

OTIMIZAÇÃO DE DESEMPENHO DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL APLICADOS AO PROCESSAMENTO DE PESCADO ATRAVÉS DO SUB-RESFRIAMENTO DA AMÔNIA

OBERDAN CARRASCO NOGUEIRA¹, CARLOS PRENTICE²

RESUMO

A industrialização de pescado é uma atividade complexa e deve ser rigorosa sob os aspectos de higiene e sanidade, além da necessidade de máxima produtividade a um custo reduzido. O presente trabalho apresenta um estudo de viabilidade técnica da instalação de uma unidade de sub-resfriamento de líquido de alta pressão na alimentação de resfriadores intermediários, em sistemas de refrigeração por compressão de vapor em dois estágios e expansão fracionada, operando com amônia, em regiões tipicamente responsáveis pela descarga e processamento de pescado em âmbito nacional. A partir de dados de uma instalação real, se elaborou um modelo teórico para analisar a influência do sub-resfriamento de líquido de alimentação do resfriador intermediário no desempenho do sistema de refrigeração. Após esta etapa, foi elaborada uma ferramenta computacional para a realização dos cálculos e simulações baseadas no modelo teórico desenvolvido, efetuando simulações de desempenho de sistemas semelhantes em condições operacionais dos principais pólos de descarga e processamento de pescado no Brasil, visando determinar as situações sob as quais a instalação do equipamento é tecnicamente viável em termos de aumento de capacidade de refrigeração e redução de potência mecânica.

PALAVRAS-CHAVES: Condensador Evaporativo. Pescado. Refrigeração. Sub-Resfriamento.

OPTIMIZATION OF INDUSTRIAL FOOD REFRIGERATION SYSTEMS APPLIED TO PROCESSING OF FISH BY SUBCOOLING AMMONIA

ABSTRACT

The fish industrialization is a complex activity and should be on strict aspects of hygiene and sanitation, besides the need for maximum productivity at a reduced cost. This research presents a technical feasibility study of installing a subcooling liquid unit in high pressure feed intermediate coolers, in refrigeration systems for vapor compression and expansion in two stages fractional, operating with ammonia, in regions typically responsible for discharge and processing of fish in nationwide. From data of a real installation, a theoretical model to analyze the influence of subcooling of liquid feeding on system performance was developed. After this step, elaborated a computational tool for performing calculations based on the theoretical model developed by performing simulations of performance of similar systems operating conditions, of the main fish discharge centers and processing in Brazil, to determine the circumstances under which the equipment

¹Docente da Escola de Engenharia e Doutorando no Programa de Pós-graduação em Engenharia e Ciência de Alimentos – Universidade Federal do Rio Grande – FURG - oberdannogueira@furg.br

²ocente do Programa de Pós-graduação em Engenharia e Ciência de Alimentos – Universidade Federal do Rio Grande – FURG – carlos.prentice@gmail.com

installation is technically feasible, in terms of increased cooling capacity and reduction of power compression.

KEYWORDS: Evaporative Condenser. Fish. Refrigeration. Subcooling.

1. INTRODUÇÃO

A industrialização de pescado é uma atividade bastante complexa e deve ser rigorosa sob os aspectos de higiene e sanidade, sendo o processamento dos peixes uma das principais técnicas utilizadas para o prolongamento da vida útil da matéria prima, sendo necessária a aplicação de técnicas de conservação para tal finalidade.

Levando em consideração este aspecto e sabendo-se da grande variedade de espécies utilizadas na elaboração de produtos comestíveis, há uma grande variação na tecnologia aplicada no processamento do pescado, podendo o mesmo ser de natureza fresca, resfriado ou congelado, de modo que em todos os casos são utilizadas instalações de refrigeração para a produção do frio, tanto na etapa de espera para processamento, quanto nas fases de resfriamento e no congelamento [2].

Em se tratando das indústrias alimentícias atuantes no Brasil, as fortes exigências dos mercados consumidores externos e internos, associadas ao aumento constante do consumo, forçam estas empresas a buscar novas tecnologias e a otimização de seus processos produtivos. No caso específico de alimentos refrigerados, a melhoria dos processos implica necessariamente na maximização do desempenho de seus sistemas de refrigeração, devido ao fato destes serem os principais responsáveis pela manutenção da qualidade dos alimentos. Além disso, visando garantir a viabilidade do processo e a competitividade da empresa, as melhorias nas instalações devem também possuir como premissa a redução dos custos operacionais.

Além das exigências de qualidade dos produtos, o mercado consumidor, frente ao apelo ecológico atual, é direcionado a dar preferência a produtos produzidos por empresas com preocupação com o meio ambiente. No caso específico de indústrias de pescados, além da preocupação com o descarte de resíduos e utilização de água, esta preocupação está diretamente relacionada com o uso racional da energia elétrica.

Alguns pesquisadores têm realizado estudos com o objetivo de aumentar a eficiência dos sistemas de refrigeração, seja através da análise de desempenho de componentes do circuito, ou através de variações nas condições operacionais do sistema como um todo.

Khan e Zubair [10] realizaram a análise termodinâmica de um sistema de refrigeração por compressão de vapor, de modo a identificar as condições operacionais correspondentes ao máximo desempenho dos sistemas mediante várias configurações, dentre as quais os sistemas de compressão de vapor com um estágio de compressão, dois estágios com resfriamento intermediário dedicado ou integrado. Nesse trabalho determinaram-se ainda as

condições ótimas para a pressão intermediária para os sistemas com resfriamento intermediário visando o aumento do desempenho do sistema.

Manske et al. [12] realizaram um estudo de otimização de desempenho de uma planta industrial de refrigeração com dois níveis de temperaturas, combinando compressores alternativos e parafuso e um condensador evaporativo. Neste trabalho os autores desenvolveram um modelo matemático do comportamento operacional da instalação, sendo este validado através da coleta de dados em campo. Depois de validado, o modelo foi utilizado para avaliar possíveis alterações de projeto e operação visando minimizar custos energéticos do sistema, os quais apresentaram uma relação linear com a temperatura de bulbo úmido do ar ambiente. Os pesquisadores obtiveram, através de simulações, uma estimativa de redução anual de aproximadamente 11% de redução de custos com energia a partir das recomendações de projeto e melhorias no sistema de refrigeração.

