

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ**  
**COORDENAÇÃO DE ENGENHARIA MECÂNICA**  
**CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**LUCAS HENRIQUE MERTIN**

**COMPARAÇÃO ENTRE O SISTEMA TEÓRICO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR DE AMÔNIA E O SISTEMA TEÓRICO DE ABSORÇÃO DE AMÔNIA NO ARREFECIMENTO DE ÓLEO LUBRIFICANTE DE COMPRESSORES A PARAFUSO**

**TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO**

**PATO BRANCO**

**2018**

LUCAS HENRIQUE MERTIN

**COMPARAÇÃO ENTRE O SISTEMA TEÓRICO DE REFRIGERAÇÃO POR  
COMPRESSÃO DE VAPOR DE AMÔNIA E O SISTEMA TEÓRICO DE  
ABSORÇÃO DE AMÔNIA NO ARREFECIMENTO DE ÓLEO LUBRIFICANTE DE  
COMPRESSORES A PARAFUSO**

Trabalho de Conclusão de Curso de graduação, apresentado à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do Curso de Engenharia Mecânica da Coordenação de Engenharia Mecânica – COEME – da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR, Câmpus Pato Branco, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro.

Orientador: Prof. Dr. Francisco Augusto Aparecido Gomes

PATO BRANCO

2018

## FOLHA DE APROVAÇÃO

### COMPARAÇÃO ENTRE O SISTEMA TEÓRICO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR DE AMÔNIA E O SISTEMA TEÓRICO DE ABSORÇÃO DE AMÔNIA NO ARREFECIMENTO DE ÓLEO LUBRIFICANTE DE COMPRESSORES A PARAFUSO

Lucas Henrique Mertin

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação apresentado no dia 23/11/2018 como requisito parcial para a obtenção do Título de Engenheiro Mecânico, do curso de Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica (DAMEC) da Universidade Tecnológica Federal do Paraná - Câmpus Pato Branco (UTFPR-PB). O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora julgou o trabalho **APROVADO**.

---

Prof. Dr. Fabiano Ostapiv  
(UTFPR – Departamento de Mecânica)

---

Prof. Dr. Adelino Carlos Maccarini  
(UTFPR – Departamento de Mecânica)

---

Prof. Dr. Francisco Augusto Aparecido Gomes  
(UTFPR – Departamento de Mecânica)  
Orientador

---

Prof. Dr. Paulo Cezar Adamczuk  
Responsável pelo TCC do Curso de Eng. Mecânica

\*A folha de aprovação assinada encontra-se na Coordenação do Curso de Engenharia Mecânica.

## DEDICATÓRIA

Dedico esse trabalho a meu avô, Ivo Mertin, e a minha avó, Clementina Mertin, que acreditaram no meu sonho e que agora eu tenha condições de tornar os seus sonhos, realidade.

## **AGRADECIMENTOS**

Primeiramente quero agradecer ao meu professor orientador Dr. Francisco Augusto Aparecido Gomes, por ter acreditado na minha ideia e no meu trabalho e por ter sanado todas as dúvidas recorrentes.

Também agradeço do fundo do coração ao meu avô, o senhor Ivo Mertin, por ter tornado o sonho de me tornar Engenheiro Mecânico possível. Não menos importante dona Clementina Mertin, que me apoio e acreditou em mim em todos os momentos da minha vida, que me educou e por isso foi possível minha caminhada até aqui.

Agradeço também a minha mãe, Neiva Mertin, por me apoiar durante minha caminhada, as minhas irmãs, Laura e Lívia, e ao meu irmão, Natan Mertin, que são parte de minha fonte de inspiração e força de vontade, e a minha namorada, Daniela Zerbielli, por ficar ao meu lado nos momentos mais difíceis, por escutar todas as minhas reclamações e me apoiar nos momentos bons e ruins.

E um agradecimento especial irmãos que fiz nesses cinco anos de curso, Guilherme Fincato, Luiz Ricardi, Guilherme Taube, Clayton Henrique, Jonathan Hipolito, Luis Queiroz, Volmir Witeck, Gustavo Copetti, Matheus Alves, Pietro Muniz, Willian, Douglas, Higor, Mauricio, Francisco, Mateus e a todos aqueles que de alguma forma, contribuíram para minha formação.

E por fim, mas não menos importantes, todos os professores e todo o corpo acadêmico de Engenharia Mecânica, e a Universidade Tecnológica Federal do Paraná, por ter permitido a realização desse sonho.

## ΕΠÍΓΡΑΦΕ

If I have seen further it is by standing on the shoulders of Giants.  
(NEWTON, Isaac, 1676).

Se eu vi mais longe foi por estar de pé sobre ombros de gigantes. (NEWTON, Isaac, 1676).

## RESUMO

MERTIN, L. H. Comparação entre o sistema teórico de refrigeração por compressão de vapor de amônia e o sistema teórico de absorção de amônia no arrefecimento de óleo lubrificante de compressores a parafuso. 2018. 128 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2018.

O sistema de compressão de vapor de amônia e o sistema de absorção de amônia destacam-se atualmente no campo da refrigeração. No presente trabalho será apresentado um comparativo entre esses dois sistemas de refrigeração, aplicados no arrefecimento do óleo de compressores a parafuso. Inicialmente uma análise termodinâmica foi realizada para obter parâmetros de dimensionamento térmico de cada sistema. Uma análise de transferência de calor foi aplicada ao evaporador e ao condensador para obtenção da área de troca térmica de cada componente. Com a variação das fontes de energia para operação de cada sistema, foi possível comparar o custo de operação de cada sistema. Por fim, são apresentados os dados da análise, com foco na escolha do sistema de refrigeração adequado para exercer o arrefecimento do óleo do compressor a parafuso.

**Palavras-chave:** Compressão de vapor. Absorção de amônia. Análise de transferência de calor. Análise termodinâmica. Custos operacionais.

## ABSTRACT

MERTIN, L. H. Comparison between the theoretical ammonia vapor compression cooling system and the theoretical ammonia absorption system in the lubricating oil cooling of screw compressors. 2018. 128 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2018.

The ammonia vapor compression system and the ammonia absorption system are currently prominent in the field of refrigeration. In the present work will be presented, a comparative between these two refrigeration systems applied in the cooling of the oil from compressors to screw. Initially, a thermodynamic analysis was performed to obtain thermal dimensioning parameters of each system. A heat transfer analysis was applied to the evaporator and the condenser to obtain the thermal exchange area of each component. With the variation of the energy sources for operation of each system, it was possible to compare the cost of operation of each system. Finally, the data of the analysis are presented, focusing on the choice of the appropriate cooling system to exert the oil cooling from the compressor to the screw.

**Keywords:** Compression of steam. Absorption of ammonia. Heat transfer analysis. Thermodynamic analysis. Operational costs.



## LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1. COMPRESSOR PARAFUSO SÉRIE I.....	15
FIGURA 2. PERCENTUAL DO CALOR TOTAL REJEITADO NO CIRCUITO QUE CORRESPONDE O CALOR REJEITADO NO RESFRIADOR DE ÓLEO DO COMPRESSOR PARAFUSO.....	17
FIGURA 3. CICLO IDEAL DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR.....	20
FIGURA 4. DIAGRAMA DA PRESSÃO EM FUNÇÃO DA ENTALPIA DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR. ....	20
FIGURA 5. CIRCUITO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE AMÔNIA.....	22
FIGURA 6. COMPRESSOR ALTERNATIVO, SÉRIE K. ....	24
FIGURA 7. REPRESENTAÇÃO DO COMPRESSOR SEMI-HERMÉTICO ABERTO. ....	25
FIGURA 8. COMPRESSOR PARAFUSO DUPLO EM CORTE.....	26
FIGURA 9. REPRESENTAÇÃO DO MODO DE COMPRESSÃO NO COMPRESSOR PARAFUSO A) GÁS NA ENTRADA DO COMPRESSOR B) GÁS NUMA REGIÃO ONDE A COMPRESSÃO JÁ ESTÁ OCORRENDO C) GÁS NA REGIÃO DE DESCARGA.....	27
FIGURA 10. TROCADOR DE CALOR TIPO CASCO E TUBO. ....	28
FIGURA 11. TROCADOR DE CALOR COMPACTO. (11A) ABERTO (11B) FECHADO.....	29
FIGURA 12. EVAPORADOR COM SERPENTINA DE RESFRIAMENTO.....	30
FIGURA 13. DISTRIBUIÇÃO DA TEMPERATURA AO LONGO DOS FLUIDOS AO LONGO DO EVAPORADOR.....	31
FIGURA 14. TROCADOR DE CALOR TIPO CASCO E TUBO COM PASSAGEM DE REFRIGERANTE PELOS TUBOS (A) E PASSAGEM DE REFRIGERANTE PELA CARÇAÇA (B)....	32
FIGURA 15. ARRANJOS CONSTRUTIVOS DE CONDENSADORES E SEUS MEIOS DE RESFRIAMENTO. ....	34
FIGURA 16. COMPORTAMENTO DA TEMPERATURA EM FUNÇÃO DA POSIÇÃO DO REFRIGERANTE AO LONGO DO CONDENSADOR.....	35
FIGURA 17. COMPORTAMENTO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DO REFRIGERANTE AO LONGO DA POSIÇÃO DO EVAPORADOR. ....	35
FIGURA 18. DISPOSIÇÃO DO SEPARADOR DE LÍQUIDO DE BAIXA PRESSÃO NO CIRCUITO FRIGORÍFICO. ....	37
FIGURA 19. DISPOSIÇÃO DO TANQUE DE FLASH/RESFRIADOR NO CIRCUITO FRIGORÍFICO.....	37
FIGURA 20. REPRESENTAÇÃO DA DIVISÃO DO VOLUME DE UM RESERVATÓRIO DE LÍQUIDO. ....	38
FIGURA 21. MOTO BOMBA RADIAL.....	39
FIGURA 22. CATÁLOGO PARA A SELEÇÃO DE BOMBA COM A ALTURA MANOMÉTRICA EM FUNÇÃO DA VAZÃO DO SISTEMA.....	40
FIGURA 23: DIAGRAMA DE MOODY PARA A DETERMINAÇÃO DO FATOR DE ATRITO DE TUBULAÇÃO F:.....	42
FIGURA 24. SISTEMA DE CONTROLE DE REFRIGERANTE DESTINADO AO EVAPORADOR. ....	43
FIGURA 25. TABELA DEMONSTRATIVA DOS RESFRIADORES, FAIXA DE CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO E DISPOSITIVOS DE EXPANSÃO UTILIZADOS. ....	44
FIGURA 26. VÁLVULA DE EXPANSÃO TERMOSTÁTICA EM CORTE. ....	45
FIGURA 27. CICLO DE ARREFECIMENTO DE ÓLEO TERMO-SIFÃO. ....	47
FIGURA 28. CIRCUITO DE RESFRIAMENTO DE ÓLEO POR ÁGUA ARREFECIDA. ....	48
FIGURA 29. CIRCUITO DE REFRIGERAÇÃO POR INJEÇÃO DIRETA DE REFRIGERANTE.....	49
FIGURA 30. REPRESENTAÇÃO DA VÁLVULA DE EXPANSÃO TERMOSTÁTICA ELETRÔNICA E SUAS PRINCIPAIS INFORMAÇÕES TÉCNICAS.....	59
FIGURA 31. TABELA DE SELEÇÃO DE COMPRESSORES MAYEKAWA/MYCON, SÉRIE M, DE ÚNICO ESTÁGIO. ....	60
FIGURA 32. FAIXA DE EFICIÊNCIA ISOENTRÓPICA DE COMPRESSORES EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA DE EVAPORAÇÃO DO SISTEMA FRIGORÍFICO, PARA UMA TEMPERATURA DE CONDENSÇÃO FIXA DE 35°C.....	63
FIGURA 33. SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE AMÔNIA, SIMPLES.....	64
FIGURA 34. DISPOSIÇÃO DO ARRANJO TUBULAR DO TROCADOR DE CALOR DIMENSIONADO. (O NÚMERO DE TUBOS É MERAMENTE ILUSTRATIVO).....	74
FIGURA 35. PARÂMETRO DE CORREÇÃO C2, DA EQUAÇÃO 82. ....	82
FIGURA 36. CONSTANTES C1 E M UTILIZADA NA EQUAÇÃO 82. ....	84
FIGURA 37. TARIFA DE ENERGIA ELÉTRICA PARA UNIDADES CONSUMIDORAS DO TIPO B...97	97

## LISTA DE TABELAS

TABELA 1. PARÂMETROS INICIAIS PARA A ANÁLISE TERMODINÂMICA DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR.....	55
TABELA 2. PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DO VAPOR SATURADO NA SAÍDA DO EVAPORADOR.....	57
TABELA 3. PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DO VAPOR SUPERAQUECIDO NA DESCARGA DO COMPRESSOR.....	57
TABELA 4. PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DO LIQUIDO SATURADO NA SAÍDA DO CONDENSADOR.....	58
TABELA 6. CARACTERÍSTICAS DE CAPACIDADE E CONSUMO DE ENERGIA DO COMPRESSOR MAYEKAWA/MYCOM ALTERNATIVO, SÉRIE M, MODELO 6M.....	60
TABELA 7. PRINCIPAIS PARÂMETROS CALCULADOS ATRAVÉS DA ANÁLISE TERMODINÂMICA DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR.....	64
TABELA 8. RELAÇÃO DA TEMPERATURA DE EVAPORAÇÃO COM A TEMPERATURA NO GERADOR.....	65
TABELA 9. PARÂMETROS INICIAIS ASSUMIDOS PARA O SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE AMÔNIA.....	65
TABELA 10. PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DO VAPOR SATURADO DE AMÔNIA.....	66
TABELA 11. PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DA MISTURA BIFÁSICA AMÔNIA E ÁGUA.....	66
TABELA 13. PROPRIEDADE TERMODINÂMICA DA MISTURA BIFÁSICA LIQUIDA SATURADA, DE AMÔNIA E ÁGUA NA SAÍDA DO GERADOR.....	67
TABELA 14. PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DA AMÔNIA SATURADA.....	68
TABELA 15. PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DA MISTURA DE VAPOR E LIQUIDO DE AMÔNIA.....	68
TABELA 16. PROPRIEDADES DE TRANSPORTE DA AMÔNIA A TEMPERATURA DE EVAPORAÇÃO.....	74
TABELA 17. PROPRIEDADES DE TRANSPORTE DO ÓLEO DE LUBRIFICAÇÃO DO COMPRESSOR A TEMPERATURA DE FILME.....	75
TABELA 18. DADOS FÍSICOS E GEOMÉTRICOS DO TUBO DE COBRE.....	76
TABELA 19. PARÂMETROS INICIAIS ASSUMIDOS PARA O DIMENSIONAMENTO DO CONDENSADOR.....	88
TABELA 20. PROPRIEDADES DA AMÔNIA A TEMPERATURA DE CONDENSAÇÃO DE 35°C.....	88
TABELA 20. PROPRIEDADES DA AMÔNIA A TEMPERATURA DE CONDENSAÇÃO DE 35°C.....	89
TABELA 22. PODER CALORÍFICO INFERIOR DE COMBUSTÍVEIS UTILIZADOS PARA A OBTENÇÃO DE VAPOR DE AMÔNIA NO GERADOR, A PARTIR DE QUEIMADORES E CALDEIRAS.....	98
TABELA 23. VALOR DO LITRO DE COMBUSTÍVEL UTILIZADO PELO GERADOR PARA PRODUÇÃO DE VAPOR DE AMÔNIA.....	99
TABELA 24. COMPARAÇÃO DOS PRINCIPAIS PARÂMETROS DO SISTEMA DE COMPRESSÃO E DO SISTEMA DE ABSORÇÃO.....	106

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	<b>14</b>
1.1 PROBLEMA .....	16
1.2 JUSTIFICATIVA .....	16
1.3 OBJETIVOS .....	17
1.3.1 Objetivos gerais.....	18
1.3.2 Objetivos específicos.....	18
1.4 ORGANIZAÇÃO ESTRUTURAL DO TRABALHO .....	18
<b>2 CONCEITOS FUNDAMENTAIS</b> .....	<b>19</b>
2.1 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR AMÔNIA.....	19
2.2 O CICLO DE REFRIGERAÇÃO DE ESTÁGIO ÚNICO.....	19
2.3 O CICLO DE ABSORÇÃO DE AMÔNIA .....	21
2.4 COMPRESSORES.....	23
2.5 TROCADORES DE CALOR.....	27
2.5.1 Evaporadores .....	30
2.5.2 Resfriadores de líquidos.....	31
2.5.3 Condensadores .....	33
2.6 RESERVATÓRIO DE LÍQUIDO .....	36
2.7 BOMBAS .....	39
2.8 TUBULAÇÕES .....	41
2.9 DISPOSITIVOS DE EXPANSÃO .....	43
2.10 ABSORVEDOR .....	45
2.11 GERADOR .....	46
2.12 SISTEMAS DE ARREFECIMENTO DE ÓLEO .....	46
2.12.1 Termo-sifão .....	47
2.12.2 Arrefecimento de óleo através da utilização de água.....	48
2.12.3 Arrefecimento de óleo por injeção direta .....	48

<b>3 MATERIAIS E METODOS .....</b>	<b>50</b>
3.1 ANÁLISE TERMODINÂMICA.....	50
3.2 ANÁLISE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	52
<b>4 PROCEDIMENTO DE AVALIAÇÃO DOS SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO .....</b>	<b>55</b>
4.1 PARÂMETROS DE ENTRADA DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR .....	55
4.1.1 Carga térmica.....	56
4.1.3 Seleção do dispositivo de expansão do sistema de compressão de vapor .....	59
4.1.4 Seleção do compressor.....	59
4.1.5 Análise termodinâmica do ciclo de refrigeração por compressão de vapor.....	60
4.2 DEFINIÇÃO DOS ESTADOS TERMODINÂMICOS DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE AMÔNIA.....	64
4.2.1 Análise termodinâmica do ciclo de refrigeração por absorção de amônia.....	68
4.2.2 Seleção da bomba de recalque de mistura .....	72
4.2.3 Seleção dos dispositivos de expansão do sistema de refrigeração por absorção .....	73
4.2.4 Seleção do absorvedor.....	73
4.3 ANÁLISE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DO EVAPORADOR .....	73
4.3.1 Cálculo do coeficiente global de transferência de calor e dimensionamento do evaporador .....	76
4.4 ANÁLISE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DO CONDENSADOR .....	87
4.4.1 Condensador do sistema de refrigeração por compressão de vapor .....	87
4.4.2 Cálculo do coeficiente global de transferência de calor e dimensionamento do condensador.....	89
4.4.3 Condensador do sistema de refrigeração por absorção de amônia .....	94
4.5 ANÁLISE DOS CUSTOS OPERACIONAIS DO SISTEMA DE COMPRESSÃO DE VAPOR E DO SISTEMA DE ABSORÇÃO DE AMÔNIA .....	96
<b>5 RESULTADOS E DISCUSSÕES .....</b>	<b>104</b>

<b>6 CONCLUSÕES</b> .....	<b>107</b>
6.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS .....	107
<b>APÊNDICES</b> .....	<b>113</b>
<b>ANEXOS</b> .....	<b>120</b>

## 1 INTRODUÇÃO

A refrigeração e seus conceitos foram impulsionados e desenvolvidos a partir da Segunda Revolução Industrial. Entretanto, os primeiros estudos com a refrigeração ocorreram na metade do século XVII. Segundo Ashrae (1998), em 1748 G. Richman apresentou estudos sobre o “frio” para a Academia de Ciências de São Petesburgo (St Petersburg Science Academy).

No cenário da refrigeração industrial, dois tipos de sistema de refrigeração ganharam destaque nos últimos séculos. A refrigeração por compressão de vapor e a refrigeração por absorção. Segundo Ashrae (1998) o primeiro sistema por compressão de vapor teve seu desenvolvimento impulsionado no início do século XVIII, com patentes e alguns estudos registrados, e seu modo de funcionamento pouco mudou em relação aos primeiros sistemas de resfriamento. Este sistema de compressão funciona segundo um ciclo termodinâmico, onde a carga calorífica é transportada por um fluido refrigerante através dos equipamentos do sistema. Atualmente, há uma grande discussão acerca dos fluidos refrigerantes utilizados pelo sistema de compressão de vapor, em função da sua capacidade de destruição da camada de ozônio e contribuição para o aquecimento global.

A refrigeração por absorção surgiu mais tarde, com um trabalho de Ferdinand Carré, onde uma mistura de amônia e água foi utilizada como fluido de trabalho. Atualmente, misturas como o brometo de lítio (BrLi) com água são utilizados no processo de arrefecimento. A utilização desses fluidos de trabalho apresenta larga vantagem ambiental em relação aos fluidos utilizados na refrigeração por compressão, pois não possuem risco de contaminação atmosférica. O circuito percorrido pelo refrigerante é muito parecido com o de compressão de vapor, tendo como principal diferença, a substituição do compressor de vapor por uma bomba que eleva a pressão do fluido.

A refrigeração por compressão de vapor é a mais larga tecnologia de resfriamento empregada atualmente, presente em setores alimentícios, climatização residencial e industrial e até mesmo no condicionamento de ar automotivo. Também é responsável por um consumo significativo de energia elétrica, que, segundo

Peixoto (2011) corresponde a uma faixa de 10% a 20% da energia elétrica consumida em países desenvolvidos.

Em contrapartida, a utilização dos sistemas de absorção é menor, devido à necessidade de um gerador de energia independente. É possível obter resfriamento a um custo de processo muito menor, pois, o consumo de energia elétrica é relativamente menor que o processo de compressão de vapor, e há a possibilidade de utilização de energia alternativa no processo.

Essa diferença no consumo de energia elétrica ocorre principalmente pela presença do compressor para a compressão do vapor que depende de um motor elétrico para seu funcionamento. Através dele é que o fluido de trabalho é comprimido até pressões relativamente altas. Esse processo pode ocorrer através de um sistema cilindro/pistão, pelos chamados, compressores alternativos, ou pelo aprisionamento do gás entre o acoplamento de um conjunto formado por dois parafusos, método de compressão mecânica utilizada pelo compressor parafuso, apresentado na figura 1.

Figura 1. Compressor parafuso série i.



Fonte: Catálogo Mayekawa.

## 1.1 PROBLEMA

Para compressão do gás uma série de componentes móveis é necessária, principalmente no compressor parafuso, resultando também na necessidade de lubrificar e resfriar o equipamento. Isso acontece pela utilização de óleo lubrificante, que percorre o compressor juntamente com o fluido refrigerante, pela ação de uma bomba. O óleo é succionado a partir do Carter e direcionado para todos os componentes do compressor que necessitam de lubrificação. Após isso, uma elevação de temperatura desse óleo ocorre, necessitando assim um arrefecimento para evitar problemas no compressor.

No compressor parafuso, o arrefecimento do óleo é feito através da injeção direta de refrigerante na câmara de compressão. Também pode ser feito com água, que passa em um trocador de calor resfriando o óleo e depois é direcionada para uma torre de arrefecimento, ou por efeito de termo-sifão, cada qual apresentando vantagens e também problemas como o baixo coeficiente de eficiência de processo, difícil controle da variável “temperatura de resfriamento do óleo”, e excesso de espaço físico para sua instalação.

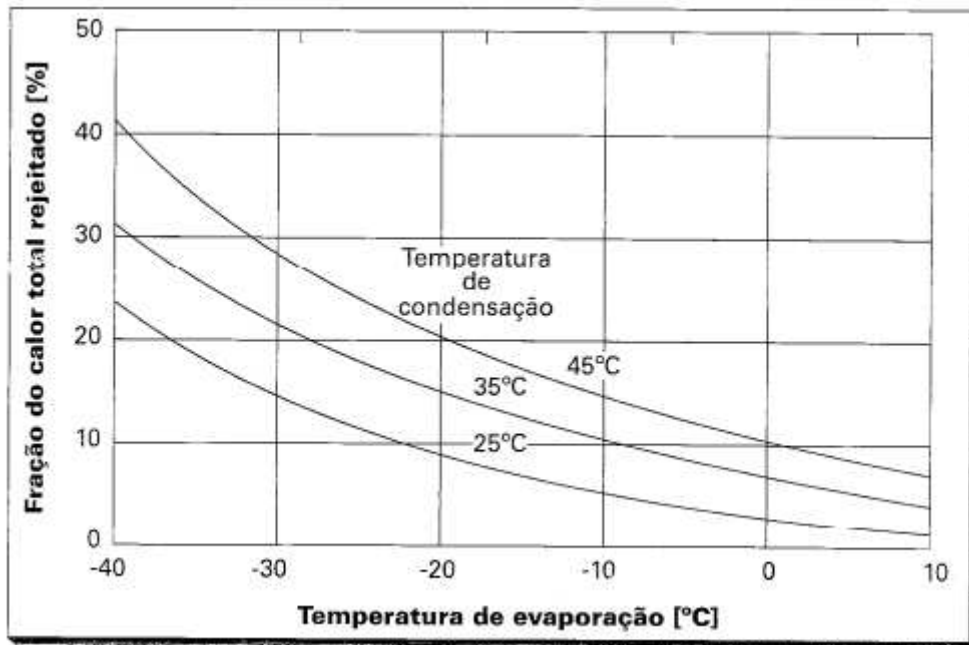
Aliado a esse problema, este trabalho busca tratar da escolha correta de sistemas de refrigeração. Há uma grande variedade de sistemas frigoríficos e isso faz com que surjam dúvidas na hora de dimensioná-los ou mesmo de justificar a escolha por um sistema específico.

## 1.2 JUSTIFICATIVA

O calor rejeitado no arrefecimento de óleo em sistemas externo ao compressor parafuso, consiste em uma parcela considerável do calor rejeitado no processo de refrigeração por compressão, como afirma Stoecker (2002). Isso se deve ao fato desse óleo atingir a temperatura de descarga do fluido refrigerante, que pode ser muito elevada em algumas situações. O percentual de calor rejeitado pelo óleo em relação ao calor total rejeitado em um circuito frigorífico é mostrado na figura 2.



Figura 2. Percentual do calor total rejeitado no circuito que corresponde o calor rejeitado no resfriador de óleo do compressor parafuso.



Fonte: Stoecker (2002).

Isso leva a crer que um sistema de refrigeração independente, utilizado somente para o arrefecimento de óleo seja benéfico para as instalações frigoríficas, diminuindo a carga de refrigeração sobre o condensador, e substituindo o uso de torres de arrefecimento.

Comparar o comportamento de sistemas de refrigeração e determinar em quais situações um leva vantagem sobre o outro pode guiar engenheiros a uma escolha correta no dimensionamento de instalações frigoríficas.

O presente trabalho consiste no estudo teórico relacionado ao dimensionamento de sistemas de refrigeração visando o arrefecimento de óleo lubrificante de compressores parafuso.

### 1.3 OBJETIVOS

O presente trabalho tem o seguinte objetivo geral e objetivos específicos.

### 1.3.1 Objetivos gerais

Compreender o princípio de funcionamento do sistema de refrigeração por compressão de vapor e de absorção de amônia bem como os critérios para o dimensionamento e comparação da eficiência entre estes dois sistemas de refrigeração.

### 1.3.2 Objetivos específicos

Os objetivos específicos do trabalho são:

1. Dimensionar o sistema de arrefecimento por compressão de vapor;
2. Dimensionar o sistema de arrefecimento por absorção de amônia;
3. Obter e comparar o COP (Coeficiente de desempenho) dos sistemas;
4. Comparar o custo necessário para obtenção dos respectivos COP;
5. Diminuir a temperatura do óleo do compressor para 55 °C.
6. Determinar a situações para escolha de cada sistema.

## 1.4 ORGANIZAÇÃO ESTRUTURAL DO TRABALHO

Nos capítulos iniciais, uma breve discussão técnica/teórica sobre refrigeração industrial, compressores, sistemas de arrefecimentos e seus componentes é apresentada. Na sequência, a metodologia que será usada para o desenvolvimento dos sistemas de arrefecimento, como os cálculos, definições e modelos usados são demonstradas. Finalmente, os resultados obtidos com o trabalho são mostrados, bem como o projeto final dos sistemas de arrefecimento. Em seguida, um parecer conclusivo é dado, juntamente com sugestões para possíveis trabalhos.

## 2 CONCEITOS FUNDAMENTAIS

### 2.1 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR AMÔNIA

A ampla faixa de temperatura de condensação e evaporação faz da refrigeração por amônia, a escolha de grande parte das instalações de refrigeração. A variação dos sistemas também é uma característica particular desse modo de refrigeração. Podendo ocorrer com um ou mais estágios de compressão, ou com diferenças no modo como ocorrerá a evaporação do líquido no evaporador, esses sistemas são classificados por Ashrae (2010) da seguinte maneira:

- Sistema de recirculação de líquido;
- Sistema inundado;
- Sistema de expansão seca ou direta;
- Sistema de único estágio de compressão;
- Sistema de multi-estágio de compressão;

Ainda há uma configuração onde a amônia é misturada com água em parte do ciclo de refrigeração, e em outra parte, transita pela tubulação em sua composição pura. Esse ciclo denomina-se, ciclo por absorção de amônia.

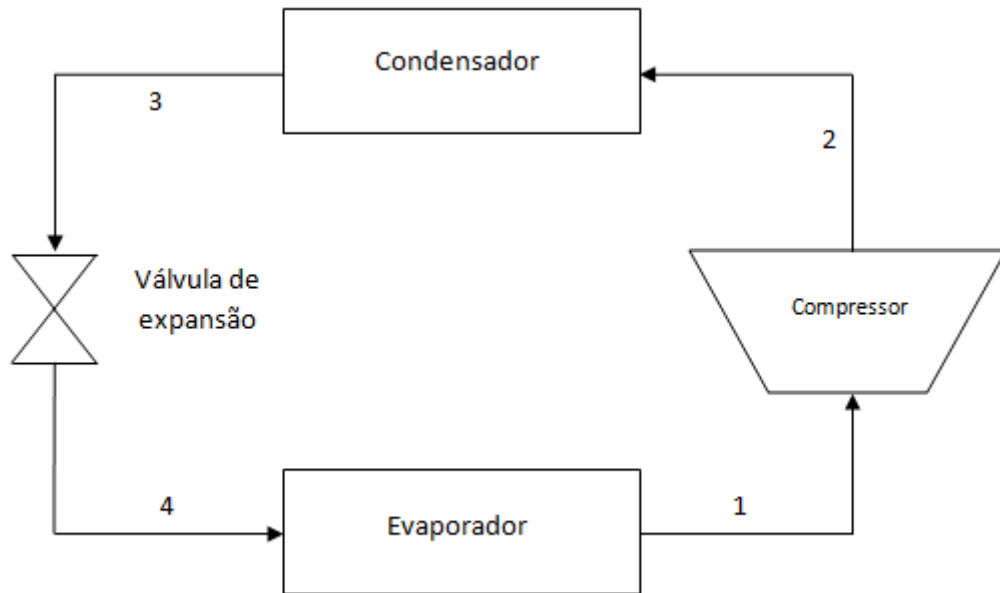
A escolha do tipo de sistema a ser utilizado depende diretamente da aplicação, ou do produto que será refrigerado. Estes costumam estabelecer o nível de umidade, a temperatura de evaporação e outras condições específicas que o sistema de refrigeração deve satisfazer.

