamente da aba EXIG. PARA ARMAZENAGEM que contém a tabela 6, que possui as características de cada produto.

Para finalizar a aba de DADOS DE ENTRADA, seleciona-se o material isolante e o fator de movimentação da câmara.

Os materiais que servem de isolante, no seguinte caso, são o poliestireno e o poliuretano com características expostas na seção ISOLANTES E SUA IMPORTÂNCIA.

SELEÇÃO DO ISOLANTE	
MATERIAL	POLIESTIRENO (ISOPOR)

Tabela 7. Seleção do isolante

Fonte: Elaborada pelo autor

Já o fator de movimentação de ar nas câmaras (Z) é definido por três valores: 0,6; 1 e 2. O fator Z=1 refere-se a circulação normal (câmaras de resfriamento e estocagem de resfriados), já o fator Z=0,6 refere-se a baixa circulação (estocagem de congelados) e por último Z=2 refere-se a alta circulação (plataformas de expedição e descarga, abate e desossa).

FATOR DE MOVIMENTAÇÃO DAS CÂMARAS (Z)	0,6
---------------------------------------	-----

Tabela 8. Seleção do fator de movimentação

Fonte: Elaborada pelo autor

4.3 DIMENSIONAMENTO DA CÂMARA

Como base para escolha das dimensões internas, temos a caixa plástica com as seguintes características:

DIMENSIONAMENTO DA CAMARA BASEADO PILHAS DE CAIXAS			
CARACTERÍSTICAS DA CAIXA			
MATERIAL	PLÁSTICO		
DIMENSÕES	COMPRIMENTO	0,64	m
	LARGURA	0,36	m
	ALTURA	0,19	m
VOLUME	0,043776		m ³
QUANT. ARM. CAIXA	27,3		Kg

Tabela 9. Definição das carac. das caixas de armazenamento

Fonte: Elaborada pelo autor

As dimensões das caixas foram retiradas da tabela 10.



Figura 5. Exemplo de caixa de armazenagem

Fonte: Frigosol¹⁵

DENSIDADE DE ESTOCAGEM FRIGORÍFICA - VALORES PRÁTICOS								
PRODUTO	EMBALAGEM				PÊSO BRUTO (Kg)	PALETIZAÇÃO		DENSIDADE DE ESTOCAGEM Kg/m ³ (PILHA)
	NATUR.	DIM (m)				DENSIDADE DE ESTOCAGEM Kg/m ³	ALT. MAX. DE EMPILHAMENTO (m)	
		COMPRIM.	LARGURA	ALTURA				
CARNE CONGELADA	S/ OSSO CX.	0,64	0,36	0,19	27,3	550	4,95	530

Tabela 10. Densidade e estocagem frigorífica

Fonte: Adaptada da Revista Cálculo de carga térmica para Câmaras Frigoríficas

As caixas serão organizadas sobre pallets em pilhas e a disposição de caixas dependerá quantidade de carga que será armazenada. No seguinte exemplo, como foi mostrado na tabela **DADOS REFERENTES AO PRODUTO E A CAPACIDADE DA CÂMARA** a quantidade dentro da câmara será de 10 toneladas, então foi adotado que 12 níveis de caixas são suficientes para conseguir uma boa altura de trabalho que não supera altura máxima de empilhamento e, além disso, é mostrado também a quantidade de caixas mínimas para corresponder a quantidade de carga depositada dentro da câmara, como se pode verificar na tabela abaixo.

¹⁵ Disponível em: <http://www.frigosolplasticos.com.br/caixas-plasticas/linha-de-produtos/caixas-plasticas-frigorificas/caixa-plastica-para-congelamento-lg-6418-detail.html>. Acesso em nov. 2015

INTERIOR DA CÂMARA		MENSAGEM
NÍVEIS DE CXs	12	RELAC. ALTURA DA PILHA DE CAIXAS
CXs MÍN NECESSÁRIAS	366,3003663	
ALT. TOT. CXs	2,28	

Tabela 11. Relação de empilhamento

Fonte: Elaborada pelo autor

A tabela a seguir, possui lacunas em cinza que serão preenchidas pelo usuário da planilha. O preenchimento definirá a disposição de caixas por comprimento e por largura em cada pilha e posteriormente definirá a quantidade de pilhas por comprimento e largura dentro da câmara.

DISPOSIÇÃO DE PILHAS		
DISPOSIÇÃO CXs/PILHA	CAIXAS POR COMPRIMENTO	3
	CAIXAS POR LARGURA	2
DISPOSIÇÃO PILHAS/CÂMARA	PILHAS POR COMP.	3
	PILHAS POR LARG.	2
PILHAS DE CAIXAS	6	RELAC. A DISPOSIÇÃO EM PLANTA DAS PILHAS DE CXs

Tabela 12. Disposição de pilhas

Fonte: Elaborada pelo autor

A tabela seguinte recupera os valores numéricos de disposição de caixas por pilha e de pilhas dentro câmara e calcula o total de caixas que integrarão o espaço. Se o número for condizente com a quantidade de caixas mínimas para atender a demanda aparecerá uma mensagem de números de caixas suficiente, se não a mensagem será número de caixas menor que o necessário. Com essa mensagem, o usuário deverá retornar a tabela anterior e alterar os valores numéricos para que a condição seja atendida.

Para o presente caso, o número de 432 caixas atende a demanda de 10 toneladas e supera a quantidade mínima em quase 66 caixas.

DISTRIBUIÇÃO DE CAIXAS		
TOTAL CAIXAS POR PILHA	72	MENSAGEM NÚMERO DE CAIXAS SUFICIENTE
TOTAL DE CAIXAS	432	
ÁREA POR PILHA	1,3824	m ²
ÁREA TOTAL DE PILHAS	8,2944	m ²

Tabela 13. Distribuição de caixas

Fonte: Elaborada pelo autor

Nas tabelas 14 e 15, leva-se em consideração as distâncias entre as pilhas que estão lado a lado e entre as pilhas e parede.

Na tabela em relação ao comprimento, primeiro ficou definido a distância entre pilhas em 5 cm, a fim de facilitar a circulação do ar entre as pilhas. A quantidade de separações entre pilhas se dá automaticamente pela diferença entre o número de pilhas, no sentido longitudinal, menos uma unidade, enquanto, na distância parede pilha ficou definido em 80 cm, a fim de facilitar a entrada dos trabalhadores durante a carga e descarga dos congelados na câmara. Após isso, o comprimento interno é definido automaticamente, como podemos ver abaixo.

DIMENSÕES INTERNAS		
COMPRIMENTO		
SEPAR. ENT. PILHAS	0,05	m
QNT. SEPARAÇÕES PILHAS	2	
DIST. PARED./PILHA	0,8	m
COMPRIM. INTERNO	7,46	m

Tabela 14. Obtenção do comprimento interno

Fonte: Elaborada pelo autor

Na tabela em relação a largura, o número de corredores é obtido automaticamente pela diferença entre o número de pilhas, no sentido transversal, menos uma unidade. A largura do corredor ficou definido em 1,2 m para facilitar a entrada dos trabalhadores com equipamentos que auxiliem na carga e descarga da câmara, já a separação entre parede e pilha ficou definida em 5 cm para facilitar a circulação de ar entre esses espaços.

LARGURA			
QUANTIDADE DE CORREDOR		1	
LARGURA CORREDOR		1,2	m
SEPARAÇÃO ENT. PARED/PILHA		0,05	m
LARGURA INTERNA		2,74	m
DIMENSÕES INTERNAS	COMPRIMENTO	7,46	m
	LARGURA	2,74	m
	ALTURA	3	m
	VOLUME	61,3212	m ³

Tabela 15. Obtenção da largura interna

Fonte: Elaborada pelo autor

As dimensões internas são definidas e somente a altura fica a critério do usuário da planilha. Como se pode ver anteriormente, a altura máxima da pilha foi em 2,28 m, e se definiu que a altura interna ficaria em 3 m para que tivesse espaço suficiente para a instalação da unidade evaporadora dentro da câmara.

4.4 SELEÇÃO DO ISOLANTE

A medida que aumentarmos a espessura do isolamento, as perdas térmicas diminuem, mas o custo do isolamento aumenta.

A espessura econômica do isolamento será para a qual a soma do custo das perdas térmicas e do custo de amortização do material isolante é um mínimo, como se pode verificar no gráfico abaixo.

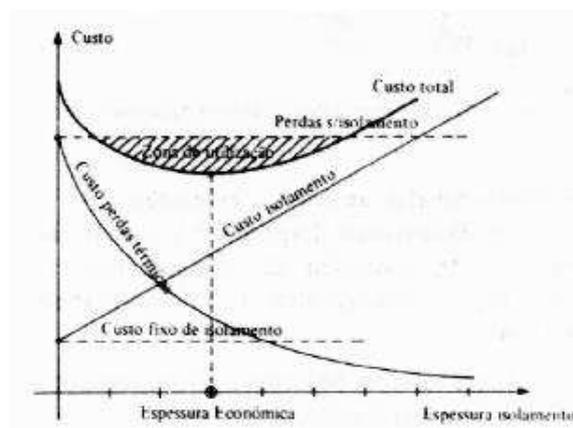


Figura 6. Espessura econômica do isolante

Fonte: UPF¹⁶

¹⁶ MENEZES, M. Refrigeração e Ar Condicionado. Passo Fundo, 2010. (Apostila).

Para calcular a espessura requerida baseada nos dados de entrada, foi definido a partir de RAPIN (2001), o valor da condutividade térmica dos materiais isolantes alocados na planilha.

A partir dos dados de entrada do projeto, as temperaturas dos meios em cada lado da superfície, temperatura externa e do meio refrigerado, foram definidas.

O valor do fluxo de calor admitido para a aplicação foi de 10 W/m² baseado no gráfico de espessura ótima, mostrado acima. Esses dados subsidiam o cálculo do coeficiente global de transferência de calor (fator U).

O próximo passo foi determinar os coeficientes de convecção a partir da seguinte tabela 16.

SITUAÇÃO	h(W/m ² °C)
CÂMARA FRIG., LADO EXTERNO, POUCO VENTO	25
CÂMARA FRIG., LADO EXTERNO, MUITO VENTO	35
CÂMARA FRIG., LADO INTERNO	9

Tabela 16. Coeficiente de convecção

Fonte: IFSC¹⁷

Com os dados obtidos anteriormente, a espessura do isolante é calculada de forma automática e baseado em padrões industriais a planilha seleciona uma espessura que existe para compra ligeiramente maior que a calculada como pode-se ver na tabela abaixo.

ESPECIFICAÇÕES DO ISOLANTE		
MATERIAL	POLIESTIRENO (ISOPOR)	
ESPESSURA ISOLANTE CALCULADO	76,818	mm
ESPESSURA ISOLANTE SOLICITADO	100	mm
FATOR U	0,357142857	W/m ² °C

Tabela 17. Especificações do isolante

Fonte: Elaborada pelo autor

Por fim, com as espessuras do isolante pode-se definir as dimensões externas que são mostradas automaticamente na planilha 18.

¹⁷ NETO, C. Metodologia para o cálculo de espessura de isolante necessária a uma aplicação. São José, 2009. (Apostila).

DIMENSÕES EXTERNAS			
DIMENSÕES EXTERNAS	COMPRIMENTO	7,660	m
	LARGURA	2,940	m
	ALTURA	3,200	m

Tabela 18. Dimensões externas

Fonte: Elaborada pelo autor

Os conceitos de transmissão de calor são necessários e retomados para calcular todas as cargas que incidem na câmara frigorífica, a seguir serão apresentados os passos de cálculo de carga das fontes que concedem calor ao sistema.

4.5 GANHO DE CALOR CEDIDA PELAS PAREDES (DE TRANSMISSÃO)

Segundo DOSSAT (2004), a carga cedida pelas paredes, algumas vezes chamada carga de dispersão da parede, é a medida da taxa de fluxo de calor por condução através das paredes do espaço refrigerado do exterior para o interior, ou seja, devido à diferença de temperatura entre o interior da câmara frigorífica e o meio externo haverá um fluxo de calor através das paredes, teto e piso, caracterizando uma carga térmica que deverá ser compensada pelo equipamento.

O calor transmitido através das paredes, teto e piso depende da diferença de temperatura, do tipo de isolamento, da superfície externa das paredes e do efeito da irradiação solar, baseado nisso, a quantidade de calor é em função de 3 fatores cuja a relação é expressa na seguinte equação:

$$Q = (A)(U)(T_e + \Delta T_i - T_{cf}). \quad 24$$

onde:

Q = a quantidade de calor transferido (Kcal/dia);

A = área da superfície externa da parede (m²);

U = coeficiente de transmissão de calor (W/m²°C);

T_e = temperatura externa (°C);

ΔT_i = diferença de temperatura de insolação (°C);

T_{ef} = temperatura da câmara frigorífica (°C).

