

UNIVERSIDADE DO ESTADO DO AMAZONAS - UEA
ESCOLA SUPERIOR DE TECNOLOGIA - EST
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

JOSÉ LUCAS DE OLIVEIRA FERREIRA

PROJETO DE UMA MICRO CENTRAL DE CICLO RANKINE ORGÂNICO
PARA GERAÇÃO DE 150KW DE ELETRICIDADE

MANAUS

2017

JOSÉ LUCAS DE OLIVEIRA FERREIRA

**PROJETO DE UMA MICRO CENTRAL DE CICLO RANKINE ORGÂNICO
PARA GERAÇÃO DE 150KW DE ELETRICIDADE**

Trabalho de Curso apresentado como requisito parcial à obtenção do título de bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade do Estado do Amazonas (UEA).

Orientador: Prof. Dr. Ricardo Wilson Aguiar da Cruz

MANAUS

2017

FERREIRA, José Lucas de Oliveira.

Projeto de uma Micro Central de Ciclo Rankine Orgânico para geração de 150 kW de Eletricidade / José Lucas de Oliveira Ferreira. - 2017.

59 f. : il.

Orientação: Ricardo Wilson Aguiar da Cruz.

TCC (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade do Estado do Amazonas, Escola Superior de Tecnologia, 2017.

1. Ciclo de Rankine Orgânico. 2. Fluidos Orgânicos. 3. Energia Renovável. 4. Geração de Energia. I. Título.

JOSÉ LUCAS DE OLIVEIRA FERREIRA

**PROJETO DE UMA MICRO CENTRAL DE CICLO RANKINE ORGÂNICO
PARA GERAÇÃO DE 150KW DE ELETRICIDADE**

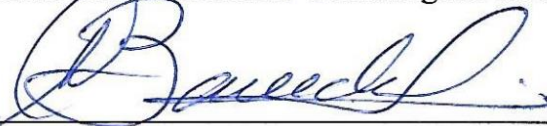
Este Trabalho de Curso foi considerado adequado para obtenção do título de bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade do Estado do Amazonas (UEA) e aprovado em sua forma final pela comissão examinadora.

Manaus, 11 de Dezembro de 2017.

Banca examinadora:



Orientador: Prof. Dr. Ricardo Wilson Aguiar da Cruz



Prof. Dr. Eduardo Rafael Barreda Del Campo



Prof. Dr. João Evangelista Neto

Dedico este trabalho de curso a minha mãe Marta Pereira de Oliveira e a todos familiares e amigos que ao longo deste curso estiveram ao meu lado.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus que com seu infinito amor tem estado sempre ao meu lado, mostrando-me qual caminho devo prosseguir e por ter me dado força e sabedoria ao longo deste curso para conclusão das disciplinas.

Agradeço também aos meus colegas que no decorrer do curso estiveram comigo fazendo companhia em provas e trabalhos e em momentos de descontrações, e a todos aqueles que torceram por mim.

Agradeço a minha mãe Marta Pereira de Oliveira que me auxiliou nestes 5 anos, fazendo esforço para que eu pudesse concluir este curso.

Também agradeço aos professores que com seriedade ao entrar em sala de aula tinham a preocupação de transmitir o conhecimento para a turma preparando-nos para a vida profissional. Agradeço em especial ao professor Ricardo Wilson Aguiar da Cruz por todo apoio dado ao longo deste trabalho.

Agradeço a Universidade do Estado do Amazonas por ter me dado a oportunidade de cursar este curso de engenharia mecânica, concedendo-me todo apoio necessário para sua conclusão.

Agradeço a Samsung que por meio de recursos de P&D me concedeu 18 meses de bolsas para auxílio em meus estudos e desenvolvimento de pesquisas.

Agradeço ao corpo administrativo da UEA que ao longo destes cinco anos procurou manter tudo funcionando e aperfeiçoando a cada ano.

“Quem é este Rei da Glória? O Senhor forte e poderoso, o Senhor poderoso na guerra. Levantai, ó portas, as vossas cabeças, levantai-vos, ó entradas eternas, e entrará o Rei da Glória. Quem é este Rei da Glória? O Senhor dos Exércitos, ele é o Rei da Glória.”

(Salmos 24:8-10)

RESUMO

É perceptível que para geração de energia em locais de difícil acesso, como em pequenos municípios, existe uma grande dependência do uso de combustíveis fósseis, o que acarreta grandes prejuízos para o meio ambiente. Diante destes fatos se tem procurado tecnologias para uso de energia renovável e aproveitamento de fontes de energia de baixa temperatura.

Neste trabalho é apresentado o Ciclo de Rankine Orgânico (CRO), que tem grande potencial para aproveitamento de fontes de energia de baixa temperatura, Inicialmente se faz uma modelagem do CRO para os componentes principais, caldeira, turbina, condensador, bomba e cálculo de rendimento do CRO.

Após a modelagem dos componentes pesquisou-se na literatura fluidos orgânicos que são usuais no CRO que são R114, R11, R124, n-Pentano, R600, R290, R134a, R600a, R245fa, R141b, para estes fluidos foram comparados seus desempenhos termodinâmicos. Porém para escolha final do fluido considerou-se alguns outros fatores tais como potencial de aquecimento global, potencial de destruição da camada de ozônio, dentre outros.

Também é criado com o auxílio do EES um pequeno aplicativo que a partir de entrada dos dados de temperatura da fonte de calor, fluido de trabalho, temperatura de evaporação e condensação, potência desejada, eficiências isentrópicas da turbina e da bomba, o aplicativo retorna as propriedades do fluido nos principais pontos do ciclo, a vazão mássica do fluido necessária, as potências da turbina e da bomba, a taxa de calor entra no fluido e que é liberada pelo fluido, também fornece a eficiência térmica e exergética do ciclo.

Palavras Chave: Ciclo Rankine Orgânico. Fluidos Orgânicos. Desempenho.

ABSTRACT

It is noticeable that for the generation of energy in places of difficult access, as in small municipalities, there is a great dependence on the use of fossil fuels, which entails great damages for the environment. Faced with these facts have sought technologies for the use of renewable energy and exploitation of low temperature energy sources.

In this work the Organic Rankine Cycle (ORC) is presented, which has great potential for the use of low temperature energy sources. Initially a ORC modeling is done for the main components, boiler, turbine, condenser, pump and ORC efficiency.

After the modeling of the components, we have investigated organic fluids that are common in the ORC, which are R114, R11, R124, n-Pentane, R600, R290, R134a, R600a, R245fa, R141b, for these fluids their thermodynamic performances were compared. However, for the final choice of the fluid it was considered some other factors such as global warming potential, ozone depletion potential, among others.

It is also created with the help of the EES a small application that from input cycle-related data such as heat source temperature, organic fluid, evaporation and condensation temperature, desired power, isentropic efficiencies of the turbine and pump, the application returns the fluid properties at the major points of the cycle, the mass flow rate of the required fluid, the turbine and pump powers, the rate of heat enters the fluid and is released by the fluid, it also provides the thermal and exergetic efficiency of the cycle.

Keywords: Rankine Organic Cycle. Organic Fluids. Performance.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Ciclo de Rankine (SOARES, s.d.).....	18
Figura 2 - Ciclo Rankine com Superaquecimento (SOARES, s.d.).....	19
Figura 3 - Eficiência do CRO e de outras máquinas (SPLIETHOFF & SHUSTER, 2006). ...	19
Figura 4 - Ciclo energético da biomassa (ELZ, 2015).	21
Figura 5 - Mapa da Biomassa no Brasil (ELZ, 2015).	22
Figura 6 - Principais configurações para usinas heliotérmicas (IBICT, s.d.).....	23
Figura 7 - Princípio de funcionamento de um CRO solar (IBICT, s.d.).....	24
Figura 8 - Curvas de Saturação (TEIXEIRA, s.d.).....	25
Figura 9 - Curvas de rendimento de expansores, adaptado (BADR, 1981).	28
Figura 10 - Expansor de Parafuso (SMITH, 2005).	29
Figura 11 - Princípio de funcionamento de uma máquina de expansão scroll. Adaptado (QUOILIM, 2013).	29
Figura 12 - Componentes expensor de palheta. Adaptado (FARROKHI, 2014).	30
Figura 13 - Princípio de funcionamento expensor de palheta. Adaptado (FARROKHI, 2014)	31
Figura 14 - Trocador de calor de tubo duplo (CDC, s.d.).....	32
Figura 15 - Esquema de um trocador de calor casco e tubo (CDC, s.d.).....	33
Figura 16 - Classificação quanto ao número de passes (CDC, s.d.).....	33
Figura 17 - Núcleos de trocadores de calor compactos. Adaptado (CDC, s.d.).....	34
Figura 18 - Componentes CRO (Soares, s.d.).....	36
Figura 19 - Eficiência dos fluidos no CRO	43
Figura 20- Diagrama T-s - CRO.....	45
Figura 21- Eficiência R245fa	46
Figura 22- Aplicativo.....	47
Figura 23- R11	53
Figura 24- R141b.....	53
Figura 25- n-Pentane	53
Figura 26- R245fa.....	54
Figura 27- R600.....	54
Figura 28- R600a.....	54
Figura 29- R114.....	55
Figura 30- R124.....	55

Figura 31- R134a.....	55
Figura 32- R290.....	56

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Fluidos Orgânicos (THANCHE, 2011)	26
Tabela 2- Fluidos Orgânicos	42
Tabela 3- Propriedades dos Fluidos	42
Tabela 4- Fluido escolhido	44
Tabela 5- Resultados.....	47

LISTA DE ABREVIATURAS E NOMENCLATURAS

CRO	Ciclo de Rankine Orgânico
EES	Engineering Equation Solver
GWP	Potencial de Aquecimento Global
LFL	Limite Inferior de Inflamabilidade
ODP	Potencial de destruição da Camada de Ozônio
<i>h</i>	Entalpia específica
<i>m</i>_{fluido}	Vazão mássica do fluido
<i>P</i>	Pressão
<i>q</i>_{caldeira}	Calor específico adicionado a caldeira
<i>Q</i>_{caldeira}	Taxa de calor adicionada a caldeira
<i>Q</i>_{condensador}	Taxa de calor liberada pelo condensador
<i>q</i>_{condensador}	Calor específico liberado pelo condensador
<i>T</i>₀	Temperatura Ambiente
<i>T</i>_{fonte de calor}	Temperatura da fonte de calor
<i>v</i>	Volume específico do fluido
<i>W</i>_{bomba}	Potência da bomba
<i>w</i>_{bomba}	Trabalho específico da bomba
<i>w</i>_{is,bomba}	Trabalho isentrópico específico da bomba
<i>W</i>_{turbina}	Potência da turbina
<i>w</i>_{turbina}	Trabalho específico da turbina
<i>w</i>_{is,turbina}	Trabalho isentrópico específico da turbina
<i>η</i>_{ciclo}	Eficiência do ciclo
<i>η</i>_{exergética}	Eficiência exergética

$\eta_{is,bomba}$

Eficiência isentrópica da bomba

$\eta_{is,turbina}$

Eficiência isentrópica da turbina

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	16
1.1	Problematização e hipóteses	16
1.2	Delimitação do Estudo	16
1.3	Objetivos	17
1.3.1	Objetivo Geral	17
1.3.2	Objetivos específicos	17
1.3.3	Justificativa	17
2	REFERENCIAL TEÓRICO	18
2.1	Ciclo Rankine Orgânico	18
2.1.1	Comparação entre o CRO e o Ciclo Rankine a Vapor	19
2.1.2	Aplicações do Ciclo Rankine Orgânico	20
2.1.2.1	Geotérmica	20
2.1.2.2	Biomassa	21
2.1.2.3	Solar	22
2.1.2.4	Calor Residual de Processos	24
2.1.3	Fluidos Orgânicos para o CRO	25
2.1.4	Máquina de Expansão	27
2.1.4.1	Máquinas de Expansão de Parafuso	28
2.1.4.2	Máquinas de Expansão Scroll (Espiral)	29
2.1.4.3	Máquina de Expansão de Palheta	30
2.1.5	Bomba	31
2.1.6	Trocadores de Calor	32
3	MODELAGENS	36
3.1	Ciclo Rankine Orgânico	36
4	METODOLOGIA	40
4.1	Métodos	40

4.2	Técnicas	40
4.3	Procedimentos.....	40
5	ANALISE E INTERPRETAÇÃO DOS RESULTADOS	42
5.1	Escolha do fluido de trabalho	42
5.2	Resultados do CRO.....	45
5.3	Aplicativo.....	47
6	CONSIDERAÇÕES FINAIS	49
6.1	Conclusão.....	49
6.2	Sugestão para trabalhos futuros	49
7	REFERÊNCIAS	50

1 INTRODUÇÃO

O mundo ao longo dos últimos anos vem passando por grandes mudanças climáticas, e nas buscas por causadores destas mudanças tem-se encontrado como os principais causadores, os gases dióxido de carbono, o metano, os CFC's dentre outros, gases estes que receberam o nome de gases do efeito estufa.

A produção de energia elétrica em grande parte tem sido feita a partir da queima de combustíveis fósseis, como o petróleo, carvão mineral e o gás natural. Sabendo que através da queima destes combustíveis há uma grande liberação de dióxido de carbono, gás prejudicial ao meio ambiente, e ao fato destes combustíveis não serem renováveis, tem-se buscado formas alternativas para produção de energia.

A demanda de energia elétrica tem aumentado a cada ano e espera-se que nos próximos anos continue aumentando. Para suprir esta demanda de tal forma que os recursos energéticos não se esgotem, tem-se desenvolvido novas tecnologias para o uso de recursos energéticos renováveis e para o aproveitamento de fontes de calor de baixas temperaturas.

1.1 Problematização e hipóteses

É viável tecnicamente o projeto para construção de micro centrais de Ciclo Rankine Orgânico (CRO) para produção de 150 kW de energia elétrica no interior da Amazônia?

H0: O CRO, quando comparado o seu rendimento com o do Ciclo Rankine a vapor para aplicação de baixa potência é tecnicamente melhor.

H1: O CRO é uma solução para locais muito distantes, aonde levar energia elétrica seria muito dispendioso, sendo mais viável através do CRO gerar energia no próprio local.

1.2 Delimitação do Estudo

Cálculo de uma micro central de Ciclo Rankine Orgânico para geração de 150 kW de eletricidade.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo Geral

O objetivo deste trabalho é desenvolver o projeto de uma micro central de Ciclo Rankine Orgânico para produção de 150 kW de eletricidade.

1.3.2 Objetivos específicos

- Selecionar o fluido adequado que atenda as necessidades do projeto;
- Realizar análise energética do desempenho da micro central projetada.
- Criação de um aplicativo para análise de um CRO

1.3.3 Justificativa

Muitos municípios do interior da Amazônia ainda sofrem com o problema da falta de energia elétrica, problema que dificulta muito a vida dos moradores. Dentre os diversos fatores, está o custo para transportar energia até os municípios. Para que este problema seja resolvido, deve-se procurar alguma forma de produzir energia elétrica localmente, para isso, neste trabalho será desenvolvido o cálculo para o projeto de uma micro central de Ciclo Rankine Orgânico (CRO) para produção de 150 kW de energia elétrica.

