

AVALIAÇÃO DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL QUE UTILIZAM AMÔNIA

Lucas Costa Cranchi, lucas.cranchi@ufu.br¹

Rafaela Gomide Corrêa, rafaelagomide@ufu.br¹

¹Universidade Federal de Uberlândia, Universidade Federal de Uberlândia (UFU), Av. João Naves de Ávila, 2121 - Santa Mônica, Uberlândia - MG, 38408-100.

Resumo. Sistemas de refrigeração a amônia são amplamente utilizados em operações industriais, principalmente, em empresas do ramo alimentício e de bebidas. Devido sua aplicação em larga escala faz-se necessário realizar análises de eficiência e melhorias nesses sistemas. Este trabalho apresenta um diagnóstico técnico-operacional de um sistema de refrigeração industrial que utiliza amônia, visando identificar falhas e propor melhorias para aumentar a eficiência energética e a segurança. A metodologia incluiu a correção do fluxograma da planta, coleta de dados operacionais em campo, análise termodinâmica e inspeções técnicas. Foram identificados três problemas principais: perdas térmicas significativas na tubulação entre o compressor e o condensador por falta de isolamento adequado, o posicionamento inadequado da linha de sucção de um dos compressores e vazamentos de amônia em válvulas com montagem flangeada. Como principais conclusões, propõe-se a aplicação de isolamento térmico com espessura otimizada, que eleva o coeficiente de performance em 3,57 vezes, a instalação de uma válvula solenoide para proteger o compressor e o uso de clamps de vedação como solução de melhor custo-benefício para os vazamentos. O estudo reforça a importância da análise de engenharia para otimizar o desempenho e a segurança de instalações industriais existentes.

Palavras chave: Refrigeração industrial, Amônia, Eficiência energética, Análise termodinâmica

Abstract. Ammonia refrigeration systems are widely used in industrial operations, mainly in food and beverage companies. Due to their large-scale application, it is necessary to carry out efficiency analyses and improvements in these systems. This work presents a technical-operational diagnosis of an industrial refrigeration system that uses ammonia, aiming to identify failures and propose improvements to increase energy efficiency and safety. The methodology included correcting the plant flowchart, collecting operational field data, performing thermodynamic analysis, and conducting technical inspections. Three main problems were identified: significant heat losses in the piping between the compressor and the condenser due to lack of proper insulation, improper positioning of the suction line of one of the compressors, and ammonia leaks in valves with flanged assembly. As key conclusions, the study proposes the application of thermal insulation with optimized thickness, which increases the coefficient of performance by 3.57 times, the installation of a solenoid valve to protect the compressor, and the use of sealing clamps as a cost-effective solution for leaks. The study reinforces the importance of engineering analysis to optimize the performance and safety of existing industrial installations.

Keywords: Industrial refrigeration, Ammonia, Energy efficiency, Thermodynamic analysis.

1. INTRODUÇÃO

Sistemas de refrigeração são amplamente utilizados em operações industriais, principalmente, em empresas do ramo alimentício e de bebidas para conservação dos produtos. Sendo a amônia frequentemente empregada nesses como fluido refrigerante, muito por conta da sua alta eficiência energética, baixo custo operacional e pequeno impacto ambiental.

Tendo em vista a implementação em alta escala deste tipo de sistema nas indústrias é de suma importância análises de eficiência e segurança dos dispositivos implícitos em busca de melhorias no desempenho, redução do consumo energético, prevenção de incidentes e aumento da vida útil dos equipamentos.

A partir disto este trabalho centrou seu estudo na planta de refrigeração a amônia de uma indústria local e a busca de possíveis melhorias a serem implementadas, definindo soluções técnicas para os problemas encontrados com foco na viabilidade econômica e de implementação dessas, a fim de permitir avanços e benefícios a empreendedores de pequeno a grande porte.

2. METODOLOGIA

A execução deste trabalho foi dividida em etapas sucessivas, com o objetivo de realizar um diagnóstico técnico-operacional do sistema. Inicialmente, foi realizada a análise do layout da instalação existente, com revisão do fluxograma da planta fornecida pela empresa. Corrigiram-se incoerências entre o diagrama original e as condições observadas em campo e corroboradas pela teoria. A planta corrigida pode ser visualizada na figura 1, na qual a principal alteração implementada no esquema foi a adição de uma linha de pressão intermediária, devido ao funcionamento do compressor em 2 estágios, e que não constava inicialmente nos desenhos.

