

**INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO,  
CIÊNCIA E TECNOLOGIA DO CEARÁ  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENERGIAS RENOVÁVEIS**

**Policarpo Rosa de Almeida Neto**

**MODELAGEM TERMODINÂMICA DE UM SISTEMA DE  
REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO PARA CONDENSAR O VAPOR  
D'ÁGUA PERDIDO EM USINAS SIDERÚRGICAS E TERMOELÉTRICAS**

**Maracanaú, Ceará**

**2020**

Policarpo Rosa de Almeida Neto

MODELAGEM TERMODINÂMICA DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR  
ABSORÇÃO PARA CONDENSAR O VAPOR D'ÁGUA PERDIDO EM USINAS  
SIDERÚRGICAS E TERMOELÉTRICAS

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Energias Renováveis do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Ceará como requisito para a obtenção do título de mestre em Energias Renováveis. Área de concentração: Energias Renováveis.

Prof. Dr. Francisco Frederico dos Santos Matos

Maracanaú, Ceará

2020

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação  
Instituto Federal do Ceará - IFCE  
Sistema de Bibliotecas - SIBI  
Ficha catalográfica elaborada pelo SIBI/IFCE, com os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

---

- N469m    Neto, Policarpo Rosa de Almeida.  
Modelagem termodinâmica de um sistema de refrigeração por absorção para condensar o vapor d'água perdido em usinas Siderúrgicas e Termoelétricas / Policarpo Rosa de Almeida Neto. - 2020.  
102 f. : il. color.
- Dissertação (Mestrado) - Instituto Federal do Ceará, Mestrado em Energias Renováveis, Campus Maracanaú, 2020.  
Orientação: Prof. Dr. Francisco Frederico dos Santos Matos.  
Coorientação: Prof. Dr. Luiz Mariano Pereira.
1. Reaproveitamento de água. 2. Energias Renováveis. 3. Condensadores. 4. Recurso Hídrico. I.  
Titulo.

CDD 620.91

---

POLICARPO ROSA DE ALMEIDA NETO

MODELAGEM TERMODINÂMICA DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR  
ABSORÇÃO PARA CONDENSAR O VAPOR D'ÁGUA PERDIDO EM USINAS  
SIDERÚRGICAS E TERMOELÉTRICAS

Dissertação submetida à Coordenação do Curso de Pós-graduação em Energias Renováveis do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Ceará, como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Energias Renováveis, área de concentração Energias Renováveis.

Aprovada em \_\_\_\_/\_\_\_\_/\_\_\_\_.

BANCA EXAMINADORA

---

Francisco Frederico dos Santos Matos (Orientador)  
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Ceará - IFCE

---

Luiz Mariano Pereira (Coorientador)  
Universidade Federal do Vale do São Francisco- UNIVASF

---

Rodrigo Freitas Guimarães  
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Ceará- IFCE

---

Bruno César Barroso Salgado  
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Ceará - IFCE

*Dedico a Deus, meus Pais e amigos, que de alguma forma estiveram  
e estão próximos de mim, fazendo a vida valer a pena.*

# AGRADECIMENTOS

Acima de tudo agradeço a Deus, por proporcionar essa oportunidade e ainda concedendo forças e coragem para seguir nessa longa jornada.

Em especial aos meus pais, Gorette e Arivaldo, e minha avó, Maria Socorro, que diante de toda a dificuldade e mesmo sem entender a minha área de pesquisa possibilitaram a minha aventura em busca de mais conhecimento em outro Estado.

Ao Programa de Pós-Graduação em Energias Renováveis do Instituto Federal do Ceará (IFCE), pelas disciplinas ministradas e pelos professores que por meio das discussões e atividades contribuíram para o desenvolvimento dessa dissertação. Em especial ao meu orientador Prof. Dr. Francisco Frederico dos Santos Matos, não só pelos direcionamentos, mas pela confiança em conduzir este trabalho a distância.

Aos meus professores de graduação da UNIVASF, Prof. Dr. Luiz Mariano Pereira pela coorientação, por compartilhar os conhecimentos, pela paciência e por toda assistência nessa etapa. E também ao MsC. José Pereira Alencar Junior por destruir meu projeto várias vezes e depois me ensinar como reconstruir.

Não esquecendo daqueles que tornaram esse objetivo possível, a minha namorada Juliana Karla Bezerra por todo apoio moral, desde a minha partida até os dias mais difíceis enfrentados durante o mestrado. A Miguel Shaw e Anderson Breno pelas instruções no começo dessa etapa e algumas dicas durante a execução do projeto. E a Marcelo Freire por todo o apoio em Fortaleza e pela insistência para concluir o programa.

*“Milagres acontecem quando a gente vai à luta”  
(Sérgio Vaz, 2011, Felicidade)*

# RESUMO

As coqueiras atuantes no Brasil representam um consumo total de 3,8 bilhões de litros de água e cerca de 122,3 litros de água/tonelada de aço bruto produzido são eliminadas para a atmosfera em forma de vapor. Enquanto que, a termoeétrica, que também é responsável pelo alto consumo do recurso hídrico, apresenta o consumo de até 250 m<sup>3</sup>/MWh e dependendo do tipo de sistema adotado pela usina, o desperdício de água pode alcançar até 50 m<sup>3</sup>/MWh. Devido à necessidade de aumentar a taxa de reaproveitamento de água desperdiçada e diminuir a exploração desse tipo de recurso, novas políticas estão sendo implementadas para controlar o consumo. Junto a isso, equipamentos com maiores eficiências estão sendo desenvolvidos para serem aplicados em seus processos produtivos. Esta dissertação tem como objetivo modelar e simular termodinamicamente um sistema de refrigeração por absorção para condensar o vapor d'água exaurido nos processos industriais, principalmente em siderúrgicas e termoeletricas. Primeiramente foi necessário definir alguns parâmetros, como as condições operacionais de cada etapa de produção destes setores. A obtenção destas informações possibilitou alimentar o *software Engineering Equation Solver* (EES), que possui ampla biblioteca de propriedades e funções termodinâmicas, e resolver uma série de sistemas de equações que visa analisar o ciclo de refrigeração e ainda dimensionar os trocadores de calor. As simulações feitas no EES foram divididas em duas etapas: a primeira delimitava as melhores condições de operação do ciclo, como as temperaturas, pressões, entalpias, troca de calor, concentrações, trabalho e rendimento. A segunda parte do algoritmo foi responsável por dimensionar os trocadores de calor que atendessem à demanda de calor necessária na primeira etapa, onde a condensação do vapor ficasse superior a 50% do total desperdiçado. Após diversas interações entre a primeira e a segunda etapas, foram confirmados os fenômenos inerentes ao ciclo de absorção e seus benefícios, o comportamento dos componentes envolvidos, as dimensões físicas e as características construtivas dos trocadores de calor. Por fim, chegou-se à conclusão de que o sistema desenvolvido apresenta um rendimento de, aproximadamente 0,127, gerando uma taxa de 56,28% de líquido condensado.

**Palavras-chaves:** Reaproveitamento de água; Energias Renováveis; Condensadores; Recurso Hídrico.

# ABSTRACT

The operating coking plants in Brazil represent a total consumption of 3.8 billion liters of water and about 122.3 liters of water/ton of raw steel produced are eliminated into the atmosphere in the form of steam. Whereas, the thermal power plant, which is also responsible for the high consumption of water resources, consumes up to 250 m<sup>3</sup>/MWh and depending on the kind of system adopted by the power plant, water waste can reach up to 50 m<sup>3</sup>/MWh. Due to the need to increase the rate of wasted water reuse and decrease the exploitation of this type of resource, new policies are being implemented to control consumption. Additionally, equipment with greater efficiencies are being developed to be applied in their production processes. This thesis aims to model and thermodynamically simulate an absorption refrigeration system to condense the water vapor exhausted in industrial processes, mainly in steelworks and thermal power plants. Primarily it was necessary to define some parameters, such as the operational conditions of each stage of production in these sectors. Obtaining this information made it possible to feed the Engineering Equation Solver software (EES), which has a wide library of properties and thermodynamic functions, and to solve a series of systems of equations that aims to analyze the refrigeration cycle also scale the heat exchangers. The simulations performed at the EES were divided into two stages: the first delimited the best operating conditions of the cycle, such as temperatures, pressures, enthalpies, heat exchange, concentrations, work and yield. The second part of the algorithm was responsible for scale the heat exchangers that would meet the heat demand required in the first stage, where the steam condensation would be greater than 50% of the total wasted. After several interactions between the first and second stages, the phenomena inherent to the absorption cycle and its benefits, the behavior of the components involved, the physical dimensions and the constructive characteristics of the heat exchangers were confirmed. Finally, it was concluded that the developed system has a yield of approximately 0.127, generating a rate of 56.28% of condensed liquid.

**Key-words:** Water reuse; Renewable Energy; Condensers; Water Resource.

# LISTA DE ILUSTRAÇÕES

|                                                                                                                                          |    |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 1 – Etapa de apagamento nas coquerias: (a) Coque incandescente no carrinho; (b) Vapor gerado na fase de apagamento . . . . .      | 18 |
| Figura 2 – Diagrama P x h do ciclo por compressão de vapor . . . . .                                                                     | 22 |
| Figura 3 – Relação entre o sistema por absorção e por compressão . . . . .                                                               | 24 |
| Figura 4 – Componentes básicos do ciclo por absorção . . . . .                                                                           | 25 |
| Figura 5 – Características da mistura binária . . . . .                                                                                  | 27 |
| Figura 6 – Ciclo de refrigeração por absorção usando a solução Amônia/Água . . . . .                                                     | 29 |
| Figura 7 – Fatores que influenciam a mistura LiBr . . . . .                                                                              | 30 |
| Figura 8 – Troca de calor de uma máquina térmica com o ambiente . . . . .                                                                | 31 |
| Figura 9 – Variação do COP de acordo com a Temperatura e a quantidade de estágios para o sistema de adsorção e absorção . . . . .        | 32 |
| Figura 10 – Design de um trocador de calor por escoamento cruzado . . . . .                                                              | 34 |
| Figura 11 – Variação de temperatura no trocador corrente cruzada . . . . .                                                               | 34 |
| Figura 12 – Coque depois da etapa de resfriamento . . . . .                                                                              | 35 |
| Figura 13 – Torre de resfriamento das coquerias . . . . .                                                                                | 37 |
| Figura 14 – Ciclo diurno e noturno usado para a produção de gelo . . . . .                                                               | 38 |
| Figura 15 – Diagrama do sistema de reaproveitamento de energia nas siderúrgicas . . . . .                                                | 39 |
| Figura 16 – Diagrama esquemático do sistema alimentado pelos gases de exaustão do forno da produção de coque . . . . .                   | 40 |
| Figura 17 – Sistema de refrigeração por absorção . . . . .                                                                               | 42 |
| Figura 18 – Volume de controle: Gerador . . . . .                                                                                        | 43 |
| Figura 19 – Volume de controle: Condensador . . . . .                                                                                    | 44 |
| Figura 20 – Volume de controle: Evaporador . . . . .                                                                                     | 45 |
| Figura 21 – Volume de controle: Absorvedor . . . . .                                                                                     | 46 |
| Figura 22 – Volume de controle: Bomba . . . . .                                                                                          | 47 |
| Figura 23 – Volume de controle: Válvula de Expansão entre o Condensador e o Evaporador . . . . .                                         | 48 |
| Figura 24 – Volume de controle: Válvula de Expansão entre o Regenerador e o Absorvedor . . . . .                                         | 49 |
| Figura 25 – Volume de controle: Regenerador . . . . .                                                                                    | 50 |
| Figura 26 – Fator de correção para escoamento cruzado . . . . .                                                                          | 52 |
| Figura 27 – Formas para determinar a efetividade (a); NUT (b); e gráfico para relacionar os termos para escoamento cruzado (c) . . . . . | 55 |
| Figura 28 – Volume de controle: Sistema simulado no EES . . . . .                                                                        | 57 |
| Figura 29 – Etapas para o funcionamento do algoritmo . . . . .                                                                           | 58 |

|                                                                                                                     |    |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 30 – Numeração dos componentes e identificação das concentrações e das vazões mássicas dos fluidos . . . . . | 61 |
| Figura 31 – Valores obtidos após as análises do Sistema de Refrigeração no EES . .                                  | 64 |
| Figura 32 – Dados obtidos após a análise dos trocadores de calor . . . . .                                          | 65 |
| Figura 33 – Característica física do regenerador . . . . .                                                          | 66 |
| Figura 34 – Tubo responsável por conduzir o Vapor . . . . .                                                         | 67 |
| Figura 35 – Tubos montados em forma de matriz . . . . .                                                             | 68 |
| Figura 36 – Modelagem do protótipo. (a) Modelo com o tubo de condução de vapor;<br>(b) Modelo sem o tubo. . . . .   | 70 |

# LISTA DE TABELAS

|                                                                                                                       |    |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Tabela 1 – Fator de deposição . . . . .                                                                               | 53 |
| Tabela 2 – Dados do vapor d’água que alimentará o sistema . . . . .                                                   | 62 |
| Tabela 3 – Temperaturas obtidas na saída e ou entrada de cada componente do<br>ciclo ilustrado na Figura 30 . . . . . | 63 |
| Tabela 4 – Coeficiente de Performance e Eficiência do Ciclo . . . . .                                                 | 64 |
| Tabela 5 – Dados de entrada para o dimensionamento dos trocadores de calor . .                                        | 65 |
| Tabela 6 – Comprimento dos tubos . . . . .                                                                            | 68 |

# LISTA DE SÍMBOLOS

$g$  - Aceleração da Gravidade [ $m/s^2$ ]

$A$  - Área [ $m^2$ ]

$c_p$  - Calor específico [ $kJ/kg.K$ ]

$h_o$  - Coeficiente convectivo [ $W/m^2K$ ]

COP - Coeficiente de Performance [-]

$U$  - Coeficiente global de transferência de calor [ $W/m^2K$ ]

$x$  - Concentração mássica de fluido absorvente [%]

$k$  - Condutividade térmica [ $W/m.K$ ]

$z$  - Distância Vertical [m]

$\epsilon$  - Efetividade [-]

$h$  - Entalpia da solução no ponto específico [ $kJ/kg$ ]

$s$  - Entropia da solução no ponto específico [ $kJ/kg.K$ ]

$m$  - Massa [kg]

$\rho$  - Massa Específica [ $kg/m^3$ ]

NUT - Número de Unidades de Transferência [-]

$Ja$  - Número de Jacob [-]

$Nu$  - Número de Nusselt [-]

$Re$  - Número de Reynolds [-]

$\dot{W}$  - Potência consumida pela bomba [kW]

$P$  - Pressão do sistema [kPa]

$C_p$  - Taxa de capacidade calorífica [ $kJ/K.s$ ]

$R''_d$  - Resistência devida à incrustação nas paredes [ $m^2K/W$ ]

$\dot{Q}$  - Taxa de transferência de calor [kW]

T - Temperatura no ponto específico [ $^{\circ}\text{C}$ ] ou [K]

t - Tempo [s]

E - Unidade de Potência [kW]

$\dot{m}$  - Vazão mássica [kg/s]

V - Velocidade do fluido [m/s]

$\mu$  - Viscosidade Dinâmica [N.s/ $m^2$ ]

$v$  - Volume específico [ $m^3/\text{kg}$ ]

# SUMÁRIO

|            |                                                         |           |
|------------|---------------------------------------------------------|-----------|
| <b>1</b>   | <b>INTRODUÇÃO . . . . .</b>                             | <b>16</b> |
| <b>1.1</b> | <b>Justificativa . . . . .</b>                          | <b>18</b> |
| <b>1.2</b> | <b>Objetivos . . . . .</b>                              | <b>19</b> |
| <b>1.3</b> | <b>Organização do texto . . . . .</b>                   | <b>19</b> |
| <b>2</b>   | <b>FUNDAMENTOS TEÓRICOS . . . . .</b>                   | <b>21</b> |
| <b>2.1</b> | <b>Sistema de Refrigeração . . . . .</b>                | <b>21</b> |
| <b>2.2</b> | <b>Sistema de Refrigeração por Compressão . . . . .</b> | <b>21</b> |
| <b>2.3</b> | <b>Sistema de Refrigeração por Absorção . . . . .</b>   | <b>23</b> |
| 2.3.1      | Breve resumo histórico . . . . .                        | 23        |
| 2.3.2      | Características do ciclo por absorção . . . . .         | 23        |
| <b>2.4</b> | <b>Fluidos de Trabalho . . . . .</b>                    | <b>26</b> |
| 2.4.1      | Solução Amônia/Água . . . . .                           | 28        |
| 2.4.2      | Solução Água/Brometo de Lítio . . . . .                 | 29        |
| <b>2.5</b> | <b>Coeficiente de Performance (COP) . . . . .</b>       | <b>30</b> |
| <b>2.6</b> | <b>Trocadores de Calor . . . . .</b>                    | <b>32</b> |
| 2.6.1      | Escoamento do tipo Escoamento cruzado . . . . .         | 33        |
| <b>2.7</b> | <b>Processo de Coqueificação . . . . .</b>              | <b>35</b> |
| <b>2.8</b> | <b>Pesquisas relacionadas . . . . .</b>                 | <b>37</b> |
| <b>3</b>   | <b>METODOLOGIA . . . . .</b>                            | <b>41</b> |
| <b>3.1</b> | <b>Considerações iniciais . . . . .</b>                 | <b>41</b> |
| <b>3.2</b> | <b>Análise dos componentes térmicos . . . . .</b>       | <b>41</b> |
| 3.2.1      | Gerador . . . . .                                       | 42        |
| 3.2.2      | Condensador . . . . .                                   | 44        |
| 3.2.3      | Evaporador . . . . .                                    | 45        |
| 3.2.4      | Absorvedor . . . . .                                    | 46        |
| 3.2.5      | Bomba e Válvulas de Expansão . . . . .                  | 47        |
| 3.2.6      | Regenerador . . . . .                                   | 49        |
| <b>3.3</b> | <b>Dimensionamento do trocador de calor . . . . .</b>   | <b>50</b> |
| 3.3.1      | Taxa de transferência de calor . . . . .                | 50        |
| 3.3.2      | Média Logarítmica da diferença de temperatura . . . . . | 51        |
| 3.3.3      | Coeficiente global de calor . . . . .                   | 52        |
| 3.3.4      | Método NUT-Efetividade . . . . .                        | 53        |
| 3.3.5      | Adimensionais . . . . .                                 | 55        |

|     |                                                   |     |
|-----|---------------------------------------------------|-----|
| 3.4 | Simulação termodinâmica . . . . .                 | 56  |
| 3.5 | Análise da mistura Amônia-Água . . . . .          | 58  |
| 3.6 | Taxa de Condensação . . . . .                     | 59  |
| 4   | RESULTADOS E DISCUSSÕES . . . . .                 | 61  |
| 4.1 | Sistema de Refrigeração por Absorção . . . . .    | 61  |
| 4.2 | Dimensionamento dos Trocadores de Calor . . . . . | 64  |
| 4.3 | Resultados do Simulação . . . . .                 | 68  |
| 5   | CONCLUSÕES . . . . .                              | 71  |
| 5.1 | Trabalhos futuros . . . . .                       | 72  |
|     | REFERÊNCIAS . . . . .                             | 73  |
|     | APÊNDICE A – CÓDIGO DESENVOLVIDO NO EES . . . . . | 80  |
|     | APÊNDICE B – TELA DO EES . . . . .                | 102 |

# 1 INTRODUÇÃO

A criação e o desenvolvimento de ações que visam potencializar o setor industrial, a difusão tecnológica, a geração de empregos e a criação das políticas industriais resultaram no aumento da taxa de crescimento econômico do país. Mas, para garantir a continuidade desses avanços, o Estado ainda deve promover mais subsídios, créditos, isenções fiscais, melhor infraestrutura de logística e políticas de desenvolvimento tecnológico e de inovação (CORONEL; AZEVEDO; CAMPOS, 2014).

Os benefícios propostos pelas políticas industriais podem provocar um crescimento coletivo em escala regional ou global. Pois, quando uma empresa aumenta a sua capacidade de produção, ela tem que comprar mais matérias primas de seus fornecedores, buscar novas empresas de logísticas, contratar os melhores profissionais na área e, se necessário, encontrar meios para aumentar o crédito (BRITO; GARROTE, 2015).

Em contrapartida, essa expansão obriga as empresas a prestarem serviços de excelente qualidade; provoca um aumento na concorrência, devido a globalização; e ainda resulta no aumento da exploração dos recursos naturais, para a fabricação da matéria-prima e insumos de produção (COUTO; SILVA, 2014; HOGAN *et al.*, 2016). E a extração em demasia desses recursos provoca um grande impacto ambiental e, por serem provenientes de fontes consideradas limitadas, a sua utilização deve acontecer de forma controlada e prudente (HOGAN *et al.*, 2016).

Para evitar a escassez dos recursos naturais e amenizar os impactos ambientais provocados, os setores empresariais devem aplicar metodologias com conceitos sustentáveis que visam reduzir o desperdício e aumentar a taxa de reaproveitamento em seus processos produtivos e ainda, utilizar essas fontes de maneira cautelosa e racional (COUTO; SILVA, 2014). Além disso, essa abordagem também consegue influenciar diretamente na qualidade de vida da população ao redor da indústria.

Sobre o consumo de água, Hogan *et al.* (2016) concluíram que todas as atividades industriais deverão se ajustar à disponibilidade do recurso local para garantir a existência dessas fontes por um longo período, o bem-estar das futuras gerações e a preservação ambiental. Enfatizando as coquerias e as termoelétricas, que se destacam pelo alto consumo de água em seus processos produtivos.

A respeito das coquerias atuantes no Brasil, no ano de 2007 foi produzido cerca de 9,58 milhões de toneladas de coque siderúrgico (OSÓRIO; VILELA; SAMPAIO, 2008) e, só na etapa de apagamento, cerca de 500 litros de água por tonelada de coque incandescente foi evaporada e rejeitada para a atmosfera (SOUSA, 2015). Já em 2013, com o aumento da produção, esse setor consumiu cerca de 12400 l/t de coque (Confederação Nacional da

Indústria, 2013) e mesmo os sistemas de reaproveitamento apresentando uma eficiência de 96%, cerca de 496 litros de água/tonelada foram liberados para a atmosfera (Confederação Nacional da Indústria, 2015).

Enquanto que, o consumo e as perdas pelas termoeletricas, que foram responsáveis pela geração de 41.628 MW no ano de 2017 (EPE, 2018), dependem do tipo de sistema adotado pela usina, nas de circulação aberta, o gasto varia entre 40 e 250  $m^3/MWh$ , com perdas de até 50  $m^3/MWh$ . E as de circulação semifechada com uso de torres úmidas, são necessários entre 2 e 5  $m^3/MWh$ , com perdas de até 4  $m^3/MWh$  (VISCONDI *et al.*, 2016).

Diante de tais fatos e além dos conceitos de sustentabilidade já citados, as indústrias devem desenvolver e implementar políticas internas que visam controlar o consumo, investir em infraestruturas, elaborar novas alternativas de reutilização e captação de água (PAIXÃO, 2016) e ainda, investir em equipamentos mais eficientes em suas funções e utilizar tecnologias de monitoramento e diagnóstico para reduzir as perdas em seus processos produtivos (MENDES, 2012).

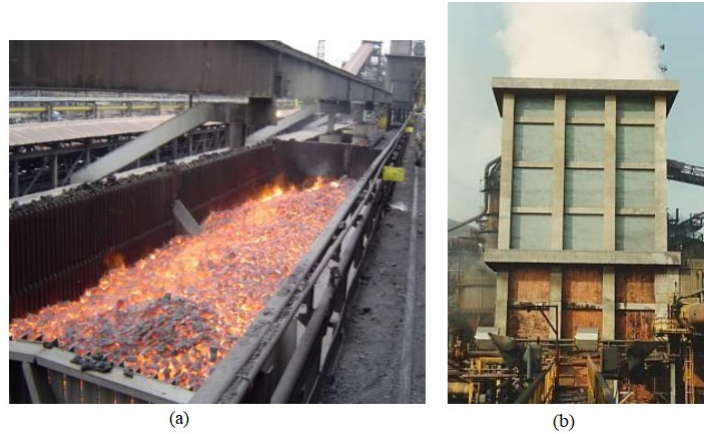
Logo, os condensadores de vapor d'água são alguns dos equipamentos indicados para reduzir as perdas nas coqueiras e nas termoeletricas, tendo em vista que esses componentes possuem a capacidade de absorver o calor do vapor exaurido e promover a mudança de fase para líquido, o que facilita o reaproveitamento da água ao término do processo. Dessa forma, o líquido condensado pode ser reaproveitado e direcionado para outros sistemas, como caldeiras ou para os reservatórios. Em algumas situações, o vapor liberado pode ser aplicado para a produção de energia elétrica, resultando na economia da conta de água e luz (TORRES *et al.*, 2018).

Mas, para realizar suas funções, esses condensadores devem estar conectados à um ciclo termodinâmico, com destaque para o sistema de refrigeração por absorção, que, além do baixo consumo de energia elétrica, pode ser alimentado por diversas fontes de calor (OUADHA; EL-GOTNI, 2013), como o do próprio vapor d'água que será condensado. Além disso, este ciclo opera com fluidos refrigerantes não prejudiciais ao meio ambiente; em ciclos com vários estágios é possível alcançar um rendimento de até 85%, uma eficiência de até 40% quando alimentado por combustíveis fósseis e cerca de 60% ao ser conectado em um gerador termoeletrico; e, quando comparado a um sistema de refrigeração usual por compressão de vapor com a mesma capacidade de refrigeração, o consumo de energia elétrica equivale a 10% do que seria necessária para acionar o compressor (CARVALHO *et al.*, 2006).

Então, para desenvolver esse trabalho, inicialmente foi pesquisado sobre os processos produtivos das siderúrgicas e das termoeletricas, com foco nas etapas de produção de vapor. A Figura 1 retrata a última etapa de apagamento de coque nas siderúrgicas, nela é possível visualizar a quantidade de vapor de água eliminado para a atmosfera pelas torres

de resfriamento.

Figura 1 – Etapa de apagamento nas coquearias: (a) Coque incandescente no carrinho; (b) Vapor gerado na fase de apagamento



Fonte: [Alves \(2016\)](#)

## 1.1 Justificativa

Ao realizar investigações mais aprofundadas sobre o tema, é possível encontrar alguns estudos que visam reduzir o consumo de água e dimensionem componentes para gerar energia elétrica ou realimentar outros setores da mesma indústria usando o vapor produzido. Entretanto, não foram encontrados estudos que utilizem o sistema de refrigeração por absorção para condensar o vapor exaurido.

Os pesquisadores [Hansen \*et al.\* \(2018\)](#) tentaram reduzir o consumo e a geração de águas residuais em uma instalação petroquímica aplicando o método de programação matemática. Suas análises resultaram em uma economia de água anual de  $280.320 \text{ m}^3$  e ainda reduziram a geração de  $236.520 \text{ m}^3$  de resíduos. Além disso, os autores concluíram que o recurso economizado é capaz de alimentar uma cidade de 4.626 habitantes durante um ano, considerando o consumo de 166 litros por pessoa ao dia.

