

ANÁLISE DE DESEMPENHO DE UM TÚNEL DE CONGELAMENTO EM UMA EMPRESA DO SETOR ALIMENTÍCIO

Elton de Freitas – dfreitas.elton@gmail.com

Josimar Souza Rosa – josimarr@feevale.br

Universidade Feevale, Instituto de Ciências Exatas e Tecnológicas, www.feevale.br

R2 - Resfriamento, Congelamento, Estocagem e Exposição de Alimentos

Resumo. Na indústria de alimentos, mais especificamente de panificação, os túneis de congelamento são sistemas de refrigeração industriais utilizados no final do processo de produção, com o objetivo de congelamento desse produto altamente perecível. O congelamento do pão permite preservar as características nutricionais, evita a proliferação de bactérias e a perda de peso por desidratação, além de prolongar o tempo de estocagem e permitir seu transporte em longas distâncias. Devido a importância que este processo possui neste contexto, o estudo da eficiência energética e a avaliação exérgica de um ciclo de refrigeração em um túnel de congelamento, torna-se relevante pois possibilita avaliar a performance do equipamento e assim propor métodos para otimizar o sistema de refrigeração. Nesta pesquisa realizou-se um comparativo do desempenho ideal e real de um túnel de congelamento, utilizando dados de projeto como entrada e obtendo através de softwares os parâmetros de desempenho. Os resultados mostraram que o uso de superaquecimento e subresfriamento faz com que a eficiência de segunda ordem aumente 9,2% para o ciclo estudado, enquanto o COP aumentou 8,8%. Em comparação com medições realizadas no equipamento, houve diferenças nas temperaturas de sucção e de descarga do compressor, mesmo considerando a eficiência isentrópica do mesmo.

Palavras-chave: Refrigeração industrial, Túnel de congelamento, Eficiência.

1. INTRODUÇÃO

Os sistemas de refrigeração em geral são grandes consumidores de eletricidade, em especial no setor terciário. Atualmente verifica-se uma crescente utilização de sistemas de refrigeração para conservação e produção de alimentos, tornando-se relevante realizar periodicamente a avaliação energética destes sistemas, obtendo-se desta forma o seu coeficiente de performance (COP) global e avaliando cada componente do sistema em operação. A partir do COP, também, é possível avaliar exergeticamente o sistema, com o objetivo de reduzir e otimizar o consumo energético dos equipamentos.

O túnel de congelamento, objeto de estudo desta pesquisa, é um sistema de refrigeração industrial projetado e utilizado com objetivo de reduzir a temperatura de mercadorias dentro de um menor tempo possível, em ambiente que pode atingir até -30 °C, visando manter as características nutricionais do alimento, sua cor, sabor e textura, bem como evitando a proliferação de fungos e bactérias e a perda de peso do produto por desidratação. Desta forma, esta pesquisa buscou avaliar o desempenho teórico máximo de um túnel de congelamento, segundo dados fornecidos pelos fabricantes dos componentes do sistema, em comparação com seu desempenho máximo reversível.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Segundo Çengel e Boles (2013), o princípio de conservação da energia é uma das leis fundamentais da natureza, descrito pela 1ª lei da termodinâmica. Silva (2003), descreve que a energia pode ser compreendida como a capacidade de realizar trabalho, manifestando-se de diversas formas, como energia térmica, energia mecânica, energia química e etc., sendo convertida ao longo dos processos em outras formas. Neste estudo, serão abordadas as transformações que envolvem energia térmica (através do calor) e energia mecânica (através do trabalho).

Wilen *et al* (2012), definem a energia térmica como a forma de transferência de energia, através da fronteira de um sistema numa dada temperatura, a um outro sistema ou meio, numa temperatura inferior, em virtude da diferença de temperatura entre estes dois sistemas. Çengel e Boles (2013), definem a energia mecânica como aquela na forma em que pode ser convertida completa e diretamente em trabalho mecânico por um dispositivo mecânico ideal.

Baseando-se nas transformações sofridas pela energia, a primeira lei da termodinâmica enuncia que esta não pode ser criada nem destruída durante um processo, mas ter sua forma modificada. Entretanto, para que um processo ocorra, é preciso que ele contemple a 1ª e 2ª leis da termodinâmica, visto que a segunda lei da termodinâmica diz que a energia tem qualidade e quantidade, e que os processos reais ocorrem na diminuição da qualidade de energia. A 2ª lei da termodinâmica é usada na determinação dos limites teóricos para o desempenho dos sistemas de engenharia, como máquinas térmicas e refrigeradores, quantificando o nível de perfeição de um processo e servindo como referência no que tange a eliminação de perdas de forma eficaz, através da otimização dos processos (ÇENGEL; BOLES, 2013).

