

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ANDRÉ FELIPE WITKOWSKI
LUCAS BERNARDINO TRAVAGIN

**ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA DO SISTEMA DE SAL
DE UMA PLANTA DE POTÊNCIA SOLAR CONCENTRADA DO TIPO
TORRE**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO
(TCC 2 – Nº de Inscrição - 21)

CURITIBA

2015

ANDRÉ FELIPE WITKOWSKI
LUCAS BERNARDINO TRAVAGIN

**ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA DO SISTEMA DE SAL
DE UMA PLANTA DE POTÊNCIA SOLAR CONCENTRADA DO TIPO
TORRE**

Monografia de Projeto de Pesquisa apresentada à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso – TCC 2 do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, como requisito parcial para aprovação na disciplina.

Orientador: Prof. Dr. Luciano Fernando dos Santos Rossi

CURITIBA

2015

TERMO DE ENCAMINHAMENTO

Venho, por meio deste termo, encaminhar para apresentação a Monografia do Projeto de Pesquisa “ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA DO SISTEMA DE SAL DE UMA PLANTA DE POTÊNCIA SOLAR CONCENTRADA DO TIPO TORRE”, realizada pelos alunos André Felipe Witkowski e Lucas Bernardino Travagin, como requisito parcial para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso – TCC 2, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Orientador: Prof. Dr. Luciano Fernando dos Santos Rossi
UTFPR - Damec

Curitiba, 17 de novembro de 2015.

TERMO DE APROVAÇÃO

Por meio deste termo, aprovamos a Monografia de Projeto de Pesquisa “ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA DO SISTEMA DE SAL DE UMA PLANTA DE POTÊNCIA SOLAR CONCENTRADA DO TIPO TORRE”, realizada pelos alunos André Felipe Witkowski e Lucas Bernardino Travagin, como requisito parcial para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso – TCC 2, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Prof. Dr. Luciano Fernando dos Santos Rossi
DAMEC, UTFPR
Orientador

Prof. Dr. Paulo Henrique Dias dos Santos
DAMEC, UTFPR
Avaliador

Prof. M.Sc. Raul Henrique Erthal
DAMEC, UTFPR
Avaliador

Curitiba, 17 de dezembro de 2015.

AGRADECIMENTOS

Aos nossos familiares e amigos, por todo o suporte dado durante a graduação.

À Universidade Tecnológica Federal do Paraná, seus professores e funcionários, pela nossa sólida formação como engenheiros.

Ao nosso professor orientador, Luciano Fernando dos Santos Rossi, por aceitar nos apoiar em um assunto tão novo.

A todas as pessoas que de alguma forma nos ajudaram na execução deste trabalho.

“O fato de acumular pedras não conduz necessariamente à construção de uma catedral”

(Vincent Desportes)

RESUMO

WITKOWSKI, André; TRAVAGIN, Lucas B. Análise Energética e Exergética do Sistema de Sal de uma Planta de Potência Solar Concentrada do Tipo Torre. 2015. Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia Mecânica) – Departamento Acadêmico de Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2015.

Alternativa promissora na geração de energia despachável, uma planta de potência solar concentrada (do inglês, CSP) foca a radiação solar em um determinado ponto, transferindo energia para um fluido intermediário. Este fluido, por sua vez, fornece energia para aquecer e vaporizar água que opera uma turbina a vapor. Um destes tipos de planta utiliza uma torre como receptor central da radiação concentrada por inúmeros heliostatos e transfere a energia para um fluido conhecido como *Molten Salt* (mistura eutética de 60% de NaNO_3 e 40% de KNO_3), que atua como fluido intermediário. Com base nos dados solarimétricos da cidade de Bom Jesus da Lapa, na Bahia, foi realizada uma análise de Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica sobre os diversos componentes deste sistema intermediário. Esta análise apontou o receptor (ponto focal dos concentradores óticos) como o principal responsável pela limitação de desempenho, correspondendo a 93,37% da entropia gerada em todo o circuito de sal, o que indica que este equipamento deve ser o ponto de partida para estudos futuros de aprimoramento.

Palavras-chave: *Molten Salt*, torre solar, potência solar concentrada, análise termodinâmica.

ABSTRACT

WITKOWSKI, André; TRAVAGIN, Lucas B. Análise Energética e Exergética do Sistema de Sal de uma Planta de Potência Solar Concentrada do Tipo Torre. 2015. Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia Mecânica) – Departamento Acadêmico de Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2015.

Promising alternative for the generation of dispatchable energy, a concentrated solar power plant focuses solar radiation at a particular point, transferring energy to an intermediate fluid. This fluid, in turn, provides energy to heat and vaporize water that operates a steam turbine. One of these types of plants uses a tower as a central receiver of the radiation concentrated by numerous heliostats and transfers the energy to a fluid known as Molten Salt (eutectic mixture of 60% of NaNO_3 and 40% of KNO_3), which acts as an intermediary fluid. Based on the solarimetric data from the city of Bom Jesus da Lapa, in Bahia, an analysis was performed based on the First and Second Laws of Thermodynamics on the various components of this intermediate system. This analysis pointed to the receiver (focal point of the optical concentrators) as the main responsible for the performance limitation, corresponding to 93.37% of the total entropy generated in the molten salt circuit, meaning that this equipment must be the starting point for future studies of improvement.

Keywords: *Molten Salt*, solar tower, concentrated solar power, thermodynamic analysis.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Gráfico 1.1 – Composição da matriz brasileira de energia elétrica.	13
Figura 1.1 – Esquema de operação de uma torre solar.	16
Figura 2.1 – Mapa global de GHI.	18
Figura 2.2 – Mapa global de DNI.....	19
Figura 2.3 – Mapa brasileiro de DNI.....	20
Figura 2.4 – Tipos de CSP existentes.	21
Figura 2.5 – Potência instalada de CSPs, em MW, no mundo.....	22
Figura 2.6 – Calhas parabólicas da usina SEGS II, em Daggett.	23
Figura 2.7 – Andasol I e II, na Espanha.	23
Figura 2.8 – Liddel Solar Thermal, na Austrália.	24
Figura 2.9 – Usina de Puerto Errado em Calasparra, Espanha.	25
Figura 2.10 – Planta de discos parabólicos na Califórnia, EUA.	25
Figura 2.11 – Heliostatos de diferentes tamanhos e formatos.	27
Figura 2.12 – Vistas externa e interna do receptor.....	28
Figura 2.13 – Vista aérea da usina de Crescent Dunes.	29
Figura 2.14 – Diagrama dos equipamentos e tubulações de uma planta solar do tipo torre.....	31
Figura 2.15 – Tanques de sal de <i>Solar Two</i>	32
Figura 3.1 – Representação gráfica da Primeira Lei da Termodinâmica.....	33
Figura 3.2 – Aplicação da Primeira Lei da Termodinâmica em um volume de controle genérico.	34
Figura 4.1 – Operação do sistema em horário de pico.....	48
Figura 4.2 – Operação do sistema sem incidência solar.	48
Figura 4.3 – Sentido de circulação do sal no receptor.	49
Figura 4.4 – a) Sentido do escoamento do sal no receptor, b) destaque para a conexão entre painéis.....	50
Figura 4.5 – <i>Layout</i> do campo de heliostatos obtido com o SAM.....	50
Figura 4.6 – Arranjo de <i>Crescent Dunes</i>	51
Figura 4.7 – Dados de entrada para dimensionamento do superaquecedor.....	53
Figura 4.8 – Dados de entrada para dimensionamento do evaporador.	53
Figura 4.9 – Dados de entrada para dimensionamento do preaquecedor.....	54

Figura 4.10 – Bomba turbina de eixo vertical de cinco estágios.....	55
Figura 5.1 – Parcelas de trabalho perdido e entropia gerada global, divididas por equipamento.	64
Figura B.1 – Visão geral do modelo confeccionado.	73
Figura B.2 - Modelo tridimensional do gerador de vapor.....	74
Figura B.3 - Tanque de armazenamento de sal frio.	74
Figura B.4 - Tanque de armazenamento de sal quente.	75
Figura B.5 - Porção inferior do receptor.	75
Figura B.6 - Conexão entre dois painéis.	76
Figura B.7 - Vista superior do modelo tridimensional.	76
Figura D.1 - Resultados do estudo de perda de carga.....	84
Figura F.1 – Simulação das perdas de energia no tanque quente.	94
Figura G.1 - Ciclo de Rankine adotado.	95
Figura G.2 - Propriedades dos pontos do ciclo de <i>Rankine</i>	97

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 – Dados da estação meteorológica de Bom Jesus da Lapa, BA.	46
Tabela 4.2 – Especificações fornecidas pelo fabricante.....	47
Tabela 4.3 – Dados de saída do <i>SAM</i>	49
Tabela 4.4 – Resultados do dimensionamento do superaquecedor.....	53
Tabela 4.5 – Resultados do dimensionamento do evaporador.	54
Tabela 4.6 – Resultados do dimensionamento do preaquecedor.	54
Tabela 4.7 – Especificações e dados de operação das bombas de sal.	56
Tabela 5.1 – Dados de entrada para avaliação de desempenho do receptor.	57
Tabela 5.2 – Desempenho do receptor.	57
Tabela 5.3 – .Dados de entrada para avaliação de desempenho das bombas.	58
Tabela 5.4 – .Desempenho das bombas.....	58
Tabela 5.5 – Dados de entrada para avaliação do superaquecedor.	59
Tabela 5.6 – Desempenho do superaquecedor.	60
Tabela 5.7 – Dados de entrada para avaliação do evaporador.....	60
Tabela 5.8 – Desempenho do evaporador.	61
Tabela 5.9 – Dados de entrada para avaliação do preaquecedor.....	61
Tabela 5.10 – Desempenho do preaquecedor.	61
Tabela 5.11 – Análise exérgica das tubulações e dos tanques.....	62
Tabela 5.12 – Desempenho do sistema de sal.	63
Tabela 5.13 – Geração de entropia e trabalho perdido no sistema de sal.	64
Tabela A.1 – Relação das torres solares em operação.....	72
Tabela C.1 - Dados de entrada para cálculo das perdas no receptor.	78
Tabela C.2 - Perdas de energia no receptor.	78
Tabela D.1 - Parâmetros básicos para o cálculo das perdas de carga.	83
Tabela E.1 – Quedas de temperatura nos trechos da tubulação.	91
Tabela E.2 – Resultados das perdas na tubulação.	92
Tabela F.1 – Perdas de energia no tanque de sal quente cheio.	94
Tabela G.1 - Propriedades dos pontos do ciclo de <i>Rankine</i>	96

LISTA DE SÍMBOLOS

Q	Quantidade de calor
W	Trabalho
E	Energia total
ΔE	Varição de energia
M	Inventário de massa
t	Tempo
Δt	Intervalo de tempo
\dot{Q}	Taxa de quantidade de calor transferida
\dot{W}	Taxa de trabalho transferido
P	Pressão
ΔV	Varição de volume
e	Energia específica
v	Volume específico
\dot{m}	Vazão mássica
h	Entalpia
V	Velocidade
g	Aceleração da gravidade
z	Altura
η	Eficiência energética – de Primeira Lei
δW	Parcela infinitesimal de trabalho
δQ	Parcela infinitesimal de quantidade de calor
T	Temperatura
S	Entropia
ΔS	Varição de entropia
S_{ger}	Geração de entropia
s	Entropia específica
n	Número de reservatórios de troca térmica
T_0	Temperatura do estado morto
\bar{h}	Grupo entálpico
$\dot{W}_{perdido}$	Taxa de trabalho perdido
\dot{X}	Exergia por unidade de tempo
ε	Eficiência exergética – de Segunda Lei
ΔT	Varição de temperatura
r	Rendimento da bomba
C_p	Calor específico à pressão constante
q	Vazão volumétrica
ρ	Densidade
ϵ	Efetividade
Δh	Varição de entalpia
Q''	Fluxo de calor

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
1.1	Contexto do Tema.....	14
1.2	Caracterização do Problema	15
1.3	Objetivos.....	16
1.4	Justificativa	16
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	18
2.1	Radiação Solar	18
2.2	Revisão Tecnológica das Usinas de Potência Solar Concentrada.....	20
2.2.1	Calha parabólica.....	21
2.2.2	Refletor Fresnel	23
2.2.3	Disco Parabólico.....	25
2.2.4	Torre Solar.....	26
2.2.5	Mistura Eutética Salina	29
2.3	Arranjo Típico do Sistema de Sal	31
3	MODELAGEM MATEMÁTICA	33
3.1	Balço Energético.....	33
3.2	Balço Exergético	37
3.3	Aplicações dos Balços.....	40
3.3.1	Receptor	40
3.3.2	Bombas de Sal	42
3.3.3	Gerador de Vapor	43
3.3.4	Perdas na Tubulação de Sal e nos Tanques	44
3.3.5	Sistema Global	45
4	CASO BASE	46
4.1	Dados do Ambiente.....	46
4.2	Dados de Geração.....	46
4.3	Layout da Planta	47
4.4	Tubulação e Tanques.....	51
4.5	Gerador de Vapor	52
4.5.1	Superaquecedor	52
4.5.2	Evaporador	53
4.5.3	Preaquecedor	54
4.6	Bombas	55
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	57
5.1	Receptor	57
5.2	Bombas de Sal.....	58
5.3	Gerador de Vapor	59
5.3.1	Superaquecedor	59
5.3.2	Evaporador	60
5.3.3	Preaquecedor	61
5.3.4	Conjunto Gerador de Vapor	62
5.4	Tubulações e Tanques.....	62
5.5	Sistema Global.....	63
6	CONCLUSÕES	66

REFERÊNCIAS	68
APÊNDICE A – RELAÇÃO DAS CSP DO TIPO TORRE EM OPERAÇÃO	72
APÊNDICE B – MODELO TRIDIMENSIONAL	73
APÊNDICE C – PERDAS NO RECEPTOR	77
C1. Perdas por Convecção.....	77
C2. Perdas por Radiação.....	78
C3. Resultados.....	78
APÊNDICE D – PERDAS DE CARGA.....	79
D1. Perdas de Carga Distribuídas.....	79
D2. Perdas de Carga Localizadas.....	80
D3. Resultados.....	83
APÊNDICE E – PERDAS DE ENERGIA NA TUBULAÇÃO.....	85
E1. Escoamento Interno.....	85
E1. Escoamento Cruzado em Duto Circular.....	87
E2. Convecção Natural em Cilindro Vertical.....	87
E3. Condução nas Paredes da Tubulação e Isolamento.....	89
E4. Circuito Térmico Global.....	89
E5. Perdas de Energia	90
E6. Balanço de Energia.....	90
E7. Resultados.....	91
APÊNDICE F – PERDAS DE ENERGIA NOS TANQUES.....	93
APÊNDICE G – SISTEMA DE POTÊNCIA A VAPOR	95

1 INTRODUÇÃO

O Brasil experimentou, especialmente na última década, um forte crescimento na demanda de energia elétrica. Este crescimento foi acompanhado por um avanço em obras de geração de energia, notadamente hidráulica, que impulsionou grandes obras, como as usinas hidrelétricas de Belo Monte e Teles Pires, além de inúmeras Pequenas Centrais Hidrelétricas (PCH) e usinas Termelétricas (TCH).

Segundo a Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL) (BIG - Banco de Informações de Geração, 2015), a potência instalada nacional é de aproximadamente 143,755 GW divididos de acordo com o Gráfico 1.1:

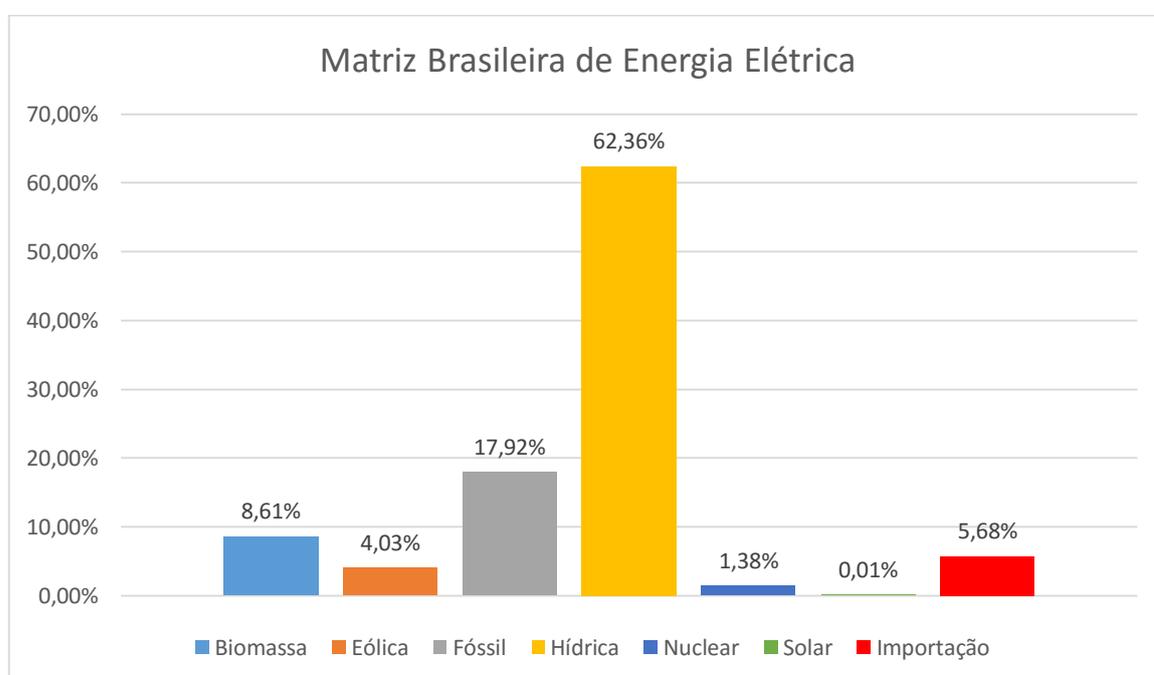


Gráfico 1.1 – Composição da matriz brasileira de energia elétrica.

A geração hidráulica é a base de toda a matriz energética brasileira. No entanto, a expectativa do Ministério de Minas e Energia é que todo o potencial hídrico seja esgotado até 2030 (ALMEIDA, 2015), o que aumenta ainda mais o clamor pela diversificação das fontes de energia, uma tarefa não tão simples.

É plano do governo brasileiro aumentar a participação de fontes como a nuclear e as termelétricas movidas a combustíveis fósseis, o que vai na contramão da tendência global em tentar diminuir as emissões de poluentes através da adoção de fontes renováveis de energia.

1.1 Contexto do Tema

Na busca por fontes energéticas renováveis que não a hidráulica, algumas opções foram adotadas, como as gerações eólica e fotovoltaica. Tratam-se de alternativas válidas e vastamente utilizadas em todo o mundo, mas que apresentam um grande inconveniente para sua adoção em larga escala: elas não caracterizam uma energia despachável.

Uma fonte de energia é considerada despachável quando ela é capaz de ser acionada ou interrompida conforme a necessidade da rede. As grandes usinas hidrelétricas, termelétricas e nucleares são exemplos de formas geradoras de energia despachável, ao passo que as pequenas centrais hidrelétricas, as usinas eólicas e as usinas fotovoltaicas são fontes de energia não despachável, já que a geração é dependente da disponibilidade de seus recursos básicos.

Para a Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL), a matriz energética básica, ou seja, aquela que é capaz de garantir uma energia firme que alimente o sistema é composta pelas usinas hidrelétricas e termelétricas, enquanto as outras, inclusive a nuclear, por ter uma pequena potência total instalada, constituem a matriz energética complementar.

O acionamento das fontes de energia é feito de acordo com o preço de despacho de cada fonte, do mais barato para o mais caro, o que acarreta no acionamento das fontes hidráulicas antes das termelétricas. Para as fontes não despacháveis, no entanto, o preço de despacho é nulo, ou seja, ela será utilizada enquanto houver disponibilidade de geração, independentemente do preço.

Logo, o grande desafio é aumentar a capacidade da matriz energética básica utilizando fontes renováveis de energia, isto é, encontrar uma fonte que seja renovável e despachável.

Uma opção para atender tais necessidades é a geração termossolar, ou heliotérmica, que, assim como a geração fotovoltaica, faz uso da energia proveniente do sol, mas apresenta como vantagem a capacidade de inclusão de um sistema intermediário de armazenamento de energia, o que lhe garante flexibilidade operativa.

Esta flexibilidade lhe proporciona posição de destaque dentre todos os tipos de energia renovável e assegura que esta seja uma alternativa a ser aventada mesmo com os custos de instalação ainda muito superiores aos de uma planta fotovoltaica.

Como ainda será explicado, existem quatro tipos básicos de usinas termossolares, mas este trabalho se focará somente em um deles: a torre solar.

1.2 Caracterização do Problema

Este tipo de tecnologia ainda é bastante incipiente no mundo, representando pouco menos de 500MW instalados (CSP TODAY, 2015), sendo a maior parte das usinas plantas de pesquisa. Por ser uma tecnologia que ainda está no início da sua curva de aprendizagem, há muito a ser estudado para que se possa instalar uma planta deste tipo no Brasil. As plantas de torre solar existentes no mundo são mostradas no Apêndice A.

Para se determinar, então, a viabilidade técnica desta fonte é preciso desenvolver uma análise locacional e de recursos minuciosa. Uma vez determinado o local ideal para a instalação da planta, o próximo passo é dimensionar criteriosamente o sistema de geração de potência.

Uma planta de torre solar com sistema de armazenamento envolve dois sistemas térmicos distintos: um sistema de potência a vapor que opera segundo o ciclo de Rankine e também um sistema intermediário de sal. Este sal é geralmente a mistura eutética de nitrato de potássio e nitrato de sódio (60% de NaNO_3 e 40% de KNO_3).

Como será explicado posteriormente, o sistema intermediário é tanto o meio de armazenamento da planta como a fonte de energia para o sistema a vapor, conforme esboçado na Figura 1.1, na qual as linhas azuis e vermelhas indicam a circulação do fluido intermediário:

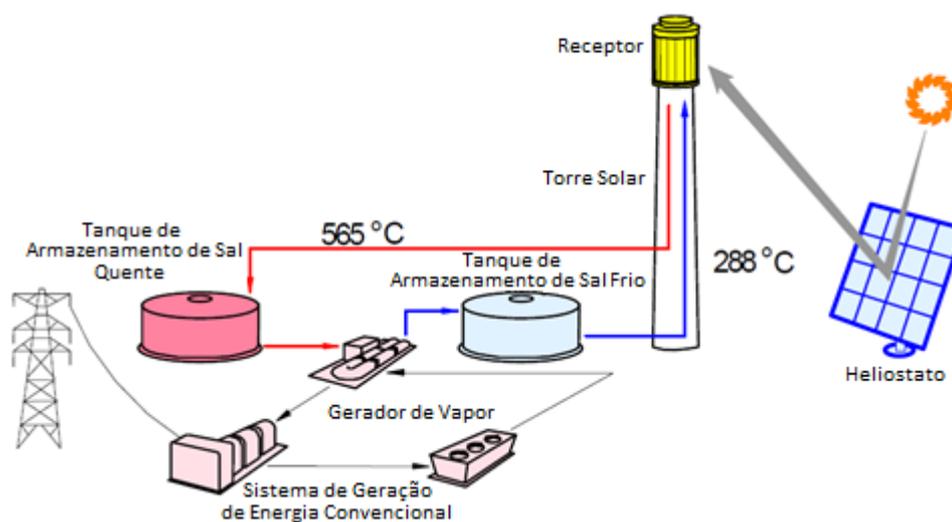


Figura 1.1 – Esquema de operação de uma torre solar.

Fonte: Adaptado de Sandia National Laboratories, 2011.

Logo, dentre muitos outros aspectos, é preciso dominar tecnicamente este ciclo pelo qual passa o sal para que se possa determinar a capacidade de geração de energia de cada planta.

1.3 Objetivos

Dentro do que foi dito, o objetivo geral deste trabalho é fazer uma análise termodinâmica baseada na Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica do sistema intermediário de sal.

Já os objetivos específicos são:

- Determinar as principais fontes de perdas no sistema de sal;
- Explicitar os pontos passíveis de melhorias;
- Apontar o equipamento que mais limita a eficiência do sistema;
- Determinar a influência do circuito de sal como fator limitante da potência em uma usina deste tipo.

1.4 Justificativa

Em uma planta de geração desta categoria, há inúmeros aspectos mecânicos a serem avaliados, como o sistema de potência a vapor, o circuito intermediário de sal, os críticos processos de fabricação e o controle dos concentradores óticos, além do devido dimensionamento dos receptores de radiação concentrada e os trocadores de calor sal-água.

A escolha de analisar o circuito de sal se dá por este ser o grande fator limitante na capacidade de geração das usinas termossolares e pela proximidade que este sistema tem com a termodinâmica estudada durante a graduação em engenharia mecânica.

