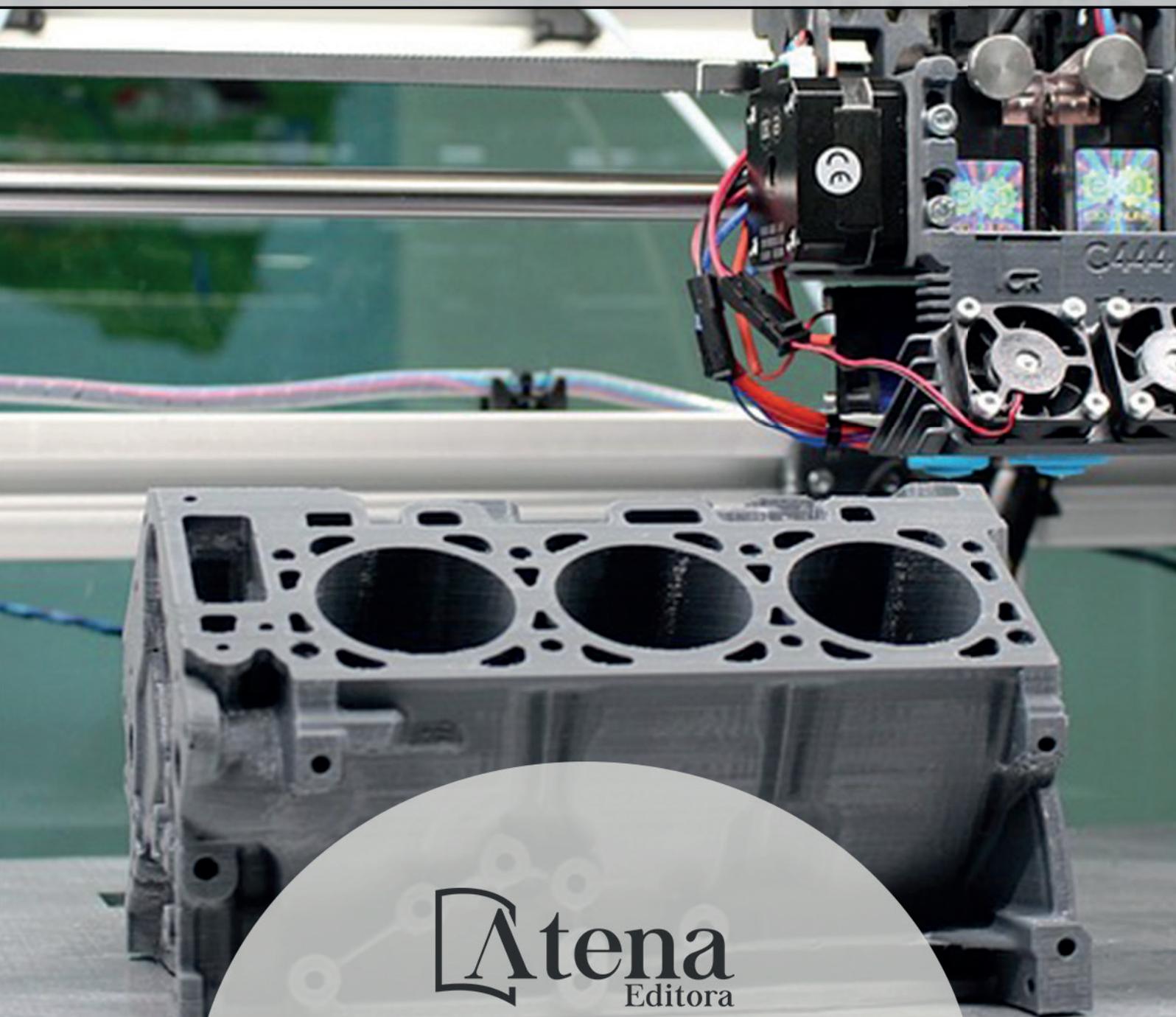


Engenharias Mecânica e Industrial: Projetos e Fabricação

Franciele Bonatto
Henrique Ajuz Holzmann
João Dallamuta
(Organizadores)



 **Atena**
Editora

Ano 2018

Franciele Bonatto
Henrique Ajuz Holzmann
João Dallamuta
(Organizadores)

Engenharias Mecânica e Industrial: Projetos e Fabricação

Atena Editora
2018

2018 by Atena Editora

Copyright © da Atena Editora

Editora Chefe: Profª Drª Antonella Carvalho de Oliveira

Diagramação e Edição de Arte: Geraldo Alves e Natália Sandrini

Revisão: Os autores

Conselho Editorial

Prof. Dr. Alan Mario Zuffo – Universidade Federal de Mato Grosso do Sul
Prof. Dr. Álvaro Augusto de Borba Barreto – Universidade Federal de Pelotas
Prof. Dr. Antonio Carlos Frasson – Universidade Tecnológica Federal do Paraná
Prof. Dr. Antonio Isidro-Filho – Universidade de Brasília
Profª Drª Cristina Gaio – Universidade de Lisboa
Prof. Dr. Constantino Ribeiro de Oliveira Junior – Universidade Estadual de Ponta Grossa
Profª Drª Daiane Garabeli Trojan – Universidade Norte do Paraná
Prof. Dr. Darllan Collins da Cunha e Silva – Universidade Estadual Paulista
Profª Drª Deusilene Souza Vieira Dall’Acqua – Universidade Federal de Rondônia
Prof. Dr. Eloi Rufato Junior – Universidade Tecnológica Federal do Paraná
Prof. Dr. Fábio Steiner – Universidade Estadual de Mato Grosso do Sul
Prof. Dr. Gianfábio Pimentel Franco – Universidade Federal de Santa Maria
Prof. Dr. Gilmei Fleck – Universidade Estadual do Oeste do Paraná
Profª Drª Girlene Santos de Souza – Universidade Federal do Recôncavo da Bahia
Profª Drª Ivone Goulart Lopes – Istituto Internazionele delle Figlie de Maria Ausiliatrice
Profª Drª Juliane Sant’Ana Bento – Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Prof. Dr. Julio Candido de Meirelles Junior – Universidade Federal Fluminense
Prof. Dr. Jorge González Aguilera – Universidade Federal de Mato Grosso do Sul
Profª Drª Lina Maria Gonçalves – Universidade Federal do Tocantins
Profª Drª Natiéli Piovesan – Instituto Federal do Rio Grande do Norte
Profª Drª Paola Andressa Scortegagna – Universidade Estadual de Ponta Grossa
Profª Drª Raissa Rachel Salustriano da Silva Matos – Universidade Federal do Maranhão
Prof. Dr. Ronilson Freitas de Souza – Universidade do Estado do Pará
Prof. Dr. Takeshy Tachizawa – Faculdade de Campo Limpo Paulista
Prof. Dr. Urandi João Rodrigues Junior – Universidade Federal do Oeste do Pará
Prof. Dr. Valdemar Antonio Paffaro Junior – Universidade Federal de Alfenas
Profª Drª Vanessa Bordin Viera – Universidade Federal de Campina Grande
Profª Drª Vanessa Lima Gonçalves – Universidade Estadual de Ponta Grossa
Prof. Dr. Willian Douglas Guilherme – Universidade Federal do Tocantins

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP) (eDOC BRASIL, Belo Horizonte/MG)

E57 Engenharias mecânica e industrial [recurso eletrônico] : projetos e fabricação / Organizadores Franciele Bonatto, Henrique Ajuz Holzmann, João Dallamuta. – Ponta Grossa (PR): Atena Editora, 2018.

Formato: PDF
Requisitos de sistema: Adobe Acrobat Reader
Modo de acesso: World Wide Web
ISBN 978-85-85107-76-5
DOI 10.22533/at.ed.765180511

1. Automação industrial. 2. Engenharia mecânica.
3. Produtividade industrial. I. Bonatto, Franciele. II. Holzmann, Henrique Ajuz. III. Dallamuta, João.

CDD 670.427

Elaborado por Maurício Amormino Júnior – CRB6/2422

O conteúdo dos artigos e seus dados em sua forma, correção e confiabilidade são de responsabilidade exclusiva dos autores.

2018

Permitido o download da obra e o compartilhamento desde que sejam atribuídos créditos aos autores, mas sem a possibilidade de alterá-la de nenhuma forma ou utilizá-la para fins comerciais.

www.atenaeditora.com.br

APRESENTAÇÃO

Surgida durante a Revolução Industrial na Europa no século XVIII, a Engenharia Mecânica de maneira sucinta, pode ser definida como o ramo da engenharia que se dedica a projetos, produção e manutenção de máquinas.

