



Universidade Federal de Itajubá

INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

TRABALHO FINAL DE GRADUAÇÃO

**ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UM
CICLO RANKINE ORGÂNICO
UTILIZANDO FONTES DE ENERGIA
RENOVÁVEIS**

Aluno: Gonzalo López-Abente Muñoz - 26425

Orientador: Prof. Dr. Christian R. Coronado

Co-Orientador: MSc. César A. Rodríguez Sotomonte

2013

Resumen del Proyecto Final de Carrera

ANÁLISIS TERMODINÁMICO DE UN CICLO RANKINE ORGÁNICO UTILIZANDO FUENTES DE ENERGÍA RENOVABLES

Introducción

El elevado crecimiento del actual ambiente socio económico llevó a la necesidad de buscar formas de obtener energía que permitan disminuir la dependencia de las fuentes de combustible fósiles y así también disminuir la contaminación medioambiental. Las fuentes renovables de baja y media temperatura son recursos energéticos de elevado potencial para la generación distribuida de electricidad. Este proyecto muestra la viabilidad termodinámica de un ciclo Rankine Orgánico (ORC) para tres fuentes renovables diferentes: energía geotérmica, energía solar y biomasa. Para realizar el estudio se fijó algunos valores, como por ejemplo, las temperaturas de trabajo de cada fuente renovable. Una vez definidas, se hizo una simulación del ciclo ORC en el programa Aspen HYSYS® v3.2. Los fluidos de trabajo del ciclo ORC son los fluidos orgánicos. Se realizó simulaciones para diferentes fluidos orgánicos y se obtuvo así los parámetros necesarios para el análisis termodinámico en función del fluido que más potencia podía generar o mayor rendimiento de ciclo presentó.

Análisis termodinámico del sistema

A continuación se muestran los datos termodinámicos obtenidos al simular el ciclo ORC para las diferentes fuentes renovables estudiadas: energía geotérmica , solar y biomasa.

En este estudio se ha tenido en cuenta una temperatura de la fuente renovable constante. Se ha ido variando la presión de evaporación para obtener las condiciones en las que el ciclo trabaja en el punto de mayor eficiencia y potencia térmica, que no tienen por qué ser el mismo. Estos ciclos son simulados computacionalmente utilizando un software de simulación de procesos industriales.

El software utilizado es Aspen HYSYS v3.2 desarrollado por la Hyprotech. HYSYS es un software para modelar procesos químicos, usado principalmente en la industria petroquímica, refinerías y un número elevado de empresas de ingeniería. Este software dispone de una extensa base de datos, con más de 1500 sustancias tanto sólidas como líquidas o gaseosas así como las propiedades físicas y químicas de cada una de ellas.

Análisis termodinámico

El ciclo que se consideró para realizar el análisis fue un ciclo ORC simple subcrítico, compuesto por cuatro componentes: bomba, evaporador, turbina y condensador. El ciclo está formado por cuatro procesos que ocurren en régimen permanente (Figura 4.1): expansión en la turbina expansión a turbina ($1 \rightarrow 2$), transferencia de calor en el condensador hasta que el fluido se encuentre en estado de líquido saturado ($2 \rightarrow 3$), aumento de presión por la acción de la bomba ($3 \rightarrow 4$) y transferencia de calor en el evaporador hasta que el fluido se encuentre en estado de vapor saturado ($4 \rightarrow 1$). En este último proceso se observa el Pp (pinch point) y el TTD (diferencial de temperatura terminal) en el diagrama T-S (Figura 4.1), estos dos parámetros deben ser establecidos en el ciclo. Así cuando se realice la simulación de la transferencia de calor en el evaporador la temperatura de la fuente nunca se corte con la temperatura del fluido orgánico, esto asegurará un funcionamiento preciso del ciclo.

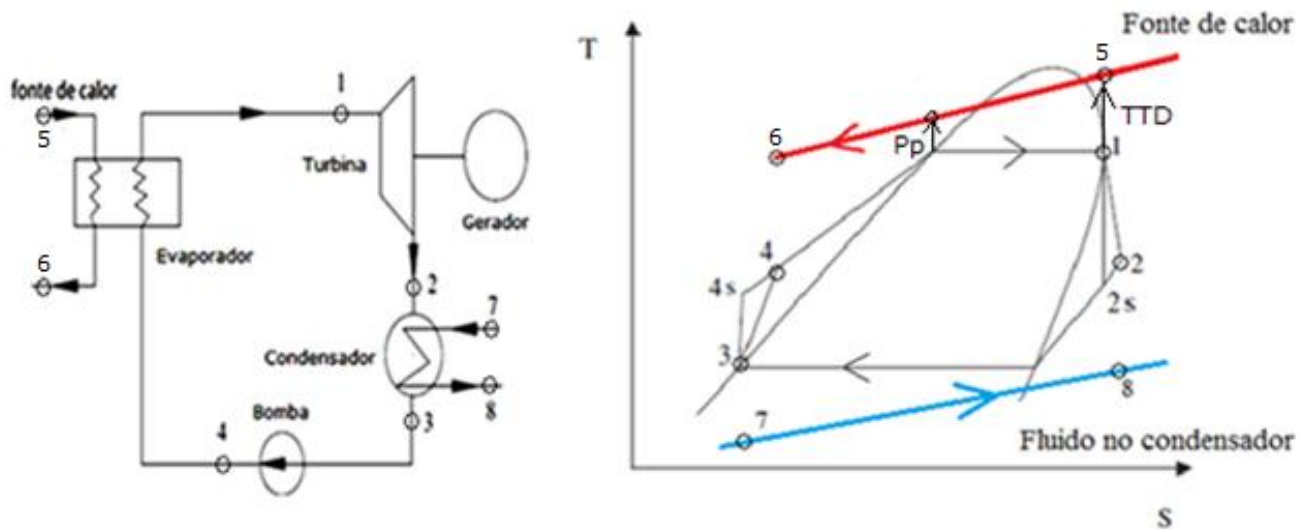


Figura 1.1 Ciclo ORC simple, configuração e diagrama T-S.

Para realizar el análisis termodinámico se realizaron las siguientes consideraciones: la eficiencia isentrópica de la turbina (η_t) y de la bomba (η_b) se fijaron en 80%. La TTD entre la fuente de calor y el fluido orgánico tiene que ser como mínimo de 10 °C, o P_p del evaporador es considerado de 3 °C, el caudal del fluido de la fuente de calor (agua) se consideró de 100 kg/s y se asume que no existen pérdidas de presión ni en el evaporador ni en el condensador. No se consideró pérdidas de calor en los equipamientos con el exterior.

La temperatura de condensación del fluido orgánico se consideró de 40 °C, para realizar la condensación se utilizó agua a una temperatura ambiente de 25 °C.

El fluido orgánico a la salida del evaporador se considera vapor saturado (punto 1, Figura 4.1) y a la salida del condensador se considera líquido saturado (punto 3, Figura 4.1).

La Figura 4.2 muestra la configuración del ciclo ORC en el software Aspen HYSYS. Para efectos de simulación computacional se colocó dos evaporadores para poder definir el P_p y el TTD.

En el programa HYSYS se utilizó el modelo termodinámico de Peng-Robinson modificado por Stryjek-Vera (PRSV) para obtener las propiedades termodinámicas de los fluidos orgánicos utilizados en el ciclo ORC.

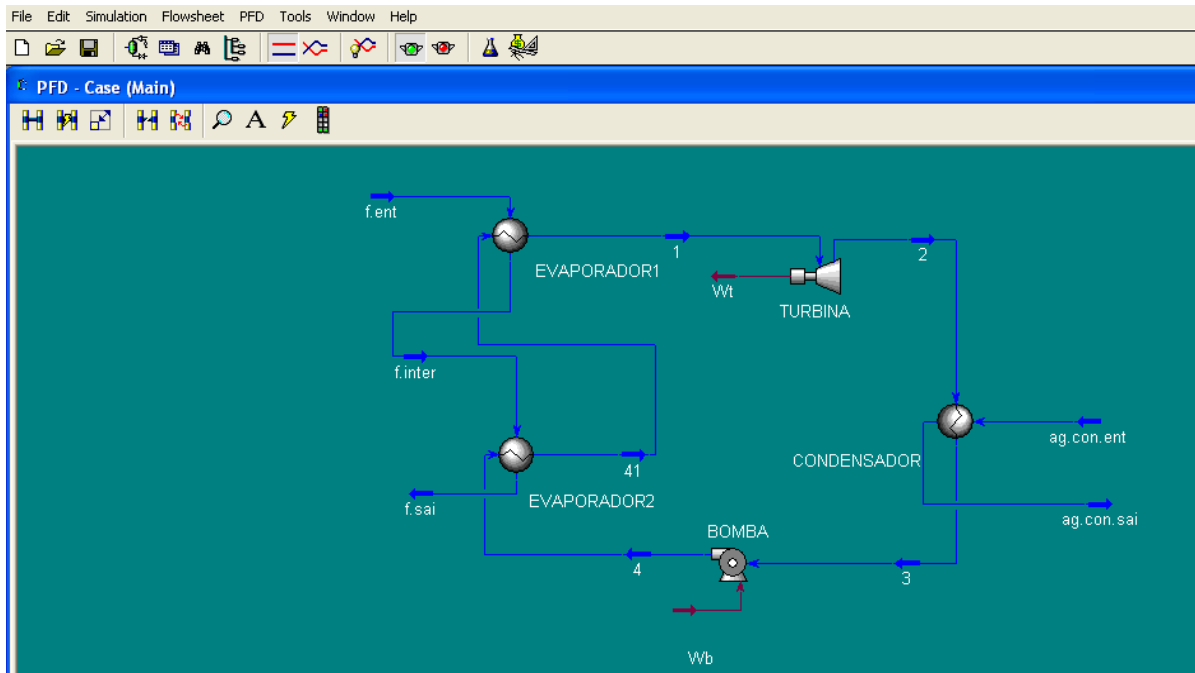


Figura 1.2. Simulação do Ciclo Rankine Orgânico Aspen HYSYS® v3.2.

Para realizar o análise termodinâmica se estudiam a primeira e segunda lei de a termodinâmica em cada uno de los componentes do ciclo. A partir de balanços de massa (Equação 4.1) e energia (Equação 4.2) se obtiene por uma parte o trabalho em a turbina e a bomba e por outra o calor absorvido em o evaporador e o dissipado em o condensador.

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \quad (4.1)$$

$$Q - W = \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_s h_s \quad (4.2)$$

Uma vez que tengamos estos dados se obtendrá o rendimento térmico do ciclo (Equação 4.3), que se define como a divisão do trabalho total do ciclo entre o calor absorvido em o evaporador.

$$\eta_{th} = \frac{W_t - W_b}{\dot{Q}_{evap}} \quad (4.3)$$

A partir de a segunda lei de a termodinâmica es posible analizar a quantidade de irreversibilidades em cada componente.

$$\dot{i} = \dot{m}T_0 \left[\sum_{sai} s - \sum_{ent} s - \sum_k \frac{q_k}{T_k} \right] \quad (4.4)$$

A continuação se realizou o análise termodinâmica de las diferentes fontes renovables estudadas.

Energía geotérmica

La temperatura escogida para esta fuente fue de 100°C debido a su elevado potencial para la generación de electricidad tanto en Europa como en Brasil. Los fluidos orgánicos utilizados fueron el R134a y el n-pentano ya que muestran buenas propiedades termodinámicas a bajas temperaturas.

Energía solar

La temperatura para la energía solar se fijó en 150°C ya que como se revisó en la literatura científica es la temperatura que pueden llegar en los concentradores los colectores solares parabólicos que son los más utilizados en generación de electricidad en pequeña escala. Para este ciclo se utilizó los fluidos orgánicos R600 y el Benceno.

Biomasa

Para hacer la simulación de biomasa se utilizó una temperatura de funcionamiento de 350°C. Los fluidos orgánicos utilizados fueron ciclopentano y el octametiltetrasiloxano (MM) ya que muestran buenas características para fuentes de altas temperaturas.

SIMULACIONES

A continuación se va a realizar las simulaciones de las distintas energías renovables para comprobar cuál de los fluidos orgánicos escogidos ofrecen mejor desempeño en el ciclo. Al final del capítulo se compararán las tres fuentes renovables para ver cual es más rentable.

Simulaciones para energía geotérmica

Utilizando el programa HYSYS se calculó el rendimiento (Figura 4.3) y potencia total del ciclo ORC (Figura 4.4) para diferentes presiones de evaporación para los fluidos orgánicos seleccionados manteniendo la temperatura de la fuente geotérmica constante a 100°C. A partir de la figura 4.3 se observa que a mayor presión de evaporación mejor rendimiento tiene el ciclo, ya que para una fuente de calor constante una mayor presión de evaporación conlleva a un menor caudal másico de fluido orgánico.

En la Figura 4.4 se observa que el aumento de la presión de evaporación hace que aumente la potencia en la turbina hasta cierto punto en el que comienza a disminuir la potencia con respecto al aumento de la presión. Esto sucede porque la potencia depende tanto de la diferencia de entalpías como del caudal másico, con el aumento de la presión aumenta también la diferencia de entalpías pero el caudal másico disminuye con el aumento de la presión de evaporación, llegando un punto en el que esta disminución es mayor que el aumento de la variación de la entalpía, esto conlleva a que la potencia baje.

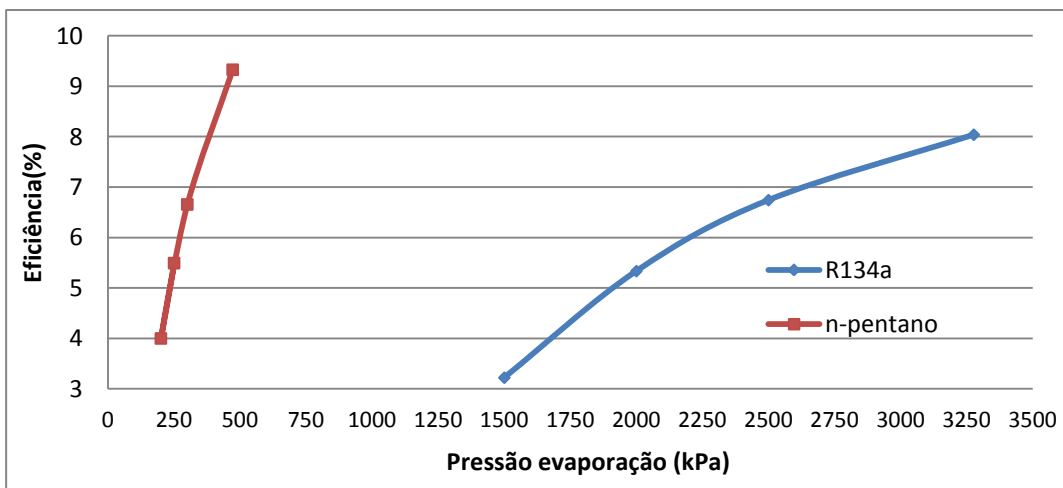


Figura 4.3. Variación del rendimiento en función de la presión de evaporación a 100°C.

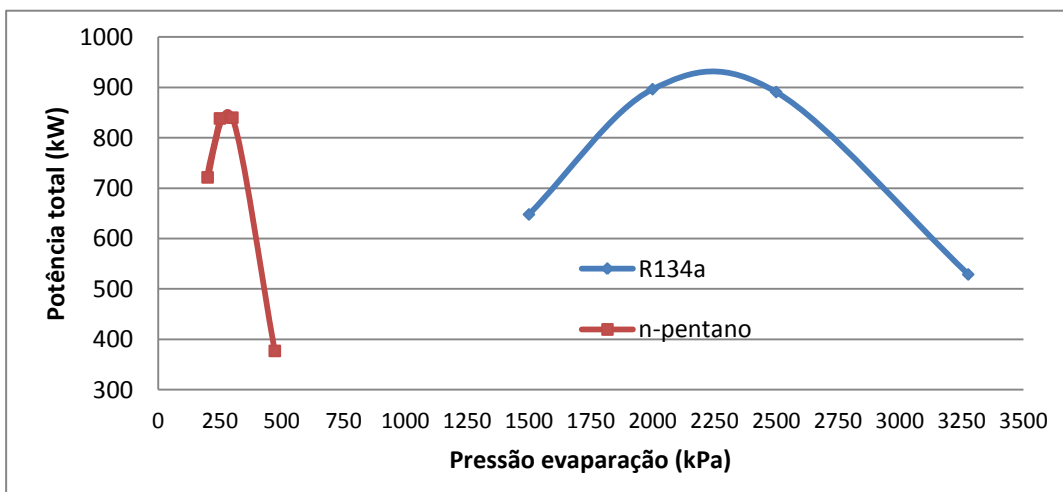


Figura 4.4. Variación de la potencia total del ciclo en función de la presión de evaporación para 100°C

Nos quedamos con el fluido que puede generar mayor potencia, en este caso es el R134a ya que es capaz de realizar un mayor aprovechamiento de la fuente geotérmica. Una vez seleccionado el fluido realizamos el estudio de las irreversibilidades de los componentes,

donde el evaporador destacó por ser el componente más crítico, generando el que mayor irreversibilidad con un valor del 44%, esto debido a la alta diferencia de temperaturas entre la fuente de calor y el fluido orgánico, el siguiente componente con mas irreversibilidad es el condensador, debido a las pérdidas de calor disipadas en el agua de alimentación del condensador.