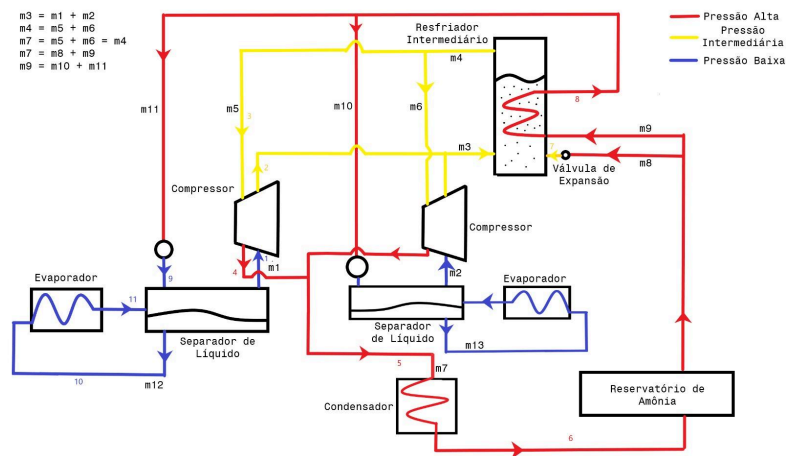


Figura 1: Esquemático da planta Corrigida.

Com a atualização do esquema da planta fez-se necessário a realização de medições com o intuito de verificar a veracidade dos valores de pressão e temperatura antigos. Para isso, usou-se dos dados das linhas de pressão fornecidos pela interface do compressor (34,33; 107,8 e 1088 em kPa para o compressor 1 e 55; 107,8 e 1088 em kPa para o compressor 2), além da medição das temperaturas nas tubulações por meio de um termômetro infravermelho, visto a dificuldade de acesso a estas, já que se encontram em grandes alturas. A partir dessas duas propriedades foi possível determinar os demais parâmetros termodinâmicos de cada estado nos diferentes pontos do complexo, conforme a tabela 1.

Tabela 1: Propriedades Termodinâmicas do sistema.

Posição	h [kJ/kg]	P [kPa]	s [kJ/kg- K]	T [K]	x []
1	1386	34,30	6,501	220,25	1
2	1618	107,8	6,8	331,35	
3	1469	107,8	5,538	279,65	1
4	1678	1089	5,867	372,05	
5	1576	1089	5,576	332,25	
6	328,8	1089	1,445	300,45	
7	1498	107,8	6,404	276,15	
8	274	1089	1,26	288,95	
9	1463	86,16	6,378	258,95	
10	34,88	86,16	0,3535	236,65	0
11	1421	86,16	6,1212	240,15	
21	1516	55	6,792	282,45	
22	1625	107,8	6,821	334,55	1

Posição	h [kJ/kg]	P [kPa]	s [kJ/kg- K]	T [K]	x []
23	1470	107,8	5,517	281,35	
24	1668	1088	5,84	367,95	
25	1668	1088	5,84	332,25	
26	328,8	1088	1,445	300,45	
27	1498	107,8	6,404	276,15	
28	276,4	1088	1,268	289,45	
29	1474	86,16	6,42	263,95	
30	34,88	86,16	0,3535	236,65	0
31	1421	86,16	6,212	240,15	

Após a obtenção de todos os dados citados acima juntamente com a potência dos compressores (aproximadamente 16,5 CV para 33 % da capacidade) realizaram-se cálculos para a definição de dados operacionais extremamente importantes como as vazões mássicas, cargas térmicas e coeficiente de performance.

Neste sentido o primeiro passo necessário foi executar o balanço de energia, conforme a equação 1, em ambos os separadores de líquidos para conseguir obter a razão mássica entre a parcela de amônia que segue ao evaporador e aquela que vai a válvula de expansão. Obtendo uma razão de 0,9474 para o primeiro separador e de 0,9407 no segundo. Na equação 1 “m” representa a massa, “h” a entalpia, e os índices “e” e “s” informam a região de entrada ou saída da propriedade termodinâmica.

$$me[1] * he[1] + me[2] * he[2] = ms[1] * hs[1] \quad (1)$$

Posteriormente, executou-se o balanço de massa de acordo com os caminhos da amônia no sistema, e aplicou-se a primeira lei da termodinâmica (Equação 2), onde Q é o calor e W a potência, e os resultados dos cálculos são apresentados na tabela 2.

$$Q - W + (me * he) - (ms * hs) = 0 \quad (2)$$

Tabela 2: Valores de vazão mássica em cada ponto do sistema.