Sobre o reaproveitamento de água, os pesquisadores [Colla \*et al.\* \(2017\)](#) realizaram dois estudos de caso, o primeiro avaliou a implementação de um processo de ultrafiltração e uma técnica de osmose reversa para reduzir a concentração de sal em correntes de água e, também, buscou soluções para diminuir o uso da água. Já o segundo estudo consistiu em investigar, de forma computacional, o reúso da água em outras áreas da planta, sem ou com pré-tratamento. Como conclusão, os autores afirmaram que é mais viável economicamente dessalinizar as águas residuárias e, quando comparada ao uso de água limpa, não teve alteração na eficiência do processo de forma significativa.

Enquanto que, [Qin e Chang \(2017\)](#) analisaram um sistema que visa reduzir a emissão de  $\text{CO}_2$  e ainda reaproveitar a energia térmica e os gases exauridos nos processos

de produção do coque para gerar energia elétrica, acarretando em uma indústria autossustentável. O sistema desenvolvido produziu  $22,98 \text{ MW}_e$  durante o apagamento a seco do coque,  $32,12 \text{ MW}_e$  usando o calor residual do vapor e  $8,44 \text{ MW}_{th}$  ao reaproveitar o vapor a baixa pressão. E, seguindo a ordem anterior, foi gerado cerca de 0,3069, 0,2108 e 0,1514 tonelada de dióxido de Carbono ( $tCO_2$ )/tonelada de coque produzido.

Além da necessidade de reaproveitar a água exaurida pelas empresas, as poucas pesquisas que buscam reaproveitar os recursos naturais e a falta de estudos que utilizem um sistema de refrigeração por absorção nestes setores justificam este trabalho.

## 1.2 Objetivos

Este trabalho possui como objetivo geral, dimensionar um protótipo de um sistema de condensação de vapor usando o ciclo de refrigeração por absorção com os fluidos Amônia-Água ( $NH_3/H_2O$ ), simulando a sua aplicação nas indústrias siderúrgicas e termoeletricas.

A partir do objetivo central desse estudo os objetivos específicos são:

- Realizar a análise computacional do sistema de refrigeração por absorção;
- Dimensionar os trocadores de calor do ciclo frigorífico;
- Analisar a variação do rendimento em função das temperaturas;
- Analisar o rendimento dos componentes térmicos.

## 1.3 Organização do texto

Além deste capítulo introdutório, o presente trabalho foi dividido em mais 4 capítulos. Ainda no capítulo inicial, foi debatido a importância sobre implementar novos métodos de reaproveitamento dos recursos provenientes de fontes naturais, analisando também a taxa de desperdício de água pelas usinas termelétricas e siderúrgicas. Junto a essas informações, foram apresentadas as justificativas e os objetivos desse trabalho.

O capítulo 2 retratou sobre o sistema de refrigeração por compressão, destacando as suas características e princípios de funcionamento. Em seguida foi abordado um breve histórico sobre o sistema de refrigeração por absorção, bem como a sua importância, às condições de operação, os possíveis tipos de fluidos usados, o desempenho do ciclo e algumas prováveis melhorias. Nessa seção também foi debatido sobre os trocadores de calor e o processo de coqueificação. Finalizando com uma discussão sobre as pesquisas relacionadas para auxiliar e justificar esse estudo.

No capítulo 3 foi abordado o funcionamento do código elaborado no programa EES, esclarecendo as duas etapas envolvidas, a análise do sistema de refrigeração por absorção e

o dimensionamento dos trocadores de calor. Mas, para desenvolver estes passos, foi preciso aplicar as condições da equação da 1ª lei da termodinâmica para volume de controle e o balanço de massa para cada componente. Junto a essas equações, foi abordado a maneira de como analisar as propriedades químicas e termodinâmicas da mistura binária. Por último, foi debatido sobre os parâmetros utilizados para dimensionar os trocadores de calor.

O diagrama desenvolvido no EES foi apresentado no terceiro capítulo, onde foi conhecido os campos que deverão ser introduzidos como dados de entrada e a forma que serão divulgados os resultados. Já no capítulo 4, após várias interações, é apresentado a análise final do sistema de refrigeração por absorção e as condições físicas dos trocadores de calor, como o comprimento e os diâmetros dos tubos, o aspecto construtivo e a quantidade de passagem da mistura dentro do componente dimensionado.

O quinto e último capítulo deste trabalho foi responsável por apresentar as conclusões da modelagem matemática, como também as sugestões para novas pesquisas científicas a serem desenvolvidas e possíveis formas de como validar as informações obtidas.

## 2 FUNDAMENTOS TEÓRICOS

### 2.1 Sistema de Refrigeração

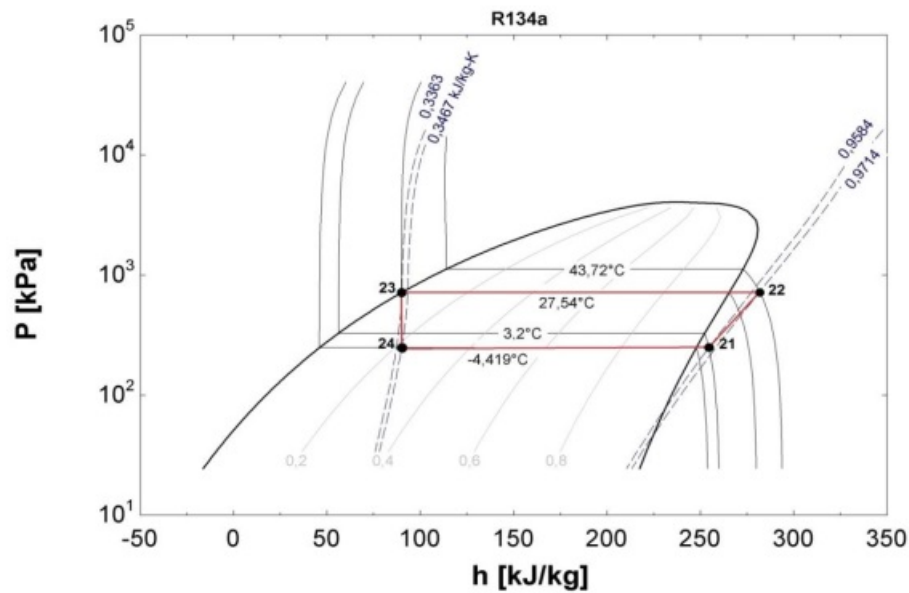
Na natureza, a transferência de calor ocorre da região de maior temperatura para a de menor temperatura e a forma inversa só é possível com o auxílio de máquinas térmicas (CENGEL; BOLES, 2013). E devido aos avanços tecnológicos nesse setor, é possível encontrar diversos tipos de equipamentos com a capacidade de retirar o calor do ambiente e provocar o conforto térmico desejado ou auxiliar nos processos produtivos, como o sistema por absorção, adsorção, refrigeração a ar e o de compressão mecânica de vapor (NASCIMENTO *et al.*, 2011).

E mesmo com os vários tipos de sistemas, a diferença entre elas se dá, basicamente, pelo tipo de fluidos usados, quantidades de componentes, a forma de trabalho e pela taxa de eficiência (MENNA, 2008). No entanto, todos eles atuam seguindo o mesmo princípio, que é a mudança de fase do fluido refrigerante sobre condições controladas.

### 2.2 Sistema de Refrigeração por Compressão

Este é o ciclo mais difundido nos ambientes industriais, comerciais e nos veículos de grande, médio e pequeno porte. O seu reconhecimento se dá por ser um equipamento relativamente barato, confiável, com baixo índice de vazamento e por usar fluidos não prejudiciais ao meio ambiente (MARQUES, 2010). Além de apresentar um alto coeficiente de performance (COP) e simplicidade operacional e construtiva (MENDES, 2012).

Figura 2 – Diagrama P x h do ciclo por compressão de vapor



Fonte: [Cavalcante e Moreira \(2016\)](#)

As etapas do ciclo de compressão de vapor podem ser vistas na Figura 2. Tem-se início quando a pressão e a temperatura do fluido na fase de vapor saturado são elevadas pelo compressor, etapa 21-22. Durante a passagem pelo condensador, etapa 22-23, o calor do fluido superaquecido ao ser rejeitado faz com que o vapor seja condensado, a mudança de fase ocorre de forma isobárica. Na etapa 23-24, a pressão do sistema é reduzida quando o fluido na fase de líquido + vapor é expandido isentalpicamente por uma válvula de expansão. Por último, o refrigerante a baixa temperatura e pressão entra na unidade evaporadora e ao absorver o calor do espaço refrigerado atinge a fase de vapor saturado, reiniciando o ciclo (24-21) ([BANSAL; MARTIN, 2000](#); [Van Wylen; Sonntag; Borgnakke, 2009](#)). Ainda usando a Figura 2, o ciclo por compressão pode ser resumido em:

- Duas etapas com mudança de fase:

Processo 22-23: Rejeição de calor pelo condensador, fluido muda de vapor superaquecido para líquido saturado;

Processo 24-21: Absorção de calor pelo evaporador, fluido na fase de líquido + vapor muda para vapor saturado.

- Duas etapas com variação de pressão no sistema:

Processo 21-22: Aumento de pressão provocada pelo compressor;

Processo 23-24: Redução da pressão ao passar pela válvula de expansão.

## 2.3 Sistema de Refrigeração por Absorção

### 2.3.1 Breve resumo histórico

Considerado como um dos pioneiros no ramo de refrigeração, essa tecnologia era usada no resfriamento de água potável no início do século XIX. Nesse primeiro instante, esse ciclo operava usando a mistura ácido sulfúrico e água como fluidos de trabalho, até que em 1850, o Cientista Ferdinand Carré patenteou uma nova combinação composta de amônia e água. Essa nova mistura permitiu que diversos equipamentos fossem construídos e usados para produzir gelo, conservar alimentos e atender as demandas dos setores industriais de processos contínuos (SILVA, 1994).

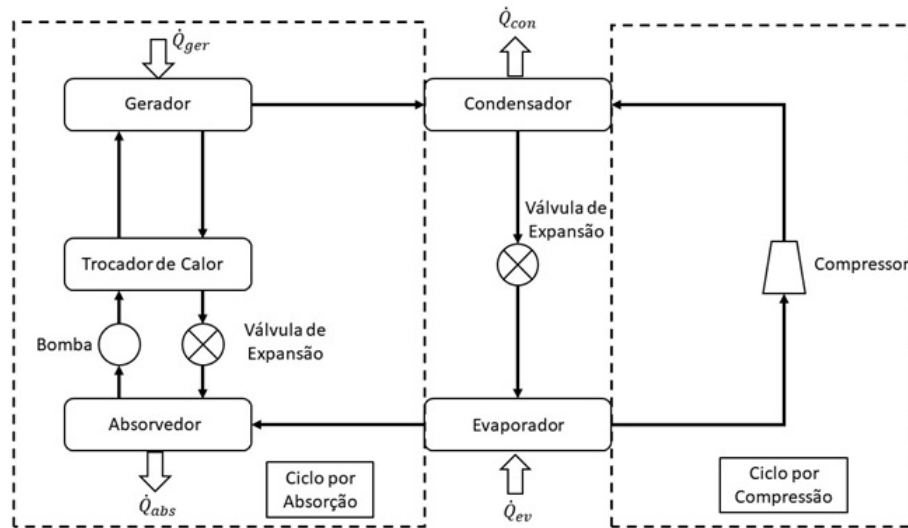
Mas, em 1880 foi inventada a máquina de refrigeração por compressão a vapor que, devido ao alto rendimento apresentado, esse sistema começou a ganhar espaço e substituir o ciclo por absorção (ROCHA, 2010). Fatores como a invenção e a manipulação comercial da energia elétrica e a descoberta dos fluidos CFC's (Clorofluorcarbono) fizeram com que o equipamento de compressão mecânica dominasse todo o setor de refrigeração comercial mundial.

Entretanto, a crise econômica originada por causa das grandes guerras mundiais, o elevado consumo e aumento no valor da energia elétrica, a preocupação ambiental com os gases usados e a necessidade em aproveitar os rejeitos térmicos fizeram com que os setores de refrigeração comerciais e industriais voltassem a investir no ciclo por absorção (CAMPOS, 2017). Além disso, Rocha (2010) destacou que a crise do petróleo na década de 1970 acelerou a diminuição do ciclo por compressão pelas indústrias.

### 2.3.2 Características do ciclo por absorção

Mesmo operando de maneiras distintas, o ciclo de compressão e por absorção apresentam algumas similaridades no aspecto construtivo, que é a presença da unidade evaporadora, condensadora e da válvula de expansão. O compressor utilizado no sistema convencional é substituído por um gerador, absorvedor e uma bomba, como pode ser visto na Figura 3 (OLIM *et al.*, 2003). E mesmo possuindo mais elementos, o *chiller* por absorção opera com menos ruído e sem vibrações e ainda consome cerca de 5 a 10% da energia elétrica do que seria necessário para ativar o compressor do sistema convencional com mesma capacidade frigorífica (MUHLE, 2000; NAPOLEÃO, 2003).

Figura 3 – Relação entre o sistema por absorção e por compressão



Fonte: Autor (2020)

Buscando-se atingir o efeito de refrigeração desejada, [ASHRAE \(2009\)](#) afirma que este ciclo deve possuir ao menos três trocadores de calor atuando em regiões térmicas distintas: o condensador, evaporador e gerador. Além desses componentes, a máquina de efeito simples é constituída por um absorvedor, duas válvulas de expansão e uma bomba, todas elas exibidas na Figura 3. Contudo, em condições específicas, é normal que ocorra a mudança dos fluidos, ou o acréscimo de novos equipamentos ao sistema original, como mais um gerador, uma coluna de retenção ou um regenerador.

Esses dois sistemas possuem duas diferenças imprescindíveis entre eles, que é a presença de um fluido secundário denominado como absorvente, e que ao misturar com o refrigerante favorece na redução do trabalho da bomba. E que o ciclo por absorção depende de uma fonte térmica, conectada ao gerador, para ser acionada e apenas a energia térmica é trocada com o ambiente ([LABUS, 2011](#)). Vale ressaltar que esse calor pode ser oriundo da queima dos combustíveis fósseis, das fontes de energia renováveis e também do calor residual recuperado de outros processos térmicos ([GEBRESLASSIE et al., 2009](#)).

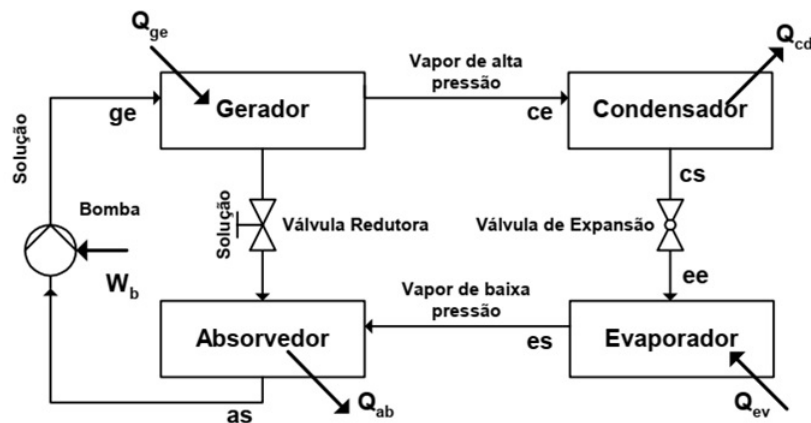
Em contrapartida, a energia fornecida deverá fazer com que o fluido refrigerante alcance a fase de vapor, aproximadamente a 200 °C, separando-o do fluido absorvente presente na solução ([MEUNIER, 1994](#)). E, além do processo de separação, o calor absorvido nessa etapa influencia diretamente no efeito de refrigeração e no rendimento da máquina térmica ([CANTARUTTI, 2011](#)).

O *chiller* por absorção possui a capacidade de operar sem óleo no interior dos tubos, o que diminui a possibilidade de danificar o equipamento devido o congelamento do lubrificante ao passar pelo evaporador ([CHAVES, 2009](#)). Já, [Al-Alili et al. \(2012\)](#) afirmaram que mesmo apresentando composições químicas específicas, os fluidos de trabalho nos dois

ciclos atuam sob o mesmo princípio e alcançam os mesmos estados físicos. E que, quando comparado ao sistema convencional, o ciclo por absorção se destaca por ter um elevado custo e baixo coeficiente de performance (MEUNIER, 1994).

Usando como referência o esquema ilustrado pela Figura 4, o processo de refrigeração de simples estágio inicia quando a fonte térmica aquece a mistura binária em estado líquido presente no gerador. E devido ao calor oferecido, o fluido mais volátil, o refrigerante, é vaporizado e direcionado para o condensador, enquanto que a solução restante, denominada como mistura fraca ou solução com alto teor de absorvente, é encaminhada para o absorvedor passando por uma válvula redutora de pressão. Na unidade condensadora, O vapor ao rejeitar calor para o ambiente, retorna para a fase de líquido saturado. O refrigerante já condensado, é expandido por uma válvula de expansão e, sem variar a entalpia, esse fluido atinge a pressão de evaporação. Em seguida, o fluido passa pela unidade evaporadora e por meios de tubos, todo o calor do espaço fechado é absorvido e o refrigerante retorna para a fase de vapor, onde novamente é misturado com a solução fraca presente no absorvedor. Após a formação da solução forte, com baixo teor de absorvente, a mistura é direcionada para a bomba, reiniciando o ciclo (ZUKOWSKI JUNIOR, 1999; CAMPOS, 2017).

Figura 4 – Componentes básicos do ciclo por absorção



Fonte: Júnior *et al.* (2004)

De forma resumida, Júnior *et al.* (2004) dividiu o ciclo de absorção em quatro processo, sendo eles:

- Dois processos com troca de calor:
  - Vaporização do refrigerante no evaporador;
  - Condensação do refrigerante no condensador.
- Dois processos com troca de calor e massa:

Absorção do refrigerante pela solução no absorvedor;  
Separação (dessorção) do refrigerante no gerador.

## 2.4 Fluidos de Trabalho

Além das condições de trabalho, dos componentes térmicos adotados, do calor disponível pela fonte térmica, o desempenho da máquina de refrigeração por absorção também depende dos fluidos adotados, tanto o refrigerante quanto o absorvente (CAMPOS, 2017). E como não há um tipo de mistura ideal que possa ser usado em todos os tipos de sistema, a sua seleção deve ser realizada de acordo com o tipo de trabalho e a demanda frigorífica exigida (GENIÊR; COSTA; JUNIOR, 2013).

No entanto, não basta apenas escolher dois fluidos e aplicá-los no sistema. Essa combinação só é possível depois de analisar as suas propriedades químicas de forma isolada e após misturá-los. Nesse contexto, o fluido refrigerante deve possuir alto calor latente, moderada pressão de vapor, baixa temperatura de congelamento e baixa viscosidade. Já o absorvente, tem que apresentar baixa pressão de vapor e viscosidade (SOUZA, 2015).

A ASHRAE (2009) confirmou que, mesmo atendendo essas exigências, a combinação de dois fluidos só é possível se:

- Possuir afinidade química;
- Formar uma mistura homogênea;
- Ter diferentes temperaturas de vaporização a mesma pressão;
- Ter estabilidade química;
- Não ser inflamável;
- Não apresentar fase sólida a baixa pressão e temperatura.

E na tentativa de descobrir sistemas com baixo custo, boa capacidade de refrigeração e alto coeficiente de performance, além de equipamentos mais eficientes, vários pesquisadores buscaram desenvolver novos tipos de misturas. Como resultado, atualmente é possível encontrar diversos tipos de soluções, no entanto, os autores Pereira (2006) e Harold, Radermacher e Klein (2016) destacaram que as mais usuais são:

- Água/Amônia - Com aplicação em sistemas frigoríficas com elevada capacidade de refrigeração;
- Brometo de lítio/Água - Usado em sistemas de baixas pressões e capacidade calorífica e ainda necessita de baixa temperatura no gerador;

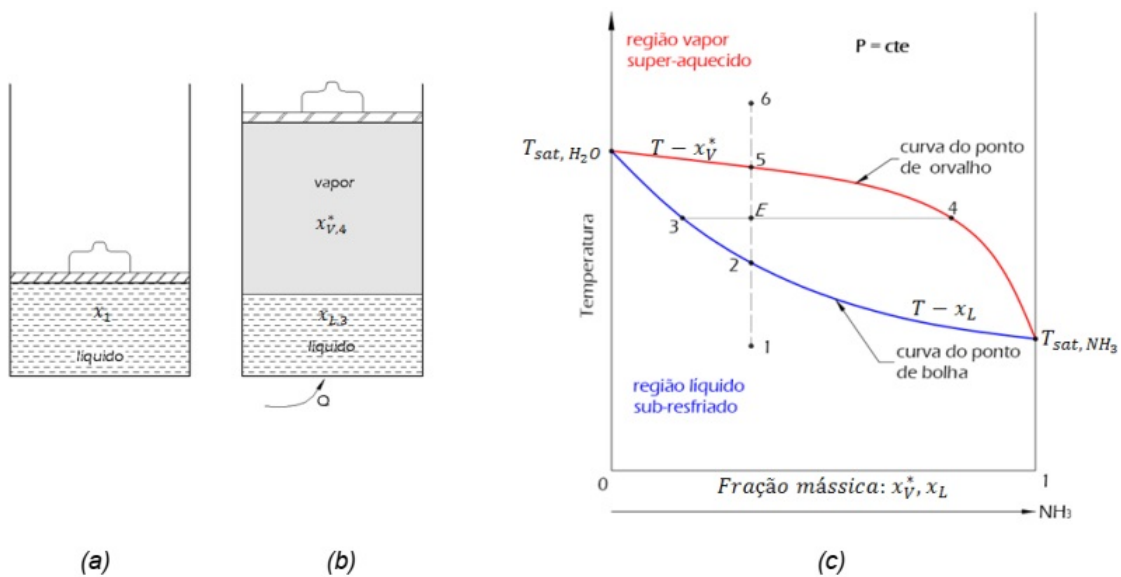
- Água/Amônia/Hidrogênio - Similar ao sistema com Água/Amônia, só que aplicado em sistemas intermitentes. A presença do hidrogênio, considerado um gás inerte, provoca um comportamento similar ao sofrido pela diferença de pressão, com uma pressão parcial menor no evaporador e mais alta no condensador.

Como dito anteriormente, os fluidos das máquinas térmicas por compressão e por absorção atingem os mesmos estados físicos. Mas, no primeiro ciclo a mudança de fase varia de acordo com a pressão e a temperatura. Já no ciclo por absorção, além dos fatores citados, a fase encontrada também depende da concentração do fluido refrigerante na mistura, Equação 2.1.

$$\text{Concentração} = \frac{\text{Fluido Refrigerante}}{\text{Fluido Absorvente}} \quad (2.1)$$

A interferência desses três fatores (temperatura, pressão e concentração) na mistura é explicada na Figura 5, onde a mudança de fase da início quando a solução binária presente no cilindro-pistão, na fase líquida (Ponto 1), é aquecida gradativamente e o fluido mais volátil, na fase de vapor, começa a se desprender da mistura (Ponto 2). E para que todo o sistema esteja em equilíbrio, o êmbolo é expandido. Durante esse processo, todo o interior do cilindro passa ser composto pela mistura de gás (Ponto 4) e líquido (Ponto 3) a mesma temperatura, só que a maior fração de refrigerante se encontra na fase de vapor,  $x_{V,4} > x_1 > x_{L,3}$ , representado pelo Ponto "E". Mas se o cilindro-pistão continuar a receber mais fluxo de calor, toda a solução binária passará pela fase de vapor saturada (Ponto 5) até chegar na fase de vapor superaquecido (Ponto 6) (AGUILAR, 2010).

Figura 5 – Características da mistura binária



Fonte: Aguilar (2010)

De forma prática, as variações das fases destacadas pela Figura 5, ocorrem de forma natural no gerador, que ao absorver o calor da fonte térmica evapora todo o fluido refrigerante e em seguida é separado do fluido absorvente (PANJABI; RATHOD; PANARA, 2017).

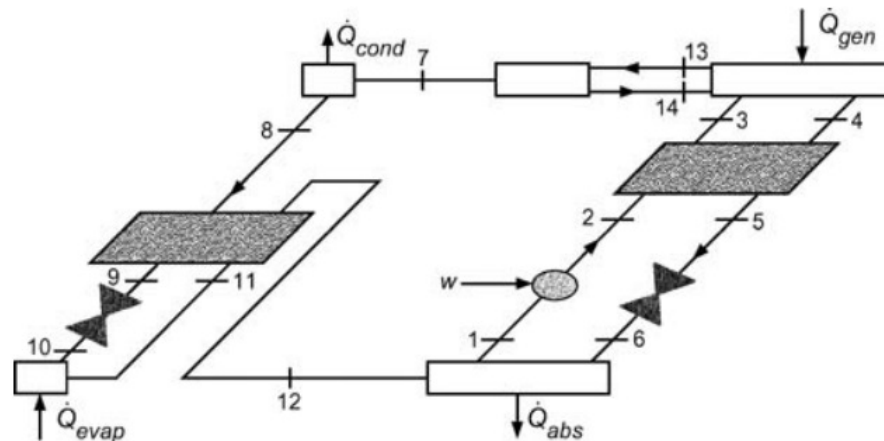
#### 2.4.1 Solução Amônia/Água

Essa solução é uma das mais usadas nos ciclos de absorção, onde a amônia é o fluido refrigerante e a água o absorvente (FLORES; CEREZO; MONTERO, 2014). E por permitir que os equipamentos operem com temperaturas de até  $-55\text{ }^{\circ}\text{C}$ , essa mistura é aplicada em situações que exigem um maior efeito de resfriamento, como nos setores industriais, redes de supermercados, fábricas de cervejas e câmaras frigoríficas (BENEDETTI, 2010; SOUZA, 2015). A alta capacidade de refrigeração ocorre pelo baixo ponto de fusão da amônia, cerca de  $-77\text{ }^{\circ}\text{C}$ , e pela elevada afinidade química e miscibilidade a qualquer temperatura da mistura (BENEDETTI, 2010).

Como vantagens, essa mistura se revela como uma opção mais barata que o Brometo de Lítio/Água e não é prejudicial ao meio ambiente, mas, quando exposto por um longo intervalo de tempo, pode ser prejudicial ao ser humano. Apesar de ser um fator positivo, a alta miscibilidade dos fluidos pode prejudicar no rendimento da máquina, pois há chances de que a água possa ser evaporada junto a amônia ao passar pelo gerador, produzindo o chamado vapor úmido (CAMPOS, 2017). E, devido à baixa temperatura alcançada no evaporador, é possível que ocorra o congelamento do fluido absorvente na tubulação, causando o bloqueio total ou parcial do escoamento (HAROLD; RADERMACHER; KLEIN, 2016).