Simulaciones para energía solar

Las condiciones iniciales para el estudio de energía solar fueron las mismas que para energía geotérmica. Se comparó la potencia y el rendimiento de los fluidos orgánicos R600 y Benceno donde se obtuvo que el que mejor rendimiento y mayor potencia ofrecía era el fluido orgánico R600. En el estudio de las irreversibilidades se observó un comportamiento similar al ocurrido en el caso de energía geotérmica, donde el componente de mayor irreversibilidad fue el evaporador, seguido del condensador.

Simulación para biomasa

En biomasa después de realizar las simulaciones en el programa HYSYS se obtuvo el ciclopentano como el mejor fluido para trabajar con las condiciones iniciales impuestas y a la temperatura de 350°C. En el estudio de las irreversibilidades se mostró que el evaporador tiene el 53% de las irreversibilidades del sistema, es más elevada que para geotérmica y solar debido a que la temperatura del evaporador es aun de mayor valor que para las otras dos fuentes estudiadas.

Resultados

Ahora se comparan las tres fuentes estudiadas con los correspondientes fluidos que mejor resultados mostraron. En esta comparación se tiene en cuenta la potencia en la turbina (Figura 4.5), el rendimiento térmico del ciclo (Figura 4.6), el calor absorbido en el evaporador (Figura 4.7) y las irreversibilidades de los componentes (Figura 4.8).

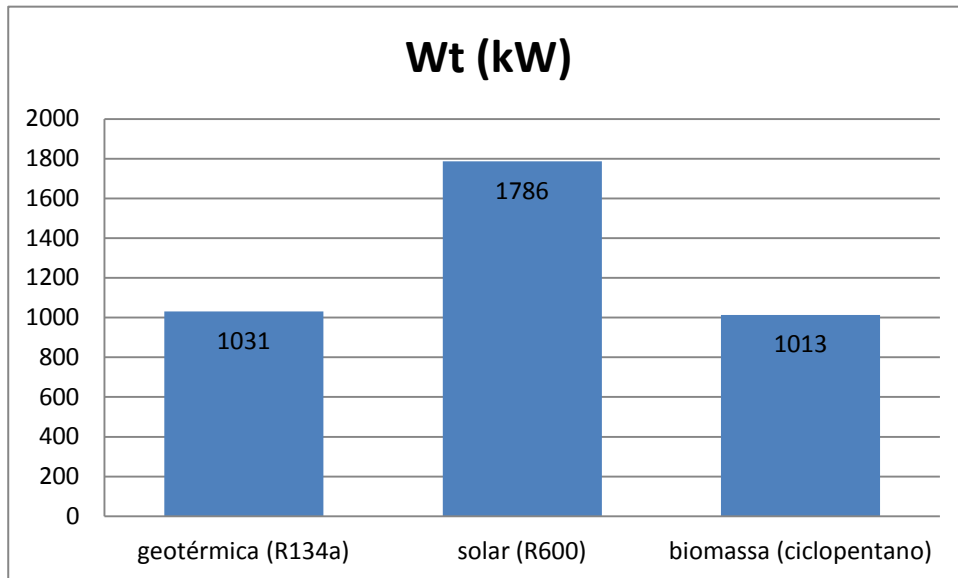


Figura 1.5 Potencia en la turbina

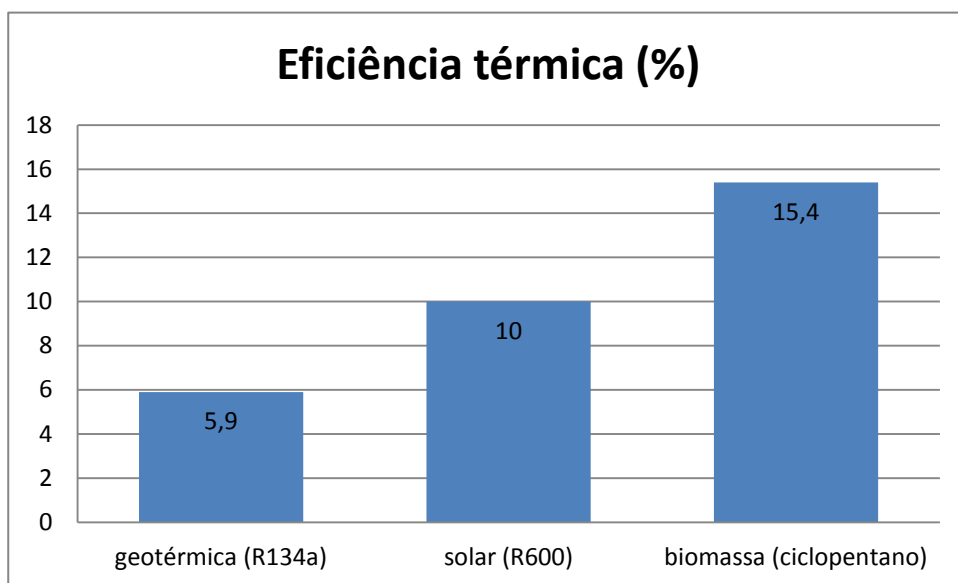


Figura 1.6 Rendimiento térmico

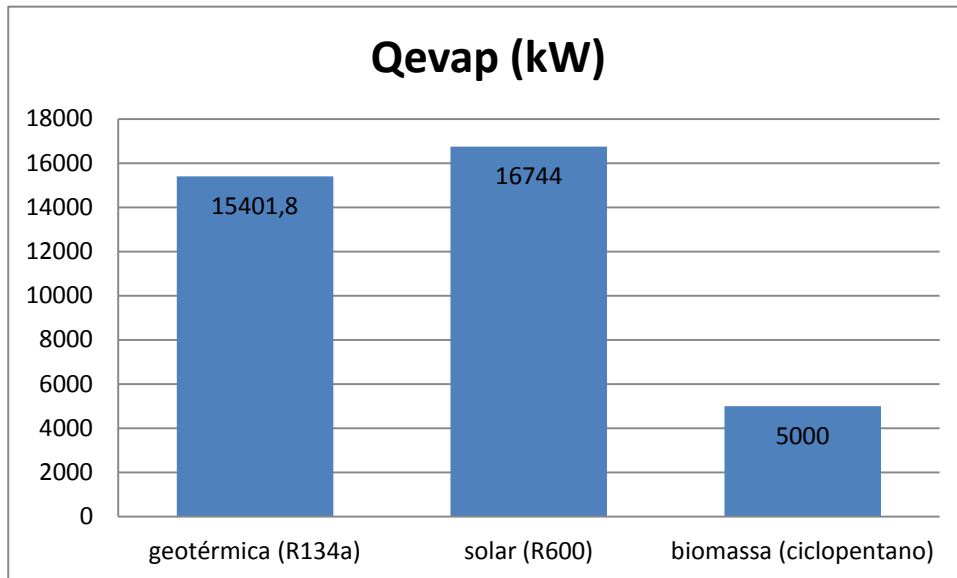


Figura 1.7 Calor absorbido en el evaporador

De los resultados obtenidos se observó que la energía solar es la fuente capaz de generar mayor potencia. Comparando las fuentes de geotérmica y solar se vio que un aumento de temperatura de 50°C aumenta en torno del 70% la generación de potencia en la turbina, esto es debido a que es posible operar con una variación de presión mayor en la turbina. En la figura 4.7 se observa que el calor absorbido en el evaporador en el caso de energía solar es 10% mayor que la de geotérmica, por lo que la muestra que la cantidad de calor absorbido no tiene una fuerte dependencia de la temperatura de la fuente de calor.

Por otro lado al comparar la energía solar y biomasa se observa que aunque la potencia generada por la biomasa es 43% menor que la solar el rendimiento de la biomasa es mayor y el calor absorbido en el evaporador es 70% menor que para la energía solar (Figura 4.7).

Por lo que la potencia generada en la turbina depende tanto de la temperatura de la fuente así como de la cantidad de calor absorbido en el evaporador.

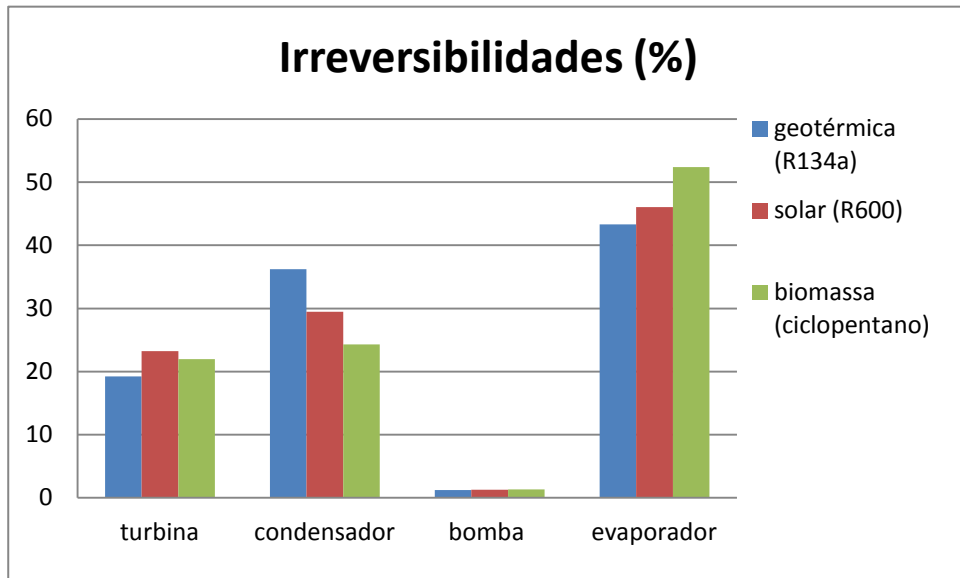


Figura 1.8 Irreversibilidades para las três fuentes renovables estudiadas.

En la Figura 4.8 se observa que en el evaporador las irreversibilidades aumentan con el aumento de la temperatura de la fuente de calor, ya que cuanto mayor es la diferencia de temperatura entre el evaporador y el ambiente más calor es desperdiciado. En la bomba las irreversibilidades son despreciables.

CONCLUSIONES

A partir de la revisión bibliográfica realizada en este proyecto se concluye que para aprovechar fuentes de calor de baja y media temperatura, el ciclo ORC tiene mayores ventajas que el ciclo Rankine convencional. Algunas de estas ventajas son trabajar a bajas presiones de evaporación, menores temperaturas de entrada en la turbina lo que se traduce en turbinas mas simples.

A partir del análisis de primera ley de la termodinámica, para las condiciones propuestas se obtuvo que la energía solar genera una potencia de 1786 kW lo que representa una generación de 70% mayor que para energía geotérmica y biomasa. Con respecto al rendimiento térmico, la biomasa fue la fuente renovable que mayor rendimiento mostro con un valor de 15,4%, seguida de la energía solar con 10% y de la geotérmica con un 5,9%. Se ve que la eficiencia aumenta con el aumento de la temperatura de la fuente de calor.

A partir de los resultados, se concluye que es de elevada complejidad determinar cuál de las fuentes renovables tendrá mejor resultado, ya que cada una de ellas tiene diferentes ventajas e inconvenientes. Aunque la energía geotérmica tenga un elevado potencial para

bajas temperaturas, es la energía que presenta un mayor desafío para su aprovechamiento. Para energía solar se necesita mucha energía absorbida en el evaporador para generación de potencia esto conlleva a utilizar un intercambiador de calor de grandes dimensiones. Entre las tres energías renovables estudiadas utilizando el ciclo ORC, la biomasa es la más utilizada ya que es la fuente que mayor temperatura puede alcanzar haciendo con que sea mayor el aprovechamiento de esta tecnología.

En este proyecto se mostro que los fluidos R134a, R600 y ciclopentano trabajando con las fuentes de geotérmica, solar y biomasa respectivamente, generan más potencia cuando se comparan con los demás fluidos estudiados.

Dedicatória

Gostaria dedicar este trabalho, o qual representa o final de uma etapa, a minha mãe e meu pai pela educação recebida e pelo apoio mostrado em minhas decisões, a meu irmão que sempre esteve nos momentos difíceis e aos meus amigos por acompanhar-me no caminho e fazê-lo divertido.

Agradecimentos

Gostaria de agradecer a Universidade Carlos III de Madrid e a UNIFEI pela oportunidade oferecida para realizar este intercâmbio tão enriquecedor tanto na parte acadêmica como pessoal.

Queria agradecer a meu orientador o Prof. Dr. Christian e a meu co-orientador o MSc. Cesar Sotomonte pelas correções na confecção e pela ajuda mostrada neste Trabalho Final de Graduação.

Resumo

O elevado crescimento do atual ambiente socioeconômico levou à necessidade de procurar formas de obter energia que permitam diminuir a dependência das fontes de combustíveis fósseis e ao mesmo tempo interromper as mudanças climáticas que os mesmos combustíveis fósseis estão ocasionando na Terra. As fontes renováveis de energia de baixa e média temperatura são recursos energéticos de elevado potencial para a geração distribuída de eletricidade e também terão uma influência importante no modo de vida das pessoas ao permitir uma produção de energia descentralizada. O presente trabalho mostra a viabilidade termodinâmica e uma proposta de análise de custos de um ciclo Rankine Orgânico (ORC) para três diferentes fontes térmicas renováveis: a energia geotérmica, energia solar e a biomassa. Para a realização deste estudo foram fixados alguns valores, como por exemplo, as temperaturas de trabalho para cada fonte térmica (energia geotérmica, solar e biomassa). Uma vez definidas, foi realizado uma simulação do ciclo ORC no programa computacional Aspen HYSYS® v3.2 desenvolvido pela Hyprotech Ltd. Os fluidos de trabalho do ciclo ORC são os fluidos orgânicos. Foram realizadas simulações para diferentes fluidos orgânicos e obtendo assim os parâmetros necessários para análise termodinâmica conforme ao maior rendimento e potência térmica. Foi apresentada uma proposta de análise econômica para os principais componentes do sistema termodinâmico para cada ciclo ORC.

Palavras-chave: ORC, termodinâmica, fluidos orgânicos, energias renováveis, irreversibilidades.

Abstract

The growth of the current socioeconomic environment has led to the need of looking for new ways of power that reduce the dependence on fossil fuel sources. This new ways of power will also reduce the climate changes caused by the fossil fuel. Renewable energy for low and medium temperature have a high potential for electricity generation and will also have an important influence on the way people live by enable decentralized energy production. The present work shows the thermodynamic viability and a cost analysis proposal of an ORC cycle for three different renewable sources, geothermal energy, solar energy and biomass. For this study some values were fixed, such as working temperature for each heat source (geothermal energy, solar and biomass). An ORC cycle simulation was made using the Aspen HYSYS ® v3.2 software developed by Hyprotech Ltd. Simulations for different organic fluids were made to obtain the required parameters for the thermodynamic viability taking into account the higher thermal efficiency and power production. A cost analysis for the system components for each ORC cycle was proposed, given the impossibility of obtaining real cost values.

Key words: ORC, thermodynamics, organic fluid, renewable energy, irreversibility.

