

CORTINA DE AR: ISOLAMENTO AÉRODINÂMICO EM ESPAÇOS REFRIGERADOS.

RIBEIRO, João Antonio Lemes¹
ZANELLA JUNIOR, Eliseu Avelino²

RESUMO

Necessidade em se estocar alimentos industrializados em áreas como supermercados, os mesmos fazem uso de câmaras frigoríficas para este fim. Além disto, se torna importante o controle das trocas térmicas para manter-se a umidade relativa constante, impedindo a condensação e, por consequência, gerando assim uma má eficiência do sistema de refrigeração, um ponto forte está na perda energética decorrente da abertura das portas, devido a infiltração de calor que entra no interior da câmara. Uma solução aparente para o problema é a implantação de cortina de ar na saída da câmara para impedir a entrada de ar quente e a saída do ar frio (diminui a infiltração da câmara) melhorando assim sua eficiência. Desenvolver sistema que consiste em uma cortina de ar para gerar um bloqueio impedindo a penetração de calor e umidade externa no ambiente refrigerado. Diminuir a perda energética decorrente na abertura da porta. Serão coletados dados, em um determinado intervalo de tempo, da câmara frigorífica para se tiver um resultado preliminar de como está a eficiência da mesma; após isto, será instalado a cortina de ar e no mesmo intervalo de tempo será novamente coletado as informações da câmara e feita a comparação entre ambos para se verificar se houve ou não uma melhora da eficiência da câmara. Conforme definido e desenvolvido, o projeto indicou uma redução no consumo de energia, conservando a câmara em umidade relativa constante mesmo com a porta aberta, podendo assim evitar o bloqueio dos evaporadores por congelamento.

PALAVRAS-CHAVE: Eficiência energética; Redução energia; Umidade relativa.

TÍTULO EM LÍNGUA ESTRANGEIRA

ABSTRACT

Versão do resumo na língua do texto, para idioma de divulgação internacional, com as mesmas características (em inglês *Abstract*, em espanhol *Resumen*, em francês *Résumé*, por exemplo);

PALAVRAS CHAVE EM LÍNGUA ESTRANGEIRA: versão das palavras-chave na língua do texto para a mesma língua do resumo (em inglês *Keywords*, versão em espanhol *Palabras Clave*, em francês *Mots-clés*).

1. INTRODUÇÃO

Nos dias atuais (ano de 2016) está cada vez maior a necessidade de se estocar alimentos já processados ou matérias-primas que servirão de insumos para produtos. Ambientes comerciais como frigoríficos, centros de distribuição e supermercados fazem uso de espaços refrigerados com atmosferas controladas, espaços conhecidos como câmaras frigoríficas.

Nestes ambientes, comerciais e industriais, é de suma importância o controle das trocas térmicas para manter um controle da umidade relativa. Por meio deste controle, é possível verificar as trocas térmicas aumentando-as ou diminuindo-as conforme a necessidade. Estas câmaras devido a um alto fluxo de produção x consumo, são constantemente abertas por longos períodos. Isso acontece quando as câmaras precisam ser abastecidas ou quando os produtos que abastecem a loja são retirados que (como acontece nos supermercados, por exemplo). O “abrir” e “fechar” das câmaras frigoríficas, gera troca de calor do ar externo (geralmente é mais quente) com o ar interno (geralmente mais frio), o evaporador. Entretanto, quando o “abre e fecha” é feito com frequência nada moderada, exige-se mais do evaporador ocasionando a diminuição de seu rendimento. Além de gerar outros transtornos, condensação no teto das câmaras, congelamento das aletas do evaporador não permitindo a passagem de ar o que trava o moto-ventilador.

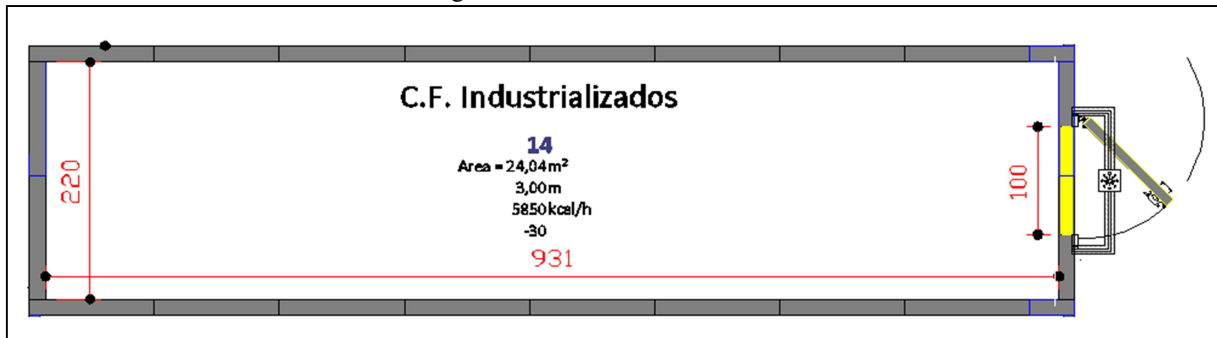
¹ Acadêmico formando em Engenharia Mecânica. E-mail: j.joaolr_94@hotmail.com

² Qualificação do segundo autor E-mail:

2. METODOLOGIA

O estudo foi desempenhado em um supermercado tradicional de Cascavel, em uma câmara frigorífica que trabalha em regime de congelados (-18°C) para estocagem de produtos industrializados – como lasanhas, salsichas, pizzas, etc. -, esta câmara tem medidas internas de 9,31m x 2,20m x 3,00m e apenas uma porta (1,00m x 2,10m) e uma carga térmica de 5.850kcal/h, Conforme mostram as Figura 1.

Figura 1 - Planta baixa da câmara.



Fonte: Redefrigor, 2016.

Foi realizado aferições para verificar o funcionamento da câmara, e foi identificado problemas de condensação interna, principalmente nos batentes da porta (o que impedia a mesma de ser fechada corretamente, gerando uma perda de infiltração maior, e o sistema de monitoramento acusado que a câmara estava desligada e aumentou os ciclos de degelo, gerando um gasto maior de energia) e estar começando a bloquear a entrada de ar do evaporador, conforme as figuras de 2 a 5 mostram.

Figura 2 - Formação de gelo nas soleiras da porta – Porta fechada.



Fonte: O autor.

Figura 3 - Formação de gelo nas soleiras da porta - Porta aberta.