2.1 Análise de energia em sistema de refrigeração

A análise de energia em um sistema de refrigeração é realizada por meio de um balanço em cada componente, através da 1ª lei da termodinâmica. Segundo Çengel e Boles (2013), se as variações de energia cinética e potencial forem muito pequenas em relação às entalpias, a equação geral do balanço de energia para este tipo de sistema pode ser descrita de forma simplificada como mostra a Eq.1.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (1)$$

O termo \dot{Q} , representa a taxa de transferência de calor entre o volume de controle e sua vizinhança, \dot{W} é a potência, \dot{m} é a vazão mássica do fluido, h_2 e h_1 são, respectivamente, as entalpias do fluido na saída e na entrada. No ciclo de refrigeração, o condensador e o evaporador operam apenas com transferência de calor ($W=0$), enquanto o compressor consome trabalho.

Para análise do desempenho de um refrigerador, de acordo com Venturini *et al.* (2012), é utilizado o COP (coeficiente de performance). Embora o COP do ciclo real seja sempre menor que o do ciclo teórico, para as mesmas condições de operação, pode-se, através do ciclo teórico, verificar parâmetros que influenciam no desempenho do sistema. Desta forma o COP, segundo eles, é definido através da Eq. 2.

$$COP = \frac{\text{Energia útil}}{\text{Energia gasta}} = \frac{\dot{Q}_{eva}}{\dot{W}_{comp}} \quad (2)$$

Venturini *et al.* (2012), enfatizam que para o ciclo teórico o COP é função somente das propriedades do fluido refrigerante utilizado no sistema. Desta forma, depende das temperaturas de condensação e vaporização. Porém, para o ciclo real, o COP dependerá muito das propriedades na sucção do compressor, do próprio compressor e dos demais equipamentos do sistema. No caso de um ciclo de refrigeração reversível o coeficiente de performance pode ser determinado usando-se como referência as temperaturas das fontes quente (T_H) e fria (T_L), como mostra a Eq. 3.

$$COP_{rev} = \frac{1}{(T_H / T_L) - 1} \quad (3)$$

2.2 Análise de exergia em um sistema de refrigeração

Para análise do desempenho de um ciclo de refrigeração é necessário o levantamento das perdas que geram desvios do comportamento real em relação ao comportamento ideal. Para isto os conceitos de entropia e exergia são importantes, pois auxiliam a quantificar as perdas e o desvio em relação ao desempenho idealizado para o ciclo.

A entropia pode ser compreendida como uma medida da desordem molecular ou da aleatoriedade molecular. Desta forma, a medida que um sistema fica mais desordenado as posições das moléculas tornam-se menos previsíveis e a entropia aumenta. Ao analisar os processos através da segunda lei da termodinâmica, obtém-se frequentemente expressões de desigualdades. Por exemplo, uma máquina térmica (real) irreversível possui eficiência menor do que uma máquina térmica reversível, operando entre os mesmos reservatórios térmicos. A mesma situação é verificada para o COP de refrigeradores e bombas de calor (ÇENGEL e BOLES, 2013).

Considerando, por exemplo, um processo de transferência de calor no qual uma quantidade de calor é transferida de uma fonte ou para uma fonte à determinada temperatura, pode-se definir a entropia deste processo usando a Eq. 4 (MORAN; SHAPIRO, 2009).

$$s = \frac{\partial Q}{T} \quad (4)$$

Outro conceito importante na análise de desempenho é a exergia. Moran e Shapiro (2009) definem a exergia como o máximo trabalho teórico possível de ser obtido a partir de um sistema global, composto por um sistema e o ambiente, até que este entre em equilíbrio com o ambiente (atinge o estado morto). Çengel e Boles (2013), descrevem a exergia como uma propriedade que permite determinar o potencial de trabalho útil de determinada quantidade de energia em um estado especificado, sendo também chamada de disponibilidade ou energia disponível.

Conforme Çengel e Boles (2013), o trabalho reversível é definido como a quantidade máxima de trabalho útil que pode ser produzida (ou o trabalho mínimo que precisa ser fornecido) à medida que um sistema passa por um processo entre dois estado inicial e final especificados. A diferença entre o trabalho reversível ($W_{rev,ent}$) e o trabalho útil (W_u) representa a irreversibilidade (I) presente durante o processo, expressa através da Eq. 5.

$$I = W_{rev,ent} - W_u \quad (5)$$

A irreversibilidade é compreendida como um potencial de trabalho desperdiçado, oportunidade perdida de realizar trabalho, ou ainda como exergia destruída.

Como há uma parcela de energia que está inacessível, descrita pela segunda lei, torna-se mais claro avaliar o desempenho dos sistemas com base apenas na energia disponível, isto é, na exergia. Çengel e Boles (2013), citam que a eficiência de segunda lei (η_{II}) é definida como a razão entre a eficiência térmica real e a mais alta eficiência térmica possível (reversível) sob as mesmas condições. A definição da eficiência de segunda lei para dispositivos que consomem trabalho não cíclico (como compressores) e cíclicos (como os refrigeradores) é a razão entre o consumo mínimo de trabalho (reversível) e o consumo de trabalho útil, expressa pela Eq.6.

$$\eta_{II} = \frac{W_u}{W_{rev,ent}} \quad (6)$$

Para dispositivos cíclicos como refrigeradores e bombas de calor, a eficiência de segunda lei também é expressa em relação ao COP reversível, como mostra a Eq.7 (ÇENGEL; BOLES, 2013).

$$\eta_{II} = \frac{COP}{COP_{rev}} \quad (7)$$

2.3 Ciclo de refrigeração por compressão de vapor

Çengel e Boles (2013), citam que os dispositivos que produzem refrigeração são chamados de refrigeradores, e os ciclos nos quais eles operam são chamados de ciclos de refrigeração. A seguir será apresentado o ciclo de refrigeração por compressão de vapor, utilizado na maioria dos sistemas reais.

