

---

**DIMENSIONAMENTO TÉRMICO E HIDRÁULICO DE UM TROCADOR DE CALOR PARA ARREFECIMENTO DO ÓLEO DE UM COMPRESSOR DE PARAFUSO DE AMÔNIA**

**Autor 1 – Felipe Peruzzo**

160347@upf.br

**Autor 2 – Prof. Me. Auro Cândido Marcolan**

marcolan@upf.br

**Comissão Examinadora – Prof. Me. Lucas Zavistanovicz**

lucasz@upf.br

## **RESUMO**

Através da análise de um compressor parafuso de um sistema de refrigeração por compressão de vapor de amônia, que produz uma grande quantidade de calor devido à sua potência de operação, calor esse que aquece o óleo lubrificante, devendo ser resfriado até 50°C para uma maior eficiência de operação e maior durabilidade tanto do óleo como do compressor. Estudou-se o presente projeto com vista ao dimensionamento termo e hidráulico de um trocador de calor para arrefecimento do óleo lubrificante. Foi apresentado o procedimento para o cálculo de um trocador de calor e avaliando os três principais tipos possíveis de serem aplicados, sendo constatado e adquirido um trocador de calor tipo casco e tubo. Com a execução de análises dos problemas apresentados pelo compressor, foi estudado um procedimento de recepção e verificação de operação do trocador de calor, verificando se atenderá o estipulado.

Palavras-chave: trocador de calor; amônia; compressor; óleo lubrificante.

## **1 INTRODUÇÃO**

Os compressores parafuso de amônia são uma entre as várias máquinas térmicas utilizadas no ciclo termodinâmico de refrigeração por compressão de vapor. Tem uma grande importância, pois o mesmo succiona e reduz a pressão do fluido refrigerante, dando a temperatura do regime de trabalho escolhida, como também, comprime o fluido refrigerante no estado gasoso para a máxima liberação de energia proveniente do gás comprimido. Gera assim maior eficiência na condensação, liberando o calor retirado do meio interno para o meio externo por meio dos condensadores.

Esse tipo de equipamento requer uma grande quantidade de óleo lubrificante (por volta de 380 litros), devido seus fusos trabalharem próximos no processo de compressão do gás refrigerante, o que libera uma grande quantidade de calor no processo, em que o óleo o absorve quase por completo, havendo assim a necessidade de um sistema de arrefecimento eficiente.

Em frigoríficos, os tipos mais comuns de sistemas de arrefecimento de óleo para compressores parafusos são: por injeção direta de amônia gasosa de baixa temperatura ou trocadores de calor. Sendo que, por injeção direta, é injetada amônia gasosa de baixa temperatura, diretamente em seus fusos, gerando assim, grandes oscilações de temperatura do óleo, picos de corrente devido à amônia sobressalente do processo de arrefecimento e a diminuição da eficiência em condições mais severas de pressão e temperatura, geralmente em estações mais quentes como no verão. E por meio de trocadores de calor, onde não há contato da amônia usada para o arrefecimento com o óleo do compressor, gerando estabilidade na temperatura do óleo, sendo duplo tubo, casco e tubo e a placas os trocadores de calor mais comuns.

Em um frigorífico de suínos localizado ao norte do estado do Rio Grande do Sul, encontra-se um compressor parafuso da marca Mayekawa, modelo Mycom N250 VMD, com 484.600 Kcal/h de capacidade térmica, que possui o arrefecimento do óleo por meio de injeção direta de amônia gasosa de baixa temperatura. Tendo em vista que o sistema tem pouca estabilidade da temperatura e pensando na redução dos picos de corrente, que se transforma em gasto de energia elétrica e conseqüentemente aumentando a vida útil do compressor e do óleo, pensou-se na substituição da injeção direta pela instalação de um trocador de calor.

A pesquisa se inicia com dados do compressor, que está localizado na sala de máquinas do frigorífico citado acima, que abate 2.100 suínos por dia. Contendo dados do óleo e da amônia, realizando uma pesquisa qualitativa dos modelos de trocadores de calor e cálculos termo hidráulicos, para a realização da escolha do tipo de trocador de calor que mais atenda o processo.

Com a realização do estudo observou-se que a melhor escolha é a do trocador de calor casco e tubo, sendo o mais utilizado em compressores de parafuso de amônia e atende os pré-requisitos do projeto.

## **1.1 Objetivo Geral**

A análise, o estudo e o dimensionamento de um sistema de arrefecimento de óleo para um compressor de parafuso por amônia.

## **1.2 Objetivos Específicos**

Os objetivos específicos deste trabalho são os seguintes tópicos:

- Estudo de sistemas de refrigeração industrial por amônia e sistemas de arrefecimento de compressores de parafuso;
- Determinar parâmetros de escolha de sistemas de arrefecimento de óleo;
- Dimensionar um sistema de arrefecimento para um compressor de parafuso operando com amônia e com capacidade nominal de 484.600,00 kcal/h;

## **2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

Os temas tratados como base bibliográfica no referencial teórico do trabalho têm como objetivo aumentar o conhecimento sobre a pesquisa, buscando informações, teoria baseada em livros, relatórios técnicos, artigos e pesquisas voltadas a área.

## 2.1 O que é Refrigeração Industrial

O sistema de refrigeração industrial é a ciência que trata dos processos de redução e manutenção de temperatura de um espaço ou material, abaixo da temperatura ambiente, que tem por finalidade realizar o controle de temperatura em ambientes climatizados, resfriamento ou congelamento de produtos.

Utilizado amplamente em frigoríficos, indústrias farmacêuticas e áreas afins, basicamente consiste na retirada de calor em um ambiente interno e disperso em um ambiente externo, onde sempre o corpo de maior temperatura sede calor para o de menor temperatura.

## 2.2 Sistema de Refrigeração Industrial

Existem vários tipos de sistemas de refrigeração industrial. Nas indústrias, normalmente encontra-se o sistema de refrigeração mecânica por compressão de vapores.

A refrigeração mecânica por meio de compressão vapores consiste na produção contínua de líquido frigorígeno (refrigerante) no qual, por vaporização, nos fornece a desejada retirada de calor do meio a refrigerar. Neste processo, tanto o calor de condensação como de vaporização, são calores latentes, as trocas térmicas que se verificam isobaricamente nos intercambiadores e passam a ser praticamente isotérmicas, assim se aproximando ao ciclo ideal de Carnot. Em uma instalação de refrigeração desse modelo, basicamente deverá dispor dos seguintes elementos: compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador (CRUZ DA COSTA *et al.*, 1982).

A instalação pode ser tanto por refrigeração por expansão direta, que consistem na retirada do calor do ambiente de modo direto pelo fluido refrigerante no evaporador, como indireta, que consiste em um fluido secundário que troca calor com o fluido refrigerante e é bombeado, o fluido secundário geralmente é água ou salmoura. Neste estudo a instalação é de expansão direta e o gás refrigerante é a amônia.

## 2.3 Ciclo de Refrigeração Mecânica por Compressão de Vapores

Em um ciclo de refrigeração mecânica por compressão de vapores, tanto o resfriamento como a vaporização do fluido são feitos pelo evaporador. Para a sucção, compressão e superaquecimento do gás e conseqüentemente o aumento da pressão, necessita-se do compressor. Já para fazer o vapor retornar a fase líquida, necessita-se do condensador, e a válvula de expansão é utilizada para redução de pressão e aumento da velocidade do fluido ao injetar o líquido no evaporador (MONTEIRO *et al.*, 2005).

Como mostra a Figura 1, os componentes básicos do sistema de refrigeração são: no ponto 2, saída do compressor, vapor superaquecido após o trabalho de compressão. Ponto 3, saída do condensador, fase líquida após a realização da troca de calor latente para expelir o calor. Ponto 4, saída da válvula de expansão, com perda de pressão e calor e no ponto 1, saída do evaporador após absorver calor de um ambiente e trocar calor latente antes de ser succionada pelo compressor.

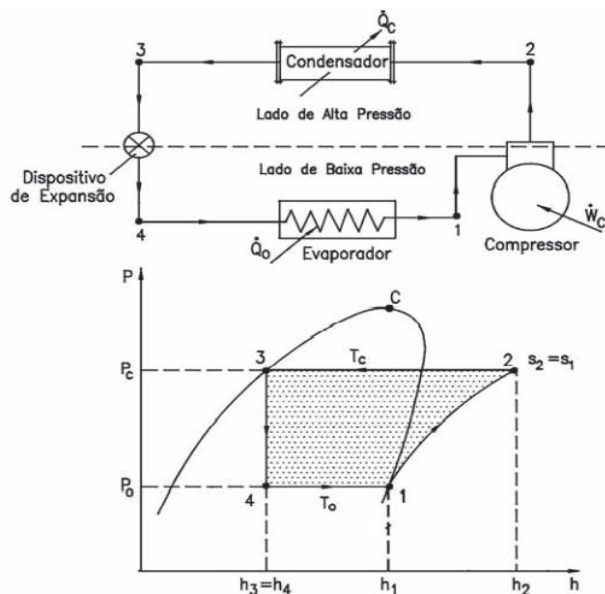


Figura 1 – Componentes do Ciclo de Refrigeração  
(Fonte: Monteiro et al., 2005)

## 2.4 Primeira Lei da Termodinâmica

A lei afirma que a energia não pode ser criada e nem destruída, mas sim transformada de uma forma para outra, ou transferida por calor ou trabalho, (KREITH *et al.*, 2010). Com ênfase no ciclo de refrigeração por compressão de vapor, a um balanço de energia que integra a primeira lei da termodinâmica.

O balanço de energia do ciclo de refrigeração por compressão de vapor é feito considerando-se que o sistema opera em regime permanente nas condições de projeto. Os sistemas reais e teóricos têm comportamentos idênticos, tendo o ciclo real apenas um desempenho inferior ao ciclo teórico, (MONTEIRO et al., 2005).

## 2.5 Segunda Lei da Termodinâmica

Uma máquina térmica é um dispositivo que opera seguindo um ciclo, realizando trabalho líquido positivo (conforme a convenção de sinais para trabalho) e trocando calor líquido positivo. Em outras palavras, é um dispositivo cuja finalidade é produzir trabalho a ser utilizado para algum fim útil (externamente ao ciclo), mediante ao recebimento de calor de um reservatório em temperatura elevada e a cessão de parte do mesmo para outro reservatório em temperatura mais baixa (SARAIVA *et al.*, 2019).

### 2.5.1 Ciclo de Carnot

O ciclo de Carnot é um modelo teórico útil para a compreensão de um ciclo de refrigeração. Dentre os possíveis ciclos frigoríficos, o de Carnot se destaca por se tratar de um ciclo ideal (reversível) que opera entre dois níveis de temperatura, sendo o que apresenta maior eficiência. Como dito logo acima, o ciclo de Carnot é ideal, não podendo ser realizado na prática, mas sim sendo usado como modelo. Uma das razões de usar esse ciclo é a relativa simplicidade de avaliação da influência das temperaturas de operação, como também, é relacionado com o fato do ciclo de Carnot representar o limite máximo de eficiência de

operação de um ciclo, (STOECKER; JA-BARDO *et al.*, 2002).

Assim, qualquer ciclo real, operando entre os mesmos níveis, deve apresentar uma eficiência inferior àquela do ciclo de Carnot, os principais componentes são: compressão adiabática e reversível (sem atrito), rejeição de calor a temperatura constante (isotérmica), expansão adiabática e reversível em um motor térmico e remoção isotérmica de calor de um ambiente a baixa temperatura, (STOECKER; JABARDO *et al.*, 2002). Na Figura 2, vemos o diagrama temperatura por entropia de um ciclo Carnot.

