

AVALIAÇÃO DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE UM FRIGORÍFICO DO MEIO OESTE CATARINENSE

Cristiano Meneghini

Daniel Henrique da Silva Saatkamp

Resumo

O presente trabalho foi desenvolvido em uma planta de refrigeração, no setor de presunto, pertencente a uma agroindústria localizada no oeste de Santa Catarina. O presente estudo aborda as necessidades de refrigeração, para atender a um projeto de expansão nesse setor. Desta forma, o objetivo deste trabalho foi propor alterações no ciclo de refrigeração, para melhorar o Coeficiente de Performance (COP) do sistema de refrigeração, levando-se em consideração o acréscimo da carga térmica no sistema com o projeto de expansão da fábrica. A proposta de melhoria para o sistema de refrigeração sugere que a compressão seja realizada por um sistema de multipressão, o que permite a interligação em série do regime de baixa com o regime de alta, e ainda, a utilização de um sub-resfriamento da amônia em 3°C na saída do condensador. Outra oportunidade de melhoria, foi a elevação das temperaturas de evaporação levando em consideração as necessidades do processo. Em relação aos resultados obtidos a partir dos dados coletados e análises realizadas, pode-se constatar que o ciclo proposto apresentou um aumento de aproximadamente 19% do coeficiente de performance do sistema.

Palavras-Chave: Eficiência Energética. Carga Térmica. COP.

1 INTRODUÇÃO

Em empresas de alimentos como um frigorífico, por exemplo, ter a manutenção da temperatura em toda a cadeia produtiva é primordial,

principalmente nas áreas de linhas de produção e armazenamento, garantindo a qualidade do produto e o fator microbiológico do mesmo.

Desta forma, destaca-se a importância de que os sistemas de refrigeração destes frigoríficos funcionem perfeitamente atendendo as necessidades de frio dos diferentes setores que compõe a fábrica. Em qualquer indústria, a energia elétrica é uma das principais fontes de despesas mensais, sendo que a área de refrigeração representa grande parcela deste montante. Cada vez mais vem crescendo nas companhias a preocupação em melhorar a eficiência de sistemas já instalados, assim como adquirir sistemas de maior eficácia e menores custos de operação e manutenção quando se trata de novos projetos.

Nesse contexto, o presente trabalho visa apresentar alterações em um sistema de refrigeração, que atende às necessidades de frio de uma fábrica de presunto cozido pertencente a uma empresa frigorífica, com o intuito de deixá-lo mais eficiente melhorando seu COP e por consequência, conseguir uma redução no consumo de energia elétrica.

As alterações sugeridas foram baseadas na modificação do sistema de refrigeração, o qual passará a operar não mais por dois ciclos de simples estágios, sendo um para cada regime operando de forma independente, mas sim, se utilizará de um sistema de multipressão ou múltiplos estágios, tendo em vista mudanças nas temperaturas de evaporação de acordo com as necessidades do processo. Além disso, convém mencionar que foi também levado em consideração o acréscimo de carga térmica inserida no sistema, sendo que a fábrica intenta passar por um processo de expansão exigindo maior capacidade da sala de máquinas, aumentando assim a sua demanda.

2 DESENVOLVIMENTO

2.1 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Para Venturini (2005, p.37), um ciclo térmico real qualquer deveria ter para comparação o ciclo de Carnot, por este ciclo possuir maior rendimento

térmico possível. Entretanto, dadas as peculiaridades do ciclo de refrigeração por compressão de vapores, define-se outro ciclo, que é chamado de “ciclo teórico”, no qual os processos são mais próximos aos do ciclo real e, portanto, torna-se mais prático comparar o ciclo real com este ciclo teórico.

Na comparação entre um ciclo real e um ciclo teórico, pode-se admitir que o ciclo teórico representa a eficiência máxima que se pode obter em um sistema de refrigeração por compressão de vapor. O Esquema 1 mostra de forma básica o sistema de refrigeração por compressão de vapor, trazendo de forma genérica seus principais componentes.

De acordo com Venturini (2005, p. 40), o balanço de energia do ciclo de refrigeração é realizado considerando-se o sistema operando em regime permanente nas condições de projeto, ou seja, à temperatura de condensação (T_c) e à temperatura de vaporização (T_o). Os sistemas reais e teóricos têm comportamentos idênticos, tendo o ciclo real apenas um desempenho pior. A análise do ciclo teórico permitirá, de forma simplificada, verificar quais parâmetros têm influência no desempenho do ciclo.

