



UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO

**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA NAVAL**

**TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO
AVALIAÇÃO DA VIABILIDADE DE UMA ESTRUTURA OTEC
PARA ATENDER A ILHA DE FERNANDO DE NORONHA**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

POR

ALUNO: VICTOR RAFAEL BARBOSA PEREIRA

ORIENTADOR: JOSÉ CLAUDINO LIRA JÚNIOR

(versão 2019.1)

RECIFE, 02 / 2019

VICTOR RAFAEL BARBOSA PEREIRA

**AVALIAÇÃO DA VIABILIDADE DE UMA ESTRUTURA OTEC
PARA ATENDER A ILHA DE FERNANDO DE NORONHA**

Trabalho apresentado ao curso de Engenharia Naval, da Universidade Federal de Pernambuco, como requisito de conclusão da graduação.
Orientador: José Claudino Lira Júnior

RECIFE, 02 / 2019

RESUMO

Este trabalho trata da geração de energia renovável a partir da variação de temperatura da água do mar, processo conhecido como OTEC (*Ocean Thermal Energy Conversion*). Tem como objetivo verificar a viabilidade da instalação dessa tecnologia no arquipélago de Fernando de Noronha para atender a demanda de energia dos habitantes. Através da elaboração de um modelo matemático desenvolvido no *software EES (Engineering Equation Solver)* obtém-se valores que atendem a necessidade energética da população. Dessa forma o trabalho traz resultados positivos e viáveis para a geração de energia através do método OTEC no arquipélago estudado.

Palavras-chave: OTEC. Energia. Renovável. Termodinâmica.

ABSTRACT

This work deals with the generation of renewable energy from the temperature variation of sea water, a process known as OTEC (Ocean Thermal Energy Conversion). Its objective is to verify the feasibility of installing this technology in the archipelago of Fernando de Noronha to meet the energy demand of the inhabitants. Through the elaboration of a mathematical model developed in the EES (Engineering Equation Solver) software, values are obtained that meet the energy needs of the population. In this way the work brings positive and viable results for the generation of energy through the OTEC method in the studied archipelago.

Keywords: OTEC. Energy. Renewable. Thermodynamics.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Gráfico da temperatura superficial dos oceanos pela World Ocean Atlas 2005, em graus Celsius.....	17
Figura 2 - Variação de temperatura da superfície dos oceanos após a aplicação em larga escala de usinas OTEC, em graus Celsius.	17
Figura 3 - Variação de temperatura do fundo dos oceanos após a aplicação em larga escala de usinas OTEC, em graus Celsius.	18
Figura 4 - Sistema de geração OTEC de ciclo aberto com múltiplos condensadores.	19
Figura 5 - Diagrama do sistema SOTEC.....	20
Figura 6 - Ilustração do ejetor de líquido-vapor.	22
Figura 7 - Variação da capacidade de geração de energia, no sul da Florida, em MW a partir da variação de profundidade e geoposicionamento.....	23
Figura 8 - Esboço do ciclo Rankine ideal.	25
Figura 9 - Curva T - s de uma substância qualquer.....	26
Figura 10 - Diagrama de perdas do sistema real em comparação com o sistema ideal.	28
Figura 11 - Representação de uma unidade OTEC de ciclo fechado de amônia.	30
Figura 12 - Campo de emprego de bombas.....	32
Figura 13 - Corte radial de uma bomba.....	33
Figura 14 - Exemplificação de uma bomba e seu acessório injetor.....	35
Figura 15 – Trocadores de calor de tubos concêntricos. (a) Escoamento paralelo. (b) Escoamento contracorrente.	36
Figura 16 - Trocadores de calor de escoamento cruzado. (a) Aletado com ambos os fluidos sem mistura. (b) Não-aletado com um fluido misturado e outro não.....	36
Figura 17 - Trocador de calor casco e tubos.	37
Figura 18 - Trocador de calor de placas de uma unidade OTEC.	37
Figura 19 - Turbina radial projetada pela <i>Sea Solar Power Inc.</i> para aplicação em usinas OTEC.....	39
Figura 20 - Representação do modelo avaliado no <i>EES</i>	43

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Dados de consumo médio diário e pico de consumo noturno de energia do arquipélago de Fernando de Noronha.....	40
Tabela 2 - Dados pré-estabelecidos para a avaliação da unidade OTEC.	42
Tabela 3 - Resultados da análise primária do <i>EES</i> com os dados fornecidos.....	49
Tabela 4 - Valor da potência nominal máxima e vazão de amônia requerida para tal.	53
Tabela 5 - Equipamentos requeridos para atender a potência nominal máxima.	53
Tabela 6 - Custo aproximado por kW e total da unidade OTEC.....	54

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 - Diagrama T - s do ciclo Rankine estudado.	50
Gráfico 2 - Trabalho da bomba de água quente em função da vazão de água quente.	51
Gráfico 3 - Trabalho de uma bomba de água fria em função da vazão de água fria.	52
Gráfico 4 - Trabalho das quatro bombas de água fria em função da vazão de água fria.	52
Gráfico 5 - Trabalho nominal da unidade OTEC em função da vazão de amônia.....	54

LISTA DE SÍMBOLOS

h_1 – Entalpia da amônia no ponto 1;

h_2 – Entalpia da amônia no ponto 2;

h_3 – Entalpia da amônia no ponto 3;

h_4 – Entalpia da amônia no ponto 4;

$\dot{w}_{bomba,e}$ – Trabalho da bomba do ciclo Rankine ideal;

$\dot{w}_{turb,s}$ – Trabalho da turbina do ciclo Rankine ideal;

\dot{q}_e – Calor transferido pelo evaporador no ciclo Rankine ideal;

\dot{q}_s – Calor transferido pelo condensador no ciclo Rankine ideal;

η – Eficiência do ciclo Rankine ideal;

$\dot{w}_{bomba,r}$ – Trabalho da bomba do ciclo Rankine real;

η_{bomba} – Eficiência da bomba;

$\dot{w}_{turb,r}$ – Trabalho da turbina do ciclo Rankine real;

$\eta_{turbina}$ – Eficiência da turbina;

$\dot{q}_{e,r}$ – Calor transferido pelo evaporador no ciclo Rankine real;

$\eta_{caldeira}$ – Eficiência do evaporador;

$\dot{q}_{s,r}$ – Calor transferido pelo condensador no ciclo Rankine real;

$\eta_{condensador}$ – Eficiência do condensador;

η_r – Eficiência do ciclo Rankine real;

$w_{líq,T}$ – Potência líquida total da unidade OTEC;

$\dot{M}_{amônia}$ – Vazão mássica de amônia;

$w_{bomba,af}$ – Potência da bomba de água fria real;

$w_{bomba,aq}$ – Potência da bomba de água quente real;

$w_{bomba,a}$ – Potência da bomba de água;

Q – Vazão volumétrica do fluido;

H – Altura manométrica do fluido;

f – Fator de atrito de Darcy;

ρ – Massa específica da água do mar;

L – Comprimento hidráulico do tubo;

D – Diâmetro hidráulico do tubo;

v – Velocidade de escoamento do fluido;

μ – Volume específico da água do mar;

\dot{M}_a – Vazão mássica de água;

\dot{M}_{aq} – Vazão mássica de água quente;

$C_{p,aq}$ – Calor específico da água quente;

T_{aqe} – Temperatura de entrada da água quente;

T_{aqs} – Temperatura de saída da água quente;

A_t – Área transversal do tubo;

CC – Custo por kW de instalação da unidade OTEC;

$P_{ambiente}$ – Pressão ambiente;

$T_{ambiente}$ – Temperatura ambiente;

g – Aceleração da gravidade;

T_{afe} – Temperatura de entrada da água fria;

T_{afs} – Temperatura de saída da água fria;

T_{sat} – Temperatura de saturação da amônia;

$T1$ – Temperatura da amônia no ponto 1;

$T2$ – Temperatura da amônia no ponto 2;

$T3$ – Temperatura da amônia no ponto 3;

$T4$ – Temperatura da amônia no ponto 4;

$\eta_{trocador}$ – Eficiência geral dos trocadores;

L_{quente} – Comprimento hidráulico do tubo de água quente;

L_{frio} – Comprimento hidráulico do tubo de água fria;

D_{quente} – Diâmetro hidráulico do tubo de água quente;

D_{frio} – Diâmetro hidráulico do tubo de água fria;

Cp_{af} – Calor específico da água fria;

$T_{sat,K}$ – Temperatura de saturação da amônia em Kelvin;

$T1_K$ – Temperatura da amônia no ponto 1 em Kelvin;

$P1$ – Pressão da amônia no ponto 1;

$x1$ – Título da amônia no ponto 1;

$s1$ – Entropia da amônia no ponto 1;

$T2_K$ – Temperatura da amônia no ponto 2 em Kelvin;

$P2$ – Pressão da amônia no ponto 2;

x_2 – Título da amônia no ponto 2;

s_2 – Entropia da amônia no ponto 2;

T_{3K} – Temperatura da amônia no ponto 3 em Kelvin;

P_3 – Pressão da amônia no ponto 3;

x_3 – Título da amônia no ponto 3;

s_3 – Entropia da amônia no ponto 3;

T_{4K} – Temperatura da amônia no ponto 4 em Kelvin;

P_4 – Pressão da amônia no ponto 4;

x_4 – Título da amônia no ponto 4;

s_4 – Entropia da amônia no ponto 4;

$w_{líquido}$ – Trabalho líquido do ciclo Rankine;

a_q – Área transversal do tubo de água quente;

a_f – Área transversal do tubo de água fria;

N – Número de interações;

$\dot{m}_{amonía,i}$ – Vazão mássica interativa da amônia;

$\dot{m}_{aq,i}$ – Vazão mássica interativa da água quente;

$v_{aq,i}$ – Velocidade do escoamento interativa da água quente;

$h_{m,q,i}$ – Altura manométrica interativa da água quente em metros;

$h_{Pa,q,i}$ – Altura manométrica interativa da água quente em Pascal;

$h_{kPa,q,i}$ – Altura manométrica interativa da água quente em quilo Pascal;

$W_{bmb,q,i}$ – Potência interativa da bomba de água quente;

$\dot{m}_{af,i}$ – Vazão mássica interativa da água fria;

$v_{af,i}$ – Velocidade do escoamento interativa da água fria;

$h_{m,f,i}$ – Altura manométrica interativa da água fria em metros;

$h_{Pa,f,i}$ – Altura manométrica interativa da água fria em Pascal;

$h_{kPa,f,i}$ – Altura manométrica interativa da água fria em quilo Pascal;

$W_{1bmb,f,i}$ – Potência interativa de uma bomba de água fria;

$W_{4bmb,f,i}$ – Potência interativa de quatro bombas de água fria;

$w_{líq,T,i}$ – Potência líquida total interativa da unidade OTEC;

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	12
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	15
3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	25
3.1. ESTUDO TERMODINÂMICO.....	25
3.2. OTEC DE CICLO FECHADO COM AMÔNIA.....	29
3.3. EQUIPAMENTOS DA UNIDADE OTEC FECHADA.....	31
3.3.1. BOMBAS	31
3.3.2. TROCADORES DE CALOR	35
3.3.3. TURBINA A VAPOR.....	38
3.4. AVALIAÇÃO ECONÔMICA	39
4. MODELO DO SISTEMA.....	40
4.1. DEMANDA DA ILHA.....	40
4.2. ELABORAÇÃO DO MODELO.....	41
4.3. ALGORITMO DO MODELO	43
5. RESULTADOS	49
6. CONCLUSÃO	55
7. DISCUSSÃO	56
8. ANEXO.....	57
9. REFERÊNCIAS.....	65

1. INTRODUÇÃO

Nos últimos anos consequências ambientais do uso de combustíveis fósseis como o efeito estufa, aumento da temperatura média global, derretimento das geleiras e contaminação do ar, vem estimulando pesquisas por fontes de energia renováveis e não contaminantes. O principal resultado da redução do uso de fontes não renováveis e conseqüentemente de suas malfeitorias reside na melhor relação do homem com o meio em que se prolifera, tornando salutar e simbiótica suas experiências em todos os ecossistemas onde se encontra. Com o objetivo de reduzir a emissão de gases poluentes (i.e., gás carbônico e metano) o estudo e aplicação de sistemas para obter energia dos ventos (eólica), da água (hidroelétrica, maremotriz) e diretamente do sol (placas solares) crescem cada vez mais. Energias obtidas indiretamente do sol tornaram-se cada vez mais aparentes, principalmente às que se mantêm constantes, independentemente da sazonalidade climática anual e solar diária, uma delas é a Conversão de Energia Térmica dos Oceanos (OTEC).

OTEC é o tema de estudo deste trabalho. Trata-se de um sistema capaz de converter a energia térmica armazenada na água do mar pelo sol em elétrica. Seu princípio se baseia no bombeamento da água da superfície do mar, com maior temperatura, evaporar a mesma ou algum líquido de baixa pressão de vapor e girar turbinas que geram energia. Existem dois tipos de sistemas OTEC, que podem até ser encontrados juntos em uma mesma estrutura: OTEC de ciclo aberto e de ciclo fechado. Ambas usam a água bombeada de profundidades de até mil metros para condensar o vapor gerado. No ciclo aberto apenas água do mar é utilizada e fornece como consequência do processo água potável. O fechado usa um fluido que evapora a baixa pressão, gera energia, condensa e repete o ciclo. O sistema é motivado pela hipótese de que é capaz de atender todo o complexo de pequenas comunidades, tanto com água potável como com energia. Assim é possível aumentar a autonomia de ilhas habitadas longe do continente e, como em casos especiais de ilhas com fortes diretrizes de preservação ambiental que utiliza combustível fóssil para produção de energia (i.e., Ilha de Fernando de Noronha), reduzir a emissão de gases poluentes na atmosfera.

A maior parte da ilha de Fernando de Noronha é declarada parque nacional, além de ser patrimônio natural da humanidade pela UNESCO desde de 2001. Os maiores sistemas de controle do arquipélago são dos órgãos ambientais como o Instituto Chico Mendes de Conservação da Biodiversidade (ICMBio), Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis (IBAMA) e o projeto Tartarugas Marinhas (TAMAR). Com tamanha força de proteção ambiental, os recursos e abastecimentos são limitados para garantir a preservação da fauna e flora local. A água para consumo humano é obtida por uma unidade da COMPESA e a energia advém de uma termoelétrica da CELPE localizada, assim como a central de tratamento de água, na Vila dos Remédios, próximos da costa da ilha.

Não obstante o sistema de geração de energia opera com a queima de combustíveis fósseis e conseqüentemente forma e libera gases poluentes, o que vai de encontro com a força ambiental local.

Visto que o sistema OTEC fechado é capaz de gerar energia durante 24 horas, é possível atender então a demanda elétrica e extinguir a queima de combustíveis fósseis da termoelétrica local, contribuindo com as diretrizes ambientais da ilha.

Além de poder garantir o fornecimento de energia para o arquipélago, a estrutura OTEC, para tornar-se menos custosa exige que os locais de bombeamento de água e de distribuição de energia estejam próximos. Na ilha, a subestação da CELPE se encontra a menos de 450m da praia do Boldró. A região para bombeamento de água do mar com mais de 1000m se localiza a menos de 5,5km da mesma praia, visto o fato da ilha ser vulcânica e haver um decaimento exacerbado da profundidade próximo da costa, no Recife, assim como em grande parte do litoral brasileiro, a mesma região se encontra a mais de 64km do continente.

A partir desses dados e do sistema OTEC é possível elaborar um modelo matemático no *EES (Equation Engineering Solver)* para simular a viabilidade do projeto e as condições necessárias para atender a demanda de energia dos habitantes de Fernando de Noronha. De forma que a ilha seja capaz de ser autossustentável sem depender de fontes não renováveis, evitando a falta desses recursos e aumentando seu potencial de preservação ambiental.

A partir desse modelo, espera-se obter resultados que mostrem a capacidade de geração de energia e os custos aproximados da instalação, permitindo atender a demanda elétrica local a partir de uma única estrutura.

Neste capítulo 1 foi apresentado uma breve introdução do que tratará este trabalho. No capítulo 2 é apresentada a revisão bibliográfica do conteúdo apresentado aqui e a evolução científica do tema ao longo dos anos. Em seguida, no capítulo 3, toda a fundamentação teórica do sistema e a descrição sucinta dos equipamentos que compõem a estrutura é apresentada. A partir destas informações o capítulo 4 trará o modelo matemático que irá avaliar os dados obtidos em campo no arquipélago de Fernando de Noronha, para então, no capítulo 5 terem seus resultados expostos. Com todas estas informações o capítulo 6 abordará as conclusões tiradas dos resultados e no 7° discute-se de que forma podem ser tratadas em trabalhos futuros. O anexo está exposto no capítulo 8 e todas as referências usadas na elaboração do conteúdo são indexadas no capítulo 9.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo faz-se uma breve revisão do estado da arte, apresentado em periódicos indexados, para mostrar os últimos estudos sobre o uso de energia renovável aplicada a geração de potência elétrica OTEC.

ETEMADI et al., 2011, descrevem que há duas formas principais de energia derivada dos oceanos: mecânica e térmica. A rotação da terra e a força gravitacional da lua criam as forças mecânicas, conhecida nas marés, a energia térmica é derivada do sol, que aquece a superfície dos oceanos se mantendo próximas a 30°C em regiões tropicais, esse acúmulo de energia equivale a 250 bilhões de barris de óleo. O sistema OTEC é capaz de converter essa energia térmica em elétrica, visto que a temperatura em profundidades próximas a 1000 metros se mantém entre 5°C e 4°C, o que gera um gradiente de temperatura. Esse gradiente de temperatura é capaz de evaporar a própria água salgada em baixas pressões (temperatura da superfície) ou um líquido com baixa pressão de vapor como a amônia, girar turbinas a vapor gerando energia, e condensar a mesma substância (temperatura de águas profundas). O método usado apenas com água do mar é conhecido como ciclo OTEC aberto, já àquele utilizando líquidos circundantes em sistemas fechados são conhecidos como ciclos OTEC fechados.