### 2.2 O CICLO DE REFRIGERAÇÃO DE ESTÁGIO ÚNICO

O ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor, apresentado na figura 3, consiste na utilização de um fluido, chamado refrigerante, que circula por componentes de um sistema fechado, onde segundo Van Wylen (2005), ocorre uma série de processos até que o fluido de trabalho retorne ao seu estado inicial. Todo o calor admitido no ciclo é rejeitado no condensador através da mudança de fase do refrigerante. Na forma de líquido, esse refrigerante atravessa uma válvula de expansão e é direcionado para o evaporador, onde retira calor de uma fonte fria, através de sua evaporação. O gás resultante do processo é succionado pelo

compressor, onde é comprimido e novamente direcionado para o condensador, concluindo o ciclo.

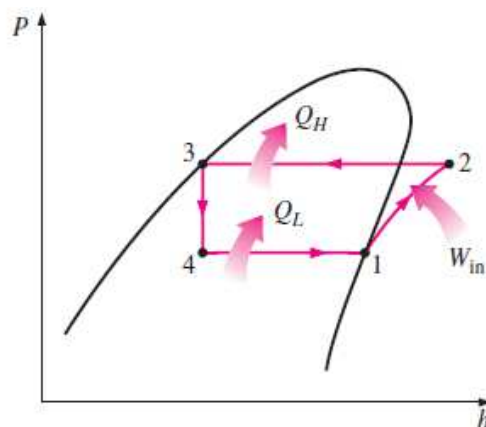
Figura 3. Ciclo ideal de Refrigeração por compressão de vapor.



Fonte: Autoria própria.

Uma representação melhor dos processos que ocorrem neste ciclo pode ser visualizada no diagrama pressão em função da entalpia da figura 4.

Figura 4. Diagrama da pressão em função da entalpia do ciclo de refrigeração por compressão de vapor.



Fonte. Çengel (2006).

A partir desse diagrama é possível entender melhor o que ocorre em um ciclo ideal de refrigeração, e a partir disso, expandi-lo para os ciclos reais. Inicialmente, uma compressão isoentrópica ocorre levando o refrigerante do estado 1 para o estado 2. Em seguida, este refrigerante condensa a pressão constante até o estado 3. Ao ser enviado para o evaporador, este refrigerante é expandido num dispositivo de expansão em um processo isoentálpico. A partir do ponto 4, a evaporação a pressão constante faz esse refrigerante retornar ao seu estado inicial.

O afastamento desse ciclo para um ciclo real ocorre principalmente devido à falta de isolamento do compressor, permitindo troca de calor com o ambiente impedindo que o processo ocorra à entropia constante. Outro fator é a perda de carga nas tubulações, contribuindo para o afastamento.

O coeficiente de eficácia dos sistemas de refrigeração, conhecido pela sigla em inglês COP (Coefficient of Performance), tem a função de quantificar a eficiência de um sistema de refrigeração. Este coeficiente, deriva da definição de eficiência do ciclo de Carnot, que depende apenas das temperaturas de condensação e evaporação.

Devido às irreversibilidades apresentadas nos ciclos reais, bem como alguns desvios e impossibilidades quando estes ciclos são relacionados com o ciclo de Carnot, Van Wylen (2005) define o COP como:

$$\text{COP} = \frac{\text{Capacidade de Refrigeração}}{\text{Potência de Compressão}} \quad (1)$$

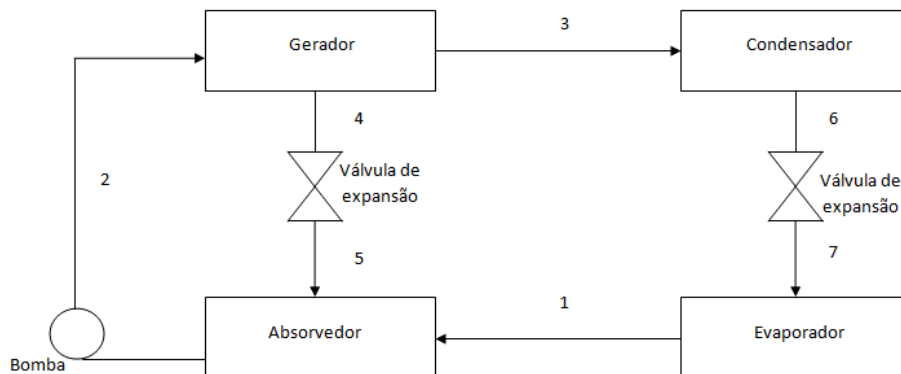
A faixa de capacidade de refrigeração desse sistema é muito ampla, podendo ir de poucos quilo-watts de refrigeração até algumas toneladas. A dependência de energia elétrica para seu funcionamento é o fator crítico. Com o aumento da necessidade de refrigeração, um aumento proporcional no compressor ocorre e conseqüentemente o consumo de energia elétrica, acarretando em custos.

### 2.3 O CICLO DE ABSORÇÃO DE AMÔNIA

De forma análoga ao ciclo de compressão de vapor, este ciclo tem como princípio, e extração de calor de uma fonte fria e sua rejeição a uma fonte quente, geralmente a temperatura ambiente. Seu funcionamento também é muito parecido

com o ciclo de compressão, tendo como principal diferença, a substituição do compressor pelo conjunto absorvedor-gerador e bomba Zukowski (1999). Na figura 5 é apresentado um circuito do funcionamento básico do ciclo de absorção por amônia.

Figura 5. Circuito de refrigeração por absorção de amônia



Fonte: Autoria própria.

Seguindo a abordagem de Zukowski (1999) do ciclo de absorção de amônia, inicialmente, uma mistura rica de amônia e água é aquecida por uma fonte de calor, no gerador, onde ocorre a formação de vapor de amônia e uma mistura pobre (menor concentração de amônia). Esse vapor, é direcionado ao condensador, onde todo o vapor formado no gerador, liberará calor ao ambiente até que toda a amônia esteja no estado líquido. Na sequência, este líquido é expandido por uma válvula de expansão até a pressão de evaporação do sistema. No evaporador, a amônia retira calor do ambiente a ser refrigerado, até tornar-se novamente vapor. Este vapor é direcionado a um absorvedor, onde a solução pobre do início do processo, que, após ser expandida por uma válvula a mesma pressão do vapor que sai do evaporador, absorve todo esse vapor em um processo exotérmico, liberando calor. Esta solução líquida é bombeada por uma bomba, até retornar ao gerador e o ciclo se concluir. Ainda há no circuito um trocador de calor no qual a solução rica recebe calor da solução pobre, aquecida no gerador.

De maneira geral, os ciclos de absorção e de compressão são muito parecidos, mas algumas diferenças podem ser abordadas. Uma delas é a forma

como é calculada a eficiência nesse ciclo. Stoecker(1985) apresenta a seguinte equação para esse cálculo:

$$\text{COP} = \frac{\text{Taxa de refrigeração}}{\text{Taxa de adição de calor ao gerador}} \quad (2)$$

Diferente do que ocorre na refrigeração por compressão, no caso da absorção, o consumível para realizar o arrefecimento é o calor no gerador. Logo, esse deve substituir a potência do compressor na determinação da eficiência do ciclo.

O funcionamento do evaporador e do condensador não difere de maneira construtiva e operacional. Entretanto, vale chamar a atenção para a substituição do compressor, já citado acima, do sistema por compressão pelo conjunto absorvedor – gerador - bomba. Isso resulta em ganhos pelo sistema de absorção na questão operacional, pois o consumo de energia elétrica representa apenas uma pequena fração do consumo do compressor, como compara o autor abaixo.

Se for efetuada uma comparação entre os sistemas de refrigeração por compressão mecânica e por absorção, pode ser notado que as operações desempenhadas pelo compressor foram substituídas pelas operações do absorvedor, da bomba de solução, do gerador e do retificador. No absorvedor o processo é exotérmico e o calor gerado precisa ser removido. No gerador há necessidade de fornecimento de calor. Apenas na bomba de solução há necessidade de energia elétrica. Como o bombeamento de líquido exige uma potência menor, cerca de 5% da potência requerida pelo compressor de um sistema de compressão de vapor de mesma capacidade frigorífica. ZUKOWISKI (1999).

## 2.4 COMPRESSORES

Os compressores consistem em máquinas de fluxos que são capazes de converter alguma forma de energia em energia de fluido. Esta energia corresponde à pressão a qual o refrigerante é comprimido. É este o equipamento que comanda todo o ciclo frigorífico elevando a pressão do vapor até valores consideravelmente elevados e suprindo a capacidade de refrigeração dos evaporadores do circuito. Segundo Stoecker (2002), o compressor é o maior consumidor de energia do circuito

frigorífico, aumentando consideravelmente o custo operacional do sistema por compressão de vapor.

Ainda, Stoecker (2002) relata que se tratando de refrigeração, todos os tipos de compressores são utilizados. Compressores alternativos, rotativos parafuso, rotativos de palheta e centrífugos.

Na refrigeração industrial há um domínio de dois tipos de compressores, entre os citados. Segundo Ashrae (2010) O compressor alternativo é utilizado em instalações onde a capacidade de refrigeração não excede 75KW. A aplicação do compressor parafuso se justifica em plantas de elevada capacidade de refrigeração. Ainda existe a possibilidade de combinações de compressores, quando utilizado sistema de multi-estágio de pressão. Nesse caso, é possível utilizar um compressor parafuso no estágio de baixa pressão e um alternativo de alta pressão.

Os compressores alternativos funcionam comprimindo o gás como um mecanismo cilindro-pistão. Os primeiros compressores desse tipo possuíam apenas um cilindro, enquanto que os atuais apresentam um número maior de compressores as mais variadas disposições dos cilindros, como mostrado na figura 6.

Figura 6. Compressor alternativo, série K.

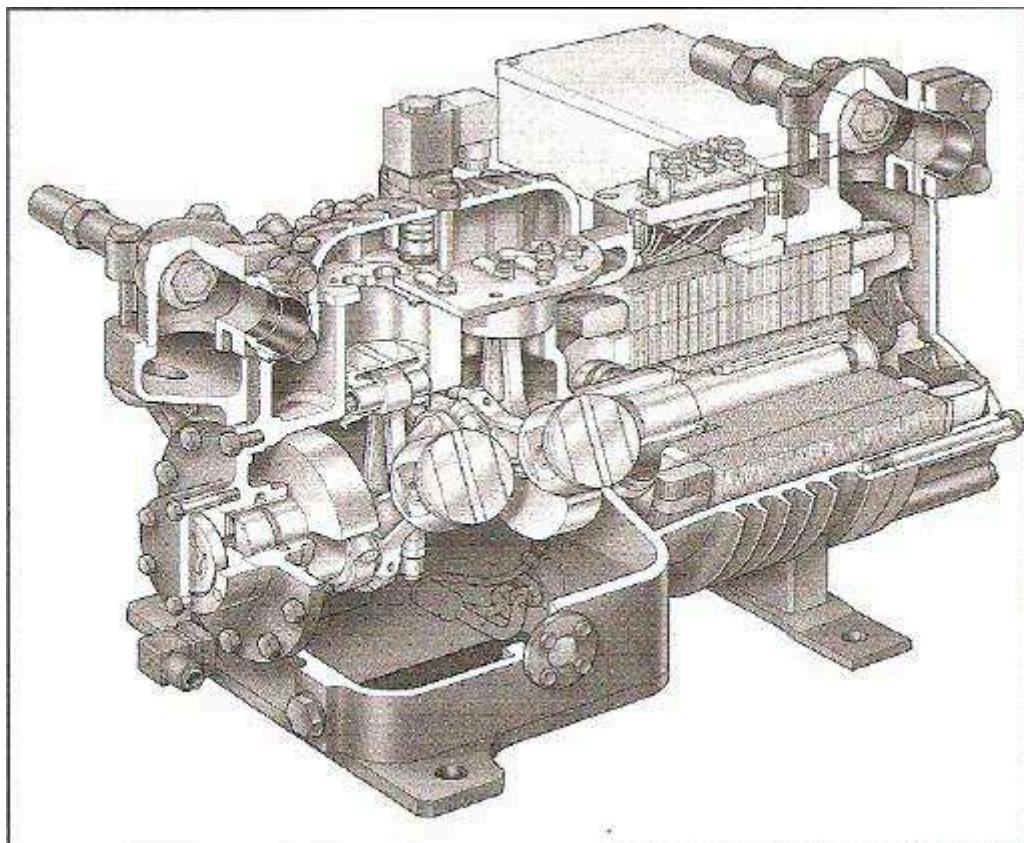


Fonte: Catálogo Mayekawa.



Esses compressores também têm nomenclaturas apropriadas com base nas suas características construtivas. Segundo Stoecker (2002) nos compressores abertos, um motor externo aciona o eixo responsável pelo movimento dos cilindros, que atravessa a carcaça do compressor. Devido a isso, um selo de vedação resistente é necessário, para que não haja fuga do gás. Já os compressores alternativos conhecidos como semi-herméticos e herméticos, tem o motor de acionamento alojado junto com a câmara de compressão, diferindo um do outro pela possibilidade de abertura do cabeçote para acesso as válvulas e pistões no compressor semi-hermético figura 7. Stoecker (2002) ainda afirma que o arranjo construtivo aberto é mais indicado para operar com amônia.

Figura 7. Representação do compressor semi-hermético aberto.



Fonte: Stoecker (2002).

Devido a elevada diferença de pressão a qual está submetida a entrada e a saída de refrigerante desses compressores, a ocorrência de uma temperatura alta de descarga é inevitável e o aquecimento do compressor também. De acordo com Stoecker(2002) um método de arrefecimento utilizando um fluxo de ar forçado ou a

injeção de água de resfriamento diretamente no cabeçote auxilia a conservação da baixa temperatura nesses compressores, aumentando a vida útil de alguns componentes desse compressor.

A distribuição de óleo e o arrefecimento do mesmo também constituem sistemas independentes que fazem parte do compressor alternativo. Segundo Stoecker (2002), o circuito de óleo do compressor consiste em uma bomba que circula o óleo as partes móveis e em seguida a um trocador de calor que fará o arrefecimento desse óleo.

Os compressores parafuso operam com outro modo de compressão do refrigerante. Stoecker (2002) classifica esses compressores como simples e duplo. No compressor duplo da figura 8, o gás é comprimido entre as reentrâncias de dois parafusos giratórios. O parafuso ligado ao motor de acionamento chama-se macho, enquanto o outro parafuso é conhecido como fêmea.

Figura 8. Compressor parafuso duplo em corte.

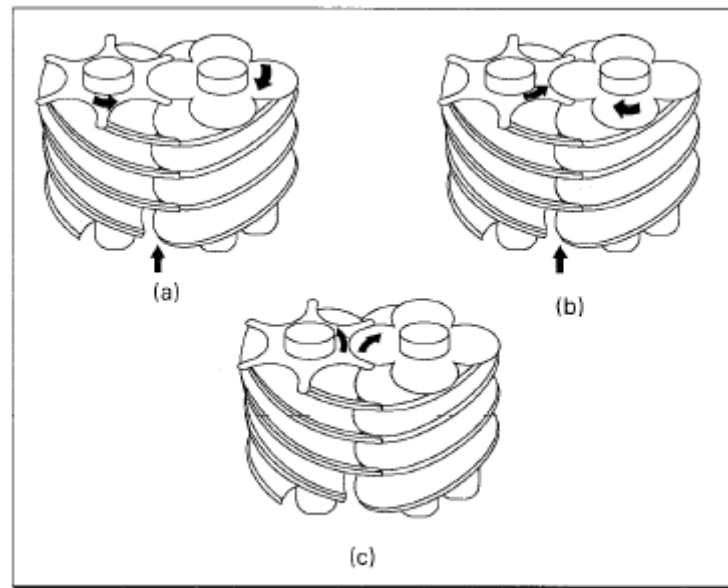


Fonte: Cortesia da empresa Bitzer.

O gás succionado do evaporador adentra o compressor pela parte inferior como mostrado na figura 9, e é movimentado pelos vãos adjacentes entre os

parafusos, aumentando sua pressão até ser descarregado na linha de descarga. Juntamente com refrigerante, óleo lubrificante circula pelo compressor, da mesma maneira que ocorre no compressor alternativo, evitando o desgaste rápido dos componentes móveis.

Figura 9. Representação do modo de compressão no compressor parafuso a) Gás na entrada do compressor b) Gás numa região onde a compressão já está ocorrendo c) Gás na região de descarga.



Fonte: Stoecker (2002).

Um sistema independente de resfriamento de óleo também é utilizado no compressor parafuso, podendo ser constituído de um trocador de calor que resfriará o óleo num local externo ao compressor ou através da injeção direta de refrigerante líquido na câmara de compressão.

## 2.5 TROCADORES DE CALOR

Os trocadores de calor são dispositivos capazes de transferir energia de um fluido para outro. Essa transferência pode ocorrer de gases para gases, líquido para líquido ou até mesmo entre um gás e um líquido, sem que haja a mistura desses fluidos. (INCROPERA, 2014).

Através de uma área de troca térmica localizada entre o fluido frio e o fluido quente, é que o fluxo de calor se desenvolve. Segundo Çengel (2003), o calor sofre um processo de convecção nos fluidos, e de condução através dessa área de

troca de calor. Dessa forma, essa área deve consistir de um material condutor, como por exemplo, cobre ou alumínio.

O fluxo de calor é uma função da resistência de passagem de calor de uma fonte a outra, e do potencial de transporte de calor representado por uma variação de temperatura. Sendo assim, o calor trocado em um trocador pode ser determinado pela expressão:

$$q = U * A * \Delta T \quad (3)$$

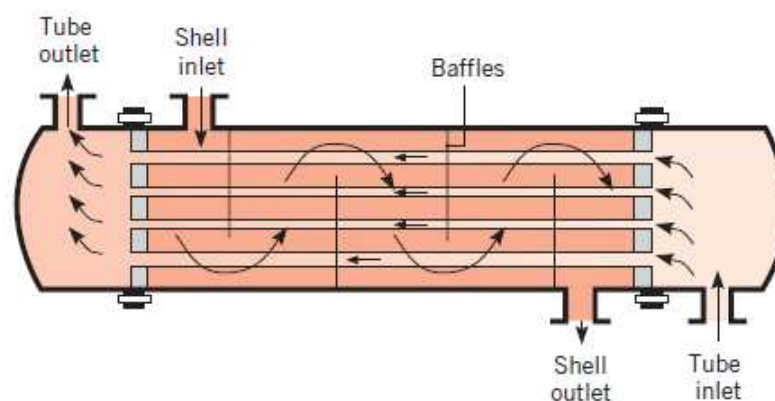
Onde temos que:

- $q$ : Quantidade de calor trocada entre os fluidos;
- $U$ : Coeficiente global do trocador de calor;
- $\Delta T$ : Diferença de temperatura entre os fluidos;

Nessa expressão, o coeficiente global de transferência de calor e a área pela qual o fluido está escoando devem ser especificados e calculados com relação à mesma.

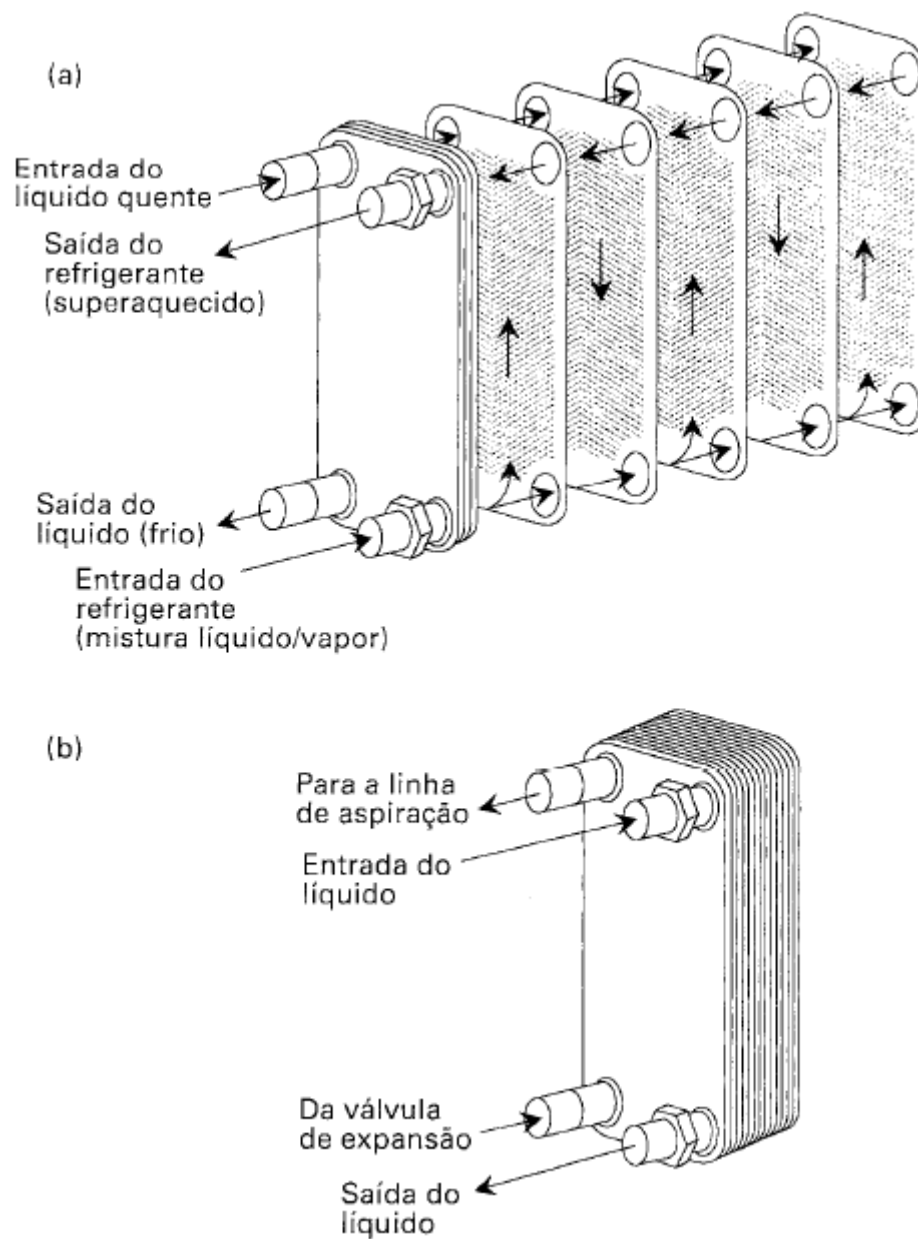
Os trocadores de calor mais utilizados industrialmente são o casco e tubo, e os trocadores de calor de placas, conhecidos também por compactos, onde um conjunto de placas paralelas, muito próximas, é responsável pela troca de calor. O primeiro consiste em um arranjo tubular disposto paralelamente dentro de um tubo de diâmetro maior para aplicação quando os fluidos de trabalho são dois líquidos, como mostrado na figura 10.

Figura 10. Trocador de calor tipo casco e tubo.



Quando um dos fluidos de trabalho envolve um gás trocando calor com outro gás ou com um líquido, um trocador compacto proporciona maior desempenho. Segundo Çengel (2003), sua principal característica é a grande área de troca térmica por unidade de volume. Suas dimensões podem ser observadas na figura 11a e 11b. Como o gás apresenta coeficiente de convecção baixo, o aumento da área balanceia este problema. (ÇENGEL, 2003)

Figura 11. Trocador de calor compacto. (11a) aberto (11b) fechado.



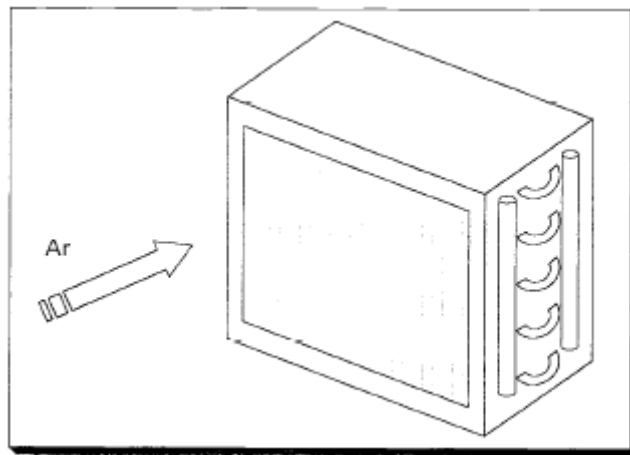
Fonte: Stoecker (2002).

Estas formas são aplicadas na construção de alguns trocadores de calor com finalidades específicas e que por esse motivo, recebem nomes diferentes. Os evaporadores, condensadores e resfriadores de líquido.

### 2.5.1 Evaporadores

Os evaporadores são trocadores de calor com arranjos específicos, onde a transferência de calor ocorre pela evaporação do refrigerante. Eles são os agentes diretos de resfriamento, constituindo a interface entre o processo e o circuito frigorífico Stoecker (2002). Podem ser do tipo casco e tubo, conhecido também como resfriador de líquido ou compostos por uma serpentina de resfriamento, onde ocorre a evaporação do fluido refrigerante, como mostrado na figura 12.

Figura 12. Evaporador com serpentina de resfriamento

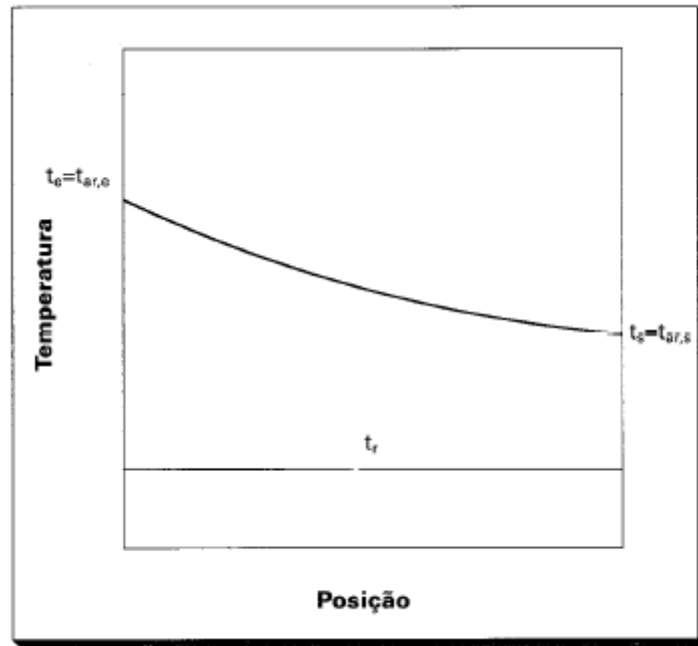


Fonte: Stoecker (2002).

São utilizados principalmente no arrefecimento de ambientes, através de um processo de transferência de calor do ar para o refrigerante, onde ocorre a diminuição da temperatura e umidade do ar. Além disso, são utilizados também para resfriar outras substâncias que agirão como arrefecedor. Stoecker (2002) afirma que a maioria dos evaporadores resfria ar, água ou salmoura, que serão agentes de resfriamento do processo.

A variação de temperatura dos fluidos durante o processo também é uma característica particular dos evaporadores e pode ser visualizada na figura 13.

Figura13. Distribuição da temperatura ao longo dos fluidos ao longo do evaporador.



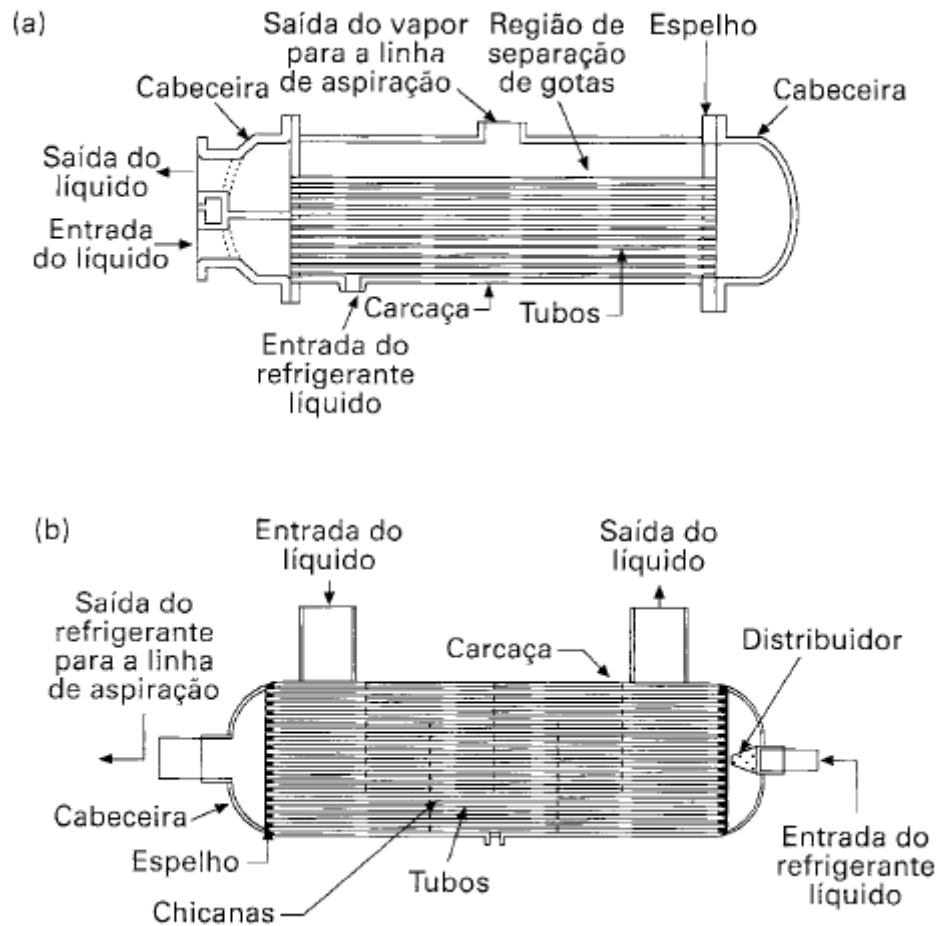
Fonte: Stoecker (2002).