Apesar de representar todos os componentes necessários para a execução física de um processo de refrigeração, o ciclo de Carnot não é aplicado na prática, pois apresenta dificuldades de operação em relação aos fluidos e aos equipamentos, que podem ser eliminadas pela vaporização completa do refrigerante antes dele ser comprimido e pela substituição da turbina por um dispositivo de estrangulamento, como uma válvula de expansão ou tubo capilar (MORAN; SHAPIRO, 2009). O ciclo mais simples que representa a operação real de um sistema de refrigeração é o de compressão de vapor.

A diferença fundamental entre o processo de refrigeração por compressão de vapor e o ciclo de refrigeração de Carnot está no fato de que, tanto o calor cedido pelo fluido que avança até a fonte quente (meio externo) como o calor retirado pelo mesmo da fonte fria (meio a refrigerar) são calores latentes, ora calor latente de condensação e ora calor latente de vaporização (COSTA, 2013).

Para Çengel e Boles (2013), o ciclo de refrigeração ideal por compressão de vapor consiste em fazer com que o fluido refrigerante seja vaporizado e condensado de maneira cíclica através de 4 processos, conforme ilustrado na Fig. 1, onde as setas em vermelho representam o lado de alta pressão e as setas em azul o lado de baixa pressão.

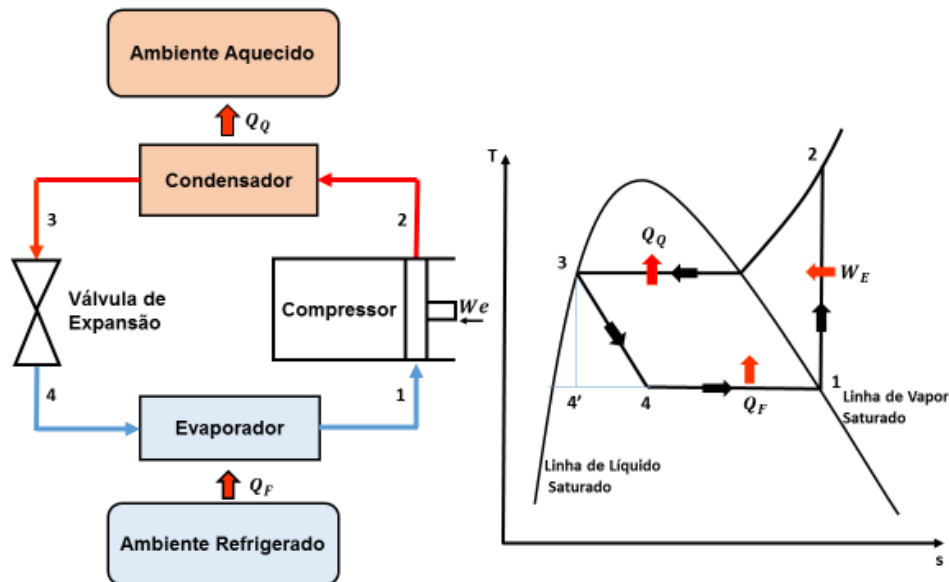


Figura 1. Representação do Ciclo de Refrigeração por Compressão de Vapor e o Diagrama T-s. Adaptado de Çengel e Boles (2013).

Os processos que compõem o ciclo são:

- Processo 1-2: há a compressão isentrópica do fluido no compressor, onde o fluido entra como vapor saturado e sai como vapor superaquecido, devido ao aumento de sua temperatura, que sobe muito acima da temperatura da vizinhança;

- Processo 2-3: o fluido entra no condensador como vapor superaquecido e sai como líquido saturado como resultado da rejeição de calor para a vizinhança a uma pressão constante;
- Processo 3-4: o fluido em estado líquido saturado é então estrangulado até a pressão do evaporador, por uma válvula de expansão ou por um tubo capilar, e desta forma há o aumento do volume específico e a temperatura do fluido cai abaixo da temperatura do espaço a ser refrigerado;
- Processo 4-1: ocorre a absorção de calor a pressão constante em um evaporador, onde o fluido sai como vapor saturado e entra novamente no compressor, completando o ciclo de refrigeração.