Selbas et al. [14] efetuaram uma otimização termoeconômica do sub-resfriamento e do superaquecimento do fluido refrigerante em sistemas de refrigeração baseado na análise de exergia. Nesta análise foram determinadas as áreas de troca térmicas ideais para os trocadores de calor que correspondem aos sub-resfriamento e superaquecimento de máximo desempenho. Os autores ainda desenvolveram funções de custos para as condições ótimas para os fluidos R-22, R-134a e R-407c.

Correa [4] e Correa et al. [5,6] analisaram um sistema integrado de refrigeração compressão-absorção aplicado a indústria pesqueira, desenvolvendo uma ferramenta para a simulação operacional do desempenho de um sistema utilizando água-amônia e comparando os coeficientes de desempenho do mesmo e entre a relação de eficiência com a variação dos parâmetros operacionais. Neste trabalho realizou-se também a análise da influência do trocador intermediário no desempenho do sistema, além da comparação dos desempenhos dos sistemas de absorção e de compressão mecânica. Com estes trabalhos os autores determinaram as condições ótimas de funcionamento do sistema integrado sob o ponto de vista econômico com uma redução de 19,73% no coeficiente de desempenho da instalação.

Widell e Eikevik [18] desenvolveram um modelo para a otimização operacional de cinco compressores de refrigeração instalados em um sistema de grande porte operando com a amônia, visando à redução do consumo energético. Os compressores analisados apresentavam controle de capacidade por meio de válvulas deslizantes, as quais variavam em função das cargas térmicas de túneis de congelamento. O estudo estimou uma economia de até € 50.000 em função da utilização dos túneis de congelamento.

Torrella et al. [17] desenvolveram uma metodologia para a análise de eficiência energética para sete configurações de sistemas de refrigeração por compressão de vapor, sendo seis deles com dois estágios de compressão, determinando expressões para o coeficiente de performance para cada caso, considerando os fluidos R-404A e amônia. Os

autores concluíram que os modelos se aplicam satisfatoriamente para uma análise qualitativa e preliminar dos sistemas, já que algumas considerações adotadas não se aplicam em sua totalidade em sistemas com resfriador intermediário.

Wu et al. [19] deram continuidade na análise de compressores parafuso para refrigeração, analisando a eficiência energética deste tipo de equipamento operando sob carga parcial, através das características construtivas das válvulas de deslizamento utilizadas no controle de capacidade dos mesmos. Os autores desenvolveram um modelo matemático que descreve o comportamento das válvulas de deslizamento, de modo a aperfeiçoar o projeto das mesmas para uma máxima eficiência energética dos compressores.

Dando continuidade na análise de projeto de compressores visando à otimização da eficiência energética, Liu et al. [11] desenvolveram através de simulação um modelo para determinação da performance de compressores parafuso para refrigeração, o qual apresentou resultados satisfatórios em comparação a dados experimentais, tanto para os equipamentos em plena carga quanto em carga parcial, visando sua utilização na determinação da relação entre volumes dos compressores, característica construtiva relacionada diretamente com o desempenho do mesmo.

Em se tratando especificamente da análise do sub-resfriamento de fluido refrigerante na eficiência de sistemas de refrigeração, Bilal et al. [3] realizaram a análise energética de utilização de um sub-resfriador de fluido refrigerante em um sistema de refrigeração utilizado na climatização residencial. A análise consistiu em verificar a influência do sub-resfriamento do fluido refrigerante utilizando um circuito de refrigeração do tipo cascata, porém com o evaporador do ciclo de alta pressão trocando calor com o fluido refrigerante do ciclo de baixa temperatura após a saída do mesmo do condensador. Os autores utilizaram R-22 no ciclo principal (climatização) e R-12 no ciclo auxiliar (correspondente ao sub-resfriador). Os resultados mostraram um aumento na eficiência do sistema de aproximadamente 21% para um sub-resfriamento entre 5 e 8°C.

Gazda e Koziot [9] analisaram a eficiência energética de um sistema de refrigeração por compressão de vapor híbrido e refrigeração criogênica, mediante protótipo desenvolvido em escala laboratorial. Através de resultados experimentais, foi desenvolvido um modelo teórico que permitiu determinar a capacidade de refrigeração, bem como o consumo de energia. A análise energética foi realizada distintas temperaturas de evaporação, avaliando a eficiência energética do sistema a partir do coeficiente de desempenho e da proporção de energia o sistema de refrigeração. Os pesquisadores também apresentaram uma comparação destes coeficientes para a refrigeração por compressão de vapor e os sistemas de refrigeração criogênica.

Abordando o tema relacionado a sistemas de refrigeração operando a amônia, a realização de compressão de vapor por estágios permite, por meio de resfriamento

intermediário, a redução do trabalho de compressão, possibilitando um aumento significativo da eficiência do sistema [7].

Seguindo esta linha de raciocínio, o sistema de duplo estágio amplamente empregado e objeto de estudo é o que opera com resfriador intermediário (RI) e expansão fracionada e evaporadores inundados, muito utilizados em meio industrial, conforme apresentado na FIGURA 1.

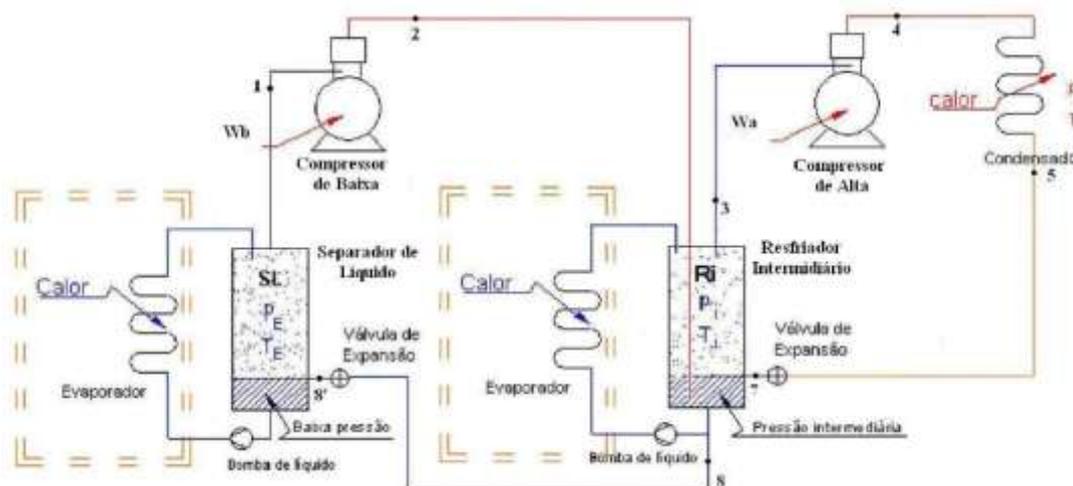


Figura 1 – Compressão de vapor por estágios e expansão fracionada.