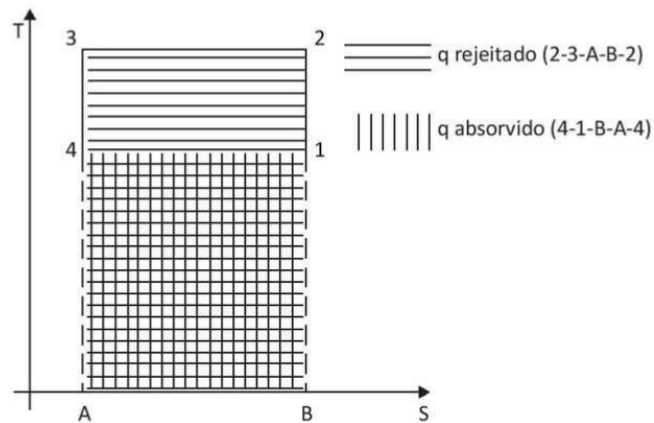


Figura 2 – Ciclo de Carnot  
(Fonte: STOECKER; JABARDO *et al.*, 2018)

## 2.6 Tipos de Compressores de Refrigeração

Em um sistema de refrigeração existem três tipos construtivos de compressores:

- Compressores herméticos;
- Compressores semi-herméticos;
- Compressores abertos.

Desses três tipos construtivos de compressores, somente o compressor tipo aberto pode ser usado em sistemas de refrigeração por amônia. Neste tipo de compressor o motor elétrico é instalado fora do corpo do compressor, não tendo, desta forma, qualquer contato do cobre do motor com a amônia. Isso é necessário, pois o cobre e a amônia são incompatíveis, podendo a amônia causar oxidação severa no enrolamento de cobre do motor, deteriorando o motor.

O acionamento do compressor é feito por ligação direta do eixo do motor ao eixo do compressor, ou por meio de correias estrategicamente instaladas para ligar o motor ao compressor. Compressores abertos podem ser do tipo alternativo a pistão ou do tipo parafuso.

## 2.7 Compressor Alternativo de Pistão

Compressores alternativos podem variar de simples estágio ou duplo estágio (booster). Basicamente, consistem na compressão de amônia gasosa succionada e comprimida pelos pistões do compressor, superaquecendo o gás para sua eventual condensação. Na Figura 3, observa-se um exemplo típico de compressor alternativo de pistão.

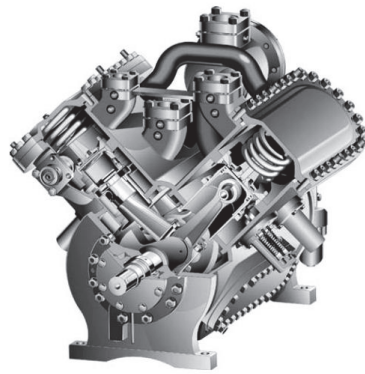


Figura 3 – Compressor Alternativo  
(Fonte: DINÇER, IBRAHIM *et al.*, 2010)

## 2.8 Compressor Rotativo Parafuso

Nas indústrias que necessitam de sistemas de frio para seu funcionamento, utiliza-se compressores do tipo parafuso duplo, no qual seu desenvolvimento data da década de 30, tendo se popularizado na Europa, para aplicações frigoríficas, nas décadas de 50 e 60. Esse modelo de compressor apresenta inúmeras vantagens sobre os alternativos, destacando-se pelo seu tamanho e redução de partes móveis, mas apresenta desvantagens como menor eficiência em condições de carga parcial (STOECKER; JABARDO *et al.*, 2002).

### 2.8.1 Construção

Um compressor parafuso típico, selado com óleo, é uma máquina de deslocamento positivo que possui dois rotores acoplados, montados em mancais para fixar suas posições na câmara de trabalho numa tolerância estreita em relação à cavidade cilíndrica, ilustrado na Figura 4. O rotor macho tem um perfil convexo, ao contrário do rotor fêmea, que possui um perfil côncavo. A forma básica dos rotores é semelhante a uma rosca sem-fim, com diferentes números de lóbulos nos rotores macho e fêmea. Qualquer um dos dois rotores pode ser impulsionado pelo motor, mas quando o rotor fêmea é acoplado ao motor com uma relação entre os lóbulos de 4+6, a capacidade é 50% maior que o acoplamento feito no rotor macho, sob as mesmas condições. O torque é transferido diretamente de rotor para rotor e o sentido da rotação é fixo. O dispositivo de acionamento é geralmente conectado ao rotor macho, e este aciona o rotor fêmea por meio de uma película de óleo, sendo que o ciclo de operação possui três fases distintas: sucção, compressão e descarga (FACULDADE UNICEN, São Paulo, 2010).

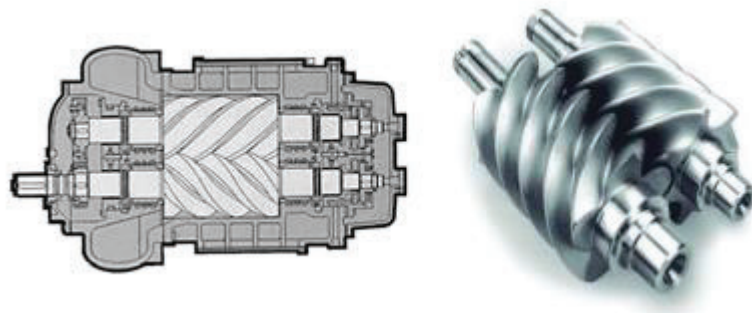


Figura 4 – Rotores de um Compressor Parafuso  
(Fonte: KOVACEVIC. *Screw Compressors*, London, 2005)

## 2.8.2 Funcionamento

Quando os rotores giram, os espaços entre os lóbulos se abrem e aumentam de volume. O gás então é succionado através da entrada e preenche o espaço entre os lóbulos, quando os espaços entre os lóbulos alcançam o volume máximo, a entrada é fechada. Os lóbulos do rotor macho começarão a encaixar-se nas ranhuras do rotor fêmea no fim da sucção. Os gases provenientes de cada rotor são unidos numa cunha em forma de “V”, com a ponta desse “V” situada na intersecção dos fios, no fim da sucção, posteriormente, em função da rotação do compressor, inicia-se a redução do volume no “V”, ocorrendo a compressão do gás. O compressor parafuso não possui válvulas para determinar quando a compressão termina, a localização da câmara de descarga é que determina quando isto acontece. São utilizadas duas aberturas: uma para descarga radial na saída final da válvula de deslizamento e uma para descarga axial na parede da descarga. Estas duas acarretam uma liberação do gás comprimido internamente, permitindo que seja jogado na região de descarga do compressor. O posicionamento da descarga é muito importante, pois controla a compressão, (FACULDADE UNICEN, São Paulo, 2010).

A Figura 5 mostra o funcionamento do compressor parafuso, na parte superior a entrada de fluido (a) na fase gasosa e na parte inferior a saída. À medida que os rotores giram, o gás deixa a região de entrada penetrando no espaço livre que compreende a reentrância do rotor fêmea (b), conforme o lóbulo do rotor macho progride em virtude da rotação, o volume ocupado pelo gás diminui resultando na compressão (c).

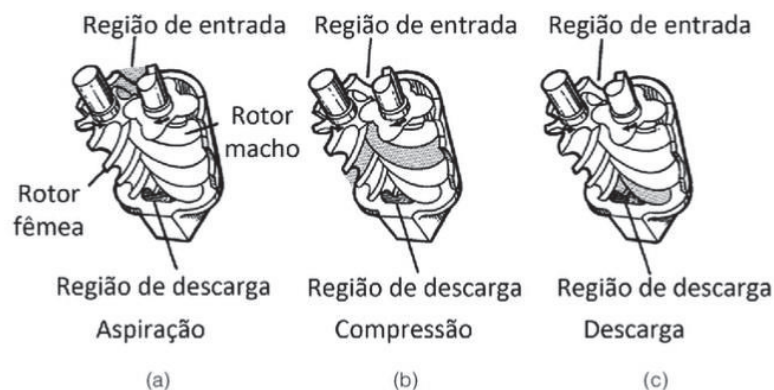


Figura 5 – Princípio de Funcionamento do Compressor Parafuso  
(Fonte: Stoecker; Jabardo et al., 2018)

## 2.8.3 Sistemas de Óleo de um Compressor Parafuso

A injeção de óleo cumpre muitas funções úteis no compressor parafuso. Entretanto, se este óleo não for desejável em outras partes do sistema de refrigeração, será preciso a utilização de um separador de óleo. A mistura do gás de descarga e óleo que deixa o compressor é dirigida ao separador de óleo onde há uma mudança de direção e uma grande redução na velocidade. As partículas de óleo maiores são encaminhadas para o reservatório por gravidade, enquanto que as partículas menores e a fumaça são carregados para os filtros de coalescência (aderência), onde se chocam com as fibras do filtro e coalescem (aderem) com as gotículas maiores, as quais são recolhidas no reservatório e retornam para a região de baixa pressão do compressor, (FACULDADE UNICEN, São Paulo, 2010).

Além de remover o óleo da linha de gás, o separador também permite que qualquer gotícula de refrigerante presente no tanque principal absorva calor e vaporize, ou borbulhe na superfície do óleo, fornecendo ao óleo a pureza necessária para a reintrodução no compressor,

conforme mostra a Figura 6, o sistema de separação de óleo de um compressor parafuso. A maioria do calor da compressão é transferida para o óleo durante a compressão, esta energia deve ser removida por um sistema de arrefecimento do óleo. Os três sistemas mais comuns são: arrefecimento à água, por termossifão ou injeção de líquido. Mesmo que o resfriamento a ar seja possível, este não é tão utilizado como os três sistemas acima que serão descritos a seguir (FACULDADE UNICEN, São Paulo, 2010).

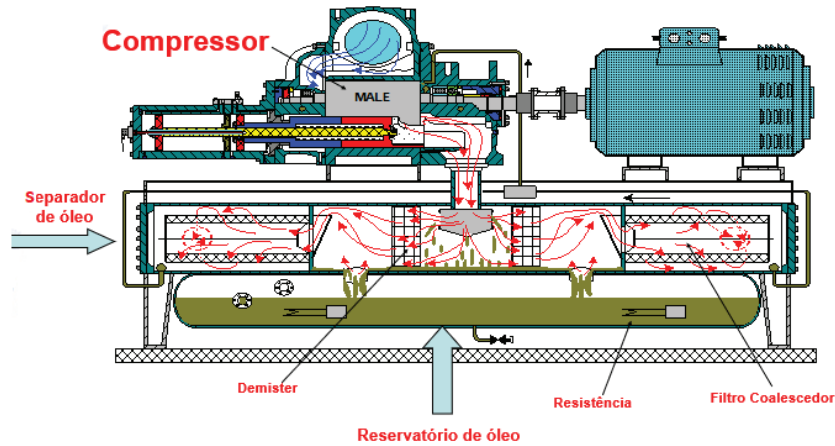


Figura 6 – Sistema de Separação de Óleo de um Compressor Parafuso  
(Fonte: JOHNSON CONTROLS, SABROE.)

#### 2.8.4 Arrefecimento a Água

O óleo quente deixa o separador passando através de um filtro antes da bomba de óleo. Este óleo é bombeado através de um trocador de calor, onde o calor é rejeitado numa corrente de água ou glicol. O óleo quente entra no lado do casco do trocador e a água ou glicol nos tubos. O óleo resfriado retorna ao compressor para a lubrificação dos fusos, como mostra o esquema da Figura 7. A primeira desvantagem deste sistema envolve o custo inicial para a manutenção do sistema de água ou glicol, e o risco da ruptura dos tubos ou encaixe se as condições da água não forem apropriadas, sem contar as incrustações que a água pode causar, mas com o uso de glicol elimina o risco de incrustações, (FACULDADE UNICEN, São Paulo, 2010).