Venturini (2005, p. 40) assevera que a capacidade frigorífica, trata-se da quantidade de calor por unidade de tempo retirada do ambiente que se deseja resfriar por meio do evaporador, normalmente se conhece a capacidade frigorífica do sistema de refrigeração, a qual deve ser igual à carga térmica para operações que ocorrem em regime permanente.

Aplicando a primeira lei da termodinâmica no evaporador, desprezando variações de energia cinética e potencial, obtém-se a seguinte expressão para o cálculo da carga térmica de evaporação:

$$Q_{ev} = mf(h_1 - h_4)$$

onde Q_{ev} é a energia absorvida pelo fluido refrigerante em kW, mf é vazão mássica de fluido refrigerante em kg/s, h_1 é a entalpia na saída do evaporador em kJ/kg, e h_4 a entalpia na entrada do evaporador kJ/kg.

Para Venturini (2005, p. 41), a quantidade de energia por unidade de tempo, que deve ser fornecida ao refrigerante no compressor, para se obter a elevação de pressão necessária do ciclo teórico, chama-se potência

teórica de compressão, sendo que neste ciclo, o processo de compressão é adiabático reversível (isentrópico).

Para calcular a potência mecânica de compressão, deve-se aplicar a primeira lei da termodinâmica considerando o compressor como volume de controle, desprezando a variação de energia cinética e potencial, têm-se que:

$$W_c = m_f(h_2 - h_1)$$

onde W_c é a potência mecânica de compressão em kW, h_1 e h_2 são as entalpias de entrada e saída do compressor em kJ/kg, respectivamente.

Venturini (2005, p. 44) explica que o coeficiente de performance (COP), é um parâmetro importante na análise das instalações frigoríficas. Embora o COP do ciclo real seja sempre menor que o do ciclo teórico, para as mesmas condições de operação, pode-se, com o ciclo teórico, verificar que parâmetros influenciam no desempenho do sistema. Assim, o COP é definido por:

$$COP = Q_{ev} / W_c$$

onde Q_{ev} é a carga térmica no evaporador, e W_c a potência mecânica de compressão, ambos em kW. Para ciclo teórico, o COP é função somente das propriedades do fluido refrigerante, conseqüentemente, depende das temperaturas de condensação e vaporização. Dessa forma, o COP representa a quantidade de energia que é retirada pelo ciclo admitindo o consumo de 1 kW no trabalho de compressão.

Jabardo e Stoecker (2002, p. 44) ressaltam que uma parcela significativa das instalações na área da refrigeração industrial opera entre temperaturas de evaporação e condensação cuja diferença varia entre 50 e 80°C. Esta diferença acentuada entre temperatura de evaporação e condensação pode acarretar em diversos problemas, que por sua vez, podem ser amenizados realizando a compressão em múltiplos estágios, desta forma a potência de compressão necessária também é reduzida.

Venturini (2005, p.67) afirma que para o cálculo da carga térmica de câmaras frigoríficas para resfriamento, congelamento e armazenamento de produtos, além de um correto estabelecimento das condições climáticas do

local e das condições internas da câmara, devem ser consideradas as seguintes parcelas:

- a) Carga térmica decorrente da transmissão de calor pelas paredes, teto e piso;
- b) Carga térmica decorrente dos produtos contidos na câmara;
- c) Carga térmica decorrente da infiltração de ar externo quando da abertura e fechamento das portas de acesso das câmaras;
- d) Carga térmica decorrente das luzes, pessoas e de outras fontes de calor no interior da câmara.

2.2 METODOLOGIA

Para facilitar o desenvolvimento do trabalho, optou-se por subdividir o mesmo em fases conforme Fluxograma 1.

Após o melhor entendimento da sala de máquinas realizado na 3ª fase, onde se buscou identificar em que pontos do sistema existem oportunidades de se implantar melhorias, iniciou-se a coleta de dados, sendo esta etapa a que mais exigiu tempo. Nesta fase foram coletadas todas as informações necessárias para se calcular a carga térmica. Para o cálculo da carga térmica dos ambientes, seguiu-se a referência de FicFrio (2014), onde é apresentada uma metodologia para esse cálculo.