3. METODOLOGIA

A metodologia usada para a pesquisa envolveu algumas etapas distintas, para que fosse possível chegar aos resultados propostos pelo estudo. Primeiramente, foi realizado um levantamento bibliográfico sobre o assunto, em seguida foi definido o ciclo termodinâmico de interesse, isto é, do sistema de refrigeração do túnel de congelamento. Posteriormente, foram identificados e caracterizados os componentes de refrigeração em campo, em uma empresa do setor alimentício, localizada na cidade de Gravataí-RS. De posse dos dados de placa dos componentes, efetuou-se o cálculo de desempenho usando o *software Coolpack*. Optou-se por utilizar esta ferramenta pois a mesma traz em sua biblioteca as propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante R404A, utilizado no sistema em estudo, bem como produz gráficos e executa de forma automática os cálculos. Apesar desta automatização, os cálculos também foram realizados manualmente para conferência.

3.1 Caracterização do equipamento estudado

O túnel de congelamento avaliado neste estudo é composto dos seguintes componentes: compressor semi-hermético de pistão, condensador do tipo casco e tubos, válvulas de expansão termostática e o evaporador de ar forçado. Além destes, os túneis de congelamento apresentam acessórios ao longo da instalação que possuem características específicas, com o objetivo de auxiliar no funcionamento e monitoramento do ciclo operativo, como por exemplo: separador de óleo, pressostato de duplo estágio, filtro secador da linha de líquido, visor de líquido, válvula solenóide, acumulador de sucção. Um conjunto denominado *rack*, mostrado na Fig. 2, instalado externamente, comporta os compressores, condensadores e outros acessórios.

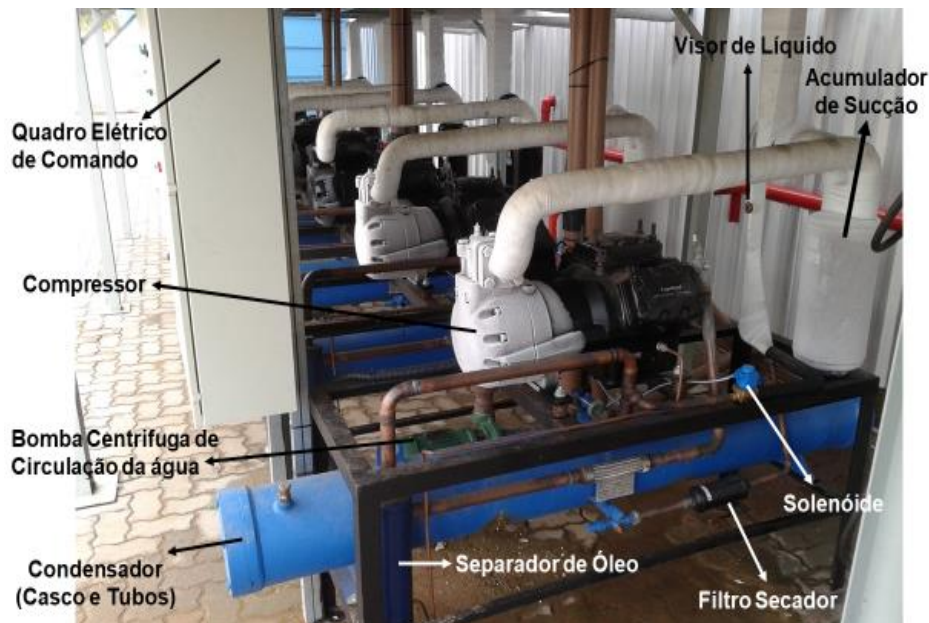


Figura 2. Bancada de Refrigeração do Túnel de Congelamento da parte externa

Cada *rack* é responsável pela refrigeração de um túnel de congelamento e possui em seu ciclo dois compressores operando em paralelo. Os compressores aplicados são do tipo semi-hermético, de pistões alternativos. Seus dados técnicos estão descritos Fig. 3.

Compressor Alternativo Semi-Hermético	
Modelo:	6DJNF11ME-AWX
Fabricante:	Copeland
Fases/Tensão/Frequência:	3/380V/60Hz
Cilindros	6
Capacidade (W):	33000 20100
Potência (W):	21800 16700
Corrente (A):	43,2 36,7
COP	1,5 1,2
T evaporação (°C):	-32 -40
T condensação (°C):	41 41
T retorno gás (°C):	18 18
T líquido (°C):	41 41
Vazão mássica (g/s):	252 154

Figura 3. Dados Técnicos do Compressor. Adaptado de Emerson Climate Technologies (2018)

Cada *rack* possui também dois condensadores do tipo casco e tubos, que trocam o calor rejeitado pelo fluido refrigerante com água. A água por sua vez é direcionada para uma torre de arrefecimento através de um sistema de circulação por bombas.

No ambiente interno do túnel de congelamento está localizado outro trocador de calor, classificado como evaporador de ar forçado, que possui a função de absorver o calor do ambiente e dos produtos a serem congelados num rápido intervalo de tempo. Cada túnel é composto por dois evaporadores, onde são instalados ventiladores axiais de exaustão que realizam a convecção forçada. A Fig. 4 mostra os dados do condensador e do evaporador.