A temperatura do refrigerante, representada pela reta  $t_r$ , se mantém constante ao longo de todo o evaporador, enquanto que, o ar, que entra a uma temperatura  $t_0$ , deixa o evaporador a uma temperatura menor,  $t_s$ . Isso acontece pelo fato da mudança de fase do refrigerante, fazendo com que todo o calor absorvido do ar, seja utilizado como calor latente de evaporação.

### 2.5.2 Resfriadores de Líquidos

Os resfriadores de líquidos geralmente consistem em trocadores de calor do tipo casco e tubo Stoecker (2002). Nesse tipo de trocador de calor, o fluido refrigerante pode retirar calor passando pelos tubos, ou evaporar-se no casco, conforme as representações da figura 14.

Figura 14. Trocador de calor tipo casco e tubo com passagem de refrigerante pelos tubos (a) e passagem de refrigerante pela carcaça (b)



Fonte: Stoecker (2002).

É possível classificar os resfriadores de líquido quanto ao local onde ocorre a evaporação do refrigerante. Segundo Stoecker (2002) os resfriadores inundados são aqueles em que o refrigerante irá evaporar no casco do trocador de calor. Quando a mudança de fase do fluido ocorre na seção dos tubos, o trocador é denominado de expansão-direta.

No dimensionamento de trocadores de calor do tipo casco e tubo, uma análise do escoamento dos fluidos que circulam no interior e no exterior dos tubos é necessária. Essa é feita através de correlações empíricas. (STOECKER, 2002).

Para o fluido que circula através do interior dos tubos, Kern (1950) apresenta uma correlação que pode ser usada através da seguinte equação:



$$\frac{h * D}{k} = 0,023 * \left(\frac{\rho * V * D}{\mu}\right)^{0,8} * \left(\frac{\mu * cp}{k}\right)^{0,3} \quad (4)$$

Onde:

- h: Coeficiente Convectivo, W/m<sup>2</sup> K;
- D: Diâmetro interno do tubo, m;
- k: Condutividade térmica do fluido, W/m K;
- V: Velocidade média do fluido, m/s;
- ρ: Densidade do líquido, m<sup>3</sup>/kg;
- μ: Viscosidade dinâmica do fluido, Pa.s;
- cp: Calor específico a pressão constante, J/kg°C

E para os fluidos que circulam na carcaça do trocador de calor, Kern (1950) demonstra a seguinte equação:

$$\frac{h * D}{k} = 0,47 * \left(\frac{\rho * V * D}{\mu}\right)^{0,53} * \left(\frac{\mu * cp}{k}\right)^{0,33} \quad (5)$$

### 2.5.3 Condensadores

Os condensadores são trocadores de calor responsáveis por rejeitar todo o calor que o refrigerante absorveu no ciclo de refrigeração, pelo processo de condensação do gás. Stoecker (2002) classifica os condensadores em:

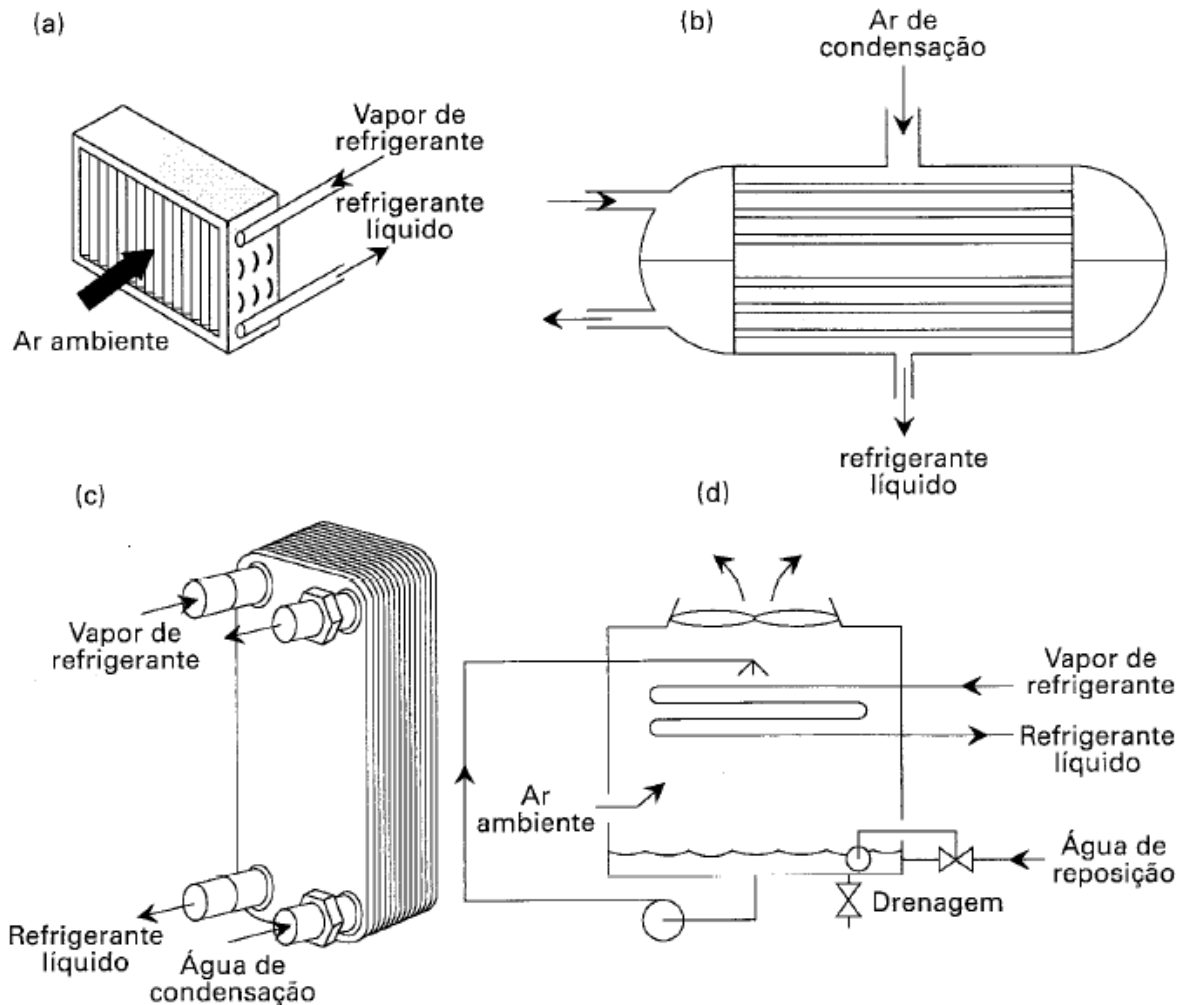
- Resfriados a água
- Resfriados a ar
- Evaporativo

São os condensadores os responsáveis pela interface entre o fluido refrigerante em forma de gás, e o fluido que receberá a carga térmica do sistema de refrigeração. Segundo Stoecker (2002), os fluidos condensares mais utilizados é a água e o ar atmosférico.

Segundo a classificação acima, destacam-se em cada uma delas, alguns tipos construtivos específicos de condensadores. Segundo Stoecker (2002), os condensadores mais utilizados no âmbito industrial, são do tipo evaporativo. Porém,

ainda há arranjos do tipo casco e tubo, onde água resfria o fluido refrigerante ou do tipo placas, onde é utilizado ar ou água para fazer esse resfriamento. A figura 15 apresenta cada um dos condensadores citados.

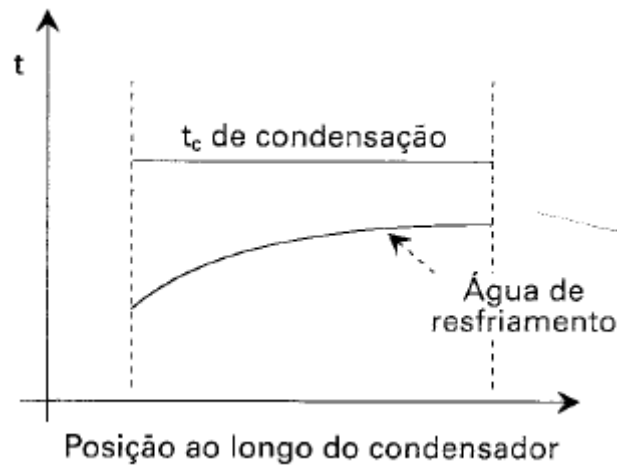
Figura 15. Arranjos construtivos de condensadores e seus meios de resfriamento.



Fonte: Stoecker (2002)

O comportamento do refrigerante que atravessa o condensador é um tanto quanto complexo. Ao entrar no condensador, este se encontra como vapor superaquecido. À medida que percorre o condensador, ocorre a mudança de fase do fluido até enfim sair como líquido saturado ou em alguns casos sub-resfriado. Dessa maneira, Stoecker (2002) demonstra o comportamento da temperatura no trocador de calor com um gráfico mostrado na figura 16.

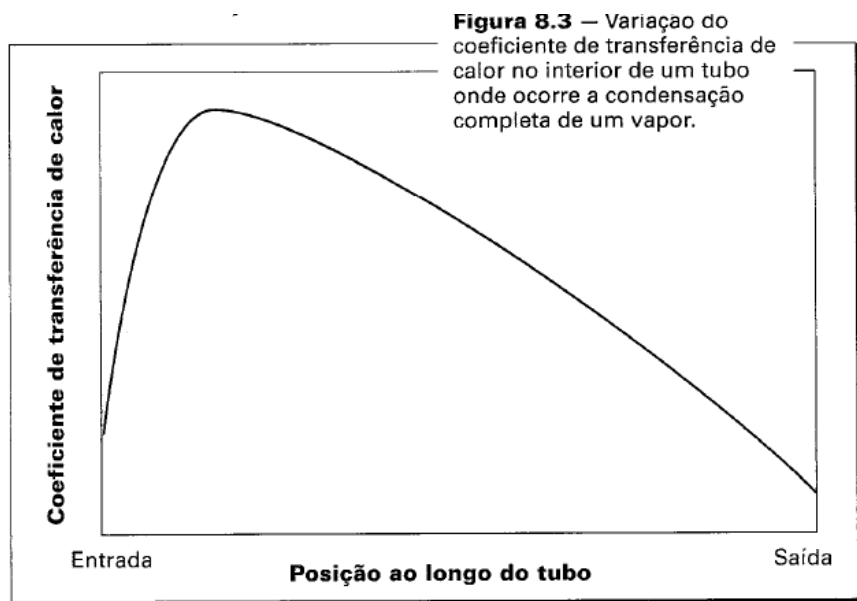
Figura 16. Comportamento da temperatura em função da posição do refrigerante ao longo do condensador.



Fonte: Stoecker (2002).

A avaliação do coeficiente de transferência de calor no condensador pode ser feita para melhor entender o processo que ocorre em seu interior. Como dito anteriormente, há a mudança de fase do refrigerante no interior do condensador. Com isso, variações no coeficiente de transferência de calor também podem ser visualizadas na figura 17.

Figura 17. Comportamento do coeficiente de transferência de calor do refrigerante ao longo da posição do evaporador.



Fonte: Stoecker (2002).

Ao entrar no condensador, o refrigerante está superaquecido e como característica dos gases, apresenta um coeficiente de transferência de calor baixo. À medida que atravessa o trocador de calor, um aumento no coeficiente ocorre. A condensação de fluido na superfície do condensador forma um filme que aumenta de espessura à medida que mais refrigerante é condensado, fazendo com que o coeficiente de transferência de calor diminua progressivamente. (STOECKER, 2002)

O condensador é determinado a partir da Relação de Rejeição de calor. Segundo Stoecker (2002), ela é a relação entre a capacidade frigorífica e a potência do compressor, e no caso mais simples pode ser determinada por:

$$\text{RRC} = \frac{\text{Capacidade Frigorífica} + \text{Potência de Compressão}}{\text{Capacidade Frigorífica}} \quad (6)$$

Como a capacidade frigorífica e a potência de compressão estão diretamente relacionadas com as temperaturas de condensação e evaporação, podemos concluir que a relação de rejeição de calor também é influenciada por esses parâmetros.

Os condensadores também podem funcionar como sistemas de arrefecimento de óleo de compressores. Stoecker (2002) apresenta um sistema de resfriamento onde a água de compressores evaporativos é destinada a um trocador independente onde ocorrerá o resfriamento do óleo. Em seguida, essa água é destinada a condensação do refrigerante. Como consequência, um aumento da temperatura de condensação pode ocorrer.

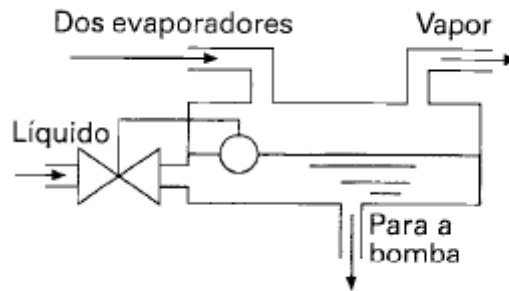
Alguns cuidados devem ser tomados com os condensadores quando utilizada água como fluido de condensação. Stoecker (2002) afirma que com a evaporação de água, a concentração de sólidos aumenta fazendo com que apareçam problemas nas serpentinas como incrustações. Devido a isso, uma limpeza periódica deve ser realizada.

## 2.6 RESERVATÓRIO DE LÍQUIDO

Os reservatórios de líquidos consistem em vasos de pressão com a finalidade de armazenar ou separar dois ou mais líquidos do sistema de

refrigeração. Geralmente encontram-se na saída dos evaporadores, de acordo com o esquema da figura 18, separando o óleo do refrigerante líquido, e do refrigerante gasoso, garantindo que o compressor aspire apenas gás, evitando problemas maiores.

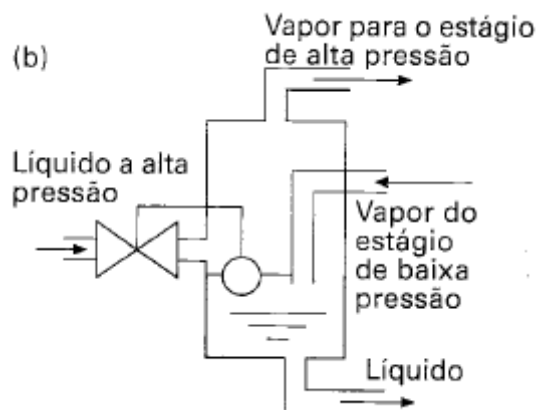
Figura 18. Disposição do separador de líquido de baixa pressão no circuito frigorífico.



Fonte: Stoecker(2002).

Ainda existem os separadores de líquidos na saída dos condensadores conforme a figura 19. Devido a sua finalidade específica, são conhecidos como tanque de gás “flash” e resfriadores. Sua função é separar o gás formado no processo de expansão do estágio de alta pressão para o estágio de baixa pressão, para que esse não chegue ao condensador. Também é utilizado no processo de resfriamento do gás de descarga do compressor do primeiro estágio em sistemas com duplo estágio de pressão num processo conhecido como borbulhamento de líquido.

Figura 19. Disposição do tanque de flash/resfriador no circuito frigorífico.



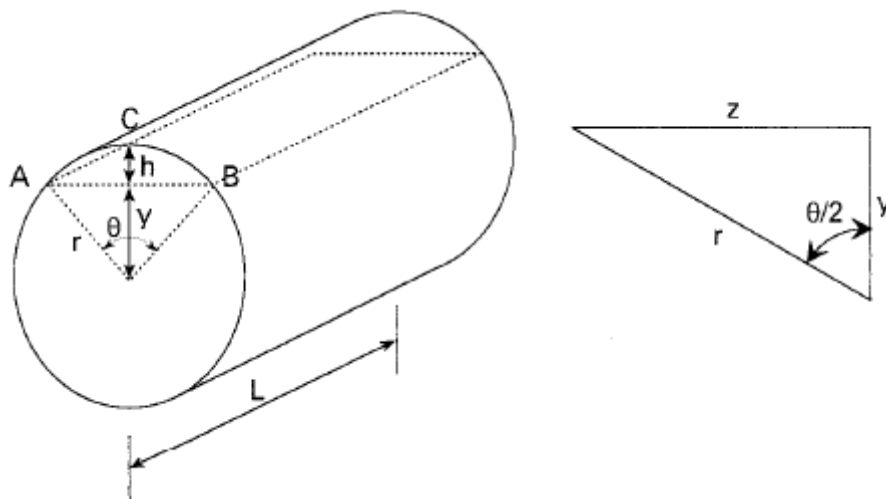
Fonte: Stoecker(2002)

Além dessas funções, Stoecker (2002) cita que os reservatórios são responsáveis por armazenar o refrigerante líquido para utilização de evaporadores em sistemas com recirculação de líquido e sistemas inundados, compensando a variação na demanda do refrigerante.

Esses equipamentos devem ter limites na quantidade de líquido armazenado. Isso acontece, segundo Stoecker (2002), para evitar com que o líquido seja aspirado pelo compressor de alta pressão, e para assegurar que o gás não seja dirigido ao evaporador.

O dimensionamento de um reservatório de líquido é proposto por Stoecker (2002), através do cálculo do volume setor circular ABC da figura 20.

Figura 20. Representação da divisão do volume de um reservatório de líquido.



Fonte:Stoecker (2002).

Esse volume corresponde ao volume máximo que o gás pode ocupar dentro desse reservatório, e é determinado a partir da seguinte fórmula:

$$\text{Volume} = \frac{r^2}{2} * (\theta - \text{sen}\theta) * L \quad (7)$$

Segundo Stoecker (2002) o volume total do reservatório deve corresponder à quantidade total de líquido presente no evaporador, condensador e nas linhas de tubulação, levando em conta todas as possíveis mudanças que acontecerão no circuito frigorífico.

No dimensionamento também deve ser previsto um comprimento de separação para que ocorra de maneira eficiente a separação do refrigerante gasoso do líquido. Stoecker (2002) afirma que essa separação ocorre pela ação da força gravidade, além de depender do diâmetro das gotas de líquido que também são arrastados pelo vapor, e da velocidade com que o vapor circula no interior do tanque de líquido.

Ao avaliar um reservatório de acordo com os critérios acima apresentados, a escolha correta deve ser aquela com o maior volume possível. Este volume irá cumprir adequadamente com o que se exige de um reservatório. (STOECKER, 2002).

## 2.7 BOMBAS

As bombas são máquinas de fluxo capazes de converter energia mecânica em energia de fluido. Elas operam quase que exclusivamente com líquido. A presença de vapor pode causar cavitação nesses equipamentos, o que é indesejável podendo levar ao comprometimento do funcionamento.

Esses equipamentos podem ser divididos de acordo com o seu princípio de operação. Fox (2011) as divide em bombas de deslocamento positivo e bombas dinâmicas. As primeiras operam segundo a variação do volume do fluido de trabalho. Nessa categoria, encaixam-se as bombas do tipo cilindro pistão e as bombas de lóbulo. A segunda categoria abrange aquelas bombas que funcionam segundo o movimento de um rotor. A corrente de fluido passa por uma câmara onde interage com as pás da bomba, ganhando energia e sendo direcionado para a seção de descarga. Fox (2011) cita as bombas do tipo axial e radial como máquinas do tipo dinâmicas. Estas podem ser observadas na figura 21.

Figura 21. Moto bomba radial.



Fonte: Catálogo IMBIL.

Uma bomba é constituída de um rotor ligado a um motor elétrico através da carcaça e por esse motivo também é conhecida como moto-bomba. Este converte a energia de rotação em energia de fluido. Este aumento de energia é dado em unidades de pressão, e podem variar em uma ampla faixa, chegando até a 150.000 psi. (FOX, 2011).

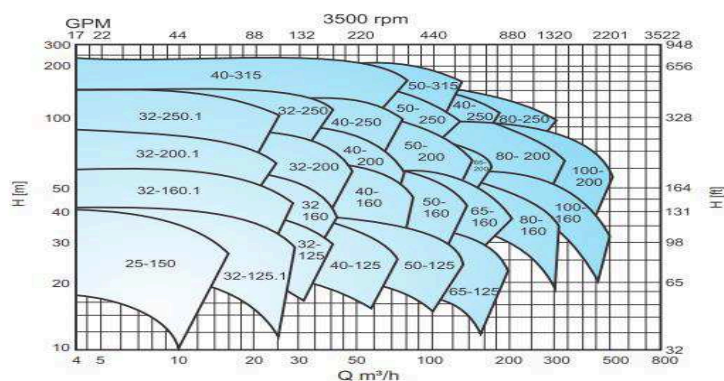
Nas bombas axiais o fluido percorre uma trajetória paralela ao rotor do fluido, sem que ocorra uma diferença significativa. Em equipamentos do tipo radial ou centrífugo, o fluido entra axialmente, sendo direcionado para a periferia da bomba, através do movimento rotativo, onde a deixa com uma pressão maior.

As bombas dinâmicas ainda podem ser classificadas segundo a forma construtiva do rotor. Fox (2011) estabelece a seguinte classificação, para estas:

- Bomba de rotor aberto;
- Bomba de rotor semi-aberto;
- Bomba de rotor fechado;

O critério de seleção de uma bomba parte da ideia de fornecer energia suficiente para que o fluido percorra o circuito estabelecido, iniciando em um determinado ponto ou equipamento até um ponto final. Com base nisso, (Fialho, 2011) discorre que a bomba deve ser escolhida de modo a ser capaz de superar a diferença de altura entre o reservatório e o equipamento que irá operar com o fluido, conhecida como altura manométrica, e a perda de carga gerada pela tubulação, bem como fornecer ou suportar a vazão sobre ela imposta. A figura 22 mostra a um catálogo de seleção de bombas.

Figura 22. Catálogo para a seleção de bomba com a altura manométrica em função da vazão do sistema



Fonte: Catálogo IMBIL



Além disso, Fialho (2011) afirma que as propriedades do fluido de trabalho também interferem na seleção da bomba adequada. Características do escoamento como, densidade do fluido, presença de dejetos e sólidos de tamanhos variados e viscosidade do fluido devem ser levados em consideração na hora de escolher a bomba de um sistema.

Tratando de ciclos frigoríficos, a aplicação de uma bomba no sistema de refrigeração por compressão não faria sentido, já que esse trabalha com gás no estágio de baixa pressão. Entretanto, estas têm uma importante função nos ciclos de absorção, no qual é responsável por levar a mistura líquida bifásica do estágio de baixa pressão, até o gerador.

Em sistemas de lubrificação e arrefecimento de óleo, a bomba é o mecanismo que faz o óleo circular por todas as partes móveis do equipamento e então, o leva para o trocador de calor, onde este será resfriado e então retornará ao circuito de lubrificação.

## 2.8 TUBULAÇÕES

As tubulações dos sistemas de refrigeração industrial servem como meios de deslocamento do fluido refrigerante e do fluido a ser refrigerado por todo o circuito e componentes. De maneira geral, as características das aplicações determinam a forma construtiva dos tubos. Portanto, tratando-se de refrigeração, diversos diâmetros, materiais, isolamentos e sua respectiva espessura podem ser encontrados.

Alguns fatores devem ser levados em consideração na hora do dimensionamento de tubulações. A pressão do refrigerante na linha de tubulação, sua vazão e a perda de carga. Todas essas condições devem ser levantadas para a obtenção do diâmetro correto.

Inicialmente é necessária a verificação do número de Reynolds. Em operações frigoríficas, Stoecker (2002) afirma que a operação ocorre quase que em sua totalidade, com um regime turbulento. Sendo assim, o número de Reynolds encontrado será superior a 3000. Este é um valor adimensional, e pode ser calculado a partir da equação apresentada abaixo:

$$\text{Re} = \frac{\rho * V * D}{\mu} \quad (8)$$

Onde:

$\rho$ : Densidade do fluido Kg/m<sup>3</sup>;

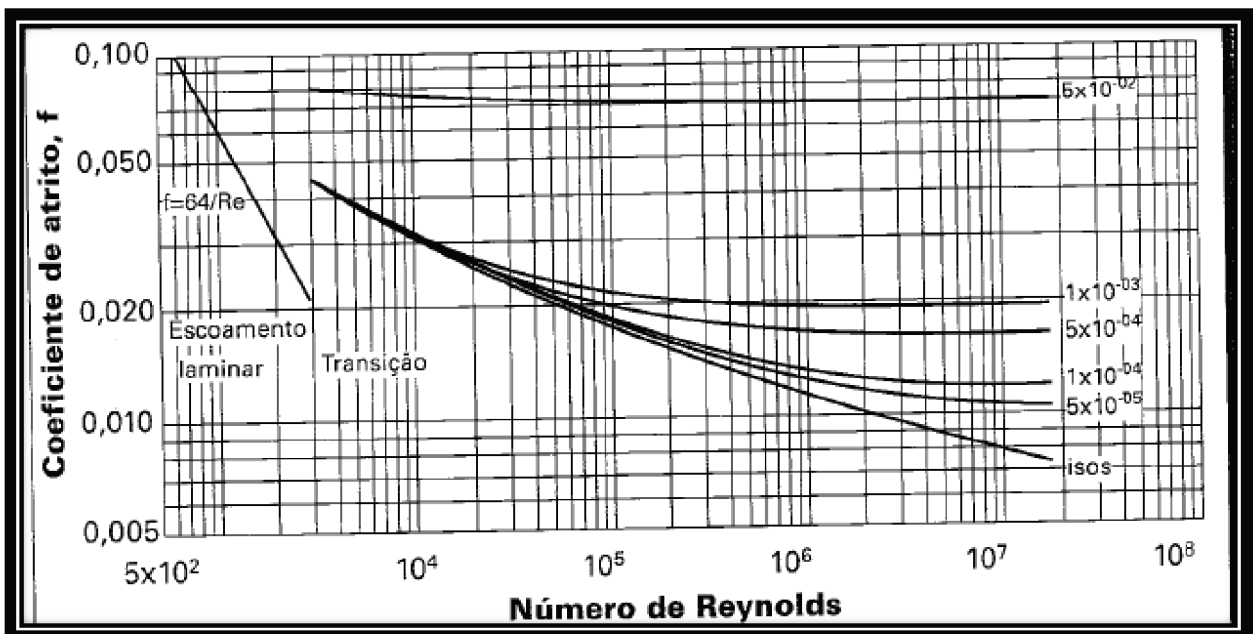
V: Velocidade média na seção transversal da tubulação m/s;

D: Diâmetro da tubulação m;

$\mu$ : Densidade cinemática do fluido Pa.s.

A partir da relação de Reynolds, e da razão entre a rugosidade do material utilizado na tubulação e o seu respectivo diâmetro, é possível determinar o coeficiente de atrito a partir do diagrama de Moody, da figura 23.

Figura 23: Diagrama de Moody para a determinação do fator de atrito de tubulação f:



Fonte: Stoecker (2002).

Com o fator de atrito determinado, é necessário que a perda de carga na tubulação seja calculada. Fialho (2011) utiliza a seguinte equação para a realização desse cálculo:

$$\Delta p = f * \frac{L}{D} * \frac{\rho * V^2}{2} \quad (9)$$

Onde:

f: Fator de atrito obtido no diagrama de Moody;

L: Comprimento da tubulação m;

D: Diâmetro da tubulação m;

$\rho$ : Densidade específica do fluido Kg/m<sup>3</sup>;

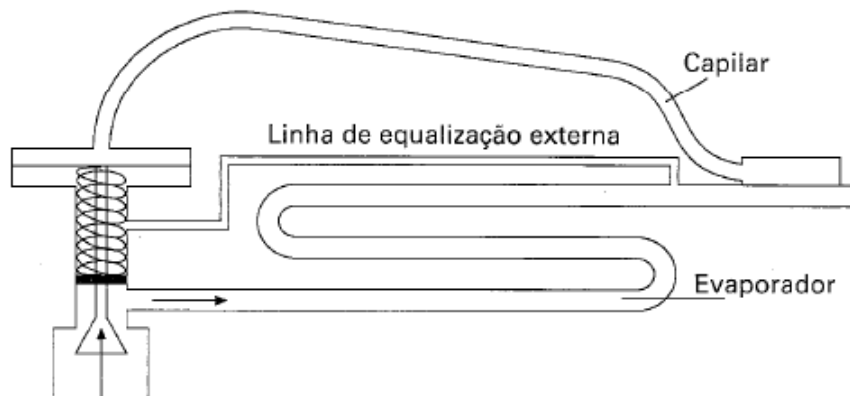
V: Velocidade média do fluido m/s;

Segundo Stoecker (2002), o dimensionamento da tubulação consiste em primeiramente, limitar uma perda de carga máxima. A partir das equações apresentadas é possível determinar se a perda de carga está dentro dos limites desejados, ou permitidos para a aplicação da tubulação. A correção no diâmetro da tubulação utilizada proporciona uma perda de carga próxima da desejada.

## 2.9 DISPOSITIVOS DE EXPANSÃO

Os dispositivos de expansão são responsáveis pela diminuição da pressão do líquido condensado no circuito frigorífico. São ajustados de maneira que a pressão na qual o líquido é destinado ao evaporador, deve ser a mesma ou um pouco maior que a pressão de evaporação. Esse controle é feito de acordo com o esquema apresentado na figura 24.

Figura 24. Sistema de controle de refrigerante destinado ao evaporador.



Fonte: Stoecker (2002).

A válvula é ligada a saída do evaporador por um tubo denominado capilar. Essa conexão faz com que parte do gás a temperatura de evaporação seja destinado à válvula que fará o controle da quantidade de refrigerante destinada ao evaporador de acordo com a temperatura desse gás.

Há uma gama muito grande de dispositivos de expansão. Estes, geralmente são selecionados de acordo com o tipo de resfriador de líquido que será utilizado. A figura 25 apresenta uma tabela com alguns resfriadores, suas capacidades e os respectivos dispositivos de expansão que devem ser utilizados.

Figura 25. Tabela demonstrativa dos resfriadores, faixa de capacidade de refrigeração e dispositivos de expansão utilizados.