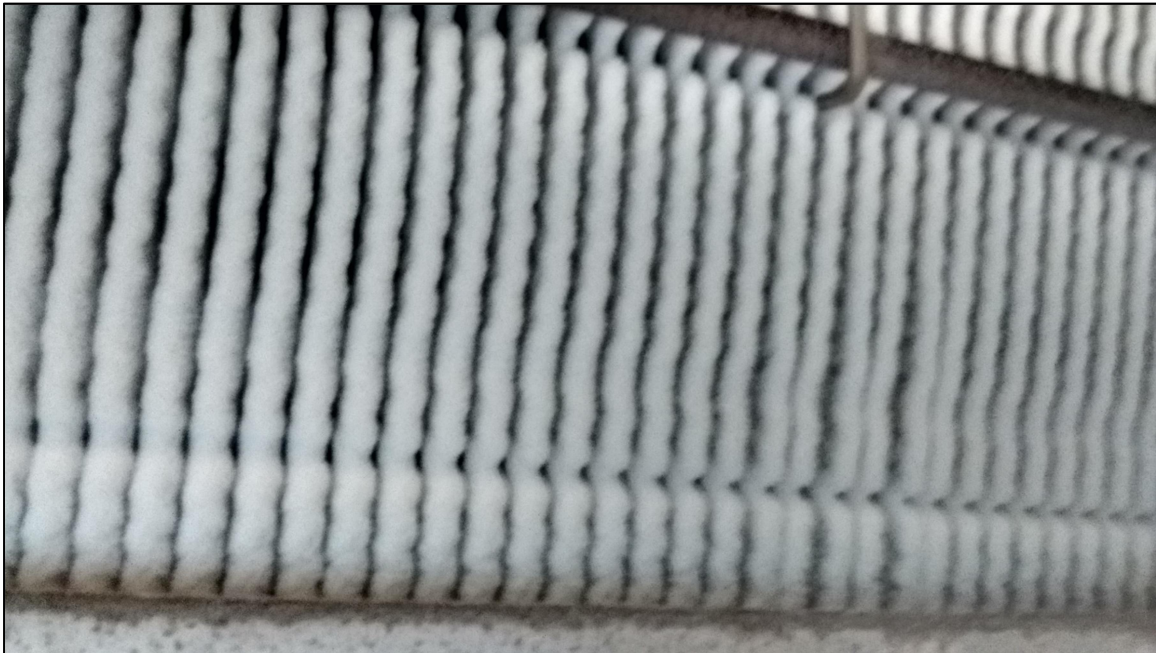
Fonte: O autor.

Figura 4 - Um dos dois evaporadores instalados na câmara.



Fonte: O autor.

Figura 5 - Entrada de ar do evaporador começando a bloquear.



Fonte: O autor.

Um termômetro digital foi colocado no interior da câmara para obter as informações de temperatura interna e umidade relativa, quando a câmara está em pleno funcionamento e com a porta fechada para, então, respectivamente, -17,9°C e 10%, conforme mostra a Figura 6. Portanto, seguindo estes valores, foi possível obter a energia dissipada (entalpia) no interior da câmara com a porta fechada, cujo valor aproximado era -17,81 kJ/kg.

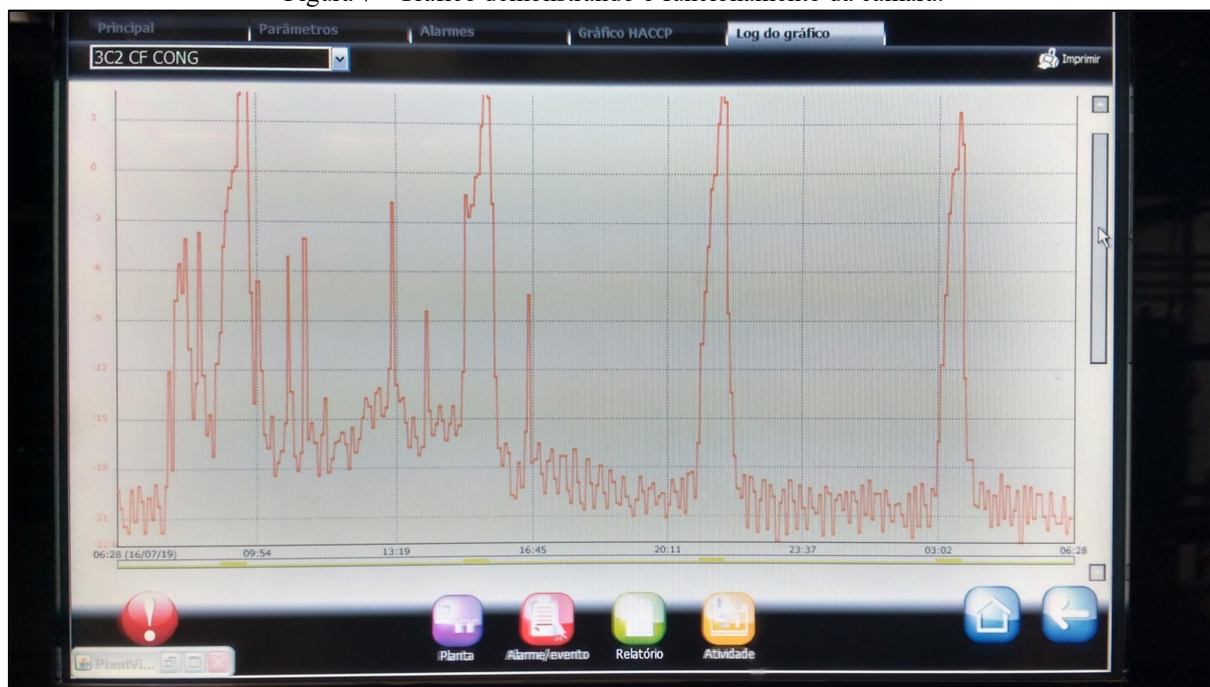
Figura 6 - Termômetro digital em uso.



Fonte: O autor.

Por se tratar de um supermercado grande (Aproximadamente 1.800m² de área de vendas) o sistema de refrigeração é todo centrado em uma “sala de máquinas”, onde estão instalados os racks de compressores para sistemas de regime congelados e o rack de compressores para o sistema de regime resfriado. Este sistema dá as informações de consumo de energia da câmara a partir de um gráfico de linhas, de Temperatura x Tempo. Onde os picos de temperatura se dão nos períodos de degelo (picos maiores) e quando se abrem a porta (períodos médios). Conforme indica a Figura 7.

Figura 7 - Gráfico demonstrando o funcionamento da câmara.



