

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA
UNIVERSIDADE ABERTA DO BRASIL
CENTRO DE TECNOLOGIA
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM EFICIÊNCIA ENERGÉTICA
APLICADA AOS PROCESSOS PRODUTIVOS**

André Luis Dalavechia

**OTIMIZAÇÃO DA PERFORMANCE DE CONGELAMENTO DE
PRODUTOS FRIGORÍFICOS EM TÚNEIS CONTÍNUOS**

Panambi, RS
2017

André Luis Dalavechia

**OTIMIZAÇÃO DA PERFORMANCE DE CONGELAMENTO DE PRODUTOS
FRIGORÍFICOS EM TÚNEIS CONTÍNUOS**

Monografia apresentada ao Curso de Pós-Graduação em Eficiência Energética Aplicada aos Processos Produtivos (EaD), da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM, RS), como requisito parcial para obtenção do título de **Especialista em Eficiência Energética Aplicada aos processos Produtivos.**

Orientador: Prof. Dr. Cristiano José Scheuer.

Panambi, RS
2017

André Luis Dalavechia

**OTIMIZAÇÃO DA PERFORMANCE DE CONGELAMENTO DE PRODUTOS
FRIGORÍFICOS EM TÚNEIS CONTÍNUOS**

Monografia apresentada ao Curso de Pós-Graduação em Eficiência Energética Aplicada aos Processos Produtivos (EaD), da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM, RS), como requisito parcial para obtenção do título de **Especialista em Eficiência Energética Aplicada aos processos Produtivos.**

Aprovado em 29 de julho de 2017:

Prof. Cristiano José Scheuer, Dr. (UFSM)
(Presidente/Orientador)

Prof. Ademar Michels, Dr. (UFSM)
(Comissão Examinadora)

Prof. Carlos Roberto Losekann, Dr. (UFSM)
(Comissão Examinadora)

Panambi, RS
2017

RESUMO

OTIMIZAÇÃO DA PERFORMANCE DE CONGELAMENTO DE PRODUTOS FRIGORÍFICOS EM TÚNEIS CONTÍNUOS

AUTOR: André Luis Dalavechia

ORIENTADOR: Dr. Cristiano José Scheuer

O presente trabalho teve como objetivo realizar um estudo para avaliar o desperdício de energia elétrica do sistema de refrigeração nos túneis de congelamento de produtos alimentícios de uma empresa frigorífica da cidade de Chapecó/SC, bem como propor uma solução eficaz para reduzir esta ineficiência. Esta unidade da empresa possui 07 túneis de congelamento contínuos do tipo TRV que são desenvolvidos para trabalhar com o princípio de transferência de calor por convecção forçada. Para tanto, existem embalagens de acondicionamento especiais para transporte do produto durante a travessia dos túneis. Estas embalagens possibilitam a passagem do ar através de suas paredes as quais possuem aberturas específicas para este fim. O ar gelado circunda a região de acomodação e entra em contato direto com o produto retirando a energia térmica armazenada nele através da convecção. Porém, a referida empresa optou por não utilizar este tipo de embalagem para o acondicionamento do produto e em seu lugar implantou um modelo de caixas de papelão sem aberturas nas paredes. Por este motivo, o ar não consegue tangenciar todas as regiões do produto, ficando limitado ao contato direto com o produto na parte inferior e lateral da caixa. A metodologia proposta e validada no trabalho, promoveu uma redução de 50% no consumo de energia, através da diminuição do tempo de congelamento e aumento da eficiência do sistema de refrigeração por meio da otimização do processo gerada pela substituição da embalagem de acondicionamento. Foi proposto a substituição das embalagens de papelão por embalagens de PEAD com paredes vazadas para maximização da eficiência do processo de transferência de calor por convecção forçada. Essa proposta foi avaliada através de um estudo de caso, onde por meio de ensaios físicos no processo de congelamento do produto, comprovou-se um aumento de eficiência energética superior a 75%. A maximização da eficiência energética se deve, principalmente, à um protótipo de embalagem desenvolvido especificamente para o processo avaliado.

Palavras-chave: Ineficiência energética. Congelamento. Convecção. Transferência de calor. Eficiência energética.

ABSTRACT

FREEZE PERFORMANCE OPTIMIZATION OF FRIGORIFIC PRODUCTS IN CONTINUOUS TUNNELS

AUTHOR: André Luis Dalavechia
ADVISOR: Dr. Cristiano José Scheuer

The aim of the present work was to evaluate the ineffectiveness of the freezing tunnels refrigeration system from the frigorific of city of Chapecó/SC, as well as to propose an effective solution to reduce this inefficiency. This company unit has 07 continuous freezing tunnels of TRV type, which are developed to work with forced convection heat transfer principle. Therefore, there are pasteboard packaging containers for transporting the product during the tunnels crossing. These packages enable the passage of air through their walls, which have specific openings for this purpose. The icy air surrounds the accommodation region and comes into direct contact with the product by withdrawing the thermal energy stored in it through convection. However, the related company chose not use the recommended packaging, and in its place implanted a model of cardboard boxes without openings in the walls. For this reason, the air cannot circulate through the product, being limited to direct contact over the packing bottom and side. The methodology proposed and validated in this work, promoted a reduction of 50% in the energy consumption, by reducing the freezing time and increasing the efficiency of the refrigeration system by the packaging replacement. It was proposed to replace the pasteboard packs with HDPE packages with cast walls to maximize the efficiency of the heat transfer process by forced convection. This proposal was tested by means of a case study, through physical tests on product freezing process, and it was proved an increase in energy efficiency of over 74%. The energy efficiency maximization is mainly due to a packaging prototype developed specifically for the evaluated process.

Keywords: Energy efficiency. Freezing. Convection. Heat transfer. Energy efficiency.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Sistemas de refrigeração.	18
Figura 2 – Ciclo do sistema de refrigeração.	19
Figura 3 – Convecção forçada e natural.	22
Figura 4 – Fluxo de calor através de uma parede.	24
Figura 5 – Disposição do produto na caixa.	25
Figura 6 – Perfil da lamina de papelão.	26
Figura 7 – Sentido do fluxo.	27
Figura 8 – Embalagem de polietileno.	28
Figura 9 – Resistência térmica de contato.	30
Figura 10 – Fluxograma do processo produtivo do frigorífico.	33
Figura 11 – Fluxograma de produção evidenciando a sequência dos tuneis de resfriamento.	34
Figura 12 – Estrutura metálica do Túnel 07.	35
Figura 13 – Fluxo do produto através do Túnel 07.	37
Figura 14 – Bloco de evaporadores e conjunto de ventiladores do Túnel 07.	38
Figura 15 – Fluxo do ar e proteções laterais do Túnel 07.	39
Figura 16 – Entrada do produto no Túnel 07.	40
Figura 17 – Etapas do procedimento.	41
Figura 18 – Carne mecanicamente separada.	44
Figura 19 – Embalagem e caixa de acondicionamento do CMS.	44
Figura 20 – Caixa de papelão.	45
Figura 21 – Caixa de PEAD vazada.	46
Figura 22 – Vista isométrica em corte da embalagem de PEAD.	47
Figura 23 – Caixa PEAD Protótipo.	48
Figura 24 – <i>Datalogger</i>	49
Figura 25 – Ilustração do procedimento adotado para medição da temperatura.	50

Figura 26 – Procedimento.	50
Figura 27 – Gráfico gerado pelo <i>software</i>	52
Figura 28 – Análises em campo evidenciando o tempo necessário para atingir a temperatura de condicionamento empregando as diferentes configurações de caixas de condicionamento estudadas.	53
Figura 29 – Nome e modelo de cada configuração de caixas de condicionamento estudadas.	55
Figura 30 – Taxa de convecção das diferentes caixas de condicionamento estudadas.	58
Figura 31 – Gráfico apresentando a taxa de condução das diferentes caixas de condicionamento estudadas.	60
Figura 32 – Gráfico da resistência a condução das diferentes caixas de condicionamento estudadas.	62
Figura 33 – Resistência a convecção das diferentes caixas de condicionamento estudadas. .	63
Figura 34 – Carga térmica real contida nas diferentes caixas de condicionamento estudadas.	65
Figura 35 – Somatório da taxa da carga térmica retirada das diferentes caixas de condicionamento estudadas.	66
Figura 36 – Comparação das cargas térmicas realmente retirada, necessariamente retirada e desperdiçada.	68
Figura 37 – Comparação dos resultados do tempo real de permanência, do tempo necessário e do tempo desperdiçado.	70
Figura 38 – Tempo de permanência utilização das embalagens PEAD vazada e protótipo. ...	71
Figura 39 – Carga térmica do túnel 07.	72
Figura 40 – Tempo de congelamento no túnel 07.	73
Figura 41 – Consumo total de energia.	75
Figura 42 – Economia e consumo.	75

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Especificações técnicas do Túnel 07.	36
Tabela 2 – Especificações técnicas do resfriador do Túnel 07.....	39
Tabela 3 – Paradas nos túneis por falta de temperatura.	42
Tabela 4 – Parada nos túneis por falta de temperatura.	43
Tabela 5 – Especificações técnicas dos Dataloggers.....	49
Tabela 6 – Dados dos gráficos.....	52
Tabela 7 – Dados dos experimentos	54
Tabela 8 – Propriedades do ar na temperatura de filme	56
Tabela 9 – Regime de Reynolds para o número de Nusselt	57
Tabela 10 – Resultados do experimento (convecção forçada)	57
Tabela 11 – Dados utilizados nos cálculos	60
Tabela 12 – Dados das amostras.....	64
Tabela 13 – Etapas do cálculo da carga térmica.....	64
Tabela 14 – Carga térmica de cada etapa do congelamento.....	65
Tabela 15 – Carga térmica da produção diária realmente retirada	67
Tabela 16 – Carga térmica da produção diária necessariamente retirada.....	68
Tabela 17 – Tempo de retenção real.....	69
Tabela 18 – Tempo de retenção necessário	69
Tabela 19 – Consumo total de energia dos túneis	74

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CMS	Carne mecanicamente processada
fev	Fevereiro
mar	Março
PEAD	Polietileno de alta densidade
S.A.	Sociedade anônima
SIF	Serviço de Inspeção Federal
TRV	Túnel de retenção variável
UR	Umidade relativa
USB	Universal Serial Bus
COP	Coeficiente de Desempenho

LISTA DE SÍMBOLOS

Δt_a - Tempo antes do congelamento	mm^2 - Milímetros quadrados
Δt_b - Tempo durante o congelamento	NH_3 - Amônia
Δt_c - Tempo depois do congelamento	N° - Número
$A_{T.Cond}$ - Área total de condução	Nu - Nusselt
$A_{frontal}$ - Área frontal	P - Pressão
\dot{Q} - Taxa de condução de calor	Pr - Prandtl
Q_{conv} - Taxa de convecção	Q - Carga térmica
R_{conv} - Resistência a convecção	q - Taxa de transferência de calor por convecção forçada
Re_L - Reynolds a uma distância x da placa	Q Carga térmica
R_{parede} - Resistência térmica	Q_a - Calor retirado antes do congelamento
T_f - Temperatura final	Q_b - Calor retirado durante o congelamento
T_b - Temperatura base	Q_c - Calor retirado depois do congelamento
V_v - Vasão volumétrica	$Q_{cond. parede}$ - Taxa de transferência de calor da parede por condução
q_x'' - Fluxo térmico	$R\$$ - Reais
q_x - Taxa de transferência de calor por condução	$R-717$ - Amônia
ΔT - Diferença de temperatura	R_{conv} - Resistência de convecção da superfície
Δt - Variação do tempo	Re - Reynolds
Δx - Espessura	s - Segundo
Σ - Somatório	T - Temperatura
A - Área	T_1 - Temperatura de entrada
A_s - Área de superfície	T_2 - Temperatura de saída
C - Comprimento	T_∞ - Temperatura do fluido suficientemente longe da superfície
CL - Calor latente	$^\circ\text{C}$ - Grau celsius
Cp_1 - Calor específico antes do congelamento	T_s - Temperatura de superfície
Cp_2 - Calor específico depois do congelamento	ub - Velocidade
CV - Cavalo vapor	V - Volts
E - Exponencial	W - Watt
g - Grama	μ - Viscosidade dinâmica
H - Altura	ν - Viscosidade cinemática
h - Coeficiente de transferência de calor por convecção	ρ - Densidade
h - Hora	
Hz - Hertz	
K - Condutividade térmica	
K - Kelvin	
$kcal$ - Quilocalorias	
kg - Quilograma	
kW - Quilowatt	
L - Largura	
m - Massa	
m - Metro	
m^2 - Metro quadrado	
m^3 - Metro cúbico	
mm - Milímetro	

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	12
1.1	APRESENTAÇÃO	12
1.2	OBJETIVO	12
1.2.1	Objetivo geral	12
1.2.2	Objetivos Específicos	13
1.3	JUSTIFICATIVA	14
1.4	ESTRUTURA DA MONOGRAFIA	14
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	16
2.1	O QUE É REFRIGERAÇÃO?	16
2.2	POR QUE CONGELAR PRODUTOS ALIMENTÍCIOS?	16
2.3	SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO	17
2.4	CICLOS DE REFRIGERAÇÃO	18
2.5	FLUÍDOS FRIGORÍGENOS (REFRIGERANTES)	20
2.6	TRANSFERÊNCIA DE CALOR ENTRE O PRODUTO E O FLUIDO	21
2.7	ESTUDO DOS MATERIAIS DE ACONDICIONAMENTO DO PRODUTO	25
2.8	RESISTÊNCIA TÉRMICA NO PROCESSO	28
2.9	RENDIMENTO DO SISTEMA	31
3	PROCEDIMENTOS METODOLÓGICOS	33
3.1	CENÁRIO DO PROCESSO	33
3.2	TÚNEL 07	34
3.2.1	Características do equipamento	35
3.2.2	Fluxo do produto no túnel	37
3.2.3	Sistema de refrigeração do Túnel 07	38
3.3	ETAPAS DO PROCEDIMENTO	40
3.3.1	Verificação do histórico do problema	41
3.3.2	Seleção e padronização do produto	43
3.3.3	Comparação da área livre de convecção	45

3.3.4	Comparação da área de condução	46
3.3.5	Desenvolvimento e confecção do protótipo	47
3.4	FERRAMENTAS, TÉCNICAS E MÉTODOS UTILIZADOS	49
3.4.1	Coleta de dados	51
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	53
4.1	CONVECÇÃO FORÇADA.....	55
4.2	TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO ACONDICIONAMENTO	59
4.2.1	Resistência térmica das paredes das embalagens.....	61
4.2.2	Resistência à convecção.....	62
4.3	CARGA TÉRMICA.....	63
4.3.1	Carga térmica desperdiçada diariamente	67
4.3.2	Tempo de retenção necessário	69
4.3.3	Simulação com PEAD vazada e protótipo	71
4.3.4	Túnel 07	72
4.3.5	Consumo total de energia.....	74
5	CONCLUSÕES.....	77
	REFERÊNCIAS	79
	APÊNDICE A – TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO FORÇADA	80
A.1	Cálculo da velocidade do ar	80
A.2	Cálculo de Reynolds.....	80
A.3	Viscosidade cinemática	81
A.4	Cálculo de Reynolds sobre uma placa plana (re_1)	81
A.5	Número de Nusselt	82
A.6	Coefficiente de transferência de calor	82
A.7	Taxa de transferência de calor.....	82
	APÊNDICE B – TAXA DE CONDUÇÃO E RESISTÊNCIA TÉRMICA	83
B.1	Resistência térmica de condução.....	83
B.2	Taxa de condução através da resistência térmica	84
B.3	Resistência térmica de convecção	84

B.4 Taxa de convecção através da resistência térmica	84
APÊNDICE C – DETERMINAÇÃO DA CARGA TÉRMICA.....	86
C.1 Energia térmica a ser absorvida do produto	86
C.2 Calor removido antes do congelamento	86
C.3 Calor removido no congelamento	87
C.4 Calor removido após o congelamento	87
C.5 Carga térmica total	88

1 INTRODUÇÃO

1.1 APRESENTAÇÃO

Os frigoríficos produzem grandes quantidades em volume e gênero de produtos alimentícios que precisam ser armazenados e conservados. Os entrepostos frigoríficos utilizam basicamente o mesmo sistema de congelamento e armazenamento para todos os produtos, sendo este o grande responsável pela maior parte do consumo de energia elétrica das indústrias devido ao grande número de motores com potência elevada presentes nos sistema de refrigeração industrial.

A eficiência energética destes sistemas de refrigeração depende muito de como é operada, da capacitação dos operadores, da instalação e principalmente do princípio teórico utilizado com base para configurar o funcionamento dos equipamentos. Em teoria, o sistema de refrigeração de um entreposto frigorífico atingirá seus níveis máximos de eficiência chamado COP (coeficiente de desempenho) quando as perdas de cargas térmicas e ineficiências forem reduzidas ao máximo, tornando-se um sistema otimizado que consome somente a quantidade de energia elétrica necessária para o congelamento do produto.

Frente ao exposto, neste trabalho propõem-se a realização uma análise geral do sistema de refrigeração de uma unidade frigorífica, a fim de propor alternativas para melhorar a eficácia energética da mesma. O sistema de refrigeração a ser analisado vem apresentando problemas na eficiência do sistema de congelamento de carne in natura e seus derivados, sendo esta uma grande fonte de desperdício de energia no sistema de refrigeração do frigorífico. De forma mais concisa, o problema a ser abordado se resume ao fato de que os túneis não atendem à demanda para o qual foram projetados, devido a empresa ter adotado um sistema arcaico de acondicionamento de produto para o congelamento, diminuindo a eficiência do equipamento.

1.2 OBJETIVO

1.2.1 Objetivo geral

Este trabalho tem como objetivo geral propor uma alternativa viável para aumentar a eficiência energética do sistema de congelamento dos túneis de refrigeração, e diminuir o consumo de energia elétrica de uma indústria frigorífica na cidade de Chapecó-SC.

1.2.2 Objetivos Específicos

Para atender ao propósito descrito, os seguintes objetivos específicos deverão ser atingidos:

- Examinar o ciclo da refrigeração industrial;
- Especificar a transferência de calor entre o produto e o fluído;
- Identificar e avaliar os materiais utilizados no acondicionamento do produto;
- Propor alternativas visando a otimização do sistema;
- Testar novas configurações de embalagens para o acondicionamento do produto.

1.3 JUSTIFICATIVA

A competitividade industrial é um dos elementos mais importantes para sobrevivência das empresas no dinâmico mercado mundial. A otimização de serviços com melhora na qualidade de produtos são cada vez mais importantes para a manutenção comercial das empresas. Neste sentido novas tecnologias de produção e organização da produção, assim como novos padrões de uso e consumo de produtos manufaturados estão surgindo em escala global. No entanto, as empresas que não acompanham esta ascendente escala de crescimento ou inovação acabam fadadas à falência, pois as empresas prosperas têm adotando sistemas cada vez mais agressivos e sinérgicos de produção, consumindo menos energia, produzindo mais e buscando a autossustentabilidade.

Para as grandes companhias que já buscam esta forma de crescimento e expansão, o que resta para aumentar sua competitividade em relação as concorrentes, que também procuram este tipo de industrialização, é aumentar a eficiência energética dos equipamentos existentes. Com a otimização de seus processos torna-se possível reduzir os custos variáveis, que é o caso do consumo de energia elétrica, sendo que no setor frigorífico é o maior pacote de desembolso ou custo para industrialização final de toda sua cadeia produtiva.

Frente a esse panorama, justifica-se a realização deste estudo, uma vez que, através deste busca-se o aumento da eficiência de produção através da redução do consumo de energia elétrica do setor de refrigeração da empresa supracitada. A otimização da produção neste caso, influenciará a competitividade e tornando-a mais agressiva nos valores finais do produto.

1.4 ESTRUTURA DA MONOGRAFIA

Este estudo encontra-se estruturado em cinco seções, incluindo esta primeira, que visa a introdução ao assunto que será abordado.

A seção 2 apresenta uma revisão bibliográfica abordando os assuntos tratados nesta monografia, apresentando os seguintes temas: o que é refrigeração? por que congelar produtos alimentícios? sistema de refrigeração, ciclos de refrigeração, fluídos frigorígenos (refrigerantes), transferência de calor entre o produto e o fluido, estudo dos materiais de acondicionamento do produto, resistência térmica no processo, rendimento do sistema.

A seção 3 retrata a abordagem metodológica utilizada para a realização do estudo.

A seção 4 destina-se à apresentação e discussão dos resultados obtidos.

Finalizando a monografia, a seção 5, trata das considerações finais do trabalho, onde são relatadas as conclusões do trabalho experimental e algumas sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 O QUE É REFRIGERAÇÃO?

Segundo Silva (2010) “A refrigeração é o nome dado ao processo de remoção do calor de um meio, reduzindo sua temperatura e mantendo essa condição por meios mecânicos ou naturais”. A refrigeração industrial é classificada segundo a faixa de temperatura de operação, estas faixas no limite inferior variam no máximo até $-70\text{ }^{\circ}\text{C}$ na maioria dos processos utilizados no resfriamento de alimentos. Às aplicações que requerem temperaturas abaixo deste limite inferior dizem respeito à indústria da criogenia, a qual se individualiza na produção de gás natural liquefeito, oxigênio e nitrogênio líquido. A segunda forma de classificação da refrigeração diz respeito às aplicações, que podem ser categorizadas em: conservação de alimentos e climatização de ambientes.

Considerando o escopo deste trabalho, na seção seguinte é feita uma descrição da razão de utilização de sistemas de refrigeração para a conservação de alimentos.

2.2 POR QUE CONGELAR PRODUTOS ALIMENTÍCIOS?

A finalidade do armazenamento de alimentos congelados é a preservação de suas características. Segundo ASHRAE (2002) apud BARBIN *et al.* (2009):

Os processos de resfriamento e congelamento dos alimentos reduzem efetivamente reações químicas e biológicas desencadeadas pela atividade de micro-organismos e enzimas, além do fato da cristalização da água livre nos alimentos reduzir a atividade de água, retardando assim o processo de deterioração do alimento.

O método do congelamento de alimentos é aplicado com intuito de diminuir o processo de decomposição. Quando o produto é congelado, junto com o mesmo a água é transformada em gelo, tornando impossível a regeneração e o crescimento de bactérias, diminuindo assim as reações químicas e desacelerando a deterioração que ocorre nos alimentos. Com a aplicação

deste procedimento ocorre a paralisação do crescimento dos micro-organismos, porém não os elimina, para conter as reações enzimáticas que ocorrem no produto é necessário à fervura ou adicionamento de produtos químicos. O congelamento permite a conservação dos alimentos por vários meses, desde que este garanta temperatura constante de $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ ou inferior ao mesmo.