A utilização do CRO é bastante recomendada para produção de energia elétrica de forma descentralizada, como para comunidades pequenas, em que para transportar energia elétrica até estes locais não seria viável, então a instalação de uma micro central de CRO nestes locais seria uma boa solução, pelo fato das centrais de CRO serem simples, por terem a capacidade de utilizar fontes de energia de baixas temperaturas, disponíveis nos próprios locais, e ao baixo custo de instalação e manutenção.

Para utilização do calor de baixa temperatura é proposto neste trabalho a utilização do CRO (Ciclo Rankine Orgânico) que utiliza como fluido de trabalho uma substância orgânica (hidrocarboneto ou refrigerante). O CRO funciona de forma semelhante ao Ciclo de Rankine a Vapor tradicional, diferindo apenas pelo uso de um fluido orgânico ao invés de água na geração do vapor.

A aplicação de um fluido orgânico no Ciclo de Rankine é justificada pelo fato das temperaturas de ebulição desses fluidos serem baixas, possibilitando o uso de fontes energéticas de baixa temperatura.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 Ciclo Rankine Orgânico

O Ciclo Rankine Orgânico funciona de forma semelhante ao Ciclo de Rankine a vapor tradicional, a diferença entre eles está na substituição da água por um fluido orgânico (hidrocarboneto ou refrigerante) que por possuir baixo ponto de ebulição permite o aproveitamento de fontes de calor de baixa temperatura. Os componentes do CRO são os mesmos do ciclo tradicional como mostrado na figura 1 abaixo:

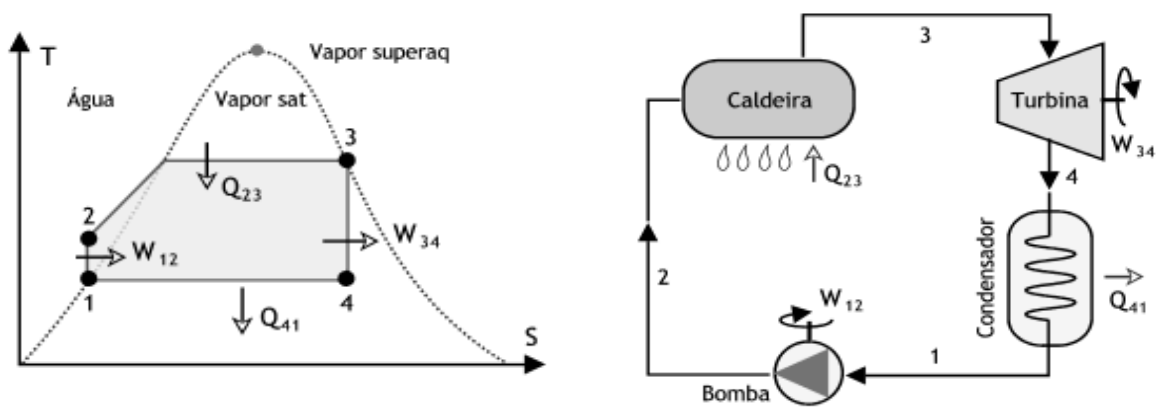


Figura 1 - Ciclo de Rankine (SOARES, s.d.).

No gráfico T-s mostrado na figura 1, tem-se o ciclo de Rankine simples onde o fluido inicialmente passa pela bomba, processo (1-2), sofrendo uma compressão isentrópica até atingir a pressão da caldeira. Após este processo, o fluido entra na caldeira e, a pressão constante, recebe calor até que se torne vapor, processo (2-3). Após o fluido sair da caldeira, sofre uma expansão isentrópica na turbina gerando trabalho, processo (3-4). Então, o vapor, ao sair da turbina, passa pelo condensador e, à pressão constante, libera calor até que se torne líquido saturado, processo (4-1).

Se o título do vapor que entra na turbina for menor ou igual a 1, durante a expansão haverá gotículas de líquido na turbina, o que pode causar erosão nas pás da turbina, diminuindo a sua eficiência e aumentando a necessidade de manutenção. Para resolver este problema é comum realizar um superaquecimento no vapor, para que o vapor ao sair da turbina tenha pelo menos 0,9 de título (MORAN & SHAPIRO, 2015). Na figura 2 tem-se a representação do ciclo modificado.

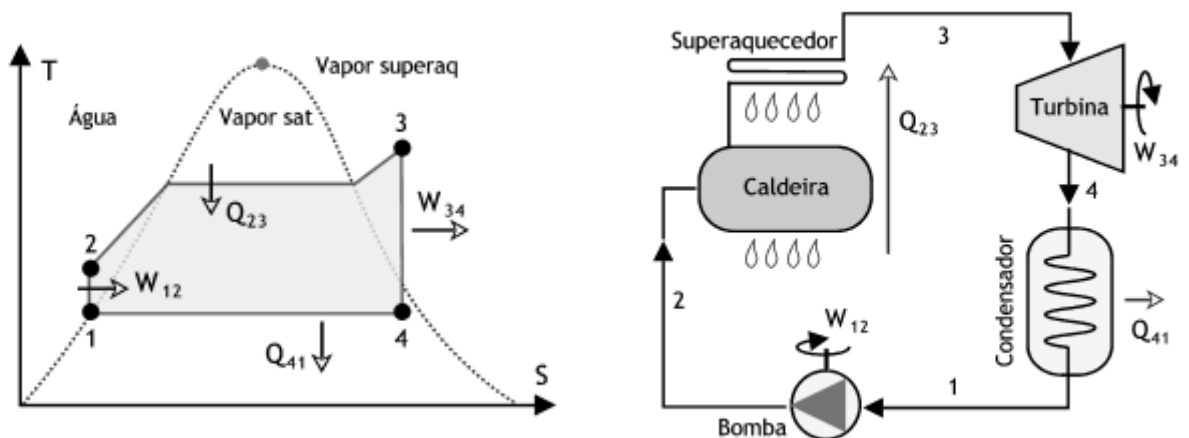


Figura 2 - Ciclo Rankine com Superaquecimento (SOARES, s.d.).

2.1.1 Comparação entre o CRO e o Ciclo Rankine a Vapor

Em uma caldeira a vapor tradicional trabalha-se com alta pressão em torno de 60 a 70 bar, e a alta temperatura superaquecimento (Superior a 450°C), para que o vapor ao expandir não crie gotículas, danificando as pás da turbina. Porém no CRO as caldeiras operam a uma temperatura de superaquecimento em torno de 300°C, e dependendo do fluido escolhido o superaquecimento pode até ser dispensado. Estes fatores tornam a caldeira de um CRO mais barata e menos complexa (QUOILIN, 2009).

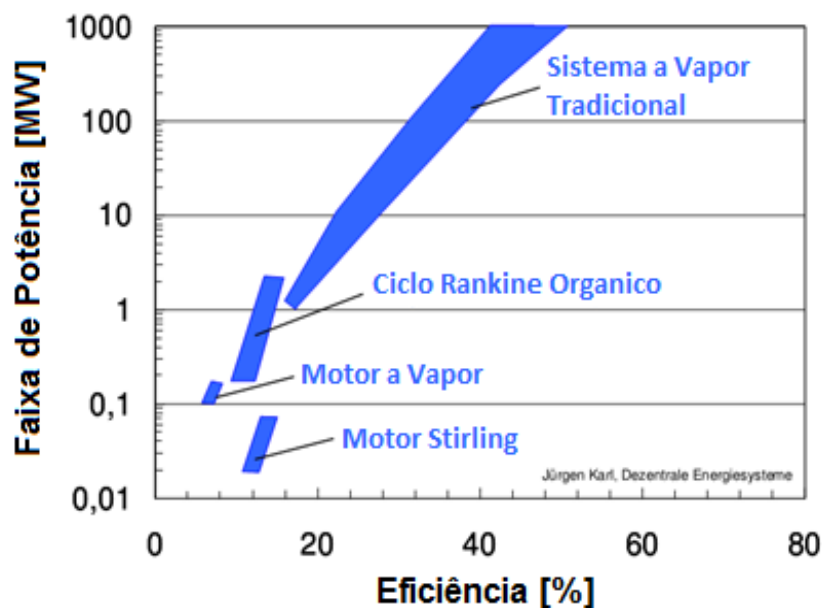


Figura 3 - Eficiência do CRO e de outras máquinas (SPLIETHOFF & SHUSTER, 2006).

Quando se tem uma fonte térmica de temperatura moderada, geralmente o melhor aproveitamento é obtido com o uso de um fluido orgânico ao invés de água, esta vantagem é obtida pelo fato do calor latente dos fluidos orgânicos serem muito inferiores ao da água (LAJORLA, 1995). Na Figura 3 é possível verificar que o CRO é adequado na faixa de 80 kW até 2,5 MW tendo um rendimento de 9% a 16%.

2.1.2 Aplicações do Ciclo Rankine Orgânico

Diante das vantagens do CRO em relação ao Ciclo Rankine a Vapor tradicional, e a capacidade do CRO de aproveitar fontes de calor de baixa temperatura, o interesse por este tipo de ciclo tem aumentado nos últimos anos. Juntamente com este aumento, tem ocorrido a evolução desta tecnologia permitindo que o CRO tenha grandes áreas de aplicações. (SILVA, 2010).

Apesar do CRO ter a capacidade de operar com combustíveis fósseis, tem-se apostado na utilização de fontes renováveis de energia, sendo elas a biomassa, a energia geotérmica, a energia solar, e o calor residual de processos industriais (MASCARENHAS, 2014). A seguir se falará um pouco a respeito de cada uma destas fontes.

2.1.2.1 Geotérmica

Com o aumento da profundidade há um aumento de temperatura na terra, e esta energia que é emitida a partir do centro da terra, chamada de energia geotérmica, pode ser utilizada para aquecimento e para produção de eletricidade (MASCARENHAS, 2014). Sua disposição é variável sendo mais fácil de utilizá-la em determinados lugares.

Há quatro formas de aproveitar esta energia proveniente do interior da terra, estas são: através de centrais geotérmicas, utilização direta, bombas de calor geotérmicas e sistemas geotérmicos estimulados (PIRES, 2014). Para Centrais Geotérmicas utilizando o Ciclo convencional é exigido que a fonte quente tenha uma temperatura superior a 150°C, porém segundo Schuster, (2009) com a tecnologia do CRO é possível gerar eletricidade a partir de 80°C.

Diferente das Centrais Geotérmicas tradicionais que usam vapor diretamente para expandir na turbina e gerar energia o CRO usa um fluido secundário que é aquecido pela água

quente da fonte geotérmica, e este fluido secundário se torna vapor e expande na turbina gerando energia.

2.1.2.2 Biomassa

Do ponto de vista energético, biomassa é toda matéria orgânica de origem animal ou vegetal que pode ser utilizada para geração de energia (ATLAS, 2002). Encontra-se disponível em processos agrícolas e industriais tais como resíduos agrícolas ou indústria da madeira. Como a densidade de energia da biomassa é baixa, é recomendado o seu uso apenas quando ela está disponível no local onde se necessita da eletricidade, pois o custo do transporte da biomassa tornaria o processo caro (QUOILIN, 2009). Para a produção em baixa escala a partir da biomassa o CRO é essencial, pois o ciclo tradicional não traria um bom custo benefício.

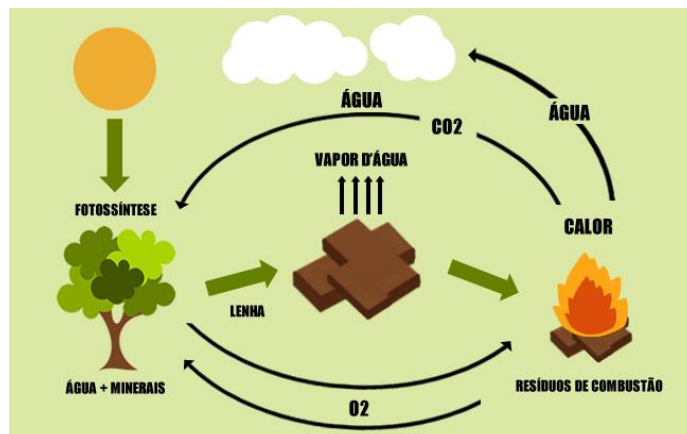


Figura 4 - Ciclo energético da biomassa (ELZ, 2015).

O uso da biomassa como combustível para produção de eletricidade é dito como renovável pela sua rápida renovação através do ciclo do carbono. Enquanto se queima a biomassa liberando CO₂ para a atmosfera, as plantas transformam este CO₂ em hidrato de carbono, liberando oxigênio para a atmosfera. Desta forma, se utilizada de maneira consciente a queima da biomassa não provocará aumento de CO₂ na atmosfera, contribuindo para a redução dos gases do efeito estufa, na figura 4 está representada de forma esquemática este ciclo.

Como se pode observar na figura 5, o Brasil possui um grande potencial para o uso da biomassa como fonte de energia. Porém mesmo com todo este potencial, ainda há muitas famílias que vivem sem eletricidade, com destaque para a região amazônica onde

muitos municípios isolados ainda vivem sem energia ou são totalmente dependentes do diesel, para estes municípios a geração de energia a partir da biomassa seria uma solução bastante viável, já que dispõe da biomassa localmente.



Figura 5 - Mapa da Biomassa no Brasil (ELZ, 2015).

2.1.2.3 Solar

Esta aplicação é feita a partir de usinas heliotérmicas que convertem a radiação proveniente do sol em energia elétrica através da concentração dos raios em um foco, transferindo calor para um fluido, este calor então é usado em um ciclo de energia para gerar eletricidade (CASTRO, 2015). Dentre as configurações para usinas heliotérmicas destacam-se: a Calha Cilindro Parabólico, o Coletor Linear Fresnel, a Torre Solar, e as de Discos Parabólicos, mostradas na figura 6. A seguir será feita uma breve descrição destas configurações.

Coletor Cilindro Parabólico: Nesta configuração são utilizados como coletores, espelhos na forma cilindro-parabólico, que concentram a luz solar em tubos. Estes tubos ficam posicionados na linha focal dos espelhos e são projetados para seguir a luz do Sol, aumentando o desempenho do ciclo (IBICT, s.d.).