Essa equação foi implantada na planilha em Excel e a partir dela foi possível determinar a carga térmica de condução como se pode ver na tabela a seguir.

CALCULO DE CARGA TÉRMICA							
CARGA TÉRMICA DE CONDUÇÃO							
PAREDE	A (m ²)	U (W/m ² °C)	FAT. DE COR.	ΔT	ΔTi	Qc	
N	7,104	0,35714286	S. IRRAD.	38	0	2313,87429	Kcal/dia
S	7,104	0,35714286	S. IRRAD.	38	0	2313,87429	Kcal/dia
L	24,512	0,35714286	S. IRRAD.	38	0	7983,90857	Kcal/dia
O	24,512	0,35714286	S. IRRAD.	38	0	7983,90857	Kcal/dia
PISO	17,0052	0,35714286	S. IRRAD.	38	0	5538,83657	Kcal/dia
TETO	17,0052	0,35714286	S. IRRAD.	38	0	5538,83657	Kcal/dia
TOTAL						31673,2389	Kcal/dia

Tabela 19. Carga térmica de condução

Fonte: Elaborada pelo autor

Para o exemplo que serve como base para a explicação da planilha, tem-se os fatores (A), (U) e (T), referentes a área, coeficiente de transmissão e temperatura. Com isso, o total de carga térmica por dia é exibido.

Todas as vezes que as paredes de um refrigerador são situadas de tal modo que recebem uma quantidade excessiva de calor por radiação, ou do sol ou de algum outro corpo quente, a temperatura da superfície exterior da parede em geral, situar-se-á consideravelmente acima da temperatura do ar ambiente. Uma vez que qualquer aumento de superfície externa poderá aumentar o diferencial de temperatura através da parede, o diferencial de temperatura através de paredes ensolaradas deve ser corrigido para compensar o efeito do sol (DOSSAT, 2004)

O FAT. DE COR. (fator de correção) da tabela refere-se ao tipo de superfície que sofrerá ação do calor. Cada superfície propicia um acréscimo diferente dependendo do tipo e localização. No exemplo abordado, foi considerado que a câmara está num ambiente climatizado e que não sofre irradiação, por isso o fator está considerado como S. IRRAD., contudo, pode assumir as características de paredes escuras, meio tom e claras dependendo do material aplicado quando sofre irradiação.

Os fatores de correção para as paredes que sofrem irradiação são fornecidos na tabela 20.

MAJORAÇÃO PARA IRRADIAÇÃO SOLAR					
SUPERFÍCIE	ABREVIÇÃO	VALORES ACRESCIDOS EM °C PARA CADA PAREDE			
		LESTE	SUL	OESTE	TETO/CHÃO
PISO ESCURO, CHÃO DE ARDOSIA, SUPERFÍCIES ESCURAS	PAR. ESCURA	4,5	3	4,5	11
SUPERFÍCIE ENTRE ESCURO E CLARO, MADEIRA, CIMENTO ESCURO, PINT. VERM.	PAR. MEIO TOM	3,5	2	3,5	8
SUPERFÍCIE CLARAS, PEDRAS CLARAS, CIMENTO CLARO, PINTURA BRANCA	PAR. CLARA	2	1	2	5
SEM IRRADIAÇÃO	S. IRRAD.	0	0	0	0

Tabela 20. Majoração para Irradiação

Fonte: Revista Cálculo de carga térmica para Câmaras Frigoríficas

4.6 GANHO DE CALOR POR INFILTRAÇÃO

Quando a porta de um espaço refrigerado é aberta, o ar quente exterior entra no espaço para substituir o ar frio mais denso que é perdido do espaço refrigerado através da porta aberta. O calor que deve ser removido deste ar exterior quente para reduzir sua temperatura e teor de umidade para as condições designadas do espaço torna-se uma parte da carga térmica total no equipamento (DOSSAT, 2004).

Em câmaras frigoríficas com movimentação intensa e com baixa temperatura, este valor aumenta tremendamente. Neste caso, a fim de reduzir esta carga é fundamental a utilização de um meio redutor desta infiltração, tais como uma cortina de ar ou de PVC (em alguns casos, é recomendável a utilização das duas soluções em conjunto).

A infiltração de ar em demasia acarreta um bloqueio dos evaporadores, devido a formação de gelo em seu redor, o que reduz a capacidade do sistema de refrigeração, e consequentemente, aumenta o consumo de energia elétrica.

Para calcular essa carga, inicia-se com a obtenção de volume de ar que penetra na câmara por dia. Esse quesito é calculado da seguinte forma:

$$V_E = n \cdot V_{cf} \cdot Z$$

onde:

n = número diário de trocas de ar por dia (m^3 /dia);

V_{cf} = Volume da câmara fria (m^3);

Z = fator de movimentação na câmara.

Os valores de volume de câmara e fator de movimentação foram determinados anteriormente e estão no banco de dados para a resolução da equação de volume de ar que penetra na câmara, o único fator a determinar é o número de trocas diárias que é obtido pela

interpolação de valores numa tabela que relaciona o volume interno da câmara e trocas de ar por 24h a temperaturas inferiores a 0 °C.

NÚMERO DIÁRIO DE TROCAS DE AR/DIA (n)	
VOLUME DA CÂMARA (m ³)	TROCAS DE AR POR 24h PARA T < 0°C
7	29
8,5	26,2
11,5	22,5
14	20
17	18
23	15,3
28	13,5
42	11
57	9,3
85	8,1
115	7,4
140	6,3
170	5,6
230	5
420	3,8
570	2,6

TROCAS DE AR/DIA CALCULADO (n)	
VOLUME CALCULADO (m ³)	n
45,2076	10,63647

Tabela 22. Cálculo de trocas de ar

Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 21. Média de tocas de ar por volume de câmara

Fonte: Adaptado de Princípios de Refrigeração, DOSSAT¹⁸.

Com as tabelas acima, o número de trocas de ar foi determinado para o volume interno da câmara frigorífica e a partir dele, calcular enfim, o volume de ar externo que infiltra na câmara.

CARGA TÉRMICA DE INFILTRAÇÃO		
VOLUME DE AR EXTERNO QUE INFILTRA		
VOLUME DE AR EXTERNO QUE PENETRA NA CÂMARA POR DIA (Ve)	288,5096	m ³ /dia

Tabela 23. Volume do ar que penetra na câmara

Fonte: Elaborado pelo autor

Como está mostrado na tabela acima, o valor de ar externo é gerado automaticamente com a recuperação dos fatores citados anteriormente.

¹⁸ DOSSAT, Roy J. Princípios de Refrigeração / Roy J. Dossat; tradução Eng^o Raul Peragallo Torreira – SP: Ed. Hemus Limitada, 2004. p. 294

Seguindo o procedimento de cálculo de carga térmica de infiltração, é necessário a obtenção de alguns dados, baseados nas condições externas e internas da câmara. Esses dados são identificados na seguinte fórmula:

$$Q_i = V_E \cdot \rho_E \cdot (h_e - h_i)$$

onde:

V_E = volume de ar externo que penetra na câmara por dia (m^3 /dia);

ρ_e = massa específica (Kg/m^3);

h_e = Entalpia do ar externo (kcal/kg);

h_i = Entalpia do ar nas condições da câmara fria (kcal/kg).

Então, partindo desses preceitos, deve-se obter os dados responsáveis pelo cálculo do calor de infiltração. Para se obter os valores volume específico e entalpia utiliza-se a calculadora virtual do site <http://www.sc.ehu.es/nmwmigaj/CartaPsy.htm> que leva em consideração a temperatura e umidade para alcançar tais quesitos.

Como as condições externas são fixas, devido a localização, não é necessário o preenchimento dos dados enquanto para as condições internas, como ocorre variação de temperatura e umidade dependendo do produto, é necessário o auxílio do site citado anteriormente para a obtenção do volume específico e entalpia, a massa específica é calculada automaticamente pelo inverso do volume específico, como podemos ver nas tabelas a seguir.

CONDIÇÕES EXTERNAS						
Text (°C)	33	UR (%)	80	uext	0,9021	m^3/kg
MASSA ESPECÍFICA (ρ_{ext})					1,108525	kg/m^3
ENTALPIA EXTERNA (h_{ext})					94,29	kJ/kg

Tabela 24. Condições externas

Fonte: Elaborado pelo autor

CONDIÇÕES INTERNAS						
Tint (°C)	-5	UR (%)	85	uext	0,7615	m^3/kg
MASSA ESPECÍFICA (ρ_{int})					1,313198	kg/m^3
ENTALPIA INTERNA (h_{int})					3,24	kJ/kg

Tabela 25. Condições internas

Fonte: Elaborado pelo autor

Com os dados obtidos, pode-se calcular o calor de infiltração pela equação citada anteriormente que na planilha é obtido automaticamente, como está mostrado adiante.

CALOR DE INFILTRAÇÃO (Qi)	29119,61	Kcal/dia
----------------------------------	----------	----------

4.7 GANHO DE CALOR POR PRODUTO

A carga de produto é formada do calor que deve ser removido do produto refrigerado a fim de reduzir sua temperatura ao nível desejado. O termo “produto” aqui usado é aplicado para designar qualquer material cuja temperatura é reduzida pelo equipamento de refrigeração.

A determinação exata desta parcela de carga térmica é determinante para o funcionamento adequado ou não da câmara, especialmente em locais de distribuição, nos quais a movimentação dos produtos é intensa.

Nas câmaras utilizadas para o resfriamento ou congelamento dos produtos, tem-se um aumento substancial da carga térmica, quando comparado com as câmaras de projetadas para estocagem de produtos resfriados ou congelados.

O recebimento de produtos com temperaturas acima das especificadas no projeto, e que serviram de base para o dimensionamento do sistema, irá ocasionar uma carga térmica adicional que poderá inclusive comprometer a operação do sistema aumentando também substancialmente o consumo de energia. Deve-se sempre ter em mente, a necessidade de utilização das câmaras de acordo com os parâmetros considerados no projeto.

Para o cálculo do calor de produto foi usado na planilha a seguinte fórmula e que pode ser verificado mais abaixo:

$$Q_{pr} = D[cp_r(T_{ent} - T_{cong}) + L + cp_{cg}(T_{cg} - T_f)]$$

onde:

Q_{pr} = calor devido a resfriamento e congelamento de produto (Kcal/dia);

D = fluxo diário de produto (Kg/dia);

cp_r = calor específico do produto resfriado (Kcal/Kg°C);

cp_{cg} = calor específico do produto congelado (Kcal/Kg°C);

L = calor latente de solidificação (Kcal/Kg);

T_{cg} = temperatura de congelamento (°C);

T_e, T_f = temperatura de entrada e final do produto (°C).

CARGA TÉRMICA DO PRODUTO		
CALOR DE PRODUTO (Q _{pr})	108091	Kcal/dia

Tabela 26. Carga térmica do produto

Fonte: Elaborado pelo autor

4.8 CARGAS MISTAS

A carga mista, algumas vezes referida como a carga suplementar, determina todas as fontes mistas de calor. A principal entre estas, são as pessoas trabalhando ou ocupando o espaço refrigerado sempre com luzes ou outro equipamento elétrico operando dentro do espaço (DOSSAT, 2004).

Na maioria das aplicações de refrigerações comerciais, a carga mista é relativamente pequena, consistindo geralmente de calor cedido pelas luzes e motores de ventilação usados dentro do espaço. A seguir, serão mostrados os cálculos para carga térmica de pessoas, iluminação e motores.

4.9 GANHO DE CALOR POR MOVIMENTAÇÃO DE PESSOAS

A carga térmica das pessoas é definida pela equação abaixo:

$$Q_{pe} = N \cdot q_{met} \cdot t$$

onde:

Q_{pe} = Calor devido a presença de pessoas (kcal/dia);

N = Número de pessoas;

t = Tempo de permanência das pessoas nas câmaras (horas/dia);

q_{met} = Calor de metabolismo de pessoas (Kcal/h).

O calor de metabolismo de pessoas que se refere a energia cedida pelo indivíduo na câmara é definido pela interpolação de uma tabela que leva em consideração a temperatura da câmara e o equivalente de calor por pessoa, como pode ser visto na tabela 28.

Na planilha se definem o número de pessoas trabalhando na câmara e tempo de trabalho e, por fim, usando o equivalente de calor de pessoa calculado é possível chegar ao valor da carga térmica de pessoas automaticamente.