Região	kg/s
m1 = m5	0,02752
m2 = m6	0,03961
m3 = m4 = m7	0,06713
m8	0,03356
m9	0,03335
m10 = m11	0,01678
m12	0,01591
m13	0,01579

Também por meio da primeira lei foi possível encontrar a carga térmica em kcal/h nos evaporadores 1 e 2, respectivamente, (18959,59; 18822,01), condensador (71977,65) e resfriador intermediário (53456,58).

Por fim, aplicou-se a segunda lei da termodinâmica, na equação 3, que inclui a variação da entropia ($\frac{ds}{dt}$) e do calor ($\frac{1}{T}$) ao longo do tempo, além da entropia gerada (S_{ger}), encontrando os ganhos de entropia conforme a amônia passa

pelos equipamentos e a equação 4 com intuito de obter o COP, coeficiente de performance utilizado em sistemas térmicos para análise de eficiência, a partir do calor trocado no evaporador 1 e a potência consumida pelo compressor 1, sendo o principal indicativo sobre o funcionamento adequado ou não do sistema.

$$\frac{ds}{dt} = (me * se) - (ms * hs) + \frac{1}{T} Q + S_{ger} \quad (3)$$

$$COP = \frac{Q_{e1}}{W_{c1}} \quad (4)$$

A geração de entropia é dada principalmente pelo recebimento de calor pelo fluido como no evaporador e atrito ao passar pelos equipamentos e tubulações ou ser comprimido, como no caso do compressor. Por isso a análise da geração de entropia foi feita apenas nestes equipamentos.

Os valores calculados em kW/K para os compressores 1 e 2, respectivamente, (0,01729 e 0,01394) mostram-se condizentes com o esperado na teoria. Já no caso dos evaporadores 1 e 2, respectivamente, (-0,00006036 kW/K e -0,00005991 kW/K), o valor negativo violaria a segunda lei da termodinâmica que garante os processos como irreversíveis, porém no caso deste trabalho isso se deve a erros associados às medidas de temperatura pelo termômetro infravermelho, o valor apenas na quarta casa decimal corrobora com essa afirmação, indicando que seria um erro pequeno e provavelmente a geração de entropia nos evaporadores teria um valor positivo, mas bem próximo de zero.

Em relação ao COP obteve-se um valor de 1,816 pela fórmula apresentada acima, sendo esse um valor razoável, porém que indica a possibilidade de melhorias.

Após esta primeira análise, a próxima etapa foi realizar uma inspeção técnica detalhada do sistema, a partir de visitas à instalação e estudo dos parâmetros operacionais medidos e calculados. A partir das visitas e inspeção visual, identificaram-se falhas construtivas, e pelo estudo dos parâmetros, problemas que prejudicam a eficiência e consumo energético do sistema. Com base nas falhas identificadas, foram levantadas possíveis soluções para cada problema, considerando viabilidade técnica, custo, tempo de execução e impacto na operação. Algumas dessas soluções foram comparadas entre si a partir de critérios técnicos e operacionais. Vale ressaltar que as informações para seleção das soluções foram retiradas de sites e catálogos de fabricantes e revendedores dos produtos, que atestam a sua eficiência e aplicabilidade.

3. RESULTADOS

A partir da metodologia apresentada na seção anterior, foram identificados e selecionados três problemas para estudo e avaliação de ações corretivas. Esses problemas e suas soluções serão discutidos nessa seção.

3.1. Isolamento em Tubulação

Com as medições de temperatura nas tubulações chegou-se aos valores de 98,9 °C para a saída do compressor 1 e 94,8 °C para o compressor 2. Entretanto, na entrada do condensador, que é o equipamento em sequência, foi medida uma temperatura de 59,1 °C, ou seja, uma diferença de aproximadamente 40 °C, valor muito superior ao esperado. Esse comportamento é atribuído às perdas para o ambiente devido ao deslocamento da amônia no sistema, porém valores tão altos são indicativos da falta de um isolamento adequado na tubulação.