Nesta obra é conciliado estes dois fundamentos que são pilares na profissão de engenheiro mecânico; Projetos e fabricação. Felizmente é possível perceber que estes dois fundamentos da engenharia mecânica e industrial continuam sendo pontos fortes da formação de profissionais nesta área e dos docentes pesquisadores envolvidos neste processo.

Dessa forma, são apresentados trabalhos teóricos e vários resultados práticos de diferentes formas de aplicação e abordagens de projetos e fabricação no âmbito da engenharia.

Trabalhos envolvendo caracterização de materiais são importantes para a execução de projetos dentro de premissas de desempenho e econômicas adequadas. Eles continuam a ser a base da formação do engenheiro projetista cujo ofício se fundamenta na correta escolha de materiais para o design do produto em concepção.

Dentro deste livro também são contemplados temas eminentemente práticos emissão de motores de combustão interna, bancadas didáticas de bombeamento, tuneis de vento além de problemas clássicos da indústria como tubulações e lubrificação.

Um compendio de temas e abordagens que constituem a base de conhecimento de profissionais que se dedicam a projetar e fabricar sistemas mecânicos e industriais.

Boa leitura

Franciele Bonatto
Henrique Ajuz Holzmann
João Dallamuta

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1	1
ANÁLISE DE PROPRIEDADES MECÂNICAS E MICROESTRUTURAIS DO AÇO SAE 1020	
<i>Amadeu Santos Nunes Junior</i>	
<i>Rodrigo da Silva Miranda</i>	
<i>Adilto Pereira Andrade Cunha</i>	
CAPÍTULO 2	8
AJUSTE DE CURVAS DOS PARÂMETROS DE SOLIDIFICAÇÃO PARA AÇOS PRODUZIDOS POR LINGOTAMENTO CONTÍNUO	
<i>Lisiane Trevisan</i>	
<i>Juliane Donadel</i>	
<i>Bianca Rodrigues de Castro</i>	
CAPÍTULO 3	23
CARACTERIZAÇÃO MICROESTRUTURAL E DEFINIÇÃO DO PERCENTUAL DE CARBONO DE UM AÇO POR MEIO DA METALOGRAFIA QUANTITATIVA	
<i>Felipe Gomes dos Santos</i>	
<i>Lioudmila Aleksandrovna Matlakhova</i>	
CAPÍTULO 4	37
ANÁLISE DO COMPORTAMENTO DE COMPÓSITOS SANDUÍCHE COM NÚCLEO DE MADEIRA Balsa MEDIANTE ENSAIO DE DOBRAMENTO TRÊS PONTOS	
<i>Denilson Pablo Cruz de Oliveira</i>	
<i>Renata Portela de Abreu</i>	
<i>Pedro Augusto Silva de Sousa</i>	
<i>Abimael Lopes de Melo</i>	
CAPÍTULO 5	46
AVALIAÇÃO DE INCERTEZAS NA DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE CONDUTIVIDADE TÉRMICA PELO MÉTODO DE PLACA QUENTE	
<i>Wênio Fhará Alencar Borges</i>	
<i>Eduardo Corte Real Fernandes</i>	
<i>Oyama Douglas Queiroz de Oliveira Filho</i>	
<i>Alex Maurício Araújo</i>	
CAPÍTULO 6	55
ANÁLISE DA EFICIÊNCIA DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA A PARTIR DA VARIAÇÃO NA REGULAGEM DAS VÁLVULAS DE ADMISSÃO E EXAUSTÃO	
<i>Fernanda de Souza Silva</i>	
<i>Adriano Sitônio Rumão</i>	
<i>Marcos da Silva Gonçalves Júnior</i>	
<i>Daniel Lira da Silva Figueiredo</i>	
<i>Bráulio Alexandre Alves de Lima</i>	
CAPÍTULO 7	66
ANÁLISE DE EMISSÃO DE GASES DO MOTOR HORIZONTAL BRIGGS AND STRATTON INTEK 10 HP BAJA SAE	
<i>Bruno Silvano da Silva</i>	
<i>Daniel Willemam Trindade</i>	
<i>Elias Rocha Gonçalves Júnior</i>	
<i>Virgínia Siqueira Gonçalves</i>	
<i>Claudio Luiz Melo de Souza</i>	

CAPÍTULO 8 79

ROTEIRO TÉCNICO PARA CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA EM CÂMARAS FRIGORÍFICAS UTILIZADAS EM ESTABELECIMENTOS COMERCIAIS

Ismael de Marchi Neto
Rodrigo Corrêa da Silva
Mateus de Souza Goulart
Rafael Sene de Lima
Ricardo de Vasconcelos Salvo

CAPÍTULO 9 97

UTILIZAÇÃO DE SISTEMA SOLAR FOTOVOLTAICO PARA REFRIGERAÇÃO DE PARADAS DE ÔNIBUS EM TERESINA-PI

Wênio Fhará Alencar Borges
Armystron Gonçalves Ferreira Araújo
Alexsione Costa Sousa
Luciane Norberto Menezes de Araújo
Maria Onaira Gonçalves Ferreira

CAPÍTULO 10 108

DESENVOLVIMENTO DE UMA BANCADA DIDÁTICA PARA DETERMINAÇÃO DE CURVA DE CURVA CARACTERÍSTICA DE BOMBA CENTRÍFUGA

Janio Marreiros Gomes,
Ighor Caetano Silva Ferreira,
Adriano do Amor Divino Guilhon Serra,
Paulo Roberto Campos Flexa Ribeiro Filho,
Wellington de Jesus Sousa Varella,
Thymisson Sousa da Paixão,

CAPÍTULO 11 120

INTRODUÇÃO À ANÁLISES HIDRÁULICAS ATRAVÉS DO ESTUDO DO COMPRIMENTO CARACTERÍSTICO EM TUBULAÇÕES

Rafael Costa Da Silva
Luiz Carlos Cordeiro Junior

CAPÍTULO 12 132

PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UM MINI TUNEL DE VENTO DIDÁTICO DE BANCADA EXPERIMENTAL PARA ESTUDOS AERODINÂMICOS

Diógenes Leite Souza
Fernando Lima de Oliveira

CAPÍTULO 13 151

ANÁLISE DE VIBRAÇÕES MECÂNICAS NO MOTOR DO CARRO ARRANCADA

Paulo Rutenberg Madeira Santos
Higor Leandro Veiga da Silva

CAPÍTULO 14 158

ANÁLISE DO ESCOAMENTO DO ÓLEO BASE DE UMA GRAXA MINERAL EM DIFERENTES CONDIÇÕES DE CONTAMINAÇÃO

Ana Cláudia Marques
Bruno Henrique Viana Mendes
Jorge Nei Brito

CAPÍTULO 15 167

MEDIDOR DE CONDUTIVIDADE ELÉTRICA EM MEIOS LÍQUIDOS NA OBTENÇÃO DE SOLUÇÕES EM ENGENHARIA

Vagner dos Anjos Costa
Cochiran Pereira dos Santos

*Antonio Cardoso Ferreira
Jubiraí José Galliza Júnior
Fabrício Oliveira Silva
Fabio Santos de Oliveira
Silvio Leonardo Valença*

CAPÍTULO 16..... 179

ESTUDO EXPERIMENTAL DE GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA ATRAVÉS DE ONDAS E CORRENTES MARÍTIMAS

*Reginaldo Nunes da Silva
Patrícia do Nascimento Pereira
Fernando Lima de Oliveira*

CAPÍTULO 17 186

USO DO SENSOR HC – SR04 COM O ARDUINO UNO: UMA ANÁLISE DE ERROS DE MEDIÇÃO ENVOLVENDO AS BIBLIOTECAS ULTRASONIC E NEW PING

*Lucas Santin Bianchin
Rogério Bido
Vanessa Carina Dal Mago
Alexsander Furtado Carneiro*

CAPÍTULO 18..... 198

MODERNIZAÇÃO E ADEQUAÇÃO DE ESTAÇÃO DE TRATAMENTO DE ÁGUA ATRAVES DA IMPLANTAÇÃO DE REDE INDUSTRIAL E SISTEMA SCADA EM WINCC RT

*Fabrício Roosevelt Melo da Silva
Diego Antônio de Moura Fonseca
Andrés Ortiz Salazar*

SOBRE O ORGANIZADORES..... 213

ROTEIRO TÉCNICO PARA CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA EM CÂMARAS FRIGORÍFICAS UTILIZADAS EM ESTABELECIMENTOS COMERCIAIS

Ismael de Marchi Neto

Universidade Tecnológica Federal do Paraná,
Departamento de Engenharia Mecânica, Grupo de
Pesquisa em Energia e Ciências Térmicas
Londrina - PR