As plantas de energia OTEC podem ser construídas tanto na costa, em terra, quanto em alto mar. As plantas em terra (*Onshore*) apresentam como dificuldade a ocupação de espaço terrestre e a dificuldade de obter águas frias devido às baixas profundidades. As plantas longe da costa (*Offshore*) não enfrentam dificuldades com espaço e obtenção de águas frias, não obstante precisam desenvolver projetos mais caros para transportar a energia obtida para a costa, seja por tubos ou por meio de substâncias químicas como amônia, hidrogênio ou metanol.

Os mesmos autores relatam que os impactos ambientais das plantas OTEC são benignos em comparação com as estações de produção e queima de petróleo.

De acordo com VEGA, 2010, apesar de existirem fontes de petróleo suficientes para abastecer as necessidades do planeta pelos próximos 50 anos, quedas na

produção estão reduzindo as reservas utilizáveis. Este fato justifica a avaliação de fontes de energia renováveis como a OTEC. Vega, no seu trabalho, desenvolve uma forma de quantificar os custos por kW de implementação e operação para este sistema em função da capacidade produtiva da plataforma, que pode ser *Onshore* ou *Offshore*. De acordo com o autor, dependendo da inflação, pode-se dimensionar unidades com custo por kWh competitivos para um *Payback* variando entre 15 e 20 anos.

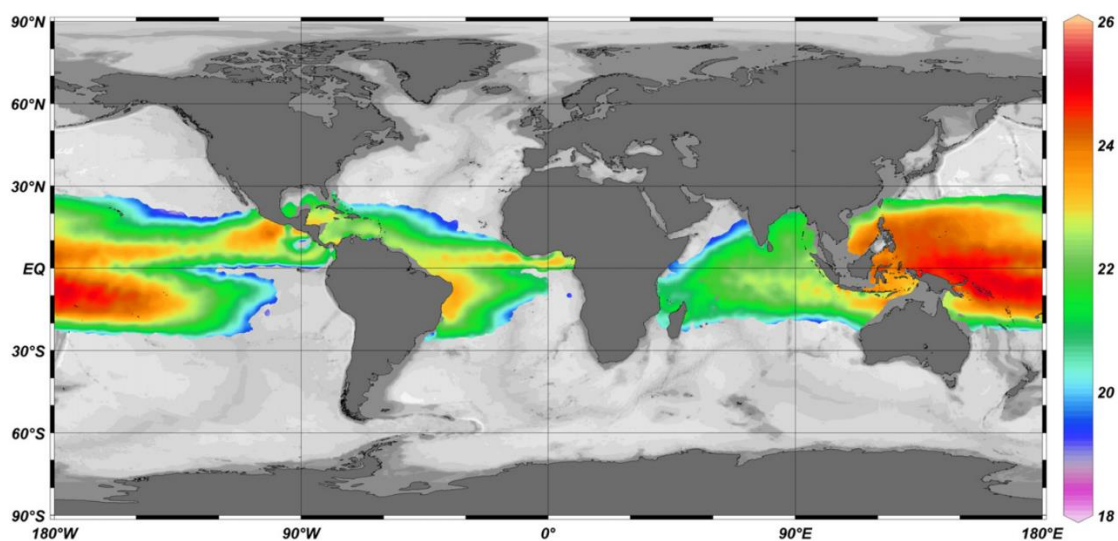
Dois cenários distintos são avaliados: aplicação em nações industrializadas e em pequenas ilhas de estados em desenvolvimento. Para pequenos estados, uma planta de ciclo aberto OTEC (OC – OTEC) poderia ser dimensionada para 1MW até 10MW a fim de fornecer de 1700 a 35000 m³ / dia de água e atender a necessidade de uma população de 4500 a 100000 pessoas. Já em nações industriais há uma demanda de no mínimo 50MW de capacidade, ancorados em alto mar sob efeito de posicionamento dinâmico e transmissão de eletricidade e água por cabos e dutos submarinos. O autor conclui neste trabalho que existe um mercado para este tipo de produção de energia.

RAJAGOPALAN; NIHOUS, 2013, avaliam o uso de Modelos de Circulação Geral Oceânica (OGCMs) na determinação de locais mais propícios para a instalação de plataformas OTEC, visto o fato que variações de apenas 1°C podem reduzir a eficiência do sistema em 15%. As entradas do programa vão desde a velocidade de fluxo de água salgada às temperaturas médias mensuradas pela World Ocean Atlas 2005 (WOA05), Figura 1.

Assim através de modelos matemáticos é possível desenvolver softwares capazes de mapear o globo em regiões com gradientes de temperatura propícios para o sistema com margens de erro de até 4%.

Tratam ainda Rajagopalan e Nihous da mudança da temperatura dos oceanos com a instalação de plataformas OTEC, os resultados mostram que as fontes do sistema não adicionam calor aos oceanos, mas de forma relevante contribui para a redistribuição de calor.

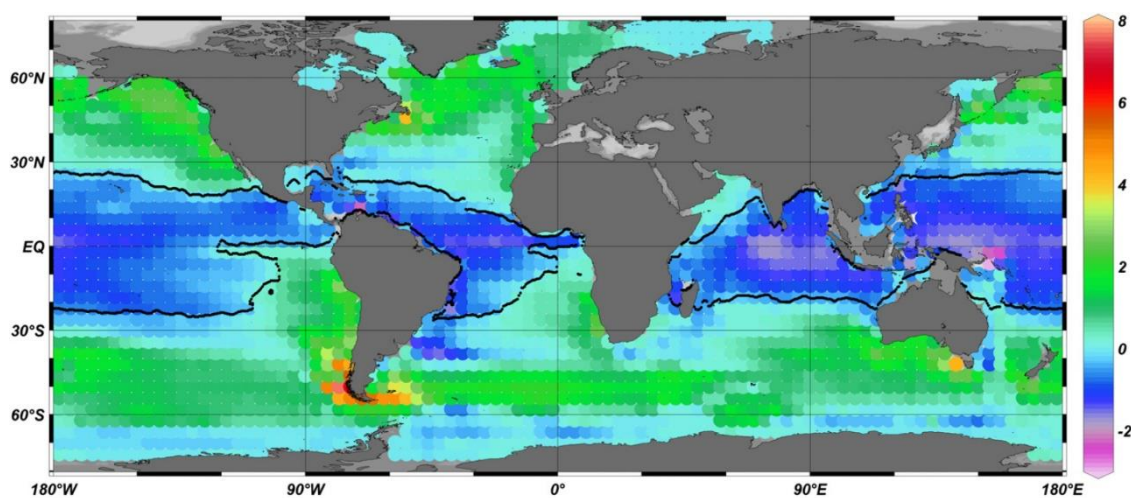
Figura 1 - Gráfico da temperatura superficial dos oceanos pela World Ocean Atlas 2005, em graus Celsius.



Fonte: Modificado de Rajagopalan & Nihous, 2013.

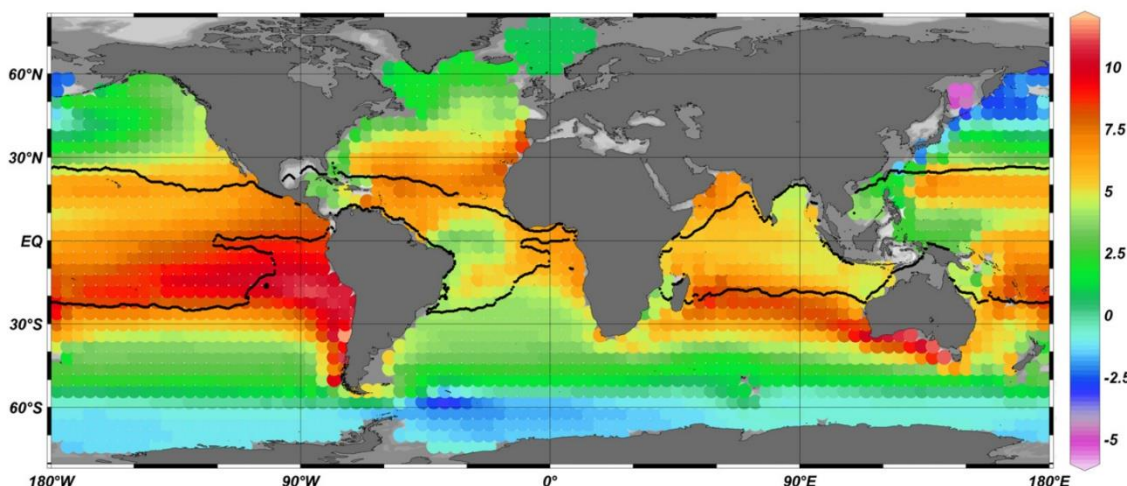
No estudo realizado pelos autores, foi possível verificar uma queda de temperatura superficial na região de aplicação da estrutura OTEC ao passo que em outras regiões do globo, distantes da plataforma, obteve-se pelo programa, um aumento da temperatura superficial da água (Figura 2), além da diminuição da temperatura do fundo do mar (Figura 3).

Figura 2 - Variação de temperatura da superfície dos oceanos após a aplicação em larga escala de usinas OTEC, em graus Celsius.



Fonte: Modificado de Rajagopalan & Nihous, 2013.

Figura 3 - Variação de temperatura do fundo dos oceanos após a aplicação em larga escala de usinas OTEC, em graus Celsius.



Fonte: Modificado de Rajagopalan & Nihous, 2013.

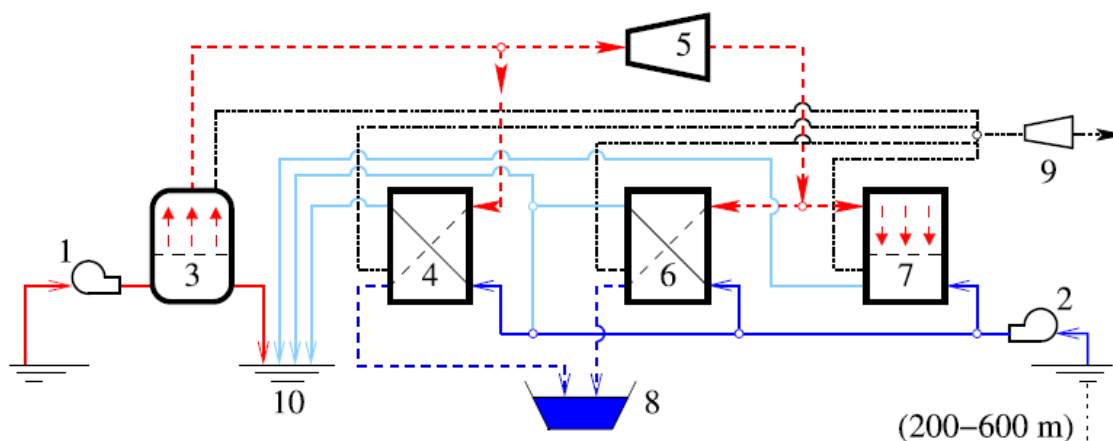
Concluem que apesar de ser um sistema de caráter renovável e benigno ao meio ambiente, pode apresentar algumas consequências ambientais como o aumento da temperatura em outras regiões do globo. De qualquer forma, relata a necessidade da realização de estudos mais aplicados para verificar a veracidade desta hipótese.

KIM et al., 2014, abordam o uso de múltiplos condensadores e sistemas interdependentes que permitem a escolha de operação do sistema em apenas condensação de água (formação de água doce), apenas geração de energia (conversão de energia térmica em elétrica com o uso de turbinas) e ambas simultaneamente para o sistema OTEC aberto. Essa abordagem permite uma maior flexibilidade ao sistema e favorece estímulos financeiros para produção de energia e/ou água potável.

Os autores definem os equipamentos do seu modelo da seguinte forma (Figura 4): as bombas de entrada de água quente (1) e de água fria (2), o evaporador (3), do qual o vapor segue para dessalinização no primeiro condensador (4) e/ou para geração de energia na turbina (5). O vapor de exaustão da turbina é dividido para o segundo condensador (6) e o terceiro condensador (7) para dessalinização secundária, dos condensadores a água segue para descarga direta (10) (KIM et al., 2014). Após condensação, a água fresca segue dos condensadores (4) e (6) para o reservatório (8). Os gases não condensáveis são descarregados com o auxílio de um

compressor a vácuo (9), assim a água quente do evaporador e fria dos condensadores são coletadas e descartadas de volta para o oceano.

Figura 4 - Sistema de geração OTEC de ciclo aberto com múltiplos condensadores.



Fonte: Modificada de Kim, Kim, Lee, & Cha, 2016.

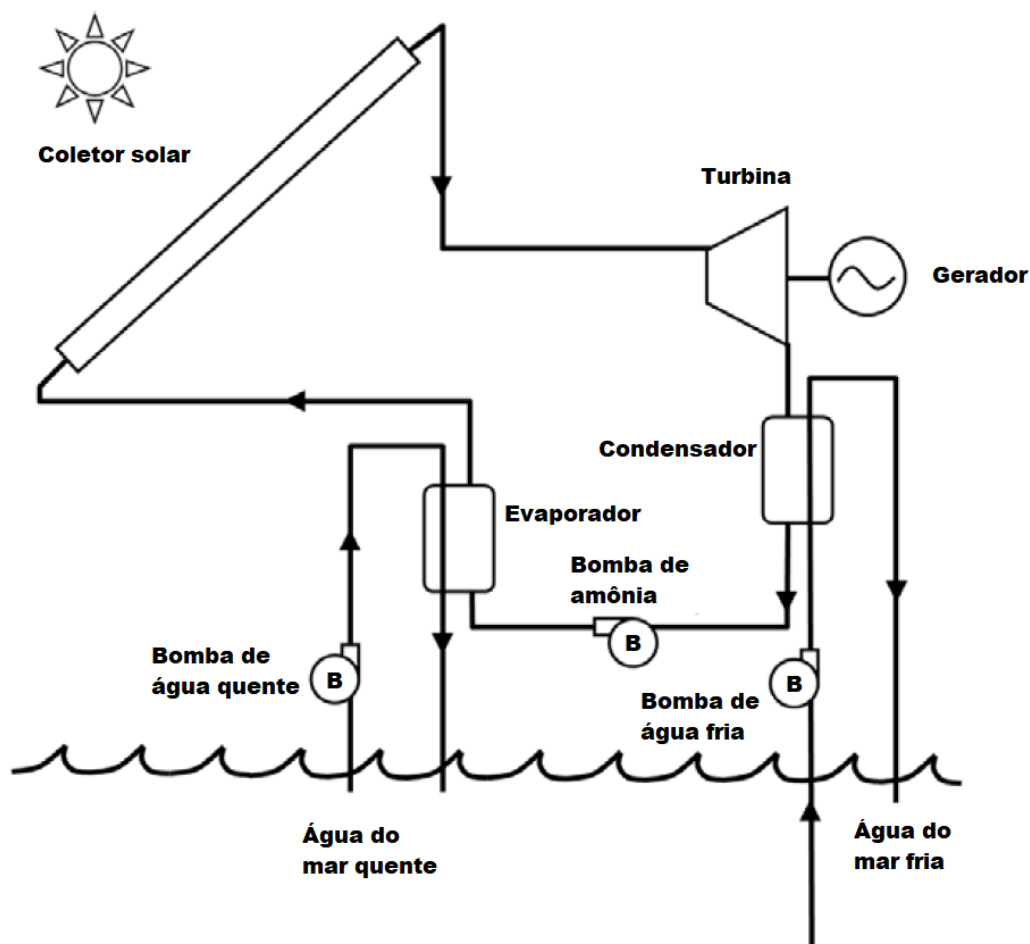
A energia gerada pela turbina é então utilizada para acionar as bombas de água quente e fria as quais alimentam os condensadores e o evaporador, permitindo a vazão correta para a evaporação da água e as trocas de calor entre o vapor e a água fria do fundo do oceano. A partir da vazão de vapor sabe-se ainda a vazão mássica de água dessalinizada enviada para o reservatório.

Dessa forma, Kim et al. concluem ser possível avaliar a eficiência das plataformas OC – OTEC com um grau ainda maior de critérios (i.e. volume de água dessalinizada produzida, trabalho realizado pela turbina e eficiência térmica do sistema) que permitem a otimização dos processos em diferentes escalas de produção, sempre com a perspectiva da determinação e redução dos custos de operação e construção desse tipo de sistema.

Outros artigos vêm realizando estudos sobre a eficiência e funcionamento de sistemas baseados na conversão de energia térmica em elétrica, tanto para sistemas de ciclo fechado como de ciclos abertos. Dentre os ciclos abertos se destacam as ideias de Straatman e Sark que propuseram o uso de painéis solares com o objetivo de absorver energia térmica para aquecer a água do mar e aumentar a eficiência do ciclo de 3% para 12% (STRAATMAN; VAN SARK, 2008).

YAMADA et al., 2009, conseguem simular o arranjo com painéis solares e propõe o termo SOTEC, Figura 5, para aumentar a temperatura do fluido de trabalho. Ainda estuda vários fluidos como hidrogênio, propano e amônia para o ciclo fechado até chegar à conclusão de que a amônia é o fluido com melhor eficiência térmica devido a sua alta condutividade.