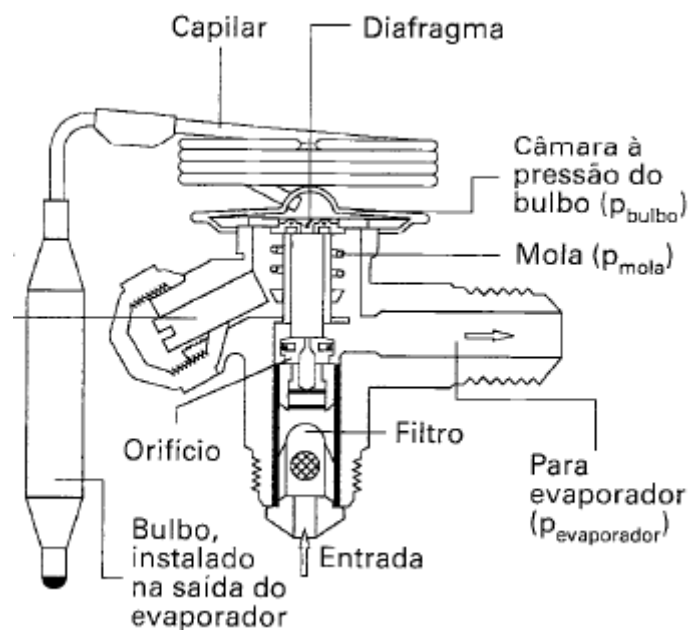
### Características de resfriadores de líquido de uso comum na indústria frigorífica<sup>1</sup>.

Tipo	Dispositivo de expansão associado	Capacidade usual [kW]	Refrigerantes
Carcaça-tubos/ inundado	Bóia de baixa pressão Bóia de alta pressão Orifício fixo	90 a 7000	R-11, R-12, R-22, R-113, R-114, R-123, R-134a, R-500, R-502, Amônia
Carcaça-tubos/ película descendente	Bóia de baixa pressão Bóia de baixa pressão	180 a 35.000	R-11, R-12, R-13B1; R-22, R-113, R-114, R-123, R-134a, Amônia
Carcaça-tubos/ expansão direta	VET* Válvula eletrônica	7 a 3.500	R-12, R-22, R-134a, R-500, R-502, Amônia
Boudelot inundado	Bóia de baixa pressão	35 a 350	R-22 e Amônia
Boudelot expansão direta	VET	18 a 90	R-12, R-22, R-134a, Amônia
Tubos concêntricos	VET	18 a 90	R-12, R-22, R-134a, Amônia
Carcaça/ serpentina	VET	7 a 35	R-12, R-22, R-134a, Amônia
Placas brazado e soldado	VET Orifício fixo	2 a 7000	R-12, R-22, R-134a, R-500, R-502, Amônia

\* VET – Válvula de Expansão Termostática

Segundo Stoecker (2002), as plantas industriais são dotadas de dispositivos de expansão do tipo controladoras de nível. Este ainda afirma que as válvulas mais utilizadas no âmbito da refrigeração industrial são as válvulas de expansão controladas pelo superaquecimento. Nessa categoria, essas válvulas se dividem de acordo com a temperatura de evaporação do sistema. Para sistemas onde a temperatura de evaporação é relativamente alta, como na refrigeração comercial e residencial, a válvula de expansão termostática (VET) é muito utilizada, figura 26. Para aplicações onde a temperatura de evaporação é reduzida, a aplicação de uma válvula de expansão termostática cruzada é mais recomendada, devido a problemas enfrentados por essas.

Figura 26. Válvula de expansão termostática em corte.



Fonte: Stoecker (2002).

## 2.10 ABSORVEDOR

O absorvedor é o componente, do ciclo de absorção por amônia, responsável por condensar o vapor de baixa pressão, através da absorção desse vapor por um fluido absorvente, por um processo exotérmico com liberação de calor. Esse equipamento consiste de um trocador de calor que condensa o vapor

misturando-o com o absorvente e então, cede o calor desse processo a água de refrigeração. (GARIMELLA, 2007).

Segundo Stoecker (1985), o processo de absorção deve ocorrer sob resfriamento de água ou ar, para que o calor liberado seja dissipado. Caso isso não aconteça, a temperatura da mistura tende a subir fazendo com que cesse a absorção do vapor.

Os principais absorventes utilizados nos ciclos de refrigeração são a água e o brometo de lítio (LiBr). Quando utilizado a amônia como refrigerante do sistema, a utilização da água para absorvê-la torna-se mais adequado. Para sistemas de refrigeração com água, o brometo de lítio é utilizado como absorvente.

## 2.11 GERADOR

O gerador é um componente exclusivo do sistema de absorção. Sua função é a de separar a mistura bifásica do circuito, fazendo com que ocorra a evaporação do fluido refrigerante, através da adição de calor à mistura. Posteriormente, esse vapor é condensado e expandido para que assim possa desempenhar seu papel como agente refrigerante.

Esse equipamento torna a refrigeração por absorção versátil. As fontes de calor para o gerador podem ser as mais variadas possíveis, como por exemplo, gás natural, gases de combustão, vapor e energia solar.

Assim como o absorvedor, este equipamento consiste de um trocador de calor. Sua configuração depende diretamente da fonte de onde o calor para separação da mistura provém. Segundo Menna (2008), para casos onde se utiliza líquido ou vapor a alta temperatura, o trocador mais adequado seria um casco e tubo ou um trocador de placas e o material utilizado para a fabricação deste é o aço carbono em aplicações com a mistura água-amônia.

## 2.12 SISTEMAS DE ARREFECIMENTO DE ÓLEO

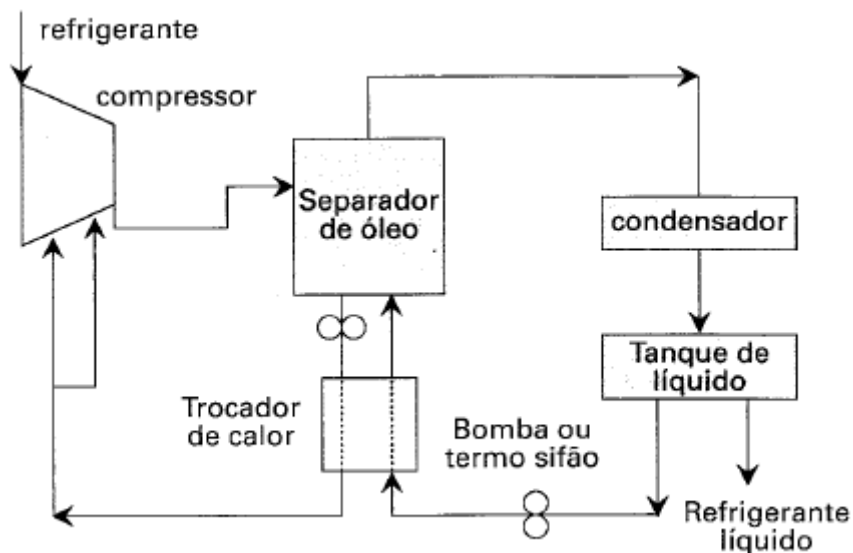
Segundo Stoecker (2002) os sistemas de arrefecimento de óleo podem ser divididos em duas categorias principais, com seus respectivos métodos de arrefecimento.

1. Arrefecimento através de um trocador de calor casco e tubo – Nessa categoria, encaixam-se o sistema de resfriamento conhecido como termo-sifão e o resfriamento por água.
2. Arrefecimento por injeção direta – Esse método de arrefecimento consiste na injeção de líquido refrigerante direto na câmara de compressão ou na linha de descarga do refrigerante.

### 2.12.1 Termo-sifão

Funciona a partir de um ciclo simples de refrigeração figura 27. Por gravidade, amônia líquida desce por uma tubulação a partir de um reservatório de líquido que deve obrigatoriamente estar a uma altura de 2 metros do trocador de calor onde irá evaporar retirando calor do óleo a ser resfriado. Através de uma bomba, esse óleo é circulado do separador para o compressor continuamente. Após evaporar, a amônia retorna ao tanque de líquido em forma de gás, devido à pressão e a sua densidade, aonde irá novamente condensar e voltar ao processo.

Figura 27. Ciclo de arrefecimento de óleo termo-sifão.

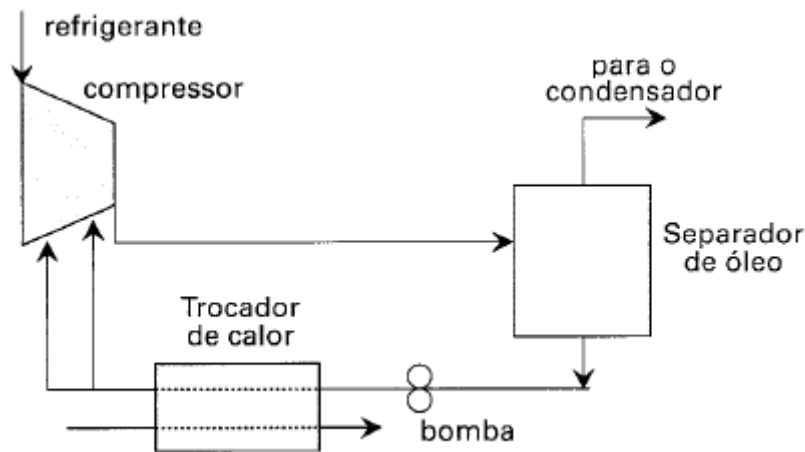


Fonte: Stoecker (2002).

### 2.12.2 Arrefecimento de óleo através da utilização de água

Este ciclo consiste na utilização de água resfriada em uma torre de arrefecimento para resfriar o óleo. De maneira análoga ao que acontece no termo-sifão, a mistura óleo e refrigerante passa por um separador de óleo de onde uma bomba o faz circular, passando por um trocador de calor até retornar ao compressor. No trocador de calor, o resfriamento ocorre pelo fluxo de calor do óleo para a água fria. A água quente do processo retorna para a torre de arrefecimento através de uma bomba, para ser resfriada e retornar ao trocador. O diagrama desse circuito está representado na figura 28.

Figura 28. Circuito de resfriamento de óleo por água arrefecida.



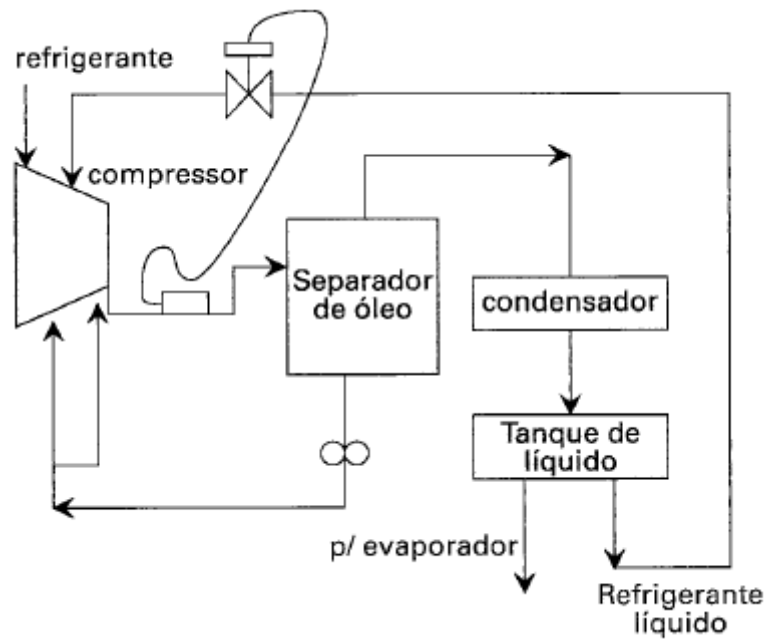
Fonte: Stoecker (2002).

### 2.12.3 Arrefecimento de óleo por injeção direta

Consiste em injetar amônia líquida diretamente na câmara de compressão ou na linha de descarga fazendo com que essa resfrie o óleo. A injeção direta na câmara ocorre em uma seção onde o gás já foi comprimido. Segundo Stoecker (2002), a taxa com que o refrigerante é injetado é regulada por uma válvula controlada pelo superaquecimento do gás de descarga. O circuito de resfriamento por injeção direta está representado na figura 29.



Figura 29. Circuito de refrigeração por injeção direta de refrigerante



Fonte: Stoecker (2002)

### 3 MATERIAIS E METODOS

A partir dos dados de temperatura de saída do óleo do compressor e a temperatura adequada que o óleo deve retornar ao compressor, fornecidos pela empresa Mayekawa/Mycon e vazão de óleo, os componentes do circuito de refrigeração podem ser dimensionados. Para isso, serão realizadas uma análise termodinâmica e uma análise de transferência de calor em cada componente. Catálogos de fabricantes também serão utilizados para a seleção da bomba do sistema de absorção de amônia e do compressor utilizado no sistema de refrigeração por compressão de vapor. As propriedades da amônia, da água, da mistura água e amônia e do óleo serão avaliadas a partir de tabelas encontradas nas referências bibliográficas e apresentadas nos apêndices. Para validação do dimensionamento dos circuitos, um software será utilizado.

#### 3.1 ANÁLISE TERMODINÂMICA

Esse método consiste em isolar uma superfície ou um volume de controle e avaliar o a variação de energia e massa que atravessam o volume selecionado. Essa variação de energia pode ocorrer pela adição ou perda de calor através do volume, trabalho realizado por um fluido do volume ou o trabalho realizado sobre esse fluido, pela variação de velocidade e altura, que resultam em energia potencial e cinética, e pela variação de entalpia do fluido. A Variação de massa do volume ocorre pela adição ou perda de massa em um intervalo de tempo devido a variação de densidade do em um intervalo de tempo no volume de controle.

Para quantificar essas variações, algumas equações são utilizadas. Essas equações são conhecidas como a Lei da conservação de massa e a Primeira Lei da Termodinâmica, e serão apresentadas a seguir.

Para avaliar a quantidade de massa que atravessa um volume de controle, esse deve ser selecionado adequadamente. A partir da seleção do volume de controle, a lei da conservação de massa é expressa da seguinte forma:

$$\frac{dm}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \quad (10)$$

Onde:

$dm/dt$ : Variação da massa contida no volume de controle em função do tempo;

$m_e$ : Fluxos de massas entrando no volume de controle;

$m_s$ : Fluxos de massas saindo da superfície de controle;

Algumas simplificações podem ser feitas aplicando as condições de contorno corretas. No dimensionamento dos circuitos desse trabalho, será considerado que todos os equipamentos operam em regime permanente e que o escoamento através deles é incompressível. Assim, a equação 3 pode ser simplificada:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s \quad (11)$$

Isso mostra que toda a massa entrando no volume de controle é a mesma que está saindo dele.

Analogamente a maneira como se aplica a equação de conservação de massa, a Primeira Lei da Termodinâmica depende diretamente da escolha do volume de controle. Após determinado, a equação que expressa as taxas de variação de energia no volume é apresentada abaixo:

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_e * \left( \frac{V_e^2}{2} + h_e + g * z_e \right) - \sum \dot{m}_s * \left( \frac{V_s^2}{2} + h_s + g * z_s \right) \quad (12)$$

Onde:

$dE/dt$ : Variação da energia no volume de controle em função do tempo;

$Q$ : Taxa de calor adicionado ao volume de controle;

$W$ : Taxa de trabalho realizado sobre o volume de controle;

$m_e$ : Taxa de massa entrando no volume de controle;

$V_e$ : Velocidade do fluido na entrada do volume de controle;

$h_e$ : Entalpia do fluido na entrada do volume de controle;

$g$ : Aceleração da gravidade;

$Z_e$ : Elevação da entrada do volume de controle;

$m_s$ : Fluxo de massa saindo do volume de controle;

Vs: Velocidade do fluido na saída do volume de controle;  
 hs: Entalpia do fluido na saída do volume de controle;  
 Zs: Elevação da saída do volume de controle;

As contribuições devido a variação da energia potencial e cinética podem ser desprezadas na equação 5. Considerando o escoamento através dos equipamentos incompressível, e operando em regime permanente, esta equação pode ser resumida na seguinte equação:

$$\dot{Q} + \sum (\dot{m}_e * h_e) = \dot{W} + \sum (\dot{m}_s * h_s) \quad (13)$$

### 3.2 ANÁLISE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Esse método consiste em avaliar as trocas de calor entre os fluidos que irão interagir nos trocadores de calor dos circuitos frigoríficos a serem dimensionados. Também será utilizado para o dimensionamento do evaporador e condensador dos circuitos.

Para dimensionar os trocadores de calor, o evaporador e o condensador será utilizado também o método da diferença média logarítmica (DTML). Esse consiste em avaliar a média logarítmica das temperaturas de entrada e saída dos fluidos nos trocadores de calor e sua forma depende da característica do trocador de calor. Para evaporadores, a equação 14 é utilizada:

$$\Delta T = \frac{T_e - T_s}{\ln\left(\frac{T_e - T_r}{T_s - T_r}\right)} \quad (14)$$

Onde:

Te: Temperatura de entrada do fluido;

Ts: Temperatura de saída do fluido;

Tr: Temperatura de evaporação do refrigerante;

Para trocadores de calor com escoamento paralelo, a equação 15 deve ser utilizada:

$$\Delta T = \frac{(T_{q1} - T_{f1}) - (T_{q2} - T_{f2})}{\ln\left(\frac{(T_{q1} - T_{f1})}{(T_{q2} - T_{f2})}\right)} \quad (15)$$

Onde:

T<sub>q1</sub>: Temperatura do fluido quente na entrada do trocador de calor;

T<sub>q2</sub>: Temperatura do fluido quente na saída do trocador de calor;

T<sub>f1</sub>: Temperatura do fluido frio na entrada do trocador de calor;

T<sub>f2</sub>: Temperatura do fluido frio na saída do trocador de calor;

A quantidade de troca de calor pode ser calculada a partir da equação 16:

$$Q = \dot{m} * c_p * \Delta T \quad (16)$$

Onde:

Q: quantidade de calor trocada;

m: Fluxo de massa do fluido avaliado;

c<sub>p</sub>: Calor específico do fluido;

ΔT: Variação de temperatura do fluido;

Com a diferença de temperatura e a quantidade de calor trocada no trocador de calor calculado, a área do trocador de calor pode ser dimensionada. Substituindo as equações, 14 ou 15, e 16 na equação 3, a área do trocador de calor pode ser obtida por.

$$A = \frac{Q}{U * \Delta T} \quad (17)$$

Com a área de troca de calor determinada, o número de tubos dos trocadores de calor e do evaporador pode ser determinado com a equação 18.

$$N = \frac{A}{\pi * D * l} \quad (18)$$

Onde:

A: Área calculada na equação 17;

D: Diâmetro dos tubos;

L: Comprimento dos tubos;

## 4 PROCEDIMENTO DE AVALIAÇÃO DOS SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

Inicialmente aplicar-se-á a análise termodinâmica ao circuito de refrigeração por compressão de vapor. Esta análise foi apresentada no capítulo precedente e para aplicá-la, será necessário definir os estados termodinâmicos do ciclo apresentado na figura 4, com base nas tabelas do apêndice B de Van Wylen (2003). A etapa seguinte consistirá na seleção do dispositivo de expansão do sistema e do compressor que será utilizado. Na seqüência será realizada a análise termodinâmica do circuito de refrigeração por absorção de amônia e as suas respectivas definições de estados, também baseados nas tabelas do apêndice B de Van Wylen (2003). Também serão selecionados os dispositivos de expansão e a bomba utilizada para recalque de mistura, além do absorvedor. O gerador do sistema terá uma atenção maior ao final do capítulo. Além disso, será feita a análise de transferência de calor no evaporador e no condensador dos sistemas e o dimensionamento desses equipamentos, utilizando de propriedades das tabelas do apêndice A de Incropera (2012).

### 4.1 PARÂMETROS DE ENTRADA DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

A premissa inicial para os cálculos termodinâmicos é a definição da temperatura de evaporação e de condensação do sistema e suas respectivas pressões absolutas. Esses parâmetros estão listados na tabela 1 e foram obtidos no apêndice B de Van Wylen (2003).

Tabela 1. Parâmetros iniciais para a análise termodinâmica do sistema de refrigeração por compressão de vapor.

Temperatura de evaporação (°C)	0
Temperatura de condensação (°C)	35

Pressão de evaporação (kPa)	429,60
Pressão de condensação (kPa)	1351

---

Fonte: Adaptado de Van Wylen (2003).

Outro parâmetro importante que deve ser levantado antes de iniciar a análise termodinâmica do sistema é a carga térmica, que corresponde à quantidade de refrigeração que o sistema deverá gerar.

Com base nos parâmetros apresentado acima, é possível dimensionar todos os componentes do sistema de refrigeração, bem como selecionar aqueles que deverão ser selecionados.

#### 4.1.1 Carga térmica

Através da tabela com os dados fornecidos pela empresa Mayekawa/Mycom, disponível no anexo 1, é possível obter a carga térmica necessária para realizar o resfriamento do óleo do compressor parafuso. Porém, será considerado um acréscimo de 10% nessa carga térmica para efeito de segurança do sistema. Sendo assim, a carga térmica é dada por:

$$Q = 374 \left( \frac{\text{Mcal}}{\text{h}} \right) * \frac{4,18\text{Kj}}{\text{Kcal}} * \frac{1\text{h}}{3600\text{s}} = 434,26 \text{ KW (19)}$$

$$Q = 434,96 * 1,1 = 477,68 \text{ (20)}$$

#### 4.1.2 Estados termodinâmicos do sistema de refrigeração por compressão de vapor

Inicialmente, é necessário definir os estados de equilíbrio do sistema de refrigeração por compressão. Isso será feito com base nas tabelas de propriedades termodinâmicas para amônia no estado saturado, água saturada apresentado no apêndice B do livro Van Wylen (2003).

A partir da figura 4, definimos o estado um como vapor saturado na saída do evaporador, após ter trocado calor com o óleo do compressor e ter sofrido uma



mudança de fase do estado líquido para o estado gasoso, através da ebulição. Suas principais propriedades termodinâmicas estão descritas na tabela 2.

Tabela 2. Propriedades termodinâmicas do vapor saturado na saída do evaporador

Estado 1 - (vapor saturado)	Saída do evaporador
Temperatura (°C)	0
Pressão (kPa)	429,60
Entalpia (KJ/Kg)	1442
Entropia (KJ/Kg°C)	5,33
Volume específico (L/kg)	289,20

Fonte. Adaptado de Van Wylen (2003).

O estado dois é definido após o vapor ser comprimido pelo compressor que será selecionado posteriormente. O refrigerante encontra-se como vapor superaquecido e suas propriedades estão definidos na tabela 3:

Tabela 3. Propriedades termodinâmicas do vapor superaquecido na descarga do compressor.

Estado 2 - (vapor superaquecido)	Descarga do compressor
Temperatura (°C)	81,29
Pressão (kPa)	1351
Entalpia (KJ/Kg)	1604,10
Entropia (KJ/Kg°C)	5,33
Volume específico (L/kg)	118,30

Fonte. Adaptado de Van Wylen (2003).

O estado três representa a situação em que o refrigerante encontra-se após trocar calor no condensador com a água de resfriamento. Suas propriedades estão apresentadas na tabela 4:

Tabela 4. Propriedades termodinâmicas do líquido saturado na saída do condensador.

Estado 3 - (líquido comprimido)	Saída do condensador
Temperatura (°C)	35
Pressão (kPa)	1351
Entalpia (KJ/Kg)	347
Entropia (KJ/Kg°C)	1,27
Volume específico (L/kg)	1,70

Fonte. Adaptado de Van Wylen (2003).

Logo após ser expandido na válvula de expansão, que será selecionada posteriormente, o refrigerante encontra-se no estado quatro, pronto para resfriar o óleo novamente. Essa expansão é dita como isoentálpica, e para definir a entalpia desse estado, é necessário aplicar a primeira lei da termodinâmica, definida na equação 13, para a válvula de expansão. Além das considerações realizadas para a obtenção dessa equação, é possível considerar que não há transferência de calor no processo e que não há realização de trabalho. Sendo assim, temos que a equação 13, reduzira-se a:

$$h_3 = h_4 \quad (21)$$

Assim é possível definir este estado de acordo com a tabela 5:

Tabela 5. Propriedades termodinâmicas da mistura bifásica de líquido e vapor de amônia.

Estado 4 - (mistura bifásica)	Entrada do evaporador
Temperatura (°C)	0
Temperatura (°C)	0
Pressão (kPa)	429,60
Entalpia (KJ/Kg)	347
Título	13%

Fonte. Adaptado de Van Wylen (2003).

Com os estados definidos, os principais cálculos termodinâmicos podem ser realizados no capítulo precedente.

#### 4.1.3 Seleção do dispositivo de expansão do sistema de compressão de vapor

A seleção do dispositivo de expansão foi feita com base na figura 25 e no catálogo online da empresa Danfoss. O equipamento escolhido deve satisfazer as condições de carga térmica do sistema, bem como ser capaz de trabalhar com as temperaturas de evaporação e condensação exigidas pelo sistema. Assim, a figura 30 apresenta a válvula de expansão termostática controlada eletronicamente AKVA, para o sistema de refrigeração por compressão.

Figura 30. Representação da válvula de expansão termostática eletrônica e suas principais informações técnicas.



**AKVA 15**

**068F5029**

Tolerância de tensão da bobina: +10 / -15%.

Carcação de IEC 529: Máx. IP 67.

Princípio de funcionamento: MLP (modulação por largura de pulso).

Período recomendado: 6 segundos.

Capacidade (R717): 125- 500 kW.

Faixa de regulação: 10 - 100%.

Tipo de conexão: Solda.

Temperatura do meio: -40- +60°C.

Temperatura ambiente: -40- +50 °C.

Vazão do assento da válvula: <0,02% do valor kv.

MOPD: 22 bar.

Filtro: Externo 100 µm.

Pressão máx. de trabalho: 42 bar a.

Fonte. Catálogo Danfoss.

#### 4.1.4 Seleção do compressor

Com a pressão de evaporação e de condensação definidas, e com a carga térmica calculada, o compressor que será aplicado no sistema pode ser selecionado. Para isso é utilizado a tabela de seleção encontrada no site do fabricante de compressores Mayekawa/Mycon e apresentada na figura 31. De acordo com esta tabela, o compressor utilizado será o alternativo, série M, modelo 6M.

Figura 31. Tabela de seleção de compressores Mayekawa/Mycon, série M, de único estágio.

Alta		-15/+35 °C		-10/+35 °C		-5/+35 °C		0/+35 °C		+5/+35 °C	
Modelo	m <sup>3</sup> /h	Mcal/h	bKW	Mcal/h	bKW	Mcal/h	bKW	Mcal/h	bKW	Mcal/h	bKW
2M	256	104,6	37,3	133,9	40,4	168,6	42,9	209,2	44,5	259,2	45,1
4M	511	209,2	71,9	267,8	78,0	337,1	82,9	418,5	86,1	518,3	87,1
6M	767	313,8	106,5	401,6	115,7	505,7	123,0	627,7	127,7	777,5	129,1
8M	1.020	418,4	141,1	535,5	153,3	674,2	163,0	837,0	169,3	1.036,7	171,2

Fonte. Catálogo Mayekawa/Mycon

A tabela 6 apresenta as principais características desse compressor que serão utilizadas nos cálculos precedentes.

Tabela 6. Características de capacidade e consumo de energia do compressor Mayekawa/Mycom alternativo, série M, modelo 6M.

Temperatura de evaporação/condensação	0°C/35°C
Capacidade frigorífica	418,50 Kcal/h
Capacidade frigorífica	486,72 KW
Potência consumida	86,10 bKW

Fonte: Catálogo Mayekawa/Mycon.

#### 4.1.5 Análise termodinâmica do ciclo de refrigeração por compressão de vapor

Com os estados e a carga térmica definida, uma análise de cada componente pode ser realizada para determinar parâmetros necessários para o dimensionamento e a seleção de componentes do ciclo posteriormente.

Aplicando a primeira lei da termodinâmica, dada pela equação 13, para o de controle tomado como sendo o evaporador, considerando que não há nenhuma interferência e realização de trabalho externo, e desconsiderando variações de energia cinética e potencial, temos:

$$Q = \sum \dot{m}_s * h_s - \sum \dot{m}_e * h_e \quad (22)$$

Mas de acordo com a equação 11, o fluxo de massa que entra em um volume de controle é o mesmo que deixa esse volume. Aplicando essa condição de contorno e resolvendo a equação 16 para a massa, temos que a quantidade de amônia que troca calor no evaporador é igual a:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q} \text{ (KW)}}{(h_1 - h_4) \left(\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}\right)} \quad (23)$$

$$\dot{m} = 0,44 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \quad (24)$$

Essa variável auxiliará no dimensionamento do evaporador e do condensador adiante.

Com a análise termodinâmica dos componentes, é possível determinar também o efeito de refrigeração do sistema, bem como o trabalho de compressão real, o trabalho de compressão isentrópico, a eficiência isentrópica do compressor e o COP (Coeficiente de desempenho) do ciclo de refrigeração.

Sendo assim, o efeito de refrigeração é dado por uma análise direta do evaporador, considerando que não há realização de trabalho, e desconsiderando variações de energia potencial e cinética:

$$Q = h_1 - h_4 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \quad (25)$$

$$Q = 1095 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \quad (26)$$

Tomando como volume de controle o compressor, é possível obter o trabalho teórico realizado pelo compressor, dado pela variação da entalpia entre a saída do evaporador e a entrada do condensador. Esse trabalho é expresso pela seguinte expressão.

$$W_{\text{isentrópico}} = h_2 - h_1 \quad (27)$$

$$W_{\text{isoentrópico}} = 162,1 \frac{\text{KJ}}{\text{KG}} \quad (28)$$

O trabalho de compressão real também pode ser obtido por uma no volume de controle do compressor. Tomando da tabela 2 a potência consumida pelo compressor, a expressão para o calculo do trabalho real é dada por:

$$W_{\text{real}} = \frac{\dot{W}}{\dot{m}} \quad (29)$$

$$W_{\text{real}} = 193,7 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \quad (30)$$

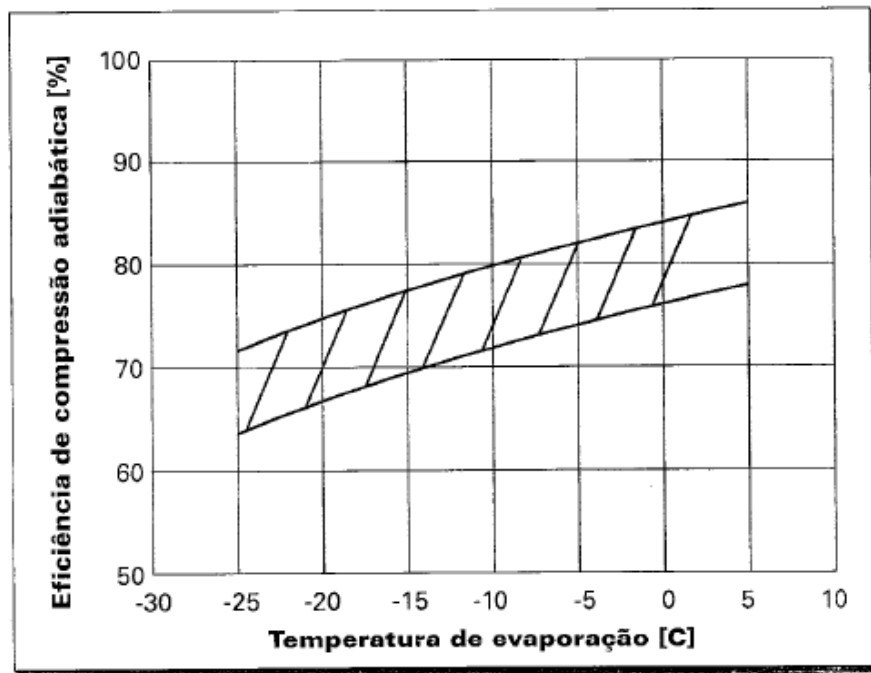
A diferença que pode ser visualizada entre o trabalho real e o trabalho isoentrópico ocorre devido à presença de irreversibilidades resultante de fenômenos como a presença do atrito. Da definição desses parâmetros, resulta a eficiência de compressão isoentropica, que determina a quantidade de energia que o compressor desperdiça devido a essas irreversibilidades, através da expressão abaixo:

$$n_{\text{isoentrópico}} = \frac{W_{\text{isoentrópico}}}{W_{\text{real}}} \quad (31)$$

$$n_{\text{isoentrópico}} = 84\% \quad (32)$$

Comparando a eficiência do compressor calculada com a tabela da faixa de eficiência para compressores, abordada por Stoecker (2002), apresentada na figura 32, é possível verificar que o compressor esta operando dentro das condições de operações adequadas.