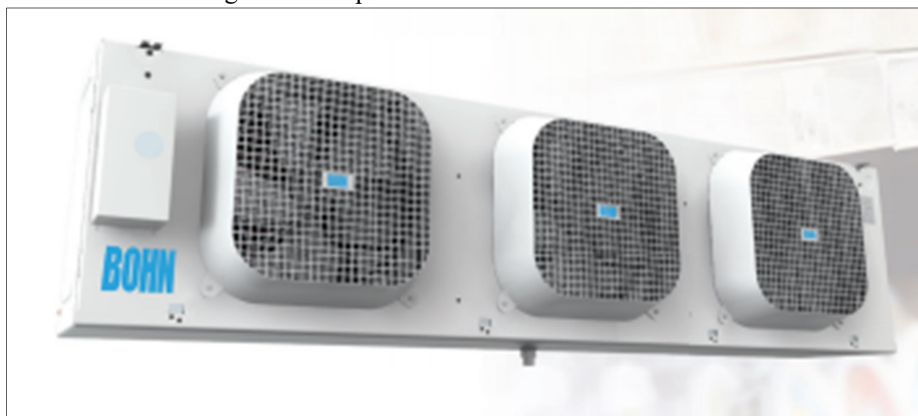
Fonte: Carel, 2016.

Como demonstra a Figura 7, os períodos onde a câmara não atingiu sua temperatura ideal devido ao bloqueio, que há nas soleiras das portas por causa da formação de gelo, como foi mostrado acima. Como identificado, há quatro picos de temperatura, picos estes que se tratam dos períodos de degelo, onde é acionada a resistência de cada um dos dois evaporadores.

2.1. EVAPORADORES

Os Evaporadores, responsáveis por fazer a troca de ar e manter no ambiente através de seus ventiladores nas condições propostas mantendo a humidade relativa e temperatura constantes. O modelo de evaporador é o FLW da linha Bohn da Heatcraft, modelo para fluido secundário (Propilenoglicol – $C_3H_8O_2$) a Figura 8 ilustra o modelo de evaporador utilizado pela câmara.

Figura 8 - Evaporador modelo FLW4410C03C1C



Fonte: Heatcraft, 2016.

O evaporador conta com 4 (quatro) ventiladores tendo, todo o conjunto tem um consumo de 0,560kWh. Portanto a câmara tem um consumo 1,12kWh para os ventiladores.

Por se tratar de um regime congelado se faz necessário que cada evaporador tenha uma resistência para degelo, a fim de impedir o bloqueio. Para acionamento da resistência é necessário que a câmara esteja desligada, ou seja, é necessário que os ventiladores não estejam funcionando, este modelo tem, em cada evaporador, uma resistência que consome 2.402kWh. Portanto, nos períodos de degelo, a câmara tem um consumo de 4.804kWh.

Tendo em vista que os ventiladores trabalham muito mais que o recomendado, devido à formação de gelo no aletado, gerando um gasto maior no consumo de energia, e formação de gelo nas soleiras da porta, piso e paredes, deixando o ambiente insalubre, propício a acidentes de trabalho.

2.2. CONSUMO ELÉTRICO ATUAL DA CÂMARA.

Desprezando o gasto de energia em iluminação e se tratando de um sistema de refrigeração central também será desconsiderado, para fins de cálculo prezando como principal foco a redução no consumo de consumo de energia diminuindo o número de degelo.

Conforme verificado na figura 17, há 4 (quatro) picos de degelo na câmara no período de 24h, picos estes de a cada 6h e duram em média 30min.

Considerando a fórmula para cálculo do consumo elétrico diário, conforme expressa pela Equação 1:

$$C = P \cdot \Delta T \quad (1)$$

Onde:

C: Consumo elétrico(kWh/dia).

P: Potência (kW).

ΔT : Variação de tempo por dia (h).

Por se tratar de períodos de 30min a cada 6 horas, então o período de degelo dura em média 2 horas por dia. Com isso chegasse ao resultado de que o consumo elétrico mensal da resistência é de 9,608kWh/dia.

Conforme visto, para que a câmara mantenha um controle da humidade relativa e temperatura constantes é necessário que esteja sempre em funcionamento, salvo quando está no período de degelo. Portanto a mesma trabalha 22h por dia, aplicando a equação 18, temos que o consumo diário em energia elétrica é de 24,640kWh/dia.

Portanto, a câmara consome diariamente em ventiladores e resistência uma média de 34,248kWh/dia. O supermercado trabalha na faixa de energia Horossazonal Verde, tendo R\$0,43 o preço do kWh, então em um período de 30 dias a câmara consome em média **1.027,44kWh** ao mês gerando um custo de **R\$441,80**

A tabela a baixo (Figura 9) descreve os dados para os cálculos descritos a cima.

Figura 9 - Tabela de de cálculos de consumo elétrico.

SITUAÇÃO ANTERIOR DA CÂMARA FRIA							
ITENS	QNTD.	POTENCIA UNITÁRIA	TEMPO FUNC./DIA	POTENCIA DIÁRIA	TOTAL MENSAL	VALOR kWh	TOTAL GASTO
RESISTENCIA	2	2,402 kWh	2,0h	9,608 kWh/dia	1027,440 kWh/mês	R\$ 0,43	R\$ 441,80
EVAPORADORES	2	0,560 kWh	22,0h	24,640 kWh/dia			

Fonte: O autor.

2.3. VERIFICAÇÃO DA CÂMARA COM A INSTALAÇÃO DA CORTINA DE AR.

A principal ideia era a instalação de uma cortina de ar dupla (como descrito no início deste trabalho), mas a empresa que ficou responsável pela execução e fabricação da cortina, não pode desenvolver um protótipo para testes.

A solução encontrada para comprovar a eficácia foi, portanto, adquirir uma cortina de ar simples, de uso comercial. Como a câmara frigorífica trabalha em regime de congelados com temperaturas próximas aos -18°C, a cortina não resistiria se a mesma fosse instalada no interior da câmara, então será considerado apenas uma cortina simples para efeitos de cálculos.

2.4. INSTALAÇÃO DA CORTINA DE AR.

A cortina de ar adquirida é do fabricante Dugold, e mede 1,20m de comprimento, trabalha em dois estágios de velocidades High (alta, 11m/s) e Low (baixa, 9m/s), conforme demonstra as Figuras 10 e 11.

Figura 10 - Cortina de ar instalada.



Fonte: O autor.

Figura 11 - Vista lateral da cortina de ar instalada.



Fonte: O autor.

A cortina de ar trabalha em dois regimes de velocidade, e para fora configurada para trabalhar com o regime de 11m/s, tendo uma vazão de 1.900m³/h, e um consumo elétrico de 0,240kWh.

A cortina, então, foi deixada em funcionamento no estabelecimento, assim deu-se um prazo de 24h para recolher novos dados e verificar se foi eficaz o seu funcionamento.