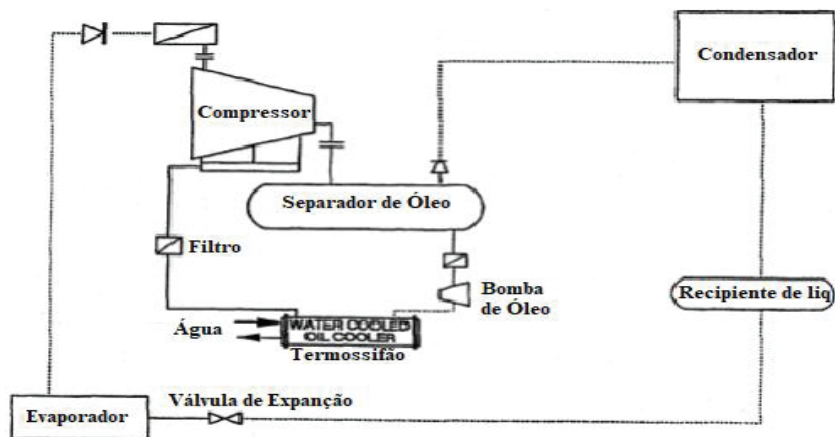


Figura 7 - Ciclo de Resfriamento do Óleo a Água  
(Fonte: FACULDADE UNICEN, 2010)



### 2.8.5 Arrefecimento por Termossifão

Atualmente, o termossifão é um tipo comum de arrefecimento de óleo em instalações industriais. O sistema termossifão é semelhante ao sistema à água, a única diferença é que a água é substituída por um fluido refrigerante em ebulição. O óleo quente entra no lado do casco do trocador e o refrigerante nos tubos e troca-se calor. O vapor gerado neste processo é direcionado para o condensador onde libera calor e retorna para o tanque de líquido, como mostra o esquema da Figura 8. Este sistema é muito utilizado, pois praticamente não requer manutenção e não afeta o desempenho do compressor. A instalação possui um baixo custo, e a tubulação pode ser ocasionalmente modificada (FACULDADE UNICEN, São Paulo, 2010).

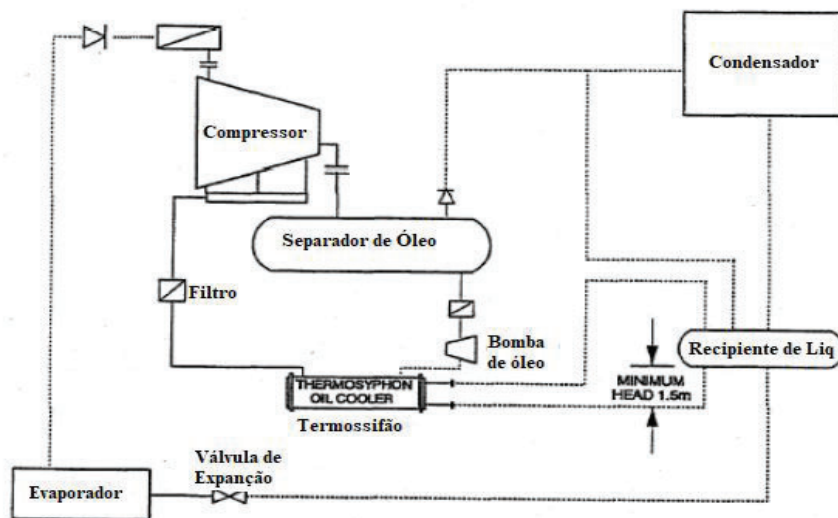


Figura 8 - Ciclo de Resfriamento do Óleo por Termossifão

Fonte: (FACULDADE UNICEN, 2010)

### 2.8.6 Arrefecimento por Injeção de Líquido

A injeção de líquido resfria o óleo pela injeção direta de fluido refrigerante na região de baixa pressão na câmara de compressão. O fluido refrigerante na forma de líquido passa por uma válvula de expansão que diminui sua pressão e aumenta sua velocidade, fazendo a expansão do fluido, diminuindo sua temperatura, assim se tornando um gás. O mesmo, é injetado acima dos fusos do compressor junto ao óleo, assim resfriando o óleo lubrificante, por uma válvula solenoide que no qual com um sinal do compressor pela sua IHM (Interação Homem-Máquina) acionam a válvula quando a temperatura do óleo excede um valor pré-determinado, pelos parâmetros do fabricante. Porém, o líquido expandirá na sucção como vapor, com um grande acréscimo no volume específico, reduzindo a quantidade de gás que pode ser succionado, como mostra o esquema da Figura 9. Isto causa uma redução na capacidade do compressor, com influência em altas razões de compressão, baixo custo inicial e pouca manutenção, entretanto, as perdas de potência e capacidade fazem-na pouco atrativa para a maioria das aplicações com alto calor de compressão (FACULDADE UNICEN, São Paulo, 2010).

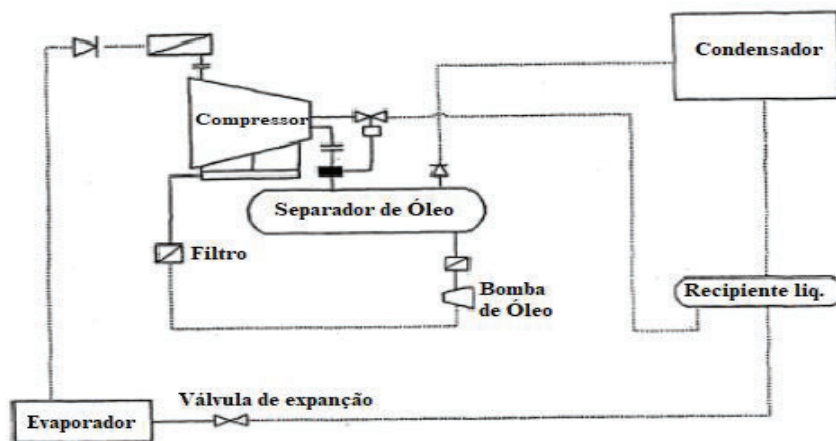


Figura 9 - Ciclo de Resfriamento do Óleo por Injeção Direta de Líquido  
 Fonte: (FACULDADE UNICEN, 2010)

## 2.9 Trocadores de Calor

Trocadores de calor são dispositivos que fornecem a transferência de energia térmica entre dois ou mais fluidos em diferentes temperaturas. Os trocadores de calor são usados em uma ampla variedade de aplicações, como produção de energia, indústrias mecânicas, químicas e alimentícias, entre outras.

Trocadores de calor podem ser classificados de variadas formas, entre as quais pode-se destacar por recuperadores e regeneradores, processos de transferência de calor por contato direto ou por contato indireto. Geometria de construção, tais como tubos, placas e superfícies estendidas, mecanismos de transferência de calor de fase única ou de duas fases. Arranjos de fluxo do escoamento dos fluidos: paralelos, contrafluxos e fluxos cruzados, entre outras formas. (KAKAÇ *et al.*, 2012). Exemplos dessas classificações, são trocadores de calor tipo duplo tubo, casco e tubo, condensadores e evaporados, a placas do tipo de estrutura juntada e em espiral, trocadores com tubos com aletas, entre vários outros em inúmeras aplicações.

Neste trabalho se dará ênfase ao estudo de três tipos de trocadores de calor, que são comumente empregados para refrigeração de óleo de compressores. São eles:

- Trocadores de calor tipo duplo tubo;
- Trocadores de calor tipo casco e tubo;
- Trocadores de calor tipo placas.

A seguir apresenta-se uma breve descrição desses trocadores de calor e das suas faixas de aplicações.

### 2.9.1 Trocadores de Calor tipo Duplo Tubo

Consiste basicamente, em dois tubos montados concentricamente um dentro do outro, com terminais em cada tubo para guiar os fluidos de uma seção para a próxima. O tubo interno pode ter aletas longitudinais soldadas a ele, para aumentar a área de transferência de calor, (PUBLISHING *et al.*, 1983). Um fluido flui através do tubo interno (lado do tubo) e o outro flui através do espaço anular (anel), o tubo interno é conectado por curvas de retorno em forma de U, encerradas em uma caixa de curva de retorno.

Um trocador de calor de duplo tubo, conforme a Figura 10, que também são chamados de trocadores de calor em gancho, são usados normalmente para aquecimento e resfriamento de pequenas quantidades de fervura e condensação no lado do fluido do processo, podem ser

de fluxo paralelo ou contrafluxo. Esta configuração também é muito adequada para um ou mais fluidos em alta pressão devido ao menor diâmetro dos tubos. Também existem, multitubos aletados ou nus, onde as aletas aumentam a superfície de transferência de calor por unidade de comprimento, (KAKAÇ *et al.*, 2012).

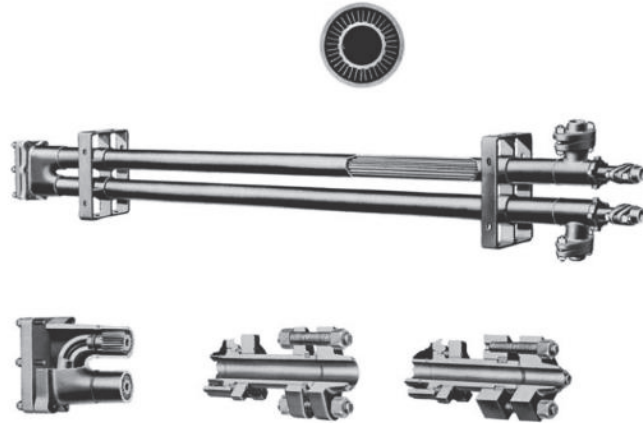


Figura 10 - Trocador de Calor de Duplo Tubo  
*Fonte: (KAKAÇ et al. 2012)*

### 2.9.2 Trocadores de Calor tipo Casco e Tubo

Trocadores de calor casco e tubo são o tipo mais versátil, usados em indústrias de processo, em usinas convencionais e nucleares, como condensadores, geradores de vapor e aquecedores de água de alimentação. São propostos para muitas aplicações de energia alternativa, incluindo oceânica, térmica e geotérmica, eles também são usados em alguns sistemas de ar condicionado, refrigeração e indústrias alimentícias e químicas (KAKAÇ, 2012).

Trocadores de calor tipo casco e tubo são construídos com feixes de tubos (matriz de tubos), montados em grandes cascas cilíndricas com o eixo do tubo paralelo ao eixo da casca. Uma corrente de fluido flui através dos tubos, enquanto a outra flui no lado do casco, de forma que o escoamento do lado do casco seja quase perpendicular ao feixe de tubos. Isso é possível pelas colocações estratégicas de placas metálicas (chicanas) que forçam o escoamento perpendicular ao feixe de tubos (KAKAÇ *et al.*, 2012).

O correto posicionamento das chicanas e com o número adequado de tubos na matriz tubular e sua forma de distribuição geométrica, garante a troca de calor dentro dos limites térmicos requeridos para a perda de carga máxima admissível. Sem dúvida, essa é a configuração mais básica e mais comumente utilizada nas indústrias, devido sua boa área de transferência de calor para volume e peso, de fácil construção, com ampla gama de tamanhos e grandes robustez (PUBLISHING *et al.*, 1983).

A Figura 11 apresenta, esquematicamente, um trocador de calor tipo casco e tubo e a nomenclatura de suas várias partes. Vale ressaltar que esse é um trocador de calor denominado BEM, (TEMA *et al.*, 2007), sendo uma das configurações possíveis dentre várias existentes.

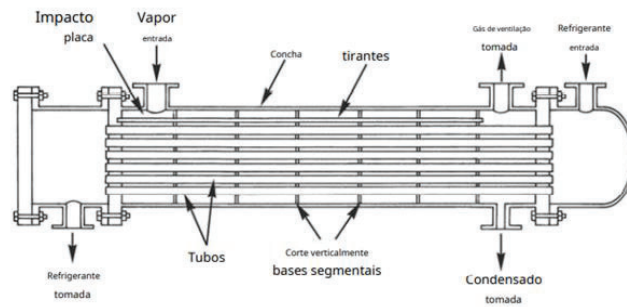


Figura 11 - Trocador de Calor de Casco e Tubo  
 Fonte: (KAKAÇ *et al.*, 2012)

### 2.9.3 Trocadores de Calor tipo Placas

Trocadores de calor tipo placa, foram introduzidos nos anos de 1930, inicialmente nas industriais alimentícias devido à sua facilidade de limpeza e manutenção. Seu projeto atinge a maturidade na década de 1960 com o desenvolvimento de placas com geometrias mais eficazes, melhores técnicas de montagem e materiais aprimorados. Essa evolução abriu caminho para outras aplicações que antes eram restritas aos trocadores de calor tipo casco e tubo, sendo uma alternativa muito atrativa.

O projeto dos trocadores de calor tipo placas é altamente especializado, devido aos poucos dados disponíveis para placas e seus arranjos, diferentemente dos trocadores de calor tubulares, para os quais estão disponíveis dados e métodos de projeto. Os fabricantes desenvolveram seus próprios procedimentos de projeto computadorizados aplicáveis aos trocadores que comercializam.