Figura 32. Faixa de eficiência isoentrópica de compressores em função da temperatura de evaporação do sistema frigorífico, para uma temperatura de condensação fixa de 35°C.



Fonte. Stoecker (2002).

O ultimo parâmetro obtido da análise termodinâmica do compressor é o COP. Ele demonstra a eficiência do sistema em executar a tarefa para o qual foi empregado. Este dado é expresso pela razão entre a capacidade frigorífica do compressor e a potência consumida por este, apresentado na seguinte equação:

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}}{\dot{W}} \quad (33)$$

$$\text{COP} = 5,65 \quad (34)$$

Com os cálculos realizados, a tabela 7 apresenta as principais propriedades obtidas com a análise termodinâmica do sistema de compressão de vapor.

Tabela 7. Principais parâmetros calculados através da análise termodinâmica do sistema de refrigeração por compressão de vapor.

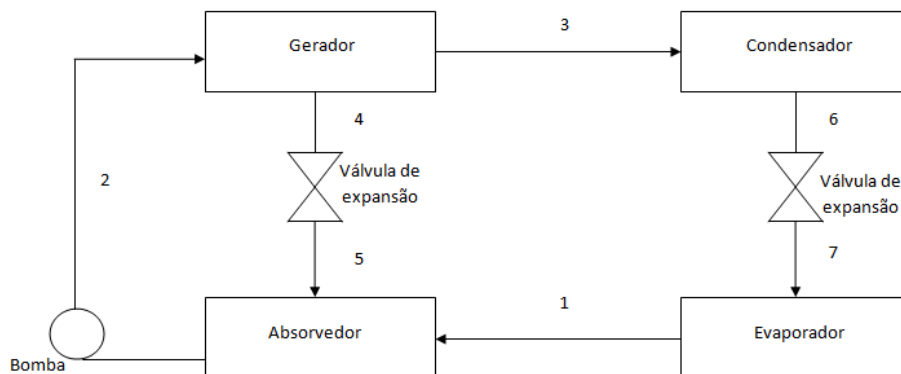
Fluxo de massa (Kg/s)	0,44
Efeito de refrigeração (KJ/Kg)	1095
Trabalho isoentrópico (KJ/Kg)	162,10
Trabalho real (KJ/Kg)	193,70
Eficiência Isoentrópica (KJ/Kg)	84%
COP	5,65

Fonte. Autoria própria

#### 4.2 DEFINIÇÃO DOS ESTADOS TERMODINÂMICOS DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE AMÔNIA

A definição dos estados termodinâmicos do sistema de refrigeração por absorção de amônia ocorre de maneira similar à definição de estado do sistema de refrigeração por compressão de vapor. Entretanto, na situação onde a mistura de amônia e água estiver circulando pelo sistema, à introdução dos conceitos de mistura serão necessários e trabalhar com a concentração da mistura, além da pressão e temperatura, e com tabelas o estado de equilíbrio em função desses três parâmetros, como mostrado no anexo 3, se fará necessário. Com isto definido, é possível partir para a definição dos estados ponto a ponto, de acordo com o ciclo de absorção de amônia apresentado na figura 33.

Figura 33. Sistema de refrigeração por absorção de amônia, simples.



Fonte. Autoria própria.



Da mesma maneira como foi feito no sistema de refrigeração por compressão de vapor, algumas premissas iniciais devem ser feitas para a definição dos estados e posteriormente os cálculos termodinâmicos.

A temperatura de evaporação e condensação será mantida as mesmas que as do sistema de compressão de vapor, sendo necessário apenas definir as temperaturas que irão controlar o absorvedor e o evaporador. Menna (2008) apresenta uma tabela para a escolha da temperatura de geração de calor em função da temperatura de evaporação do sistema. Alguns dados provenientes dessa tabela estão descritos na tabela 8.

Tabela 8. Relação da temperatura de evaporação com a temperatura no gerador

Temperatura de evaporação (°C)	Temperatura no gerador (°C)
0	107
-5	115
-10	120
-15	128

Fonte. Menna (2008).

Sendo assim, a tabela 9 apresenta os parâmetros iniciais do sistema.

Tabela 9. Parâmetros iniciais assumidos para o sistema de refrigeração por absorção de amônia.

Temperatura de evaporação (°C)	0
Temperatura de condensação (°C)	35
Pressão de evaporação/absorção (KPa)	429,60
Pressão de condensação/geração (KPa)	1351
Temperatura do absorvedor (°C)	10
Temperatura do gerador (°C)	110
Concentração no absorvedor	74%
Concentração no gerador	32%

Fonte. Adaptado de Van Wylen (2003).

Agora é possível definir todos os estados termodinâmicos do ciclo de refrigeração por absorção de amônia.

Com base na figura 33, o estado um será tomado como a saída do evaporador, da mesma maneira como foi feito no sistema de compressão. Por se

tratar de um estado onde somente amônia na fase vapor existe. A tabela 10 é mostrada abaixo com as propriedades termodinâmicas do vapor saturado de amônia.

Tabela 10. Propriedades termodinâmicas do vapor saturado de amônia.

Estado 1 - (vapor saturado)	Saída do evaporador
Temperatura (°C)	0
Pressão (kPa)	429,60
Entalpia (KJ/Kg)	1442,21

Fonte. Autoria própria.

O estado dois é tomado na saída do absorvedor, na linha de sucção e recalque da bomba. Nesse trecho temos a mistura de amônia e água no estado líquido. Este estado pode ser definido pelas equações definidas por M. Conde Engineering (2004), encontradas na planilha do trabalho, para definir a entalpia da mistura. As propriedades desse estado estão apresentadas na tabela 11.

Tabela 11. Propriedades termodinâmicas da mistura bifásica amônia e água.

Estado 2 - mistura NH <sub>3</sub> +água	Absorvedor
Temperatura (°C)	10
Pressão (kPa)	429,60
Entalpia (KJ/Kg)	-137,59
Volume específico	$1,34 * 10^{-3}$

Fonte. M. Conde Engineering (2004).

O estado três refere-se ao vapor amônia saturado na saída do gerador. O processo de troca de calor ocorre à pressão constante, portanto a pressão de saída é a mesma que rege o condensador. Para definir este estado é utilizada a tabela de amônia do apêndice B de Van Wylen (2003). As propriedades referentes a este estado estão apresentadas na seguinte tabela 12.

Tabela 12. Propriedades termodinâmicas do vapor de amônia saturado.

Estado 3 - Vapor saturado	Gerador
Temperatura	110
Pressão (Kpa)	1351
Entalpia	1383,75

Fonte. Adaptado de Van Wylen (2003).

O próximo estado, que será chamado de estado quatro, diz respeito a mistura bifásica de amônia e água na saída do gerador. Este estado corresponde a mistura fraca de amônia e para defini-lo, as equações definidas por M. Conde Engineering (2004), encontradas na planilha do trabalho, podem ser utilizadas. Através das equações, as seguintes propriedades são obtidas.

Tabela 13. Propriedade termodinâmica da mistura bifásica líquida saturada, de amônia e água na saída do gerador.

Estado 4 - mistura NH <sub>3</sub> +água	Gerador
Temperatura (°C)	110
Pressão (kPa)	1351
Entalpia (KJ/Kg)	272
Volume específico (m <sup>3</sup> /Kg)	1,23 * 10 <sup>-3</sup>

Fonte. M. Conde Engineering (2004).

Após sofrer uma expansão isoentálpica, na válvula de expansão, a amônia então se encontra no estado cinco. Por não haver mudança na vazão de amônia e na entalpia, as principais propriedades para a análise termodinâmica são as mesmas mostradas na tabela 13.

O próximo estado a ser definido corresponde ao estado seis, na saída do condensador. Nesse ponto a amônia encontra-se no estado de líquido saturado, e suas propriedades são obtidas na tabela de amônia saturada. Estas propriedades estão apresentadas na tabela 14.

Tabela 14. Propriedades termodinâmicas da amônia saturada.

Estado 6 - (líquido saturado)	Saída do condensador
Temperatura (°C)	35
Pressão (kPa)	1351
Entalpia (KJ/Kg)	347

Fonte. Adaptado de Van Wylen (2003).

O último estado a ser definido corresponde a uma mistura de vapor e líquido de amônia após ser expandida no dispositivo de expansão. Da mesma forma que foi definida no ciclo de compressão de vapor, o processo de expansão ocorre de maneira isoentalpica e aplicando a equação 13, para condições onde não há trabalho e transferência de calor. As seguintes propriedades são obtidas.

$$h_6 = h_7 \quad (35)$$

Tabela 15. Propriedades termodinâmicas da mistura de vapor e líquido de amônia.

Estado 7 - (mistura bifásica)	Entrada do evaporador
Temperatura (°C)	0
Pressão (kPa)	429,60
Entalpia (KJ/Kg)	347

Fonte. Adaptado de Van Wylen (2003).

Com os estados definidos, é possível realizar a análise termodinâmica dos componentes do ciclo de refrigeração por absorção de amônia.

#### 4.2.1 Análise termodinâmica do ciclo de refrigeração por absorção de amônia

Após a definição dos estados termodinâmicos de cada ponto do ciclo, será feita a análise termodinâmica de cada componente. A partir dessa análise, será possível determinar a quantidade de calor que o sistema retira do óleo do compressor e a quantidade de calor que deve ser fornecida à mistura bifásica de

amônia e água, e assim determinar a eficiência do ciclo de refrigeração por absorção de amônia.

Como a quantidade de calor que deve ser retirada do óleo é a mesma, bem como o estado que se tem no evaporador, temos que o fluxo de massa de amônia pura no ciclo de absorção será a mesma que no ciclo de refrigeração por compressão, a qual se chamará  $m_1$ ,  $m_3$ ,  $m_6$  e  $m_7$ . Sendo assim, temos que a massa de amônia é:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_3 = \dot{m}_6 = \dot{m}_7 = 0,44 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \quad (36)$$

Tomando o gerador como o volume de controle, e aplicando a lei de conservação de massa, é possível determinar o fluxo de massa da mistura bifásica no sistema. Assim sendo, temos que:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_4 + \dot{m}_3 \quad (37)$$

Onde  $m_2$  é a massa na linha de recalque da bomba,  $m_4$  a massa na linha de retorno do gerador ao absorvedor e  $m_3$  é a massa de amônia que é mandada ao condensador. Como sabemos a quantidade de amônia necessária, definida anteriormente, precisamos descobrir a quantidade de massa de mistura,  $m_2$  e  $m_4$ . Sendo assim, será necessário aplicar um balanço de massa apenas para a água. Levando em consideração a concentração da mistura, temos na linha de recalque da bomba 26% de água na mistura, e na linha de retorno do gerador, 68% de água. Tomando novamente o gerador como volume de controle, temos:

$$0,26 * \dot{m}_2 = 0,68 * \dot{m}_4 \quad (38)$$

Resolvendo a equação 37 e 38 simultaneamente, obtemos os seguintes valores para as massas  $m_2$  e  $m_4$ :

$$\dot{m}_2 = 0,712 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \quad (39)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = 0,272 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \quad (40)$$

Com o fluxo de massa definido em cada componente, agora é possível determinar a taxa de calor transferida através de um balanço de energia nos componentes do ciclo.

Tomando o gerador como volume de controle e aplicando a primeira lei da termodinâmica, definida na equação 13, considerando que não haja variação de energia potencial e cinética e que não ocorra realização de trabalho nesse equipamento, temos a seguinte expressão:

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_3 * h_3 + \dot{m}_4 * h_4 - \dot{m}_2 * h_2 \quad (41)$$

$$\dot{Q}_g = 780,87 \text{ KW} \quad (42)$$

Em seguida, será tomado como volume de controle o absorvedor e aplicado a primeira lei da termodinâmica, considerando as mesmas condições de contorno para o gerador. Aplicando a equação 13, temos:

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_1 * h_1 + \dot{m}_5 * h_5 - \dot{m}_2 * h_2 \quad (43)$$

$$\dot{Q}_a = 806,61 \text{ KW} \quad (44)$$

Este calor ocorre devido ao processo exotérmico de absorção da amônia e precisa ser removido para que o fenômeno de absorção da amônia não cesse. Segundo Menna (2007), esse calor pode ser removido através de um sistema de arrefecimento por água, visto que o absorvedor é composto por um trocador de calor casco e tubo. Menna (2007) também propõem o projeto térmico de um absorvedor.

Agora, considerando o condensador como volume de controle, e aplicando o balanço de energia através da equação 13, é possível obter a taxa de calor rejeitado através da condensação da amônia para a água de resfriamento.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_3 * h_3 - \dot{m}_6 * h_6 \quad (45)$$

$$\dot{Q}_c = 456,24 \text{ KW} \quad (46)$$

Finalmente, para confirmar a premissa de que a mesma quantidade de calor será trocada por ambos os sistemas no resfriamento do óleo, o evaporador é tomado como volume de controle e a primeira lei da termodinâmica aplicada sobre ele.

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_1 * h_1 - \dot{m}_7 h_7 \quad (47)$$

$$\dot{Q}_e = 482 \text{ KW} \quad (48)$$

Por fim, a eficiência do ciclo é verificada através da razão entre a taxa de refrigeração e a taxa de adição de calor no gerador, dada pela equação 49, demonstrada abaixo.

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g} \quad (49)$$

$$\text{COP} = 0,62 \quad (50)$$

Outro parâmetro que pode ser obtido através da análise das temperaturas de operação do ciclo é a eficiência do ciclo se esse operasse segundo um ciclo de Carnot, conforme explica Stoecker (1985), tendo como um ciclo de potência ideal, gerando potência para um ciclo de refrigeração ideal, onde a temperatura de fornecimento de calor seria a temperatura atuando no gerador, a temperatura fria seria a temperatura de evaporação e a temperatura de condensação como a temperatura ambiente, todas em temperatura absoluta. Assim temos:

$$\text{COP}_{\text{Carnot}} = \frac{(T_e + 273) * (T_g - T_c)}{(T_g + 273) * (T_c - T_e)} \quad (51)$$

$$\text{COP}_{\text{carnot}} = 1,53 \quad (52)$$

Com os parâmetros dos ciclos de refrigeração determinados, é possível realizar o dimensionamento do evaporador e do condensador.

#### 4.2.2 Seleção da bomba de recalque de mistura

A bomba de mistura é responsável por elevar a pressão de evaporação da mistura, que também atua no absorvedor, até a pressão mantida no gerador. Segundo Menna (2008), a bomba adequada para o sistema de absorção deve exercer o diferencial de pressão que ocorre no sistema a uma baixa vazão, não sendo necessárias características técnicas mais específicas do que essas.

Com o fluxo de massa de mistura definida na equação 39, e com a diferença de pressão definida entre o absorvedor e o gerador, é possível selecionar a bomba do sistema de refrigeração por absorção de amônia, de acordo com o catálogo apresentado no anexo 5. Para isso é preciso calcular a vazão de trabalho da amônia e a altura manométrica. O volume específico da amônia pode ser obtida na tabela do anexo 4. Os parâmetros da seleção da bomba estão definidos abaixo.

$$\text{vazão da bomba} = \dot{m}_2 * v_2 * 3600 \quad (53)$$

$$\text{vazão da bomba} = 3,44 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (54)$$

$$\Delta p_{\text{bomba}} = p_g - p_a \quad (55)$$

$$\Delta p_{\text{bomba}} = 921,4 \text{ KPa} \quad (56)$$

$$\Delta p_{\text{bomba}} = 921,4 * 0,1 = 92,1 \text{ mca} \quad (57)$$

Com os parâmetros para a seleção da bomba definidos, a bomba que melhor se enquadra nessas aplicações é a APN modelo 2x1x10 com rotação de 3500 RPM. Outras informações como o fator de serviço estão disponíveis no anexo 6.



#### 4.2.3 Seleção dos dispositivos de expansão do sistema de refrigeração por absorção

Os dispositivos de expansão, como foram abordados em outros capítulos, devem ser capazes de trabalhar sob vazões e diferenças de pressão impostas pelo sistema. A figura 25 aborda diversos tipos de dispositivos e as suas aplicações com os respectivos resfriadores.

Como mostrado na figura 33, o sistema de refrigeração por absorção possui dois dispositivos de expansão. Segundo Menna (2007) eles podem ser iguais, pois se trata de dispositivos que trabalham com a mesma diferença de pressão. O dispositivo de expansão foi selecionado na seção 4.1.3, e os mesmos serão utilizados no sistema de absorção de amônia, pelo fato dos parâmetros de seleção serem iguais aos utilizados naquela seção.

#### 4.2.4 Seleção do absorvedor

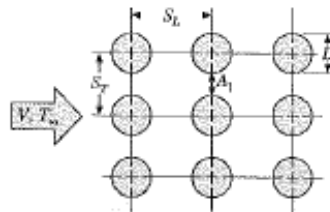
Como foi apresentado em seções precedentes, o absorvedor é o equipamento responsável por fazer com que ocorra a absorção do vapor de amônia vindo do evaporador, pela solução fraca vinda do gerador. Segundo Ashrae (2005) esse componente do ciclo consiste em um trocador de calor casco e tubo, e essa configuração será assumida como o absorvedor desse projeto. Ainda, segundo Menna (2007), um sistema de resfriamento deve ser previsto para que o processo de absorção ocorra adiabaticamente. Para isso, será assumido que o calor determinado pela equação 44 será dissipado para água oriunda de uma torre de resfriamento.

### 4.3 ANÁLISE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DO EVAPORADOR

Através do procedimento analítico das trocas de calor entre a amônia e o óleo do compressor, será possível dimensionar a área de troca térmica necessária para que o resfriamento adequado do óleo seja atingido, bem como calcular a quantidade e o comprimento dos tubos que constituirão esse trocador de calor.

Será assumido que o trocador de calor seja composto por uma matriz tubular quadrada, com espaçamento horizontal chamado de “ $S_L$ ” e espaçamento vertical chamado de “ $S_T$ ”, exemplificado na figura 34.

Figura 34. Disposição do arranjo tubular do trocador de calor dimensionado. (O número de tubos é meramente ilustrativo).



Fonte: Incropera (2007).

Como a taxa de calor retirada do óleo foi calculada em seções precedentes, será necessário apenas reunir as propriedades de transporte da amônia e do óleo. Essas propriedades estão relacionadas nas tabelas 16 e 17.

Tabela 16. Propriedades de transporte da amônia a temperatura de evaporação.

Temperatura de saturação (°C)	0
Pressão de saturação (Pa)	429600
Massa de amônia (Kg/s)	0,44
Entalpia de vaporização (J/Kg)	1.262.200,00
Volume específico do líquido (Kg/m <sup>3</sup> )	638,50
Volume específico do gás (kg/m <sup>3</sup> )	3,46
Calor específico (J/Kg*K)	4.699,00
Condutividade de líquido (W/m*K)	0,54
Tensão superficial (N/m)	0,04
Viscosidade dinâmica do líquido (Pa*s)	$1,90 * 10^{-4}$
Viscosidade dinâmica do gás (Pa*s)	$9,00 * 10^{-6}$
Prandtl do líquido	1,65
Título	0,13

Fonte. Adaptado de Incropera (2012).

Tabela 17. Propriedades de transporte do óleo de lubrificação do compressor a temperatura de filme.

Temperatura de entrada (°C)	95,20
Temperatura de saída (°C)	55
Temperatura de superfície (°C)	6,95
Temperatura de filme (°C)	51,07
Temperatura de filme (K)	324,37
Condutividade (W/m*K)	0,14
Prandtl	1965
Densidade do líquido (Kg/m <sup>3</sup> )	871,80
Calor específico – Cp - (J/Kg°C)	1993
Viscosidade (Pa*s)	0,14
Vazão – Q - (L/min)	359
Viscosidade cinemática (m <sup>2</sup> /s)	$1,61 * 10^{-4}$
Distância vertical entre o centro dos tubos - St (mm)	50
Distância horizontal entre o centro dos tubos - St (mm)	50
Diâmetro externo (mm)	33,40
Velocidade do escoamento (m/s)	10,59
Vazão (m <sup>3</sup> /s)	$5,90 * 10^{-3}$

Fonte. Adaptado de Incropera (2012).

Também será necessário assumir o tipo de tubulação que será utilizado no dimensionamento do trocador de calor, bem como a sua geometria. As relações de dados do tubo escolhido estão abordadas na tabela 18.

Tabela 18. Dados físicos e geométricos do tubo de cobre.

Diâmetro interno (mm)	26,64
Diâmetro externo (mm)	33,40
Área de seção transversal (mm <sup>2</sup> )	557,11
Área de seção transversal (m <sup>2</sup> )	5,60 * 10 <sup>-4</sup>
Diâmetro interno (m)	0,027
Diâmetro externo (m)	0,033
Comprimento – L (m)	3,00
Condutividade térmica (W/m <sup>2</sup> *K)	111

Fonte. Autoria própria.

Com as premissas básicas definidas, será necessário o cálculo do coeficiente global de transferência de calor definido na equação 3. Através dele é possível calcular as propriedades geométricas do trocador de calor e sua determinação seguirá na próxima seção.

#### 4.3.1 Cálculo do coeficiente global de transferência de calor e dimensionamento do evaporador

O coeficiente global de transferência de calor depende diretamente das propriedades físicas de transporte dos fluidos trocando calor e do material do qual é composto o trocador de calor, bem como a sua geometria. Para um trocador de calor do tipo casco e tubo, Incropera (2014) define o coeficiente global de transferência de calor através da seguinte expressão.

$$\frac{1}{U_n * A_n} = \frac{1}{h_i * A_i} + \frac{R_{fi}}{A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 * \pi * L * k} + \frac{R_{fo}}{A_o} + \frac{1}{h_o * A_o} \quad (58)$$

Onde o subscrito “i” descreve a propriedade do fluido circulando no lado tubo, o subscrito “o” descreve a propriedade do fluido que está circulando no lado casco e o fluido “n” descreve o descreve o lado que será determinado o coeficiente global de transferência de calor.

Com os dados iniciais postos no capítulo anterior, sobre a geometria dos tubos, são necessários ainda, os cálculos dos coeficientes de transferência de calor do fluido no lado casco (óleo) e do fluido no lado tubo (amônia). Também será necessário determinar os fatores de incrustação, obtidos na tabela do anexo 7.

Para calcular o coeficiente de transferência de calor na ebulição da amônia, Kakaç (2012) apresenta um método analítico conhecido como correlação de Chen. Segundo Kakaç (2012) a transferência de calor na ebulição é dada através de duas maneiras que podem coexistir ou não. A transferência de calor por ebulição convectiva e a transferência de calor por ebulição nucleada. Estas são calculadas separadamente e suas contribuições são somadas para o cálculo do coeficiente de transferência de calor.

No método de Chen, assume-se que a ebulição ocorra de maneira convectiva, sem que haja contribuição da ebulição nucleada. Na sequência, uma verificação dessa condição é feita calculando a temperatura de início de ebulição nucleada e comparando-a com a temperatura de parede. Caso existam condições para que ocorra ebulição nucleada, então os cálculos são refeitos considerando a existência desse fenômeno.

Inicialmente, a velocidade de massa de amônia deve ser determinada através da seguinte expressão:

$$G = \frac{\dot{m}_1}{A_i} \quad (59)$$

$$G = 789,8 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2 * \text{s}} \quad (60)$$

Com a velocidade de massa de amônia calculada, é possível então determinar o número de Reynolds assumindo o escoamento da fase líquida de amônia.

$$R_1 = \frac{G * d_i}{\mu_1} \quad (61)$$

$$R_1 = 110.737,62 \quad (62)$$

Na sequência, o fator de atrito é determinado para que o número de Nusselt possa ser calculado, através da correlação apresentada por Kakaç (2012).

$$f = (1,58 * \ln(R_1) - 3,28)^{-2} \quad (63)$$

$$f = 0,0044 \quad (64)$$

E assim, o número de Nusselt e o coeficiente de transferência de calor de acordo com Kakaç (2012) para uma única fase é dado pela correlação de Gnielinski:

$$Nu_1 = \frac{\frac{f}{2} * (Re_1 - 1000) * Pr_1}{1 + 12,7 * \left(\frac{f}{2}\right)^{1/2} * (Pr_1^{2/3} - 1)} \quad (65)$$

$$Nu_1 = 322,74 \quad (66)$$

Assim, o coeficiente de transferência de calor por convecção para uma única fase é dado por:

$$h_l = \frac{Nu_l * k_l}{d_i} \quad (67)$$

$$h_l = 6.529,95 \quad (68)$$

Agora, é necessário definir o número de Froude, que expressa a razão entre as forças cinéticas e inerciais do escoamento. Para valores maiores que 0,04, o método de Chen para o cálculo do coeficiente de transferência de calor na ebulição podem ser aplicados. Assim:

$$Fr = \frac{G}{\rho_l * g * d_i} \quad (69)$$

$$Fr = 5,85 \quad (70)$$

Verificado o número de Froude, a aplicação de um do método de cálculo do coeficiente de transferência de calor apresentado por Kakaç (2012) pode ser utilizado. O cálculo do coeficiente de transferência de calor para a ebulição é dado pela soma da contribuição convectiva e a contribuição pela formação de bolhas no escoamento, como já foi abordado. Kakaç (2012) define seu método da seguinte maneira:

$$h_{tp} = h_{cb} + h_{nb} \quad (71)$$

Para a determinação de cada parcela da equação 71, alguns coeficientes adimensionais do escoamento devem ser calculados. A primeira etapa diz respeito à parcela convectiva do escoamento e em seguida, a parcela devido à nucleação será determinada.

Primeiramente, é necessário assumir uma condição de entrada do fluido no evaporador. Para o presente trabalho, o título de 0,13 foi calculado. Então, é realizado o cálculo do inverso do parâmetro de Lockhart Martinelli através da seguinte expressão:

$$\frac{1}{X_{tt}} = \left(\frac{x}{1-x}\right)^{0,9} * \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{0,5} * \left(\frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{0,1} \quad (72)$$

$$\frac{1}{X_{tt}} = 1,82 \quad (73)$$

Com base no número de Lockhart Martinelli, a expressão para o cálculo do fator de aumento pode ser escolhida. Assim sendo, o fator de aumento do coeficiente de transferência de calor, devido à velocidade do escoamento, considerando que este seja formado apenas por líquido, é dado por:

$$F = 2,35 * \left(0,213 + \frac{1}{X_{tt}}\right)^{0,736} \quad (74)$$

$$F = 3,96 \quad (75)$$

Entretanto deve-se considerar que o escoamento de líquido dará lugar a bolhas de vapor e com isso o fator de aumento irá diminuir. Assim, Kakaç (2012) define o novo fator de aumento considerando duas fases no escoamento como:

$$F_0 = F * (1 - x)^{0,8} \quad (75)$$

$$F_0 = 3,54 \quad (76)$$

Agora a contribuição convectiva do coeficiente de convecção pode ser calculada através da seguinte expressão:

$$h_{cb} = F_0 * h_l \quad (77)$$

$$h_{cb} = 23.115,21 \frac{W}{m^2 * K} \quad (78)$$

O cálculo do coeficiente de transferência de calor por ebulição nucleada da equação 71 depende de um processo de iteração com a temperatura de parede do escoamento. Sendo assim, uma temperatura inicial deve ser assumida e depois recalculada para verificar se o valor assumido está de acordo. Como os cálculos do coeficiente foram realizados na planilha do projeto, o valor assumido será de 4,69°C.

Assim, é necessário determinar a variação na temperatura de parede superaquecida, dada pela diferença entre a temperatura de parede e a temperatura de evaporação.

$$\Delta T_{ext} = T_w - T_e \quad (79)$$

$$\Delta T_{ext} = 4,69 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (80)$$



Também é necessário determinar o número Reynolds para o escoamento em duas fases. Isto é feito através da seguinte equação:

$$\mathbf{Re_{TP}} = \frac{\mathbf{G * d_i * (1 - x) * F^{1,25}}}{\mathbf{\mu_l}} \quad \mathbf{(81)}$$

$$\mathbf{Re_{tp}} = \mathbf{339.359,69(82)}$$

Na sequência, a variação da pressão do vapor entre a temperatura de parede e a temperatura de saturação deve ser determinada para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por ebulição nucleada. Segundo Kakaç (2012) essa variação é dada pela equação de Clapeyron e está expressa abaixo:

$$\Delta p_v = \frac{\Delta T_{ext} * h_{lv} * \rho_g}{T_e} \quad \mathbf{(83)}$$

$$\Delta p_v = \mathbf{75,1 KPa (84)}$$

Para o cálculo da variação na pressão de saturação, as temperaturas devem ser absolutas, na escala Kelvin.