2.5. VERIFICAÇÃO DA CAMÂRA APÓS A INSTALAÇÃO DA CORTINA DE AR

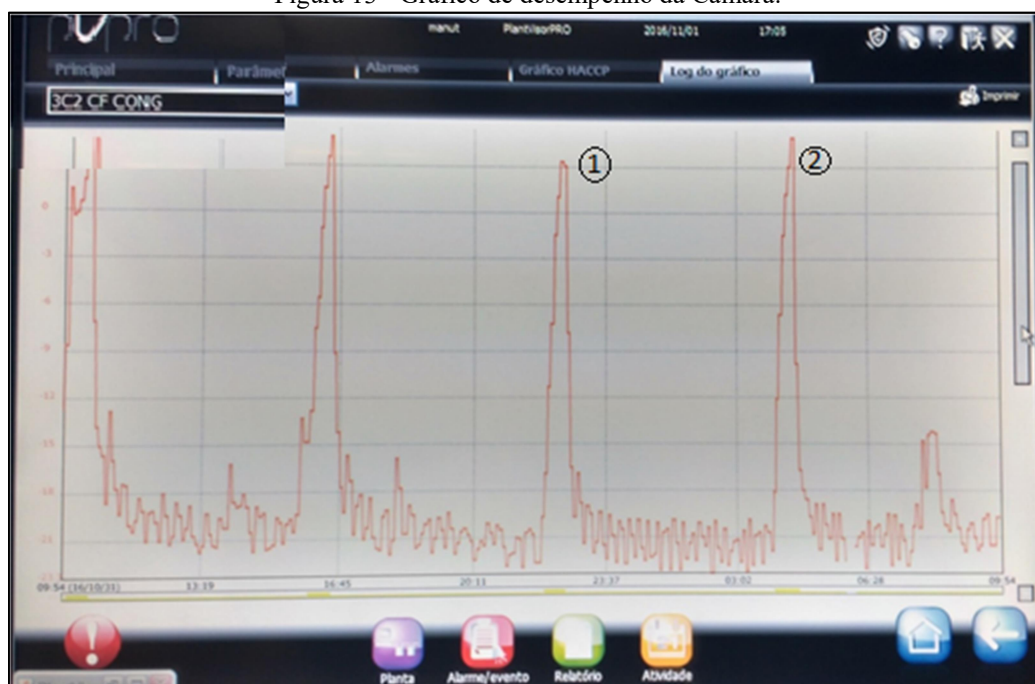
Após o prazo de 24h, citado a cima, foram novamente recolhidos os dados de temperatura e umidade relativa (Figura 12) e o gráfico de desempenho da câmara (Figura 13).

Figura 12 - Registro da temperatura com a porta aberta e a cortina de ar ligada.



Fonte: O autor.

Figura 13 - Gráfico de desempenho da Câmara.



Fonte: Carel, 2016.

Como pode ser verificado, se comparado com o gráfico da Figura 17, é nítida a diferença de comportamento dos picos de temperatura, onde os maiores picos são referentes ao degelo (4 picos maiores e semelhantes) e os menores indicam o comportamento que a câmara teve quando a porta era aberta, há intervalos (pontos 1 e 2 da Figura 13) onde os range de temperatura são semelhantes, este é o período fora do intervalo comercial, onde a câmara se manteve fechada. O gráfico é do intervalo de 24h após a instalação, este intervalo é das 9h54min do dia 31/10 às 9h54min do dia 01/11.

Também foi verificado que a variação da pressão interna é imperceptível, na análise analógica, quando a porta era aberta por um longo período de tempo com a cortina ligada. A válvula equalizadora de pressão, que fica ao lado da porta (Figura 14), trabalhava de forma brusca devido ao diferencial de pressão entre os lados interno e externo (isso quando não tinha a cortina de ar sobre a porta) e com a cortina de ar ligada e a porta aberta por um longo período de tempo e depois fechada, a válvula equalizadora de pressão trabalhou menos.

A válvula equalizadora de pressão tem seu funcionamento semelhante à válvula de uma panela de pressão (só que inversamente), pois ela tende a manter a pressão interna constante para que a câmara não imploda com a diferença de pressão, então quando válvula tende a aliviar a pressão interna da câmara adicionando um pouco de ar externo até equalizar a pressão No interior da válvula, a uma pequena esfera plástica e oca, que fica muito agitada e fica batendo no interior da válvula cada vez que é adicionado ar externo no interior da câmara, este som que a válvula equalizadora de pressão emiti faz com que seja possível saber quando o diferencial de pressão é muito alto, quanto maior o som emitido pela válvula, maior é a diferença de pressão que há para equalizar.

Figura 14 - Válvula equalizadora de pressão, canto esquerdo superior.



Fonte: O autor.

Para efeitos de testes foram coletados os dados (Temperatura e umidade relativa) da câmara com a porta aberta e a cortina de ar desligada, nas mesmas condições que foi feita na Figura 12, como está indicando na Figura 15.

Figura 15 – Temperatura com a porta aberta e a cortina de ar desligada.

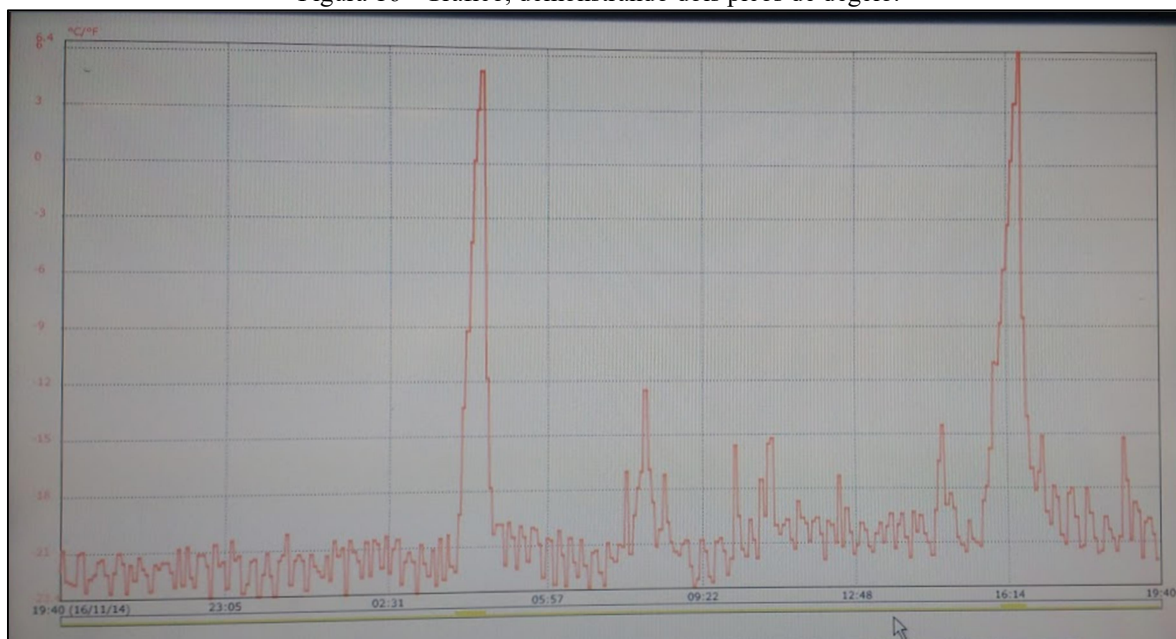


Fonte: O autor.