Em se tratando do sistema a vapor, este tipo de planta está muito distante da fronteira do conhecimento, uma vez que a unidade com maior potência instalada tem 133MW (BAHAROON *et al.*, 2014), enquanto que termelétricas movidas a combustíveis fósseis são capazes de gerar, com facilidade, 800MW (LEYZEROVICH, 2007), e as usinas nucleares atingem a marca de 1,9GW por unidade (ALSTOM, 2013).

Logo, uma melhora no rendimento térmico do sistema intermediário de sal representaria um aumento imediato da potência instalada de uma usina.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 Radiação Solar

A energia do sol atinge a camada externa da atmosfera, a exosfera, na forma de radiação direta. Parte desta radiação chega à superfície terrestre sem sofrer nenhum tipo de difração, ou desvio, sendo chamada de radiação direta normal (DNI, do inglês). Já o resto da radiação é desviado ou refletido antes de atingir a superfície da Terra. A soma das radiações direta e difratada é chamada de radiação horizontal global (GHI, do inglês).

Como base para o estudo da possibilidade de se instalar uma planta termossolar, somente os índices de DNI são importantes, já que apenas a radiação direta é que pode ter a trajetória controlada por um elemento ótico. A Figura 2.1 e a Figura 2.2 mostram, respectivamente, os mapas globais de GHI e DNI:

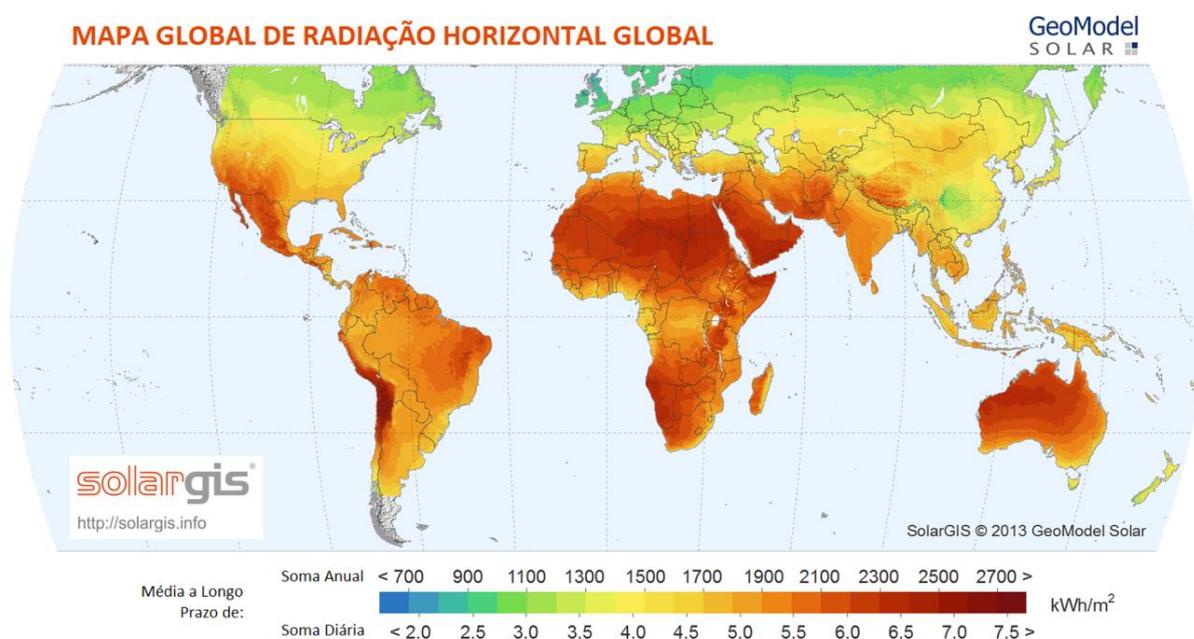


Figura 2.1 – Mapa global de GHI.

Fonte: Adaptado de SolarGis, 2013.

Como pode ser visto em uma comparação das duas figuras, as áreas mais propícias para a instalação de uma planta de potência solar concentrada não necessariamente coincidem com as áreas mais quentes do globo (áreas mais escuras da Figura 2.1), já que estas tendem a ser muito úmidas, como por exemplo as regiões em torno da Linha do Equador. Elas coincidem, de fato, com áreas desérticas, como

o deserto do Mojave nos Estados Unidos, o deserto australiano, o deserto do Atacama no Chile, as áreas desérticas sul africanas e algumas regiões do Magreb.

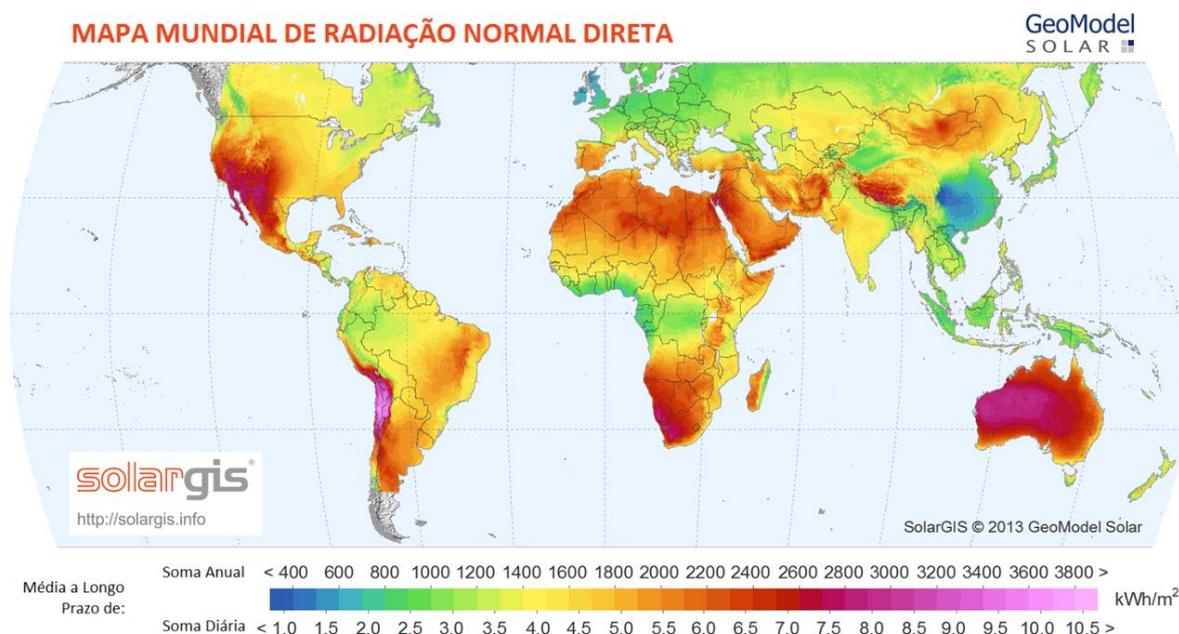


Figura 2.2 – Mapa global de DNI.

Fonte: Adaptado de SolarGis, 2013.

É usual tomar o patamar de 2000 kWh/m² anuais para se começar a pensar na possibilidade de se instalar uma planta de geração termossolar (GESELLSCHAFT FÜR INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT, 2014). O Brasil apresenta algumas áreas com índices acima deste nível, principalmente no interior da Bahia e de Pernambuco. A Figura 2.3 mostra o mapa brasileiro destacando as áreas com DNI anual acima do patamar desejado.

A cidade de Bom Jesus da Lapa, no interior da Bahia, apresenta os níveis anuais de DNI mais interessantes do país, com cerca de 2200 kWh/m²/ano. Esta cidade é comumente utilizada como base para pré-dimensionamentos e é atualmente alvo de vários projetos para usinas deste tipo. No leilão A-5 de 28 de novembro de 2014 (EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2014), concorreram oito projetos de usinas termossolares, de 60 MW cada, mas nenhum obteve sucesso.

Dados os baixos níveis brasileiros de DNI frente aos encontrados pelo mundo, a aplicação deste tipo de tecnologia pode ser questionada. No entanto, a vantagem brasileira é que essas áreas não são desérticas e são habitadas, ou seja, há fácil

acesso às redes de distribuição e, eventualmente, aos rios, cuja importância será explicada ao decorrer do texto.

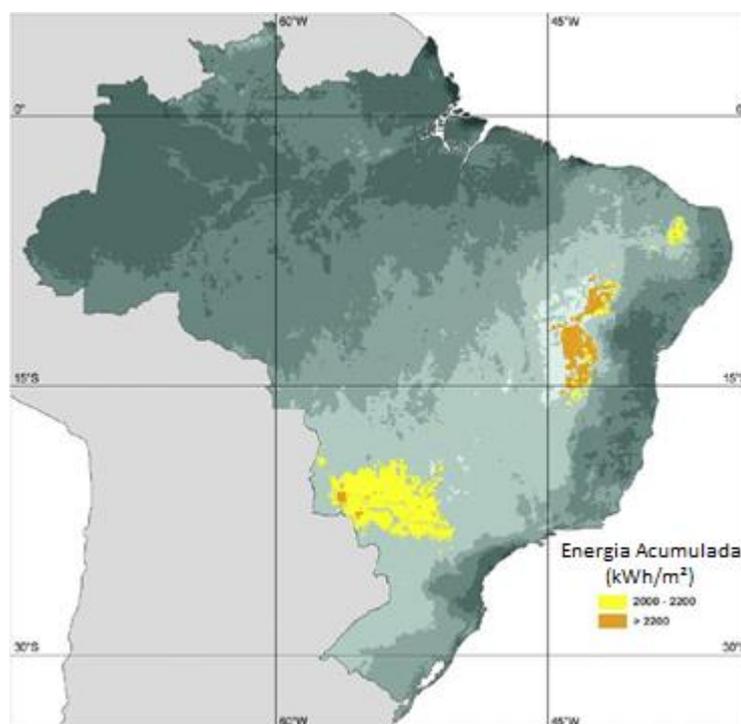


Figura 2.3 – Mapa brasileiro de DNI.

Fonte: Adaptado de Elsevier, 2012 (MARTINS; ABREU; PEREIRA, 2012).

2.2 Revisão Tecnológica das Usinas de Potência Solar Concentrada

As usinas de potência solar concentrada, também chamadas de CSP (*Concentrated Solar Power*, do inglês) funcionam sob o mesmo princípio: um conjunto de elementos óticos – espelhos – concentra a radiação solar em um receptor, onde a energia é transferida para o sistema de potência a vapor de forma direta ou indireta.

O que difere uma tecnologia da outra é basicamente a disposição e o formato dos espelhos, também chamados de heliostatos. Existem quatro tipos básicos de CSP: a calha parabólica, o refletor Fresnel, o disco parabólico e a torre. Uma representação esquemática destes quatro tipos pode ser vista na Figura 2.4.

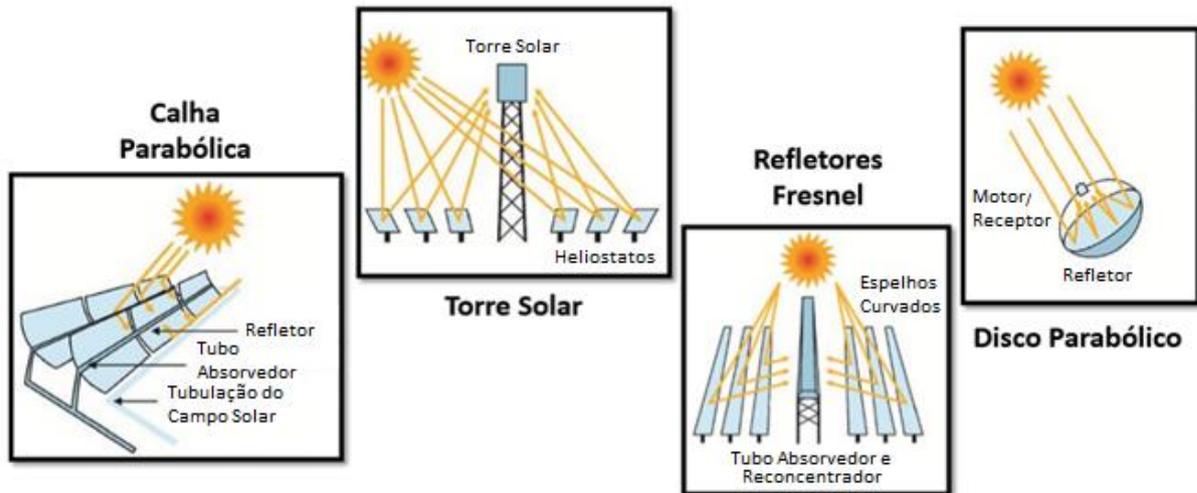


Figura 2.4 – Tipos de CSP existentes.

Fonte: Adaptado de GIZ, 2014.

Os dois primeiros são classificados como refletores lineares por concentrar a radiação solar em um foco distribuído linearmente, enquanto os outros dois são concentradores pontuais.

2.2.1 Calha parabólica

É de longe a tecnologia CSP mais desenvolvida atualmente, e também a mais antiga. Os registros da sua primeira utilização datam de 1913, quando uma empresa farmacêutica instalou, em sua fábrica no Egito, uma série de calhas com o intuito de aquecer água para um determinado processo (GESELLSCHAFT FÜR INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT, 2014).

Consiste em espelhos de seção parabólica e com comprimentos que variam de oito a 24 metros. Usualmente alinha-se uma grande quantidade destes espelhos e faz-se passar uma tubulação pelo ponto focal, escoando por dentro desta tubulação o fluido que será aquecido.

Em 2012, a calha parabólica representava 95% dos cerca de 2800MW (GESELLSCHAFT FÜR INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT, 2014) instalados em usinas termossolares no mundo inteiro, sobretudo nos Estados Unidos e na Espanha. A capacidade global de CSPs é mostrada na Figura 2.5.

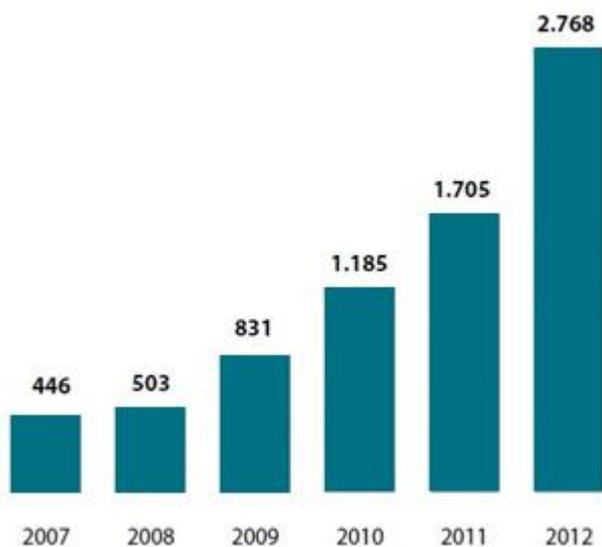


Figura 2.5 – Potência instalada de CSPs, em MW, no mundo.

Fonte: Adaptado de GIZ, 2014.

Um dos pontos críticos em uma usina de potência solar concentrada é o posicionamento dos heliostatos. Eles devem rastrear o movimento do sol e estar alinhados com a radiação direta. A calha parabólica, por ser um receptor linear, só tem rastreamento azimutal, ou seja, ela só acompanha o movimento diário do sol (Leste-Oeste).

A perda de eficiência devido à falta de rastreamento elevacional, isto é, acompanhar o movimento solar anual, é mínima já que ela só ocorrerá na extremidade mais distante da incidência da radiação. Como estas plantas costumam ter várias centenas de metros de comprimento, essas perdas podem ser desconsideradas em um dimensionamento preliminar.

Na Figura 2.6 veem-se coletores de uma planta norte-americana. Nela é possível identificar os espelhos com formato parabólico, o receptor passando pelo ponto focal e toda a estrutura responsável pela movimentação dos heliostatos.

Já na Figura 2.7, tem-se uma foto das usinas Andasol I e Andasol II, localizadas entre os municípios de Aldeire e La Calahorra, na Espanha. Tratam-se de dois sistemas dissociados com potência instalada unitária de 50MW e cada uma ocupando uma área de 2 km².



Figura 2.6 – Calhas parabólicas da usina SEGS II, em Daggett.

Fonte: GIZ, 2014.



Figura 2.7 – Andasol I e II, na Espanha.

Fonte: Markel Redondo, 2010.

2.2.2 Refletor Fresnel

Outro tipo de planta de potência solar concentrada com concentradores óticos lineares é o refletor Fresnel. Ele tem um funcionamento análogo ao da calha parabólica, com a diferença de que o espelho é plano e não curvado.

Como o heliostato é plano, ele não tem capacidade de concentração de radiação, são necessários então vários heliostatos que direcionem a radiação para um mesmo receptor. Assim como na calha parabólica, estes espelhos só possuem sistema de rastreamento em uma direção.

Esta tecnologia é a mais intuitiva e a que tem menor custo de implementação, mas é também a que apresenta a menor eficiência e, por isso, quase não tem aplicação comercial para geração de energia (GESELLSCHAFT FÜR INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT, 2014).

Por ter baixo aproveitamento da radiação solar, as poucas aplicações deste tipo de tecnologia para geração de energia elétrica utilizam diretamente a água como fluido a ser aquecido no ponto focal, já que a inclusão de um sistema intermediário implicaria em uma redução ainda maior na eficiência total. A Figura 2.8 mostra uma instalação com concentradores deste tipo.



Figura 2.8 – Liddel Solar Thermal, na Austrália.

Fonte: CSP-World, 2013.

Instalações com refletores Fresnel são muito utilizadas na cogeração de energia em uma termelétrica convencional, ou para aquecimento de ar ou água para determinadas aplicações industriais. A maior planta de energia elétrica já comissionada fica em Calasparra, na Espanha, e tem 30 MW instalados (ABB, 2014). Uma vista aérea desta planta, que tem mais de 302.000 m² ocupados, é mostrada na Figura 2.9.



Figura 2.9 – Usina de Puerto Errado em Calasparra, Espanha.

Fonte: Ecolaire, 2013.

2.2.3 Disco Parabólico

É a tecnologia mais incipiente entre as quatro, contando apenas com plantas experimentais. Trata-se de um disco com formato parabólico que possui um motor Stirling acoplado ao seu ponto focal. A radiação concentrada serve como fonte quente do motor, enquanto o próprio ar atmosférico funciona como fonte fria. A Figura 2.10 é um exemplo de instalação deste tipo.



Figura 2.10 – Planta de discos parabólicos na Califórnia, EUA.

Fonte: Mount Holyoke, 2012.

Neste tipo de instalação, cada sistema espelho-motor é uma unidade geradora independente, ou seja, a capacidade da planta é diretamente maior quanto maior for o número de espelhos. Um empecilho neste caso é a dificuldade de armazenar a energia produzida, já que a transformação da energia solar para energia térmica se dá diretamente dentro do motor, sem passar por um fluido intermediário.

Esta tecnologia é a que apresenta o maior fator de concentração de radiação solar, chegando a ser cinco vezes mais eficiente que os outros concentradores óticos, porém, a sua falta de capacidade de armazenamento a caracteriza como uma fonte de energia não despachável.

Sendo assim, ela concorre diretamente com outras fontes deste tipo, como a geração fotovoltaica, por exemplo, mas sendo muito mais cara que esta última. Desta forma, os compradores de energia iriam querer pagar por uma geração em disco parabólico o que eles pagam por uma geração fotovoltaica, inviabilizando economicamente esta tecnologia.

2.2.4 Torre Solar

A tecnologia de CSP em maior desenvolvimento atualmente é a torre solar. Assim como o disco parabólico, ela apresenta um receptor não linear, mas neste caso ele é comum a todos os heliostatos.

Os espelhos são planos e com rastreamento em dois sentidos, ou seja, eles são capazes de acompanhar o sol tanto no seu movimento azimutal (diário) quanto no seu movimento elevacional (anual). Esse rastreamento é crítico e individual, já que cada espelho ocupa uma posição específica em relação à torre.

Os heliostatos mais afastados tendem a ter uma leve curvatura que é mecanicamente imposta para diminuir o efeito de astigmatismo, concentrando melhor a radiação no receptor localizado no topo da torre.

O vidro que reveste estes espelhos deve ter a menor taxa possível de óxido de ferro, que diminui a reflexibilidade. Como um único receptor recebe a radiação de milhares de espelhos, qualquer perda por conta das impurezas do vidro pode reduzir drasticamente a eficiência da planta (PETTIT; ROTH, 1980).

O tamanho destes heliostatos é uma função econômica de cada fabricante. Não há um critério objetivo que diga se é mais vantajoso utilizar espelhos menores mas

em maior quantidade ou espelhos maiores em menor quantidade, o responsável pelo fornecimento é que deve definir a área de cada espelho baseado no seu conhecimento e processo de fabricação (KOLB *et al.*, 2007). A Figura 2.11 mostra diferentes tamanhos e formatos de espelhos.



Figura 2.11 – Heliostatos de diferentes tamanhos e formatos.

Fonte: GIZ, 2014.

Outro elemento importante na montagem do campo de heliostatos é a fundação de cada espelho. Por possuírem grandes dimensões, os espelhos tendem a se desalinhar da torre quando sob ventos moderados ou fortes, logo, a estrutura de fixação deve ser rígida o suficiente para manter os heliostatos na posição correta e absorver quaisquer vibrações que afetem o desempenho do processo de reflexão.

Por todos estes aspectos é que o campo de heliostatos constitui, atualmente, cerca de 40% (GESELLSCHAFT FÜR INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT, 2014) do custo total de implantação de uma usina deste tipo. Esta estimativa foi feita para plantas a serem instaladas nos Estados Unidos e na Espanha. Uma possível usina deste tipo no Brasil tende a ter o custo dos heliostatos muito mais elevados, já que não há empresas que produzam este tipo de equipamento em solo nacional.

Outro ponto importante de uma CSP deste tipo é o receptor. É nele que a energia do sol será repassada a um fluido. O receptor nada mais é que um conjunto de painéis tubulares, ou seja, uma série de tubos posicionados lado a lado e colocados no topo de uma torre.

Estes tubos são de aço inoxidável para poder resistir ao poder corrosivo do sal fluindo em seu interior quando em temperaturas acima de 500°C. Eles têm, externamente, um fino revestimento cerâmico negro para aumentar a absorção de energia. A Figura 2.12 mostra uma visão externa do receptor e, em detalhe, a visão interna dos painéis tubulares.

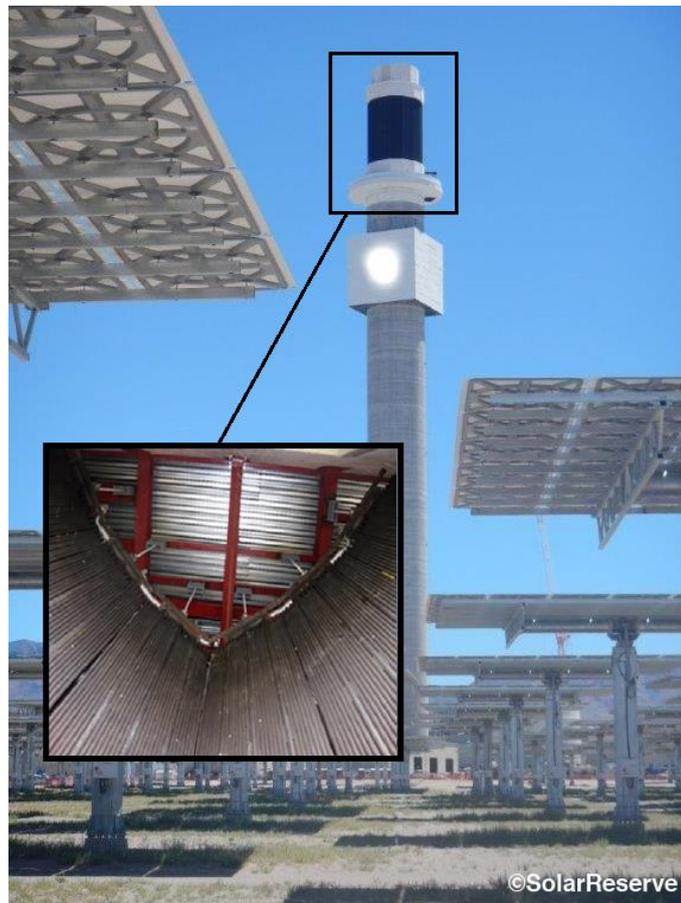


Figura 2.12 – Vistas externa e interna do receptor.

Fonte: Adaptado de SolarReserve, 2014.

Pelo fato da radiação incidir diretamente sobre essa matriz tubular, a temperatura do receptor deve ser controlada a todo o momento para evitar que o aço dos tubos chegue perto de sua temperatura de fusão.