Com todas as informações levantadas e com o equacionamento verificado em revisão bibliográfica, elaborou-se planilhas eletrônicas com o auxílio do software Excel, as quais de forma automática compilam os dados de entrada, determinando assim a carga térmica para as diversas fontes de calor. Além disso, determina-se o COP e o custo de energia elétrica com potência de compressão, tanto para a situação atual como para a situação proposta.

2.3 RESULTADOS E DISCUSSÕES

O Esquema 2 mostra a configuração do atual sistema de refrigeração da fábrica de presunto cozido, salienta-se que a instalação conta com algumas câmaras e ambientes que funcionam com diferentes demandas e regimes de temperatura, característica típica de um frigorífico. Para atender as necessidades do processo, a sala de máquinas trabalha com dois ciclos de simples estágio funcionando de forma independente, um para atender ao regime de alta com temperatura de aspiração de -15°C , e o outro para atender ao regime de baixa com temperatura de aspiração de -30°C . Dadas às condições climáticas da nossa região a temperatura de condensação média é de 35°C .

Já o Esquema 3 apresenta a proposta de melhoria para o sistema de refrigeração, sendo esta baseada em três pontos. O primeiro é utilizar um resfriador intermediário possibilitando que o sistema opere com múltiplos estágios de compressão, já que, com este equipamento é possível interligar em série o regime de baixa com o regime de alta, eliminando assim o problema da elevada diferença entre temperatura de evaporação e condensação, principalmente no regime de baixa pressão onde essa diferença é de 65°C . O segundo ponto a ser abordado com a proposta de melhoria, é a elevação das temperaturas de evaporação, onde analisando as temperaturas necessárias para o processo, constatou-se que o sistema está operando com temperaturas de evaporação muito abaixo do que a menor temperatura necessária para cada regime, desta forma será adotada uma temperatura de -25°C para o regime de baixa e de -10°C como temperatura intermediária. E por fim, a última medida que fará parte da proposta de melhoria, é utilizar o processo de sub-resfriamento do líquido saturado na saída do condensador, resfriando a amônia em 3°C , seguindo para o processo como líquido comprimido. O Esquema 4 mostra o Diagrama de Mollier para a configuração atual (a) e o Diagrama de Mollier para a situação proposta (b). Neste diagrama é possível observar os estados termodinâmicos de cada ponto ilustrado nos Esquemas 2 e 3.

Com o auxílio de um roteiro verificado em pesquisa bibliográfica, elaborou-se planilhas eletrônicas a fim de calcular de forma separada a carga

térmica para cada fonte de calor inserida ao sistema, que de maneira resumida trata-se de câmaras de congelamento, câmaras de armazenamento, trocadores de calor utilizados no processo, além da climatização de ambientes. Essas planilhas deixaram os cálculos mais dinâmicos, facilitando a obtenção dos resultados, tendo em vista que as equações utilizadas para o dimensionamento são as mesmas para todas as fontes de calor, mudando apenas os dados de entrada conforme características de cada ambiente e do produto armazenado.

Com a carga térmica conhecida, tanto para a situação atual como para a situação proposta, o próximo passo foi analisar o comportamento dos componentes ligados no sistema, como compressores e condensadores em ambas as situações. Determinou-se as propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante como a entalpia e entropia para todos os pontos em ambos os casos, para então com as Equações da fundamentação teórica, realizar o balanço de energia nos diferentes componentes a fim de conhecer as vazões mássicas, a capacidade de compressão e de condensação necessária. E por fim, determinou-se o COP para a configuração atual e proposta, além do custo de energia elétrica com potência de compressão, considerando R\$ 0,32/kWh e o sistema funcionando 22 dias por mês durante as 24 horas do dia. O Quadro 1 traz o resumo dos principais resultados, tanto para a situação atual como para a situação proposta.

Além disso, as alterações propostas refletiram de forma bastante significativa na potência de compressão necessária para o regime de baixa, passando este a operar com 36,55 kW, o que representa uma redução em praticamente 81% se comparado com a potência gasta com a configuração atual. Já a potência de compressão necessária para o regime de alta, teve um acréscimo de 11% passando a operar com 696,31 kW. Este aumento pode ser explicado pelo fato de que os compressores de alta precisam comprimir a carga do seu respectivo regime, mais a carga repassada ao resfriador intermediário pelos compressores do regime de baixa, sendo esta uma das características de um sistema trabalhando em duplo estágio.