Rodrigo Corrêa da Silva

Universidade Tecnológica Federal do Paraná,
Departamento de Engenharia Mecânica, Grupo de
Pesquisa em Energia e Ciências Térmicas
Londrina - PR

Mateus de Souza Goulart

Universidade Tecnológica Federal do Paraná,
Departamento de Engenharia Mecânica, Grupo de
Pesquisa em Energia e Ciências Térmicas
Londrina - PR

Rafael Sene de Lima

Universidade Tecnológica Federal do Paraná,
Departamento de Engenharia Mecânica, Grupo de
Pesquisa em Energia e Ciências Térmicas
Londrina - PR

Ricardo de Vasconcelos Salvo

Universidade Tecnológica Federal do Paraná,
Departamento de Engenharia Mecânica, Grupo de
Pesquisa em Energia e Ciências Térmicas
Londrina - PR

RESUMO: O presente capítulo apresenta um roteiro prático para avaliação e anteprojeto de câmaras frigoríficas utilizadas em estabelecimentos comerciais através do

levantamento da carga térmica. O roteiro proposto baseia-se fundamentalmente em princípios de termodinâmica e de transferência de calor discutidos em normas e referências técnicas. As diversas fontes de carga térmica que contribuem para aumento da quantidade de energia a ser retirada de câmaras frigoríficas típicas são avaliadas, entre as quais destacam-se: energia a ser retirada dos produtos, transmissão de calor, infiltração, ocupação e outras fontes internas de calor. Paralelamente à fundamentação teórica, um estudo de caso de uma câmara frigorífica com capacidade de armazenamento de 2,50 toneladas é apresentado.

PALAVRAS-CHAVE: carga térmica, câmara frigorífica, refrigeração, energia.

ABSTRACT: This chapter presents a practical guide for evaluating and designing cold rooms in supermarkets and warehouses by calculating the cooling load. The guide is based on principles of thermodynamics and heat transfer described in standards and technical references. The various load sources contributing to increase the energy to be removed from typical cold rooms are evaluated such as: removal of energy from a product, heat transfer, infiltration, occupation, and other internal sources of heat. In parallel with the theoretical basis, a case study of a cold room with storage capacity of 2.50 tons is

presented.

KEYWORDS: cooling load, cold room, refrigeration, energy.

1 | INTRODUÇÃO

Sistemas de refrigeração são de fundamental importância para armazenamento de alimentos em estabelecimentos comerciais, sendo a câmara frigorífica um dos principais equipamentos em supermercados e centros de distribuição. Apesar de sua ampla utilização, inúmeros operadores, técnicos de manutenção, supervisores, gerentes e proprietários dos estabelecimentos comerciais desconhecem os aspectos relacionadas ao consumo de energia desses equipamentos. O consumo de energia não está somente relacionado com a temperatura interna das câmaras frigoríficas, mas também com a carga térmica. Somente com esse parâmetro devidamente monitorado, o sistema de refrigeração poderá operar sob condições energéticas favoráveis à redução do consumo de energia. Outras práticas também podem contribuir para a reduzir o consumo. É recomendável, por exemplo, evitar a obstrução da circulação de ar na saída dos evaporadores e evitar abertura desnecessária das portas de acesso. A manutenibilidade do isolamento térmico da câmara frigorífica e das tubulações deve ser privilegiada. Além disso, tarefas de manutenção das tubulações, válvulas, compressor, condensador, evaporador e do sistema elétrico devem ser executadas com periodicidade adotando técnicas atualizadas.

O presente capítulo apresenta um roteiro técnico para cálculo da carga térmica de câmara frigorífica aplicadas em estabelecimentos comerciais com vistas à avaliação do desempenho energético e anteprojeto de sistemas de refrigeração. Ao invés de apresentar um roteiro exaustivamente teórico, fundamentado em aspectos físicos relacionados à termodinâmica e transferência de calor, os autores optam por apresentar de forma didática o procedimento para contabilização da carga térmica estabelecido em normas (ASHRAE e NBR 16401-1) e referências bibliográficas consolidadas na área de refrigeração (Stoecker 1985; Hundy, Trott, Welch, 2008). Regulamentações estabelecidas por órgãos governamentais, como Agência Nacional de Vigilância Sanitária e Secretaria de Saúde, são também consideradas. De modo a facilitar a compreensão pelo leitor, o roteiro de cálculo da carga térmica é exemplificado através de um estudo de caso de uma câmara frigorífica típica com capacidade de armazenamento de 2,50 toneladas de carne bovina.

2 | SISTEMA TÍPICO DE REFRIGERAÇÃO COMERCIAL

Uma câmara frigorífica pode ser definida como um ambiente refrigerado e isolado termicamente, onde no interior são mantidas condições de temperatura e umidade

necessárias para o armazenamento e conservação de gêneros alimentícios durante um intervalo de tempo. Enquanto a temperatura é controlada por um sistema de refrigeração, a umidade pode ser controlada por um sistema de umidificação independente. O leitor deve ter em mente que cada câmara frigorífica possui peculiaridades de acordo com as características do produto a ser armazenado e das rotinas operacionais do estabelecimento onde a mesma encontra-se instalada. Por exemplo, câmaras frigoríficas com temperaturas da ordem de $0,00^{\circ}\text{C}$ e elevados valores de umidade são aplicadas à conservação de alimentos frescos por curtos períodos de tempo, como no caso de pontos de venda no varejo. Além das características operacionais, as câmaras frigoríficas se diferenciam em relação aos aspectos construtivos, podendo ser de alvenaria ou pré-moldadas, por exemplo.

Os sistemas de refrigeração aplicados em câmaras frigoríficas comerciais operam normalmente segundo um ciclo de compressão a vapor conforme Figura 1. Nesse sistema, o fluido refrigerante tem sua pressão elevada através de um compressor antes de ser direcionado para um condensador, onde o vapor é transformado em líquido através da rejeição de calor para o ambiente externo. Em seguida, o fluido refrigerante tem sua pressão reduzida antes de ter seu estado alterado para vapor através da troca de calor com o ar contido no interior da câmara frigorífica por meio de um evaporador. O evaporador é um trocador de calor onde o refrigerante muda de fase no interior dos tubos – normalmente aletados – enquanto o ar do interior da câmara frigorífica é forçado a circular externamente através de ventiladores.

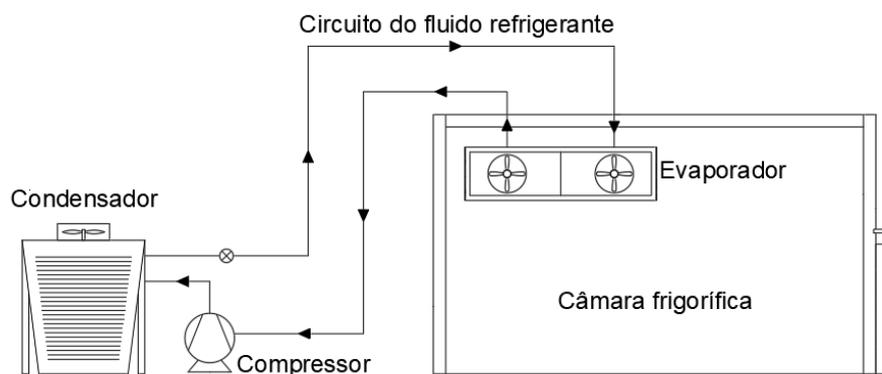


Figura 1. Exemplo típico de uma câmara frigorífica acoplada a um sistema de refrigeração.

3 | CARGA TÉRMICA

A quantidade de energia na forma de calor que deve ser removida do interior da câmara frigorífica através da vaporização do fluido refrigerante que circula no interior do evaporador é denominada carga térmica (Figura 2). Quando um produto é resfriado ou congelado, uma carga térmica é imposta ao sistema de refrigeração. Portanto, quanto menor for o nível de temperatura de armazenagem de um determinado produto, maior é a quantidade de energia que deve ser removida pelo sistema de

refrigeração e, conseqüentemente, maior é a carga térmica e o consumo de energia do sistema de refrigeração. A carga térmica total também depende de outros fatores além daqueles relacionados ao gênero alimentício armazenado. A espessura e o material do isolamento térmico aplicados nas câmaras frigoríficas desempenham papel crucial na carga térmica, uma vez que calor incide a partir do ambiente externo o qual encontra-se a níveis mais elevados de temperatura. Equipamentos instalados internamente – como por exemplo, motores elétricos dos evaporadores, talhas elétricas, empilhadeiras, luminárias, etc – também dissipam calor e, portanto, essa energia deve ser removida pelo sistema de refrigeração para que os níveis de temperatura desejados sejam mantidos. Outra fonte que contribui significativamente para o aumento da carga térmica inclui a frequência e o tempo com que os operadores acessam o interior da câmara frigorífica.