Finalmente o fator de supressão pode ser determinado. Kakaç (2012) define esse fator como o parâmetro que controla a quantidade de bolhas formadas no escoamento. Ele é definido como:

$$\mathbf{S} = \frac{\mathbf{1}}{\mathbf{1 + 2,53 * 10^{-6} * (Re_{TP})^{1,17}}} \quad \mathbf{(85)}$$

$$\mathbf{S} = \mathbf{0,12 (86)}$$

Agora, aplicando a equação definida por Kakaç (2012), conhecida como correlação de Chen, para determinação da contribuição do coeficiente de transferência de calor devido à ebulição, temos:

$$h_{nb} = \frac{0,00122 * k_l^{0,79} * c_{pl}^{0,45} * \rho_l^{0,49} * \Delta T_{ext}^{0,24} * \Delta p_v^{0,75} * S}{\sigma^{0,5} * \mu_l^{0,29} * h_{lv}^{0,24} * \rho_g^{0,24}} \quad (97)$$

$$h_{nb} = 894,29 \frac{W}{m^2 * K} \quad (88)$$

Com o valor do coeficiente de ebulição nucleada definido e substituindo os resultados das equações 77 e 97 na equação 71, obtém-se o valor para o coeficiente de transferência de calor por convecção em ebulição para a amônia.

$$h_{tp} = 24.009,5 \frac{W}{m^2 * K} \quad (89)$$

Com o valor do coeficiente de transferência de calor no lado tubo determinado, ainda é necessário saber o valor do coeficiente de transferência de calor no lado casco, devido ao movimento forçado de óleo, para que então o coeficiente global de transferência de calor do trocador seja determinado.

Incropera (2007) apresenta uma expressão para o cálculo do coeficiente de transferência de calor sobre uma matriz tubular, conhecida como correlação de Grimsison. Ela é baseada no número de Reynolds máximo que ocorre na matriz tubular, com número de colunas maior que 10, demonstrada na equação 90:

$$\overline{Nu}_D = 1,13 * C_2 * C_1 * Re_{Dmax}^m * Pr^{\frac{1}{3}} \quad (90)$$

Para matrizes com colunas no arranjo tubular menor que 10, uma constante de correção C2, obtida na figura 35 deve ser utilizada.

Figura 35. Parâmetro de correção C2, da equação 82.

$N_L$	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Alinhada	0,64	0,80	0,87	0,90	0,92	0,94	0,96	0,98	0,99
Alternada	0,68	0,75	0,83	0,89	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99

Fonte. Incropera (2007).

A velocidade máxima para um arranjo alinhado de tubos é definida por Incropera (2007) como:

$$V_{\max} = \frac{S_t}{S_t - d_e} * V \quad (91)$$

Para o escoamento desenvolvido pelo óleo, com base nas propriedades apresentadas na tabela 17, temos que a velocidade máxima é:

$$V_{\max} = 31,90 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (92)$$

Com a determinação da velocidade máxima, o número de Reynolds máximo para o escoamento pode ser calculado através da expressão apresentada por Incropera (2007):

$$Re_{D_{\max}} = \frac{\rho_o V_{\max} d_e}{\mu_o} \quad (93)$$

$$Re_{D_{\max}} = 6.587,49 \quad (94)$$

As constantes C1 e m da equação 90 são determinadas com na figura 36. Entretanto, duas razões de geometria da matriz tubular devem ser calculadas para que as constantes possam ser determinadas.

$$\frac{S_t}{d_e} = 1,50 \quad (95)$$

$$\frac{S_l}{d_e} = 1,50 \quad (96)$$

Figura 36. Constantes C1 e m utilizada na equação 82.

$S_L/D$	$S_T/D$							
	1,25		1,5		2,0		3,0	
	$C_1$	$m$	$C_1$	$m$	$C_1$	$m$	$C_1$	$m$
<b>Alinhada</b>								
1,25	0,348	0,592	0,275	0,608	0,100	0,704	0,0633	0,752
1,50	0,367	0,586	0,250	0,620	0,101	0,702	0,0678	0,744
2,00	0,418	0,570	0,299	0,602	0,229	0,632	0,198	0,648
3,00	0,290	0,601	0,357	0,584	0,374	0,581	0,286	0,608
<b>Alternada</b>								
0,600	—	—	—	—	—	—	0,213	0,636
0,900	—	—	—	—	0,446	0,571	0,401	0,581
1,000	—	—	0,497	0,558	—	—	—	—
1,125	—	—	—	—	0,478	0,565	0,518	0,560
1,250	0,518	0,556	0,505	0,554	0,519	0,556	0,522	0,562
1,500	0,451	0,568	0,460	0,562	0,452	0,568	0,488	0,568
2,000	0,404	0,572	0,416	0,568	0,482	0,556	0,449	0,570
3,000	0,310	0,592	0,356	0,580	0,440	0,562	0,428	0,574

Fonte: Incropera (2007).

Com base nesses valores, e para um arranjo com 3 colunas apenas, obtemos os seguintes valores para as constantes da equação 90.

$$m = 0,62 \quad (97)$$

$$C_1 = 0,25 \quad (98)$$

$$C_2 = 0,87 \quad (99)$$

Resolvendo a equação 90 com base nos valores encontrados nas equações 94, 97, 98, 99 e no valor do número de Prant obtido na tabela 17, temos:

$$\overline{Nu}_D = 699,77 \quad (100)$$

Finalmente, o coeficiente de transferência de calor para o lado casco, onde o óleo do compressor escoar, é dado por:

$$h_o = \frac{\overline{Nu}_D * k_o}{d_e} \quad (101)$$

$$h_o = 2.966,01 \frac{W}{m^2 * K} \quad (102)$$

Para a determinação do coeficiente global de transferência de calor, os valores para os fatores de incrustação devem ser obtidos no anexo 7. De acordo com as tabelas, obtemos os seguintes dados:

$$R_{fi} = 0,000176 \frac{m^2 * K}{W} \quad (103)$$

$$R_{fo} = 0,000176 \frac{m^2 * K}{W} \quad (104)$$

Resolvendo a equação 58 para a área interna do trocador de calor, levando em conta as propriedades de material, apresentadas na tabela 18, os coeficientes de transferência de calor das equações 89 e 102 e os fatores de incrustação determinados nas equações 103 e 104, o coeficiente global de transferência de calor obtido está apresentado abaixo.

$$U = 1.531,40 \frac{W}{m^2 * K} \quad (105)$$

Agora é necessário verificar a temperatura de parede assumida nos cálculos anteriores e também a hipótese de que ocorreu ebulição nucleada no escoamento. Segundo Kakaç (2012), a temperatura de parede é dada pela seguinte expressão:

$$T_w = \frac{q''}{h_{tp}} + T_e \quad (106)$$

É necessário determinar o fluxo por metro quadrado de calor que o trocador é capaz de trocar. Kakaç (2012) também define essa expressão como:

$$q'' = U * \Delta T_{dtml} \quad (107)$$

Para calcular o fluxo de calor, precisamos definir a temperatura média logarítmica para o processo de evaporação, dado pela equação 14. Resolvendo a equação para as temperaturas de evaporação e do óleo do compressor, temos:

$$\Delta T_{dtml} = 73,27 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (108)$$

Substituindo na equação 99 e resolvendo-a, o fluxo de calor por metro quadrado do trocador é:

$$q'' = 112.207,14 \text{ W/m}^2 \quad (109)$$

E finalmente, resolvendo a equação 106 para a temperatura de parede temos que:

$$T_w = 4,69 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (110)$$

Com isso, é possível afirmar que a temperatura de parede assumida inicialmente nos cálculos está de acordo com a temperatura de parede determinada.

Ainda é necessário verificar a hipótese de que ocorre ebulição nucleada no escoamento. Para isso, é preciso calcular a temperatura de início de ebulição nucleada e então compará-la com a temperatura de parede. Kakaç (2012) define a temperatura de início de ebulição nucleada com a seguinte equação:

$$\Delta T_{ien} = \left( \frac{8 * \sigma * q'' * T_e}{k_l * h_{lv} * \rho_g} \right)^{1/2} + T_e \quad (111)$$

$$\Delta T_{ien} = 2,16 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (112)$$

Como a temperatura de início de ebulição nucleada é menor que a temperatura de parede, a hipótese de que ocorre ebulição nucleada é validada.

Agora é possível determinar a área do trocador de calor a partir da equação 17. Substituindo os valores obtidos nessa equação temos a área de troca de calor necessária para o evaporador resfriar o óleo do compressor.

$$A = 4,33 \text{ m}^2 \text{ (113)}$$

Aplicando esse valor na equação 18, para um comprimento de tubos fixos de 3 metros, o número de tubos utilizados para a construção do evaporador pode ser determinado.

$$N = 17,33 \text{ (114)}$$

$$N = 18 \text{ Tubos (115)}$$

Assim, está determinada a geometria do evaporador do sistema de compressão de vapor e do sistema de absorção de amônia.

#### 4.4 ANÁLISE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DO CONDENSADOR

A análise de transferência de calor do condensador consiste em estudar as trocas de calor entre o refrigerante que precisa ser condensado e o agente que realizará o resfriamento dele. O condensador será inicialmente dimensionado para o sistema de compressão de vapor e então para o sistema de absorção de amônia. O modelo utilizado será do tipo casco e tubo e a dimensão dos tubos utilizados serão as mesmas mostradas na tabela 17.

##### 4.4.1 Condensador do sistema de refrigeração por compressão de vapor

Para o dimensionamento do condensador deste trabalho, será assumido que água provida de uma torre de resfriamento trocará calor com a amônia realizando a condensação do refrigerante. As condições iniciais para o dimensionamento desse equipamento estão apresentadas na tabela abaixo.

Tabela 19. Parâmetros iniciais assumidos para o dimensionamento do condensador.

Tágua entrada (°C)	20
Tágua de saída (°C)	30
Tcondensação (°C)	35
Massa de amônia (Kg/s)	0,44

Fonte. Autoria própria.

Também é necessário saber a quantidade de calor que precisa ser retirada da amônia. Segundo Stoeckler (2002), precisamos definir a razão de rejeição de calor (RRC) do condensador para então determinar a quantidade de calor trocada pelo condensador. Este parâmetro é determinado a partir da equação 6, e substituindo os valores da capacidade frigorífica do sistema e potencia de compressão, temos:

$$\mathbf{RRC = 1,20 \text{ (116)}}$$

Em seguida, a taxa de rejeição de calor é dada pela equação 117 e está calculada abaixo.

$$\mathbf{\dot{Q}_c = RRC * \dot{Q}_e \text{ (117)}}$$

$$\mathbf{\dot{Q}_c = 584,06 \text{ KW (118)}}$$

O procedimento para o dimensionamento do condensador é apresentado por Kakaç (2012). Inicialmente é preciso determinar as propriedades da água e da amônia. Estas estão descritas nas tabelas 20 e 21 para as condições desse projeto.

Tabela 20. Propriedades da amônia a temperatura de condensação de 35°C.

Densidade do líquido (kg/m <sup>3</sup> )	586,4
Densidade do gás (Kg/m <sup>3</sup> )	10,44
Calor específico (J/Kg*K)	4905
Condutividade do líquido (W/m*K)	4,57 * 10 <sup>-3</sup>



Tabela 20. Propriedades da amônia a temperatura de condensação de 35°C.

Viscosidade dinâmica do líquido (Pa*s)	$1,30 * 10^{-4}$
Viscosidade dinâmica do gás (Pa*s)	$1,10 * 10^{-5}$
Prandtl do líquido	1,38
Prandtl do vapor	1,19
Calor de Condensação (J/Kg)	1122300

Fonte. Adaptado de Incropera (2012).

Tabela 21. Propriedades da água a temperatura média entre a entrada e a saída do condensador.

Calor específico (J/Kg*K)	4180
Ti (°C)	20
Tf (°C)	30
Temperatura média (°C)	25
Densidade do líquido - (Kg/m³)	997
Calor de vaporização (kJ/kg)	2436
Calor específico – Cp - (J/Kg*K)	4180
Condutividade - (W/m*K)	0,60
Viscosidade dinâmica do líquido (Pa*s)	$9,80 * 10^{-4}$
Prandtl	6,96
Velocidade da água (m/s)	1,00

Fonte. Adaptado de Incropera (2012).

Com as condições de contorno para o dimensionamento, assumidas e as propriedades das substâncias no trocador de calor determinadas, o procedimento de cálculo do trocador de calor é mostrado no capítulo precedente.

#### 4.4.2 Cálculo do coeficiente global de transferência de calor e dimensionamento do condensador

O dimensionamento do condensador ocorre de maneira parecida com o dimensionamento do evaporador. Inicialmente será determinado o coeficiente global

de transferência de calor, de acordo com Kakaç (2012) e então será calculada a área de troca de calor e a quantidade de tubos necessários, assumindo um comprimento dos tubos de 3 metros.

Kakaç (2012) apresenta um método, conhecido como análise concentrada (lumped analysis), de cálculo desse coeficiente através da média do coeficiente global de transferência de calor na entrada e na saída do condensador. Esse método está correto para pequenas variações nos valores calculado.

Novamente, o cálculo do coeficiente global de transferência de calor é dado pela equação 58. Dessa maneira, é necessário determinar o coeficiente de transferência de calor por convecção para os fluidos internos e externos ao tubo, obter os fatores de incrustações nas tabelas do anexo 7 e então resolver para um dos lados do tubo.

Inicialmente, o cálculo do coeficiente convectivo no lado tubo, para a água é determinado. Para Isso, o número de Reynolds para a água é determinado através da equação 8.

$$\mathbf{Re_a = 53410,71 (119)}$$

De acordo com Stoeckler (2002), o número de Reynolds obtido pela expressão 8 demonstra que o regime de escoamento desenvolvido pela água é turbulento. É necessário então determinar o fator de atrito do escoamento para então obter o número de Nusselt. Kakaç (2012) apresenta uma equação para obtenção do fator de atrito para regimes turbulentos, dada pela expressão 63.

$$\mathbf{f = 0,0051 (120)}$$

Agora é possível determinar o número de Nusselt, através da correlação de Petukhov-Kirillov, apresentado por Kakaç (2012).

$$\mathbf{Nu_a = \frac{\left(\frac{f}{2}\right) * Re_a * Pr_a}{1,07 + 12,7 * \left(\frac{f}{2}\right)^{1/2} * (Pr_a^{2/3} - 1)} (121)}$$

$$\mathbf{Nu_a = 342,10 (122)}$$

E então, o coeficiente de transferência de calor por convecção para a água é dado pela equação 122.

$$h_a = \frac{Nu_a * k_a}{d_i} \quad (122)$$

$$h_a = 3922,82 \frac{W}{m^2 * K} \quad (123)$$

Com o coeficiente de transferência de calor no lado tubo determinado, é necessário determinar o coeficiente de transferência de calor para o lado casco.

O cálculo desses coeficientes é feito através de um processo iterativo, entre o coeficiente de transferência de calor da água determinado, a equação do coeficiente global de transferência de calor, assumindo-se uma variação de temperatura de parede e um número de tubos e ao final, recalculando-os para determinar se a hipótese inicial estava correta. Kakaç (2012) demonstra que esse cálculo pode ser feito através da equação 124.

$$h_r = 0,728 * \left( \frac{\rho_l^2 * g * h_{lv} * k_l^3}{\mu_l * \Delta T_w * d_e} \right)^{1/4} * \frac{1}{N^{1/6}} \quad (124)$$

Como o cálculo do coeficiente de transferência de calor foi realizado na planilha de cálculos do projeto, os valores assumidos para o número de tubos e para a variação na temperatura de parede serão de 4,38°C para entrada e 1,13°C para a saída, e 110 tubos no trocador de calor.

Segundo Kakaç (2012), a temperatura de parede é dada pela equação 125, que é função da variação de temperatura local do trocador de calor e do coeficiente global de transferência de calor.

$$\Delta T_w = \Delta T_{local} * (1 - R_t * U) \quad (125)$$

A variação de temperatura local faz referência entre a diferença de temperatura de entrada da água e a temperatura de condensação e a diferença de

temperatura de saída da água e a temperatura de condensação. Sendo assim, temos:

$$\Delta T_{\text{entrada}} = (T_c - T_e) \quad (126)$$

$$\Delta T_{\text{entrada}} = 15 \quad (127)$$

$$\Delta T_{\text{saída}} = (T_c - T_s) \quad (128)$$

$$\Delta T_{\text{saída}} = 5 \quad (129)$$

A resistência total  $R_t$ , é dada pela soma das resistências ao fluxo de calor da amônia para a água. A definição de  $R_t$  parte da equação 58 do coeficiente global de transferência de calor e é demonstrada na equação 130.

$$R_t = R_{fo} + \left( \frac{1}{h_a} + R_{fi} \right) \frac{d_e}{d_i} + \frac{\ln \left( \frac{d_o}{d_i} \right) * d_e}{2 * k} \quad (130)$$

Da mesma maneira que no dimensionamento do evaporador, o valor para os fatores de incrustação  $R_{fo}$  e  $R_{fi}$  pode ser obtido na tabela do anexo 7. Esses valores são demonstrados abaixo.

$$R_{fi} = 0,00018 \quad (131)$$

$$R_{fo} = 0,00018 \quad (132)$$

Substituindo os valores obtidos na equação 130, temos que a resistência total  $R_t$  é:

$$R_t = 0,0007174 \quad (133)$$

Agora, substituindo este valor e os valores para a variação da temperatura local na entrada e na saída do evaporador, na equação 116, temos os seguintes conjuntos de equações:

$$h_r = 0,728 * \left( \frac{\rho_l^2 * g * h_{lv} * k_l^3}{\mu_l * \Delta T_w * d_e} \right)^{1/4} * \frac{1}{N^{1/6}} \quad (134)$$

$$\frac{1}{U} = 0,0007174 + \frac{1}{h_r} \quad (135)$$

$$\Delta T_{wentrada} = 15 * (1 - 0,0007174 * U) \quad (136)$$

$$\Delta T_{wsaída} = 5 * (1 - 0,0007174 * U) \quad (137)$$

Realizando o processo iterativo para as temperaturas de parede assumidas inicialmente de 4,38°C para a entrada e 1,13°C para a saída, e 110 tubos, temos que os valores do coeficiente global de transferência de calor para a entrada e saída do condensador são iguais a:

$$U_e = 986,72 \frac{W}{m^2 * K} \quad (138)$$

$$U_s = 1.076,74 \frac{W}{m^2 * K} \quad (139)$$

Como o método que Kakaç (2012) apresentou depende do coeficiente global de transferência de calor médio, o cálculo da média desses coeficientes é realizado abaixo.

$$U_m = \frac{U_e + U_s}{2} \quad (140)$$

$$U_m = 1.031,73 \frac{W}{m^2 * K} \quad (141)$$

Com o coeficiente global do condensador determinado, Ainda é necessário calcular a variação de temperatura média logarítmica do trocador de calor. Utilizando a equação 14, temos que a temperatura é de:

$$\Delta T_{dtml} = 9,10^{\circ}\text{C} \quad (142)$$

Com a temperatura determinada, o cálculo da área de troca térmica e do número de tubos do trocador de calor é possível. Aplicando-se a equação 17 novamente, temos uma área de troca térmica de:

$$A = 62,19 \text{ m}^2 \quad (143)$$

O número de tubos pode ser calculado e comparado com o número assumido anteriormente através da equação 18. Para a área calculada, temos um número de tubos igual a:

$$N = 109,45 \quad (144)$$

$$N = 110 \text{ tubos} \quad (145)$$

O que está condizente com o valor assumido no início dos cálculos. Assim está concluído o dimensionamento do condensador dos sistemas de refrigeração por compressão.

#### 4.4.3 Condensador do sistema de refrigeração por absorção de amônia

De maneira análoga ao dimensionamento do condensador do sistema de compressão de vapor, será realizado o dimensionamento do condensador do sistema de absorção de amônia. A abordagem de Kakaç (2012), conhecida como análise concentrada (lumped analysis) será novamente utilizada. As condições de operação serão mantidas as mesmas apresentadas na tabela 19 e as propriedades da amônia e da água de resfriamento, portanto, também serão as mesmas descritas nas tabelas 20 e 21. Dessa maneira, não haverá também alteração no número de Nusselt e os valores obtidos nos cálculos iniciais do condensador do sistema de

compressão de vapor, serão utilizados nessa seção. A diferença está na quantidade de calor rejeitado nesse condensador. Ele foi calculado pela equação 46 e é apresentado abaixo:

$$\dot{Q}_c = 456,24 \text{ KW} \quad (146)$$

Além disso, devido à diminuição do calor rejeitado, uma diminuição no número de tubos, e conseqüentemente na temperatura de parede irão ocorrer, e nesse caso, partiremos das equações 134, 135, 136 e 137 para o cálculo da nova área de troca térmica. Assim, temos o seguinte conjunto de equações:

$$h_r = 0,728 * \left( \frac{\rho_l^2 * g * h_{lv} * k_l^3}{\mu_l * \Delta T_w * d_e} \right)^{1/4} * \frac{1}{N^{1/6}} \quad (147)$$

$$\frac{1}{U} = 0,0007174 + \frac{1}{h_r} \quad (148)$$

$$\Delta T_{w\text{entrada}} = 15 * (1 - 0,0007174 * U) \quad (149)$$

$$\Delta T_{w\text{saída}} = 5 * (1 - 0,0007174 * U) \quad (150)$$

Da mesma forma como foi feito no capítulo anterior, a temperatura de parede para a entrada e saída do evaporador é assumida, o coeficiente global de transferência de calor calculado e a verificação da temperatura realizada. Como o processo foi realizado na planilha de dimensionamento do trabalho, será assumida para a entrada do condensador uma variação de temperatura de parede de 4,22°C e para a saída uma variação de temperatura de 1,09 e 85 tubos. Realizando o processo de iteração, os coeficientes globais de transferência de calor para a entrada e saída do condensador, é dado por:

$$U_{\text{entrada}} = 1.001,63 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}} \quad (151)$$

$$U_{saída} = 1.089,66 \frac{W}{m^2 * K} \quad (152)$$

Assim, a média dos coeficientes globais deve ser calculada, para que o método descrito por Kakaç (2012) possa ser utilizado. Dessa maneira temos:

$$U_m = \frac{U_{entrada} + U_{saída}}{2} \quad (153)$$

$$U_m = 1.031,73 \frac{W}{m^2 * K} \quad (154)$$

Como as condições de operação não mudaram a variação da temperatura média logarítmica continua a mesma calculada na equação 142. Assim, novamente aplicando a equação 14, temos que a área de troca térmica é:

$$A = 47,94 \text{ m}^2 \quad (155)$$

E aplicando a equação 18, verificamos o número de tubos inicialmente assumido:

$$N = 84,96 \quad (156)$$

$$N = 85 \text{ tubos} \quad (157)$$

Assim está concluída a análise e o dimensionamento térmico do condensado do sistema de refrigeração por absorção de amônia.

#### 4.5 ANÁLISE DOS CUSTOS OPERACIONAIS DO SISTEMA DE COMPRESSÃO DE VAPOR E DO SISTEMA DE ABSORÇÃO DE AMÔNIA

Tendo em vista que ambos os sistemas conseguem produzir a mesma capacidade de refrigeração, uma análise dos custos de consumo para essa produção servirá de respaldo para a melhor comparação desses sistemas.



Como abordado anteriormente, o ciclo de refrigeração por compressão de vapor utiliza um compressor para comprimir o gás da pressão de evaporação para a pressão de condensação. Este equipamento por sua vez, utiliza um motor elétrico que consome energia, dado que consta na tabela 6.

Tomando como base para o cálculo do consumo, unidades industriais do tipo B, definida pela ANEEL (Agência Nacional de Energia Elétrica) como todas as unidades consumidoras em que o valor independe da hora do dia que está sendo utilizada, tem-se uma tarifa definida na figura 35.

Figura 37. Tarifa de energia elétrica para unidades consumidoras do tipo B.

CONVENCIONAL	Resolução ANEEL N° 2.402, de 19 de junho de 2018	
Tarifa em R\$/kWh	Resolução ANEEL(*)	com Impostos: ICMS e PIS/COFINS
B3 - Demais Classes	0,50752	0,76897
Vigência em 24/06/2018		

Fonte. Site COPEL.

Assumindo que o resfriamento do óleo deverá acontecer 24 horas diárias, 365 dias por ano, o custo de operação do sistema de compressão de vapor é dado por:

$$\text{Potencia consumida} = 86,1 * \text{KW} * 24 * \frac{\text{h}}{\text{dia}} * 365 \text{ dias} \quad (158)$$

$$\text{Potencia consumida} = 754.236 \text{ KWh} \quad (159)$$

$$\text{Custo de operação} = 754.236 \text{ KWh} * 0,76897 \frac{\text{R\$}}{\text{KWh}} \quad (160)$$

$$\text{Custo de operação} = \text{R\$ } 579.984 \quad (161)$$

Para o cálculo do custo de operação do sistema de absorção de amônia, será assumido que o valor da energia elétrica consumida pela bomba seja desprezível em comparação com a energia consumida pelo compressor. De acordo com Menna (2008), a potência consumida pode ser até 15 vezes menor que a potencia consumida pelo compressor e, portanto, esta hipótese é adequada. Também será assumido que para fornecer a quantidade de calor calculada pela equação 42, diferentes fontes de energia serão utilizadas.

Menna (2008) afirma que o gerador pode trabalhar com fontes de energia como o vapor ou mesmo com a queima direta de combustíveis. Ashrae (2010) classifica os geradores em duas categorias. Os de queima indireta (Indirect-fired), os quais são formados por trocadores de calor do tipo casco e tubo, onde a solução evapora no casco, e nos tubos do trocador, vapor proveniente de uma caldeira ou de algum processo aquece a solução. E os de queima direta, formado por um trocador de calor de tubos de parede dupla, onde a mistura é forçada a passar entre a parede interna e externa do tubo e o calor gerado por um queimador aquece a mistura através da parede interna. Esses queimadores podem utilizar gás GLP, diesel e até mesmo bicomcombustível.

A tabela abaixo fornece o poder calorífico de alguns combustíveis comumente utilizados em queimadores e caldeiras, os quais geram calor para a separação da amônia no gerador. Esses dados foram obtidos a partir do Ministério de Minas e Energia.

Tabela 22. Poder calorífico inferior de combustíveis utilizados para a obtenção de vapor de amônia no gerador, a partir de queimadores e caldeiras.

Combustível	Poder calorífico inferior (Kcal/Kg)	Densidade (Kg/m <sup>3</sup> )
GLP	11.100	552
Diesel	10.100	840
Cavaco (Eucalipto)*	4.300	390
Gasolina	10.400	742

Fonte. Ministério de Minas e Energia.

\*Fonte. Anexo 8.

Também foi realizado o levantamento do valor médio de cada um desses combustíveis comprados diretamente da distribuidora, para a cidade de Pato

Branco, a partir de dados da Agência Nacional de Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis e da Secretaria da Agricultura e do Abastecimento do estado do Paraná. Esses valores estão apresentados na tabela abaixo.

Tabela 23. Valor do litro de combustível utilizado pelo gerador para produção de vapor de amônia.

Combustível	Preço (R\$/l)
GLP*	3,65*
Diesel	3,13
Cavaco (Eucalipto)	34,00**
Gasolina	4,19

Fonte. ANP e Secretaria da Agricultura e do Abastecimento do estado do Paraná.

\* O GLP vendido em \$/Kg.

\*\*A lenha comercial é vendida em \$/m<sup>3</sup>.