Com as informações de temperatura e umidade relativa das Figuras 12 e 15, é possível ter os valores de entalpia (energia dissipada) que a câmara atingiu no mesmo intervalo de tempo. Os valores de entalpia são, respectivamente -13,91kJ/kg e -3,25kJ/kg, uma diferença de 23,36% na energia dissipada no mesmo intervalo de tempo.

Com os resultados obtidos acima (principalmente o bloqueio da umidade externa) chegou-se a conclusão de que seria possível diminuir o número de degelos de 4 (que em casos extremos chegou a 5) por dia, para 2 degelos por dia. A câmara, portanto, foi programada para trabalhar com dois picos de degelos, conforme indica o gráfico da Figura 16. Sendo assim haveria uma redução no consumo de energia elétrica da câmara.

Figura 16 - Gráfico, demonstrando dois picos de degelo.



Fonte: Carel, 2016.

3. REFERENCIAL TEÓRICO OU REVISÃO DE LITERATURA

Segundo o autor da tese de doutorado em Engenharia Mecânica – Estudo Numérico E Experimental Da Vedação Aerodinâmica Em Espaços Refrigerados – o português João Carlos Gonsalves:

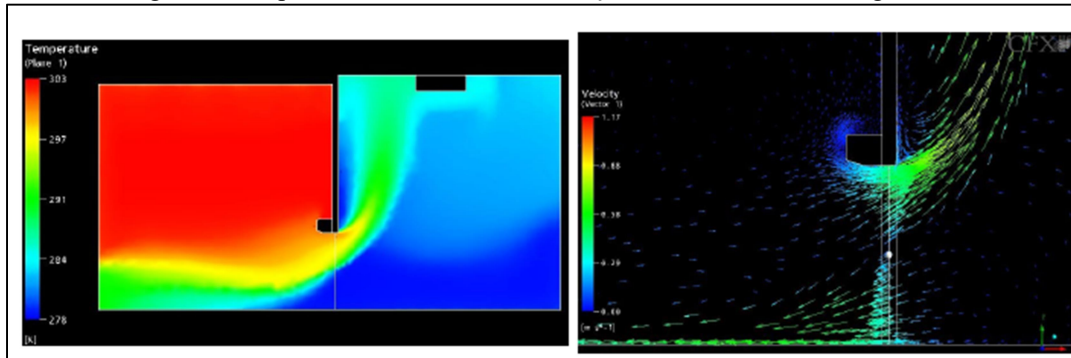
Sempre que se abre a porta de acesso de uma câmara frigorífica é inevitável à troca de ar entre interior e o exterior, devido a diferença de temperatura entre os dois ambientes. Além de provocar variações das condições térmicas do espaço refrigerado e, consequentemente, dos produtos, implica também um aumento da carga de refrigeração. Segundo alguns autores a carga de infiltração pode ultrapassar mais de metade da carga de refrigeração total. A fim de reduzir os fluxos de calor entre o exterior e o interior, podem ser adoptadas varias soluções, tais como antecâmaras, portas de acionamento rápido, cortinas de plástico e cortinas de ar (GONSALVES, 2010, p.1).

O mesmo autor descreve os problemas encontrados em um de seus artigos – Infiltração De Ar Através Das Portas De Acesso A Câmaras Frigoríficas:

Como consequência da infiltração de ar “quente” para o interior da câmara frigorífica, a temperatura média no seu interior vai aumentando – diminuído o diferencial de temperatura, pelo que se trata claramente de um processo transiente. Uma vez que os modelos analíticos têm subjacente a condição de regime permanente, confirma-se que estes não são adequados para avaliar a taxa de infiltração. Por outro lado, os resultados obtidos por via numérica apresentam uma boa concordância com os resultados experimentais, mostrando que o modelo é apropriado para avaliar a infiltração de ar na câmara frigorífica (GONSALVES, 2009, p.1).

A conclusão que o autor chegou é que a infiltração de ar evolui ao longo do tempo em que a porta é mantida aberta, segundo os modelos analíticos que usou para desenvolver o trabalho sobre infiltração de ar. A Figura 1 demonstra como este processo ocorre.

Figura 17 - Espectro demonstrando a infiltração de calor na câmara frigorífica.



Fonte: GONSALVES, 2010.

Para conservação e estocagem de produtos perecíveis, é necessário que estes produtos estejam alocados em ambientes com atmosfera (Pressão, Temperatura e Umidade relativa) controlada, o chamado câmaras frigoríficas.

Como fator físico, o calor tende sempre a se dirigir de uma faixa de temperatura mais alta para uma faixa de baixa temperatura, há sempre um fluxo contínuo de calor na faixa refrigerada dos ambientes mais aquecidos. Para limitar o fluxo de calor na faixa refrigerado a alguma quantidade mínima é necessário isolar os arredores.

Para a refrigeração e conservação de grandes quantidades de produtos alimentícios, sobretudo durante as entressafras, são usados as chamadas câmaras frigoríficas (COSTA, 1982)

Segundo o autor Ênnio Cruz, câmaras frigoríficas são “grandes salas isoladas e providas de equipamento próprio para produção do frio (COSTA, 1982)

Estas câmaras trabalham em regimes de temperatura diferentes, de acordo com sua finalidade, as mesmas são classificadas como:

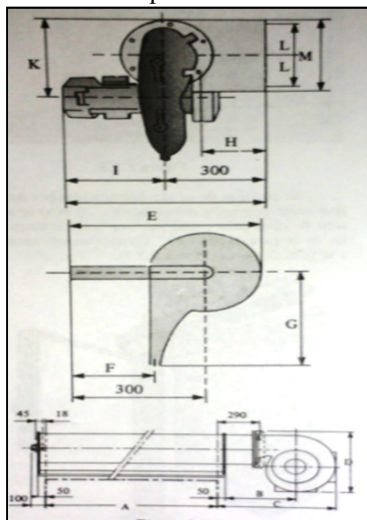
- Câmara de congelamento (regime de trabalho abaixo dos -18°C);
- Câmaras de resfriamento (Variam de 4°C a 0°C);

As câmaras que trabalham com temperaturas abaixo de 0°C necessitam de um período de degelo, pois a o congelamento da umidade relativa, quando a mesma varia no interior da câmara, gerando condensação em toda superfície interna.