Trocadores de calor tipo placas, conforme a Figura 12, consistem em uma série de placas finas com superfícies enrugadas ou onduladas, que separam os dois fluidos que escoam, nos espaços formados entre as duas placas, assim trocando calor entre si. O projeto e a vedação apropriados permitem que uma pilha de placas seja mantida unida por parafusos de compressão que unem as placas a base, assim não havendo a mistura e nem o vazamento dos fluidos para o exterior (KAKAÇ *et al.*, 2012).

A vedação ao redor das placas controla quais canais os fluidos podem escoar, sendo que a combinação adequada das placas permite que haja escoamento com fluxo em paralelo, em série ou misto. Isso possibilita a combinação de taxas de fluxo de calor, capacitâncias térmicas e requisitos de temperaturas bastante amplas. As placas são projetadas para que durante sua montagem a superfície de contato entre elas seja suficiente para um perfeito isolamento dos dois fluidos, tendo uma boa resistência (PUBLISHING *et al.*, 1983).

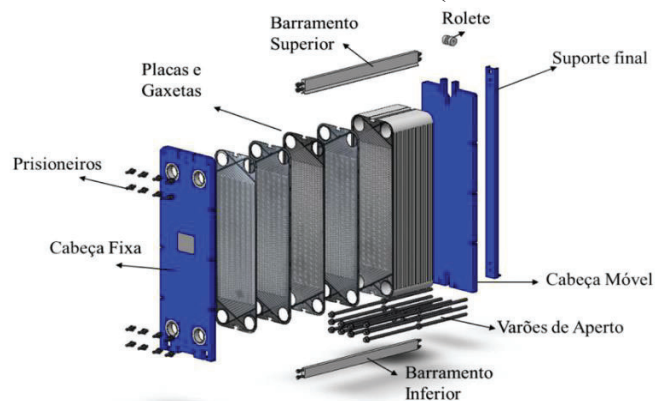


Figura 12 - Trocador de Calor a Placas  
 Fonte: (ICP Latin América, São Paulo, 2021)

## 2.10 Comparativo entre os Trocadores de Calor

Cada modelo de trocador de calor tem pontos positivos e negativos, em relação à sua aplicação. A Tabela 1 apresenta, de forma resumida, esses vários pontos para melhor comparação e escolha do modelo adequado.

<b>Tipo</b>	<b>Pontos positivos</b>	<b>Pontos negativos</b>
<b>Trocador de calor tipo duplo tubo</b>	Flexibilidade de aplicação	Volumosos
	Disposição da tubulação	Alto custo por unidade de área de transferência de calor
	Facilidade de montagem, fabricação, manutenção e limpeza	
	Facilidade de controle da distribuição do fluxo de fluido	
<b>Trocadores de calor tipo casco e tubo</b>	Fácil Montagem, Fabricação, Manutenção e Limpeza	Volumosos
	Flexibilidade de Aplicação	Alto custo por unidade de área de transferência de calor
	Grande Robustez	
	Grande Área de Transferência de Calor	
<b>Trocador de calor tipo placas</b>	Totalmente Desmontável	Limitação de Pressão e Temperatura
	Fácil limpeza	Difícil Montagem, Fabricação
	Altas Taxas de Transferência de Calor	Alta Queda de Pressão
	Compactos e leves	Elevado Índice de Incrustação

Tabela 1 - Comparativo dos Trocadores de Calor

*Fonte: (Autor, 2021).*

## 3 METODOLOGIA - PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Nessa etapa, serão descritas a metodologia utilizada para a medição de parâmetros, estudo das variáveis, para a interpretação e cálculos baseado nas referências bibliográficas. A Figura 13 mostra o fluxograma metodológico.

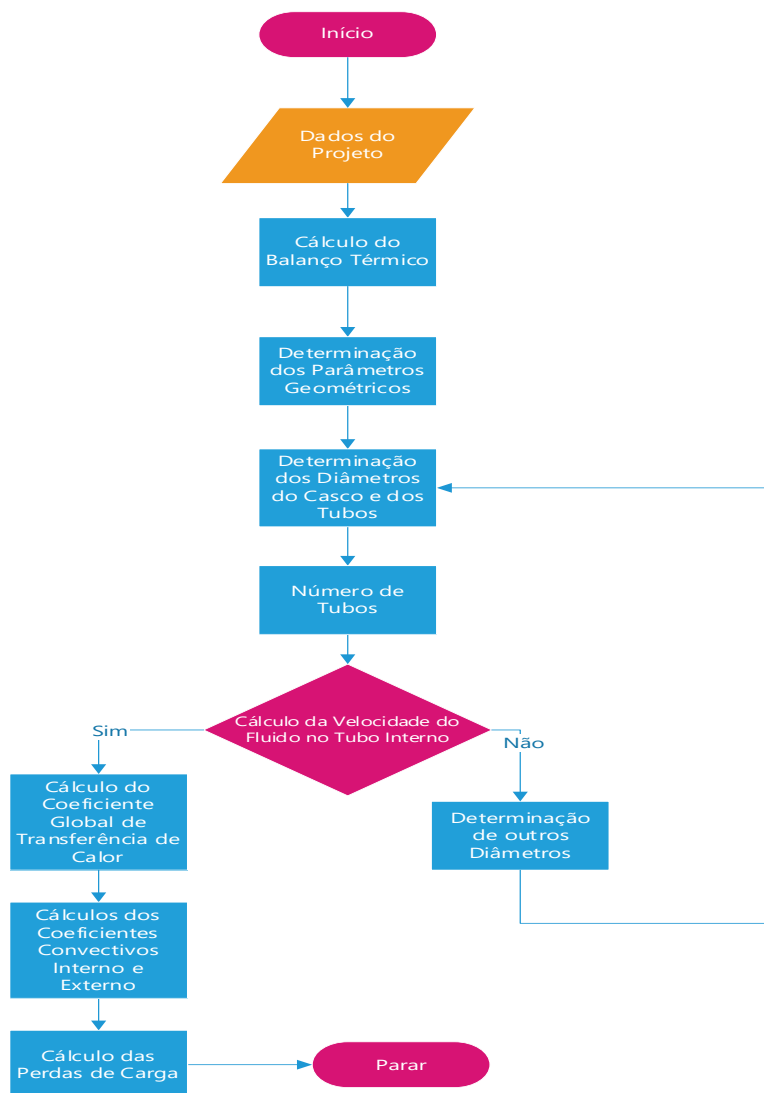


Figura 13 - Fluxograma Metodológico  
 Fonte: (Autor, 2021).

### 3.1 Dados para Realização do Pré-dimensionamento Termo Hidráulico do Trocador de Calor

Para a realização do cálculo termo hidráulico do trocador de calor foram feitos levantamento de dados do compressor, bem como das propriedades físicas dos fluidos utilizados (óleo e amônia), apresentados na Tabela 1 e Tabela 2.

Dados do Compressor Parafuso para Amônia						
Máquina fabricante Mayekawa	Modelo	Regime de trabalho	Capacidade térmica (kcal/h)	Potência do motor (CV)	Modelo da bomba de óleo	Vazão da bomba de óleo (L/min)
Mycon	N 250 VMD	-35/+35 °C	484.600,00	500	M 60 P - F	150

Tabela 2 - Dados do Compressor Parafuso  
 Fonte: (Autor, 2021).

Dados dos Fluidos					
Fluidos	Temperatura (°C)	Densidade (kg/m <sup>3</sup> )	Calor Especifico (kJ/ (kg.K))	Viscosidade (kg/ (m.s))	Condutividade Térmica (W/ (m.K))
Óleo	50	935,2	1,826	0,041254	0,126
Amônia	35	587,65	1,5547	0,0001196	0,4581

Tabela 3 - Dados dos Fluidos

Fonte: (Autor, 2021).

### 3.2 Sequência de Cálculos para o Dimensionamento do Trocador de Calor

Nessa etapa serão desenvolvidas e descritas as sequências dos cálculos para o dimensionamento termo hidráulico de um trocador de calor casco e tubo, para o arrefecimento do óleo de um compressor de parafuso de amônia.

#### 3.2.1 Balanço Térmico

A partir dos requisitos térmicos do fluido que será resfriado (óleo, nesse caso), determinam-se os requisitos para o fluido de resfriamento (amônia). Isso é realizado usando-se a primeira lei da termodinâmica, conforme Equação 1:

$$Q = \dot{m}c_p \Delta T|_{\text{ÓLEO}} = \dot{m}c_p \Delta T|_{\text{amônia}} \quad (1)$$

Onde:

Q = Fluxo de calor (W)

$\dot{m}$  = Vazão mássica (kg/s)

$c_p$  = Calor específico (J/kg K)

$\Delta T$  = Diferença das temperaturas (°C)

Uma vez que são conhecidas as temperaturas terminais do óleo, além do seu fluxo mássico, é possível estabelecer o fluxo mássico da amônia e as temperaturas terminais de operação. Na Equação 2 é usado o balanço, por facilidade, assim usando a variação da entalpia e não o calor específico da amônia, sendo f do fluido frio e q do fluido quente:

$$Q = \dot{m}_f(h_{sf} - h_{ef}) \Rightarrow \dot{m}_f = \frac{\dot{m}_q c_{p,q}(T_{eq} - T_{sq})}{(h_{sf} - h_{ef})} \quad (2)$$

Onde:

Q = Fluxo de calor (W)

$c_p$  = Calor específico (J/kg K)

T = Temperatura (“e” entrada, “s” saída) (°C)

$\dot{m}$  = Vazão mássica (kg/s)

h = Entalpia (“e” entrada, “s” saída) (J/ kg)

#### 3.2.2 Determinação dos Parâmetros Geométricos do Trocador de Calor

Determinados os fluxos mássicos e as temperaturas terminais do trocador, determina-se a área necessária para troca de calor. Isso é realizado, inicialmente, assumindo um valor para o coeficiente global de troca de calor e determinando-se a área necessária para a troca de

calor. Conhecida a área pode-se determinar o número e o comprimento total dos tubos, de acordo com a Equação 3:

$$Q = UA\Delta T_V \Rightarrow \Delta T_V = F\Delta T_{ln} \quad (3)$$

Onde:

$Q$  = Fluxo de calor (W)

$\Delta T_V$  = Diferença das temperaturas verdadeira (°C)

$\Delta T_{ln}$  = Diferença das temperaturas média logarítmicas (°C)

$A$  = Área (m<sup>2</sup>)

$U$  = Coeficiente global de transferência de calor (W/m<sup>2</sup> K)

$F$  = Fator de correção da temperatura média logarítmica

Onde  $F$  é um fator de correção da temperatura média logarítmica ( $\Delta T_{ln}$ ), para trocadores de calor casco e tubo em contracorrente ( $F = 1$ ). A diferença de temperatura logarítmica é definida conforme Equação 4:

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \Rightarrow (\Delta T_1 = T_{q,e} - T_{f,s}) \text{ e } (\Delta T_2 = T_{q,s} - T_{f,e}) \quad (4)$$

Onde:

$\Delta T$  = Diferença das temperaturas (°C)

$\Delta T_{ln}$  = Diferença das temperaturas logarítmicas (°C)

$T_q$  = Temperatura do fluido quente sendo (“e” entrada, “s” saída) (°C)

$T_f$  = Temperatura do fluido frio sendo (“e” entrada, “s” saída) (°C)

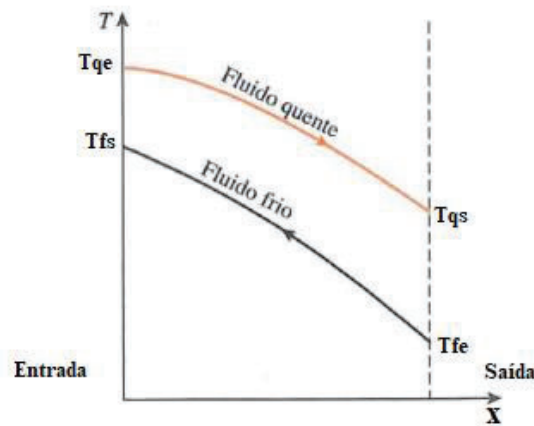


Figura 14 - Gráfico de Temperatura de Entrada x Saída

Fonte: (Autor, 2021)

O próximo passo é definir os parâmetros geométricos, escolhendo o tubo interno e o externo. O tubo interno terá diâmetro interno  $D_{ti}$  e diâmetro externo  $D_{te}$ . O tubo externo (casco) terá diâmetro interno  $D_{ci}$  e diâmetro externo  $D_{ce}$ . A espessura da parede dos tubos é determinada pela pressão estática de operação do tubo. Assim, a área necessária para satisfazer a troca de calor requerida é definida pela Equação 5:

$$\left. \begin{aligned} Q &= UA\Delta T_{ln} \\ A &= \pi D_{te} L_t \end{aligned} \right\} \Rightarrow L_t = \frac{Q}{\pi D_{te} U \Delta T_{ln}} \quad (5)$$

Onde:

$Q$  = Fluxo de calor (W)

$\Delta T_{ln}$  = Diferença das temperaturas logarítmicas (°C)



U = Coeficiente global de transferência de calor (W/m<sup>2</sup> K)  
 $L_t$  = Comprimento do tubo do trocador de calor (m)

O diâmetro do tubo interno  $D_{ti}$  é determinado pela velocidade do escoamento. Para fluidos pouco viscosos a velocidade do escoamento deve ficar entre 1 a 2 m/s, já para fluidos mais viscosos a velocidade deve ser menor, esta é uma primeira aproximação, pois a perda de carga máxima admissível deverá limitar a velocidade do escoamento. O comprimento do trocador de calor ( $L$ ) não deverá ser maior que 6 m por questões estruturais e pela possibilidade de desalinhamento do tubo em relação ao casco, assim, escolhe-se o comprimento do trocador. No caso de mais de um trocador de calor, eles serão conectados em paralelo, sendo uma alternativa o trocador casco e tubo, independente da escolha a sequência de cálculos é basicamente a mesma.