E para evitar o congelamento da água, Cantarutti (2011) indica a instalação de uma coluna de retenção na saída do gerador, compreendido entre pontos 13, 14 e 7 da Figura 6. Esse componente é responsável por separar a água da amônia e direcioná-la para o absorvedor, enquanto que o gás refrigerante segue para o condensador. Essas vantagens fizeram com que essa solução fosse escolhida para compor o estudo proposto.

Figura 6 – Ciclo de refrigeração por absorção usando a solução Amônia/Água



Fonte: [ASHRAE \(2009\)](#)

#### 2.4.2 Solução Água/Brometo de Lítio

Nesse par, o brometo de lítio é o absorvente, enquanto que a água é o fluido responsável por produzir o efeito de refrigeração. Diferente da mistura Amônia/Água, este ciclo deve trabalhar com temperaturas superiores  $5^{\circ}\text{C}$ , para evitar o congelamento da água no evaporador. O que faz essa mistura ser comumente utilizada em condicionadores de ar para conforto térmico residencial ([HORUZ, 1998](#)).

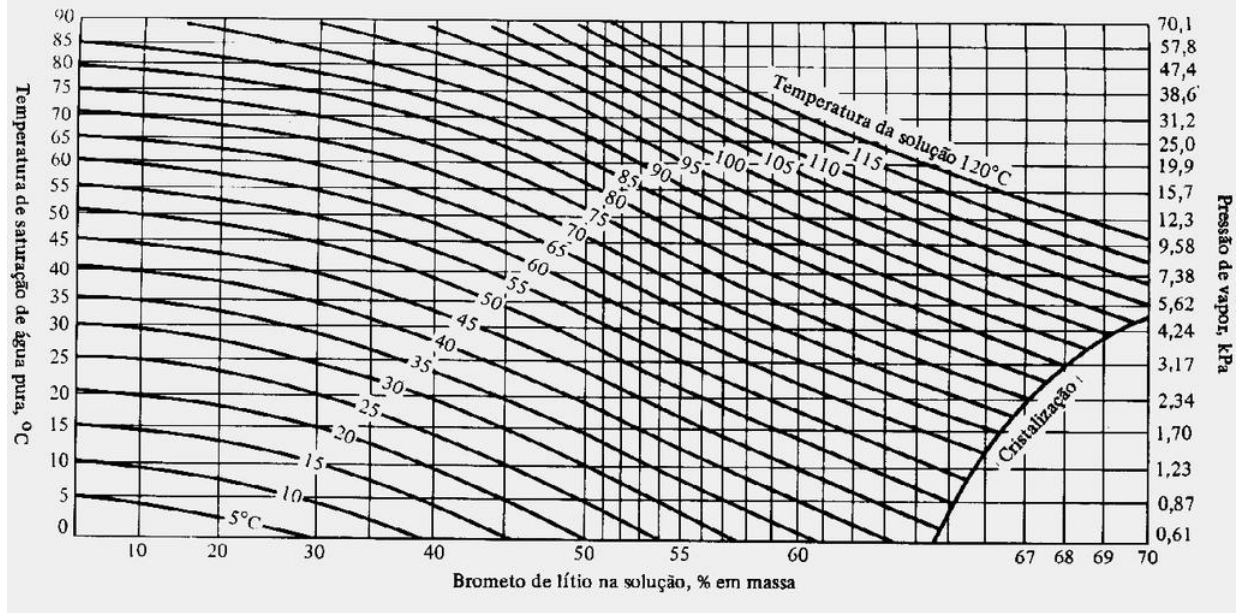
A limitação de temperatura no evaporador acarreta algumas vantagens operacionais, como a presença de uma fonte térmica com temperatura de até  $100^{\circ}\text{C}$ , valores menos expressivos que os  $200^{\circ}\text{C}$  do sistema por amônia, é um fluido atóxico, não inflamável, mas essa mistura deve operar com pressões negativas ([GORDON; NG, 2000](#)). Mas como desvantagem, além do alto preço do Brometo de Lítio, essas máquinas apresentam uma baixa eficiência (entre 0,4 e 0,7) e baixa viscosidade ([HAROLD; RADERMACHER; KLEIN, 2016](#)).

Assim como a mistura Amônia/Água, estado físico também depende da pressão, da temperatura e da concentração da solução e estas condições afetam as suas propriedades termodinâmicas, por isso, durante o dimensionamento do sistema é indicado o uso da carta de solução saturada, Figura 7. Nesse diagrama é possível visualizar as limitações e a condição máxima de operação, já que o Brometo de Lítio pode ser cristalizado caso a sua fração mássica exceda o limite de solubilidade da mistura, dessa forma a sua concentração deve ser inferior a 70%, quando for utilizado em temperaturas abaixo de  $100^{\circ}$  ([LABUS, 2011](#)).

Caso os valores extrapolem esse limite, a cristalização dos sais resultará na interrupção do escoamento de forma parcial ou total, provocando a redução do rendimento ou danificando o equipamento ([LIAO; RADERMACHER, 2007](#)). E caso aconteça esse

fenômeno, os autores propuseram aquecer a solução acima da temperatura de saturação até alcançar a fase de vapor ou usar inibidores de cristalização junto a mistura binária.

Figura 7 – Fatores que influenciam a mistura LiBr



Fonte: [Stoecker e Jones \(1985\)](#)

## 2.5 Coeficiente de Performance (COP)

Durante a simulação e o funcionamento do sistema de refrigeração é possível mensurar as perdas de pressão devido a rugosidade da tubulação, a diferença de temperatura do fluido entre a entrada e saída dos componentes térmicos, o calor liberado ou absorvido pelos trocadores de calor, o teor de refrigerante na solução fraca e forte, as vazões mássicas e o coeficiente de performance do ciclo (COP) ([DARWISH; AL-HASHIMI; AL-MANSOORI, 2008](#)). E com esses parâmetros, principalmente o rendimento, é possível indicar a viabilidade da máquina ou elaborar otimizações no próprio sistema.

$$COP = \frac{\text{Efeito de Refrigeração}}{\text{Energia Fornecida}} \quad (2.2)$$

O COP de um ciclo frigorífico representa a capacidade de refrigeração em virtude da potência necessária para ativar todo o equipamento, como visto na Equação 2.2. No ciclo por compressão, é analisado a taxa de calor retirado do ambiente a ser refrigerado e o trabalho consumido pelo compressor ([MEDEIROS; BARBOSA, 2009](#)). Já, no caso do ciclo por absorção, a taxa de refrigeração é relacionada com a soma do calor absorvido pelo gerador com o consumo da bomba, Equação 2.3 ([OUADHA; EL-GOTNI, 2013](#)). No

entanto, devido ao baixo consumo de energia para comprimir fluidos no estado líquido, o trabalho da bomba pode ser desprezado nesse tipo de análise (JÚNIOR *et al.*, 2004).

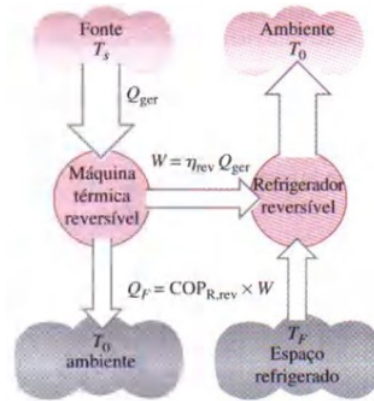
$$COP_{real} = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_g + \dot{W}_p} \quad (2.3)$$

Onde:

- $Q_E$  – Transferência de calor do Evaporador;
- $Q_G$  – Transferência de calor do Gerador;
- $W_p$  – Trabalho da bomba.

Nos estudos dos ciclos frigoríficos, o rendimento calculado pode ser comparado ao resultado de um sistema que atua nos mesmos reservatórios térmicos, conhecido como máquina de Carnot. Esse ciclo ideal traduz qual é a melhor taxa de aproveitamento nas condições estabelecidas ao considerar todo o processo de forma reversível e refletir apenas a diferença das temperaturas dos reservatórios térmicos (CORTEZ; LARSON; SILVA, 1997).

Figura 8 – Troca de calor de uma máquina térmica com o ambiente



Fonte: Cengel e Boles (2013)

A Figura 8 e a Equação 2.4 representam a forma em que é analisada o ciclo de Carnot. Diferente do sistema ideal, no ciclo real leva em conta as irreversibilidades internas e externas presentes em todos os fenômenos de transferência de calor (SANTOS, 2012). Ao analisar a 2ª Lei da Termodinâmica, nenhuma máquina poderá apresentar um rendimento superior ao ciclo de Carnot.

$$COP_{Carnot} = \frac{T_E * (T_G - T_o)}{T_G * (T_o - T_E)} \quad (2.4)$$

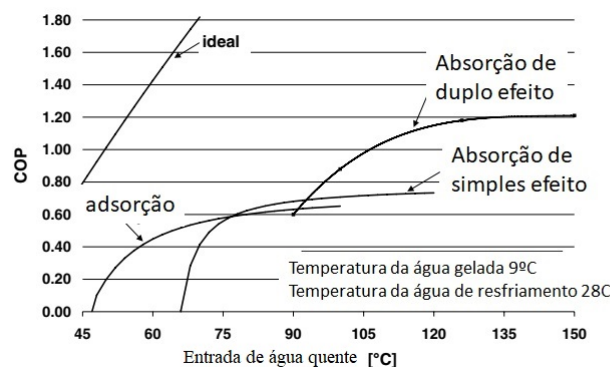
Onde:

- $T_E$  - Temperatura do Evaporador;
- $T_G$  - Temperatura do Gerador;
- $T_o$  - Temperatura do meio ao qual se rejeita o calor.

Como já citado, o *chiller* por absorção de estágio simples apresenta uma baixa eficiência energética, quando comparada ao sistema por compressão, e para suprir essa deficiência, normalmente são adicionados outros componentes térmicos ao seu formato original. Essas alterações resultam em um sistema com dois ou mais estágios, contudo, essas melhorias devem acontecer de forma controlada para não tornar a máquina inviável financeiramente (AGUILAR, 2010). Pois, além do fator financeiro, a busca por uma máquina de alto rendimento só é possível em equipamentos com capacidades caloríficas acima de 100 kW e se a fonte térmica dispor suficiente para que o gerador principal alcance a temperatura de 160 °C.

Caso atenda essas condições, um segundo gerador poderá ser instalado e, diferente do principal, o mesmo deverá ser alimentado pelo calor liberado pela unidade condensadora. E como resultado, este ciclo de multiestágio pode alcançar uma performance de até 1,2 (HENNING, 2007). A Figura 9 retrata como a eficiência do sistema por absorção pode variar de acordo com temperatura oferecida pela fonte de calor e a quantidade de estágio.

Figura 9 – Variação do COP de acordo com a Temperatura e a quantidade de estágios para o sistema de adsorção e absorção



Fonte: Henning (2007) - Com edição do autor

## 2.6 Trocadores de Calor

Este tipo de equipamento é utilizado para trocar energia térmica entre sistema-vizinhança, sistema-sistema ou entre fluidos com temperaturas diferentes, desde que estejam separados por uma superfície sólida, normalmente metálica, e não ocorra a transferência de massa entre as partes (INCROPERA *et al.*, 2008; ESTEVES, 2009).

Esses equipamentos são usados na geração de energia elétrica, em indústrias petroquímicas e de processo, nos reatores químicos e nucleares, em setores frigoríficos, nos aquecedores solares a base de água e para resfriamento ou aquecimento de ambientes para conforto térmico (RODRIGUES, 2016; SHIRVAN *et al.*, 2017). E por promover a troca térmica de forma eficiente e a baixo custo, o aperfeiçoamento desses trocadores é de grande interesse na área industrial (GOUVÊA; LIMA, 2018).

Contudo, mesmo estando apto para ser instalado em diversas áreas, a escolha do trocador deverá ser executado de acordo com o tipo de processo e as condições operacionais exigidas. Por isso, é necessário escolher ou adaptar essa máquina levando em conta a sua geometria e a configuração do escoamento dos fluidos envolvidos (INCROPERA *et al.*, 2008). Segundo Kakaç, Liu e Pramuanjaroenkij (2002) estes componentes podem ser definidos adotando os seguintes critérios:

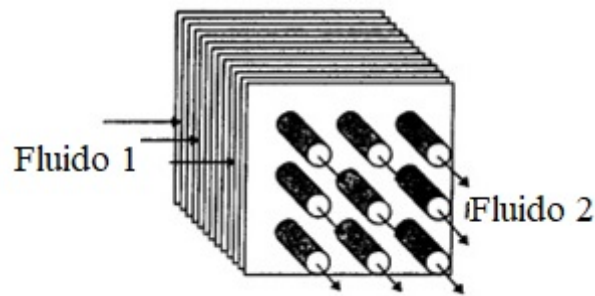
- Recuperadores/regeneradores;
- Processos de transferência, com contato direto ou indireto;
- Classificação de acordo com a construção: tubulares, a placas, superfície estendida;
- Classificação de acordo com a disposição do fluxo: passe simples, passes múltiplos;
- Classificação de acordo com os mecanismos de transferências de calor;
- Mecanismo de transferência de calor e sentidos de fluxo.

E dentre a vasta possibilidade, os trocadores mais usuais são do tipo casco e tubo, torres de resfriamento, placas, serpentina, superfície estendida e tubulares (JÚNIOR, 2015).

### 2.6.1 Escoamento do tipo Escoamento cruzado

São trocadores facilmente encontrados nos condensadores industriais, em equipamentos de ar-condicionado e em sistema de resfriamento de motores de automóveis. Já no setor industrial, também são usados para a geração de vapor no formato de serpentinas (INCROPERA *et al.*, 2008).

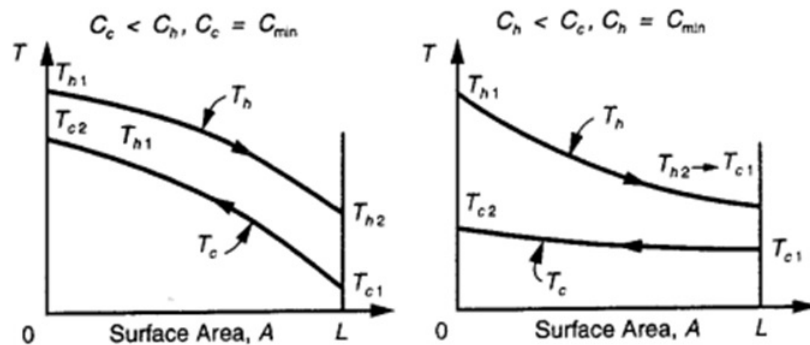
Figura 10 – Design de um trocador de calor por escoamento cruzado



Fonte: Kakaç, Liu e Pramuanjaroenkij (2002) - Com edição do Autor

De forma operacional, esse trocador é um dos mais comuns na transferência de calor por convecção e segundo a sua geometria, uma substância se desloca perpendicularmente a outra, Figura 10. Nesse caso, um dos fluidos escoa dentro de um conjunto de cilindros, enquanto que o segundo fluido, escoa externamente a ele, podendo ser de forma natural ou forçada (MENECHINI; MENECHINI, 2017). Como abordado pela Figura 11, a troca de energia só é possível devido a diferença de temperaturas entre os fluidos e se as substâncias não alcançarem o equilíbrio térmico.

Figura 11 – Variação de temperatura no trocador corrente cruzada



Fonte: Kakaç, Liu e Pramuanjaroenkij (2002)

Sobre a geometria desse tipo de trocador, Diniz e Silvestrini (2010) classificaram da seguinte maneira:

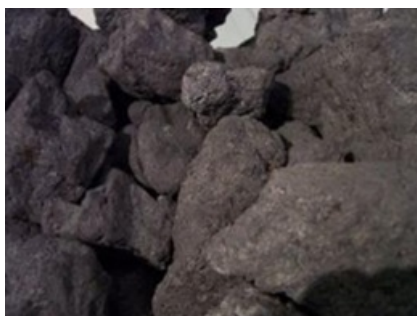
- Sem mistura: Quando há presença de aletas, por confinar o espaço faz com que o fluido se mova paralelamente aos tubos;
- Com mistura: Sem a presença de aletas e o fluido tem liberdade para se mover em várias direções.

Ainda sobre as características desse tipo, além da diferença de temperaturas dos fluidos, [Özisk \(1985\)](#) afirmou que a eficiência do trocador depende da vazão mássica dos fluidos, do coeficiente convectivo interno e externo, da condutividade térmica do material, a espessura da parede do tubo, a condutância do tubo e o arranjo dos tubos.

## 2.7 Processo de Coqueificação

Coqueificação é o processo em que o carvão betuminoso, ou carvão metalúrgico, é depositado nos altos fornos e na ausência de oxigênio é submetido a elevadas temperaturas, provocando uma reação de decomposição denominada como pirólise. Ao término deste processo é obtido um resíduo sólido poroso com elevado teor de carbono, o coque, [Figura 12](#), mas também são liberados gases prejudiciais para o meio ambiente. Este procedimento se destaca pelo alto consumo de água, principalmente na etapa final, apagamento do coque incandescente, onde é despejada para a atmosfera uma elevada quantidade vapor ([ALVES, 2016](#); [ALVES, 2017](#)).

Figura 12 – Coque depois da etapa de resfriamento



Fonte: [Diamantino \(2014\)](#)

Para produzir o coque, o carvão metalúrgico passa por uma série de processos, que pode variar de 13 a 24 horas ([SILVA, 2011a](#)). E as principais etapas de produção ocorrem dentro dos altos fornos e o tempo de preparação variam de acordo com o tipo de forno escolhido e as suas condições físicas, o tempo de aquecimento e a quantidade de calor oferecido ([FLORES, 2014](#)). De acordo com [Flores \(2014\)](#) e [Oliveira \(2014\)](#) as etapas envolvidas são:

- Internamente, o forno se mantém a 100 °C até que umidade tenha sido vaporizada;
- Entre as temperaturas de 350 °C e 550 °C, ocorre a liberação dos gases voláteis, como os hidrocarbonetos e alcatrão;
- Entre 450 °C e 600 °C, as ligações químicas presentes devido as pontes de hidrogênio são rompidas e o carvão começa apresentar um comportamento plástico. Em seguida,

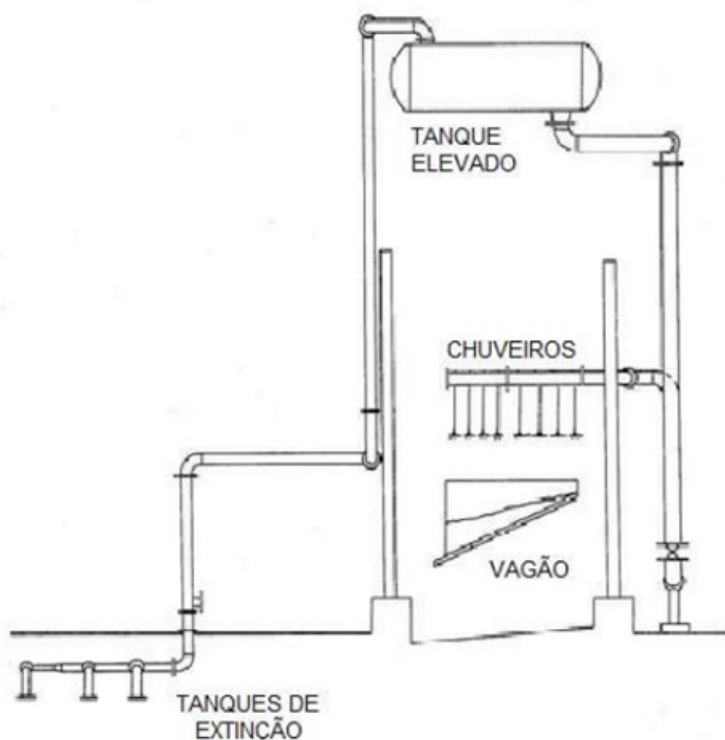
surge uma camada fina, chamada de camada plástica, provocando o amolecimento e a resolidificação do carvão;

- O forno ao exceder a temperatura de 600 °C a massa plástica se converte irreversivelmente ao estado sólido, formando o semicoque. Nessa etapa a pressão de inchamento dentro do forno é máxima, ocasionando a compressão da massa plástica contra a parede do forno;
- No interior do forno, a temperatura continua a aumentar progressivamente, atingindo 700 °C. Esse aquecimento faz com que o semicoque se contraia, ocasionando uma série de tensões, provocando fissuras que podem influenciar na qualidade do coque;
- Entre 850 °C e 1300 °C, o gás hidrogênio é liberado e o coque é formado;
- Ao sair do forno, o coque incandescente é rapidamente resfriado.

Como retratado, por último ocorre o apagamento do coque incandescente, processo analisado nesse estudo. Nessa etapa o coque ao sair do forno, deve ser imediatamente encaminhado para as torres de resfriamento, evitando que seja consumido por combustão ao entrar em contato com o oxigênio do ambiente [Silva \(2011b\)](#).

Já na torre, o coque é apagado por jatos de água e uma elevada quantidade de vapor é despejada para a atmosfera, como mostrada na Figura 13. Para melhor entender a quantidade de energia e vapor liberado nesta etapa, o coque incandescente tem de ser resfriado de, aproximadamente, 1100 °C para 80 °C ([JÚNIOR, 2010](#)).

Figura 13 – Torre de resfriamento das coquerias



Fonte: [Mosebach \(1985\)](#)

## 2.8 Pesquisas relacionadas

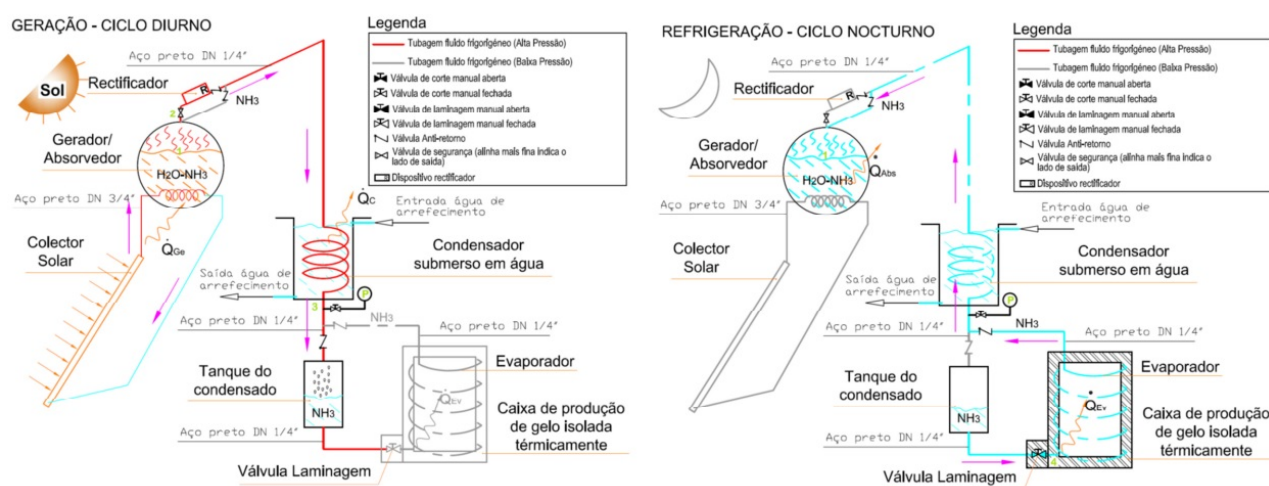
Diversos estudos relacionados ao tema do projeto foram investigados para auxiliar na conclusão deste trabalho. Os temas pesquisados foram divididos em sistemas de refrigeração por absorção e formas de reaproveitar o calor gerado pelas emissões de gases e vapor d'água nas indústrias siderúrgicas e pelas termoelétricas. Como já discutido, o sistema de refrigeração por absorção deve estar conectado a uma fonte térmica para vaporizar o fluido refrigerante presente no gerador. E durante a pesquisa bibliográfica, foi possível perceber que a energia solar é o tipo de fonte mais usada para alimentar o ciclo.

Como o estudo realizado por [Ghodeshwar e Sharma \(2018\)](#), que desenvolveram uma abordagem analítica do sistema de refrigeração por absorção, com a capacidade de 1,5 Tonelada de Refrigeração (TR), usando o par Brometo de Lítio-Água (LiBr-H<sub>2</sub>O). Ao aplicar a primeira e segunda lei da Termodinâmica em todos os componentes térmicos, puderam concluir que, quando o condensador opera a 28 °C, o evaporador a 21 °C e o gerador a 60 °C, o sistema apresenta um COP de 0,876. Os autores também concluíram que as condições climáticas são fatores que podem interferir no rendimento das placas solares, que por sua vez induzem na performance do ciclo.

Já o ciclo dimensionado por [Rosa e Garcia \(2016\)](#), que é do tipo intermitente, opera

usando a mistura água-amônia ( $\text{H}_2\text{O}-\text{NH}_3$ ). Como os autores identificaram a necessidade de produzir gelo em regiões que não dispõem de energia elétrica, foi testado dois tipos de placas solares como fonte térmica para alimentar o sistema de refrigeração. O projeto idealizado trabalha de duas maneiras distintas, durante o período diurno, a amônia condensada, com elevado grau de pureza, é armazenada em um tanque de condensado, nessa etapa o fluido refrigerante não passa pela unidade evaporadora. Já no período noturno, a pressão de todo o sistema é reduzida até à pressão de evaporação e com o auxílio de uma válvula regulável, a amônia armazenada no tanque de condensado é direcionada para o evaporador, que absorve o calor da caixa termicamente isolada e finaliza retornando para o absorvedor, essas etapas são demonstradas na Figura 14. E dentro os tipos de coletores térmicos, o CPC e os tubos de vácuo, o sistema apresentou o resultado mais satisfatório quando alimentado pelo coletor do tipo tubos de vácuo.

Figura 14 – Ciclo diurno e noturno usado para a produção de gelo



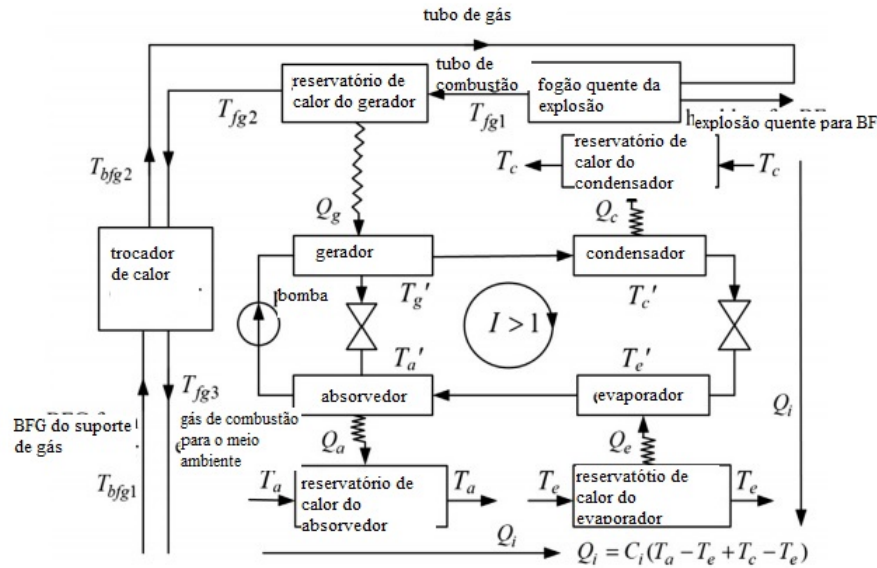
Fonte: Rosa e Garcia (2016)

A respeito do reaproveitamento dos gases de exaustão nas etapas de produção do aço, muitas pesquisas demonstraram a viabilidade em usar equipamentos para produzir energia elétrica através dessa fonte. Por último, foi possível encontrar alguns estudos que usaram o calor liberado para aquecer a mistura que passa pelo gerador do sistema de refrigeração por absorção nestas etapas.