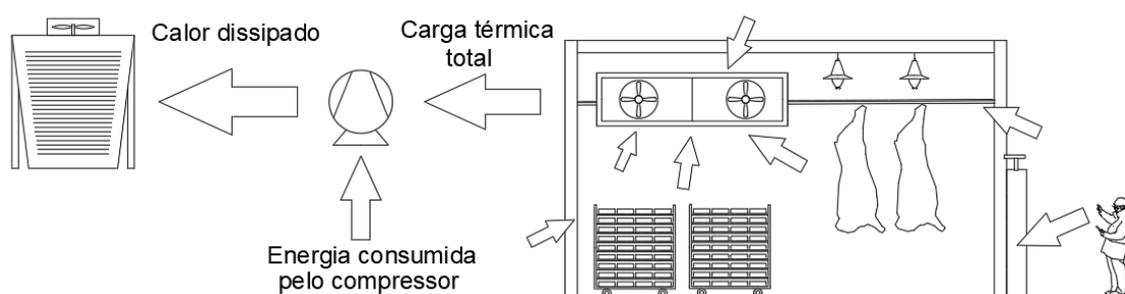


Figura 2. Remoção da carga térmica total de uma câmara frigorífica através do sistema de refrigeração.

4 | APRESENTAÇÃO DO ESTUDO DE CASO

O roteiro de cálculo da carga térmica é exemplificado para uma câmara frigorífica de um estabelecimento comercial varejista da cidade de Londrina. A câmara frigorífica do tipo pré-moldada encontra-se instalada no interior da edificação e possui uma área de 25,00 m² e um pé-direito de 3,00 m, sendo destinada exclusivamente à estocagem de carcaças bovinas. Em média, dez carcaças bovinas de 250,00 kg encontram-se resfriadas continuamente a uma temperatura de -1,00°C; as carcaças sem embalagem encontram-se penduradas e afastadas uma das outras com distância suficiente, favorecendo a troca de calor com o ar que circula internamente. A câmara frigorífica não apresenta controle de umidade. Os painéis isolantes pré-moldados são construídos em poliuretano expandido com espessura de 100,00 mm. Na parte superior da câmara frigorífica, um evaporador equipado com seis ventiladores axiais acionados por motores elétricos de 0,50 cv encontra-se instalado. Uma luminária equipada com módulos de *LED* (*light emitting diode*) é utilizada. Durante o expediente, apenas um operador é responsável pelo controle dos produtos armazenados. O acesso ao interior da câmara frigorífica é realizado por meio uma porta giratória apropriada para esta finalidade. Em média, 60 acessos diários são realizados pelo operador.

5 | ROTEIRO DE CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA

A carga térmica total é determinada através do cálculo individualizado das diversas fontes responsáveis por dissipar energia no interior da câmara frigorífica. As principais fontes de cargas térmica em estabelecimentos comerciais são discutidas nas próximas seções.

5.1 Carga térmica referente aos produtos (Q_p)

A carga térmica referente ao produto está relacionada com a energia que deve ser removida dos gêneros alimentícios através da redução da temperatura e da alteração estado físico devido ao congelamento. Além disso, alguns produtos, principalmente frutas e vegetais frescos, encontram-se biologicamente ativos durante o período de armazenamento; O_2 do ar é consumido e CO_2 e calor são liberados. Esse calor é comumente definido como calor de respiração.

Apartir da Equação 1 e 2, a carga térmica dos produtos (Q_p) pode ser contabilizada, onde $Q_{S,AC}$ representa o calor sensível dos produtos antes do congelamento, $Q_{S,DC}$ o calor latente devido ao congelamento, $Q_{L,C}$ o calor sensível depois do congelamento e Q_R é o calor de respiração. Nas referidas equações, m representa a quantidade de carne armazenada (kg), c calor específico (kcal/kg.°C), c_R é o calor de respiração (kcal/kg) e ΔT a variação entre a temperatura de entrada do produto e a temperatura no interior da câmara frigorífica (°C). As propriedades termofísicas dos gêneros alimentícios comumente armazenados em câmaras frigoríficas são apresentadas nas Tabelas 1 e 2.

$$Q_p = Q_{S,AC} + Q_{L,C} + Q_{S,DC} + Q_R \quad (1)$$

$$Q_p = (m \cdot c \cdot \Delta T)_{S,AC} + (m \cdot L)_{L,C} + (m \cdot c \cdot \Delta T)_{S,DC} + m \cdot c_R \quad (2)$$

Para a contabilização da carga térmica referente ao produto do estudo de caso, apenas a parcela referente ao calor sensível do produto antes do congelamento é considerada, uma vez que a câmara destina-se exclusivamente ao resfriamento de carcaças bovinas até -1,00°C. Portanto, os termos relativos ao calor latente (), calor sensível depois do congelamento () e o calor relativo a taxa de respiração () são desprezados.

A variação da temperatura é facilmente determinada, pois a temperatura no interior da câmara é de -1,00°C e a temperatura máxima para transporte de carnes em geral deve ser de 7,00°C, segundo a resolução estabelecida em SESA (2013). Portanto, a variação entre a temperatura de entrada do produto e a temperatura no interior da câmara frigorífica é de 8,00°C. Através da Tabela 2, pode-se encontrar o calor específico da carne bovina fresca (0,60 kcal/kg.°C.24h), antes do congelamento. Dessa forma, calcula-se a carga térmica referente aos produtos conforme a seguir.

$$Q_p = 2500,00 \text{ kg} \cdot 0,60 \frac{\text{kcal}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C} \cdot 24\text{h}} \cdot 8,00^\circ\text{C}$$

$$= 12.000,00 \frac{\text{kcal}}{24\text{h}}$$
(3)

	Produtos	UR (%)	Calor Específico (Antes Cong.) (kcal/kg.°C)	Calor Específico (Pós Cong.) (kcal/kg.°C)	Calor Latente (Kcal/kg)	Ponto Cong. (°C)	Calor de Respiração (Kcal/Kg.24h)
Frutas	Melancia	85 - 90	0,97	0,48	73,00	-1,60	-
	Laranja	85 - 90	0,90	0,46	69,00	-2,20	0,22
	Abacate	85 - 90	0,91	0,49	76,00	-2,70	3,70 - 11,00
	Banana	85 - 95	0,80	0,42	60,00	-2,20	2,50
	Morango Fresco	50 - 90	0,92	-	-	-	-
	Limão	85 - 90	0,92	0,46	71,00	-2,20	0,23
	Tangerina	90 - 95	0,93	0,51	70,00	-2,20	0,90
	Manga	85 - 90	0,09	0,46	74,00	0	-
	Maçã	85 - 90	0,86	0,45	67,00	-2,00	0,25
	Melão	85 - 90	0,84	0,48	73,00	-1,70	0,55
	Pêra	85 - 90	0,86	0,45	66,00	-2,00	0,21
	Pêssego Fresco	85 - 90	0,46	0,46	70,00	-2,20	-
	Uva Itália	80 - 85	0,90	0,46	70,00	-3,20	-
Verduras e legumes	Beterraba	90 - 95	0,90	0,46	70,00	-0,50	0,75
	Brócolis	90 - 95	0,92	0,47	72,00	-1,60	3,00 - 4,70
	Cenoura Fresca	90 - 95	0,90	-	-	-	0,60
	Couve-Flor	90 - 95	0,93	0,47	73,00	-1,00	4,25
	Repolho	90 - 95	0,94	0,47	73,00	-0,40	0,50
	Pepino	90 - 95	0,97	0,49	76,00	-0,80	-
	Cebola	70 - 75	0,90	0,46	69,00	-1,00	0,20 - 0,30
	Feijão Fresco	85 - 90	0,91	0,47	71,00	-1,30	2,00
	Alface Americana	90 - 95	0,96	0,48	76,00	-0,40	0,65
	Batata	85 - 90	0,82	0,43	62,00	-1,70	0,35 - 0,50
	Pimentão	85 - 90	0,94	0,47	73,00	-1,00	1,30
	Tomate Maduro	85 - 90	0,95	0,48	74,00	-1,00	3,50
	Variedades	Água	70 - 75	1,00	0,50	80,00	0,00
Cervejas		-	0,92	0,47	72,00	-2,20	-
Manteiga		-	0,64	0,34	8,00	-1,00	-
Farinhas		40 - 65	0,38	0,28	-	-	-
Sorvete		65 - 70	0,78	0,45	53,00	-2,80	-
Leite A/B		-	0,93	0,49	69,00	-0,50	-
Margarina		-	0,32	0,25	12,00	-	-
Óleo		-	-	-	-	-	-
Pão Congelado		-	0,70	0,34	-26,00	-	-
Ovos Frescos		80 - 85	0,76	-	-	-	-

Tabela 1. Propriedades de frutas, verduras, legumes e demais gêneros alimentícios.