Figura 5 - Diagrama do sistema SOTEC.



Fonte: Modificado de Yamada, Hoshi, & Ikegami, 2009.

De acordo com BANERJEE; MUSA; JAAFAR, 2017, o hidrogênio é uma fonte de energia que pode ser obtida da separação da molécula da água e libera nada além de energia. O principal empecilho para tornar este combustível comercializável é o alto custo e, portanto, baixa competitividade no mercado. Uma das formas de obtenção desse recurso é através da eletrólise da água, a qual contempla 4% do total produzido diante de outros métodos. Contudo é sabido que os custos de eletricidade de sistemas solares e de vento devem ser quatro vezes mais baratos para poderem

competir com os combustíveis fósseis, assim como a obtenção de hidrogênio. Não obstante, o sistema OTEC tem o potencial para gerar energia e produzir hidrogênio mais barato que as placas fotovoltaicas e o vento.

Assim, os autores acreditam que associando-se a produção de gás hidrogênio a partir de reações elétricas com a água em sistemas de conversão térmica torna tanto a produção de hidrogênio mais barata como reduz os custos da plataforma OTEC.

Dentro do sistema OTEC de ciclo aberto cada subproduto da operação contribui para a redução dos custos totais de operação e torna cada vez mais viável e competitivo esse sistema de obtenção de energia no mercado. A aplicação de painéis solares para obter energia e aquecer a água ou o fluido de trabalho tornando o processo mais eficiente, conhecido como SOTEC (YAMADA; HOSHI; IKEGAMI, 2009), é uma forma de reduzir custos. Com a eliminação de água fria na superfície ainda é possível favorecer a maricultura, fortalecendo a economia local.

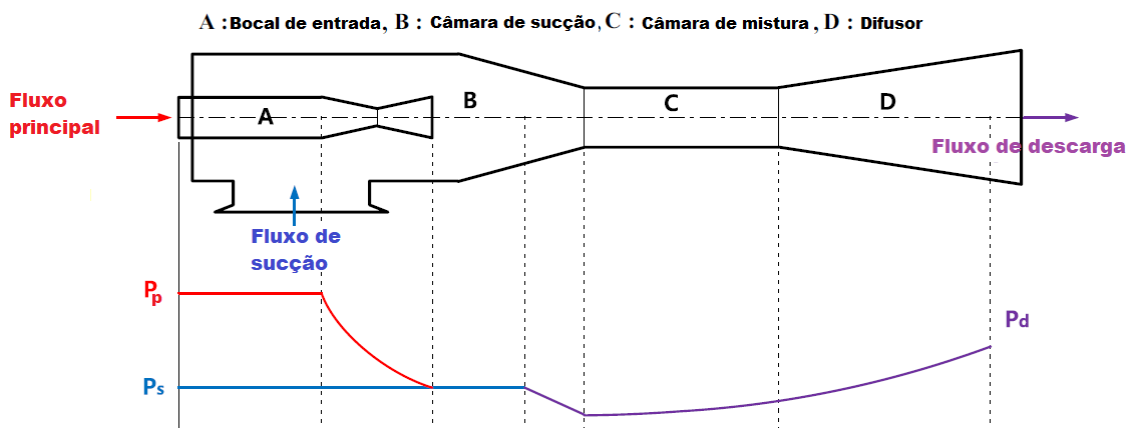
Portanto, Banerjee, Musa e Jaafar acreditam que com a redução dos custos totais do preço do kWh, o sistema OTEC com produção de hidrogênio torna-se, em tese, competitivo contra o mercado de combustíveis fósseis.

FAIZAL; AHMED, 2013, trata de testes realizados em laboratório a respeito da eficiência de sistemas OTEC fechados quanto a variação de temperatura, fluxo de água salgada e pressão de entrada e saída do fluido interno na turbina. Conclui com um melhor desempenho alcançado com fluxos maiores de água salgada e maiores gradientes de pressão entre a entrada e a saída da turbina. Além disso, a pressão de entrada na turbina e a queda da desta ao longo do equipamento também aumentam com a variação de temperatura.

Para tornar o sistema de conversão de energia mais prático é necessário aumentar a eficiência dos processos escolhendo, para o caso do sistema fechado, o melhor fluido de trabalho e desenvolver um ciclo com melhor eficiência. Yoon et al., 2015, sugerem que o uso de ejetores de líquido-vapor é capaz de torna o processo mais eficiente, o que aperfeiçoa todo o sistema de conversão. O ejetor é composto de quatro câmaras (Figura 6), "A" por onde entra o fluxo do líquido principal com pressão "Pp", "B" a câmara de sucção com pressão "Ps", "C" a câmara de mistura dos dois líquidos e "D" o difusor, com pressão "Pd". O ejetor, devido a relação de pressão, é

capaz de aumentar a pressão total do sistema sem a necessidade de inserir energia no mesmo.

Figura 6 - Ilustração do ejetor de líquido-vapor.



Fonte: Modificado de Yoon, et al., 2015.

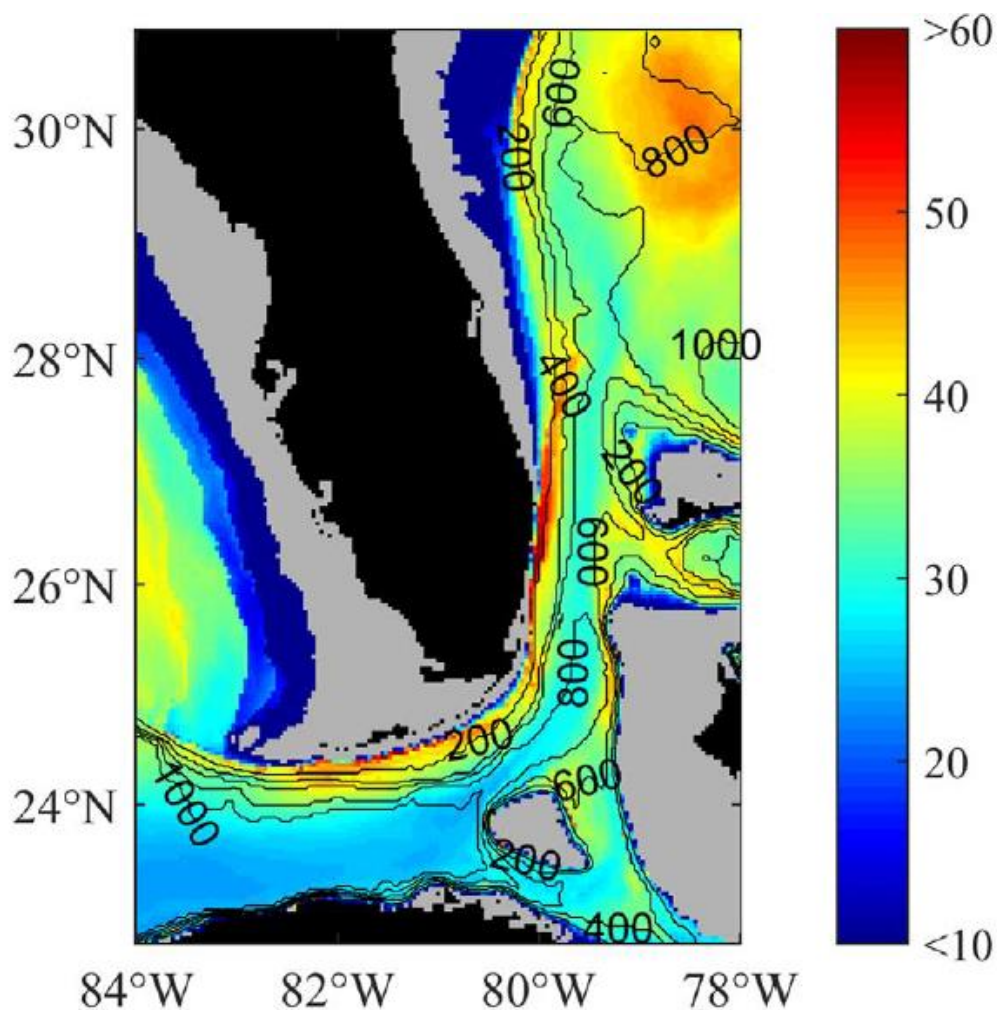
O autor calcula em seu trabalho que o refrigerante R32 / R152a na concentração 87:13, respectivamente, retorna para o sistema a eficiência com cerca de 2,74%. Torna assim as trocas de calor entre os aquecedores, condensadores e recuperadores mais eficaz. Dos testes conclui-se que o sistema proposto possui uma eficiência maior que aqueles sem o ejetor devido ao aumento demasiado do escoamento de vapor para a turbina de geração de energia. Assim, como consequência, as dimensões do condensador e evaporador são reduzidas em 13% e 14% respectivamente, assim como a proporção da bomba, que é reduzida em 8% devido à redução de escoamento requerido em 4%.

Yoon et al. concluem que, com as reduções de alguns equipamentos, os custos operacionais de implementação do sistema OTEC de ciclo fechado é reduzido e ainda possui eficiência aumentada devido ao acréscimo de um ejetor ao ciclo. Assim, torna a proposta de energia OTEC ainda mais atrativa para o mercado de energias renováveis.

VANZWIETEN; RAUCHENSTEIN; LEE, 2017, abordam a avaliação do potencial de aplicação de sistemas OTEC na região da costa da Florida. Como a região da Florida apresenta profundidades médias abaixo de 1000 metros, avaliações anteriores a respeito da área foram pouco abordadas. Para trazer dados mais precisos e disponível para o estado, as universidades locais e o Centro de Pesquisa Naval

Nacional criaram o Modelo Oceânico de Coordenadas Híbrido (HYCOM), desenvolvido para prever este potencial, apresentando resultados próximos do real e de outros estudos realizados nos anos de 1982 e 1984, tornando a aplicação do sistema possível e com potencial positivo.

Figura 7 - Variação da capacidade de geração de energia, no sul da Florida, em MW a partir da variação de profundidade e geoposicionamento.



Fonte: VanZwieten, Rauchenstein, & Lee, 2017.

O estudo dos autores consegue determinar, a partir da variação de profundidades de regiões próximas do estado, a possibilidade de gerar em média mais de 100MW de energia por mês, Figura 7.

Recentemente, ANDRAWI; SUGIANTO; ALIFDINI, 2016, tratam da aplicação do sistema OTEC em países com grandes complexos de ilhas, como na Indonésia, devido ao favorecimento geográfico, térmico e pela necessidade de energia do local

(atualmente em déficit). Informam que atualmente a Associação de Energia dos Mares Indonésios (ASELI), promove a implementação da tecnologia OTEC juntamente com os governos da Indonésia e do Japão. Halmahera é uma das ilhas do país Indonésio com potencial para a instalação desta tecnologia, onde as temperaturas superficiais da região (entre 24°C e 29°C) e em profundidades próximas de mil (1000) metros de profundidade (entre 2°C e 3°C) estão dentro das margens de referência dos estudos mais recentes.

Os autores ainda elaboram uma forma de estimar o tempo de retorno do investimento do sistema e viabilizar financeiramente a instalação da estrutura no local. Assumindo o objetivo futuro de um sistema OTEC *onshore* (sistema localizado em terra) com capacidade limite de 5,25 MW e custos estimados para o período de retorno financeiro para a região, chega-se à conclusão de um período estimado de onze anos para o *Payback* com o custo por kWh em torno de US\$10 e um fator de capacidade de 80%, sabendo que o tempo estimado de atividade do sistema é de 20 a 30 anos.

Andrawi, Sugianto e Alifdini ainda concluem que os sistemas OTEC híbridos, (que apresentam tanto o ciclo aberto como o fechado) são capazes de associar sua atividade a produção de água dessalinizada, zonas temperadas de agricultura, hidroicultura e criadouro de peixes, os quais são capazes de impulsionar a economia local.

Em resumo, estudos econômicos, técnicos e científicos veem sendo realizado nos últimos anos tornando o sistema OTEC cada vez mais atrativo ao mercado financeiro e para a substituição de fontes de energia derivadas do petróleo. Análises semelhantes serão utilizadas nesse trabalho de conclusão de curso para verificar a potencialidade desse tipo de estrutura em seu funcionamento mais eficiente estruturalmente e socialmente, na ilha de Fernando de Noronha. Com o objetivo de concluir com a viabilidade ou não da implementação deste tipo de sistema na região.

3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

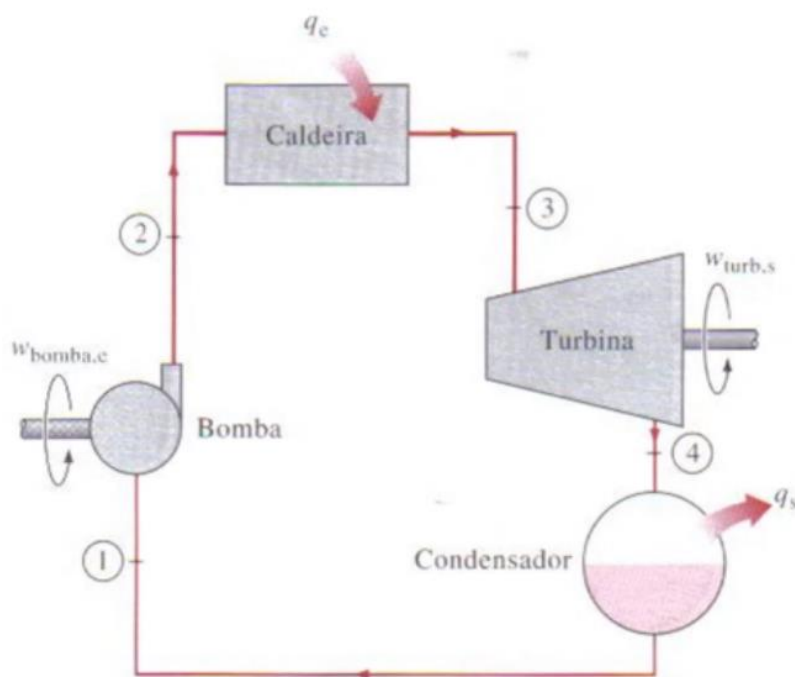
Neste capítulo é feito um estudo breve dos conceitos termodinâmicos que envolvem o sistema, do ciclo OTEC fechado, dos equipamentos nele contido e o método de avaliação econômica.

3.1. ESTUDO TERMODINÂMICO

O ciclo básico de um sistema OTEC fechado é descrito pelo Ciclo Rankine, que é o processo ideal para usinas a vapor e pode ser descrito em quatro etapas (Çengel & Boles, 2007):

1. Compressão isentrópica em uma bomba;
2. Fornecimento de calor a pressão constante em uma caldeira;
3. Expansão isentrópica em uma turbina; e
4. Rejeição do calor a pressão constante em um condensador.

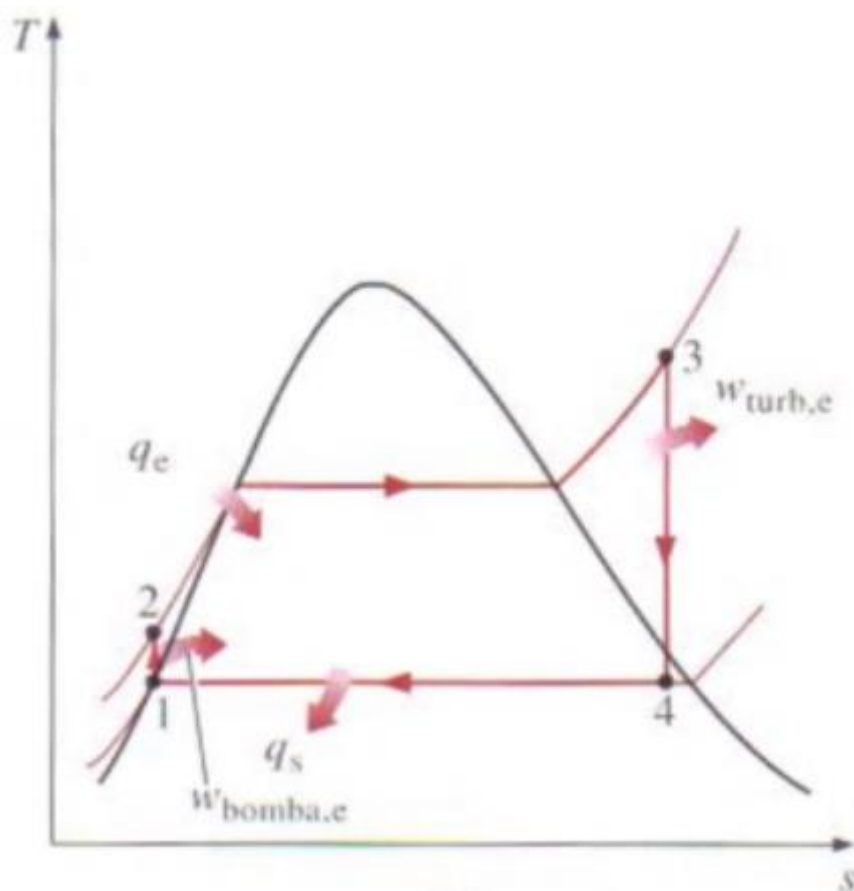
Figura 8 - Esboço do ciclo Rankine ideal.



Fonte: Çengel & Boles, 2007.