Sobre o tema em questão, destaca-se o estudo realizado por Chen *et al.* (2015), que visaram reaproveitar o calor residual oferecidos nos processos de fabricação das indústrias de ferro e aço na China. Os autores avaliaram e otimizaram os fluxos de materiais e de energia para incrementar algumas melhorias no sistema já existente, Figura 15. Com os progressos realizados, foi percebido uma melhoria de 16,5% na taxa de economia de energia e também o aumento de 16,5% na redução de emissão de gás carbônico para a atmosfera.

No entanto, esse estudo não realizou um levantamento isolado de cada etapa, para melhor compreender a influência de cada componente envolvido.

Figura 15 – Diagrama do sistema de reaproveitamento de energia nas siderúrgicas



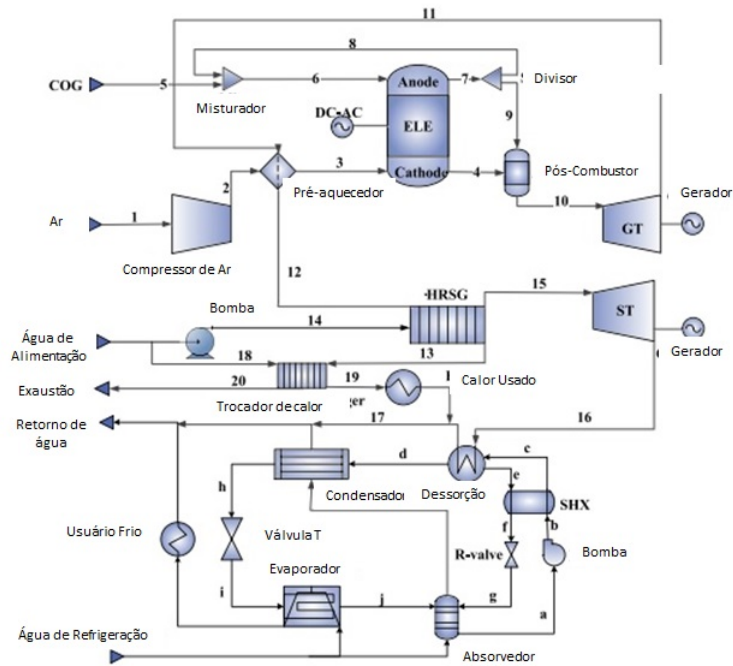
Fonte: [Chen et al. \(2015\)](#) - Com edição do Autor

[Qin e Chang \(2017\)](#) realizaram simulações de análises termodinâmicas, tecno-econômicas e de emissões de CO<sub>2</sub> de uma coqueria típica. Esse estudo teve como objetivo avaliar a possibilidade de aproveitar os gases liberados pelo processo de coqueificação, destacando os gases de combustão, gases da têmpera do coque e o gás de coqueria bruto. Como os autores buscaram medir a eficiência baseando na geração de energia elétrica, todos os dados foram divulgados em MW<sub>e</sub> (MegaWatt elétrico), unidade que indica a capacidade de produção elétrica de uma usina. Dentre os resultados, a etapa de apagamento a seco foi capaz de produzir cerca de 22,98 MW<sub>e</sub> e a maior taxa de produção ocorreu no aproveitamento do calor residual na etapa de produção de coque, que alcançou a marca de 32,12 MW<sub>e</sub>. Com isso, a possibilidade de gerar eletricidade em grandes escalas confirmou o sucesso das situações propostas.

Enquanto que [Zhao, Jiang e Hou \(2015\)](#) realizaram vários testes usando o simulador de processo *Aspen Plus*. A simulação tinha como objetivo desenvolver um sistema eficiente de energia distribuída utilizando os gases de exaustão do forno da produção de coque (COG) usando o ciclo de refrigeração por absorção com o par H<sub>2</sub>O/LiBr interligado ao sistema, como demonstrada na Figura 16. E para concluir esse objetivo, os autores focaram em sistemas combinados de refrigeração, aquecimento e energia (CCHP) e, especialmente, em uma célula de combustível de óxido sólido (SOFC). O simulador demonstrou que a eficiência geral do sistema CCHP alcançou um rendimento geral de 70% e a eficiência geral

do SOFC atingiu 90%. Baseado nesses valores pôde concluir que os sistemas propostos são alternativas eficientes, quando se pretende utilizar de energia dos gases exauridos.

Figura 16 – Diagrama esquemático do sistema alimentado pelos gases de exaustão do forno da produção de coque



Fonte: Zhao, Jiang e Hou (2015) - Com edição do Autor

Ao término dessas pesquisas foi percebido a falta de estudos que visam utilizar o sistema de refrigeração por absorção para condensar o vapor de água exauridos durante as etapas de produção do coque ou nas termoelétricas. O que fortalece a desenvoltura deste trabalho.

## 3 METODOLOGIA

### 3.1 Considerações iniciais

Toda a análise computacional deste projeto foi feita usando o *Software Engineering Equation Solver* (EES) e o algoritmo criado foi dividido em duas partes interligadas. A etapa inicial consistiu em estudar o funcionamento do sistema de refrigeração por absorção, avaliar a sua eficiência e o comportamento dos fluidos no processo de refrigeração. No segundo instante foi dimensionado e analisado todos os trocadores de calor. No entanto a compilação é realizada em um único arquivo com interação contínua entre as etapas e os dados de entrada e de saídas não seguem uma sequência linear. No Anexo A é possível visualizar o código desenvolvido na íntegra.

Para realizar a análise do sistema de refrigeração e o dimensionamento dos trocadores de calor, foram adotadas as seguintes condições de operação:

- O ciclo opera em regime permanente, sem variação temporal de qualquer propriedade, logo o termo  $\frac{dE_{VC}}{dt}$  da Equação 3.1 pode ser desconsiderado;
- A fase do fluido na saída do evaporador e do condensador é considerada saturada;
- Não são consideradas as variações da energia cinética e potencial ao longo do sistema;
- O escoamento é unidimensional e incompressível;
- Sem perdas ou ganhos de calor para o meio durante os processos de compressão e de expansão;
- Sem perda de pressão ocorrida pelo atrito entre o fluido e a tubulação;
- As propriedades dos fluidos e do material são constantes;
- Devido às pequenas dimensões dos canais e baixas temperaturas, a radiação e convecção natural no interior dos canais são desprezadas;
- A geometria, o tipo do fluido e velocidade não são alteradas no interior dos componentes.

### 3.2 Análise dos componentes térmicos

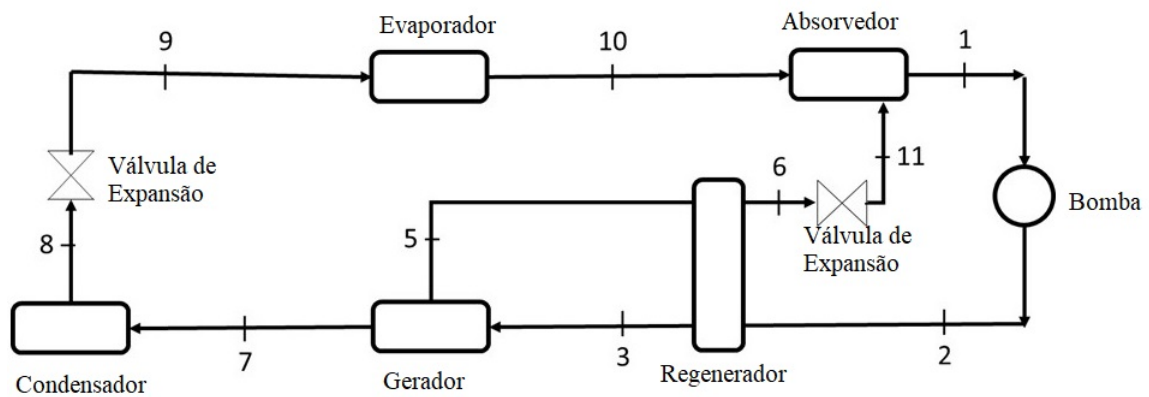
Para essa etapa foi preciso isolar cada componente térmico do sistema de absorção, o que tornou possível adotar as hipóteses necessárias para obter as suas propriedades e

vazão mássica do fluido e trabalho ou o calor, se necessário (OUADHA; EL-GOTNI, 2013). E, após determinar o tipo de fluido, foi realizado o balanço de energia de acordo com a 1ª Lei da Termodinâmica para volume de controle, Equação 3.1, e também o balanço de massa. Vale ressaltar que essa lei considera todas as transferências de energia que atravessam a fronteira do volume de controle, assim como o seu fluxo de massa (ASHRAE, 2009; Van Wylen; Sonntag; Borgnakke, 2009).

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = \sum \dot{m}_{ent} \left( h_{ent} + \frac{V_{ent}^2}{2} + gz_{ent} \right) + \dot{Q}_{ent} + \dot{W}_{ent} - \left( \sum \dot{m}_{sai} \left( h_{sai} + \frac{V_{sai}^2}{2} + gz_{sai} \right) + \dot{Q}_{sai} + \dot{W}_{sai} \right) \quad (3.1)$$

A numeração existente na Figura 17 foi usada como base para detalhar a modelagem matemática de cada componente. Todas as abordagens adotadas nesta etapa foram de acordo com os estudos elaborados por ASHRAE (2009), Van Wylen, Sonntag e Borgnakke (2009) e Harold, Radermacher e Klein (2016).

Figura 17 – Sistema de refrigeração por absorção

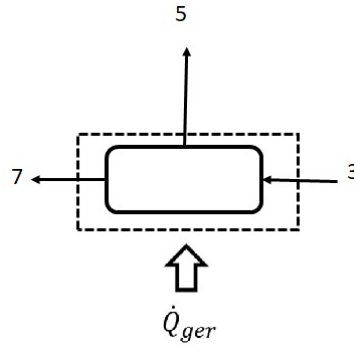


Fonte: Autor (2020)

### 3.2.1 Gerador

É o componente responsável por separar a solução forte, a alta pressão, proveniente do regenerador, ponto 3 da Figura 17. Por estar conectado diretamente com a fonte térmica e por absorver sua energia, o fluido refrigerante presente no gerador é vaporizado e em seguida direcionado para o condensador (ponto 7), já a solução fraca retorna para o absorvedor (ponto 5), de forma ideal, essa etapa é realizada sem variação de pressão, Figura 18.

Figura 18 – Volume de controle: Gerador



Fonte: Autor (2020)

Aplicando o princípio da continuidade no gerador, obtemos:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_7 + \dot{m}_5 \quad (3.2)$$

Onde:

- $\dot{m}_3$  - Vazão mássica da solução forte;
- $\dot{m}_7$  - Vazão mássica da solução refrigerante;
- $\dot{m}_5$  - Vazão mássica da solução fraca.

Sabendo que, nesse componente mistura forte (3) é diluída e origina a solução fraca (5) e o vapor do fluido refrigerante (7), logo:

$$\dot{m}_3 x_3 = \dot{m}_5 x_5 \quad (3.3)$$

Onde:

- $x_3$  - Concentração da solução forte;
- $x_5$  - Concentração da solução fraca.

Dessa forma, é possível determinar a taxa da troca de calor realizado pela unidade, Equação 3.4.

$$\dot{Q}_{ger} = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_3 h_3 \quad (3.4)$$

Onde:

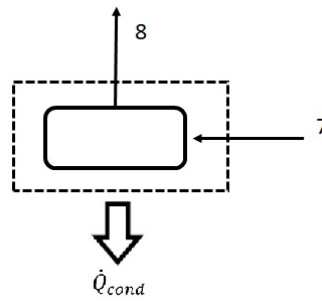
- $\dot{Q}_{ger}$  - Fluxo de calor no gerador;

- $h_3$  - Entalpia da solução forte na entrada do gerador;
- $h_7$  - Entalpia da solução refrigerante saindo do gerador;
- $h_5$  - Entalpia da solução fraca saindo do gerador.

### 3.2.2 Condensador

No condensador, o fluido refrigerante libera o calor absorvido pelo gerador e esse resfriamento faz com o vapor, de forma isobárica, atinja a fase de líquido saturado, Figura 19.

Figura 19 – Volume de controle: Condensador



Fonte: Autor (2020)

Aplicando o princípio da continuidade no condensador, obtemos:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (3.5)$$

Onde:

- $\dot{m}_7$  - Vazão mássica do refrigerante na entrada do condensador;
- $\dot{m}_8$  - Vazão mássica do refrigerante na saída do condensador.

Dessa forma, é possível determinar a taxa da troca de calor realizado pelo condensador, Equação 3.6.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_8 h_8 \quad (3.6)$$

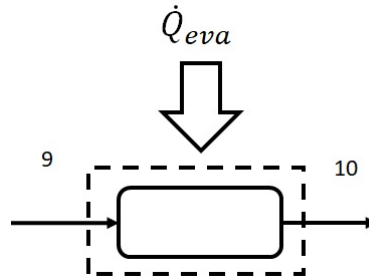
Onde:

- $\dot{Q}_{cond}$  - Fluxo de calor no condensador;
- $h_7$  - Entalpia do refrigerante na entrada do condensador;
- $h_8$  - Entalpia do refrigerante na saída do condensador.

### 3.2.3 Evaporador

Nesta unidade, o fluido refrigerante proveniente do condensador absorve o calor do reservatório a ser refrigerado, que resulta na mudança de fase para vapor saturado, Figura 20.

Figura 20 – Volume de controle: Evaporador



Fonte: Autor (2020)

Aplicando o princípio da continuidade no evaporador, obtemos:

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (3.7)$$

Onde:

- $\dot{m}_9$  - Vazão mássica do refrigerante na entrada do evaporador;
- $\dot{m}_{10}$  - Vazão mássica do refrigerante na saída do evaporador.

Dessa forma, é possível determinar a taxa da troca de calor realizado pelo evaporador, Equação 3.8.

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_{10} h_{10} \quad (3.8)$$

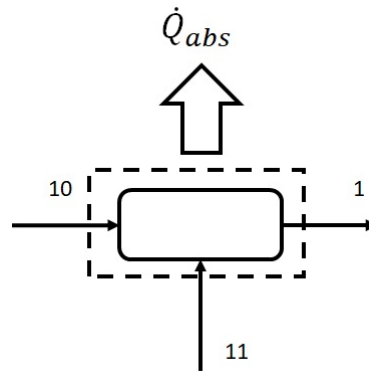
Onde:

- $\dot{Q}_{eva}$  - Fluxo de calor no evaporador;
- $h_9$  - Entalpia do refrigerante na entrada do evaporador;
- $h_{10}$  - Entalpia do refrigerante na saída do evaporador.

### 3.2.4 Absorvedor

No absorvedor, o fluido refrigerante a baixa pressão proveniente do evaporador é misturado à solução fraca separada no gerador, originando a mistura forte na fase líquida. A mudança de fase ocorre pelo fato de a combinação entre os fluidos ocorrerem de maneira exotérmica, já que os ambos apresentam temperaturas distintas, Figura 21.

Figura 21 – Volume de controle: Absorvedor



Fonte: Autor (2020)

Aplicando o princípio da continuidade no absorvedor, obtemos:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{11} + \dot{m}_{10} \quad (3.9)$$

Onde:

- $\dot{m}_1$  - Vazão mássica da solução forte;
- $\dot{m}_{10}$  - Vazão mássica do fluido refrigerante;
- $\dot{m}_{11}$  - Vazão mássica da solução fraca.

Sabendo que, no absorvedor a solução forte (1) é originada pela mistura da solução fraca (11) e do vapor refrigerante (10), temos:

$$\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_{10} x_{10} + \dot{m}_{11} x_{11} \quad (3.10)$$

Onde:

- $x_1$  - Concentração da solução forte;
- $x_{11}$  - Concentração da solução fraca;
- $x_{10}$  - Concentração do refrigerante.

Dessa forma, é possível determinar a taxa da troca de calor realizado pela unidade, Equação 3.11.

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_1 h_1 - (\dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{11} h_{11}) \quad (3.11)$$

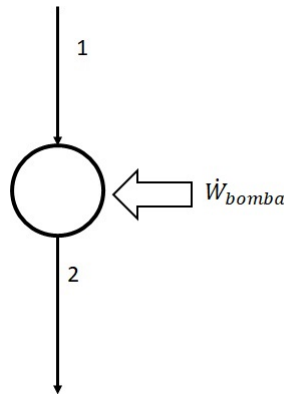
Onde:

- $\dot{Q}_{abs}$  - Fluxo de calor no absorvedor;
- $h_{10}$  - Entalpia da solução fraca na entrada do absorvedor;
- $h_{11}$  - Entalpia do fluido refrigerante na entrada do absorvedor;
- $h_1$  - Entalpia da solução forte saindo do absorvedor.

### 3.2.5 Bomba e Válvulas de Expansão

A mistura originada pelo absorvedor é direcionada para a bomba, que é responsável por elevar a pressão do sistema, e em seguida é transportada para o regenerador. Durante o processo de compressão, o fluido, que é do tipo incompressível, sofrerá uma baixa alteração em sua entalpia e na temperatura, variando apenas a sua pressão, Figura 22. Outro ponto importante é que devido ao baixo consumo de energia, o seu valor pode ser desprezado na análise da eficiência do ciclo. E na aplicação da 1ª Lei da Termodinâmica desse componente, não é considerado a troca de calor com o meio.

Figura 22 – Volume de controle: Bomba



Fonte: Autor (2020)

Aplicando o princípio da continuidade na bomba, temos:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (3.12)$$

Onde:

- $\dot{m}_2 = \dot{m}_1$  - Vazão mássica da solução forte.

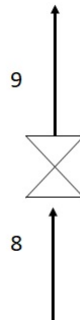
Dessa forma, é possível determinar o trabalho consumido pela bomba usando a Equação 3.13.

$$\dot{W}_{bomba} = \dot{m}_2 v_1 (P_{alta} - P_{baixa}) \quad (3.13)$$

Onde:

- $\dot{W}_{bomba}$  - Trabalho consumido pela bomba;
- $P_{alta}$  - Pressão de alta do sistema;
- $P_{baixa}$  - Pressão de baixa do sistema;
- $v_1$  - Volume específico do fluido na entrada da bomba.

Figura 23 – Volume de controle: Válvula de Expansão entre o Condensador e o Evaporador



Fonte: Autor (2020)

Enquanto a bomba provoca a elevação da pressão, as válvulas de expansão acarretam a redução da pressão, de forma adiabática e isoentálpica. Nesse tipo de componente não há troca de calor com o meio e nem a geração ou consumo de trabalho. Para a válvula de expansão entre o condensador e evaporador, Figura 23, foi adotado as seguintes considerações:

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (3.14)$$

$$h_8 = h_9 \quad (3.15)$$

Onde:

- $\dot{m}_8 = \dot{m}_9$  - Vazão mássica do fluido refrigerante;

- $h_8$  - Entalpia do fluido refrigerante na saída do condensador;
- $h_9$  - Entalpia do fluido refrigerante na saída da válvula de expansão.

Para a válvula de expansão entre o regenerador e o absorvedor, Figura 24, temos:

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_{11} \quad (3.16)$$

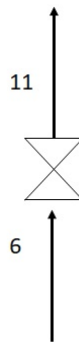
$$h_6 = h_{11} \quad (3.17)$$

$$x_6 = x_{11} \quad (3.18)$$

Onde:

- $\dot{m}_6 = \dot{m}_{11}$  - Vazão mássica da solução fraca;
- $h_6$  - Entalpia da solução fraca que entra na válvula de expansão;
- $h_{11}$  - Entalpia da solução fraca que entra no absorvedor;
- $x_6$  - Concentração da solução fraca que entra na válvula de expansão;
- $x_{11}$  - Concentração da solução fraca que entra no absorvedor.

Figura 24 – Volume de controle: Válvula de Expansão entre o Regenerador e o Absorvedor

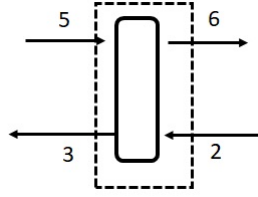


Fonte: Autor (2020)

### 3.2.6 Regenerador

Nesta unidade, o fluido quente, que é a mistura fraca proveniente do gerador, é resfriado ao ceder calor para a solução forte comprimida pela bomba, Figura 25.

Figura 25 – Volume de controle: Regenerador



Fonte: Autor (2020)

Logo, a taxa da troca de calor pode ser obtida pela Equação 3.19.

$$\dot{Q}_{reg} = \dot{m}_5(h_6 - h_5) = \dot{m}_2(h_3 - h_2) \quad (3.19)$$

Onde:

- $\dot{m}_2$  - Vazão mássica da solução forte;
- $\dot{m}_5$  - Vazão mássica da solução fraca;
- $h_5$  - Entalpia da solução fraca na entrada do regenerador;
- $h_6$  - Entalpia da solução fraca na saída do regenerador;
- $h_2$  - Entalpia da solução forte na entrada do regenerador;
- $h_3$  - Entalpia da solução forte na saída do regenerador.

### 3.3 Dimensionamento do trocador de calor

Neste tópico serão apresentadas as abordagens necessárias para dimensionar os trocadores de calor. Durante a análise foi mensurada a vazão mássica do fluido quente e frio, as temperaturas de entrada e saída, o calor específico, a viscosidade, a massa específica, a condutividade térmica dos fluidos e as taxas de calor envolvidas.

#### 3.3.1 Taxa de transferência de calor

Como destacado por [Gardenal e Sguario \(2016\)](#), a taxa de transferência de calor que atravessa a vizinhança durante um intervalo de tempo só pode ser mensurada quando os fluidos, com diferentes temperaturas de entrada e saída, estiverem operando em regime permanente e separados por uma superfície sólida com alta condutividade térmica, normalmente metálica.

Nesses tipos componentes, de forma ideal, todo o calor rejeitado por um meio deverá ser absorvido pelo outro ([INCROPERA et al., 2008](#)). Essa taxa pode ser calculada

usando as Equações 3.20 e 3.21 quando há mudança de fase de um dos fluidos. Já em análises que não ocorre essa variação, é possível considerar o calor específico constante, logo as Equações 3.22 e 3.23 podem ser aplicadas.

$$\dot{Q}_q = \dot{m}_q(h_{q,e} - h_{q,s}) \quad (3.20)$$

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_f(h_{f,s} - h_{f,e}) \quad (3.21)$$

$$\dot{Q}_q = \dot{m}_q C_{p,q}(T_{q,e} - T_{q,s}) \quad (3.22)$$

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_f C_{p,f}(T_{f,s} - T_{f,e}) \quad (3.23)$$

### 3.3.2 Média Logarítmica da diferença de temperatura

Durante as análises ou nos dimensionamentos dos trocadores de calor, foi de extrema importância estabelecer uma relação média das temperaturas entre os fluidos do sistema, conforme indicado por Novazzi e Moura (2015). Essa associação pode ser feita de duas formas, seja através da média ponderada, que é indicada apenas para fins educacionais, ou com o uso da média logarítmica, que é a melhor opção por apresentar resultados mais expressivos, Equação 3.24 (JETER, 2006).

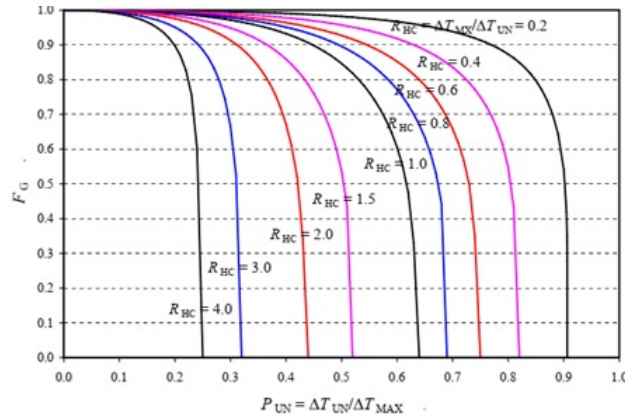
$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{q,e} - T_{f,s}) - (T_{q,s} - T_{f,e})}{\log\left(\frac{(T_{q,e} - T_{f,s})}{(T_{q,s} - T_{f,e})}\right)} \quad (3.24)$$

Tanto no resfriamento ou no aquecimento do fluido, a variação de temperatura obedece à um comportamento exponencial, o que torna o método logarítmico a melhor alternativa para ser aplicado nesses tipos de estudo (BOM, 2017).

Contudo, Jeter (2006) realça que esta metodologia só pode ser aplicada quando as temperaturas de entrada e saída dos fluidos são conhecidas e que sua resultado depende da geometria do trocador de calor e da quantidade de passagens do fluido no interior do tubo (CASSOL; MOMBACH, 2018). Pois, para componentes de simples estágios, quando não há variação causada pela energia cinética e potencial, o comportamento é considerado como ideal e nesse caso é usada a Equação 3.24 para mensurar a sua diferença (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

Já, para os tipos corrente cruzada e contracorrente com vários passes, a Equação 3.24 deve ser multiplicada por um fator de correção, que varia de 0 e 1 (FELÍCIO, 2012). Pois nesses tipos de trocadores o valor obtido pela média logarítmica, normalmente, será menor que o de contracorrente de um único estágio.

Figura 26 – Fator de correção para escoamento cruzado



Fonte: Jeter (2006)

Ainda sobre o fator de correção ( $F_G$ ), esse termo adimensional pode ser obtido de forma matemática, Equação 3.27, ou com uso de gráficos, interligando os eixos X e Y da Figura 26. Mas, os dois casos dependem de duas variáveis, P e R das Equações 3.25 e 3.26, que também são influenciadas pelas temperaturas do fluido quente e frio (JETER, 2006). E como neste estudo não foi feito o uso de aletas, o vapor d'água ou o ar apresentou um comportamento livre durante a passagem sobre os tubos, denominado de fluido sem mistura.

$$P = \frac{T_{u,s} - T_{u,e}}{T_{m,e} - T_{u,e}} \quad (3.25)$$

$$R = \frac{T_{m,e} - T_{m,s}}{T_{u,s} - T_{u,e}} \quad (3.26)$$

$$F_G = \frac{\ln\left(\frac{1-RP}{1-P}\right)}{-R \ln\left(1 + \ln\left(\frac{PR}{R}\right)\right)\left(\frac{1}{R} - 1\right)} \quad (3.27)$$

### 3.3.3 Coeficiente global de calor

Este coeficiente é o resumo da influência da resistência térmica durante a transferência de calor entre os fluidos, da geometria dos tubos, dos coeficientes convectivos externo e interno e da área do trocador de calor, todos esses parâmetros são representados pela Equação 3.28 (KAKAÇ; LIU; PRAMUANJAROENKIJ, 2002).