2.3 SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

No sistema de refrigeração através de ar forçado, se utiliza temperaturas baixas como elemento de resfriamento, que é fundamentado no princípio da convecção. Neste sistema, o ar é forçado através de ventiladores e exaustores que conduzem o fluxo entre o produto disposto no ambiente de congelamento, desta forma o tempo de resfriamento é reduzido bruscamente em relação a um sistema que não utiliza ar forçado, pode-se citar o processo de uma geladeira como exemplo. Este processo é aplicado em sistemas que utilizam equipamentos de funcionamento contínuo ou em batelada.

Com este sistema de congelamento, o produto permanece no meio o tempo necessário para que a temperatura no seu centro térmico seja reduzida até o patamar desejado (FRASER,1998; SANTOS, 2005 apud BARBIN *et al*, 2009 p. 668).

Após esta etapa, o produto é conduzido para o centro de estocagem. Os centros de estocagem são dimensionados levando em consideração a carga máxima suportada, ou seja, a carga térmica mais elevada e as condições climáticas mais severas são levadas em consideração para efeito de cálculo neste dimensionamento, garantindo assim que o processo nunca deixe de atender a demanda mesmo nos piores casos. A determinação destes sistemas é baseada pelo fluxo de ar, geometria do produto, posicionamento do produto, temperatura do meio, clima térmico da região, temperatura de entrada do produto, temperatura que se deseja atingir, acondicionamento do produto, taxa de transferência de calor do produto e tipo de produto.

Existem dois tipos de sistemas que podem ser aplicados para o processo de congelamento através de ar forçado: insuflação e exaustão; ambas inseridas direta ou indiretamente, sendo o de insuflação direta o mais aplicado na linha industrial. O perfil de velocidade da eficiência deste sistema é muito sensível, sendo que por qualquer alteração na quantidade e ou distribuição de produto que ocorra durante o processo, o mesmo será fortemente afetado devido ao direcionamento preferencial que o fluxo do ar forçado assume por se tratar de um procedimento contínuo. Como a taxa de transferência de calor ocorre de forma

ininterrupta na superfície do produto, existe uma grande variação no coeficiente de calor devido à disposição do produto dentro dos compartimentos.

Dentre os fatores que influenciam a taxa de resfriamento por ar forçado, além da diferença de temperatura, estão a área de superfície de contato do meio de resfriamento com o produto, velocidade do ar de resfriamento, e a orientação da montagem e empilhamento do produto a ser resfriado (BAIRD et al., 1988; FRASER, 1998; LAGUERRE et al., 2006 apud BARBIN *et al*, 2009 p. 668).

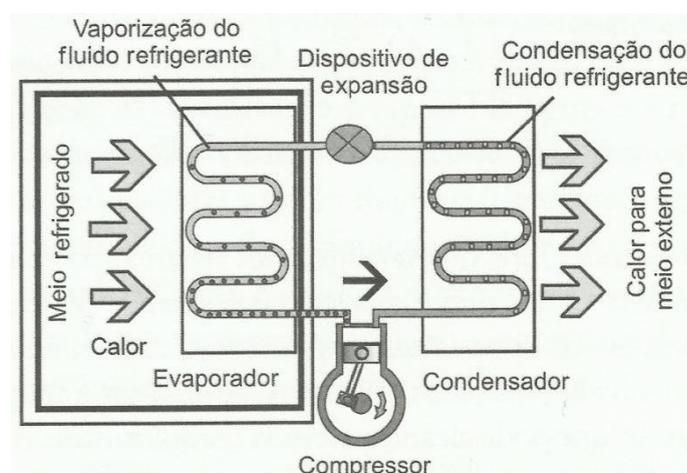
2.4 CICLOS DE REFRIGERAÇÃO

O ciclo de refrigeração por compressão de vapores é basicamente composto por quatro elementos:

- Compressor;
- Condensador;
- Evaporador; e,
- Válvula de expansão.

Pode-se observar na Figura 1 a representação do ciclo termodinâmico da maioria dos sistemas de refrigeração, seja industrial ou comercial:

Figura 1 – Sistemas de refrigeração.



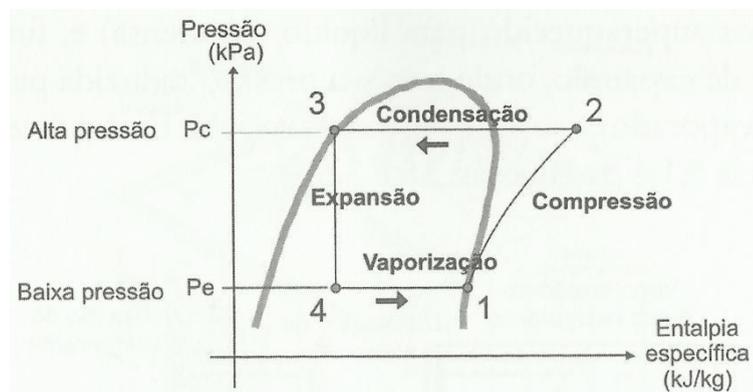
Fonte: SILVA (2010).

Grande parte dos sistemas de refrigeração industrial opera por meio da compressão mecânica de vapor. Este vapor conhecido como refrigerante, que segundo SILVA (2010) “É uma substância que circulando dentro de um circuito fechado é capaz de retirar calor de um meio enquanto evapora-se à baixa pressão”. Passa então por variações termodinâmicas proporcionando trocas de calor e trabalho. Nesse processo, este fluido chega até o evaporador em forma de mistura sob baixa pressão, e recebe uma grande quantidade de energia térmica fornecida pelos alimentos contidos no meio, modificando-se para o estado de somente vapor.

O vapor sai do evaporador carregando toda energia térmica a qual conseguiu retirar dos ambientes onde se propagava e chega até o compressor. O compressor por sua vez comprime esse fluido e bombeia-o continuamente, nesta fase, devido ao atrito gerado sob alta rotação pelos rotores ou pistões do compressor, eleva-se a temperatura e, por consequência da compressão, aumenta também a pressão do vapor que passa para o estado de vapor superaquecido. Após este processo de bombeamento, o fluido é conduzido em alta velocidade para o condensador.

O condensador por sua vez recebe este vapor superaquecido e passa a retirar a energia agregada ao longo do processo. A principal função do condensador é liberar para o meio externo toda a energia armazenada no fluido, incluindo a energia do meio ou do alimento, e a energia despreendida do mecanismo gerador da compressão do vapor. No entorno deste processo, o vapor superaquecido muda de estado físico passando de vapor superaquecido para líquido. Este processo de transformação acontece sob forma de condensação, onde se transfere a energia térmica do fluido para o ambiente usando-se para isto água, ar, ou uma mistura de água e ar em contato.

Figura 2 – Ciclo do sistema de refrigeração.



Fonte: SILVA (2010).

Este fluido sob forma de líquido sai do condensador e passa pela válvula de expansão. A válvula de expansão tem por finalidade baixar a pressão deste líquido expandindo-o desde a pressão de condensação até a pressão de vaporização. Para esta condição ser satisfeita, este dispositivo tem que criar uma perda de carga no circuito do fluido, a qual se divide em duas zonas: a de alta pressão e a de baixa pressão. Depois da expansão deste fluido, ele tem capacidade de vaporizar em baixas temperaturas, iniciando assim o ciclo novamente conforme pode-se analisar no diagrama da Figura 2.

2.5 FLUÍDOS FRIGORÍGENOS (REFRIGERANTES)

Fluídos frigorígenos, agentes frigorígenos ou simplesmente refrigerantes, como vulgarmente são chamados, correspondem às substâncias empregadas como veículos térmicos na realização dos ciclos de refrigeração COSTA (2011). Estas substâncias absorvem grande parte da energia em forma de calor quando passam do estado líquido para o gasoso. A fim de que um fluido frigorígeno dê à instalação um bom rendimento, o ciclo de funcionamento da mesma deve aproximar-se o mais próximo possível do ciclo de Carnot (COSTA, 2011).

Para Costa (2011) os fluídos frigorígenos devem:

- Ser miscíveis com a água;
- Apresentar, no estado de vapor, boa condutividade térmica;
- Ter baixa viscosidade;
- Exigir, para as temperaturas de funcionamento de ciclo, relações de compressão baixas;
- Ter pressão de saturação, correspondente a temperatura de vaporização, não inferior à atmosférica;
- Ter a pressão, como a temperatura de descarga, não muito elevadas;
- Ter temperatura de congelamento inferior à menor temperatura de funcionamento da instalação;
- Não se misturar com o óleo lubrificante; e,
- Apresentar calor de vaporização volumétrico elevado.

Dentre uma grande gama de opções de fluído frigorígenos, a amônia tem sido usada na maioria das instalações industriais de refrigeração. A amônia atende a maioria dos requisitos, porém deve-se ressaltar a alta toxicidade do fluído e o grau de explosividade que representa em concentrações de 15 a 30%. Por outro lado, pode-se citar as vantagens adicionais como o seu baixo custo, eficiência, e não toxicidade ambiental. A amônia (NH₃) apresenta-se no estado de gás em temperatura e pressão ambiente.

2.6 TRANSFERÊNCIA DE CALOR ENTRE O PRODUTO E O FLUIDO

A refrigeração pode ser considerada como a transferência de calor de um local para outro, ou seja, quando existe um ambiente, ou corpo, com excesso de energia em forma de calor, não sendo desejável tal condição, pode-se transferir esse calor para outro corpo ou ambiente. O calor transfere-se espontaneamente de um corpo mais quente para um mais frio. Neste sentido, a transferência de calor é energia térmica em trânsito devido a uma diferença de temperatura no espaço. Sempre que existir uma diferença de temperaturas em um meio ou entre meios, haverá, necessariamente, transferência de calor (INCROPERA, 2008).

O calor pode ser transferido de três diferentes modos: condução, convecção e radiação. Todos os modos de transferência de calor exigem a existência de uma diferença de temperatura e todas ocorrem no sentido da maior para menor temperatura (ÇENGEL, 2009). A transferência de calor que ocorre entre o meio e o produto a ser congelado é um dos fatores mais determinantes no dimensionamento de todo o sistema de refrigeração, essa importância diz respeito à taxa e ao fluxo que ocorre entre o produto e o meio externo, sendo que, especificamente, neste processo o tipo de transferência que ocorre é o de convecção.

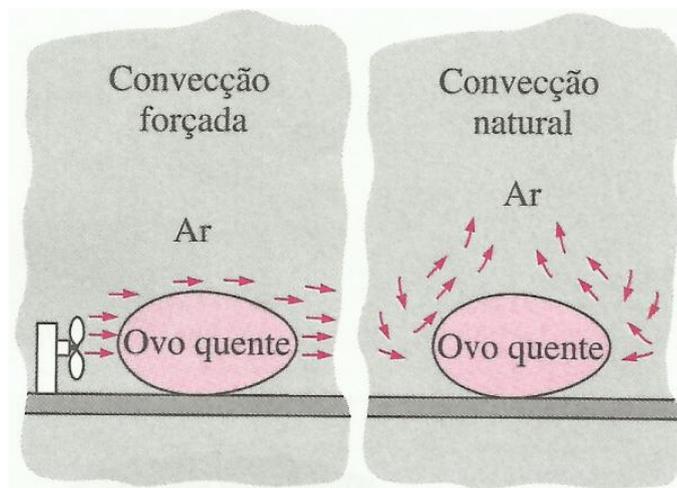
Existem duas classes de convecção, a natural (ou livre) e a forçada, sendo que o fator determinante dessa divisão é a forma que o fluído iniciará seu movimento. Na convecção forçada, o fluído é forçado a fluir sobre uma superfície ou dentro de um tubo por meios externos, tais como uma bomba ou um ventilador (ÇENGEL, 2009). O processo de refrigeração em estudo, utiliza a convecção forçada como veículo de transporte de energia térmica, ocorrendo através da taxa de transferência, a qual determina a quantidade de energia transferida (q) por unidade de tempo, sendo disseminada pela lei de Newton do resfriamento segundo a Eq. (1):

$$q = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (1)$$

onde: A_s é igual à área de superfície na qual a transferência de calor ocorre, h é o coeficiente de transferência de calor por convecção, T_s é a temperatura de superfície e T_∞ é a temperatura do fluido suficientemente longe da superfície. Pode-se perceber que quanto maior for a área de contato direto com o meio, maior será a taxa de convecção decorrente, devido ao produto estar imerso no fluxo de ar forçado.

O acondicionamento do produto nas embalagens interfere diretamente na taxa de convecção forçada, devido a esta depender exclusivamente da geometria do corpo, posicionamento do corpo e a proximidade entre os corpos. A Figura 3 ilustra a diferenciação da convecção forçada e da convecção natural. Através desta pode-se facilmente entender a influência de interferência que a disposição e a forma geométrica dos corpos assumem em relação ao rendimento do sistema.

Figura 3 – Convecção forçada e natural.



Fonte: ÇENGEL (2009).

A embalagem do acondicionamento do produto dentro dos túneis de congelamento em estudo é o fator que determina a taxa de transferência de energia do meio para com o produto. A convecção é o modo de transferência de energia entre uma superfície sólida e uma líquida ou um gás adjacente, que está em movimento e que envolve os efeitos combinados de condução e de movimento de um fluido (ÇENGEL, 2009). Existe, portanto, uma pequena parcela de condução envolvida no sistema sendo dissipada na embalagem do acondicionamento do

produto, que em sentido do centro térmico do produto para fora, transpassando a embalagem, será absorvida pela convecção.

A condução é a transferência de energia das partículas mais energéticas de uma substância para as vizinhas menos energéticas como resultados da interação entre elas (ÇENGEL 2009). Esse tipo de transferência proporciona uma condição impeditiva em relação ao máximo rendimento do processo, sendo que a atribuição do sistema ideal para com esta atividade seria convecção pura e única.

Segundo ÇENGEL (2009) a taxa de condução de calor através de um meio depende da geometria deste, sua espessura, o tipo de material e a diferença de temperatura à que o meio está submetido. Assim sendo, a condução de energia vai ocorrer entre o produto e o meio externo e esta travessia é proporcionada pelo material de construção das embalagens do acondicionamento do produto. Os materiais possuem diferentes valores de condutividade térmica, e para Incropera (2008) essa propriedade, que é classificada como uma propriedade de transporte fornece uma indicação da taxa na qual a energia é transferida pelo processo de difusão, ela depende da estrutura física da matéria, atômica e molecular.

Assim, pode-se assinalar que a condutância térmica de um material pode ser definida, conforme Çengel (2009), como a taxa de transferência de calor através de uma unidade de comprimento de dado material por unidade de área por unidade de diferença de temperatura. A condutividade térmica de um material é a medida da capacidade do material conduzir calor. Existe uma grande gama de materiais usados na construção de recipiente para produtos *in natura*, e esses materiais possuem distintos valores de condutividade térmica, sabendo que quanto maior for o valor desta condutividade, maior será o fluxo de energia que o material vai transmitir.

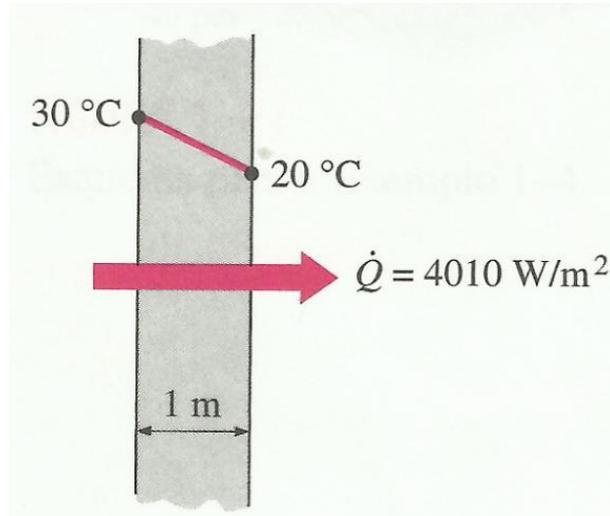
Conforme ilustrado na Figura 4, deve-se ressaltar a importância da espessura das paredes da embalagem, sendo que quanto mais espessa, maior será o tempo que a energia levará para cruzar esse caminho e, conseqüentemente, menor será o valor da taxa de transferência de calor, implicando em retardo do fenômeno da condução, e desperdício de energia desprendida do sistema. A taxa de transferência de calor por condução (q_x) é dada pela Eq. (2):

$$q_x = -kA \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (2)$$

onde: K é a condutividade térmica do material, A é a área da seção transversal por onde passa o fluxo, ΔT é a diferença de temperatura através da parede, e Δx representa a espessura da parede

(L). É importante ressaltar que o sinal negativo se deve em função do calor ser sempre transferido no sentido da diminuição das temperaturas.

Figura 4 – Fluxo de calor através de uma parede.



Fonte: ÇENGEL (2009).

O fluxo térmico representado por q''_x (Eq. (3)) é conhecido como uma grandeza direcional e pode ser descrito como a taxa de energia térmica que se transfere sob uma dada superfície. A direção do escoamento de calor será sempre normal a uma superfície de temperatura constante, chamada de superfície térmica (INCROPERA, 2008).

$$q''_x = q_x A = -k \frac{\Delta T}{\Delta} \quad (3)$$

Existe ainda outra propriedade diretamente ligada à condutividade térmica dos materiais, que representa a velocidade com que o calor se difunde através de um material, sendo conhecida como difusividade térmica. A definição de difusividade térmica de um material segundo Çengel (2009) é a razão entre o calor conduzido através do material e o calor armazenado por unidade de volume. Um material que tenha uma alta condutividade térmica, ou uma baixa capacidade térmica, terá obviamente uma grande difusividade térmica.

Com base na teoria apresentada, e observando-se a disposição do produto dentro das embalagens e o tipo de embalagem em estudo, pode-se concluir que existe uma grande perda de energia no sistema de refrigeração. O sistema de refrigeração por ar forçado trabalha com a

concepção da transferência de calor por convecção. Pode-se perceber visualmente através da Figura 5 que aproximadamente 50% do produto fica protegido pela embalagem, e somente uma parcela é exposta aos efeitos da convecção. Desta forma a teoria da convecção sai de cena dando lugar à teoria da condução, ou seja, corresponde à um sistema que utiliza na sua maioria a transferência de calor por condução, onde deveria utilizar a convecção em maior quantidade.

Figura 5 – Disposição do produto na caixa.



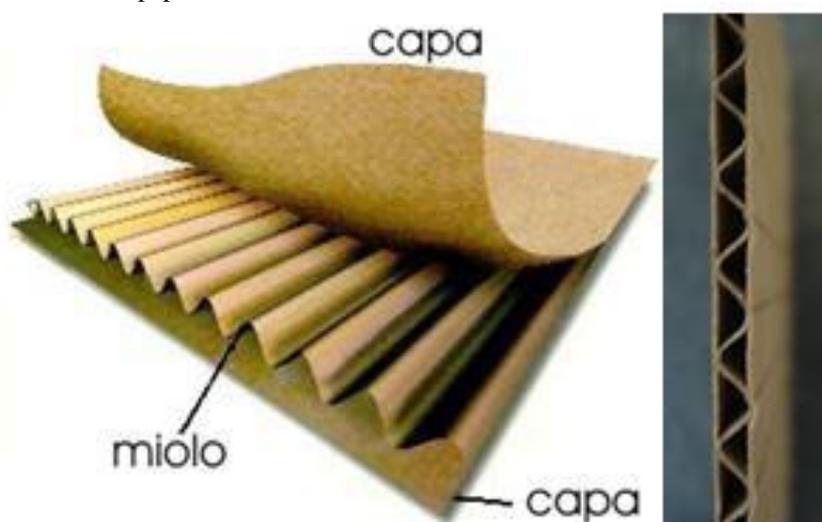
Fonte: Processo produtivo (2016).

2.7 ESTUDO DOS MATERIAIS DE ACONDICIONAMENTO DO PRODUTO

Na análise de transferência de calor, observa-se que quanto menos espessa for a parede e maior for o valor da condutividade térmica do material, maior será a taxa de transferência de calor. Cada material apresenta um valor de condutividade térmica (K) distinto, e o papelão (material das embalagens em questão), ostenta um valor de K igual a $0,1035 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$. Tendo em vista que a estrutura do papelão não é maciça (vide Figura 6), conclui-se que a condutividade térmica do papelão apresenta valor inferior ao mencionado anteriormente.

A análise da estrutura da folha de papelão indicada na Figura 6 induz a conclusão de que a análise da transferência de calor através deste é mais complexa. Considerando a estrutura deste indicada na Figura 6, pode-se compreender que existe uma grande parcela de ar entre as folhas externas ou capas deste material. O ar neste meio atua como isolante térmico (valor de condutividade térmica é de $0,026 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$, ou seja, muito inferior ao do papelão), e pode ser tratado como uma parte indesejável desta construção. Esta condição proporciona um obstáculo a mais na seção transversal da parede (espessura), que por sua vez, interfere na taxa de transferência de calor, diminuindo-a consideravelmente.

Figura 6 – Perfil da lamina de papelão.



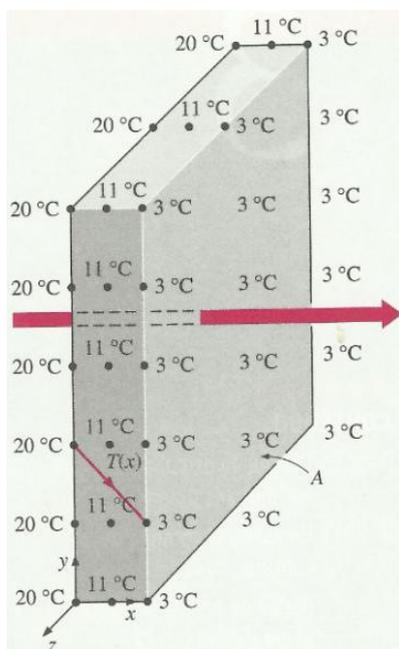
Fonte: <http://www.lojadascaixas.com.br/chapa-de-papelao/>.

Tendo em vista que a transferência de calor através de uma parede é unidimensional quando a temperatura da parede varia em uma só direção (ÇENGEL, 2009) e, que no caso em questão o calor retirado do produto desloca-se do seu núcleo para fora da embalagem onde é absorvido pela convecção, pode-se concluir então que o sentido do fluxo ocorre somente em uma direção nas paredes da embalagem conforme ilustrado na Figura 7.

Essa condição seria verdadeira e ideal se a parede fosse sólida e uniforme, mas a ondulação da folha interna da embalagem (indicada anteriormente na Figura 6) não assume esta condição. Além do aumento da espessura, essa folha provoca uma transição na direção do fluxo de energia retirado do produto, retardando o processo, e interferindo no direcionamento do fluxo, que por sua vez, perde velocidade e carga térmica neste tipo de ciclo. Pode-se perceber então que a forma construtiva das paredes da embalagem causa uma espécie de isolamento

térmico, apesar de o papelão apresentar uma boa condutividade térmica, essa condição é indesejável para o sistema de resfriamento, conforme já explicado anteriormente.