EQUIVALENTE DO CALOR DE OCUPAÇÃO	
TEMP. DA CÂMARA (°C)	EQUIV. DE CALOR PESSOA (kcal/h)
10	181,25
5	208,33
0	233,33
-5	258,33
-10	279,17
-15	312,50
-20	337,50
-25	358,33

Tabela 27. Equivalente de calor de ocupação

Fonte: Revista Cálculo de carga térmica para Câmaras Frigoríficas

TEMP. DE OPERAÇÃO	EQUIV.
-5	258,3333

Tabela 28. Cálculo do equiv. de calor

Fonte: Elaborado pelo autor

CARGA TÉRMICA DE PESSOAS		
NÚMERO DE PESSOAS TRAB. NA CÂMARA	2	trab.
TEMPO DE TRABALHO	4	h
CALOR DE PESSOAS (Q_{pe})	2066,667	Kcal/dia

Tabela 29. Carga térmica de pessoas

Fonte: Elaborado pelo autor

4.10 GANHO DE CALOR POR ILUMINAÇÃO

A carga térmica de iluminação se refere a energia cedida pelas lâmpadas ao espaço refrigerado é definida pela equação a seguir.

$$Q_{il} = 0,86 \cdot W \cdot t$$

$$W = \dot{w} \cdot A$$

onde:

Q_{il} = Calor devido a iluminação (kcal/dia);

W = Potência de iluminação instalada (Watts) por área;

t = Número de horas de funcionamento das lâmpadas (horas/dia).

Preenchendo as lacunas em cinza e definindo a quantidade de lâmpadas, potência, e tempo de lâmpadas obtém-se o calor de iluminação, exibido abaixo.

CARGA TÉRMICA DE ILUMINAÇÃO				
LÂMPADAS	QUANT.	POT.		
	2	40	80	W/m ²
TEMPO DAS LÂMPADAS LIGADAS			4	h
CALOR DE ILUMINAÇÃO (Qi)			4147,044	Kcal/dia

Tabela 30. Carga térmica de iluminação

Fonte: Elaborado pelo autor

4.11 GANHO DE CALOR PELO FUNCIONAMENTO DE MOTORES E VENTILADORES

Para se ter o valor dessa carga é necessário calcular a carga total aproximada, somando todos os itens anteriores:

$$CT_{\text{aprox}} = 31673,2389 + 29119,61 + 108091 + 2066,667 + 4147,044 = 175097,6 \text{ Kcal/dia}$$

Com o total de calor total aproximado em Kcal/dia converte-se esse valor em toneladas de refrigeração (TR), esse valor servirá como base para o cálculo da potência dos motores, como está exposto logo abaixo.

$$CT_{\text{aprox}} = 2,41261 \text{ TR}$$

$$Pot = 0,5 \cdot CV \cdot TR = 0,5 \cdot 2,41261 \cdot CV = 1,206305 \cdot CV$$

Os motores dos ventiladores dos forçadores de ar são uma fonte de calor e também, de consumo de energia elétrica. Dentro do possível, deverão ser previstos meios de variar a vazão de ar em função da necessidade de carga térmica do sistema. Isto pode ser feito com a utilização de variadores de frequência ou de motores de dupla velocidade.

De acordo com a tabela 32, o rendimento para uma potência de 1,206305 CV é de 77%.

Então, pode se calcular a carga dos motores pela seguinte fórmula.

$$Q_{\text{mot}} = Pot \cdot \frac{632t}{\eta}$$

onde:

Pot = potência dos motores calculado (W);

t = tempo de trabalho dos motores (h);

η = rendimento dos motores (%)

CARACTERÍSTICAS DO MOTOR	
POTÊNCIA DO MOTOR (cv)	RENDIMENTO DO MOTOR (%)
0	70
1	77
1,5	78,5
2	81
3	81,5
4	83
5	85,6
6	85
7,5	86,7
10	87,6
15	87,8
20	89
25	89,5
30	91

Tabela 31. Características do motor

Fonte: INMETRO¹⁹

Por causa da necessidade de descongelamento do evaporador a intervalos frequentes, não é prático projetar o sistema de refrigeração de modo que o equipamento deva funcionar continuamente, a fim de poder manejar a carga. Na maioria dos casos, o ar que passa sobre a serpentina térmica é resfriado a uma temperatura abaixo de seu ponto de condensação e a umidade é condensada do ar dentro da superfície da serpentina térmica. Quando a temperatura da superfície da serpentina está acima da temperatura de congelamento da água, a umidade condensada do ar sai da serpentina para o depósito de condensação e deixa a câmara pelo dreno de condensação. Contudo, quando a temperatura da serpentina está abaixo da temperatura de congelamento da água, a umidade condensada do ar transforma-se em gelo e adere à superfície da serpentina, causando desse modo congelamento (DOSSAT, 2004).

Para a obtenção do calor de motores, a potência e rendimento do motor foram determinados previamente enquanto o tempo de trabalho dos motores ficou definido em 20h/dia a fim de realizar o degelo da serpentina da câmara e contribuir para reduzir o bloqueio do evaporador.

¹⁹ Disponível em: <http://www.inmetro.gov.br/consumidor/pbe/pbetab11.asp>. Acesso em: nov. 2015

CARGA TÉRMICA DE MOTORES E VENTILADORES		
CARGA TÉRMICA APROXIMADA	175097,6	Kcal/dia
	2,41261	TR
POTÊNCIA DO MOTOR	1,206305	CV
RENDIMENTO	77	%
CALOR DE MOTORES (Q_{motor})	19802,2	Kcal/dia

Tabela 32. Carga térmica de motores e ventiladores

Fonte: Elaborada pelo autor

4.12 CARGA TÉRMICA TOTAL

Com o cálculo de todas as fontes de calor que influenciam na refrigeração da câmara frigorífica obtêm-se os valores de carga térmica totais.

CARGA TÉRMICA TOTAL POR DIA	194899,7594	Kcal/dia
------------------------------------	--------------------	-----------------

É prática comum adicionar de 5% a 10% para a carga térmica total como fator de segurança e o novo valor está determinado abaixo.

CARGA TÉRMICA COM FATOR DE SEGURANÇA (10%)	214389,7354	Kcal/dia
---	--------------------	-----------------

Depois que o fator de segurança foi adicionado, a carga de 24h é dividido para obter o valor médio por hora como se segue em Kcal/hora e BTU/hora.

CARGA TÉRMICA TOTAL POR HORA	8932,90564	Kcal/hora
-------------------------------------	-------------------	------------------

CARGA TÉRMICA TOTAL POR HORA	35424,95591	BTU/HORA
-------------------------------------	--------------------	-----------------

A carga média horária é usada como base para seleção do equipamento.

4.13 COMPONENTES DA CÂMARA

Os equipamentos selecionados foram: unidade evaporadora, unidade condensadora e válvula de expansão.

4.13.1 UNIDADE EVAPORADORA

Um evaporador é qualquer superfície de transmissão de calor na qual o líquido volátil é vaporizado com o objetivo de remover calor de um espaço ou produto refrigerado. Por causa das muitas e diversas aplicações de refrigeração mecânica, os evaporadores são fabricados em uma grande variedade de tipos, formas, tamanhos e projetos (DOSSAT,2004).

4.13.2 UNIDADE CONDENSADORA

O condensador é um trocador de calor, e como o nome diz, tem a função de dissipar para o ambiente externo ao sistema de refrigeração o calor absorvido no evaporador e gerado pelo processo de compressão.

Sabe-se que o desempenho do compressor e do condensador são afetados pela temperatura de evaporação e pela temperatura de condensação, que irão definir pressões de condensação e evaporação correspondentes. Para o caso dos condensadores resfriados a ar, a capacidade da unidade condensadora é função direta da temperatura de bulbo seco do ar ambiente.

4.13.3 VALVULA DE EXPANSÃO

Este dispositivo tem a função de manter a diferença de pressão entre a região de alta e baixa (respectivamente, condensador e evaporador). Esse elemento funciona por meio da restrição da passagem do fluido refrigerante, fazendo com que ele passe de líquido aquecido a alta pressão para líquido resfriado a baixa pressão.

A válvula de expansão mais utilizada em câmaras frigoríficas é a válvula de expansão termostática. Segundo DOSSAT (2004), por sua alta eficiência e pronta adaptação a qualquer tipo de aplicação de refrigeração a válvula de expansão termostática é, provavelmente, o controle de refrigerante mais extensamente usado atualmente.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Após definir as contribuições de calor que incidem sobre o ambiente refrigerado foi possível determinar a carga térmica total da câmara por dia e, posteriormente, determinar a carga média horária que é fundamental para a seleção dos equipamentos que produzem frio para o espaço de estocagem, logo abaixo se pode ver os valores das parcelas de calor e o gráfico que mostra a distribuição das cargas térmicas.

CARGAS TÉRMICAS REFERENTES À ABA DIMENS. E CALCULO DE CT		
CONDUÇÃO	31673,24	Kcal/dia
INFILTRAÇÃO	29119,61	
PRODUTO	108091	
PESSOAS	2066,667	
ILUMINAÇÃO	4147,044	
MOTORES	19802,2	
TOTAL	194899,8	

Tabela 33. Contribuições de calor

Fonte: Elaborado pelo autor

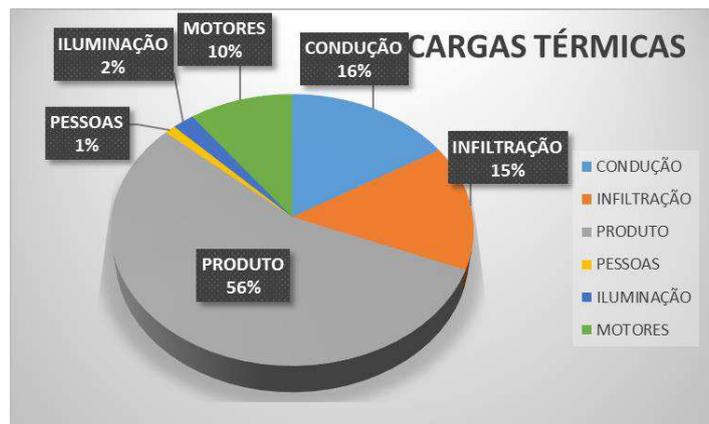


Gráfico 8. Contribuições de calor

Fonte: Elaborado pelo autor

A planilha desenvolvida em Microsoft Excel® com base nesses dados seleciona a unidade evaporadora, unidade condensadora e válvula de expansão. Para a seleção de tais componentes foram usados como banco de dados catálogos de empresas reconhecidas no ramo industrial de refrigeração.

A seleção dos evaporadores a partir dos dados de desempenho dos fabricantes é relativamente simples, uma vez que as condições sob as quais o evaporador deve operar tenham sido determinadas. Como base para a seleção da unidade evaporadora foram escolhidos os equipamentos da linha comercial da MIPAL de ar forçado de baixo perfil, de acordo com anexo A.

Esses dispositivos foram selecionados por serem ideais para câmaras frigoríficas comerciais e pequenas aplicações industriais e suprem necessidades da ordem de 866 até 12600 Kcal/h ou convertendo de 3438 até 49993 BTU/h. Abaixo estão os valores de carga térmica total em ambas as unidades de medida e pode-se ver que estão no intervalo exigido pela linha comercial.

CARGA TÉRMICA TOTAL	8932,91	Kcal/h
CARGA TÉRMICA TOTAL	35424,96	BTU/h

Contudo, no desenvolvimento da planilha em Microsoft Excel® foi levado em consideração como base de cálculo o valor em Kcal/h.

Outro fator importante para a seleção é a diferença de temperatura do evaporador que é definida como a diferença de temperatura entre a temperatura do ar que entra evaporador, geralmente tomada como a temperatura projetada no espaço, e a temperatura de saturação do refrigerante correspondente à pressão na saída do evaporador. Em DOSSAT (2004), há uma tabela que determina a diferença de temperatura do evaporador em função da umidade do espaço refrigerado, contudo, a temperatura do evaporador considerada foi de -15°C e está na mesma faixa de umidade em que serão armazenados os produtos, de acordo com o catálogo da MIPAL. Pode-se ver logo abaixo essas referências.

BASE PARA CALCULO DO EVAPORADOR		
	8932,91	Kcal/h

TABELA DE REFERÊNCIA PARA A SELEÇÃO DA TEMPERATURA DE EVAPORADOR		
UMIDADE RELATIVA (%)	CONVECÇÃO FORÇADA ($^{\circ}\text{C}$)	TEMP. EVAP. CONSIDERADA ($^{\circ}\text{C}$)
95-91	-13,33/-12,22	-15
90-86	-12,22/-11,11	
85-81	-11,11/-10	

Tabela 34. Referência para temperatura de evaporador

Fonte: Adaptado de Princípios de Refrigeração, DOSSAT²⁰

Voltando a aba de seleção de equipamentos da planilha pode-se selecionar o evaporador, baseado no modelo e temperatura de evaporação. Quando o equipamento escolhido não é o correto para a carga térmica exigida, aparecerá uma mensagem como está exposto na tabela abaixo.