3 CONCLUSÃO

Referente à análise do atual sistema de refrigeração que atende esta fábrica, conclui-se que se trata de um sistema que possui uma configuração com baixa eficiência térmica, visto que está operando com dois ciclos de simples estágios trabalhando de forma independente, sendo um para atender o regime de alta e o outro o regime de baixa. Observou-se que os compressores de ambos os regimes estão operando acima dos 85% da capacidade de compressão disponível. Contudo, o maior problema está na capacidade de rejeição de calor para o ambiente, pois os condensadores estão trabalhando com 98,7% da capacidade disponível.

Referente às alterações propostas, conseguiu-se um COP de 3,55 já considerando a nova carga térmica que será inserida no sistema, o que representa um aumento de praticamente 19% se comparado com o atual coeficiente de performance que é de 2,99. Outros valores importantes de se avaliar é o fato de que os compressores que atendem ao regime de baixa, passarão a operar com apenas 16,55% da capacidade instalada. Por outro lado, os compressores que mantêm o regime de alta, passarão a operar de 85,2% para 94% da capacidade, enquanto os condensadores continuaram a operar com praticamente 100% da capacidade de condensação disponível.

Vale ressaltar que com a nova configuração houve uma redução no custo de energia elétrica de aproximadamente R\$ 15.124,00 por mês, ou então R\$ 181.488,00 por ano.

Portanto, referente à parte de refrigeração, para atender ao escopo do projeto de expansão, a empresa terá que investir em maior capacidade de compressão para atender ao regime de alta, e também em maior capacidade de condensação, sendo que isso vale tanto para o caso da empresa optar em continuar com o sistema operando com a atual configuração, ou o caso de aceitar as alterações que fazem parte da proposta de melhoria, sendo que para a última opção, além de mais

compressor e condensador, será necessário um investimento a mais para adquirir um resfriador intermediário e um trocador de calor para fazer o sub-resfriamento. Salientando que o sistema proposto apresenta um melhor COP e menor custo com energia elétrica, benefícios que se manterão ao longo do tempo, pois ciclos de múltiplos estágios tendem a ser mais eficientes e apresentarem menores consumos com energia elétrica.

REFERÊNCIAS

FIC FRIO - A IMPORTÂNCIA DO CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA. São Carlos: Areta Braga, nº 90, 2014. Disponível em <http://www.ficfrio.com.br/Revistas.php?pg=1&lingua_id=2>. Acesso em: 01 abr. 2016.

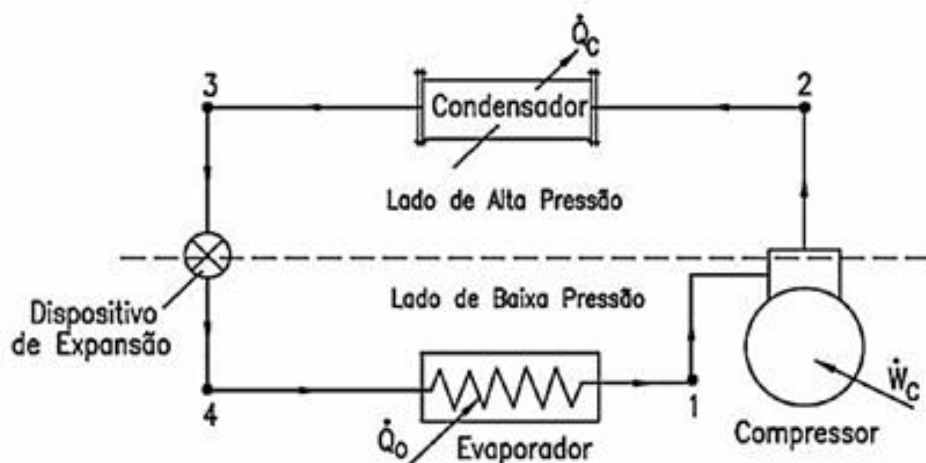
STOECKER, W. F.; JABARDO, J. M. Saiz. Refrigeração Industrial. 2 ed. São Paulo: Edgard Blucher Ltda, 2002. 371 p.

VENTURINI, Osvaldo José; PIRANI, Marcelo José. Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial. 2005. Eletrobrás. Rio de Janeiro. 2005. Disponível em: <<http://marioloureiro.net/tecnica/refrigeracao/EficiEnergSist.Refri.IndustrialCom.pdf>>. Acesso em: 06 de jan. 2016.