A estrutura da torre pode ser feita tanto em concreto quanto em aço, essa decisão deve ser tomada com base no terreno local e nas condições climáticas. O que é crucial é que ela se mantenha rigorosamente na mesma posição mesmo sob fortes ventos, já que, assim como no caso dos heliostatos, qualquer desalinhamento pode implicar em uma grande perda de eficiência.

O melhor exemplo de usina termossolar do tipo torre que pode ser encontrado atualmente é o da usina de Crescent Dunes, localizada na cidade de Tonopah, no estado norte-americano de Nevada. Esta usina conta com uma potência instalada de 110 MW e um sistema de armazenamento que a permite operar por até 10 horas sem radiação solar. Ela ocupa uma área de 6,5 km², com um campo de heliostatos de 3 km de diâmetro e uma torre de 195 metros de altura (GESELLSCHAFT FÜR INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT, 2014). A Figura 2.13 mostra uma vista aérea desta usina.



Figura 2.13 – Vista aérea da usina de Crescent Dunes.

Fonte: SolarReserve, 2014.

2.2.5 Mistura Eutética Salina

Uma vez que a radiação atinge o receptor, ela pode ser transformada em energia térmica para a água diretamente, para gerar vapor e mover uma turbina, ou para algum fluido intermediário que servirá como sistema de armazenamento e fonte de energia para um ciclo Rankine posterior.

Vários fluidos já foram, e ainda são, testados como fluido de transferência de calor (HTF, do inglês, *Heat Transfer Fluid*), muitos deles com resultados promissores,

porém, o HTF mais confiável e utilizado é a mistura eutética de nitrato de sódio e nitrato de potássio (60% de NaNO_3 e 40% de KNO_3) (VIGNAROOBAN *et al.*, 2015).

Genericamente, uma mistura de sais, quando utilizada na sua fase líquida, é chamada de *Molten Salt* (do inglês, sal fundido). Por força do uso, a mistura utilizada como HTF em usinas termossolares é comumente chamada apenas de *Molten Salt* ou de *Solar Salt*.

Este fluido apresenta uma série de vantagens para tal aplicação. Primeiramente, suas propriedades, sob diversas condições de temperatura e pressão, já foram bastante estudadas ao longo dos anos. Ademais, ele é um produto facilmente encontrado no mercado e com preços acessíveis.

É de se imaginar que haja uma preocupação com os possíveis impactos ambientais que este HTF possa causar, porém essa mistura não representa nenhum risco ao meio ambiente, sendo inclusive utilizado como fertilizante em muitos locais (VIGNAROOBAN *et al.*, 2015). Caso haja algum vazamento, o sal se solidifica muito rapidamente e pode ser logo recolhido e utilizado para enriquecer o solo de alguma outra região.

Mesmo com essas vantagens, a mistura salina apresenta algumas limitações. A principal desvantagem é a faixa de temperatura dentro da qual o *Solar Salt* pode operar. Ele tem um limite inferior de cerca de 200°C , que é o ponto de fusão, e um limite superior de cerca de 570°C , ponto a partir do qual o sal passa a ficar extremamente instável, sofrer reações espontâneas, corroer a tubulação de aço inoxidável e ter um comportamento termodinâmico imprevisível, não sendo possível determinar coeficientes convectivos, por exemplo.

O limite inferior representa um ponto crítico do sistema, não podendo nunca ser ultrapassado. Todo o sistema de circulação de sal (tubulações, bombas, válvulas, entre outros) é feito para trabalhar com ele na fase líquida. Caso ele se solidifique, todo o sistema deverá ser esvaziado e preenchido novamente com sal líquido. Como os pontos de acesso à tubulação são escassos para diminuir as perdas de calor, uma eventual solidificação pode representar a perda total do sistema.

Já o limite superior não representa um considerável problema técnico para o dimensionamento do sistema, sendo ele um fator restritivo para a temperatura da água

na saída do gerador de vapor, o que limita a energia máxima a ser produzida pela turbina a vapor.

2.3 Arranjo Típico do Sistema de Sal

Para uma planta solar do tipo torre, o arranjo típico do sistema de sal é o representado pela Figura 2.14.

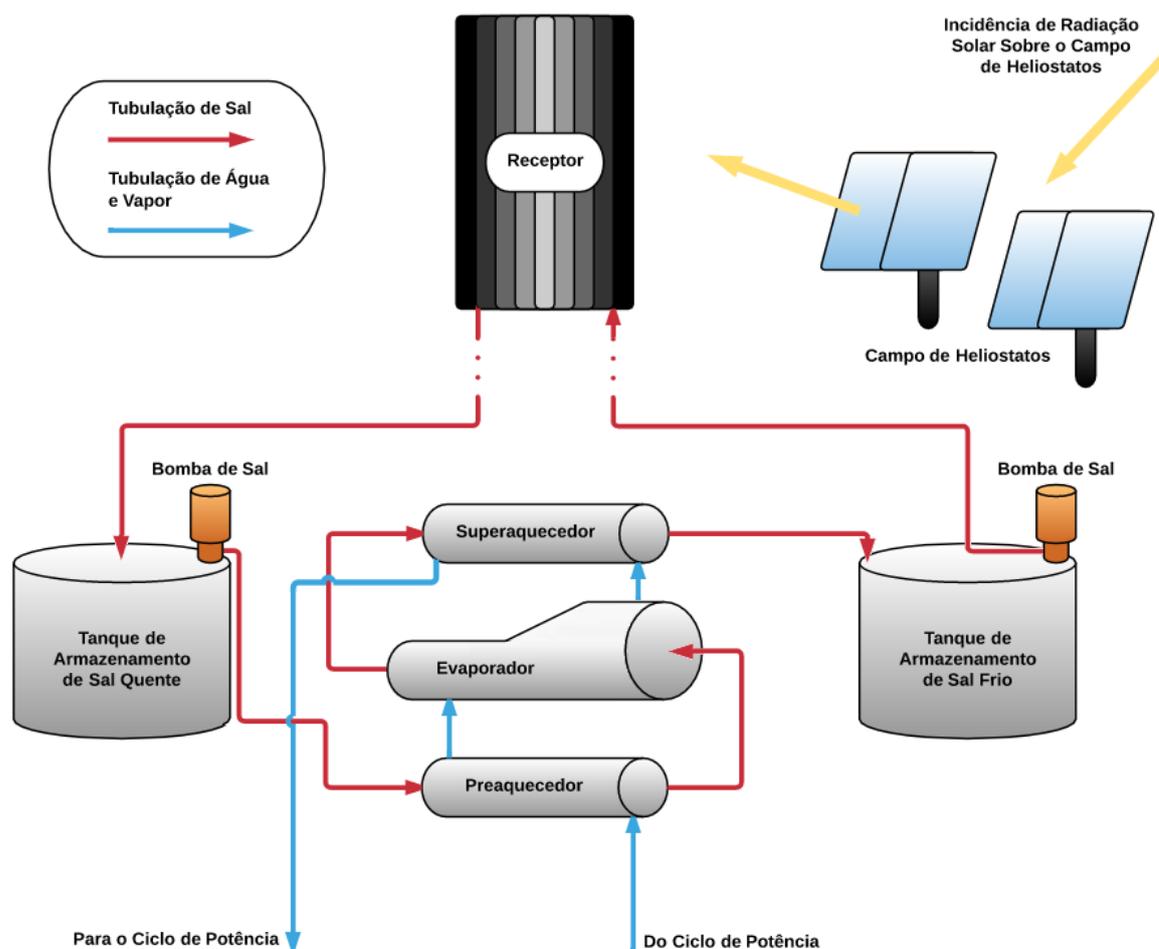


Figura 2.14 – Diagrama dos equipamentos e tubulações de uma planta solar do tipo torre.

Fonte: Autoria própria¹.

O receptor no topo da torre central é o responsável pela troca térmica entre a radiação solar retransmitida pelo campo de heliostatos e o sal circulando em seu interior. Partindo do receptor, o sal aquecido é transportado para um tanque no qual é armazenado para utilização em períodos noturnos, doravante denominado tanque de sal quente.

¹ Elementos sem fonte explicitada representam itens de autoria própria.

O próximo estágio consiste em um sistema de geração de vapor composto por três trocadores de calor: um preaquecedor, um evaporador e um superaquecedor. Esse sistema de trocadores de calor casco-tubo é responsável pela obtenção de vapor superaquecido por meio do resfriamento gradual do sal. O vapor resultante é direcionado ao ciclo de potência e o sal resfriado segue até o tanque de sal frio.

A circulação do sal na tubulação e nos equipamentos que constituem o circuito é feita por bombas instaladas tanto no tanque de sal quente quanto no de sal frio.

De forma a reduzir as perdas térmicas para o ambiente, tanto a tubulação de sal como os tanques possuem camadas de isolamento em toda a sua extensão, assim como placas de revestimento em alumínio para redução das perdas por radiação.

A FIGURA mostra os tanques de sal da usina de *Solar Two* (SANDIA NATIONAL LABORATORIES, 2002).



Figura 2.15 – Tanques de sal de *Solar Two*.
Fonte: *Sandia National Laboratories, 2002.*

Os tanques possuem sistemas de aeração para evitar a ocorrência de pressões indesejadas durante a operação. Esse sistema é constituído por dutos de ar que conectam os tanques, contribuindo também para reduzir as perdas de calor para o ambiente (SANDIA NATIONAL LABORATORIES, 2002).

Uma visualização mais clara do arranjo físico da planta adotada para este trabalho pode ser encontrada no Apêndice B, que lista uma série de imagens do modelo tridimensional confeccionado para auxiliar os cálculos.

3 MODELAGEM MATEMÁTICA

Por se tratar de um sistema de geração de energia, todas as interações termodinâmicas têm um impacto grande na capacidade de geração da planta. Desta forma, uma análise criteriosa deve ser feita em cada segmento da usina, incluindo o sistema de sal, que tem uma importância fundamental para garantir o bom rendimento do processo de transformação de energia solar em energia elétrica.

É desconsiderada a condição de início e fim de operação, ou seja, o sistema, quando na presença efetiva de radiação, é também tratado em regime permanente. Já durante os períodos escuros, sem a radiação solar direta, o sal passará a circular por somente um trecho do circuito (do tanque quente para o tanque frio, passando pelo gerador de vapor).

3.1 Balanço Energético

Em qualquer análise termodinâmica, o primeiro passo deve ser a definição da entidade que é sujeito da análise. Usualmente esta entidade é chamada de sistema.

Toma-se um sistema fechado qualquer, como o da Figura 3.1.

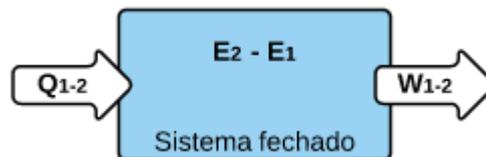


Figura 3.1 – Representação gráfica da Primeira Lei da Termodinâmica.

Se esse sistema experimentar uma mudança, de um estado inicial “1” para um estado final “2”, a Primeira Lei da Termodinâmica exige que a Equação (1) seja satisfeita.

$$Q_{1-2} - W_{1-2} = E_2 - E_1 = \Delta E \quad (1)$$

Ou seja, a diferença entre o calor líquido recebido pelo sistema (Q_{1-2}) e o trabalho líquido executado pelo sistema (W_{1-2}) representa a mudança na propriedade termodinâmica chamada energia, E .

Uma generalização da Primeira Lei para um volume de controle, como o da Figura 3.2, pode ser feita com algumas considerações.

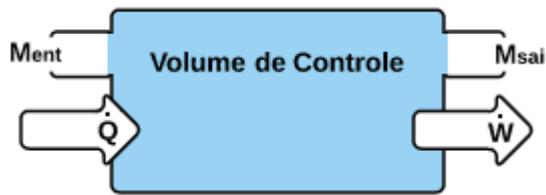


Figura 3.2 – Aplicação da Primeira Lei da Termodinâmica em um volume de controle genérico.

Como o enunciado da Primeira Lei se aplica estritamente à sistemas fechados, deve-se, primeiro, identificar um sistema com um inventário fixo de massa que seja relacionado ao sistema aberto de interesse.

De acordo com o raciocínio desenvolvido por (BEJAN, 1997), se M_{aberto} é o inventário de massa do volume de controle em um determinado instante de tempo t , então pode-se pensar em um inventário fixo de massa $M_{fechado}$ que neste instante t “flui” através do volume de controle. A relação entre esses dois inventários de massa é dada pela Equação (2), na qual Δt é um intervalo de tempo arbitrado.

$$M_{fechado}(cte) = M_{aberto,t} + \Delta M_{ent} = M_{aberto,(t+\Delta t)} + \Delta M_{sai} \quad (2)$$

Os subscritos *sai* e *ent* representam, respectivamente as saídas e entradas no volume de controle.

Para este mesmo intervalo de tempo, Δt , tem-se a Equação (3) segundo a Primeira Lei da Termodinâmica:

$$E_{fechado,(t+\Delta t)} - E_{fechado,t} = \dot{Q}\Delta t - \dot{W}\Delta t + (P\Delta V)_{ent} - (P\Delta V)_{sai} \quad (3)$$

Na Equação (3), os dois últimos termos dizem respeito ao trabalho do tipo PdV, associado à deformação do sistema fechado do instante de tempo t para o instante $t + \Delta t$, sendo P a pressão do sistema e ΔV a variação de volume.

De forma análoga à Equação (2), pode-se determinar uma relação entre um inventário de energia dos sistemas aberto e fechado, como representado nas Equações (4) e (5).

$$E_{fechado,t} = E_{aberto,t} + \Delta E_{ent} \quad (4)$$

$$E_{fechado,(t+\Delta t)} = E_{aberto,(t+\Delta t)} + \Delta E_{sai} \quad (5)$$

Pode-se escrever as variações de energia (ΔE) e de volume (ΔV) em termos das suas contrapartes por unidades de massa, e e v , respectivamente, como nas Equações (6) e (7).

$$\Delta E_{ent,sai} = e\Delta M_{ent,sai} \quad (6)$$

$$\Delta V_{ent,sai} = v\Delta M_{ent,sai} \quad (7)$$

Assim como a pressão P , o volume e a energia específicos (v e e , respectivamente) são propriedades do estado intensivo do fluido que cruza as fronteiras do sistema no instante t . Combinando as Equações (3) a (5) de modo a eliminar os termos que se referem ao inventário de energia do sistema fechado, obtém-se a Equação (8).

$$\frac{(E_{aberto,(t+\Delta t)} - E_{aberto,t})}{\Delta t} = \dot{Q} - \dot{W} + \left[(e + Pv) \frac{\Delta M}{\Delta t} \right]_{ent} - \left[(e + Pv) \frac{\Delta M}{\Delta t} \right]_{sai} \quad (8)$$

Aplicando o limite no qual $\Delta t \rightarrow 0$, $\frac{\Delta M}{\Delta t}$ passa a ser o fluxo de massa por unidade de tempo \dot{m} . Admitindo a possibilidade da existência de várias entradas e saídas, a Primeira Lei da Termodinâmica generalizada para um volume de controle qualquer segue a Equação (9).

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum_{ent} \dot{m}(e + Pv) - \sum_{sai} \dot{m}(e + Pv) \quad (9)$$

Assumindo que as únicas formas de armazenamento de energia são cinética e potencial gravitacional, a Equação (9) pode ser reescrita de acordo com a Equação (10).

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum_{ent} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) - \sum_{sai} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \quad (10)$$

Sendo g a aceleração da gravidade, h a entalpia, V a velocidade e z a altura em relação a um referencial pré-estabelecido.

Esta equação é a forma mais generalizada da Primeira Lei da Termodinâmica para um volume de controle e é ela que será utilizada como base para todos os

balanços energéticos que serão feitos em cada trecho do circuito de sal em que seja necessário.

O termo da esquerda da Equação (10) representa o acúmulo de energia no volume de controle. É elementar que, para análises em regime permanente, este termo será nulo.

Usualmente, o que se espera de um engenheiro ao projetar um sistema qualquer, é obter a máxima eficiência ao menor custo sob as condições técnicas, econômicas e legais prevalentes. Logo, é de grande interesse determinar o quão longe se está de uma situação ideal.

Para isso, utiliza-se o conceito de eficiência. Eficiência é a quantificação da efetividade e/ou desempenho de um sistema. Apesar de poder ser calculada de diferentes formas, dependendo da aplicação, ela pode ser genericamente definida pela Equação (11).

$$\text{eficiência} = \frac{\text{saída desejada}}{\text{entrada requerida}} \quad (11)$$

Baseada na Primeira Lei da Termodinâmica e chamada de " η ", a eficiência energética também pode assumir diferentes formas, mas em geral é representada pela Equação (12), ou em termos de taxa pela Equação (13) (KANOGLU, ÇENGEL e DINÇER, 2012).

$$\eta = \frac{\text{energia útil de saída}}{\text{energia de entrada}} \quad (12)$$

$$\eta = \frac{\text{potência útil de saída}}{\text{potência de entrada}} \quad (13)$$

Uma forma alternativa de expressar a eficiência energética é dada pela Equação (14).

$$\eta = \frac{\text{energia recuperada}}{\text{energia dispendida}} \quad (14)$$

É importante ressaltar que tanto a Equação (12) quanto a Equação (14) podem ser usadas para determinar a eficiência energética de um sistema, mas uma pode ser mais apropriada que a outra, dependendo da aplicação. Em alguns casos elas podem vir a ser iguais, em outros não.

3.2 Balanço Exergético

Antes de definir exergia e balanço exergético, é preciso especificar o conceito de entropia e a Segunda Lei da Termodinâmica. Há dois enunciados clássicos da Segunda Lei, que são os enunciados de Kelvin-Planck e de Clausius.

O primeiro diz que “é impossível construir um dispositivo que opere em um ciclo termodinâmico e que não produza outros efeitos além do levantamento de um peso e da troca de calor com um único reservatório térmico”, já o segundo diz que “é impossível construir um dispositivo que opere segundo um ciclo e que não produza outros efeitos, além da transferência de calor de um corpo frio para um corpo quente.” (BORGNAKKE; SONNTAG, 2013).

Observa-se que os dois enunciados são equivalentes, isto é, a validação de um implica na validação do outro enquanto a violação de um implica na violação do outro. Além disso, pode-se inferir que é impossível, para um ciclo térmico, apresentar um rendimento perfeito, ou seja, os processos envolvidos não são ideais, eles apresentam alguns tipos de perdas internas, chamadas de irreversibilidades.

Para uma boa compreensão da Segunda Lei da Termodinâmica, é necessário entender a existência de uma propriedade chamada *entropia*. A impossibilidade descrita por Kelvin e Planck se reduz ao enunciado analítico mostrado na Equação (15).

$$\oint \delta W \leq 0 \quad (15)$$

Aplicando a Primeira Lei da Termodinâmica para um sistema fechado obtém-se a desigualdade apresentada na Equação (16).

$$\oint \delta Q \leq 0 \quad (16)$$

Vale lembrar que as Equações (15) e (16) são aplicadas apenas para sistemas fechados que executam um número inteiro de ciclos enquanto em contato com apenas um reservatório térmico.

Imaginando, agora, um ciclo que opere com dois reservatórios, “1” e “2”, pode-se verificar, pela Primeira Lei da Termodinâmica e pelos corolários apresentados, a expressão mostrada na Equação (17).

$$\frac{-Q_2}{Q_1} \geq \left(\frac{-Q_2}{Q_1} \right)_{rev} \quad (17)$$

Sendo que o subscrito *rev* indica um ciclo perfeitamente reversível, que Q_2 é a energia rejeitada por um reservatório frio e que Q_1 é a energia admitida por um reservatório quente. Sabendo que, para um processo reversível, a razão apresentada na Equação (17) independe do arranjo do ciclo, ela só pode ser uma função das temperaturas T_1 e T_2 .

Através do conceito de escala de temperatura termodinâmica, introduzido por Poisson e adotado por Fourier (TRUESDALL, 1984), é possível reescrever o enunciado da Segunda Lei para um sistema operando entre dois reservatórios através da Equação (18).

$$\frac{Q_1}{T_2} + \frac{Q_2}{T_1} \leq 0 \quad (18)$$

Extrapolando este raciocínio para um ciclo que opere em contato com um número qualquer de reservatórios, a Equação (18) se transforma na Equação (19), com n reservatórios.

$$\sum_{i=1}^n \frac{Q_i}{T_i} \leq 0 \quad (19)$$

Por fim, considerando a possibilidade de uma variação contínua da temperatura na fronteira do sistema enquanto o ciclo opera com uma sequência infinita de reservatórios, sendo que cada um deles proporciona uma troca de calor de magnitude δQ , a Equação (19) é manipulada como mostrado na Equação (20). O subscrito *f* significa que o integrando é avaliado sobre a fronteira do sistema.

$$\oint \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_f \leq 0 \quad (20)$$

A Equação (20) é a chamada Desigualdade de Clausius, na qual a desigualdade representa um ciclo irreversível e a igualdade representa um ciclo reversível. Ou seja, se a variação de $\frac{\delta Q}{T}$ não for nula ao final de um ciclo, ela representa a medida das irreversibilidades presentes nesse ciclo através da variação de uma propriedade termodinâmica: a chamada *entropia*.

Considerando um processo ocorrendo entre dois estados, “1” e “2”, inicial e final, respectivamente, obtém-se então a Equação (21), que representa a Segunda Lei da Termodinâmica para esse processo.

$$\int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \leq S_2 - S_1 = \Delta S \quad (21)$$

Com ΔS representando a variação de entropia entre os estados de interesse.

Pode-se agora introduzir o conceito de geração de entropia entre estes dois estados, S_{ger} , de forma que seja possível mensurar a desigualdade da Equação (21). Tem-se então a Equação (22).

$$S_{ger} = S_2 - S_1 - \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \quad (22)$$

Aplicando a Equação (22) para um volume de controle como o da Figura 3.2 e utilizando uma análise semelhante à desenvolvida na Seção 3.1, chega-se à Equação (23) que representa a Segunda Lei da Termodinâmica para um sistema aberto.

$$\dot{S}_{ger} = \frac{dS}{dt} - \sum_{i=1}^n \frac{\dot{Q}_i}{T_i} + \sum_{sai} \dot{m} s - \sum_{ent} \dot{m} s \quad (23)$$

Sendo s a entropia específica, entropia por unidade de massa, e n o número de reservatórios de troca térmica.

De acordo com (MORAN; SHAPIRO, 2012): “Exergia é o máximo trabalho teórico possível de ser obtido a partir de um sistema global, composto por um sistema e o ambiente, conforme este entra em equilíbrio com o ambiente (atinge o estado morto)”.

Sendo que estado morto ocorre quando o sistema de interesse atinge a mesma condição de pressão e temperatura do ambiente e se mantém em repouso com relação a este.

Uma análise exérgica sobre um volume de controle qualquer pode ser realizada por meio da combinação da Primeira e da Segunda Lei da Termodinâmica, Equações (10) e (23), respectivamente, obtendo-se a Equação (24) (BEJAN, 1997).

$$\dot{W} = -\frac{d}{dt}(E - T_0 S) + \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i + \sum_{ent} \dot{m} (\bar{h} - T_0 S) - \sum_{sai} \dot{m} (\bar{h} - T_0 S) - T_0 \dot{S}_{ger} \quad (24)$$

Na qual T_0 é a temperatura atmosférica, \bar{h} é a notação adotada para o grupo entálpico ($h + \frac{v^2}{2} + gz$) e os quatro primeiros termos após a igualdade representam o limite superior de trabalho a ser realizado pelo sistema. O último termo representa as perdas de trabalho referentes às irreversibilidades presentes, também chamado de $\dot{W}_{perdido}$.

A partir de todas as análises realizadas é possível obter o valor do trabalho máximo que pode ser realizado pelo sistema de interesse, das perdas causadas pelas irreversibilidades e a destruição de exergia resultante.

De forma análoga à seção anterior, define-se eficiência exergética a partir da Segunda Lei da Termodinâmica. Denotada por " ε ", ela pode ser definida genericamente pela Equação (25) (KOTAS, 1985).

$$\varepsilon = \frac{\text{Exergia de saída}}{\text{Exergia de entrada}} \quad (25)$$

Isto é, uma razão entre aquilo que se almeja e o que está disponível. Conceitualmente, a eficiência exergética é uma medida da capacidade de um sistema em transformar exergia.

3.3 Aplicações dos Balanços

3.3.1 Receptor

Quando em operação, o receptor recebe a energia concentrada pelos heliostatos e transfere parte dela para o sal escoando dentro dele. A outra parte da energia é perdida para o ambiente por radiação, convecção, reflexão e condução. Aplicando os balanços de Primeira e Segunda Lei, tem-se as Equações (26) e (27).