A tubulação não foi projetada para realizar trocas de calor, logo essa transferência de energia está ocorrendo de forma descontrolada o que pode levar a condensação antecipada do fluido antes do condensador, afetando a vida útil do equipamento, além de reduzir a eficiência deste e do sistema como um todo, já que depende-se de altas diferenças de temperatura nos trocadores de calor para um funcionamento adequado. Portanto, foi avaliada uma solução para reduzir essa transferência inadequada de energia e melhorar a eficiência do sistema.

Atualmente o sistema possui compressores alternativos de 2 estágios da marca MyCore de modelo N62WA conectados ao condensador por meio de uma tubulação metálica com diâmetro nominal de 4 polegadas e comprimento de 30 metros.

A partir das informações já apresentadas acima existem algumas soluções para amenizar o problema, porém a solução mais viável é a aplicação de um isolamento adequado na parte da tubulação em questão, o que garantirá que a temperatura de sucção do condensador seja superior à atual. Para isso, é importante utilizar um material com baixa condutividade térmica como a lã de vidro, e que também possui resistência ao fogo, não sendo um facilitador em caso de possíveis incêndios acidentais.

Além do isolante é importante se atentar ao acabamento empregado para revestimento da lã de vidro que está em contato direto com a tubulação externamente, criando uma proteção contra desgastes ao material devido ao ambiente industrial. Para esta aplicação escolheu-se a chapa corrugada de alumínio, que também auxilia no isolamento ao refletir a irradiação da lã de vidro para o ambiente, é um material leve com uma estrutura responsável por evitar deformações devido à expansão térmica.

É importante ressaltar que a solução do isolamento deve obedecer o princípio da espessura econômica, a qual possui uma capacidade considerável de reduzir a perda de energia, mas que tem um custo de material aceitável, visto que uma possível solução seria empregar uma espessura infinita, reduzindo drasticamente as perdas, porém o custo de instalação seria colossal, logo não é uma prática viável.

Para a seleção do isolamento é extremamente importante realizar a análise do fluxo térmico (W/m^2) que este permite ao longo da tubulação. O ideal é buscar um material que apresente isolamento acima de aceitável ($<13,96 W/m^2$). Porém, para tubulações é muito difícil encontrar elementos cilíndricos bi-partidos com espessuras acima de 100 mm, devido entre outras coisas ao peso do material. O mesmo ocorre quando se avaliam mantas como uma possível solução.

Logo, com o intuito de facilitar a instalação, reduzir o peso sobre a estrutura e gerar considerável economia, escolheu-se o isolante tubo tech 6.0 da Insolver, conforme a figura 2, fabricado em lã de vidro e que é encontrado na forma de elementos cilíndricos bi-partidos, e apresenta o menor coeficiente global de transferência de calor para a temperatura média de operação da tubulação de interesse ($79^\circ C$) $0,03668 W/mK$. Importante ressaltar que com a presença de isolante praticamente toda a troca de calor vai ser realizada através dele, por isso pode-se utilizar o coeficiente global de transferência de calor como sendo o do material.

Para o isolante escolhido obteve-se fluxos classificados como ruins ($>17,75 W/m^2$) para todas as espessuras do catálogo, porém que já permitem uma alta redução da energia desperdiçada na tubulação. Para o cálculo foi usada a equação 5, onde U é coeficiente global de transferência de calor do material.

$$q = U * (T_{compressor} - T_{ambiente}) \quad (5)$$

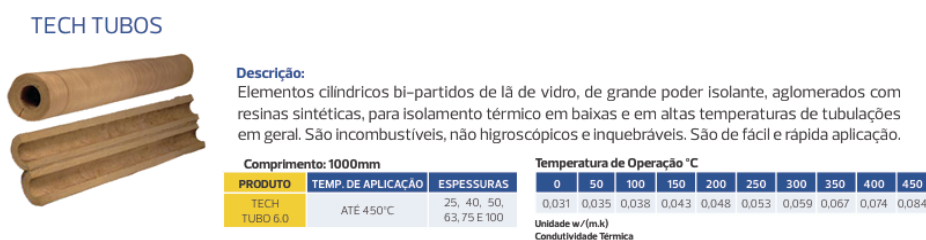


Figura 2: Catálogo Isover para o tubo tech 6.0.