Condensador refrigerado a água (Casco e Tubo)	Evaporador de ar forçado
Fabricante: Apema	Fabricante: TermoKey
Modelo: TCST-13E	Código: SMF_BLE.001.HDG
Tipo: Casco e Tubos	Série: Blast Freezer
Capacidade (W): 119.302	Tipo: com aletas
Área de troca (m ²): 14,72	Tubo de cobre ranhurado internamente
N° de tubos: 40	Fluido: R-404A
N° de passes: 2	T entrada (°C): -40
Vazão água (L/h): 14.560	ΔT (°C): 5
ΔT da água (°C): 7,04	Capacidade (KW): 14 - 71
HP: 26	PV: 560
Dist. espelhos (mm): 2000	Pest. residual (Pa): 100
	Ø Ventiladores (mm): 500

Figura 4. Dados Técnicos do Condensador e do Evaporador. Adaptado de Apema (2018); TermoKey (2018)

Na entrada do evaporador estão instaladas as válvulas de expansão termostáticas, mostradas na Fig. 5 com seus dados, sendo que cada evaporador possui 4 válvulas que controlam a pressão do fluido que entra neste componente, baixando bruscamente a pressão para que o fluido quente evapore às custas da queda de pressão.

Válvula de expansão termostática	
	Fabricante: Alco Controls
	Modelo: TIE SW
	Equalização: externa
	Tipo: TI-004
	Pmáx.trabalho (psig): 652
	PCN: 65093
	Capacidade (KW): 10,10

Figura 5. Dados Técnicos do Dispositivo de Expansão. Adaptado de Alco Controls (2018).

3.2 Ciclo de operação do equipamento

O ciclo termodinâmico do túnel de congelamento é classificado como um ciclo de refrigeração por compressão de vapor e o fluido de trabalho é o R-404A, que se trata de um fluido a base de hidrofluorcarboneto (HFC), composto de uma mistura de 3 outros tipos de fluidos (R143A, R125 e R134A). Este fluido não degrada a camada de ozônio e é aplicado em equipamentos que possuem baixa temperatura de evaporação, como em equipamentos utilizados para fins comerciais e industriais.

Na Fig. 6 é apresentado o ciclo de operação do equipamento. Saindo do compressor no estado de vapor superaquecido (linhas vermelhas), o fluido passa pelo separador de óleo, até chegar ao condensador (casco e tubos) onde troca calor com a água refrigerada pela torre de resfriamento. Na saída do condensador, o fluido, representado pela

linha amarela, está no estado de líquido saturado e passa pelo filtro secador, para reter umidade e partículas sólidas que possa conter. Em seguida o fluido passa pelo visor da linha de líquido.