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{rec} &= \dot{Q}_{rec,absorvido} + \dot{Q}_{rec,perdido} \\ &= \dot{m}_{sai}(h_{rec,sai} - h_{rec,ent}) + \dot{Q}_{rec,perdido} \end{aligned} \quad (26)$$

$$\dot{X}_{rec} = \dot{X}_{rec,recuperada} + \dot{X}_{rec,destruída} \quad (27)$$

Sendo que \dot{X}_{rec} é a exergia associada ao receptor enquanto os termos à direita da igualdade representam a exergia recuperada pelo sal e a exergia destruída pelas perdas de calor, respectivamente. Estes dois termos podem ser determinados pelas Equações (28) e (29).

$$\dot{X}_{rec,recuperada} = \dot{m}_{sal}[(h_{rec,sai} - h_{rec,ent}) - T_0(s_{rec,sai} - s_{rec,ent})] \quad (28)$$

$$\dot{X}_{rec,destruída} = \dot{Q}_{rec,perdido} \left(1 - \frac{T_0}{T_{rec,superfície}} \right) \quad (29)$$

Com T_0 sendo a temperatura do estado morto, isto é, a temperatura ambiente.

De acordo com XU, WANG, *et al.*, 2011, as eficiências de Primeira e Segunda Leis para um receptor que opere com sal podem ser calculadas conforme as Equações (30) e (31), respectivamente.

$$\eta = \frac{\dot{m}_{sal}(h_{rec,sai} - h_{rec,ent})}{\dot{Q}_{rec}} \quad (30)$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_{sal}[(h_{rec,sai} - h_{rec,ent}) - T_0(s_{rec,sai} - s_{rec,ent})]}{\dot{X}_{rec}} \quad (31)$$

Apesar das perdas serem calculadas pela diferença do que chega ao receptor para o que é transferido para o sal, pode-se determinar qual é a maior fonte dessas perdas. A descrição desse processo de determinação está contida no Apêndice C.

Para a determinação da taxa de geração de entropia no receptor aplica-se a Equação (23) para que esta assuma a forma da Equação (32).

$$\dot{S}_{rec,ger} = \frac{\dot{Q}_{perdas}}{T_0} - \frac{\dot{Q}_{ent}}{T_{sol}} + \dot{m}_{sal}(s_{rec,sai} - s_{rec,ent}) \quad (32)$$

Como a fonte de energia para \dot{Q}_{ent} é o Sol, o valor de T_i na Equação (23) toma o valor de T_{sol} . Para o caso de \dot{Q}_{perdas} , a temperatura de interesse é a temperatura ambiente, T_0 .

O trabalho perdido $\dot{W}_{rec,perdido}$ obtido pelo último termo da Equação (24) é, para o receptor, equivalente à multiplicação da Equação (32) por T_0 , o que representa o Teorema de *Gouy-Stodola*, nomeado em memória dos dois primeiros pesquisadores que obtiveram sucesso convencendo seus contemporâneos de que esta grandeza merece atenção (BEJAN, 1997).

3.3.2 Bombas de Sal

Como o sal em questão é um fluido incompressível e a variação de temperatura entre a adução e o recalque da bomba é pequena e de difícil determinação, a análise do seu desempenho pode ser feita por meio da eficiência isentrópica, levando-se em consideração apenas as pressões na adução e no recalque, o volume específico na adução e o trabalho real fornecido ao fluido, como na Equação (33) (KANOGLU, ÇENGEL e DINÇER, 2012).

$$\eta_{bomba,isen} = \frac{\dot{W}_{isen}}{\dot{W}_{real}} = \frac{v(P_{recalque} - P_{adução})}{(h_{recalque} - h_{adução})} \quad (33)$$

A eficiência de Segunda Lei pode ser calculada através da razão entre as potências reversível e real do sistema. Novamente, dada a dificuldade em se determinar a variação de temperatura do fluido durante o processo de bombeamento, a potência reversível é aproximada pela potência isentrópica fornecida, como demonstrado na Equação (34).

$$\begin{aligned} \varepsilon_{bomba} &= \frac{\dot{X}_{bomba,recuperada}}{\dot{X}_{bomba,destruída}} = \frac{\dot{W}_{rev}}{\dot{W}_{real}} \\ &= \frac{\dot{m}_{sal} (h_{recalque} - h_{adução} - T_0(s_{recalque} - s_{adução}))}{\dot{W}_{real}} \end{aligned} \quad (34)$$

Como o *molten salt* é um fluido incompressível, a sua entropia varia somente com a temperatura. Caso essa variação seja desconsiderada, não há variação de entropia, ou seja, o processo de bombeamento seria reversível, o que se sabe não ser possível. A Equação (35) busca estimar essa variação de temperatura (TROSZKOLANSKI, 1977).

$$\Delta T_{bomba} = \frac{P_s(1 - r)}{C_p q \rho} \quad (35)$$

Na qual P_s é potência de acionamento da bomba, r é o seu rendimento, q a vazão de fluido, C_p o calor específico do fluido e ρ a sua densidade.

Com a estimativa do aumento da temperatura do fluido no interior da bomba é possível, então, obter o valor da geração de entropia entre a adução e o recalque, $\dot{S}_{bomba,ger}$. Estando este valor calculado, a quantidade de trabalho perdido na bomba,

$\dot{W}_{bomba,perdido}$, é determinada por meio da multiplicação de $\dot{S}_{bomba,ger}$ por T_0 , a temperatura ambiente.

3.3.3 Gerador de Vapor

O sistema de geração de vapor é formado por três trocadores de calor em série: dois trocadores casco-tubo do tipo “TEMA E” e um evaporador do tipo “TEMA K” (KAKAÇ e LIU, 2002).

Para os trocadores de calor, além das eficiências energética e exergética, a efetividade (ϵ) também é um parâmetro importante na análise de seu desempenho térmico.

Como o objetivo é aquecer a água e a fonte de energia para tal é o sal, a eficiência de Primeira Lei pode ser determinada pela razão entre a variação de entalpia da água e a variação de entalpia do sal, através da Equação (36).

$$\eta_{trocador} = \frac{\dot{m}_{\text{água}}(h_{\text{água,sai}} - h_{\text{água,ent}})}{\dot{m}_{\text{sal}}(h_{\text{sal,ent}} - h_{\text{sal,sai}})} \quad (36)$$

Assumindo que o isolamento dos trocadores é ideal, as perdas de calor para o ambiente podem ser desprezadas, o que resulta numa eficiência energética igual à unidade, isto é, toda a energia perdida pelo sal é recuperada pela água.

Usualmente, o desempenho de um trocador de calor é expresso por meio da sua efetividade, que é a razão entre as taxas de transferência de calor real e máxima possível (KANOGLU, ÇENGEL e DINÇER, 2012). A efetividade é de 100% quando o máximo de calor possível é de fato transferido do fluido quente para o fluido frio e é 0% quando nada é transferido. Este parâmetro é determinado pela Equação (37).

$$\epsilon_{trocador} = \frac{\dot{Q}_{real}}{\dot{Q}_{m\acute{a}ximo}} = \frac{(\dot{m}C_p\Delta T)_{quente\ ou\ frio}}{(\dot{m}C_p)_{m\acute{in}}(T_{quente,ent} - T_{frio,ent})} \quad (37)$$

As quatro principais formas de irreversibilidades em um processo de transferência de calor são (KOTAS, 1985):

- I. Transferência de calor devida a uma diferença finita de temperatura;
- II. Perda de carga;
- III. Interação térmica com o ambiente;

IV. Condução nas paredes do trocador devido ao gradiente de temperatura no sentido dos escoamentos.

As parcelas mais representativas das perdas correspondem aos itens I e II. Como consideração de projeto, estas são as únicas irreversibilidades levadas em conta na determinação da eficiência exérgica, podendo esta ser determinada pela Equação (38).

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\text{trocador}} &= \frac{\dot{X}_{\text{recuperado}}}{\dot{X}_{\text{destruído}}} \\ &= \frac{\dot{m}_{\text{frio}} \left(h_{\text{frio,sai}} - h_{\text{frio,ent}} - T_0 (s_{\text{frio,sai}} - s_{\text{frio,ent}}) \right)}{\dot{m}_{\text{quente}} \left(h_{\text{quente,ent}} - h_{\text{quente,sai}} - T_0 (s_{\text{quente,ent}} - s_{\text{quente,sai}}) \right)} \end{aligned} \quad (38)$$

Aplicando a Equação (23) para a determinação da geração de entropia para os trocadores de calor, $\dot{S}_{\text{trocador,ger}}$, a temperatura T_i toma o valor da temperatura média da água fluindo através do trocador, pois o sistema de interesse é o sal e o reservatório que interage com este é a água. Para a obtenção do valor do trabalho perdido nos trocadores, $\dot{W}_{\text{trocador,perdido}}$, faz-se a multiplicação de $\dot{S}_{\text{trocador,ger}}$ pela temperatura ambiente, T_0 .

3.3.4 Perdas na Tubulação de Sal e nos Tanques

Como não faz sentido falar em eficiência para tubos e tanques de armazenamento, a única análise termodinâmica feita é quanto às perdas de energia por conta das interações com o ambiente e a perda de carga, e a consequente geração de entropia nestes equipamentos.

Os métodos utilizados para a determinação da perda de carga no sistema, das perdas de calor para o ambiente nas tubulações e nos tanques podem ser encontrados nos Apêndices D, E e F, respectivamente.

A obtenção da geração de entropia nas tubulações, $\dot{S}_{\text{tubulação,ger}}$, é realizada por meio da Equação (23), na qual a temperatura T_i assume o valor da temperatura ambiente, T_0 , pois esta é a temperatura do reservatório térmico interagindo com o sistema de sal.

Para a determinação do trabalho perdido nas tubulações, $\dot{W}_{tubulação,perdido}$, é realizada a multiplicação de $\dot{S}_{tubulação,ger}$ por T_0 .

No caso do tanque, os cálculos desenvolvidos no Apêndice F permitem estimar as perdas para o ambiente, logo, a geração de entropia $\dot{S}_{tanque,ger}$, calculada pela Equação (23), se resume à razão entre estas perdas e a temperatura ambiente, T_0 . O trabalho perdido, $\dot{W}_{tanque,perdido}$, é determinado pela multiplicação de $\dot{S}_{tanque,ger}$ e T_0 .

3.3.5 Sistema Global

Também é de interesse saber as eficiências globais do sistema de sal, para se ter uma ideia do seu papel como fator limitante na potência líquida da planta. A eficiência energética é definida como a razão entre a “potência” líquida do sistema de sal e o insumo energético fornecido.

Como não há a realização efetiva de trabalho por parte do sal, a potência líquida pode ser calculada como a taxa de energia recebida pela água no sistema de geração de vapor menos as potências de acionamento das bombas, como visto na Equação (39).

$$\eta_{global} = \frac{\dot{W}_{líquido}}{\dot{Q}_{rec}} = \frac{\dot{m}_{água} \Delta h_{água} - \sum \dot{W}_{bombas}}{\dot{Q}_{rec}} \quad (39)$$

Já a eficiência de Segunda Lei do sistema global pode ser calculada segundo a definição da Equação (25), sendo que o numerador é a exergia recuperada pela água enquanto que o denominador é a exergia da radiação que chega no receptor, como mostrado na Equação (40) (XU, WANG, *et al.*, 2011).

$$\varepsilon_{global} = \frac{\dot{X}_{água}}{\dot{X}_{radiação}} = \frac{\dot{m}_{água} (\Delta h_{água} - T_0 \Delta s_{água})}{\dot{Q}_{rec} \left(1 - \frac{T_0}{T_{sol}}\right)} \quad (40)$$

Sendo que T_{sol} é a temperatura aparente do sol como fonte de exergia e T_0 é a temperatura do estado morto (temperatura ambiente).

4 CASO BASE

Este capítulo explica as características da planta hipotética base para o estudo termodinâmico.

4.1 Dados do Ambiente

Conforme descrito na seção 2.1, a cidade de Bom Jesus da Lapa, na Bahia, é a que apresenta a maior média anual de DNI do Brasil, sendo assim selecionada como sede da instalação da planta em questão.

Os dados ambientais de interesse foram extraídos do banco de dados da estação meteorológica da cidade, de acordo com o Instituto Nacional de Meteorologia (INMET). A partir da série histórica de dados no período de agosto de 2014 a agosto de 2015 (INSTITUTO NACIONAL DE METEOROLOGIA, 2015), retiraram-se os valores médios conforme descritos na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Dados da estação meteorológica de Bom Jesus da Lapa, BA.

Fonte: INMET, 2015.

Parâmetro	Valor médio
Temperatura [°C]	25,55
Velocidade do vento [m/s]	1,69
Pressão atmosférica [kPa]	96,57
Umidade relativa do ar [%]	60,48
DNI [kWh/m ² /dia]	6,02

4.2 Dados de Geração

Como a planta de *Crescent Dunes* representa o estado da arte das usinas termossolares, seu ciclo de potência a vapor foi escolhido como ponto de partida.

Este estudo considera uma planta com potência instalada de 110 MW e com tempo de armazenamento de 10 horas, isto é, a planta pode gerar energia na sua capacidade nominal de forma contínua por este período de tempo mesmo sem incidência de radiação solar.

A partir das informações do fabricante do sistema a vapor instalado na usina norte-americana (ALSTOM, 2014), listados na Tabela 4.2, é possível calcular a vazão necessária de vapor para atingir a potência desejada na saída do gerador.

Tabela 4.2 – Especificações fornecidas pelo fabricante.

Fonte: Alstom, 2014.

Especificações Técnicas do Sistema a Vapor	
Potência no eixo da turbina [MW]	125,00
Potência na saída do gerador [MW]	110,00
Rotação da turbina [rpm]	3600,00
Pressão de entrada [kPa]	11600,00
Temperatura de entrada [°C]	540,00
Pressão de extração de alta [kPa]	3900,00
Pressão de extração de baixa [kPa]	1500,00 & 400,00
Pressão de exaustão [kPa]	13,00

Com base nestes dados e no arranjo utilizado pelo fabricante para este tipo de turbina (ALSTOM, 2010), foi possível determinar uma vazão de vapor de aproximadamente 147,7 kg/s.

Este valor é fundamental para o dimensionamento do gerador de vapor e o detalhamento do seu cálculo pode ser consultado no Apêndice G.

4.3 Layout da Planta

Para gerar um *layout* de uma torre de potência solar concentrada, fez-se uso do *System Advisor Model (SAM)*, que é um *software* gratuito distribuído pelo *National Renewable Energy Laboratory (NREL)*, instituto mundialmente reconhecido no estudo de fontes alternativas de energia.

De posse destas informações, foi possível extrair o *layout* preliminar da planta com base em simulações feitas com o *SAM*. Os resultados destas simulações, e dados de entrada para as próximas etapas, consistem em:

- Altura da torre central;
- Dimensões do receptor;
- Volume e dimensões dos tanques de armazenamento;
- Vazão máxima de sal no receptor;
- Vazão de sal no gerador de vapor;
- Fluxo máximo de radiação incidente no receptor.

Foram necessárias duas simulações distintas para definir as duas vazões de sal citadas. A primeira leva em conta o tempo de armazenamento desejado para definir a vazão de sal máxima que passa pelo receptor. Esta vazão representa a quantidade

de sal que deve ser aquecida no horário de pico para que se possa encher o tanque quente ao mesmo tempo em que se entrega a capacidade nominal da planta.

Já a segunda simulação consistiu em uma planta de mesma potência instalada, mas sem capacidade de armazenamento de energia, ou seja, sem tanques de sal. A partir dela, obtém-se a vazão de sal necessária para a geração de vapor que atenda às necessidades da turbina utilizada, esta quantidade será sempre constante enquanto houver geração de vapor.

É importante salientar que estas vazões coexistem no horário de pico. Tomando o tanque de sal quente nestas condições, ele recebe a vazão máxima de sal do receptor e fornece a vazão necessária para o gerador de vapor, sendo a primeira sempre maior do que a segunda quando houver radiação solar e inexistente quando não houver. A Figura 4.1 e a Figura 4.2 demonstram estas duas situações.

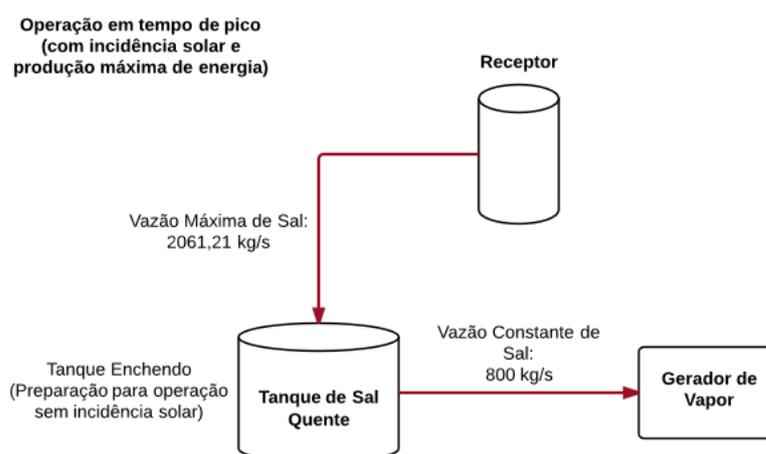


Figura 4.1 – Operação do sistema em horário de pico.

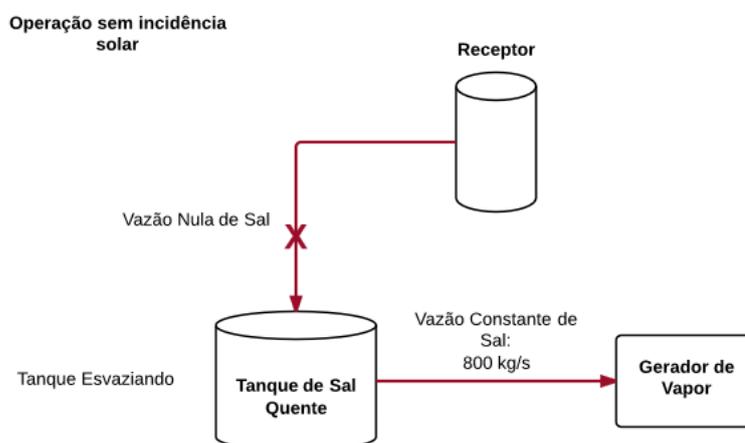


Figura 4.2 – Operação do sistema sem incidência solar.

Outro parâmetro de entrada importante é o padrão de circulação do sal no receptor, que influencia diretamente na sua perda de carga. O padrão adotado é representado na Figura 4.3.

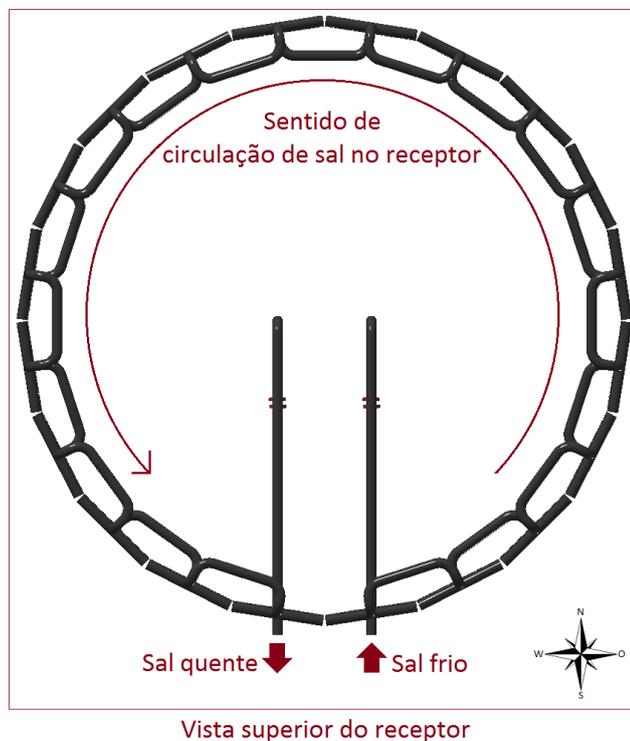


Figura 4.3 – Sentido de circulação do sal no receptor.

Como o receptor é formado por painéis de tubos, este padrão implica na sequência de escoamento mostrada na Figura 4.4. Como critério de projeto, o sal deve sair do último painel do receptor a 570°C.

A Tabela 4.3 resume as saídas de interesse obtidas com o SAM para as condições de operação e a localidade especificadas².

Tabela 4.3 – Dados de saída do SAM.

Parâmetro	Valor
Altura da torre [m]	207,34
Altura do receptor [m]	22,37
Diâmetro do receptor [m]	20,36
Número de painéis	20,00
Número de tubos por painel	40,00
Diâmetro interno dos tubos [mm]	80,00
Diâmetro dos tanques [m]	32,32
Altura dos tanques [m]	20,00

² Todos os dados de entrada não citados neste trabalho foram utilizados na condição padrão do programa SAM.

Vazão de sal no receptor [kg/s]	2061,21
Vazão de sal no gerador de vapor [kg/s]	800,00
Fluxo máximo incidente [kW/m ²]	850,00

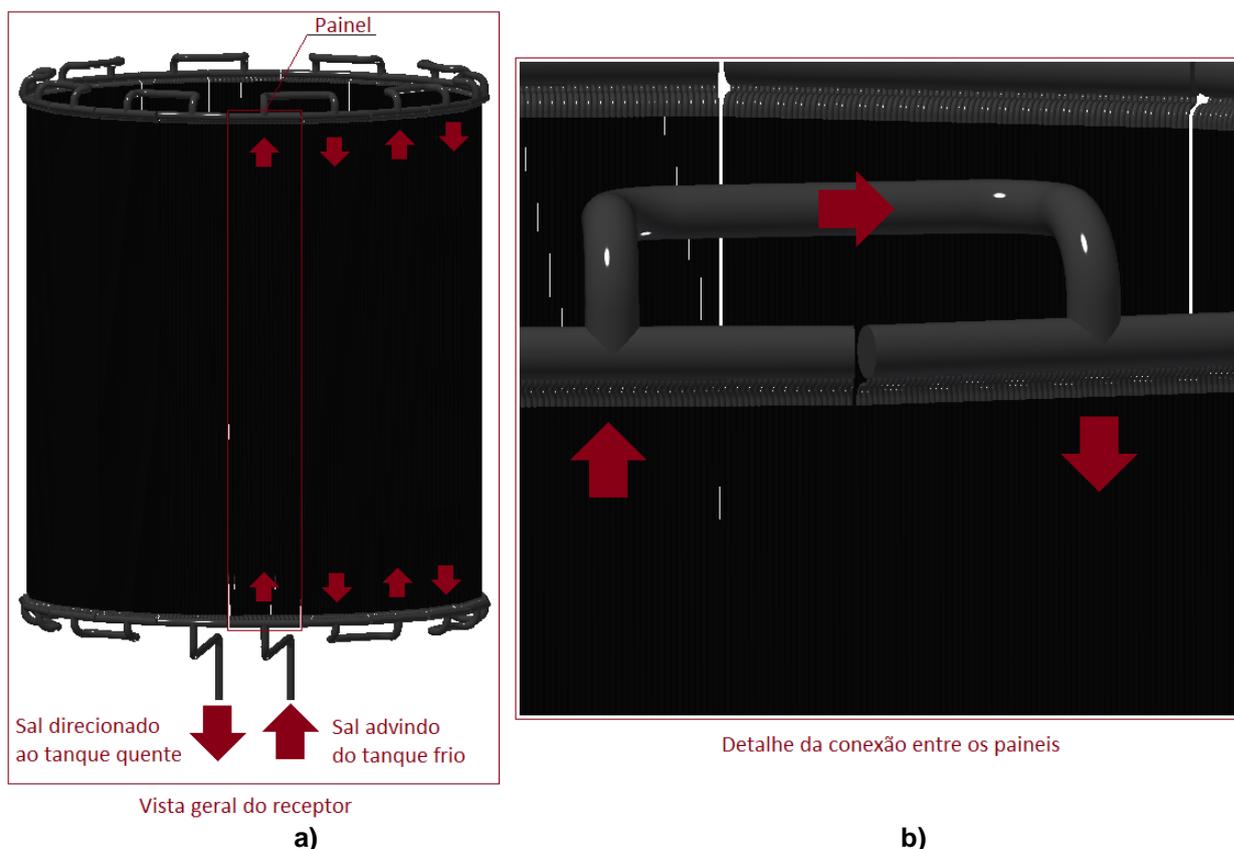


Figura 4.4 – a) Sentido do escoamento do sal no receptor, b) destaque para a conexão entre painéis.

Finalmente, o *layout* do campo de heliostatos obtido com o SAM para atender aos parâmetro de projeto selecionados é apresentado na Figura 4.5, na qual cada ponto representa um heliostato. São 12938 heliostatos no total.