Lista de Figuras

Figura 1.1 Evolução da provável demanda de energia global dividida em diferentes combustíveis.	1
Figura 1.2 Taxas médias anuais de crescimento das energias renováveis e capacidade de produção de biocombustíveis globais, 2005-2010.	2
Figura 1.3 Cota de energias renováveis na produção de eletricidade Global, 2011.....	3
Figura 2.1 Comparação entre rendimentos do ORC e o ciclo Rankine convencional para diferentes gamas de potência.	5
Figura 2.2 Arranjo de um ciclo ORC com recuperador e pré-aquecedor.....	8
Figura 2.3 Relação de tipos de máquinas de expansão com potência para diferentes fontes de calor	9
Figura 2.4 Desenho 3D e fotografia de uma turbina radial.	10
Figura 2.5 Ciclo ORC simples, esquema e diagrama T-S.....	11
Figura 2.6 Ciclo ORC com recuperador, esquema e diagrama T-S	11
Figura 2.7 Curvas dos distintos fluidos orgânicos, a) fluido seco, b) fluido úmido, c) fluido isentrópico.	12
Figura 3.1 Aquecimento do ambiente com energia geotérmica.....	15
Figura 3.2 Capacidade instalada de produção de eletricidade a partir das fontes geotérmicas em 2010 na Terra.....	16
Figura 3.3 Esquema de funcionamento das diferentes centrais geotérmicas.	17
Figura 3.4 Esquema de um ORC para uma fonte geotérmica.....	18
Figura 3.5 Central Granja Empire de ciclo binário (3,6MW)(Estados Unidos).....	19
Figura 3.6 Esquema de uma planta geotérmica.....	19
Figura 3.7. Possíveis fontes geotérmicas no Brasil	22
Figura 3.8 Distribuição da irradiação solar na Terra.....	22
Figura 3.9. Painel de Silício policristalino (a) e Silício monocristalino (b).....	23
Figura 3.10 Painel de Silício amorfo.....	24

Figura 3.11 Disposição de um sistema FV.....	25
Figura 3.12 Preço das células fotovoltaicas de silício cristalino (em \$/Wp).....	26
Figura 3.13 Configurações de plantas solar térmicas.....	27
Figura 3.14 Esquema de um ciclo ORC para uma fonte solar.....	28
Figura 3.15 Sistema solar com ciclo ORC em Lesotho, sul da África(1 kW).	28
Figura 3.16 Relação entre a eficiência do coletor e do ORC.	29
Figura 3.17 Diagrama esquemático dos processos de conversão energética da biomassa.....	30
Figura 3.18 Esquema de um ciclo ORC para uma fonte de biomassa.	31
Figura 3.19 Operação e combustível do Gaseificador downdraft de biomassa de 30 kW.....	32
Figura 3.20. Gaseificador Downdraft de Biomassa de 30 kW instalado na Fac. De Engenharia de Guaratimhiuetá – FEG – UNESP.	33
Figura 4.1 Ciclo ORC simples, configuração e diagrama T-S.....	35
Figura 4.2. Simulação Ciclo Rankine Orgânico Aspen HYSYS® v3.2.	36
Figura 4.3. Variação da eficiência em função da pressão de evaporação para 100°C.....	43
Figura 4.4 Variação da potência total do ciclo em função da pressão de evaporação para 100°C.....	44
Figura 4.5. Comparação da vazão do fluido de trabalho e ΔH na turbina para R134a.....	45
Figura 4.6 Porcentagem de irreversibilidade em cada componente do ciclo ORC para maior potência a 100°C.....	48
Figura 4.7 Porcentagem de irreversibilidade de cada componente do ciclo ORC para melhor eficiência a 100°C.....	50
Figura 4.8 Comparação de potência e eficiência para energia geotérmica.....	51
Figura 4.9 Comparação das irreversibilidades para energia geotérmica.....	52
Figura 4.10. Variação da eficiência em função da pressão de evaporação para 150°C.....	53
Figura 4. 11. Variação da potência total em função da pressão de evaporação para 150°C ...	53
Figura 4.12 Porcentagem de irreversibilidade para cada componente do ciclo ORC para maior potencia a 150°C.....	55
Figura 4.13 Porcentagem de irreversibilidade para cada componente do ciclo ORC para melhor eficiência a 150°C.....	57
Figura 4.14 Comparação de potência e eficiência para energia solar.....	57

Figura 4.15 Comparação das irreversibilidades para energia solar	58
Figura 4.16 Variação da eficiência em função da pressão de evaporação para 350°C.....	59
Figura 4.17. Variação da potência total em função da pressão de evaporação para 350°C	59
Figura 4.18 Comparação da vazão do fluido do trabalho e ΔH na turbina para o ciclopentano.	60
Figura 4.19 Porcentagem de irreversibilidades para componente do ciclo ORC a 350°C	62
Figura 4.20 Potência na turbina para as três fontes renováveis estudadas	63
Figura 4.21 Eficiência térmica para as três fontes renováveis estudadas.....	63
Figura 4.22 Calor absorvido no evaporador para as três fontes renováveis estudadas	64
Figura 4.23 Irreversibilidades para as três fontes renováveis estudadas	65

Lista de Tabelas

Tabela 3.1 Evolução da capacidade instalada de produção de eletricidade por países.	16
Tabela 3.2 Distribuição das centrais geotérmicas por tecnologias.	20
Tabela 3.3 Potencial da energia geotérmica na Europa para diferentes faixas de temperatura	21
Tabela 3.4 Tipos de painéis da planta solar de Tudela.....	24
Tabela 4.1 Propriedades dos fluidos orgânicos escolhidos para a energia geotérmica.	41
Tabela 4.2 Propriedades dos fluidos orgânicos escolhidos para energia solar.....	42
Tabela 4.3 Propriedades dos fluidos orgânicos escolhidos para biomassa.....	43
Tabela 4.4 Características termodinâmicas para maior potência a 100°C.....	46
Tabela 4.5 Irreversibilidades dos componentes para maior potência a 100°C.....	48
Tabela 4.6 Características termodinâmicas para maior eficiência a 100°C.....	49
Tabela 4.7 Trabalho e calor dos componentes para melhor eficiência a 100°C.....	49
Tabela 4.8 Irreversibilidades dos componentes para melhor eficiência a 100°C.....	50
Tabela 4.9 Características termodinâmicas do ciclo para maior potência a 150°C.....	54
Tabela 4.10 Trabalho e calor dos componentes para maior potência a 150°C.....	54
Tabela 4.11 Irreversibilidades dos componentes para maior potência a 150°C.....	54
Tabela 4.12 Características termodinâmicas do ciclo para maior eficiência a 150°C.....	56
Tabela 4.13 Trabalho e calor dos componentes para maior eficiência a 150°C.....	56
Tabela 4.14 Irreversibilidades dos componentes para maior eficiência a 150°C.....	56
Tabela 4.15 Características termodinâmicas do ciclo para 350°C.....	61
Tabela 4.16 Potências e calores obtidos para 350°C.....	61
Tabela 4.17 Irreversibilidades dos componentes para 350°C.....	61

Lista de Símbolos:**Nomenclatura**

A	Área	[m ²]
C	Custos	[US\$]
E	Energia elétrica produzida	[kW]
<i>f</i>	Fator de anuidade	
h	Entalpia	[kJ/kg]
H	Horas de operação das plantas de geração de eletricidade	[h/ano]
Ip	Custo de investimento da planta.	[US\$/kW]
<i>I</i>	Irreversibilidade	[kW]
k	Período de amortização	[ano]
<i>m</i>	Vazão mássica	[kg/s]
N	Numero de trabalhadores	
PCI	Poder calorífico inferior do combustível	[kJ/kg K]
p	Preço	[US\$/kWh]
P	Pressão	[kgf/cm ²]
q	Calor transferido no evaporador	[kJ/kg]
Q	Taxa de calor transferido	[kW]
r	Taxa de juros	[%]
RA	Receita anual	[US\$]
s	Entropia especifica	[kJ/kgK]
Sal	Salário médio do pessoal que trabalha na planta	[US\$]

T	Temperatura	[K]
\dot{W}	Potência	[kW]

Símbolos gregos

η	Eficiência	[%]
η_{el}	Eficiência de geração de energia elétrica	[%]
η_{II}	Eficiência da segunda lei da termodinâmica	[%]
α	Eficiência na câmara de combustão da caldeira de biomassa	[%]

Subscrito

0	Ambiente
1	Ponto da entrada da turbina
2	Ponto da entrada do condensador
3	Ponto da entrada da bomba
4	Ponto da entrada do evaporador
b	Bomba
bio	Biomassa
cald	Caldeira
cond	Condensador
EL	Energia elétrica produzida
evap	Evaporador
fonte	Componentes da energia renovável
H	Temperatura media da fonte de calor
L	Temperatura media da fonte fria

m	Manutenção do sistema
o.s	Óleo sintético à saída da caldeira
ol	Óleo sintético
t	Turbina
th	Térmica
TV	Turbinas de vapor
V.E	Venda de eletricidade
<i>comb</i>	Combustível
<i>op</i>	Operação

Abreviaturas e Siglas

ORC	Ciclo Rankine Organico (<i>Organic Rankine Cycle</i>)
ppm	Partículas por milhão
CPS	(<i>Current policy scenario</i>)
450 PS	(<i>450 policy scenario</i>)
FV	Fotovoltaica
Wp	Potência pico
CSP	Concentração de energia solar (<i>Concentrated solar Power</i>)
WHR	Recuperação do calor residual (<i>Waste Heat Recovery</i>)
HDR	Método das pedras quentes e secas (<i>Hot Dry Rocks</i>)
ODP	Potencial para destruição da camada de ozono
MM	Octametiltetrasiloxano
TTD	Diferencial de temperatura terminal (<i>terminal temperature differential</i>)
Pp	Pinch point

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO	1
1.1 Objetivos	3
1.2 Desenvolvimentos do Trabalho	4
CAPÍTULO 2 - CICLO RANKINE ORGÂNICO	5
2.1 Comparações entre o ciclo ORC e o ciclo Rankine convencional	5
2.2 Descrição do Ciclo Rankine Orgânico (ORC)	6
2.2.1 Componentes do ciclo Rankine Orgânico	7
2.2.2 Diferentes tipos de ciclo ORC (estrutura do ciclo - configuração).....	10
2.2.3 Funcionamento de um ciclo ORC	11
2.3 Fluidos Orgânicos	12
2.3.1 Características	12
2.3.2 Seleção do fluido orgânico	13
CAPÍTULO 3 - APLICAÇÕES PARA ENERGIAS RENOVÁVEIS	14
3.1 Energia Geotérmica	14
3.1.1 Aplicações	14
3.1.2 Vantagens e desvantagens da energia geotérmica.....	20
3.1.3 Potencial da energia geotérmica.....	21
3.2 Energia Solar	22
3.2.1 Tecnologia fotovoltaica (FV)	23
3.2.2 Energia termo solar	26
3.2.3 Vantagens e desvantagens da energia solar.....	29
3.3 Biomassa.....	29
3.3.1 Obtenção da biomassa.....	30
3.3.2 Ciclo de cogeração ou CHP	31
3.3.3 Gaseificação	32
CAPÍTULO 4 - ANÁLISE TERMODINÂMICA DO SISTEMA.....	34
4.1 Análise termodinâmico.....	34
4.1.1 Análises da primeira lei da termodinâmica	36
4.1.2 Análises da segunda lei da termodinâmica	38

4.2 Características das fontes renováveis estudadas.....	41
4.2.1 Energia geotérmica.....	41
4.2.2 Energia solar.....	42
4.2.3 Biomassa	42
4.3 SIMULAÇÕES PARA ENERGIA GEOTÉRMICA	43
4.3.1 Geotérmica - maior potência (R134a).....	45
4.3.2 Geotérmica - melhor eficiência, (n-pentano)	49
4.3.3 Comparação de resultados para os 2 casos anteriores:.....	51
4.4 SIMULAÇÕES PARA ENERGIA SOLAR	52
4.4.1 Solar- maior potência (R600).....	54
4.4.2 Solar - melhor eficiência (R600).....	55
4.5.3 Comparação de resultados para os 2 casos estudados:.....	57
4.5 SIMULAÇÕES PARA BIOMASSA	58
4.5.1 Maior potência e melhor eficiência (ciclopentano).....	60
4.5.2 Cálculo das irreversibilidades para biomassa.....	61
4.6 Resultados.....	62
CAPÍTULO 5 – PROPOSTA DE ANÁLISE ECONÔMICA	66
5.1 Custos de investimento.....	66
5.1.1 Custo do ciclo ORC	67
5.1.2 Custos da Energia Geotérmica	68
5.1.3 Custos da Energia Solar	69
5.1.4 Custos da Biomassa.....	69
5.2 Custo de eletricidade	70
5.2.1 Custos de eletricidade para energia geotérmica e solar.....	70
5.2.2 Custos de eletricidade para biomassa.....	71
5.3 Receita anual do processo.....	71
CAPÍTULO 6 - CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	72
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	74

CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO

Desde o surgimento da Revolução Industrial, a forma mais comum de obtenção de energia é derivada do carvão e do petróleo. Estas fontes de energia são limitadas e cada vez mais escassas. Se o consumo continuar a crescer como nos anos anteriores, em menos de 50 anos serão esgotadas (Quoilin e Lemort, 2009).

A Figura 1 mostra as projeções de consumo de energia avaliadas pela Agência Internacional de Energia onde pode ser observado que a taxa de consumo continuará crescendo e que os combustíveis fósseis permanecerão sendo a principal fonte de energia primária. Se estas previsões se confirmarem, o consumo mundial em 2025 será superior em 30% à atual.

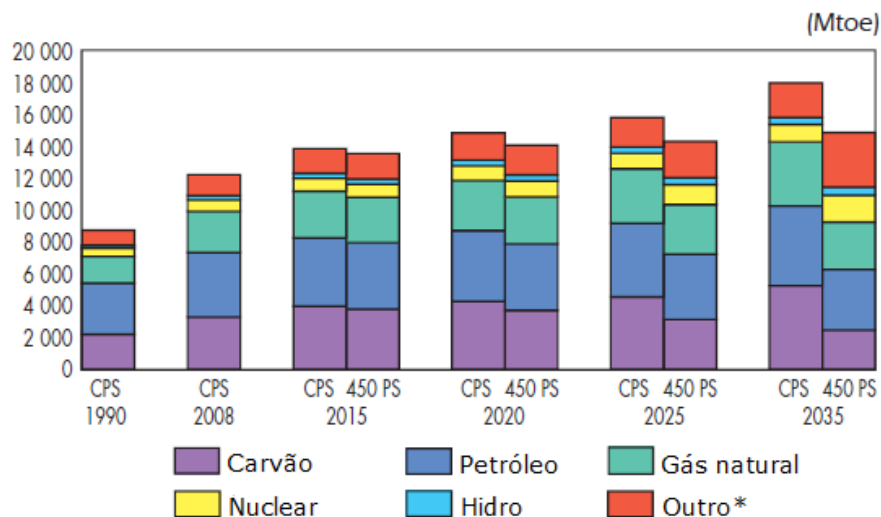


Figura 1.1 Evolução da provável demanda de energia global dividida em diferentes combustíveis (Agência Internacional de Energia, 2011).

(Nota: gráfica expressa em unidades de energia chamada Mtoe (Million of tonne of oil equivalent, 1 toe= 10 milhões de calorias)

*Outro, inclui biocombustíveis, energia geotérmica, solar, eólica, das mares, etc

Estas suposições são embasadas em duas situações. A primeira representa os valores de consumo que atingem as tendências políticas atuais designado por CPS (*Current Policy Scenario*), e a outra, indicada por PS 450 (*450 Policy Scenario*), baseado em políticas

climáticas para estabilizar a concentração de gases de efeito estufa em 450 ppm de CO₂-equivalente considerando um quadro pós-2012. Esta última representa uma situação hipotética que seria alcançada se forem satisfatórias as políticas ambientais desenvolvidas tais como as assumidas no Protocolo de Kyoto, Convenção da cúpula de Copenhague de 2009 e na política de 20/20 proposta pela União Europeia, que visa alcançar em 20% a geração de eletricidade através de fontes primárias renováveis em todos os países da União Europeia até 2020. Mesmo que a política PS 450 seja mais favorável para o meio ambiente, o consumo de recursos fósseis continuará a ser predominante (Agencia Internacional de Energia, 2011).

Todos os fatores já mencionados incentivaram a pesquisa e o desenvolvimento de novas tecnologias energéticas mais eficientes e menos agressivas para o meio ambiente. Assim, nos últimos anos, foram aperfeiçoadas muitas das tecnologias energéticas utilizadas e reduzidas às emissões de contaminantes ambientais. Porém, o que tem caracterizado este período, é o esforço em desenvolver tecnologias de aproveitamento das fontes renováveis como alternativa aos combustíveis fósseis, sendo uma das mais utilizada o Organic Rankine Cycle (ORC), detalhada na presente revisão no capítulo seguinte.

Como consequência desse estímulo diferentes tecnologias renováveis têm sido refinadas no intuito de reduzir assim seus custos de geração para torná-las comercialmente competitivas frente às tecnologias energéticas tradicionais. Essa melhoria refletiu em um rápido crescimento na utilização global destas fontes como é ilustrado na Figura 1.2.