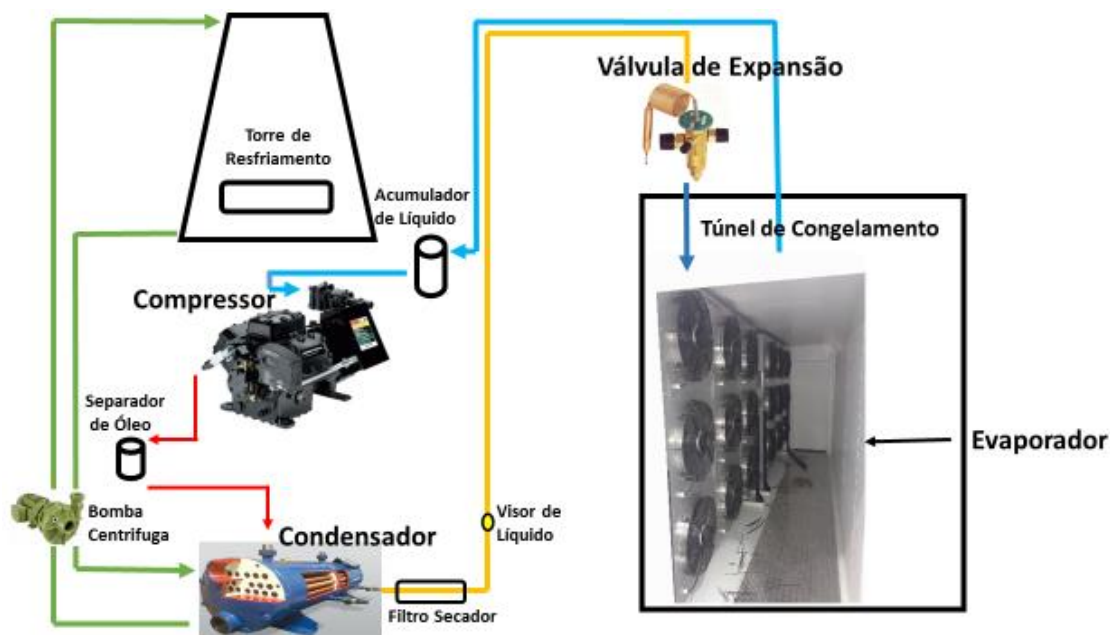


Figura 6. Diagrama de Operação do Túnel de Congelamento

O fluido no estado de líquido saturado chega até a válvula de expansão, onde a pressão cai bruscamente, causando a sua evaporação parcial, tornando-se uma mistura de líquido e vapor, representado pela linha em azul escuro, com pressão e temperatura inferiores a entrada na válvula. Ao percorrer o evaporador, a mistura de líquido e vapor troca calor com o meio que se deseja refrigerar e retorna ao compressor no estado de vapor saturado, representado pela linha em azul claro, antes de chegar ao compressor esse vapor passa pelo acumulador de líquido para retenção de fase líquida que possa existir no vapor, a fim de evitar danos ao compressor, e desta forma completando o ciclo.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Levando em consideração os dados do fabricante do compressor do túnel de congelamento, como o fluxo mássico de 0,252 kg/s, a temperatura de evaporação, $T_{evap} = -32 \text{ }^\circ\text{C}$, e a temperatura de condensação, $T_{cond} = 41 \text{ }^\circ\text{C}$, foram simulados através do *software Coolpack* os valores de calor absorvido (q_{evap}), calor rejeitado (q_{cond}), trabalho consumido (w_{comp}) e o COP, e os resultados são apresentados na Tab. 1. Foram consideradas duas condições distintas, com ou sem superaquecimento e subresfriamento.

Tabela 1. Resultados Obtidos no Software *Coolpack*

Dado	Valor – sem subresfriamento e superaquecimento	Valor – com subresfriamento e superaquecimento
q_{evap}	83,965 kJ/kg	95,763
q_{cond}	130,277 kJ/kg	144,166
w_{comp}	46,312 kJ/kg	48,403
Q_{evap}	21,159 kW	24,132
Q_{cond}	32,83 kW	36,330
W_{comp}	11,671 kW	12,198
COP	1,81	1,97
COP_{rev}		4,68
Eficiência de segunda lei	38,72%	42,27%

O superaquecimento considerado foi igual a 8 K enquanto o subresfriamento considerado foi igual a 3 K. Como o *software* não realiza estimativa destes parâmetros, optou-se por usar o valor mínimo indicado por um fabricante de compressores (Bitzer).

Como se observa na Tab. 1, após a determinação do COP com base nas capacidades de condensação e evaporação buscou-se determinar o COP de Carnot (reversível) e a eficiência de 2º lei (exergia), levando-se em consideração a temperatura interna do túnel de congelamento durante a operação (aproximadamente $-25 \text{ }^\circ\text{C}$) e a temperatura do ambiente externo. Conforme pesquisa no site do INMET (Instituto Nacional de Meteorologia), a temperatura média

anual é de 28°C, para a cidade de Gravataí-RS, local onde estão instalados os túneis de congelamento. Utilizando superaquecimento e subresfriamento houve aumento de 8,8% no COP e de 9,2% na eficiência de segunda lei.

A partir dos valores determinados, foi possível gerar a curva de operação do fluido R404A para o túnel de congelamento no diagrama de Mollier (P-xh) com a utilização do *Coolpack*, conforme ilustrado na Fig. 7.