Figura 7 – Sentido do fluxo.



Fonte: ÇENGEL (2009).

Pode-se identificar então esta condição como retardatária no fluxo do sistema de refrigeração. Quanto maior e mais rápido for o fluxo da taxa de transferência de calor, menor será a energia gasta no sistema de refrigeração, e isso implica em menor custo de resfriamento do produto. O produto entra nos túneis de congelamento em temperatura ambiente, fica exposto aos efeitos do sistema de refrigeração em torno de quatro horas até atingir um patamar pré-estabelecido pela empresa em relação à conservação do produto, e esse tempo é o que determina o custo de congelamento de cada quilograma de produto.

Utiliza-se no mercado, em larga escala, as embalagens confeccionadas a partir dos plásticos PEAD (polietileno de alta densidade) (Figura 8). Esse tipo de embalagem possui um valor de condutividade térmica superior ao do papelão $0,35 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$, apresentando também como vantagem a sua maior área convectiva devido a sua forma construtiva, sua menor espessura (em torno de 50% menor do que a do papelão), e por estas apresentarem parede maciça. Com a maior área livre para convecção, menor espessura e parede sólida, pode-se assinalar, analogamente, que este tipo de embalagem se sobrepõe a embalagem utilizada no processo em questão.

Com o aumento da área de convecção, com o acréscimo do coeficiente convectivo e com a diminuição da seção transversal da parede das embalagens, tem-se, supostamente, a diminuição do tempo gasto de congelamento para cada quilograma de produto. Isso significa dizer que a eficiência energética do sistema irá melhorar, e, por consequência, ter-se-á a diminuição do custo de congelamento do produto com a implantação deste sistema de acondicionamento.

Figura 8 – Embalagem de polietileno.



Fonte: Processo produtivo (2016).

2.8 RESISTÊNCIA TÉRMICA NO PROCESSO

Dentre as diversas formas de transmissão de calor por condução, existem dois regimes, o permanente e o transiente. Para entender como acontecem estes processos, analisa-se o fluxo de calor que ocorre entre o ambiente interno dos túneis e o produto, sendo que a separação desses meios é feita pelas paredes das embalagens de acondicionamento do produto. Para existir um regime permanente no processo, a transferência precisa assumir três condições distintas: o sentido da energia a ser transferida precisa ser unidirecional, não deve haver mudanças de temperaturas no corpo ao longo do tempo e a taxa de transferência de calor deve ser constante.

O regime transiente, ou transitório, apresenta variação de temperatura no corpo ao longo do tempo, e o fluxo de calor pode ser uni e multidimensional. As embalagens de acondicionamento de produto assumem os dois regimes, sendo que a embalagem de PEAD admite o regime permanente, e a embalagem de papelão o regime transitório. A embalagem de

PEAD assume o regime permanente durante todo o processo, pois como as paredes deste vasilhame são totalmente sólidas e não apresentam imperfeições, a direção do fluxo ocorre sempre no sentido do centro do produto para fora de forma contínua e ininterrupta.

O regime transitório ocorre na parte interna da parede do papelão, sendo que quando atravessa a primeira e fina camada de papel o fluxo de calor é unidirecional e constante, mudando drasticamente ao deparar-se com uma massa de ar concentrada entre as camadas de papel. Neste caso o fluxo deixa de ser uni e passa a ser multidirecional, reduzindo a velocidade da transferência de calor, reduzindo a eficiência do processo. A velocidade do fluxo depende totalmente da espessura, da forma construtiva, das imperfeições da estrutura e da condutividade térmica de cada material.

Segundo Çengel (2009), a taxa de condução de calor através de uma parede plana é proporcional à condutividade térmica média, à área da parede e a diferença de temperatura, e inversamente proporcional à espessura da parede. Tendo em vista o exposto, conclui-se que quanto maior for à espessura menor será a taxa na avaliação da proporcional inversa da equação. No entanto, esta afirmação não é para todos os materiais, pois existe uma grande variedade destes com variáveis de condutividade térmica extremamente maiores umas das outras, e essa variante anula em muitos casos a proporcional inversa que diz respeito da espessura do material.

O conceito de resistência térmica é inversamente proporcional à o de condutividade, ou seja, quanto maior for à taxa de transferência de calor menor será a resistência térmica do meio, sendo essa taxa dependente da geometria e das propriedades térmicas do material. A resistência à condução de calor inverte a função do quesito “espessura” e o transforma no principal elemento de eficiência, sendo que, no caso em questão, quanto maior for este rendimento menor será a taxa de condutividade de energia térmica, se transformando num empecilho ao rendimento do sistema. A resistência térmica (R_{parede}) que as paredes das embalagens de acondicionamento do produto oferecem pode ser expressa pela Eq. (4).

$$R_{parede} = \frac{\Delta X}{KA} \quad (4)$$

onde, ΔX representa a espessura, K representa a condutividade térmica do material, e A à área da seção transversal das paredes da embalagem.

Com a obtenção da variante resistência da parede pode-se definir a taxa de transferência de calor que a parede possui através da Eq. (5) onde T_1 e T_2 representam, respectivamente, a temperatura de entrada e de saída. Haja vista que a resistência térmica está presente em todas

as formas de transferência de calor (sendo resistência de condução, convecção e radiação), no caso do estudo em discussão somente são expressáveis os valores de condução e convecção.

$$Q_{cond.parede} = \frac{T_1 - T_2}{R_{parede}} \quad (5)$$

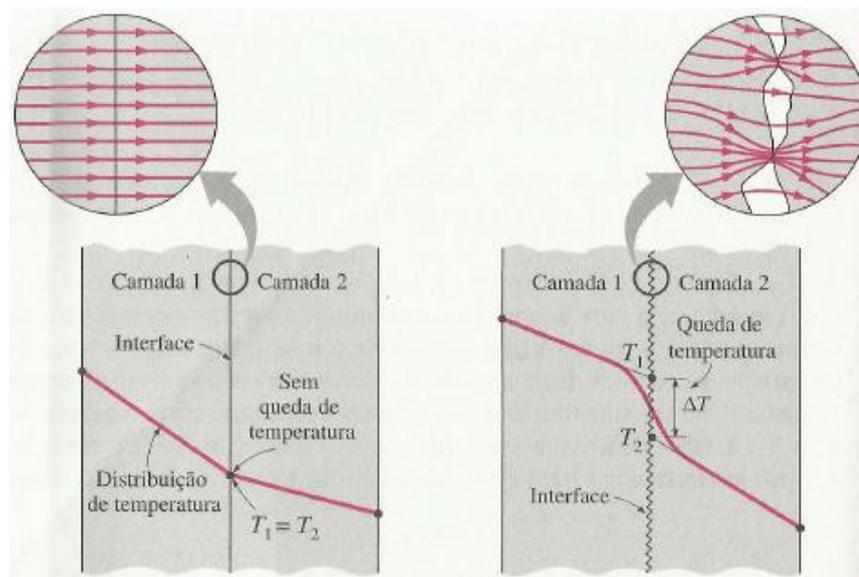
A resistência de convecção da superfície é expressa pela Eq. (6), onde h representa o coeficiente de transferência de calor por convecção e A_s é a área de superfície.

$$R_{conv} = \frac{1}{hA_s} \quad (6)$$

Partindo da representação da resistência à convecção e a reorganização da lei de Newton para o resfriamento, obtém-se a taxa de transferência por convecção da parede a qual é apresentada na Eq. (7), onde as variáveis T_s e T_∞ representam, sucessivamente, a temperatura de superfície e a temperatura suficientemente longe da superfície.

$$Q_{conv} = \frac{T_s - T_\infty}{R_{conv}} \quad (7)$$

Figura 9 – Resistência térmica de contato.



Fonte: ÇENGEL (2009).

Uma análise mais profunda pode ser indagada quando se analisa a condução de calor em materiais cuja construção apresenta inúmeras camadas, que é o caso da embalagem de papelão em estudo. Mesmo as montagens multicamadas de materiais extremamente lisos

apresentam defeitos imperceptíveis ao olho nu, causando falha no contato entre as faces. Estes vales são preenchidos com ar, o qual, conforme mencionado anteriormente, é considerado um poderoso isolante térmico que origina a resistência térmica da embalagem em questão.

A Figura 9 representa exatamente o que acontece com o fluxo de calor em ambos os casos, a indicação da direita com presença de ar entre faces representando uma grande variação de temperatura no cruzamento da energia térmica, enquanto que, a animação da esquerda, representando o que pode ser chamado de contato perfeito, não exibe nenhuma variação na faixa de temperatura quando o fluxo atravessa a junção.

2.9 RENDIMENTO DO SISTEMA

Através do estudo do sistema de refrigeração da empresa, pode-se denotar que o rendimento dos túneis de congelamento por ar forçado apresenta uma grande dependência da disposição do produto nas embalagens e do tipo de transferência de calor. Os sistemas de refrigeração atualmente desenvolvidos são projetados com propósitos especificados e estudados anteriormente ao seu desenvolvimento, sendo que o seu correto funcionamento ficará totalmente dependente do manuseio do comprador, que deve garantir que o processo trabalhe conforme especificações de operação da empresa fornecedora.

A empresa fornecedora dimensionou os túneis de congelamento em avaliação com o propósito de refrigeração por convecção forçada, que é o tipo de transferência de calor mais indicado e que apresenta os melhores rendimentos para aplicações frigoríficas. Por outro lado, a empresa que adquiriu o equipamento opera o sistema se utilizando do princípio da transferência de calor por condução em sua maioria, ou seja, a área de transferência de calor por convecção é menor do que a área de transferência de calor por condução. Um erro gravíssimo que eleva o custo do congelamento dos produtos e diminui drasticamente o rendimento do equipamento e do processo de transferência de calor.

Com base nisso, verifica-se que a principal anomalia apresentada é a utilização de embalagens de papelão para o acondicionamento do produto. Através da investigação teórica, definiu-se como uma das hipóteses para solução do principal pode estar baseada no princípio de funcionamento especificado em projeto; a transferência de calor por convecção. A simples troca das embalagens de papelão por embalagens de polietileno garante o princípio da convecção forçada, pois estas apresentam maior área de produto em contato com o ar e melhor

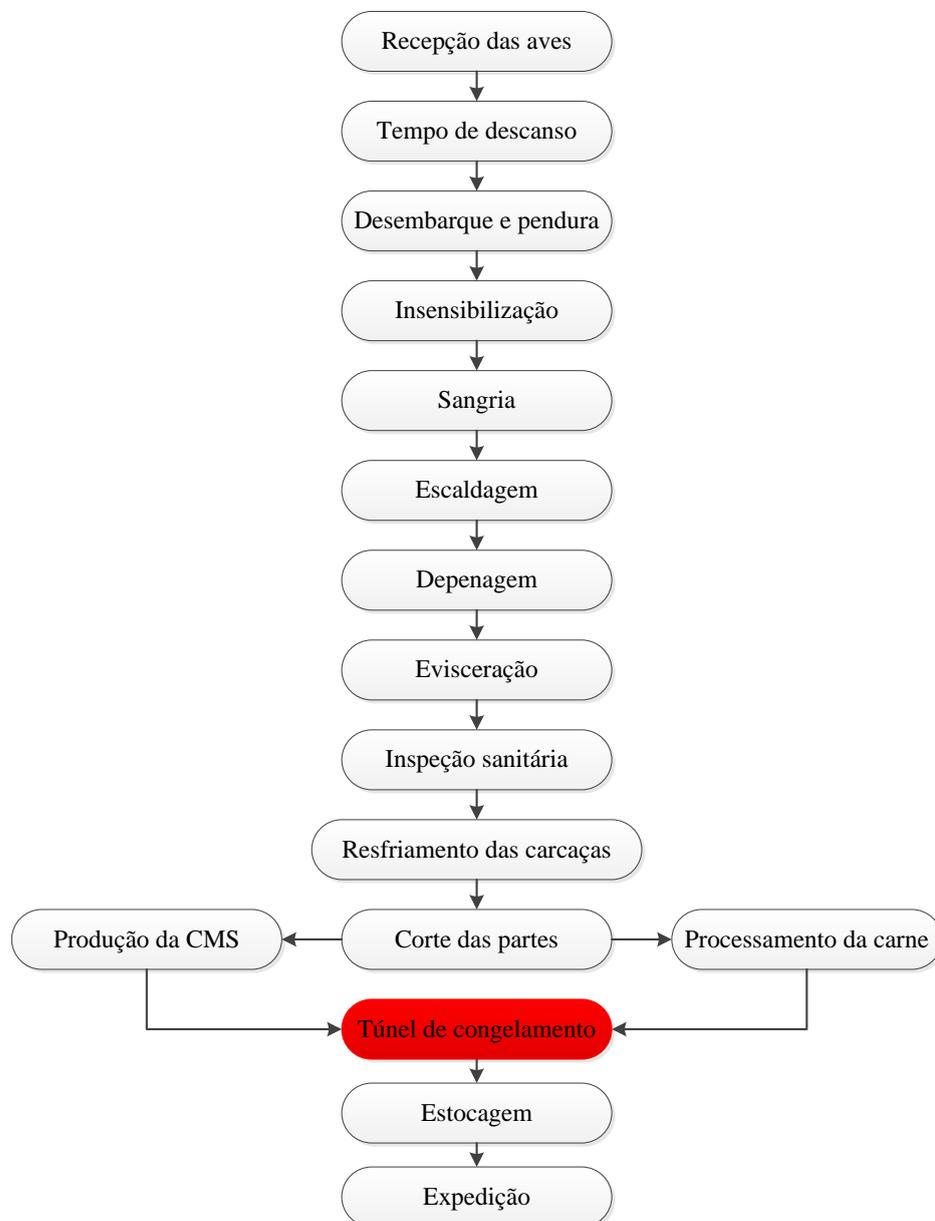
taxa de transferência por condução nas regiões não contempladas com o ar forçado, se tornando a principal linha de investigação em busca do aumento da eficiência energética do sistema de congelamento dos túneis da indústria.

3 PROCEDIMENTOS METODOLÓGICOS

3.1 CENÁRIO DO PROCESSO

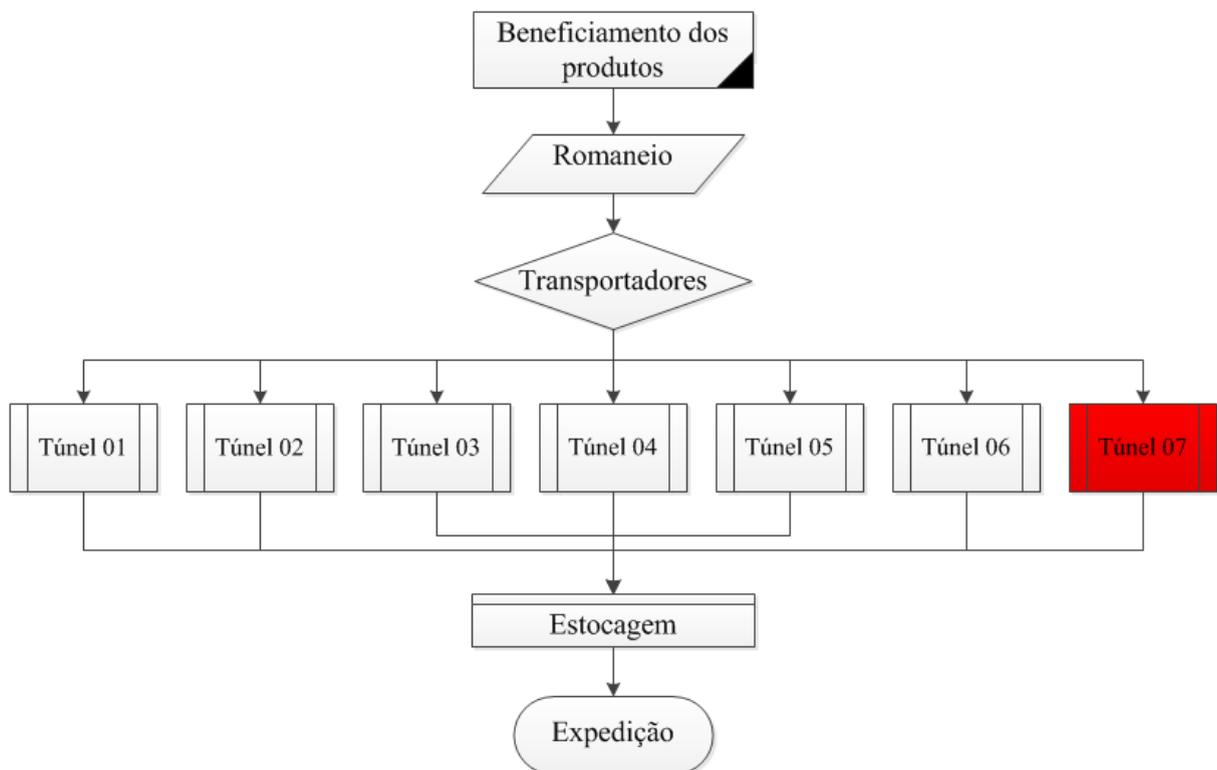
O desenvolvimento do presente estudo ocorreu em um frigorífico que abate e processa aves. O fluxograma do processo produtivo desse frigorífico está representado na Figura 10.

Figura 10 – Fluxograma do processo produtivo do frigorífico.



O congelamento consiste na retirada da energia térmica dos alimentos e manutenção desse propósito, permitindo a preservação das características dos produtos perecíveis por um período de tempo superior ao normal, conforme discutido no capítulo anterior. O processo realizado pela empresa em estudo utiliza o princípio da convecção forçada em túneis de congelamento contínuo, cenário do estudo da transferência de calor que ocorre entre o produto e o ambiente interno dos túneis. A empresa contém 7 túneis de resfriamento, sendo o presente estudo focado no Túnel 07, o foi o último a ser implantado e o mais tecnológico. Todos os produtos que são direcionados ao congelamento seguem um fluxo indicado na Figura 11.

Figura 11 – Fluxograma de produção evidenciando a sequência dos tuneis de resfriamento.



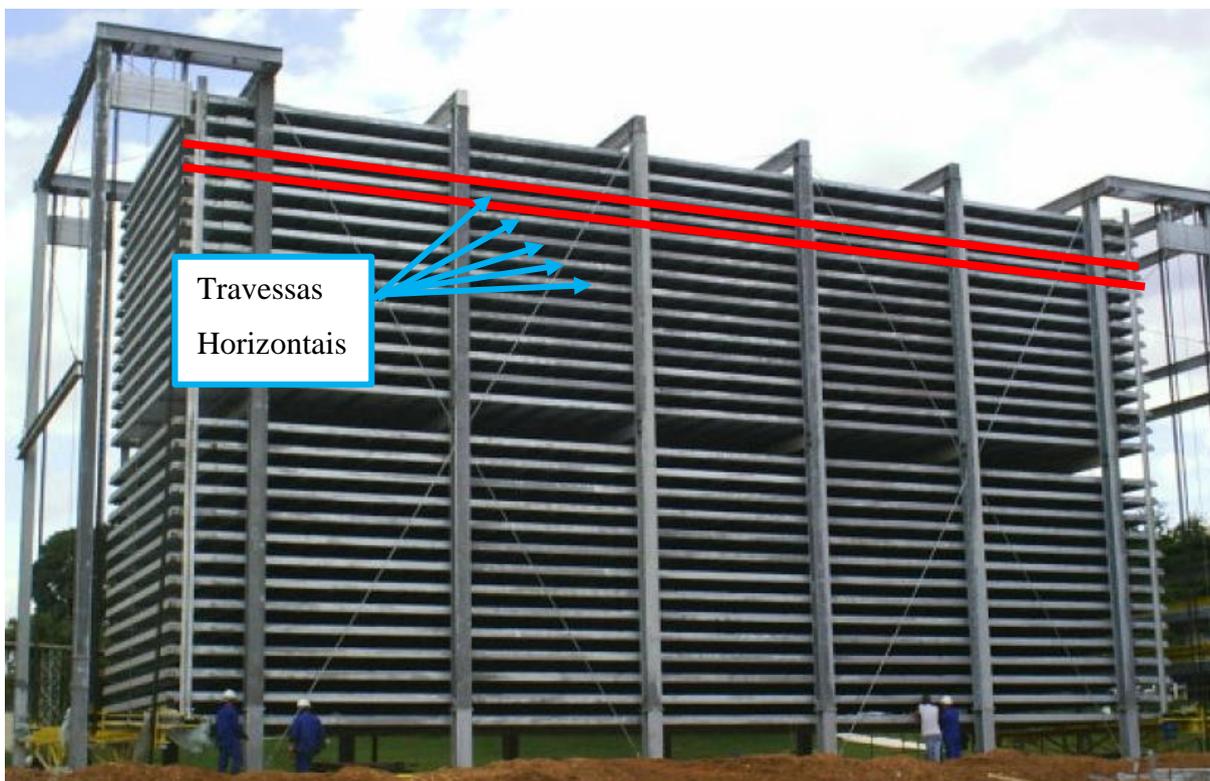
Fonte: Processo produtivo (2016).

3.2 TÚNEL 07

O túnel tipo TRV (túnel de retenção variável) utiliza ventilação forçada no sentido longitudinal do equipamento para transporte e retirada de energia térmica do produto. Este equipamento conta com um sistema totalmente automático para segregação do tempo de

retenção de produto em cada um dos seus 30 níveis. A estrutura montada deste túnel pode ser observada na Figura 12.

Figura 12 – Estrutura metálica do Túnel 07.



Fonte: Processo produtivo (2016).

3.2.1 Características do equipamento

As estruturas deste túnel contêm colunas, vigas e longarinas pré-fabricadas totalmente em aço carbono. As vigas e colunas receberam pintura com tinta especial para resistir a baixas temperaturas, já as longarinas são zincadas termicamente após a fabricação. As peças foram fabricadas atendendo o requisito de montagem em campo sob alta velocidade, logo, foram totalmente parafusadas na montagem do equipamento. Este equipamento conta ainda com um conjunto de plataformas metálicas galvanizadas que obedecem às normas dos padrões de segurança para inspeção e manutenção de todos os ventiladores e servo motores existentes.

As travessas horizontais, que podem ser observadas na Figura 12, são as bandejas do túnel, sobre as quais são transportadas as caixas contendo o produto. Estas bandejas

compreendem estruturas soldadas em aço carbono compostas por chapas onduladas fixadas na parte superior, contendo duas camadas de PEAD instaladas nas extremidades para permitir o escorregamento das bandejas sob as longarinas suporte. Essas bandejas suportam 02 alinhamentos de 14 caixas cada para 28 níveis, mais 02 alinhamentos por bandeja para 05 níveis, sendo que o túnel possui 481 unidades de bandejas, totalizando 14400 caixas. A descrição das especificações técnicas deste túnel pode ser observada na Tabela 1.

Tabela 1 – Especificações técnicas do Túnel 07.