No ano 2011 estimou-se que foram instaladas 208 GW de capacidade elétrica no mundo das quais quase a metade foram fornecidas pelas energias renováveis (REN21, 2011).

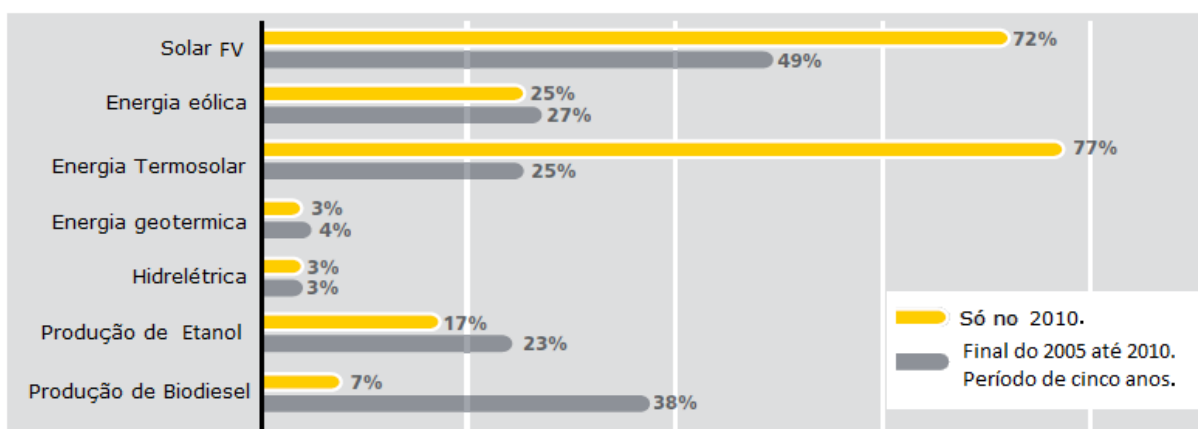


Figura 1.2 Taxas médias anuais de crescimento das energias renováveis e capacidade de produção de biocombustíveis globais, 2005-2010 (REN21, 2011).

Em 2011 a capacidade de energia elétrica produzida por fontes renováveis foi de 1360 GW, equivalente a 20,3% da quantidade mundial produzida, sendo a maioria fornecida pela energia hidrelétrica. Quando não incluída a energia hidroelétrica, as fontes renováveis atingiram um total de 5 % do consumo total, como pode-se observar na Figura 1.3, porém a utilização deste tipo de energia ainda está em crescimento assim como os investimentos nesta área. No ano 2011 um total de \$257 bilhões foram aplicados em energias renováveis (REN21, 2011).

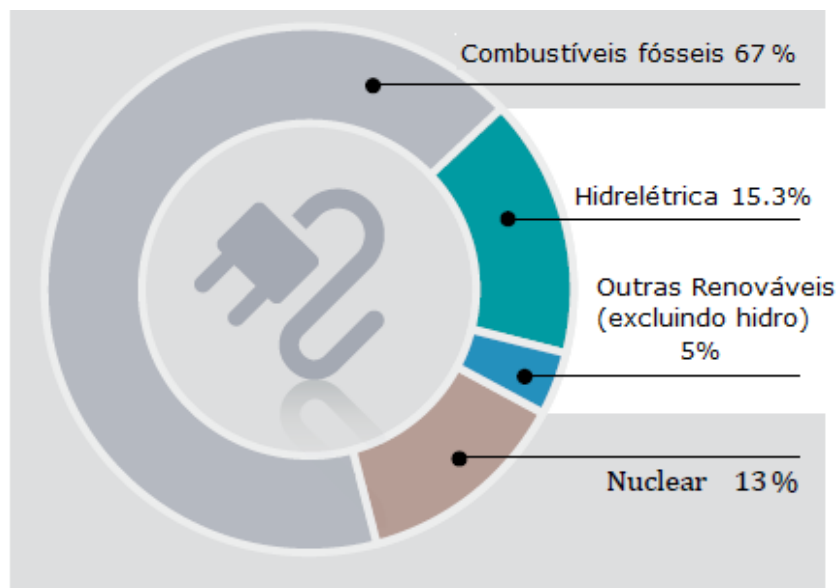


Figura 1.3 Cota de energias renováveis na produção de eletricidade Global, 2011 (REN21, 2011).

1.1 Objetivos

Fazer uma revisão bibliográfica do estado da arte de ciclos ORC com energias renováveis. Realizar um estudo de viabilidade termodinâmica dos ciclos ORC para diferentes fontes de energias renováveis como, por exemplo, a energia geotérmica, energia solar e biomassa. Será realizada uma modelagem do ciclo termodinâmico ORC com diferentes fluidos orgânicos para obter os dados necessários da potência da turbina assim como o rendimento do ciclo. Finalmente será proposta uma análise econômica para estimar os principais custos envolvidos em cada ciclo ORC.

Objetivos específicos:

- Desenvolver a modelagem dos ciclos utilizando o Software Aspen HYSYS® v3.2

- Cálculo dos principais parâmetros termodinâmicos dos ciclos ORC.
- Obtenção do melhor fluido orgânico que atenda a maior potência (ou maior eficiência) para as diferentes temperaturas de trabalho.

1.2 Desenvolvimentos do Trabalho

No capítulo dois é comparado o ciclo Rankine Orgânico (ORC) com o ciclo Rankine de vapor convencional que é o ciclo mundial utilizado para a obtenção de eletricidade com combustíveis fósseis. Sendo descrito o funcionamento do ciclo ORC, seus componentes e os fluidos orgânicos que são os fluidos de trabalho neste ciclo.

No capítulo três são descritas as diferentes fontes renováveis usadas neste trabalho para o funcionamento do ciclo ORC, como a energia geotérmica, energia solar e a biomassa, suas temperaturas de funcionamento, aplicações e vantagens.

No capítulo quatro é feita uma análise termodinâmica do ciclo ORC usando o Software Aspen HYSYS® v3.2 para isso realiza-se uma simulação do ciclo ORC com diferentes fluidos orgânicos para cada fonte renovável e assim obter qual fluido tem um melhor desempenho.

No capítulo cinco são apresentadas equações para obter os custos dos componentes do ciclo ORC assim como estimativas de investimento para o aproveitamento de cada fonte renovável estudada.

Finalmente no capítulo seis apresentam-se as conclusões deste trabalho assim como sugestões para trabalhos futuros.

CAPÍTULO 2 - CICLO RANKINE ORGÂNICO

Neste capítulo serão tratados os temas relacionados com o ciclo Rankine orgânico. Compara-se este ciclo com o ciclo Rankine convencional explicando as diferenças entre eles. Descreve-se o funcionamento do ciclo ORC, seus principais componentes e os fluidos de trabalho do ciclo (fluidos orgânicos).

2.1 Comparações entre o ciclo ORC e o ciclo Rankine convencional

O ciclo Rankine convencional constitui o ciclo termodinâmico ideal, que transforma o calor em energia mecânica-elétrica. Este ciclo é utilizado nas centrais termoelétricas com turbinas a vapor que atualmente geram o 90% da eletricidade mundial. O fluido principal de trabalho neste ciclo é a água por apresentar, por enquanto, facilidade na sua obtenção (representa o fluido mais abundante na natureza) e não contamina. Na Figura 2.1 mostra-se a comparação entre o rendimento do ciclo ORC e o Ciclo Rankine convencional, sendo o Ciclo Rankine convencional a tecnologia capaz de produzir maior potência.

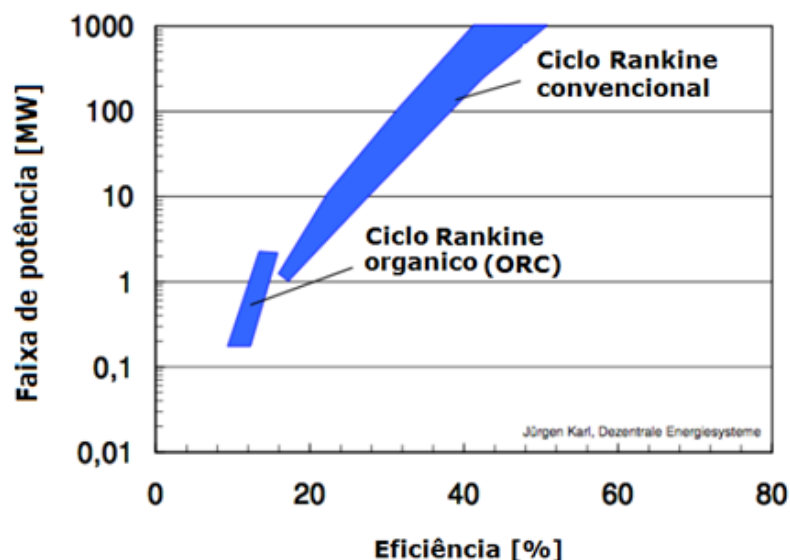


Figura 2.1 Comparação entre rendimentos do ORC e o ciclo Rankine convencional para diferentes gamas de potência (Spliethoff e Shuster, 2006).

Pela utilização da água, o ciclo Rankine convencional apresenta várias desvantagens: risco de erosão das pás da turbina; necessidade de superaquecimento na entrada da turbina para evitar a condensação durante a expansão, elevadas pressões na caldeira, turbinas a vapor complexas e de elevado custo devido ao tipo de material em comparação com as turbinas ORC (Wali, 1980).

Além dessas limitações o ciclo Rankine convencional requer pressão e temperatura muito elevadas (o vapor de água para entrar na turbina deve atingir temperaturas entre 400 - 600°C e a pressão pode chegar a valores entre 80 e 300 Bares), e para atingi-las são usados combustíveis fósseis como carvão, gás natural e óleo diesel. Outras maneiras de obtenção de calor são as fontes renováveis (solar, biomassa, geotérmica, etc.) que podem proporcionar temperaturas entre 70-400 °C. Nestas temperaturas não é favorável à utilização da água como fluido de trabalho por que não irá atingir as condições termodinâmicas mínimas para entrar na turbina. Sendo assim, foram investigados outros fluidos de trabalho que poderiam ser utilizados como substitutos da água a baixas temperaturas (Carrara, 2010).

Os fluidos orgânicos se apresentaram como a melhor opção tecnológica para a obtenção de energia elétrica a partir de fontes de calor de baixa temperatura, já que a maioria deles apresenta uma temperatura de ebulição bem menor que a da água. Como as temperaturas e pressões do ciclo ORC são menores do que para o ciclo de vapor convencional, a turbina poderia ser mais simples e, portanto, o custo seria menor. Assim esta tecnologia ao ser mais simples e compacta em comparação com o ciclo a vapor convencional, pode atingir uma vida útil mais longa (>20 anos) com mínima manutenção, podendo operar de maneira automatizada (Bahaa, *et al*, 2007).

As fontes renováveis também são chamadas de “fontes limpas” porque não poluem durante a geração de eletricidade. Os combustíveis fósseis são um dos problemas do aquecimento global, chuva ácida, contaminação das águas, das terras e outros problemas ambientais. Esta é outra razão por que é importante desenvolver tecnologias para o aproveitamento das energias renováveis.

2.2 Descrição do Ciclo Rankine Orgânico (ORC)

O Ciclo Rankine Orgânico (ORC) é um processo de conversão de energia térmica, de baixa e média temperatura, em eletricidade cujas fontes mais usadas compreendem a energia

solar, energia geotérmica e energia da biomassa. Pode ser utilizado igualmente para aproveitar o calor residual (WHR) de algumas indústrias na produção de eletricidade de pequeno porte.

O ciclo ORC tem a mesma disposição e quase os mesmos componentes que o ciclo Rankine a vapor convencional (evaporador, condensador, bomba e turbina), mas não precisam de uma caldeira para a queima de combustível fóssil como no ciclo Rankine convencional, por isso os custos de investimento e manutenção são menores. O calor latente de vaporização e a temperatura de ebulição dos fluidos de trabalho em um ciclo ORC são muito inferiores ao da água, permitindo a circulação de uma maior vazão do fluido no circuito, o que provoca um melhor aproveitamento da fonte térmica (Larjola, 1995).

2.2.1 Componentes do ciclo Rankine Orgânico

O ciclo Rankine orgânico é composto por quatro principais equipamentos: evaporador, turbina, condensador e bomba, e por dois processos isentrópicos e dois processos isobáricos.

No ciclo ideal, a bomba e a turbina são os componentes que trabalham no processo isentrópico. O evaporador e o condensador trabalham sem perdas de carga e, portanto, sem quedas de pressão. Mas na realidade os processos na bomba e na turbina não são isentrópicos e o condensador e o evaporador possuem perdas de carga. Isto faz com que o rendimento térmico do ciclo seja menor devido ao aumento das Irreversibilidades. Na Figura 2.2 se mostra o arranjo de um ciclo ORC (Tchanche *et al*, 2009).

A continuação descreve-se os principais componentes do ciclo ORC.

2.2.1.1 Evaporador

Trocador de calor entre o fluido orgânico aquecido e a fonte de calor. O projeto do evaporador é muito importante, pois deve ser bem dimensionado para que o calor que este transferirá ao fluido de trabalho seja apenas o necessário para o bom funcionamento do ciclo. O evaporador é o responsável pela maior geração das irreversibilidades e aperfeiçoar este equipamento é fundamental para aumentar a eficiência do sistema. Com um só evaporador em um ciclo ORC pode-se realizar as três fases de evaporação: pré-aquecimento, vaporização e superaquecimento do fluido de trabalho (Quoilin *et al*, 2013).

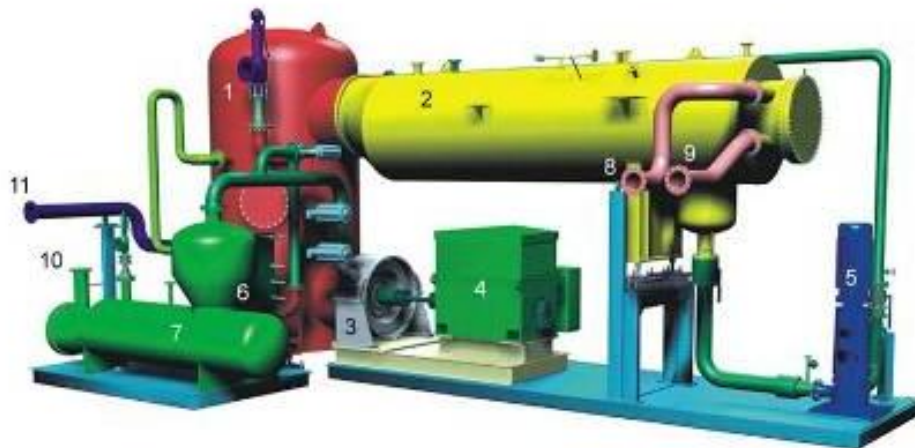


Figura 2.2 Arranjo de um ciclo ORC com recuperador e pré-aquecedor (Esdmenergy, 2012).

1-Recuperador	5-Bomba de alimentação	9- Entrada água condensador
2-Condensador	6- Pré-Aquecedor	10- Entrada fluido da fonte de calor
3-Turbina	7- Evaporador	11- Saída fluido da fonte de calor
4-Gerador Elétrico	8- Saída água condensador	

2.2.1.2 Condensador

É um trocador de calor que transforma o vapor que deixa a turbina em líquido saturado. Tipicamente a água é o fluido utilizado no condensador para resfriar o fluido do ciclo e depois rejeita-la a uma temperatura elevada podendo ser futuramente reaproveitada.

2.2.1.3 Bomba

Componente do sistema que comprime o fluido de trabalho que sai do condensador até alcançar a pressão necessária antes de ser adicionado ao evaporador. Este equipamento precisa de trabalho mecânico para seu funcionamento. A seleção da bomba para ciclos ORC de baixa temperatura é de grande importância, pois um pequeno aumento nas irreversibilidades deste componente pode causar uma grande diminuição da eficiência do ciclo (Quoilin *et al*, 2013).

2.2.1.4 Máquina de expansão (turbina):

Componente responsável pela transformação de energia térmica em energia mecânica. Dependendo das condições de operação do sistema, se escolhe uma máquina que atinja o melhor potencial de operação. Existem dos tipos de máquinas de expansão para ciclos ORC; o

tipo de deslocamento positivo e o tipo turbo. Para sistemas que vão fornecer baixa potência é mais adequada a utilização das turbinas de tipo deslocamento positivo, que se caracterizam por apresentar menores vazões mássicas, índices mais elevados de pressão e velocidades de rotação muito mais baixas que as de tipo turbo, estas últimas são utilizadas em aplicações de maior potência (Quoilin e Lemort, 2009).