Devido ao fato das instalações de refrigeração ser os maiores responsáveis pelo alto consumo energético em indústrias de alimentos, associado com a relação direta das mesmas com a capacidade produtiva de suas unidades fabris, o presente artigo tem como objetivo analisar uma alternativa de aumento de capacidade de refrigeração e a redução de consumo energético de instalações frigoríficas aplicadas para o processamento de pescado, frente às condições operacionais e climáticas sob as quais as mesmas estão submetidas. Para isso, se desenvolveu um modelo matemático que representa o desempenho térmico da planta frigorífica, considerando a instalação de uma unidade de sub-resfriamento de líquido de alta pressão na alimentação de Resfriadores Intermediários, em sistemas reais de refrigeração industrial de grande porte, por compressão de vapor em dois estágios de compressão e expansão fracionada, operando com o refrigerante amônia.

2. MATERIAL E MÉTODOS

2.1. Sub-resfriamento em instalações frigoríficas a amônia

O sub-resfriamento do líquido proveniente dos condensadores possibilita um aumento no Coeficiente de Performance (COP) dos sistemas de refrigeração [14]. Diante desta

constatação, as tubulações que transportam amônia no estado líquido desde os condensadores até os reservatórios de líquido de alta pressão e destes para as entradas dos Resfriadores Intermediários, em sua grande maioria não apresentam isolamento térmico, visando aproveitar a diferença de temperatura entre o fluido e o ambiente para prover ou manter o sub-resfriamento da amônia no interior das tubulações.

No entanto, considerando que os sistemas de refrigeração vêm sendo projetados com temperaturas de condensação cada vez menores, e em alguns casos inferiores as temperaturas ambientes (sobretudo em regiões climáticas com elevadas temperaturas no verão), o efeito do sub-resfriamento obtido nos condensadores muitas vezes é perdido, podendo até mesmo acarretar na formação de vapor no interior das linhas de líquido. Nos casos de sistemas de refrigeração com expansão fracionada, este efeito aparece na linha de alimentação do Resfriador Intermediário (trecho 5-7 da FIGURA 1), afetando a eficiência do sistema.

Diante do exposto, com o intuito de garantir a manutenção do sub-resfriamento da amônia na entrada do Resfriador Intermediário, é proposta a instalação de um Condensador Evaporativo na entrada do Resfriador Intermediário.

Os condensadores evaporativos são uma combinação de um trocador de calor com uma torre de resfriamento, realizando o processo de resfriamento do fluido refrigerante por meio do fenômeno de transferência de calor e massa. A FIGURA 2 apresenta um desenho esquemático do referido equipamento.

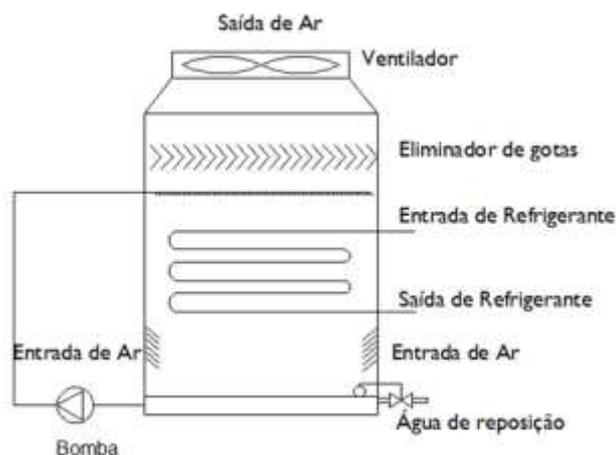


Figura 2 – Representação esquemática de um condensador evaporativo

O ar externo é aspirado por meio das entradas de ar posicionadas nas laterais do equipamento, escoando no sentido ascendente através de um feixe tubular e saindo na parte superior do equipamento. A superfície externa do feixe tubular permanece constantemente molhada por meio da aspensão de água realizada por uma bomba e distribuidores posicionados acima do feixe de tubos.

O escoamento do ar em contracorrente com a água causa a evaporação de parte da água, aumentando o conteúdo de umidade no ar que circula no interior do equipamento, além de melhorar o coeficiente global de transferência de calor em comparação aos tubos secos. A transferência de calor ocorre primeiramente entre o fluido refrigerante no interior do feixe tubular e o filme de água no exterior do mesmo. O calor absorvido pela água é então transferido para a corrente de ar nas formas sensível, devido à diferença de temperaturas, e latente sob a forma de evaporação da água.

Diante deste aspecto, se faz necessária a reposição do nível de água na bacia do equipamento, que ocorre geralmente através de uma válvula de boia. A circulação da água se dá por meio de uma bomba.

O arrasto das gotículas de água na parte superior do equipamento é minimizado por meio de anteparos denominados eliminadores de gotas, os quais se localizam acima dos aspersores de água e abaixo dos ventiladores.

O mecanismo de transferência de calor e massa dos condensadores evaporativos permite aos sistemas de refrigeração operar com temperaturas de condensação reduzidas, já que o principal parâmetro de influência no seu desempenho é a temperatura de bulbo úmido do ar de entrada. Como esta característica é função das condições climáticas do local onde os mesmos estão instalados, a análise de viabilidade de instalação deste tipo de equipamento para promover o sub-resfriamento do líquido deve considerar esta informação como premissa.

Sob o ponto de vista de condições de projeto deste tipo de equipamento, Stoecker [15] e Stoecker e Jabardo [16] apresentam alguns parâmetros utilizados no projeto de condensadores evaporativos, os quais estão sendo apresentados a seguir.

- Área de transferência de calor: $0,25 \text{ m}^2/(\text{kW dissipado})$;
- Vazão de água: $0,018 \text{ a } 0,021 \text{ L/s}/(\text{kW dissipado})$;
- Vazão volumétrica de ar: $0,03 \text{ m}^3/\text{s}/(\text{kW dissipado})$;
- Queda de pressão de ar através do condensador: $250 - 375 \text{ Pa}$;
- Taxa de evaporação de água: $1,8 \text{ a } 2,16 \text{ L/h}/(\text{kW dissipado})$.