Sobre o(s) autor(es)
Cristiano Meneghini - Mestre em Engenharia Mecânica
Professor de Engenharia Mecânica na UNOESC
E-mail: cristiano.meneghini@unoesc.edu.br

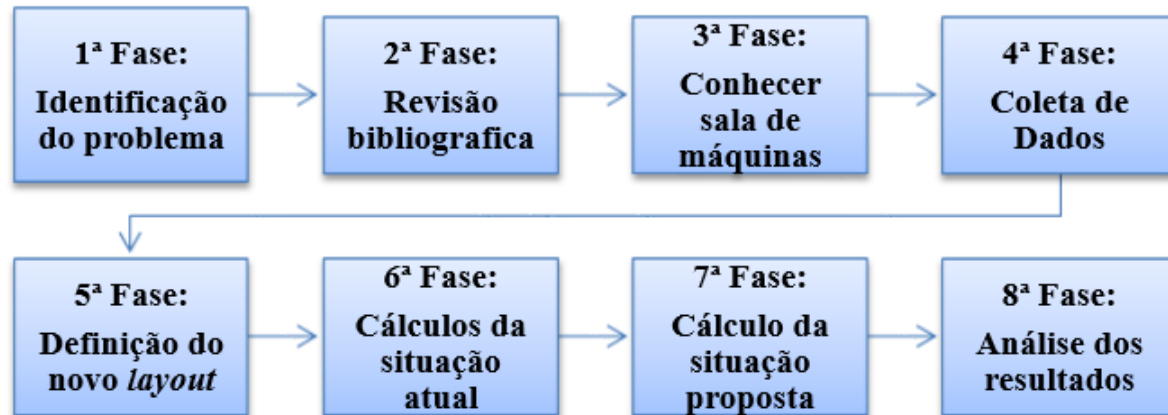
Daniel Daniel Henrique da Silva Saatkamp - Graduado em Engenharia Mecânica
Email: daniel_saatkamp@hotmail.com

Esquema 1 - Ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor.



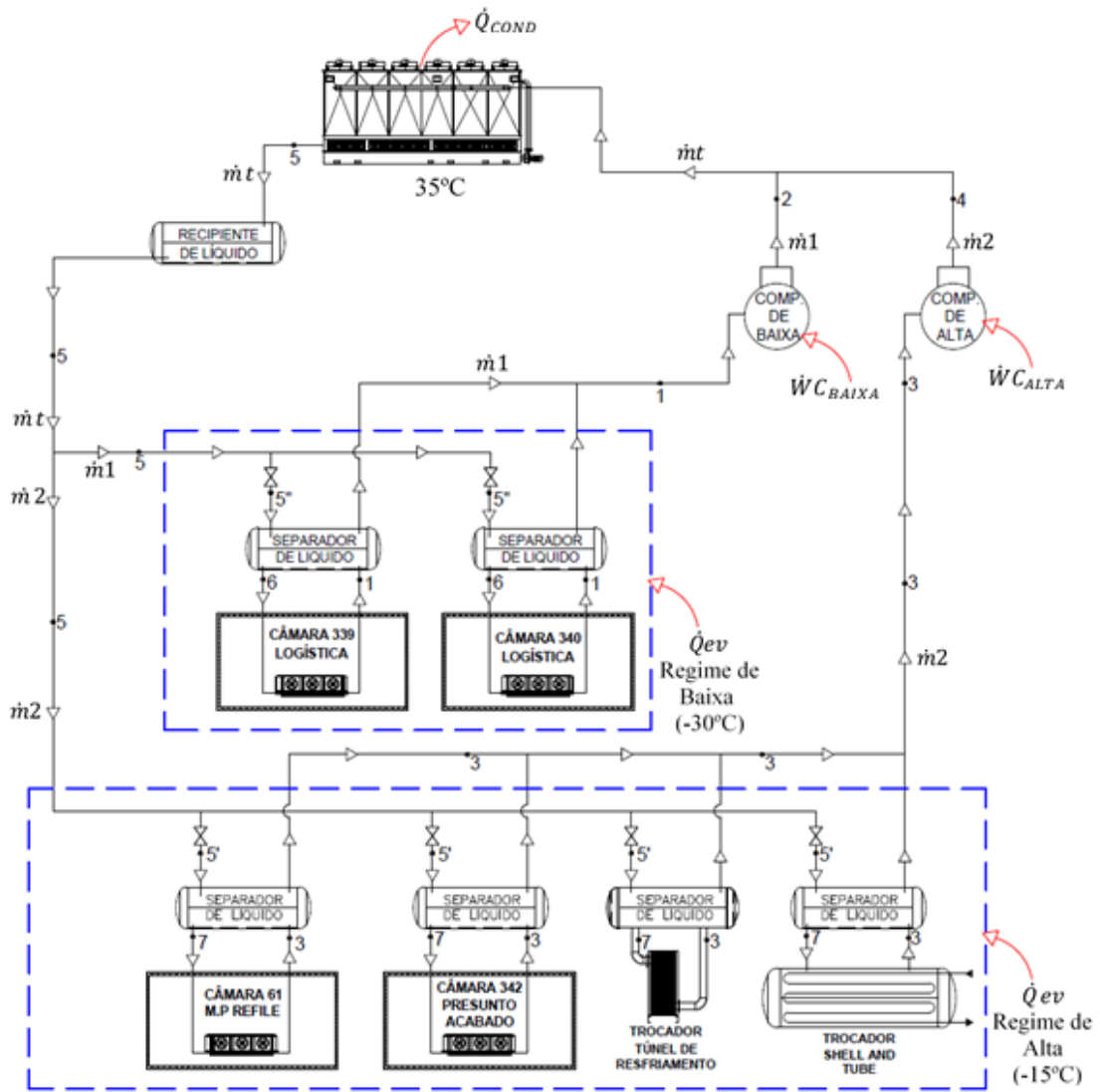
Fonte: Venturini (2005).