SELEÇÃO DO EVAPORADOR		MENSAGEM
MODELO	MIPAL_094	ESCOLHER MODELO SEGUINTE
TEMPERATURA DE EVAP.	T.E(-15)	
C. TÉRM. CEDIDO PELO EQUIPAMENTO	7886 Kcal/h	

Tabela 35. Seleção do evaporador

Fonte: Elaborada pelo autor

²⁰ DOSSAT, Roy J. Princípios de Refrigeração / Roy J. Dossat; tradução Eng^o Raul Peragallo Torreira – SP: Ed. Hemus Limitada, 2004. p. 345

Agora, com a seleção correta do evaporador, é exibida a mensagem de seleção correta de evaporador, exposto a seguir.

SELEÇÃO DO EVAPORADOR		MENSAGEM
MODELO	MIPAL_0110	SELEÇÃO CORRETA DE EVAPORADOR
TEMPERATURA DE EVAP.	T.E(-15)	
C. TÉRM. CEDIDO PELO EQUIPAMENTO	9220 Kcal/h	

Tabela 36. Seleção do evaporador2

Fonte: Elaborada pelo autor

O usuário deve atentar a um detalhe e não selecionar o modelo ao acaso pois pode escolher um equipamento superdimensionado e para isso não ocorrer deve verificar se as cargas térmicas do dispositivo e da base de cálculo são similares.

Para selecionar a unidade condensadora, a base de cálculo é diferente, a carga do condensador pode ser calculada multiplicando pelo fator de rejeição do calor do motor.

Para compressores abertos a capacidade do condensador é comum ser de cerca de 30% maior do que a capacidade do evaporador. Foi constatado em DOSSAT (2004) p. 452, a presença de tabelas com fatores de rejeição para a temperatura do evaporador considerado anteriormente, e o fator de multiplicação é similar a 30% para determinar a carga do condensador. Então a base de cálculo do condensador foi definida nessas condições, como é exposto a seguir.

BASE PARA CALCULO DO CONDENSADOR	11612,78	Kcal/h
---	----------	--------

Como base para a seleção da unidade condensadora foram selecionados os equipamentos da linha comercial da DANFOSS Blue Star, conforme anexo D.

Esses dispositivos foram selecionados por serem ideais para câmaras frigoríficas comerciais e pequenas aplicações industriais e suprem necessidades da ordem de 1328 até 15649 Kcal/h e levam em consideração temperatura de condensação superior ao bulbo seco.

Voltando a aba de seleção de equipamentos da planilha pode-se selecionar o condensador, baseado no modelo e temperatura de evaporação. Quando o equipamento escolhido não é o correto para a carga térmica exigida, aparecerá uma mensagem como se pode ver na tabela 37.

SELEÇÃO DO CONDENSADOR			MENSAGEM
MODELO	HGM 100		ESCOLHER MODELO SEGUINTE
TEMPERATURA DE EVAP.	T.E(-15)		
C. TÉRM. CEDIDO PELO EQUIPAMENTO	9084	Kcal/h	

Tabela 37. Seleção do condensador

Fonte: Elaborada pelo autor

Agora, com a seleção correta do condensador, é exibida a mensagem de seleção correta do condensador, exposto a seguir.

SELEÇÃO DO CONDENSADOR			MENSAGEM
MODELO	HGM 125		SELEÇÃO CORRETA DO CONDENSADOR
TEMPERATURA DE EVAP.	T.E(-15)		
C. TÉRM. CEDIDO PELO EQUIPAMENTO	12611	Kcal/h	

Tabela 38. Seleção do condensador2

Fonte: Elaborada pelo autor

Como com o evaporador, o usuário deve atentar ao detalhe de não selecionar o modelo ao acaso pois pode escolher um equipamento superdimensionado e para isso não ocorrer deve verificar se as cargas térmicas do dispositivo e da base de cálculo são similares.

Para a seleção da válvula é em função da capacidade requerida (carga térmica) e da temperatura de evaporação e de condensação em que deverá operar, além do tipo de refrigerante utilizado no sistema.

Como base para a seleção da válvula de expansão foram selecionados os equipamentos da linha comercial da DANFOSS T2/TE2, conforme anexo E.

Esses dispositivos foram selecionados por serem ideais para câmaras frigoríficas comerciais e pequenas aplicações industriais e suprem necessidades da ordem de 0,6 até 16,6 KW e levam em consideração temperatura de condensação superior ao bulbo seco.

Para a adequar a carga térmica obtida a utilizada no catálogo converte-se a carga térmica em Kcal/hora para a KW chega-se ao seguinte valor abaixo.

CARGA TÉRMICA TOTAL	10,39	KW
----------------------------	-------	----

Voltando a aba de seleção de equipamentos da planilha pode-se selecionar a válvula de expansão, baseado no modelo e temperatura de evaporação. Quando o equipamento escolhido não é o correto para a carga térmica exigida, aparecerá uma mensagem como se pode ver a seguir.

SELEÇÃO DA VÁLVULA DE EXPANSÃO			MENSAGEM
MODELO	T2 / 03		ESCOLHER MODELO SEGUINTE
TEMPERATURA DE EVAP.	T.E(-10)		
C. TÉRM. DE TRABALHO DA VALV.	7,2	KW	

Tabela 39. Seleção da válvula de expansão

Fonte: Elaborada pelo autor

Agora, com a seleção correta da válvula, é exibida a mensagem de seleção correta da valv. de expansão, exposto a seguir.

SELEÇÃO DA VÁLVULA DE EXPANSÃO			MENSAGEM
MODELO	T2 /04		SELEÇÃO CORRETA DA VALV. DE EXPANSÃO
TEMPERATURA DE EVAP.	T.E(-10)		
C. TÉRM. DE TRABALHO DA VALV.	10,7	KW	

Tabela 40. Seleção da válvula de expansão2

Fonte: Elaborada pelo autor

Igual aos dois equipamentos já selecionados, o usuário deve atentar ao detalhe de não selecionar o modelo ao acaso pois pode escolher um equipamento superdimensionado e para isso não ocorrer deve verificar se as cargas térmicas do dispositivo e da base de cálculo são similares.

Então, como resultado do cálculo de carga térmica média por hora foi possível selecionar todos os dispositivos de acordo com a demanda requerida para o espaço refrigerado nos dados de entrada.

6 CONCLUSÃO

Ao final do desenvolvimento dos temas abordados, é possível identificar que quando se projeta uma câmara frigorífica leva-se em consideração diversos fatores, desde o local onde a câmara será instalada até o tipo de produto que será armazenada na mesma.

Para isso, foi estabelecido nesse trabalho uma linha de estudo que prioriza estudar referenciais básicos de termodinâmica para realizar um trabalho prático de como o calcular todas as contribuições de calor que determinam a carga térmica de determinado espaço refrigerado e, por fim, selecionar os componentes que proverão a produção de frio da câmara frigorífica.

Esses conceitos iniciais foram aplicados na construção de uma planilha em Microsoft Excel® que utilizou dados de umidade e temperatura referentes a localização de São Luís - MA para definir alguns dados de entrada. Em relação aos outros dados, como características de embalagem, fazem com que a planilha funcione de forma autônoma, foram adquiridos a partir de intensa pesquisa bibliográfica e catálogos de empresas do ramo de refrigeração.

As câmaras frigoríficas são de grande importância no mundo contemporâneo, um exemplo prático disso é a existência de uma câmara de sorvetes num dos dias mais quentes do ano, com uma quantidade altíssima de abertura de portas, giro alto de produtos, a unidade condensadora operando com ar ambiente muito quente, etc. Se o cálculo de carga térmica não considerou estes valores máximos simultâneos, o equipamento poderá parar e/ou a câmara irá trabalhar com temperatura superior ao que deveria, assim, as consequências para o cliente serão as piores possíveis: sorvetes derretidos, vendas perdidas, danos à imagem da marca, entre outros. O que poderia ser uma oportunidade de alto faturamento, pode se transformar em uma situação catastrófica.

Por essas qualidades, esses equipamentos conseguem atrasar o degradamento ou apodrecimento dos produtos e assim evitar o desperdício de energia, alimentos e, consequentemente, dinheiro.

Então, baseado na metodologia abordada foi possível obter os resultados de carga térmica para 10 toneladas de congelados e selecionar os equipamentos que suprem a necessidade do ambiente refrigerado.

7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

É importante enumerar algumas sugestões para contribuírem com o conhecimento sobre os cálculos de carga térmica e seleção de equipamentos:

- Verificar a funcionalidade da planilha em Microsoft Excel® para o ensino de definições que dirigem esse trabalho;
- Ampliar o banco de dados do programa desenvolvido em Microsoft Excel® para atender necessidades maiores e alocar um número maior de empresas;
- Com esse número maior de empresas, criar uma aba associe marca e preço e no fim do dimensionamento selecionar o equipamento “ótimo” tanto em capacidade quanto em custo;
- Migrar para plataformas mais livres e específicas que facilitem o trabalho na área como o EES e Matlab;

REFERÊNCIAS

ASHRAE. Refrigeration. Atlanta, Georgia: American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc., 2002.

BARBIN, Douglas Fernandes. Avaliação do processo de congelamento em túnel “portátil” com convecção forçada por exaustão e insuflação em paletes /Douglas Fernandes Barbin. – Campinas, SP: [s.n.], 2007.

ÇENGEL, Yunus A. Transferência de calor e massa: uma abordagem prática. São Paulo: Ed. McGraw-Hill, 2009.

DELGADO, A. E.; SUN, D. W. Heat and mass transfer models for predicting freezing processes – a review. Journal of Food Engineering, v.47, p.157-174, 2001.

Chagas, José Augusto Castro. PROJETO E CONSTRUÇÃO DE CÂMARAS FRIGORÍFICAS. SC: YORK Refrigeration.

DOSSAT, R. J. Princípios de Refrigeração. São Paulo: Ed. Hemus, 2004.

INCROPERA, F.P.; DEWITT, D.P. Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa, 6a edição, LTC - Livros Técnicos e Científicos Editora S. A., RJ. 2008.

INMETRO - Rendimento de motores. Disponível em: <http://www.inmetro.gov.br/consumidor/pbe/pbetab11.asp>. Acesso em outubro de 2015.

FRIO, oficina. Calculo de carga térmica para câmaras frigoríficas. São Paulo: RPA editorial. 24p.

HELDMAN, D.R. Food Freezing. In: HELDMAN, D. R.; LUND, D. B. Handbook of Food Engineering. New York: Dekker, 1992. 277-315.

JABARDO, J. M.; STOECKER, W.F. Refrigeração Industrial. São Paulo: Ed. Edgard Blucher, 2002

- MENEZES, M. Refrigeração e Ar Condicionado. Passo Fundo, 2010. (Apostila).
- MILLER, R.; MILLER M.R. Refrigeração e Ar Condicionado. Rio de Janeiro: LTC, 2008.
- MORAN, M. J., SHAPIRO, H. N. – Princípios de Termodinâmica para a Engenharia, Ed. LTC. 2002.
- NBR 6401. Instalações centrais de ar-condicionado para conforto - Parâmetros básicos de projeto. 1978
- NBR 16401-1. Instalações centrais de ar-condicionado - Sistemas centrais e unitários, parte 1: projetos das instalações. 2008
- NETO, C. Metodologia para o cálculo de espessura de isolante necessária a uma aplicação. São José, 2009. (Apostila).
- RAPIN, P. Manual do Frio. Editora Hemus, 2001.
- ROMERO, G. T. Estudo de um novo método de controle de temperatura e umidade relativa em Câmara Frigorífica. 1978. 119. Dissertação (Mestre em engenharia de Alimentos) – Universidade Estadual de Campinas, Campinas.1978
- SALVADORI, V. O. et al. Storage of Frozen Foods. Effect of Operation Conditions of the Cold Store on Food Quality and Energy Costs. Com. C2, E1, D2/3, IIF/IIR, 1998.
- SCOTT, E. P.; BECK, J. V.; HELDMAN, D. R. Estimation of Time Variable Heat Transfer Coefficients in Frozen Foods during Storage. Journal of Food Engineering, v.15, p.99-121,1992.
- SILVA, José de Castro, 1974 – Simulação e experimentação de sistemas de distribuição de ar em câmaras refrigeradas. / José de Castro Silva. – Campinas, SP: [s.n]. 2013

TECTÉRMICA Tecnologia Térmica. Disponível em: <http://www.tectermica.com.br/painel-frigorifico.htm>. Acesso em outubro de 2015.