Fonte: Adaptado de Tecumseh, 2015.

Produtos	UR (%)	Calor Específico (Antes Cong.) (kcal/kg.°C)	Calor Específico (Pós Cong.) (kcal/kg.°C)	Calor Latente (Kcal/kg)	Ponto Cong. (°C)	Tempo Cons. (Aproximado)
Cordeiro Fresco	85 - 90	0,67	-	-	-	5 - 12 dias
Fígado	80 - 95	0,72	0,40	52,00	-1,70	14 dias
Lombo	85 - 90	0,68	0,38	48,00	-2,80	7 - 12 dias
Suíno Congelado	90 - 95	-	0,38	48,00	-2,20	4 - 6 meses
Suíno Fresco	85 - 90	0,68	-	-	-	3 - 7 dias
Carne Bov. Gorda Cong.	90 - 95	-	0,35	44,00	-2,20	6 - 9 meses
Carne Bov. Gorda Fresca	88 - 92	0,60	-	-	-	1 - 6 semanas
Carne Bov. Magra Cong.	90 - 95	-	0,40	56,00	-1,70	6 - 9 meses
Carne Bov. Magra Fresca	88 - 92	0,77	-	-	-	1 - 6 semanas
Bucho	85	0,50	0,30	14,00	-	2 - 6 semanas
Aves Congeladas	90 - 95	-	0,37	59,00	-2,80	9 - 10 meses
Aves Frescas	85 - 90	0,79	-	-	-	1 semana
Presunto	85 - 90	0,68	0,38	48,00	-2,80	7 - 12 dias
Salame	-	0,89	0,56	52,00	-3,30	-
Peixe Gordo Congelado	85 - 90	-	0,38	50,00	-2,20	2 meses
Peixe Gordo	85 - 90	0,70	-	-	-	1 semana
Peixe Magro Congelado	85 - 90	-	0,45	68,00	-1,70	3 - 4 meses
Peixe Magro Fresco	85 - 90	0,86	-	-	-	5 - 15 dias

Tabela 2. Propriedades de carnes, embutidos e outros gêneros alimentícios.

Fonte: Adaptado de Tecumseh (2014).

5.2 Carga térmica referente a embalagens (Q_c)

Inúmeros gêneros alimentícios encontram-se embalados em latas ou embalagens de vidro, por exemplo. Além disso, a armazenagem e transporte dos produtos é realizado com auxílio de *pallets*, caixas de papelão e embalagens plásticas. As embalagens encontram-se em equilíbrio térmico com o produto durante a maior parte do tempo e, portanto, durante o resfriamento no interior de câmaras frigoríficas, as embalagens também têm sua temperatura reduzida através do sistema de refrigeração. Assim, quando um gênero alimentício é armazenado, o engenheiro projetista deve avaliar se a quantidade em termos de massa das embalagens é considerável. Em inúmeras situações, recomenda-se que a carga térmica referente as embalagens seja contabilizada através da Equação 4, onde c é agora o calor específico de cada

embalagem (kcal/kg.°C) e ΔT (°C) a variação entre a temperatura de entrada do produto – o qual encontra-se em equilíbrio térmico com as embalagens – e a temperatura no interior da câmara frigorífica. O calor específico de materiais aplicados tipicamente em embalagens é apresentado na Tabela 3.

$$Q_e = (m \cdot c \cdot \Delta T)_{e,1} + (m \cdot c \cdot \Delta T)_{e,2} + \dots + (m \cdot c \cdot \Delta T)_{e,n} \quad (4)$$

Para o estudo de caso apresentado, essa fonte de carga térmica é desconsiderada, uma vez que as carcaças bovinas são armazenadas sem embalagem.

Tipo de embalagem	Calor específico (Kcal/h/Kg.°C)
Alumínio	0,20
Vidro	0,20
Aço	0,10
Madeira	0,60
Papelão/Cartão	0,35
Caixas plásticas	0,40

Tabela 3. Calor específico dos principais tipos de embalagens.

5.3 Carga térmica referente à transmissão de calor (Q_t)

A carga térmica referente à infiltração de calor depende essencialmente da diferença de temperatura entre o ambiente externo e da superfície externa da câmara frigorífica. Essa diferença de temperatura é minimizada por uma espessura adequada de material isolante. Inúmeras são as opções de materiais isolantes, todavia, grande parte das câmaras frigoríficas são construídas com poliuretano devido à sua baixa condutividade térmica, alta resistência à compressão, aliada a uma baixa densidade. Além disso, o poliuretano possui boa impermeabilidade e a resistência à propagação de chama é satisfatória.

Para o cálculo da carga térmica referente à transmissão de calor, todas as áreas de superfície da câmara frigorífica em contato com o ambiente externo devem ser contabilizadas. Em estabelecimentos comerciais é muito comum que as câmaras frigoríficas sejam instaladas no interior das edificações, o que contribui para a redução da transferência de calor por radiação a partir do ambiente externo. Através da Equação 5, a quantidade total de calor transferido é determinada em kcal, onde A representa a área total das superfícies (m^2) e o *Fator 1* o coeficiente total de transmissão de calor (kcal/ $m^2 \cdot 24h$), estimado a partir da Tabela 4, em função do tipo e espessura do isolante e da diferença de temperatura.

$$Q_t = A \cdot \text{Fator 1} \quad (5)$$

Material	Poliuretano (Placa)			Poliuretano (Painel)			
	Espeçura (mm)	50,00	75,00	100,00	50,00	75,00	100,00
ΔT ($^{\circ}C$) entre temperatura do ambiente e interna	1,00	9,50	6,40	4,80	8,30	5,50	4,20
	10,00	95,00	64,00	48,00	83,00	55,00	42,00
	15,00	143,00	95,00	72,00	125,00	83,00	62,00
	20,00	191,00	127,00	95,00	166,00	111,00	83,00
	23,00	220,00	146,00	110,00	191,00	128,00	96,00
	25,00	239,00	159,00	119,00	208,00	139,00	104,00
	28,00	267,00	178,00	134,00	233,00	155,00	116,00
	30,00	286,00	191,00	143,00	250,00	166,00	125,00
	33,00	315,00	210,00	157,00	275,00	183,00	137,00
	35,00	334,00	223,00	167,00	291,00	194,00	140,00
	38,00	363,00	242,00	181,00	316,00	211,00	158,00
	40,00	382,00	255,00	191,00	333,00	222,00	166,00
	43,00	410,00	274,00	205,00	358,00	238,00	179,00
	45,00	429,00	286,00	215,00	374,00	250,00	187,00
	48,00	458,00	305,00	229,00	399,00	266,00	200,00
	50,00	477,00	318,00	239,00	416,00	277,00	208,00
	53,00	506,00	337,00	253,00	441,00	294,00	220,00
	55,00	525,00	350,00	262,00	458,00	305,00	229,00
	58,00	554,00	369,00	277,00	483,00	322,00	241,00
	60,00	573,00	382,00	286,00	499,00	333,00	250,00
63,00	600,00	401,00	300,00	524,00	349,00	262,00	
65,00	620,00	414,00	310,00	541,00	361,00	270,00	
68,00	650,00	433,00	351,00	566,00	377,00	283,00	

Tabela 4. Coeficiente total de transmissão de calor em kcal/m².24h.

Fonte: Adaptado de Tecumseh (2014).