O número de tubos  $N_t$  ou de trocador de calor, determina a quantidade de tubos que estarão no interior do casco do trocador de calor, determinado pela Equação 6:

$$N_t = \frac{L_t}{L} \quad (6)$$

Onde:

$L_t$  = Comprimento do tubo do trocador de calor (m)  
 $L$  = Comprimento do trocador de calor (m)

Calculando o  $N_t$  determina-se a velocidade no interior do tubo ( $V_t$ ), sendo afetada diretamente pela quantidade de tubos no trocador de calor, se a velocidade não estiver dentro da faixa recomendada, determina-se outro diâmetro de tubo, portanto para a realização do cálculo da velocidade utiliza-se a Equação 7:

$$\dot{m} = \rho V_t A_t = \rho V_t N_t \left( \frac{\pi}{4} D_{ti}^2 \right) \Rightarrow V_t = \frac{4\dot{m}}{\rho \pi N_t D_{ti}^2} \quad (7)$$

### 3.2.3 Cálculo do Coeficiente Global de Transferência de Calor

Determina o quão bem o calor é transferido através de uma série de resistências, sendo a medida de energia térmica. A análise térmica e o desenho de um trocador de calor requerem a aplicação da Primeira Lei da Termodinâmica, para um trocador geral, o modelo termodinâmico fornece uma transferência geral ou total de energia, conforme Equação 8.

$$-q_{perda} + \sum \dot{E}_{entrada} - \sum \dot{E}_{saída} = 0 \quad (8)$$

Onde:

q = Fluxo de calor (W)  
 $\dot{E}$  = Energia interna (J)

A taxa de transferência dada pela Equação 9, pode ser equacionada com o coeficiente de transferência de calor geral, ou a resistência térmica geral e a diferença média real entre os fluidos quente e frio para concluir o modelo.

$$q = (\dot{m}c_{p,f})(T_{f,saída} - T_{f,entrada}) = (\dot{m}c_{p,q})(T_{q,entrada} - T_{f,saída}) \quad (9)$$

Para trocadores de calor, a área da superfície interna de transferência de calor é  $(2\pi r_i L)$  e a área externa é  $(2\pi r_o L)$ , portanto para determinar o coeficiente global de transferência de calor baseado pela área externa é  $A_o$  e a baseada pela área interna é  $A_i$ . Na Equação 10 é baseada pela área externa.

$$U_o = \frac{1}{\left(\frac{A_o}{A_i h_i}\right) + \left(\frac{A_o \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi K L}\right) + \left(\frac{1}{h_o}\right)} \quad (10)$$

Na Equação 11 é baseada pela área interna.

$$U_i = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_i}\right) + \left(\frac{A_i \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi K L}\right) + \left(\frac{A_i}{A_o h_o}\right)} \quad (11)$$

Onde:

$U$  = Coeficiente global de transferência de calor ( $U_o$  baseado na área externa e  $U_i$  baseado a área interna) ( $W/m^2 K$ )

$A_i$  = Área interna ( $m^2$ )

$A_o$  = Área externa ( $m^2$ )

$K$  = Condutividade térmica ( $W/m K$ )

$h$  = Entalpia (i fluido do tubo interno e 0 do tubo externo) ( $J/ kg$ )

$L$  = Comprimento ( $m$ )

$r_i$  = Raio interno ( $m$ )

$r_o$  = Raio interno ( $m$ )

Uma vez que os diâmetros são muito próximos e a condutividade do tubo (aço) é alta, o coeficiente global normalmente é escrito como mostra a Equação 12:

$$U = \left[\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + R_{inc}\right]^{-1} \quad (12)$$

Onde:

$U$  = Coeficiente global de transferência de calor

$h$  = Entalpia (i fluido do tubo interno e 0 do tubo externo) ( $J/ kg$ )

$R_{inc}$  = Resistência devido às incrustações

Sendo que os fatores de incrustação influenciam em seu rendimento térmico, sendo o coeficiente global limpo ( $U_{oc}$ ) tendo uma maior capacidade de troca térmica por unidade de comprimento, que o coeficiente global sujo ( $U_{of}$ ), devido ao aumento da resistência térmica causada pelo acúmulo de particulado. Assim sendo, a limpeza é algo de grande importância para o aumento da eficiência térmica de qualquer tipo de trocador de calor.

### 3.2.4 Cálculo do Coeficiente Convectivo Interno

O coeficiente convectivo é calculado a partir do número de Nusselt ( $Nu$ ) e depende do número de Reynolds ( $Re$ ) e do número de Prandtl ( $Pr$ ), além das propriedades de transporte.

Para escoamento do interior do tubo, usa-se o diâmetro do tubo interno ( $D_{ti}$ ) e o coeficiente convectivo interno ( $h_i$ ), para escoamento laminar ( $Re < 2000$ ), calculando o número de Nusselt como mostra a Equação 13:

$$Nu = \frac{h_i D_{ti}}{k} = 1,86 Re Pr \left( \frac{D_{ti}}{L} \right)^{0,33} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (13)$$

Onde  $(\mu/\mu_w)$  é a relação entre a viscosidade do fluido avaliada na temperatura média de mistura e a temperatura média da parede, sendo  $k$  o coeficiente de condutividade térmica do fluido. O comprimento  $L$  é o caminho percorrido pelo fluido após a mistura ou homogeneização que ocorre na entrada do tubo ou após um misturador (*cut-and-twist*).

Para escoamento em regime de transição ( $2100 < Re < 10000$ ) poucas equações são disponíveis, pois essa é uma faixa de grande instabilidade. A maioria dos autores sugere não trabalhar nessa faixa de número de Reynolds, a menos que não haja nenhuma alternativa. Para regime turbulento ( $Re > 10000$ ) ao contrário do regime de transição existem várias equações disponíveis. Neste trabalho usaremos a equação de Sieder-Tate, conforme Equação 14:

$$Nu = \frac{h_i D_{ti}}{k} = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,33} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (14)$$

Onde:

Nu = Número de Nussel

Re = Número de Reynolds

Pr = Número de Prandtl

$k$  = coeficiente de condutividade térmica do fluido (W/m K)

$(\mu/\mu_w)$  = Relação entre viscosidade

$D_{ti}$  = Diâmetro tubo interno (m)

$h_i$  = Entalpia (J/ kg)

### 3.2.5 Cálculo do Coeficiente Convectivo Externo

O coeficiente convectivo externo encontra-se ao lado do ânulo, as equações para cálculo do coeficiente convectivo são as mesmas, porém a diferença é a utilização do diâmetro hidráulico conforme Equação 15:

$$D_h = 4 \frac{\text{área do escoamento}}{\text{perímetro molhado}} \quad (15)$$

Cálculo do diâmetro hidráulico ( $D_h$ ) usando um único tubo no trocador de calor tipo casco e tubo calcula-se conforme Equação 16:

$$D_h = 4 \frac{\pi (D_{ci}^2 - D_{te}^2)}{4 \pi D_{te}} \Rightarrow D_h = \frac{(D_{ci}^2 - D_{te}^2)}{D_{te}} \quad (16)$$

Onde:

$D_{ci}$  = Diâmetro casco interno (m)

$D_{te}$  = Diâmetro tubo externo (m)

Para o caso de múltiplos tubos no interior do casco, calcula-se o diâmetro hidráulico ( $D_h$ ) conforme Equação 17:

$$\left. \begin{aligned} A &= \frac{\pi}{4} (D_{ci}^2 - N_t D_{te}^2) \\ P &= N_t \pi D_{te} \end{aligned} \right\} \Rightarrow D_h = 4 \frac{\frac{\pi}{4} (D_{ci}^2 - N_t D_{te}^2)}{N_t \pi D_{te}} \Rightarrow D_h = \frac{D_{ci}^2 - N_t D_{te}^2}{N_t D_{te}} \quad (17)$$

Onde:

$A$  = Área (m<sup>2</sup>)

$D_{ci}$  = Diâmetro casco interno (m)

$D_{te}$  = Diâmetro tubo externo (m)

$N_t$  = Número de tubos do trocador de calor

$P$  = Perímetro molhado (m)

Quando se acrescenta mais tubo no trocador de calor modelo casco e tubo, a troca térmica poderá ser mantida com diâmetros de casco e tubo menores, devido ao aumento do número de tubos em um casco de menor diâmetro, que suprem a demanda termo hidráulicas e consequentemente reduziram o custo do projeto.

### 3.2.6 Estimativa da Temperatura da Parede

Inicialmente a temperatura de parede, necessária para corrigir o número de Nusselt é ignorada. Calculado os valores dos coeficientes de película dos dois lados, faz-se o balanço térmico na parede do tubo, conforme Equação 18:

$$h_i(T_i - T_w) = h_e(T_w - T_e) \Rightarrow T_w = \frac{h_i T_i + h_e T_e}{h_i + h_e} \quad (18)$$

Onde:

$h$  = Entalpia (“i” tubo interno “e” tubo externo) (J/ kg)

$T$  = Temperatura (“i” tubo interno “e” tubo externo) (°C)

$T_w$  = Temperatura da parede (°C)

Notando que a resistência devido à parede do tubo foi ignorada, pois ela é muito baixa, consequentemente a diferença de temperatura através da parede do tubo é desprezível. Com a temperatura da parede calculada corrige-se os coeficientes convectivos e prossegue-se os cálculos. Esse é iterativo, porém é bastante rápido, não necessitando mais que três iterações.

### 3.2.7 Perda de Carga

A queda de pressão ou, mais precisamente, a variação de energia expressa em altura manométrica entre a entrada e a saída é conhecida como a perda de carga ( $\Delta p$ ). O fluido (óleo) que sai do compressor em nosso caso, passa por tubulações, curvas e equipamentos, sofrendo perdas de carga até a saída do trocador de calor, sendo de grande necessidade que a pressão seja suficiente para vencer as perdas até o final do processo, a velocidade de escoamento está intimamente associada a perda de carga do trocador de calor. A perda de carga no interior do tubo é calculada conforme a Equação 19:

$$\Delta p = f \frac{L}{D_{ti}} \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (19)$$

Onde:

$L$  = Comprimento do trocador de calor (m)

$D_{ti}$  = Diâmetro do tubo interno (m)

$V$  = Velocidade de escoamento (m/s)

$\rho$  = Peso específico (kg/m<sup>3</sup>)

$f$  = Fator de fricção

De acordo com o diagrama de Moody, o fator de atrito ( $f$ ) é calculado em função do número de Reynolds e rugosidade relativa.