Descrevendo a Figura 8 temos que: o fluido de trabalho entra na bomba (1) como líquido saturado e é comprimido de forma isoentrópica até a pressão da caldeira. Há um leve aumento na temperatura do líquido devido a compressão e conseqüentemente diminuição do volume específico da substância. Entrando na caldeira (2) há uma troca de calor com outra fonte de energia térmica elevando a temperatura do fluido até este atingir o estado de vapor superaquecido (3). Este vapor entra na turbina onde ocorre uma expansão isoentrópica que gera trabalho e é convertida em energia elétrica. Com a queda de pressão e temperatura, o fluido passa para o estado (4) como uma mistura saturada de vapor e líquido antes de entrar no condensador, onde é condensado a pressão constante e sai novamente no estado (1) como líquido saturado, repetindo o ciclo (Çengel & Boles, 2007). Todo o processo pode ser representado em uma curva T - s (temperatura em função da entropia da substância) como ilustrado na Figura 9.

Figura 9 - Curva T - s de uma substância qualquer.



Fonte: Çengel & Boles, 2007.

No diagrama T - s é possível entender as etapas isoentrópicas do ciclo (1-2) e (3-4), as mudanças de fase (linhas vermelhas na horizontal) e as etapas de troca de calor (2-3) e (4-1).

As energias geradas, fornecidas e consumidas por kg da substância do sistema podem ser obtidas pela diferença de entalpia de cada processo, assim:

$$\dot{w}_{bomba,e} = (h_2 - h_1) \quad (3.1)$$

$$\dot{w}_{turb,s} = (h_3 - h_4) \quad (3.2)$$

$$\dot{q}_e = h_3 - h_2 \quad (3.3)$$

$$\dot{q}_s = h_4 - h_1 \quad (3.4)$$

Define-se, então, a eficiência do ciclo Rankine como:

$$\eta = \frac{\dot{w}_{turb,s} - \dot{w}_{bomba,e}}{\dot{q}_e} \quad (3.5)$$

Na realidade existem várias perdas no ciclo que garantem irreversibilidade ao sistema como a perda de calor para a vizinhança e o atrito do fluido. O atrito do fluido gera como resultado queda de pressão nos trocadores e na tubulação, conseqüentemente para gerar a mesma quantidade de energia que o ciclo ideal a bomba necessita ser maior para compensar essa perda, aumentando a pressão de jusante e consumindo mais trabalho. A perda de calor nos componentes também exige que mais energia térmica seja transferida para o fluido de forma a compensar essa irreversibilidade. Sob as condições reais, portanto, a bomba exige um trabalho maior e a turbina gera menos energia devido a essas perdas (Figura 10).

Outros fatores também precisam ser considerados na análise total do ciclo a vapor. De acordo com Çengel & Boles, 2007, um dos principais reside em condensadores reais, onde o líquido em geral é subresfriado para evitar a ocorrência de cavitação na bomba, o que pode danificá-la.

O ciclo ideal pode ser ajustado para representar as perdas considerando as eficiências de cada um dos componentes, de forma que aumente a potência da bomba

e as trocas de calor do condensador e da caldeira e diminua a energia gerada pela turbina. Assim teríamos:

$$\dot{W}_{bomba,r} = \frac{\dot{W}_{bomba,e}}{\eta_{bomba}} \quad (3.6)$$

$$\dot{W}_{turb,r} = \dot{W}_{turb,s} \cdot \eta_{turbina} \quad (3.7)$$

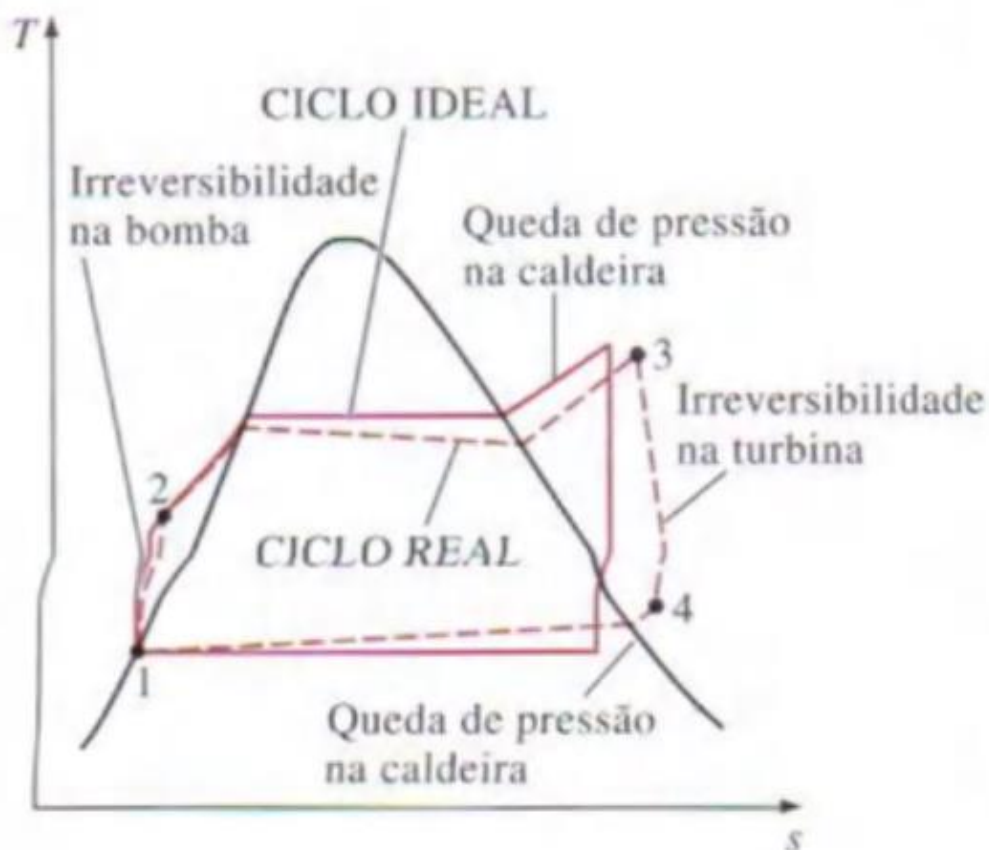
$$\dot{q}_{e,r} = \frac{\dot{q}_e}{\eta_{caldeira}} \quad (3.8)$$

$$\dot{q}_{s,r} = \frac{\dot{q}_s}{\eta_{condensador}} \quad (3.9)$$

Define-se, então, a eficiência do ciclo Rankine real como:

$$\eta_r = \frac{\dot{W}_{turb,r} - \dot{W}_{bomba,r}}{\dot{q}_{e,r}} \quad (3.10)$$

Figura 10 - Diagrama de perdas do sistema real em comparação com o sistema ideal.



Fonte: Çengel & Boles, 2007.

3.2. OTEC DE CICLO FECHADO COM AMÔNIA

A Figura 11 da página seguinte representa o sistema fechado de geração de energia elétrica a partir da variação de temperatura da água do mar. Este ciclo mostra a amônia como fluido de trabalho, substância de baixas temperaturas de evaporação e fusão, a qual se permite o superaquecimento e subresfriamento na troca de calor com uma substância em baixas temperaturas.

Há três subsistemas envolvidos na usina:

1. Subsistema de água quente do mar;
2. Subsistema de água fria do mar; e
3. Subsistema de amônia, ciclo Rankine real.

O primeiro é composto por uma bomba e compartilha um trocador de calor com o terceiro. O segundo também deve possuir uma bomba e compartilhar outro trocador com o subsistema de amônia, este além dos trocadores citados, é composto por uma bomba própria e uma turbina acoplada a um gerador de energia elétrica.

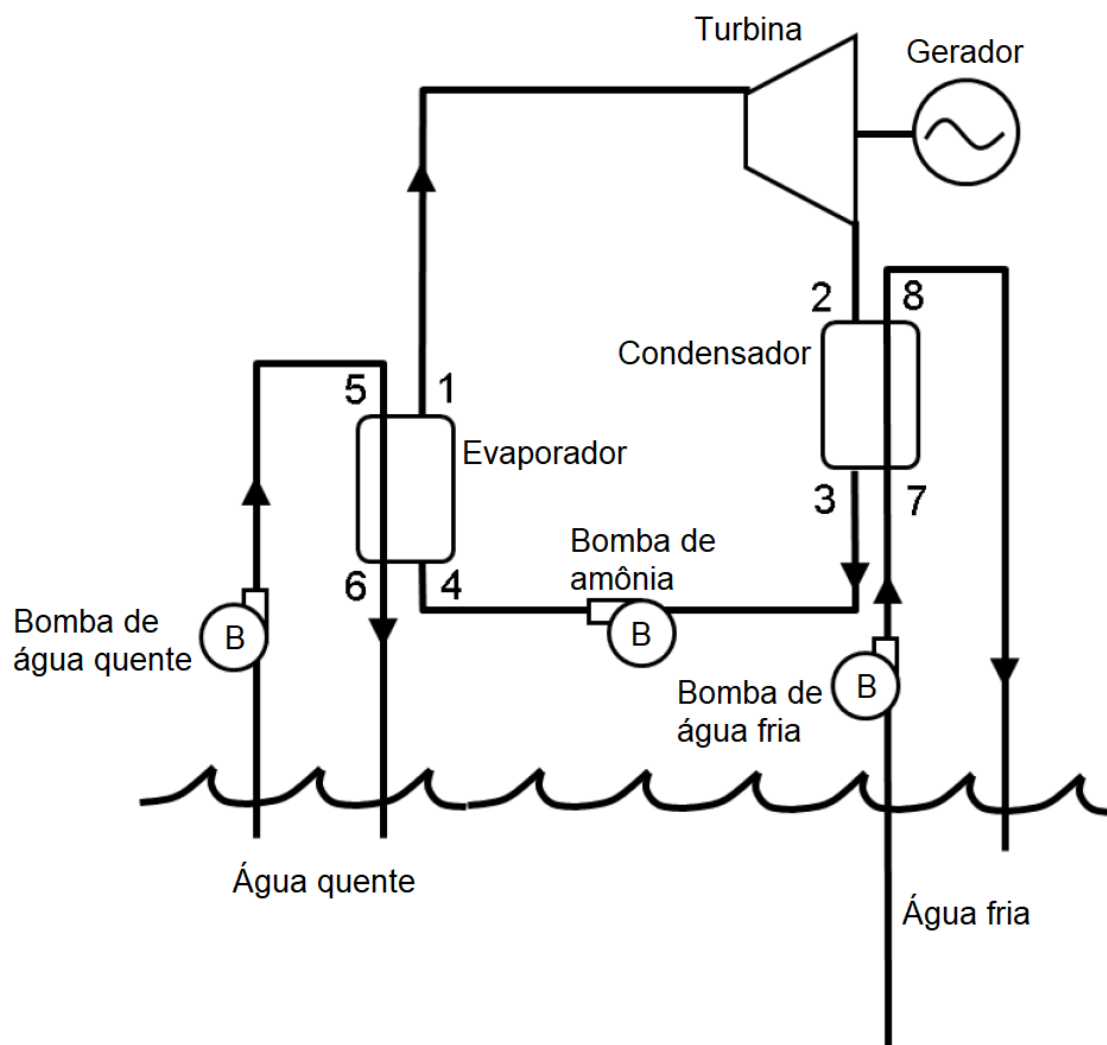
O subsistema 1 deve funcionar da seguinte forma: a bomba de água quente fornece uma vazão específica de água do mar a uma temperatura (5) maior que a da amônia no ponto (4) em seu estado de líquido comprimido, de forma que esta, ao sair no ponto (1), esteja no estado de vapor superaquecido e a água é descartada do trocador (6) a uma temperatura menor que a de entrada.

O segundo funciona de maneira semelhante, a bomba de água fria fornece uma vazão específica na troca de calor para o resfriamento do fluido interno do ciclo entre os pontos (2) e (3), liberando a água a uma temperatura (8) maior que (7).

Já o subsistema 3 representa o mesmo do ciclo Rankine descrito na seção anterior. Para este caso a potência líquida total, em kW, gerado no sistema OTEC vale:

$$w_{líq,T} = (\dot{w}_{turb,r} - \dot{w}_{bomba,r}) \cdot \dot{M}_{amônia} - w_{bomba,afr} - w_{bomba,aqr} \quad (3.11)$$

Figura 11 - Representação de uma unidade OTEC de ciclo fechado de amônia.



Fonte: Modificado de Yamada, Hoshi, & Ikegami, 2009.

3.3. EQUIPAMENTOS DA UNIDADE OTEC FECHADA

O sistema OTEC possui diversos equipamentos para realizar seus processos. O modelo básico, descrito nesse trabalho, deverá conter, como na Figura 11:

- Bombas;
- Trocadores de Calor; e
- Turbina a Vapor;

3.3.1. BOMBAS

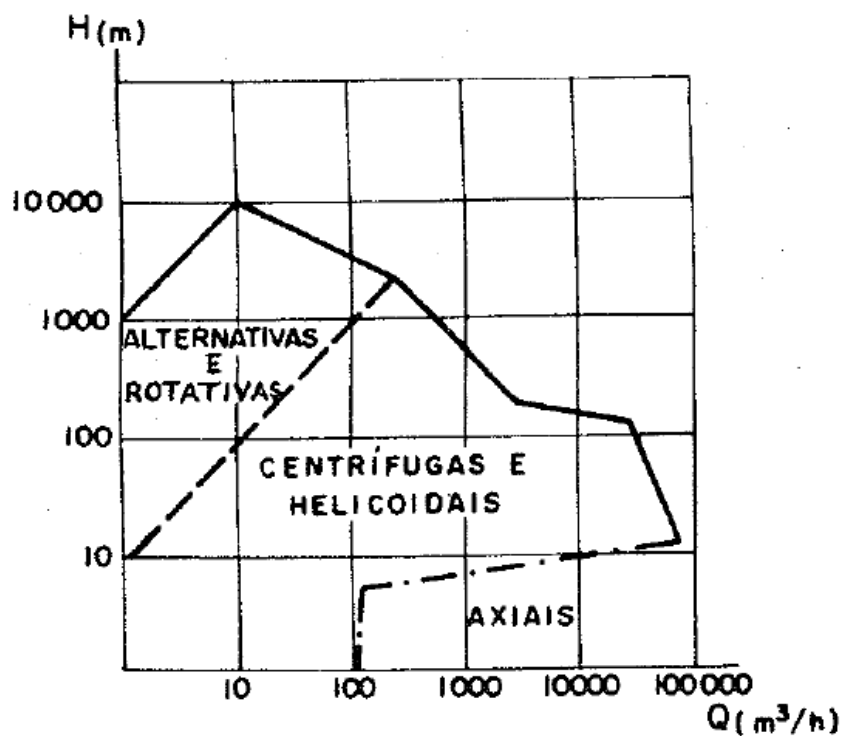
As bombas são máquinas cuja finalidade é realizar o deslocamento de um líquido por escoamento, transformando o trabalho mecânico que recebe para seu funcionamento em energia, seja ela potencial e/ou cinética.

Existem dois tipos principais: as bombas de deslocamento positivo e dinâmicas. A principal característica das de deslocamento positivo é que a partícula líquida tem, aproximadamente, a mesma trajetória que a do ponto do órgão com o qual está em contato, podendo ser um pistão, êmbolo ou diafragma (quando a bomba é alternativa) ou rotor (quando é rotativa). Estes equipamentos são usados para pressões elevadas e descargas relativamente pequenas, conforme Figura 12 da página 32.

As bombas dinâmicas são identificadas por também apresentarem um rotor, órgão rotatório, responsável por exercer forças sobre o líquido e transformar a energia mecânica em cinética. O rotor pode ser fechado, usado em líquidos sem substâncias em suspensão, ou aberto, para aplicações em fluidos pastosos, lamas, areia e esgotos sanitários.

Há ainda a presença de um difusor, onde é feita a transformação de grande parte da energia cinética em energia de pressão. Na maioria das bombas esse difusor tem a forma de um caracol ou voluta, além disso, em certos equipamentos há “pá guias” para reduzir as perdas por atrito e turbulência onde se requer maior eficiência da bomba (Figura 13).

Figura 12 - Campo de emprego de bombas.



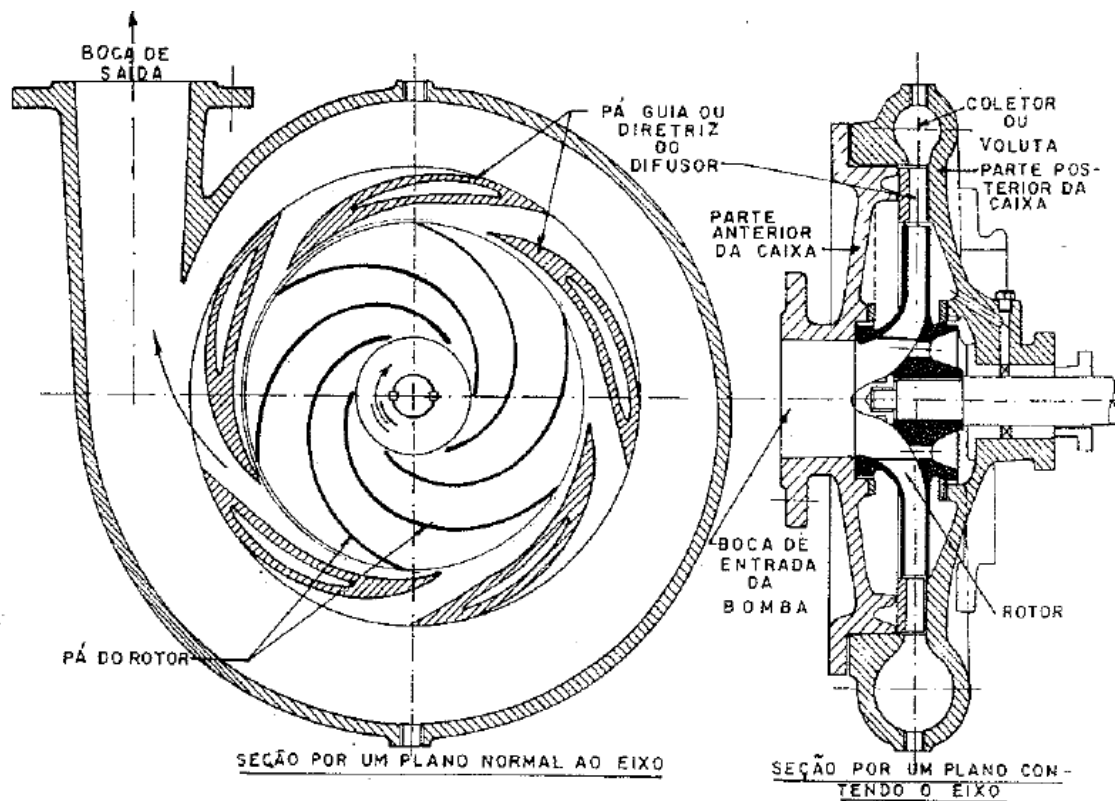
Fonte: Macintyre, 1997.