Modelo	TRV 28 x 16 x 30
Dimensões externas (L x C x H)	10,50 x 34,00 x 15,75 m
Produto 01	Frango
Dimensões máximas da caixa 01 (L x C x H)	0,39 x 0,58 x 0,15 m (com tampa)
Peso médio da caixa	18 kg
Produção	16.800 kg/h
Quantidade de caixas por bandejas	28 caixas
Tempo de retenção	12,0 horas
Produto	4.200 kg/h
Quantidade de caixas por bandejas	34 caixas
Tempo de retenção	24 horas
Peso máximo da caixa	30 kg
Temperatura de entrada	+10 °C
Temperatura de saída	-18 °C
Produção total	21.000 kg.h ⁻¹
Capacidade máxima estática de caixas no TRV	14.816 caixas
Tempo de alimentação	16 horas
Carga térmica requerida	1.868.402 kcal.h ⁻¹
Temperatura de evaporação no evaporador	-38 °C
Consumo Energia Elétrica	309,00 kWh
Frequência	60,0 Hz
Material de construção	A1020
Potência	309,00 kW
Potência	420,00 CV
Tensão	380,00 V

Fonte: Processo produtivo (2016).

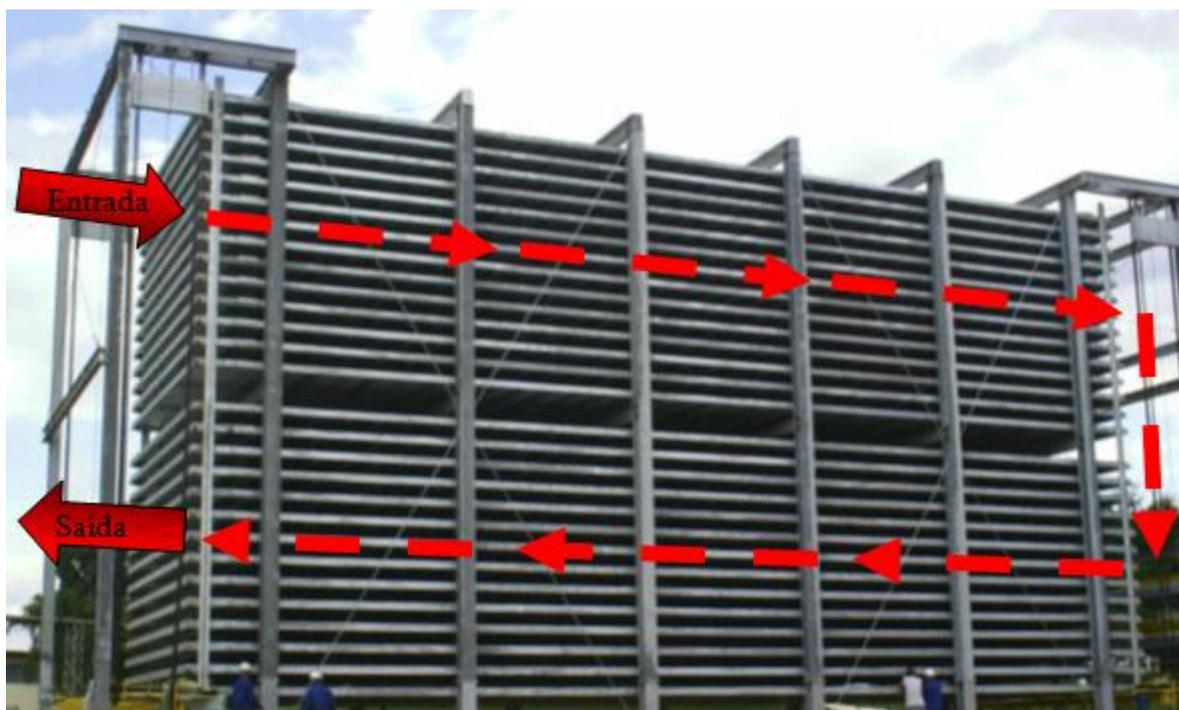
A parte frontal do Túnel 07 contém um elevador que faz a alimentação e a descarga do produto, sendo que na parte posterior também encontra-se alocado um elevador que faz o transporte vertical do produto da parte superior para a parte inferior. A capacidade de

congelamento de projeto deste equipamento foi calculada para uma temperatura média de saída de -18°C , considerando-se um tempo de retenção de 12 horas.

3.2.2 Fluxo do produto no túnel

O equipamento recebe as caixas através de esteiras transportadoras, as quais descarregam as caixas sobre o elevador de alimentação do mesmo. O elevador, por sua vez, distribui as caixas nos níveis de congelamento. O fluxo que o produto segue dentro do túnel na fase de congelamento pode ser observado na Figura 13.

Figura 13 – Fluxo do produto através do Túnel 07.



Fonte: Processo produtivo (2016).

Verifica-se então que o produto entra na parte superior, atravessa toda a extensão do Túnel 07, desce para a parte inferior deste (por meio do elevador de transporte vertical), e retorna novamente ao local de entrada percorrendo o equipamento no sentido longitudinal.

3.2.3 Sistema de refrigeração do Túnel 07

No Túnel 07 existe um conjunto de evaporadores alocados na sua parte posterior, os quais são construídos inteiramente em aço carbono assim como as aletas que possuem para absorver a energia térmica liberada pelo produto. O conjunto de ventiladores axiais fica posicionado na parte posterior do bloco de evaporadores, forçando o ar a passar por toda a extensão de tubos dos evaporadores, aproveitando assim o máximo de energia desprendida do sistema. O posicionamento do bloco de evaporadores bem como o conjunto de ventiladores pode ser observado na Figura 14.

Figura 14 – Bloco de evaporadores e conjunto de ventiladores do Túnel 07.

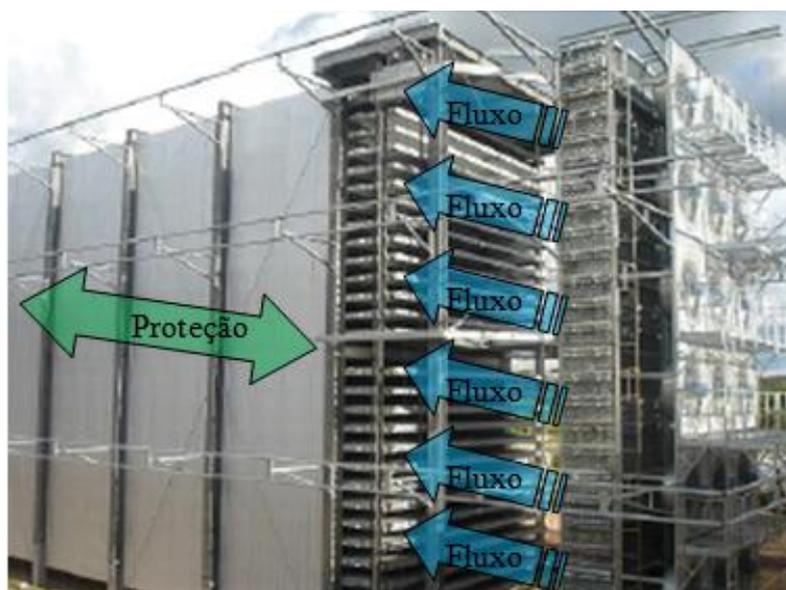


Fonte: Processo produtivo (2016).

Conforme indicado na Figura 15 existem proteções alocadas nas laterais do túnel para evitar que o fluxo de ar mude sua trajetória de escoamento. Estas proteções formam uma espécie de túnel, proporcionando uma rota ao fluxo de ar, garantindo que a energia que este carrega chegue até a outra extremidade do equipamento, proporcionando a circulação completa na parte interna da máquina. Para completar o formato de um túnel, existem ainda duas proteções, uma

superior e outra inferior, finalizando as quatro paredes necessárias para conduzir o fluxo de ar por toda extensão do equipamento. O fluxo de ar forçado ocorre no sentido longitudinal do túnel, conforme indicado na Figura 15.

Figura 15 – Fluxo do ar e proteções laterais do Túnel 07.



Fonte: Processo produtivo (2016).

Os evaporadores, também chamados de resfriadores, tem a função de retirar o calor ou energia térmica do produto. Esta retirada de calor pode ser feita diretamente pelo fluido refrigerante ou indiretamente por meio de um fluido intermediário (geralmente água ou salmoura) (CRUZ; COSTA, 1982). O conjunto de evaporadores em estudo utiliza o método direto e, portanto, o fluido refrigerante como meio de retirada e transporte de calor. As especificações técnicas deste resfriador podem ser visualizadas na Tabela 2.

Tabela 2 – Especificações técnicas do resfriador do Túnel 07.

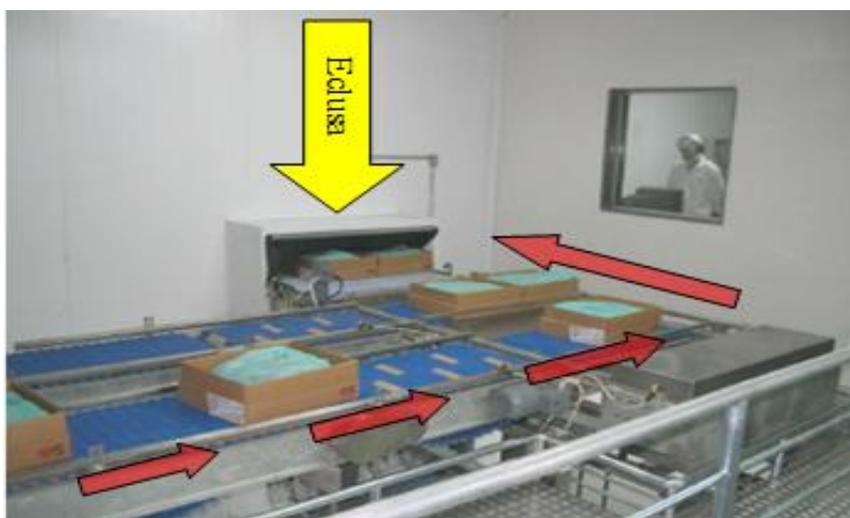
Capacidade térmica	1.868.402 kcal.h ⁻¹
Temperatura de evaporação no bloco	-38°C
Vazão de ar (total aproximada)	945.000 m ³ .h ⁻¹
Tipo de degelo	Água e gás quente
Número de ventiladores	21
Potência dos ventiladores	20 CV
Espaçamento entre aletas	16.8 ⁻¹ mm
Fluido refrigerante	R-717 (amônia NH ₃)

Fonte: Processo produtivo (2016).

No Túnel 07 existe um sistema de ventilação para as eclusas de entrada e saída de produto do equipamento, estas são compostas por dois ventiladores cada, os quais tem como função equalizar a pressão interna com a externa. A equalização das pressões evita a formação de gelo na parte interna e externa das eclusas, reduz a formação de gelo nos blocos dos evaporadores, e reduz a perda de energia do sistema de refrigeração por evitar que o ar gelado saia do túnel. A entrada do produto no túnel e a eclusa podem ser observadas na Figura 16.

O projeto do TRV foi desenvolvido baseado na utilização de caixas de papelão como forma de acondicionamento do produto, logo o modelo de suas esteiras de entrada e saída são condizentes com a utilização destas embalagens. A construção desta máquina segue um padrão de metragem dos níveis, elevadores, arrastadores e demais estruturas que são compatíveis também com a utilização de embalagens plásticas de armazenamento de produto (caixas de PEAD). Tanto as embalagens de papelão (caixas) quanto às esteiras podem ser visualizadas na Figura 16.

Figura 16 – Entrada do produto no Túnel 07.



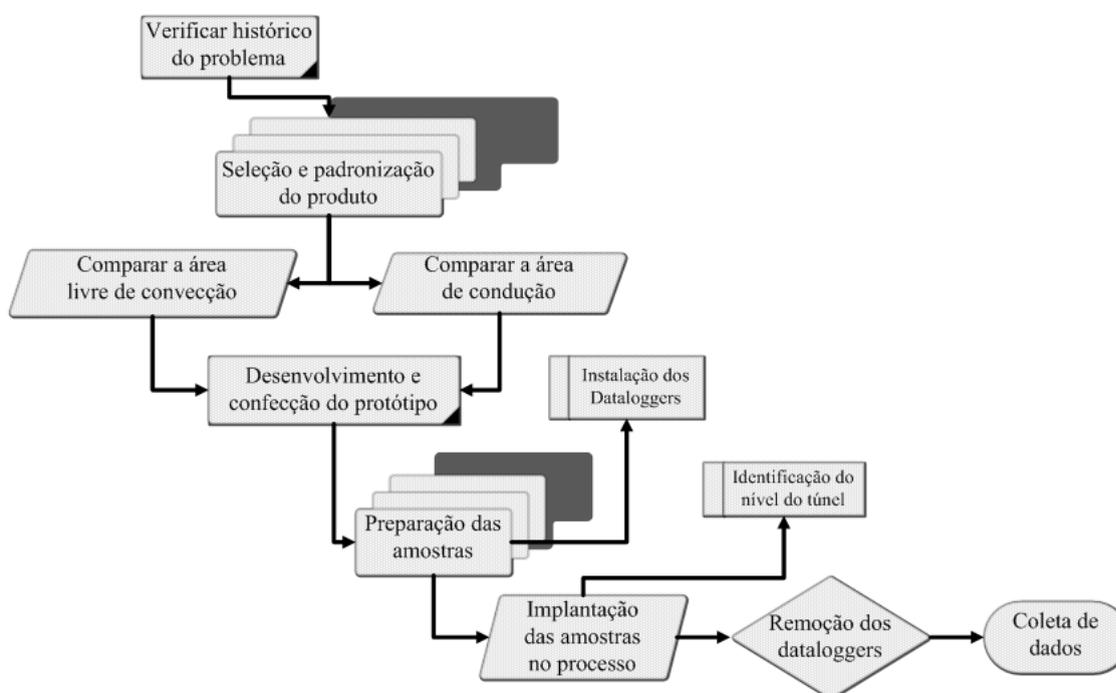
Fonte: Processo produtivo (2016).

3.3 ETAPAS DO PROCEDIMENTO

As etapas do procedimento adotado para a realização do presente trabalho estão dispostas no organograma apresentado na Figura 17.

Na sequência são descritas as etapas que o compõem.

Figura 17 – Etapas do procedimento.



Fonte: Autoria própria (2016).

3.3.1 Verificação do histórico do problema

O sistema de refrigeração geral da empresa em estudo vinha apresentando problemas de eficiência. Constatado o problema, buscou-se identificar qual setor era responsável pelo maior consumo de energia. Tendo em vista que os produtos alimentícios precisam ser congelados para conservação de suas propriedades e características, identificou-se que a maior quantidade de energia consumida pelo sistema encontrava-se no setor de congelamento dos túneis devido à retirada da grande carga térmica presente nos produtos. Existe um padrão pré-estabelecido pelo Serviço de Inspeção Federal (SIF) a ser seguido que especifica a quantidade exata de temperatura negativa que cada tipo de produto deve conter na saída dos túneis, especialmente neste setor havia problemas com de falta de temperatura negativa, ou seja, o produto não atingia a temperatura mínima antes de sair do processo de congelamento.

Com a obtenção dos dados das paradas do mês de abril observou-se que seria importante fazer um levantamento dos outros meses para investigar se a anomalia ocorria em outras épocas do ano. Foi feito então um levantamento dos meses de fevereiro e março, como pode ser visto na Tabela 33, constatando a continuidade do problema, por este motivo essa averiguação se estendeu por um ano de anotações e os resultados encontrados foram que as paradas acontecem com mais frequência no período do verão, que é a época do ano que faz mais calor.

Tabela 3 – Paradas nos túneis por falta de temperatura.

Data	Túnel (Nº)	Não Conformidade	Hora
04/fev	2	Temperatura fora de padrão	09:20
05/fev	2	Temperatura fora de padrão	23:15
07/fev	2	Temperatura fora de padrão	12:00
11/fev	2	Temperatura fora de padrão	12:20
17/fev	2	Temperatura fora de padrão	06:00
18/fev	2	Temperatura fora de padrão	12:00
20/fev	2	Temperatura fora de padrão	06:00
17/mar	1	Temperatura fora de padrão	23:15
18/mar	1	Temperatura fora de padrão	23:05
18/mar	1	Temperatura fora de padrão	18:45
25/mar	2	Temperatura fora de padrão	23:05
25/mar	1	Temperatura fora de padrão	09:15
26/mar	1	Temperatura fora de padrão	23:00
27/mar	1	Temperatura fora de padrão	22:00
27/mar	2	Temperatura fora de padrão	23:35
28/mar	2	Temperatura fora de padrão	09:10
31/mar	1	Temperatura fora de padrão	23:05

Fonte: Processo produtivo (2016).

Foi realizado também um acompanhamento na saída dos túneis onde constatou-se que o processo foi parado por diversas vezes devido a temperatura do produto sair abaixo do padrão. Estas paradas indicam a grande ineficiência do referido sistema, bem como o transtorno que acontece na manobra que os operadores precisam realizar cada vez que isso acontece. Dessa forma, a ineficiência do processo ocorre não somente devido a parada de produção por falta de temperatura, mas também em virtude do desgaste operacional e do elevado consumo de energia necessária ao reabastecimento dos outros túneis na intenção de suprir a demanda. As paradas ocorridas ao longo do mês de abril do ano corrente são descritas na Tabela 4.

Tabela 4 – Parada nos túneis por falta de temperatura.

Túnel (N°)	Data	Não Conformidade	Ação imediata (Correção):	Processo	Ação planejada (Corretiva)	Hora
1	01/04/2014	Temperatura fora do padrão	Retirar produto e repor no túnel 02	Parar a descarga do túnel	Aumentar a demanda de 19000 kw/h para 20000 kw/h	09:30
2	02/04/2014	Temperatura fora do padrão	Retirar produto e repor no túnel 03	Parar a descarga do túnel	Aumentar a demanda de 19000 kw/h para 20000 kw/h	08:20
1	02/04/2014	Temperatura fora do padrão	Retirar produto e repor no túnel 03	Parar a descarga do túnel	Aumentar a demanda de 19000 kw/h para 20000 kw/h	13:15
2	09/04/2014	Temperatura fora do padrão	Retirar produto e repor no túnel 03	Parar a descarga do túnel	Aumentar a demanda	08:20
1	15/04/2014	Temperatura fora do padrão	Retirar produto e repor no túnel 02	Parar a descarga do túnel	Aumentar a demanda	14:00
1	22/04/2014	Temperatura fora do padrão	Retirar produto e repor no túnel 02	Parar a descarga do túnel	Baixar pressão de sucção	23:13
1	23/04/2014	Temperatura fora do padrão	Retirar produto e repor no túnel 02	Parar a descarga do túnel	Baixar pressão de sucção	08:00
1	24/04/2014	Temperatura fora do padrão	Retirar produto e repor no túnel 02	Parar a descarga do túnel	Baixar pressão de sucção	09:20
1	25/04/2014	Temperatura fora do padrão	Segregar produto e direcionar para outro túnel	Parar a descarga do túnel	Manter o túnel parado até atingir a temperatura	08:10

Fonte: Processo produtivo (2016).

3.3.2 Seleção e padronização do produto

O Túnel 07 absorve toda produção de carne *in natura* de peru, bem como uma grande parte de carne mecanicamente processada (CMS) de frango. O CMS de peru é obtido através de um processo mecânico de moagem de carcaças, pescoços e coxas. Esse método garante a separação de aproximadamente 75% da carne que fica nos ossos das aves e não pode ser retirada no processamento de corte manual. Como este tipo de carne é destinada ao consumo humano, a empresa a utiliza na composição de produtos embutidos. Esse produto foi escolhido para a realização dos experimentos na avaliação da transferência de calor, e pode ser observado na Figura 18.

A seleção deste tipo de produto foi fundamentada na forma que é disposto para o congelamento, pois se trata de uma massa pastosa altamente concentrada que garante a uniformidade do fluxo de energia térmica retirado, trazendo assim resultados mais confiáveis. Esse produto obedece um padrão de peso para ser congelado que pode ser de 15 ou 20 kg. O CMS é envazado na embalagem azul exposta na Figura 19 e possui como material de construção o PEAD (com espessura de aproximadamente 0,5 milímetros) e é acondicionada em uma caixa também de PEAD. As dimensões da caixa seguem um padrão de 2,5 mm de espessura, 95 mm

de altura, 360 mm de largura e 575 mm de comprimento. A área livre de convecção onde o ar pode entrar em contato com a embalagem é de 216600 milímetros quadrados. Após embalagem e acondicionamento, o produto é destinado ao túnel de congelamento, permanece neste em torno de 24 horas que é o tempo necessário para obtenção da temperatura ideal de conservação segundo os padrões da empresa.

Figura 18 – Carne mecanicamente separada.



Fonte: Processo produtivo (2016).

Figura 19 – Embalagem e caixa de acondicionamento do CMS.



Fonte: Processo produtivo (2016).

3.3.3 Comparação da área livre de convecção

As caixas de acondicionamento do produto seguem um padrão de medidas, tanto as de papelão quanto as de PEAD. As caixas de papelão, conforme pode ser observado na Figura 20, são submetidas ao congelamento com a parte superior (tampa) encaixada sob a parte inferior (base) da caixa. Essa configuração aumenta ainda mais a barreira que a energia térmica do produto tem que atravessar para ser absorvida pelo sistema de refrigeração do túnel. A energia térmica do produto atravessa, por condução, uma barreira de 7 mm de papelão, antes de ser transportada por convecção até os evaporadores do sistema. Essa espessura retarda o processo de congelamento exigindo maior desempenho do sistema de refrigeração, que por sua vez, vai consumir mais energia elétrica para suprir a demanda.

Figura 20 – Caixa de papelão.



Fonte: Processo produtivo (2016).

As caixas de papelão apresentam praticamente a mesma área livre de convecção quando comparadas às caixas de PEAD (Figura 19), haja vista que as dimensões das últimas são de 575 mm de comprimento, 360 mm de largura e 112 mm de altura, totalizando 210900 mm² de área livre de convecção. Porém, a diferença entre elas reside na área que sofre o fenômeno da condução, que é a parte da caixa fechada aos efeitos da convecção (indicada nas Figura 19 e Figura 20 pela embalagem azul de envasamento do produto), sendo que a condução acontece na caixa de acondicionamento do produto. Para um melhor entendimento é ilustrado na Figura 20 os dois fenômenos acontecendo simultaneamente. Pode-se perceber que a travessia do fluxo

de calor através do fenômeno da condução na caixa de papelão é quase três vezes maior em relação à caixa de PEAD devido a sua espessura.