Os tipos de máquina de deslocamento positivos mais conhecidos são as de pistão, parafuso e scroll, mas ainda têm sido utilizadas para ORC como protótipos, enquanto as turbomáquinas (tipo turbo) para ORC são uma tecnologia mais desenvolvida. Na Figura 2.3 observam-se as faixas de potência e funcionamento dos diferentes tipos de máquinas de expansão para diferentes fontes de calor, como a energia geotérmica, energia solar e aproveitamento de calor residual de algumas indústrias (WHR).

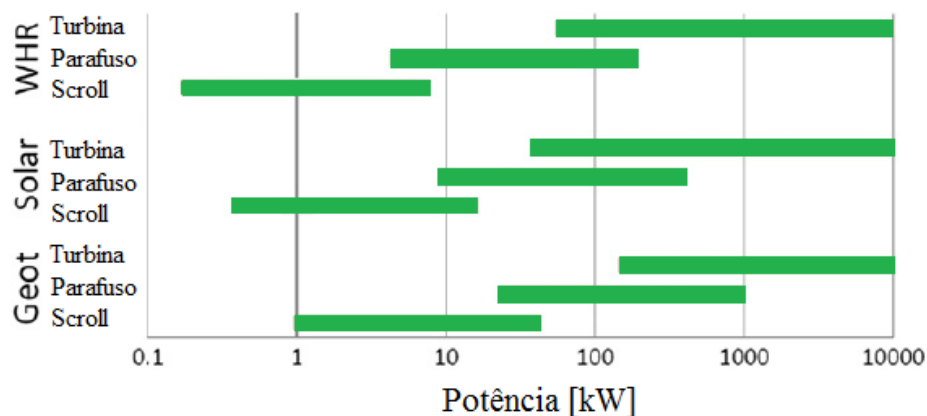


Figura 2.3 Relação de tipos de máquinas de expansão com potência para diferentes fontes de calor (Quoilin *et al*, 2013).

As máquinas de expansão de tipo turbo compreendem dois grandes grupos: turbina axial e turbina radial. A turbina axial é utilizada com fluidos de trabalho de elevado peso molecular, para sistemas com elevada vazão e baixas diferenças de pressões. A turbina radial (Figura 2.4) trabalha para elevadas condições de pressão e com baixa vazão do fluido de trabalho e sua geometria permite uma maior queda da entalpia para cada etapa da turbina (Quoilin *et al*, 2013).

A vazão do fluido na saída da turbina é um dos parâmetros mais importantes para o dimensionamento da turbina e para estimar o custo do sistema. Por este motivo,

ocasionalmente é preferível utilizar fluidos que possam trabalhar com baixas vazões devido a razões econômicas (Fankam *et al*, 2009).

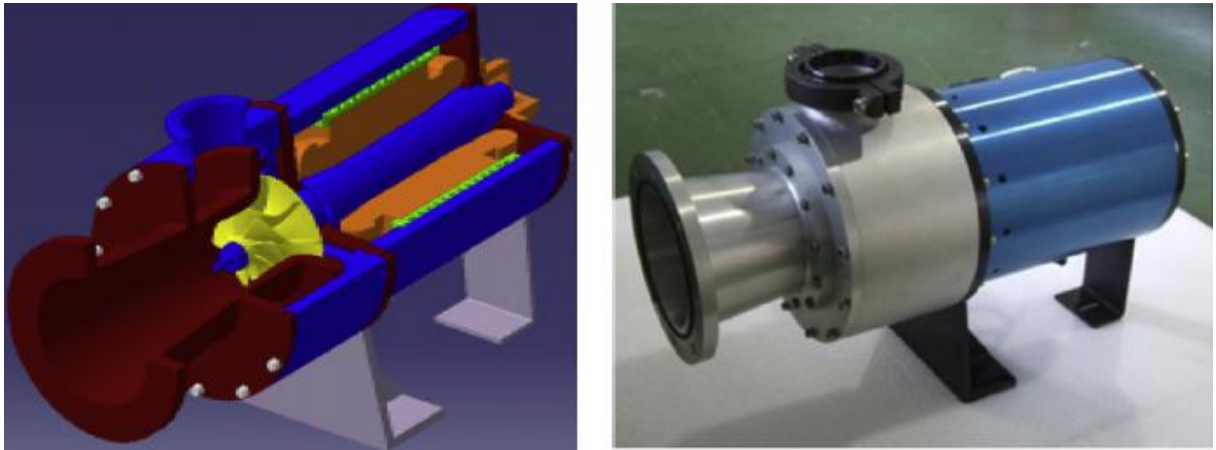


Figura 2.4 Desenho 3D e fotografia de uma turbina radial (Kang, 2012).

2.2.2 Diferentes tipos de ciclo ORC (estrutura do ciclo - configuração)

O ciclo ORC pode ter uma disposição simples (Figura 2.5) e muito parecida à disposição de um ciclo Rankine convencional. As variações da arquitetura do ciclo são muito limitadas e se devem a:

A utilização de um reaquecedor antes da turbina não é necessária, pois a relação do custo para sua colocação e eficiência não se mostram rentáveis, e também porque se necessário, o fluido de trabalho pode ser aquecido no evaporador, antes de ingressar na turbina.

O sangramento da turbina geralmente não é adequado para a geração de eletricidade com um ciclo ORC, porque a turbina do ciclo tem um número pequeno de estágios. Pode proporcionar o uso de somente um estágio de expansão na maioria dos casos, ao invés de vários estágios de expansão requeridos pelas instalações a vapor de água onde pode ser realizado o sangramento da turbina (Larjola, 1995).

Uma alternativa seria a instalação de um recuperador para o pré-aquecimento do líquido antes do ingresso no evaporador. O recuperador é instalado entre a saída da bomba e a saída da turbina, como mostra a Figura 2.6. Isto permite reduzir a quantidade de calor necessária para a vaporização do fluido de trabalho (Quoilin *et al*, 2013).

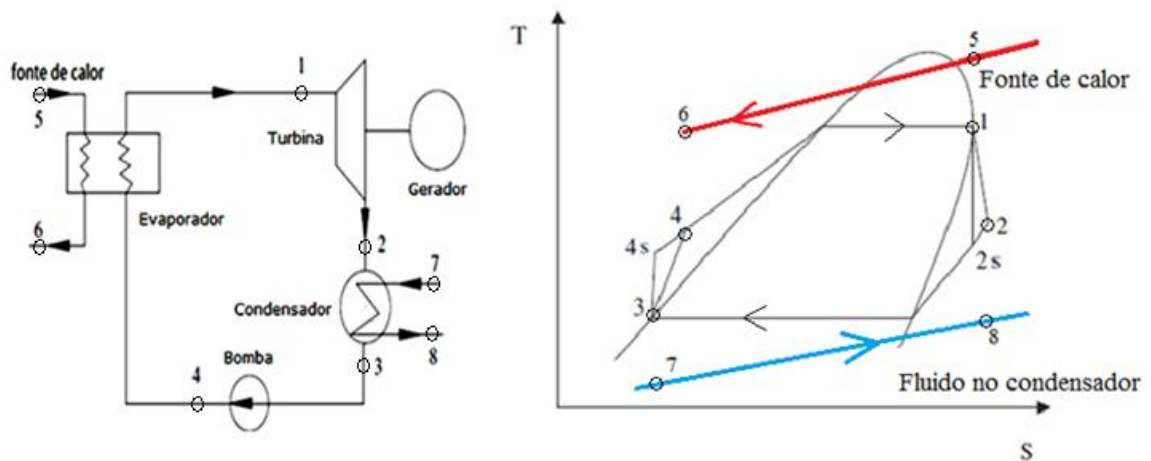


Figura 2.5 Ciclo ORC simples, esquema e diagrama T-S (Rayegan, 2011).

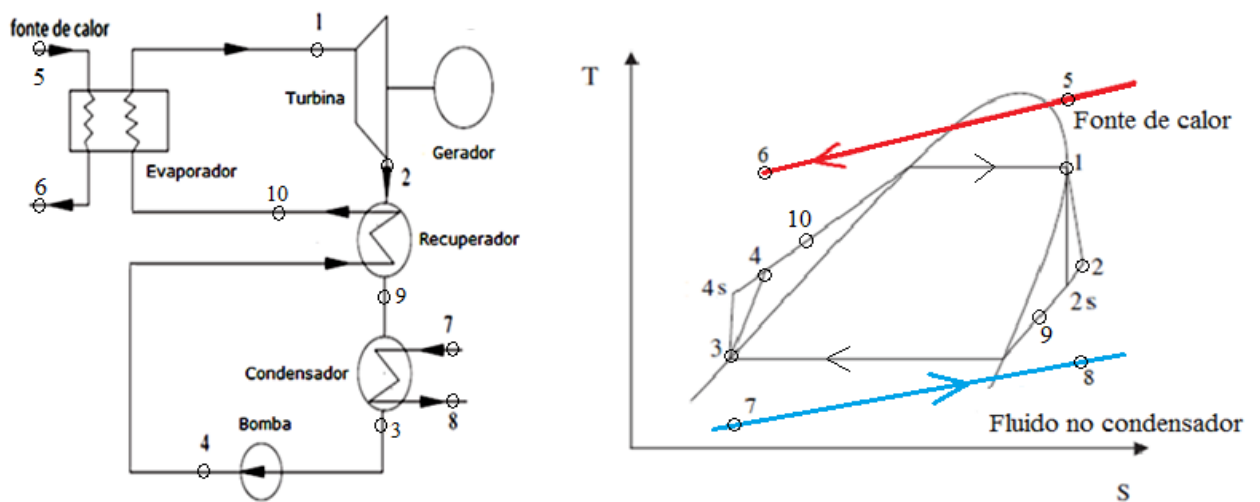


Figura 2.6 Ciclo ORC com recuperador, esquema e diagrama T-S (Rayegan, 2011).

2.2.3 Funcionamento de um ciclo ORC

O funcionamento do ciclo ORC é similar ao ciclo Rankine convencional. O circuito que realiza o fluido de trabalho em um ciclo ORC simples compreende: o fluido de trabalho é evaporado no evaporador com o calor obtido a partir da fonte renovável (Figura 2.5, ponto 4-1). O fluido realiza uma expansão dentro da turbina, (Figura 2.5, ponto 1- 2) que é convertida em trabalho mecânico por ação da turbina. Esse trabalho mecânico é transformado em eletricidade com um gerador acoplado à turbina. Ao sair da turbina (Figura 2.5, ponto 2) o fluido ingressa no condensador onde é resfriado através da troca de calor com a água de resfriamento, até se obter líquido saturado (Figura 2.5, ponto 3). Uma vez em fase líquida o

fluido de trabalho é encaminhado para a bomba responsável para elevar a pressão do líquido (Figura 2.5, ponto 3 -4) e enviado ao evaporador, onde o ciclo é reiniciado (Tchanche *et al*, 2009).

No ciclo com recuperador de calor (Figura 2.6) a diferença com o ciclo simples é que o fluido de trabalho após sair da bomba (figura 2.6 ponto 4) ingressa no recuperador, onde aumenta de temperatura, e na saída do recuperador esse fluido ingressa no evaporador (Figura 2.6 ponto 10) dando continuidade ao ciclo simples.

2.3 Fluidos Orgânicos

2.3.1 Características

A escolha do fluido de trabalho está relacionada com as suas propriedades termodinâmicas, que por sua vez afetam o rendimento do ciclo, devem ser utilizados preferencialmente os fluidos de alta eficiência e com baixa perda de exergia.

Os fluidos orgânicos podem ser classificados em três categorias: fluidos secos, isentrópicos e úmidos, dependendo se a variação da temperatura respeito à entropia (dT/ds) é positiva, infinita ou negativa, a Figura 2.7, apresenta diagramas T-s dos fluidos em questão.

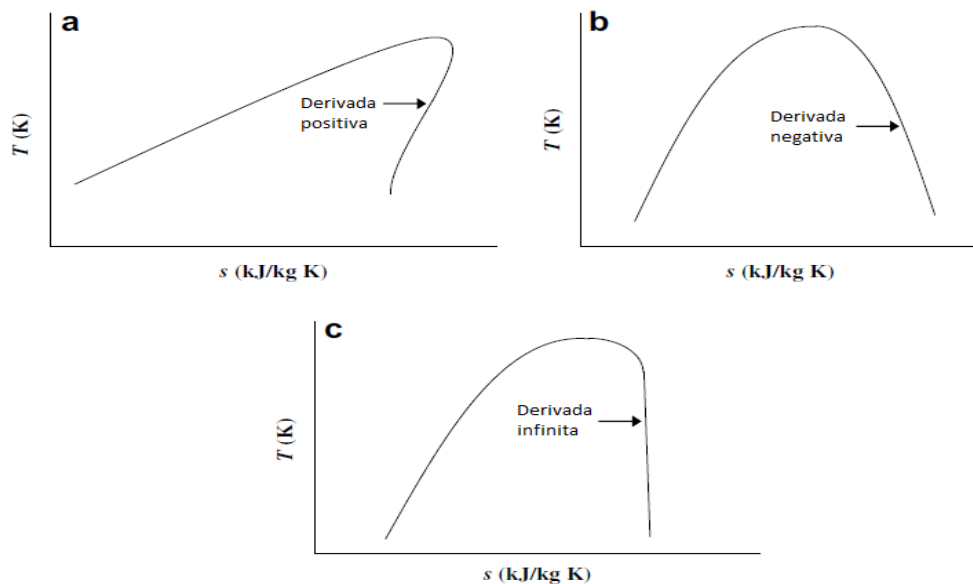


Figura 2.7 Curvas dos distintos fluidos orgânicos, a) fluido seco, b) fluido úmido, c) fluido isentrópico (Nishith *et al*, 2009).

Os fluidos de trabalho mais apropriados para sistemas ORC são do tipo seco e isentrópico, os quais durante a expansão da turbina sempre se localizarão na região de vapor superaquecido, eliminando dessa forma possíveis problemas com as pás da turbina devido à presença de gotículas de líquido condensadas. Os fluidos úmidos como água e a amônia, devem ser superaquecidos antes da entrada na turbina para garantir que não estejam na fase líquida e evitar problemas de funcionamento inapropriado da turbina (Nishith *et al*, 2009).

2.3.2 Seleção do fluido orgânico

Algumas das características relevantes do fluido que devem ser consideradas na sua escolha são (Quoilin e Lemort, 2009):

1. Desempenho termodinâmico: O rendimento e/ou potência na turbina deve ser a maior possível para as temperaturas dadas da fonte quente e fonte fria. Isto geralmente envolve o ponto crítico do fluido (tem que ser escolhido um fluido com um ponto crítico adequado para as temperaturas de trabalho), calor latente (maior calor latente proporciona maior eficiência de recuperação de calor).
2. Alta massa específica de vapor: este parâmetro é fundamental, especialmente para os fluidos com uma baixa pressão de condensação (por exemplo, óleos de siloxanos). Baixa massa específica conduz à necessidade de uma turbina e de um condensador de grandes dimensões.
3. Pressões aceitáveis: tal como acontece com a água, elevadas pressões levam normalmente ao aumento dos custos de investimento e complexidade crescente. A pressão do vapor à temperatura de condensação deve ser acima da pressão atmosférica para prevenir a entrada de ar no sistema.
4. Estabilidade a elevadas temperaturas: os fluidos orgânicos geralmente sofrem degradação química e decomposição a altas temperaturas, ao contrário do que acontece com a água. A temperatura máxima da fonte de calor a que vai ser usada é, portanto limitada pela estabilidade química do fluido de trabalho.
5. O ponto de congelamento deve ser inferior à temperatura ambiente.
6. Baixo impacto ambiental e alto nível de segurança: Levar em consideração o potencial de destruição da camada de ozônio, o potencial do efeito de estufa, a toxicidade e a inflamabilidade.
7. Disponibilidade e baixo custo.

CAPÍTULO 3 - APLICAÇÕES PARA ENERGIAS RENOVÁVEIS

Neste capítulo se apresentam as três energias renováveis que vão ser utilizadas na análise termodinâmica. Estas energias são a geotérmica, solar e biomassa. Descreve-se o aproveitamento de cada uma delas assim como suas vantagens e potencial.

3.1 Energia Geotérmica

Pode ser encontrada em qualquer lugar do planeta, contudo, as fontes de alta temperatura necessárias para fazer funcionar as estações de produção de energia encontram-se em poucos locais.