Agora, seguindo o passo a passo definido no trabalho Milcent (2006), para definição de um isolamento adequado, calculou-se o calor total desperdiçado mesmo com o isolamento, a partir da área responsável pela troca térmica ($24,91 m^2$), chegando em um valor de energia em kW, por meio da equação 6 e da diferença de temperatura ΔT . Considerando o sistema trabalhando durante 7008 horas por ano (fator de carga 0,8), e o preço médio do kWh em R\$0,55, de acordo com informações da fornecedora de energia no estado de Minas Gerais, pode-se calcular o custo dessa energia desperdiçada pela equação 7.

$$Q = \text{Área troca} * U * \Delta T \quad (6)$$

$$\text{Custo} = Q * \text{horas/ano} * R\$/kWh \quad (7)$$

Ademais, da energia desperdiçada também é necessário avaliar o custo com material, e isso se dá pelo preço do isolamento, que é de R\$ 0,4624 mm/m, sua área, a área do acabamento necessária, dada pela equação 8, o comprimento da tubulação, e o preço do acabamento. Esse processo resume o custo final para implementação dessa solução.

$$\text{Área acabamento} = L * \pi * (D4 + 0,013) \quad (8)$$

Realizando os cálculos iterativamente considerando diversas espessuras em busca da que resulte o ponto comum com menos calor desperdiçado e menor custo de material, chegou-se aos valores da tabela 3 e a análise da figura 3, que evidenciam a espessura de 75 mm como a ideal.

Tabela 3: Resumo dos valores obtidos pelo processo iterativo em busca da espessura econômica.

Espessura [m]	qFluxo [W/m^2]	qPerdido [kW]	Custo Isolamento [R\$]	Preço Total Acabamento [R\$]	Custo Energia Desperdiçada [R\$]	Custo Total do Isolamento [R\$]	PT [R\$]
0,0254	113,9	1,773	11,74	20,72	6834	373,9	7807
0,04032	71,78	1,319	18,64	24,19	5083	1285	6368
0,05524	52,34	1,11	25,54	27,66	4278	1596	5874

Espessura [m]	qFluxo [W/m ²]	qPerdido [kW]	Custo Isolamento [R\$]	Preço Total Acabamento [R\$]	Custo Energia Desperdiçada [R\$]	Custo Total do Isolamento [R\$]	PT [R\$]
0,07016	41,25	0,9899	32,44	31,13	3815	1907	5723
0,08508	34,02	0,912	39,34	34,6	3515	2218	5733
0,1	28,94	0,8573	46,24	38,08	3304	2529	5834

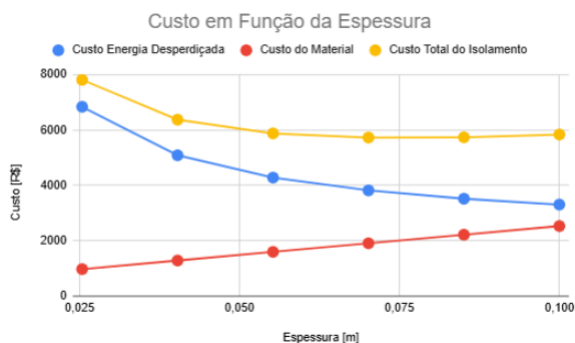


Figura 3: Gráfico de análise da espessura econômica x custo.

Pela imagem acima é fácil perceber que a espessura de 0,75 m forneceu o menor custo final com R\$3705,00 devido ao calor desperdiçado e R\$2008,00 por custo de material, tendo um valor necessário de investimento final de R\$5713,00. Com isso pode-se resumir todos os valores calculados anteriormente, mas agora para a espessura econômica que será implementada de fato, na tabela 4 abaixo.

Tabela 4: Parâmetros calculados para a Espessura econômica.

Área acabamento [m ² /m]	0,8712
Área Troca [m]	24,91
Custo do isolamento devido a espessura a cada metro [R\$]	0,4624
Coefficiente de convecção natural [W/m ² K]	0,4891
Preço total do acabamento [R\$]	32,26
Energia desperdiçada com o isolamento [kW]	0,9612
Diâmetro em 4 [m]	0,2643
Custo com a energia desperdiçada [R\$]	3705
Custo total com o isolamento [R\$]	2008
Custo total com o sistema instalado [R\$]	5713

Com o isolamento já definido é importante analisar como este permite a melhora da eficiência do sistema, já que o condensador funcionará de modo mais adequado, aumentando o QH (calor rejeitado) e, conseqüentemente o COP, pois a potência do compressor é constante, e pela relação da equação 9, o QL (calor absorvido) também será elevado.