As bombas dinâmicas são classificadas como:

- Centrífuga pura ou radial: o líquido penetra na bomba paralelo ao eixo e é expelido a 90° do mesmo;
- Centrífuga de fluxo diagonal: o líquido penetra na bomba paralelo ao eixo e sua trajetória é helicoidal;
- Centrífuga axial: a trajetória do líquido se mantém paralelo ao eixo;

Ainda podem ser classificadas quanto ao número de rotores (simples ou múltiplos estágios), aspiração simples ou dupla (entrada unilateral ou bilateral, respectivamente), velocidade específica, finalidade, posição do eixo e líquido a ser bombeado (Macintyre, 1997).

Figura 13 - Corte radial de uma bomba.



Fonte: Macintyre, 1997.

As bombas podem ser dimensionadas a partir de catálogos de fornecedores, onde se tem como dados de entrada a vazão do fluido requerida e a altura manométrica da bomba. Cada modelo do fornecedor apresenta resultados específicos de eficiência que são obtidos a partir de experimentos. Assim é fornecida todas as informações necessárias para determinar a melhor bomba atendendo os requisitos exigidos pelo processo. Sem uso de catálogos, podemos determinar a potência, em kW, de uma bomba a partir da vazão volumétrica do fluido e a perda de carga do duto (associada à altura manométrica), como na seguinte equação:

$$w_{bomba,a} = \frac{Q \cdot H}{\eta_{bomba}} \quad (3.12)$$

O termo “ H ” pode ser determinado pela equação adaptada de *Darcy-Weisbach* para retornar a perda de carga em Pascal, unidade de pressão. Utilizando o fator de atrito de Darcy, a massa específica do fluido, comprimento e diâmetro hidráulico do duto e a velocidade de escoamento:

$$H = f \cdot \rho \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2} \quad (3.13)$$

Fazendo a adaptação da vazão volumétrica em função do volume específico:

$$Q = \mu \cdot \dot{M}_a \quad (3.14)$$

Podemos substituir a vazão “ Q ” da equação (3.14) na (3.12) e obter a potência em função da vazão mássica “ \dot{M}_a ” do fluido:

$$w_{bomba,a} = \frac{\mu \cdot \dot{M}_a \cdot H}{\eta_{bomba}} \quad (3.15)$$

Para reduzir a parcela da altura manométrica é possível utilizar um tipo de bomba conhecida como injetora. A bomba injetora costuma ser utilizada para um método que passou a ser conhecido como “*High Pressure Water Injection*” utilizada pela indústria petrolífera para aumentar a pressão de reservatórios de óleo e auxiliar o bombeamento deste até a superfície (Sundyne, 2018). Contudo esse método de bombeamento passou a ser difundido para outros setores da indústria, principalmente àqueles que desejam eliminar a altura manométrica bombeando água para “baixo” de forma que conduza a “subida” do mesmo ou outro fluido.

Esse método costuma ser interessante pois, apesar de duplicar o comprimento hidráulico da tubulação e conseqüentemente a perda de carga, diminui a maior parcela de pressão da bomba, a altura manométrica, conseqüentemente o valor de “ H ”.

Essas bombas possuem um acessório chamado de injetor que costumam ficar no local de onde se deseja bombear algo, indicando por onde entra o escoamento superior e a subida do fluido desejado (Figura 14). Considera-se que a eficiência média dessas bombas gira em torno de 70%.

Figura 14 - Exemplificação de uma bomba e seu acessório injetor.



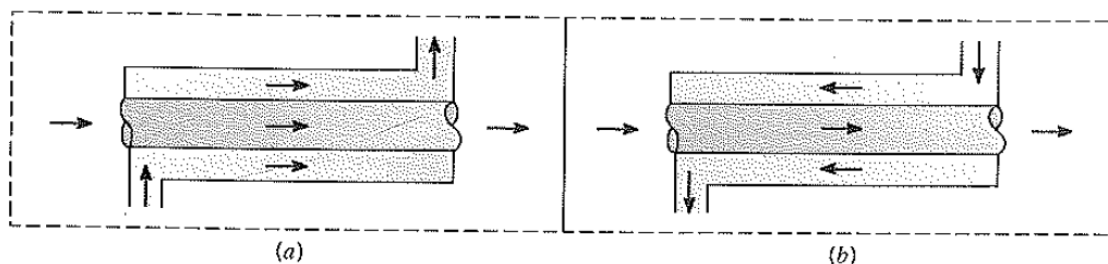
Fonte: S.A., 2019.

3.3.2. TROCADORES DE CALOR

O processo de troca de calor entre duas substâncias de diferentes temperaturas possui diversas aplicações na engenharia. O equipamento capaz de realizar essa troca de energia térmica são conhecidos como Trocadores de Calor. Suas aplicações vão de aquecimento de ambientes, condicionamento de ar, produção de potência, recuperação de calor e processamento químico (Incropera, Dewitt, Bergman, & Lavine, 2007).

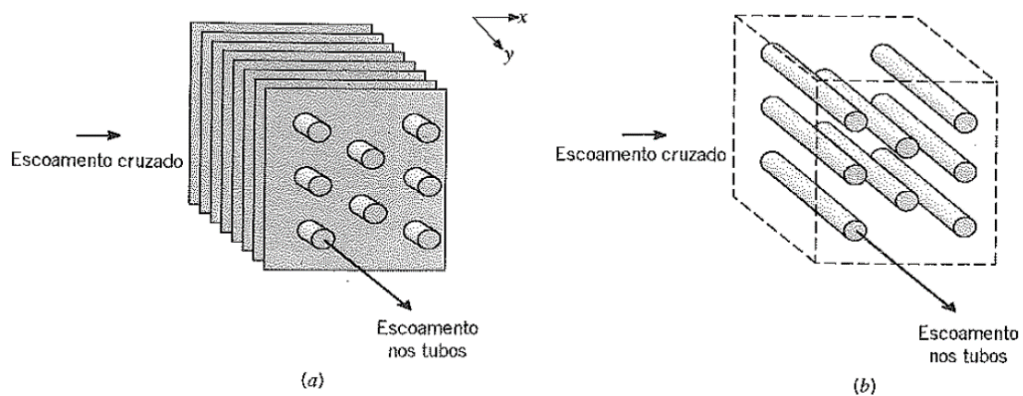
Os trocadores são classificados quanto a configuração do escoamento e o tipo de construção. Existem os trocadores de tubos concêntricos com escoamento paralelo e contracorrente (Figura 15), aletados e não-aletados (de placas) com escoamento cruzado (Figura 16), casco e tubo (Figura 17) e uma classe especial de trocadores com grandes superfícies de transferência chamados de trocadores compactos.

Figura 15 – Trocadores de calor de tubos concêntricos. (a) Escoamento paralelo. (b) Escoamento contracorrente.



Fonte: Modificado de Incropera, Dewitt, Bergman, & Lavine, 2007.

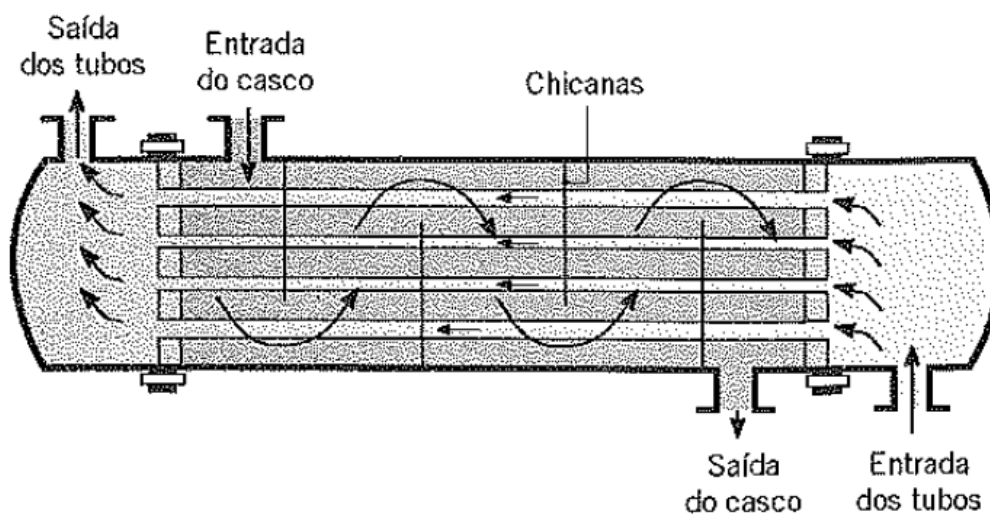
Figura 16 - Trocadores de calor de escoamento cruzado. (a) Aletado com ambos os fluidos sem mistura. (b) Não-aletado com um fluido misturado e outro não.



Fonte: Modificado de Incropera, Dewitt, Bergman, & Lavine, 2007.

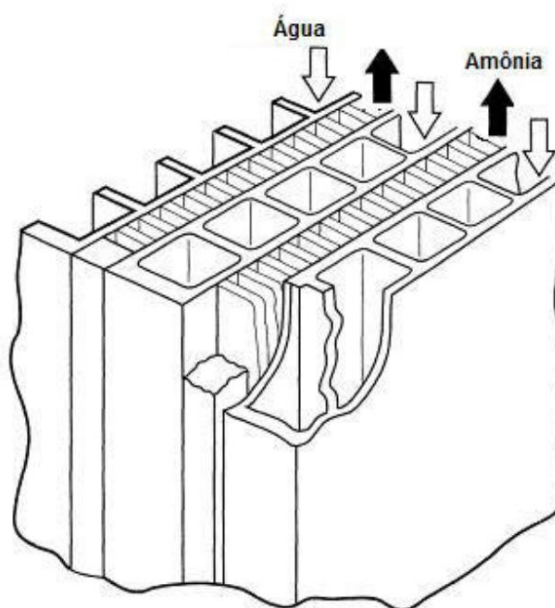
Os trocadores de calor da unidade OTEC fechada devem ser, de acordo com, Avery & Hu, 1994, do tipo placa como ilustrado na Figura 18, onde é possível alcançar eficiências que girem em torno de 90% (Gut, 2003), (Gardenal & Sguario, 2016).

Figura 17 - Trocador de calor casco e tubos.



Fonte: Modificado de Incropera, Dewitt, Bergman, & Lavine, 2007.

Figura 18 - Trocador de calor de placas de uma unidade OTEC.



Fonte: Modificado de Avery & Hu, 1994.

No sistema de troca de uma OTEC coexistem duas formas de transferência de calor: sensível, onde não há mudança de fase do fluido, e latente, com mudança de fase. O processo do fluido de trabalho envolve as duas formas de transferência, tanto no trocador quente (evaporador/caldeira) como no frio (condensador) e são

determinadas de forma global pelo ciclo Rankine a partir da equação (3.8) para o evaporador e (3.9) para o condensador.

O calor cedido e recebido pela amônia está relacionado com o outro fluido de troca, a água do mar, essa apenas realiza transferência de calor sensível pois não muda de fase.

Assim podemos expressar a transferência de calor entre os fluidos, de maneira global, para o evaporador (sendo semelhante para o condensador) através da equação (3.16).

$$\dot{M}_{amônia} \cdot \dot{q}_{e,r} = \dot{M}_{aq} \cdot C_{p,aq} \cdot (T_{aqe} - T_{aqS}) \quad (3.16)$$

A equação acima será capaz de retornar o valor da vazão mássica da água do mar, a partir da qual faz-se possível determinar o valor da velocidade do escoamento no duto de água a partir da formulação abaixo:

$$v = \frac{\dot{M}_{aq}}{\rho \cdot A_t} \quad (3.17)$$

Onde:

$$A_t = \pi \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 \quad (3.18)$$

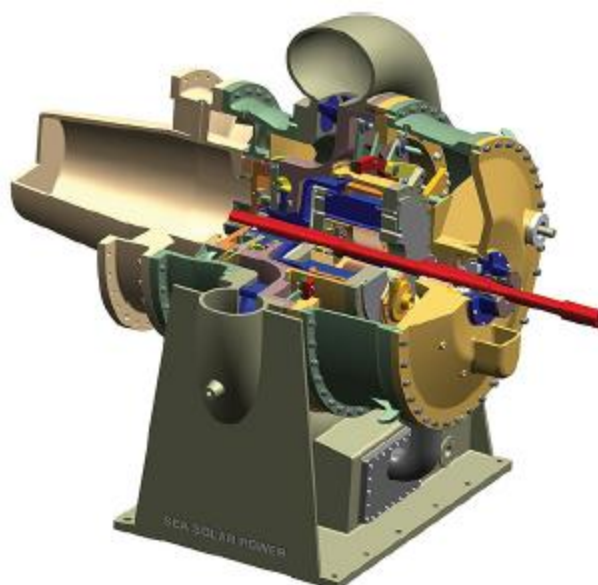
A velocidade “ v ” pode então ser utilizada para determinar o valor de “ H ” na equação (3.13) e conseqüentemente definir a potência necessária para a bomba.

3.3.3. TURBINA A VAPOR

Nas usinas a vapor a turbina é o equipamento que aciona o gerador que transforma o trabalho gerado em energia elétrica. O escoamento do fluido do sistema sobre as pás fixas em um eixo que gira, gera o trabalho. A transferência de calor desses equipamentos em geral é desprezível, uma vez que costumam ser bem isolados (Çengel & Boles, 2007).

As turbinas usadas para uma unidade OTEC costumam ser de um único estágio, radiais ou axiais e projetadas para baixas pressões e temperaturas próximas do ambiente. Por esta razão os materiais não costumam ser de ligas de alta performance como a de turbinas de combustão a gás e de altas temperaturas. A empresa *Sea Solar Power Inc.* projetou uma turbina específica para a aplicação em uma OTEC que consegue ter eficiência acima de 90% (Upshaw, 2012). Este modelo pode ser representado na Figura 19.

Figura 19 - Turbina radial projetada pela *Sea Solar Power Inc.* para aplicação em usinas OTEC.



Fonte: Upshaw, 2012.

3.4. AVALIAÇÃO ECONÔMICA

Neste trabalho será reproduzido uma forma rápida e generalizada de avaliar o custo de instalação de uma unidade OTEC baseada em estudos de Vega, 2010. A partir de simulações feitas pelo autor de 9 unidades distintas, este chegou a uma formulação que representa a curva de valores de instalação em dólares por kW em função da potência nominal gerada em MW.

$$CC = 53000 \cdot w_{liq}^{-0,42} \quad (3.19)$$

4. MODELO DO SISTEMA

Neste capítulo é mostrado a metodologia utilizada na elaboração do modelo matemático conceitual, para avaliar de que forma uma unidade de energia OTEC pode tornar-se viável do ponto de vista energético para atender a demanda da ilha de Fernando de Noronha. Por fim, o resultado nominal é utilizado para estimar o custo total de instalação da unidade.

4.1. DEMANDA DA ILHA

Durante a visita técnica realizada pelo autor à termoeletrica da CELPE, em Fernando de Noronha, foram apontados o consumo médio diário e o pico de consumo do arquipélago durante a noite.

Tabela 1 - Dados de consumo médio diário e pico de consumo noturno de energia do arquipélago de Fernando de Noronha.

PERÍODO	CONSUMO (kW)
DIURNO	2500
NOTURNO	3800

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Toda a energia é gerada a partir da demanda da população, ou seja, nada é armazenado, os geradores produzem a exata quantia que está sendo requerida pela ilha.

Dessa forma, para atender o mesmo princípio de produção e distribuição da subestação local, faz-se necessário um modelo que também produza apenas a quantidade de energia solicitada. O método escolhido foi: dimensionar uma usina termoeletrica OTEC fechada com amônia como fluido de trabalho de maneira que a energia líquida total gerada esteja em função da vazão da amônia do ciclo isolado.

4.2. ELABORAÇÃO DO MODELO

Tendo o método determinado, um algoritmo foi elaborado no *software EES* (modelo em anexo) levando em consideração as equações (3.6) a (3.18) e avaliando o sistema com os dados pré-estabelecidos conforme Tabela 2. Qualquer outra informação pôde ser obtida a partir das funções termodinâmicas do *software* com os dados usados nesta tabela (i.e., entalpia, entropia, calor específico, pressões, etc.).