No presente estudo de caso, a área total das superfícies totaliza 110,00 m². O isolamento térmico é constituído de poliuretano na forma de painel com 100,00 mm de espessura. Recomenda-se que a temperatura do ambiente seja estimada a partir da norma NBR 16401-1 (2008). A temperatura de bulbo seco (TBS) de Londrina é considerada como sendo de aproximadamente 32,80°C em uma frequência anual de 1,00%. Para uma temperatura interna da câmara frigorífica de -1,00°C, o gradiente de temperatura é de 33,80°C. Com os valores da diferença de temperatura e a espessura do isolamento, pode-se obter através da Tabela 4 o *Fator 1* de 138,20 kcal/m².24h, através de interpolação linear. Assim, a carga térmica devido a transmissão de calor é calculada por:

$$\begin{aligned}
 Q_t &= 110,00 \text{ m}^2 \cdot 138,20 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot 24\text{h}} \\
 &= 15.202,00 \frac{\text{kcal}}{24\text{h}}
 \end{aligned}
 \tag{6}$$

5.4 Carga térmica referente à infiltração de calor (Q_i)

A infiltração de ar externo, devido a abertura das portas de acesso por exemplo, pode contribuir significativamente no aumento da temperatura interna da câmara frigorífica e, conseqüentemente, na carga térmica total. Segundo Carvalho (2001), essa carga térmica representa o calor infiltrado no interior da câmara devido frequência de aberturas das portas, conforme a Equação 7.

$$Q_i = V \cdot N \cdot \text{Fator 2} \cdot \text{Fator 3} \cdot (1 - E)
 \tag{7}$$

Nessa equação, V representa o volume da câmara frigorífica (m^3) e N o número de abertura de portas por dia. O *Fator 2* representa a troca de ar devido abertura de portas em 24 horas, sendo obtido através da Tabela 5. O *Fator 3* contabiliza o ganho de energia por m^3 de câmara relacionado com a temperatura e a umidade, sendo obtido através da Tabela 6. Já a efetividade do dispositivo de proteção, representada por E , está diretamente relacionada com emprego de cortinas de ar apropriada ou de portas tipo impacto, as quais contribuem por reduzir a carga de infiltração do ar externo no interior da câmara frigorífica; Gimenez (2017) recomenda a adoção de um valor de E entre 0,85 e 0,95 para o caso de portas com cortinas de tiras e portas deslizantes. A efetividade das cortinas de ar é geralmente menor que 0,7.

P/ Câmara de conversão c/ Temp. > 0°C				P/ Câmara de conversão c/ Temp. < 0°C			
Vol. (m³)	Nº Troca de Ar (24h)	Vol. (m³)	Nº Troca de Ar (24h)	Vol. (m³)	Nº Troca de Ar (24h)	Vol. (m³)	Nº Troca de Ar (24h)
5,00	47,00	200,00	6,00	5,00	36,00	200,00	4,50
7,00	39,00	300,00	5,00	7,00	30,00	300,00	3,70
10,00	32,00	400,00	4,10	10,00	24,00	400,00	3,20
15,00	26,00	500,00	3,60	15,00	20,00	500,00	2,80
20,00	22,00	700,00	3,00	20,00	17,00	700,00	2,30
25,00	19,00	1000,00	2,50	25,00	15,00	1000,00	1,90
30,00	17,00	1200,00	2,20	30,00	13,00	1200,00	1,70
40,00	15,00	1500,00	2,00	40,00	11,00	1500,00	1,50
50,00	13,00	2000,00	1,70	50,00	10,00	2000,00	1,30
60,00	12,00	3000,00	1,40	60,00	9,00	3000,00	1,10
80,00	10,00	4000,00	1,20	80,00	8,00	4000,00	1,10
100,00	9,00	5000,00	1,10	100,00	7,00	5000,00	1,00
125,00	8,00	10000,00	0,95	125,00	6,00	10000,00	0,80
150,00	7,00	15000,00	0,90	150,00	5,50	15000,00	0,80

Tabela 5. Troca de ar por abertura de portas ou infiltração em 24h.

Fonte: Adaptado de Tecumseh (2014).

Temp. da Câmara em °C	Condições externas (temperatura de bulbo seco e umidade)								
	30°C			35°C			40°C		
	40%	50%	60%	40%	50%	60%	40%	50%	60%
10	9,50	11,50	13,60	13,60	16,50	19,20	18,70	22,00	26,00
5	12,30	14,40	16,50	16,50	19,40	22,20	21,70	25,00	29,20
0	15,10	17,20	19,40	19,40	25,20	24,70	28,70	28,00	32,30
-5	18,00	20,10	22,30	22,30	25,30	28,20	27,70	32,00	35,50
-10	20,40	22,50	24,80	24,80	27,90	30,80	30,30	34,00	38,20
-15	23,00	25,20	27,50	27,50	30,70	33,70	33,20	37,00	41,20
-20	25,40	27,60	30,00	30,00	33,20	36,30	35,70	40,00	43,90
-25	27,70	30,00	32,40	32,40	35,70	38,80	38,30	42,00	46,70
-30	30,20	32,50	35,00	35,00	38,40	41,60	41,00	45,00	49,50
-35	32,80	35,10	37,70	37,70	41,10	44,30	43,70	48,00	52,50
-40	35,00	33,70	40,30	40,30	43,80	47,10	46,50	51,00	55,40

Tabela 6. Temperatura de resfriamento até a temperatura da câmara (kcal/m³).

Fonte: Adaptado de Tecumseh (2014).

O volume interno da câmara frigorífica do estudo de caso totaliza 75,00 m³. A partir da Tabela 5 pode-se encontrar o *Fator 2* de 8,25 trocas a cada 24 horas, por meio de interpolação linear. Para a determinação do *Fator 3*, além da temperatura de bulbo seco (TBS) de 32,80°C obtida via Tabela A.7 da norma NBR 16401-1, também é possível obter na mesma tabela a temperatura de bulbo úmido (TBU), para assim

obter a umidade relativa da cidade de Londrina. Segundo essa norma, a TBS e TBU para a cidade de Londrina são estimadas em 32,80°C e 24,70°C, respectivamente. A umidade relativa pode ser obtida por meio da carta psicrométrica. A Figura 3 ilustra a forma de obtenção da umidade relativa de aproximadamente 53,00% a partir de carta psicrométrica para pressão atmosférica local de 1 atm. Em casos em que a pressão atmosférica local varia consideravelmente em relação a 1 atm, recomenda-se fortemente a adoção de uma carta psicrométrica adequada à pressão atmosférica local.

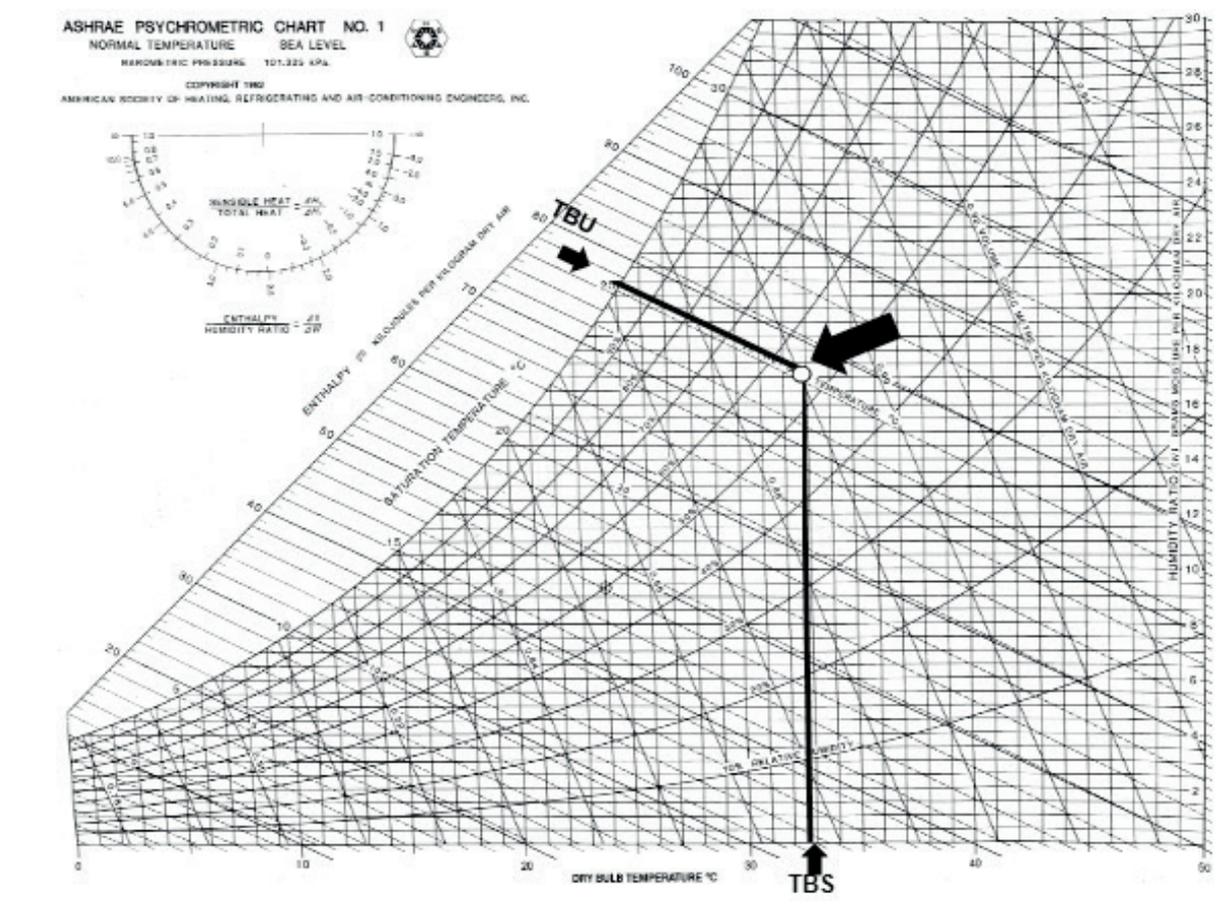


Figura 3. Carta psicrométrica a 1 atm (Fonte: ASHRAE, 1992).