No subsolo terrestre a temperatura aumenta em média na ordem dos 25 °C/km, sendo a maior temperatura localizada no núcleo da terra (4000 °C). A temperatura da lava vulcânica aproxima-se a valores de 1200 °C e a das águas termais em reservatórios no subsolo podem atingir os 350 °C. O calor das camadas mais profundas é transportado através de rochas para camadas superficiais da Terra. Se a temperatura do subsolo exceder 150 °C a não muita profundidade podem ser construídas centrais termoelétricas, e se a temperatura está entre 100 e 150 °C podem ser operadas centrais de ciclo binário com fluido orgânico (Lipták, 2009).

3.1.1 Aplicações

A energia geotérmica pode ser aproveitada para aplicações diretas ou para a geração de eletricidade

a. Aplicações diretas:

A abundância de fluidos hidrotermais de meia e baixa temperatura (abaixo dos 150 °C) permite que estes possam ser usados como fontes para fins de aquecimento do ambiente ou da água em processos industriais assim como na agricultura. Atualmente estima-se uma capacidade térmica instalada em todo o mundo da ordem dos 28000 MW (Fridleifsson *et al*, 2008).

Na Figura 3.1 mostra-se o funcionamento de aquecimento do espaço interno em uma residência. Pelos poços geotérmicos circula um fluido que é aquecido pela fonte geotérmica, depois este fluido é levado a um acumulador pela ação de uma bomba. Este calor é utilizado para aquecer uma residência.

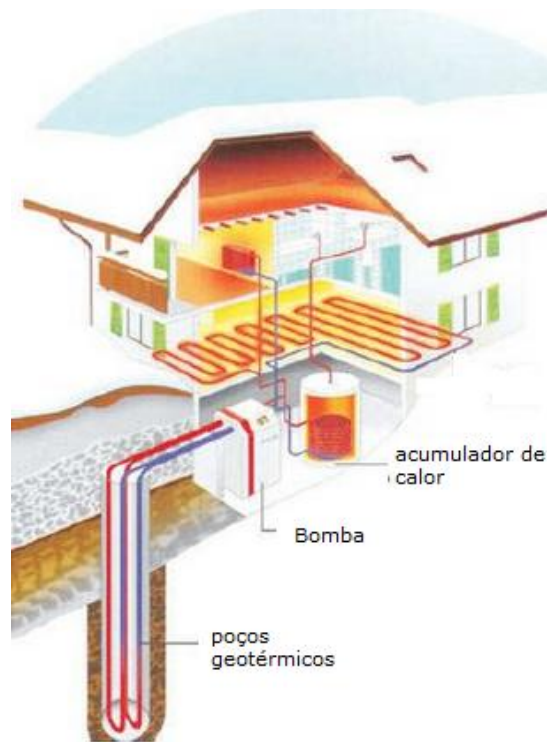


Figura 3.1 Aquecimento do ambiente com energia geotérmica (MBQ Group, 2012).

b. Geração de eletricidade:

Como os recursos geotérmicos são relativamente constantes, isto é, não sofrem flutuações sazonais ou diárias, podem ser usados como base para produção de energia. Na Figura 3.2 mostra-se a capacidade instalada de produção de eletricidade a partir de energia geotérmica em diferentes países no ano 2010, e na Tabela 1.1, a evolução que a produção de eletricidade obteve ao longo dos anos. Mostrando que os Estados Unidos e Filipinas são os países que mais eletricidade produz mediante a utilização da energia geotérmica e que na América do Sul não existe centrais geotérmicas para a produção de eletricidade ainda.

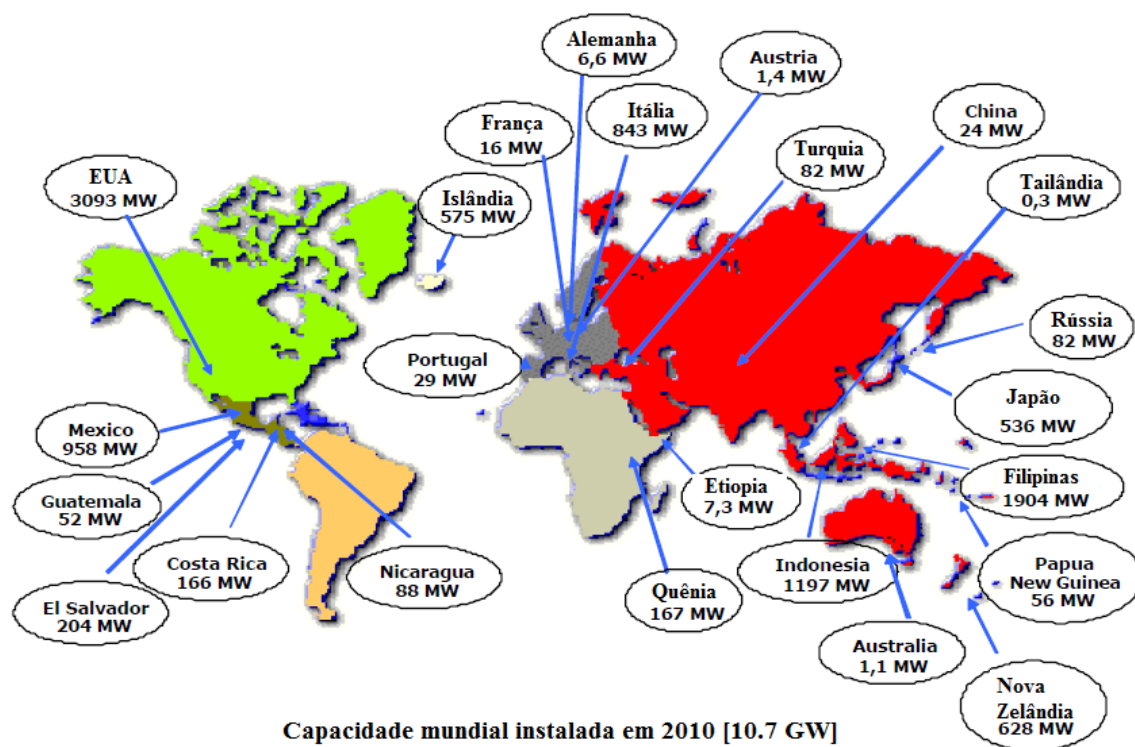


Figura 3.2 Capacidade instalada de produção de eletricidade a partir das fontes geotérmicas em 2010 na Terra (Bertani, 2012).

Tabela 3.1 Evolução da capacidade instalada de produção de eletricidade por países.

PAÍS	POTÊNCIA INSTALADA (MW)					
	1990	1995	2000	2005	2007	2010
Alemanha	0,0	0,0	0,0	0,2	7,4	6,6
Argentina	0,7	0,7	0,0	0,0	0,0	0,0
Austrália	0,0	0,2	0,2	0,2	0,2	1,1
Áustria	0,0	0,0	0,0	1,1	1,1	1,4
China	19,2	28,8	29,2	27,8	27,8	24,0
Costa Rica	0,0	55,0	142,5	163,0	162,5	166,0
EUA	2.774,6	2.816,7	2.228,0	2.544,0	2.923,5	3.093,0
El Salvador	95,0	105,0	161,0	151,0	204,2	204,0
Etiópia	0,0	0,0	7,3	7,0	7,3	7,3
Filipinas	891,0	1.227,0	1.909,0	1.930,0	1969,7	1.904,0
Frância(Guadalupe)	4,2	4,2	4,2	14,7	14,7	16,0
Guatemala	0,0	33,4	33,4	33,0	53,0	52,0
Indonésia	144,8	309,8	589,5	797,0	992,0	1.197,0
Islândia	44,6	50,0	170,0	202,0	421,2	573,0
Itália	545,0	631,7	785,0	790,0	810,5	843,0
Japão	214,6	413,7	546,9	535,0	535,2	536,0
Quênia	45,0	45,0	45,0	129,0	128,8	167,0
México	700,0	753,0	755,0	953,0	953,0	958,0
Nicarágua	35,0	70,0	70,0	77,0	87,4	88,0
Nova Zelândia	283,2	286,0	437,0	435,0	471,6	628,0
Papua Nova Guiné	0,0	0,0	0,0	6,0	56,0	56,0
Portugal	3,0	5,0	16,0	16,0	23,0	28,0
Rússia	11,0	11,0	23,0	79,0	79,0	82,0
Tailândia	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
Turquia	20,6	20,4	20,4	20,4	38,0	82,0
TOTAL	5.831,1	6.866,1	7.972,9	8.932,6	9.967,4	10.713,7

Existem vários processos de conversão dos recursos geotérmicos em energia para geração de eletricidade, os denominados sistemas tradicionais; “vapor seco” e “vapor flash”, utilizados em energia geotérmica de alta temperatura ($T > 150^{\circ}\text{C}$). Outro processo são as centrais de ciclo combinado. A Figura 3.3 mostra o esquema de funcionamento deles (Agencia internacional de Energia, 2011).

As centrais de “vapor seco” são usadas para produzir energia a partir de reservatórios de vapor, devendo ser construídas em locais onde as principais características seja a presença de jatos de vapor. O poço de produção captura o vapor pressurizado que emana do solo, antes limpo para remover possíveis resíduos sólidos, e injetado diretamente na turbina de vapor.

Já as centrais “vapor flash” são utilizadas para produção de energia a partir de reservatórios de águas subterrâneas á altas pressões e suficientemente quente (tipicamente acima dos 200°C). A água é extraída dos reservatórios pela ação de uma bomba e conduzida a um tanque onde é feita uma diminuição súbita da pressão, obtendo-se vapor de água, ou “flash”. Este vapor ingressa na turbina para produzir eletricidade e depois da expansão na turbina a água é injetada novamente para os reservatórios.

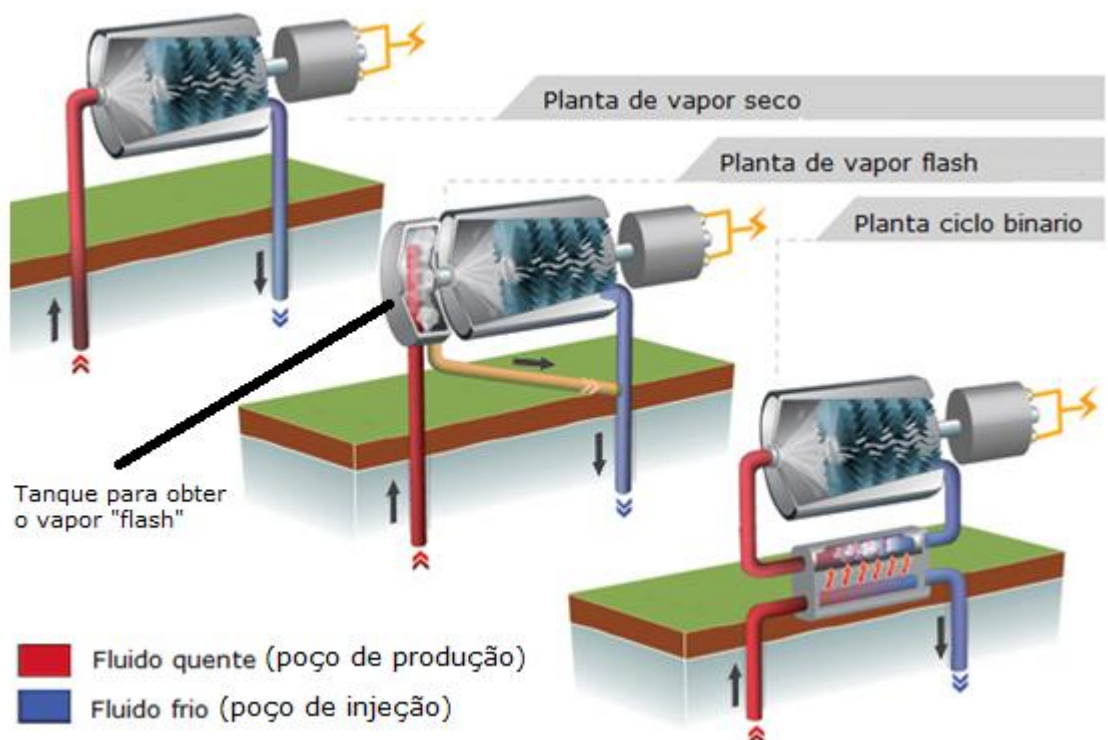


Figura 3.3 Esquema de funcionamento das diferentes centrais geotérmicas (Energiandina, 2013).

Os ciclos binários, que trabalham com um ciclo ORC, são apropriados para funcionar com reservatórios de líquido que não são suficientemente quentes para funcionar em centrais “vapor flash” e funcionam como uma fonte geotérmica de temperaturas médias ($100^{\circ}\text{C} < T < 150^{\circ}\text{C}$). Neste ciclo o fluido de trabalho é orgânico; este é aquecido e evaporado pela fonte quente diretamente ou com água quente proveniente da fonte geotérmica e através de um trocador de calor. Depois da vaporização do fluido orgânico este é expandido na turbina, sendo em seguida esfriado e condensado. A temperatura máxima à que pode trabalhar o sistema depende da estabilidade térmica do fluido orgânico. (Agência Internacional de Energia, 2011). Na Figura 3.4 é mostrado um esquema de funcionamento de um ciclo binário para uma fonte geotérmica.

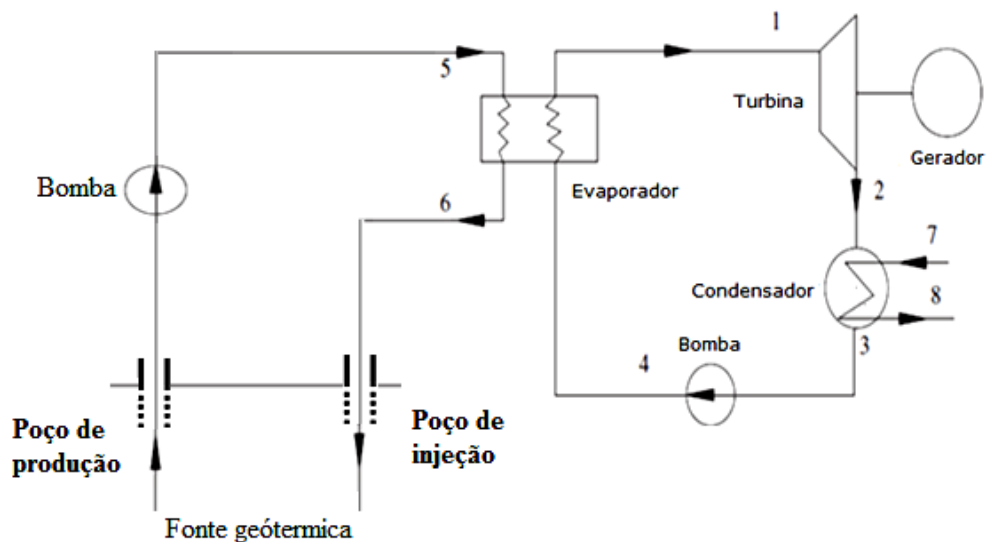


Figura 3.4 Esquema de um ORC para uma fonte geotérmica.

Um exemplo destas centrais binárias está localizado nos EUA, e pode ser visualizada sua real dimensão na Figura 3.5.

Para a utilização do reservatório de água quente subterrânea deveriam ser construídos dois poços desde a superfície, um de produção e outro de injeção (Figura 3.6). Do poço de produção se extrai a água quente que depois de trocar calor no evaporador com o fluido de trabalho, é re-injetada pelo poço de injeção novamente no reservatório. Assim é menos provável que a água da fonte térmica se esgote e também, os possíveis gases dissolvidos na água não vão contaminar, já que o circuito é fechado (Fridleifsson, 2008).



Figura 3.5 Central Granja Empire de ciclo binário (3,6MW)(Estados Unidos) (Orche, 2010).

Outro exemplo para a obtenção de energia geotérmica é através da utilização de rochas quentes e secas (Hot Dry Rocks - HDR). O funcionamento deste sistema consiste em perfurar o solo até uma camada de rochas de alta temperatura, que são quebradas. Pelas fissuras feitas nestas rochas se injeta água que vai se infiltrando pelas rachaduras até que evapore; este vapor é coletado pelo poço de produção e usado para geração de eletricidade. Este sistema ainda está sendo desenvolvido por alguns países da Europa, por enquanto é economicamente inviável (Abé *et al* 1999).