Esses dados foram obtidos após várias análises do modelo considerando o resultado desejado, dados de temperatura da região (considerando média diurna e noturna, de forma que o sistema torne a unidade viável durante 24h) e viabilidade industrial, este último na escolha do fator de atrito de Darcy, comprimento e diâmetro dos tubos. Algumas dificuldades foram encontradas ao longo da elaboração do sistema e mostraram ser inviáveis ou excessivamente conservadoras, dentre as quais:

- Utilizar mais de 100 mil tubos de 1 polegada para bombear água quente e fria;
- Valores do fator de atrito acima de 0,065 (extremamente conservadores), fora de condições reais em tubulações industriais de semelhante aplicação (que podem ter valor médio de 0,018);
- Baixas eficiências de trocadores e turbina, trazendo a necessidade de aumentar o diâmetro da tubulação de água fria para valores próximos a 5 metros;
- Além de refinamentos sucessivos no código e modelo matemático para condicionar o sistema a uma simulação mais próxima do real possível para este trabalho.

Admite-se que a água do mar quente será bombeada de 5 metros de profundidade e a água do mar fria de 1000 metros. Decidiu-se usar em ambos os casos bombas injetoras, duplicando o comprimento do duto para 10 metros, quente e 2000 metros, frio. Dessa forma reduziu-se, em demasia, a potência requerida das bombas para sobrepor altas pressões das colunas de água.

Tabela 2 - Dados pré-estabelecidos para a avaliação da unidade OTEC.

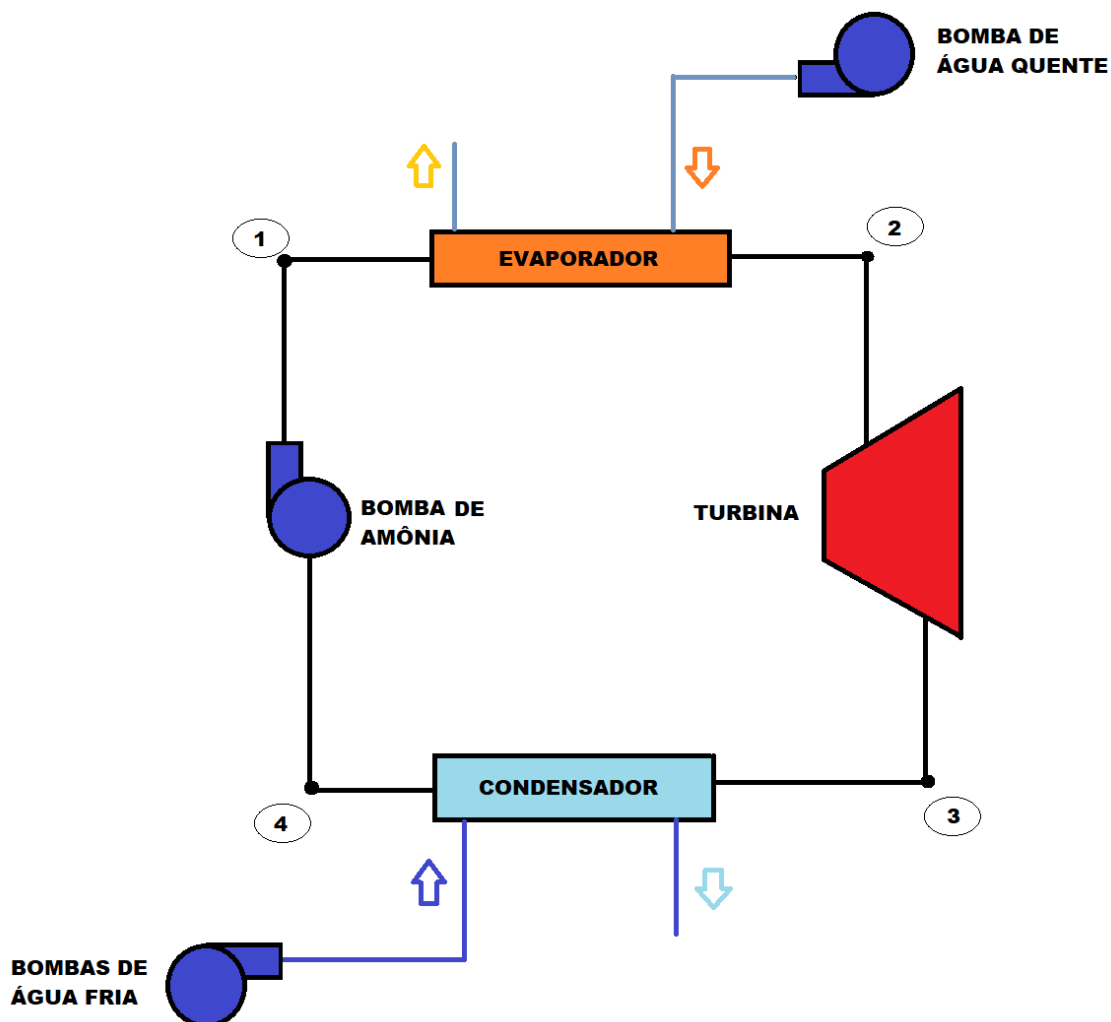
DADO	VALOR	UNIDADE
$P_{ambiente}$	101,3	kPa
$T_{ambiente}$	26	$^{\circ}C$
g	9,806	m/s^2
T_{aqe}	26	$^{\circ}C$
T_{aqe}	21	$^{\circ}C$
T_{afe}	4,5	$^{\circ}C$
T_{afs}	9,5	$^{\circ}C$
T_{sat}	18	$^{\circ}C$
$T1$	6,02	$^{\circ}C$
$T2$	19	$^{\circ}C$
$T3$	10,5	$^{\circ}C$
$T4$	6	$^{\circ}C$
$\eta_{turbina}$	0,9	—
η_{bomba}	0,7	—
$\eta_{trocador}$	0,9	—
f	0,018	—
ρ	1030	kg/m^3
μ	0,0009709	m^3/kg
L_{quente}	10	m
L_{frio}	2000	m
D_{quente}	1,5	m
D_{frio}	2,5	m

Fonte: Elaboração do próprio autor.

O sistema se apresenta então conforme a Figura 20 da página seguinte. Onde os pontos “1”, “2”, “3” e “4” indicam o local das temperaturas “T1”, “T2”, “T3” e “T4” da amônia dentro do ciclo Rankine, dados apresentados na tabela acima. Na unidade avalia-se o calor transferido pelo evaporador e condensador, trabalho gerado pela turbina e consumo das bombas de amônia, água fria e água quente, tudo em função

da vazão de amônia a qual, no modelo, variará de 1 a 450 quilogramas por segundo. O algoritmo é apresentado na seção seguinte.

Figura 20 - Representação do modelo avaliado no *EES*.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

4.3. ALGORITMO DO MODELO

Abaixo é descrito na forma extensa o algoritmo de avaliação do sistema.

A partir dos dados de entrada mostrados na Tabela 2 determina-se através das funções básicas do *software* os dados do Ciclo Rankine. As funções usadas em cada etapa do ciclo são semelhantes, variando apenas os dados de entrada.

- Saída da bomba e entrada no evaporador (ponto 1):

Na saída da bomba o fluido se encontra no estado de líquido comprimido, portanto, seu título é igual a zero:

$$x1 = 0 \quad (4.1)$$

A temperatura $T1$ dada em graus Celsius é convertida para Kelvin através da função da equação (4.2). A partir dessa e da temperatura de saturação da amônia também convertida em Kelvin ($T_{sat;K}$) obtém-se a pressão, entalpia e entropia através das funções (4.3), (4.4) e (4.5) respectivamente. Nessa etapa do ciclo considera-se que a bomba realiza seu trabalho de maneira isoentrópica e sem perdas de calor.

$$T1_K = \mathbf{ConvertTemp} [C ; K ; T1] \quad (4.2)$$

$$P1 = \mathbf{P}_{sat} ['Ammonia'; T = T_{sat;K}] \quad (4.3)$$

$$h1 = \mathbf{h} ['Ammonia'; T = T1_K ; P = P1] \quad (4.4)$$

$$s1 = \mathbf{s} ['Ammonia'; T = T1_K ; P = P1] \quad (4.5)$$

- Saída do evaporador e entrada na turbina (ponto 2):

Na saída do evaporador o fluido se encontra no estado de vapor superaquecido, portanto, seu título é igual a um:

$$x2 = 1 \quad (4.6)$$

De forma análoga se obtém a temperatura $T2$ em Kelvin (4.7), a entalpia (4.9) e a entropia (4.10). Já a pressão é considerada igual a pressão no ponto 1 (4.8), levando em consideração que não há perda de pressão no evaporador.

$$T2_K = \mathbf{ConvertTemp} [C ; K ; T2] \quad (4.7)$$

$$P2 = P1 \quad (4.8)$$

$$h2 = \mathbf{h} ['Ammonia'; T = T2_K ; P = P2] \quad (4.9)$$

$$s2 = \mathbf{s} ['Ammonia'; T = T2_K ; P = P2] \quad (4.10)$$

- Saída da turbina e entrada no condensador (ponto 3):

Na saída da turbina o fluido se encontra no estado de mistura saturada, portanto, a função (4.11) é usada para determinar sua titulação:

$$x_3 = \mathbf{x} [\textit{Ammonia}'; T = T_{3K}; s = s_3] \quad (4.11)$$

Como nas etapas anteriores, são obtidos a temperatura T_3 em Kelvin (4.12), a pressão (4.13) e entalpia (4.14). O trabalho executado na turbina é considerado isoentrópico, assim a entropia do ponto 3 é considerada igual à do ponto 2 (4.15).

$$T_{3K} = \mathbf{ConvertTemp} [C; K; T_3] \quad (4.12)$$

$$P_3 = \mathbf{P} [\textit{Ammonia}'; T = T_{3K}; s = s_3] \quad (4.13)$$

$$h_3 = \mathbf{h} [\textit{Ammonia}'; T = T_{3K}; s = s_3] \quad (4.14)$$

$$s_3 = s_2 \quad (4.15)$$

- Saída do condensador e entrada na bomba (ponto 4):

Na saída do condensar o fluido se encontra no estado líquido saturado, portanto, sua titulação vale zero:

$$x_4 = 0 \quad (4.16)$$

Mais uma vez são obtidos a temperatura T_4 em Kelvin (4.17) e a entalpia (4.19). A pressão é igual a pressão do ponto 3 considerando que não há perda de pressão no condensador (4.18). Como a etapa do ciclo entre os pontos 1 e 4 foi considerado isoentrópico, as entropias são dadas como iguais (4.20).

$$T_{4K} = \mathbf{ConvertTemp} [C; K; T_4] \quad (4.17)$$

$$P_4 = P_3 \quad (4.18)$$

$$h_4 = \mathbf{h} [\textit{Ammonia}'; T = T_{4K}; s = s_4] \quad (4.19)$$

$$s_4 = s_1 \quad (4.20)$$

A partir dos resultados obtidos no ciclo, determina-se as energias por unidade de massa, e com os dados iniciais, as áreas transversais dos dutos de abastecimento de água dos trocadores.

- Energias por unidade de massa:

Com as entalpias obtidas no ciclo e as eficiências dadas na Tabela 2, determina-se o trabalho real da turbina (4.21), da bomba de amônia (4.22), os calores transferidos pelo evaporador (4.23) e pelo condensador (4.24). Tendo esses valores pode-se obter o trabalho líquido do sistema fechado (4.25) e sua eficiência (4.26).

$$\dot{w}_{turb,r} = [h_2 - h_3] \cdot \eta_{turbina} \quad (4.21)$$

$$\dot{w}_{bomba,r} = \frac{h_1 - h_4}{\eta_{bomba}} \quad (4.22)$$

$$\dot{q}_e = h_2 - h_1 \quad (4.23)$$

$$\dot{q}_s = h_3 - h_4 \quad (4.24)$$

$$w_{líquido} = \dot{w}_{turb,r} - \dot{w}_{bomba,r} \quad (4.25)$$

$$\eta_r = \frac{w_{líquido} \cdot \eta_{trocador}}{\dot{q}_e} \quad (4.26)$$

- Área transversal dos dutos de água:

Com os dados iniciais do diâmetro dos dutos de água quente e fria, suas áreas são determinadas, respectivamente, pelas equações (4.27) e (4.28).

$$a_q = 3,14 \cdot \left[\frac{D_{quente}}{2} \right]^2 \quad (4.27)$$

$$a_f = 3,14 \cdot \left[\frac{D_{frio}}{2} \right]^2 \quad (4.28)$$

Na última etapa do modelo a função *Duplicate* do *EES* é usada para avaliar os *N* (450) casos da vazão de amônia, determinando para os subsistemas de água quente e fria suas vazões mássicas, velocidade de escoamento no tubo, perda de carga em metros e pascal e o trabalho da bomba respectiva. Por fim calcula-se o trabalho líquido total da unidade.

- Vazão de amônia:

A função da vazão da amônia é definida como:

$$\dot{m}_{amonia;i} = i; \text{ para } i = 1 \text{ até } 450 \quad (4.29)$$

- Sistema de água quente:

Previamente é definido o calor específico da água quente pela função do *software* (4.30) para a partir de então calcular a vazão mássica da água quente (4.31), velocidade de escoamento (4.32), perda de carga em metros (4.33), em pascal (4.34) e o trabalho da bomba (4.35) com a perda convertida em quilo pascal ($h_{kPa;q;i}$), todas para os N casos, variando em i e com os dados iniciais da Tabela 2.

$$Cp_{aq} = \mathbf{Cp} ['Water'; T = T_{ambiente}; P = P_{ambiente}] \quad (4.30)$$

$$\dot{m}_{aq;i} = \dot{m}_{amonia;i} \cdot \frac{\dot{q}_e}{Cp_{aq} \cdot [T_{aqe} - T_{aqs}] \cdot \eta_{trocador}} \quad (4.31)$$

$$v_{aq;i} = \frac{\dot{m}_{aq;i}}{\rho \cdot aq} \quad (4.32)$$

$$h_{m;q;i} = f \cdot L_{quente} \cdot \frac{v_{aq;i}^2}{D_{quente} \cdot 2 \cdot g} \quad (4.33)$$

$$h_{Pa;q;i} = f \cdot L_{quente} \cdot v_{aq;i}^2 \cdot \frac{\rho}{D_{quente} \cdot 2} \quad (4.34)$$

$$W_{bmb;q;i} = \frac{\mu \cdot \dot{m}_{aq;i} \cdot h_{kPa;q;i}}{\eta_{bomba}} \quad (4.35)$$

- Sistema de água fria:

O sistema de água fria é determinado da mesma forma que o sistema quente, contudo achou-se necessária a divisão da perda de carga do duto de água fria para quatro bombas, portanto dimensiona-se quatro bombas mais simples ao invés de uma única bomba de alta potência. Assim o calor específico é determinado pela função (4.36), a vazão mássica de água fria (4.37), velocidade do escoamento (4.38), perda de carga em metros (4.39) e em pascal (4.40), o trabalho de uma bomba (4.41) com a perda convertida em quilo pascal ($h_{kPa;f;i}$) e o das quatro bombas (4.42).

$$Cp_{af} = Cp [Water'; T = T_{afe}; P = P_{ambiente}] \quad (4.36)$$

$$\dot{m}_{af;i} = \dot{m}_{amonía;i} \cdot \frac{\dot{q}_s}{Cp_{af} \cdot [T_{afs} - T_{afe}] \cdot \eta_{trocador}} \quad (4.37)$$

$$v_{af;i} = \frac{\dot{m}_{af;i}}{\rho \cdot af} \quad (4.38)$$

$$h_{m;f;i} = f \cdot L_{frio} \cdot \frac{v_{af;i}^2}{D_{frio} \cdot 2 \cdot g} \quad (4.39)$$

$$h_{Pa;f;i} = f \cdot L_{frio} \cdot v_{af;i}^2 \cdot \frac{\rho}{D_{frio} \cdot 2} \quad (4.40)$$

$$W1_{bmb;f;i} = \frac{\mu \cdot \dot{m}_{af;i} \cdot h_{kPa;f;i}}{\eta_{bomba}} \quad (4.41)$$

$$W4_{bmb;f;i} = W1_{bmb;f;i} \cdot 4 \quad (4.42)$$

- Trabalho líquido total:

Com todas as variáveis determinadas para os N casos, calcula-se por fim o trabalho líquido total da unidade através da equação (4.43) para cada caso i :

$$W_{líq;T;i} = W_{líquido} \cdot \dot{m}_{amonía;i} - W_{bmb;q;i} - W4_{bmb;f;i} \quad (4.43)$$

5. RESULTADOS

Neste capítulo será discriminado os resultados obtidos na simulação da unidade OTEC pelo *EES*.

As variáveis simples, resultantes da análise primária do *EES*, são reproduzidas na Tabela 3, representando os resultados do estudo do ciclo Rankine.

Tabela 3 - Resultados da análise primária do *EES* com os dados fornecidos.