### 3.3 Planilha para Cálculo do Trocador de Calor

Com a coleta dos dados efetuada, foi construída uma planilha eletrônica, para o pré-dimensionamento termo hidráulico do trocador de calor. A modelagem matemática do trocador de calor foi realizada a partir de bibliografias especializadas, como (KREITH et al., 2010) e (KAKAÇ et al., 2012), entre outros, baseando nessas referências foi elaborado um roteiro de cálculos que foi implementado em uma planilha eletrônica, assim facilitando no dimensionamento do trocador de calor.

Também foram construídos gráficos das propriedades de transporte dos fluidos (amônia e óleo), versus temperaturas. Estes gráficos são mostrados nas figuras A1 e A2 do apêndice. Também foram obtidos os polinômios de interpolação, usando mínimos quadrados.

### 3.4 Pré-dimensionamento Termo Hidráulico do Trocador de Calor

A partir da planilha eletrônica construída, observou-se que para o pré-dimensionamento do trocador de calor, haveria a necessidade de dimensionar um entre os três tipos estudados, determinando também o fluido de resfriamento que será usado. Após a análise, foi optado pelo trocador de calor do tipo casco e tubo e não o duplo tubo, devido sua vasta aplicação em compressores de amônia, também foi determinado à amônia como fluido refrigerante para o óleo, pela sua abundância no ciclo, por se tratar de um fluido com baixo índice de incrustação e de sua boa capacidade térmica.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo, serão apresentadas as evoluções do presente trabalho, com ênfase no detalhamento dos problemas que levaram a realização do presente projeto e seus resultados.

### 4.1 Motivos da Instalação do Trocador de Calor

A ideia inicialmente era basicamente a estabilização de dois parâmetros do compressor: a temperatura do óleo (°C) e corrente do motor elétrico (A). Sem contar na capacidade do compressor (%), sendo como meta, que o mesmo trabalhe sempre em sua máxima capacidade de trabalho (100 %), não importando a estação do ano.

O óleo do compressor é resfriado pela injeção direta de amônia gasosa de baixa temperatura, logo acima de seus fusos, conforme a figura 14, ao injetar essa amônia que é sobressalente do processo de refrigeração, ela passa por uma válvula de expansão, onde a amônia que é direcionada dos reservatórios, expande se transforma de líquido em gás, perdendo temperatura e pressão, resfriando o óleo e conseqüentemente o compressor. Mas ao

mesmo tempo o compressor deve comprimir amônia gasosa sobressalente do processo de refrigeração, deixando de comprimir somente amônia do processo de refrigeração e assim perdendo eficiência no ciclo.

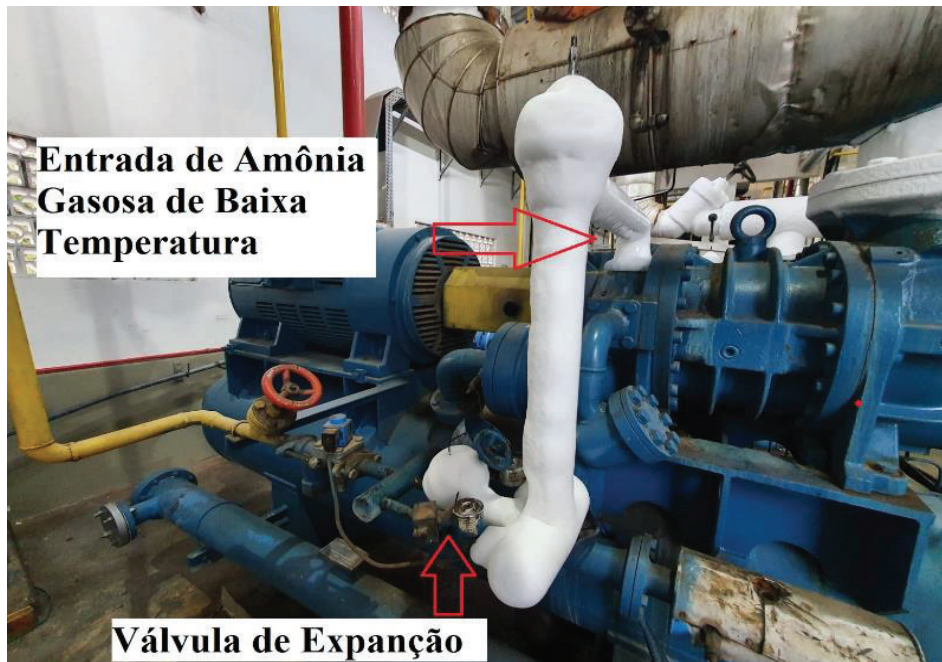


Figura 15 – Injeção Direta do Compressor de Parafuso de Amônia Mycom  
*Fonte: (Autor 2022)*

Em períodos mais quentes consequentemente de pressões de descarga elevadas na casa dos 14 Bar, a temperatura do gás após a expansão é maior em relação há dias mais frios, com pressões na casa dos 10 Bar, sendo que ao injetar essa amônia gasosa o compressor recebe uma carga térmica sobressalente do processo de refrigeração, assim exigindo mais da máquina e, consequentemente, dando picos de corrente próximas ou acima da nominal do compressor, na casa dos 670 A “amperes”, sendo que acima dessa corrente o mesmo desarma por sobrecarga da corrente do motor, assim tendo a vida útil da máquina drasticamente reduzida.

Segundo a fabricante do compressor Mycom, a temperatura do óleo lubrificante ideal para trabalho, é na faixa de 50 °C, para seu melhor rendimento. Ao exceder essa temperatura de óleo, acima da faixa de 60 °C, o mesmo carboniza, perdendo suas propriedades. Segundo informações do fabricante do óleo lubrificante Klueber Summit, sem contar que sua vida útil é drasticamente prejudicada e reduzida, havendo a antecipação da troca total de óleo da máquina que possui uma carga de 380 litros ao custo de R\$ 80,00 ao litro de óleo, contabilizando um total de R\$ 30.400,00 por troca completa, sem contar as possíveis substituições de filtros de óleo e coalescer que aumentam consideravelmente o custo da troca.

Após essa explicação dos motivos que levaram ideia da melhoria e instalação do trocador de calor para arrefecimento do óleo do compressor de parafuso de amônia, pensou-se em aumentar a vida útil tanto do compressor e seus componentes como do óleo lubrificante, uma redução do consumo de energia elétrica, manutenção, trocas de óleos precoces e um maior rendimento térmico do compressor e consequentemente do ciclo de refrigeração, sendo que a figura 15 apresenta o compressor antes da instalação do trocador de calor tipo casco e tubo da marca Mayekawa.



Figura 16 – Compressor de Parafuso de Amônia Mycom N250 VMD Antes da Instalação.  
*Fonte: (Autor 2022)*

## 4.2 Propostas dos Fluxogramas do Ciclo de Refrigeração

Com a instalação do trocador de calor tipo casco e tubo, o fluxograma de funcionamento do ciclo de refrigeração da planta será atualizado, sendo que a amônia responsável pelo arrefecimento do óleo não terá mais contato direto com os fusos do compressor, aumentando assim sua vida útil e diminuindo as oscilações da temperatura de óleo, corrente do motor elétrico e aumentando do rendimento térmico e hidráulico do compressor.

### 4.2.1 Antes da instalação do trocador de calor

No modelo de resfriamento por injeção direta de amônia gasosa de baixa temperatura, a amônia sai do recipiente de líquido, na forma líquida a alta pressão e temperatura, por diferença de pressão o fluido percorre a tubulação até chegar em uma válvula de expansão, expandido a amônia líquida, transformando o fluido totalmente em gás com baixa pressão e temperatura, assim sendo direcionado ao lado esquerdo dos fusos do compressor de parafuso, fazendo o resfriamento tanto do óleo como do compressor. O compressor deve comprimir toda a amônia com sua carga térmica sobressalente do ciclo de refrigeração da planta, após a compressão da amônia, a mesma é condensada e voltará no reservatório de líquido. Na imagem 16, podemos observar o fluxograma do compressor de parafuso com injeção de amônia gasosa.

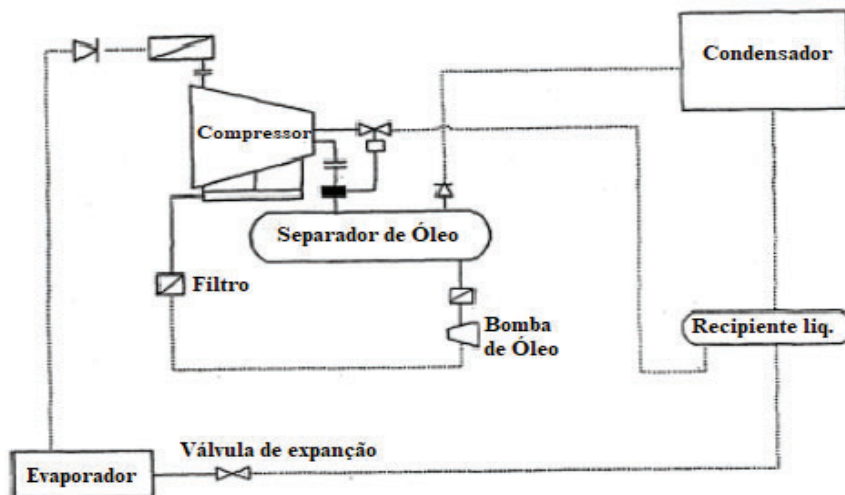


Figura 17 – Fluxograma do Resfriamento por Injeção direta de amônia gasosa.

Fonte: (FACULDADE UNICEN, 2010)

#### 4.2.2 Depois da instalação do trocador de calor

Após a instalação do trocador de calor modelo casco e tubo, a amônia usada para o processo de resfriamento do óleo, não terá mais contato com a amônia contendo a carga térmica do ciclo de refrigeração.

O trocador de calor casco e tubo é basicamente um grande tubo (casco) com vários tubos menores internos. A amônia sai do reservatório de líquido com alta pressão (na faixa de 11 bar podendo chegar a 14 bar) e alta temperatura (30°C á 40°C), percorre uma tubulação por diferença de pressão entra no trocador de calor dentro dos tubos internos com o óleo os banhando e preenchendo o espaço interno do casco.

Os fluidos estão em contracorrente trocam calor por convecção (sendo que não a contato entre eles), o óleo sai a uma temperatura na faixa de 50°C, é filtrado e bombeado logo acima dos fusos, assim lubrificando e ao mesmo tempo resfriando o compressor Já a amônia não é expandida, do início ao fim do processo de absorção do calor gerado pelo óleo, a amônia permanece na forma líquida, saindo do reservatório de líquido, passando no trocador de calor e retornando por outra tubulação ainda no estado líquido, para o mesmo reservatório. Na imagem 17 podemos observar o fluxograma do compressor após a instalação do trocador de calor.

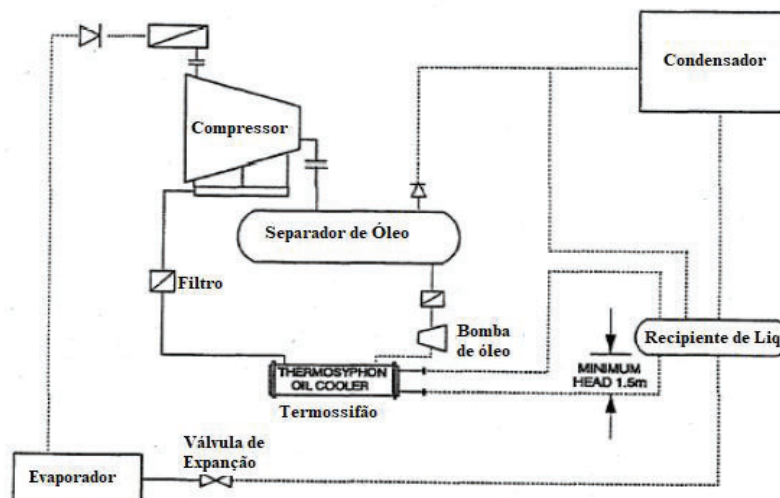


Figura 18 – Fluxograma do Compressor com o Trocador de Calor.