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i} + R_p + R''_{d,e} + R''_{d,i} \quad (3.28)$$

Onde:

- k – Condutividade Térmica;

- $R''_{d,e}$  e  $R''_{d,i}$  – Resistência devida à incrustação nas paredes externas e internas, indicada pela Tabela 1;
- $h_e$  e  $h_i$  – Coeficiente convectivo externo e interno;
- $R_p$  – Resistência térmica da parede, representa a equação  $\frac{\ln \frac{d_o}{d_i}}{2kL\pi}$ .

Nesse estudo, os tubos usados no dimensionamento dos trocadores de calor apresentaram pouca diferença entre o diâmetro externo e interno, o que permitiu desconsiderar o termo  $R_p$  da Equação 3.28 (TAVARES; SANTOS, 2014). Dessa forma, o fator de deposição não foi considerado e esse termo foi influenciado apenas pelo coeficiente convectivo externo e interno.

Tabela 1 – Fator de deposição

| Fluido                                                                    | $R''_d$ ( $m^2.K/W$ ) |
|---------------------------------------------------------------------------|-----------------------|
| Água do mar e água de alimentação tratada para caldeira (Abaixo de 50 °C) | 0,0001                |
| Água do mar e água de alimentação tratada para caldeira (Acima de 50 °C)  | 0,0002                |
| Água de rio (Abaixo de 50 °C)                                             | 0,0002 - 0,001        |
| Óleo combustível                                                          | 0,0009                |
| Líquidos de refrigeração                                                  | 0,0002                |
| Vapor d'água (Sem arraste de óleo)                                        | 0,0001                |

Fonte: Adaptado de Incropera *et al.* (2008)

### 3.3.4 Método NUT-Efetividade

Assim como a diferença de temperatura média logarítmica, o método NUT-Efetividade também é uma das formas mais usuais para dimensionar ou simular o comportamento dos trocadores de calor, a diferença é que essa abordagem também pode ser aplicada quando não há conhecimento de algumas temperaturas de trabalho (JETER, 2006). Além disso, essa é a opção possui um bom desempenho em análises computacional.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{real}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{C_{p,q} \times (T_{q,e} - T_{q,s})}{C_{min} \times (T_{q,e} - T_{f,s})} \quad (3.29)$$

Onde:

- $C_p = m_q c_{p,q}$  – Taxa de capacidade calorífica (Calor específico x vazão mássica);
- $C_{min}$  - Menor valor entre  $C_{p,f}$  e  $C_{p,q}$ .

Nesse caso, o termo efetividade ( $\varepsilon$ ), representa a relação entre o calor real e a quantidade máxima de energia que o sistema consegue trocar entre os fluidos, como mostra a Equação 3.29 (KAKAÇ; LIU; PRAMUANJAROENKIJ, 2002). Já, o NUT (Número de Unidades de Transferência), Equação 3.30, indica o tamanho da transferência de calor ou a capacidade térmica do trocador e esse adimensional, que é inversamente proporcional a efetividade do equipamento (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

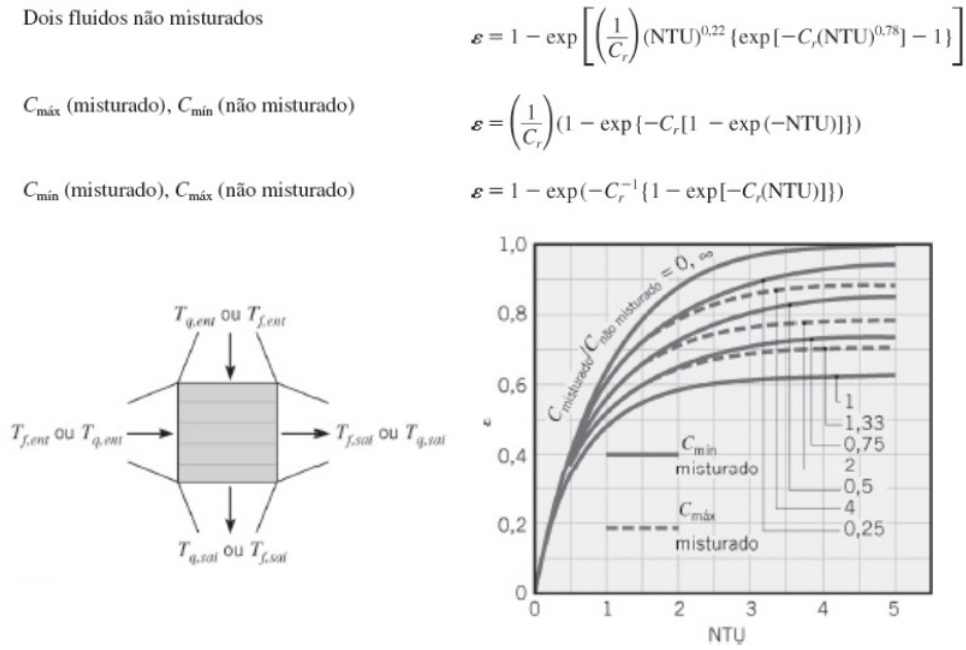
$$\varepsilon = \frac{UA}{C_{min}} \quad (3.30)$$

Em seguida, foi necessário calcular a taxa de capacidade calorífica das soluções envolvidas. Esse termo, assim como a taxa de calor, varia de acordo com a fase final do fluido, pois caso o calor seja absorvido ou rejeitado de forma que provoque a sua mudança de fase, o  $C_{max}$  representará um valor bastante superior ao  $C_{min}$ , logo  $C_r$  é igualado a 0 (ÖZISK, 1985).

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (3.31)$$

A aplicação dessa metodologia também pode ser realizada de duas maneiras, seja por gráficos ou através de equações mais complexas, Figura 27, (INCROPERA *et al.*, 2008). Mas, independentemente da forma adotada, o resultado obtido depende do tipo de geometria dos trocadores e da relação entre a menor e a maior taxa calorífica dos dois fluidos, Equação 3.31.

Figura 27 – Formas para determinar a efetividade (a); NUT (b); e gráfico para relacionar os termos para escoamento cruzado (c)



Fonte: Incropera *et al.* (2008) - Editada

### 3.3.5 Adimensionais

Os termos adimensionais interpretam as condições físicas envolvidas no processo de transferência de calor e o comportamento dos fluidos durante o escoamento. Para o dimensionamento, o primeiro termo a ser considerado é o número de Reynolds, que relaciona a geometria do componente, a vazão mássica e a viscosidade do fluido (MIORALLI, 2009).

O seu resultado permite identificar o comportamento do escoamento do fluido, que é dividido entre laminar, em transição ou turbulento (WEHMANN *et al.*, 2018). Os autores também citaram que o limite numérico varia de acordo com o tipo de geometria analisada e como ocorre o escoamento, podendo ser do tipo interno ou externo. Nesse estudo, a análise ocorreu considerando os dois tipos de escoamento e como se trata de tubos, será usada o diâmetro do componente, como vista na Equação 3.32.

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi d \mu} \quad (3.32)$$

- $\dot{m}$  - Vazão mássica;
- $d$  - Diâmetro do tubo;
- $\mu$  - Viscosidade Absoluta.

O número de Nusselt, que depende do valor de Reynolds e de Prandtl, é uma grandeza que considera a transferência de calor por condução, convecção e a geometria do componente, como demonstrada na Equação 3.33 (PRADA, 2015). O seu cálculo é feito através de correlações que foram desenvolvidas de forma experimental e com esse termo foi apurado o coeficiente de transferência de calor. Este adimensional é fortemente influenciado pelo termo convectivo ( $h_o$ ) visto que, em sua ausência o valor de Nusselt ou quando apresenta valores muito pequenos, ele pode ser desprezado (WEHMANN *et al.*, 2018).

$$Nu = \frac{h_o d}{k} = f(Re, Pr) \quad (3.33)$$

$$Nu = 3,66 - \text{Para Reynolds} < 2300 \quad (3.34)$$

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^n - \text{Para Reynolds} \geq 2300 \quad (3.35)$$

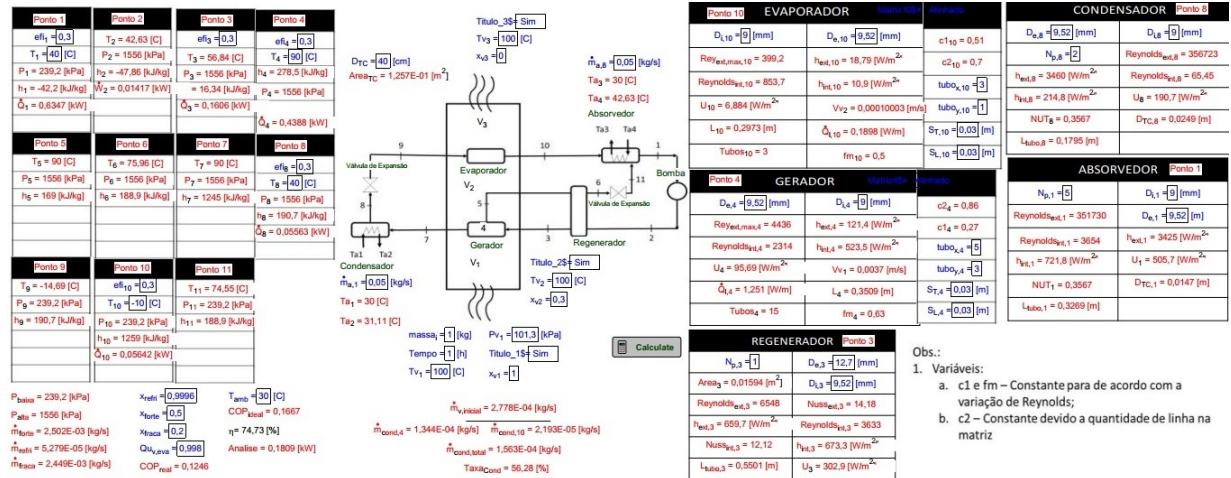
$$Nu = 0,3 \frac{0,62 Re^{0,5} Pr^{\frac{1}{3}}}{(1 + (\frac{0,4}{Pr})^{\frac{2}{3}})^{0,25}} (1 + (\frac{Re^{\frac{5}{8}}}{282000}))^{\frac{4}{5}} \quad (3.36)$$

### 3.4 Simulação termodinâmica

O algoritmo desenvolvido permite determinar quais as melhores condições de trabalho do ciclo de refrigeração e as características dos trocadores que atendem as exigências ditadas. Mas, para chegar a essa conclusão, foram testadas diversas possibilidades de temperaturas na entrada e na saída dos trocadores de calor, vazões mássicas dos fluidos e do vapor e concentração da mistura binária. E em cada ensaio obteve-se o rendimento do ciclo, as entalpias dos fluidos de trabalho e as dimensões dos componentes térmicos.

Para melhor entendimento, a Figura 28 demonstra o esquema do ciclo termodinâmico desenvolvido, diferenciando os dados de entradas na cor azul e de vermelho, as informações geradas pelo algoritmo. No Anexo B traz a tela do programa com mais detalhes.

Figura 28 – Volume de controle: Sistema simulado no EES



Fonte: Autor (2020)

Mas, antes de compilar o algoritmo foram analisadas as circunstâncias de trabalho das usinas siderúrgicas e termoelétricas, para que o protótipo atue de forma similar, porém, em situações menos críticas. Com as condições definidas, as simulações obedeceram aos seguintes passos:

1 - Inicialmente foi ditada a vazão mássica e as temperaturas de trabalho do vapor d'água, na entrada e na saída do sistema, e os títulos do vapor após passar por cada trocador e a temperatura final da solução binária. Nessa etapa foi possível determinar a taxa de calor absorvida pelo gerador, que além de permitir o funcionamento do sistema de refrigeração, também ditou a vazão mássica da solução binária;

2 - Em seguida foram estipuladas as temperaturas em que os fluidos deverão alcançar ao passar pelos trocadores, bem como as suas concentrações (forte, fraca e refrigerante). Ao término dessas etapas, o código exibiu as pressões de trabalho, a eficiência do ciclo, as entalpias, as vazões mássicas, as taxas de calor dos demais componentes térmicos e o trabalho da bomba;

3 - A segunda etapa do código foi responsável pelo dimensionamento dos trocadores de calor, para que os mesmos atendessem as taxas de transferência estimadas na simulação termodinâmica da etapa anterior. Para concluir essa fase, o algoritmo usou os dados obtidos na análise do sistema térmico junto aos *input* definidos pelo usuário, como os diâmetros internos e externos do tubo, o número de passes da mistura, a temperatura e vazão do ar para resfriar o condensador e o absorvedor e as eficiências dos trocadores. Afirmando que, todos os cálculos usados nessa parte seguiram as abordagens levantadas pelo item 3.3;

4 - Ainda sobre a segunda etapa, devido a maioria dos trocadores serem do tipo

corrente cruzada, foram adotadas as mesmas considerações, salvo aqueles que foram organizados por matriz. A exceção se deu apenas pelo regenerador, que apresenta o tipo contracorrente, e além das informações já ditadas, em seu estudo foi acrescentado a relação entre os diâmetros interno e externo ( $R_d$ ) e o diâmetro hidráulico para analisar o comportamento do escoamento interno.

5 - Ao final foram apresentadas as dimensões dos trocadores, o comportamento dos fluidos (Reynolds, Nusselt), NUT e o comprimento ideal dos tubos que irão compor as unidades térmicas.

Para melhor compreensão dessas etapas, a Figura 29 aborda a sequência determinada pelos algoritmos. Ainda sobre a figura, os dados de entrada são marcados pela cor azul, enquanto que os *output* pela cor vermelha.

Figura 29 – Etapas para o funcionamento do algoritmo



Fonte: Autor (2020)

### 3.5 Análise da mistura Amônia-Água

A biblioteca do programa permite determinar diversas propriedades termofísicas dos fluidos, no entanto algumas condições só foram possíveis com o auxílio de diversas

correlações advindas de forma experimental. Essa situação se dá devido ao uso de dois fluidos no sistema (refrigerante e absorvente), logo as propriedades estabelecidas dependem da temperatura e da concentração do fluido refrigerante presente na mistura (BORBA *et al.*, 2012). Para obter esses dados, Conde (2006) propôs um conjunto de equações que permite obter essas propriedades. As relações utilizadas são demonstradas das Equação 3.37 até a Equação 3.42.

$$F(x) = 6,38((1 - x_r)^{(1,125x_r)}(1 - e^{-0,585x_r(1-x_r)^{0,18}})\ln((\mu_{NH_3})^{0,5}(\mu_{H_2O})^{0,5})) \quad (3.37)$$

$$\Delta\mu_{T_{sol},x=(0,534-0,815\frac{T_{sol}}{T_{c,H_2O}})}F(x) \quad (3.38)$$

$$\ln\mu_{mistura} = x_r\ln\mu_{NH_3,T_{NH_3}} + (1 - x_r)\mu_{H_2O,T_{H_2O}} + \Delta\mu_{T_{sol},x} \quad (3.39)$$

$$c_p = x_r(c_{pNH_3}) + (1 - x_r)c_{pH_2O} \quad (3.40)$$

$$\rho = x_r(\rho_{NH_3}) + (1 - x_r)\rho_{H_2O} \quad (3.41)$$

$$k = x_r(k_{NH_3}) + (1 - x_r)k_{H_2O} \quad (3.42)$$

Onde:

- $\mu_{H_2O,T_{H_2O}}$  - Viscosidade absoluta na temperatura de saturação da água;
- $\mu_{NH_3,T_{NH_3}}$  - Viscosidade absoluta na temperatura de saturação da amônia;
- $x_r$  - Concentração do fluido refrigerante na mistura;
- $T_{sol}$  - Temperatura da solução;
- $T_{c,H_2O}$  - Temperatura do ponto de orvalho da água;
- $c_p$  - Calor Específico;
- $\rho$  - Massa Específica;
- $k$  - Condutividade Térmica.

Essas propriedades possibilitaram o dimensionamento dos trocadores de calor, tendo em vista que os cálculos desenvolvidos consideraram a troca de calor entre os dois fluidos envolvidos (Vapor de água ou Ar -  $NH_3H_2O$ ).

### 3.6 Taxa de Condensação

Nas análises realizadas no gerador e no evaporador, a mistura refrigerante + absorvente retira o calor do vapor d'água exaurido no processo que escoar externamente aos tubos. Durante essa passagem, o vapor pode atingir uma temperatura menor que a de

saturação, fazendo com que seja condensado sobre os tubos (AVANÇO *et al.*, 2010). E para mensurar a taxa de condensação foi usada um conjunto de equações predeterminadas.

Essas correlações consideram a temperatura de saturação e da superfície do tubo, que devido a fina espessura da parede do tubo, foi considerada a mesma da mistura que escoia internamente. Com esses valores, obteve-se o Número de Jacob, que representa a razão entre a máxima energia sensível absorvida pelo líquido (ou vapor) e a energia latente absorvida pelo vapor durante o processo de condensação, Equação 3.43 (SANTOS; VARANI; CAMPOS, 2004). Por fim, a taxa de condensado foi obtido usando as Equações 3.44 e 3.45 (INCROPERA *et al.*, 2008).

$$Ja = \frac{c_{p,l}(T_{sat} - T_{sup})}{(h_{s,v} - h_{s,l})} \quad (3.43)$$

$$h_{fg} = (h_{s,v} - h_{s,l})(1 + 0,68Ja) \quad (3.44)$$

$$\dot{m}_{cond} = \frac{\dot{Q}}{h_{fg}} \quad (3.45)$$

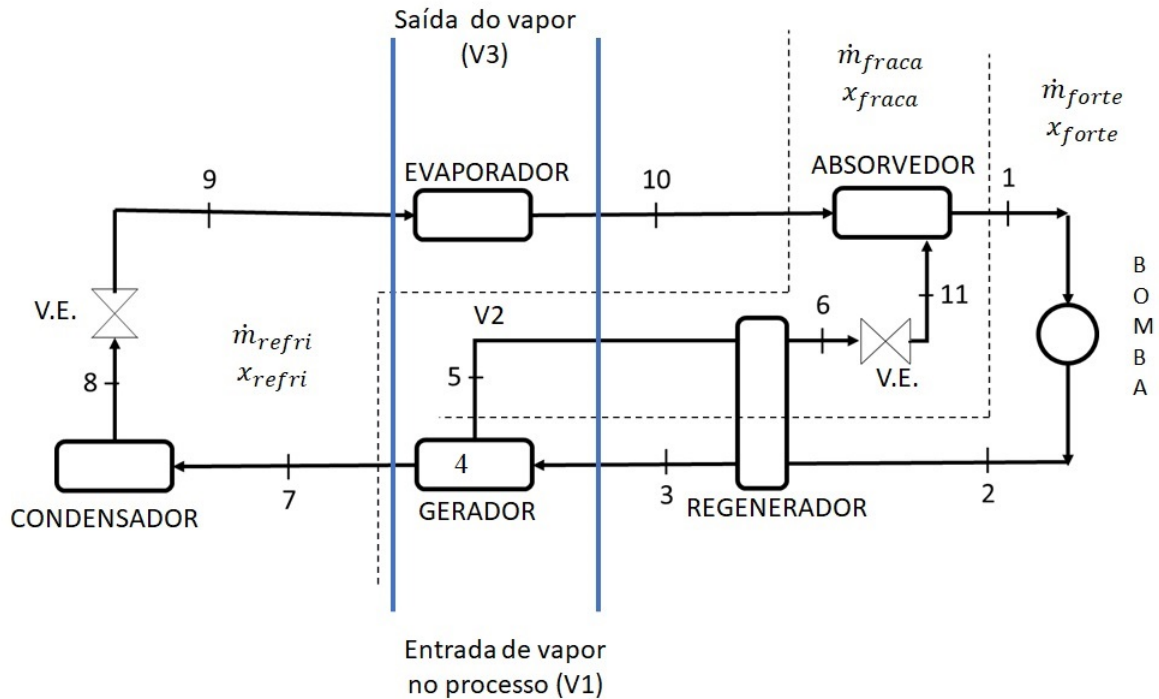
Onde:

- $T_{sup}$  - Temperatura de superfície do tubo;
- $T_{sat}$  - Temperatura de saturação do vapor;
- $c_{p,l}$  - Calor Específico do líquido na temperatura de saturação;
- $h_{s,v}$  - Entalpia do vapor na temperatura de saturação do vapor;
- $h_{s,l}$  - Entalpia do líquido na temperatura de saturação do vapor;
- $h_{fg}$  - Entalpia troca de calor na condensação;
- $\dot{Q}$  - Taxa de calor do trocador.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo foram apresentados e discutidos os resultados das simulações, tais como as temperaturas e as propriedades térmicas do absorvedor, da bomba, regenerador, gerador, condensador, válvulas de expansão e do evaporador. Continuando com as condições físicas dos trocadores de calor, as suas dimensões e como deverá ser realizada a montagem do sistema. Todas as análises e dimensionamentos foram feitos com o auxílio do programa *Engineering Equation Solver*, que junto a sua biblioteca foi desenvolvido um conjunto de códigos usando a metodologia demonstrada no Capítulo 3 e a numeração da Figura 30.

Figura 30 – Numeração dos componentes e identificação das concentrações e das vazões mássicas dos fluidos



Fonte: Autor (2020)

### 4.1 Sistema de Refrigeração por Absorção

Conforme já mencionado, o primeiro passo da metodologia adotada no desenvolvimento desse trabalho foi determinar as condições de operação do sistema de refrigeração por absorção utilizando o par  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ . E como este ciclo necessita de uma fonte térmica para o seu funcionamento, foi adotado o calor do vapor de água, o mesmo que será condensado posteriormente.

E para compilar o programa, inicialmente foi estabelecido a temperatura e pressão inicial do vapor que alimenta o sistema e o título desejado após passar pelos trocadores de calor, ponto V2 (Gerador) e V3 (Evaporador) da Figura 30. O sistema proposto será alimentado por 1 kg de água durante o intervalo de 1 hora (3600 s), o que indica a vazão mássica inicial de  $2,778 \times 10^{-4}$  kg/s. Estes dados são vistos na Tabela 2.

Tabela 2 – Dados do vapor d'água que alimentará o sistema

|                       |                             |
|-----------------------|-----------------------------|
| Temperatura           | 100 °C                      |
| Pressão               | 101,3 kPa                   |
| Vazão Mássica inicial | $2,778 \times 10^{-4}$ kg/s |
| Título (V2)           | 0,3                         |
| Título (V3)           | 0                           |

Fonte: Autor (2020)

Ainda usando como referência a Figura 30, é possível perceber que o ciclo por absorção pode ser dividido em função da concentração da mistura, dessa forma, teve que estimar um valor para solução forte, fraca e refrigerante. Além disso, teve que ser estabelecido a quantidade de água presente na parte de refrigeração (entre o gerador e o absorvedor), que devido à alta afinidade química e a falta da coluna de retenção antes do condensador é normal que o vapor úmido chegue ao evaporador. Os valores selecionados foram:

- Solução forte ( $x_{forte}$ ) = 0,5;
- Solução fraca ( $x_{fraca}$ ) = 0,2;
- Concentração de refrigerante na etapa de refrigeração ( $x_{refri}$ ) = 0,9996.

O próximo passo foi estimar as temperaturas da mistura de entrada e saída dos trocadores de calor. Após alimentar o programa com esses dados, o código desenvolvido com base na 1ª Lei da Termodinâmica para volume de controle, Equação 3.1, o balanço de massa ditada pelo capítulo anterior e com a biblioteca do programa expuseram as entalpias de cada ponto, o trabalho, a taxa de calor absorvida ou rejeitada e as pressões de alta e de baixa do sistema, com o valor de 1556 kPa e 239,2 kPa, respectivamente. Tais informações são resumidas na Tabela 3.

Tabela 3 – Temperaturas obtidas na saída e ou entrada de cada componente do ciclo ilustrado na Figura 30

| Ponto | Temperatura (°C) | Vazão Mássica (kg/s)   | Entalpia (kJ/kg) | Taxa de Calor (kW) | Taxa de Trabalho (kW) | Pressão (kPa) |
|-------|------------------|------------------------|------------------|--------------------|-----------------------|---------------|
| 1     | 40               | $2,588 \times 10^{-3}$ | -42,26           | 0,660              | -                     | 239,2         |
| 2     | 44,23            | $2,588 \times 10^{-3}$ | -40,67           | -                  | 0,00395               | 1556          |
| 3     | 57,96            | $2,588 \times 10^{-3}$ | 21,43            | 0,161              | -                     | 1556          |
| 4     | 90               | $2,588 \times 10^{-3}$ | 278,5            | 0,439              | -                     | 1556          |
| 5     | 90               | $2,535 \times 10^{-3}$ | 169              | -                  | -                     | 1556          |
| 6     | 76,46            | $2,535 \times 10^{-3}$ | 191              | -                  | -                     | 1556          |
| 7     | 90               | $5,279 \times 10^{-5}$ | 1245             | -                  | -                     | 1556          |
| 8     | 40               | $5,279 \times 10^{-5}$ | 190,7            | 0,0556             | -                     | 1556          |
| 9     | -14,69           | $5,279 \times 10^{-5}$ | 190,7            | -                  | -                     | 239,2         |
| 10    | -10              | $5,279 \times 10^{-5}$ | 1259             | 0,0564             | -                     | 239,2         |
| 11    | 74,67            | $2,535 \times 10^{-3}$ | 191              | -                  | -                     | 239,2         |

Fonte: Autor (2020)

Ao contrário dos sistemas que serão instalados nas siderúrgicas e nas termoeletricas, o vapor d'água que irá alimentar o sistema proposto apresenta baixa vazão mássica e energia para alimentar o gerador. Dessa forma, essas limitações resultaram na baixa capacidade de aquecer a solução na encontrada no gerador e no evaporador, Pontos 4 e 10 da Figura 30, além disso, esses fatores também influenciaram na troca térmica dos demais trocadores de calor e as temperaturas alcançadas podem ser visualizadas na Tabela 3.

Já nas coquearias, o coque incandescente deve ser resfriado imediatamente de uma temperatura de, aproximadamente, 1100 °C para 80 °C. Nessa fase, que é o processo de apagamento, é consumido cerca de 400 litros de água/tonelada de coque produzido (JÚNIOR, 2010). Logo, o vapor residual dessa etapa poderá proporcionar uma maior taxa de vapor e como consequência, mais energia térmica para o gerador. Em contrapartida, o sistema de refrigeração poderá sofrer algumas alterações para atender a demanda, tornando-se mais robusto pela presença de novos componentes térmicos, o que pode encarecer o projeto.

A última análise realizada nesse ponto, foi o cálculo do Coeficiente de Performance (COP) e a eficiência térmica do ciclo ( $\eta$ ), que é a relação entre o  $COP_{real}$  e o  $COP_{Carnot}$ . Como observado na Tabela 4, o protótipo desenvolvido opera com 76,45% da sua capacidade máxima.