Fluxograma 1- Fases para o desenvolvimento do trabalho.



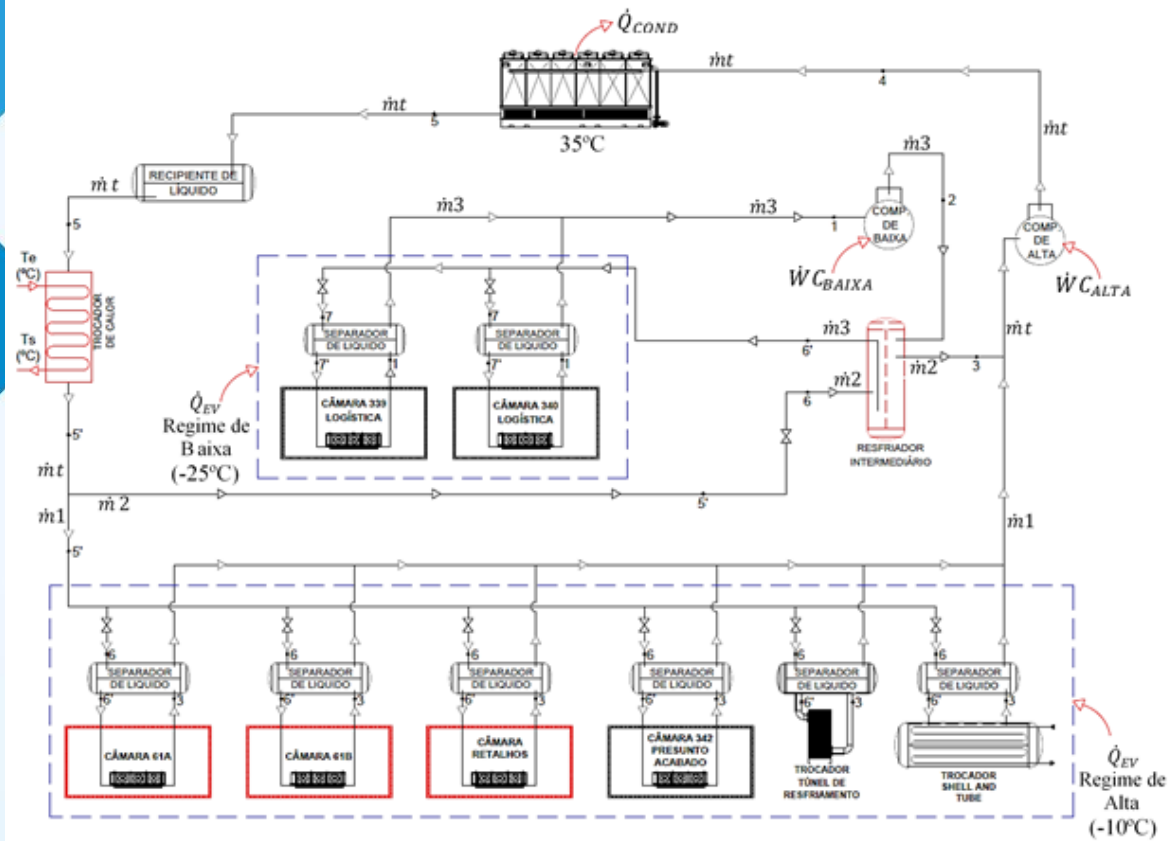
Fonte: Os autores.