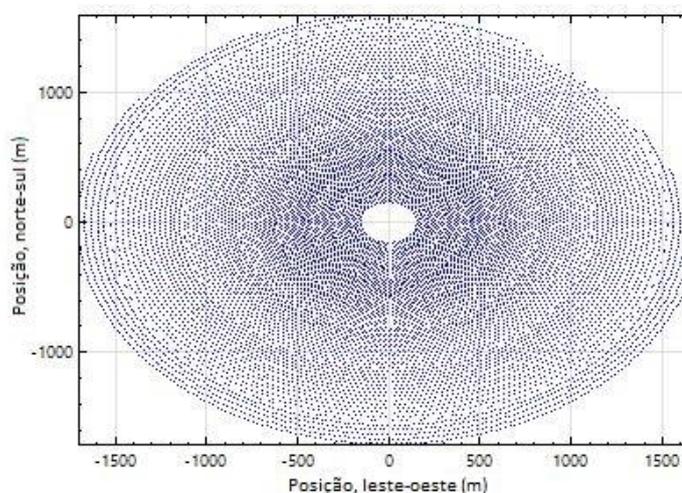


Figura 4.5 – *Layout* do campo de heliostatos obtido com o SAM.

Com todos estes dados pôde-se elaborar um modelo tridimensional do sistema de sal (Apêndice B) para determinar as dimensões da tubulação e o arranjo dos equipamentos, de modo a estes se ajustarem à área central da planta.

4.4 Tubulação e Tanques

Como o escopo do projeto não envolve a planta por completo, uma estimativa das distâncias entre os equipamentos do sistema de interesse pôde ser feita com base no arranjo da usina de *Crescent Dunes*, como observado na Figura 4.6.



Figura 4.6 – Arranjo de *Crescent Dunes*.

Fonte: Adaptado de Google Earth, 2015.

Uma vez definidas as distâncias entre os equipamentos, o diâmetro da tubulação de sal foi estipulado de forma a evitar um valor proibitivo de perda de carga e que atenda às especificações facilmente encontradas no mercado. O diâmetro nominal mais adequado para o trecho com vazão de sal de 2061,21 kg/s é de 24 polegadas, enquanto que para o trecho com vazão de sal de 800 kg/s é de 16 polegadas.

Para diminuir as perdas de energia para o ambiente, tanto a tubulação quanto o tanque devem ser revestidos externamente com um material isolante. A tubulação recebe uma camada de 15 mm de manta de sílica-alumina, que possui condutividade térmica de aproximadamente 0,071 W/m-K nas condições de operação do sistema (INCROPERA, DEWITT, *et al.*, 2011). Já para o tanque há a aplicação de manta isolante de mesmo material nas laterais e teto com espessura de 50 mm. No fundo do tanque é utilizada uma camada de tijolo refratário de 50 cm. Tanto o tanque quanto a

tubulação são feitos de aço AISI 316L, com espessuras de 35 e 6,35 mm, respectivamente (GRUPO FEITAL, 2015).

Apesar das perdas de energia nas tubulações e nos tanques serem calculadas, as diminuições da temperatura do sal decorrentes destas perdas foram desconsideradas. Esta escolha é justificada na seção de resultados, Capítulo 5, e no Apêndice E.

4.5 Gerador de Vapor

Os dois trocadores de calor casco-tubo que correspondem ao preaquecedor e ao superaquecedor foram dimensionados de acordo com o método de Bell-Dellaware (KAKAÇ e LIU, 2002), enquanto o evaporador, do tipo *kettle*, foi dimensionado segundo os critérios de Kern (KERN, 1965). A determinação do lado pelo qual o sal escoará em cada um dos trocadores segue o que foi adotado na planta de *Solar Two* (SANDIA NATIONAL LABORATORIES, 2002)

Como o sistema de interesse é o de sal, as perdas de carga da água nos três equipamentos foram desprezadas. Todas as propriedades do sal foram retiradas de tabelas e equações fornecidas por PACHECO, RALPH, et al., 1995, enquanto as propriedades da água foram obtidas de correlações fornecidas por HAAR, GALLAGHER e KELL, 1984.

4.5.1 Superaquecedor

O objetivo deste equipamento é utilizar o sal que vem do tanque de armazenamento de sal quente para elevar a temperatura do vapor saturado que sai do evaporador até a temperatura de entrada da turbina (Figura 2.14), nas condições mostradas na Tabela 4.2.

Trata-se de um trocador de calor casco-tubo com o sal escoando no lado do casco e o vapor d'água no lado dos tubos, com um passe em cada lado. A Figura 4.7 mostra os dados de entrada para o dimensionamento deste equipamento, sendo que a pressão de entrada do sal é resultado da diferença entre a pressão imposta pela bomba e a perda de carga no trecho entre o tanque de sal quente e a entrada do superaquecedor.

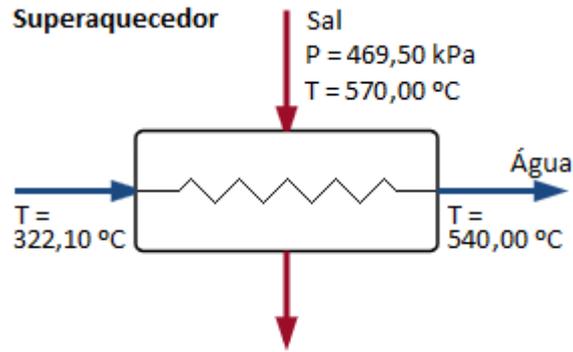


Figura 4.7 – Dados de entrada para dimensionamento do superaquecedor.
Os resultados do dimensionamento são apresentados na Tabela 4.4.

Tabela 4.4 – Resultados do dimensionamento do superaquecedor.

Parâmetro	Valor
Temperatura de saída do sal [°C]	478,07
Número de tubos	8696
Comprimento dos tubos [m]	7,03
Diâmetro do casco [m]	2,60
Pressão de saída do sal [kPa]	412,33

4.5.2 Evaporador

O evaporador deve utilizar o sal que sai do superaquecedor para vaporizar a água na sua temperatura de saturação na pressão de trabalho. Também é um trocador de calor casco-tubo, mas do tipo refervedor (TEMA K). O sal passa pelos tubos enquanto que a água é evaporada externamente.

Os dados de entrada para o dimensionamento são apresentados na Figura 4.8.

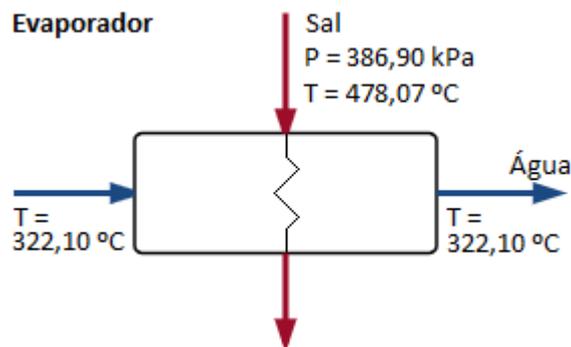


Figura 4.8 – Dados de entrada para dimensionamento do evaporador.

Sendo que a pressão de entrada do sal é a diferença entre a pressão de saída do superaquecedor e a perda de carga na tubulação entre os dois equipamentos, lembrando que a queda de temperatura é desprezível neste trecho.

Os dados de saída do dimensionamento são apresentados na Tabela 4.5.

Tabela 4.5 – Resultados do dimensionamento do evaporador.

Parâmetro	Valor
Temperatura de saída do sal [°C]	329,59
Número de tubos	35487
Comprimento dos tubos [m]	7,00
Diâmetro do casco [m]	7,00
Pressão de saída do sal [kPa]	386,83

4.5.3 Preaquecedor

Sua função é aproveitar a energia remanescente do sal para elevar a temperatura da água que vem do ciclo de Rankine (Apêndice G) até o ponto de saturação na pressão de entrada da turbina.

Assim como o superaquecedor, é um trocador casco-tubo com o sal escoando no lado do casco e a água passando por dentro dos tubos, com um passe em cada lado. A Figura 4.9 apresenta os dados de entrada para este dimensionamento enquanto a Tabela 4.6 apresenta as saídas.

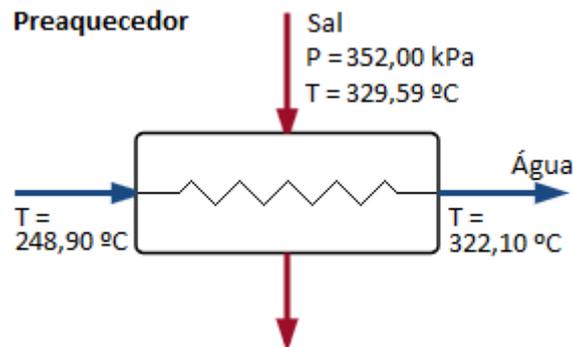


Figura 4.9 – Dados de entrada para dimensionamento do preaquecedor

Aqui também é considerada a perda de carga na tubulação entre os equipamentos e é desconsiderada a queda de temperatura em sua extensão.

Tabela 4.6 – Resultados do dimensionamento do preaquecedor.

Parâmetro	Valor
Temperatura de saída do sal [°C]	281,12
Número de tubos	1938
Comprimento dos tubos [m]	21,03
Diâmetro do casco [m]	1,23
Pressão de saída do sal [kPa]	182,10

4.6 Bombas

A partir das perdas de carga calculadas, foi possível selecionar as bombas que devem fazer o sal circular nos dois trechos do seu sistema (Figura 2.14).

Apesar de vários tipos de bomba poderem ser utilizados, dada a faixa de vazão volumétrica e a grande altura manométrica, uma bomba turbina de eixo vertical de múltiplos estágios foi selecionada para abastecer o receptor a partir do tanque de sal frio. Para manter a coerência, a bomba que supre o gerador de vapor a partir do tanque de sal quente é, também, uma bomba turbina de eixo vertical, mas com apenas um estágio.

Devido às características particulares de operação, uma boa opção no mercado são as bombas específicas para *molten salt* produzidas pela fabricante estadunidense *Flowserve Corporation*®. Uma representação de uma bomba turbina de eixo vertical de cinco estágios pode ser verificada na Figura 4.10 – Bomba turbina de eixo vertical de cinco estágios.

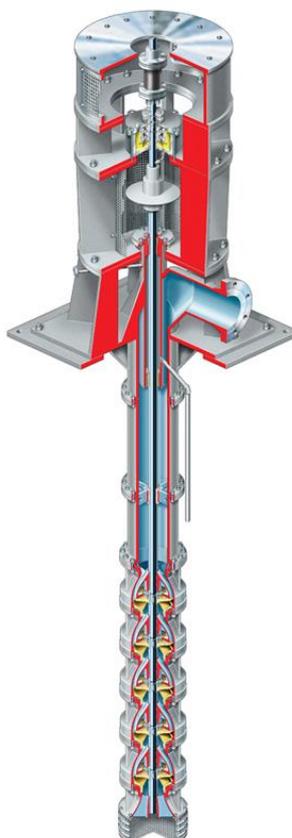


Figura 4.10 – Bomba turbina de eixo vertical de cinco estágios.

Fonte: Flowserve Corporation, 2014.

A Tabela 4.7 – Especificações e dados de operação das bombas de sal. Tabela 4.7 destaca as especificações e os dados mais importantes de operação de ambas as bombas que operam o sistema (FLOWSERVE CORPORATION, 2015).

Tabela 4.7 – Especificações e dados de operação das bombas de sal.

Bomba: Tanque de sal frio ao receptor	
Modelo: Molten Salt VTP Pump	
Vazão máxima de sal [m ³ /h]	3885,00
Altura manométrica [m]	502,48
Número de estágios	5
Potência de acionamento [kW]	8058,79
Temperatura de operação [°C]	281,12
Rendimento no ponto de operação [-]	0,855
Bomba: Tanque de sal quente ao tanque de sal frio	
Modelo: Molten Salt VTP Pump	
Vazão máxima de sal [m ³ /h]	1669,57
Altura manométrica [m]	21,75
Número de estágios	1
Potência de acionamento [kW]	192,31
Temperatura de operação [°C]	570,00
Rendimento no ponto de operação [-]	0,760

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Como apresentado no Capítulo 3, os resultados podem ser divididos por subsistema para, na sequência, ser realizada a análise global do sistema de sal.

5.1 Receptor

A análise do desempenho do receptor envolve a avaliação das eficiências energética e exérgica (por meio das Equações (26) a (32)).

Os dados utilizados para os cálculos de desempenho do receptor estão listados na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Dados de entrada para avaliação de desempenho do receptor.

Parâmetro	Valor
Q''_{rec} [kW/m ²]	850,00
Área externa do receptor [m ²]	1124,20
Vazão de sal [kg/s]	2061,21
Propriedades do sal na entrada	Valor
Pressão [kPa]	5257,00
Temperatura [°C]	281,12
Entalpia [kJ/kg]	34,33
Entropia [kJ/kg-K]	0,058
Propriedades do sal na saída	Valor
Pressão [kPa]	101,35
Temperatura [°C]	570,00
Entalpia [kJ/kg]	471,10
Entropia [kJ/kg-K]	0,696

Com estes parâmetros e com as perdas calculadas no Apêndice C, obtiveram-se os resultados mostrados na Tabela 5.2.

Tabela 5.2 – Desempenho do receptor.

Parâmetro	Valor
Perdas calculadas [kW]	43.319,88
Perdas totais [kW]	55.288,34
Geração de entropia [kW/K]	1.334,94
Trabalho perdido [kW]	398.681,03
Eficiência energética [-]	0,94
Eficiência exérgica [-]	0,54

Apesar da eficiência energética ser alta, há muita destruição de exergia neste equipamento, o que resulta na baixa eficiência de Segunda Lei. As perdas por

convecção e por radiação, calculadas no Apêndice C, representam aproximadamente 78,35% das perdas totais, evidenciando que estas são as principais fontes de queda de rendimento, mas que há também outros meios relevantes, como por exemplo as perdas por condução para a estrutura da torre.

Infere-se destes resultados que quase toda a energia irradiada do campo de heliostatos é transferida para o sal. Porém, só a metade da exergia disponível é recuperada pelo fluido de trabalho, o que indica que este dispositivo tem grande margem para melhorias, uma vez que ele não é tão eficiente ao transformar uma forma de exergia em outra.

5.2 Bombas de Sal

Para as bombas de sal, aplicaram-se as Equações (33) e (34) com os dados da Tabela 5.3.

Tabela 5.3 – .Dados de entrada para avaliação de desempenho das bombas.

Bomba: Tanque de sal frio ao receptor	
Pressão na adução [kPa]	101,33
Entalpia na adução [kJ/kg]	31,63
Entropia na adução [kJ/kg-K]	0,058
Volume específico na adução [m ³ /kg]	5,24E-4
Pressão no recalque [kPa]	5378,60
Entalpia no recalque [kJ/kg]	34,96
Entropia no recalque [kJ/kg-K]	0,059
Bomba: Tanque de sal quente ao tanque de sal frio	
Pressão na adução [kPa]	101,325
Entalpia na adução [kJ/kg]	471,10
Entropia na adução [kJ/kg-K]	0,69550
Volume específico na adução [m ³ /kg]	5,80E-4
Pressão no recalque [kPa]	469,50
Entalpia no recalque [kJ/kg]	471,35
Entropia no recalque [kJ/kg-K]	0,69556

Através dos balanços e das definições de eficiência da Seção 3.3.2, tem-se os resultados da Tabela 5.4.

Tabela 5.4 – .Desempenho das bombas.

Bomba: Tanque de sal frio ao receptor	
Geração de entropia [kW/K]	2,14
Trabalho perdido [kW]	637,71
Eficiência energética [-]	0,83
Eficiência exérgica [-]	0,77

Bomba: Tanque de sal quente ao tanque de sal frio	
Geração de entropia [kW/K]	0,05
Trabalho perdido [kW]	14,26
Eficiência energética [-]	0,85
Eficiência exergética [-]	0,97

Por se tratar do mesmo equipamento, a eficiência energética das duas bombas é bastante semelhante. As condições de operação são muito distintas, sendo a razão “vazão/altura manométrica” cerca de dez vezes maior para a bomba que alimenta o sistema de geração de vapor do que para a bomba que supre o receptor, resultando na grande diferença de eficiência exergética.

De maneira geral, as duas bombas têm a mesma capacidade de transmitir energia, mas as suas capacidades de transformar exergia são muito diferentes. Quanto ao trabalho perdido, é perceptível que nos dois casos ele é pequeno quando comparado com a potência de acionamento do dispositivo.

5.3 Gerador de Vapor

A avaliação do sistema gerador de vapor foi tomada a partir dos componentes individuais para se prosseguir a uma análise do sistema como um todo. Os parâmetros de desempenho foram verificados por meio das Equações (36) a (38) em conjunto com os conceitos de geração de entropia e trabalho perdido.

Conforme informado na Seção 3.3.3, a efetividade é um parâmetro fundamental na avaliação de trocadores de calor.

5.3.1 Superaquecedor

Iniciando a análise baseando-se no fluxo de sal através do gerador de vapor, o primeiro equipamento a ser estudado foi o superaquecedor. Na Tabela 5.5 estão descritos os dados de entrada para aplicação nos balanços juntamente com os demais dados informados na Seção 4.5.

Tabela 5.5 – Dados de entrada para avaliação do superaquecedor.

Sal	
Parâmetro	Valor
Entalpia na entrada [kJ/kg]	471,14
Entalpia na saída [kJ/kg]	329,73
Entropia na entrada [kJ/kg-K]	0,70
Entropia na saída [kJ/kg-K]	0,52

Calor específico médio [kJ/kg-K]	1,54
Água	
Parâmetro	Valor
Entalpia na entrada [kJ/kg]	2694,00
Entalpia na saída [kJ/kg]	3459,00
Entropia na entrada [kJ/kg-K]	5,52
Entropia na saída [kJ/kg-K]	6,64
Calor específico médio [kJ/kg-K]	3,03

Os dados de desempenho do superaquecedor obtidos a partir da análise baseada na Seção 3.3.3 estão descritos na Tabela 5.6.

Tabela 5.6 – Desempenho do superaquecedor.

Parâmetro	Valor
Efetividade [-]	0,88
Eficiência energética [-]	1,00
Eficiência exergética [-]	0,90
Geração de entropia [kW/K]	18,66
Trabalho perdido [kW]	5.574,76

5.3.2 Evaporador

Seguindo a sequência de equipamentos do gerador de vapor, tem-se o evaporador. Os dados de entrada para sua avaliação estão apresentados na Tabela 5.7.

Tabela 5.7 – Dados de entrada para avaliação do evaporador.

Sal	
Parâmetro	Valor
Entalpia na entrada [kJ/kg]	329,71
Entalpia na saída [kJ/kg]	104,55
Entropia na entrada [kJ/kg-K]	0,52
Entropia na saída [kJ/kg-K]	0,18
Calor específico médio [kJ/kg-K]	1,52
Água	
Parâmetro	Valor
Entalpia na entrada [kJ/kg]	1474,00
Entalpia na saída [kJ/kg]	2700,00
Entropia na entrada [kJ/kg-K]	3,47
Entropia na saída [kJ/kg-K]	5,53
Entalpia de vaporização [kJ/kg]	1219,00

A análise do desempenho do evaporador pode ser realizada por meio dos valores dispostos na Tabela 5.8.

Tabela 5.8 – Desempenho do evaporador.

Parâmetro	Valor
Efetividade [-]	0,95
Eficiência energética [-]	1,00
Eficiência exergética [-]	0,90
Geração de entropia [kW/K]	35,29
Trabalho perdido [kW]	10.541,55

5.3.3 Preaquecedor

O último componente do sistema de geração de vapor foi o preaquecedor. A sua análise se dá a partir dos dados apresentados na Tabela 5.9 e das informações expostas na Seção 4.5.

Tabela 5.9 – Dados de entrada para avaliação do preaquecedor.

Sal	
Parâmetro	Valor
Entalpia na entrada [kJ/kg]	104,55
Entalpia na saída [kJ/kg]	31,67
Entropia na entrada [kJ/kg-K]	0,18
Entropia na saída [kJ/kg-K]	0,06
Calor específico médio [kJ/kg-K]	1,50
Água	
Parâmetro	Valor
Entalpia na entrada [kJ/kg]	1080,20
Entalpia na saída [kJ/kg]	1474,00
Entropia na entrada [kJ/kg-K]	2,77
Entropia na saída [kJ/kg-K]	3,47
Calor específico médio [kJ/kg-K]	5,25

Seguindo o que foi demonstrado na Seção 3.3.3 e por meio dos dados citados na Tabela 5.9, obtiveram-se os valores apresentados na Tabela 5.10.

Tabela 5.10 – Desempenho do preaquecedor.

Parâmetro	Valor
Efetividade [-]	0,91
Eficiência energética [-]	1,00
Eficiência exergética [-]	0,96
Geração de entropia [kW/K]	3,65
Trabalho perdido [kW]	1.090,86

5.3.4 Conjunto Gerador de Vapor

Para o conjunto composto pelos três trocadores de calor já descritos, a eficiência energética continua sendo 100% já que as perdas de energia dos trocadores para o ambiente foram desconsideradas. Já a eficiência de Segunda Lei pôde ser calculada através do produto das três eficiências individuais, resultando num valor de 78%.

Como a efetividade é uma consequência direta dos estados de entrada e saída dos fluidos envolvidos, os diferentes valores obtidos se justificam pela mudança de fase da água.

Os valores obtidos para as eficiências exergéticas indicam que a capacidade de recuperação de exergia do vapor d'água tende a ser maior do que a da água líquida. Contudo, estes equipamentos apresentaram eficiências e efetividades bastante elevadas.

Por fim, as taxas de geração de entropia se mostraram muito pequenas frente à troca de calor envolvida no processo. Como dito na Seção 3.3.3, as irreversibilidades contabilizadas foram por conta da perda de carga e da troca de calor devida a uma diferença finita de temperatura.

5.4 Tubulações e Tanques

Seguindo o desenvolvimento apresentado nos Apêndices E e F, a Tabela 5.11 mostra os resultados obtidos para estes equipamentos.

Tabela 5.11 – Análise exergética das tubulações e dos tanques.

Tubulações	
Parâmetro	Valor
Geração de entropia [kW/K]	2,62
Trabalho perdido [kW]	413,35
Tanque	
Parâmetro	Valor
Geração de entropia [kW/K]	19,70
Trabalho perdido [kW]	5.883,82

Há, efetivamente, perdas de energia para o ambiente quando o sal escoar através da tubulação e quando ele está armazenado no tanque de sal quente. No entanto, como mostrado nos Apêndices citados, estas perdas, e as consequentes diminuições

de temperatura, são muito pequenas frente à quantidade de energia envolvida em todo o processo, justificando assim a desconsideração citada na Seção 4.4.

5.5 Sistema Global

Aplicando as Equações (39) e (40), obtiveram-se as eficiências do sistema de sal como um todo para o sistema operando nas condições especificadas. Estes resultados são apresentados na Tabela 5.12.

Tabela 5.12 – Desempenho do sistema de sal.

Parâmetro	Valor
Eficiência energética [-]	0,36
Eficiência exergética [-]	0.20

A eficiência de Primeira Lei calculada para o sistema de sal é baixa já que ele é uma etapa intermediária de toda a planta. No entanto, nem toda a energia que não é aproveitada para a água é desperdiçada. Uma parte dela é armazenada no tanque de sal quente.

Muitas são as condições de operação da planta e as eficiências termodinâmicas são calculadas de diferentes formas para cada uma destas situações. Por exemplo, em começo de operação (início da manhã), quando o tanque de sal frio está cheio e o tanque de sal quente vazio, há uma certa vazão no receptor, mas a vazão no gerador de vapor é nula, o que caracterizaria uma eficiência nula pela Equação (39), mas o objetivo neste momento do dia não é gerar vapor e sim abastecer o tanque de sal quente até o nível que permita o início da geração de vapor.

Uma vez que o objetivo é determinar as principais fontes de perda no sistema intermediário de sal, os resultados da Tabela 5.12 podem não ser uma representação numérica fiel deste objetivo, mas sim um parâmetro de avaliação comparativo para avaliar diferentes momentos de operação e até mesmo diferentes plantas.

Os valores obtidos para a geração de entropia e o trabalho perdido nos diferentes elementos da planta são apresentados na Tabela 5.13. Nela é possível observar que o receptor sozinho é responsável por pouco mais de 93% de geração de entropia, e conseqüentemente do desperdício de trabalho, de todo o sistema de sal.

Tabela 5.13 – Geração de entropia e trabalho perdido no sistema de sal.

Elemento	Geração de entropia [kW/K]	Trabalho perdido [kW]	Percentual [%]
Receptor	1.334,94	398.681,03	93,37
Bombas	2,18	651,97	0,15
Gerador de vapor	57,61	17.207,17	4,03
Tubulação	2,62	783,52	0,18
Tanques	32,38	9.670,85	2,26
TOTAL	1.429,74	426.994,53	100,00

A Figura 5.1 mostra graficamente o percentual de trabalho perdido em cada equipamento. Estes percentuais são os mesmos para a geração de entropia já que os dois se relacionam através da temperatura do estado morto, que em todos os casos é a temperatura ambiente.