2.2 População e amostra

O modelo teórico desenvolvido para a realização da análise é aplicável a instalações de refrigeração industrial a amônia, atuando com sistemas de compressão de vapor por estágios, com dois estágios de compressão, sistema de expansão fracionada e aproveitamento do frio nas pressões duas menores pressões do sistema.

Para a validação do referido modelo, utilizou-se informações operacionais de uma instalação de amônia de grande porte de uma empresa multinacional do segmento

alimentício, assim como as especificações técnicas dos componentes do sistema necessárias para o desenvolvimento da análise.

O desenvolvimento do modelo teórico foi realizado utilizando o software *Microsoft Excel* para a realização dos cálculos e simulações ajustados as condições reais. Além disso, utilizou-se o software *Coolpack. 1.50* para as análises termodinâmicas dos ciclos e resultados teóricos, o qual utiliza como plataforma o programa *Engineering Equation Solver (EES)*.

2.3 Procedimento Experimental

2.3.1 Sistema Real x Modelo Simplificado

Para a elaboração do modelo teórico, inicialmente se fez necessário o ajuste do sistema de refrigeração real a um modelo simplificado termodinamicamente equivalente. A FIGURA 3 representa o modelo simplificado da instalação piloto, elaborado com base no diagrama frigorífero da mesma.

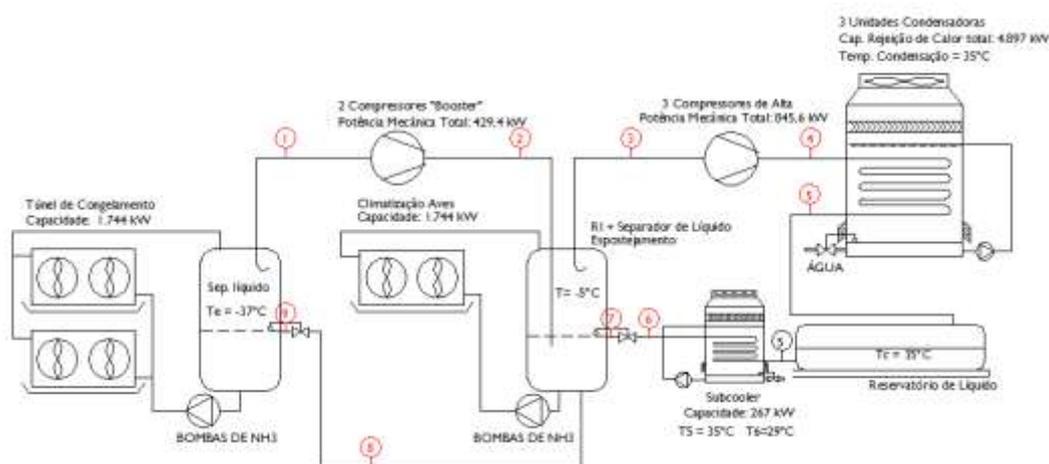


Figura 3 - Esquema Frigorífico – Instalação Piloto.

A modelagem do sistema simplificado compreende na análise termodinâmica do ciclo de compressão de vapor da FIGURA 3, inicialmente desconsiderando a instalação do sub-resfriador de líquido na entrada do resfriador intermediário, visando à determinação das potências mecânicas e da capacidade de rejeição de calor teóricas, a partir das capacidades de refrigeração requeridas e das temperaturas de evaporação e condensação do processo. Para efeito de comparação e validação do modelo, foram consideradas as mesmas condições operacionais da planta piloto.

De posse das potências mecânicas e capacidades de rejeição de calor, realizou-se a análise termodinâmica do ciclo considerando a instalação do sub-resfriador de líquido na entrada do Resfriador Intermediário, determinando as novas potências mecânicas e calorífica necessárias para as mesmas capacidades de refrigeração.

A FIGURA 4 apresenta o diagrama pressão x entalpia específica do sistema de refrigeração em estudo, considerando os dados de temperaturas operacionais e sub-resfriamento da instalação piloto, sendo a área 5-6-7-7' correspondente à influência do sub-resfriador de líquido no referido diagrama, admitindo rendimento isentrópico de 80% [15] e um sub-resfriamento de 6°C.

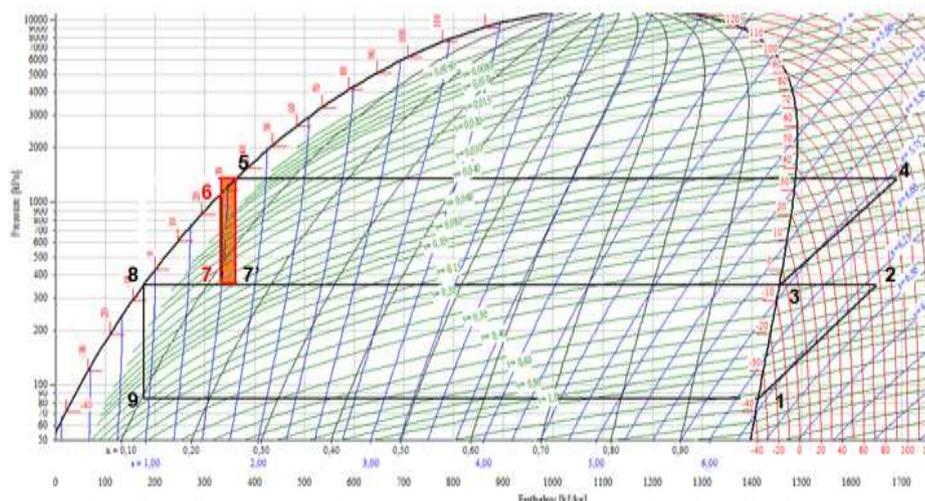


Figura 4 – Diagrama pressão x entalpia com a influência do sub-resfriamento de líquido no sistema

2.3.2 Eficiência Energética e Aumento de Produtividade

Depois de calculadas as potências mecânicas considerando e desconsiderando a instalação do sub-resfriador, se determinou a redução de potência mecânica da instalação e a conseqüente economia de energia teórica inerente a esta redução.