Fonte: (FACULDADE UNICEN, 2010)



A instalação do trocador de calor no compressor, consiste na instalação de duas tubulações de amônia, ambas conectadas, um lado no trocador de calor e no outro no recipiente de líquido, responsáveis pela entrada e saída da amônia que irá trocar calor com o óleo do compressor.

Já o óleo sai do reservatório (reservatório de óleo, embaixo do compressor) a 55°C e deve ser resfriado até 50°C, passa pelo trocador de calor, sendo que o mesmo deve retirar 18.320 Kcal/h do óleo lubrificante que está em contracorrente com o fluido refrigerante, é resfriado e entra na tubulação de sucção da bomba de óleo antes de ser bombeado é filtrado, após é bombeado logo acima dos fusos para sua eventual lubrificação e refrigeração. Figura 18 representa o compressor após a instalação do trocador de calor.

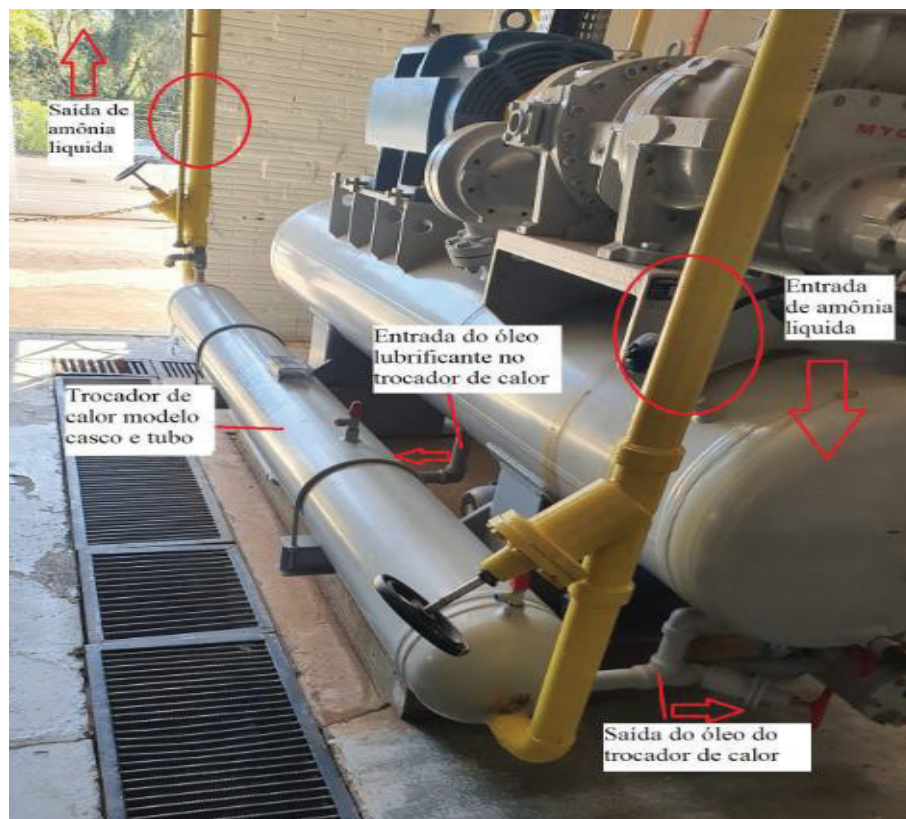


Figura 19 – Compressor Mycom N200 com Trocador de Calor Casco e Tubo.  
*Fonte: (Autor 2022)*

#### 4.3 Dados do Trocador de Calor Casco e Tubo Adquirido

Com a realização do TFG I, a empresa alimentícia onde foi realizado o estudo, adotou a ideia da melhoria no compressor de parafuso, que consiste na instalação do trocador de calor para o arrefecimento do óleo lubrificante, após orçamentos foi selecionado o trocador de calor modelo casco e tubo da mesma fabricante do compressor estudado. A seguir Tabela 4, contém especificações do trocador de calor selecionado, orçado e adquirido, sendo a Figura 19 a imagem do trocador de calor em espera para sua eventual instalação.

<b>Dados do Trocador de Calor Casco e Tubo</b>	
Marca	Mayekawa
Modelo	TOC-3530-1-80
Nº de Tubos Internos	80
Diâmetro do Casco	14''
Comprimento	3,30 m
Capacidade Térmica	18.320 Kcal/h

Tabela 4 – Dados do Trocador de Calor Casco e Tubo

*Fonte: (Autor, 2022)*



Figura 20 – Trocador de Calor Casco e Tubo Mayekawa Antes da Instalação.

*Fonte: (Autor 2022)*

#### **4.4 Acompanhamento do Compressor com Injeção Direta de Amônia Gasosa**

Inicialmente, foi realizado um estudo dos parâmetros que sofrem grande influência e foram os motivos da realização do presente projeto, sendo eles a temperatura do óleo, capacidade de trabalho e corrente do motor. Importante ressaltar que o problema se dá com mais frequência, na época de calor, no verão, devido à alta pressão de descarga e a maior dificuldade na dissipação da carga térmica pelos condensadores, que foram absorvidas no ciclo termodinâmico de refrigeração, no resfriamento e eventual congelamento de carnes e a climatização de salas em um frigorífico.

Foi avaliado um dia de janeiro, assim escolhido o dia 25/01/2022, que apresentou temperatura ambiente elevadas, em torno de 35°C. Foram retiradas 24 leituras dos parâmetros, começando a 01h00min até as 00h00min, de hora a hora, sendo elas a temperatura e pressão do óleo, temperatura e pressão da descarga, temperatura e pressão da sucção, corrente do motor elétrico do compressor e sua capacidade que varia de 0% (desligado) a 100% (máximo funcionamento). Após a realização dessa verificação, foram plotadas as leituras em uma planilha no software de Excel, conforme Tabela 5.

<b>Acompanhamento do Compressor de Amônia Mycom N250 VMD (Regime -35°C)</b>												
Horas - Data: 25/01/2022	01:00	02:00	03:00	04:00	05:00	06:00	07:00	08:00	09:00	10:00	11:00	12:00
Pressão de Sucção (Bar)	-0,1	-0,1	0,0	0,0	0,1	0,0	0,0	0,0	-0,1	0,0	0,1	0,3
Pressão de Descarga (Bar)	12.2	12.2	12.5	12.6	12.3	11.3	12.0	12.6	13.0	12.9	13.7	12.6
Pressão do Óleo (Bar)	2.2	2.5	2.4	2.4	2.5	2.5	2.4	2.5	2.4	2.4	2.4	2.4
Amperagem do Motor (A)	645	621	657	655	667	630	632	652	660	644	649	622
Temp. Sucção (°C)	-22	-23	-23	-23	-23	-24	-23	-24	-23	-21	-20	-20
Temp. Descarga (°C)	53	54	594	56	55	57	60	52	54	52	53	56
Temp. óleo (°C)	46	48	53	50	49	52	55	46	43	46	47	50
Capacidade de Trabalho (%)	95	94	94	94	95	95	95	96	94	90	86	85
Horas	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00	00:00
Pressão de Sucção (Bar)	0,2	0,5	0,5	0,6	0,5	0,5	0,5	0,3	0,4	0,3	0,3	0,16
Pressão de Descarga (Bar)	13.4	13.8	13.7	13.9	13.8	12.7	12.8	12.8	13.6	13.3	13.3	13.1
Pressão do Óleo (Bar)	2.4	2.3	2.4	2.3	2.4	2.3	2.4	2.4	2.4	2.4	2.4	2.4
Amperagem do Motor (A)	642	655	655	663	655	629	609	568	650	657	647	656
Temp. Sucção (°C)	-20	-18	-18	-15	-17	-18	-17	-18	-18	-18	-18	-20
Temp. Descarga (°C)	54	57	52	55	53	63	60	62	56	56	60	56
Temp. óleo (°C)	48	52	49	47	47	62	58	53	45	49	60	47
Capacidade de Trabalho (%)	85	80	80	78	78	80	80	82	80	83	83	88

Tabela 5 – Acompanhamento do Compressor de Amônia

Fonte: (Autor, 2022)

Com a avaliação das leituras dos parâmetros do compressor em um dia quente de verão, foi verificado que a média geral da temperatura de óleo foi de 49°C. Porém, apresentou uma grande instabilidade das temperaturas indo de 44°C e até 62°C no momento do registro das leituras.

Ao injetar amônia gasosa de baixa temperatura no compressor, para o seu arrefecimento, o mesmo inunda com essa amônia gasosa extra do processo de refrigeração, assim mantendo alta a corrente do motor elétrico, na média de 650 A. Para manter o melhor rendimento possível, a capacidade de trabalho do compressor é reduzida, devido toda carga térmica gerada pela amônia usada para o seu arrefecimento, em uma média de trabalho de 85%, sendo inviável o aumento da capacidade, pois a corrente do motor já está no seu limite de trabalho, sendo a nominal de 670 A, caso ultrapasse o compressor desarmaria.

Com isso a média da pressão de sucção que dá a temperatura para o regime de trabalho que neste caso é de -35°C, é seriamente afetada, sendo a pressão de trabalho ideal de -0,3 Bar de pressão atingindo -40°C, sendo que apresenta picos de -0,1 Bar atingindo -35°C a 0,5 Bar atingindo -25°C, dando uma média no dia de 0,18 Bar atingindo -30°C.

#### 4.5 Solução do Presente Problema

Para resolver esse problema apresentado logo acima, haverá a necessidade da instalação de um trocador de calor para o arrefecimento do óleo do compressor, sendo o modelo selecionado o trocador de calor casco e tubo.

Com a instalação, haverá a estabilidade do óleo lubrificante, que será de 50°C, com isso, estabilizará a corrente do motor elétrico, pois não haverá mais contato direto do óleo com a amônia usada para arrefecimento e sua carga térmica, somente de forma indireta, dentro dos tubos por convecção, podendo assim trabalhar com a sua capacidade máxima de trabalho (100%), estabilizando a pressão de sucção do compressor em pressões de trabalho corretas gerando um grande aumento no rendimento do ciclo térmico do regime -35°C, como da planta em um todo, sem contar a maior vida útil do compressor como do óleo lubrificante que prolongará o tempo de troca completa.

## 5 CONCLUSÕES

A ideia da realização da melhoria do compressor de parafuso, da instalação do trocador de calor é possível de ser utilizada. Com a realização do TFG I a empresa alimentícia aonde foi base do presente problema, adotou a ideia e realizou juntamente com o levantamento e a avaliação técnica presente neste trabalho a escolha da melhoria do compressor de parafuso da marca Mycom N250 VMD.

Após análises presentes neste trabalho, foi adotado um trocador de calor para solucionar o presente problema, principalmente no verão, sendo o problema a alta instabilidade da temperatura de óleo do compressor e a sobrecarga na corrente do motor elétrico, devido ao método de resfriamento de injeção direta de amônia gasosa de baixa temperatura, conforme descrito ao longo do presente projeto.

Com análise em TFG I, inicialmente a ideia era da realização do projeto de um trocador de calor modelo duplo tubo, mas em vista a realidade da indústria e dos fornecedores e avaliando outros compressores com o mesmo propósito, resolveu-se adotar outro modelo de trocador de calor que basicamente tem o mesmo funcionamento, mas com um número maior de tubos em seu interior (casco), sendo adotado o trocador de calor modelo casco e tubo.

Com a ideia aceita e posta em prática, realizou-se o orçamento presente nesse trabalho, sendo realizados cálculos térmicos para a determinação de parâmetros do trocador de calor e parâmetros do compressor estudado, para que assim as empresas que realizam o orçamento também verifiquem os parâmetros para a fabricação e escolha do trocador de calor que atende os pré-requisitos do projeto.

Após orçamentos e análises de cálculos térmicos, a própria fabricante do compressor realizou a efetivação do projeto, sendo a empresa escolhida por ter um ótimo custo e benefício, qualidade, segurança e alto rendimento térmico do trocador de calor projetado, sendo eles os representantes técnicos da empresa Mayekawa, a fabricante do compressor.

Após efetivação da compra do trocador de calor em janeiro de 2022, mas sendo entregue somente em março de 2022, a empresa responsável pela fabricação do mesmo, será a responsável por sua devida instalação. Foi orçada a prolongação das linhas de líquido que alimentaram o trocador, ambos saíram do coletor geral dos reservatórios de líquido e retornaram no reservatório de líquido (amônia) da planta, sendo que este orçamento não tem vínculo com a empresa fornecedora do trocador de calor.