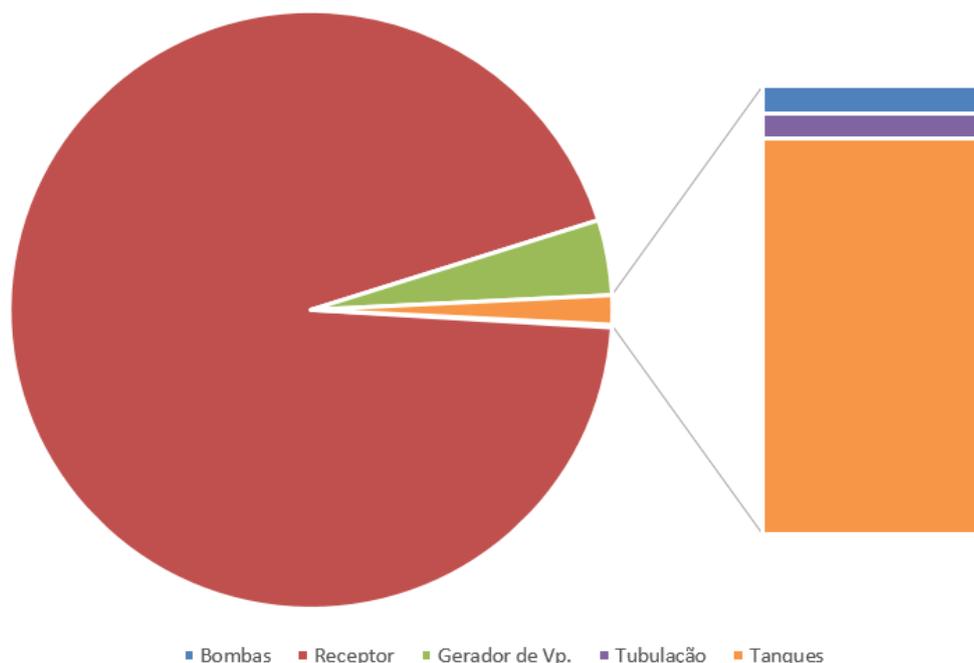


Figura 5.1 – Parcelas de trabalho perdido e entropia gerada global, divididas por equipamento.

Novamente, o receptor é o grande responsável pelas perdas de exergia do sistema de sal, logo ele deve ser o ponto de partida para a implementação de melhorias que visem o aumento da capacidade produtiva das usinas termossolares com receptor em torre.

Só no receptor, cerca de 400 MW são desperdiçados pela sua inabilidade em transformar a exergia de radiação solar em exergia transportada pelo escoamento de sal. É evidente que com as altas temperaturas envolvidas e a forma como o receptor

é utilizado – completamente exposto às condições ambiente – as suas perdas tendem a ser grandes, mas ainda assim há muito espaço para melhorar o processo de aquecimento do *Molten Salt*.

Por mais que os outros elementos apresentem contribuições pequenas de trabalho perdido quando comparados com o receptor, eles são representativos quando analisados em valores brutos, merecendo atenção do projetista.

Analisando o desempenho energético dos diferentes elementos envolvidos no transporte de energia do receptor para a água, observou-se que eles são todos parecidos e individualmente altos. O que reforça que o grande fator limitante é a capacidade de conversão de exergia no receptor.

Comparativamente, os dois ciclos termodinâmicos que compõem uma planta de potência solar concentrada (ciclo de *Rankine* e ciclo de *Molten Salt*) apresentam eficiências globais baixas. Em *Crescent Dunes*, por exemplo, o sistema de potência a vapor tem uma eficiência global de 42% (NATIONAL RENEWABLE ENERGY LABORATORY, 2015).

Porém, a tecnologia empregada em um ciclo de *Rankine* já foi vastamente estudada e atingiu um patamar de desenvolvimento muito mais avançado do que o sistema de sal empregado neste trabalho. Isto indica que atualmente a margem de aprimoramento do circuito de sal ainda é grande e a um custo não tão elevado enquanto que para o sistema a vapor são necessários investimentos muito maiores para resultados não tão impactantes.

6 CONCLUSÕES

Uma planta de potência solar concentrada do tipo torre transforma a radiação solar em energia elétrica através de concentradores óticos que focam a luz do sol em um receptor localizado no topo de uma torre. Lá, a energia é repassada a um fluido intermediário de transferência de calor – atualmente o principal fluido empregado é uma mistura eutética salina de 60% de nitrato de sódio (NaNO_3) e 40% de nitrato de potássio (NaKNO_3) – que gera vapor para alimentar uma turbina.

Através de análises energética e exérgica deste sistema intermediário e de posse dos resultados obtidos, pôde-se concluir que em uma planta deste tipo, este sistema intermediário de sal exerce papel preponderante na limitação da potência máxima gerada.

Este sistema é composto pelos diversos equipamentos descritos (Figura 2.14) sendo que o receptor em painéis tubulares constitui a maior fonte de geração de entropia e, conseqüentemente, de destruição de exérgia, representando mais de 90% destas perdas no sistema global de sal.

Fica então claro que, com a configuração atual destas plantas, os trabalhos para aumento de eficiência devem ser voltados para o aprimoramento da capacidade de transformação de exérgia neste equipamento, tanto alterando os materiais envolvidos como a sua forma construtiva.

Esforços já estão sendo feitos para aperfeiçoar este equipamento, seja na tentativa de entender melhor as perdas de energia (COLOMER, CHIVA, *et al.*, 2014), seja alterando o formato e a disposição dos tubos (GARBERECHT, AL-SIBAI, *et al.*, 2013) ou ainda investigando novos fluidos de transferência de calor (VIGNAROOBAN, XU, *et al.*, 2015).

Apesar de bastante robusta, as análises aplicadas não são livres de limitações. Diversos outros cenários poderiam ser avaliados para determinar o comportamento da planta e o desempenho do sistema de sal, considerando condições ambientais e de operação variadas, não levando em conta apenas valores médios de temperatura e velocidade do vento, por exemplo, e considerando diversos momentos do dia e do ano.

Uma continuação natural deste trabalho seria incluir valores financeiros à análise termodinâmica para tentar determinar a representatividade monetária destas perdas e das eventuais melhorias.

Por se tratar de uma tecnologia bastante incipiente, aperfeiçoamentos tanto no circuito de sal quanto nos outros blocos da planta podem ser desenvolvidos, de forma que este trabalho não é uma análise definitiva do processo intermediário de transferência de energia solar para a geração de vapor.

Espera-se, no entanto, ter estabelecido uma metodologia que possa ser aplicada às mais diversas plantas de potência solar concentrada com diferentes tipos de fluido de transferência de calor.

REFERÊNCIAS

ABB. A maior usina linear Fresnel de energia solar do mundo inicia sua produção. Site da ABB Power and Productivity, 2014. Disponível em: <<http://www.abb.com.br/cawp/seitp202/fb4b425307a8b05283257aad005aa0f4.aspx>>. Acesso em: 15 Abril 2015.

ALMEIDA, V. Governo projeta quatro novas usinas nucleares no Brasil. Exame.com, 2015. Disponível em: <<http://exame.abril.com.br/brasil/noticias/governo-projeta-quatro-novas-usinas-nucleares-no-brasil>>. Acesso em: 17 Abril 2015.

ALSTOM. MT Steam Turbine. Alstom Power. Baden. 2010.

ALSTOM. Arabelle Steam Turbine: The world's most powerful and reliable steam turbine. Site da Alstom Energy, 2013. Disponível em: <<http://www.alstom.com/products-services/product-catalogue/power-generation/nuclear/nuclear-steam-turbines/arabelle-steam-turbines/>>. Acesso em: 29 abr. 2015.

ALSTOM. Case Study: Industrial Steam Turbines - Crescent Dunes. Alstom/SolarReserve. Baden. 2014.

BAHAROON, D. A. et al. Historical development of concentrating solar power technologies to generate clean electricity efficiently - A review. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Setembro 2014.

BEJAN, A. Advanced Engineering Thermodynamics. 2ª. ed. New York: John Wiley & Sons, inc., 1997.

BEJAN, A. Convection Heat Transfer. 4ª. ed. Hoboken: John Wiley & Sons, 2013.

BIG - Banco de Informações de Geração. ANEEL, 2015. Disponível em: <<http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/OperacaoCapacidadeBrasil.cfm>>. Acesso em: 26 Abril 2015.

BOEREMA, N. et al. Liquid sodium versus Hitec as a heat transfer fluid in solar thermal central receivers. Solar Energy, Amsterdam, v. 86, p. 2293-2305, Maio 2012.

BORGNACKE, C.; SONNTAG, R. E. Fundamentos da Termodinâmica. 8ª. ed. São Paulo: Blucher, 2013.

COLOMER, G. et al. Advanced CFD&HT numerical modeling of solar tower receivers. Energy Procedia, Amsterdam, n. 49, p. 50-59, 2014.

CSP TODAY. CSP Today Global Tracker. CSP Today, 2015. Disponível em: <<http://social.csptoday.com/tracker/projects/table>>. Acesso em: 23 Abril 2015.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. Empresa de Pesquisa Energética - Leilões, 18 Setembro 2014. Disponível em: <<http://www.epe.gov.br/leiloes/Paginas/Leil%C3%A3o%20de%20Energia%20A-5%202014/Leil%C3%A3oA-5cadastramais74projetoSeatinge53869MW.aspx?CategorialD=6928>>. Acesso em: 29 Abril 2015.

FLOWSERVE CORPORATION. Concentrated Solar Power - Parabolic Trough, Power Tower. Flowserve Corporation. Irving. 2015.

GARBerecht, O. et al. CFD-simulation of a new receiver design for a molten salt solar power tower. Solar Energy, Amsterdam, n. 90, p. 94-106, Fevereiro 2013.

GESELLSCHAFT FÜR INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT. Fresnel CSP Technology: State of the Art and Market Overview. Stuttgart: Projeto Energia Heliotérmica, 2014.

GESELLSCHAFT FÜR INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT. Parabolic Trough CSP Technology: State of the Art and Market Overview. Stuttgart: Projeto Energia Heliotérmica, 2014.

GESELLSCHAFT FÜR INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT. Tower CSP Technology: State of the Art and Market Overview. Stuttgart: Projeto Energia Heliotérmica, 2014.

GRUPO FEITAL. Tubos de Aço Inox Padrão Schedule Com ou Sem Costura. Grupo Feital Aços Inoxidável, 2015. Disponível em: <<http://catalogo.feital.com.br/viewitems/tubos-aco-inox/tubos-aco-inox-padrao-schedule-com-ou-sem-costura?>>. Acesso em: 11 Setembro 2015.

HAAR, L.; GALLAGHER, J.; KELL, G. NBS/NRC Steam Tables: Thermodynamic and Transport Properties and Computer Programs for Vapor and Liquid States of Water in SI Units. Washington: Hemisphere Publishing Corporation, 1984.

- HO, C. K. et al. Characterization of Pyromark 2500 Paint for High-Temperature Solar Receivers. *Journal of Solar Energy Engineering*, Las Vegas, v. 136, Julho 2013.
- IDEL'CIK, I. E. *Mémento des pertes de charges*. 3^a. ed. Paris: Eyrolles, 1986.
- INCROPERA, F. P. et al. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 7^a. ed. Jefferson City: John Wiley & Sons, 2011.
- INSTITUTO NACIONAL DE METEOROLOGIA. Estações Automáticas. Site do INMET, 2015. Disponível em: <<http://www.inmet.gov.br/portal/index.php?r=estacoes/estacoesAutomaticas>>. Acesso em: 4 Setembro 2015.
- KAKAÇ, S. *Boilers, Evaporators and Condensers*. Nova Iorque: John Wiley & Sons, 1991.
- KAKAÇ, S.; LIU, H. *Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design*. 2^a. ed. Boca Raton: CRC Press, 2002.
- KANOGLU, M.; ÇENGEL, Y. A.; DINÇER, I. *Efficiency Evaluation of Energy Systems*. New York: Springer, 2012.
- KERN, D. Q. *Process Heat Transfer*. Singapura: McGraw-Hill, 1965.
- KIM, J.; KIM, J.-S.; STEIN, W. Simplified heat loss model for central tower solar receiver. *Solar Energy*, Amsterdam, v. 116, p. 314-322, Fevereiro 2015.
- KOLB, G. et al. *Heliostat Cost Reduction Study*. Sandia National Laboratories. Albuquerque. 2007.
- KOTAS, T. J. *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. Tiptree: Anchor Brendon, 1985.
- LEYZEROVICH, A. S. *Steam Turbines for Modern Fossil Fuel Power Plants*. Lilburn: CRC Press, 2007.
- MARTINS, F. R.; ABREU, S. L.; PEREIRA, E. B. *Scenarios for solar thermal energy applications in Brazil*, 2012.
- MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. *Princípios de Termodinâmica para Engenharia*. 6^a. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2012.

NATIONAL RENEWABLE ENERGY LABORATORY. Concentrating Solar Power Projects. NREL, 2015. Disponível em: <http://www.nrel.gov/csp/solarpaces/project_detail.cfm/projectID=60>. Acesso em: 1 Novembro 2015.

PACHECO, J. E. et al. Results of Molten Salt Panel and Component Experiments for Solar Central Receivers Cold Fill, Freeze/Thaw, Thermal Cycling and Shock, and Instruments Tests. Washington: U.S. Dept. of Energy, 1995.

PETTIT, R. B.; ROTH, E. P. Solar Mirror Materials: Their Properties and Uses in Solar Concentrating Collectors. Solar Materials Science, Nova Iorque, p. 171, 1980.

PYE, J. et al. An exergy analysis of tubular solar-thermal receivers with different working fluids. International Conference on Concentrating Solar Power and Chemical Energy Systems, Canberra, 2014.

SANDIA NATIONAL LABORATORIES. Final Test and Evaluation Results from the Solar Two Project. Albuquerque: [s.n.], 2002.

TROSKOLANSKI, A. T. Les Turbopompes: théorie, tracé et construction. Paris: Eyrolles, 1977.

TRUEDELLE, C. Rational Thermodynamics. 2^a. ed. New York: Springer-Verlag, 1984.

VIGNAROUBAN, K. et al. Heat transfer fluids for concentrating solar power systems - A review. Applied Energy, v. 146, p. 383 - 396, Março 2015.

XU, C. et al. Energy and exergy analysis of solar power tower plants. Applied Thermal Engineering, n. 31, p. 3904 - 3913, 2011.

APÊNDICE A – RELAÇÃO DAS CSP DO TIPO TORRE EM OPERAÇÃO

Conforme citado na Seção 1.2, a lista de todas as plantas de geração de energia que utilizam o sistema de concentração de radiação em uma torre está representada na Tabela A.1.

Tabela A.1 – Relação das torres solares em operação

Projeto	País	Potência Instalada (MW)
Acme Rajasthan Solar Power 1	Índia	2,50
BrightSource SEDC	Israel	6,00
Chevron/BrightSource Coalinga	EUA	29,00
CSIRO Solar Field 1	Austrália	0,50
CSIRO Solar Field 2	Austrália	1,00
Dahan Power Plant	China	1,00
Gemasolar	Espanha	20,00
Greenway CSP Tower	Turquia	5,00
Ivanpah Solar Electric Generating Station I	EUA	126,00
Ivanpah Solar Electric Generating Station II	EUA	133,00
Ivanpah Solar Electric Generating Station III	EUA	133,00
Jülich	Alemanha	1,50
Lake Cargelligo	Austrália	3,00
PÉGASE	França	1,30
PS10	Espanha	11,00
PS20	Espanha	11,00
SierraSunTower	EUA	5,00

APÊNDICE B – MODELO TRIDIMENSIONAL

O modelo tridimensional da planta foi elaborado com base nas dimensões preliminares determinadas pelo *SAM* para auxiliar no cálculo das perdas de carga na tubulação e para tentar simular uma situação mais próxima da realidade. Como já citado na Seção 4.4, o arranjo geral foi inspirado na usina de *Crescent Dunes*, sendo que muitas das dimensões foram arbitradas. Apenas a tubulação de sal é indicada e como só foi feito o projeto térmico dos trocadores de calor, estes estão representados esquematicamente.

Para a confecção do modelo foi utilizado o *software Inventor*, da companhia *Autodesk®*, que oferece uma licença estudiantil gratuita. A Figura B.1 apresenta uma visão global do modelo.

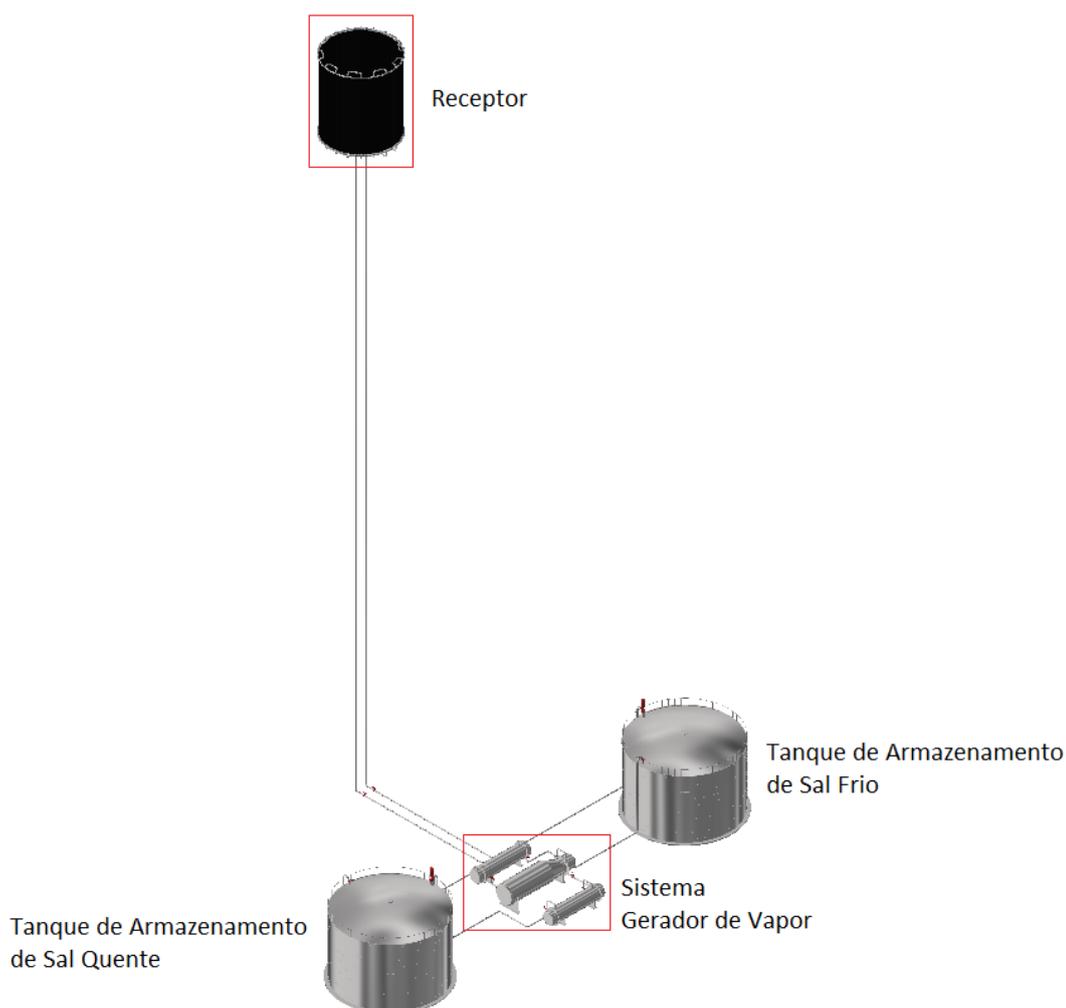


Figura B.1 – Visão geral do modelo confeccionado.

A Figura B.2 destaca o sistema gerador de vapor e algumas das válvulas borboleta (em vermelho) instaladas para simular uma situação real de perda de carga. Nesta representação estão identificados os três diferentes trocadores de calor empregados no sistema, o preaquecedor, o evaporador e o superaquecedor.

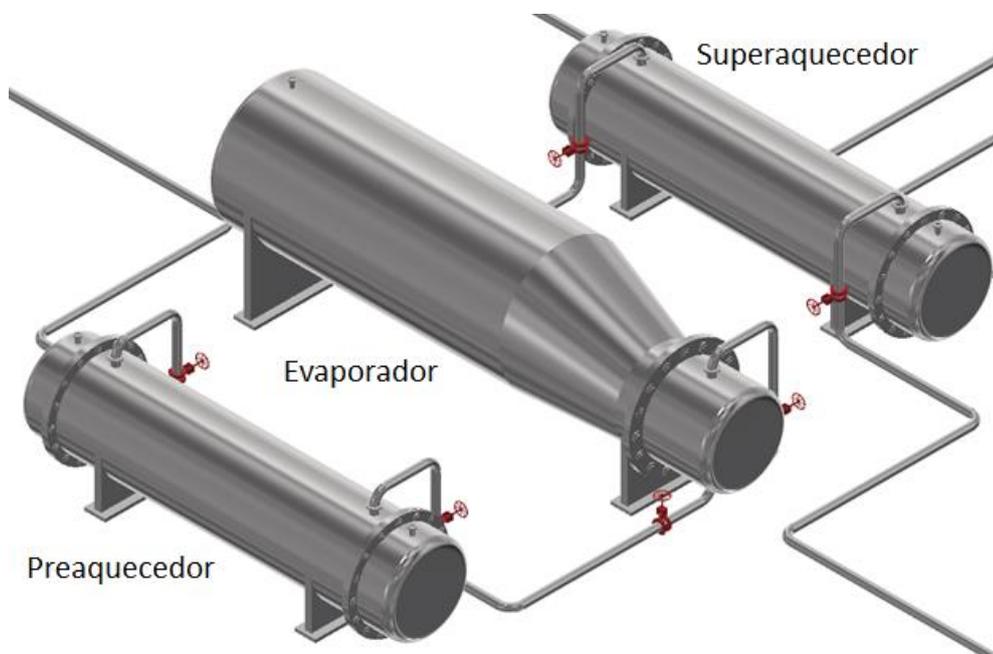


Figura B.2 - Modelo tridimensional do gerador de vapor.

Na Figura B.3 e na Figura B.4 há uma visão em detalhe dos tanques, nas quais podem ser observadas as bombas de sal (equipamentos instalados na parte superior), a posição das tubulações de entrada e saída de sal e as válvulas manuais de manutenção.

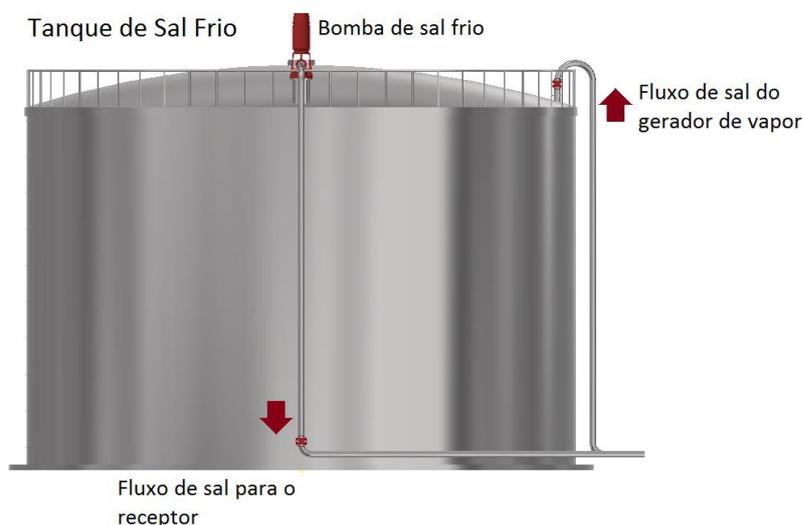


Figura B.3 - Tanque de armazenamento de sal frio.

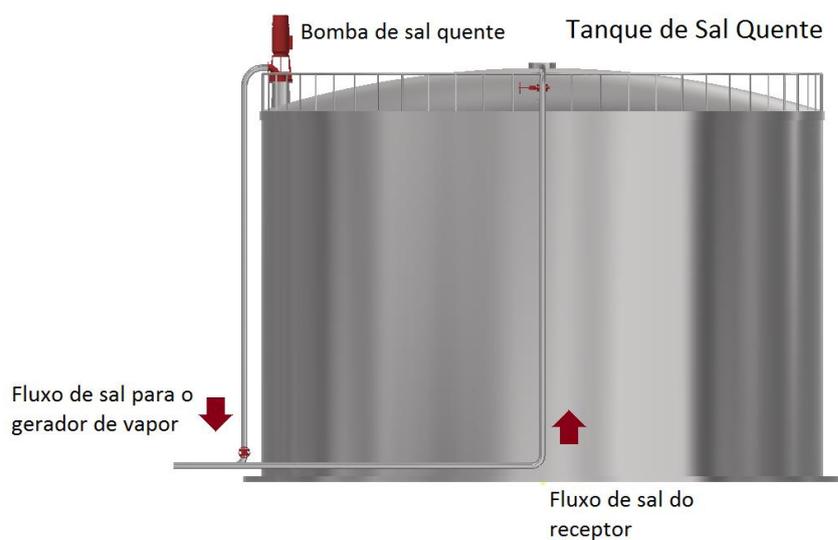


Figura B.4 - Tanque de armazenamento de sal quente.