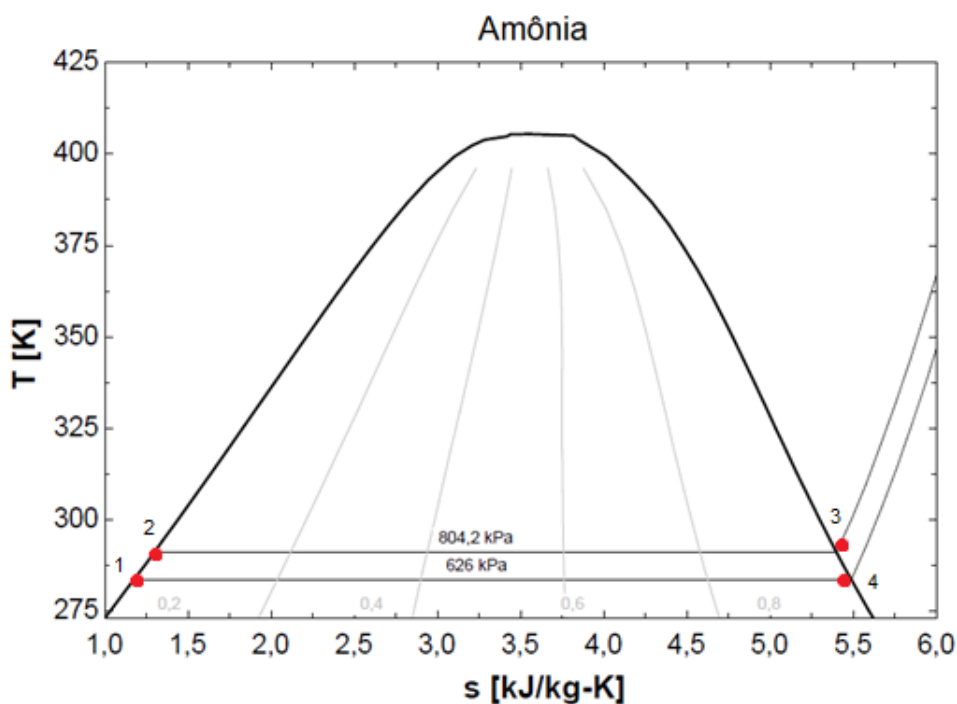
VARIÁVEL	VALOR	UNIDADE
af	4,906	m^2
aq	1,766	m^2
Cp_{af}	4,202	$kJ/kg \cdot K$
Cp_{aq}	4,183	$kJ/kg \cdot K$
η_r	0,02219	—
$h1$	228,122	kJ/kg
$h2$	1481,669	kJ/kg
$h3$	1450,083	kJ/kg
$h4$	227,694	kJ/kg
$P1$	804,236	kPa
$P2$	804,236	kPa
$P3$	625,994	kPa
$P4$	625,994	kPa
\dot{q}_s	1222,389	kJ/kg
\dot{q}_e	1253,548	kJ/kg
$s1$	1,100	$kJ/kg \cdot K$
$s2$	5,409	$kJ/kg \cdot K$
$s3$	5,409	$kJ/kg \cdot K$
$s4$	1,100	$kJ/kg \cdot K$
$T1_K$	279,17	K
$T2_K$	292,15	K
$T3_K$	283,65	K

T_{4K}	279,15	K
T_{afe}	277,65	K
T_{afs}	282,65	K
T_{aqe}	299,15	K
T_{aqs}	294,15	K
$T_{sat,K}$	291,15	K
$T_{ambiente}$	299,15	K
x_3	0,982	—
$\dot{w}_{turb,r}$	28,427	kJ/kg
$\dot{w}_{bomba,r}$	0,611	kJ/kg
$w_{líquido}$	27,817	kJ/kg

Fonte: Elaboração do próprio autor.

O *software* ainda permite a geração do diagrama T - s (Gráfico 1) que representa o ciclo da unidade especificada, onde o sistema se comporta da mesma forma que o da Figura 9.

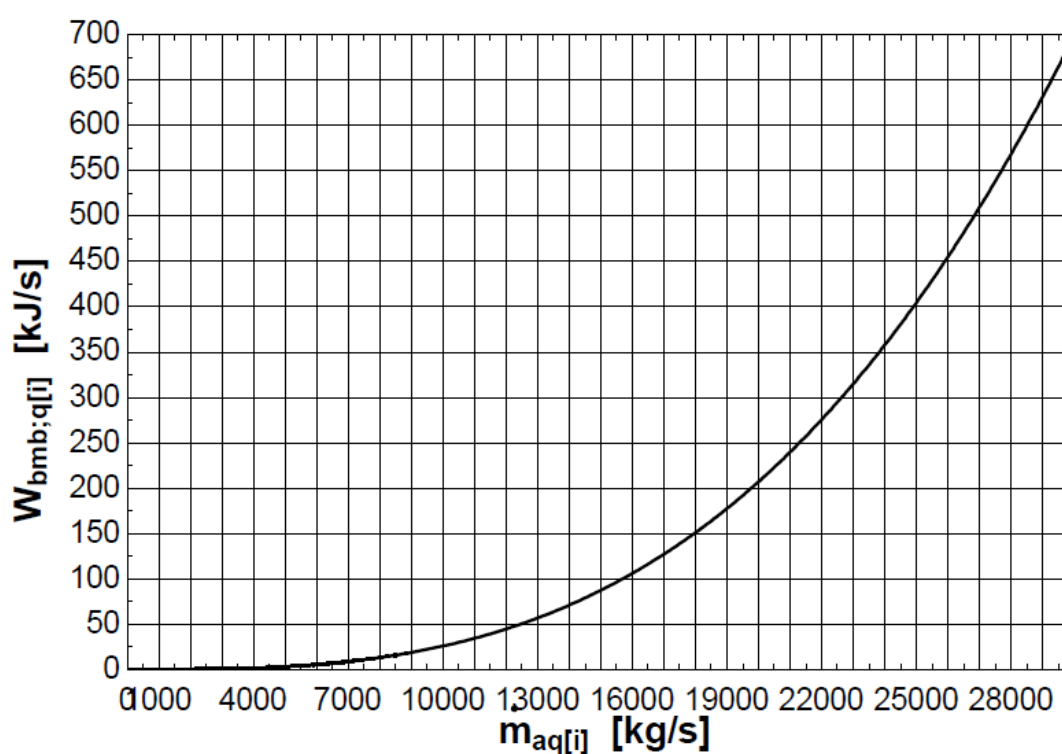
Gráfico 1 - Diagrama T - s do ciclo Rankine estudado.



Fonte: Elaboração do próprio autor através do *software* EES.

Sabe-se que todo o sistema está variando de acordo com a mudança da vazão de amônia do sistema fechado, o que inclui a vazão de água quente e fria. O Gráfico 2 demonstra a variação da vazão de água quente (kg/s) em função da potência requerida em kJ/s (equivalente a kW) pela bomba do mesmo fluido. Nota-se, portanto, que quanto maior for a vazão de água quente, maior a potência requerida pela bomba para garantir o escoamento, tanto maior quanto um fator de potência igual a 3, dando ao gráfico a característica de uma curva polinomial de terceiro grau.

Gráfico 2 - Trabalho da bomba de água quente em função da vazão de água quente.



Fonte: Elaboração do próprio autor através do *software EES*.

O mesmo pode ser observado nas curvas de potência de uma única bomba de água fria e de quatro bombas juntas alimentando todo o subsistema frio (Gráfico 3 e Gráfico 4).

Gráfico 3 - Trabalho de uma bomba de água fria em função da vazão de água fria.

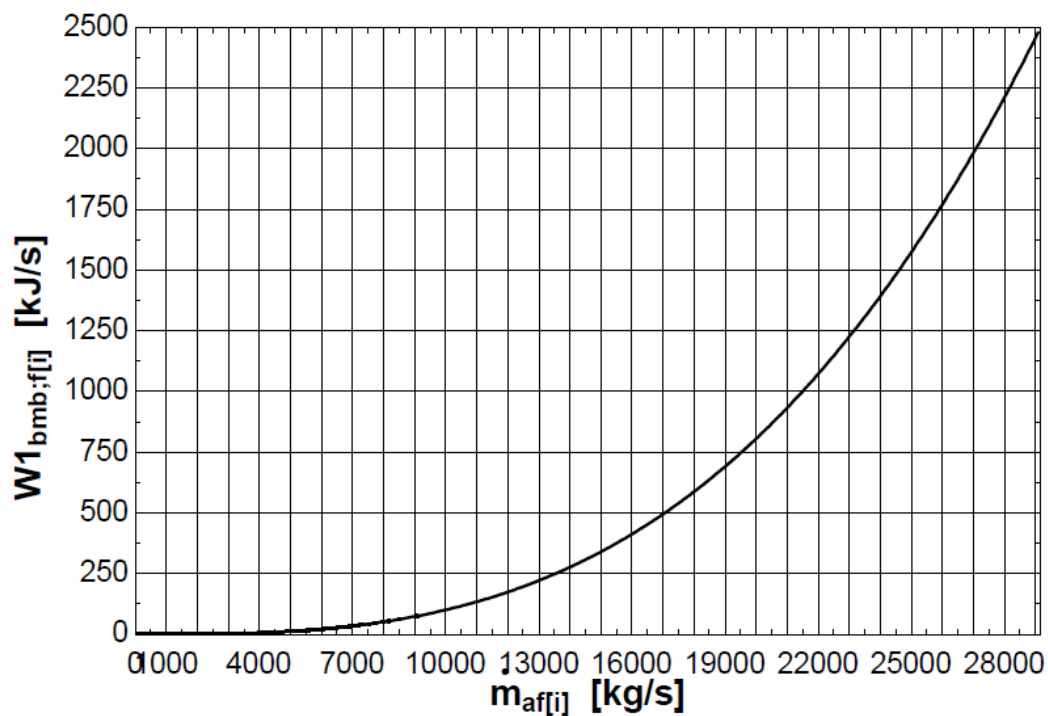
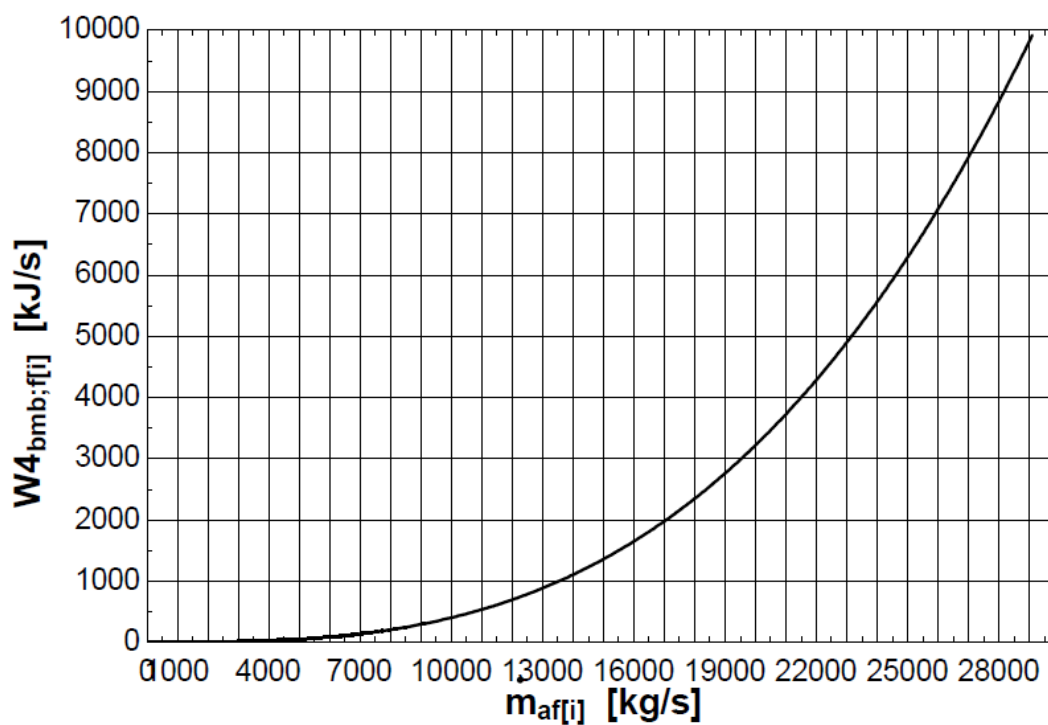
Fonte: Elaboração do próprio autor através do *software EES*.

Gráfico 4 - Trabalho das quatro bombas de água fria em função da vazão de água fria.

Fonte: Elaboração do próprio autor através do *software EES*.

Através dos resultados obtidos anteriormente para os três subsistemas da unidade (água quente, fria e ciclo Rankine), o modelo foi capaz de determinar a curva que representa a potência nominal da estrutura OTEC em função da variação da vazão de amônia do ciclo Rankine, dada as considerações iniciais.

O Gráfico 5 retrata o comportamento do sistema. Cujas curvas descrevem, aproximadamente, uma função polinomial de 2 grau, com um ponto de inflexão (ponto de máximo).

A partir dessa função pôde-se determinar o ponto de máximo do sistema, àquele onde a unidade produzirá maior potência nominal e qual a vazão de amônia requerida para tal.

Tabela 4 - Valor da potência nominal máxima e vazão de amônia requerida para tal.

DADO	VALOR	UNIDADE
POTÊNCIA NOMINAL MÁXIMA	5232	<i>kW</i>
VAZÃO DE AMÔNIA REQUERIDA	282	<i>kg/s</i>

Fonte: Elaboração do próprio autor.

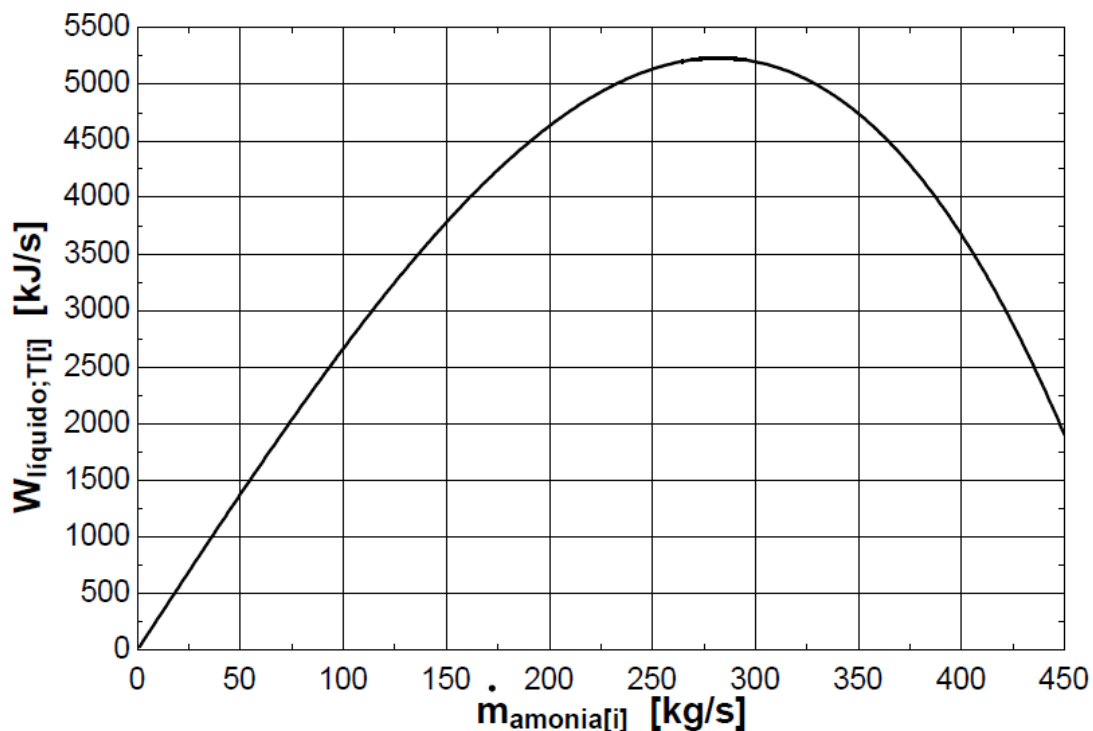
Para atender a demanda máxima seriam necessários equipamentos que atendam aos seguintes valores:

Tabela 5 - Equipamentos requeridos para atender a potência nominal máxima.

EQUIPAMENTO	CAPACIDADE DE GERAR/TRANSFERIR	UNIDADE
TURBINA	8,02	<i>MW</i>
BOMBA DE AMÔNIA	235	<i>CV</i>
BOMBA DE ÁGUA QUENTE	235	<i>CV</i>
4x BOMBAS DE ÁGUA FRIA (unidade)	830	<i>CV</i>
EVAPORADOR	1253,548	<i>kJ/kg</i>
CONDENSADOR	1222,389	<i>kJ/kg</i>

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Gráfico 5 - Trabalho nominal da unidade OTEC em função da vazão de amônia.



Fonte: Elaboração do próprio autor através do *software EES*.

Por fim, a partir da capacidade de geração de energia em MW da unidade, obteve-se, através da equação (3.19) o valor do kW dado na tabela abaixo. Sabendo-se a capacidade total pode-se também estimar o custo aproximado total de instalação, admitindo o dólar a R\$3,74 no dia 24 de janeiro de 2019.

Tabela 6 - Custo aproximado por kW e total da unidade OTEC.

CUSTO (\$/kW)	26.450,59
CUSTO TOTAL (\$)	138.390.000,00
CUSTO TOTAL (R\$)	517.580.000,00

Fonte: Elaboração do próprio autor.

6. CONCLUSÃO

Os resultados apresentados na seção anterior mostram ser possível e viável a operação de uma usina de energia térmica OTEC fechada a partir da diferença de temperaturas do oceano ao redor do arquipélago de Fernando de Noronha. Com o sistema modelado foi possível determinar uma capacidade 37,68% acima da demanda de picos máxima da ilha, dando certo grau de segurança para a operação, indicando que nenhum dos equipamentos devem funcionar em plena carga durante toda a geração de energia, talvez em casos atípicos onde se exceda a demanda informada.

Além disso a principal diretriz da ilha seria atendida de forma bem-sucedida, o respeito e preservação com o meio ambiente. Somando forças a já atual política de conservação da fauna e flora, com a redução de gases poluentes e estimulando a aplicação de fontes renováveis limpas no país e no mundo.