Tabela 4 – Coeficiente de Performance e Eficiência do Ciclo

| Descrição           | Valor  |
|---------------------|--------|
| $COP_{real}$        | 0,127  |
| $COP_{Carnot}$      | 0,167  |
| $\eta$ (Eficiência) | 76,45% |

Fonte: Autor (2020)

O COP obtido neste estudo foi comparado com os ensaios realizados por [Anand et al. \(2016\)](#), que em suas pesquisas avaliaram a influência da variação da temperatura na eficiência do ciclo por absorção. Os dois estudos, quando operando em condições semelhantes, obtiveram uma pequena diferença entre eles, sendo 0,127 nesta simulação e 0,11 obtido pelos autores. O que ajuda a comprovar a veracidade dos resultados obtidos.

Ao término da simulação, o *software* disponibilizou o conjunto de propriedades, temperaturas, velocidades de escoamento do vapor de água sobre os tubos ( $V_v$ ), pressão e a fração de massa de vapor presente em cada etapa ( $Q_u$ ), todas elas apontadas na Figura 31.

Figura 31 – Valores obtidos após as análises do Sistema de Refrigeração no EES

| Arrays Table: Main |                      |                  |                      |                |                    |           |                     |                     |              |                  |                    |                  |                    |        |                           |                          |                           |
|--------------------|----------------------|------------------|----------------------|----------------|--------------------|-----------|---------------------|---------------------|--------------|------------------|--------------------|------------------|--------------------|--------|---------------------------|--------------------------|---------------------------|
|                    | $h_{a,i}$<br>[kJ/kg] | $h_i$<br>[kJ/kg] | $h_{v,i}$<br>[kJ/kg] | $P_i$<br>[kPa] | $P_{v,i}$<br>[kPa] | $Q_{u,i}$ | $\dot{Q}_i$<br>[kW] | $\dot{W}_i$<br>[kW] | $T_i$<br>[C] | $T_{a,i}$<br>[C] | $s_i$<br>[kJ/kg-K] | $T_{v,i}$<br>[C] | $V_{v,i}$<br>[m/s] | $x_i$  | $\dot{Q}_{max,i}$<br>[kW] | $\dot{Q}_{b,i}$<br>[W/m] | $\dot{m}_{a,i}$<br>[kg/s] |
| 1                  | 303,6                | -42,2            | 2676                 | 239,2          | 101,3              | 0         | 0,6347              |                     | 40           | 30               | 0,4739             | 100              | 0,0037             | 0,3673 | 2,116                     |                          | 0,05                      |
| 2                  | 304,7                | -47,86           | 1096                 | 1556           |                    | -0,001    |                     | 0,01417             | 42,63        | 31,11            | 0,4739             | 100              | 0,00010003         | 0,5    |                           |                          |                           |
| 3                  | 303,6                | 16,34            | 419,1                | 1556           |                    | -0,001    | 0,1606              |                     | 56,84        | 30               |                    | 100              |                    | 0,5    | 0,5352                    |                          |                           |
| 4                  | 316,3                | 278,5            |                      | 1556           |                    | 0,08449   | 0,4388              |                     | 90           | 42,63            |                    |                  |                    |        | 1,463                     | 1,251                    |                           |
| 5                  |                      | 169              |                      | 1556           |                    | 0         |                     |                     | 90           |                  |                    |                  |                    |        |                           |                          |                           |
| 6                  |                      | 188,9            |                      | 1556           |                    | -0,001    |                     |                     | 75,96        |                  |                    |                  |                    | 0,2    |                           |                          |                           |
| 7                  |                      | 1245             |                      | 1556           |                    |           |                     |                     | 90           |                  |                    |                  |                    |        |                           |                          |                           |
| 8                  |                      | 190,7            |                      | 1556           |                    | 0         | 0,05563             |                     | 40           |                  |                    |                  |                    |        | 0,1854                    |                          | 0,05                      |
| 9                  |                      | 190,7            |                      | 239,2          |                    | 0,1958    |                     |                     | -14,69       |                  |                    |                  |                    |        |                           |                          |                           |
| 10                 |                      | 1259             |                      | 239,2          |                    | 0,998     | 0,05642             |                     | -10          |                  |                    |                  |                    |        | 0,1881                    | 0,1898                   |                           |
| 11                 |                      | 188,9            |                      | 239,2          |                    | 0,003879  |                     |                     | 74,55        |                  |                    |                  |                    |        |                           |                          |                           |

Fonte: Autor (2020)

## 4.2 Dimensionamento dos Trocadores de Calor

A segunda parte deste estudo visa dimensionar e testar os trocadores de calor, para que os mesmos atendam a demanda de troca de calor obtida na análise termodinâmica do item 4.1. Os códigos implementados são referentes a metodologia de Efetividade ( $\varepsilon$ ) - NUT e a média logarítmica das diferenças de temperatura ( $\Delta T_{ml}$ ), ambas destacadas no Capítulo 3. A Figura 32 demonstra como os dados referentes aos trocadores serão acrescentados ou divulgados na tela do EES.

Figura 32 – Dados obtidos após a análise dos trocadores de calor

| Ponto 10 EVAPORADOR <small>Mais: 103=</small> |                                            |                       | CONDENSADOR <small>Ponto 8</small>        |                                          |
|-----------------------------------------------|--------------------------------------------|-----------------------|-------------------------------------------|------------------------------------------|
| $D_{i,10} = 9$ [mm]                           | $D_{e,10} = 9,52$ [mm]                     | $c_{1,10} = 0,51$     | $D_{e,8} = 9,52$ [mm]                     | $D_{i,8} = 9$ [mm]                       |
| $Re_{ext,max,10} = 399,2$                     | $h_{ext,10} = 18,79$ [W/m <sup>2</sup> -K] | $c_{2,10} = 0,7$      | $N_{p,8} = 3$                             | $Re_{ext,8} = 361153$                    |
| $Re_{int,10} = 1136$                          | $h_{int,10} = 10,62$ [W/m <sup>2</sup> -K] | $tubo_{x,10} = 3$     | $h_{ext,8} = 3492$ [W/m <sup>2</sup> -K]  | $Re_{int,8} = 67,51$                     |
| $U_{10} = 6,769$ [W/m <sup>2</sup> -K]        | $Vv_2 = 0,01$ [m/s]                        | $tubo_{y,10} = 1$     | $h_{int,8} = 206,2$ [W/m <sup>2</sup> -K] | $U_8 = 184$ [W/m <sup>2</sup> -K]        |
| $L_{10} = 0,2316$ [m]                         | $\dot{Q}_{i,10} = 0,2436$ [W/m]            | $S_{T,10} = 0,03$ [m] | $NUT_8 = 0,3567$                          | $D_{TC,8} = 0,02407$ [m]                 |
| $Tubos_{10} = 3$                              | $fm_{10} = 0,5$                            | $S_{L,10} = 0,03$ [m] | $L_{tubo,8} = 0,1399$ [m]                 |                                          |
| Ponto 4 GERADOR <small>Mais: 43=</small>      |                                            |                       | ABSORVEDOR <small>Ponto 1</small>         |                                          |
| $D_{e,4} = 9,52$ [mm]                         | $D_{i,4} = 9$ [mm]                         | $c_{2,4} = 0,86$      | $N_{p,1} = 5$                             | $D_{i,1} = 9$ [mm]                       |
| $Re_{ext,max,4} = 4436$                       | $h_{ext,4} = 121,4$ [W/m <sup>2</sup> -K]  | $c_{1,4} = 0,27$      | $Re_{ext,1} = 359725$                     | $D_{e,1} = 9,52$ [mm]                    |
| $Re_{int,4} = 999,5$                          | $h_{int,4} = 284,6$ [W/m <sup>2</sup> -K]  | $tubo_{x,4} = 5$      | $Re_{int,1} = 1371$                       | $h_{ext,1} = 3482$ [W/m <sup>2</sup> -K] |
| $U_4 = 82,96$ [W/m <sup>2</sup> -K]           | $Vv_1 = 0,37$ [m/s]                        | $tubo_{y,4} = 3$      | $h_{int,1} = 267,9$ [W/m <sup>2</sup> -K] | $U_1 = 231,5$ [W/m <sup>2</sup> -K]      |
| $\dot{Q}_{i,4} = 2,792$ [W/m]                 | $L_4 = 0,1571$ [m]                         | $S_{T,4} = 0,03$ [m]  | $NUT_1 = 0,3567$                          | $D_{TC,1} = 0,02008$ [m]                 |
| $Tubos_4 = 15$                                | $fm_4 = 0,63$                              | $S_{L,4} = 0,03$ [m]  | $L_{tubo,1} = 0,2029$ [m]                 |                                          |

Fonte: Autor (2020)

Por ser um código interativo, diversos dados de saída da etapa anterior foram utilizados para testar os trocadores de calor, como as taxas de transferência de calor, as temperaturas, a entalpia e as vazões mássicas. No entanto, dados referentes a quantidade de passagens do fluido interno, a geometria do trocador de calor e os diâmetros da tubulação tiveram que ser estimados para que o código atingisse os objetivos. Todas essas informações são apresentadas na Tabela 5.

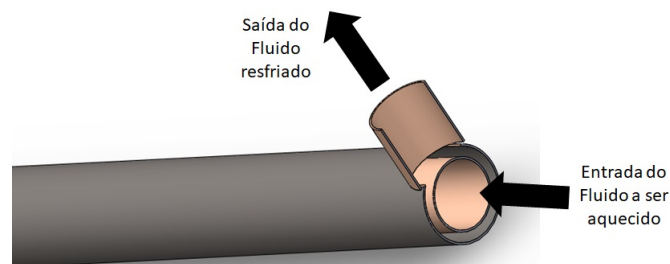
Tabela 5 – Dados de entrada para o dimensionamento dos trocadores de calor

| Trocador de Calor | Tipo               | Efetividade | Diâmetro Externo (mm) | Diâmetro Interno (mm) | Número de Passagens |
|-------------------|--------------------|-------------|-----------------------|-----------------------|---------------------|
| Absorvedor        | Escoamento Cruzado | 0,3         | 9,52                  | 9,00                  | 5                   |
| Regenerador       | Contra Corrente    | 0,3         | 12,7                  | 9,52                  | 1                   |
| Gerador           | Escoamento Cruzado | 0,3         | 9,52                  | 9,00                  | 15                  |
| Condensador       | Escoamento Cruzado | 0,3         | 9,52                  | 9,00                  | 2                   |
| Evaporador        | Escoamento Cruzado | 0,3         | 9,52                  | 9,00                  | 3                   |

Fonte: Autor (2020)

Ainda de acordo com a Tabela 5, somente o regenerador possui a característica construtiva diferente dos demais, sendo do tipo contracorrente. Então, este trocador opera retirando a energia térmica do próprio fluido, que escoa em sentido contrário e com a temperatura distinta, ambos separados por uma superfície metálica. No sistema ensaiado, a solução forte dispensada pela bomba escoa no interior do tubo de 9,52 mm, já o fluido quente, que é a mistura fraca dispensada pelo gerador, percorre no tubo com o diâmetro de 12,7 mm, Figura 33.

Figura 33 – Característica física do regenerador

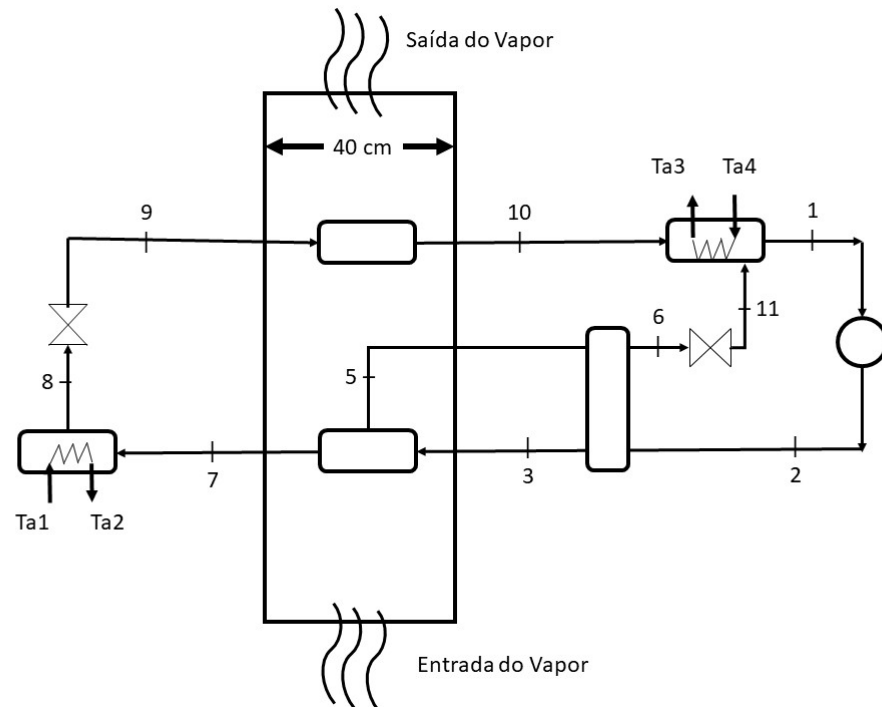


Fonte: Autor (2020)

Outro ponto importante e que tem forte influência nas condições operacionais dos trocadores, foi a escolha do diâmetro do tubulão responsável por conduzir o vapor de água exaurido, ver Figura 34. A dimensão escolhida levou em consideração a facilidade construtiva, desde que não afete o seu rendimento durante a operação, e a medida adotada foi de 40 cm.

Em contrapartida, essa escolha limitou o aspecto construtivo do gerador e do evaporador, uma vez que esses trocadores deverão ser instalados em seu interior. E durante as interações, teve-se que reajustar as dimensões para que o comprimento final dos tubos pertencentes ao gerador e ao evaporador não excedessem o valor do diâmetro estabelecido (40 cm) e não prejudicassem a troca de calor.

Figura 34 – Tubo responsável por conduzir o Vapor

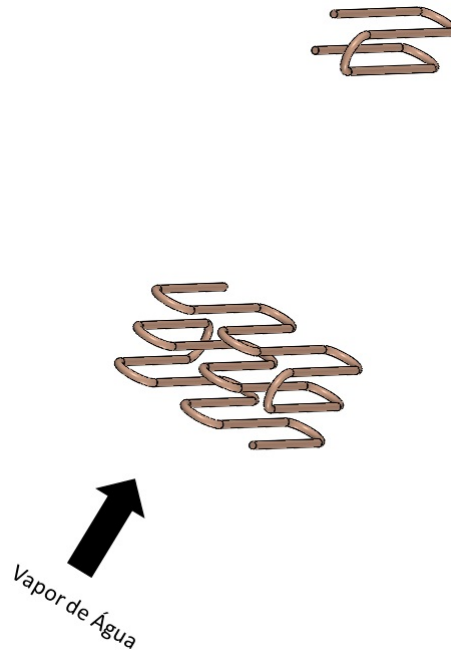


Fonte: Autor (2020)

Diante dessas circunstâncias, a melhor solução foi dimensionar o gerador e o evaporador de forma em que os se organizassem em forma de matriz, Figura 35. E mesmo aumentando a quantidade de tubos, o dimensionamento resultou em comprimentos menores, que além de possibilitar a instalação no interior do tubulão, não afetou a eficiência na troca de calor com o vapor. Para obter essa configuração, os dados usados foram:

- Distância Horizontal (Eixo X) = 3 cm;
- Distância Vertical (Eixo Y) = 3 cm.
- Para o Gerador:
  - Quantidade de tubos na horizontal = 5;
  - Quantidade de tubos na vertical = 3.
- Para o Evaporador:
  - Quantidade de tubos na horizontal = 3;
  - Quantidade de tubos na vertical = 1.

Figura 35 – Tubos montados em forma de matriz



Fonte: Autor (2020)

Adotando essas condições, o algoritmo desenvolvido no EES calculou os comprimentos dos tubos dos trocadores, incluindo a matriz do evaporador e gerador, e os resultados são enunciados na Tabela 6. Ressaltando que, o condensador e o absorvedor trocam energia térmica com o meio externo por convecção forçada e nesse caso, foi adotado o ar a uma temperatura de 30 °C.

Tabela 6 – Comprimento dos tubos

| Componente Térmico | Comprimento (m) |
|--------------------|-----------------|
| Absorvedor         | 0,357           |
| Regenerador        | 0,552           |
| Gerador            | 0,356           |
| Condensador        | 0,179           |
| Evaporador         | 0,297           |

Fonte: Autor (2020)

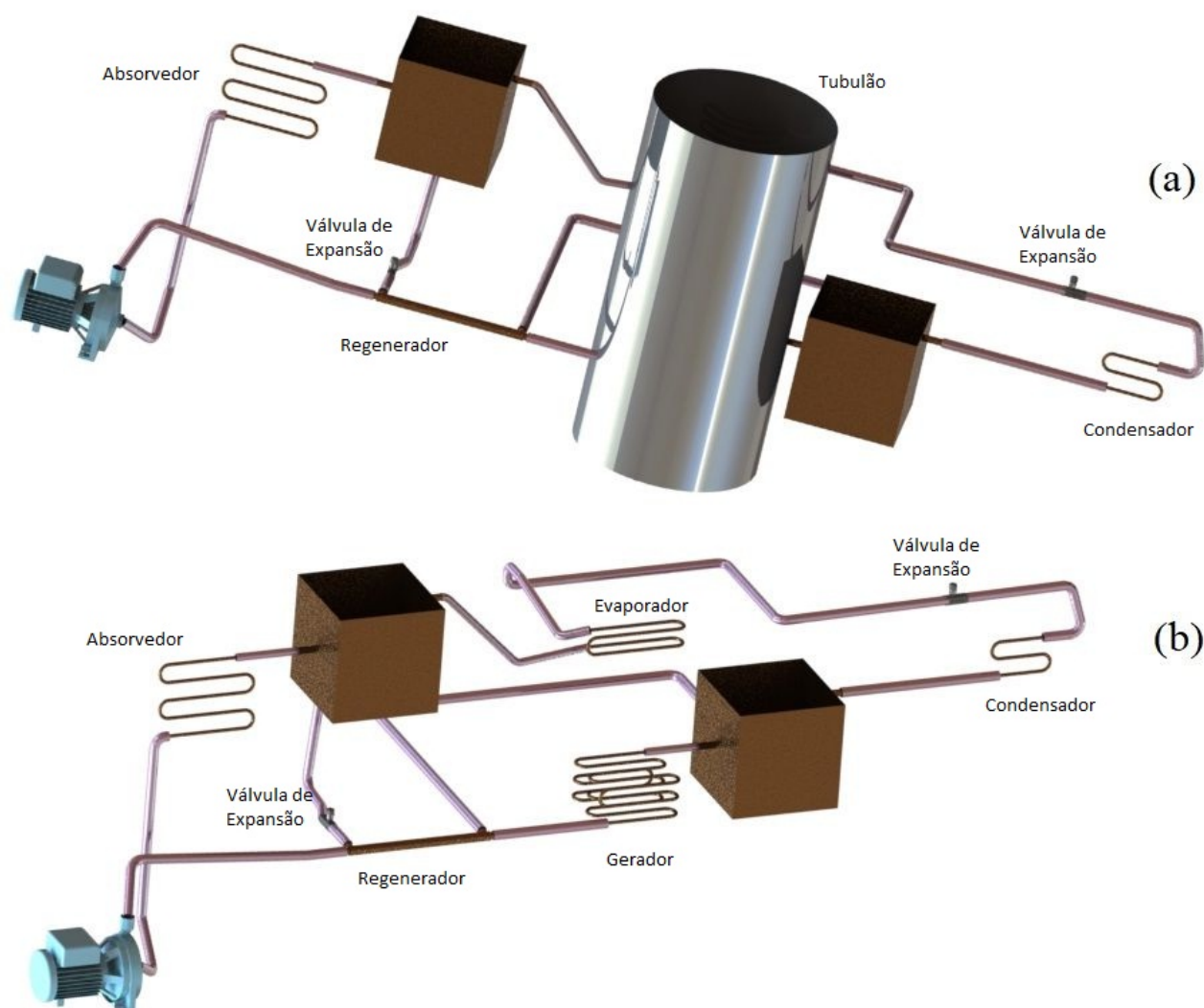
### 4.3 Resultados do Simulação

Após todo o dimensionamento, o algoritmo também mensurou a eficiência do protótipo, que é a relação entre o vapor que alimenta o sistema e a taxa de condensado produzido. Usando as considerações abordadas na seção 3.6, pode-se concluir que 56,28% de todo o vapor alcançou o estado líquido, valor acima dos 50% esperado. As taxas de condensados após passar pelo gerador e pelo evaporador foram:

- Taxa de condensação no gerador =  $1,344 \times 10^{-4}$  kg/s;
- Taxa de condensação no evaporador =  $2,193 \times 10^{-5}$  kg/s;
- Taxa de condensado total =  $1,563 \times 10^{-4}$  kg/s;

Diante dessas informações, foi elaborado um desenho computacional seguindo as dimensões especificadas, o resultado pode ser visto na Figura 36. A figura em questão também aponta como deve ser realizado a montagem de todo o sistema, levando em conta os tanques responsáveis por juntar os fluidos antes ou depois da separação. No entanto, durante a etapa de construção é possível que a disposição dos tubos que conectam os trocadores seja modificada, o que pode reduzir o espaço ocupado ou proporcionar uma distância mais seguras entre os componentes.

Figura 36 – Modelagem do protótipo. (a) Modelo com o tubo de condução de vapor; (b) Modelo sem o tubo.



Fonte: Autor (2020)

## 5 CONCLUSÕES

Com este trabalho, pôde perceber que os sistemas de refrigeração, como o de absorção, podem ser aproveitados nos setores industriais como condensadores. Principalmente nas termoeletricas e nas siderurgicas, que dentre as atividades, se destacam por apresentar um elevado consumo de água, equipamentos obsoletos e a produção desse resíduo é inevitável nesses setores. E o uso dessa ferramenta pode provocar uma redução no desperdício do recurso hídrico e, como consequência, uma atenuação na captação de água para alimentar seus processos produtivos.

Vale ressaltar que todas as análises do sistema de refrigeração e dos trocadores de calor foram elaboradas de forma computacional, com o uso do *software Engineering Equation Solver* (EES). Mas, antes da criação dos códigos, foi realizado um levantamento sobre as etapas de produção das termoeletricas e das siderurgicas, e pontuadas aquelas que apresentaram as maiores taxas de consumo e, principalmente, de desperdício de água.

No programa, junto a sua biblioteca, foi desenvolvido uma sequência de código com base nas equações termodinâmicas e nas metodologias apresentadas. E após uma série de interações, foi determinado o modelo que apresentou as melhores condições operacionais, disposições geométricas e que pudesse ser adaptado ao setor de produção em questão.

Mesmo trabalhando em condições limitadas, devido à baixa vazão mássica e calor da fonte térmica, o sistema proposto revelou ser uma boa ferramenta para amenizar a taxa de desperdício de água. Tendo em vista que, cerca de 56,28% de todo o vapor exaurido foi condensado ao passar pelos componentes térmicos. Essas limitações também influenciaram nos resultados dos dimensionamentos dos trocadores de calor, principalmente o evaporador e o gerador que trocam energia diretamente com o vapor, e mesmo assim, foi possível obter componentes com pequenas dimensões físicas e significativa capacidade de absorver e rejeitar energia térmica.

E, ao estimar as temperaturas, as fases e as concentrações de fluido refrigerante da mistura após passar por cada componente térmico, o coeficiente de performance do sistema de refrigeração por absorção foi de 0,127. E ao comparar esse resultado com outros estudos similares, percebeu-se que o rendimento obtido está de acordo com o estimado pelas literaturas. Por último, o equipamento proporcionou uma eficiência energética de 76,45%.

Por fim, foi obtido um ciclo de refrigeração por absorção com o menor consumo energético, com alta eficiência, com fluidos (absorvente e refrigerante) que não degradam o meio ambiente e com elevada capacidade de condensar o vapor d'água exaurido pelas torres das siderurgicas e das termoeletricas.

## 5.1 Trabalhos futuros

O presente trabalho está incluído em uma linha de pesquisa e de desenvolvimento de um código computacional para simulação de sistema de refrigeração por absorção água-amônia. Onde foi proposto a adaptação de um programa que pudesse simular e dimensionar um sistema de condensação.

Como dito, este sistema apresentou bons resultados, no entanto é preciso mais alguns estudos para validar os dados levantados. Dentre eles, destaca-se a construção de um protótipo ou a sua simulação em *softwares* que analisem o escoamento do fluido internamente e externamente aos tubos. Como os do tipo CAE *Computer Aided Engineering* (Engenharia Assistida por Computador), principalmente os que envolvem Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD).

Tendo em vista que, além de comprovar os dados, esse tipo de programa, realiza a simulação do escoamento dos fluidos, transferência de calor e os fenômenos relacionados. E, devido a sua vasta biblioteca de informações e equações governantes, é possível realizar um estudo mais detalhado sobre o comportamento dos fluidos envolvidos.

# REFERÊNCIAS

- AGUILAR, E. W. Z. **Modelagem térmica da coluna de destilação de um ciclo de refrigeração por absorção de amônia/água**. 147 f. Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, SP, 2010.
- AL-ALILI, A. *et al.* Modeling of a solar powered absorption cycle for Abu Dhabi. **Applied Energy**, v. 93, p. 160–167, 2012.
- ALVES, F. I. C. **Produção de coque metalúrgico a partir de carvão densificado por vibrocompactação em forno de soleira aquecida**. 75 f. — Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Ouro Preto, Ouro Preto, MG, 2017.
- ALVES, J. L. S. **Diagnóstico do tratamento e reuso de efluentes de coqueria por meio de técnicas estatísticas de análise multivariada**. 137 f. — Dissertação (Mestrado) - Universidade Santa Cecília, Santos, SP, 2016.
- ANAND, S. *et al.* Use of process steam in vapor absorption refrigeration system for cooling and heating applications: An exergy analysis. **Cogent Engineering**, v. 3, n. 1, 2016.
- ASHRAE. **ASHRAE Handbook - Fundamentals**. Atlanta: [s.n.], 2009.
- AVANÇO, R. H. *et al.* Modelo numérico de desempenho de evaporadores com tubos aletados. In: **VI CONEM - Congresso Nacional de Engenharia Mecânica**. [S.l.: s.n.], 2010. v. 6.
- BANSAL, P.; MARTIN, A. Comparative study of vapour compression, thermoelectric and absorption refrigerators. **International Journal of Energy Research**, Wiley Online Library, v. 24, n. 2, p. 93–107, 2000.
- BENEDETTI, T. M. **Análise técnica e econômica de um sistema de refrigeração por ciclo de absorção amônia-água e sua integração com um abatedouro de aves**. 255 f. Tese (Doutorado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Campinas, SP, 2010.
- BOM, J. L. B. **Projeto de trocador de calor compacto para um motor Stirling**. 91 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Pato Branco, PR, 2017.
- BORBA, C. E. *et al.* Modelagem e simulação de sistemas de refrigeração por absorção. **Engvista**, v. 14, n. 1, p. 13–21, 2012.
- BRITO, E. C.; GARROTE, A. J. da S. Industrialização, política industrial e crescimento econômico: uma discussão teórica. **Revista Iniciativa Econômica**, v. 2, n. 2, 2015.
- CAMPOS, R. A. T. **Análise termodinâmica de um sistema de refrigeração por absorção para conforto térmico de ambientes**. 81 f. Dissertação (Mestrado) - Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Ilha da Solteira, Ilha da Solteira, SP, 2017.