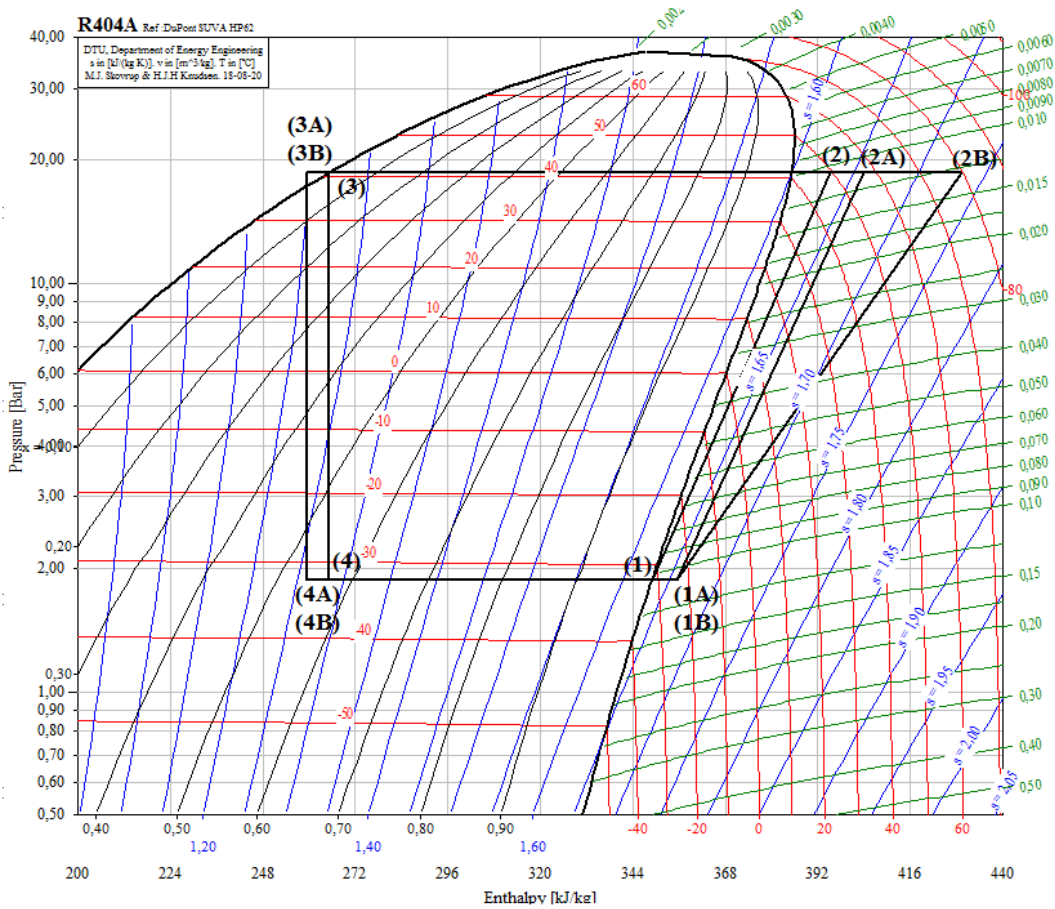


Figura 7. Ciclo de Refrigeração por Compressão de Vapor do Túnel de Congelamento

O ciclo 1-2-3-4 representa aquele sem superaquecimento e subresfriamento, enquanto o ciclo 1A-2A-3A-4A representa do ciclo considerando superaquecimento e subresfriamento. O balanço de energia destes dois ciclos foi apresentado anteriormente na Tabela 1. O terceiro ciclo mostrado na Figura 7, 1B-2B-3B-4B, considera a eficiência isentrópica informada pelo fabricante do compressor, a qual possui valor igual a 65,3%. Neste caso o consumo do compressor passa a ser 18,679 kW e o calor é rejeitado a uma taxa de 42,812 kW, enquanto o COP fica em 1,29, valor 26,8% abaixo da condição sem superaquecimento e subresfriamento. Neste caso a eficiência de segunda lei passa a ser 27,6%. As temperaturas obtidas nos ciclos da Figura 7 são mostradas na Tabela 2.

Tabela 2. Temperaturas Obtidas no Software *Coolpack* (°C)

Estado	Temperatura		
	Sem subresfriamento e superaquecimento	Com subresfriamento e superaquecimento (A)	Com subresfriamento e superaquecimento e considerando a eficiência isentrópica (B)
1	-32,0	-24,0	-24,0
2	49,4	56,8	79,8
3	40,7	37,7	37,7
4	-32,0	-24,0	-24,0

Para comparação, usou-se também o *software* Bitzer v6.8.7 rev2018, disponível na internet pelo fabricante, no qual foram inseridas as temperaturas de evaporação (-32 °C), temperatura de condensação (41 °C), o superaquecimento (8 K) e o subresfriamento (4 K). A partir destes dados o *software* calculou a temperatura da saída do compressor, resultando em 77,9 °C. Usando o *Coolpack*, a temperatura na saída do compressor, estado 2B, foi de 79,8 °C. As pressões de operação obtidas no *Coolpack* foram 1,9 Bar (pressão da linha de baixa) e 18,6 Bar (pressão na linha de alta).

Alguns dados obtidos experimentalmente resultaram em:

- Pressões de alta e baixa: 24 Bar e 2 Bar;
- Temperatura na entrada e saída do compressor: -15,4 °C e 67,5 °C.

Nota-se que nos valores apresentados acima, há uma diferença em relação aos valores calculados considerando a eficiência isentrópica do compressor, mostrados na Tabela 2, o que pode ser atribuído a outras irreversibilidades associadas ao ciclo real e que não estão contabilizadas no balanço.

Calculou-se também o coeficiente de performance do ciclo com base nos dados de placa de cada um dos componentes, segundo os dados já apresentados anteriormente na metodologia. Na aplicação, cada compressor apresenta potência de 21,8 kW. O condensador possui capacidade 119,302 kW enquanto a unidade evaporadora possui capacidade de 71 kW. Estes valores são os máximos especificados pelos fabricantes, sendo que provavelmente a operação real ocorre com demanda menor.

Desprezando, inicialmente, as perdas de cargas e de calor através das tubulações, verifica-se que a unidade condensadora possui capacidade maior que a requerida, visto que a soma das capacidades da unidade evaporadora e do compressor apresenta total de 92,8 kW (71 kW + 21,8 kW). Tratando-se de um trocador de calor de casco e tubos, nota-se que há disponibilidade, por parte dos fabricantes, de modelos que supram uma determinada faixa de capacidade, e neste caso, a capacidade máxima do trocador não é demandada.

Assim, o coeficiente de performance nas condições especificadas pelos fabricantes é:

$$COP = \frac{Q_{evap}}{W_{comp}} = \frac{71kW}{21,8kW} = 3,256$$

Este valor está acima daqueles obtidos através do *software* nas três condições simuladas, sem e com superaquecimento e subresfriamento e também considerando a eficiência isentrópica do compressor, bem como está abaixo do COP_{rev}, sendo, desta forma, coerente com o esperado.