Os custos obtidos de forma simplificada estão próximos dos apresentados em algum dos trabalhos indexados. Assim uma única estrutura seria capaz de atender a demanda da ilha e tais valores ainda se encontram condizentes com os dos projetos de outros pesquisadores.

7. DISCUSSÃO

Apesar do alto custo de instalação, estudos mais aprofundados, como os indexados no trabalho, foram capazes de demonstrar uma atratividade financeira com projetos de sistemas para operações de até 30 anos e *Payback* variando de 11 a 20 anos. Contudo pesquisas mais detalhadas devem ser realizadas para verificar o retorno financeiro de uma unidade fechada em Noronha, além de possíveis agregadores de valor, como produzir hidrogênio, vincular a unidade com placas solares e inserir ejetores para aumentar a eficiência e reduzir os custos gerais.

Existe ainda uma demanda de água potável na ilha que pode ser atendida por uma unidade OTEC aberta, para tal existe também a importância de trabalhos e pesquisas futuras para viabilizar esse processo em Fernando de Noronha.

Para referências futuras também é importante aprofundar os tipos de equipamentos usados na unidade, realizando um dimensionamento técnico das bombas, turbinas, trocadores de calor, dos tubos de transporte e válvulas do sistema, além de toda a estrutura física da usina.

De forma genérica o modelo se assemelha a uma unidade *Offshore* dentro dos valores obtidos aqui e os descritos por Vega, 2010. Para esse caso pesquisas devem ser realizadas no futuro para verificar o custo de transporte e de instalação de dutos e cabos submarinos até a subestação do Boldró.

Todos esses temas estão em aberto para aprofundamento e discussão, com o âmbito de tornar o atual projeto conceitual em um detalhado pronto para aplicação.

8. ANEXO

Algoritmo do modelo no padrão formatado do *EES*.

=====

PROJETO CONCEITUAL OTEC – FERNANDO DE NORONHA

=====

DADOS AMBIENTES DO SISTEMA

=====

AMBIENTE

PRESSÃO, TEMPERATURA E ACELERAÇÃO DA GRAVIDADE

$$P_{ambiente} = 101,3 \text{ [kPa]}$$

$$T_{ambiente} = \text{ConvertTemp [C ; K ; 26]}$$

$$g = 9,806 \text{ [m/s}^2\text{]}$$

ÁGUA DO MAR

TEMPERATURA DA ÁGUA DO MAR NA ENTRADA DO EVAPORADOR

$$T_{aqe} = \text{ConvertTemp [C ; K ; 26]}$$

TEMPERATURA DA ÁGUA DO MAR NA SAÍDA DO EVAPORADOR

$$T_{aqs} = \text{ConvertTemp [C ; K ; 21]}$$

TEMPERATURA DA ÁGUA DO MAR NA ENTRADA DO CONDENSADOR

$$T_{afe} = \text{ConvertTemp [C ; K ; 4,5]}$$

TEMPERATURA DA ÁGUA DO MAR NA SAÍDA DO CONDENSADOR

$$T_{afs} = \text{ConvertTemp [C ; K ; 9,5]}$$

CALOR ESPECÍFICO DA ÁGUA DO MAR QUENTE

$$Cp_{aq} = \mathbf{Cp} ['Water'; T = T_{ambiente}; P = P_{ambiente}]$$

CALOR ESPECÍFICO DA ÁGUA DO MAR FRIA

$$Cp_{af} = \mathbf{Cp} ['Water'; T = T_{afe}; P = P_{ambiente}]$$

=====

DADOS DA AMÔNIA

=====

TEMPERATURA DE SATURAÇÃO DA AMÔNIA

$$T_{sat} = 18 [C]$$

$$T_{sat;K} = \mathbf{ConvertTemp} [C; K; T_{sat}]$$

=====

CICLO RANKINE DO SISTEMA

=====

=====

SAÍDA DA BOMBA => ENTRADA NO EVAPORADOR (PONTO 1)

=====

$$T1 = 6,02 [C] \text{ Temperatura da amônia no ponto 1}$$

$$T1_K = \mathbf{ConvertTemp} [C; K; T1]$$

$$P1 = \mathbf{P}_{sat} ['Ammonia'; T = T_{sat;K}] \text{ Pressão da amônia no ponto 1}$$

$$x1 = 0 \text{ Amônia no estado líquido comprimido}$$

$$h1 = \mathbf{h} ['Ammonia'; T = T1_K; P = P1] \text{ Entalpia da amônia no ponto 1}$$

$$s1 = \mathbf{s} ['Ammonia'; T = T1_K; P = P1] \text{ Entropia da amônia no ponto 1}$$

=====

SAÍDA DO EVAPORADOR => ENTRADA NA TURBINA (PONTO 2)

=====

$T2 = 19$ [C] *Temperatura da amônia no ponto 2*

$T2_K = \mathbf{ConvertTemp}$ [C ; K ; T2]

$P2 = P1$

Pressão da amônia no ponto 2 (desconsiderando perdas de pressão no evaporador)

$x2 = 1$ *Amônia no estado de vapor superaquecido*

$h2 = \mathbf{h}$ ['Ammonia'; T = T2_K ; P = P2] *Entalpia da amônia no ponto 2*

$s2 = \mathbf{s}$ ['Ammonia'; T = T2_K ; P = P2] *Entropia da amônia no ponto 2*

=====

SAÍDA DA TURBINA => ENTRADA NO CONDENSADOR (PONTO 3)

=====

$T3 = 10,5$ [C] *Temperatura da amônia no ponto 3*

$T3_K = \mathbf{ConvertTemp}$ [C ; K ; T3]

$P3 = \mathbf{P}$ ['Ammonia'; T = T3_K ; s = s3] *Pressão da amônia no ponto 3*

$x3 = \mathbf{x}$ ['Ammonia'; T = T3_K ; s = s3]

Amônia no estado de mistura saturada

$h3 = \mathbf{h}$ ['Ammonia'; T = T3_K ; s = s3] *Entalpia da amônia no ponto 3*

$s3 = s2$

Entropia da amônia no ponto 3 (considerando o sistema isoentrópico, ideal)

=====

SAÍDA DO CONDENSADOR => ENTRADA NA BOMBA (PONTO 4)

=====

$T4 = 6 [C]$ *Temperatura da amônia no ponto 4*

$T4_K = \text{ConvertTemp} [C ; K ; T4]$

$P4 = P3$

Pressão da amônia no ponto 4 (desconsiderando as perdas de pressão no condensador)

$x4 = 0$ *Amônia no estado líquido*

$h4 = \mathbf{h} ['Ammonia'; T = T4_K ; s = s4]$ *Entalpia da amônia no ponto 4*

$s4 = s1$

Entropia da amônia no ponto 4 (considerando o sistema isoentrópico, ideal)

=====

EFICIÊNCIA DOS EQUIPAMENTOS DO SISTEMA

=====

$\eta_{turbina} = 0,9$ *Eficiência da turbina*

$\eta_{bomba} = 0,7$ *Eficiência das bombas*

$\eta_{trocador} = 0,9$

Eficiência dos trocadores de calor (evaporador e condensador)

=====

ENERGIAS POR UNIDADE DE MASSA

=====

$\dot{w}_{turb,r} = [h2 - h3] \cdot \eta_{turbina}$ *Trabalho real da turbina em [kJ/kg]*

$\dot{w}_{bomba,r} = \frac{h1 - h4}{\eta_{bomba}}$ *Trabalho real da bomba de amônia em [kJ/kg]*

$$\dot{q}_e = h_2 - h_1 \text{ Calor transferido pelo evaporador em [kJ/kg]}$$

$$\dot{q}_s = h_3 - h_4 \text{ Calor transferido pelo condensador em [kJ/kg]}$$

$$W_{\text{líquido}} = \dot{w}_{\text{turb},r} - \dot{w}_{\text{bomba},r} \text{ Trabalho líquido do sistema RANKINE REAL}$$

Eficiência do sistema RANKINE REAL

$$\eta_r = \frac{W_{\text{líquido}} \cdot \eta_{\text{trocador}}}{\dot{q}_e}$$

=====

DADOS DOS TROCADORES

=====

GERAL

$$f = 0,018 \text{ Fator de atrito de Darcy}$$

$$\rho = 1030 \text{ [kg} \cdot \text{/} \cdot \text{m}^3\text{]} \text{ Massa específica da água do mar}$$

$$\mu = \frac{1}{\rho} \text{ Volume específico da água do mar}$$

EVAPORADOR

$$L_{\text{quente}} = 10 \text{ [m]} \text{ Comprimento total do tubo de água quente}$$

$$D_{\text{quente}} = 1,5 \text{ [m]} \text{ Diâmetro hidráulico do tubo de água quente}$$

$$a_q = 3,14 \cdot \left[\frac{D_{\text{quente}}}{2} \right]^2 \text{ Área da seção transversal do tubo de água quente}$$

CONDENSADOR

$$L_{\text{frio}} = 500 \text{ [m]}$$

Comprimento de 1/4 do tubo de água fria (para determinação de 4 bombas)

$$D_{\text{frio}} = 2,5 \text{ [m]} \text{ Diâmetro hidráulico do tubo de água fria}$$

$$a_f = 3,14 \cdot \left[\frac{D_{frio}}{2} \right]^2 \text{ Área da seção transversal do tubo de água fria}$$

=====

DUPLICATE DE AVALIAÇÃO DO SISTEMA

=====

Avaliando o trabalho líquido gerado pela turbina em função da vazão de amônia

$$N = 450$$

VAZÃO DA AMÔNIA

$$\dot{m}_{amonía,i} = i \text{ for } i = 1 \text{ to } N$$

=====

SISTEMA DE ÁGUA QUENTE

=====

VAZÃO DE ÁGUA QUENTE

$$\dot{m}_{aq,i} = \dot{m}_{amonía,i} \cdot \frac{\dot{q}_e}{Cp_{aq} \cdot [T_{aqe} - T_{aqs}] \cdot \eta_{trocador}} \text{ for } i = 1 \text{ to } N$$

VELOCIDADE DA ÁGUA QUENTE NO TUBO

$$v_{aq,i} = \frac{\dot{m}_{aq,i}}{\rho \cdot aq} \text{ for } i = 1 \text{ to } N$$

PERDA DE CARGA NO TUBO DE ÁGUA QUENTE EM [m]

$$h_{m,q,i} = f \cdot L_{quente} \cdot \frac{v_{aq,i}^2}{D_{quente} \cdot 2 \cdot g} \text{ for } i = 1 \text{ to } N$$

PERDA DE CARGA NO TUBO DE ÁGUA QUENTE EM [kPa]

$$h_{Pa;q;i} = f \cdot L_{quente} \cdot v_{aq;i}^2 \cdot \frac{\rho}{D_{quente} \cdot 2} \text{ for } i = 1 \text{ to } N$$

$$h_{kPa;q;i} = h_{Pa;q;i} \cdot \left| 0,001 \cdot \frac{kPa}{Pa} \right| \text{ for } i = 1 \text{ to } N$$

TRABALHO DA BOMBA DE ÁGUA QUENTE EM [kJ/s]

$$W_{bmb;q;i} = \frac{\mu \cdot \dot{m}_{aq;i} \cdot h_{kPa;q;i}}{\eta_{bomba}} \text{ for } i = 1 \text{ to } N$$

=====

SISTEMA DE ÁGUA FRIA

=====

VAZÃO DE ÁGUA FRIA

$$\dot{m}_{af;i} = \dot{m}_{amonia;i} \cdot \frac{\dot{q}_s}{Cp_{af} \cdot [T_{afs} - T_{afe}] \cdot \eta_{trocador}} \text{ for } i = 1 \text{ to } N$$

VELOCIDADE DA ÁGUA FRIA NO TUBO

$$v_{af;i} = \frac{\dot{m}_{af;i}}{\rho \cdot af} \text{ for } i = 1 \text{ to } N$$

PERDA DE CARGA EM 1/4 DO TUBO DE ÁGUA FRIA EM [m]

$$h_{m,f;i} = f \cdot L_{frio} \cdot \frac{v_{af;i}^2}{D_{frio} \cdot 2 \cdot g} \text{ for } i = 1 \text{ to } N$$

PERDA DE CARGA EM 1/4 DO TUBO DE ÁGUA FRIA EM [kPa]

$$h_{Pa,f;i} = f \cdot L_{frio} \cdot v_{af;i}^2 \cdot \frac{\rho}{D_{frio} \cdot 2} \text{ for } i = 1 \text{ to } N$$

$$h_{kPa,f;i} = h_{Pa,f;i} \cdot \left| 0,001 \cdot \frac{kPa}{Pa} \right| \text{ for } i = 1 \text{ to } N$$

TRABALHO DE UMA (1) BOMBA DE ÁGUA FRIA EM [kJ/s]

$$W1_{bmb,f;i} = \frac{\mu \cdot \dot{m}_{af;i} \cdot h_{kPa,f;i}}{\eta_{bomba}} \text{ for } i = 1 \text{ to } N$$

TRABALHO DAS QUATRO (4) BOMBAS DE ÁGUA FRIA EM [kJ/s]

$$W_{4_{bmb;f;i}} = W_{1_{bmb;f;i}} \cdot 4 \quad \text{for } i = 1 \text{ to } N$$

=====

TRABALHO LÍQUIDO TOTAL FINAL DO SISTEMA OTEC CONCEITUAL

=====

$$W_{lq;T;i} = W_{lquido} \cdot \dot{m}_{amonia;i} - W_{bmb;q;i} - W_{4_{bmb;f;i}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } N$$

9. REFERÊNCIAS

- Andrawina, Y. O., Sugianto, D. N., & Alifdini, I. (2017). Initial Study Of Potency Thermal Energy Using OTEC (Ocean Thermal Energy Conversion) As A Renewable Energy For Halmahera Indonesia. *Earth and Environmental Science*.
- Avery, W., & Hu, C. (1994). Renewable energy from the ocean: a guide to OTEC. *Oxford: University Press*, 480.
- Banerjee, S., Musa, M., & Jaafar, A. B. (2017). Economic assessment and prospect of hydrogen generated by OTEC as future fuel. *International Journal of Hydrogen Energy*, 26-37.
- Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (2007). *Termodinâmica*. McGraw-Hill.
- Etemadi, A., Emdadi, A., AsefAfshar, O., & Emami, Y. (27 - 30 de Setembro de 2011). Electricity Generation by the Ocean Thermal Energy. *Energy Procedia*, pp. 936 - 943.
- Faizal, M., & Ahmed, M. R. (2013). Experimental studies on a closed cycle demonstration OTEC plant working on small temperature difference. *Renewable Energy*, pp. 234-240.
- Gardenal, A. L., & Sguario, M. K. (2016). Avaliação do Desempenho de Trocadores de Calor. *Trabalho de Conclusão de Curso*. Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa.
- Gut, J. A. (2003). Configurações Ótimas para Trocadores de Calor a Placas. *Tese de Doutorado*. Universidade de São Paulo, São Paulo.
- Incropera, F. P., Dewitt, D. P., Bergman, T. L., & Lavine, A. S. (2007). *Fundamentos da Transferência de Calor e de Massa* (6° ed.). LYC.
- Kim, A. S., Kim, H.-J., Lee, H.-S., & Cha, S. (2016). Dual-use open cycle ocean thermal energy conversion (OC-OTEC) using multiple condensers for adjustable power generation and seawater desalination. (A. Sayigh, Ed.) *Renewable Energy*, 85, pp. 344-358.

Macintyre, A. J. (1997). *Bombas e Instalações de Bombeamento* (2° ed., Vol. 1). (J. Niskier, Ed.) Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, Brasil: Livros Técnicos e Científicos Editora S.A.

Rajagopalan, K., & Nihous, G. C. (2013). Estimates of global Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) resources using an ocean general circulation model. *Renewable Energy*, pp. 532-540.

S.A., F. E. (2019). *Motobombas de Superfície*. Acesso em 20 de Janeiro de 2019, disponível em Schneider: <http://www.schneider.ind.br/produtos/motobombas-de-superf%C3%ADcie/light/injetoras/mbi-98/>

Straatman, P. J., & Sark, W. G. (2008). A new hybrid ocean thermal energy conversion–Offshore solar pond (OTEC–OSP) design: A cost optimization approach. *Solar Energy*, pp. 520-527.

Sundyne. (2018). *High Pressure Water Injection*. Acesso em 20 de Janeiro de 2019, disponível em Sundyne: <http://www.sundyne.com/Products/Pumps/Applications/High-Pressure-Water-Injection>

Upshaw, C. R. (2012). Thermodynamic and Economic Feasibility Analysis of a 20 MW Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) Power Plant. *Master of Science in Engineering*. University of Texas, Austin.

VanZwieten, J. H., Rauchenstein, L. T., & Lee, L. (2017). An assessment of Florida's ocean thermal energy conversion (OTEC) resource. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, pp. 683-691.

Vega, L. A. (3-6 de Maio de 2010). Economics of Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC): An Update. *Offshore Technology Conference*.

Yamada, N., Hoshi, A., & Ikegami, Y. (Julho de 2009). Performance simulation of solar-boosted ocean thermal energy conversion plant. *Renewable Energy*, 34, pp. 1752-1758.

Yoon, J.-I., Son, C.-H., Seol, S.-h., Kim, H.-U., Ha, S.-J., Jung, S.-H., . . . Lee, H.-S. (2015). Performance analysis of OTEC power cycle with a liquid–vapor ejector using R32/R152a. *Heat Mass Transfer*, pp. 1597-1605.