- CANTARUTTI, B. R. **Análise teórico-experimental de um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito utilizando H<sub>2</sub>O-LiBr**. 133 f. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, MG, 2011.
- CARVALHO, E. N. d. *et al.* Modelagem e simulação de chillers por absorção H<sub>2</sub>O-LiBr em um edifício. **16º Simpósio de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica**, p. 11, 2006.
- CASSOL, F.; MOMBACH, T. A. Dimensionamento de trocador de calor para vaporização de etanol como combustível em motor ciclo otto. **Anais do Salão Internacional de Ensino, Pesquisa e Extensão**, v. 9, n. 11, 2018.
- CAVALCANTE, A.; MOREIRA, H. Análise exergética comparativa entre duas unidades de refrigeração por compressão de vapor de um shopping center localizado em teresina-pi. In: **IX CONEM - Congresso Nacional de Engenharia Mecânica**. [S.l.: s.n.], 2016. v. 9, p. 10.
- CENGEL, Y.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7. ed. São Paulo: McGraw-Hill, 2013.
- CENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Transferência de Calor e Massa**. Porto Alegre: AMGH, 2012.
- CHAVES, F. D. **Estudo experimental e desenvolvimento de um modelo de simulação de um refrigerador por absorção de pressão total única**. 154 f. Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, MG, 2009.
- CHEN, L. *et al.* Thermodynamic imization opportunities for the recovery and utilization of residual energy and heat in china's iron and steel industry: a case study. **Applied Thermal Engineering**, v. 86, p. 151–160, 2015.
- COLLA, V. *et al.* Efficient use of water resources in the steel industry. **Water**, Multidisciplinary Digital Publishing Institute, v. 9, n. 11, p. 874, 2017.
- CONDE, M. Thermodynamic properties of {NH<sub>3</sub>+H<sub>2</sub>O} mixtures for the industrial design of absorption refrigeration equipment. **M. Conde Engineering**, 2006. Disponível em: <<http://www.mrc-eng.com>>.
- Confederação Nacional da Indústria. **Uso da água no setor industrial Brasileiro: Matriz de coeficientes técnicos**. Brasília, 2013.
- Confederação Nacional da Indústria. **Relatório de Sustentabilidade**. Rio de Janeiro, 2015.
- CORONEL, D. A.; AZEVEDO, A. F. Z. de; CAMPOS, A. d. Política industrial e desenvolvimento econômico: a reatualização de um debate histórico. **Brazilian Journal of Political Economy/Revista de Economia Política**, v. 34, n. 1, 2014.
- CORTEZ, L. A. B.; LARSON, D. L.; SILVA, A. da. Energy and exergy evaluation of ice production by absorption refrigeration. **Transactions of the ASAE**, v. 40, n. 2, p. 395–403, 1997.
- COUTO, E. P.; SILVA, F. O. d. Desenvolvimento (in) sustentável. **Enciclopédia Biosfera**, v. 10, n. 18, p. 41–54, 2014.

- DARWISH, N.; AL-HASHIMI, S.; AL-MANSOORI, A. Performance analysis and evaluation of a commercial absorption-refrigeration water-ammonia (ARWA) system. **International Journal of refrigeration**, v. 31, n. 7, p. 1214–1223, 2008.
- DIAMANTINO, P. N. R. **Sustentabilidade na construção metálica**. 355 f. — Dissertação (Mestrado) - Instituto Superior de Engenharia de Porto, Porto, PT, 2014.
- DINIZ, M. C.; SILVESTRINI, J. H. Análise numérica da transferência de calor convectiva no escoamento externo de um trocador de calor tubo-aleta. **Revista da Graduação**, v. 3, n. 1, 2010.
- EPE. **Anuário Estatístico de Energia Elétrica 2018: Ano Base 2017**. Rio de Janeiro, 2018.
- ESTEVES, A. C. **Desenvolvimento de modelo matemático de trocador de calor tipo casco-tubos**. 100 f. — Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia Mauá do Centro Universitário do Instituto Mauá de Tecnologia, São Caetano do Sul, SP, 2009.
- FELÍCIO, R. S. **Dimensionamento de trocadores de calor aplicados à refrigeração da água do molde de um processo de lingotamento contínuo**. 92 f. Trabalho de conclusão de curso (Bacharel) - Universidade Estadual Paulista (UNESP), Guaratinguetá, SP, 2012.
- FLORES, B. D. **Avaliação experimental em forno piloto da influência de um carvão colombiano de alta heterogeneidade e de carvões de alto e baixo volátil na qualidade do coque**. 148 f. — Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, RS, 2014.
- FLORES, V.; CERESO, J.; MONTERO, G. Performance analysis of different working fluids for an absorption refrigeration cycle. **American Journal of Environmental Engineering**, v. 4, n. 4, 2014.
- GARDENAL, A. L.; SGUÁRIO, M. K. **Avaliação do desempenho de trocadores de calor**. 52 f. — Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa, PR, 2016.
- GEBRESLASSIE, B. H. *et al.* Economic performance imization of an absorption cooling system under uncertainty. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, n. 17-18, p. 3491–3500, 2009.
- GENIÊR, F.; COSTA, A. d.; JUNIOR, E. d. C. Ciclos de refrigeração: Conceitos e estudos de eficiência. **Enciclopédia Biosfera**, v. 9, n. 16, p. 2878–2893, 2013.
- GHODESHWAR, A.; SHARMA, M. P. Thermodynamic analysis of lithium bromide-water (libr-h<sub>2</sub>o) vapor absorption refrigeration system based on solar energy. **Energy**, v. 5, n. 1, 2018.
- GORDON, J.; NG, K. Cool thermodynamics: The engineering and physics of predictive. **Diagnostic and imization Methods for Cooling Systems**, Cambridge International, Cambridge, 2000.
- GOUVÊA, L. D. de; LIMA, M. Z. B. de. Instalação de um sistema de alimentação de ar com trocador de calor para aplicação em leito fluidizado gasoso. **Unoesc & Ciência-ACET**, v. 9, n. 1, p. 49–58, 2018.

- HANSEN, É. *et al.* Water and wastewater minimization in a petrochemical industry through mathematical programming. **Journal of cleaner production**, Elsevier, v. 172, p. 1814–1822, 2018.
- HAROLD, K. E.; RADERMACHER, R.; KLEIN, S. A. **Absorption chillers and heat pumps**. New York: CRC Press, 2016. 354 p.
- HENNING, H.-M. Solar assisted air conditioning of buildings-an overview. **Applied thermal engineering**, v. 27, n. 10, p. 1734–1749, 2007.
- HOGAN, D. J. *et al.* Conflitos entre crescimento populacional e uso dos recursos ambientais em bacias hidrográficas do estado de são paulo. **Anais do XI Encontro Nacional de Estudos Populacionais**, p. 1539–1572, 2016.
- HORUZ, I. A comparison between ammonia-water and water-lithium bromide solutions in vapor absorption refrigeration systems. **International communications in heat and mass transfer**, v. 25, n. 5, p. 711–721, 1998.
- INCROPERA, F. P. *et al.* **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**. Rio de Janeiro: LTC Editora, 2008.
- JETER, S. M. Effectiveness and LMTD correction factor of the cross flow exchanger: A simplified and unified treatment. **ASME Southeast Section Conference**, p. 10, 2006.
- JÚNIOR, J. d. A. d. S. **Análise de um trocador de calor tipo serpentina de uma planta de hipoclorito de sódio**. 51 f. Trabalho de conclusão de curso (Bacharel) - Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, SP, 2015.
- JÚNIOR, S. de O. *et al.* Sistemas de refrigeração por absorção. **Escola Politécnica da Universidade de São Paulo - Departamento de Engenharia Mecânica, São Paulo**, 2004.
- JÚNIOR, W. F. d. M. **Eficiência e precaução na siderurgia a base de coque - A implementação de uma coqueria em Ipatinga/MG**. 183 f. — Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Ouro Preto, Ouro Preto, MG, 2010.
- KAKAÇ, S.; LIU, H.; PRAMUANJAROENKIJ, A. **Heat exchangers: selection, rating, and thermal design**. New York: CRC Press, 2002.
- LABUS, J. **Modelling of small capacity absorption chillers driven by solar thermal energy or waste heat**. 261 f. Tese (Doutorado) - Universitat Rovira i Virgili, 2011.
- LIAO, X.; RADERMACHER, R. Absorption chiller crystallization control strategies for integrated cooling heating and power systems. **International journal of Refrigeration**, v. 30, n. 5, p. 904–911, 2007.
- MARQUES, J. C. B. **Análise de desempenho de um refrigerador de pequeno porte com drop in de refrigerantes hidrocarbonetos**. 126 f. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, RN, 2010.
- MEDEIROS, P. S. G.; BARBOSA, C. R. F. Análise do coeficiente de performance de um chiller doméstico operando com o r-401a em regime transiente. **HOLOS**, Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Rio Grande do Norte, v. 4, p. 62–74, 2009.

- MENDES, T. **Diagnostico Termodinâmico aplicado a um sistema de refrigeração por compressão de vapor**. 179 f. — Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, MG, 2012.
- MENEGHINI, C.; MENEGHINI, L. Análise do dimensionamento de trocadores de calor para resfriamento de gases provenientes do processo de fundição de chumbo. **Unoesc & Ciência-ACET**, v. 8, n. 1, p. 17–24, 2017.
- MENNA, M. R. M. **Modelagem e análise de custo de sistemas de refrigeração por absorção**. 139 f. Dissertação (Mestrado) - Universidade Estadual do Oeste do Paraná, Toledo, PR, 2008.
- MEUNIER, F. Sorption solar cooling. **Renewable Energy**, v. 5, n. 1-4, p. 422–429, 1994.
- MIORALLI, P. C. **Transferência de calor em um regenerador rotativo com perda de carga estabelecida nos dutos da matriz**. 185 f. Tese (Doutorado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Campinas, SP, 2009.
- MOSEBACH, W. **Process for wet quenching of coal-coke**. 1985. US Patent 4,512,850.
- MUHLE, I. N. Instalações de refrigeração por absorção: a experiência da madeif. In: **Proceedings of the 3. Encontro de Energia no Meio Rural**. [S.l.: s.n.], 2000.
- NAPOLEÃO, D. A. d. S. **Determinação da entropia de mistura amônia e água para aplicações em processos de refrigeração por absorção**. 138 f. Tese (Doutorado) - Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, SP, 2003.
- NASCIMENTO, N. R. d. *et al.* **Análise termodinâmica e otimização de um sistema de refrigeração por absorção para conservação de alimentos**. 72 f. — Dissertação (Mestrado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Química, Campinas, SP, 2011.
- NOVAZZI, L.; MOURA, T. Estudo de configurações para trocadores de calor a placas. **Blucher Chemical Engineering Proceedings**, v. 1, n. 2, p. 12760–12767, 2015.
- OLIM, J. *et al.* Conservação de energia em refinarias de petróleo. In: **2º CONGRESSO BRASILEIRO DE P&D EM PETRÓLEO & GÁS**. [S.l.: s.n.], 2003.
- OLIVEIRA, A. A. B. d. **Inventário das emissões atmosféricas na indústria siderúrgica**. 85 f. — Trabalho de conclusão de curso (Bacharel) - Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, 2014.
- OSÓRIO, E.; VILELA, A.; SAMPAIO, C. Estudo prospectivo do setor siderúrgico. **Brasília: Centro de Gestão e Estudos Estratégicos**, 2008.
- OUADHA, A.; EL-GOTNI, Y. Integration of an ammonia-water absorption refrigeration system with a marine diesel engine: A thermodynamic study. **Procedia Computer Science**, v. 19, p. 754–761, 2013.
- ÖZISK, M. N. **Heat Transfer: A Basic Approach**. [S.l.]: McGraw-Hill Book Company, 1985.
- PAIXÃO, L. M. D. Impactos da escassez de água na economia. **Resolução Revista de direito e ciências gerenciais**, v. 1, n. 1, p. 151–163, 2016.

PANJABI, M. S.; RATHOD, D.; PANARA, B. A study and analysis of various refrigeration systems. **Rising**, v. 1, n. 2, p. 33–41, 2017.

PEREIRA, M. V. A. **Análise exergética experimental de uma unidade de refrigeração por absorção de 5 TR movida a gás liquefeito de petróleo (GLP) e/ou gases de exaustão**. 104 f. Tese (Doutorado) - Universidade Federal do Paraná, Curitiba, PR, 2006.

PRADA, R. J. **Obtenção de correlações de Nusselt em reatores de tanque agitado através da fluidodinâmica computacional (CFD) - Obtaining Nusselt equations for stirred tank reactors with the use of computational fluid dynamics (CFD)**. 160 f. Tese (Doutorado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Química, Campinas, SP, 2015.

QIN, S.; CHANG, S. Modeling, thermodynamic and techno-economic analysis of coke production process with waste heat recovery. **Energy**, v. 141, n. 1, p. 435–450, 2017.

ROCHA, M. A. **Estudo teórico-experimental de um sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito em série usando o par água/brometo de lítio**. 128 f. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, PB, 2010.

RODRIGUES, K. **Análise do comportamento transiente de um trocador de calor compacto: aplicado ao sistema de arrefecimento de um fórmula SAE elétrico**. 93 f. Dissertação (Mestrado) - Centro Universitário FEI, São Bernardo do Campo, SP, 2016.

ROSA, A.; GARCIA, J. Ciclo de absorção intermitente água-amoníaco para produção de gelo utilizando energia solar térmica. **CYTEF 2016/VIII Congresso Ibérico/VI Congresso Ibero-Americano de Ciências e Técnicas do Frio**, 2016.

SANTOS, C. A. C. d.; VARANI, C. M. R.; CAMPOS, M. F. Development of technology and systems for air-conditioned and cogenerations using natural gas; desenvolvimento de tecnologia e sistemas para climatização e cogeração usando gás natural. In: **Rio Oil & Gas Expo and Conference**. [S.l.: s.n.], 2004.

SANTOS, F. H. C. C. **Estudo da aplicação de um sistema frigorífico de absorção movido a energia solar na Ilha do Príncipe**. 151 f. Dissertação (Mestrado) - Universidade de Algrave, Farve, 2012.

SHIRVAN, K. M. *et al.* Numerical investigation of heat exchanger effectiveness in a double pipe heat exchanger filled with nanofluid: a sensitivity analysis by response surface methodology. **Power Technology**, v. 313, p. 99–111, 2017.

SILVA, A. d. **Avaliação energética e exergética de uma instalação experimental de refrigeração por absorção (água-amônia) para produção de gelo a partir de vapor de processo**. 94 f. Dissertação (Mestrado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Campinas, SP, 1994.

SILVA, G. L. R. d. **Otimização da mistura de carvões na produção de coque metalúrgico**. 173 f. — Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Ouro Preto, Ouro Preto, MG, 2011.

SILVA, J. N. S. **Siderurgia**. Belém: Instituto Federal do Pará, 2011. v. 1.

- SOUSA, C. J. F. d. **Viabilidade econômico-ambiental da substituição do coque utilizado em alto-forno para obtenção do ferro gusa: Estudo de caso**. 79 f. — Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, 2015.
- SOUZA, R. B. d. **Simulação de um sistema de refrigeração por absorção com energia solar térmica para locais isolados**. 144 f. Dissertação (Mestrado) - Universidade do Vale do Rio dos Sinos, São Leopoldo, RS, 2015.
- STOECKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeração e ar condicionado**. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985.
- TAVARES, M. M.; SANTOS, V. Eficiência térmica de misturador estático tipo lpd em trocador de calor de tubo duplo. **Unisanta Science and Technology**, v. 3, n. 1, p. 36–43, 2014.
- TORRES, T. L. *et al.* Gestão do uso da água na indústria: aplicação do reúso e recuperação. **Revista Gestão & Sustentabilidade Ambiental**, v. 7, n. 2, p. 370–385, 2018.
- Van Wylen, G. J.; Sonntag, R. E.; Borgnakke, C. **Fundamentos da Termodinâmica**. São Paulo: [s.n.], 2009. v. 1.
- VISCONDI, G. d. F. *et al.* **Série Termoeletricidade em foco: Uso de água em termoelétricas**. São Paulo, 2016.
- WEHMANN, C. F. *et al.* Study and application of computational simulation in simple problems of fluid mechanics and heat transfer-part ii: Heat transfer classic problems. **Revista Brasileira de Ensino de Física**, v. 40, n. 2, 2018.
- ZHAO, H.; JIANG, T.; HOU, H. Performance analysis of the SOFC-CCHP system based on H<sub>2</sub>O/LiBr absorption refrigeration cycle fueled by coke oven gas. **Energy**, v. 91, p. 983–993, 2015.
- ZUKOWSKI JUNIOR, J. C. **Estudo de sensibilidade em um sistema de refrigeração por absorção água-amônia**. 237 f. Tese (Doutorado) - Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP, 1999.

# APÊNDICE A – CÓDIGO DESENVOLVIDO NO EES

```

"Funções "
Function F1p2(x ; y; z)
F1p2 := x / (y*z)
End
Function F2p1(x; y ; z)
F2p1 := (x * y) / z
End
Function CFQ(mv ; cp)
CFQ := mv * cp
End
Function MediaLog(tv1; tv22; tf1; tf22)
If (tf1 = tf22) Then tf2 := tf22+0,5 Else tf2 := tf22
If (tv1 = tv22) Then tv2 := tv22 +0,5 Else tv2 := tv22
If (tv1 > tf1) Then
th1 := tv1
th2 := tv2
tc1 := tf1
tc2 := tf2
Else
th1 := tf1
th2 := tf2
tc1 := tv1
tc2 := tv2
EndIf
dt1 := abs(th1 - tc2)
dt2 := abs(th2 - tc1)
tml := (dt1 -dt2)/(ln(dt1/dt2))

```

---

```

fr := (tv1 - tv2)/(tf2 - tf1)
fp := (tf2- tf1) / (tv1 - tf1)
A := sqrt((fr^2)+1) / (fr-1)
B := (1-fp) / (1-fr*fp)
C := 2-fp-(fr*fp)+(fp*sqrt((fr^2)+1))
D := 2-fp-(fr*fp)-(fp*sqrt((fr^2)+1))
If ((C/D) <=0) Then fc := 1 Else fc := (A) * (ln(B) / ln(C/D))
MediaLog := fc*tml
End
Function Menor(x ; y)
if(x <= y) Then Menor :=x Else Menor := y
End
Function Maior(x ; y)
if(x > y) Then Maior := x Else Maior := y
End
Function NussInt(r;p;n)
If (r>=2300) Then
If (r <=20000) Then f:= 0,316*(r^(-0,25)) Else f := 0,184*(r^(-1/5))
Nussint := ((f/8)*(r-1000)*p)/(1+12,7*((f/8)^0,5)*((p^(2/3))-1))
Else
NussInt := 4,36
EndIf
End
Function NussExt(r;p)
NussExt := 0,3 +(( 0,62 * (r ^0,5) * (p^(1/3)))/ ((1 + (0,4 / p)^(2/3))^0,25 ))*((1
+ (r/282000)^(5/8))^(4/5)))
End
Function Pbp(x)
Pbp := x*CONVERT(bar ; kPa)
End
Function Qtc(c ; te; ts)
Qtc := abs(c*(te - ts))

```

```

End
Function fRey(m ; de ; visc)
fRey := (4*m)/ (de*visc*pi)
End
Function Viscdin(viscn; viscw; t1; xr)
viscdin := exp (xr*ln(viscn) +(1-xr)*ln(viscw) + (0,534-0,815*((273,15+t1)/647,14))
* (6,38*((1-xr)^(1,125*xr))* (1-exp(-0,585*xr*((1-xr)^(0,18))))*ln((viscn^0,5)*(viscw^0,5))))
End
PROCEDURE CalorEsp(tv; tf; mv ; mf; cpf; cpv : C_c; C_h; C_min; C_max;
C_r)
If(tv > tf) Then
C_c := CFQ(mf ; cpf)
C_h := CFQ(mv ; cpv)
Else
C_h := CFQ(mf ; cpf)
C_c := CFQ(mv ; cpv)
EndIf
C_min := Menor(C_h ; C_c)
C_max := Maior(C_h ; C_c)
C_r := C_min / C_max
End
Procedure fNUT(f$; cmax; cmin; mf; cpf; eff ; u1: nut; area)
if(eff = 1) Then ef:=0,999 Else ef := eff
a1 := CFQ(mf ; cpf)
cr := cmin/cmax
If(f$ = 'SM') Then
If( cmax = a1) Then nut := -ln(1+(1/cr)*ln(1-ef*cr))
If( cmin = a1) Then nut := -(1/cr)*ln(cr*ln(1-ef)+1)
Endif
If(f$ = 'CM') Then
nut := -ln(1-ef)
EndIf

```

```

If(f$ = 'RG') Then
If (cr = 1) Then nut:= ef/(1-ef) Else nut := (1/(cr-1))*ln((ef-1)/(ef*cr-1))
EndIf
area := (cmin*1000*nut)/u1
End
PROCEDURE fvProp(q$, f$, t1; xv :dens; visc; k; mesp; cp; pr)
p1 := 101,3
If (q$ = 'G') Then
visc := VISCOSITY(f$;T=t1;x=xv)
k := CONDUCTIVITY(f$;T=t1;x=xv)
mesp := 1/ VOLUME(f$;T=t1;x=xv)
cp := specHeat(f$;T=t1 ; x=xv)
dens := DENSITY(f$;T=t1;x=xv)
pr := Prandtl(f$;T=t1;x=xv)
EndIf
If (q$ = 'CA') Then
visc := VISCOSITY(f$;T=t1)
dens := DENSITY(f$;T=t1;P=p1)
k := CONDUCTIVITY(f$;T=t1)
mesp := 1/ VOLUME(f$;T=t1; P=p1)
cp := specHeat(f$;T=t1)
dens := DENSITY(f$;T=t1;P=p1)
pr := Prandtl(f$;T=t1)
EndIf
If(q$ = 'E') Then
dens := DENSITY(f$;T=t1;P=p1)
visc := VISCOSITY(f$;T=t1;P=p1)
k := CONDUCTIVITY(f$;T=t1;P=p1)
mesp := 1/ VOLUME(f$;T=t1;x=xv)
cp := specHeat(f$;T=t1 ; P=p1)
pr := Prandtl(f$;T=t1;P=p1) EndIf
End

```

```

Procedure fRegT(np; tv1; tv2; tf1; tf2 : tml)
  If (tv1 > tf1) Then
    th1 := tv1
    th2 := tv2
    tc1 := tf1
    tc2 := tf2
  Else
    th1 := tf1
    th2 := tf2
    tc1 := tv1
    tc2 := tv2
  EndIf
  If(np =1) Then
    dt1 := abs(th1 - tc2)
    dt2 := abs(th2 - tc1)
    tml := (dt1 -dt2)/(ln(dt1/dt2))
  Else
    tml := MediaLog(tv1; tv2; tf1; tf2)
  EndIf
End

PROCEDURE HEec(t ; xr ; xt ; que: h; ps ; qus)
  if (xr<1) Then
    t1 := t + 273,15
    CALL NH3H2O(138 ; t1 ; xr ;que : t2 ; ps2 ; x7 ; h; s; u; v; qus1)
    qus := qus1
    ps := Pbp(ps2)
  Else
    qus := xt
    ps := P_sat(Ammonia;T=t)
    h := Enthalpy(Ammonia ; x=xt ; T=t)
  Endif
End

```

```

PROCEDURE HEg( p ; t ; xr ; que : hs)
  if (xr < 1) Then
    t1:=t+273,15
    p1 := p/100
    CALL NH3H2O(138; t1; xr ;que : t2 ; p ;x7;hs;s;u;v;qus1)
  Else
    x := Quality(Ammonia;T=t ; P=p )
    hs := Enthalpy(Ammonia;T=t ; P=p )
  Endif
End

PROCEDURE HEveC( p ; xr ; he: ts; qus; hs )
  If (xr < 1) Then
    p1 := p/100
    CALL NH3H2O(234 ; p1 ; xr ; he : t1 ; ps ; x ; hs ;s ;u ;v ;qus)
    ts := t1 - 273,15
  Else
    ts := Temperature(Ammonia ; P=p ; h=he)
    he := hs
    qus := 10
  Endif
End

PROCEDURE PropHE(xr; t1; p1; xt : cp1; mesp; k1; visc; pr1)
  if( xr < 1) Then
    If (xt >=0) and (xt<=1) Then
      cp1 := (xr)*(specHeat(Ammonia;T=t1;x=xt)) +(1-xr)*(specHeat(Water;T=t1;x=xt))
      mesp:= xr*(1/VOLUME(Ammonia;T=t1;x=xt)) + (1-xr)*(1/VOLUME(Water;T=t1;
x=xt))
      k1 := (xr)*(CONDUCTIVITY(Ammonia;T=t1; x=xt)) +(1-xr)*(CONDUCTIVITY(Water;T=
x=xt))
      f1 := 6,38*((1-xr)^(1,126*xr)) * (1-exp(-0,565*xr * ((1-xr)^0,18))) * ln(((VISCOSITY(Ammonia
x=xt))^0,5) * ((VISCOSITY(Water;T=t1; x=xt))^0,5))
      du := (0,534 - 0,815*((t1 + 273,15)/(647,14))) * f1
    
```

```

visc := exp( xr * ln(VISCOSITY(Ammonia;T=t1; x=xt)) + (1 - xr) * ln(VISCOSITY(Water;T=
x=xt)) +du)
pr1 := (visc*cp1*1000)/k1
Else
cp1 := (xr)*(specHeat(Ammonia;T=t1;P=p1)) +(1-xr)*(specHeat(Water;T=t1;P=p1))
mesp:= xr*(1/VOLUME(Ammonia;T=t1;P=p1)) + (1-xr)*(1/VOLUME(Water;T=t1;
P=p1))
k1 := (xr)*(CONDUCTIVITY(Ammonia;T=t1; P=p1)) +(1-xr)*(CONDUCTIVITY(Water;T=
P=p1))
f1 := 6,38*((1-xr)^(1,125*xr)) * (1-exp(-0,585*xr * ((1-xr)^0,18))) * ln(((VISCOSITY(Ammonia
P=p1))^0,5) * ((VISCOSITY(Water;T=t1; P=p1))^0,5))
du := (0,534 - 0,815*((t1 + 273,15)/(t_crit(Water)+273,15))) * f1
visc := exp( xr * ln(VISCOSITY(Ammonia;T=t1; P=p1)) + (1 - xr) * ln(VISCOSITY(Water;T=
P=p1)) +du)
pr1 := (visc*cp1*1000)/k1
EndIf
Else
If (xt >=0) and (xt<=1) Then
cp1 := specHeat(Ammonia;T=t1;x=xt)
mesp := 1/ VOLUME(Ammonia;T=t1;x=xt)
k1 := CONDUCTIVITY(Ammonia;T=t1;x=xt)
visc := VISCOSITY(Ammonia;T=t1;x=xt)
pr1 := PRANDTL(Ammonia;T=t1;x=xt)
Else
cp1 := specHeat(Ammonia;T=t1;P=p1)
mesp := 1/ VOLUME(Ammonia;T=t1;P=p1)
k1 := CONDUCTIVITY(Ammonia;T=t1;P=p1)
visc := VISCOSITY(Ammonia;T=t1;P=p1)
pr1 := PRANDTL(Ammonia;T=t1;P=p1)
EndIf
EndIf
End
Function mCond(q_tc;t1;tv;tv2;x1;x2)