UNIVERSIDAD DEL PAÍS BASCO - Calculo psicométrico. Disponível em: <http://www.sc.ehu.es/nmwmigaj/CartaPsy.htm>. Acesso em outubro de 2015

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ – Refrigeração e Climatização. Disponível em: <ftp://ftp.demec.ufpr.br/disciplinas/TM182>. Acesso em outubro de 2015

UFRGS. Disponível em http://www.ufrgs.br/napead/repositorio/objetos/vegetais-congelados/cong_ar.php. Acesso em novembro de 2015.

VILAIN, R. Projeto de Câmaras Frias de pequeno porte. IFSC, 2009. (Apostila).

VILAIN, R. Seleção de componentes de câmaras frias de pequeno porte. IFSC, 2009. (Apostila).

WYLEN, V. J.G.,SONNTAG,R.E., Fundamentos da Termodinâmica Clássica, 6° Ed. Edgard Blücher. 1981

WDE. A grife da refrigeração. Disponível em: <http://www.wdrefrigeracao.com.br/produtos/>. Acesso em novembro de 2015.

APÊNDICES

APÊNDICE A – ABA DE DADOS DE ENTRADA DA PLAN. EM MICROSOFT EXCEL®

DADOS DE ENTRADA PARA DIMENSIONAMENTO DA CAMARA		
LEGENDA		PREENCHER AS CÉLULAS COM ESTA COR

LOCALIZAÇÃO:	SÃO LUIS – MARANHÃO	
TEMP. BULBO SECO (TBS)	33	°C
TEMP. DE BULBO UMIDO (TBU)	28	°C
UMIDADE RELATIVA	80	%

PRODUTO ARMAZENADO		MENSAGEM
TIPO DE PRODUTO	CARNE BOVINA FRESCA	IR PARA ABA DIMENS. E CALCULO DE CT
FORMAS DE ESTOCAGEM	S/ OSSO CX.	

SELEÇÃO DO ISOLANTE	
MATERIAL	POLIESTIRENO (ISOPOR)

FATOR DE MOVIMENTAÇÃO DAS CÂMARAS (Z)	0,6
---	-----

DADOS REFERENTES AO PRODUTO E A CAPACIDADE DA CÂMARA			MENSAGEM
CAPACIDADE DA CÂMARA	10	toneladas	TEMPERATURA DE OPERAÇÃO CORRETA
MOVIMENTAÇÃO DIÁRIA	2	toneladas	
TEMPERATURA DE ENTRADA	-5	°C	
TEMPERATURA DE OPERAÇÃO	-5	°C	
TEMPERATURA DE ARMAZENAMENTO RECOM.	0,6	°C	
UMIDADE RELATIVA	85	%	
% DE ÁGUA EM PESO	69,5	%	
TEMPERATURA DE CONGELAMENTO	-1,7	°C	
CALOR ESPEC. FRESCO	0,77	Kcal/Kg°C	
CALOR ESPEC. CONG.	0,405	Kcal/Kg°C	
CALOR LATENTE	55,25	Kcal/Kg	

APÊNDICE B – DIMENSIONAMENTO DA CÂMARA ESTOC. EM CAIXAS

DIMENSIONAMENTO DA CAMARA BASEADO PILHAS DE CAIXAS			
CARACTERÍSTICAS DA CAIXA			
MATERIAL	PLÁSTICO		
DIMENSÕES	COMPRIMENTO	0,64	M
	LARGURA	0,36	M
	ALTURA	0,19	M
VOLUME	0,043776		m ³
QUANT. ARM. CAIXA	27,3		Kg

INTERIOR DA CÂMARA		MENSAGEM
NÍVEIS DE CXs	12	RELAC. ALTURA DA PILHA DE CAIXAS
CXs MÍN NECESSÁRIAS	366,3003663	
ALT. TOT. CXs	2,28	m

DISPOSIÇÃO DE PILHAS		
DISPOSIÇÃO CXs/PILHA	CAIXAS POR COMPRIMENTO	3
	CAIXAS POR LARGURA	2

DISPOSIÇÃO PILHAS/CAMARA	PILHAS POR COMP.	3	
	PILHAS POR LARG.	2	MENSAGEM
PILHAS DE CAIXAS		6	RELAC. A DISPOSIÇÃO EM PLANTA DAS PILHAS DE CXs

DISTRIBUIÇÃO DE CAIXAS			MENSAGEM
TOTAL CAIXAS POR PILHA	72		NÚMERO DE CAIXAS SUFICIENTE
TOTAL DE CAIXAS	432		
ÁREA POR PILHA	1,3824	m ²	
ÁREA TOTAL DE PILHAS	8,2944	m ²	

DIMENSÕES INTERNAS		
COMPRIMENTO		
SEPAR. ENT. PILHAS	0,05	m
QNT. SEPARAÇÕES PILHAS	2	
DIST. PARED./PILHA	0,8	m
COMPRIM. INTERNO	7,46	m

LARGURA			
QUANTIDADE DE CORREDOR	1		
LARGURA CORREDOR	1,2		m
SEPARAÇÃO ENT. PARED/PILHA	0,05		m
LARGURA INTERNA	2,74		m
DIMENSÕES INTERNAS	COMPRIMENTO	7,46	m
	LARGURA	2,74	m
	ALTURA	3	m
	VOLUME	61,3212	m ³

ESPECIFICAÇÕES DO ISOLANTE		
MATERIAL	POLIESTIRENO (ISOPOR)	
ESPESSURA ISOLANTE CALCULADO	76,818	Mm
ESPESSURA ISOLANTE SOLICITADO	100	Mm
FATOR U	0,357142857	W/m ² C

DIMENSÕES EXTERNAS			
DIMENSÕES EXTERNAS	COMPRIMENTO	7,660	m
	LARGURA	2,940	m
	ALTURA	3,200	m

APÊNDICE C – CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA NA CÂMARA COM CAIXAS

CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA							
CARGA TÉRMICA DE CONDUÇÃO							
PAREDE	A (m ²)	U (W/m ² °C)	FAT. DE COR.	ΔT	ΔTi	Qc	
N	9,408	0,35714286	S. IRRAD.	38	0	3064,32	Kcal/dia
S	9,408	0,35714286	S. IRRAD.	38	0	3064,32	Kcal/dia
L	24,512	0,35714286	S. IRRAD.	38	0	7983,90857	Kcal/dia
O	24,512	0,35714286	S. IRRAD.	38	0	7983,90857	Kcal/dia
PISO	22,5204	0,35714286	S. IRRAD.	38	0	7335,216	Kcal/dia
TETO	22,5204	0,35714286	S. IRRAD.	38	0	7335,216	Kcal/dia
TOTAL						36766,8891	Kcal/dia

CARGA TÉRMICA DE INFILTRAÇÃO		
VOLUME DE AR EXTERNO QUE INFILTRA		
VOLUME DE AR EXTERNO QUE PENETRA NA CÂMARA POR DIA (Ve)	335,3585	m ³ /dia

CONDIÇÕES EXTERNAS						
Text (°C)	33	UR (%)	80	uext	0,9021	m ³ /kg
MASSA ESPECÍFICA (pext)					1,108525	kg/m ³
ENTALPIA EXTERNA (hext)					94,29	kJ/kg

CONDIÇÕES INTERNAS						
Tint (°C)	-5	UR (%)	85	uext	0,7615	m ³ /kg
MASSA ESPECÍFICA (pint)					1,313198	kg/m ³
ENTALPIA INTERNA (hint)					3,24	kJ/kg
CALOR DE INFILTRAÇÃO (Qi)					33848,12	Kcal/dia

CARGA TÉRMICA DO PRODUTO		
CALOR DE PRODUTO (Qpr)	108091	Kcal/dia

CARGA TÉRMICA DE PESSOAS		
NÚMERO DE PESSOAS TRAB. NA CÂMARA	2	trab.
TEMPO DE TRABALHO	4	H
CALOR DE PESSOAS (Qpe)	2066,667	Kcal/dia

CARGA TÉRMICA DE ILUMINAÇÃO				
LÂMPADAS	QUANT.	POT. (w)		
	2	40	80	W/m ²
TEMPO DAS LÂMPADAS LIGADAS			4	H
CALOR DE ILUMINAÇÃO (Qil)			5625,198	Kcal/dia

CARGA TÉRMICA DE MOTORES E VENTILADORES		
CARGA TÉRMICA APROXIMADA	186397,9	Kcal/dia
	2,568313	TR
POTÊNCIA DO MOTOR	1,284156	CV
RENDIMENTO	77	%
CALOR DE MOTORES (Qmotor)	21080,18	Kcal/dia

CARGA TÉRMICA TOTAL POR DIA	207478,0545	Kcal/dia
CARGA TÉRMICA COM FATOR DE SEGURANÇA (10%)	228225,8599	Kcal/dia
CARGA TÉRMICA TOTAL POR HORA	9509,410829	Kcal/hora
CARGA TÉRMICA TOTAL POR HORA	37711,18524	BTU/HORA
CARGA EM TONELADAS DE REFRIGERAÇÃO	3,144646438	TR

IR PARA A ABA SELEÇÃO DE EQUIPAMENTOS

APÊNDICE D - DIMENSIONAMENTO DA CÂMARA ESTOC. EM GANCHEIRAS

DIMENSIONAMENTO DA CAMARA BASEADO EM PEÇAS DEPENDURADAS		
FORMA DE ESTOCAGEM	1/2 PORCO	
DENSIDADE DE ESTOCAGEM	300	Kg/m ³
VOLUME	33,3333333	m ³

				MENSAGEM
DIMENSÕES INTERNAS	COMPRIMENTO	3,21829795	m	DIMENSÕES PARA REFERÊNCIAS BASEADO NO VOLUME
	LARGURA	3,21829795	m	
	ALTURA	3,21829795	m	

ISOLANTE		
MATERIAL	POLIESTIRENO (ISOPOR)	
ESPESSURA ISOLANTE CALCULADO	76,818	mm
ESPESSURA ISOLANTE SOLICITADO	100	mm
FATOR U	0,35714286	W/m ² C

DIMENSÕES EXTERNAS			
DIMENSÕES EXTERNAS	COMPRIMENTO	3,418	m
	LARGURA	3,418	m
	ALTURA	3,418	m

APÊNDICE E - CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA NA CÂMARA COM CARNES
DEPENDURADAS

CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA							
CARGA TÉRMICA DE CONDUÇÃO							
PAREDE	A (m ²)	U (W/m ² °C)	FAT. DE COR.	ΔT	ΔTi	Qc	
N	10,35744169	0,357142857	S. IRRAD.	38	0	3373,567	Kcal/dia
S	10,35744169	0,357142857	S. IRRAD.	38	0	3373,567	Kcal/dia
L	10,35744169	0,357142857	S. IRRAD.	38	0	3373,567	Kcal/dia
O	10,35744169	0,357142857	S. IRRAD.	38	0	3373,567	Kcal/dia
PISO	10,35744169	0,357142857	S. IRRAD.	38	0	3373,567	Kcal/dia
TETO	10,35744169	0,357142857	S. IRRAD.	38	0	3373,567	Kcal/dia
TOTAL						20241,4	Kcal/dia

CARGA TÉRMICA DE INFILTRAÇÃO		
VOLUME DE AR EXTERNO QUE INFILTRA		
VOLUME DE AR EXTERNO QUE PENETRA NA CÂMARA POR DIA (Ve)	182,2961	m ³ /dia

CONDIÇÕES EXTERNAS						
Text (°C)	33	UR (%)	80	uext	0,9021	m ³ /kg
PESO ESPECÍFICO (pext)					1,108525	kg/m ³
ENTALPIA EXTERNA (hext)					94,29	kJ/kg

CONDIÇÕES INTERNAS						
Tint (°C)	-5	UR (%)	85	uext	0,7677	m ³ /kg
PESO ESPECÍFICO (pint)					1,302592	kg/m ³
ENTALPIA INTERNA (hint)					3,24	kJ/kg
CALOR DE INFILTRAÇÃO (Qi)					18399,36	Kcal/dia

CARGA TÉRMICA DO PRODUTO		
CALOR DE PRODUTO (Qpr)	108091	Kcal/dia

CARGA TÉRMICA DE PESSOAS		
NÚMERO DE PESSOAS TRAB. NA CÂMARA	2	trab.
TEMPO DE TRABALHO	4	h
CALOR DE PESSOAS (Qpe)	2066,667	Kcal/dia