O processo degelo acontece quando os evaporadores não estão funcionando. O degelo pode ser natural, a gás ou a resistência elétrica, sendo este ultimo mais eficiente devido a passagem de corrente elétrica, onde as baixas temperaturas não interferem no aquecimento da resistência.

A Figura 2 mostra o esquema de uma cortina de ar, usualmente encontrada em ambientes climatizados, onde necessitam que a porta estejam abertas constantemente.

Figura 18 - Desenho esquemático de uma cortina de ar.



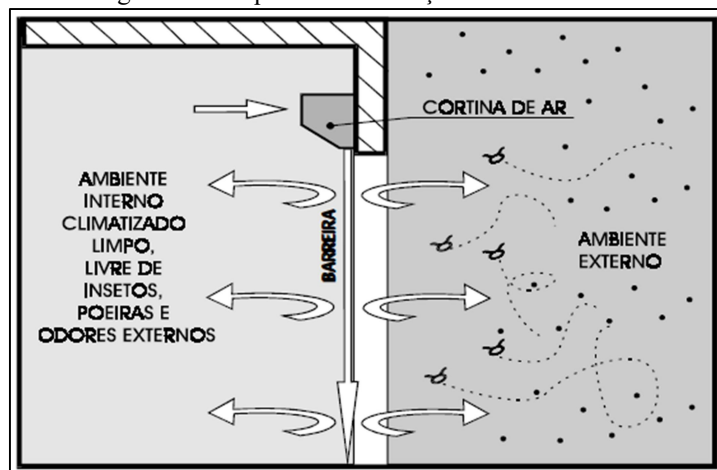
Fonte: COSTA, 1982.

O autor Pedro Dinis Gaspar, em seu artigo referente à estabilidade de cortinas de ar:

Segundo a Norma AMCA Standard 220-91 [5], uma cortina de ar é definida como um jacto de ar estabelecido segundo a altura e a espessura de uma abertura, com suficiente velocidade e volume para reduzir a infiltração de ar, isto é, a transferência de calor e de massa entre um ambiente exterior e um espaço com atmosfera controlada. Destinada a confinar espaços controlados, este dispositivo deverá simultaneamente, facilitar a passagem de pessoas e equipamentos, e inibir a passagem de insectos, pó ou detritos (GASPAR, 2011, p. 2).

Na Figura 3, há uma ilustrativa que demonstra a utilização de uma cortina de ar em ambientes em que a porta de entrada tem contato direto com o ambiente externo (sem uma antessala), como acontece em lojas de departamentos e supermercados, a cortina forma uma barreira que impede o calor, poeira, insetos e maus odores, que adentrarem no ambiente interno climatizado e limpo.

Figura 19 - Esquema de utilização da cortina de ar.



Fonte: Trocalor, 2012.

A condução de calor varia de acordo com a sua condutividade térmica média, a área da superfície (cilíndrica, esférica ou plana), e a variação de temperatura entre superfícies paralelas (interno e externo), processo no qual é

inversamente proporcional à espessura da parede, como expressado na Equação 2, da qual varia conforme o formato do objeto ou superfície (cilindros, esferas e paredes planas).

$$Q = -k.A.\frac{T_1-T_2}{L} \quad (2)$$

Onde:

Q= fluxo de calor (W)

k= condutividade térmica do material (W/h.m.°C)

A= área superficial (m²)

L= espessura do isolamento (m)

T₁ – T₂= temperaturas superficiais internas e externas, respectivamente (°C)

Em vista das informações fornecidas pelo da cortina de ar, tais como vazão e velocidade constantes do ar (Calor específico, Número de Prandtl) encontradas em tabelas sob função de temperaturas e pressões, sob estes valores se calcula a transferência de calor que o jato de ar exerce, mas principalmente o coeficiente de condutibilidade térmica por convecção forçada.

O processo de convecção se classifica em natural e forçada. Na convecção forçada (princípio que se baseia para a cortina de ar), como se diz propriamente o nome, o fluido é forçado a escoar sobre uma determinada área ou objeto (tubos) por meios externos como bombas e ventiladores. Na convecção natural se ocorre por qualquer movimento do fluido que ocorra por meios naturais. Segundo o autor Yunus Çengel “quanto maior a velocidade do fluido, maior a taxa de transferência de calor” (ÇENGEL, 2012, p.374).

Tendo em vista o assunto sobre convecção forçada descrita no livro Transferência de Calor e Massa, a formula usual para o calculo de fluxo de calor por convecção se dá pela Equação 3:

$$Q = h.A.(T_s - T_{\infty}) \quad (3)$$

Onde:

Q= fluxo de calor (W)

h= coeficiente de transferência de calor por convecção (W/m².K)

A= área de transferência de calor (m²)

T_s= temperatura da superfície (°C)

T_∞= temperatura ambiente que se encontra o fluido (°C)

Onde o fator que define a transferência de calor é o entre uma superfície sólida e um fluido é o **coeficiente de transferência de calor por convecção** que é definido como a taxa de transferência de calor por unidade de área e por unidade de diferença de temperatura (ÇENGEL, 2012)

Este fator “h” é obtido através de cálculos, pois depende de variáveis (como velocidade do fluido, tipo de escoamento – laminar ou turbulento, temperatura e coeficiente de condutibilidade do fluido) assim sendo chegamos que sua unidade “W/m².K”, que se obtém pela fórmula (Equação 4):

$$h = -k.\frac{(\partial T/\partial y)}{T_s-T_{\infty}} \quad (4)$$

Onde:

h = coeficiente de transferência de calor por convecção ($\text{W/m}^2\cdot\text{K}$)

k = condutividade térmica da superfície sólida sobre o fluido ($\text{W/m}\cdot\text{K}$).

$(\partial T/\partial y)$ = gradiente de temperatura na superfície ($^{\circ}\text{C/m}$)

Neste trecho demonstra-se de forma geral o escoamento externo forçado com mais foco em pressão e atrito, Çengel, em seu livro, explica de forma simples e fácil o que é o arrasto e transferência de calor em escoamentos externos.