```

```

hfg := Enthalpy(Steam;T=tv;x=1)-Enthalpy(Steam;T=tv2;x=0)
c_p := SpecHeat(Steam;T=tv;x=0)
Ja := (c_p*(-t1 + tv))/hfg
h_fg := hfg*(1+0,68*Ja)
mCond := q_tc/h_fg
End
Procedure titulo(tit$ ; x1; t1; p1: h; x2)
if(tit$ = 'Não') Then
h:= ENTHALPY('Steam';T=t1 ; P=p1)
x2 := 1
Endif
if(tit$ = 'Sim') Then
h := ENTHALPY('Steam';T=t1 ; x=x1)
x2 := x1
Endif
End
Procedure Vmax(st; sl; vel; de; t$ : vm )
If (t$ = 'Alinhado') Then vm := (st*vel)/(st-de)
If (t$ = 'Alternado') Then
sd := ((sl^2)+((0,5*st)^2))^0,5
If (sd < (st+de)/2) Then vm := (st *vel ) / (2*(sd - de) ) Else vm := (st*vel)/(st-de)
EndIf
End
Function NussTub(f$; reym; te;ts;xe;pv;c1;c2;m)
If(xe<1) and (xe>0) Then pr := Prandtl(f$ ;T=te ; P=pv) Else pr := Prandtl(f$
;T=te ; x=xe)
tm := 0,5*(te+ts)
prs := Prandtl(f$;T=tm;P=pv)
NussTub := c2*c1*(reym^m)*(pr^0,36)*((pr/prs)^0,25)
End
Procedure FatorLinha(arranjo$ ; nl : c2)
If arranjo$ = 'Alinhado' Then

```

```

If (nl = 1) Then c2 := 0,7
If (nl = 2) Then c2 := 0,8
If (nl = 3) Then c2 := 0,86
If (nl = 4) Then c2 := 0,9
If (nl = 5) Then c2 := 0,92
If (nl = 6) Then c2 := ((5-6)*(0,92-0,95))/(5-7)-0,92
If (nl = 7) Then c2 := 0,95
If (nl > 7) and (nl < 10) Then c2 := ((7-nl)*(0,95-0,97))/(7-10)-0,95
If (nl = 10) Then c2 := 0,97
If (nl > 10) and (nl < 13) Then c2 := ((10-nl)*(0,97-0,98))/(10-13)-0,97
If (nl = 13) Then c2 := 0,98
If (nl > 13) Then c2 := 0,99
EndIf

if arranjo$ = 'Alternado' Then
If (nl = 1) Then c2 := 0,64
If (nl = 2) Then c2 := 0,76
If (nl = 3) Then c2 := 0,84
If (nl = 4) Then c2 := 0,89
If (nl = 5) Then c2 := 0,92
If (nl = 6) Then c2 := ((5-6)*(0,92-0,95))/(5-7)-0,92
If (nl = 7) Then c2 := 0,95
If (nl > 7) and (nl < 10) Then c2 := ((7-nl)*(0,95-0,97))/(7-10)-0,95
If (nl = 10) Then c2 := 0,97
If (nl > 10) and (nl < 13) Then c2 := ((10-nl)*(0,97-0,98))/(10-13)-0,97
If (nl = 13) Then c2 := 0,98
If (nl > 13) Then c2 := 0,99
EndIf

End

Procedure Matriz(f$ ; tuboy ; de ; pv; te; ts; area ; mdot;mesp; xt ; st ; sl; Arranjo$
: vv ; reymax ; nuss ; h ; c1; m1; c22)
vv := (mdot*xt)/( mesp*area)
visc := Viscosity(f$;T=te;P=pv)

```

```

ro:=1/Volume(f$;T=te;x=xt)
Call Vmax(st; sl; vv; de; Arranjo$ : vmax )
reymax := fRey(ro*vmax*area;de;visc)
r1 := st/sl
If Arranjo$ = 'Alternado' Then
if (reymax >10) and (reymax <= 10^2) Then
c1 := 0,9
m1 =0,4
EndIf
if (reymax >10^2) and (reymax < 10^3) Then
c1 := 0,51
m1 := 0,5
EndIf
if (reymax >= 10^3) and (reymax <= 2*(10^5)) Then
if (r1< 2) Then c1 := 0,35*((st/sl)^(1/5)) else c1 := 0,4
m1 := 0,6
EndIf
if (reymax >2*(10^5)) and (reymax < 2*(10^6)) Then
m1:=0,022
c1 := 0,84
EndIf
EndIf
If Arranjo$ = 'Alinhado' Then
if (reymax >10) and (reymax <= 10^2) Then
c1 := 0,8
m1 :=0,4
Endif
if (reymax >10^2) and (reymax < 10^3) Then
c1 := 0,51
m1 := 0,5
EndIf
if (reymax >= 10^3) and (reymax <= 2*(10^5)) Then

```

```

c1 := 0,27
m1 := 0,63
EndIf
if (reymax > 2*(10^5)) and (reymax < 2*(10^6)) Then
m1=0,021
c1 := 0,84
EndIf
EndIf
Call FatorLinha(Arranjo$ ; tuboy : c22)
nuss := NussTub(f$; reymax; te;ts;xt;pv;c1;c22;m1)
If(xt<1) and (xt>0) Then k:=Conductivity(Steam;T=te;P=pv) Else k:=Conductivity(Steam;T=
h:= nuss*(k/de)
End
"Sistema de Refrigeração"
Qu_l = 0
Qu_v = 1
"Qu_v_eva = 0,998"
Delta_x = x_forte - x_fraca
"x_fraca = 0,41"
"Delta_x = 0,1"
"x_forte = 0,6"
"x_refri = 0,995"
"m_dot_refri = 2,096"
x_v = 1
x_l = 0
FLUID1$ = 'Ammonia'
"m_dot_forte = 1"
"t_amb = 30"
"[1] Absorverdor"
"T[1] = 40"
t_abs_k = T[1] + 273,15
Call NH3H2O(128 ; t_abs_k ; P_baixa_b ; Qu_l : T1 ; P1; x[1] ; h[1] ; s[1] ; u1 ;

```

```

v_esp_1 ; Qu[1])
    P[1] = Pbp(P1)
    q_dot[1] = abs(h[1] * m_dot_forte - ( h[11] * m_dot_fraca + h[10] * m_dot_refri))
    "[2] Bomba"
    h[2] - h[1] = v_esp_1*(P_alta-P_baixa)
    Call NH3H2O(234; P_alta_b ; x_forte ; h[2] : t_b_k ; P[2]; x2; h2; s[2]; u2;
v_esp[2]; Qu[2])
    t_b_k = T[2] + 273,15
    P[2] = Pbp(P2)
    W_dot[2] = abs(m_dot_forte * (h[2] - h[1]) )
    "[3] e [6] - Regenerador"
    "efi_3 = 0,8"
    q_dot_max_[3] = (C_min_3 * (T[5] - T[2] ) )
    q_dot3 = efi_3*q_dot_max_[3]
    q_dot[3] = abs(q_dot3)
    "3 - Saída para o Gerador"
    T[3] = q_dot3/(Cp5_mix*m_dot_fraca) +T[2]
    t_TC = T[3] +273,15
    Call NH3H2O(123 ; t_TC ; P_alta_b ; x_forte : T3 ; P3; x[3] ; h[3] ; s3 ; u3 ;v3;
Qu[3])
    P[3] = Pbp(P3)
    "6 - Saída para a V.E."
    T[6] = -q_dot[3]/(Cp2_mix*m_dot_forte) +T[5]
    T6 = T[6] +273,15
    Call NH3H2O(123 ;T6 ; P_alta_b; x_fraca : T61 ; P6; x[6] ; h[6] ; s6 ; u6 ;v6;
Qu[6])
    P[6] = Pbp(P6)
    "[4] Gerador"
    "T[4] = 100"
    t_ger_k = T[4] + 273,15
    P[4]=P_alta
    CALL NH3H2O(123 ; t_ger_k; P_alta_b ;x_forte : T4 ; P4; x4 ; h[4]; s4 ; u4 ; v4
; Qu[4])

```

```

"5 - Saída para o T.C"

CALL NH3H2O(128 ; t_ger_k; P_alta_b ;Qu_l : T5 ; P5; x5 ; h[5]; s5 ; u5 ; v5 ;
Qu[5])

P[5] = Pbp(P5)
T[5] = T[4]
q_dot[4] = ( (m_dot_refri*h[7] + h[5]*m_dot_fraca) - h[3]*m_dot_forte )
m_dot_forte = m_dot_fraca + m_dot_refri

"7 - Saída para o Condensador"

T[7] = T[4]
P[7] = P_alta
x_refri = x_7

CALL HEg(P_alta ; T[7]; x_refri; Qu_v : h[7])

"[8] Condensador"

CALL HEec(T[8]; x_refri; x_l; Qu_l : h[8] ; P[8] ; Qu[8])

"T[8] = 40"

P[8] = P_alta
P_alta = Pbp(P_alta_b)
q_dot[8] = abs(m_dot_refri * ( h[8] - h[7]))
x_refri = x_8

"[9] V.E. Entre Condensador e Evaporador"

P[9] = P_baixa
x_refri = x_9

CALL HEveC(P_baixa ; x_refri ; h[8] : T[9] ; Qu[9]; h[9])

"[10] Evaporador"

"T[10] = 5"

CALL HEec(T[10]; x_refri; x_v ; 0,998: h[10] ; P[10]; Qu[10])

P[10] = Pbp(P_baixa_b)
P[10] = P_baixa
x_refri = x_10
m_dot_refri = q_dot[10]/(abs( h[10]-h[9]))

"[11] V.E entre Regenerador e Absorvedor"

CALL NH3H2O( 234 ; P_baixa_b ; x_fraca ; h[6]: T11 ; P11 ; x11 ; h[11]; s11 ;

```

```

u11 ; v11 ; Qu[11])
P[11] = Pbp(P11)
T11 = T[11] + 273,15
"Analises"
COP_real = q_dot[10] / (q_dot[4] + W_dot[2])
COP_Carnot = abs((T[10]*(-t_amb+T[4]))/((t_amb-T[10])*T[4]))
eta = (COP_real/COP_Carnot)*100
P_razao = P_baixa / P_alta
Analyse = abs( q_dot[4] + q_dot[10] + W_dot[2] - (q_dot[1] + q_dot[8]))
"Dimensionamento dos Trocadores de calor"
FLUID$ = 'STEAM'
FLUID2$ = 'AIR'
"Tempo=1"
"massa_i = 1"
m_dot_v_inicial = massa_i/(Tempo*3600)
m_dot_v_2 = m_dot_v_inicial*x_t_2v
"m_dot_a[8] = 0,1"
"m_dot_a[1] = 0,1"
"Pv[1] = 101,3"
"x_v_3 = 0"
n_aque = 0,4
n_resfri = 0,3
"D_TC = 0,3"
DTC = D_TC/100
Area_TC = (pi/4)*(DTC^2)
L_i = 0,5*DTC*sqrt(2)
"Gerador"
"Fluido quente - Vapor"
"Tv[1] = 100"
"Tv[2] = 100"
"x_v1 = 0,5"
"x_v2 = 0,5"

```

```

"Titulo$_1 = 'a'"
"Titulo$_2 = 'a'"
Call titulo(Titulo$_1 ; x_v1; Tv[1]; Pv[1] : hv[1] ; x_t_1v )
Call titulo(Titulo$_2 ; x_v2; Tv[2]; Pv[1] : hv[2] ; x_t_2v )
CALL fvProp('G'; FLUID$; Tv[1]; x_t_1v: dens_4; visc_din_4; k_4; m_esp_4;
Cp_4; Pr_4)
"Fluido Frio - Amônia ou NH3H2O"
CALL PropHE( x_forte ;T[4]; P_alta ; x_v : Cp4_mix ; m_esp4_mix; k4_mix ;
visc_din4_mix ; Pr4_mix)
"Reynolds / Nusselt / Entalpia"
Reynolds_int_4 = fRey(m_dot_forte ; Di_4 ; visc_din5_mix)
Nuss_int_4 = NussInt(Reynolds_int_4;Pr5_mix;n_resfri)
h_int_4 = F2p1(Nuss_int_4 ; k5_mix ; Di_4)
"tubo_x_4 = 5"
"tubo_y_4 = 2"
"S_t_4 = 0,03"
"S_L_4 = 0,03"
"c1_4=0,97"
"c2_4=0,022"
"fm_4=0,84"
"Matriz4$ = 'Alternado'"
Tubos$_4 = tubo_x_4*tubo_y_4
Reynolds_ext_4 = fRey(m_dot_v_inicial; De_4 ; visc_din_4)
Call Matriz(FLUID; tubo_y_4; De_4; Pv[1]; Tv[1]; Tv[2]; Area_TC; m_dot_v_inicial; m_esp4;
Vv[1]; Rey_ext_max_4; Nuss_ext_4; h_ext_4; c1_4; fm$_4; c2_4)
"Cálculos"
CALL CalorEsp(Tv[1]; T[4]; m_dot_v_inicial ; m_dot_forte; Cp4_mix ; Cp_4 :
C_f_4; C_q_4; C_min_4; C_max_4; C_r_4)
"Taxas de calor"
q_dot[4]=Qtc(m_dot_v_inicial ; hv[1] ; hv[2])
q_dot_max_[4] = q_dot[4]/efi_4
q_dot_l[4] = 0,001*h_ext_4*pi*De_4*Tubos$_4*Delta_t_ml_4
q_dot[4] =0,001* h_ext_4*pi*De_4*Tubos$_4*Delta_t_ml_4*L_4

```

```

"O método da Efetividade - NUT"
U_4 = (1 / ((1 / h_int_4) + (1 / h_ext_4) + 0,0002 + 0,0001))
"efi_4 = 0,7"
Call fNUT('CM'; C_max_4; C_min_4; m_dot_forte; Cp4_mix;efi_4; U_4 :
NUt_4; Area4)
"Média Logarítmica das diferenças de temperatura"
Delta_t_ml_4 = MediaLog(Tv[1]; Tv[2]; T[3]; T[4])
"Tubos"
"D_e_4 = 0,01905"
D_e_4 = De_4*1000
"D_i_4 = 0,01800"
D_i_4 = Di_4*1000
"N_p_4 = 1"
"Dados do Evaporador"
"Fluido Quente - Ar"
"Tv[3] = 100"
"Titulo$_3 = 'a'"
Call titulo(Titulo$_3 ; x_v3; Tv[3]; Pv[1] : hv[3] ; x_t_3v)
CALL fvProp('E' ; FLUID$ ; Tv[2] ; x_t_2v : dens_10; visc_din_10 ; k_10;
m_esp_10; Cp_10; Pr_10)
"Fluido Frio - NH3"
CALL PropHE( x_refri ;T[10]; P[10] ; Qu_v : Cp10_mix; m_esp10_mix; k10_mix;
visc_din10_mix; Pr10_mix)
"Reynolds/Nusselt/Entalpia"
Reynolds_int_10 = fRey(m_dot_refri; Di_10 ; visc_din10_mix)
Nuss_int_10 = NussInt(Reynolds_int_10;Pr10_mix;n_aque)
h_int_10 = F2p1(Nuss_int_10 ; k10_mix ; Di_10)
Reynolds_ext_10 = fRey(m_dot_v_inicial*x_t_2v; De_10 ; visc_din_10)
"tubo_x_10 = 5"
"tubo_y_10=2"
"S_t_10 = 0,03"
"S_L_10 = 0,03"

```

```

"c1_10=0,97"
"c2_10=0,022"
"fm_10=0,84"
"Matriz10$ = 'Alternado'"
Tubos$_10 = tubo_x_10*tubo_y_10
Call Matriz(FLUID; tubo_y_10; De_10; Pv[1]; Tv[2]; Tv[3]; Area_TC; m_dot_v_inicial*
x_t_2v; m_esp_10; x_t_2v; S_t_10; S_L_10; Matriz10 : Vv[2]; Rey_ext_max_10 ;
Nuss_ext_10 ; h_ext_10 ; c1_10; fm_10; c2_10)
"Cálculos"
CALL CalorEsp(Tv[2]; T[10]; m_dot_v_inicial*x_t_2v ; m_dot_refri; Cp10_mix;
Cp_10 : C_f_10; C_q_10; C_min_10; C_max_10; C_r_10)
"Taxas de calor"
q_dot[10] = Qtc(x_t_2v*m_dot_v_inicial; hv[2]; hv[3])
q_dot_max_[10] = q_dot[10]/efi_10
q_dot_l[10] = 0,001*h_ext_10*pi*De_10*Tubos$_10*Delta_t_ml_10
q_dot[10] = 0,001* h_ext_10*pi*De_10*Tubos$_10*Delta_t_ml_10*L_10
"O método da Efetividade - NUT"
U_10 = (1/((1 / h_ext_10) + (1 / h_int_10) + 0,0002 + 0,0001))
"Efetividade"
"efi_10 = 0,7"
Call fNUT('CM'; C_max_10; C_min_10; m_dot_refri; Cp10_mix; efi_10; U_10
: NUt_10; Area10)
"Média Logaritmica das diferenças de temperatura"
Delta_t_ml_10 = MediaLog(Tv[2]; Tv[3]; T[9]; T[10])
"Tubos"
"D_e_10 = 1"
D_e_10 = De_10*1000
"D_i_10 = 0,015"
D_i_10 = Di_10*1000
"N_p_10 = 1"
"Condensador"
"Fluido Frio - Ar"
"Ta[1] = 30"

```

```

Ta[1] = t_amb
ha[1] = ENTHALPY(FLUID2$,T=Ta[1])
Cpf_1c = specHeat(FLUID2$,T=Ta[1])
C_f1_8 = CFQ(m_dot_a[8] ; Cpf_1c)
Ta[2] = (q_dot[8] /C_f1_8) + Ta[1]
ha[2] = ENTHALPY(FLUID2$,T=Ta[2])
Tm_8 = (Ta[1] + Ta[2]) *0,5
hm2 = ENTHALPY(FLUID2$,T=Tm_8)
CALL fvProp('CA' ; 'Air'; Tm_8; x_v : dens_8; visc_din_8; k_8; m_esp_8;
Cp_8; Pr_8)
"Fluido Quente - NH3"
CALL PropHE( x_refri ;T[8]; P[8] ; Qu[8]: Cp8_mix; m_esp8_mix; k8_mix;
visc_din8_mix; Pr8_mix)
"Reynolds/Nusselt/Entalpia"
Vv_8 = F1p2(m_dot_a[8] ; m_esp_8 ; Area_8 )
Reynolds_ext_8 = fRey(m_dot_a[8]; De_8 ; visc_din_8)
Nuss_ext_8 = NussExt(Reynolds_ext_8;Pr_8)
h_ext_8 = F2p1(Nuss_ext_8 ; k_8 ; De_8)
Reynolds_int_8 = fRey(m_dot_refri; Di_8 ; visc_din8_mix)
Nuss_int_8 = NussInt(Reynolds_int_8; Pr8_mix; n_refri)
h_int_8 = F2p1(Nuss_int_8 ; k8_mix ; Di_8)
"Cálculos"
CALL CalorEsp(Ta[1]; T[8]; m_dot_a[8] ; m_dot_refri; Cp8_mix; Cp_8: C_f_8;
C_q_8; C_min_8; C_max_8; C_r_8)
"Taxa de calor"
q_dot_max_[8] = q_dot[8]/efi_8
"O método da Efetividade - NUT"
U_8 = (1 / ((1 / h_int_8) + (1 / h_ext_8) + 0,0002 + 0,0001))
"Efetividade"
"efi_8=0,7"
Call fNUT('CM'; C_max_8; C_min_8; m_dot_refri; Cp8_mix;efi_8; U_8 :
NUt_8; Area_8)
"Média Logarítmica das diferenças de temperatura"

```

```

Delta_t_ml_8 = MediaLog(Ta[1]; Ta[2]; T[7]; T[8])
"Tubos"
D_TC_8 = (Area_8 * (4 / pi))^0,5
L_q_8 = (Area_8)^0,5
"D_i_8 = 0,01764"
D_i_8 = Di_8*1000
"L_tubo_8 = Area_8 / (Di_8 * 3,1415)"
"D_e_8 = 0,01905"
D_e_8 = De_8*1000
"N_p_8 = 1"
q_dot[8] = 0,001*U_8 * Delta_t_ml_8 * A_tubo_8
A_tubo_8 = pi * L_tubo_8 * De_8*N_p_8
"Absorvedor"
"Fluido Frio - Ar"
"Ta[3] = 30"
Ta[3] = t_amb
ha[3] = ENTHALPY(FLUID2$;T=Ta[3])
Cpf_1a = specHeat(FLUID2$;T=Ta[3])
C_f1_1 = CFQ(m_dot_a[1] ; Cpf_1a)
Ta[4] = (q_dot[1] /C_f1_1) + Ta[3]
ha[4] = ENTHALPY(FLUID2$;T=Ta[4])
Tm_1 = (Ta[3]+Ta[4])/2
hm_1 = ENTHALPY(FLUID2$;T=Tm_1)
CALL fvProp('CA' ; 'Air'; Tm_1; x_v : dens_1; visc_din_1; k_1; m_esp_1;
Cp_1; Pr_1)
"Fluido quente - NH3H2O"
CALL PropHE( x_forte ;T[1]; P_baixa; Qu[1] : Cp1_mix ; m_esp1_mix; K1_mix
; visc_din1_mix ; Pr1_mix)
"Reynolds/Nusselt/Entalpia"
Reynolds_ext_1 = fRey(m_dot_a[1]; De_1 ; visc_din_1)
Vel_1 = Flp2(m_dot_a[1] ; m_esp_1 ; Area_1 )
Nuss_ext_1 = NussExt(Reynolds_ext_1;Pr_1)

```

```

h_ext_1 = F2p1(Nuss_ext_1 ; k_1 ; De_1)
Reynolds_int_1 = fRey(m_dot_forte; De_1 ; visc_din1_mix)
Nuss_int_1 = NussInt(Reynolds_int_1; Pr1_mix; n_aque )
h_int_1 = F2p1(Nuss_int_1 ; K1_mix ; Di_1)

"Cálculos"

CALL CalorEsp(Ta[3]; T[1]; m_dot_a[1] ; m_dot_refri; Cp1_mix; Cp_1 : C_f_1;
C_q_1; C_min_1; C_max_1; C_r_1)

"Taxas de calor"

q_dot_max_[1] = q_dot[1]/efi_1

"O método da Efetividade - NUT"

U_1 = (1 / ((1 / h_int_1) + (1 / h_ext_1) + 0,0002 + 0,0001))

"Efetividade"

"efi_1=0,7"

Call fNUT('CM'; C_max_1; C_min_1; m_dot_refri; Cp1_mix;efi_1; U_1 :
NUt_1; Area_1)

"Média Logarítmica das diferenças de temperatura"

Delta_t_ml_1 = MediaLog(Ta[3]; Ta[4]; T[10]; T[1])

"Tubos"

"Área dos tubos"

"D_e_1 = 0,01905"

D_e_1 = De_1*1000

"D_i_1 = 0,01800"

D_i_1 = Di_1*1000

"N_p_1 = 1"

Area_1 = (pi/4)*(D_TC_1^2)

L_q_1 = Area_1^0,5

q_dot[1] = Delta_t_ml_1*0,001*U_1*A_tubo_1

A_tubo_1 = pi * L_tubo_1 * De_1*N_p_1

"Regenerador"

"D_i_3 = 1"

D_i_3 = Di_3*1000

"D_e_3 =0,0762"

```

```

D_e_3 = De_3*1000
D_h_3= De_3-Di_3
"N_p_3 = 1"
"Fluido Frio"
CALL PropHE( x_forte ;T[2]; P[2] ; x_1 : Cp2_mix; m_esp2_mix; k2_mix;
visc_din2_mix; Pr2_mix)
"Fluido Quente"
CALL PropHE( x_fraca ;T[5]; P[5] ; Qu[5] : Cp5_mix; m_esp5_mix; k5_mix;
visc_din5_mix; Pr5_mix)
"Reynolds/Nusselt/Entalpia"
Reynolds_int_3 = fRey(m_dot_fraca; Di_3 ; visc_din2_mix)
Nuss_int_3 = NussInt(Reynolds_int_3;Pr2_mix;n_resfri )
h_int_3 = F2p1(Nuss_int_3 ; k2_mix ; Di_3)
Reynolds_ext_3 = fRey(m_dot_forte; D_h_3 ; visc_din5_mix)
Nuss_ext_3 = NussExt(Reynolds_ext_3;Pr5_mix)
h_ext_3 = F2p1(Nuss_ext_3 ; k5_mix ; De_3)
"Cálculos"
CALL CalorEsp(T[2]; T[5]; m_dot_forte ; m_dot_fraca; Cp5_mix ; Cp2_mix :
C_f_3; C_q_3; C_min_3; C_max_3; C_r_3)
"O método da Efetividade - NUT"
U_3 = (1 / ((1 / h_ext_3) + (1 / h_int_3) + 0,0002 + 0,0001))
"Efetividade"
Call fNUT('RG'; C_max_3; C_min_3; m_dot_forte; Cp2_mix;efi_3; U_3 :
NUt_3; Area_3)
L_q_3 = Area_3^0,5
q_dot[3] = 0,001*U_3*A_tubo_3*Delta_t_ml_3
A_tubo_3=pi*Di_3*L_tubo_3*N_p_3
"Média Logarítmica das diferenças de temperatura"
Delta_t_ml_3 = MediaLog(T[2]; T[3]; T[5]; T[6])
"Taxa de Condensação"
m_dot_cond_4 = mCond((1-x_t_2v)*q_dot[4];T[4];Tv[1];Tv[2];x_t_1v;x_t_2v)
m_dot_cond_10 = mCond(q_dot[10];T[10];Tv[2];Tv[3];x_t_2v;x_t_3v)
m_dot_cond_total = m_dot_cond_4 + m_dot_cond_10

```

$$\text{Taxa\_Cond} = (\text{m\_dot\_cond\_total} * 100) / \text{m\_dot\_v\_inicial}$$