Foram realizados igualmente testes utilizando-se um terceiro modelo de caixa de acondicionamento de produto (Figura 21). Esta embalagem apresenta a maior área de convecção entre as expostas até o momento, pois sua construção foi baseada no congelamento através do princípio da convecção. Na empresa, este modelo de caixa não é utilizado com a função de acondicionamento de produto para o congelamento de produto, muito embora o seu emprego seria ideal para um sistema de congelamento por convecção. Este modelo de caixa possui como material de construção o PEAD, a área livre de convecção considerando todas as aberturas é de aproximadamente 268830 mm², a espessura é de 2,5 mm, 560 mm de comprimento, 360 mm de largura, 132 mm de altura.

Figura 21 – Caixa de PEAD vazada.



Fonte: Processo produtivo (2016).

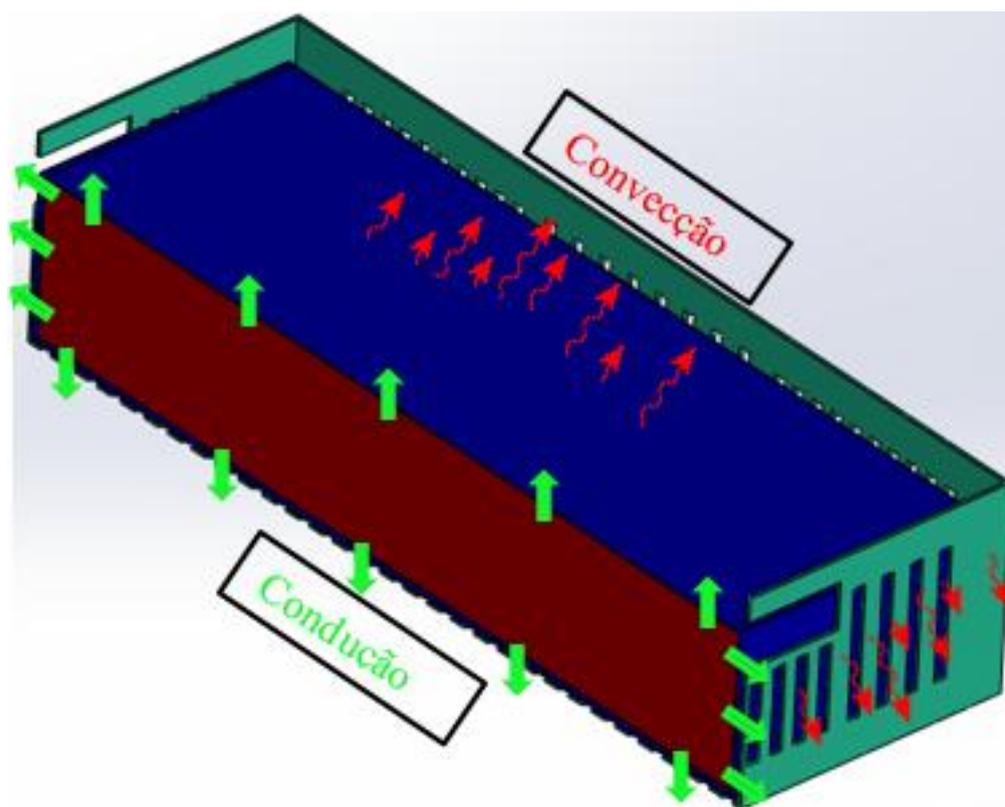
3.3.4 Comparação da área de condução

Os fenômenos da convecção e condução ocorrem ao mesmo tempo após a entrada do produto no túnel. Quando toda a energia térmica que a embalagem e a caixa possuem é absorvida por convecção, o produto começa a ceder calor para o meio externo, sendo assim a embalagem e a caixa servem de transmissores. Dessa forma, como o sentido do fluxo de energia parte do produto para fora da embalagem em todas as direções, estes elementos (caixas) ficam

encarregados de transmitir o calor ao meio absorvedor dessa energia. Esse fenômeno é conhecido como transmissão de calor por condução. Portanto existem três elementos que transportam energia por este processo; o produto (carne de peru), a embalagem (PEAD) e a caixa de acondicionamento (PEAD).

Para melhor entendimento de como esse processo de transmissão de calor ocorre, foi reproduzido no *Software Solidworks* uma imagem ilustrativa (Figura 22) que ajuda a expressar a direção do fluxo de energia térmica. A Figura 22 mostra os dois processos acontecendo concomitantemente na estrutura do produto, empregando-se uma caixa vazada em PEAD (área de 444479,9 mm²) como exemplo para exibição da transmissão de calor por condução. É importante citar que esta caixa de PEAD possui espessura de 2,5 mm, já a embalagem de papelão possui área de 416440 mm² e espessura de 7 mm.

Figura 22 – Vista isométrica em corte da embalagem de PEAD.



Fonte: Autoria própria, 2016

3.3.5 Desenvolvimento e confecção do protótipo

Baseando-se na teoria da convecção forçada foi desenvolvido um protótipo para testes no túnel de congelamento (Figura 23). Este protótipo foi confeccionado utilizando-se de uma caixa de PEAD e modelo semelhante a caixa da Figura 21, sendo que a única mudança executada foi o aumento da área livre de convecção do produto. Foram feitos cortes retangulares nas paredes laterais e no fundo da caixa aumentando a área livre de convecção para aproximadamente 335417,68 mm², mantendo-se a espessuras da paredes e fundo desta também possuem espessura de 2,5 mm.

Figura 23 – Caixa PEAD Protótipo.



Fonte: Processo produtivo (2016)

O modelo desenvolvido foi testado em campo, porém não pode ser fabricado devido às áreas que foram retiradas apresentarem risco de queda de produto e fragilidade mecânica da estrutura, tendo em vista que estas são utilizadas para diversos produtos de variados tamanhos. A representatividade deste modelo foi desenvolvida para mostrar que o aumento de área livre de convecção nos produtos aumenta o rendimento do sistema de refrigeração. Entretanto, se esta tese for comprovada experimentalmente e o desenvolvimento deste exemplar for considerado, um novo modelo de caixa precisará ser desenvolvido respeitando-se a área livre de convecção e a resistência mecânica do novo padrão a ser proposto.

3.4 FERRAMENTAS, TÉCNICAS E MÉTODOS UTILIZADOS

Os ensaios foram realizados utilizando-se de quatro modelos de caixas diferentes que foram exibidas nas Figura 19 (PEAD com paredes não vazadas), Figura 20 (papelão), Figura 21 (PEAD com paredes vazadas) e Figura 23 (PEAD protótipo). Os testes foram efetuados seguindo um padrão de comparação entre duas amostras sequencialmente, pois os aparelhos de medição da temperatura eram utilizados concomitantemente em outros processos, limitando o seu tempo de uso na pesquisa. Os registradores de temperatura via sonda externa (*Datalogger*) utilizados são da marca AKSO, modelo AK 285. Suas especificações técnicas podem ser visualizadas na Tabela 3, e suas características na Figura 24.

Tabela 3 – Especificações técnicas dos Dataloggers.

Faixa de medição:	-40 a 85°C
Resolução:	0.1°C
Exatidão:	±1°C
Memória interna:	16000 registros
Intervalo entre registros:	de 1 segundo a 12 horas
Temperatura de operação:	-40 a 85°C
Umidade de operação:	0 a 100%UR (sem condensação)
Dimensões:	72 x 56 x 21 mm
Peso:	90g
Alimentação:	3.6V (bateria de lítio)

Fonte: <http://www.akso.com.br/>.

Figura 24 – *Datalogger*.



Fonte: <http://www.akso.com.br/>

O procedimento experimental seguiu a seguinte metodologia:

- I. Escolha das amostras: foi definido o produto CMS com pesos que variavam entre 15 a 20 kg. Preparação das amostras para o experimento: os *Dataloggers* foram fixados na parte superior das embalagens, já suas respectivas sondas eram introduzidas na parte frontal considerando o posicionamento da embalagem na extensão. A introdução da sonda foi realizada sempre na parte mediana em relação à espessura do produto, pois como o fluxo da energia térmica retirada é sempre da parte central para fora, o resultado das medições se tornara mais confiável através desta metodologia. As Figura 25 e Figura 26 exibem o procedimento adotado. Conforme pode ser visualizado através das referidas figuras, o aparelho foi alocado dentro de uma embalagem plástica para evitar erros de medição no início do procedimento. Pois como o ambiente interno do túnel é muito agressivo, atingindo temperaturas de até - 40°C, as medições não se tornariam confiáveis pelo fato do aparelho suportar exatamente esta temperatura. Foi também fixado o *Datalogger* na superfície do produto para evitar quedas e possíveis danos que pudessem ocorrer durante o percurso seguido pela caixa na extensão do túnel.

Figura 25 – Ilustração do procedimento adotado para medição da temperatura.



Fonte: Autoria própria, 2016.

Figura 26 – Procedimento.



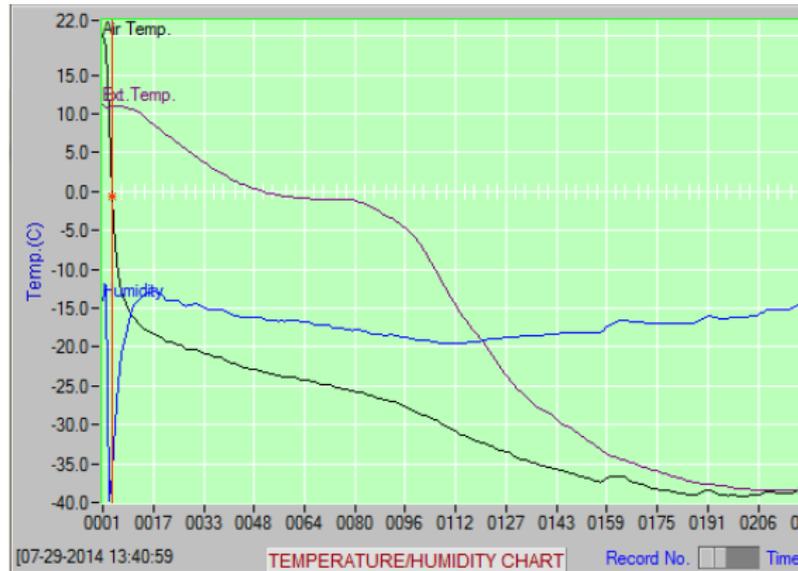
Fonte: Autoria própria, 2016.

- II. Tempo de congelamento: após a etapa II, as caixas foram destinadas ao processo de congelamento junto com o restante do produto. Todas as amostras foram colocadas em teste na parte da manhã, permanecendo no túnel em torno de 24 h sendo retiradas somente no dia seguinte, considerando que o tempo normal de congelamento dos produtos na empresa gira em torno de 24 a 30 h. Esses produtos possuem tanto peso como formas distintas, entretanto não são considerados diferentes no quesito tempo de congelamento, o que causa grande impacto no rendimento do sistema, uma vez que, esse tempo poderia ser controlado ganhando-se redução no período de congelamento e, conseqüentemente, economizando-se energia elétrica provinda do sistema de refrigeração.

3.4.1 Coleta de dados

Após a saída do produto do túnel os *Dataloggers* foram recolhidos e levados para coleta de dados em microcomputadores. A sonda do aparelho tinha que permanecer introduzida no produto por período maior que 24 h, pois como o produto congela atingindo-se temperatura da ordem de - 40 °C, a carne se torna sólida e não permite a retirada do instrumento de medição, permanecendo estes introduzidos no produto até o descongelamento da amostra. Por esta razão, o tempo total que a sonda permaneceu no produto foi de 48 horas, sendo que em mais de 75 % dos experimentos os aparelhos apresentaram erros de medição o que inutilizou os resultados dos testes.

Os experimentos que resultaram com dados corretamente registrados pelos *Dataloggers* foram coletados pelo microcomputador através de uma conexão USB provinda do aparelho. Neste microcomputador se encontrava instalado o *software* capaz de identificar os dados gerados pelos dispositivos. Após a leitura desses dados, empregando-se o mesmo *software* para plotagem de gráficos que reproduziam as linhas originadas pelo decréscimo de temperatura em função do tempo no período de retirada de energia térmica do produto. Um exemplo destes gráficos pode ser visualizado na Figura 27, no qual a linha preta representa a temperatura do ar, a linha violeta representa a temperatura externa ou do ambiente, e a linha azul exibe a umidade do ar.

Figura 27 – Gráfico gerado pelo *software*.

Fonte: Processo produtivo (2016)

Os dados deste gráfico são fornecidos pelo *software* através de planilhas, sendo ilustrado um exemplo na Tabela 4. Nesta tabela estão sendo mostrados valores de medições alternados a cada vinte registros, contudo os valores podem ser selecionados no equipamento para registrar a seleção de intervalo de tempo que se deseja. Nos testes desta pesquisa utilizaram-se intervalos de cinco minutos por registro.

Tabela 4 – Dados dos gráficos.

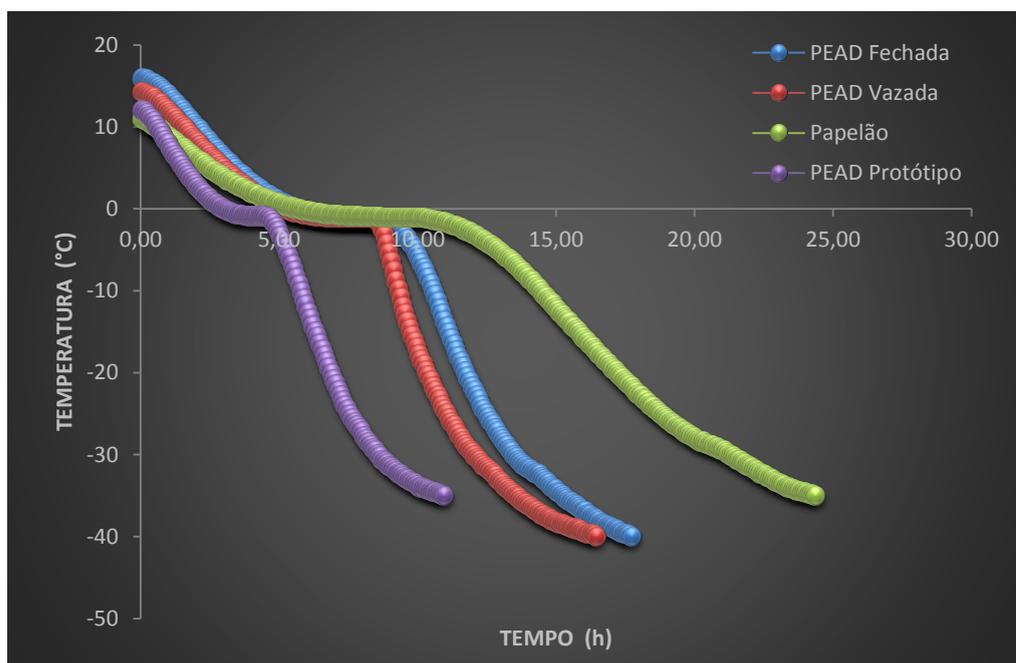
Nº	Data	Hora	Temperatura ambiente	Temperatura do produto
1	29/07/2014	13:40:59	20.0	11.1
20	29/07/2014	15:15:59	-19.0	7.6
40	29/07/2014	16:55:59	-21.8	1.9
60	29/07/2014	18:35:59	-23.9	-0.7
80	29/07/2014	20:15:59	-25.8	-1.2
100	29/07/2014	21:55:59	-28.5	-6.5
120	29/07/2014	23:35:59	-32.4	-19.4
140	30/07/2014	01:15:59	-35.4	-28.4
160	30/07/2014	02:55:59	-36.7	-34.0
180	30/07/2014	04:35:59	-38.7	-36.7
200	30/07/2014	06:15:59	-39.2	-38.2
220	30/07/2014	07:55:59	-38.5	-38.5

Fonte: Processo produtivo (2016).

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

A Figura 28 ilustra a evolução da temperatura de condicionamento em função do tempo de permanência no túnel, para as diferentes configurações de caixa de acondicionamento. Verifica-se que o protótipo de caixa de acondicionamento desenvolvido (PEAD protótipo) proporcionou o melhor rendimento para o sistema de refrigeração do frigorífico. A análise do gráfico de desempenho gerado destaca a grande eficiência do protótipo contrastando com a ineficiência das demais configurações de caixa de acondicionamento estudadas. Visto que a maior eficiência acarreta em menor consumo de energia elétrica, e vice-versa, logo pode-se afirmar que quão maior for o tempo gasto para atingir um patamar qualquer de temperatura, maior será o trabalho do sistema e, portanto, eleva-se o consumo de energia elétrica.

Figura 28 – Análises em campo evidenciando o tempo necessário para atingir a temperatura de condicionamento empregando as diferentes configurações de caixas de acondicionamento estudadas.



Fonte: A autoria própria, 2016.

Os cálculos efetuados no presente trabalho foram baseados nos dados obtidos em campo a partir dos experimentos realizados, sendo estes determinados conforme gráfico apresentado na Figura 28. Parte desses dados correspondentes à Figura 28 são apresentados na Tabela 5. Destaca-se que um número limitado, porém representativo, de dados foram expostos na Tabela

5. Haja vista que, o aparelho foi regulado para efetuar um registro a cada cinco minutos, e os testes tiveram duração de até 25 horas, seria inviável apresentar integralmente os dados coletados.

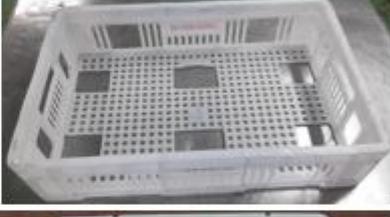
Tabela 5 – Dados experimentais coletados a partir das medições apresentadas na Figura 28.

Tempo (h)	PEAD Fechada Temperatura (°C)	PEAD Vazada Temperatura (°C)	Papelão Temperatura (°C)	PEAD Protótipo Temperatura (°C)
0,08	15,9	14,3	11	12
0,58	15,1	13,3	10	10,3
1,08	13,7	11,7	8,7	7,5
1,58	11,8	10	7,4	4,9
2,08	9,9	8,1	6	2,7
2,58	7,9	6,4	4,8	1
3,08	6,1	4,7	3,7	-0,1
3,58	4,4	3,3	2,7	-0,7
4,08	3,1	2	1,9	-0,9
4,58	1,9	1	1,2	-1
5,08	0,9	0,2	0,6	-3,3
5,58	0,1	-0,4	0,1	-7,5
6,08	-0,4	-0,7	-0,2	-12,6
6,58	-0,8	-1	-0,6	-17,1
7,08	-1	-1,1	-0,7	-21,4
7,58	-1,1	-1,1	-0,9	-25
8,08	-1,1	-1,1	-1	-27,7
8,58	-1,1	-1,4	-1	-29,9
9,08	-1,8	-6,4	-1,1	-31,5
9,58	-3,3	-12,8	-1,1	-32,8
10,08	-6	-17,7	-1,1	-33,9
10,58	-9,8	-21,6	-1,3	-34,5
11,00	-13,6	-24,4	-1,6	-35

Fonte: Autoria própria, 2016.

Para entendimento da descrição das amostras de caixas ou embalagens de acondicionamento do produto utilizadas na pesquisa, criou-se uma lista com o nome e seu respectivo modelo. Essa nomenclatura se refere às embalagens de acondicionamento do produto, ou seja, o produto vai ser envazado em embalagens desenvolvidas especificamente para este fim, que são sacos plásticos construídos também a partir do PEAD. Este saco contendo o produto será alocado nas embalagens de acondicionamento (objeto de estudo desta monografia) que são apresentadas na Figura 29. Conforme explicado nas seções anteriores, estas embalagens farão o transporte do produto através da extensão dos túneis de resfriamento, onde será extraído toda carga térmica do produto e da embalagem, até ambos atingirem uma temperatura de, aproximadamente, $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Figura 29 – Nome e modelo de cada configuração de caixas de acondicionamento estudadas.

Nomenclatura adotada	Imagem
Embalagem PEAD vazada	
Embalagem PEAD protótipo	
Embalagem PEAD fechada	
Embalagem papelão	

Fonte: Aatoria própria, 2016.

4.1 CONVECÇÃO FORÇADA

Os cálculos de convecção forçada foram efetuados de maneira recíproca e ordenada conforme apresentado no Apêndice A do presente trabalho, sendo que os resultados apresentados na descrição do Apêndice A referentes aos testes efetuados com a caixa PEAD protótipo. Partindo do conceito de convecção forçada, e seguindo-se a metodologia proposta Çengel (2009), determinou-se primeiramente a velocidade do ar dentro do túnel de congelamento através da vazão do conjunto de ventiladores do evaporador e da área de entrada do túnel, esta ficou na faixa de $1,5873 \text{ m.s}^{-1}$ que é considerada uma velocidade ideal para o processo.

O número de Reynolds foi calculado através da interpolação das propriedades do ar baseadas na temperatura de filme. A temperatura de filme, ou de superfície, foi calculada levando-se em consideração a temperatura de entrada do produto nos túneis e a temperatura de saída. Essa média aritmética permite uma aproximação muito coerente da temperatura interna do túnel ao longo do processo, pois a temperatura não consegue manter uma constância devido a entrada de carga térmica contínua e saída de produto congelado, onde na fase de congelamento aplica-se energia frigorífica para retirada de energia térmica, mantendo dessa forma uma variação de temperatura elevada.

Tabela 6 – Propriedades do ar na temperatura de filme.

Propriedades do ar $T_f - 14,45^\circ\text{C}$		
$\rho =$	1,365	kg.m^{-3}
$\mu =$	1,66E-05	$\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$
$T =$	-14,45	$^\circ\text{C}$
$Pr =$	0,740	
$\nu =$	1,22E-05	$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$
$P =$	0,999	atm
$k =$	0,023	$\text{W.m}^{-1}.\text{k}^{-1}$

Fonte: Adaptado de ÇENGEL (2009).

Quando consideramos o escoamento do ar sob uma placa plana (superfície das amostras), sabemos que o número de Reynolds no início desta é determinado por $Re = \rho ub/\mu$ onde utiliza-se a viscosidade dinâmica como dividendo. No entanto, esse número varia ao longo da placa e chega ao final desta atingindo um valor proporcional a $Re_L = ubL/\nu$, onde leva-se em consideração a viscosidade cinemática do fluido que foi calculada através da divisão de seu valor real pela pressão interna do túnel, chegando à $1,2176\text{E-}05 \text{ m}^2.\text{s}^{-1}$. A pressão atmosférica do ambiente deve ser levada em consideração pelo fato da literatura não fornecer os valores na pressão de trabalho, visto que os valores interpolados das propriedades do ar na temperatura de filme podem ser visualizados na Tabela 6.

A transição do escoamento laminar para turbulento começa em $Re \cong 1\text{E}05$, mas só se torna plenamente turbulento acima de $Re \cong 3\text{E}05$. Contudo, o valor encontrado para o número Reynolds nas condições do experimento foi de $7,29\text{E}04$. Ou seja, ele se encontra no regime laminar. Com intuito de descobrir o valor do coeficiente de transferência de calor por convecção forçada (coeficiente convectivo) calculou-se o número médio de Nusselt. Este corresponde ao

número médio da transferência de calor por convecção ao longo de toda placa. Para a sua determinação, também existem restrições quanto ao valor do número de Reynolds, as quais são apresentadas na Tabela 7.