CARGA TÉRMICA DE ILUMINAÇÃO			
LÂMPADAS	QUANT.	POT. (W)	
	2	40	80 W/m ²
TEMPO DAS LÂMPADAS LIGADAS		4	h
CALOR DE ILUMINAÇÃO (Qil)		2850,368	Kcal/dia

CARGA TÉRMICA DE MOTORES E VENTILADORES		
CARGA TÉRMICA APROXIMADA	131407,4	Kcal/dia
	1,810618	TR
POTÊNCIA DO MOTOR	0,905309	CV
RENDIMENTO	70	%
CALOR DE MOTORES (Qmotor)	19616,75	Kcal/dia

CARGA TÉRMICA TOTAL POR DIA	151024,1429	Kcal/dia
CARGA TÉRMICA COM FATOR DE SEGURANÇA (10%)	166126,5572	Kcal/dia
CARGA TÉRMICA TOTAL POR HORA	6921,939883	Kcal/hora
CARGA EM TONELADAS DE REFRIGERAÇÃO	2,289001284	TR

IR PARA A ABA SELEÇÃO DE EQUIPAMENTOS2

APÊNDICE F – SELEÇÃO DE EQUIPAMENTOS

CARGA TÉRMICA TOTAL	9509,41	Kcal/h
CARGA TÉRMICA TOTAL	37711,19	BTU/h
CARGA TÉRMICA TOTAL	11,06	KW

BASE PARA CALCULO DO EVAPORADOR	9509,41	Kcal/h
BASE PARA CALCULO DO CONDENSADOR	12362,23	Kcal/h

SELEÇÃO DO EVAPORADOR			MENSAGEM
MODELO	MIPAL_0110		ESCOLHER MODELO SEGUINTE
TEMPERATURA DE EVAP.	T.E(-15)		
C. TÉRM. CEDIDO PELO EQUIPAMENTO	9220	Kcal/h	

SELEÇÃO DO CONDENSADOR			MENSAGEM
MODELO	HGM 125		SELEÇÃO CORRETA DO CONDENSADOR
TEMPERATURA DE EVAP.	T.E(-15)		
C. TÉRM. CEDIDO PELO EQUIPAMENTO	12611	Kcal/h	

SELEÇÃO DA VÁLVULA DE EXPANSÃO			MENSAGEM
MODELO	T2 /04		ESCOLHER MODELO SEGUINTE
TEMPERATURA DE EVAP.	T.E(-10)		
C. TÉRM. DE TRABALHO DA VALV.	10,7	KW	

APÊNDICE G – SELEÇÃO DE EQUIPAMENTOS2

CARGA TÉRMICA TOTAL	6921,94	Kcal/h
CARGA TÉRMICA TOTAL	27450,13	BTU/h
CARGA TÉRMICA TOTAL	8,05	KW

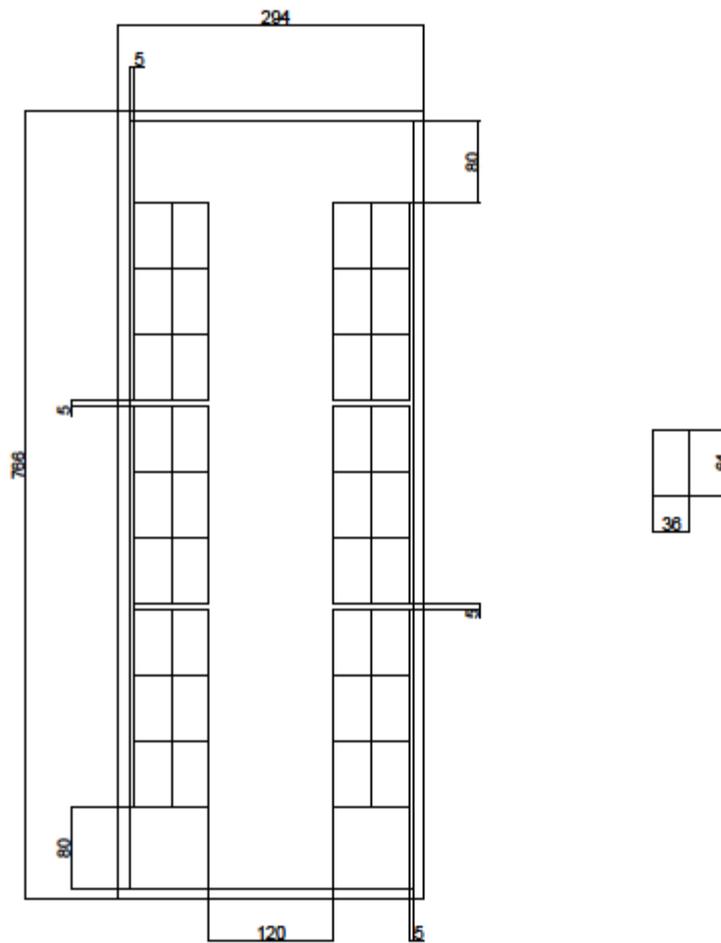
BASE PARA CALCULO DO EVAPORADOR	6921,94	Kcal/h
BASE PARA CALCULO DO CONDENSADOR	8998,52	Kcal/h

SELEÇÃO DO EVAPORADOR			MENSAGEM
MODELO	MIPAL_0110		SELEÇÃO CORRETA DE EVAPORADOR
TEMPERATURA DE EVAP.	T.E(-15)		
C. TÉRM. CEDIDO PEO EQUIP.	9220	Kcal/h	

SELEÇÃO DO CONDENSADOR			MENSAGEM
MODELO	HGM 125		SELEÇÃO CORRETA DO CONDENSADOR
TEMPERATURA DE EVAP.	T.E(-15)		
C. TÉRM. CEDIDO PELO EQUIP.	12611	Kcal/h	

SELEÇÃO DA VÁLVULA DE EXPANSÃO			MENSAGEM
MODELO	T2 /04		SELEÇÃO CORRETA DA VALV. DE EXPANSÃO
TEMPERATURA DE EVAP.	T.E(-10)		
C. TÉRM. DE TRABALHO DA VALV.	10,7	KW	

APÊNDICE H – PLANTA BAIXA DO CASO ABORDADO NO ESTUDO



PLANTA BAIXA
CÂMARA FRIGORÍFICA A= 22,52 m²

ANEXOS

ANEXO A – Capacidades das unidades evaporadoras MIPAL

06

Capacidades

Kcal/h

Série MI DT1 = 10,8°F DT1 = 5°FK Kcal/h	°F °C	Temperatura de evaporação								
		-31	-22	-13	4	5	14	23	32	41
		-35	-30	-25	-20	-15	-10	6	9	5
HP										
013 1		946	983	1015	1047	1077	1107	1141	1231	1284
015 1%		1186	1232	1272	1312	1350	1387	1430	1543	1610
018 1%		1350	1403	1448	1494	1537	1579	1628	1757	1832
025 2		1892	1966	2029	2093	2153	2213	2281	2462	2567
031 2%		2317	2407	2485	2562	2636	2710	2793	3014	3144
038 3		2837	2947	3042	3138	3228	3318	3420	3691	3849
046 4		3483	3598	3714	3830	3940	4051	4175	4505	4699
051 5		3782	3930	4057	4184	4304	4424	4560	4921	5133
062 5%		4630	4810	4966	5121	5268	5416	5582	6024	6283
078 6%		5797	6023	6217	6412	6596	6781	6989	7542	7867
094 7%		6930	7200	7433	7665	7886	8106	8355	9016	9404
110 9		8103	8419	8691	8962	9220	9478	9769	10542	10996
125 10		9285	9647	9958	10270	10565	10860	11194	12080	12600

Watts

Série MI DT1 = 10,8°F DT1 = 5°FK W	°F °C	Temperatura de evaporação								
		-31	-22	-13	4	5	14	23	32	41
		-35	-30	-25	-20	-15	-10	6	9	5
HP										
013 1		1100	1143	1180	1217	1252	1287	1328	1431	1493
015 1%		1379	1432	1479	1525	1569	1612	1662	1794	1871
018 1%		1569	1631	1683	1736	1786	1836	1892	2042	2130
025 2		2199	2285	2358	2432	2502	2572	2651	2861	2984
031 2%		2692	2797	2888	2978	3064	3149	3246	3503	3654
038 3		3297	3425	3536	3647	3751	3856	3975	4289	4474
046 4		4025	4182	4317	4452	4580	4708	4852	5236	5462
051 5		4396	4567	4715	4862	5002	5142	5300	5719	5965
062 5%		5381	5591	5771	5952	6123	6294	6487	7001	7302
078 6%		6737	7000	7228	7452	7668	7881	8123	8766	9143
094 7%		8054	8368	8638	8909	9165	9421	9710	10479	10930
110 9		9417	9784	10100	10416	10716	11015	11354	12252	12779
125 10		10791	11212	11574	11936	12279	12622	13010	14039	14644

BTU/h

Série MI DT1 = 10,8°F DT1 = 5°FK BTU/h	°F °C	Temperatura de evaporação								
		-31	-22	-13	4	5	14	23	32	41
		-35	-30	-25	-20	-15	-10	6	9	5
HP										
013 1		3755	3902	4028	4154	4273	4392	4527	4886	5096
015 1%		4706	4890	5048	5206	5355	5505	5674	6123	6386
018 1%		5358	5567	5747	5926	6097	6267	6459	6971	7271
025 2		7507	7800	8052	8303	8542	8781	9050	9767	10187
031 2%		9192	9550	9859	10167	10459	10752	11082	11959	12474
038 3		11255	11694	12072	12450	12807	13165	13570	14644	15274
046 4		13740	14276	14737	15198	15635	16072	16565	17877	18646
051 5		15007	15592	16096	16600	17077	17554	18093	19525	20365
062 5%		18371	19087	19703	20320	20904	21488	22148	23901	24929
078 6%		23001	23888	24670	25442	26173	26904	27731	29926	31213
094 7%		27497	28569	29492	30414	31288	32163	33151	35755	37314
110 9		32150	33404	34483	35562	36584	37606	38761	41829	43629
125 10		36840	38277	39513	40749	41920	43091	44415	47931	49993

(*) Mesmas capacidades para 50% e 60% / R404A, R507A, R407A, R410C e R22. Outros refrigerantes, R134a ou CO₂, consulte-nos.
DT: Diferença entre a temperatura de saída do ar no evaporador e a temperatura de evaporação do refrigerante. °F=Graus Fahrenheit. °C=Graus Celsius.
A temperatura de saída do ar no evaporador é calculada a temperatura de drossel aproximadamente.



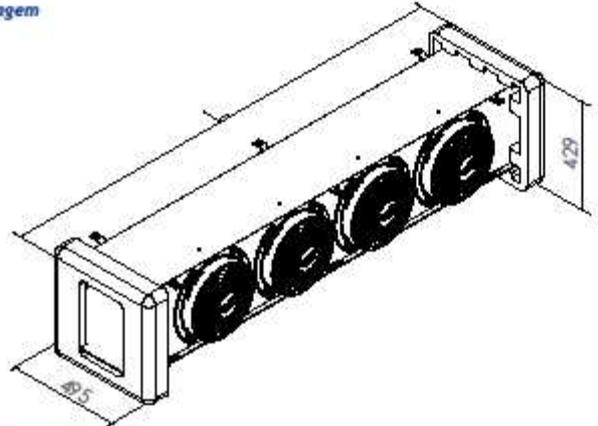
Características

MI	Motor Convencional					Motor Baixo Nível de ruído					Resistências Elétricas						
	S	R	V	C	N	Ø 10" (254 mm)		dB (A) com rotação:			Ø 10" (254 mm)		W	220V 1 Ø	220V 3 Ø	380V 3 Ø	
	m ²	m ² /h	dm ³	Ref. Kg	dB(A) (lm)	m ³ /h	220V 1 Ø W	220V 1 Ø A	50%	75%	100%	220V 1 Ø W	220V 1 Ø A				
013	5,77	16,71	1,6	0,33	50,3	1 x 1200	70	0,6	35,3	44,3	60,3	32	0,24	2 x 600	5,5	3,1d	1,8d
015	7,69	16,71	3,2	0,44	50,5	1 x 1200	70	0,6	35,3	44,3	60,5	32	0,24	2 x 600	5,5	3,1d	1,8d
018	7,69	16,71	3,0	0,39	53,0	2 x 1200	140	1,2	36,5	47,3	63,3	64	0,48	2 x 1200	10,9	6,5d	3,6d
025	11,54	16,71	3,9	0,59	53,3	2 x 1200	140	1,2	36,5	47,3	63,3	64	0,48	2 x 1200	10,9	6,5d	3,6d
031	15,39	16,71	3,9	0,78	53,5	2 x 1200	140	1,2	36,5	47,5	63,5	64	0,48	2 x 1200	10,9	6,5d	3,6d
038	17,31	16,71	4,2	0,85	55,3	3 x 1200	210	1,8	38,5	49,3	65,3	96	0,72	3 x 1200	16,4	9,4	5,4
046	23,08	16,71	5,6	1,13	55,5	3 x 1200	210	1,8	38,5	49,5	65,5	96	0,72	3 x 1200	16,4	9,4	5,4
051	23,08	16,71	5,5	1,11	56,3	4 x 1200	280	2,4	39,5	50,3	66,3	128	0,96	3 x 1600	21,8	12,6	7,3
062	30,78	16,71	7,4	1,47	56,5	4 x 1200	280	2,4	39,5	50,5	66,5	128	0,96	3 x 1600	21,8	12,6	7,3
078	38,47	16,71	8,1	1,82	57,5	5 x 1200	350	3,0	40,5	51,5	67,5	160	1,20	3 x 2000	27,3	15,7	9,1
094	46,17	16,71	10,8	2,16	58,5	6 x 1200	420	3,0	41,5	52,5	68,5	192	1,20	3 x 2400	32,7	18,9	10,9
110	53,86	16,71	12,5	2,51	59,5	7 x 1200	490	4,2	42,5	53,5	69,5	224	1,44	3 x 2800	38,2	22,0	12,8
125	61,56	16,71	14,3	2,85	60,5	8 x 1200	560	4,8	43,5	54,5	70,5	256	1,44	3 x 3200	43,6	25,2	14,6