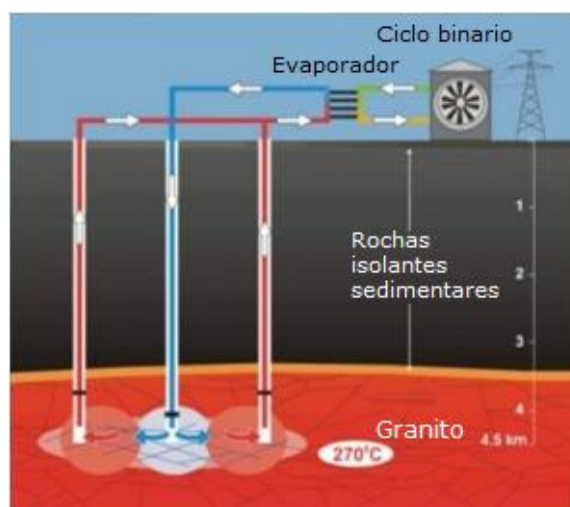


Figura 3.6 Esquema de uma planta geotérmica (Universohumano, 2013).

Na Tabela 3.2 pode-se observar que apesar das centrais de ciclo binário não fornecerem muita potência são as que mais têm sido construídas, devido o seu baixo custo de investimento comparado com as outras tecnologias (Orche, 1010).

Tabela 3.2 Distribuição das centrais geotérmicas por tecnologias (Orche, 2010).

CONCEITO	VAPOR SECO	FLASH SIMPLE	DOBLE FLASH	TRIPLE FLASH	CICLO BINARIO	OUTROS	TOTAL/MEDIA
% Unidades (Total 500 aprox.)	17	29	10	0,2	39	5	100
% MW instalados (Total 10.700 aprox.)	23	45	24	0,1	4	4	100
Potência média (MW/central)	22	25	38	10	2	14	17

3.1.2 Vantagens e desvantagens da energia geotérmica

Vantagens

É uma fonte de energia local, podendo ser explorada no próprio lugar em quaisquer condições atmosféricas, ao contrário de outras fontes renováveis (eólica e solar), evitando o uso de combustíveis fósseis. Não necessita de armazenamento e transporte logístico do combustível para seu funcionamento. Os custos na produção de energia utilizando fontes geotérmicas são menores que para usinas de carvão ou nucleares. A energia geotérmica é mais abundante que o petróleo e que os outros combustíveis fósseis.

As emissões de uma instalação geotérmica moderna são em média de 135 g/kWh de CO₂ e assim inferiores aos valores das emissões das instalações a gás natural e carvão, de 450 e 1050 g/kWh respectivamente (Ungemach, 2002).

Em alguns países a utilização da energia geotérmica evitaria depender energeticamente de outros países.

Desvantagens

Embora seja muito mais abundante do que o petróleo e outros combustíveis, os "hot spots" (pontos quentes de aproveitamento de energia geotérmica) não são muitos e incapazes

de justificar um investimento em usinas de energia. Se os “*hot spots*” não for bem administrada pode ser esgotado rapidamente. O custo ambiental pode ser elevado se nas áreas aonde se encontram os “*hot spots*” foram destruídas florestas e outros ecossistemas para instalação destas usinas. Outro inconveniente é que os sistemas até agora não foram desenvolvidos para distribuir a energia produzida por este meio (Barbier, 2002).

3.1.3 Potencial da energia geotérmica

A obtenção de eletricidade a partir da energia geotérmica está em grande crescimento. Na Europa, o potencial para fontes de baixa temperatura é elevado (Tabela 1.3), esta faixa de temperatura é de 65 °C até 120 °C. O maior potencial para a obtenção de eletricidade é para altas temperaturas, mas para chegar às camadas do subsolo onde se encontram estas temperaturas pode significar um grande investimento inicial (Quoilin, *et al*, 2013).

Tabela 3.3 Potencial da energia geotérmica na Europa para diferentes faixas de temperatura (Quoilin *et al*, 2013).

Temperatura	MW _{Th}	MWe
65 – 90	147736	10642
90 – 120	75421	7503
120 – 150	22819	1268
150 – 225	42703	4745
225 – 350	66897	11150

No Brasil foram realizados estudos geológicos para determinar possíveis fontes de calor que mostraram que na Bacia do Paraná e São Francisco (Figura 3.7) existe um número significativo de fontes geotérmicas de baixas temperaturas de até 100°C (Hamza *et al*, 2010).

A maior parte do potencial de energia geotérmica é focada em fontes de baixas temperaturas, onde os ciclos ORC são a melhor opção para geração de eletricidade. Na Europa e no Brasil, ainda é necessário o aperfeiçoamento dos ciclos para a obtenção de eletricidade a partir dessas fontes.



Figura 3.7. Possíveis fontes geotérmicas no Brasil

3.2 Energia Solar

A luz solar fornece energia térmica sob a forma de radiação na Terra. Este fluxo solar, chamado irradiação, na superfície terrestre tem um valor aproximadamente de 750 W/m^2 (Gang e Jing, 2010). Apesar da grande quantidade de energia solar disponível, a eletricidade no mundo gerado a partir do recurso solar é uma fração bem pequena do consumo de energia total. A distribuição de energia solar na Terra pode ser visualizada na Figura 3.8.

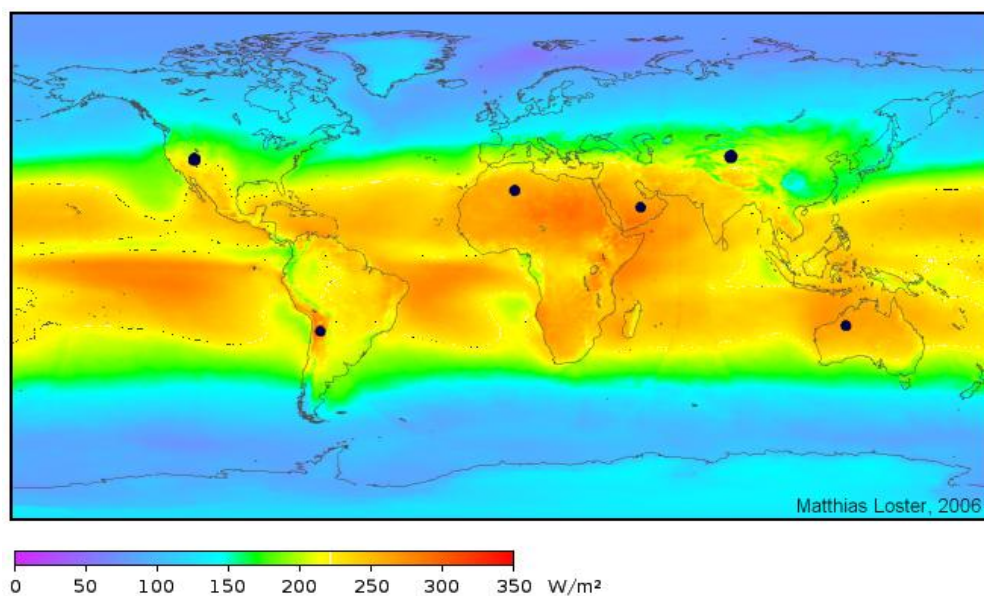


Figura 3.8 Distribuição da irradiação solar na Terra (EZ2C, 2010)

Os círculos pretos mostram as áreas de insolação que podem prover mais do que a demanda total de energia primária do mundo (assumindo uma eficiência de conversão de 8%). Por energia primária entenda-se como toda a energia consumida, incluindo, calorífica, eletricidade, combustíveis fósseis, etc. Todas estas energias podem ser produzidas na forma de eletricidade através de células solares. As cores mostram uma média de três anos de irradiância solar, incluindo noites e cobertura de nuvens (EZ2C, 2010).

Para a conversão desta energia em eletricidade existem duas rotas tecnológicas: Energia Solar fotovoltaica e Energia Solar Térmica.

3.2.1 Tecnologia fotovoltaica (FV)

Envolve o uso de semicondutores para gerar eletricidade através do efeito fotoelétrico. Os painéis fotovoltaicos estão constituídos de células fotovoltaicas de silício, fosforo, etc, classificadas em função da estrutura cristalina do semicondutor em monocristalino, policristalino ou amorfo (Barlev *et al*, 2011). As células de silício monocristalinas são as mais usadas comercialmente, apresentam os maiores custos e as eficiências mais elevadas, 14-20%; as policristalinas têm uma eficiência entre 12-17% e as células manufaturadas de silício amorfo atingem menos de 10%, porém são as que apresentam custos menores (Quaschnig, 2004). Os detalhes das diferentes tecnologias podem ser observados nas Figuras 3.9, 3.10 aonde se apresentam os tipos de painéis da Planta Solar Fotovoltaica de 1,2 MW de Tudela, Espanha.

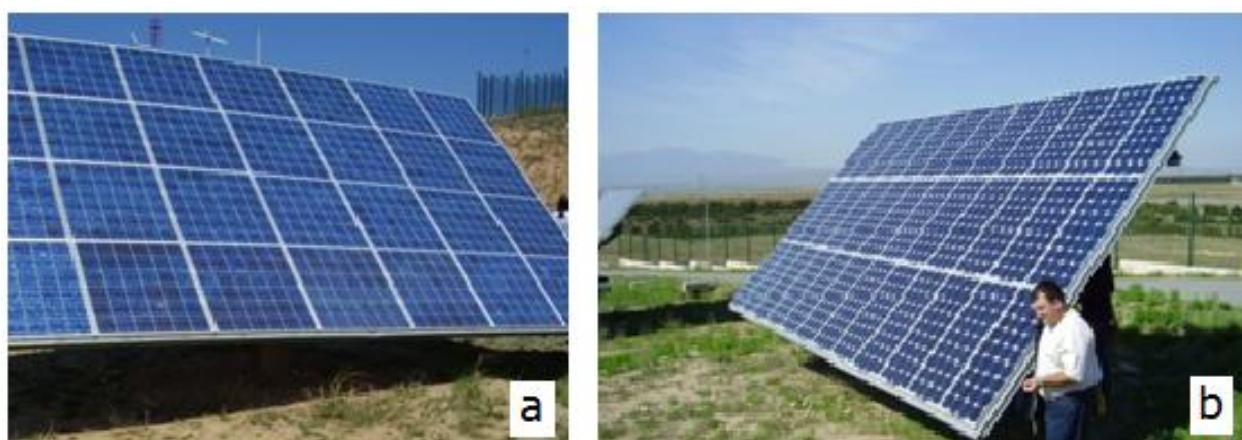


Figura 3.9. Painel de Silício policristalino (a) e Silício monocristalino (b)



Figura 3.10 Painel de Silício amorfo

Para saber a eletricidade que pode gerar um painel fotovoltaico, utiliza-se o parâmetro de potência pico (Wp), que é a saída elétrica máxima sob condições padronizadas: temperatura ambiente de 25° e 1000 W/m² de irradiação (REN21, 2012).

Apresenta-se na Tabela 1.4 os diferentes painéis desta planta solar. Os painéis de Silício amorfo mostram sempre menor potência pico que os painéis de Silício monocristalino e policristalino. Os painéis monocristalinos e policristalinos podem gerar a mesma potência pico por que às vezes possuem a mesma eficiência, mas na maioria dos casos os painéis monocristalinos possuem maior potência pico.

Tabela 3.4 Tipos de painéis da planta solar de Tudela

Área	Fabricante	Modelo	Nº seguidores	Nº total de painéis (Pot. unitária en Wp)	Potência total (kWp)	Tecnologia
M1	Kyocera	KC-120	4	112 (120)	13,44	Silício policristalino
	Mastervolt	MA-120/AC	4	96 (120)	11,52	Silício monocristalino
	ASE	300 DG-FT	4	40 (300)	12	Silício policristalino
	Siemens	ST-40	4	160 (40)	6,4	CIS tripla junção de película fina
	Unisolar	US-64	2	48 (64)	3,072	Tripla camada
	EPV	EPV-40	2	66 (40)	2,64	Silício amorfo
M2	Atersa	Apex-120	20	240 (120)	28,8	Silício policristalino
M3	Isototón	I-159	20	360 (159)	57,24	Silício monocristalino
M4	Atersa	A-120	20	480 (120)	57,6	Silício monocristalino
M5	BP Solar	MSX-120	20	560 (120)	67,2	Silício policristalino
M6	BP Solar	BP-5170	20	360 (170)	61,2	Silício monocristalino
TOTAL			120	2.522	321,112	

Para o melhor aproveitamento desta tecnologia devem estar presentes fatores como a temperatura e o posicionamento dos painéis solares específicos. Elevados valores de temperatura da célula reduzem a tensão e aumentam proporcionalmente a corrente elétrica, diminuindo assim, a potência gerada pelo sistema. O posicionamento também tem uma importância elevada, já que a eficiência da energia solar coletada pelos painéis fotovoltaicos dependerá que este esteja em correto funcionamento. O coletor deve estar inclinado para o lado oposto ao hemisfério onde ele se encontra, e o ângulo de elevação estabelecido em função da latitude de sua localização (Rayegan, 2011).

A geração de eletricidade pela tecnologia FV é em corrente contínua e para ser utilizada pelos componentes eletrônicos é necessário um inversor para transformá-la em corrente alternada. Estes sistemas também precisam de uma bateria, para acumular a energia gerada pelos painéis. A disposição deste sistema se visualiza na Figura 3.11.

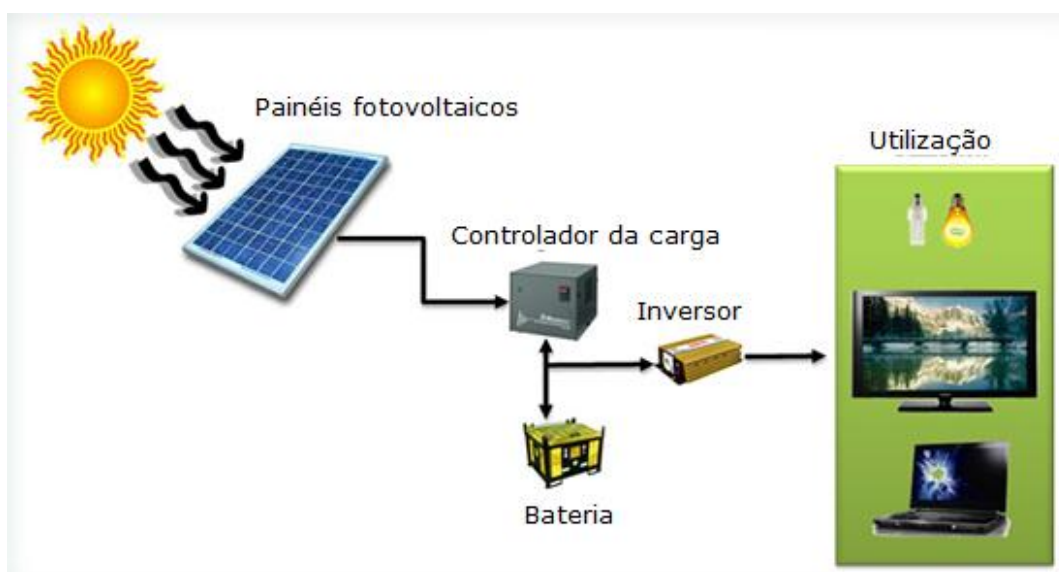


Figura 3.11 Disposição de um sistema FV (Fundeca, 2013).

Os custos deste sistema incluem o inversor, sistema de armazenamento e sistema de controle dos painéis solares (Figura 3.12). Os preços destes últimos têm decrescido nos últimos anos, atingindo um valor de 0,74 \$/Wp em 2013 (REN21, 2012).

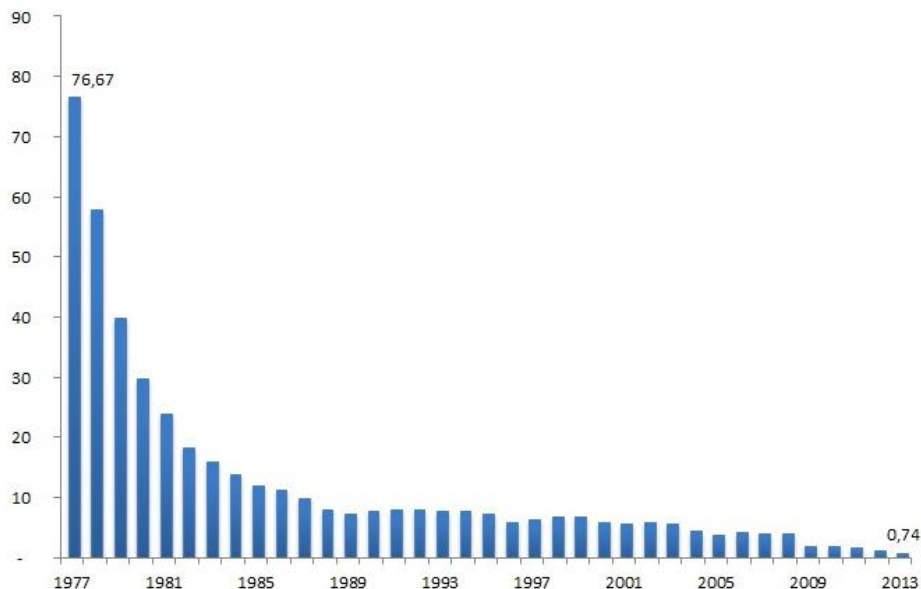


Figura 3.12 Preço das células fotovoltaicas de silício cristalino (em \$/Wp) (REN21, 2012).