Tabela 7 – Regime de Reynolds para o número de Nusselt.

Laminar	$Nu = \frac{hL}{k} = 0,664Re_L^{0,5} Pr^{\frac{1}{3}}$	$Re_L < 5E5$
Turbulento	$Nu = \frac{hL}{k} = 0,037Re_L^{0,8} Pr^{\frac{1}{3}}$	$0,6 \leq Pr \leq 60$ $5E5 \leq Re_L \leq 1E7$

Fonte: Adaptado de ÇENGEL (2009).

Com o valor do número de Reynolds determinou-se o regime para a descoberta de Nusselt. O Nusselt foi calculado através do regime laminar e atingiu o valor de 162,2426. A obtenção deste valor possibilitou o rearranjo da Eq. (13) modificando-a para Eq. (14) (vide Apêndice A, seções A.5 e A.6), que conseqüentemente permitiu a determinação do valor do coeficiente convectivo de, aproximadamente, 6,5294 W.m⁻².k⁻¹. O coeficiente convectivo do protótipo confirmou as informações conceituais que diziam respeito ao rendimento do sistema de refrigeração, pois ele permitiu o cálculo da taxa de transferência de calor, a qual atingiu o patamar de 88,4541 kcal.h⁻¹ para a embalagem protótipo. Confrontando-se com os valores da transferência de calor para cada sistema de embalagem analisada através dos dados apresentados na Tabela 8, é inquestionável a maior eficiência da embalagem protótipo.

Tabela 8 – Resultados do experimento (convecção forçada).

Embalagem	Re _{L=0,56 m}	Nu	h (W.m ⁻² .K ⁻¹)	q (W)	q (kcal.s ⁻¹)	q (kcal.h ⁻¹)
Papelão	74954,05	164,4	6,443764935	61,8911	0,014773399	53,1842372
PEAD Fechada	74954,05	164,4	6,443764935	74,4294	0,017766286	63,9586301
PEAD Vazada	72998,727	162,24	6,529495067	93,9098	0,022416279	80,6986059
PEAD Protótipo	72998,727	162,24	6,529495067	102,935	0,024570604	88,454173

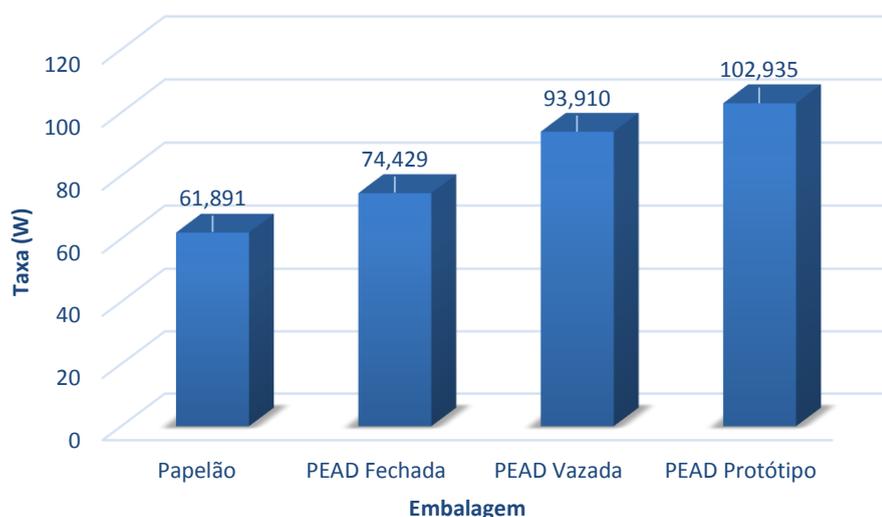
Fonte: Autoria própria, 2016.

Através de análises pode-se perceber que a proposta por meio da embalagem denominada protótipo atingiu o patamar de 102,9 W de poder de absorção de energia térmica,

sendo o melhor desempenho observado entre os diferentes tipos de embalagens estudadas. Tomando-se esse valor como referência, e confrontando-o com os valores alcançados pelas embalagens atualmente utilizadas pela empresa, denota-se um decréscimo de rendimento de aproximadamente 40% com o emprego da embalagem de papelão, 28% com a embalagem de PEAD fechada.

O menor decréscimo do rendimento evidenciado para o emprego da embalagem fechada de PEAD, evidencia o seu potencial de emprego para esta aplicação em função da sua condutividade térmica, uma vez que, a embalagem é totalmente fechada e por isso vai contra os princípios da convecção. O resultado alcançado pela embalagem PEAD vazada, evidencia o seu potencial de aplicação no processo, pois esta atingiu um rendimento de, aproximadamente, 9% inferior ao da embalagem protótipo. Este tipo de embalagem já é fabricado em grande escala, e isto a põe em primeiro para substituir as embalagens empregadas atualmente, caso a empresa venha a aderir a proposta apresentada, visto que, o protótipo utilizado precisa ser estudado, redimensionado e padronizado para futura fabricação em larga escala.

Figura 30 – Taxa de convecção das diferentes caixas de acondicionamento estudadas.



Fonte: Autoria própria, 2016.

Como o protótipo seria um produto novo para o fabricante, o valor de produção do mesmo ultrapassaria o custo de uma embalagem já fabricada (PEAD vazada), inviabilizando a aquisição em baixa escala. Para melhor entendimento e percepção dos resultados foi esboçado um gráfico contendo os resultados de taxa de convecção obtidos nos testes conforme cada tipo de embalagem, este pode ser visualizado na Figura 30.

4.2 TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO ACONDICIONAMENTO

Os dois principais fenômenos de transferência de calor envolvidos no processo de congelamento de produtos alimentícios são a convecção e a condução. A convecção age nas áreas livres do produto, ou seja, nas partes em que o ar entra em contato direto com o produto. Por outro lado, a condução ocorre nas áreas em que o ar não entra em contato com o produto. Dessa forma, pode-se dizer que as partes que separam o produto do contato com o ar são condutores de energia térmica, pois na maioria dos processos industriais o produto é congelado e envasado para ser protegido de queimaduras geradas pela baixa temperatura.

A embalagem secundária, que foi chamada no presente trabalho de “embalagem de acondicionamento de produto”, é a responsável por transmitir ou impedir a transmissão de energia térmica ao fluxo de ar. Quando o material de construção dessas embalagens for um bom condutor, teremos uma boa eficiência do sistema de refrigeração. No caso deste material não se mostrar propício a condução de energia térmica, por outro lado, o sistema de refrigeração será afetado bruscamente, pois o tempo gasto para retirada desta carga térmica vai se elevar e, conseqüentemente, com ele se elevará também o consumo de energia devido ao aumento da demanda do sistema de refrigeração.

Por este motivo, foi calculado a taxa de transferência de calor de todas as amostras de acondicionamento testadas. Os resultados encontrados aparentaram uma diferenciação elevada, visto que, a maior ineficiência encontrada foi para a embalagem mais utilizada atualmente no processo. Esta possui como material de construção o papelão, que não se enquadra na classe de materiais bons condutores de energia, além do fato da espessura em relação as outras ser 2,8 vezes maior. A taxa de condução de calor das paredes das embalagens de acondicionamento do produto foi calculada conforme o Apêndice B, sendo que em termos de porcentagem a embalagem de papelão apresentou uma redução de, aproximadamente, 89% em relação a embalagem PEAD fechada, que foi a que apresentou o melhor resultado.

A explicação da embalagem PEAD fechada ter apresentado o melhor valor de taxa de condução está na área total de condução, e nas características do seu material de construção (PEAD). O valor da área total de condução não é o maior de todos, entretanto, perde tão e somente para o valor da área da embalagem de papelão, que possui um coeficiente de transferência de calor de aproximadamente 3,38 vezes menor que o PEAD, justificando sua inferioridade para este caso. O que justifica definitivamente a superioridade da embalagem PEAD fechada no quesito taxa de transferência em relação às demais embalagens, é que as três

têm como material de construção o PEAD, porém duas possuem menor área de condução em relação a PEAD fechada.

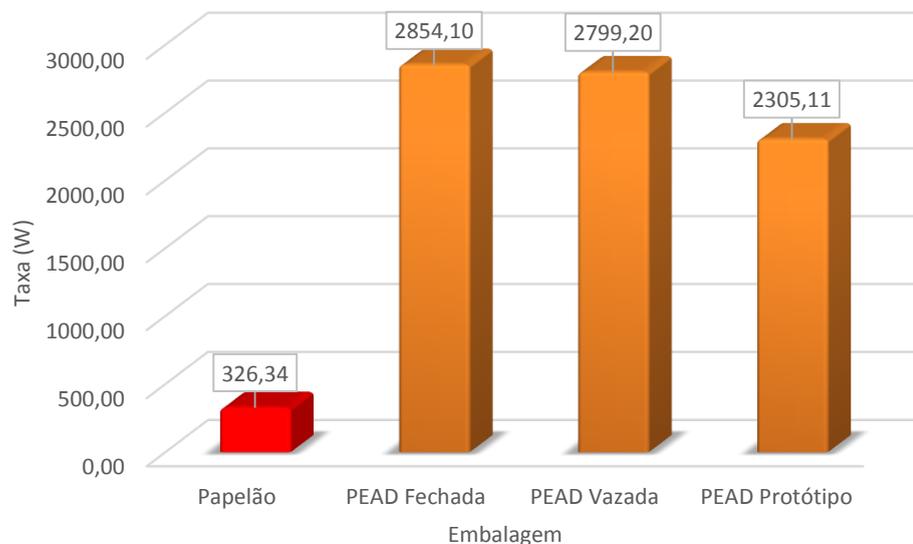
Tabela 9 – Dados utilizados nos cálculos.

Embalagem	T_s (K)	T_∞ (K)	A_s (m ²)	h (W.m ⁻² .°C ⁻¹)	K (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	T_1 (K)	T_2 (K)	$A_{T,Cond}$ (m ²)	Δx (m)
Papelão	284,15	238,15	0,207	6,44376494	0,1035	286,15	233,15	0,41644	0,007
PEAD fechada	289,05	233,15	0,207	6,44376494	0,35	286,15	233,15	0,38465	0,0025
PEAD Vazada	286,65	233,15	0,2688	6,52949507	0,35	286,15	233,15	0,37725	0,0025
PEAD Protótipo	285,15	238,15	0,3354	6,52949507	0,35	286,15	233,15	0,31066	0,0025

Fonte: Autoria própria, 2016.

A embalagem PEAD vazada apresentou o segundo melhor rendimento do sistema de refrigeração na avaliação da taxa de transferência de calor. Ela possui a segunda maior área total de condução, se diferenciando nesta característica minimamente da embalagem não vasada (além disso, ambas apresentam a mesma espessura). Em função disso, apresentou um decréscimo de somente 2% no rendimento. A embalagem PEAD protótipo apresentou-se em terceiro lugar no balanço geral do rendimento do sistema de refrigeração (esta possui a terceira maior área de condução, o que justifica este resultado), apresentando uma redução de rendimento de 19% em relação à embalagem não vasada.

Figura 31 – Gráfico apresentando a taxa de condução das diferentes caixas de condicionamento estudadas.



Fonte: Autoria própria, 2016.

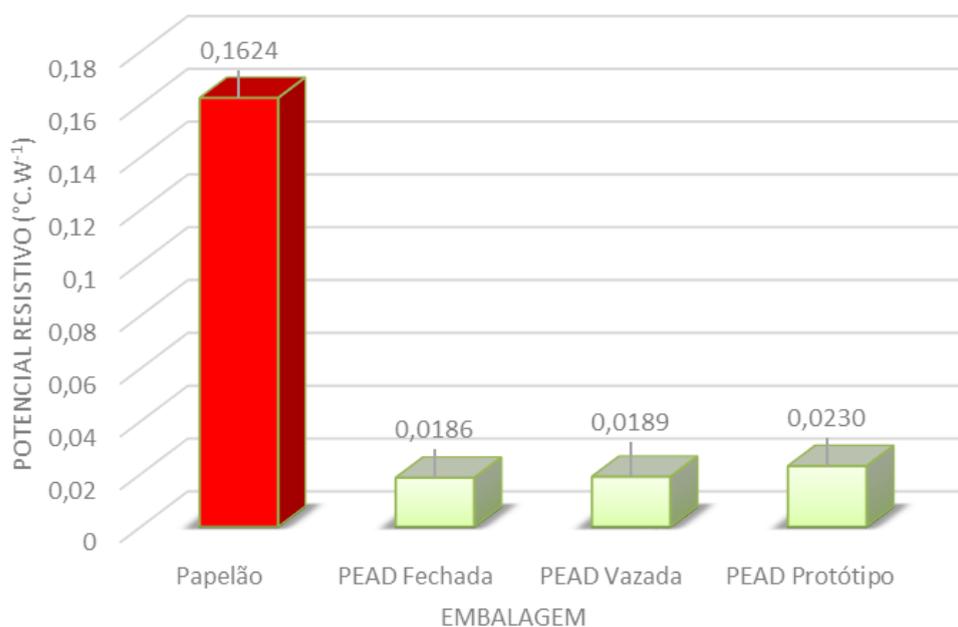
Os dados utilizados para efeito de cálculos foram extraídos dos testes, das amostras, e das propriedades dos materiais de construção das embalagens de acondicionamento de produto. Estes dados podem ser visualizados na Tabela 9, na qual as informações pertinentes as temperaturas apresentam-se na unidade de medida Kelvin (K). Foi plotado também um gráfico demonstrativo para melhor percepção dos resultados obtidos para as taxas de transferência de calor por condução (Figura 31). A Figura 31 destaca a inferioridade apresentada pela embalagem de papelão utilizada no processo atualmente em relação as demais amostras, através dela pode-se mensurar a quantidade de energia desperdiçada pela empresa, uma vez que, quanto menor a condução maior o consumo.

4.2.1 Resistência térmica das paredes das embalagens

As paredes das embalagens testadas, formam uma espécie de resistência à condução de calor, a qual é calculada conforme procedimento descrito no Apêndice B. Isso significa que o fluxo de energia é diminuído ao transladar esses obstáculos, pois na construção das embalagens não são utilizados materiais considerados bom condutores de energia térmica. Por este motivo, a parede das embalagens passam a ser tratadas como redes de resistência térmica, e isso se deve ao fato de que existe uma diminuição na taxa de transferência de calor quando o fluxo de energia necessita atravessar esses obstáculos (paredes das embalagens). O problema se agrava ainda mais quando tratar-se de paredes planas de multicamadas, que é o caso do papelão, o que explica o motivo deste ter atingido o maior valor nas análises realizadas.

A construção em multicamadas cria resistências nos pontos de junção das camadas. Essa resistência se deve ao fato de que o contato entre as partes nunca é perfeito. Porém, especificamente no caso do papelão, esse contato é totalmente irregular, pois a camada mediana do papelão tem formato ondulatório, o que não só inibe a transferência de calor por manter as folhas separadas quase sem contato, mas também dá espaço ao ar (o qual pode ser considerado mais um vilão no quesito condução devido ao baixo valor de condutividade).

Figura 32 – Gráfico da resistência a condução das diferentes caixas de acondicionamento estudadas.



Fonte: Autoria própria, 2016.

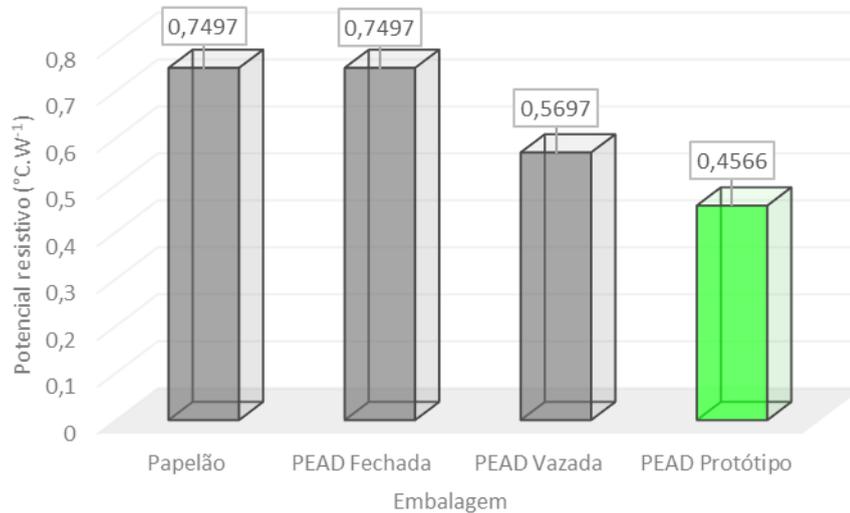
Foi plotado um gráfico para demonstrar o potencial resistivo das paredes de cada amostra testada (Figura 32). Analisando-se a Figura 32 pode-se facilmente avaliar a superioridade do potencial resistivo do papelão. Essa resistência à passagem de calor acarreta em maior tempo de permanência dentro do túnel de resfriamento e, conseqüentemente, o aumento de energia elétrica utilizada pelo sistema de refrigeração no congelamento do produto. O comportamento das demais amostras não apresentou variabilidade considerável, pois as embalagens de PEAD além de possuírem um material de construção com coeficiente de condução maior, não são construídas em multicamadas.

4.2.2 Resistência à convecção

As paredes das embalagens de acondicionamento proporcionam uma resistência a convecção (a qual é calculada conforme procedimento descrito no Apêndice B), pois impedem o ar de entrar nos espaços vazios entre os produtos alocados na caixa. No momento da montagem das embalagens, os produtos são alocados de forma irregular, isso proporciona

espaços vazios entre os mesmos, os quais ajudam no congelamento através do processo de convecção.

Figura 33 – Resistência a convecção das diferentes caixas de acondicionamento estudadas.



Fonte: Autoria própria, 2016

Porém, o ar só circula por estes espaços nas embalagens que possuem orifícios e permitem a passagem do mesmo por meio de suas paredes. Esse é o caso das embalagens PEAD vazada e da embalagem protótipo, que por este motivo apresentaram uma superioridade na eficiência em relação as demais embalagens que não possuem aberturas em suas paredes. Foi plotado um gráfico para apresentação desses resultados o qual é apresentado na Figura 33.

4.3 CARGA TÉRMICA

A carga térmica corresponde a quantidade de calor a ser retirada de um dado produto para se atingir um nível de temperatura desejado. O cálculo da carga térmica retirada do produto, exibido em detalhes no Apêndice C, é efetuado em três etapas:

- 1^a - A primeira (Q_a) etapa diz respeito a retirada de calor do produto no resfriamento, ou seja, considera-se a diferença da temperatura de entrada do produto no túnel de resfriamento até uma fase ligeiramente anterior ao congelamento, em torno de 1,5°C considerando-se também o calor específico e a massa do produto;

- 2^a- A segunda (Q_b) etapa expõe a troca de fase da água contida no produto, nela concentra-se o maior tempo de congelamento, porém considera-se somente o calor latente e a massa do produto; e,
- 3^a A terceira (Q_c) etapa volta a levar em consideração a diferença de temperatura, entretanto, utiliza a diferença de temperatura da entrada até a temperatura final do produto, esta também considera a massa e o calor específico do produto.

Tabela 10 – Dados necessários ao cálculo da carga térmica das diferentes caixas de acondicionamento estudadas.

Amostras	CL (Kcal.Kg ⁻¹)	m (kg)	Cp_1 (kcal.kg ⁻¹ .°C ⁻¹)	Cp_2 (kcal.kg ⁻¹ .°C ⁻¹)	t_1 (h)	t_2 (h)	t_3 (h)	T_1 (°C)	T_b (°C)	T_f (°C)
Embalagem papelão	52,25	15	0,72	0,4	4,3	11	24	11	-2	-35
Embalagem PEAD vazada	52,25	15	0,72	0,4	4,8	9,2	17	14	-2	-40
Embalagem PEAD fechada	52,25	15	0,72	0,4	4,8	9,2	18	16	-2	-40
Embalagem PEAD protótipo	52,25	15	0,72	0,4	2,4	4,9	11	12	-2	-35

Fonte: Autoria própria, 2016.

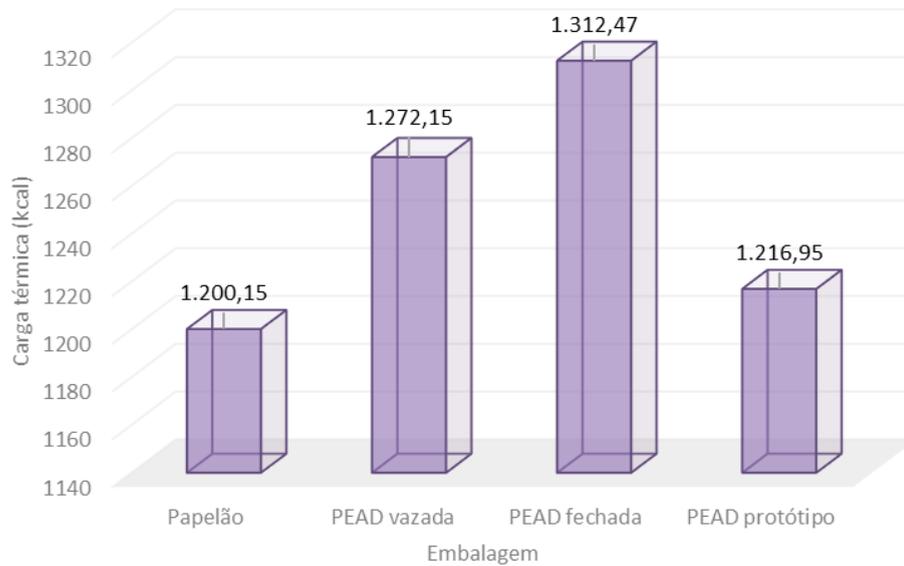
A somatória destas três etapas ($\sum Q$) fornecerá o valor da carga térmica real a ser retirada do produto. Neste sentido, a Tabela 10 exibe os dados utilizados para realizar estes cálculos, onde estão dispostos também os valores dos tempos de cada etapa do congelamento. Na Tabela 11 são apresentados os valores das três etapas do cálculo, já o resultado final da quantidade de carga térmica a ser retirada de cada embalagem é mostrado no gráfico da Figura 34, onde foi mensurado a carga térmica das amostragens levando em consideração somente a diferença de temperatura e menosprezando o tempo de atravessamento de cada fase.

Tabela 11 – Carga térmica para cada etapa do congelamento para as diferentes caixas de acondicionamento estudadas.

Amostras	Q_a (kcal)	Q_b (kcal)	Q_c (kcal)
Embalagem papelão	140,4	783,8	276
Embalagem PEAD vazada	167,4	783,8	321
Embalagem PEAD fechada	193,3	783,8	335,4
Embalagem PEAD protótipo	151,2	783,8	282

Fonte: Autoria própria, 2016.