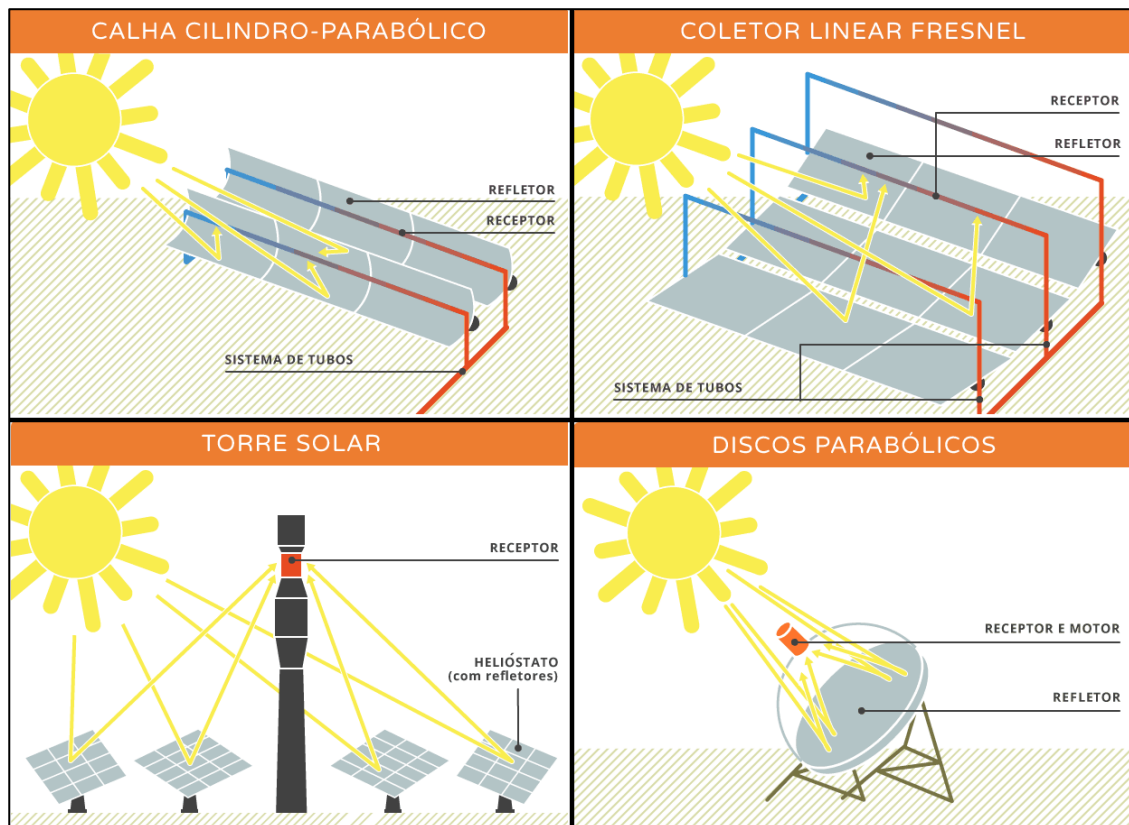


Figura 6 - Principais configurações para usinas heliotérmicas (IBICT, s.d.).

Coletor Linear Fresnel: Este tipo de configuração é bastante parecido com o Coletor Cilindro Parabólico, tendo como principais diferenças o fato dos tubos não se moverem e seus espelhos serem planos, o que torna mais barato sua utilização, porém possui um desempenho inferior ao do cilindro parabólico (IBICT, s.d.).

Torre Solar: Esta tecnologia tem como principal característica a presença de uma imensa torre no centro da usina. Um conjunto de espelhos reflete a luz solar para o alto da torre, onde se encontra um receptor central (IBICT, s.d.).

Discos parabólicos: Nesta configuração é utilizado um refletor no formato de disco parabólico, este refletor concentra os raios solares em um receptor localizado no ponto focal do refletor (IBICT, s.d.).

Segundo Quoilim (2013) dentre as quatro configurações citadas, o Coletor Linear de Fresnel é a aplicação mais adequada para o CRO, por trabalhar com baixa temperatura e requerer um baixo investimento. Na figura 7 apresenta-se o esquema do princípio de trabalho do sistema CRO solar.

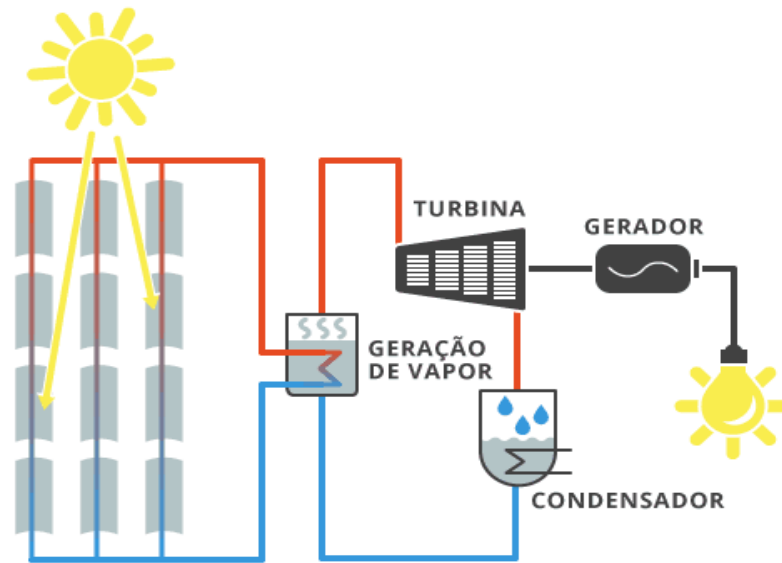


Figura 7 - Princípio de funcionamento de um CRO solar (IBICT, s.d).

2.1.2.4 Calor Residual de Processos

Para que se tenha um aumento de eficiência no consumo de energia térmica, deve-se dar uma melhor atenção para calores desperdiçados em processos de fabricação e produção, estes calores recebem o nome de calores residuais.

Muitas aplicações na indústria rejeitam calor a temperaturas relativamente baixas, porém com um bom potencial exergético. Em grandes indústrias, este calor é superabundante e muitas vezes não é possível reintegrá-lo por completo na indústria ou utilizá-lo para aquecimento urbano. E por estas causas são liberados para a atmosfera causando dois tipos de poluição: liberação de poluentes que geram problemas a saúde e ambientais, e perturbação nos equilíbrios aquáticos provocando alteração na biodiversidade (QUOILIM, 2013).

Recuperar calores residuais e convertê-los em eletricidade diminui os impactos ambientais e reduz o consumo de combustível. O ciclo Rankine Orgânico tem uma ótima aplicação neste aproveitamento, pois é o mais adequado para aproveitar estes calores residuais de baixa temperatura.

2.1.3 Fluidos Orgânicos para o CRO

Os fluidos de trabalhos podem ser agrupados em três categorias diferentes, de acordo com suas curvas de saturação no diagrama temperatura-entropia (T-S). Esta curva é a característica mais importante de um fluido em um CRO. Ela afeta a aplicabilidade do fluido, a eficiência do ciclo e o projeto dos componentes de uma central de geração de energia (AOUN, 2010). Na figura 8 pode-se observar a curva dos três tipos de fluidos.

Os fluidos Isentrópicos, por possuírem a derivada (dT/ds) infinita quando o fluido expande na turbina, permanece como vapor saturado, não ocorrendo condensação (AOUN, 2010).

Os fluidos úmidos, como se pode observar na figura 8, possuem a derivada (dT/ds) negativa, e a expansão 3-4 ocorre na região de fase líquido-vapor. Para o uso deste tipo de fluido, deve-se ter um cuidado especial no projeto da turbina para que ela não venha a ser danificada com gotas de líquido. Muitas vezes é necessário realizar um superaquecimento do fluido na entrada da turbina para evitar excesso de gotas durante a expansão do fluido (AOUN, 2010, SILVA, 2010).

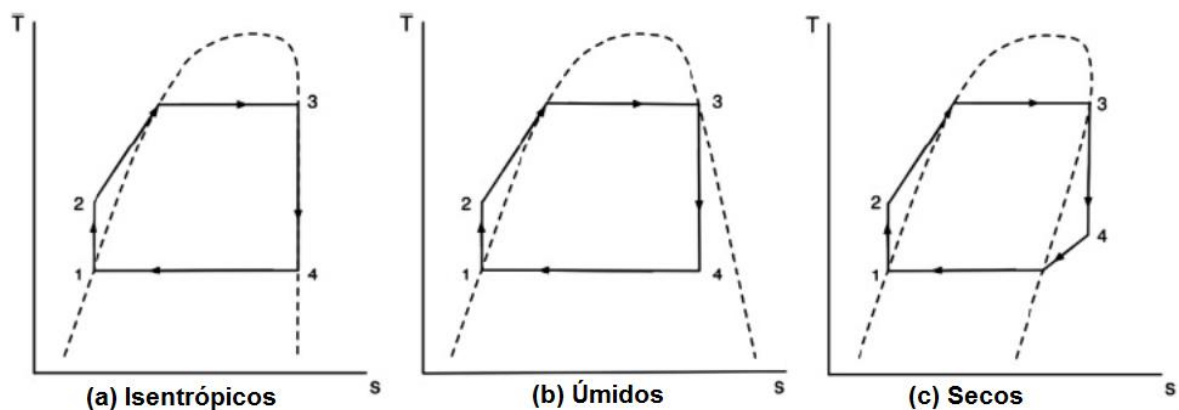


Figura 8 - Curvas de Saturação (TEIXEIRA, s.d.).

Os fluidos secos possuem durante a expansão a derivada (dT/ds) positiva, e ao expandirem na turbina tornam-se vapor superaquecido. Este tipo de fluido é o mais adequado para o projeto de turbinas, pois não há risco de erosão nas pás da turbina devido ao estado de superaquecimento na saída, porém há uma perda de energia no condensador. Caso esta energia seja significativa, deve-se usar um recuperador para que esta seja aproveitada no ciclo, aumentando o seu rendimento (AOUN, 2010).

A escolha do Fluido Orgânico a ser utilizado é de extrema importância, pois ele tem grande influência no rendimento do ciclo. Este fluido a ser escolhido, segundo Quoilim (2009), deve ter as seguintes características:

1. Ter um bom desempenho termodinâmico;
2. Curva de saturação positiva ou isentrópica: para evitar gotas de líquido na turbina durante a expansão;
3. Alta densidade de vapor: permitindo o uso de equipamentos compactos;
4. Pressões aceitáveis: altas pressões aumentam custos de investimentos, e a pressão de condensação do vapor deve ser superior a atmosférica para evitar a entrada de ar no sistema;
5. Estabilidade a altas temperaturas: Fluidos orgânicos tem uma temperatura limite onde sofrerão deterioração, esta temperatura não pode ser inferior a da fonte de calor;
6. Baixo impacto ambiental e elevado Nível de Segurança;
7. Boa disponibilidade e baixo custo.

Na tabela 1 tem-se a aplicação de alguns fluidos para o CRO em determinadas faixas de temperaturas, nela é possível observar que a temperatura de evaporação do CRO é limitada pela temperatura crítica do fluido de trabalho.

Temperatura Baixa (<150°C)		Temperatura Média (150-250°C)		Temperatura Alta (>250°C)	
Fluidos	T _{crit} (°C)	Fluidos	T _{crit} (°C)	Fluidos	T _{crit} (°C)
R32	78,11	RE347	160,2	N-Heptano	267
Propano	96,68	HFE7000	164,46	Ciclohexano	280,5
R134a	101,1	Novec649	168,66	Benzeno	288,9
R245	107	SES36	177,5	Octamethyltrisiloxane (MDM)	291,1
R152a	113,3	R123	183,7	N-Octano	296,2
Amônia	132,3	HFE7100	195,3	Tolueno	318,6
i-Butano	134,8	Hexano	234,6	Decametiltetrasiloxano (MD2M)	325,8
R236ea	139,29	N-Pentano	196,5	Dibromometano (R-30B2)	337,8
RE-134	147	Metanol	240,2	N-propilbenzeno	365
n-Butano	152,3	Etanol	240,8	N-Butilbenzeno	388
R25fa	154,1	Hexametildisilo	245,4	Tribromometano (R-20B3)	422,9

Tabela 1 - Fluidos Orgânicos (THANCHE, 2011)

2.1.4 Máquina de Expansão

O desempenho da máquina de expansão influencia fortemente na eficiência dos sistemas de CRO. Para a escolha dessas máquinas levam-se em consideração as condições de operação e o tamanho do sistema. Essas máquinas podem ser distinguidas entre máquinas tipo turbo e máquinas de deslocamento positivo. Para sistemas CRO de pequena escala, as máquinas de deslocamento positivo são as mais adequadas, por terem taxas de fluxos mais baixas, razões de pressões mais altas, e velocidades de rotação menores que as máquinas tipo turbo (PERSSON, 1990 apud QUOILIN, 2009).

Para comparar diferentes tipos de expansores para uma aplicação específica, é conveniente usar o conceito de similaridade, e reduzir o número de parâmetros necessários para descrever as suas características (BADR, 1991).

Desta forma segundo Badr (1991), quatro parâmetros são suficientes para analisar o rendimento das máquinas de expansão geometricamente semelhantes:

- Número de Reynolds;
- Número de Mach na entrada do expansor;
- Velocidade específica (N_s);
- Diâmetro específico (D_s).

No entanto segundo o estudo de R.E. Barber e D.E. Prigmore (1981, apud BADR, 1993, p.30) o número de Reynolds e o número de Mach do fluido de expansão possuem apenas efeitos secundários no desempenho dos expansores, portanto o desempenho dos expansores pode ser definido usando os parâmetros: velocidade específica e diâmetro específico (BADR, 1991).

A velocidade específica tem relação com a velocidade da rotação do rotor do expansor e é adimensional, e o diâmetro específico pode ser interpretado como o tamanho da máquina de expansão. Para uma máquina rotativa, este diâmetro corresponde ao diâmetro do rotor; e para um expansor alternativo, corresponde ao diâmetro do pistão (AOUN, 2010).

Badr (1984) reuniu os dados do estudo de R.E. Barber e D.E. Prigmore (1981) e montou a figura 9, que mostra de acordo com a velocidade específica, curvas de igual rendimento dos tipos de expansores. É possível observar que os expansores de deslocamento positivo em baixas velocidades possuem desempenho superior aos expansores de fluxo (turbinas).

Segundo Badr (1991), para as máquinas de deslocamento positivo que possuem potência de até 10 kW predominam as baixas velocidades (inferior a 500 rpm); enquanto para as que possuem potência acima de 10 kW predominam velocidades altas (superiores a 500 rpm). Para as máquinas de deslocamento positivo, a potência aumenta, na medida em que se aumenta a velocidade; porém, para as máquinas tipo turbo ocorre o inverso.