A força de arrasto trata-se do escoamento de um fluido ao longo de corpos sólidos, fenômeno este que ocorre frequentemente em automóveis, linhas de energia, árvores e tubulações submarinas (ÇENGEL, 2012, p.418).

Çengel descreve basicamente que escoamento de um fluido produz uma força no sentido do em que se segue devido ao atrito (força de cisalhamento) que possui o corpo, força esta chamada de arrasto. Tal força de arrasto age diretamente no coeficiente de atrito constante que depende, também, da densidade, da velocidade jusante, do tamanho, da forma e da orientação do corpo (ÇENGEL, 2012, p.419), variáveis assim expressas pela Equação 5.

$$CD = \frac{FD}{\frac{1}{2}\rho V^2 A} \quad (5)$$

Onde:

CD : coeficiente de atrito (adimensional)

FD : força de arrasto (N)

ρ : densidade (kg/m^3)

V : velocidade jusante (m/s)

A : área frontal do corpo (m^2)

Coefficiente este definido pelo arrasto de atrito, mas também há o arrasto de pressão, se a disposição dos dois coeficientes sobre o corpo, o arrasto total é expresso pela Equação 6. Assim como citado pelo autor:

A força de arrasto é a força líquida exercida pelo fluido no corpo na direção do escoamento em decorrência dos efeitos combinados do cisalhamento na parede e das forças de pressão. A parte que é devida diretamente à tensão de cisalhamento na parede é chamada **arrasto de atrito**, uma vez que é causada pelos efeitos de atrito, e a parte que é devida diretamente a pressão P é chamada **arrasto de pressão**. (ÇENGEL, 2012, p. 419).

$$CD_{total} = CD_{atrito} + CD_{pressão} \quad (6)$$

Çengel, também destaca que os fenômenos que afetam a força de arrasto também afetam a transferência de calor, e esse efeito aparece no número de Nusselt. Por meio da adimensionalização das equações da camada limite, foi apresentado que os números de Nusselt local e médio têm forma funcional. (ÇENGEL, 2012, p. 419). Expressada pela Equação 7.

$$Nu = C Re^m Pr^n \quad (7)$$

Os dados experimentais para transferência de calor são, muitas vezes, representados convenientemente com razoável precisão por meio da relação simples da lei de potência (ÇENGEL, 2012, p. 419), expressa pela equação a cima.

Conforme já especificado sobre camada limite e coeficiente de película, “para contabilizar a variação das propriedades com a temperatura, as propriedades dos fluidos são geralmente avaliadas na **temperatura de película** (ÇENGEL, 2012, p. 421)”, expressa pela Equação 8, que é a media entre a temperatura da superfície e a ambiente:

$$Tf = \frac{T_s - T_\infty}{2} \quad (8)$$

Onde:

Tf: Temperatura de filme (°C)

Ts: Temperatura superficial do corpo (°C)

T∞: Temperatura ambiente (°C)

Referente aos escoamentos que já foram abordados a cima (Laminar, transição e turbulento). “Para escoamentos sobre placas planas, a transição de laminar para turbulento começa em cerca de $Re \cong 1 \times 10^5$, mas não se torna permanente turbulento antes de o número de Reynolds atingir valores muito elevados, cerca de 3×10^6 . Na análise da engenharia, o valor geralmente aceito para número de Reynolds crítico é 5×10^5 .” (ÇENGEL, 2012, p.422).

As equações 9 e 10, trás formulação da espessura da camada limite e coeficiente de atrito para escoamentos laminares, baseada em análises criteriosas. Assim como as equações 11 e 12 para escoamentos turbulentos.

Laminar:

$$\delta = \frac{4,91 \cdot x}{Re^{\frac{1}{5}}} \quad (9)$$

$$Cf = \frac{0,664}{Re^{\frac{1}{2}}} \quad (10)$$

Onde, $Re < 5 \times 10^5$.

Turbulento:

$$\delta = \frac{0,38 \cdot x}{Re^{\frac{1}{5}}} \quad (11)$$

$$Cf = \frac{0,059}{Re^{\frac{1}{2}}} \quad (12)$$

Onde $5 \times 10^5 \leq Re \leq 10^7$

Para as equações a cima, o valor de x, se refere a distancia a partir do bordo de ataque da placa.

Com base em análises, a espessura da camada limite e o coeficiente local de atrito na localização x para escoamento laminar e turbulentos sobre placas planas [...]. (ÇENGEL, 2012, p. 422)

Os coeficientes locais de atrito são mais elevados em escoamentos turbulentos do que em escoamentos laminares por causa da mistura intensa que ocorre na camada limite turbulenta. (ÇENGEL, 2012, p.422).

Como Çengel descreve em seu livro, para o coeficiente médio de atrito médio para toda a placa é determinado pelas equações 13 e 14 para escoamentos laminares e turbulentos respectivamente:

$$Cf = \frac{1,33}{Re^{\frac{1}{2}}} \quad (13)$$

Onde, $Re < 5 \times 10^5$.

$$Cf = \frac{0,074}{Re^{\frac{1}{5}}} \quad (14)$$

Onde $5 \times 10^5 \leq Re \leq 10^7$

Para o número de Reynolds crítico, Çengel o descreve na Equação 15.

$$Cf = \frac{0,074}{Re^{\frac{1}{5}}} - \frac{1742}{Re} \quad (15)$$

Onde $5 \times 10^5 \leq Re \leq 10^7$

Segundo Çengel, o número médio de Nusselt para escoamentos laminares e turbulentos é definido pelas equações 16 e 17, respectivamente.

Laminar:

$$Nu = \frac{h \cdot x}{k} = 0,664 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (16)$$

Onde: $Pr > 0,6, Re < 5 \times 10^5$

Pr: número de Prandtl .

Turbulento:

$$Nu = \frac{h \cdot x}{k} = 0,037 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (17)$$

Onde: $0,6 \leq Pr \leq 60$ e $5 \times 10^5 \leq Re \leq 10^7$

O Autor descreve as equações a cima na como sendo:

A primeira relação fornece o coeficiente médio de transferência de calor para placa plana inteira quando o escoamento é *laminar* ao longo da placa. Nota-se que o número de Nusselt médio sobre a placa inteira no caso de escoamento laminar é o dobro do valor do número de Nusselt local no final da placa [...]. A segunda relação fornece o coeficiente médio de transferência de calor para placa inteira apenas quando o escoamento é *turbulento* ao longo da placa ou quando a região de escoamento laminar da placa é muito pequena em relação à região de escoamento turbulento. (ÇENGEL, 2012, p. 424)

Mais uma vez, tomando número de Reynolds crítico ($Re_{cr}=0$), a equação é simplificada para escoamento turbulento. As constantes, nessa relação, serão diferentes para diferentes número de Reynolds críticos. (ÇENGEL, 2012, p.424). Definida pela Equação 18:

$$Nu = \frac{h \cdot x}{k} = (0,037 \cdot Re^{0,8} - 871) \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (18)$$

Sendo assim, basta aplicar o coeficiente de transferência de calor por convecção (h) na equação 2, obtendo-se, assim, a taxa de transferência de calor.