Além da análise de economia de energia, o fato de que a instalação real já possui os equipamentos instalados e operantes, com suas respectivas capacidades de refrigeração e rejeição de calor, direcionou o processo de elaboração do modelo considerando a necessidade real das empresas em aumento de produtividade a partir de uma instalação existente. Diante disso, o modelo teórico considerou também o incremento de capacidade de refrigeração obtido a partir da capacidade de rejeição de calor e da potência mecânica da instalação, permitindo o aumento da capacidade produtiva com a mesma instalação frigorífica.

2.3.3 Análise de Viabilidade de Instalação do Sub-resfriador de Líquido

O sub-resfriador de líquido reduz a temperatura do fluido refrigerante condensado durante seu escoamento até o resfriador intermediário. Este processo ocorre por resfriamento evaporativo e devido a este aspecto, depende fundamentalmente da temperatura de bulbo úmido do ar de entrada no equipamento e da temperatura de condensação. No entanto,

dependendo as condições climáticas do local da instalação, sobretudo para locais com elevada umidade relativa, a instalação deste tipo de equipamento pode se tornar técnica ou economicamente inviável.

Diante deste aspecto, realizou-se a análise térmica do sub-resfriador de líquido, enquanto trocador de calor, em função das condições climáticas e operacionais sob as quais o mesmo está submetido, verificando a viabilidade de instalação do mesmo através de sua especificação técnica.

No entanto, o modelo deve ser utilizado como ferramenta na realização da análise de viabilidade e instalação do equipamento em questão em função da localização e das necessidades das instalações frigoríficas, permitindo que a tomada de decisão de compra e instalação do equipamento seja analisada na fase de projeto conceitual da instalação.

2.4 Procedimento de Cálculo

2.4.1 Balanços de Massa e Energia

Os modelos físico-matemáticos utilizados para o desenvolvimento das simulações se resumem a aplicação das equações dos Balanços da Conservação da Massa (Equação 1) e Conservação da Energia (Equação 2) para volumes de controle unidimensional com múltiplas entradas e saídas.

$$\frac{dm_{VC}}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \quad (1)$$

onde $\frac{dm_{VC}}{dt}$ é a taxa temporal de variação de massa no interior do volume de controle e \dot{m}_e e \dot{m}_s são respectivamente as vazões mássicas instantâneas na entrada e na saída (em kg/s).

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e \right) - \sum_s \dot{m}_s \left(h_s + \frac{v_s^2}{2} + gz_s \right) \quad (2)$$

onde $\frac{dE_{VC}}{dt}$ representa a energia do volume de controle no instante t , os termos \dot{Q}_{VC} e \dot{W}_{VC} representam respectivamente as taxas de transferência de energia por calor e trabalho através da fronteira do volume de controle (kW), h_e e h_s representam as entalpias específicas na entrada e saída (kJ/kg), v_e e v_s as velocidades do fluido na entrada e na saída (m/s), g a aceleração da gravidade (m/s^2) e z_e e z_s as posições do fluido na entrada e na saída (m).

Considerando que os ciclos de refrigeração operam na grande maioria do tempo em regime estacionário e que os processos de transferência de energia são fundamentalmente térmicos, as parcelas de variação de massa e energia em função do tempo, assim como as energias cinética e potencial podem ser desprezadas, resultando assim nas Equações 3 e 4.

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \quad (3)$$

$$\dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \sum_e \dot{m}_e h_e - \sum_s \dot{m}_s h_s = 0 \quad (4)$$

A análise termodinâmica do sistema de refrigeração por compressão de vapor por estágios é realizada mediante a determinação de volumes de controle nos compressores, condensadores, separadores de líquido e resfriador intermediário com seus respectivos evaporadores, de modo a determinar as vazões de fluido refrigerante circulantes nos sistemas e as potências necessárias em cada componente do circuito de refrigeração, com e sem o sub-resfriador de líquido no sistema.

2.4.2 Redução de Consumo Energético

A análise termodinâmica do sistema com foco em redução de consumo energético é realizada mantendo fixos os valores de potências frigoríficas de projeto, determinando as vazões mássicas necessárias nos compressores e nos condensadores. Esta análise é realizada com e sem o sub-resfriador no circuito, obtendo assim valores de potências mecânicas e caloríficas distintas.

De posse dessas informações, verifica-se a redução de potência mecânica oriunda da instalação do sub-resfriador, convertendo-a em consumo de energia elétrica em função das condições operacionais do sistema e finalmente em economia financeira.

2.4.3 Aumento de Capacidade de Refrigeração

A estimativa de aumento de capacidade de refrigeração é realizada partindo das capacidades de produção de frio dos compressores e de rejeição de calor dos condensadores, decorrentes das características dos equipamentos pertencentes ao circuito de refrigeração, determinando as potências frigoríficas em cada regime com e sem o sub-resfriador de líquido na instalação.

De posse dessas informações, determina-se o aumento de potência frigorífica decorrente da inclusão do sub-resfriador no sistema, convertendo este incremento de potência em capacidade produtiva.

2.4.4 Dimensionamento do Sub-resfriador de líquido

A FIGURA 5 apresenta a análise do volume de controle do sub-resfriador de líquido.

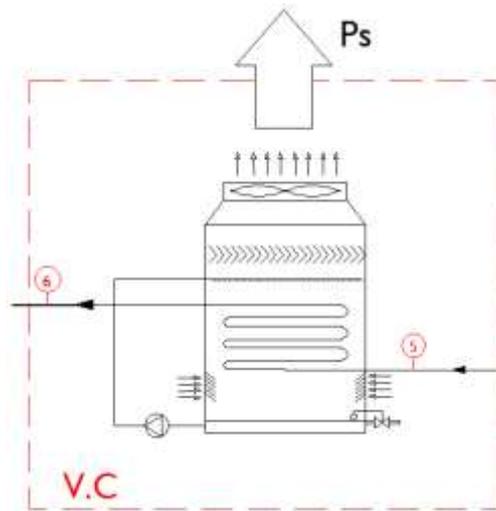


Figura 5 - Análise do Volume de Controle – Sub-resfriador de líquido

Aplicando as Equações 3 e 4 ao volume de controle, tem-se:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (5)$$

$$\dot{m}_5 h_5 = \dot{m}_6 h_6 + P_s \quad (6)$$

onde P_s é a potência calorífica rejeitada pelo sub-resfriador de líquido para o meio (kW), h são as entalpias específicas (kJ/kg), sendo os números subscritos os índices correspondentes a cada ponto do sistema de refrigeração e \dot{m}_5 e \dot{m}_6 são respectivamente as vazões mássicas instantâneas na entrada e na saída (kg/s).