$$W = QH - QL \quad (9)$$

Para isso, o primeiro passo é quantificar o calor rejeitado no conjunto tubulação e condensador (QH) atualmente, a fim de comparar esse valor com o após a melhoria. Sendo este de 34,2 kW, facilmente encontrado pela equação 10 abaixo.

$$QH = Wc1 + Qe1 \quad (10)$$

O segundo passo é determinar a nova temperatura de entrada no equipamento (Tisolado), sendo possível encontrá-la ao igualar a equação 11, com a equação 12, através de uma simplificação. T_{médio} é a temperatura média entre a que sai do compressor e a que chega ao condensador após o emprego do isolante e o calor específico (Cp) da equação 11 tem um valor de 2682 J/kg.

$$Q_{iso_{total}} = m[7] * Cp * (T_{compressor} - T_{isolado}) \quad (11)$$

$$Q_{iso_U} = U * Área_{troca} * (T_{medio} - T_{ambiente}) \quad (12)$$

A nova temperatura de entrada do condensador encontrada foi de 93,74 °C, bastando encontrar a entalpia com esse valor e a mesma pressão de saída do compressor, no caso 1665 kJ/kg, para com a primeira lei da termodinâmica calcular o novo calor rejeitado pelo equipamento (QH), sendo esse no valor de 89,7 kW. Logo, o COP após a melhoria apresenta um resultado de 6,386.

Portanto, a partir dos cálculos executados neste trabalho conseguiu-se elevar consideravelmente a performance do sistema, aumentando o COP em 3,57 vezes, além de permitir que a condensadora funcione de modo mais condizente e próximo do esperado.

3.2. Tubulação de Sucção do Compressor

A planta de refrigeração da empresa possui 2 compressores alternativos, dos quais um deles tem a tubulação de sucção instalada na parte de cima da tubulação que advém do evaporador e o outro na parte de baixo. Este segundo caso apresenta um problema, uma vez que caso exista a condensação do fluido refrigerante durante o transporte, por alguma falha na operação, esse condensado tende a se armazenar justamente na parte de baixo da tubulação e posteriormente vai ser admitido pelo compressor, o que atrapalha todo o funcionamento do sistema e diminuiria a vida útil do equipamento.

Além disso, como o óleo lubrificante do compressor circula pelo sistema junto com o refrigerante, ele tende a se depositar em pontos baixos da tubulação. Com a sucção conectada na parte de baixo, o óleo se acumula e não retorna adequadamente ao compressor, podendo causar deficiência mecânica e falha prematura do equipamento, o que não ocorreria se a sucção fosse na parte superior, já que, o gás passa acima e cria um efeito de arraste mais uniforme, misturando-se melhor com o óleo e carregando-o junto para o compressor.

Portanto, tem-se por intuito analisar soluções que resolvam ou reduzam o problema, evitando falhas prematuras de equipamentos e custos constantes de manutenção.

A escolha da melhor solução para mitigar o problema deve levar em consideração a capacidade de proteger o compressor, mas também a forma de instalação e se essa necessita da parada do sistema ou não. Lembrando que para o setor industrial uma paralisação é sempre considerada como algo ruim. Tendo em vista esses pontos, encontrou-se duas soluções para o problema, a primeira é um acumulador de sucção e a segunda uma válvula solenoide de drenagem automática. A tabela 5 apresenta uma comparação direta entre os dois dispositivos, realizada a partir das informações fornecidas pela DUFRI (2024) e a fabricante BONGÁS, já a figura 4 apresenta suas imagens reais.

Tabela 5: Comparação entre os equipamentos analisados para a solução do problema relacionado a tubulação de sucção do compressor.

Critério	Válvula Solenoide	Acumulador de Sucção
Função	Retirar líquido acumulado	Reter e evaporar líquido acumulado, auxiliar no controle de fluxo de fluido no sistema e correta lubrificação do compressor
Capacidade de retenção	Baixa	Alta
Atuação	Periódica	Contínua

Custo	Mais baixo	Mais alto
Tempo de Instalação	Poucas horas	Horas a dias
Manutenção	Simples	Quase inexistente



Figura 4: Acumulador de Sucção e Válvula solenoide de drenagem automática, respectivamente.