Para o sistema de absorção de amônia operando com um gerador de queima indireta, assume-se que vapor saturado a 1MPa é usado para a ebulição da mistura. A capacidade calorífica do vapor saturado obtida no anexo f é apresentada abaixo.

$$h_{\text{vapor saturado}} = 2778,1 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}} \quad (162)$$

Convertendo essa capacidade para a quantidade de energia gerada por 1 Kg de vapor em 1 hora, temos a seguinte expressão.

$$E = 2778,1 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}} * 1 \frac{\text{h}}{3600\text{s}} \quad (163)$$

$$E = 0,7717 \frac{\text{KWh}}{\text{Kg}} \quad (164)$$

A quantidade de vapor necessária para gerar durante um ano a quantidade de calor dado na equação 42, pode ser calculada por:

$$\text{Massa de vapor} = \frac{780,87 \text{ KW} * 24 \frac{\text{h}}{\text{dia}} * 365 \text{ dias}}{0,7717 \frac{\text{KWh}}{\text{Kg}}} \quad (165)$$

$$\text{Massa de vapor} = 8,86 * 10^6 \text{ Kg de vapor} \quad (166)$$

Para obter esse vapor, será assumida a utilização de uma caldeira aquatubular que opera com cavaco de eucalipto sob condições ideais, sem perda de vapor e sem formação de condensado. Segundo Nogueira (2005), o rendimento que uma caldeira aquatubular pode alcançar, operando segundo a norma ASME varia entre a faixa de 80% a 85%. Com esse valor e o dado do poder calorífico e densidade obtido na tabela 22, a quantidade de cavaco necessário para gerar 1 kg de vapor saturado é dado por:

$$\text{Volume}_{\text{cavaco}} = \frac{h_{\text{vapor saturado}} * \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}}{\epsilon * \text{PCI} * \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} * 4,18 \frac{\text{Kj}}{\text{Kcal}} * 390 * \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} \quad (167)$$

$$\text{Volume}_{\text{cavaco}} = \frac{2.778,1}{0,85 * 4.300 * 4,18 * 390} \quad (168)$$

$$\text{Volume}_{\text{cavaco}} = 4,66 * \frac{10^{-4} \text{m}^3}{\text{Kg vapor}} \quad (169)$$

O custo do cavaco de madeira está apresentado na tabela 23. Assim, o custo do Kg de vapor pode ser obtido através da seguinte expressão:

$$\text{Custo específico} = \text{Volume}_{\text{cavaco}} * \frac{\text{m}^3}{\text{Kg Vapor}} * \text{Valor do cavaco} * \frac{\$}{\text{m}^3} \quad (170)$$

$$\text{Custo específico} = 4,66 * 10^{-4} * 34,00 \quad (171)$$

$$\text{Custo específico} = 0,01584 \frac{\text{R\$}}{\text{Kg Vapor}} \quad (172)$$

Agora, o custo operacional de um gerador utilizando vapor para a geração separação da mistura e obtenção de vapor de amônia, é dado pelo produto entre a equação 166 e 172:

$$\text{Custo operacional} = \text{Custo específico} \frac{\text{R\$}}{\text{Kg vapor}} * \text{Massa de vapor} * \text{Kg} \quad (173)$$

$$\text{Custo operacional} = \text{R\$ } 140.520,00 \quad (174)$$

Agora será analisado o custo de operação para um gerador de queima direta, utilizando um queimador a combustível líquido, assumindo que a eficiência da queima seja de 100%. Dessa forma, o custo de operação para cada um desses combustíveis pode ser determinado a partir das seguintes equações.

$$\text{Capacidade}_{\text{GLP}} = \frac{11.100 \text{ Kcal}}{\text{Kg}} * \frac{4,18 \text{ KJ}}{3600 \text{ s}} * \frac{1}{\text{Kcal}} * 1 \text{ h} \quad (175)$$

$$\text{Capacidade}_{\text{GLP}} = 12,88 \frac{\text{KWh}}{\text{Kg}} \quad (176)$$

$$\text{Custo}_{\text{GLP}} = 3,65 \frac{\text{R\$}}{\text{kg}} * \frac{\text{Kg}}{12,88 \text{ KWh}} \quad (177)$$

$$\text{Custo}_{\text{GLP}} = 0,283 \frac{\text{R\$}}{\text{KWh}} \quad (178)$$

Assim, um gerador operando com GLP, produzindo a quantidade de calor dada pela equação 42, gasta anualmente um valor de:

$$\text{Custo operacional}_{\text{GLP}} = 780,87 \text{ KW} * 24 \frac{\text{horas}}{\text{dias}} * 365 \text{ dias} * 0,283 \frac{\text{R\$}}{\text{KWh}} \quad (179)$$

$$\text{Custo operacional}_{\text{GLP}} = \text{R\$ } 1.935.839,20 \quad (180)$$

Supondo agora que o gerador utilize diesel como combustível para obtenção do vapor de amônia, o cálculo do custo operacional é dado por:

$$\text{Capacidade}_{\text{diesel}} = \frac{10.100 \text{ Kcal}}{\text{Kg}} * \frac{840 \text{ Kg}}{\text{m}^3} * \frac{4,18\text{KJ}}{3600 \text{ s}} * \frac{1}{\text{Kcal}} * 1\text{h} * \frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ l}} \quad (181)$$

$$\text{Capacidade}_{\text{Diesel}} = 9,85 \frac{\text{KWh}}{\text{l}} \quad (182)$$

$$\text{Custo}_{\text{Disel}} = 3,13 \frac{\text{R\$}}{\text{l}} * \frac{1}{9,85 \frac{\text{KWh}}{\text{l}}} \quad (183)$$

$$\text{Custo}_{\text{Diesel}} = 0,317 \frac{\text{R\$}}{\text{KWh}} \quad (184)$$

$$\text{Custo Operacional}_{\text{Diesel}} = 780,87 \text{ KW} * 24 \frac{\text{h}}{\text{dia}} * 365 * \text{dias} * 0,317 \frac{\text{R\$}}{\text{KWh}} \quad (185)$$

$$\text{Custo operacional}_{\text{Diesel}} = \text{R\$ } 2.173.465,45 \quad (186)$$

O cálculo para refrigeração utilizando a gasolina segue o mesmo procedimento que os demais seguiram. O custo operacional para a produção de vapor de amônia é dado pelas seguintes expressões:

$$\text{Capacidade}_{\text{diesel}} = \frac{10.400 \text{ Kcal}}{\text{Kg}} * \frac{742 \text{ Kg}}{\text{m}^3} * \frac{4,18\text{KJ}}{3600 \text{ s}} * \frac{1}{\text{Kcal}} * 1\text{h} * \frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ l}} \quad (187)$$

$$\text{Capacidade}_{\text{Diesel}} = 8,96 \frac{\text{KWh}}{\text{l}} \quad (188)$$

$$\text{Custo}_{\text{Disel}} = 4,19 \frac{\text{R\$}}{\text{l}} * \frac{1}{8,96 \frac{\text{KWh}}{\text{l}}} \quad (189)$$

$$\text{Custo}_{\text{Diesel}} = 0,468 \frac{\text{R\$}}{\text{KWh}} \quad (190)$$

$$\text{Custo Operacional}_{\text{Diesel}} = 780,87 \text{ KW} * 24 \frac{\text{h}}{\text{dias}} * 365 * \text{dias} * 0,468 \frac{\text{R\$}}{\text{KWh}} \quad (191)$$

$$\text{Custo operacional}_{\text{Diesel}} = \text{R\$ } 3.198.790,82 \quad (192)$$

A queima direta de cavaco no gerador seria possível se esse fosse constituído de uma fornalha. Assim, assumindo uma eficiência de queima de uma caldeira, de 85%, o custo de operação é dado abaixo:

$$\text{PCI} = 4.300 * \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} * 390 * \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \quad (193)$$

$$\text{PCI} = 1.677.000 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^3} \quad (194)$$

$$\text{PCI} = 1.677.000 * \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^3} * 4,18 * \frac{\text{KJ}}{\text{Kcal}} * \frac{1\text{h}}{3600\text{s}} \quad (194)$$

$$\text{PCI} = 1.947,18 \frac{\text{KWh}}{\text{m}^3} \quad (195)$$

$$\text{Custo} = 34,00 \frac{\text{R\$}}{\text{m}^3} * \frac{1}{1947,18 * \frac{\text{KWh}}{\text{m}^3}} * \frac{1}{0,85} \quad (196)$$

$$\text{Custo} = 0,0205 \frac{\text{R\$}}{\text{KWh}} \quad (197)$$

$$\text{Custo operacional} = 780,87 * \text{KW} * 24 * \frac{\text{h}}{\text{dia}} * 365 \text{ dias} * 0,0205 * \frac{\text{R\$}}{\text{KWh}} \quad (198)$$

$$\text{Custo operacional} = \text{R\$ } 140.520,00 \quad (199)$$

Agora é possível analisar qualitativamente e quantitativamente os sistemas de refrigeração propostos no trabalho. Isso será feito no próximo capítulo.

## 5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

O dimensionamento e a escolha dos componentes de cada um dos sistemas podem ser visualizados no capítulo anterior. Para o sistema de compressão de vapor, o evaporador e o condensador foi dimensionado enquanto que, o dispositivo de expansão e o compressor foram selecionados com base em catálogos técnicos. No sistema de absorção de amônia, o evaporador e o condensador também foram dimensionado, os dispositivos de expansão selecionados em catálogos técnicos e o absorvedor, assumido como um trocador casco e tubo de acordo com Ashrae (2010). Duas formas de gerador de vapor foram assumidas e para cada uma delas, diferentes fontes de calor foram avaliadas.

Avaliando os dados obtidos na seção precedente, é possível observar com mais detalhe os parâmetros intrínsecos de cada sistema, desde a capacidade de resfriamento até a principal diferença que ambos possuem no processo de compressão do fluido refrigerante.

De acordo com a análise termodinâmica realizada em cada componente, foi possível observar que ambos os sistemas cumprem a função de resfriar o óleo, fato esperado, pois, no evaporador, ambos possuem o mesmo valor para o fluxo de massa e entalpia. A área de troca térmica obtida foi avaliada através da análise de transferência de calor nesse componente e está descrita na tabela 23.

As diferenças aparecem no momento de realizar a análise termodinâmica no condensador. Nesse componente é possível observar que o calor rejeitado é maior no sistema por compressão de vapor. Consequentemente, uma maior área de troca térmica, mostrada pela análise de transferência de calor, é necessária em relação ao condensador do sistema de absorção de amônia. Isso se deve ao fato de, no sistema de compressão, o condensador ser responsável por dissipar o calor proveniente do óleo de lubrificação do compressor, em casos em que sistemas auxiliares não são utilizados. Estas diferenças estão explícitas na tabela 23.

Comparando o processo de compressão dos sistemas, é notável a diferença construtiva entre os sistemas, com o sistema de compressão necessitando apenas de um componente para realizar essa função, e o sistema de absorção necessitando de, no mínimo, quatro componentes, sendo dois trocadores de calor, uma bomba e um dispositivo de expansão.



Avaliando os sistemas de uma maneira geral, a diferença no consumo de energia é extremamente grande para realizar a refrigeração do óleo, e as formas de obtenção dessa energia também diferem significativamente. Isso impacta diretamente no COP (coeficiente de eficiência) de cada sistema. O sistema de compressão utiliza energia elétrica para realizar a compressão da amônia, fazendo com que uma quantidade muito menor de energia, em relação ao sistema de absorção, seja consumida, resultando em um COP elevado. O sistema de absorção, por sua vez, utiliza o calor como fonte de energia, resultando em um elevado consumo e em um COP muito baixo. Esses parâmetros estão abordados na tabela 24.

A diferença de consumo foi avaliada de maneira quantitativa, através do custo de operação de cada sistema operando por 24 horas diárias durante um ano. Deve-se observar que o custo inicial de equipamentos para iniciar a operação não foi levado em conta. Esses valores estão apresentados na tabela 24. Como o sistema de compressão opera exclusivamente com energia elétrica, variou-se a forma como a energia térmica pode ser obtida e então, comparou-se com o consumo de energia elétrica. Para o ciclo de absorção trabalhando com gerador de queima direta, apenas a utilização do cavaco de eucalipto se mostrou mais econômico do que a utilização da eletricidade. GLP, Diesel e gasolina apresentaram grande desvantagem econômica para o sistema de absorção, em relação ao sistema de compressão. Quando utilizado um gerador de queima indireta, com vapor aquecendo a mistura, o custo de operação obtido foi igual ao da queima direta de cavaco. Entretanto, é necessário ressaltar que não é possível obter uma situação em que não haja formação de condensado, como foi considerado no cálculo do consumo de vapor para obtenção de amônia. Mesmo assim, a utilização de vapor se mostrou mais vantajosa do que a energia elétrica.

A tabela 24 apresenta um comparativo dos principais parâmetros calculados no decorrer do presente trabalho. Dados de dimensionamento do evaporador, condensador do sistema de compressão e absorção e os valores obtidos na análise termodinâmica de cada ciclo podem ser visualizados. Uma comparação entre o custo de operação de cada sistema, para variados tipos de combustíveis também são demonstrados nessa tabela.

Tabela 24. Comparação dos principais parâmetros do sistema de compressão e do sistema de absorção.

		Compressão de vapor	Absorção de amônia
Condensador	Calor rejeitado (KW)	584,06	456,24
	Área de troca térmica (m <sup>2</sup> )	62,19	47,94
	Número de tubos	110	85
Evaporador	Calor retirado (KW)	486,72	486,72
	Área de troca térmica (m <sup>2</sup> )	4,33	4,33
	Número de tubos	18	18
COP		5,65	0,62
Consumo de energia	Compressor (KW)	86,1	-
	Gerador (KW)	-	780,87
Custo operacional	Energia elétrica (R\$)	579.948,00	-
	Cavaco de eucalipto (R\$)	-	140.520,00
	GLP (R\$)	-	1.935.839,20
	Diesel (R\$)	-	2.173.465,45
	Gasolina (R\$)	-	3.198.790,82
	Vapor (R\$)	-	140.520,00

Fonte. Autoria própria.

## 6 CONCLUSÕES

O intuito do trabalho consistiu em comparar dois dos principais sistemas de refrigeração industrial, que foram desenvolvidos durante dois séculos e que atualmente são discutidos intensamente, hora por sua viabilidade ambiental, outrora pela facilidade de funcionamento. Também, de aplicá-los no resfriamento de óleo lubrificante de compressor parafuso, para que este óleo tenha suas propriedades conservadas garantindo a vida útil dos componentes móveis do compressor.

Dimensionar e comparar cada componente e parâmetro desses sistemas é essencial para sua compreensão, para que a escolha errônea de um deles em situações específicas não ocorra.

De maneira geral, o sistema de compressão apresentou um COP maior que o sistema de absorção, o que não garante que este seja mais adequado, já que ambos cumprem a função de resfriar o óleo. Com a avaliação dos componentes dos sistemas de refrigeração observou-se que o sistema de absorção leva vantagem quando se trata do tamanho do condensador do sistema, dependendo de um equipamento menor para rejeitar o calor do ciclo.

Entretanto, quando se trata de funcionamento, o sistema de compressão leva vantagem em alguns aspectos como a simplicidade, utilizando um equipamento de compressão, e energia elétrica para funcionamento, a qual está disponível em uma ampla faixa de consumo e de maneira facilitada.

Apesar disso, em situações em que se há desperdício de calor, o sistema de absorção de amônia pode ser uma boa escolha, pois essa energia pode ser aproveitada a um custo muito baixo, comparado com a energia elétrica. Pensar em utilizar um gerador a vapor ou mesmo construir um gerador que opere com uma fornalha mostrou-se uma solução adequada para a substituição do sistema de compressão e a redução no alto consumo e gasto de energia elétrica.

### 6.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Para trabalhos futuros voltados a área de termodinâmica, os parâmetros do sistema de absorção utilizados nesse trabalho podem ser avaliados visando um aprimoramento e o aumento do desempenho do ciclo.

Para trabalhos voltados a projetos de engenharia, propor a construção de um gerador para o sistema de absorção, constituído de uma fornalha, para a geração de amônia.

Para trabalhos voltados a área econômica da engenharia, recomenda-se avaliar o custo de cada equipamento de ambos os sistemas e a comparar além do custo operacional, o custo de implantação dos sistemas e seus respectivos *payback's*.

## REFERÊNCIAS

ANP, AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS. Levantamento de Preços e de Margens de Comercialização de Combustíveis. Disponível em: <http://www.anp.gov.br/precos-e-defesa-da-concorrenca/precos/levantamento-de-precos>. Acesso em: 30/10/2018.

ARAUTERM, EXCELÊNCIA EM CALDEIRAS E AQUECEDORES. Download de tabelas técnicas. Disponível em: [http://www.arauterm.com/pdf/tbl\\_poder\\_calorifico\\_inferior.pdf](http://www.arauterm.com/pdf/tbl_poder_calorifico_inferior.pdf). Acesso em: 30/10/2018.

ASHRAE Handbook of Refrigeration 2010. American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers. Atlanta, 1998.

ASHRAE Handbook of fundamentals 2001. American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers. Atlanta, 2001.

ASHRAE Handbook of Refrigeration 2010. American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers. Atlanta, 2010.

BITZER. Compressores de parafuso. Disponível em: <https://www.bitzer.de/pt/pt/compressores-de-parafuso/>. Acesso em: 30/08/2018.

ÇENGEL, Y.; BOLES, M. Termodinâmica. 5ª edição. São Paulo. McGraw-Hill, 2006.

ÇENGEL, Y. A., Heat transfer: A practical approach. 2ª edição. McGraw-Hill, 2003

COPEL, Pura Energia. Tarifa Convencional – Subgrupo B3. Disponível em: <http://www.copel.com/hpcopel/root/nivel2.jsp?endereco=%2Fhpcopel%2Froot%2Fpagcopel2.nsf%2F5d546c6fdeabc9a1032571000064b22e%2F8c04fbf11f00cc5703257488005939be>. Acesso em: 30/10/2018.

DANFOSS, ENGINEERING TOMORROW. Válvula de expansão AKVA para amônia. AKVA 15. Disponível em: <http://products.danfoss.com.br/productrange/list/refrigeration/electrically-operated-valves/akva-electric-expansion-valves-for-ammonia/akva-15/#/>. Acesso em: 30/10/2018.

FOX, ROBERT W., Introdução à mecânica dos fluidos. 7ª edição. Rio de Janeiro. Livros Técnicos e Científicos Editora, 2011.

FIALHO, ARIVELTO B. Automação hidráulica: projeto, dimensionamento e análise de circuitos. 6ª edição. São Paulo. Editora Érica LTDA. 2011.

GARIMELLA, SRINIVAS. Fundamental understanding of heat and mass transfer in the ammonia/water absorber. Atlanta, 2007.

IMBIL, SOLUÇÕES EM BOMBEAMENTO. Linha APN. Disponível em: [http://www.imbil.com.br/Imbil/upload/produto/Portugues/APN\\_web.pdf](http://www.imbil.com.br/Imbil/upload/produto/Portugues/APN_web.pdf). Acesso em: 30/10/2018.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P., Fundamentals of heat and mass transfer. 7ª edição. USA. John Wiley Sons. 2014.

INCROPERA, F. P. et al. Fundamentos da transferência de calor e de massa. 6ª edição. Rio de Janeiro. LTC, 2008.

KAKAÇ, S.; LIU, H.; PRAMUANJAROENKIJ, A. Heat Exchangers. 3ª edição. Nova York. CRC Press. 2012.

KERN, D. Q. Process heat transfer. New York, NY: McGraw-Hill Book Company, 1950.

M. CONDE ENGINEERING. Thermophysical Properties of {NH<sub>3</sub>+H<sub>2</sub>O} Mixtures for the Industrial Design of Absorption Refrigeration Equipment. Zurich, 2006.

MAYEKAWA, MYCOM. Compressor parafuso série i. Disponível em: <http://mayekawa.com.br/wp/wp-content/uploads/2016/11/compressor-parafuso-serie-i-mayekawa.pdf>. Acesso em: 30/10/2018.

MAYEKAWA, MYCOM. Compressor alternativo série K. Disponível em: <http://mayekawa.com.br/wp/wp-content/uploads/2017/03/Compressor-Alternativo-S%C3%A9rie-K-Mayekawa.pdf>. Acesso em: 30/10/2018.

MAYEKAWA, MYCOM. Compressor alternativo série M. Disponível em: <http://mayekawa.com.br/wp/wp-content/uploads/2016/12/Compressor-Alternativo-Mayekawa.pdf>. Acesso em: 30/10/2018.

MENNA, MARCIO R. M., Modelagem e análise de custos de sistemas de refrigeração por absorção. Toledo, 2008.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. 3.4 – Poder calorífico, Densidade e Fatores de conversão – 1970 em diante. Disponível em: [http://www.mme.gov.br/web/guest/apresentacoes?p\\_p\\_id=20&p\\_p\\_lifecycle=0&p\\_p\\_state=normal&p\\_p\\_mode=view&\\_20\\_struts\\_action=%2Fdocument\\_library%2Fview\\_file\\_entry&\\_20\\_redirect=http%3A%2F%2Fwww.mme.gov.br%2Fweb%2Fguest%2Fpagina-inicial%3Fp\\_p\\_id%3D3%26p\\_p\\_lifecycle%3D0%26p\\_p\\_state%3Dmaximized%26p\\_p\\_mode%3Dview%26\\_3\\_groupId%3D0%26\\_3\\_keywords%3Dpoder%2Bcalor%25C3%25ADfco%26\\_3\\_struts\\_action%3D%252Fsearch%252Fsearch%26\\_3\\_redirect%3D%252Fweb%252Fguest%252Fpagina-inicial%253Bjsessionid%253D8BBE08D7AB02BE5DA2BDFDAAA1C55F0.srv155%253Fp\\_p\\_id%253D3%2526p\\_p\\_lifecycle%253D0%2526p\\_p\\_state%253Dmaximized%2526p\\_p\\_mode%253Dview%2526\\_3\\_struts\\_action%253D%25252Fsearch%25252Fsearch%2526\\_3\\_redirect%253D%25252F%2526\\_3\\_keywords%253D3.2%2526\\_3\\_groupId%253D0&\\_20\\_fileEntryId=103935397](http://www.mme.gov.br/web/guest/apresentacoes?p_p_id=20&p_p_lifecycle=0&p_p_state=normal&p_p_mode=view&_20_struts_action=%2Fdocument_library%2Fview_file_entry&_20_redirect=http%3A%2F%2Fwww.mme.gov.br%2Fweb%2Fguest%2Fpagina-inicial%3Fp_p_id%3D3%26p_p_lifecycle%3D0%26p_p_state%3Dmaximized%26p_p_mode%3Dview%26_3_groupId%3D0%26_3_keywords%3Dpoder%2Bcalor%25C3%25ADfco%26_3_struts_action%3D%252Fsearch%252Fsearch%26_3_redirect%3D%252Fweb%252Fguest%252Fpagina-inicial%253Bjsessionid%253D8BBE08D7AB02BE5DA2BDFDAAA1C55F0.srv155%253Fp_p_id%253D3%2526p_p_lifecycle%253D0%2526p_p_state%253Dmaximized%2526p_p_mode%253Dview%2526_3_struts_action%253D%25252Fsearch%25252Fsearch%2526_3_redirect%253D%25252F%2526_3_keywords%253D3.2%2526_3_groupId%253D0&_20_fileEntryId=103935397). Acesso em: 30/10/2018.

MUHLE, Ingo N. Instalação de absorção para baixas temperaturas. Canoas, 2008.

SECRETARIA DA AGRICULTURA E DO ABASTECIMENTO. Disponível em: <http://www.agricultura.pr.gov.br/>. Acesso em: 30/10/2018.

STOECKER, W. F. Refrigeração industrial. 2ª edição. São Paulo. Edgard Blucher LTDA, 2002.

STOECKER, W. F.; JONES, J. W. Refrigeração industrial. São Paulo. McGraw-Hill do Brasil, 1985.

PEIXOTO, R. A. Substituição dos HCFC e os fluidos refrigerantes naturais: Cenário atual e tendências. Artigos Técnicos.

PERRY, R. H.; GREEN, D. W.; MALONEY, J.O. Perry's Chemical Engineers Handbook. 7<sup>th</sup> ed. New York: McGraw-Hill, 1997.

SWEP. Appendix B. Log P/h diagrams for refrigerants. Disponível em: <https://www.swep.net/refrigerant-handbook/appendix/appendix-b/>. Acesso em: 30/10/2018.

VAN WYLEN, G.; SONNTAG, R.; BORGNAKKE, C. Fundamentos da termodinâmica. 6ª edição: Ed. Edgard Blücher, 2003.

WANG, SHAN K. Handbook of air conditioning and refrigeration. 2ª edição. New York: McGraw-Hill, 2001.

ZUKOWISKI JR, J. C. Estudo da sensibilidade em um sistema de refrigeração por absorção água-amônia. Campinas, 1999.



## APÊNDICES

## APÊNDICE 1 – PLANILHA DE ANÁLISE TERMODINÂMICA DO SISTEMA DE COMPRESSÃO DE VAPOR

PARAMETROS DE ENTRADA DE CÁLCULO		DEFINIÇÃO DE VARIÁVEIS DO CICLO POR COMPRESSÃO DE AMÔN	
Carga térmica no evaporador (Kcal/h)	411.860,48	Temperatura de evaporação (°C)	0
Temperatura de saída do óleo (°C)	95,20	Temperatura de condensação (°C)	35
Temperatura de sucção do óleo (°C)	55,00	Pressão de evaporação (kPa)	429,6
Vazão de óleo (L/min)	359,00	Pressão de condensação (kPa)	1351
Densidade específica do óleo (kg/L)	0,94		
Calor específico do óleo (Kcal/Kg°C)	0,46		
Fluxo de massa de óleo (Kg/min)	337,46		
DEFINIÇÃO DE ESTADOS TERMODINÂMICOS - COMPRESSÃO DE VAPOR			
Estado 1 (vapor saturado)	Saída do evaporador	Estado 3 (líquido comprimido)	Saída do condensador
Temperatura (°C)	0	Temperatura (°C)	35
Pressão (kPa)	429,6	Pressão (kPa)	1351
Entalpia (KJ/Kg)	1442	Entalpia (KJ/Kg)	344,7
Entropia (KJ/Kg°C)	5,3301	Entropia (KJ/Kg°C)	1,2797
Volume específico (L/kg)	289,2	Volume específico (L/kg)	1,702
Vazão	128,5474192	vazão	0,756527342
Estado 2 (vapor superaquecido)	Descarga do compressor	Estado 4 (mistura bifásica)	Entrada do evaporador
Temperatura (°C)	81,29	Temperatura (°C)	0
Pressão (kPa)	1351	Pressão (kPa)	1351
Entalpia (KJ/Kg)	1604,1	Entalpia (KJ/Kg)	347
Entropia (KJ/Kg°C)	5,3301	Entropia (KJ/Kg°C)	1,3213
Volume específico (L/kg)	118,3	Volume específico (L/kg)	39,61
vazão	52,58353973	vazão	17,6063737
Cálculos Termodinâmicos		Seleção do compressor	Compressor Mycon série M - modelo 4M
Efeito de refrigeração (KJ/Kg)	1095	Capacidade frigorífica (Mcal/h)	418,5
Massa de refrigerante real (Kg/h)	1600,175342	Capacidade frigorífica (kw)	486,72
Massa de refrigerante real (Kg/s)	0,444493151	Potencia absorvida (bkW)	86,1
Trabalho de compressão Real (KJ/Kg)	193,70	COP	5,65
Trabalho de compressão Isoentropico (KJ/Kg)	162,1		
Eficiência de compressão Isoentrópica	84% ok		

## APÊNDICE 2 – PLANILHA DA ANÁLISE TERMODINÂMICA DO SISTEMA DE ABSORÇÃO DE AMÔNIA.

Massa de refrigerante (Kg/h)	1600,18	Gerador		Absorvedor					
Massa de refrigerante (Kg/s)	0,44	Temperatura (°C)	110	Temperatura (°C)	10				
		Pressão (kPa)	1351	Pressão (kPa)	429,6				
Balanço de massa no gerador		Concentração	0,32	Concentração	0,74				
Massa de mistura 1 (Kg/s)	0,712	Entalpia (Kj/kg)	272	Entalpia	-137,5				
Massa de mistura 2 (Kg/s)	0,272								
Balanço de Energia no gerador		Estado 1 (vapor saturado)	Saída do evaporador	Estado 4 - mistura NH3+água	Gerador	Estado 5 (líquido saturado)	Saída do condensador		
Qg (KW)	780,87	Temperatura (°C)	0	Temperatura (°C)	110	Temperatura (°C)	35		
Balanço de energia no absorvedor		Pressão (kPa)	429,6	Pressão (kPa)	1351	Pressão (kPa)	1351		
Qa (Kw)	806,61	Entalpia (KJ/Kg)	1442,2	Entalpia (KJ/Kg)	272	Entalpia (KJ/Kg)	346,8		
Balanço de energia no condensador		Estado 2 - mistura NH3+água	Absorvedor	Estado 3 - Vapor saturado	Gerador	Estado 6 (mistura bifásica)	Entrada do evaporador		
Qc	456,24	Temperatura (°C)	10	Temperatura	110	Temperatura (°C)	0		
Balanço de energia no evaporador		Pressão (kPa)	429,6	Pressão (Kpa)	1351	Pressão (kPa)	1351		
Qe	481,98	Entalpia (KJ/Kg)	-137,5	Entalpia	1383,7	Entalpia (KJ/Kg)	346,8		
COP	0,62	Dimensionamento da bomba							
COP IDEAL	1,53	Volume específico (m³/kg)	0,00134						
		Vazão da bomba (m³/s)	0,00095459						
		Vazão da bomba (l/min)	3,44						
		Diferença de pressão (KPa)	921,4						

### APÊNDICE 3 – PLANILHA DE CÁLCULO DAS PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DA MISTURA SATURADA DE AMÔNIA E ÁGUA.

h0	i	m	n	a		h0	i	m	n	a	
100	1	0	1	-7,6108	-563,1992	100	1	0	1	-7,6108	-243,5456
T0	2	0	4	25,6905	770,3701307	T0	2	0	4	25,6905	26,93844173
273,16	3	0	8	-247,092	-2221,838267	273,16	3	0	8	-247,092	-2,716805271
T	4	0	9	325,952	2168,897997	T	4	0	9	325,952	1,146841645
10	5	0	12	-158,854	-428,3302945	110	5	0	12	-158,854	-0,018314619
283,16	6	0	14	61,9084	91,4099889	383,16	6	0	14	61,9084	0,000730885
x	7	1	0	11,4314	41,84873334	x	7	1	0	11,4314	460,3360668
0,74	8	1	1	1,18157	3,200914482	0,32	8	1	1	1,18157	15,22597159
	9	2	1	1,284179	0,127357075		9	2	1	1,284179	6,663872885
	10	3	3	7,41609	0,014744119		10	3	3	7,41609	1,586907709
	11	5	3	891,844	0,002376285		11	5	3	891,844	30,94687035
	12	5	4	-1613,09	-0,003180533		12	5	4	-1613,09	-17,91168396
	13	5	5	622,106	0,00090769		13	5	5	622,106	2,210508489
	14	6	2	-207,588	-2,7363E-05		14	6	2	-207,588	-9,064747015
	15	6	4	-6,87393	-4,96169E-07		15	6	4	-6,87393	-0,03073679
	16	8	0	3,50716	1,13141E-09		16	8	0	3,50716	0,242527075
				h - absorvedor	-137,4978204					h - gerador	272,0108515

## APÊNDICE 4 – PLANILHA DE DIMENSIONAMENTO DO EVAPORADOR.

Dados de Entrada - Amônia		Cálculos iniciais		Óleo de motor - Correlação de Grimson	
Tsaturação (°C)	0	Velocidade de massa (Kg/m <sup>2</sup> s)	789,80	Temperatura de entrada (°C)	95,2
Pressão de saturação	429600	Reynolds	110.737,62	Temperatura de saída (°C)	55
Massa de amônia (Kg/s)	0,44	Fator de atrito	0,0044	Temperatura de superfície (°C)	4,69
Variação de Entalpia (JKg)	#####	Nusselt	322,74	Temperatura de filme (°C)	49,94
Volume específico do líquido (Kg/l)	638,50	h para única fase	6.529,95	Temperatura de filme (K)	323,24
Volume específico do gás (kg/m <sup>3</sup> )	3,46	Velocidade da amônia	1,24	Condutividade (W/m*K)	0,143
Calor específico (JKg*K)	4.699,00	Método de Chen - Ebulição Convectiva		Pr	1965
Condutividade de líquido (W/m*K)	0,54	Fr para única fase	5,85	Densidade do líquido (Kg/m <sup>3</sup> )	871,8
Tensão superficial	0,04	Parametro de Martinelli (Xtt)	1,82	Cp (JKg°C)	1993
mil (Pa*s)	0,000190	1/Xtt	1,82	Viscosidade (Pa*s)	0,141
miq (Pa*s)	0,000009	Fator de aumento (F)	3,96	Q (L/min)	359
Prant do líquido	1,65	F0	3,54	Viscosidade cinemática (m <sup>2</sup> /s)	0,000161
Título	0,13	hcb (W/m <sup>2</sup> K)	23.115,21	Assumindo	
Q (Kw)	486,72	Coefficiente Global - U (W/m <sup>2</sup> K)	1531,40	St (mm)	50
Dados de entrada dos tubos		Varição de temperatura na entra	95,2	Sl(mm)	50
Tubo de cobre Sch 40 - 2 polegadas		Varição de temperatura na saída	55	Diâmetro externo (mm)	33,40
Diâmetro interno (mm)	26,64	DTML	73,27	Velocidade (m/s)	10,59
Diâmetro externo (mm)	33,40	Q (W/m <sup>2</sup> )	112207,14	Vazão (m <sup>3</sup> /s)	0,0059
Área de seção transversal (mm <sup>2</sup> )	557,11	Temperatura de parede (Tw)	277,85		
Área de seção transversal (m <sup>2</sup> )	0,00056	Temperatura ONB	275,15	Vmax (m/s)	31,90
Diâmetro interno (m)	0,027	Coeficiente para ebulição nucleada		Remax	6587,49
Diâmetro externo (m)	0,033	METODO DE CHEN		Sl/D	1,50
Lt	3,000	Assumida Tw	4,69	St/D	1,50
Cálculo da área e do número de tubos do evaporador		Teta b	4,69	C1	0,25
Área do trocador	4,33	Reynolds	339359,69	m	0,62
		Varição na pressão de saturação	75069,83	Numax	699,77
		Fator de supressão (S)	0,12	h	2.996,01
		hnb	894,29	Considerações a respeito da resistência térmica devido a espessura de parede e a incrustação	
				Óleo lubrificante	0,000176
		htp	24.009,50	Amonia	0,000176
		Coefficiente Global	1535,18	Condutividade	111
		Área	4,33	Rt (Resistencia Total)	0,00061
		N	17,24	espessura de parede	0,003
		Q	112484,72	Dm	0,030
		Recalculad tw	4,69		
		hlo	15122,37		
		TONB	2,16		