S - m² - Área total da superfície de troca térmica.
 R - Diferença específica de troca térmica secundária / superfície de troca térmica primária.
 V - dm³/h - Volume de gás.
 C - Kg - Carga específica de refrigerante.
 N - dB(A) - Nível de ruído obtido nas condições de campo aberto a uma distância de 1 metro.
 O - nível de ruído dependente da classe com: construção de classe, tipo de equipamento e capacidade instalada.
 m³/h - Volume de ar medido a distância de 1,5 m de altura.
 dB - Coeficiente de equilíbrio.
 Alargamento de 12h com eletrônica Analógica 0,2min.
 A velocidade final de 0,25 min é obtida nas condições de campo aberto. O alcance de velocidade é controlado com valor máximo, mínimo e média térmica que têm influência neste valor.
 Recomendamos a utilização deste modelo para dimensionar a carga completa de 200 a 600kg.

Relação aos esquemas de ligações elétricas entre as páginas 90 e 93.

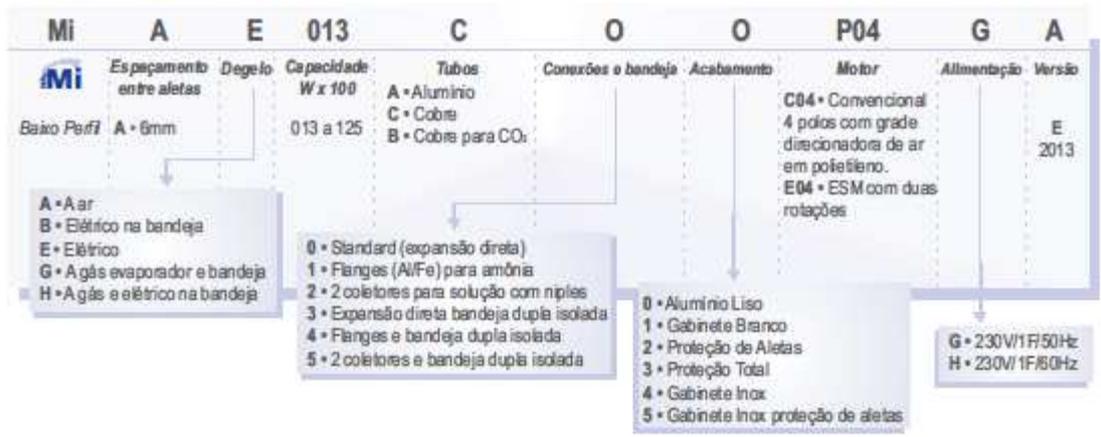
Embalagem



MI	L mm	PB Kg
013	765	11,2
015	765	11,9
018	1127	17,0
025	1127	17,8
031	1127	20,1
038	1490	24,3
046	1490	25,8
051	1853	30,1
062	1853	40,6
078	2216	49,0
094	2580	53,3
110	2942	61,0
125	3305	66,1

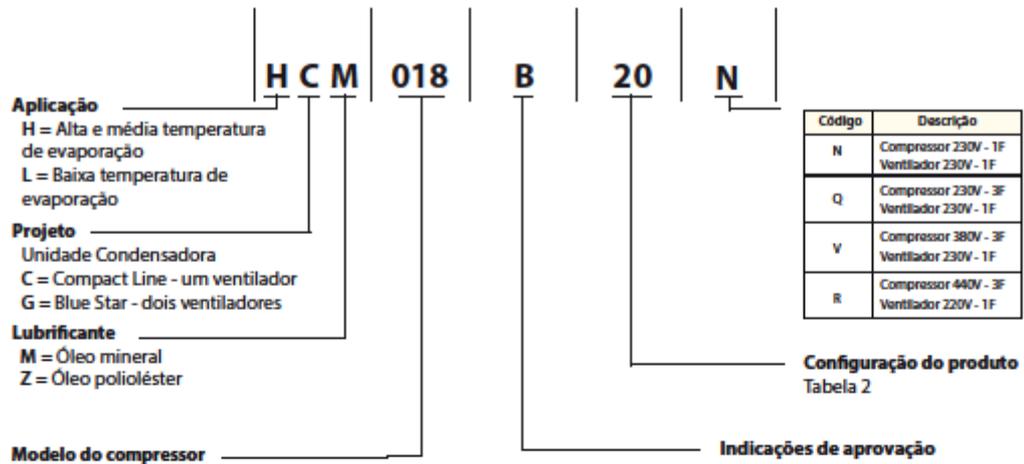
* PB = Peso Bruto

Código de Identificação



ANEXO C – Caracterização da nomenclatura das unidades condensadoras DANFOSS

Nomenclatura



Configurações do produto

Define as variações construtivas aplicadas aos modelos de série. Outras opções podem ser desenvolvidas mediante solicitação ao Departamento de Vendas da Danfoss. Ver abaixo:

Tabela de códigos opcionais

Código	Pressostato		Tanque de Líquido	Caixa Elétrica		Visor de Líquido	Filtro	Separador de Óleo	Acumulador de Sucção	Carnagem
	Alta (HBP)	Baixa (LBP)		Padrão	Com Proteções					
20	X	X	X	X	-	-	X	-	-	-
21	X	X	X	X	-	X	X	-	-	-
39	X	X	X	-	X	X	X	-	-	-
40	X	X	X	-	X	X	X	-	-	X
49	X	X	X	-	X	X	X	X	X	-
50	X	X	X	-	X	X	X	X	X	X

Etiqueta

Compact Line
CONDENSING UNITS

Model: **HCM038B20V**

Serial: **TL 18 0078862**

Compressor: **Hermético**
Refrigerante: **R-404A/R-507**

Teste: **HP (AP) 033 bar**
LP (BP) 025 bar

190-230V 3F 60Hz 230V 1F 60Hz

Danfoss do Brasil (Ind. e Com. Ltda.)
CNPJ 02.158.482/0001-70 MADE IN BRAZIL

Designação dos modelos

Tabela de identificação de Código Serial *

Especificação do compressor e refrigerante

Dados elétricos do ventilador

Limites de aplicação

Dados elétricos do compressor

*Código Serial: T = ano de fabricação, L = mês de fabricação, 18 = fabricado no Brasil e 0078862 = código serial

Unidades condensadoras herméticas

ANEXO D – Dados técnicos das Unidades condensadoras DANFOSS

Dados técnicos

Capacidade - HCM / HGM - R22

Modelos	T.E.	+10°C		+5°C		0°C		-5°C		-10°C		-15°C		-20°C	
	T.A.	C.R.	P.C.												
HCM 019	32	4383	1.8	3563	1.6	3002	1.5	2403	1.3	1871	1.2	1407	1.0	1012	0.9
	35	4166	1.9	3477	1.7	2846	1.6	2275	1.4	1768	1.2	1328	1.1	956	0.9
	38	3949	1.9	3293	1.7	2690	1.6	2146	1.4	1666	1.2	1251	1.1	899	0.9
	43	-	-	-	-	2430	1.6	1936	1.4	1499	1.3	1123	1.1	807	0.9
HCM 022	32	6047	2.3	5116	2.1	4251	1.9	3455	1.7	2732	1.5	2083	1.3	1506	1.1
	35	5780	2.4	4881	2.2	4044	2.0	3275	1.8	2576	1.6	1948	1.3	1390	1.1
	38	5514	2.5	4646	2.2	3837	2.0	3095	1.8	2420	1.6	1813	1.3	1275	1.1
	43	-	-	4249	2.3	3494	2.1	2799	1.8	2165	1.6	1596	1.4	1090	1.1
HCM 028	32	8032	3.1	6903	2.9	5845	2.6	4862	2.4	3958	2.2	3134	1.9	2392	1.7
	35	7723	3.3	6629	3.0	5603	2.7	4647	2.5	3768	2.2	2966	2.0	2243	1.7
	38	7415	3.4	6355	3.1	5360	2.8	4432	2.5	3578	2.2	2708	2.0	2095	1.7
	43	-	-	-	-	4953	2.9	4076	2.6	3265	2.3	2525	2.0	1856	1.7
HCM 032	32	9219	3.6	7834	3.3	6557	3.0	5391	2.8	4340	2.5	3400	2.2	2572	2.0
	35	8873	3.7	7531	3.4	6293	3.1	5049	2.9	4146	2.6	3236	2.3	2434	2.0
	38	8526	3.8	7228	3.5	6030	3.2	4706	2.9	3952	2.6	3072	2.3	2295	2.0
	43	-	-	6721	3.7	5594	3.3	4566	3.0	3636	2.7	2805	2.3	2073	2.0
HCM 036	32	10133	4.2	8757	3.8	7457	3.5	6242	3.1	5120	2.8	4091	2.5	3160	2.2
	35	9761	4.4	8421	3.9	7155	3.6	5971	3.2	4877	2.9	3873	2.6	2963	2.3
	38	9389	4.5	8085	4.0	6853	3.7	5701	3.3	4634	2.9	3655	2.6	2767	2.3
	43	-	-	-	-	6350	3.8	5253	3.4	4236	3.0	3300	2.7	2450	2.4
HCM 040	32	11977	4.4	10212	4.1	8594	3.8	7120	3.5	5790	3.1	4597	2.8	3535	2.4
	35	11623	4.6	9886	4.3	8294	3.9	6943	3.6	5533	3.2	4357	2.9	3310	2.5
	38	11269	4.8	9561	4.4	7994	4.0	6665	3.7	5275	3.3	4117	2.9	3085	2.5
	43	10682	5.2	9023	4.7	7500	4.3	6109	3.8	4853	3.4	3724	2.9	2717	2.5
HCM 044	32	13702	4.4	11217	4.1	9098	3.8	7312	3.5	5843	3.1	4651	2.8	3691	2.4
	35	13033	4.6	10675	4.2	8671	3.9	6993	3.6	5619	3.3	4488	2.9	3506	2.5
	38	12363	4.7	10132	4.4	8244	4.0	6674	3.7	5394	3.4	4324	3.0	3321	2.5
	43	11720	5.1	9563	4.7	7735	4.3	6211	3.8	4963	3.5	3911	3.0	2925	2.5
HCM 050	32	13903	5.3	11736	4.8	9714	4.3	7928	3.9	6373	3.5	5045	3.0	3928	2.6
	35	13444	5.5	11256	5.0	9297	4.5	7568	4.0	6065	3.6	4781	3.1	3704	2.7
	38	12896	5.6	10776	5.1	8880	4.6	7208	4.1	5756	3.6	4518	3.2	3481	2.8
	43	-	-	9983	5.3	8192	4.8	6615	4.2	5249	3.8	4086	3.3	3116	2.8
HCM 056	32	15306	4.0	13187	4.0	11067	3.9	9144	3.6	7423	3.3	5916	3.0	4453	2.6
	35	14890	4.5	12660	4.4	10627	4.2	8782	3.9	7132	3.5	5634	3.1	4185	2.7
	38	14274	4.9	12133	4.7	10187	4.4	8419	4.2	6841	3.7	5351	3.2	3916	2.8
	43	-	-	11241	4.9	9398	4.6	7727	4.3	6238	3.9	4840	3.3	3505	2.8
HCM 064	32	18208	6.7	15411	6.2	12843	5.6	10510	5.1	8416	4.5	6558	4.0	4933	3.5
	35	17522	7.0	14823	6.4	12344	5.8	10093	5.3	8073	4.7	6282	4.1	4716	3.6
	38	16835	7.2	14234	6.6	11845	6.0	9676	5.4	7731	4.8	6006	4.2	4499	3.6
	43	-	-	13247	6.9	11019	6.3	8994	5.6	7175	4.9	5564	4.3	4154	3.7
HGM 072	32	19437	7.6	16655	6.9	14038	6.2	11607	5.6	9371	5.0	7343	4.4	5524	3.9
	35	18706	7.9	16023	7.1	13501	6.4	11157	5.8	9003	5.2	7049	4.6	5297	4.0
	38	17975	8.2	15392	7.4	12964	6.7	10707	6.1	8635	5.4	6754	4.7	5070	4.1
	43	-	-	14332	7.8	12072	7.0	9967	6.3	8034	5.6	6278	5.0	4705	4.4
HGM 080	32	22007	8.7	18839	7.9	15867	7.1	13109	6.4	10579	5.7	8285	5.0	6231	4.4
	35	21166	9.0	18118	8.2	15257	7.4	12602	6.7	10166	5.9	7958	5.2	5980	4.6
	38	20325	9.3	17397	8.4	14648	7.6	12095	6.9	9754	6.1	7630	5.4	5728	4.7
	43	-	-	16187	8.9	13634	8.0	11261	7.2	9080	6.4	7099	5.7	5323	5.0
HGM 100	32	25713	9.9	21882	9.1	18333	8.4	15090	7.6	12168	6.9	9569	6.2	7295	5.5
	35	24607	10.3	20923	9.4	17510	8.6	14390	7.8	11581	7.1	9084	6.3	6900	5.6
	38	23501	10.6	19963	9.7	16686	8.8	13690	8.0	10994	7.2	8599	6.4	6505	5.6
	43	-	-	-	-	15305	9.2	12527	8.3	10025	7.4	7802	6.5	5860	5.7
HGM 125	32	34782	12.8	29644	11.7	24805	10.7	20577	9.8	16681	8.9	13222	8.0	10192	7.2
	35	33327	13.3	28407	12.1	23831	11.1	19673	10.1	15932	9.1	12611	8.2	9707	7.3
	38	31872	13.7	27150	12.5	22757	11.4	18769	10.3	15182	9.3	12001	8.3	9222	7.4
	43	-	-	25035	13.1	20969	11.9	17277	10.7	13955	9.6	11011	8.6	8440	7.5
HGM 144	32	37990	14.7	32518	13.4	27429	12.2	22756	11.1	18530	10.1	14767	9.1	11465	8.1
	35	36324	15.2	31075	13.9	26193	12.6	21714	11.4	17667	10.3	14064	9.3	10907	8.2
	38	34659	15.7	29632	14.3	24958	12.9	20673	11.7	16803	10.5	13362	9.4	10349	8.3
	43	-	-	27184	15.0	22886	13.5	18944	12.1	15383	10.9	12218	9.6	9449	8.5
HGM 160	32	42207	16.5	36090	15.1	30415	13.7	25229	12.5	20554	11.3	16404	10.2	12777	9.1
	35	40405	17.1	34529	15.6	29082	14.1	24103	12.8	19617	11.6	15639	10.4	12165	9.2
	38	38603	17.7	32969	16.0	27747	14.5	22976	13.1	18681	11.8	14874	10.5	11553	9.3
	43	-	-	-	-	25492	15.2	21091	13.6	17128	12.2	13616	10.8	10556	9.3