Embora, ambos retenham o líquido antes que esse seja succionado pelo compressor, o acumulador de sucção consegue fazer isso com maior eficiência, pois tem uma capacidade de retenção maior e que acontece de forma contínua. Já a válvula solenoide retém uma quantidade menor de líquido e de forma periódica. Porém, para a instalação a válvula solenoide paralisa apenas a tubulação de sucção do compressor com problema, e dada a implementação, rapidamente pode ser interrompida a paralisação. Já o acumulador de sucção é um novo equipamento no sistema, logo o ideal é paralísá-lo por completo, e só após testar se tudo está em conformidade, religá-lo, além de que provavelmente será necessário um reforço estrutural na tubulação para suportar seu peso, aumentando ainda mais o tempo de instalação.

Por fim, o fator decisivo na escolha do equipamento recomendado foi o tempo de parada, pois uma paralisação de muitas horas ou dias em um sistema de refrigeração gera prejuízos enormes na conservação dos alimentos e conseqüentemente ao financeiro da empresa. Logo, a válvula solenoide foi definida como a melhor solução, apesar de ter uma capacidade de retenção reduzida espera-se que caso se condense a amônia será justamente em pouca quantidade e até o óleo acumulado também, portanto será o suficiente para mitigar o problema.

3.3. Vazamento em Válvulas Instaladas

A planta de refrigeração da empresa possui algumas válvulas instaladas diretamente nas tubulações para controle do refrigerante durante o processo. Entretanto, a forma com a qual foram instaladas permite que ocorram alguns vazamentos de amônia, sendo inclusive perceptível pelo olfato, ao se aproximar dessas válvulas. Esse vazamento é um problema para a manutenção e segurança, pois aumenta a necessidade de reposição do refrigerante com maior frequência, gerando custo a empresa, além de que a amônia é um composto tóxico e inflamável, logo um vazamento constante origina riscos à segurança dos trabalhadores.

Antes de iniciar a discussão sobre as soluções propriamente ditas, faz-se necessário o esclarecimento de alguns conceitos relacionados à forma de instalação das válvulas, segundo Acerval (2023).

Montagem flangeada: Este é o tipo de conexão atual utilizada para a instalação das válvulas no sistema. Consiste em dois discos (geralmente metálicos) com um elemento de vedação entre eles, e todo este conjunto é comprimido por parafusos, proporcionando uma instalação fácil e rápida.

Montagem soldada: Utilizada normalmente em sistemas com fluidos extremamente tóxicos, como a amônia, com altas pressões e altas temperaturas. Este tipo de conexão não permite a remoção da válvula da tubulação, mas possui uma garantia maior de vedação, praticamente sem possibilidade de vazamentos por erros de montagem.

Tendo em vistas esses conceitos o ideal para uma erradicação do problema seria alterar a instalação de todas as válvulas flangeadas por soldadas. Para que esse processo ocorra é necessária uma grande parada do sistema, pois, precisa-se desmontar as válvulas instaladas, drenar as linhas de amônia para evitar vazamentos e que seja possível realizar a soldagem sem perigos, já que o fluido refrigerante é altamente inflamável. Este processo exige cuidado, prejudica a preservação dos alimentos, e gera prejuízos financeiros à empresa. Logo, tendo em vista essas informações buscou-se formas alternativas de mitigar os vazamentos em prol da segurança e economia.

Abraçadeira ou Clamp de Vedação: São abraçadeiras metálicas com junta de vedação interna (borracha especial para amônia) que envolvem o ponto de vazamento e comprimem a área sob pressão controlada. A figura 5 apresenta sua imagem real.

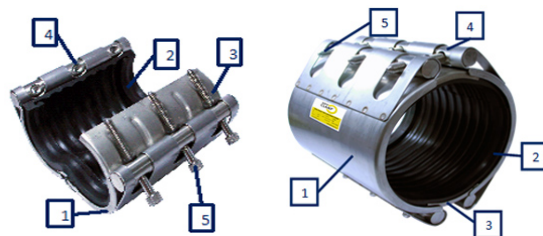


Figura 5: Clamp de Vedação

No caso do sistema com amônia se recomenda juntas de vedação do tipo Viton (borracha sintética a base de fluorocarbono), pois está possui resistência química ao fluido e suporta temperaturas de -95°C a 300 °C. Além disso, o material da parte metálica deve ser de aço inox. Essa solução é uma solução mais duradoura e ideal para vazamentos em flanges. O único ponto negativo é que a depender do espaço/geometria pode ser mais complicada sua instalação.

A tabela 6 apresenta uma comparação desta solução com outras usualmente empregadas para mitigar vazamentos em válvulas e tubulações, segundo Altex (2023); Hydratight (2023) o fabricante Seal Expert.