4. ANÁLISES E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Como agora a câmara trabalha com dois picos de degelo, diminuem-se os gastos com resistência, mas terá o gasto com o acionamento da cortina de ar. A informação que fora passado pelo mercado, é que a câmara se mantém aberta em média 2h/ dia. Como o número de degelos foi reduzido pela metade, ou seja, a câmara se mantém desligada 1h/dia, sendo assim os ventiladores, que antes trabalhavam 22h/dia, agora trabalha 23h/dia. Aplicando a Equação 20 para este caso, prevê-se que a câmara consome por mês **931,32 kWh** ao mês, gerando um consumo (na faixa Horossazonal Verde – R\$0,43 kWh) **R\$400,47** por mês. Uma economia de **9,36%** em relação ao período em que não havia instalado a cortina de ar conforme demonstrado os cálculos na tabela da Figura 20.

Não foi possível mensurar a economia em trabalho do sistema de refrigeração, por se tratar de um rack (sistema composto por vários compressores) que alimenta os expositores e câmaras que trabalham no regime de congelados. Portanto, por isso para os cálculos de economia foi desconsiderado o sistema de refrigeração.

A cortina de ar teve um custo de R\$ 600,00 (instalada), levando em conta o consumo atual e a economia que está tendo de 9,36%, a cortina de ar se pagaria num período de 15 meses, como demonstrado na Figura 21.

Figura 20 - Tabela de cálculos da situação anterior e atual (com cortina).

SITUAÇÃO ANTERIOR DA CÂMARA FRIA							
ITENS	QNTD.	POTENCIA UNITÁRIA	TEMPO FUNC./DIA	POTENCIA DIÁRIA	TOTAL MENSAL	VALOR kWh	TOTAL GASTO
RESISTENCIA	2	2,402 kWh	2,0h	9,608 kWh/dia	1027,440 kWh/mês	R\$ 0,43	R\$ 441,80
EVAPORADORES	2	0,560 kWh	22,0h	24,640 kWh/dia			
APLICADO A CORTINA DE AR							
ITENS	QNTD.	POTENCIA UNITÁRIA	TEMPO FUNC./DIA	POTENCIA DIÁRIA	TOTAL MENSAL	VALOR kWh	TOTAL GASTO
RESISTENCIA	2	2,402 kWh	1,0h	4,804 kWh/dia	931,320 kWh/mês	R\$ 0,43	R\$ 400,47
EVAPORADORES	2	0,560 kWh	23,0h	25,760 kWh/dia			
CORTINA DE AR	1	0,240 kWh	2,0h	0,480 kWh/dia			
REDUÇÃO DE						R\$ 41,33	9,36%

Fonte: O autor.

Figura 21 - Tabela com a previsão de economia da câmara frigorífica.

ECONOMIA								
3 MESES	6 MESES	12 MESES	15 MESES	18 MESES (1,5 ANO)	24 MESES (2 ANOS)	30 MESES (2,5 ANOS)	36 MESES (3 ANOS)	60 MESES (5 ANOS)
R\$ 123,99	R\$ 247,99	R\$ 495,98	R\$ 619,97	R\$ 743,97	R\$ 991,96	R\$ 1.239,95	R\$ 1.487,94	R\$ 2.479,90

Fonte: O autor.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Este trabalho teve por objetivo principal, demonstrar a viabilidade da instalação de cortina de ar afim de bloquear a infiltração de calor no ambiente refrigerado, conforme visto na metodologia e resultados houve uma melhora na eficiência da câmara frigorífica havendo, inclusive, uma redução no consumo de energia elétrica referente aos gasto em ventiladores e resistências elétricas.

Não foi possível mensurar a eficiência do sistema de refrigeração, por se tratar de um rack de compressores – sistema que alimenta todo o regime de congelados da loja (balcões e câmaras frigoríficas) – embora se fosse um sistema único que alimentasse somente a câmara, seria possível obter a redução no consumo elétrico e eficiência para o sistema de refrigeração.

Portanto, os resultados obtidos neste trabalho são, de modo geral, satisfatórios, pois atenderam as necessidades impostas neste e apresentou-se uma solução eficaz e rentável.

REFERÊNCIAS

ÇENGEL, Yunus A.. **Transferência de Calor e Massa: Uma abordagem prática**. 4. ed. São Paulo: Amgh Editora Ltda., 2012. 928 p.

CONTROLS, Full Gauge. **Produtos**. 2015. Disponível em: <<http://www.fullgauge.com.br/produtos>>. Acesso em: 30 abr. 2016.

CONTROLS, Full Gauge; SITRAD. **Software Sitrad**. 2016. Disponível em: <<http://www.sitrad.com.br/>>. Acesso em: 10 fev. 2016.

COSTA, Ênnio Cruz da. **Refrigeração**. 3. ed. São Paulo: Edgard Blucher Ltda, 1982. 80 p.

GASPAR, Pedro Dinis. Análise experimental da estabilidade de cortinas de ar de equipamentos de refrigeração para diferentes condições do ar ambiente.

International Conference On Engineering Ubi2011, Covilhã, v. 1, n. 11, p.1-11, nov. 2011

GONÇALVES, João Carlos. **ESTUDO NUMÉRICO E EXPERIMENTAL DA VEDAÇÃO AERODINÂMICA EM ESPAÇOS REFRIGERADOS**. 2010. 215 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade de Coimbra - Faculdade de Ciências e Tecnologias, Coimbra, 2010.

KOMECO. **Cortina de Ar**. 2016. Disponível em: <http://www.komeco.com.br/?c=produtos_ac_condicionadores&m=exibir&id=6>. Acesso em: 23 mar. 2016.

SCHNEIDER ELECTRIC (Brasil). **Fim de Curso**. 2016. Disponível em: <<http://www.schneider-electric.com.br/pt/home/house-electrical-products/>>. Acesso em: 23 mar. 2016.

TECNOLATINA. **Cortina de Ar**. Disponível em: <<http://www.tecnolatina.com.br/cortina-ar>>. Acesso em: 12 abr. 2016.

TROCALOR. **Cortina de Ar**. Disponível em: <<http://www.trocalor.com.br/p-cortina-de-ar.php#conteudoint>>. Acesso em: 01 abr. 2016.