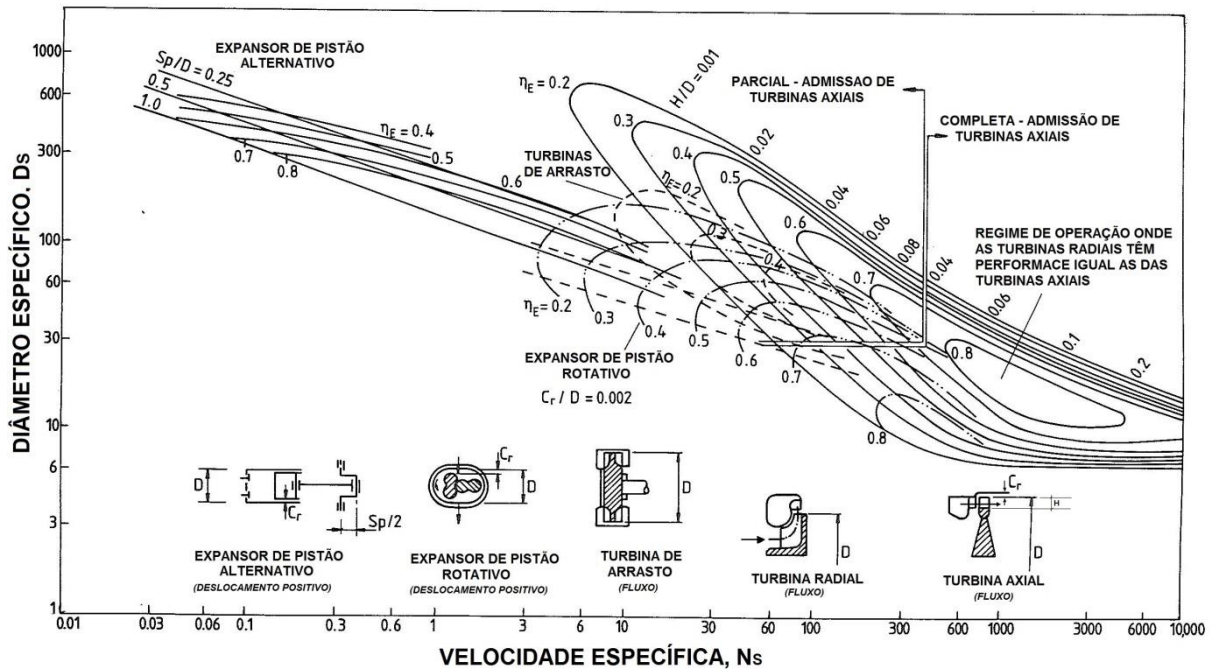


Figura 9 - Curvas de rendimento de expansores, adaptado (BADR, 1981).

As máquinas de expansão de deslocamento positivo como citado anteriormente em produção de baixa escala, possuem desempenho superior aos das máquinas de fluxo. Dentre as máquinas de deslocamento positivo destacam-se: Máquinas de Expansão de Parafuso; Máquinas de Expansão de Voluta, mais conhecido como Turbina Scrool e as Máquinas de Expansão rotativa de palheta.

2.1.4.1 Máquinas de Expansão de Parafuso

As máquinas de expansão de parafuso têm sido amplamente utilizadas em sistemas de ciclo Rankine, uma vantagem apresentada em relação às máquinas tipo turbo é sua arquitetura simples, e uma desvantagem é necessitar de lubrificação para garantir um bom resfriamento dos seus componentes metálicos, e evitar vazamentos devido à folga entre o parafuso e a carcaça. São mais recomendados para operar com refrigerantes, onde se torna possível

garantir uma boa lubrificação com a utilização de um fluido miscível com o fluido de trabalho (AOUN, 2008).

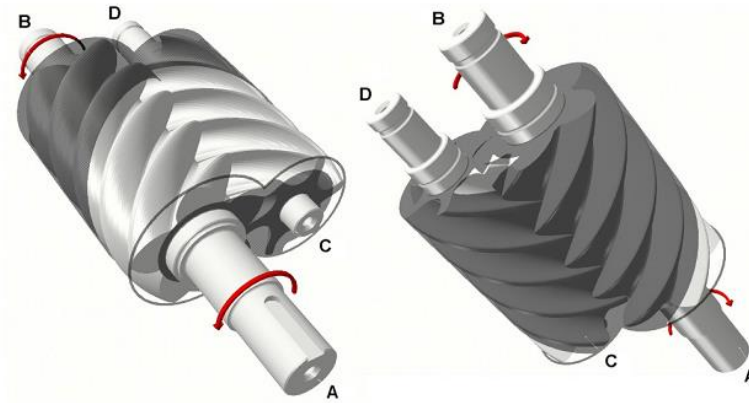


Figura 10 - Expansor de Parafuso (SMITH, 2005).

Conforme apresentado na figura 10, um expansor é constituído por dois rotors helicoidais engrenados, contidos em uma caixa que os envolve com folga em torno de $50\mu\text{m}$. À medida que os rotors giram o volume preso entre a caixa e os rotors muda. Se em uma das extremidades é admitido o fluido de trabalho, dependendo do sentido de rotação, este volume aumentará ou diminuirá, até ser completamente expulso do lado oposto dos rotors, na outra extremidade (SMITH, 2005).

A energia do fluido é transferida aos eixos do rotor pela pressão do fluido nos rotors que varia com o volume do fluido, e ao contrário das máquinas turbo, apenas uma pequena parte da energia é transferida por efeitos dinâmicos associados ao movimento do fluido, desta forma, a presença de líquido neste tipo de máquina durante a expansão tem pouco efeito sobre seu desempenho. (SMITH, 2005).

2.1.4.2 Máquinas de Expansão Scroll (Espiral)

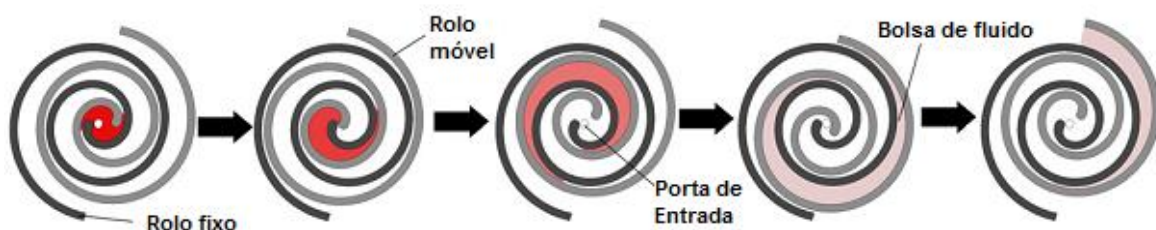


Figura 11 - Princípio de funcionamento de uma máquina de expansão scroll. Adaptado (QUOILIM, 2013).

As máquinas de expansão scroll estão no grupo de máquinas de deslocamento positivo. Uma máquina de expansão Scroll é composta de duas espirais, uma fixa e a outra móvel. Com a admissão do fluido no centro, o fluido expande fazendo o rolo móvel orbitar de forma excêntrica sem rodar, conforme a figura 11 (QUOILIN, 2007). O fluido é admitido no centro é preso em um bolso que se expande progressivamente enquanto caminha para as extremidades até ser finalmente descarregado (QUOILIN, 2013).

Pode-se obter uma máquina de expansão scroll fazendo uma conversão dos compressores scroll. Os compressores scroll podem ser lubrificados ou não, esta lubrificação diminui o atrito entre os dois pergaminhos e reduz a área de vazamento. Porém segundo Quoilim (2013) caso o compressor seja lubrificado, pode haver alguns problemas na hora de modifica-lo para um expensor, como a bomba de óleo, que se estiver conectado diretamente ao eixo do compressor pode deixar de funcionar, sendo necessário adicionar um circuito de óleo separado. Outro problema seria o fluido de trabalho não ser compatível com o óleo lubrificante, caso o compressor não tenha sido projetado para operar com o fluido do CRO.

Dentre as máquinas de expansão, as do tipo Scroll são as que apresentam menos peças móveis, o que lhes proporciona um funcionamento suave, sem grandes vibrações, sem grande impacto, tornando-a uma boa alternativa (SILVA, 2010).

2.1.4.3 Máquina de Expansão de Palheta

O expensor de palhetas é uma máquina rotativa de deslocamento positivo, que trabalha com baixa velocidade, possui uma baixa eficiência que é equilibrada pelo seu baixo custo, sua boa confiabilidade e compacidade, este tipo de expensor também possui pouco ruído e vibração (BADR, 1991).

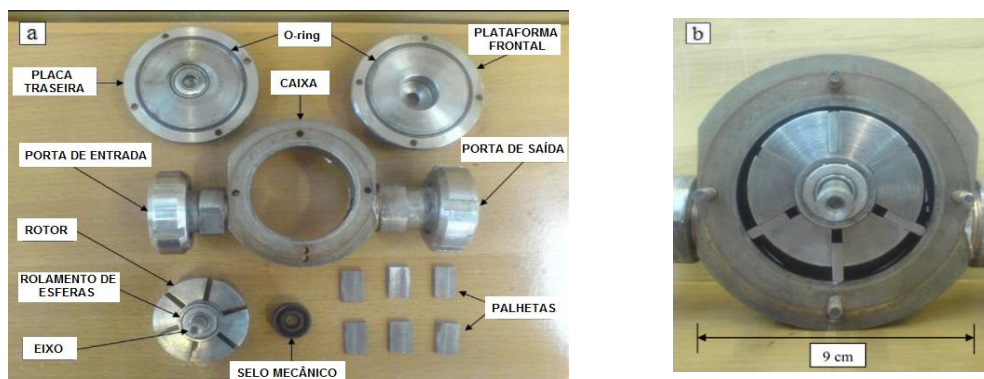


Figura 12 - Componentes expensor de palheta. Adaptado (FARROKHI, 2014).

O principal problema no uso de expensor de palhetas rotativo é lubrificar as superfícies internas de forma adequada, pois a presença de lubrificante insuficiente provoca altos desgastes nos componentes do expensor, resultando em baixas eficiências isentrópicas. Este problema pode ser resolvido através injeção de óleo, porém devido a incompatibilidade de óleos lubrificantes com vapor, isto gera uma complicação no desenvolvimento do design do expensor (AOUN, 2010).

Segundo Imran (2016), os expansores de palheta podem ser subdivididos em dois grupos, expansores de palhetas rotativas e expansores de palhetas giratórias que possuem padrões de funcionamentos diferentes, e o de palheta giratória apresenta melhor rendimento. Este modelo de expensor é estudado em várias configurações em Subiantoro (2010). Na figura 12 estão ilustrados os componentes deste tipo de expensor, e na figura 13 é mostrado o seu princípio de funcionamento.

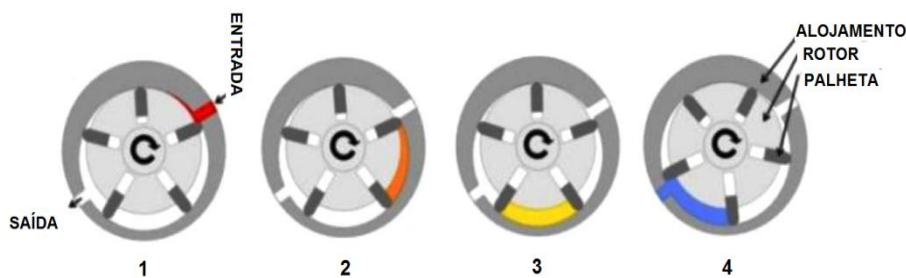


Figura 13 - Princípio de funcionamento expensor de palheta. Adaptado (FARROKHI, 2014)

2.1.5 Bomba

Há uma grande variedade de bombas disponíveis no mercado e os critérios para seleção da bomba variam de acordo com a aplicação. No entanto, a vazão mássica e a razão de pressão estão entre os fatores mais determinantes na seleção. Bombas de deslocamento positivo são adequadas para alta pressão com baixa taxa de fluxo. As bombas centrífugas cobrem uma ampla gama de aplicações e são as mais utilizadas. As bombas de fluxo axial são bombas de baixa pressão e alto fluxo (AOUN, 2010).

Os fluidos orgânicos são caros e podem ser inflamáveis. Por isso, é necessário garantir que não haja vazamentos ao longo do ciclo. Por este fato, bombas de diafragma são

geralmente preferidas às bombas de pistão. Ao usar bombas centrífugas, a vedação é assegurada pela vedação do eixo (QUOILIM, 2013).

Um parâmetro crítico para o design do ORC é o NPSH. Devem ser adotadas estratégias para evitar a cavitação, que pode danificar a bomba, reduzindo sua capacidade e levando a necessidade de parar o ciclo. Uma estratégia adotada é adicionar uma bomba de pré-alimentação com NPSH baixo para fornecer a cabeça de pressão necessária. Para evitar a cavitação, a cabeça de pressão fornecida pela bomba de pré-alimentação deve ser maior do que a da bomba principal para todas as vazões (QUOILIM, 2013).

As bombas de deslocamento positivo aumentam a pressão do fluido de trabalho reduzindo seu volume específico, estas bombas podem fornecer uma baixa taxa de vazão com alta saída de pressão e com uma velocidade de operação baixa. A vazão destas bombas é, em geral, proporcional à sua velocidade rotativa. Estas bombas estão disponíveis no mercado com diferentes tecnologias como engrenagem externa, engrenagem interna, pistão, parafuso, palheta, diafragma etc. A baixa viscosidade dos fluidos ($<0,4$ mPa.s) é a principal dificuldade para seleção da bomba do CRO (AOUN, 2010).

2.1.6 Trocadores de Calor

O CRO é composto de três trocadores de calor diferentes, uma caldeira, um condensador, e normalmente um trocador de calor para recuperação (chamado recuperador). A seleção dos trocadores de calor é feita de acordo com as condições de operação do trocador de calor (AOUN, 2010).

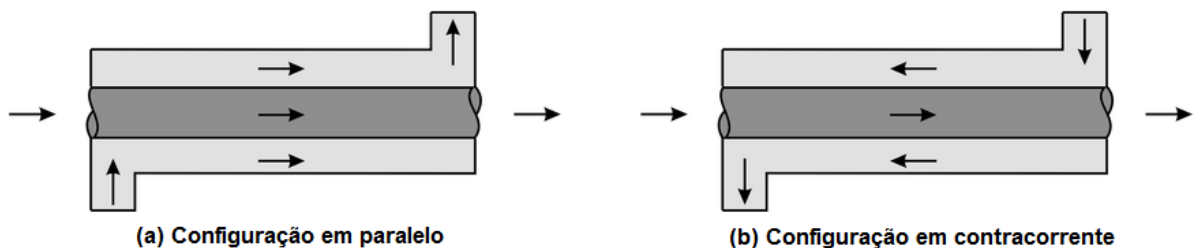


Figura 14 - Trocador de calor de tubo duplo (CDC, s.d.).

Os trocadores de calor podem ser classificados em função da configuração do escoamento e do tipo de construção. O tipo de trocador de calor mais simples é chamado de trocador de tubo duplo, ele possui dois tubos concêntricos de diâmetros diferentes, mostrado

na figura 14. Na configuração paralela mostrada na figura 14.a, tanto o fluido quente como o frio, entram pela mesma extremidade, e escoam no mesmo e sentido até deixarem o trocador de calor. Na configuração contracorrente, mostrada na figura 14.b, os fluidos entram em extremidades opostas e percorrem o trocador em sentidos opostos até deixarem o trocador (ÇENGEL, 2012, INCROPERA, 2013)

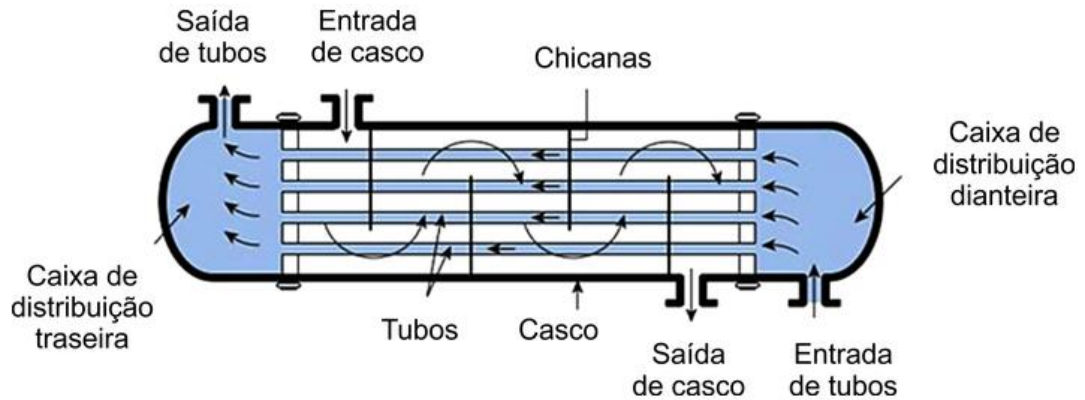


Figura 15 - Esquema de um trocador de calor casco e tubo (CDC, s.d.).