Com base na temperatura interna da câmara frigorífica de -1,00°C, na TBS de 32,80°C e umidade relativa de 53,00%, pode-se assim realizar sucessivas interpolações a partir dos valores encontrados na Tabela 6 – para o estudo de caso, sete interpolações são necessárias – e obter o valor do *Fator 3* igual a 22,26 kcal/m³.

Por meio de informações obtidas junto ao estabelecimento comercial avaliado no estudo de caso, o acesso ao interior da câmara frigorífica é realizada em média 60 vezes diariamente. Para uma efetividade de proteção *E* de 0,90, a carga térmica devido à infiltração de calor do presente estudo de caso pode ser determinada conforme a Equação 8.

$$Q_i = 75,00 \text{ m}^3 \cdot 60 \frac{\text{vez.}}{24 \text{ h}} \cdot 8,25 \frac{\text{troc.}}{24 \text{ h}} \cdot 22,26 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^3} \cdot (1 - 0,9)$$

$$= 82.640,25 \frac{\text{kcal}}{24\text{h}}$$
(8)

5.5 Carga térmica referente à ocupação (Q_o)

A carga térmica devido ao calor de ocupação é basicamente decorrente da liberação de calor dos operadores e demais funcionários com acesso ao interior da câmara frigorífica. Através da Equação 9, a carga térmica referente à ocupação é contabilizada através do número de pessoas que tem acesso a câmara frigorífica, bem como do tempo de permanência em seu interior. O *Fator 4* obtido por meio da Tabela 7 leva em consideração a liberação de calor por pessoa em kcal/h em função da temperatura interna da câmara frigorífica.

$$Q_o = n^{\circ} \text{ de pessoas} \cdot \text{Fator 4} \cdot \text{Tempo de permanência}$$
(9)

Temperatura da câmara (°C)	Calor equivalente por pessoa (Kcal/h)
10,00	181,00
5,00	208,00
0,00	233,00
-5,00	258,00
-10,00	279,00
-15,00	313,00
-20,00	338,00
-25,00	358,00

Tabela 7. Calor de ocupação por pessoa.

Fonte: Adaptado de Tecumseh (2014).

Para o estudo de caso, apenas um trabalhador tem acesso ao interior da câmara frigorífica, com tempo de permanência médio de 1 hora por dia. Para uma temperatura interna de $-1,00^{\circ}\text{C}$, obtém-se o *Fator 4* igual a 238,00 kcal/h. Assim, a carga térmica de ocupação é calculada conforme apresentado abaixo.

$$Q_o = 1,00 \cdot 238,00 \frac{\text{kcal}}{\text{h}} \cdot 1,00 \frac{\text{h}}{24\text{h}} = 238,00 \frac{\text{kcal}}{24\text{h}}$$
(10)

5.6 Carga térmica referente a outras fontes

A presença de iluminação e de motores elétricos no interior de câmaras frigoríficas, por exemplo, contribuem para o aumento da carga térmica a qual deve ser removida pelo sistema de refrigeração. O leitor deve-se também atentar para a presença de outras fontes responsáveis por dissipar energia na forma calor, com por exemplo talhas elétricas, paleteiras elétricas, empilhadeiras, etc. Para o estudo de caso, apenas duas fontes adicionais foram consideradas: iluminação e motores, as quais tem sua forma contabilização exemplificada nas seções a seguir.

5.6.1 Carga térmica de iluminação (Q_{ilu})

A carga térmica referente a iluminação é calculada segundo a Equação 11. O fator $860,00$ é referente a conversão de unidades de kW para kcal/h, $n^\circ \text{ lâmp}$ é o número de lâmpadas contidas na câmara e P é a potência de cada lâmpada (kW), além de considerar uma estimativa do tempo de utilização das mesmas em horas.

$$Q_{ilu} = 860,00 \cdot (n^\circ \text{ lâmp.}) \cdot P \cdot \text{Tempo de utilização} \quad (11)$$

Na câmara frigorífica do presente estudo de caso apenas uma lâmpada de LED de 10,00 W permanece em operação em média 8 horas por dia. Assim, calcula-se Q_{ilu} , conforme a seguir.

$$Q_{ilu} = 860,00 \frac{\text{kcal}}{\text{h}} \cdot (1) \cdot 0,01 \text{ kW} \cdot 8,00 \text{ h} = 68,80 \frac{\text{kcal}}{24\text{h}} \quad (12)$$

5.6.2 Carga térmica devido aos motores (Q_m)

De maneira análoga, o cálculo da carga térmica dos motores elétricos presentes no evaporador é determinado através do conhecimento do número de ventiladores, da potência em kW e do tempo de funcionamento em horas (t_f) conforme a Equação 13.

$$Q_m = 860,00 \cdot (n^\circ \text{ ventiladores}) \cdot P \cdot t_f \quad (13)$$

No interior da câmara frigorífica exemplificada, seis ventiladores encontram-se instalados no interior do evaporador sendo que a potência de cada motor é igual é de 0,50 cv (0,368 kW). Considerando a utilização dos ventiladores durante 24 horas por dia, tem-se que:

$$Q_m = 860,00 \frac{\text{kcal}}{\text{h}} \cdot (6,00) \cdot 0,368 \text{ kW} \cdot 24 \text{ h} = 45,573,12 \frac{\text{kcal}}{24\text{h}} \quad (14)$$

5.7 Carga térmica total (Q_{Tot})

O somatório de todas as fontes de carga térmica calculadas fornece a carga térmica total da câmara frigorífica conforme apresentado na Equação 15.

$$Q_{Tot} = Q_P + Q_e + Q_t + Q_i + Q_o + Q_{ilu} + Q_m \quad (15)$$

Para o estudo de caso destinado ao armazenamento de 2,50 toneladas de carcaças bovinas, a carga térmica total é de 155.722,17 kcal/24h. A distribuição das fontes de carga térmica é ilustrada na Figura 4, com as devidas porcentagens dos fatores predominantes. Pode-se notar que a infiltração é a maior fonte de carga térmica (53,07%) e, portanto, o consumo de energia pelo sistema de refrigeração é fortemente influenciado pelo número de acesso do do(s) operador(es) ao interior da câmara frigorífica devido à abertura da porta. Outros fatores, principalmente devido aos motores elétricos instalados no evaporador correspondem pela segunda maior fonte de carga térmica (29,31%), seguido da transmissão de calor (9,76%). As carcaças bovinas correspondem por apenas 7,71%. Esse valor baixo da carga térmica dos produtos indica que a câmara frigorífica encontra-se superdimensionada e medidas para redução do consumo de energia podem ser atingidas através de uma redução da área refrigerada, por exemplo.

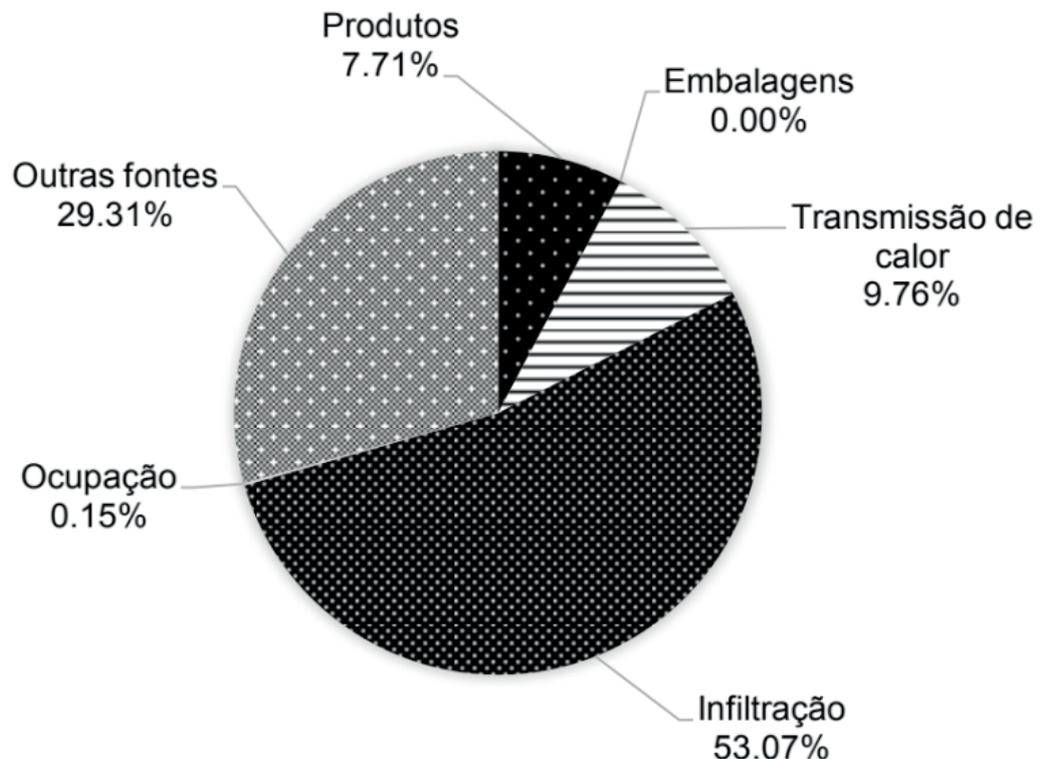


Figura 4. Distribuição das fontes de cargas térmica.