A viabilidade técnica para a instalação do sub-resfriador está diretamente relacionada com as condições psicrométricas do ar na entrada do equipamento, sobretudo a temperatura de bulbo úmido do ar, já que esta influencia na capacidade de rejeição de calor do mesmo. Aplicando as Equações 3 e 4 no interior do sub-resfriador de líquido apresentado na FIGURA 5 em relação ao ar, amônia e água de reposição, tem-se:

$$\dot{m}_{ar,e} = \dot{m}_{ar,s} \quad (7)$$

$$\dot{m}_{ar,e} x_e + \dot{m}_{rep} = \dot{m}_{ar,s} x_s \quad (8)$$

$$\dot{m}_{rep} h_{rep} + \dot{m}_{ar,e} h_e + \dot{m}_5 h_5 = \dot{m}_{ar,s} h_s + \dot{m}_6 h_6 \quad (9)$$

onde $\dot{m}_{ar,e}$ e $\dot{m}_{ar,s}$ são as vazões mássicas de ar na entrada e na saída (kgar seco/s), \dot{m}_{rep} corresponde à vazão mássica de água de reposição (kg/s), h_{rep} , h_e e h_s são respectivamente as entalpia da água de reposição, do ar de entrada e do ar de saída (kJ/kgar seco) e x_e e x_s as umidades absolutas do ar na entrada e na saída (kg/kg_{ar seco}).

Analisando as Equações 8 e 9 é possível constatar que as vazões mássicas relacionadas ao ar de entrada e a água de reposição, assim como suas respectivas entalpias, estão condicionadas as características climáticas do local de instalação do equipamento. As condições de entrada e saída da amônia dependem da condição do fluido na saída dos

condensadores, da temperatura de condensação e do nível de sub-resfriamento desejado, este último sendo fator determinante dos valores de vazão mássica e entalpia do ar de saída do equipamento.

Para efeito de especificação e análise de viabilidade técnica, a quantidade de calor oriunda da água de reposição é praticamente desprezível quando comparada com as demais parcelas do balanço de energia, assim como a variação da vazão mássica do ar na entrada e na saída do equipamento. Diante disso, a Equação 9 pode ser simplificada e ajustada em função das temperaturas de entrada e saída do fluido refrigerante e das condições do ar de entrada e saída, resultando na Equação 10.

$$\dot{m}_{ar} = \frac{\dot{m}_s C_p}{(h_s - h_e)} (T_5 - T_6) \quad (10)$$

onde C_p é o calor específico à pressão constante para a amônia (kJ/kg °C) e T_5 e T_6 são respectivamente as temperaturas do fluido refrigerante na entrada e na saída do sub-resfriador (°C).

Além disso, outro fator limitante na especificação do nível máximo de sub-resfriamento de líquido é a temperatura da água de aspersão, a qual sofre variações no interior do equipamento em função da temperatura de condensação e das temperaturas do ar de entrada, assim como a umidade relativa do ar na saída do equipamento, a qual na grande maioria das aplicações industriais é de 100% [1].

Por outro lado, os condensadores evaporativos podem ter sua capacidade de rejeição de calor P_s determinada a partir da Equação 11.

$$P_s = U A dmlt \quad (11)$$

onde U é o coeficiente global de transferência de calor (W/m² °C), A é a área de troca térmica (m²) e $dmlt$ é a diferença média logarítmica de temperatura (°C).

A diferença média logarítmica de temperatura é uma média logarítmica da diferença de temperatura entre os fluxos de fluidos na entrada e na saída de trocadores de calor, conforme apresentado na Equação 12.

$$dmlt = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln\left(\frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}\right)} \quad (12)$$

onde ΔT_A é a diferença de temperatura entre o fluido refrigerante e a água de resfriamento na entrada do equipamento (°C) e ΔT_B a diferença entre as mesmas temperaturas na saída do mesmo (°C).

Aplicando este conceito para o sub-resfriador de líquido e rearranjando a equação 10 com o objetivo de determinar a área de troca térmica em função das temperaturas de entrada e saída do fluido e da água, se obtém a Equação 13.

$$A = \frac{\dot{m}_s C_p}{U} \ln\left(\frac{T_e - T_a}{T_s - T_a}\right) \quad (13)$$

onde T_e representa a temperatura do fluido refrigerante na entrada do sub-resfriador de líquido ($^{\circ}\text{C}$), T_a é a temperatura da água no interior do equipamento ($^{\circ}\text{C}$) e T_s é a temperatura do fluido refrigerante na saída do mesmo ($^{\circ}\text{C}$).

Diante do exposto, a análise de viabilidade técnica de especificação dos condensadores evaporativos para atuação como sub-resfriadores de líquido foi realizada através da vazão de ar e da área de troca térmica do mesmo: em função dos níveis de sub-resfriamento desejados, em função das características operacionais do ciclo de refrigeração e ambientais, a partir das Equações 10 e 13.

De posse do máximo nível de sub-resfriamento tecnicamente viável, realizou-se a verificação do período de tempo necessário para a recuperação do investimento mediante a redução da energia elétrica consumida.

Com relação às características operacionais e climáticas da instalação, devido à complexidade de modelagem da flutuação das características operacionais dos sistemas de refrigeração durante o ano, considerou-se que as estas são constantes no período, de modo que os resultados econômicos encontrados são mínimos e menores que a economia real.

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

3.1 Determinação do nível máximo de sub-resfriamento

Para a determinação do nível máximo de sub-resfriamento aceitável utilizou-se a Equação 13, fazendo variar apenas a temperatura do ar de entrada, mantendo a temperatura da água de 20°C , $c_p = 4,925 \text{ kJ/kg K}$ [16], $U = 60 \text{ W/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ e as demais informações correspondentes ao sistema piloto sem a utilização do sub-resfriador de líquido. A FIGURA 6 apresenta os resultados deste estudo.