Em aplicações de grande escala, o tipo mais comum de trocadores de calor encontrado é o de casco e tubo, mostrado na figura 15. Estes trocadores de calor possuem um grande número de tubos, normalmente centenas, dispostos com seus eixos paralelos ao do casco. Normalmente são instaladas chicanas para aumentar o coeficiente convectivo no fluido no lado do casco, conseqüentemente ocorre um aumento na transferência de calor e a uma redução de vibração dos tubos por estarem apoiados nas chicanas (ÇENGEL, 2012, INCROPERA, 2013).

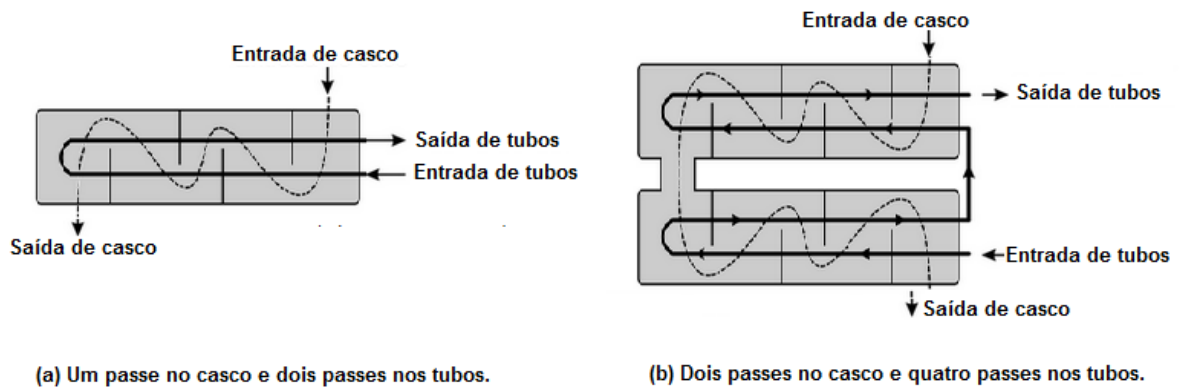


Figura 16 - Classificação quanto ao número de passes (CDC, s.d.).

Os trocadores de calor de casco e tubo são classificados, de acordo com o número de passes do fluido no casco e no tubo. Por exemplo, em trocador de calor que envolve meia volta em um casco recebem o nome de trocadores de calor de um passe no casco e dois nos tubos, na figura 16 é possível entender melhor esta descrição (ÇENGEL, 2012).

Uma classe especial de trocadores de calor é a dos trocadores de calor compactos, estes podem atingir grandes áreas de superfície de troca de calor ($>400 \text{ m}^2/\text{m}^3$ para líquidos e $>700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ para gases) por unidade volume, estes tipos de trocadores de calor normalmente são usados quando pelo menos um dos fluidos é um gás. Na figura 17 têm-se as formas de arranjo dos tubos aletas e corrugações (INCROPERA, 2013).

O trocador de calor mais crítico de um CRO é a caldeira, dependendo da fonte de calor, este trocador de calor deverá suportar elevadas temperaturas e estará sujeito a incrustação e corrosão. No caso de recuperação de calor residual a caldeira não deve interferir no processo, ou seja, a queda de pressão deve ser limitada e suas dimensões devem estar de acordo com o espaço disponível. Além disso, se nos gases de combustão houver teor de enxofre, o ponto de condensação do ácido deverá ser evitado. Por este fato grande parte das plantas comerciais os gases de escape são refrigerados para temperaturas abaixo de 120-180°C, dependendo do teor de enxofre nos gases. Pesquisas têm sido realizadas para o projeto de caldeiras capazes de evacuar estes ácidos (QUOILIM, 2013).

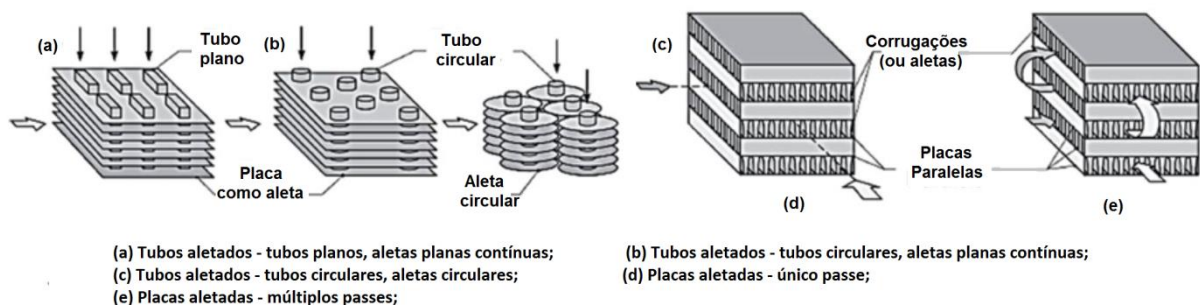


Figura 17 - Núcleos de trocadores de calor compactos. Adaptado (CDC, s.d.).

Para trocadores de calor onde há mudança de fase (caldeira e condensador), se a pressão de trabalho for inferior a 3,5Mpa e a temperatura inferior a 225°C, então o trocador de calor de placa soldada é dado como a solução mais adequada. Caso seja necessária uma temperatura e uma pressão mais alta, o trocador de calor de placa (compacto) pode também ser a escolha, o que dependerá dos critérios do projeto (AOUN, 2010).

Segundo Aoun (2010) o permutado de calor de placa representa a tecnologia mais adequada para caldeira e para o condensador, no caso de recuperador é recomendado um permutador de placa aletada. Deve-se ser dada uma atenção especial às contaminações, e evitar baixos caudais mássicos.

3 MODELAGENS

3.1 Ciclo Rankine Orgânico

Na modelagens dos quatro componentes principais do ciclo de Rankine, que são, Turbina, Condensador, Bomba e Caldeira serão desconsideradas as perdas de calor dos componentes para as suas vizinhanças. Será adotado que operam em regime estacionário e serão consideradas desprezíveis as variações de energia cinética e potencial.

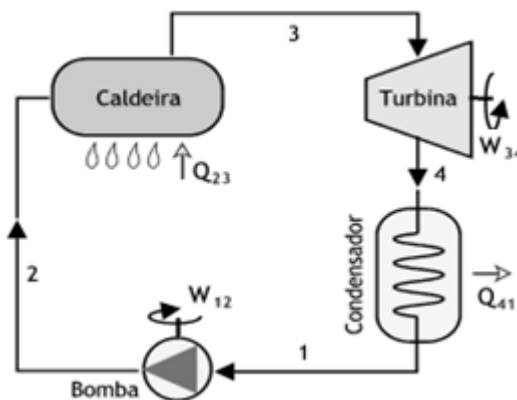


Figura 18 - Componentes CRO (Soares, s.d.).

Obs. Nesta modelagem observe que w e q , que estão em minúsculo, representam respectivamente, trabalho específico e calor específico que no SI é dado por kJ/kg.

Esta modelagem foi realizada no EES e se encontra no Apêndice 1 deste trabalho.

Bomba

Processo 1 para 2 onde pressão do fluido aumenta da pressão de condensação até a pressão da caldeira, adotando a bomba como um volume de controle tem-se.

$$w_{bomba} = h_2 - h_1 \quad (1)$$

Para obtenção do h_2 deve-se inicialmente calcular o trabalho isentrópico da bomba utilizando a equação 1.1.

$$w_{is,bomba} = v_1(P_2 - P_1) \quad (1.1)$$

Ao se dividir trabalho isentrópico da bomba pela sua eficiência isentrópica se obtém o trabalho real da bomba. Equação 1.2.

$$w_{bomba} = \frac{w_{is,bomba}}{\eta_{is,bomba}} = \frac{v_1(P_2 - P_1)}{\eta_{is,bomba}} = h_2 - h_1 \quad (1.2)$$

Isolando h_2 de (1.2) tem-se:

$$h_2 = \frac{v_1(P_2 - P_1)}{\eta_{is,bomba}} + h_1 \quad (1.3)$$

Caldeira

Processo 2 para 3, é um processo que ocorre a temperatura e pressão constante, em que a o fluido recebe calor até se tornar vapor saturado. Adotando a caldeira como volume de controle tem-se.

$$q_{caldeira} = h_3 - h_2 \quad (2)$$

Turbina

Processo 3 para 4, neste processo o fluido que saiu da caldeira como vapor saturado expande na turbina produzindo trabalho até a pressão do condensador. Adotando a turbina como volume de controle tem-se.

$$w_{turbina} = h_3 - h_4 \quad (3)$$

Para obtenção do h_4 da turbina inicialmente considera-se que ela opera de forma isentrópica e se calcula o seu trabalho isentrópico através da equação 3.1 em que h_{4s} é a entalpia de saída da turbina considerando que a turbina desenvolve uma expansão isentrópica ($S_3=S_4$).

$$w_{is,turbina} = h_3 - h_{4s} \quad (3.1)$$

O trabalho real da turbina será obtido com o produto do trabalho isentrópico da turbina com sua eficiência isentrópica conforme a expressão 3.2 abaixo.

$$w_{turbina} = w_{is,turbina} \times \eta_{is,tur} = (h_3 - h_{4s}) \times \eta_{is,tur} = h_3 - h_4 \quad (3.2)$$

Para obter o h_4 agora basta isola-lo da expressão 3.2.

$$h_4 = h_3 - (h_3 - h_{4s}) \times \eta_{is,tur} \quad (3.3)$$

Condensador

Processo de 4 para 1, processo isobárico onde o fluido de trabalho transfere calor para a água de resfriamento até se tornar líquido saturado, adotando-o como volume de controle tem-se.

$$q_{condensador} = h_4 - h_1 \quad (4)$$

Eficiência Térmica

Este parâmetro de desempenho do ciclo nos diz o quanto da energia fornecida ao ciclo será convertido em trabalho útil.

É dado pela razão entre o trabalho útil e a energia fornecida ao ciclo. Equação 5.

$$\eta_{ciclo} = \frac{\text{Trabalho útil}}{\text{Energia fornecida}} = \frac{w_{turbina} - w_{bomba}}{q_{caldeira}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} \quad (5)$$

Obtenção dos calores e trabalhos do ciclo

Nas contas anteriores o trabalho da bomba e o da turbina, o calor da caldeira e o do condensador são específicos, dados em unidade de energia por unidade de massa (ex: kJ/kg), e foram representados por letras minúsculas, para se obter os calores e trabalhos em unidade de potência (ex: kW) basta multiplicarmos pela vazão mássica do fluido de trabalho como mostrado nas equações abaixo.

$$\dot{W}_{bomba} = \dot{m}_{fluido} \times w_{bomba} = \dot{m}_{fluido}(h_2 - h_1) \quad (6)$$

$$\dot{Q}_{caldeira} = \dot{m}_{fluido} \times q_{caldeira} = \dot{m}_{fluido}(h_3 - h_2) \quad (7)$$

$$\dot{W}_{turbina} = \dot{m}_{fluido} \times w_{turbina} = \dot{m}_{fluido}(h_3 - h_4) \quad (8)$$

$$\dot{Q}_{condensador} = \dot{m}_{fluido} \times q_{condensador} = \dot{m}_{fluido}(h_4 - h_1) \quad (9)$$

Vazão mássica do fluido Orgânico

Esta é a vazão com que o fluido orgânico passará pelos componentes da micro central de CRO. Para obter esta vazão mássica define-se a potência de saída necessária, e da equação 10 se isola o termo da vazão do fluido como mostrado na equação 10 abaixo.

$$\dot{m}_{fluido} = \frac{\dot{W}_{turbina}}{w_{turbina}} = \frac{\dot{W}_{turbina}}{(h_3 - h_4)} \quad (10)$$

Eficiência exergetica do ciclo

Esta eficiência nos mostra a capacidade real de uma máquina de converter calor em trabalho, pois diferente da eficiência térmica não considera o calor total adicionado e sim o trabalho máximo em que o calor pode ser convertido.

$$\eta_{exergética} = \frac{\text{Exergia útil de saída}}{\text{Exergia de entrada}} \quad (11)$$

$$\text{Exergia útil de saída} = \dot{W}_{turbina} - \dot{W}_{bomba}$$

$$\text{Exergia de entrada} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{fonte\ de\ calor}} \right) \times \dot{Q}_{caldeira}$$

4 METODOLOGIA

4.1 Métodos

Para o desenvolvimento deste trabalho foram utilizados métodos dedutíveis. Através de pesquisas bibliográficas e de análises, foram modelados os componentes do CRO. Também utilizando este método, a partir da modelagem do cálculo do desempenho e de alguns outros fatores foi selecionado o fluido mais adequado para o CRO.

Conforme Lakatos e Marconi, (2003) “Método é o caminho pelo qual se chega a determinado resultado ainda que esse caminho não tenha sido fixado de antemão de modo refletido e deliberado”.

4.2 Técnicas

Será utilizado o software EES obtenção das propriedades dos fluidos a serem analisados e para auxílio nos cálculos, outros dados como LSE, ODP e GWP serão obtidos através de pesquisas na literatura. Também a partir da modelagem que será feita e com o auxílio do EES será criado o aplicativo.

4.3 Procedimentos

Conforme Lakatos e Marconi, (2003) “Procedimentos constituem etapas mais concretas da investigação, com finalidade mais restrita em termos de explicação geral dos fenômenos menos abstrato. Pressupõem uma atitude concreta em relação ao fenômeno e estão limitadas a um domínio particular.”.

Para o desenvolvimento do projeto da micro central de CRO, serão pesquisados os fluidos orgânicos que podem ser utilizados para a aplicação desejada, e será feita a seleção através da análise do comportamento termodinâmico dos fluidos aplicando-os no ciclo ideal de Rankine.

Para a análise do rendimento térmico dos fluidos utilizou-se a modelagem feita neste trabalho e com o auxílio do EES plotou-se o gráfico de cada um dos fluidos com a temperatura de condensação fixada em 35°C e a de evaporação variando de 60 até 90°C e

desta forma obteve-se o gráfico da figura 19. Para a escolha do fluido será levado em conta diversos outros fatores além do desempenho termodinâmico do fluido.