Tabela 6: Comparação entre as soluções estudadas para a redução do vazamento nas válvulas flangeadas.

	Tipo de Instalação	Durabilidade	Indicação para nível de vazamento	Custo
Selante pastoso (Resina Epóxi)	Rápida e manual	Temporária	vazamentos pequenos	Baixo
Clamp de vedação	Ferramental de ajuste	Meses a anos	Vazamentos moderados a grandes	Médio
Bolsões de vedação pressurizados	Mão de obra especializada	Alguns anos	Grandes vazamentos em altas pressões	Muito Alto

Por fim, ao analisar todas as informações já expostas, conclui-se que a melhor solução para o problema de vazamento nas válvulas flangeadas, é o clamp de vedação, pois apresenta a melhor relação custo benefício entre resolução do problema e complexidade de implementação. Os vazamentos, serão drasticamente reduzidos, sem necessidade de parada do sistema, possibilitando uma fácil desmontagem futuramente para a substituição das flanges por uma instalação soldada.

4. CONCLUSÃO

A análise termodinâmica e estrutural do sistema de refrigeração industrial a amônia permitiu identificar oportunidades significativas de melhoria tanto no desempenho energético quanto na integridade operacional da instalação. A correção do fluxograma da planta e a obtenção de dados reais de pressão e temperatura forneceram uma base confiável para o diagnóstico de falhas.

Dentre os principais problemas encontrados, destacam-se os vazamentos em válvulas flangeadas, a ausência de isolamento térmico em trechos críticos da tubulação (responsável por perdas energéticas) e uma inadequação construtiva na linha de sucção do compressor. Cada uma dessas falhas foi acompanhada de uma proposta técnica de solução, no caso o isolamento de 75 mm de lã de vidro para a tubulação entre o compressor e condensador, o clamp de vedação para reduzir vazamentos nas válvulas flangeadas e a válvula solenóide para evitar que o condensado seja succionado pelo compressor. Foram consideradas tanto alternativas paliativas quanto intervenções corretivas mais robustas.

Portanto, o trabalho contribui de forma prática para a compreensão dos desafios reais enfrentados em instalações industriais que operam com amônia como fluido refrigerante, e reforça a importância do monitoramento contínuo, da análise termodinâmica e da aplicação de boas práticas de engenharia na busca por maior eficiência e segurança operacional.

5. REFERÊNCIAS

ACERVAL. **Montagem da Válvula na Tubulação**. Disponível em: <https://acerval.com.br/montagem-da-valvula-na-tubulacao/>. Acesso em: 1 mai. 2025.

ALTEX. **Guide On How Leak Sealing Enclosures Works**. Disponível em:
<https://www.altexinc.com/company-news/leak-sealing-enclosures-altex-industries/> Acesso em: 1 mai. 2025.

BONGAS. **Válvula Solenóide: Tipos, Funcionamento e Aplicações**. Disponível em:
<https://bongas.com.br/valvula-solenoides-tipos-funcionamento-e-aplicacoes/#:~:text=V%C3%A1lvula%20solenoides%20%C3%A9%20um%20dispositivo,dentro%20do%20mecanismo%20se%20move.> Acesso em: 14 abr. 2025.

DUFRIO. **Refrigeração Comercial: Saiba mais sobre Acumulador de Sucção, Separador de Óleo e Filtro Secador HML**. Disponível em:
<https://blog.dufrio.com.br/ar-condicionado/refrigeracao-comercial-saiba-mais-sobre-acumulador-de-sucacao-separador-de-oleo-e-filtro-secador-hml/>. Acesso em: 14 abr. 2025.

Hydratight. **Online Leak Sealing by Fabricated Enclosure Clamps**. Disponível em:
<https://www.linkedin.com/pulse/online-leak-sealing-fabricated-enclosure-clamps-hydratight/>. Acesso em: 1 mai. 2025.

MILCENT, Paul Fernand. Noções de Isolamento Térmico de Tubulações. **Universidade Federal do Paraná**, Curitiba,

SEAL EXPERT. **Leak Repair Products**. Disponível em:
<https://orangetechnologies.net/wp-content/uploads/2021/07/Full-presentation-SealXpert-pdf.pdf>. Acesso em: 1 mai. 2025.

6. RESPONSABILIDADE PELAS INFORMAÇÕES

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.