Esquema 2 – Representação do sistema de refrigeração atual.



Fonte: Os autores.

Esquema 3 – Representação do sistema de refrigeração proposto.



Fonte: Os autores.

Quadro 1 – Resumo das principais características para o sistema atual e proposto.

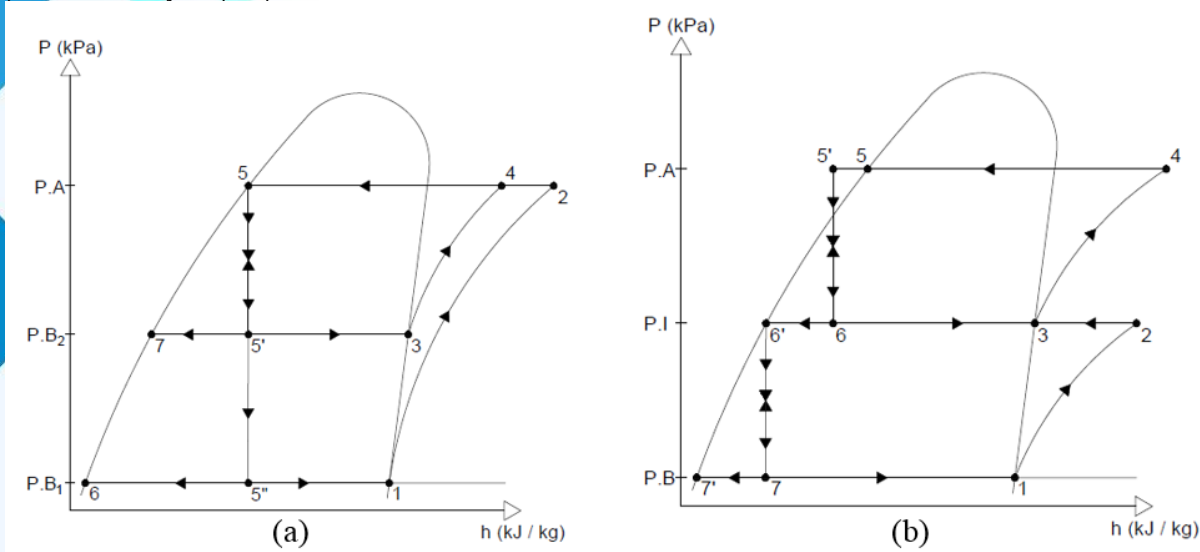
| | Situação Atual | | | Situação Proposta | | |
|---|--------------------------|-------------------------|------------|--------------------------|------------------------|------------|
| | Regime de Baixa (-30 °C) | Regime de Alta (-15 °C) | Total | Regime de Baixa (-25 °C) | Regime de Alta (-10°C) | Total |
| Carga Térmica (kW) | 435,00 | 2.028,00 | 2.463,00 | 435,00 | 2.170,00 | 2.605,00 |
| Potência de Compressão Necessária (kW) | 195,17 | 627,21 | 822,38 | 36,55 | 696,31 | 732,86 |
| Potência de Compressão Disponível (kW) | 220,80 | 736,00 | 956,80 | 220,80 | 736,00 | 956,80 |
| Capacidade de Condensação Corrigida (kW) | | | 3.992,92 | | | 4.042,67 |
| Capacidade de Condensação Disponível (kW) | | | 4.046,50 | | | 4.046,50 |
| COP do Sistema | | | 2,99 | | | 3,55 |
| Custo o/ Energia Elétrica (R\$/mês) | | | 138.948,49 | | | 123.824,44 |

* Dados Disponível correspondem as características nominais para os motores dos compressores e dos condensadores

** Condensação corrigida leva em consideração a altitude do local de instalação que é de 550 m e a TBU que é de 26 °C

Fonte: Os autores.

Esquema 4 - (a) Diagrama de Mollier para a configuração atual e (b) Diagrama de Mollier para a situação proposta.



Fonte: Os autores.