A Figura B.5 foca na parte inferior do receptor e detalha as tubulações de entrada e saída de sal.

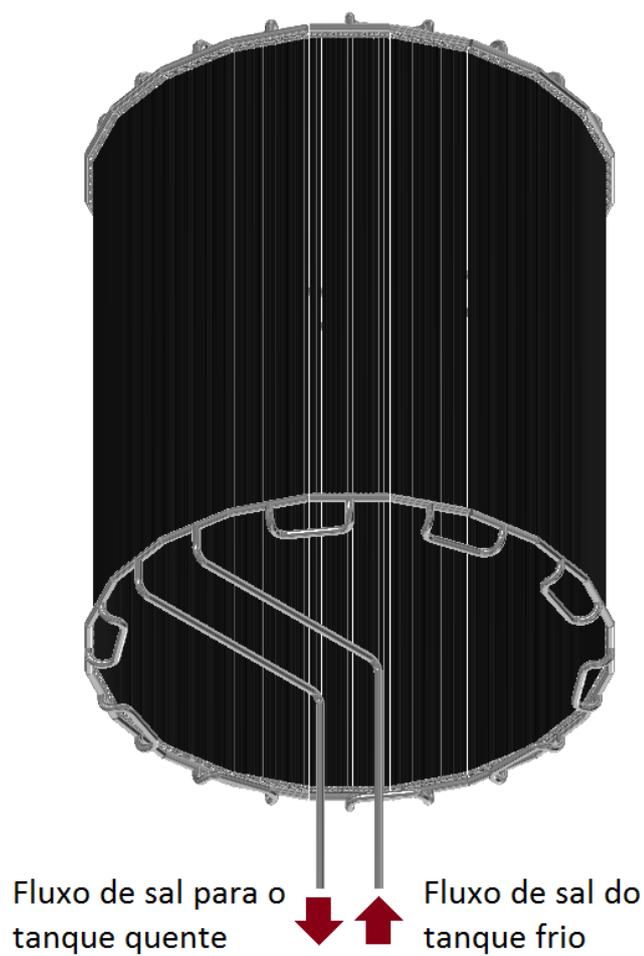


Figura B.5 - Porção inferior do receptor.

Já a Figura B.6 detalha a conexão entre os painéis.

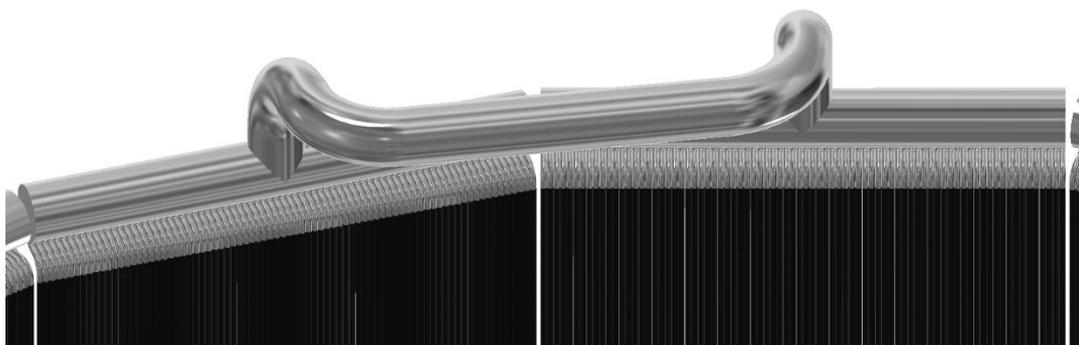


Figura B.6 - Conexão entre dois painéis.

E, por fim, a Figura B.7 apresenta vista superior do sistema de interesse, compreendendo todos os equipamentos e interconexões relevantes aos cálculos empreendidos no trabalho.

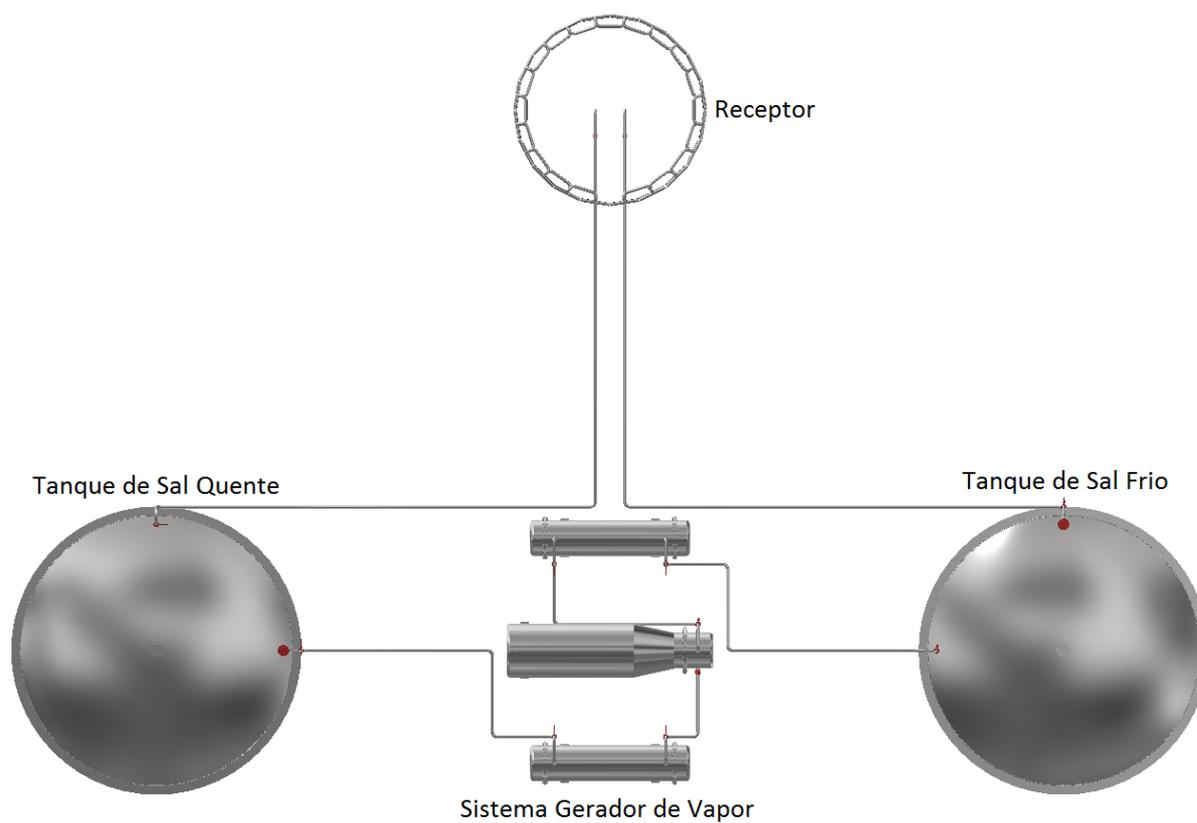


Figura B.7 - Vista superior do modelo tridimensional.

APÊNDICE C – PERDAS NO RECEPTOR

Como citado na Seção 3.3.1, muitas são as fontes de perdas no receptor. Apesar de o valor global das perdas poder ser determinado pela diferença entre a energia em forma de radiação que chega ao receptor e a energia que é efetivamente transferida para o sal escoando dentro dos painéis tubulares, é de grande interesse determinar as principais fontes de perdas.

Por se tratar de um problema bastante complexo e com variáveis que eventualmente não podem ser mensuradas, algumas considerações tiveram de ser feitas. Este Apêndice explica criteriosamente a sequência de cálculo adotada para estimar as perdas por convecção e por radiação do receptor para o ambiente.

C1. Perdas por Convecção

As perdas por convecção foram calculadas pela tradicional forma apresentada na Equação (41) (INCROPERA, DEWITT, *et al.*, 2011).

$$Q_{conv} = h_{conv}A_{rec,ext}(T_{rec,sup} - T_{amb}) \quad (41)$$

A área externa do receptor ($A_{rec,ext}$) é a soma de todas as metades dos tubos que estão viradas para o lado de fora. A temperatura do ambiente (T_{amb}) é a mesma utilizada durante todo o trabalho (Seção 4.1) e a temperatura da superfície do receptor ($T_{rec,sup}$) foi aproximada pela temperatura de saída do sal (570°C).

O problema reside, então, em determinar o coeficiente convectivo. Considerando o receptor como uma parede vertical sob efeito do vento médio ambiente e aplicando as equações já consagradas para esta configuração (INCROPERA, DEWITT, *et al.*, 2011), chegou-se a um valor de aproximadamente 7 W/m²K.

No entanto, análises práticas mostraram que este valor tende a ser muito maior (BOEREMA, MORRISON, *et al.*, 2012). De maneira simplificada, para este tipo de receptor e ventos de até 5 m/s, recomenda-se adotar um coeficiente convectivo entre 20 e 30 W/m²K (KIM, KIM e STEIN, 2015), adotou-se, então, o valor de 25 W/m²K para a continuidade dos cálculos.

C2. Perdas por Radiação

Para determinar as perdas por radiação para o ambiente, utilizou-se a também consagrada Equação (42).

$$Q_{rad} = \sigma \varepsilon A_{rec,ext} (T_{rec,sup}^4 - T_{viz}^4) \quad (42)$$

As temperaturas e a área externa são iguais ao apresentado na seção anterior (a temperatura das vizinhanças é considerada como sendo a temperatura ambiente). A constante σ representa a constante de Stefan-Boltzmann enquanto que o termo ε representa a emissividade da superfície dos tubos.

Usualmente, receptores tubulares são cobertos com uma fina camada de *Pyromark®*, que é uma resina negra com resistência a altas temperaturas (SANDIA NATIONAL LABORATORIES, 2002). A emissividade de um aço inoxidável com esse revestimento foi calculada em função da sua temperatura em Kelvin (HO, MAHONEY, *et al.*, 2013), de acordo com a Equação (43).

$$\begin{aligned} \varepsilon(T) = & 0,1477 \log_{10}(T - 264,4) - 5,671 \times 10^{-6} (T - 264,4) \\ & + 0,4988 \end{aligned} \quad (43)$$

C3. Resultados

Dadas as Equações (41), (42) e (43) e os dados resumidos na Tabela C.1, tem-se os resultados apresentados na Tabela C.2.

Tabela C.1 - Dados de entrada para cálculo das perdas no receptor.

Parâmetro	Valor
Área externa do receptor [m ²]	1124,20
Temperatura do receptor [°C]	570,00
Temperatura ambiente [°C]	25,50
Coeficiente convectivo [W/m ² K]	25,00
Emissividade [-]	0,88
Constante de Stefan-Boltzmann [W/m ² K ⁴]	5,67E-8

Tabela C.2 - Perdas de energia no receptor.

Tipo de Perda	Valor
Convecção [kW]	15303,14
Radiação [kW]	28016,74

APÊNDICE D – PERDAS DE CARGA

O objetivo desta seção é apresentar o estudo de perda de carga realizado para a tubulação do sistema de sal.

Todas as perdas foram calculadas por métodos teóricos baseados em experimentos feitos em condições de laboratório. Por isso, o valor real deve ter variações em relação ao apresentado.

Para o cálculo das perdas totais do circuito hidráulico, foram calculadas as perdas distribuídas e localizadas separadamente e, ao final, elas foram somadas. Todos os cálculos foram baseados em literatura específica de hidráulica aplicada a circuitos pressurizados (IDEL'CIK, 1986).

D1. Perdas de Carga Distribuídas

As perdas de carga distribuídas foram calculadas através da Equação Universal de Darcy-Weisbach, mostrada na Equação (44).

$$\Delta h = \lambda \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{V^2}{2g} \right) \quad (44)$$

Sendo:

- λ coeficiente de atrito;
- Δh perda de carga (mcf);
- L comprimento do trecho considerado (m);
- D diâmetro da tubulação (m);
- V velocidade média na seção considerada (m/s);
- g aceleração da gravidade (m/s²).

O coeficiente de atrito depende das condições do escoamento. Neste caso trata-se de um escoamento turbulento plenamente rugoso e este coeficiente foi dado pela Equação (45).

$$\lambda = \frac{1}{\left[2 \cdot \log \left(\frac{3,7D}{e} \right) \right]^2} \quad (45)$$

Sendo e a rugosidade absoluta, em metros, em valores médios.

D2. Perdas de Carga Localizadas

Todas as perdas localizadas foram calculadas de acordo com a Equação (46).

$$\Delta h = \zeta \left(\frac{V^2}{2g} \right) \quad (46)$$

Sendo:

- ζ coeficiente de perda de carga localizada;
- Δh perda de carga localizada (mcf);
- V velocidade média na seção considerada (m/s);
- g aceleração da gravidade (m/s²).

a) Curvas

Como todas as curvas do sistema se enquadram na categoria de curva média (raio da curva não-nulo e menor do que três vezes o diâmetro da tubulação), o coeficiente de perda de carga localizada foi determinado pela Equação (47).

$$\zeta = A_1 \cdot B_1 \cdot C_1 \quad (47)$$

Sendo:

- ζ coeficiente de perda de carga localizada;
- A_1 coeficiente em função do ângulo da curva;
- B_1 coeficiente em função do raio de curvatura;
- C_1 coeficiente de correção para seções não-circulares.

O coeficiente A_1 foi calculado pela Equação (48) enquanto que o coeficiente B_1 foi determinado pelas Equações (49) e (50).

$$A_1 = 1,67 \times 10^{-7} \cdot \theta^3 - 8,26 \times 10^{-5} \cdot \theta^2 + 1,72 \times 10^{-2} \cdot \theta - 2,38 \times 10^{-3} \quad (48)$$

Com:

- θ ângulo da curva (graus).

Para $0,5 \leq (R/D) \leq 1,0$:

$$B_1 = \frac{0,21}{\left(\frac{R}{D}\right)^{0,25}} \quad (49)$$

Já para $1,0 < (R/D) < 3,0$:

$$B_1 = \frac{0,21}{\left(\frac{R}{D}\right)^{0,5}} \quad (50)$$

Com:

- R raio de curvatura (m);
- D diâmetro da tubulação (m).

O coeficiente C1 é igual à unidade para seções circulares.

b) Válvulas Borboleta

Todas as válvulas do arranjo foram posicionadas de modo a isolar os equipamentos, possibilitando que eles recebam manutenção sem ser necessário esgotar o resto do circuito.

Um arranjo real pode necessitar de mais válvulas ou de outro tipo de válvula, mas as adotadas neste projeto são todas do tipo borboleta. Para este tipo de equipamento, a perda de carga localizada pode ser determinada pela Equação (51).

$$\zeta = \frac{A}{Re} + \left(1 - \frac{50}{Re}\right) \cdot \zeta_{quad} \quad (51)$$

O coeficiente independente A é determinado pela Equação (52).

$$A = 120 \left[\frac{1 + 0,5\overline{D}_d(1 + \sin\theta)}{\left(1 - \overline{D}_d^2 \sin(\theta)\right)^2} \right] \quad (52)$$

Com o diâmetro relativo entre a entrada e o obturador definido pela Equação (53).

$$\overline{D}_d = \frac{D_d}{D} \quad (53)$$

O outro coeficiente independente é calculado pela Equação (54).

$$\zeta_{quad} = \left(\frac{1,56}{1 - D_d^2 \sin(\theta)} - 1 \right)^2 \quad (54)$$

Sendo:

- θ ângulo de fechamento da válvula (graus);
- D_d diâmetro do obturador (m);
- D diâmetro de entrada da válvula;
- Re número de Reynolds.

E o número de Reynolds calculado pela Equação (55).

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (55)$$

Com:

- ρ densidade do sal (kg/m³);
- μ viscosidade dinâmica do sal (Pa.s).

c) Expansão e Contração Bruscas

Para o cálculo do coeficiente de perda de carga localizada em uma expansão brusca e em uma contração brusca, foram utilizadas as Equações (56) e (57), respectivamente.

$$\zeta = \left(1 - \frac{A_0}{A_2} \right)^2 \quad (56)$$

$$\zeta = 0,5 \left(1 - \frac{A_0}{A_2} \right) \quad (57)$$

Sendo:

- ζ coeficiente de perda de carga localizada;
- A_0 área menor da expansão/contração (m²);
- A_2 área maior da expansão/contração (m²).

Este coeficiente, quando aplicado na Equação (46), requer a velocidade na área menor da expansão/contração.

D3. Resultados

As perdas foram calculadas de acordo com o modelo tridimensional mostrado no Apêndice B. Para determinar as perdas nos painéis do receptor (Figura 4.4), as saídas e entradas nos tubos horizontais de conexão superiores e inferiores, além das saídas e entradas dos tubos dos painéis, foram aproximadas por contrações e expansões bruscas, de acordo com o sentido do escoamento.

Alguns parâmetros básicos para o estudo das perdas de carga estão explicitados na Tabela D.1, sendo o “Trecho 1” a tubulação que liga o tanque de sal frio ao receptor e o receptor ao tanque de sal quente e o “Trecho 2” a tubulação que liga o tanque de sal quente aos equipamentos do gerador de vapor e, então, ao tanque frio. O diâmetro de entrada das válvulas borboleta e de seus obturadores são sempre iguais ao da tubulação em que ela se encontra. Toda a tubulação utilizada é de aço inoxidável (IDEL'CIK, 1986).

Tabela D.1 - Parâmetros básicos para o cálculo das perdas de carga.

Parâmetro	Valor
Diâmetro do “Trecho 1” [m]	0,60
Diâmetro do “Trecho 2” [m]	0,40
Raio das curvas do “Trecho 1” [m]	0,90
Raio das curvas do “Trecho 2” [m]	0,60
Ângulo das curvas [graus]	90,00
Ângulo de abertura das válvulas [graus]	0,00
Diâmetro dos tubos do receptor [m]	0.08
Área transversal dos tubos horizontais [m ²]	1,92
Rugosidade absoluta [mm]	0.15
Vazão de sal no “Trecho 1” [kg/s]	2061,21
Vazão de sal no “Trecho 2” [kg/s]	800,00

Como a faixa de temperatura do sal é muito grande, suas propriedades variam muito. Para o estudo de perda de carga, considerou-se que o aquecimento no receptor é linear e igualmente dividido entre os painéis.

A Figura D.1 mostra as perdas de carga calculadas nas tubulações e nos 20 painéis do receptor. Vale ressaltar que a tubulação que liga o receptor ao tanque quente não fez parte do estudo porque o escoamento se dá pela ação da gravidade.

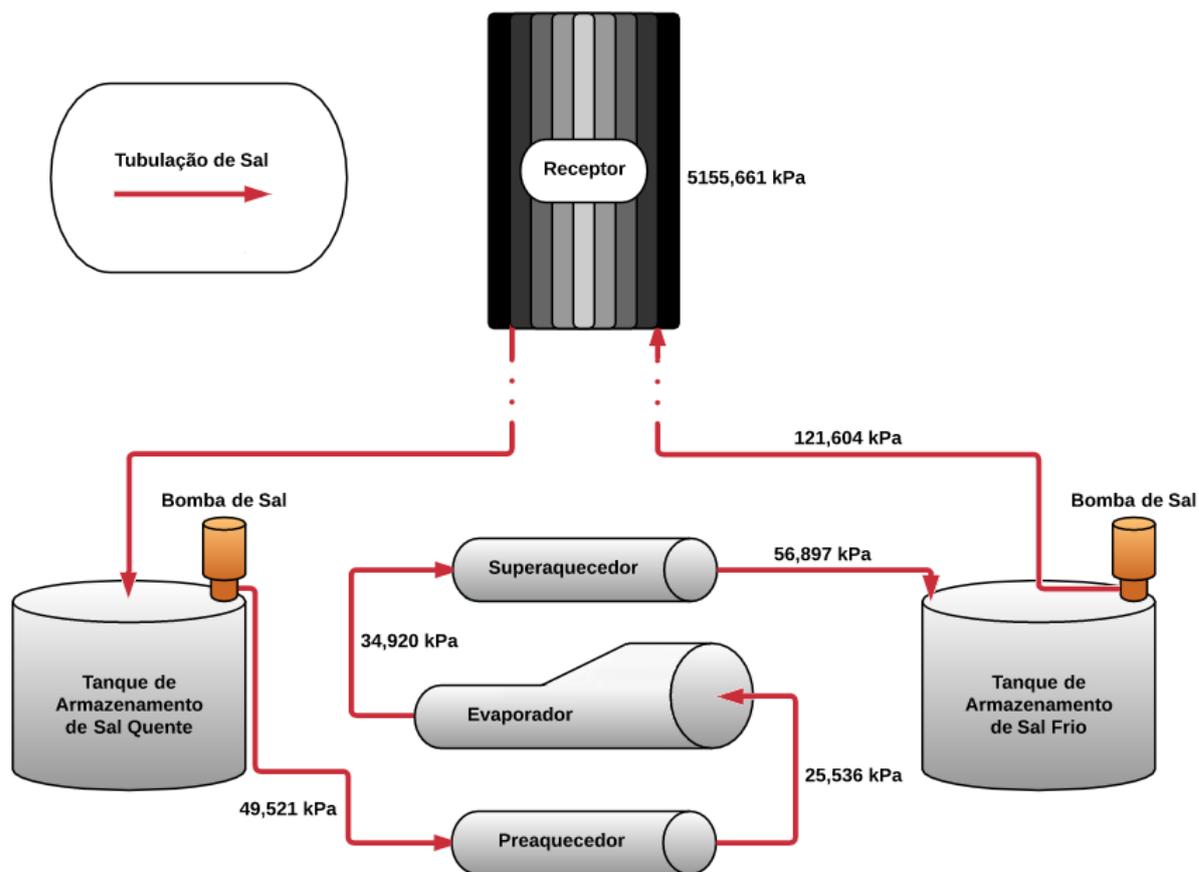


Figura D.1 - Resultados do estudo de perda de carga.

APÊNDICE E – PERDAS DE ENERGIA NA TUBULAÇÃO

Esta seção visa descrever o estudo das perdas de energia envolvendo as tubulações de sal em sua totalidade. Os elementos dessa análise envolvem as seções de conexão entre o tanque de armazenamento de sal frio e o receptor, entre o receptor e o tanque de armazenamento de sal quente e entre os tanques (englobando as conexões do gerador de vapor).

A avaliação das perdas de energia nessas conexões se baseia em três situações: escoamento interno de sal, escoamento cruzado de ar em duto circular (INCROPERA, DEWITT, *et al.*, 2011) e convecção natural em cilindro vertical (BEJAN, 2013). A primeira foi avaliada em toda a extensão da tubulação, enquanto que a segunda foi utilizada nas seções em que a tubulação ficaria exposta à atmosfera, estando sujeita aos ventos locais. Já a terceira foi levada em consideração nas regiões em que a tubulação estaria coberta pela estrutura da torre de sal que suporta o receptor, estando assim protegida de ventos.

O agrupamento destas três situações e da condução de calor através dos materiais dos tubos e do isolamento permite a elaboração de um circuito térmico específico para cada setor em análise. Estando os circuitos térmicos definidos em cada seção, calculou-se a perda de calor correspondente e, a partir dessa quantia, obteve-se uma estimativa das mudanças de temperatura em cada trecho da tubulação, assim como a entropia gerada e o trabalho perdido.

E1. Escoamento Interno

Por meio da área interna dos tubos e do fluxo de sal no trecho em análise, obteve-se a velocidade do escoamento interno, conforme a Equação (58):

$$v_{tubo,int} = \frac{\left(\frac{\dot{m}_{int}}{\rho_{int}}\right)}{A_{tubo}} \quad (58)$$

Sendo:

- A_{tubo} área interna da tubulação (m²);
- \dot{m}_{int} vazão mássica de sal (kg/s);

- ρ_{int} densidade do sal nas condições de operação (kg/m³).

Aplicou-se a definição de Reynolds (INCROPERA, DEWITT, *et al.*, 2011), segundo a Equação (59):

$$Re_{int} = \frac{\rho_{int} v_{tubo,int} D_{tubo}}{\mu_{int}} \quad (59)$$

Sendo:

- μ_{int} viscosidade do sal nas condições de operação (Pa.s).