5. CONCLUSÕES

Com os resultados deste estudo, verificou-se que há diferenças significativas entre o desempenho ideal e o projetado dos equipamentos avaliados, fato que indica a possibilidade de realização de melhorias visando aumento de seu desempenho. Para a sequência desta pesquisa estão planejadas execução de mais medições de pressão e temperatura em alguns pontos do sistema real, visando determinar as características de operação e o desempenho atual do sistema e a partir destes dados propor melhorias.

O aumento do coeficiente de performance obtido ao aplicar superaquecimento e subresfriamento, mostra a importância destes parâmetros no ciclo de refrigeração, devendo seu ajuste ser realizado da forma mais precisa e como indicado pelos fabricantes. Deve-se ainda atentar para não exceder os valores pré-estabelecidos pois o excesso de superaquecimento ou de subresfriamento também podem ser prejudiciais ao sistema.

O desempenho do ciclo possui significativa redução quando considerada a eficiência isentrópica do compressor, mostrando a importância de projetos que minimizem as perdas neste tipo de equipamento. Em relação aos dois *softwares* usados, os mesmos mostraram boa compatibilidade em determinar a temperatura de descarga do compressor.

6.REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALCO CONTROLS (Germany). Emerson Climate Technologies (Org.). TI series Thermo-Expansion Valves. 2011. Disponível em:

http://www.emersonclimate.com/europe/ProductDocuments/AlcoLiterature/EN_TI___35069_EN_R.pdf>. Acesso em: 21 maio 2018.

APEMA (São Bernardo do Campo). Apema Equipamentos Industrias Ltda (Org.). Condensadores: Casco e Tubos. 2018. Disponível em: <<http://www.apema.com.br/produtos-detalhes/casco-e-tubos/>>. Acesso em: 25 maio 2018.

BITZER SOFTWARE V6.8.7 REV2018 (Germany). Bitzer (Org.). Bitzer: web software. 2018. Disponível em: <<https://www.bitzer.de/websoftware/>>. Acesso em: 19 ago. 2018.

ÇENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A. Termodinâmica. 7. ed. Porto Alegre: Mc Graw Hill, 2013. 1018 p.

COOLPACK (Dansk). Ipu (Org.). Software Coolpack 1.50. 2018. Disponível em: <<http://www.ipu.dk/Indhold/koele-og-energiteknik/CoolPack.aspx>>. Acesso em: 20 jul. 2018.

COSTA, Ennio Cruz da. Refrigeração. 3. ed. São Paulo: Blucher, 2013. 322 p.

EMERSON CLIMATE TECHNOLOGIES (Estados Unidos). Emerson Climate Technologies. Copeland Discus III Field replacement-FINAL. Estados Unidos, 2016. 15 slides, color. Disponível em: <https://prezi.com/pj-1lnlth9c-/copeland-discus-iii-field-replacement-final/?utm_campaign=share&utm_medium=copy>. Acesso em: 25 maio 2018.

MORAN, Michael J.; SHAPIRO, Howard N. Princípios de termodinâmica para engenharia. Rio de Janeiro, RJ: LTC, 2009.

SILVA, Josué Graciliano da. Introdução à Tecnologia da Refrigeração e da Climatização. São Paulo: Artliber, 2003. 220 p.

THERMOKEY (Curitiba). Thermokey do Brasil (Org.). Blast Freezer: produtos a ar. 2018. Disponível em: <http://www.thermokey.com.br/bra/prod_blast_freeze.asp>. Acesso em: 23 maio 2018.

VENTURINI, Osvaldo Jose. Eletrobrás e Procel (Org.). Eficiência energética em sistema de refrigeração comercial e industrial. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005. 316 p.

WYLEN, Gordon J. et al. Fundamentos da Termodinâmica Clássica. 4. ed. São Paulo: Blucher, 2012. 590 p. Euryale de Jesus Zerbini.

7. RESPONSABILIDADE AUTORAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho

FREEZING TUNNEL PERFORMANCE ANALYSIS APPLIED ON A FOOD INDUSTRY

Abstract. *In the food industry, specifically in bakery industry, the freezing tunnels are refrigeration systems used at the end of the process, with objective of freezing this product highly perishable. The freezing of bread allows to preserve the nutritional characteristics, preventing proliferation of bacteria and weight loss by dehydration prolonging the storage time e allowing transport over long distances. Because the importance of this process in the context, the energy and exergetic efficiency study in refrigeration cycle in freezing tunnel is relevant, because enables to evaluate the performance of equipment, and so, propose methods to optimize the refrigeration system. In this research a comparative study of real and ideal performance of a freezing tunnel was performed, using project data and getting through softwares the performance parameters. The results showed that the superheat and subcooling caused an increase on exergy efficiency in 9.2% for the cycle studied, while the EER it increased 8.8%. Compared with measurements made on the equipment, there were differences in the suction and discharge temperatures of the compressor, even considering the isentropic efficiency of the same.*

Key-words: *Industrial refrigeration, Freezing tunnel, Efficiency.*