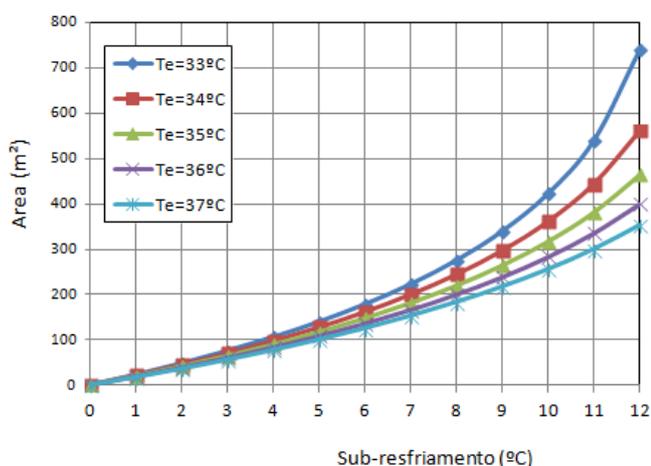


Figura 6 – Necessidade de área de troca térmica em função do sub-resfriamento para diferentes temperaturas de entrada do ar no sub-resfriador.

É possível observar que na medida em que a temperatura de entrada do ar aumenta, os níveis de sub-resfriamento tendem a se manter lineares em relação à área, sobretudo para níveis de resfriamento de até 10°C. Além disso, é possível observar que grandes níveis de sub-resfriamento (aproximação das temperaturas de bulbo úmido do ar de entrada e temperatura do ar na saída do equipamento) implicam no aumento substancial área de troca térmica. Diante do exposto, definiu-se uma diferença máxima entre a temperatura de bulbo úmido do ar de entrada e a temperatura do ar na saída do sub-resfriador de líquido em 3°C, visando manter a área necessária dentro da região com caráter linear da FIGURA 6, além de limitar o sub-resfriamento máximo em 10°C.

3.2 Sub-resfriamento x Economia de Energia x Capacidade de Refrigeração

A TABELA 1 apresenta os resultados esperados em termos de redução de potência mecânica e de potência calorífica considerando as características operacionais da planta piloto, partindo das capacidades de refrigeração nominais, para diferentes níveis de sub-resfriamento.

Tabela 1 – Potências e eficiência do sistema para diferentes níveis de sub-resfriamento

Parâmetro	Sub-resfriamento					
	0°C	2°C	4°C	6°C	8°C	10°C
Potência Mecânica (booster) [kW]	341,0	341,0	341,0	341,0	341,0	341,0
Potência Mecânica (alta) [kW]	847,3	839,6	832,2	824,9	817,8	810,8
Potência Calorífica [kW]	4676,6	4634,5	4593,6	4553,3	4513,8	4475,4
Potência no Subcooler [kW]	0,0	34,5	68,0	100,9	133,3	164,8
COP	2,94	2,95	2,97	2,99	3,01	3,03

É possível observar que para as mesmas capacidades de refrigeração, o aumento do sub-resfriamento ocasiona na redução das potências de compressão no estágio de alta pressão e de condensação de até 4,3%, acarretando também no aumento do coeficiente de performance (COP) em até 3,2%.

Um aspecto interessante neste processo é que o sub-resfriamento do líquido na entrada do Resfriador Intermediário não exerce influência nos compressores *boosters*, evidenciado através da manutenção da potência mecânica no ciclo de baixa pressão para os diferentes níveis de sub-resfriamento.

Admitindo que a economia de potência mecânica fosse totalmente convertida em economia de energia elétrica e considerando um custo de energia elétrica médio de R\$

0,20/kWh, considerando a operação dos compressores por 18 h/dia, a TABELA 2 apresenta os resultados econômicos anuais mínimos.

Tabela 2 – Estimativa de economia mínima através da redução de consumo energético

Parâmetro	Sub-resfriamento					
	0	2	4	6	8	10
Redução de Potência Mecânica [kW]	0,0	7,6	15,0	22,3	29,5	36,5
Economia [R\$/ano]	-	9.886	19.498	28.942	38.222	47.250

Realizando a análise a partir da instalação sem o sub-resfriador em função do incremento teórico de capacidade de refrigeração para uma mesma capacidade de compressão, é possível verificar através da TABELA 3 que o aumento do sub-resfriamento acarreta no incremento de capacidade de refrigeração do sistema, em particular na produção de frio na pressão intermediária.

Tabela 3 – Incremento na capacidade de produção de frio

Parâmetro	Sub-resfriamento [°C]					
	0	2	4	6	8	10
Capacidade de Refrigeração na pressão intermediária [kW]	1354,0	1378,0	1402,0	1426,0	1450,0	1474,0

Os resultados consideram a manutenção de um compressor de cada ciclo na reserva, mantendo as potências de compressão da baixa em 214,7 kW e na alta de 590,1 kW. É possível constatar um incremento de até 8,9% na capacidade de refrigeração na pressão intermediária para um sub-resfriamento de 10°C, considerando as características operacionais da planta piloto, este aumento corresponde a aproximadamente 120 kW.

Sob o ponto de vista prático, em se tratando de plantas de processamento de pescado, o aumento de capacidade de refrigeração na pressão intermediária pode ser convertido no incremento de capacidade de produção de gelo para a conservação do pescado resfriado, ou ainda em aumento de capacidade de câmaras de espera. Em ambos os casos, o aumento de capacidade do sistema implica em aumento de capacidade produtiva, sobretudo no caso de comercialização de produtos frescos ou resfriados.

Em se tratando de plantas de processamento de pescado congelado, o fato do sub-resfriamento não exercer influência na pressão mais baixa do sistema implica na manutenção da capacidade de refrigeração dos túneis de congelamento, acarretando na manutenção das condições operacionais destes equipamentos.

Por outro lado, o nível máximo de sub-resfriamento a ser aplicado depende das condições climáticas do local onde a instalação frigorífica estará ou está operando. Diante deste aspecto, a TABELA 4 apresenta os níveis máximos de sub-resfriamento aceitáveis para os principais polos de desembarque e processamento de pescado no Brasil [13], além dos potenciais de aumento de capacidade de refrigeração na pressão intermediária e economia financeira em termos de redução de consumo energético, para sistemas com as mesmas condições operacionais da planta piloto.