5 ANÁLISE E INTERPRETAÇÃO DOS RESULTADOS

5.1 Escolha do fluido de trabalho

Inicialmente procurou-se na literatura os fluidos utilizados para aplicação em ciclos Rankine, e foram selecionados 10 fluidos. Seguem na tabela 2 estes fluidos.

FLUIDOS									
R114	R11	R124	n-PENTANE	R600	R290	r134a	r600a	R245fa	r141b

Tabela 2- Fluidos Orgânicos

Com auxílio do EES foram obtidas as propriedades dos fluidos e suas curvas de saturação. No anexo 1 se encontram as curvas de saturação de cada um destes fluidos. Abaixo na tabela 3 foram colocadas algumas propriedades dos fluidos inicialmente escolhidos.

Fluido	T _{crítica} (°C)	Pressão (kPa, T=40°C)	Pressão (kPa, T=90C)	Deltah (kJ/kg, 90C)	Tipo de Fluido
R114	145,7	336,9	1147	95,6	SECO
R11	198	173,4	655,6	152,4	ISENTRÓPICO
R124	122,3	594,1	1945	94,8	SECO
n-PENTANE	196,5	116,3	468,8	307,8	SECO
R600	152	379,2	1250	276,6	SECO
R290	96,68	1369	3765	133,2	ÚMIDO
r134a	101	1017	3247	82,35	ÚMIDO
r600a	135	528,6	1614	231,3	SECO
R245fa	154	249,6	1009	143,8	SECO
r141b	204,2	132,9	538,5	189,9	SECO

Tabela 3- Propriedades dos Fluidos

De acordo com a modelagem exposta anteriormente, fixou-se a temperatura de condensação do CRO em 35°C e se variou a temperatura de evaporação do fluido de 60°C até 90°C para análise dos dez fluidos inicialmente selecionados. Através do EES foi plotado um gráfico com a eficiência dos fluidos inicialmente selecionados, para comparar o desempenho termodinâmico dos fluidos, segue na figura 19 este gráfico.

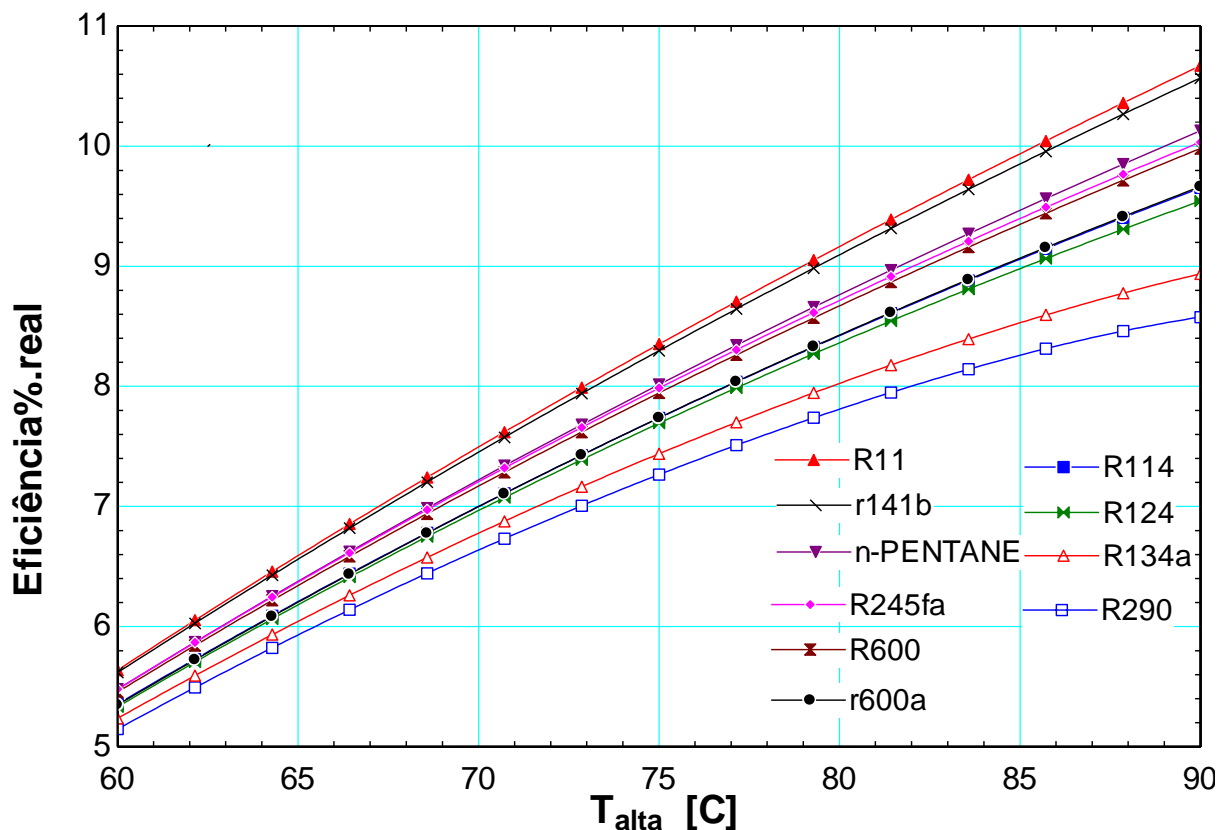


Figura 19 - Eficiência dos fluidos no CRO

Para a escolha do fluido de trabalho a ser utilizado além da análise do rendimento termodinâmico dos fluidos, foram analisados:

O **GWP** (Potencial de aquecimento global) que mede o quanto uma substância contribui para o aquecimento global, o seu valor é medido para certo intervalo de tempo (100 anos) e é relativo a contribuição do CO₂ em mesma quantidade. Como realizado por Aoun (2010) fluidos com GWP acima de 1300 serão descartados.

O **ODP** (Potencial de destruição da camada de ozônio) que fornece o potencial do fluido para destruição da camada de ozônio tem seu valor calculado em base do fluido R11 que possui ODP igual a 1, valor mais alto da escala, quanto mais próximo de zero for o ODP menor o poder de destruição do fluido. Serão descartados os fluidos que possuem ODP diferente de zero.

O **LFL** (Limite inferior de inflamabilidade) representa a concentração mínima do fluido no ar, que formará uma mistura inflamável. Serão aceitos apenas fluidos não inflamáveis.

Fixou-se as temperaturas de condensação e evaporação do ciclo em 35°C e 90°C respectivamente e na tabela temos as pressões do fluido nessas duas temperaturas, dadas por pressão baixa (P_{baixa}) e pressão alta (P_{alta}), os fluidos que tiverem pressão baixa inferior a pressão atmosférica serão descartados.

Na tabela 4 os fluidos estão em ordem decrescente do rendimento termodinâmico com a temperatura de evaporação fixada em 90°C. Os valores de ODP, LFL e GWP foram obtidos em Calm (2007).

Fluido	$\eta_{ciclo}(90^{\circ}C)$	$P_{baixa}(kPa)$	$P_{alta}(kPa)$	C.Saturação	ODP	GWP(100 anos)	LFL
R11	10,67	147,9	655,6	ISENTRÓPICO	1	4750	N
r141b	10,57	112,2	538,5	SECO	0,12	725,0	5,8
n-PENTANE	10,13	98,4	468,8	SECO	0	-20,0	Alto
R245fa	10,03	211,0	1009,0	SECO	0	1030,0	N
R600	9,981	329,0	1250,0	SECO	0	-20,0	1,5
r600a	9,663	463,3	1614,0	SECO	0	-20	1,7
R114	9,653	290,9	1147,0	SECO	1	10040,0	N
R124	9,543	516,1	1945,0	SECO	0,02	609,0	N
r134a	8,937	887,5	3247,0	ÚMIDO	0	1430	N
R290	8,577	1218,0	3765,0	ÚMIDO	0	-20	2,1

Tabela 4- Fluido escolhido

Como se pode observar na tabela 4 o fluido escolhido para circular na micro central de CRO foi o R245fa.

5.2 Resultados do CRO

Para análise dos resultados no EES gerou-se o diagrama T-s do ciclo de Rankine para o fluido orgânico selecionado, o R245fa.

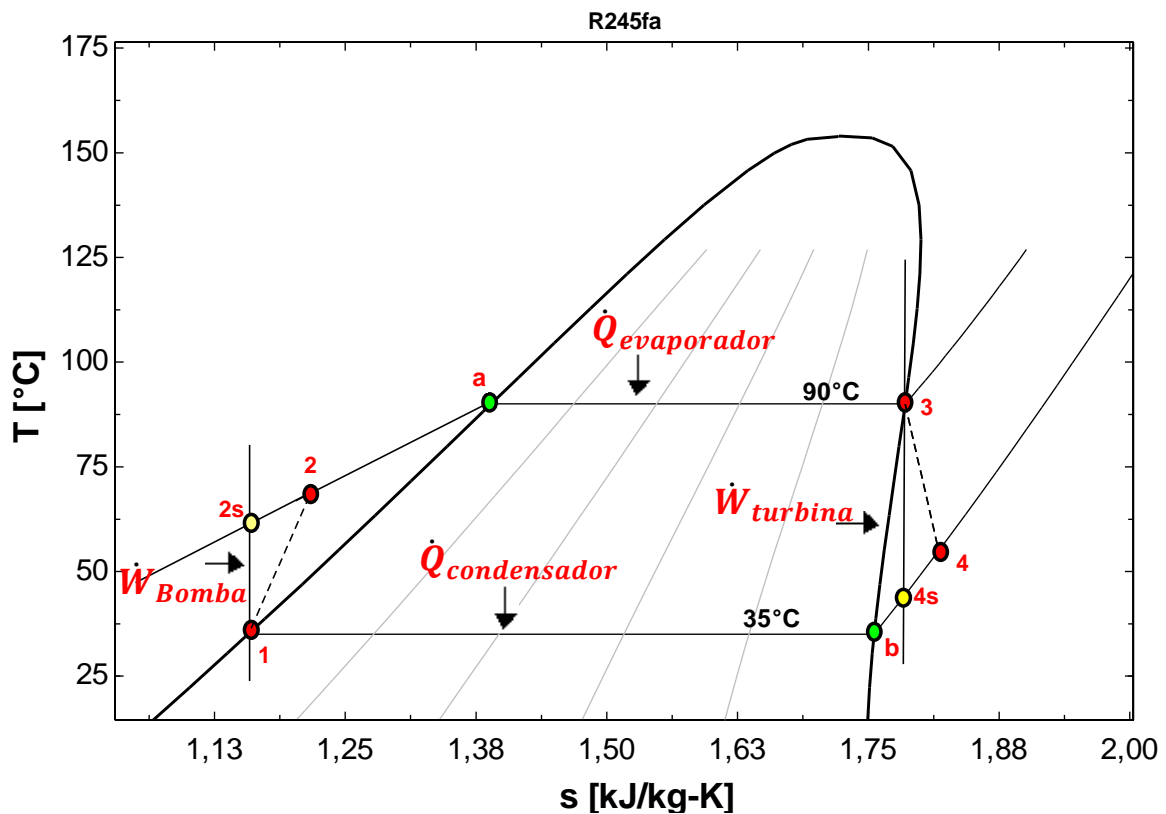


Figura 20- Diagrama T-s - CRO

Neste diagrama a compressão de “1” para “2” e o aquecimento de “2” para “a” estão fora de escala para que se tenha uma melhor visualização do processo.

A temperatura de condensação escolhida foi de 35°C o que possibilita o uso de água do rio para condensação do vapor de R245fa até mesmo quando o clima estiver quente garantindo a troca de calor. Para escolha desta temperatura de condensação deve-se observar que é recomendado que a pressão do fluido seja maior que a pressão atmosférica.

A temperatura de evaporação do fluido é limitada pela temperatura crítica do fluido para este projeto foi escolhida a temperatura de 90°C para que se possam aproveitar fontes de calor com temperaturas superiores e próximas a esta. Na figura 21 se tem um gráfico onde é fácil perceber que quanto maior for a temperatura de evaporação do fluido, propriedade que é dependente da pressão do fluido, maior é a eficiência energética do Ciclo.

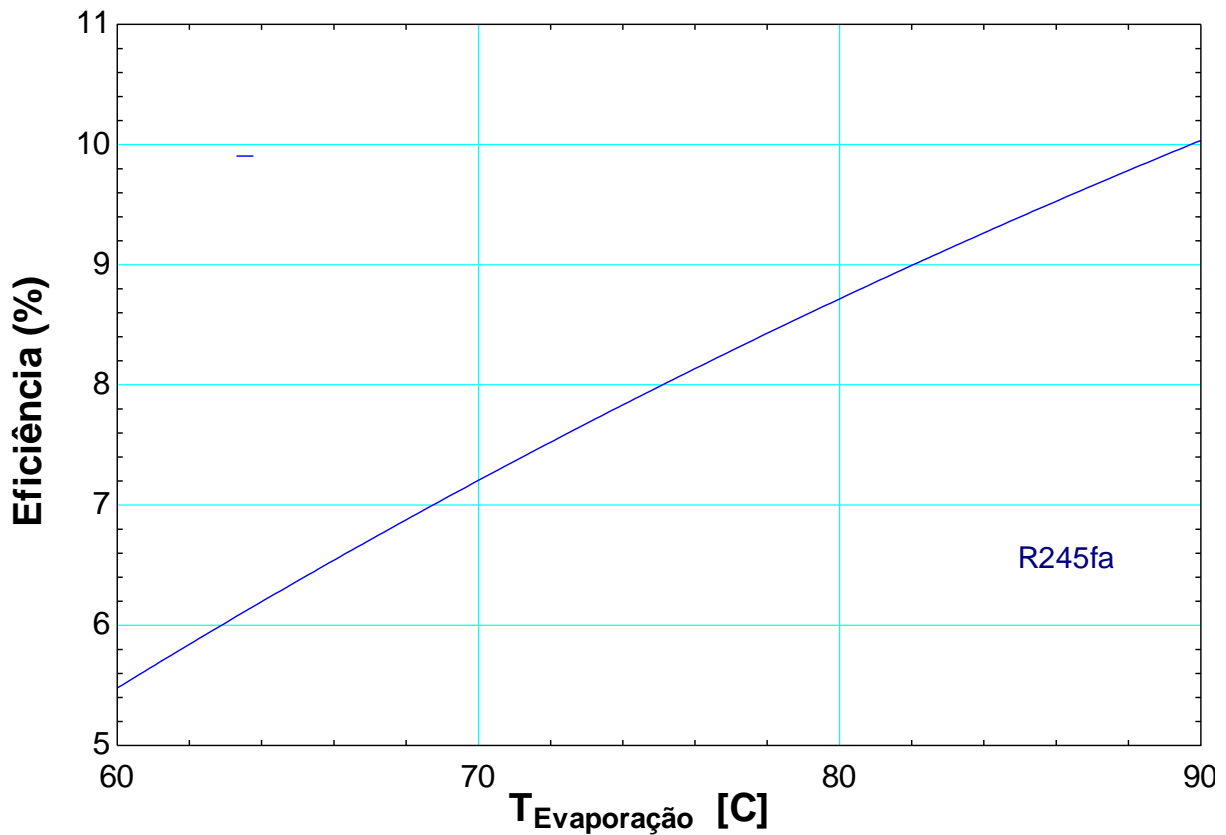


Figura 21- Eficiência R245fa

Esta temperatura de evaporação deve ser escolhida de acordo com temperatura da fonte de energia, caso se tenha uma fonte de energia de temperatura abaixo de 90°C, então a temperatura de evaporação deve ser ajustada a uma temperatura inferior a da fonte de calor com o ajuste da pressão da caldeira. O que é possível usando fluidos orgânicos sem que a pressão seja inferior a pressão atmosférica.