Figura 34 – Carga térmica real contida nas diferentes caixas de acondicionamento estudadas.



Fonte: Autoria própria, 2016.

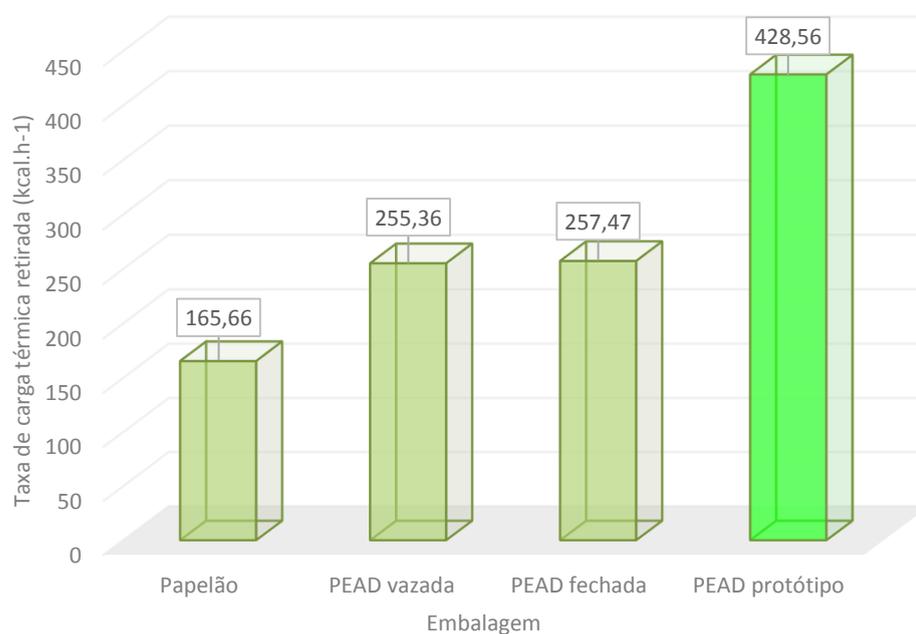
Teoricamente, os resultados da carga térmica de cada amostra deveriam ser os mesmos por possuírem as mesmas características geométricas e pesos. No entanto, verifica-se a partir da Figura 34 que esse padrão não é observado. Uma possível explicação para esse comportamento pode estar relacionada à diferente dos valores de entrada e saída do produto, uma vez que, não existe controle sobre essa temperatura.

Tabela 12 – Carga térmica baseada no tempo de congelamento para cada etapa do congelamento para as diferentes caixas de acondicionamento estudadas.

Amostras	Q_a (kcal.h ⁻¹)	Q_b (kcal.h ⁻¹)	Q_c (kcal.h ⁻¹)
Embalagem papelão	32,6512	111,964	21,0419
Embalagem PEAD vazada	34,6584	179,576	41,1246
Embalagem PEAD fechada	40,6989	177,721	39,0454
Embalagem PEAD protótipo	62,7386	319,898	45,9283

Fonte: Autoria própria, 2016.

Figura 35 – Somatório da taxa da carga térmica retirada das diferentes caixas de acondicionamento estudadas.



Fonte: A autoria própria, 2016.

Da mesma forma, foi calculada a carga térmica das amostras baseado no tempo de congelamento de cada unidade. Através deste procedimento, o resultado final se torna mais confiável, e pode-se analisar as quantidades de energia retirada em cada etapa do processo. Neste sentido, a Tabela 14 expõe o resultado das etapas, enquanto que o gráfico da

Figura 35 exhibe o resultado da somatória das etapas. Através da análise da

Figura 35 pode-se evidenciar a superioridade do protótipo utilizado no experimento, tendo em vista a sua maior taxa de carga térmica retirada do produto por unidade de tempo. Por outro lado, pode-se destacar o baixo desempenho das embalagens de papelão utilizadas pela empresa atualmente.

Isso se dá pelo fato do protótipo ter sido planejado e desenvolvido adequadamente para o processo de convecção. Já as amostras de papelão foram colocadas no processo devido a configuração das linhas de produção, porém sem preocupação com tipo de transferência de calor ao qual seriam submetidas. Esse erro promoveu um consumo dobrado de energia elétrica para promover o congelamento do produto. Este consumo excedente de energia pode ser reduzido com a adoção do conceito de embalagem aqui sugerido, e convertido em lucro para companhia.

4.3.1 Carga térmica desperdiçada diariamente

Foi calculado também a carga térmica diariamente retirada pelo sistema de refrigeração da empresa, considerando exatamente as mesmas condições do processo, que atualmente conta com aproximadamente 25% do total de sua produção sendo congelada em embalagens PEAD fechadas, e o restante em caixas de papelão.

A utilização do papelão como material de construção para as embalagens de acondicionamento de produto é um dos problemas que a unidade possui. Outro problema grave se apresenta na temperatura de saída do produto dos túneis de congelamento. A temperatura do produto na saída dos túneis deve obedecer às normas estabelecidas pelo SIF, o qual estabelece valores de temperatura de saída dos túneis de congelamento em um patamar de -18°C para produtos exportados, e -12°C para produtos comercializados internamente. Porém, a empresa não possui um sistema de controle de temperatura para a saída do produto nos túneis de congelamento, sendo que esses saem com temperaturas médias de -35°C , consumindo grande parcela de energia desnecessariamente, para mensurar esse excesso de consumo foi calculado a carga térmica total de um dia de produção.

Após a descoberta da carga térmica retirada, simulou-se a carga térmica que seria realmente necessária retirar do produto, caso a empresa obedece a um padrão de temperatura dos produtos na saída dos túneis. O padrão utilizado para efeito desse cálculo foi o estabelecido pelo SIF. Com a mensuração das duas cargas térmicas foi possível medir também a quantidade de quilo calorías que o sistema de refrigeração estava retirando desnecessariamente. Neste contexto, a Tabela 13 traz as informações utilizadas no cálculo da carga térmica realmente retirada em um dia de produção, enquanto que, a Tabela 14 nos mostra a simulação da quantidade de carga que seria necessário retirar diariamente.

Tabela 13 – Carga térmica da produção diária realmente retirada atualmente.

Embalagem	CL (Kcal.Kg-1)	<i>m</i> (kg)	C_{p1} (kcal.kg ⁻¹ .°C ⁻¹)	C_{p2} (kcal.kg ⁻¹ .°C ⁻¹)	T_1 (°C)	T_b (°C)	T_f (°C)	Q_a (kcal)	Q_b (kcal)	Q_c (kcal)
PEAD: Mercado interno	52,25	57595	0,72	0,4	15,9	-2	-40	742284,4	3009339	1287824
Papelão: Mercado interno	52,25	28470	0,72	0,4	11	-2	-35	266479,2	1487558	523848
Papelão: Mercado Externo	52,25	218857	0,72	0,4	11	-2	-35	2048506	11435301	4026977

Tabela 14 – Carga térmica da produção diária que deverá ser necessariamente retirada para atender ao SIF.

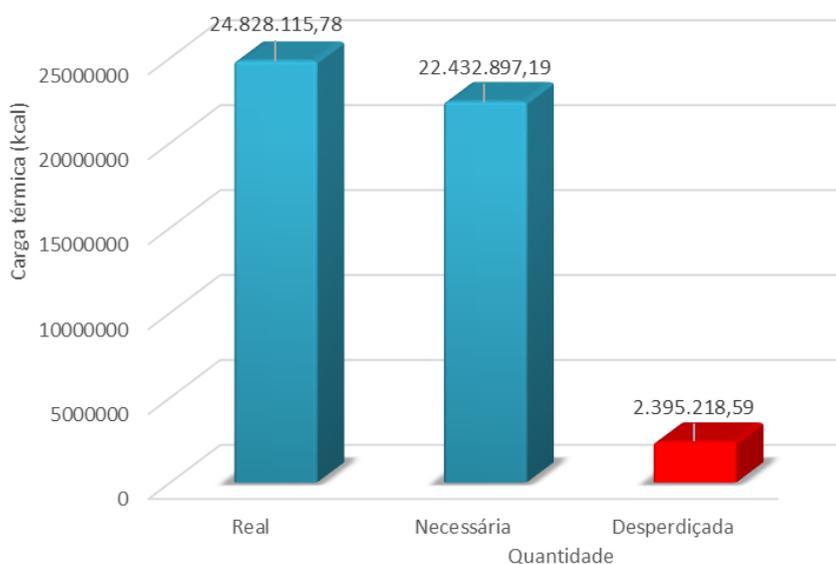
Embalagem	CL (Kcal.Kg-1)	<i>m</i> (kg)	C_{p1} (kcal.kg ⁻¹ .°C ⁻¹)	C_{p2} (kcal.kg ⁻¹ .°C ⁻¹)	T_1 (°C)	T_b (°C)	T_f (°C)	Q_a (kcal)	Q_b (kcal)	Q_c (kcal)
PEAD: Mercado interno	52,25	57595	0,72	0,4	15,9	-2	-12	742284,4	3009339	642760,2
Papelão: Mercado interno	52,25	28470	0,72	0,4	11	-2	-12	266479,2	1487558	261924
Papelão: Mercado Externo	52,25	218857	0,72	0,4	11	-2	-18	2048506	11435301	2538746

Fonte: Autoria própria, 2016.

As tabelas acima mensuram a carga térmica retirada nos dois casos, a grande diferença que a Tabela 14 apresenta em relação a Tabela 13 é a temperatura final do produto (T_f). Essas tabelas também trazem os valores da quantidade de carga térmica retiradas em cada fase no congelamento (Q_a , Q_b e Q_c), porém o resultado final que é a somatória dessas cargas é exibido no gráfico da Figura 36, onde é ilustrado também a:

- Quantidade de carga térmica desnecessariamente retirada chamada de ‘desperdiçada’;
- Quantidade de quilo calorías necessariamente retirada que foi originada na Tabela 14 e recebeu o nome no gráfico de ‘necessária’; e,
- Quantidade de calorías pertencentes a Tabela 13 que recebeu o nome de ‘real’ e significa a carga térmica realmente retirada no processo atualmente.

Figura 36 – Comparação das cargas térmicas realmente retirada, necessariamente retirada e desperdiçada.



Fonte: Autoria própria, 2016.

4.3.2 Tempo de retenção necessário

Com a descoberta da carga térmica desperdiçada diariamente tornou-se possível calcular também o tempo que os produtos necessitam permanecer dentro dos túneis para atingir a temperatura desejada. Para tal foi calculado o tempo real que o produto permanece exposto ao congelamento utilizando-se de dados obtidos na empresa, ou seja, foi buscado informações em tabelas de produção diária. Associando estes valores com os dados obtidos nos testes realizados, chegou-se à um tempo de permanência de 23,18 horas em um dia de produção com o processo em funcionamento normal. Os dados utilizados para o cálculo são apresentados na Tabela 15.

Tabela 15 – Tempo de retenção real.

Embalagem	ΣQ_a (kcal)	ΣQ_b (kcal)	ΣQ_c (kcal)	Q_a (kcal.h ⁻¹)	Q_b (kcal.h ⁻¹)	Q_c (kcal.h ⁻¹)	Δt_a (h)	Δt_b (h)	Δt_c (h)	$\Sigma \Delta t$ (h)
PEAD: Mercado interno	742284	3009339	1287824	40,6989	177,721	39,0454	18238	16933	32983	68154,08
Papelão: Mercado interno	266479	1487558	523848	32,6512	111,964	21,0419	8161	13286	24895	46342,83
Papelão: Mercado Externo	2048506	11435301	4026977	32,6512	111,964	21,0419	62739	102133	191379	356251,3

Fonte: Autoria própria, 2016

Para mensurar o desperdício do tempo de retenção nos túneis de congelamento utilizando o processo adotado pela empresa, foi simulado um processo que reduziria a temperatura de saída do produto de -35°C para as temperaturas estabelecidas pelo SIF: -12°C mercado interno e -18°C mercado externo. Esta simulação permitiu calcular o tempo que o produto necessitaria permanecer retido nos túneis no caso de utilizarmos a temperatura de saída correta. Neste caso, o tempo obtido foi de 15,4 horas por dia. Os dados utilizados para o cálculo são apresentados na Tabela 6.

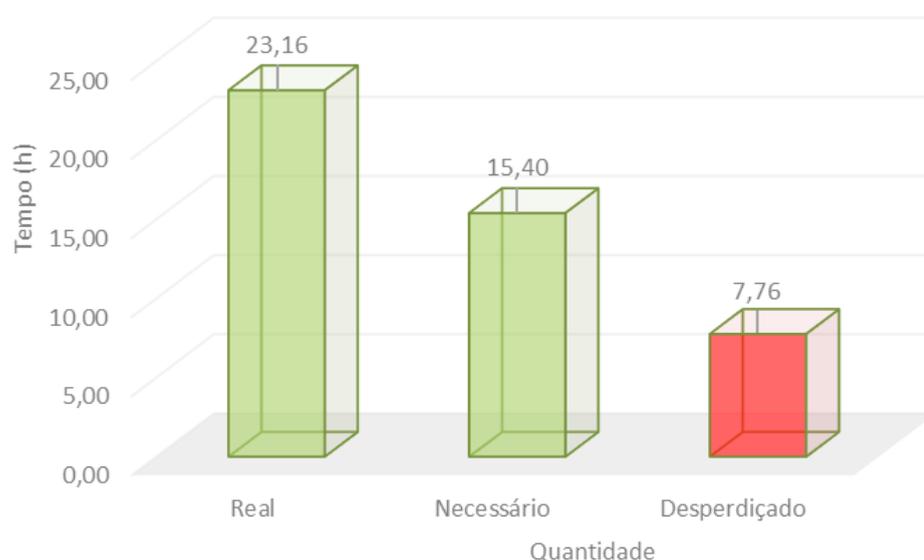
Tabela 16 – Tempo de retenção necessário.

Embalagem	ΣQ_a (kcal)	ΣQ_b (kcal)	ΣQ_c (kcal)	Q_a (kcal.h ⁻¹)	Q_b (kcal.h ⁻¹)	Q_c (kcal.h ⁻¹)	Δt_a (h)	Δt_b (h)	Δt_c (h)	$\Sigma \Delta t$ (h)
PEAD: Mercado interno	742284	3009339	642760	40,6989	177,721	101,455	18238	16933	6335,5	41506,8
Papelão: Mercado interno	266479	1487558	261924	32,6512	111,964	37,2973	8161	13286	7022,6	28470
Papelão: Mercado Externo	2048506	11435301	2538746	32,6512	111,964	32,4627	62739	102133	78205	243077,7

Fonte: Autoria própria, 2016.

A diferença entre o processo utilizado atualmente na empresa e o processo simulado chega a um total de 7,76 horas por dia de economia obtido pelo procedimento proposto. É importante ressaltar que o decréscimo de tempo está diretamente ligado a redução da carga térmica obtida através da redução da temperatura de saída do produto dos túneis. Considerando a enorme quantidade de equipamentos elétricos ligados ao sistema de refrigeração e o tempo (7,76 horas) que permaneceriam desligados, pode-se concluir que a redução no pagamento da energia consumida pela empresa mensalmente seria eminente e elevada. Os resultados dessa análise podem ser avaliados no gráfico da Figura 37 a seguir.

Figura 37 – Comparação dos resultados do tempo real de permanência, do tempo necessário e do tempo desperdiçado.



Fonte: Autoria própria, 2016.

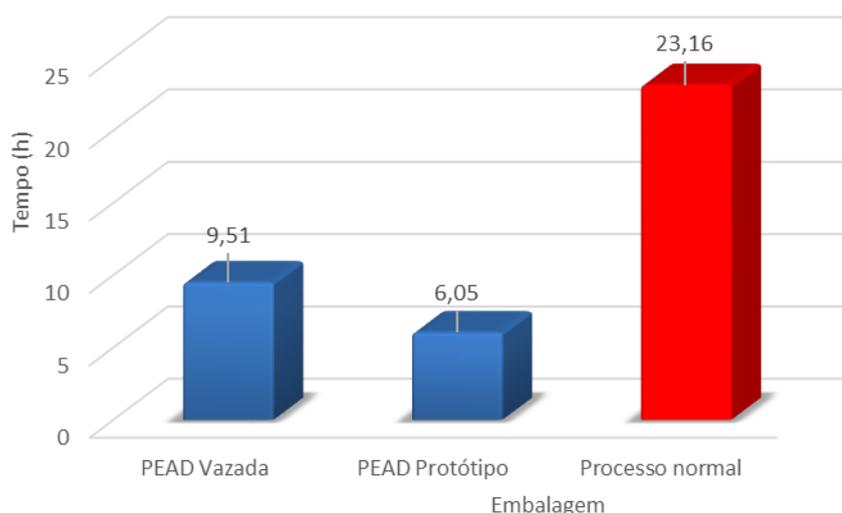
O gráfico acima ilustra três momentos:

- O 'real' que significa o tempo que o produto nas condições atuais realmente permanece em processo de congelamento;
- O 'necessário' que é o tempo que o produto necessitaria permanecer em processo de congelamento se a empresa adota-se a temperatura correta de saída do produto dos túneis; e,
- O 'desperdiçado', que significa o tempo desperdiçado pela empresa no uso do processo atual em relação ao uso do processo correto.

4.3.3 Simulação com PEAD vazada e protótipo

Foi simulado também um processo utilizando a temperatura do produto correta na saída dos túneis (-12°C mercado interno, e -18°C mercado externo) e como embalagens de acondicionamento os recipientes PEAD vazada e protótipo. Utilizando-se da mesma metodologia aplica nos tópicos acima foi simulado primeiramente a quantidade das cargas térmicas com a utilização das duas embalagens. Com a temperatura de saída do produto dos túneis reduzida, e com a melhora do processo de transferência de calor, reduz-se a taxa da carga térmica que neste caso é baseada no tempo e, conseqüentemente, com essa redução o tempo de congelamento também progride.

Figura 38 – Tempo de permanência utilização das embalagens PEAD vazada e protótipo.



Fonte: A autoria própria, 2016.

O gráfico da Figura 38 traz um comparativo entre os três processos apresentados, sendo que:

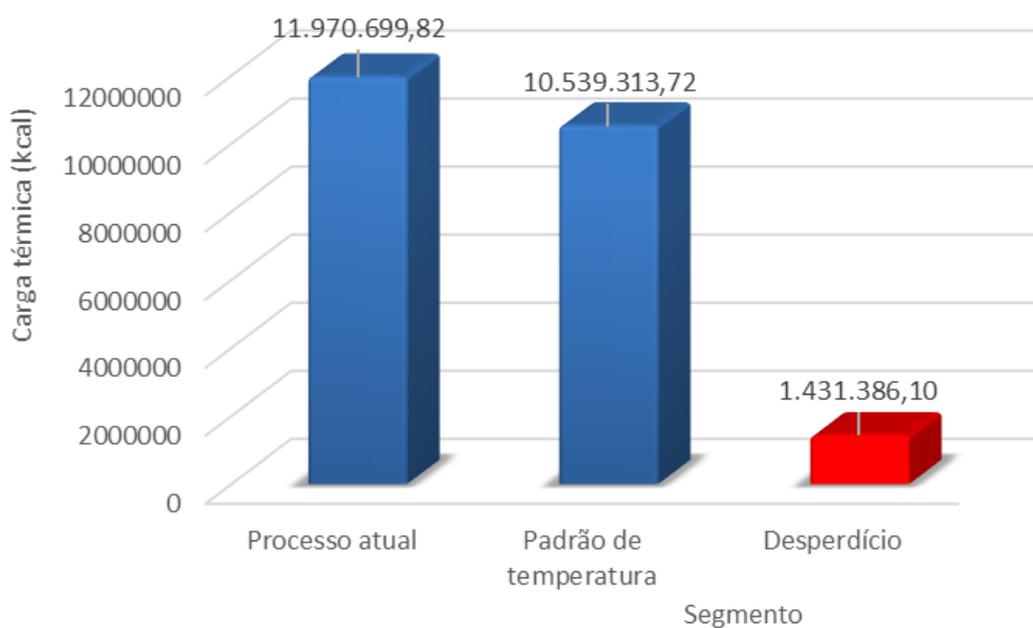
- O 'processo normal' significa o tempo que a empresa leva para congelar seus produtos atualmente;
- A nomenclatura 'PEAD vazada' se refere ao tempo que seria consumido no congelamento em caso de adoção deste tipo de embalagem; e,
- A terminologia 'PEAD protótipo' menciona o tempo que seria necessário para o congelamento em caso da empresa aderir ao sistema de embalagem desenvolvido.

A diferença que destaca a superioridade do tempo no processo normal também afirma o grande desperdício de energia em equipamentos ligados do sistema de refrigeração.

4.3.4 Túnel 07

Os estudos aqui apresentados foram desenvolvidos no túnel 07, que é o maior que a empresa possui e por este motivo proporciona maior segurança na obtenção dos dados provindos dos experimentos. Nos momentos em que foram realizados os testes, o túnel trabalhava com produção destinada somente ao mercado interno, ou seja, a temperatura de saída do produto deveria ser em torno de -12°C se a empresa obedece-se ao padrão da SIF, como não existe controle da temperatura de saída dos produtos, neste túnel indiferentemente dos demais a empresa também desperdiça energia com congelamentos desnecessários.

Figura 39 – Carga térmica do túnel 07.



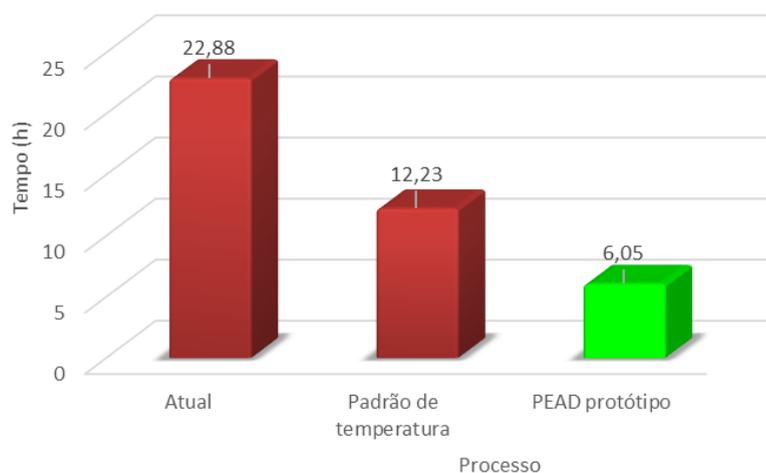
Fonte: Aatoria própria, 2016.