Tabela 4 – Potencial de aumento de capacidade de refrigeração na pressão intermediária e economia de energia

Polo	Max. TBU* [°C]	Sub-resfriamento Máximo [°C]	Aumento de Capacidade de Refrigeração (%)	Economia a capacidade nominal (R\$/ano)
Belém (PA)	27,0	5,0	4,4%	23.857,0
Camocim (CE)*	26,0	6,0	5,3%	28.628,4
Natal (RN)	27,0	5,0	4,4%	23.857,0
Rio de Janeiro (RJ)	26,5	5,5	4,9%	26.242,7
Santos (SP)	27,0	5,0	4,4%	23.857,0
Vitória (ES)	28,0	4,0	3,5%	19.085,6
Itajai (SC)**	26,0	6,0	5,3%	28.628,4
Rio Grande (RS)	24,5	7,5	6,6%	35.785,5

Informações de regiões próximas com mesmas características climatológicas (CREDER, 2009)

* Fortaleza (CE) ** Joinville (SC)

Conforme esperado, é possível observar que os maiores potenciais de aumento de capacidade de refrigeração ou de economia de energia elétrica ocorrem em regiões climáticas com menores temperaturas de bulbo úmido, sendo Rio Grande-RS a localidade com maiores potenciais dentre as cidades analisadas e Vitória (ES). em contrapartida, devido às características climáticas da região, Vitória (ES) apresentou os menores resultados dentre os polos de desembarque e processamento de pescados analisados.

4. CONCLUSÕES

Diante do exposto anteriormente, é possível concluir que o processo de sub-resfriamento de líquido na entrada de Resfriadores Intermediários em sistemas de compressão de vapor por expansão fracionada utilizando condensadores evaporativos no processo de sub-resfriamento é tecnicamente viável, sobretudo para níveis de sub-resfriamento inferiores a 10°C.

Além disso, é possível concluir também que o aumento da capacidade de refrigeração do sistema ocorre apenas na pressão intermediária, assim como a redução de consumo

energético aparece no estágio de alta e este fenômeno independe das capacidades dos sistemas de refrigeração, implicando no aumento de capacidade produtiva no caso de comercialização de produtos frescos ou resfriados, não exercendo influência na capacidade de produção de pescado congelado.

Outra conclusão importante está relacionada ao fato de que a viabilidade técnica e econômica do sub-resfriamento de líquido é mais bem justificada em regiões com baixas temperaturas de bulbo úmido, locais onde é possível operar com temperaturas mais baixas do refrigerante na saída do sub-resfriador de líquido. Diante deste aspecto, a cidade de Rio Grande-RS é a que apresenta maior viabilidade técnica e econômica para a utilização do sub-resfriamento para o aumento da eficiência dos sistemas de refrigeração, em comparação com os demais polos de desembarque e processamento de pescado analisados.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] ACUNHA, I. C.; SCHNEIDER, P. S. **Transferência de calor e massa em um condensador evaporativo**. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS), Porto Alegre, 2010.
- [2] ARGENTA, F. F. **Tecnologia de pescado: características e processamento da matéria-prima**. Monografia (Especialização em Produção, Tecnologia e Higiene de Alimentos de Origem Animal), Universidade Federal do Rio Grande do Sul, (UFRGS), Porto Alegre, 2012.
- [3] BILAL, A. Q. et al. Experimental energetic analysis of a vapor compression refrigeration system with dedicated mechanical sub-cooling. **Applied Energy**, v. 102, p. 1035-1041, 2013.
- [4] CORREA, G. A. **Avaliação de sistemas integrados de refrigeração e sua aplicação na indústria pesqueira**. Tese (Doutorado em Engenharia e Ciência de Alimentos), Universidade Federal do Rio Grande (FURG), Rio Grande, 2009.
- [5] CORREA, G. A.; SOUZA, J. A.; PRENTICE, C.; ROCHA, L. A. O. Thermodynamic evaluation of a two stages compression refrigeration system integrated to an absorption system. **Engenharia Térmica**, v. 7, p. 72-80, 2008.
- [6] CORREA, G. A.; SOUZA, J. A.; PRENTICE, C.; ROCHA, L. A. O. Energy and exergy thermodynamic analysis of a two-stage compression refrigeration system integrated with an absorption system (NH₃+H₂O). **Engenharia Térmica**, v. 7, p. 10-20, 2008.
- [7] COSTA, E. C. **Refrigeração**. São Paulo, Brasil, Ed. Edgard Blucher, 1982.
- [8] CREDER, H. **Instalações de ar condicionado**. Rio de Janeiro, Brasil, Ed. LTC., 2009.
- [9] GAZDA, W.; KOZIOT, J. The estimation of energy efficiency for hibrid refrigeration system. **Applied Energy**, v. 101, p. 49-57. 2013.
- [10] KHAN, J. R.; ZUBAIR, S. M. Thermodynamic optimization of finite time vapor compression refrigeration systems. **Energy Conversion and Management**, v. 42, p. 1457-1475, 2001.

- [11] LIU et al. A new model of screw compressor for refrigeration system simulation. **International Journal of Refrigeration**, v. 35, p. 861-870, 2012.
- [12] MANSKE, K. A.; REINDL, D. T.; KLEIN, S. A. Evaporative condenser control in Industrial Refrigeration Systems. **International Journal of Refrigeration**, v. 24, p. 676-691, 2001.
- [13] MINISTÉRIO DA PESCA. **Pesca Industrial**. Disponível em <http://www.mpa.gov.br/pescampa/industrial>. Acesso em 11 mar. 2013.
- [14] SELBAS, R. et al. Thermoeconomic optimization of subcooled and superheated vapor compression refrigeration cycle. **Energy**, v. 31, p. 2108-2128. 2006.
- [15] STOECKER, W. F. **Industrial refrigeration handbook**. New York, USA, Ed. McGraw-Hill, 1998.
- [16] STOECKER, W. F.; JABARDO, M. S. **Refrigeração industrial**. São Paulo, Brasil, Ed. McGraw-Hill, 2002.
- [17] TORRELA, E. et al. A general methodology for energy comparison of intermediate configurations in two-stage vapor compression refrigeration systems. **Energy**, v. 36, p. 4119-4124, 2011.
- [18] WIDELL, K. N., EIKEVIC, T. Reducing Power consumption in multi-compressor refrigeration systems. **International Journal of Refrigeration**, v. 33, p. 88-94, 2010.
- [19] WU, H. et al. Theoretical and experimental investigation on the performance of screw refrigeration compressor under part-load conditions. **International Journal of Refrigeration**, v. 34, p. 1141-1150, 2011.