Com o fluido escolhido, as temperaturas de condensação e evaporação fixadas, foram definidas que a bomba e a turbina apresentam eficiências isentrópicas de 0,8 e com a modelagem descrita neste trabalho foram obtidos os seguintes resultados.

Calores Específicos (kJ/kg)		Resultados (kW)	
$q_{caldeira}$	221,6	$\dot{Q}_{caldeira}$	1445
$q_{condensador}$	199,3	$\dot{Q}_{condensador}$	1300
Trabalhos Específicos (kJ/kg)		$\dot{W}_{turbina}$	150
w_{bomba}	0,7611	\dot{W}_{bomba}	4,966
$w_{turbina}$	22,99	Eficiência Térmica	10,03%
Vazão mássica do fluido (kg/s)		Eficiência Exergética	42,42%
m_{fluido}	6,524		

Tabela 5- Resultados

A eficiência térmica do ciclo dada por 10,03% pode parecer baixa, porém ao saber que a fonte de calor seria desperdiçada torna-se um valor aceitável. Também a eficiência térmica com base na primeira lei da termodinâmica não mostra a verdadeira capacidade do ciclo de aproveitamento da fonte de calor. Para isto é utilizada a eficiência exergética que é calculado com base ao trabalho máximo que poderia ser gerado a partir da fonte de calor, para este caso utilizou-se a razão entre o trabalho líquido do ciclo e a exergia do calor adicionado ao ciclo e considerou-se que a fonte de calor possui 120°C.

5.3 Aplicativo

Também utilizando a modelagem feita neste trabalho, gerou-se com auxílio do EES um aplicativo que fornece dados de um ciclo de Rankine a partir de algumas entradas segue na imagem 22 a utilização do aplicativo utilizando dados de entrada deste trabalho.

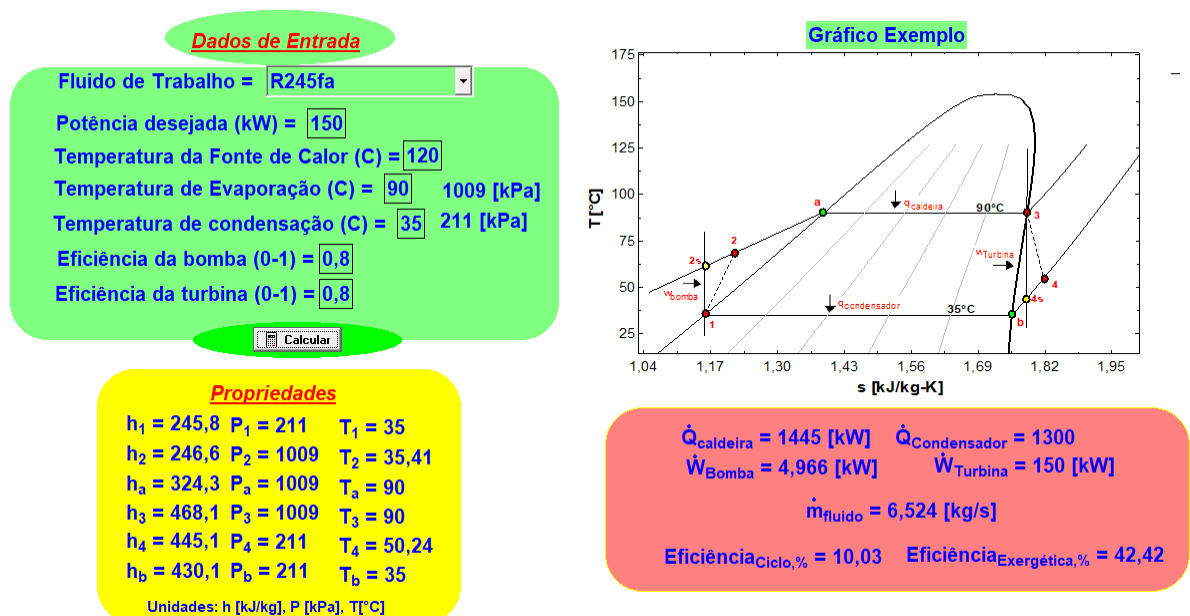


Figura 22- Aplicativo

Neste aplicativo o usuário deverá entrar com o fluido de trabalho, a potência desejada, a temperatura da fonte de calor a ser utilizada, as temperaturas de evaporação e de condensação do fluido no ciclo, observando que ao lado aparecerá a pressão do fluido e desta forma deve-se evitar que seja inferior a pressão atmosférica. O usuário também deve entrar com as eficiências isentrópicas da turbina e da bomba.

Após os valores de entrada, o aplicativo fornece o trabalho da bomba, o calor que será liberado no condensador e o que será admitido na caldeira. Também fornece a eficiências térmica e a eficiência exergética do ciclo que está calculada com pressão atmosférica fixa em 101,3kPa e com temperatura ambiente de 27°C.

Também como se pode observar, na janela amarela da figura 22 é fornecido as propriedades de cada ponto do ciclo, o que facilita na identificação do trocador de calor a ser adquirido ou projetado, podendo através das entalpias e temperaturas de cada ponto calcular calores trocados no aquecimento, na evaporação, no resfriamento e na condensação do fluido.

O aplicativo foi disponibilizado em: https://drive.google.com/file/d/1oxiu7FNr-JSHwU7P_iH9eM8JU479YaKl/view?usp=sharing. O EES permite o compartilhamento gratuito de aplicativos feitos a partir dele, não podendo ser vendidos ou incorporados em softwares pagos, e caso venha a ser incorporado em algum software gratuito deve-se informar isto sempre que o software for iniciado.

6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

6.1 Conclusão

O ciclo de Rankine Orgânico como se pode ver ao longo deste trabalho é uma ótima solução para aproveitamento de fontes de calor de baixa temperatura, evitando desta forma o desperdício desta energia. Também por serem simples e necessitarem de pouca manutenção são ótimas para geração de energia em locais descentralizados.

Neste trabalho é possível observar que a eficiência do CRO é baixa por aproveitar fontes de calor de baixa temperatura, porém com o ciclo de Rankine tradicional não seria possível aproveitar estas fontes de calor. Também com o CRO como foi exposto neste trabalho podem ser aproveitados como fonte de energia, calores residuais de processos indústrias, o calor proveniente do sol, e a energia da biomassa que é um recursos renovável e de grande disponibilidade, bastando ser usado de forma racional.

Gerou-se com o auxílio do EES um aplicativo que fornece dados do CRO e está disponível em <https://goo.gl/xuJkxY>, o aplicativo não pode ser vendido e apenas distribuído gratuitamente e caso venha a ser utilizado em outro software gratuito, deve –se informar o uso do EES sempre que o software for iniciado.

6.2 Sugestão para trabalhos futuros

Para trabalhos futuros poderia ser feito o protótipo de um CRO para se fazer análise dados e comparar com os dados teóricos.

Também pode-se fazer uma análise do custo da construção de uma central de CRO para se saber em quanto tempo esta máquina se pagaria.

7 REFERÊNCIAS

- ANEEL, Agencia Nacional de energia elétrica. **Atlas de energia elétrica do Brasil**. Brasília, 2002.
- AOUN, B.; “**Micro-Cogeneration pour les batiments residentiels fonctionnant avec des energies renouvelables**” – Tese de doutorado; Escola Nacional Superior de Minas de Paris, 2010.
- BADR, O. et al. **Expansion machine for a low power-output steam Rankine-cycle engine**. Applied Energy, v. 39, n. 2, p. 93-116, 1991.
- BADR, O. et al. **Multi-vane expanders as prime movers for low-grade energy organic Rankine-cycle engines**. Applied Energy, v. 16, n. 2, p. 129-146, 1984.
- CALM, J.M and HOURATHAN, G.C., **Refrigerant Data Update**, HPAC Engineering, January 2007. Disponível em: [www.jamesmcalm.com/pubs/Calm JM, Hourahan GC, 2007. Refrigerant Data Update. HPAC Engineering, 79\(1\)50-64.pdf](http://www.jamesmcalm.com/pubs/Calm_JM,_Hourahan_GC,_2007.Refrigerant_Data_Update._HPAC_Engineering,_79(1)50-64.pdf), Acesso em 30/09/17.
- CDC, **Tipos de trocadores de Calor**. Disponível em: <http://www.cdcequipamentos.com/tipos-de-trocador-de-calor.html>, Acesso em: 13/06/2017.
- ÇENGEL, Yunus A.; GHAJAR, Afshin J. **Transferência de Calor e Massa**. AMGH Editora, 4ª edição, 2012.
- CASTRO, Nivalde José de. **Visão 2030: cenários, tendências e novos paradigmas do setor elétrico**. 2015.
- ELZ, Equipe Limite Zero, **Biomassa já representa 10% da energia do país**. Disponível em: <http://www.sitelimitezero.com/992/>, Acesso em: 01/06/17.
- FARROKHI, Mahmoud; NOIE, S. H.; AKBARZADEH, A. A. **Preliminary experimental investigation of a natural gas-fired ORC-based micro-CHP system for residential buildings**. Applied thermal engineering, v. 69, n. 1, p. 221-229, 2014.

IBCT, Instituto Brasileiro de Informação em Ciência e Tecnologia. **Energia Heliotérmica, Como funciona?**. Disponível em: <<http://energiaheliotermica.gov.br/pt-br/energia-heliotermica/como-funciona>>, Acesso em 26/05/17.

IMRAN, Muhammad et al. **Volumetric expanders for low grade heat and waste heat recovery applications. Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 57, p. 1090-1109, 2016.

INCROPERA, Frank P.; DEWITT, David P. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. LTC editora, 6ª edição, 2013.

LAKATOS, Eva Maria; MARCONI, Marina de Andrade. **Fundamentos de metodologia científica**. 5. ed.-São Paulo: Atlas, 2003

LARJOLA, Jaakko. **Electricity from industrial waste heat using high-speed organic Rankine cycle (ORC)**. International journal of production economics, v. 41, n. 1-3, p. 227-235, 1995.

MASCARENHAS, M. **Análise da Viabilidade Técnica e Econômica da Implantação de Sistemas de Cogeração Operando com um Ciclo Rankine Orgânico**. Projeto de graduação, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2014.

MORAN, Michael J.; SHAPIRO, Howard N.; BOETTNER, Daisie D. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. Grupo Gen-LTC, 7ª edição, 2013.

PERSSON, J. G. **Performance mapping vs design parameters for screw compressors and other displacement compressor types**. VDI Berichte, n. 859, 1990.

PIRES, Márcia Raquel Jorge. **Projetos geotérmicos para usos diretos em Portugal Continental: tipologias e viabilidade económica**. 2014. Dissertação.

QUOILIN, Sylvain et al. Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles. **Applied thermal engineering**, v. 31, n. 14, p. 2885-2893, 2013.

QUOILIN, Sylvain. **Experimental Study and Modeling of a Low Temperature Rankine Cycle for Small Scale Cogeneration**. 2007. Tese de Doutorado. University of Liege.

QUOILIN, Sylvain; LEMORT, Vincent. **Technological and economical survey of organic Rankine cycle systems**. 5th European Conference Economics and Management of Energy in Industry. Thermodynamis Laboratory – University of Liège, 2009.

R. E. Barber and D. E. Prigmore, **Solar-powered heat engines**, Solar Energy Handbook-Chap. 22, McGraw-Hill, New York, 1981

SCHUSTER, A. et al. **Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications**. Applied Thermal Engineering 29; 2009; pp. 1809-1817.

SILVA, João André Ribeiro da. **Projecto de um Ciclo de Rankine Orgânico para a Produção de 1 MW de Eletricidade**; Projecto Desenvolvido na Empresa Consultores, Energias Renováveis, Lda, Porto, Portugal, 2010.

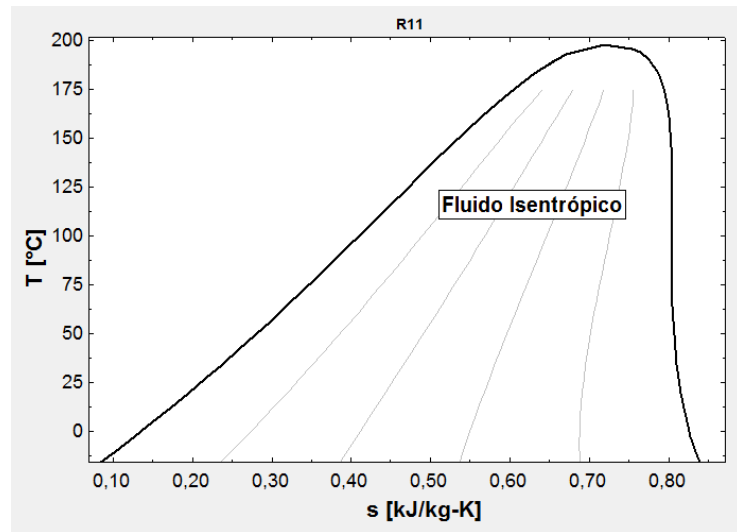
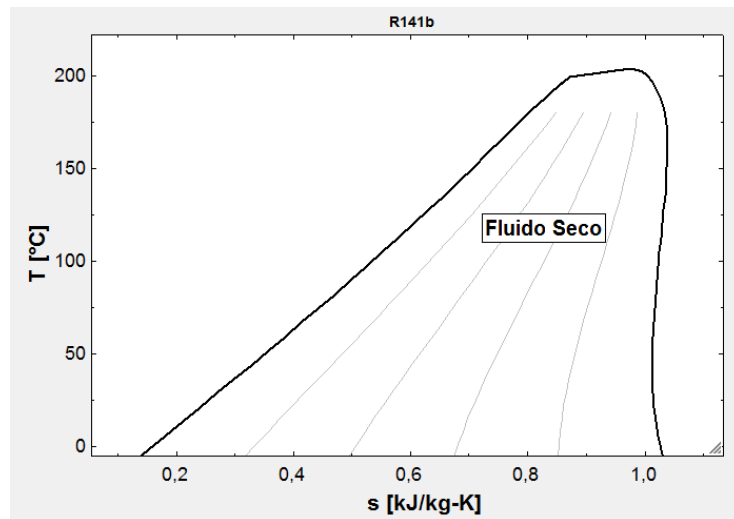
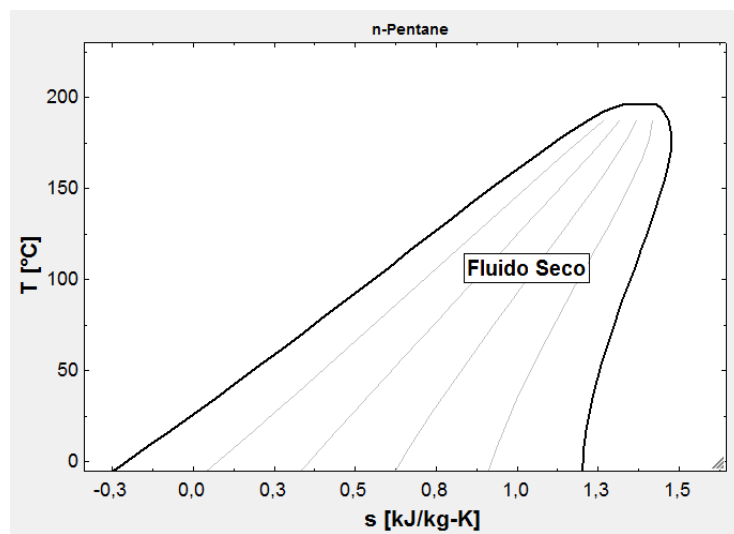
SMITH, Ian K.; STOSIC, Nikola; KOVACEVIC, Ahmed. **Screw expanders increase output and decrease the cost of geothermal binary power plant systems**. Transactions of Geothermal Resource Council, Reno, NV, September, p. 25-28, 2005.