Legenda:
 C.R. = Capacidade de refrigeração (kcal/h)
 P.C. = Potência Consumida (kW)
 T.E. = Temperatura de Evaporação (°C)
 T.A. = Temperatura Ambiente (°C)

Condições Nominais:
 Superaquecimento de 18 K
 Sub-resfriamento de 3 K

ANEXO E – Capacidades das válvulas de expansão DANFOSS

Capacidades

Tipo de válvula/orifício	Temp. de Cond. °C	R22					R134a					R404A/R507					R407C				
		Capacidade em [kW]					Capacidade em [kW]					Capacidade em [kW]					Capacidade em [kW]				
		Temp. de evaporação [°C]					Temp. de evaporação [°C]					Temp. de evaporação [°C]					Temp. de evaporação [°C]				
		-35	-30	-10	0	5	-30	-10	-5	0	5	-40	-35	-30	-10	0	-10	-5	0	5	10
T2/OX	25	0,49	0,51	0,55	0,54	0,51	0,35	0,40	0,41	0,41	0,40	0,33	0,35	0,37	0,42	0,41	0,59	0,59	0,59	0,58	0,55
T2/O0		0,95	1,00	1,1	1,1	1,1	0,61	0,73	0,75	0,77	0,77	0,61	0,66	0,70	0,85	0,88	1,2	1,2	1,3	1,3	1,2
T2/O1		1,6	1,7	2,4	2,7	2,7	0,88	1,3	1,5	1,6	1,6	0,96	1,1	1,2	1,8	2,1	2,5	2,7	2,9	3,1	3,2
T2/O2		2,2	2,5	3,5	3,9	3,9	1,2	1,9	2,0	2,1	2,2	1,3	1,5	1,7	2,6	3,0	3,7	4,0	4,3	4,5	4,6
T2/O3		3,9	4,3	6,2	6,9	7,0	2,2	3,3	3,6	3,8	4,0	2,4	2,7	3,1	4,7	5,4	6,6	7,1	7,6	8,1	8,3
T2/O4		5,7	6,4	9,1	10,2	10,5	3,2	4,8	5,2	5,6	5,9	3,5	4,0	4,6	7,0	8,0	9,8	10,6	11,4	12,0	12,5
T2/O5	7,3	8,0	11,6	13,0	13,3	4,0	6,1	6,6	7,1	7,5	4,5	5,1	5,8	8,9	10,2	12,4	13,4	14,4	15,2	15,7	
T2/O6	8,9	9,8	14,1	15,9	16,3	4,9	7,5	8,2	8,7	9,1	5,5	6,2	7,1	10,8	12,4	15,1	16,4	17,6	18,6	19,2	
T2/OX	35	0,53	0,55	0,60	0,61	0,60	0,37	0,44	0,45	0,45	0,46	0,32	0,34	0,36	0,42	0,43	0,61	0,62	0,63	0,63	0,62
T2/O0		1,0	1,1	1,2	1,3	1,3	0,64	0,79	0,83	0,86	0,88	0,59	0,64	0,69	0,86	0,92	1,3	1,3	1,3	1,4	1,4
T2/O1		1,7	1,8	2,6	3,0	3,2	0,93	1,4	1,6	1,7	1,9	0,92	1,1	1,2	1,8	2,2	2,7	2,9	3,1	3,3	3,5
T2/O2		2,3	2,6	3,8	4,4	4,7	1,3	2,0	2,2	2,4	2,6	1,2	1,4	1,7	2,7	3,2	3,9	4,3	4,6	5,0	5,3
T2/O3		4,1	4,6	6,8	7,9	8,4	2,3	3,6	4,0	4,4	4,7	2,2	2,6	3,0	4,8	5,7	7,0	7,6	8,3	8,9	9,4
T2/O4		6,1	6,8	10,1	11,8	12,5	3,4	5,3	5,8	6,4	6,9	3,3	3,9	4,5	7,1	8,5	10,3	11,3	12,3	13,3	14,2
T2/O5	7,7	8,6	12,8	14,9	15,8	4,2	6,7	7,4	8,1	8,8	4,3	4,9	5,6	9,0	10,7	13,0	14,3	15,6	16,7	17,8	
T2/O6	9,5	10,5	15,6	18,2	19,3	5,2	8,2	9,1	9,9	10,7	5,2	6,0	6,9	11,0	13,1	15,9	17,4	19,0	20	22	
T2/OX	45	0,55	0,57	0,64	0,65	0,64	0,38	0,45	0,47	0,48	0,49	0,29	0,31	0,33	0,40	0,42	0,62	0,63	0,64	0,64	0,64
T2/O0		1,0	1,1	1,3	1,4	1,4	0,65	0,82	0,86	0,90	0,94	0,55	0,60	0,64	0,83	0,90	1,3	1,3	1,3	1,4	1,4
T2/O1		1,7	1,9	2,8	3,2	3,4	0,96	1,5	1,7	1,8	2,0	0,85	0,98	1,1	1,8	2,1	2,7	2,9	3,2	3,4	3,7
T2/O2		2,4	2,7	4,0	4,8	5,1	1,3	2,1	2,4	2,6	2,8	1,1	1,3	1,5	2,6	3,2	3,9	4,3	4,7	5,2	5,6
T2/O3		4,3	4,8	7,2	8,5	9,2	2,3	3,8	4,2	4,7	5,1	1,9	2,3	2,7	4,6	5,7	7,0	7,7	8,5	9,2	9,9
T2/O4		6,3	7,1	10,7	12,7	13,7	3,4	5,6	6,2	6,9	7,6	3,0	3,5	4,1	6,9	8,4	10,4	11,5	12,6	13,8	14,9
T2/O5	8,0	9,0	13,6	16,1	17,3	4,3	7,0	7,8	8,7	9,6	3,8	4,4	5,2	8,7	10,6	13,2	14,5	15,9	17,3	18,7	
T2/O6	9,8	11,0	16,6	19,6	21	5,3	8,6	9,6	10,7	11,7	4,7	5,5	6,4	10,6	12,9	16,0	17,7	19,4	21	23	
T2/OX	55	0,56	0,58	0,65	0,67	0,67	0,38	0,45	0,47	0,49	0,50	0,26	0,28	0,30	0,37	0,39	0,60	0,61	0,62	0,63	0,63
T2/O0		1,1	1,1	1,3	1,4	1,4	0,63	0,81	0,86	0,90	0,95	0,48	0,53	0,57	0,75	0,82	1,2	1,2	1,3	1,3	1,3
T2/O1		1,7	1,9	2,8	3,3	3,6	0,95	1,5	1,7	1,9	2,0	0,74	0,86	1,0	1,7	2,0	2,6	2,9	3,1	3,4	3,6
T2/O2		2,3	2,6	4,1	5,0	5,4	1,2	2,1	2,4	2,7	2,9	0,82	1,0	1,3	2,4	2,9	3,8	4,2	4,7	5,1	5,6
T2/O3		4,3	4,8	7,4	8,9	9,6	2,2	3,8	4,3	4,8	5,3	1,5	1,8	2,2	4,2	5,3	6,8	7,5	8,3	9,1	9,9
T2/O4		6,4	7,2	11,0	13,3	14,4	3,4	5,7	6,4	7,2	7,9	2,4	2,9	3,5	6,3	7,8	10,1	11,3	12,4	13,7	14,9
T2/O5	8,1	9,1	14,0	16,7	18,1	4,2	7,0	8,0	9,0	10,0	3,0	3,7	4,4	7,9	9,9	12,8	14,2	15,7	17,2	18,7	
T2/O6	9,9	11,1	17,0	20	22	5,2	8,7	9,8	11,0	12,1	3,8	4,6	5,4	9,7	12,1	15,6	17,3	19,1	2,1	2,3	

1) Temperatura de condensação no ponto de ebulição.

Fator de correção

Refrigerante	Sub-resfriamento [K]										
	2	4	10	15	20	25	30	35	40	45	50
R22	0,98	1	1,06	1,11	1,15	1,20	1,25	1,30	1,35	1,39	1,44
R134a	0,98	1	1,08	1,13	1,19	1,25	1,31	1,37	1,42	1,48	1,54
R404A/R507	0,96	1	1,10	1,20	1,29	1,37	1,46	1,54	1,63	1,70	1,78
R407C	0,97	1	1,08	1,14	1,21	1,27	1,33	1,39	1,45	1,51	1,57

Quando o sub-resfriamento for = 4 K:
 1. Capacidade da instalação / Fator de correção – Valor da tabela

Exemplo:
 Refrigerante – R407C
 $Q_{nom} = 10 \text{ kW}$
 $t_c = 0^\circ\text{C}$
 $t_e = -55^\circ\text{C}$
 $\Delta t_{sub} = 25 \text{ K}$

Seleção:
 1. $10 \text{ kW} / 1,27 = 7,9 \text{ kW} \rightarrow \text{T2, Orifício 03}$



Válvula termostática + Orifício