Com a crise que o mundo está passando, do novo coronavírus e da guerra na Ucrânia, sendo a Rússia e China, os maiores compradores de carne da planta estudada, a empresa resolveu postergar a data de realização da instalação e realização do aumento das linhas de alimentação do trocador de calor, sendo até o momento para a realização da instalação no mês de junho ou julho de 2022, sendo um dos motivos a paralisação nas vendas de carnes para a Rússia e a diminuição dos preços das carnes vendida para a China.

Após a análise da viabilidade da instalação do trocador de calor, decidiu-se que a instalação do trocador de calor, será realizada exatamente no período de realização do estágio obrigatório, assim tendo a oportunidade de dar continuação e definitiva conclusão no presente projeto que iniciou em 2021/2 e terá seu possível término em 2022/2, realizando acompanhamento dos parâmetros do compressor, estabilidade na temperatura de óleo, estabilidade na corrente do motor elétrico, sua máxima capacidade de trabalho e rendimento do compressor estudado de forma empírica e seus retornos.

Com o estudo, análise com empresas especializadas envolvidas, o problema presente no compressor de parafuso, será sanada, sendo sua verdadeira confirmação no segundo semestre de 2022, apresentado com o máximo de detalhamento e precisão, no período da realização da disciplina de Estágio Obrigatório.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASHRAE. **ASHRAE Handbook Refrigeration - American Society of Heating Air Conditioning and Refrigerating Engin.** Atlanta: Ashrae, 2018. 783 p.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 11696: trocadores de Calor. Rio de Janeiro, 1991.

CAO, Eduardo. **Heat transfer in process engineering.** New York: Mc Graw Hill, 2009. 568 p.

CRUZ DA COSTA, Ennio. **Refrigeração.** 3ª. ed. [S. l.]: Edgar Blucher Ltda, 1982. 324 p. ISBN 8521201044.

DINÇER, Ibrahim; KANOGLU, Mehmet. **Refrigeration Systems and Application.** 2ª. ed. [S. l.]: John Wiley & Sons, 2010. 464 p. ISBN 978-0470747407.

FACULDADE UNICEN. Tecnólogo em Mecanização Agrícola Fundamentos de Hidráulica e Pneumática. **Compressores Parafuso,** São Paulo, 2010.

KAKAÇ, Sadik. Heat Exchangers: **Selection, Rating, and Thermal Design, Third Edition.** 3ª edição. ed. [S. l.]: CRC Press, 2012. 631 p. ISBN 978-1439849903.

KOVACEVIC, Dr. Ahmed. Screw Compressors. **Mathematical Modelling and Performance Calculation.** University School of Engineering and Mathematical Sciences, London, 2005.

KREITH, Frank. **Princípios de transferência de calor.** 7º. ed. [S. l.]: Cengage Learning, 2010. 676 p. ISBN 8522118035.

LIVI, C. P. **Fundamentos de fenômenos dos transportes.** Rio de Janeiro: LTC, 2004.

MAYEKAWA, MYCOM. **Catálogo compressor parafuso série V,** São Paulo, 2021. 4p.

MONTEIRO, Marco Aurélio G. et al. **Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial.** Rio de Janeiro: Eletrobás; Procel, 2005. 316 p.

OWEN, Mark S. **ASHRAE Handbook: Fundamentals (SI).** 1º. ed. [S. l.: s. n.], 2017. 1014 p.

PUBLISHING, Hemisphere. **Thermal and hydraulic designI of heat 4 exchangers: HEAT EXCHANGER DESIGN HANDBOOK.** 3ª edição. ed. Washington: [s. n.], 1983. v. Vol. 3ª. ISBN 3-18-41-9083-8.

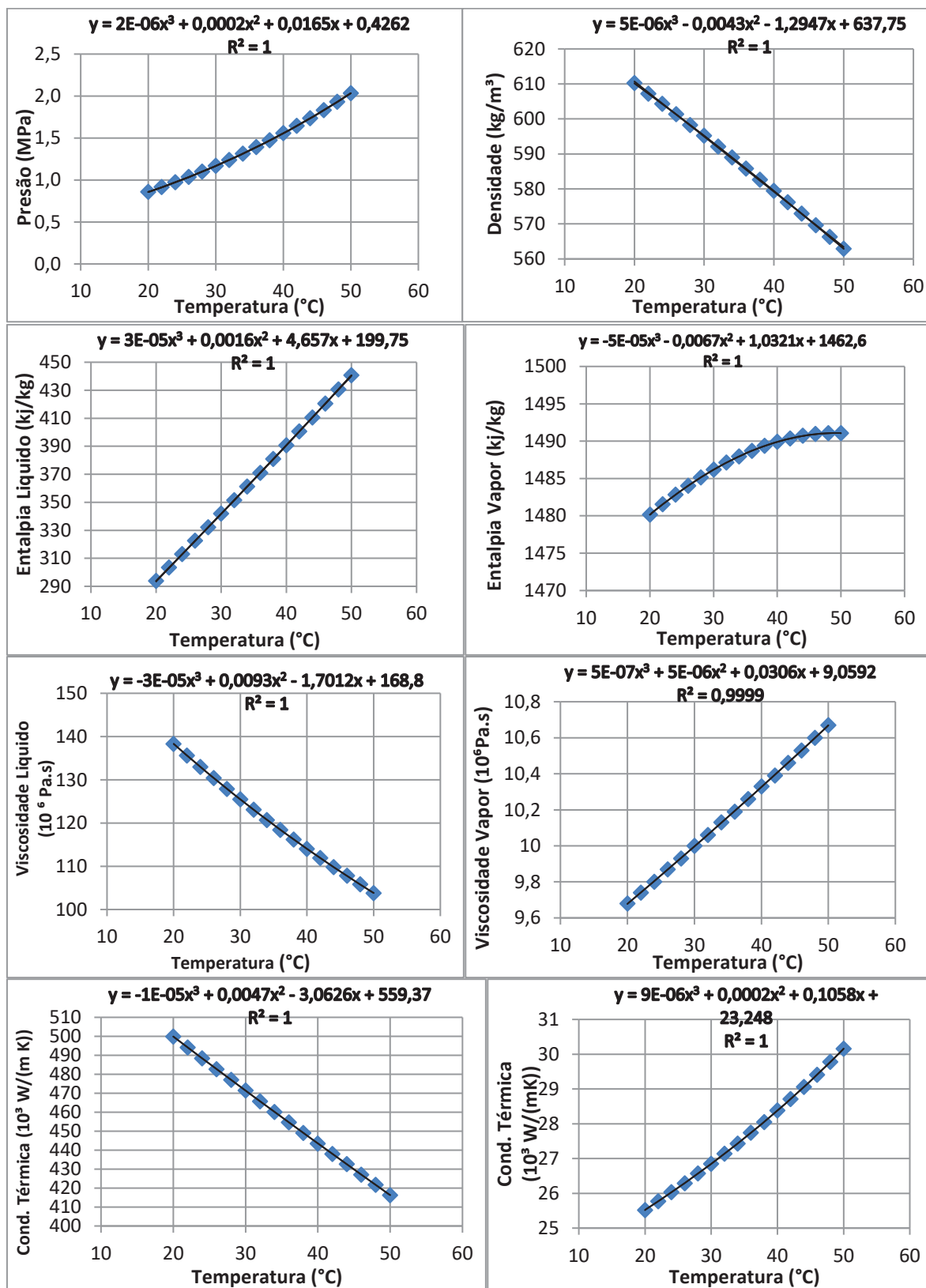
SARAIVA, Luís Edson. **Termodinâmica macroscópica essencial.** 2ª. ed. [S. l.]: Editora UPF, 2019. 260 p. ISBN 978-85-523-0061-8.

STOECKER, Wilbert F.; JABARDO, José M. Saiz. **Refrigeração Industrial.** 2. ed. São Paulo: Blucher, 2002. 371 p.

THULUKKANAM, K. **Heat exchanger design handbook.** 2nd ed. New York, 2013.

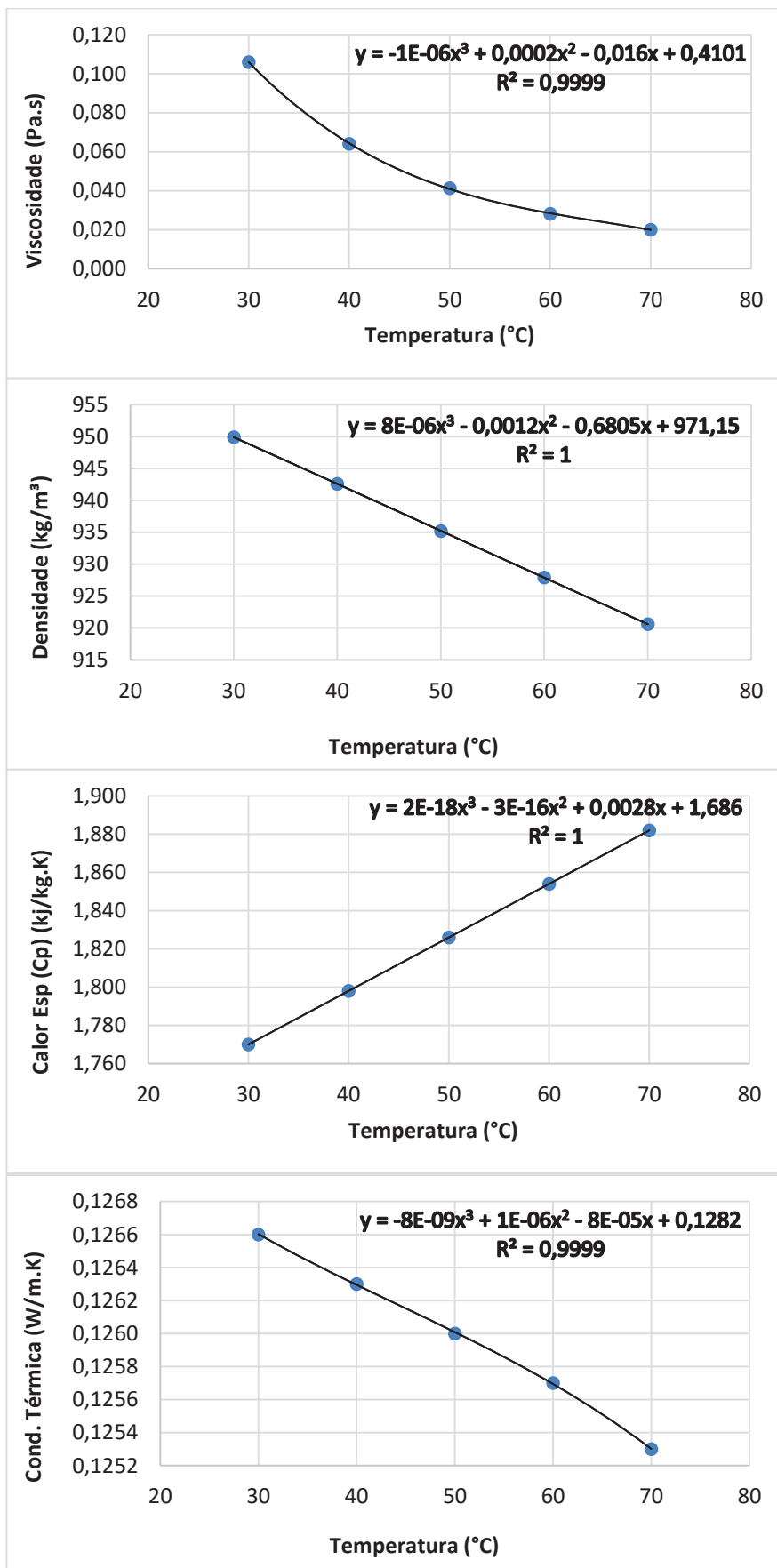
## APÊNDICE

A1: Gráfico das Propriedades de Transporte da Amônia x Temperatura.



Fonte: Autor (2022)

A2: Gráfico das Propriedades de Transporte do Óleo x Temperatura.



Fonte: Autor, (2022)