SOARES, M. Termodinâmica V-40: **Introdução Ciclo Rankine**. Disponível em: <<http://www.mspc.eng.br/termo/termod0540.shtml>> , Acesso em: 23/05/17.

SPLIETHOFF, H.; SCHUSTER, Andreas. **The Organic Rankine Cycle–Power Production from Low Temperature Heat**. Institute for Energy Systems. Technische Universität München, 2006.

SUBIANTORO, A; OOI, K. T. **Design analysis of the novel revolving vane expander in a transcritical carbon dioxide refrigeration system**. international journal of refrigeration, v. 33, n. 4, p. 675-685, 2010.

TEIXEIRA, Hugo, **Fluidos de trabalho**. Disponível em: <<http://turbinaorc.weebly.com/fluidos-de-trabalho1.html>>, Acesso em 30/05/17.

Anexo 1 – Curvas de Saturação dos Fluidos (obtidas no EES)**Figura 23- R11****Figura 24- R141b****Figura 25- n-Pentane**

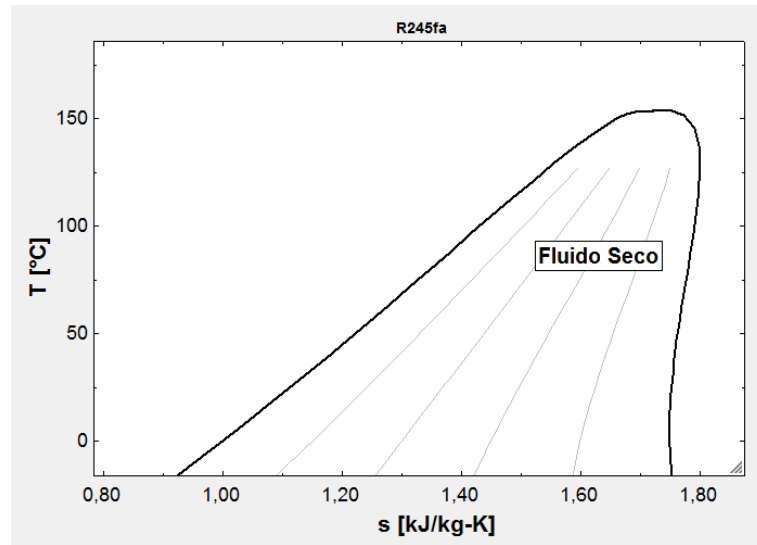


Figura 26- R245fa

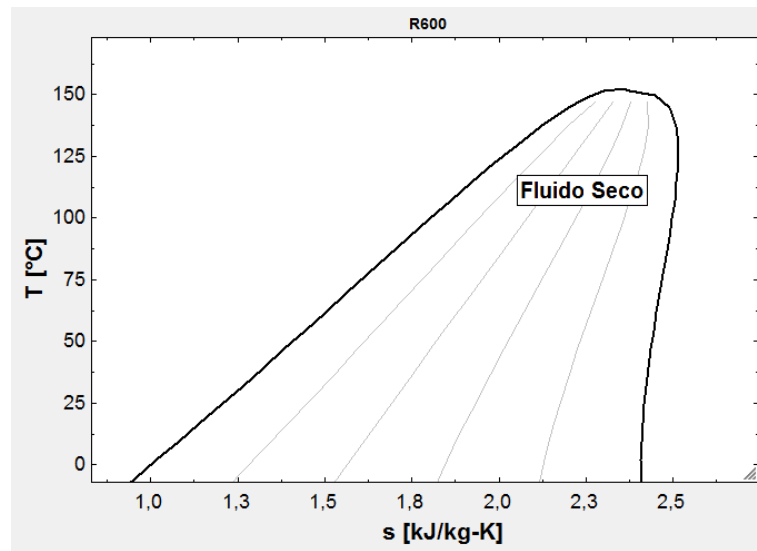


Figura 27- R600

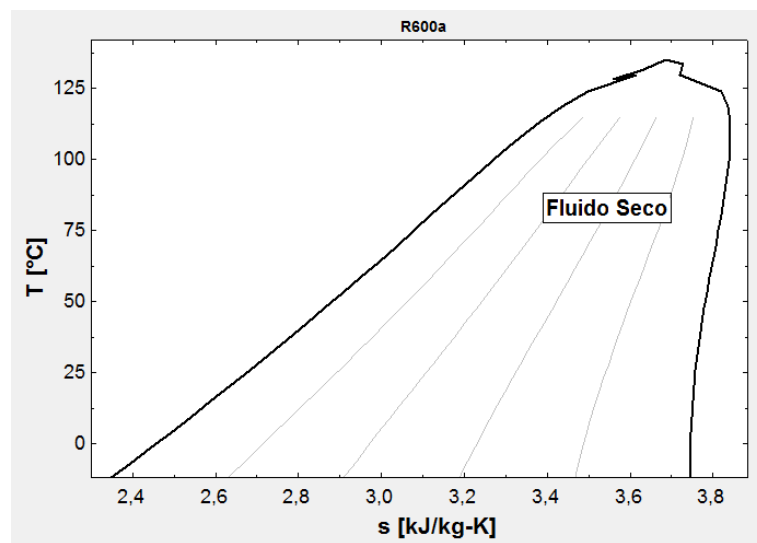


Figura 28- R600a

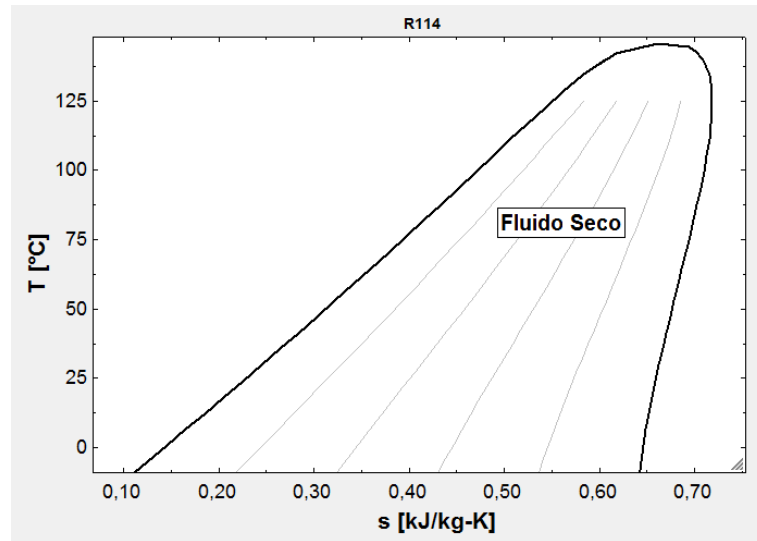


Figura 29- R114

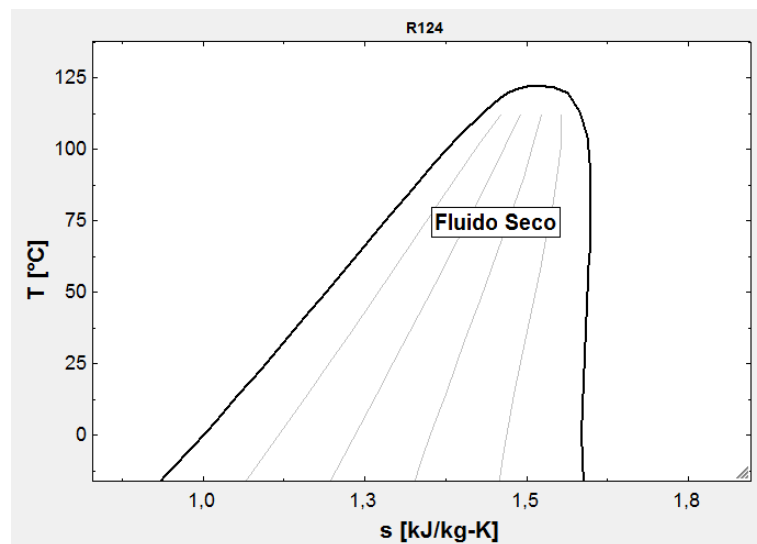


Figura 30- R124

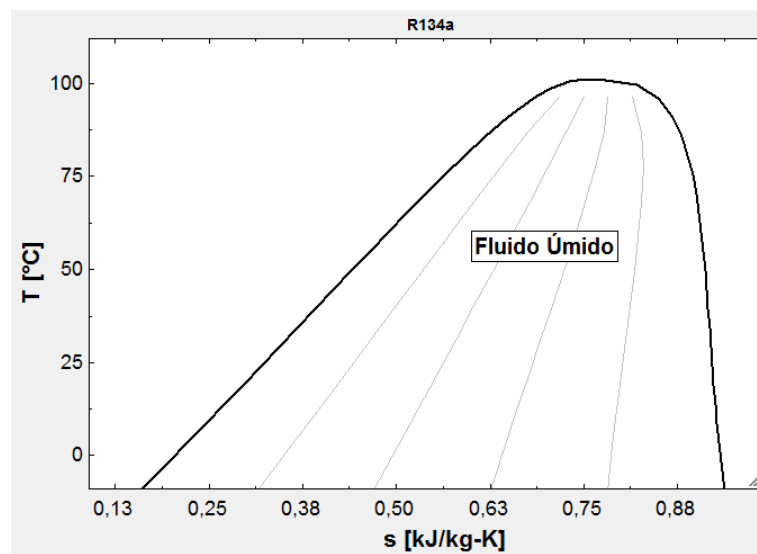


Figura 31- R134a

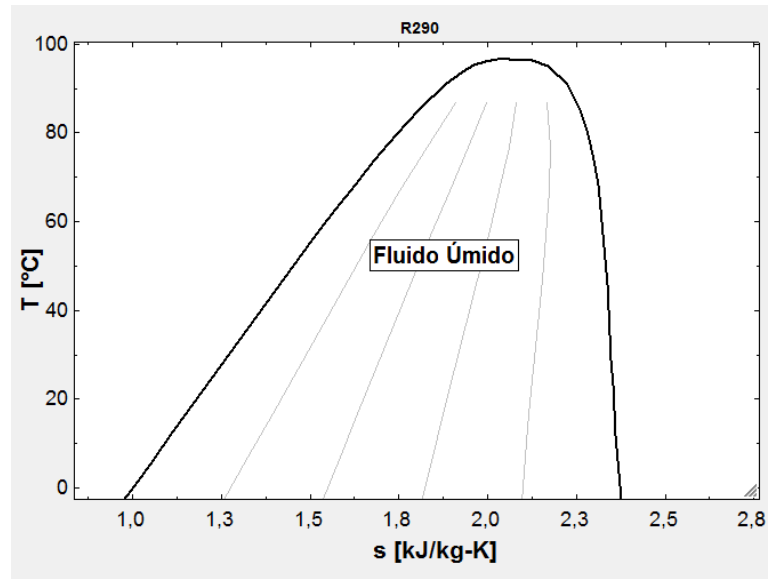


Figura 32- R290

Apêndice 1

Modelagem do Ciclo Rankine no EES

"CICLO DE RANKINE"

"Dados de Entrada"

```

FluidoOrganico$='R245fa'
PotenciaDesejada=150 [kW]
ef_bomba=0,8
ef_turbina=0,8
T_alta=90 [C]
T_baixa=35 [C]
T_fonte_calor=120 [C]

```

"Calculados"

```

P_1=pressure(FluidoOrganico$;T=T_baixa;x=0)
P_3=pressure(FluidoOrganico$;T=T_alta;x=1)
P_2=P_3
P_4=P_1

h_1=enthalpy(FluidoOrganico$;P=P_1;x=0)
v_1=volume(FluidoOrganico$;P=P_1;x=0)

h_3=enthalpy(FluidoOrganico$;P=P_3;x=1)
s_3=entropy(FluidoOrganico$;P=P_3;x=1)

s_4s=s_3
h_4s=enthalpy(FluidoOrganico$;P=P_4;s=s_4s)

w_bomba_s=h_2s-h_1
w_bomba_s=v_1*(P_2-P_1)
w_bomba=w_bomba_s/ef_bomba
w_bomba=h_2-h_1

w_turbina_s=h_3-h_4s
w_turbina=w_turbina_s*ef_turbina
w_turbina=h_3-h_4

q_caldeira=h_3-h_2

q_condensador=h_4-h_1

Eficiencia_Ciclo_%=((w_turbina-w_bomba)/q_caldeira)*100

m_dot_fluido=PotenciaDesejada/w_turbina

W_dot_Turbina=m_dot_fluido*w_turbina
W_dot_Bomba=m_dot_fluido*w_bomba
Q_dot_Condensador=m_dot_fluido*q_condensador
Q_dot_caldeira=m_dot_fluido*q_caldeira

"Temperaturas"
T_4=temperature(FluidoOrganico$;P=P_4;h=h_4)

```

T_b=T_baixa
T_1=T_baixa
T_2=temperature(FluidoOrganico\$;P=P_2;h=h_2)
T_a=T_alta
T_3=T_alta

"Entalpias"

h_a=enthalpy(FluidoOrganico\$;T=T_a;x=0)
h_b=enthalpy(FluidoOrganico\$;T=T_b;x=1)
"h_1, h_2, h_3, h_4>> Já Calculados"

"Pressões"

P_a=pressure(FluidoOrganico\$;T=T_a;x=0)
P_b=pressure(FluidoOrganico\$;T=T_b;x=1)
"P_1, P_2, P_3, P_4>> Já Calculados"

P_0=101,3[kPa]

T_0=converttemp(C;K;27)

T_fonte_calor_k=converttemp(C;K;T_fonte_calor)

Exergia_Útil_Saída=W_dot_Turbina-W_dot_Bomba

Exergia_Entrada=Q_dot_caldeira*(1-T_0/(T_fonte_calor_k))

Eficiência_Exergética_%=(Exergia_Útil_Saída/Exergia_Entrada)*100