## APÊNDICE 5 – DIMENSIONAMENTO DO EVAPORADOR DO SISTEMA DE COMPRESSÃO DE VAPOR.

DADOS DE ENTRADA		DIMENSIONAMENTO - LUMPED ANALYSIS								
Capacidade de refrigeração (KW)	486,72	LADO TUBO			Fator de incrustação					
Potencia de compressão (KW)	86,1	Massa de água (Kg/s)	13,97	Rfi (m <sup>2</sup> K/w)	0,00018					
RRC	1,1768984	Nr	110,00	Rfo(m <sup>2</sup> K/w)	0,00018					
Capacidade do evaporador (KW)	584,064	Re	53410,71	tw	0,00391					
Capacidade do condensador (Kcal/h)	502200	Nu	342,1070571	DIMENSÕES DO TROCADOR						
Tágua entrada (°C)	20	f - fator de atrito	0,005161216							
Tágua de saída (°C)	30	hágua (w/m <sup>2</sup> K)	3922,827588							
Tcondensação (°C)	35	Varição na temperatura de entrada	15							
Varição de T assumida	3	Varição de temperatura na saída	5							
Massa de amônia (Kg/s)	0,44	Temperatura logaritimica	9,10	Área de troca térmica (m <sup>2</sup> )	62,19					
Tubos de cobre 2 polegadas		LADO CASCO			L	2,99				
Diâmetro interno (mm)	52,5	Rt	0,000717428		N	109,45				
Diâmetro externo (mm)	60,32	Dm	0,056319545		Propriedades da água					
Diâmetro interno (m)	0,0525			Entrada				saída		
Diâmetro externo (m)	0,06032	Varição de temperatura local		15				5		
Área de seção transversal (m <sup>2</sup> )	0,00216	Chute	Varição de temperatura de parede					4,38	1,137	
Comprimento (m)	3	Cálculo	Varição de temperatura de parede					4,38	1,1376	
Condutividade do Tubo	111	Coeficiente de transferencia de calor		3378,07	4732,6					
Propriedades da amônia a 35°C		1/U	0,0010		0,0009					
Densidade do líquido (kg/m <sup>3</sup> )	586,4	U	986,72		1076,7					
Densidade do gás (Kg/m <sup>3</sup> )	10,44	U médio	1031,73		Assumido					
Calor específico (JKg <sup>-1</sup> K)	4905									
Condutividade do líquido (w/m <sup>2</sup> K)	0,457									
mi liquido (Pa <sup>-1</sup> s)	0,0001285									
mi vapor (Pa <sup>-1</sup> s)	1,075E-05									
Pr liquido	1,385				Velocidade da água (m/s)	1				
Pr vapor	1,195				Pr	6,80465116				
Calor de Condensação (JKg)	1122300									

## APÊNDICE 6 – PLANILHA DE DIMENSIONAMENTO DO EVAPORADOR DO SISTEMA DE ABSORÇÃO DE AMÔNIA.

DADOS DE ENTRADA		DIMENSIONAMENTO - LUMPED ANALYSIS			
Capacidade de refrigeração (K'w)	486,72	LADO TUBO		Fator de incrustação	
Potencia de compressão (K'w)	86,1	Massa de água (Kg/s)	10,91	Rfi (m²K/w)	0,00018
RRC	1,1768984	Nt	85,00	Rfo(m²K/w)	0,00018
Capacidade do evaporador (K'w)	456,24	Re	53410,71	tw	0,00391
Capacidade do condensador (Kca)	502200	Nu	342,1070571	DIMENSÕES DO TROCADOR	
T água entrada (°C)	20	f - fator de atrito	0,005161216	Área de troca térmica (m²)	47,94
T água de saída (°C)	30	h água (w/m²K)	3922,827588	L	2,98
T condensação (°C)	35	Varição na temperatura de entrada	15	N	84,36
Varição de T assumida	3	Varição de temperatura na saída	5		
Massa de amônia (Kg/s)	0,44	Temperatura logaritimica	9,10		
		LADO CASCO			
Tubos de cobre 2 Polegadas		Rt	0,000717428		
Diâmetro interno (mm)	52,5	Dm	0,056319545		
Diâmetro externo (mm)	60,32		Entrada	saída	
Diâmetro interno (m)	0,0525	Varição de temperatura local	15	5	
Diâmetro externo (m)	0,06032	Chute Varição de temperatura de parede	4,22	1,09	
Área de seção transversal (m²)	0,00216	Cálculo Varição de temperatura de parede	4,22	1,09	
Comprimento (m)	3	Coefficiente de transferencia de calor	3559,35	4992,78014	
Condutividade do Tubo	111	1/U	0,0010	0,00091772	
Propriedades da amônia a 35°C		U	1001,63	1089,66079	
Densidade do líquido (kg/m³)	586,4	U médio	1045,64		
Densidade do gás (Kg/m³)	10,44		Propriedades da água		
Calor específico (JKg*K)	4905		Calor específico (JKg*K)	4180	
Condutividade do líquido (w/m*K)	0,457		Ti (°C)	20	
mi líquido (Pa*s)	0,0001285		Tf (°C)	30	
mi vapor (Pa*s)	1,075E-05		Temperatura média (°C)	25	
Pr líquido	1,385		Densidade do líquido (Kg/m³)	997	
Pr vapor	1,195		hlv (kJ/kg)	2436	
Calor de Condensação (JKg)	1122300		Cp (JKg*K)	4180	
			Condutividade (w/m*K)	0,602	
			mi l	0,00098	
			Pr	6,96	
		Assumido	Velocidade da água (m/s)	1	
			Pr	6,80465116	

**ANEXOS**

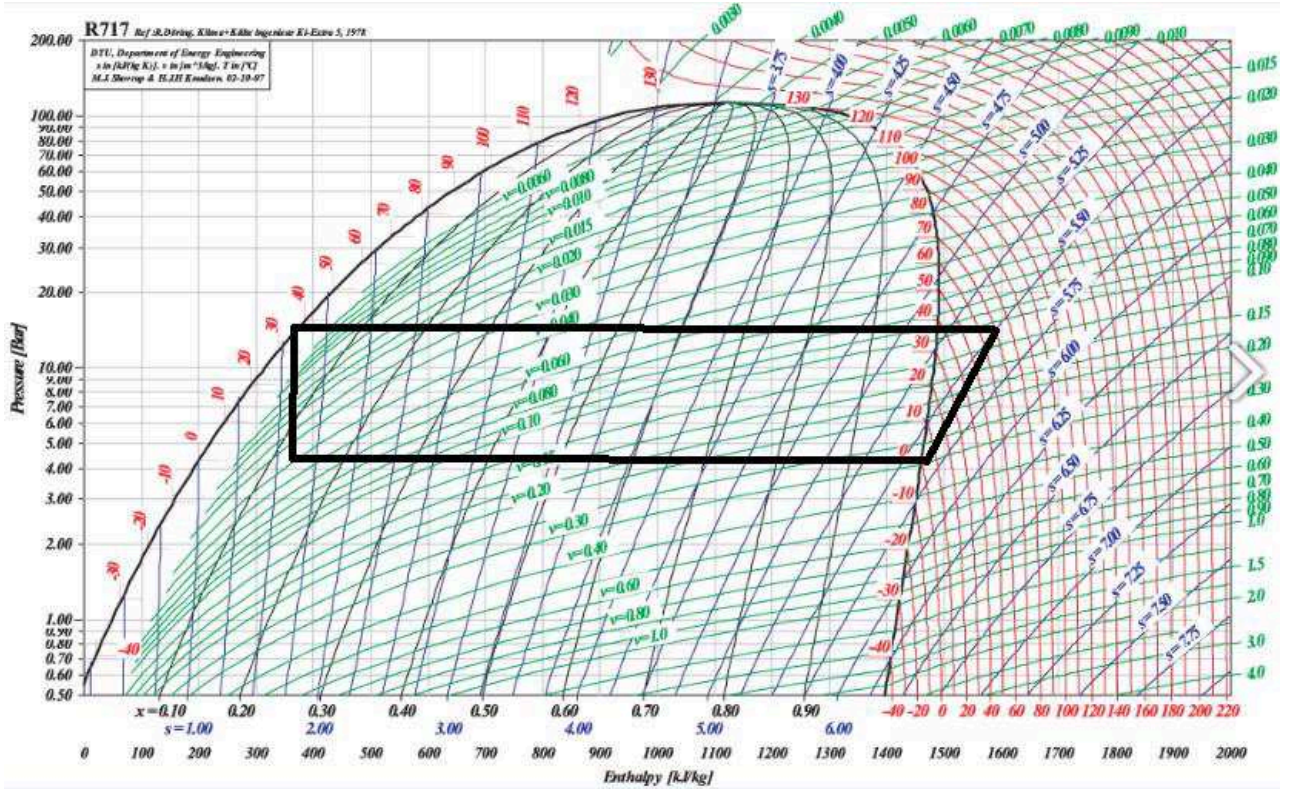


## ANEXO 1 – Tabela das principais propriedades do óleo lubrificante do compressor parafuso.

FLUIDO	R717 (NH3)	COMPRESSOR			320VLD-M	
CAPACITY :	[Mcal/h]	2918,6	2581,2	2299,3	2062,8	1861,4
CAPACITY :	[TR]	965,1	853,6	760,4	682,1	615,5
ABSORBED POWER :	[kW]	1006,9	929,2	864,5	810,5	764,7
DRIVE SHAFT SPEED :	[min-1]	3550	3550	3550	3550	3550
COMPRESSOR SPEED :	[min-1]	3550	3550	3550	3550	3550
INDICATOR POSITION :	[%]	100	90	80	70	60
CONDENSING TEMP. :	[degC]	38	38	38	38	38
EVAPORATIVE TEMP. :	[degC]	-9,79	-9,79	-9,79	-9,79	-9,79
SUCTION SUPERHEAT :	[degC]	9,7	9,7	9,7	9,7	9,7
LIQUID SUBCOOLING :	[degC]	3	3	3	3	3
SUCTION TEMP. :	[degC]	-0,09	-0,09	-0,09	-0,09	-0,09
OIL SUPPLY TEMP. :	[degC]	55	55	55	55	55
SUCTION PRESS. :	[kg/cm2A]	2,98	2,98	2,98	2,98	2,98
DISCHARGE PRESS. :	[kg/cm2A]	15	15	15	15	15
OIL SUPPLY PRESS. :	[kg/cm2A]	17	17	17	17	17
SUCTION PRES. DROP :	[kg/cm2]	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
DISCHARGE PRES. DROP :	[kg/cm2]	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
SWEPT VOLUME :	[m3/h]	5700	5700	5700	5700	5700
LOAD(SUCTION VOL. FLOW RATE) :	[%]	100	88,4	78,8	70,7	63,8
DISCHARGE TEMP. :	[degC]	95,2*	94,4*	93,6*	92,9*	92,3*
REFRIG. FLOW RATE SUC. :	[m3/h]	4920	4350	3880	3480	3140
REFRIG. FLOW RATE DIS. :	[m3/h]	1280	1130	1000	895	806
REFRIG. FLOW RATE SUC. :	[kg/h]	11270	9965	8877	7964	7186
REFRIG. FLOW RATE DIS. :	[kg/h]	11270	9965	8877	7964	7186
INJECT. OIL FLOW RATE :	[L/min]	203	206	209	212	215
LUB. OIL FLOW RATE :	[L/min]	110	110	110	110	110
F.SIDE OIL FLOW RATE :	[L/min]	22,7	22,7	22,7	22,7	22,7
M.SEAL OIL FLOW RATE :	[L/min]	23,6	23,6	23,6	23,6	23,6
*TOTAL* OIL FLOW RATE :	[L/min]	359	362	365	368	371
OIL HEAT REJECTION :	[Mcal/h]	374	369,8	365,8	362,1	358,8
OIL SPEC HT :	[kcal/kgC]	0,46	0,46	0,46	0,46	0,46
OIL DENSITY :	[kg/L]	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94

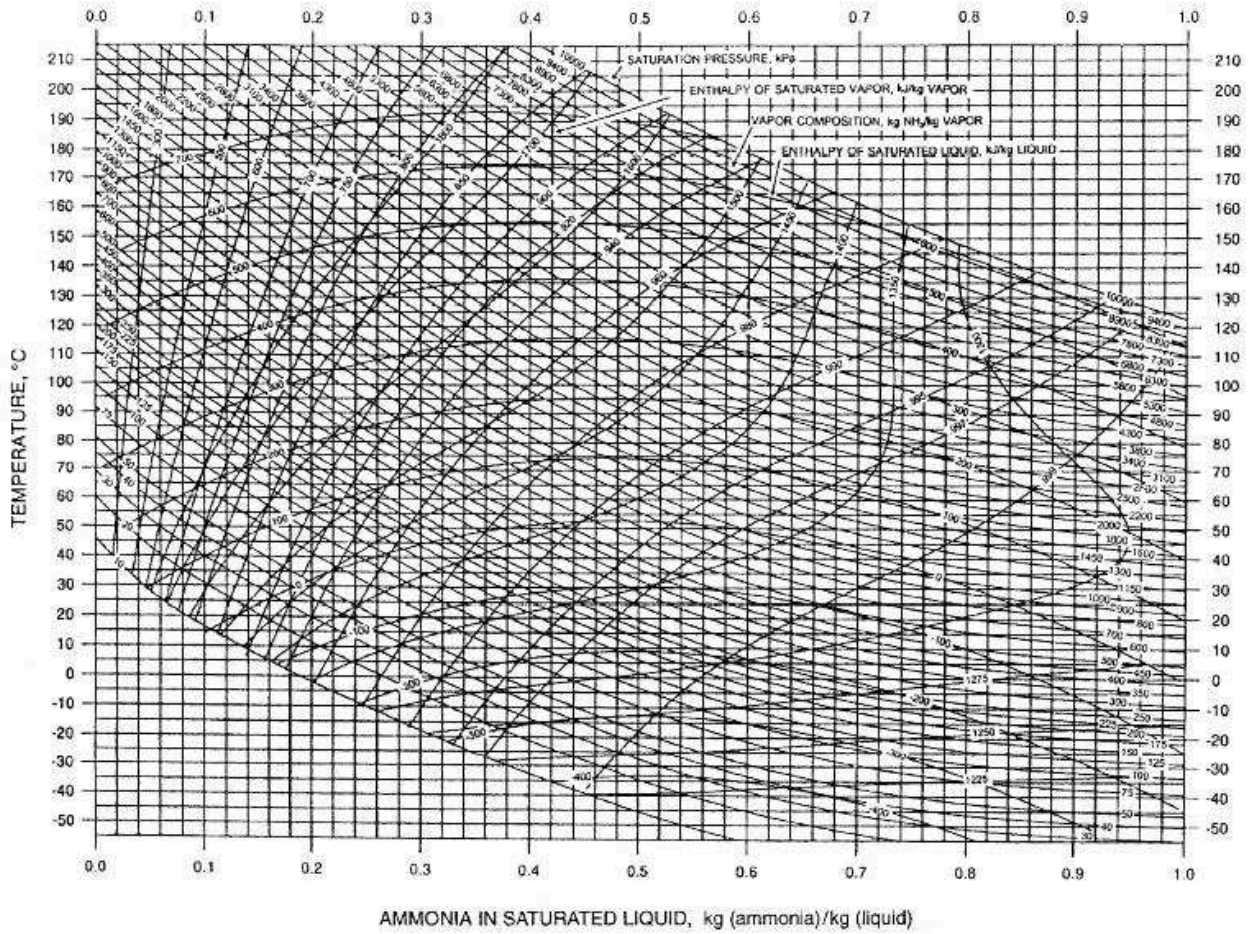
Fonte. Empresa Mayekawa/Mycom.

ANEXO 2 – Diagrama de Mollier para o ciclo de compressão de vapor.



Fonte. <https://www.swep.net/refrigerant-handbook/appendix/appendix-b/>.

ANEXO 3 - Diagrama de propriedades termodinâmicas da mistura amônia e água em função da temperatura e concentração.



Fonte. Ashrae (2001).

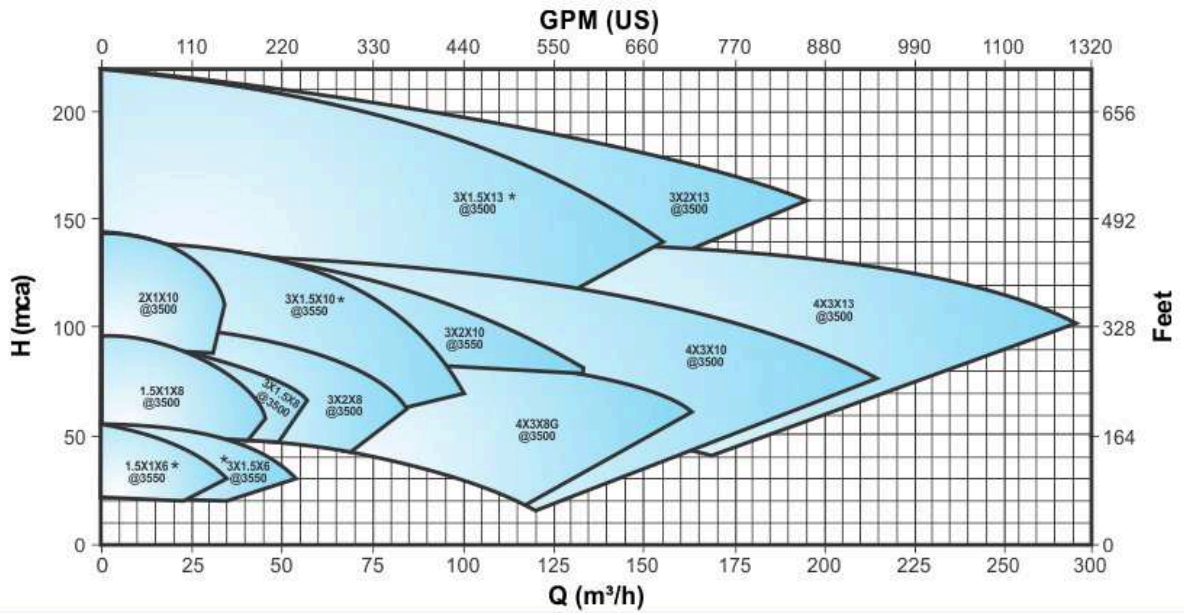
## ANEXO 4 – Volume específico da mistura amônia e água em função da temperatura e concentração

**Specific Volume of Saturated Ammonia Solutions, m<sup>3</sup>/kg**

Temp., °C	Concentration, Ammonia (Mass basis)										Temp., °C	
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90		100
-10	0.00100	0.00103	0.00106	0.00109	0.00114	0.00118	0.00122	0.00128	0.00135	0.00142	0.00151	-10
0	0.00100	0.00103	0.00107	0.00110	0.00114	0.00119	0.00124	0.00130	0.00137	0.00146	0.00156	0
10	0.00100	0.00104	0.00107	0.00111	0.00115	0.00120	0.00125	0.00132	0.00139	0.00149	0.00160	10
20	0.00100	0.00104	0.00108	0.00112	0.00116	0.00121	0.00127	0.00133	0.00142	0.00152	0.00164	20
30	0.00100	0.00105	0.00108	0.00113	0.00117	0.00123	0.00128	0.00135	0.00145	0.00156	0.00168	30
40	0.00101	0.00105	0.00109	0.00114	0.00119	0.00124	0.00130	0.00138	0.00148	0.00159	0.00173	40
50	0.00101	0.00106	0.00110	0.00115	0.00120	0.00125	0.00132	0.00140	0.00151	0.00163	0.00177	50
60	0.00102	0.00106	0.00111	0.00116	0.00121	0.00127	0.00134	0.00143	0.00154	0.00167	0.00183	60
70	0.00102	0.00107	0.00112	0.00117	0.00122	0.00129	0.00136	0.00146	0.00158	0.00172	0.00190	70
80	0.00103	0.00108	0.00113	0.00118	0.00124	0.00130	0.00139	0.00149	0.00162	0.00178	0.00198	80
90	0.00104	0.00109	0.00114	0.00119	0.00125	0.00132	0.00141	0.00153	0.00167	0.00184	0.00208	90
100	0.00104	0.00110	0.00115	0.00121	0.00127	0.00135	0.00145	0.00157	0.00172	0.00191	0.00219	100

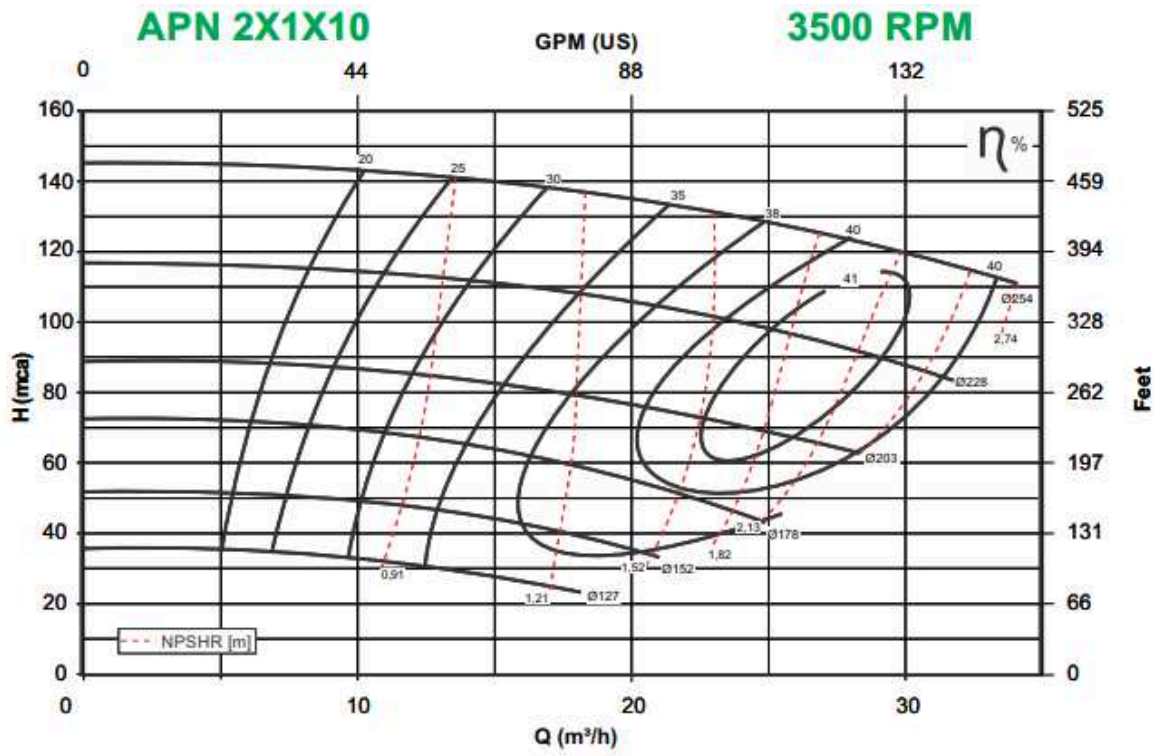
Fonte. Ashrae (2001).

ANEXO 5 – Tabela de seleção de bombas.



Fonte. Catálogo de bombas Imbil.

ANEXO 6 – Tabela de fator de serviço da bomba selecionada.



Fonte. Catálogo de bombas Imbil.

## ANEXO 7 – Tabela de fatores de incrustação para diversas substâncias.

Industrial Fluids	$R_f$ (m <sup>2</sup> · K/W)
<i>Oils</i>	
Fuel oil no. 2	0.000352
Fuel oil no. 6	0.000881
Transformer oil	0.000176
Engine lube oil	0.000176
Quench oil	0.000705
<i>Gases and Vapors</i>	
Manufactured gas	0.001761
Engine exhaust gas	0.001761
Steam (nonoil bearing)	0.000088
Exhaust steam (oil bearing)	0.000264-0.000352
Refrigerant vapors (oil bearing)	0.000352
Compressed air	0.000176
Ammonia vapor	0.000176
CO <sub>2</sub> vapor	0.000176
Chlorine vapor	0.000352
Coal flue gas	0.001761
Natural gas flue gas	0.000881
<i>Liquids</i>	
Molten heat transfer salts	0.000088
Refrigerant liquids	0.000176
Hydraulic fluid	0.000176
Industrial organic heat transfer media	0.000352
Ammonia liquid	0.000176
Ammonia liquid (oil bearing)	0.000528
Calcium chloride solutions	0.000528
Sodium chloride solutions	0.000528
CO <sub>2</sub> liquid	0.000176
Chlorine liquid	0.000352
Methanol solutions	0.000352
Ethanol solutions	0.000352
Ethylene glycol solutions	0.000352

Fonte. Ashrae (2010)

ANEXO 8 – Tabela de poder calorífico inferior de diversos materiais.

COMBUSTÍVEL	PCI	COMBUSTÍVEL	PCI
Álcool de cana	5.500 kcal/l	Gás natural	9.000 kcal/m <sup>3</sup>
Aparas vinilo	6.300 kcal/kg	Lascas de madeira	3.300 kcal/kg
Bagaço de cana (20% água)	3.200 kcal/kg	Lenha (40% água)	2.400 kcal/kg
Bagaço de cana (50% água)	1.800 kcal/kg	Lenha (seca) (12% água)	3.800 kcal/kg
Bambuê (10% água)	3.700 kcal/kg	Madeira de caixotes	3.800 kcal/kg
Borra de café	1.570 kcal/kg	Madeira muito seca	4.800 kcal/kg
Carvão de babaçu	7.000 kcal/kg	Madeira de pinho (seca ao ar)	3.500 kcal/kg
Carvão mineral-Cambul/PR	6.200 kcal/kg	Madeira verde	2.500 kcal/kg
Carvão mineral-Charqueadas/RS	3.100 kcal/kg	Óleo combustível 1A	9.550 kcal/kg
Carvão mineral-Mina do Leão/RS	4.200 kcal/kg	Óleo combustível 2A	9.431 kcal/kg
Carvão mineral-Tubarão/SC	4.500 kcal/kg	Óleo combustível 3A	9.388 kcal/kg
Carvão vegetal	7.500 kcal/kg	Óleo combustível 4A	9.291 kcal/kg
Casca árvore	2.200 kcal/kg	Óleo combustível 7A	9.290 kcal/kg
Casca algodão	3.000 kcal/kg	Óleo de algodão	8.050 kcal/l
Casca de amêndoa dende	4.800 kcal/kg	Óleo de amendoim	8.000 kcal/l
Casca de arroz (12% água)	3.300 kcal/kg	Óleo de babaçu	7.770 kcal/l
Casca de babaçu	4.000 kcal/kg	Óleo de soja	8.125 kcal/l
Casca de cacau (8% água)	3.900 kcal/kg	Óleo diesel	8.466 kcal/l
Casca de café	3.800 kcal/kg	Palha de amendoim (12% água)	3.100 kcal/kg
Casca de caju	4.700 kcal/kg	Palha de trigo (20% água)	3.200 kcal/kg
Casca de côco	4.000 kcal/kg	Papel	4.200 kcal/kg
Casca de eucalipto	3.750 kcal/kg	Piche alcatrão	8.600 kcal/kg
Casca de tanino (66% água)	800 kcal/kg	Pó de linho	4.000 kcal/kg
Casa de soja	3.300 kcal/kg	Pó de madeira fino (seco)	4.000 kcal/kg
Cevaco (eucalipto)	4.300 kcal/kg	Pó de madeira grosso(seco)	4.200 kcal/kg
Cavacos de pinho	2.500 kcal/kg	Pó tabaco	2.300 kcal/kg
Coque de gás	5.400 kcal/kg	Querosene	8.300 kcal/l
Coque de lenha	7.600 kcal/kg	Recortes de couro (14% água)	4.400 kcal/kg
Coque metalúrgico	7.200 kcal/kg	Resíduos de juta	3.800 kcal/kg
Fibras de palmeira (48% água)	2.000 kcal/kg	Restos de borracha	4.000 kcal/kg
Fibras de palmito	3.800 kcal/kg	Sementes de girassol (9,5% água)	4.300 kcal/kg
Filme polietileno	5.600 kcal/kg	Serragem de pinho (40% água)	2.000 kcal/kg
Gás de água	4.000 kcal/m <sup>3</sup>	Serragem seca (20% água)	3.500 kcal/kg
Gás de água carburetado	6.000 kcal/m <sup>3</sup>	Serragem + Cepilho (seco)	4.600 kcal/kg
Gás alto forno	700 kcal/m <sup>3</sup>	Sisal (11% água)	3.400 kcal/kg
Gás de biodigestor (biogás)	5.000 kcal/m <sup>3</sup>	Sobra de serraria (pinho)	4.160 kcal/kg
Gás de coqueira	4.300 kcal/m <sup>3</sup>	Tecido nailon	7.300 kcal/kg
Gás de gasogênio	1.260 kcal/m <sup>3</sup>	Tapos de pano	4.200 kcal/kg
Gás de nafta	4.750 kcal/m <sup>3</sup>	Turfa (seca ao ar 25 a 6% água)	3000-5000 kcal/kg
Gás GLP (50%)	11.200 kcal/kg		

Fonte. Arauterm.