Para o dimensionamento do sistema de refrigeração é usual a adoção de um fator de segurança sobre o valor da carga térmica total. Um valor de 10,00% tem sido praticado por engenheiros projetistas. Logo, carga térmica total do estudo de caso

apresentado é de 171.294,39 kcal/24h.

5.8 Carga térmica requerida (Q_R)

Para a determinação da carga térmica requerida é necessário estabelecer o tempo de funcionamento do sistema de refrigeração para que seja possível, em intervalos frequentes, descongelar o gelo formado na área de troca de calor do evaporador. Adota-se a cada período de 24 horas de funcionamento do sistema, o tempo de funcionamento de 16 horas quando o descongelamento ocorre naturalmente, e de 18 a 20 horas, nos casos em que o descongelamento ocorre por meio de fontes auxiliares. Logo, a carga térmica requerida é calculada pela Equação 16, onde (t_{fe}) é o número de horas efetivas de operação do sistema.

$$Q_R = \frac{Q_{Tot}}{t_{fe}} \quad (16)$$

No presente caso analisado, o equipamento funciona em média de 18 horas por dia, de forma a possibilitar paradas para o degelo, o que fornece por meio da Equação 17 a carga térmica requerida de 9516,35 kcal/h. Esse valor corresponde a 37.763,93 BTU/h.

$$Q_R = \frac{171.294,39}{18} = 9.516,35 \frac{kcal}{h} = 37.763,93 \frac{BTU}{h} \quad (17)$$

Com base nos valores da carga térmica requerida, pode-se assim realizar um anteprojeto confrontando sistemas de refrigeração mais adequados a partir de catálogos de diversos fabricantes, levando também em consideração a temperatura de evaporação desejada.

6 | CONCLUSÃO

O presente capítulo apresentou um roteiro técnico baseado em fundamentos de termodinâmica e transferência de calor para cálculo da carga térmica em câmaras frigoríficas instaladas em estabelecimentos comerciais. As diferentes fontes que contribuem para a carga térmica total do sistema foram discutidas em conjunto com a formulação matemática. Propriedades termofísicas necessárias para os cálculos, obtidas a partir de referências na área de refrigeração, foram por conveniência inseridas ao longo do texto. Para facilitar a compreensão do roteiro, o cálculo da carga térmica de uma câmara frigorífica de um estabelecimento comercial varejista aplicada ao armazenamento de 2,50 toneladas de carne bovina foi apresentada.

O estudo de caso apresentou uma carga térmica total de aproximadamente 171.294,39 kcal/24horas, indicando uma carga térmica requerida de 9516,35 kcal/h

ou 37.763,93 BTU/h. Os resultados apontam que o sistema de refrigeração opera para remover essencialmente a energia devido à infiltração (53,07%). O calor dissipado principalmente pelos motores elétricos dos ventiladores instalados nos evaporadores desempenha papel crucial no consumo de energia, totalizando 29,31% da carga térmica total. Entre as demais fontes, destaca-se a carga térmica referente à transmissão de calor (9,76%) e produtos armazenados (7,71%). Para o estudo de caso avaliado, os valores obtidos apontam a possibilidade de redução de consumo de energia principalmente através de adoção de medidas que minimizem a quantidade de acesso ao interior da câmara frigorífica. Além disso, nota-se o superdimensionamento do volume da câmara frigorífica, uma vez que são armazenados apenas 2500,00 kg de carcaça num volume de 75,00 m³. A redução da área refrigerada impactaria diretamente na redução da carga térmica devido a transmissão de calor e infiltração de calor, pois os fatores multiplicativos relativos a área A (Equação 5) e o volume V (Equação 7) contribuem diretamente com a carga térmica requerida pelo sistema de refrigeração. Reduzir o número de horas de operação dos motores elétricos dos ventiladores não é uma alternativa viável, uma vez que a transferência de calor entre os produtos armazenados e o fluido refrigerante que circula no interior das serpentinas do evaporador depende da movimentação do ar no interior da câmara frigorífica, além do tempo de degelo necessário com o auxílio dos ventiladores. O aumento da espessura do isolamento da câmara frigorífica pode ser uma alternativa atrativa avaliando-se cálculos de espessuras econômicas.

REFERÊNCIAS

Agência Nacional de Vigilância Sanitária. **Regulamento Técnico de Boas Práticas para Serviços de Alimentação**. Resolução RDC nº 216, Brasil, 2004.

American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. **Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy**. 1992. Disponível em: <<http://web.iitd.ac.in/~ravimr/courses/mel241/handouts/psychrometric.pdf>>. Acesso em: 22 jun. 2018.

Associação Brasileira de Normas Técnicas. **Instalações de ar condicionado – Sistemas centrais e unitários. Parte 1: projeto das instalações**. NBR 16401-1. Rio de Janeiro: ABNT, 2008.

CARVALHO, A. L. V. **Projeto de Câmara Frigorífica para Armazenamento de Maçãs**. 2001. Disponível em: <www.feevale.br/Comum/midias/9db2527f-75c2-4278-be51-46c821f9e742/André%20Luiz%20Vicente%2001.pdf>.

GIMENEZ, Alex. **Projeto de um entreposto frigorífico com análise da barreira de vapor, carga térmica e do ciclo de refrigeração**. Rio de Janeiro, 2013. Disponível em: <<http://monografias.poli.ufrj.br/monografias/monopoli10007844.pdf>>. Acesso em: 25 jul. 2017.

Hundy, G. F.; Trott, A. R.; Welch, T. C. **Refrigeration and Air-Conditioning**. 4ª edição. Editor: Butterworth-Heinemann, 2008.

Resolução SESA. **Secretária de Saúde**. 2013. Disponível em: <<http://www.saude.pr.gov.br/arquivos/>>

File/RESOLUCAO2013/Resolucao4652013.pdf >. Acesso em: 25 jul. 2017.

STOECKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeração e ar condicionado**. Rio de Janeiro: Makron, c1985. 481 p.

Tecumseh do Brasil. **Revista Fic Frio nº90**. 2014. Disponível em: < https://www.tecumseh.com/~media/South-America/Files/Fic-Frio-Magazines/Portuguese/Fic_Frio_90.pdf >. Acesso em: 01 jun. 2017.

Tecumseh do Brasil. **Revista Fic Frio nº91**. 2015. Disponível em: < https://www.tecumseh.com/~media/South-America/Files/Fic-Frio-Magazines/Portuguese/Fic_Frio_91.pdf >. Acesso em: 21 jun. 2018.

SOBRE OS ORGANIZADORES

Franciele Bonatto Professora assistente da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR). Graduação e mestrado em engenharia de produção pela UTFPR e doutorado em andamento em Engenharia de Produção pela mesma universidade. Trabalha com os temas: gestão da qualidade, planejamento e controle da produção e cadeia de suprimentos.

Henrique Ajuz Holzmann Professor da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR). Graduação em Tecnologia em Fabricação Mecânica e Engenharia Mecânica pela Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Mestre em Engenharia de Produção pela Universidade Tecnológica Federal do Paraná Doutorando em Engenharia e Ciência do Materiais pela Universidade Estadual de Ponta Grossa. Trabalha com os temas: Revestimentos resistentes a corrosão, Soldagem e Caracterização de revestimentos soldados.

João Dallamuta Professor assistente da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR). Engenheiro de Telecomunicações pela UFPR. Especialista em Inteligência de Mercado pela FAE Business School. Mestre em Engenharia pela UEL. Trabalha com os temas: Inteligência de Mercado, Sistemas Eletrônicos e Gestão Institucional.

Agência Brasileira do ISBN
ISBN 978-85-85107-76-5



9 788585 107765