A determinação do número de Nusselt se dá pela correlação de Petukhov-Kirillov (KAKAÇ, 1991), conforme a Equação (60):

$$Nu_{int} = \frac{\frac{f}{2} Re_{int} Pr_{int}}{\left[1,07 + 12,7 \left(\frac{f}{2} \right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr_{int}^{\frac{2}{3}} - 1 \right) \right]} \quad (60)$$

Na qual:

- Pr_{int} Prandtl do sal nas condições de operação.

Já f é o fator de cálculo obtido por meio de Reynolds, de acordo com a Equação (61):

$$f = (1,58 \ln(Re_{int}) - 3,28)^{-2} \quad (61)$$

Estando o número de Nusselt determinado é possível utilizar a Equação (62) na obtenção do coeficiente de transferência de calor para o escoamento interno:

$$h_{int} = \frac{(Nu_{int} k_{int})}{D_{tubo}} \quad (62)$$

Sendo:

- k_{int} condutividade térmica do sal nas condições de operação (W/m²-K);
- D_{tubo} diâmetro interno da tubulação (m).

Em posse do coeficiente de transferência de calor utilizou-se a Equação (63) para o cálculo da resistência térmica associada ao escoamento interno (em m-K/W):

$$R'_{int} = \frac{1}{2\pi \frac{D_{tubo}}{2} h_{int}} \quad (63)$$

E1. Escoamento Cruzado em Duto Circular

Nas regiões não protegidas contra o vento levou-se em consideração a utilização do modelo de escoamento cruzado em dutos circulares (INCROPERA, DEWITT, *et al.*, 2011). Iniciou-se pela determinação do número de Reynolds por meio da Equação (64):

$$Re_{ext} = \frac{\rho_{ar} u_{ar} D_{tubo,ext}}{\mu_{ar}} \quad (64)$$

Sendo:

- u_{ar} velocidade do vento em escoamento cruzado (W/m²-K).

Determinou-se, então, o número de Nusselt correspondente através da Equação (65):

$$Nu_{Dh} = 0,027 Re_{ext}^{0,805} Pr_{ar}^{\frac{1}{3}} \quad (65)$$

E, na sequência, calculou-se a resistência térmica associada ao escoamento cruzado, segundo a Equação (66):

$$R'_{ext,h} = \frac{1}{2\pi \frac{D_{tubo,ext}}{2} h_h} \quad (66)$$

E2. Convecção Natural em Cilindro Vertical

Para a determinação da resistência térmica associada à esta situação, deve-se, primeiramente, calcular o fator de cálculo β (BEJAN, 2013), que é o inverso da temperatura atmosférica média da série histórica local, em Kelvin. Para estes cálculos, o ar foi assumido como um gás ideal.

Por se tratar de convecção natural, o próximo passo foi a determinação do número de Rayleigh, de acordo com a Equação (67):

$$Ra_H = \frac{[9,81\beta(\bar{T} - T_{ar})H^3]}{\alpha_{ar} \left(\frac{\mu_{ar}}{\rho_{ar}}\right)} \quad (67)$$

Na qual:

- \bar{T} temperatura média do sal na seção(°C);
- H comprimento da seção (m);
- α_{ar} difusividade térmica do ar (m²/s);
- μ_{ar} viscosidade do ar (W/m²-K);
- ρ_{ar} densidade do ar (Pa.s).

Estando o número de Rayleigh determinado, partiu-se para a determinação do número de Nusselt correspondente à convecção natural em cilindro vertical, na forma da Equação (68):

$$Nu_{Dv} = \frac{4}{3} \left[\frac{(7Ra_H Pr_{ar})}{5(20 + 21Pr_{ar})} \right]^{0,25} + \frac{4(272 + 315Pr_{ar})H}{35(64 + 63Pr_{ar})D_{tubo,ext}} \quad (68)$$

Sendo:

- Pr_{ar} Prandtl do ar;
- $D_{tubo,ext}$ diâmetro externo do tubo e isolamento (m).

Foi, então, determinado o coeficiente de transferência de calor para a convecção natural em cilindro vertical, segundo a Equação (69):

$$h_v = \frac{(Nu_{Dv} k_{ar})}{D_{tubo,ext}} \quad (69)$$

Na qual:

- k_{ar} condutividade térmica do ar (W/m²-K).

E, por fim, determinou-se a resistência térmica associada através da Equação (70):

$$R'_{ext,v} = \frac{1}{2\pi \frac{D_{tubo,ext}}{2} h_v} \quad (70)$$

E3. Condução nas Paredes da Tubulação e Isolamento

Em vista da ocorrência de condução de calor através das paredes da tubulação e do isolamento que a reveste, fez-se necessária a obtenção das resistências térmicas associadas a estes fatores. O equacionamento e as propriedades dos materiais foram extraídos de INCROPERA, DEWITT, *et al.*, 2011, enquanto que as dimensões da tubulação e do isolamento estão apresentadas na Seção 4.4.

Para a tubulação tem-se a Equação (71):

$$R'_{parede,aço} = \frac{\ln\left(\frac{r_{ext,aço}}{r_{int,aço}}\right)}{2\pi k_{aço}} \quad (71)$$

Na qual:

- $r_{ext,aço}$ raio externo da tubulação (m);
- $r_{int,aço}$ raio interno da tubulação (m);
- $k_{aço}$ condutividade térmica do aço (W/m²-K).

Já para o isolamento de manta fibra de sílica-alumina, adaptou-se a Equação (71) na forma da Equação (72):

$$R'_{parede,iso} = \frac{\ln\left(\frac{r_{ext,iso}}{r_{int,iso}}\right)}{2\pi k_{iso}} \quad (72)$$

Sendo:

- $r_{ext,iso}$ raio externo do isolante (m);
- $r_{int,iso}$ raio interno do isolante (m);
- k_{iso} condutividade térmica do isolante (W/m²-K).

E4. Circuito Térmico Global

Em posse das resistências térmicas associadas a cada situação aplicável aos trechos da tubulação, fez-se o somatório dos termos individuais para que fossem

obtidos os valores das resistências térmicas globais dos trechos. Esse somatório está expresso nas Equações (73) e (74):

$$R'_{total,v} = R'_{parede,iso} + R'_{parede,aço} + R'_{ext,v} + R'_{int} \quad (73)$$

$$R'_{total,h} = R'_{parede,iso} + R'_{parede,aço} + R'_{ext,h} + R'_{int} \quad (74)$$

Sendo:

- $R'_{total,v}$ resistência térmica global em trechos com convecção natural (m-K/W);
- $R'_{total,h}$ resistência térmica global em trechos com escoamento cruzado (m-K/W);

E5. Perdas de Energia

Cada setor da tubulação apresenta uma perda de calor associada q' . Para situações em que ocorre apenas convecção natural se utilizou a Equação (75) na sua determinação. Já para os trechos em que há escoamento cruzado foi aplicada a Equação (76):

$$q'_v = \frac{(\bar{T} - T_{ar})}{R'_{total,v}} \quad (75)$$

$$q'_h = \frac{(\bar{T} - T_{ar})}{R'_{total,h}} \quad (76)$$

As Equações (75) e (76) apresentam seus resultados em W/m e devem ser multiplicadas pelo comprimento da seção para que se extraiam seus valores em W. Dessa forma, chegou-se às Equações (77) e (78), respectivamente:

$$q_v = q'_v L_v \quad (77)$$

$$q_h = q'_h L_h \quad (78)$$

Nas quais:

- L_v e L_h comprimentos das seções (m).

E6. Balanço de Energia

Por meio da entalpia do sal na entrada de cada segmento e dos valores de perda de calor calculados foi possível determinar a entalpia do sal na saída do trecho da tubulação, conforme a Equação (79):

$$h_{sai} = h_{ent} - \frac{(q_v + q_h)}{\dot{m}_{int}} \quad (79)$$

Sendo:

- h_{ent} entalpia do sal entrando na seção (kJ/kg).

Com o valor de h_{sai} obteve-se a temperatura correspondente na saída, já que a pressão é um dado conhecido obtido a partir dos cálculos de perda de carga (Apêndice D).

Com as temperaturas do sal na entrada e saída dos trechos agora conhecidas, partiu-se para a determinação da geração de entropia nos segmentos da tubulação por meio da Equação (80):

$$S_{ger} = \frac{(q_h + q_v)}{T_0} + \dot{m}_{int}(s_{ent} - s_{sai}) \quad (80)$$

Na qual:

- T_0 temperatura do estado morto (K).
- s_{ent} entropia do sal entrando na seção (kJ/kg-K).
- s_{sai} entropia do sal saindo da seção (kJ/kg-K).

Com o valor de S_{ger} conhecido, utilizou-se a Equação (81) para se obter o trabalho perdido referente aos trechos em análise.

$$\dot{W}_{perdido} = S_{ger}T_0 \quad (81)$$

E7. Resultados

A Tabela E.1 apresenta as variações de temperatura calculadas em cada trecho da tubulação, enquanto que a Tabela E.2 demonstra os valores de S_{ger} e $\dot{W}_{perdido}$ globais para toda a tubulação.

Tabela E.1 – Quedas de temperatura nos trechos da tubulação.

Trecho	ΔT_{trecho} (°C)
Receptor – Tanque quente	0,20
Tanque quente – Superaquecedor	0,01
Superaquecedor – Evaporador	0,01
Evaporador – Preaquecedor	0,02
Preaquecedor – Tanque frio	0,05

Tanque frio – Receptor	0,20
------------------------	------

Tabela E.2 – Resultados das perdas na tubulação.

Parâmetro	Valor
Geração de entropia [kW/K]	2,26
Trabalho perdido total [kW]	783,52

Pode-se observar que as variações de temperatura são muito pequenas quando comparadas à magnitude das temperaturas de operação da planta, o que significa que estas podem ser desconsideradas dos cálculos.

APÊNDICE F – PERDAS DE ENERGIA NOS TANQUES

Dadas as informações dos tanques e seus isolamentos, apresentados na Seção 4.4, a determinação analítica das perdas de energia nos tanques se mostrou bastante complicada e muitas simplificações poderiam afetar demasiadamente a precisão dos cálculos.

Optou-se então por determinar numericamente estas perdas através de simulações computacionais simplificadas. Para isto é utilizado o *software CFD®* da *Autodesk®*, que oferece uma licença estudantil gratuita.

Como as perdas ocorrem nos dois tanques simultaneamente, e as parcelas de sal contidas neles variam com o tempo, foi avaliado o pior cenário, que ocorre quando o tanque quente está completamente cheio e conseqüentemente o tanque frio está vazio.

Para simplificar os cálculos, a análise considerou a massa de sal como isotérmica e estática à temperatura de saída do receptor. As condições externas ao tanque foram as do ambiente, mostradas na Seção 4.1 e o solo foi modelado como um maciço de 40.000 m² de área com 50 m de espessura.

Partindo da premissa que a temperatura do sal na entrada e na saída do tanque são basicamente iguais, o que é uma consideração viável já que as vazões envolvidas são altas e as perdas de temperatura nos tanques são muito baixas (cerca de 1°C a cada 6 horas fora de operação) (SANDIA NATIONAL LABORATORIES, 2002), a principal fonte de geração de entropia é a transferência de calor para o ambiente externo.

Esta transferência foi estimada em cerca de 2634 W/m², como apresentado na Figura F.1. Aplicando a Equação (23), com a temperatura ambiente já especificada e as dimensões do tanque dadas na Seção 4.3, a geração de entropia e o trabalho perdido no tanque de sal quente cheio são dados na Tabela F.1.

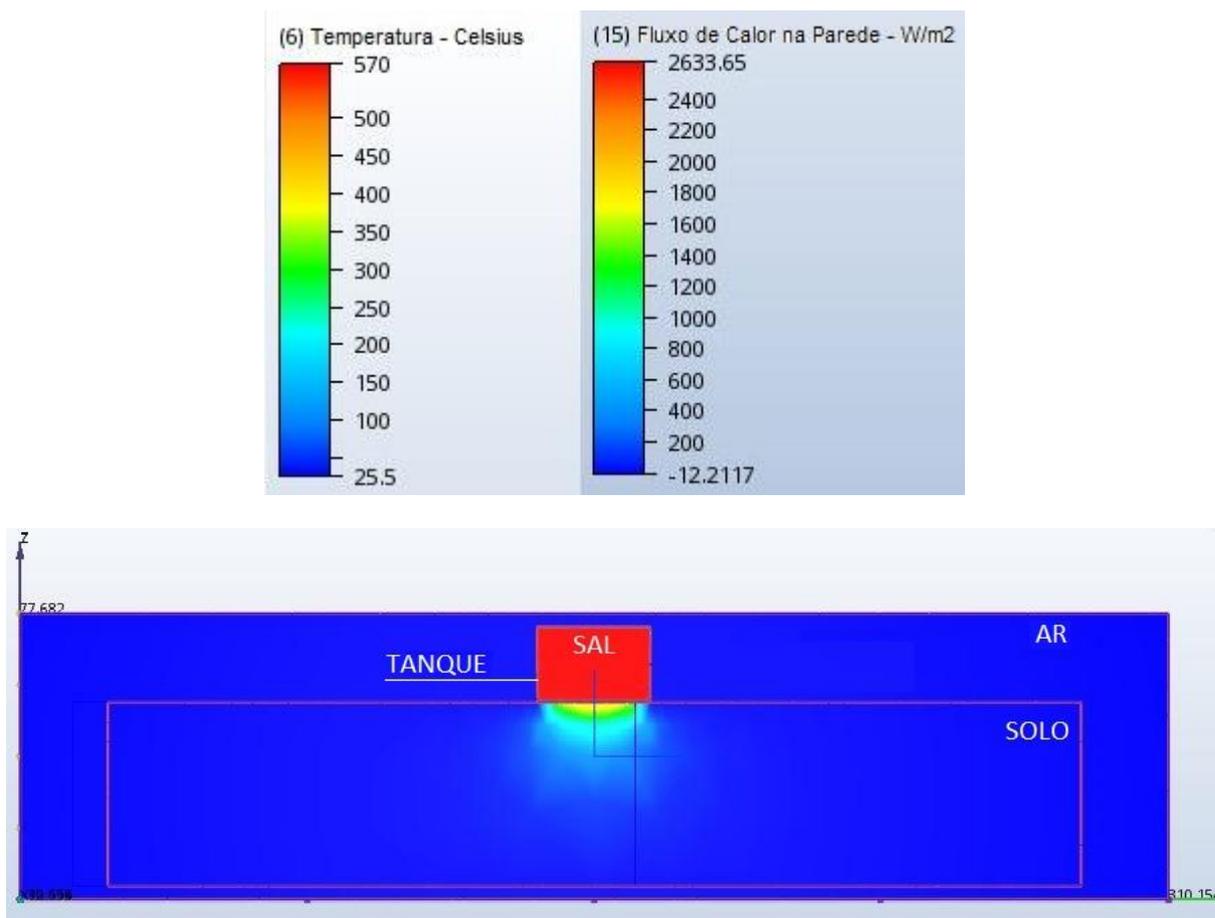


Figura F.1 – Simulação das perdas de energia no tanque quente.

Fonte: Adaptado de CFD®, 2015.

Tabela F.1 – Perdas de energia no tanque de sal quente cheio.

Parâmetro	Valor
Geração de entropia [kW/K]	19,70
Trabalho perdido [kW]	5.883,82

APÊNDICE G – SISTEMA DE POTÊNCIA A VAPOR

Como o objetivo do sistema de sal é gerar vapor, é de suma importância saber qual é a quantidade de vapor que deve ser produzida para alimentar a turbina a contento. Como citado na Seção 4.2, este trabalho analisa uma planta com potência no eixo da turbina de 125 MW.

Seguindo as informações apresentadas na Tabela 4.2 e o arranjo proposto pelo fabricante para este tipo de turbina a vapor (ALSTOM, 2010), chegou-se ao diagrama apresentado na Figura G.1.

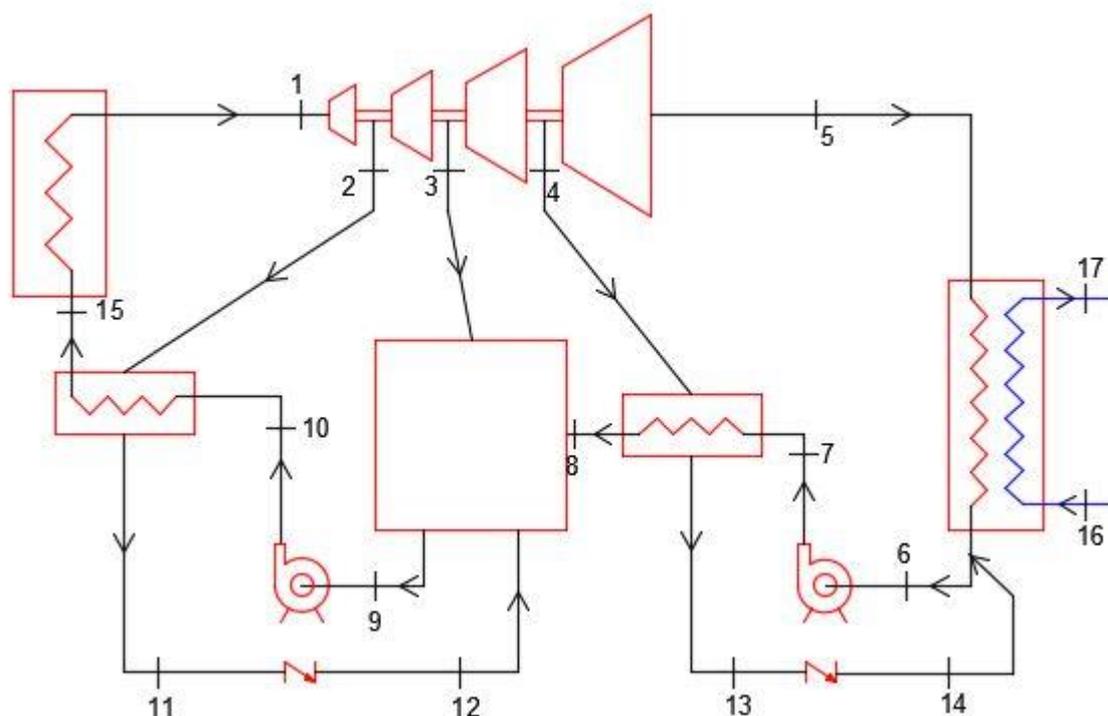


Figura G.1 - Ciclo de Rankine adotado.

Percebe-se que, na turbina, há três extrações (pontos 2, 3 e 4), direcionando o vapor a três regeneradores, sendo dois fechados e um aberto. O sistema de geração de vapor e, conseqüentemente, a interface deste ciclo de *Rankine* com o presente trabalho, está representado entre os pontos 15 e 1.

Como dimensionar o ciclo de *Rankine* não é um dos objetivos deste trabalho, algumas considerações foram feitas para a determinação da vazão de água de trabalho do ciclo.

- Perdas de carga desprezíveis;
- Não há perda de fluido de trabalho;
- A eficiência isentrópica das bombas é de 80%;
- A eficiência isentrópica dos estágios da turbina é de 70%;
- O fluido de trabalho encontra-se na condição de líquido saturado nos pontos 6, 9, 11 e 13;
- A temperatura do fluido no ponto 15 é igual à temperatura do ponto 11;
- As extrações são todas a pressão controlada.

Dadas todas estas informações, chegou-se aos valores da Tabela G.1. Os campos em branco representam valores desnecessários que não foram calculados. Na coluna do título, a ausência de valor representa as condições de líquido comprimido ou vapor superaquecido.

Tabela G.1 - Propriedades dos pontos do ciclo de Rankine.

Ponto	Pressão [kPa]	Temperatura [°C]	Entalpia [kJ/kg]	Título [-]
1	11600	540,0	3459,0	-
2	3900	389,3	3190,0	-
3	150	111,4	2645,0	0,9785
4	40	75,88	2479,0	0,9321
5	13	51,05	2353,0	0,899
6	13	51,05	213,7	0
7	150	51,07	213,9	-
8	150	81,22	340,1	-
9	150	111,4	467,2	0
10	11600	113,5	484,4	-
11	3900	248,9	1080,0	0
12	150			-
13	40	75,88	317,6	0
14	13			-
15	11600	248,9	1080,0	-

Com estes valores, foi possível determinar a vazão mássica de água ($\dot{m}_{\text{água}}$) através da Equação (82) (MORAN e SHAPIRO, 2012).

$$\begin{aligned}
 \dot{W}_{\text{turbina}} = & \dot{m}_{\text{água}}(h_1 - h_2) + \dot{m}_{\text{água}}(1 - y_1)(h_2 - h_3) \\
 & + \dot{m}_{\text{água}}(1 - y_1 - y_2)(h_3 - h_4) \\
 & + \dot{m}_{\text{água}}(1 - y_1 - y_2 - y_3)(h_4 - h_5)
 \end{aligned} \tag{82}$$

Sendo que as frações mássicas y_1 , y_2 e y_3 foram determinadas pelas Equações (83), (84) e (85), respectivamente.

$$y_1 = \frac{h_{15} - h_{10}}{h_2 - h_{11}} \quad (83)$$

$$y_2 = \frac{h_9 - h_8}{h_3 - h_8} \quad (84)$$

$$y_3 = \frac{h_8 - h_7}{h_4 - h_{13}} \quad (85)$$

A vazão mássica de fluido de trabalho do ciclo de *Rankine* é, então, de 147,7 kg/s. A Figura G.2 apresenta um gráfico T-s para o ciclo em questão.

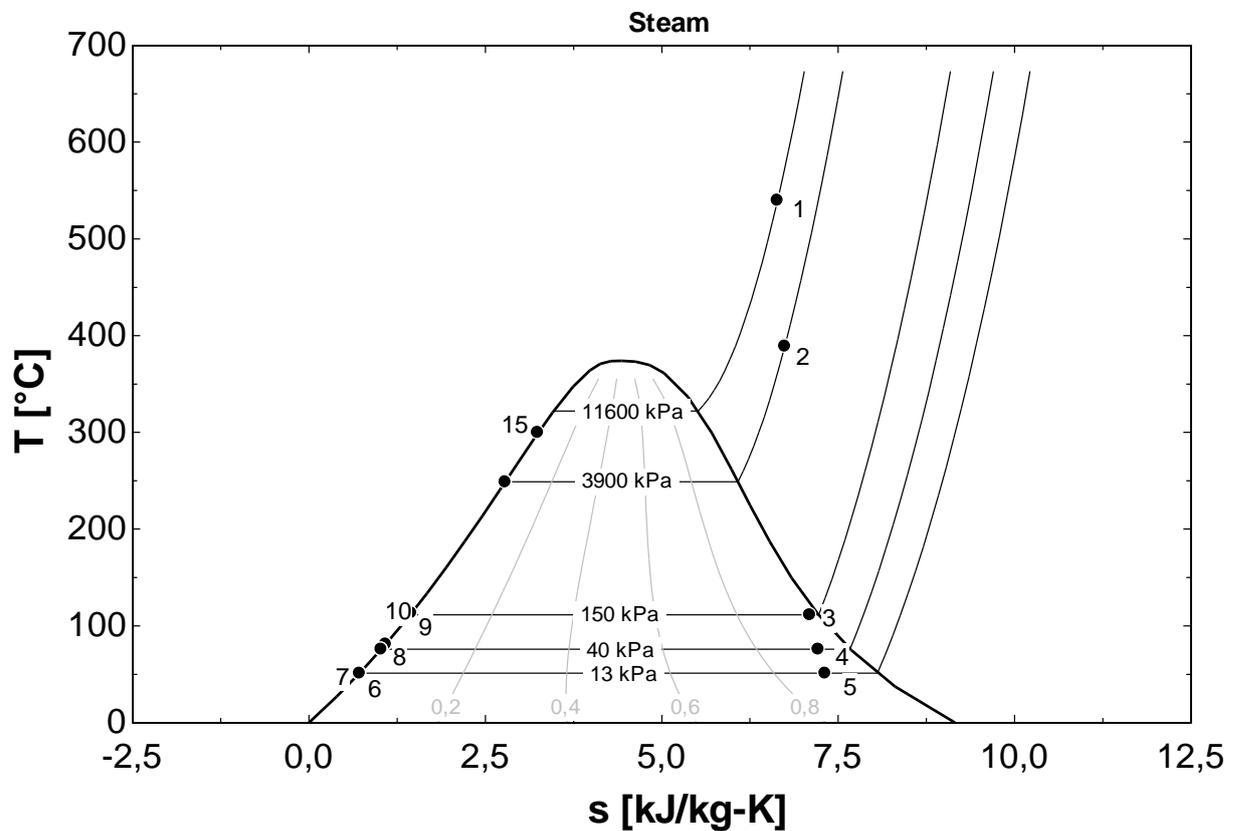


Figura G.2 - Propriedades dos pontos do ciclo de *Rankine*.