Utilizando-se o mesmo procedimento mencionado anteriormente, foi calculada a quantidade de quilo calorias que o sistema de refrigeração absorve no processo atual, e com padrão da temperatura de saída dos produtos do túnel. Os resultados desses dados estão expostos no gráfico da Figura 39 onde denota-se:

- O ‘desperdício’ destacado em vermelho;
- O ‘processo atual’ que diz respeito a quantidade de quilo caloria absorvida pelo sistema atualmente; e,
- O ‘padrão de temperatura’ que se refere a carga térmica que o sistema deveria absorver em caso de haver o controle de temperatura dos produtos na saída do túnel 07.

Para enfatizar os resultados obtidos no experimento e dar ênfase ao túnel escolhido para realização dos testes, foi calculado também os tempos de congelamento do produto neste túnel, onde pode-se destacar três ocasiões que estão realçadas no gráfico da Figura 40:

Figura 40 – Tempo de congelamento no túnel 07.



Fonte: Autoria própria, 2016.

- A ‘atual’ diz respeito ao processo utilizado pela empresa;
- O ‘padrão de temperatura’ se refere ao controle de temperatura dos produtos na saída do túnel; e,

- O ‘PEAD protótipo’ menciona a utilização desta embalagem para o processo com adição do controle de temperatura de saída dos produtos.

Como nos demais gráficos apresentados este também realça na cor verde a economia gerada pela adoção de um outro tipo de embalagem para o atual sistema.

4.3.5 Consumo total de energia

Foi calculado o consumo de energia total do túnel 07 através da somatória das potências equivalentes ao sistema de refrigeração e dos equipamentos pertencentes a estrutura do mesmo. Sabendo-se o tempo utilizado pelo túnel para o congelamento dos produtos e a potência total consumida, chegou-se ao resultado do consumo em reais por hora. Com esta descoberta foi possível mensurar o consumo dos demais túneis através da quantidade de carga que cada um suporta. A Tabela 17 apresenta os dados utilizados para o cálculo do consumo total dos túneis através do consumo do túnel 07, que foi utilizado como referência por ser o túnel mais grande da empresa.

Tabela 17 – Consumo total de energia dos túneis.

Túnel	Caixas	Níveis	%	R\$/Mês	R\$/Horas
1,00	3800,00	15,00	0,68	118.634,54	247,16
2,00	5400,00	20,00	0,25	44.304,88	92,30
3,00	5400,00	20,00	0,25	44.304,88	92,30
4,00	3630,00	16,00	0,38	65.908,08	137,31
5,00	3630,00	16,00	0,38	65.908,08	137,31
6,00	9720,00	27,00	0,26	46.379,76	96,62
7,00	14400,00	30,00	1,00	175.754,88	366,16
Total				561.195,10	1.169,16

Fonte: Autoria própria, 2016.

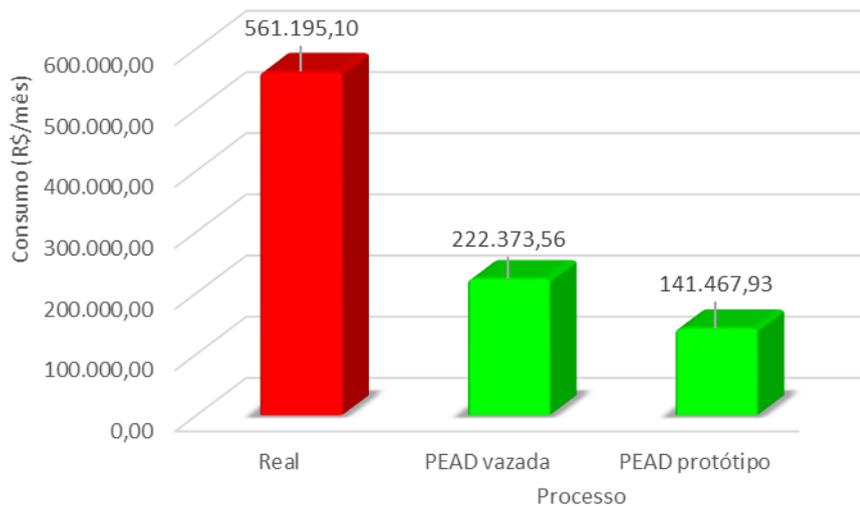
Para tornar visível o consumo da empresa em reais por mês em relação ao sistema existente e confrontá-lo com os sistemas propostos, foi plotado o gráfico que está ilustrado na Figura 41, onde menciona-se:

- O consumo do ‘real’ como sendo o processo autêntico;

- O consumo que teriam com a utilização da embalagem ‘PEAD vazada’; e,
- O consumo que teriam com a utilização do vasilhame ‘PEAD protótipo’.

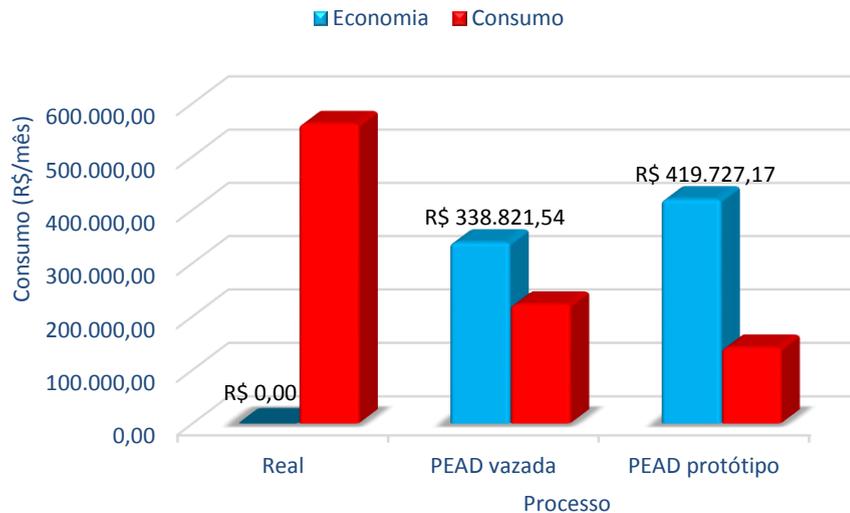
Ou seja, visivelmente há uma redução considerável caso a empresa resolva optar por utilizar as embalagens construídas a partir do material PEAD.

Figura 41 – Consumo total de energia.



Fonte: Autoria própria, 2016.

Figura 42 – Economia e consumo.



Fonte: Autoria própria, 2016.

O gráfico da Figura 42 confronta (em barras azuis) a economia que a empresa poderia obter para o caso da adoção de qualquer uma das amostras testadas, com o consumo (destacado em barras vermelhas) que possui o processo atualmente. Através de uma análise geral pode-se concluir que a otimização de setores principalmente em empresas de grande porte acarreta em reduções consideráveis de custos de processos.

A viabilidade da otimização de departamentos encontra-se no tempo de retorno dos investimentos, ou seja, geralmente o retorno acontece até mesmo antes do planejado, pois a otimização está diretamente ligada ao estudo dos processos, onde é direcionada a um problema específico. Porém, com a busca-se da solução para este problema, acaba-se encontrando outros que estão diretamente ligados ao primeiro formando uma cadeia, e a desmistificação deste abre portas para a solução dos demais que direcionarão a empresa a uma linha de produção enxuta.

5 CONCLUSÕES

A empresa estudada apresentava ineficiência no sistema de refrigeração dos túneis de congelamento de produtos, problema este que inspirou o presente trabalho e firmou como sendo o objetivo geral a investigação da razão deste péssimo rendimento.

Dessa forma, foram estudadas as formas de transferência de calor entre o produto e o fluído comparando-se com a literatura. Através desta investigação, descobriu-se que o princípio de funcionamento do sistema real trabalha com uma metodologia diferente da ideal, pois o desenvolvimento das estruturas dos túneis de congelamento é baseado no método de transferência de calor que ocorre entre o produto e o fluído, no entanto, o processo mais eficiente para este modelo é o de convecção forçada.

Para satisfazer a condição do processo de convecção forçada o produto necessitaria ser acondicionado em vasilhames que permitissem a circulação do ar em seu perímetro. Porém, o procedimento adotado pela empresa impedia a circulação do ar devido ao modelo de embalagem de acondicionamento utilizado. A empresa utilizava caixas de papelão sem aberturas nas paredes para acondicionamento do produto durante a fase de congelamento. Esta embalagem permitia a circulação do ar somente na parte superior.

Com base nisso foram propostas embalagens de acondicionamento com paredes e fundo vazadas, as quais permitiram circulação de ar e o livre contato deste com o produto. Com isto, o produto cede temperatura ao fluído, originando a convecção forçada.

Através das avaliações realizadas do processo de congelamento dos produtos nos túneis de congelamento, constatou-se que a caixa de papelão atuava como isolante térmico, pois os resultados obtidos a partir dos cálculos e dos testes realizados evidenciaram uma queda de tempo de congelamento de aproximadamente 74% com a utilização de um protótipo de PEAD no lugar da caixa de papelão. O protótipo proposto atua como elemento condicionante dos produtos durante o congelamento. O seu diferencial em relação as caixas de papelão é que ele permite a circulação e o contato do fluído gelado com o produto, melhorando a eficiência na remoção da carga térmica do produto.

Com a redução do tempo de congelamento do produto reduziu-se também o consumo de energia elétrica do sistema de refrigeração. Através dos dados obtidos experimentalmente foi simulado a utilização do protótipo em substituição as caixas de papelão durante um mês de operação. Os resultados obtidos foram alarmantes à empresa, pois o consumo de energia

passaria de R\$561.195,10 para R\$141.467,93, uma redução de, aproximadamente, 75% no consumo mensal de energia.

Com base nos resultados apresentados e discutidos, conclui-se que a otimização do setor industrial proporciona lucratividades às empresas e as direciona para um novo modelo de produção enxuta, que preconiza o aumento da eficiência energética com resultando aumento da lucratividade, utilizando os mesmos recursos financeiros.

REFERÊNCIAS

BARBIN, Douglas Fernandes; NEVES FILHO, Lincoln Camargo; SILVEIRA JUNIOR, Vivaldo. Processo de Congelamento em Túnel Portátil com Convecção Forçada por Exaustão e Insuflação para Paletes. **SciELO**, São Paulo, n. 03, jul. 2009. Disponível em: <http://scielo.br/scielo.php?pid=S0101-20612009000300033&script=sci_arttext>. Acesso em: 02 mar. 2016.

ÇENGEL, Yunus A. **Transferência de Calor e Massa: uma abordagem prática**. 3. ed. São Paulo: McGraw Hill, 2009.

CHAPA de papelão. **Loja das caixas**, 2016. Disponível em: <<http://www.lojadascaixas.com.br/chapa-de-papelao/>>. Acesso em: 15 Setembro 2016.

COSTA, Ennio Cruz da. **Refrigeração**. 3. ed. São Paulo: E. Blucher, 2005.

HISTÓRIA da avicultura no brasil. 2016. São Paulo: **Associação brasileira de proteína animal**. Disponível em: <http://www.ubabef.com.br/a_avicultura_brasileira/historia_da_avicultura_no_brasil>. Acesso em: 29 abr.2016.

INCROPERA, Frank P; DEWITT, David P. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 6. Ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

SILVA, Gesué Graciliano da. **Introdução à Tecnologia da Refrigeração e da Climatização**. 2. ed. São José: Artliber, 2004.

DATALOGGER de temperatura e umidade com sonda externa - ak285. 2016. Rio Grande do Sul: **Akso**. Disponível em: <<http://www.akso.com.br/produtos/laboratorio/ak285---datalogger-de-temperatura-e-umidade-com-sonda-externa-27>>. Acesso em: 30 agos. 2016.

PEREIRA, Thalles Eduardo de Jesus et al. Propriedades termofísicas da carne branca de frango: efeito da temperatura e do conteúdo de umidade. **SciELO**, Campinas, v. 1, p. 278-284, set. 2016.

APÊNDICE A – TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO FORÇADA

O memorial de cálculos da taxa de transferência de calor por convecção forçada foi desenvolvido baseando-se nos resultados obtidos através da análise do processo de refrigeração do produto CMS, que possui como embalagem de acondicionamento o protótipo proposto no presente projeto.

O primeiro passo para calcular a taxa de convecção é a descoberta da velocidade do ar que passa pelas caixas dentro do túnel para posterior cálculo do número de Reynolds.

A.1 CÁLCULO DA VELOCIDADE DO AR

A velocidade do ar foi obtida através da divisão da vazão total (Q) de todos os ventiladores do evaporador pela área (largura vezes altura da estrutura de níveis) frontal do túnel ($A_{frontal}$), conforme Eq. (8).

$$V_v = \frac{Q}{A_{frontal}} \quad (8)$$

Tendo em vista que:

$$V_v = 262,5 m^3 \cdot s^{-1}$$

$$A_{frontal} = 165,375 m^2$$

Tem-se:

$$V_v = \frac{Q}{A_{frontal}} \rightarrow \frac{262,5}{165,375} = 1,5873 m \cdot s^{-1}$$

A.2 CÁLCULO DE REYNOLDS

O valor do número de Reynolds obtido através da Eq. (9) utiliza para efeito de cálculo as propriedades do ar na temperatura de filme T_f que estão alocadas na Tabela 6. A temperatura

de filme ' T_f ' é obtida através da Eq. (10) e leva em consideração a temperatura de entrada e de saída do produto que podem ser visualizadas na Tabela 5.

$$Re = \frac{\rho \cdot V}{\mu} \quad (9)$$

$$T_f = (T_s + T_\infty)/2 \quad (10)$$

Considerando-se $T_f = 261,65 \text{ K}$, obtêm-se $Re = 130660$

A.3 VISCOSIDADE CINEMÁTICA

Para avaliar o número de Reynolds e determinar sua condição de turbulento ou laminar precisou-se descobrir o valor da viscosidade cinemática (Eq. 11), pois como o fluido em avaliação está em movimento não pode-se utilizar a viscosidade estática.

$$\nu_c = \nu/P \quad (11)$$

Aplicando-se os valores na equação obteve-se:

$$\nu_c = 1,218 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

A.4 CÁLCULO DE REYNOLDS SOBRE UMA PLACA PLANA (Re_L)

A obtenção do número de Reynolds sobre uma placa plana (Eq. 12) leva em consideração o comprimento desta no sentido do fluxo do fluido. Este comprimento é igual ao comprimento do protótipo que estamos avaliando que mede 0,56m.

$$Re_L = \frac{V \cdot L}{\nu} \quad (12)$$

$$Re_{0,56} = 72998,7$$

Aplicando-se os valores na equação obteve-se:

Para escoamento laminar sob uma placa plana o número de Reynolds não deve ultrapassar a casa de $1 \cdot 10^5$, sendo assim, verificamos que o escoamento encontrado encontrasse no estado laminar.

A.5 NÚMERO DE NUSSOLT

Para calcular o número médio de Nusselt ao longo de toda placa, usa-se a seguinte Eq. (13) para regime laminar:

$$Nu = \frac{h.L}{k} = 0,664.Re_L^{0,5}.Pr^{1/3} \quad (13)$$

Aplicando-se os valores na equação obteve-se:

$$Nu = 162,243$$

A.6 COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

O coeficiente de transferência de calor por convecção forçada é obtido através da Eq. (14):

$$h = \frac{Nu.k}{L} \quad (14)$$

Aplicando-se os valores na equação obteve-se:

$$h = 6,5295 \text{ W.m}^{-2}.\text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$$

A.7 TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Com a descoberta do valor do coeficiente de transferência de calor pode-se calcular a taxa de transferência de calor, que por sinal é proporcional a diferença de temperatura e pode ser expressa pela Eq. (15):

$$\dot{Q} = h.A_s(T_s - T_{\infty}) \quad (15)$$

Aplicando-se os valores na equação obteve-se:

$$\dot{Q} = 102,9350 \text{ W}$$

APÊNDICE B – TAXA DE CONDUÇÃO E RESISTÊNCIA TÉRMICA

O memorial de cálculos da taxa de condução de calor através da parede das embalagens foi desenvolvido baseando-se nos resultados obtidos através da análise do processo de refrigeração do produto CMS, sendo que possui como embalagem de acondicionamento o denominado protótipo citado no presente projeto.

A taxa de condução de calor através de uma parede é proporcional a condutividade térmica média e pode ser expressa pela Eq. (16):

$$\dot{Q} = K \cdot A \frac{(T_1 - T_2)}{\Delta x} \quad (16)$$

Onde a constante ‘A’ representa a área através da qual o fluxo de calor vai ser transmitido, ou seja, altura multiplicado pela espessura, e a variável ‘L’ corresponde a espessura da parede da embalagem. Logo, tem-se:

Aplicando-se os valores na equação obteve-se:

$$\dot{Q} = 2305,1144 \text{ W}$$

B.1 RESISTÊNCIA TÉRMICA DE CONDUÇÃO

A resistência a condução é a que a parede da embalagem proporciona em relação ao fluxo de calor, visto que quanto maior for a resistência menor será a taxa de condução de calor que translada a parede. A resistência a condução pode ser expressa através da Eq. (17):

$$R_{parede} = \frac{L}{K \cdot A} \quad (17)$$

Aplicando-se os valores na equação obtém-se:

$$R_{parede} = 0,0229 \text{ } ^\circ\text{C} \cdot \text{W}^{-1}$$

B.2 TAXA DE CONDUÇÃO ATRAVÉS DA RESISTÊNCIA TÉRMICA

A taxa de condução também pode ser expressa se é conhecida a resistência térmica que a parede proporciona em relação a transferência de calor, considerando que a fórmula da taxa de condução pode ser reorganizada segundo a Eq. (18):

$$Q_{cond. parede} = \frac{T_1 - T_2}{R_{Parede}} \quad (18)$$

Aplicando-se os valores na equação obtém-se:

$$Q_{cond. parede} = 2305,1144 W$$

Este valor é exatamente o mesmo valor encontrado no cálculo da taxa de condução de calor através da área, espessura e o valor da condutividade térmica do material.

B.3 RESISTÊNCIA TÉRMICA DE CONVECÇÃO

A resistência térmica da superfície de convecção contra o calor é a resistência provocada pelas paredes da embalagem em relação a transmissão de calor, esta pode ser mensurada através da Eq. (19):

$$R_{conv} = \frac{1}{h.A_s} \quad (19)$$

Aplicando-se os valores na equação obtém-se:

$$R_{conv} = 0,4565 \text{ } ^\circ\text{C.W}^{-1}$$

B.4 TAXA DE CONVECÇÃO ATRAVÉS DA RESISTÊNCIA TÉRMICA

A taxa por convecção também pode ser expressa se for conhecido a resistência térmica oferecida pelas paredes da embalagem, sendo esta determinada pela Eq. (12):

$$Q_{conv} = \frac{T_s - T_\infty}{R_{conv}} \quad (20)$$

Aplicando-se os valores na equação obtém-se:

$$Q_{conv} = 102,9350 \text{ W}$$

O valor obtido é exatamente o mesmo valor calculado através do coeficiente convectivo e a área de superfície.

APÊNDICE C – DETERMINAÇÃO DA CARGA TÉRMICA

A carga térmica que o produto oferece ao sistema de refrigeração foi calculada de duas maneiras: uma utilizando como variável o tempo de residência, e a outra somente a carga térmica do produto. Foi mensurado, também, o valor da carga térmica total que o túnel 07 em estudo absorve, bem como a carga térmica que todos os túneis da companhia absorvem diariamente.

C.1 ENERGIA TÉRMICA A SER ABSORVIDA DO PRODUTO

A energia térmica que o sistema de refrigeração deve absorver em relação ao produto é calculada em três etapas:

- Calor removido antes do congelamento – Q_a (calor sensível)
- Calor removido no congelamento – Q_b (calor latente)
- Calor removido após o congelamento – Q_c (calor sensível)

C.2 CALOR REMOVIDO ANTES DO CONGELAMENTO

O calor sensível removido antes do congelamento corresponde a energia térmica retirada do produto desde a entrada no túnel até a fase inicial do congelamento, e pode ser expresso através da Eq. (21):

$$Q_a = m \cdot C_{p1} \cdot (T_1 - T_2) \quad (21)$$

Aplicando-se os valores na equação obtém-se:

$$Q_a = 151,2 \text{ kcal}$$

Foi calculado também o calor retirado do produto através do tempo redimensionando a Eq. (21) para a Eq. (22):

$$Q_a = \frac{m \cdot C_{p1} \cdot (T_1 - T_2)}{(t_0 - t_1)} \quad (22)$$

Aplicando-se os valores na equação obtém-se:

$$Q_a = 62,7385 \text{ kcal.h}^{-1}$$

C.3 CALOR REMOVIDO NO CONGELAMENTO

O calor latente retirado do produto no momento do congelamento diz respeito também a troca de fase que a água contida no produto sofre nesta etapa do processo, este pode ser mensurado utilizando-se a Eq. (23):

$$Q_b = m \cdot C_L \quad (23)$$

Aplicando-se os valores na equação obtém-se:

$$Q_b = 783,75 \text{ kcal}$$

A retirada do calor através do tempo para essa equação pode ser expressa pela

Eq. (24):

$$Q_b = \frac{m \cdot C_L}{(t_2 - t_1)} \quad (24)$$

Aplicando-se os valores na equação obtém-se:

$$Q_b = 319,8979 \text{ kcal.h}^{-1}$$

C.4 CALOR REMOVIDO APÓS O CONGELAMENTO

Após o congelamento, ainda existe uma grande parcela de energia térmica a ser retirada do produto para atingir a temperatura desejada, esta pode ser calculada pela Eq. (25):

$$Q_c = m \cdot C_{p2} \cdot (T_1 - T_f) \quad (25)$$

Aplicando-se os valores na equação obtém-se:

$$Q_c = 282 \text{ kcal}$$

Para determinar quanto de energia é retirada na unidade de tempo, precisa-se reorganizar a Eq. (25) para Eq. (26):

$$Q_c = \frac{m \cdot C_{p2} \cdot (T_1 - T_f)}{(t_3 - t_2)} \quad (26)$$

Aplicando-se os valores na equação obtém-se:

$$Q_c = 45,9283 \text{ kcal.h}^{-1}$$

C.5 CARGA TÉRMICA TOTAL

A carga térmica total do produto para uma caixa contendo 15 kg pode ser expressa pela Eq. (27):

$$\Sigma Q = Q_a + Q_b + Q_c \quad (27)$$

Aplicando-se os valores na equação obtém-se:

$$\Sigma Q = 1216,95 \text{ kcal}$$

Da mesma forma pode ser mensurada a carga térmica retirada de uma caixa de produto através do tempo, e este valor é de:

$$\Sigma Q = 428,5648 \text{ kcal.h}^{-1}$$

A carga térmica retirada em um dia de produção somente do túnel em estudo que corresponde a aproximadamente 145 toneladas de produto chega a casa dos:

$$\Sigma Q = 11970699,82 \text{ kcal}$$

A carga térmica diária retirada de toda produção de aves que correspondente a aproximadamente 305 toneladas é de:

$$\Sigma Q = 22432897,2 \text{ kcal}$$