3.2.2 Energia termo solar

Consiste em uma tecnologia de concentração de energia solar (CSP) que utiliza captadores solares térmicos para concentrar a irradiação do sol em um coletor solar que pode ser linear ou pontual, por onde circula o fluido que é aquecido. Os captadores mais utilizados são; os concentradores parabólicos, os concentradores lineais, os sistemas de recepção central (torre), e os discos parabólicos (Figura 3.13).

Os sistemas de recepção central e os discos parabólicos são sistemas que atingem um fator de concentração e temperaturas muito maiores que os concentradores lineais ou parabólicos, por isso podem ser usados com um ciclo de vapor convencional.

Para concentradores lineais e parabólicos as temperaturas atingidas são menores, entre 100-300°C, podendo classificar estes sistemas como ciclos de baixa ou média temperatura, sendo mais bem aproveitados trabalhando com ciclos ORC. O funcionamento desta tecnologia ocorre da seguinte forma: primeiramente é preciso capturar e concentrar a luz solar, ou energia solar térmica, empregando diferentes lentes ou espelhos (painéis), que concentram a luz em uma pequena área. Se os captadores são concentradores parabólicos ou lineais, a energia é concentrada em um duto por onde circula o fluido que irá ser aquecido. O fluido pode alcançar temperaturas de 150 °C, e será levado ao evaporador onde cede calor ao fluido orgânico de trabalho do ciclo ORC.

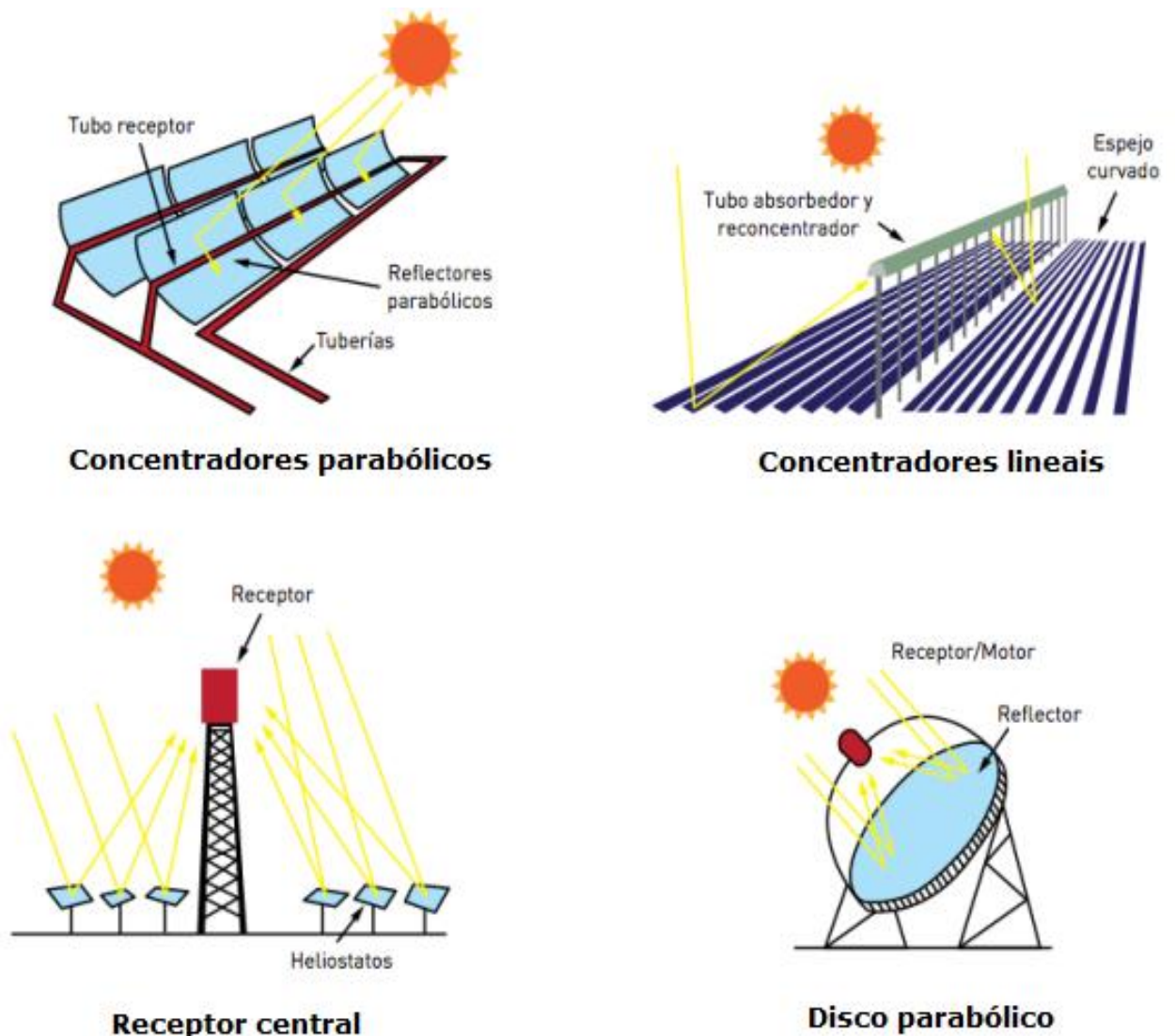


Figura 3.13 Configurações de plantas solar térmicas (IDAE,2011)

Uma vez o fluido orgânico em estado gasoso, ele é levado à uma máquina de expansão, que fará a conversão da energia térmica em mecânica e esta se converte em energia elétrica através de um gerador (Wu, 2007). Neste circuito distinguiram-se três grandes componentes: as máquinas que capturam e concentram a luz solar, o circuito ORC e o gerador da eletricidade (Figura 3.14) (Gang *et al*, 2010).

Esses sistemas são utilizados geralmente para gerar pequenas potências elétricas entre 1-10 kW_e e são de pequena escala. Podem ser utilizados em lugares isolados de países em desenvolvimento.

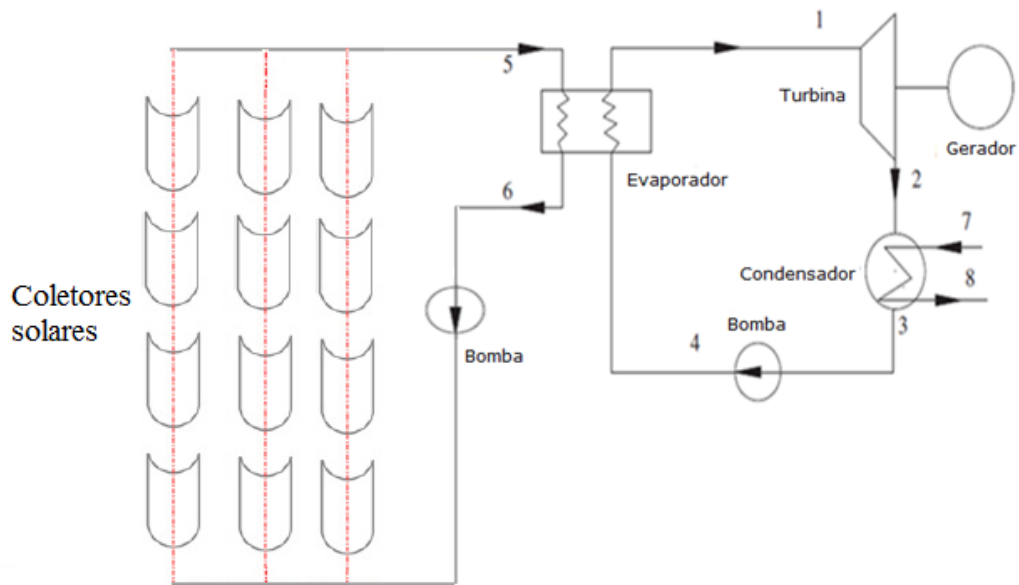


Figura 3.14 Esquema de um ciclo ORC para uma fonte solar

Na Figura 3.15 pode ser identificado um sistema de 1 kW com concentradores parabólicos e ciclo ORC, instalado em Lesotho, no sul da África. Esta configuração foi feita para substituir o gerador a Diesel. O custo da potência do sistema com concentradores parabólicos ($\sim 0.12\$/\text{kWh}$) é menor que do Diesel ($\sim 0.30\$/\text{kWh}$) (Quoilin *et al*, 2008).



Figura 3.15 Sistema solar com ciclo ORC em Lesotho, sul da África(1 kW).

O rendimento total desta tecnologia depende do rendimento dos coletores e do ciclo ORC. O rendimento dos coletores depende da temperatura atingida por estes; quanto maior a

temperatura do coletor, menor é o rendimento do mesmo, pois ocorrem perdas de calor com o ambiente. Deve ser levado em consideração, que com temperaturas elevadas do coletor aumentam o rendimento da máquina térmica (Figura 3.16). O rendimento total geralmente atinge valores entre 7 – 9 % (Gang *et al*, 2010).

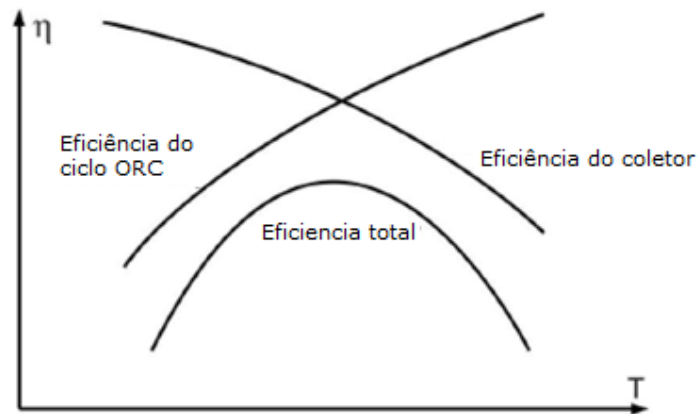


Figura 3.16 Relação entre a eficiência do coletor e do ORC (Quoilin e Lemort, 2009).

3.2.3 Vantagens e desvantagens da energia solar

Vantagens:

A energia solar não polui durante o seu uso. As centrais necessitam de manutenção mínima. Os painéis solares são cada dia mais eficientes, ao mesmo tempo em que o custo vai diminuindo. A energia solar é excelente em lugares remotos ou de difícil acesso.

Desvantagens:

Durante a noite não existe produção. Locais em latitudes médias e altas sofrem quedas bruscas de produção durante os meses de inverno. As formas de armazenamento da energia solar são pouco eficientes quando comparadas, por exemplo, aos combustíveis fósseis.

3.3 Biomassa

A biomassa é um recurso de energia renovável perfeitamente adaptado à produção combinada de energia sob a forma de calor e eletricidade (cogeração ou CHP (Combined Heat and Power)) em pequena escala. Esta é uma importante forma de gerar energia de forma

descentralizada, que por razões inerentes à baixa densidade do recurso, impossibilita o transporte a grandes distâncias. Em tais instalações o ciclo de Rankine convencional deixa de ser economicamente exequível, o que faz do ciclo de Rankine orgânico a solução ideal para estes sistemas. Outra opção de obter eletricidade a partir de biomassa é a gasificação de biomassa de grande e pequeno porte (McKendry, 2001).

3.3.1 Obtenção da biomassa

A biomassa pode ser obtida a partir de uma extensa variedade de fontes como de processos industriais (indústria madeireira), resíduos agrícolas, resíduos urbanos, etc, e existem também culturas dedicadas à cultivos energéticos de diferentes vegetais visando sua transformação em energia (eucalipto). Para conseguir eletricidade a partir destes produtos primeiramente deve ser realizado um processo de conversão termoquímico que pode ser uma simples combustão para obtenção de energia térmica, até processos físico-químicos e bioquímicos mais complexos para a obtenção de combustíveis líquidos e gasosos (Figura 3.17) (Ministério de Minas e Energia, Secretaria de Planejamento e Desenvolvimento Energético, 2007-2008).

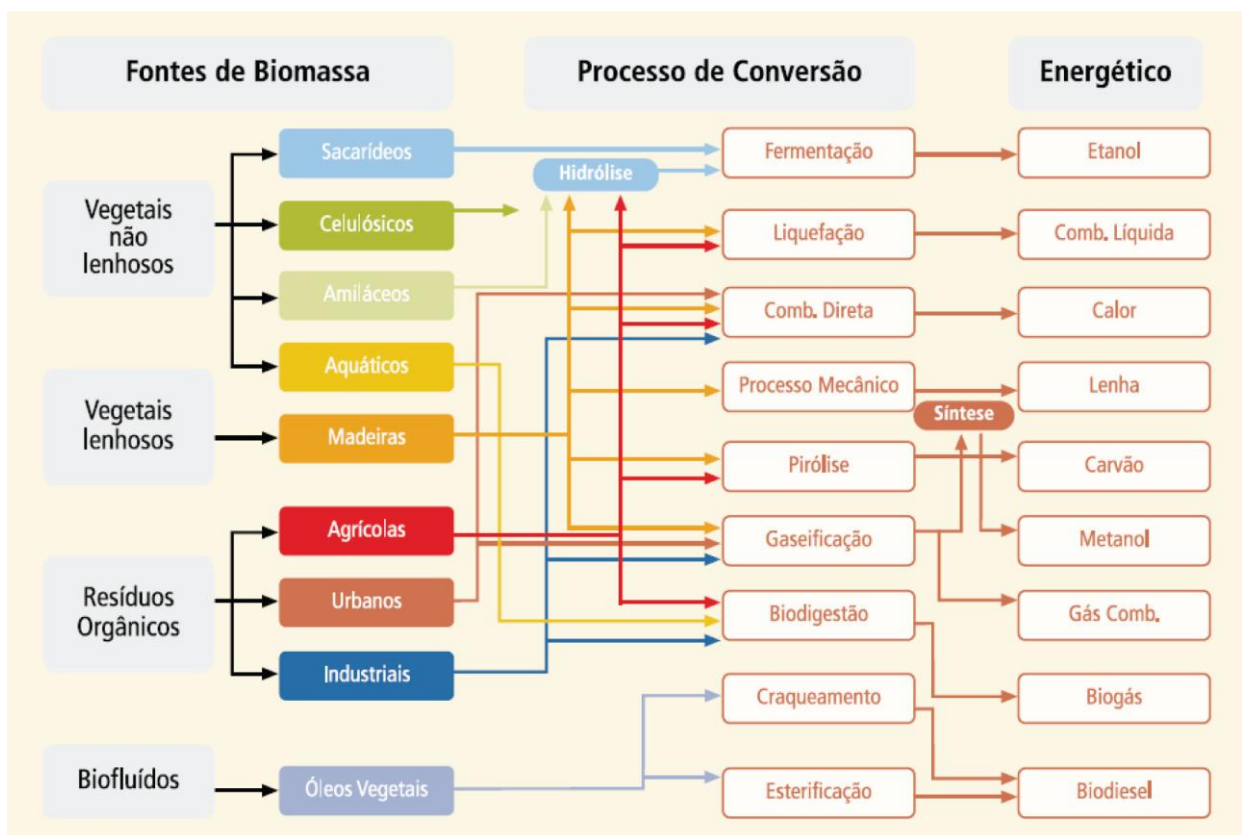


Figura 3.17 Diagrama dos processos de conversão energética da biomassa (ANEEL, 2002).

3.3.2 Ciclo de cogeração ou CHP

O processo de combustão fornece energia térmica que é utilizada para gerar eletricidade com o ciclo termodinâmico ORC (Figura 3.18).

De forma esquemática, no ORC existem dois ciclos, o ciclo do fluido aquecido, neste caso, pela combustão da biomassa na caldeira, e o ciclo do fluido de trabalho. O calor gerado na caldeira é absorvido por um óleo sintético intermediário, tipicamente a 300°C, que é enviado ao evaporador, onde o calor é trocado com fluido de trabalho, aquecendo-o e evaporando-o. Uma vez evaporado, é expandido na turbina produzindo um trabalho mecânico que é transformado em eletricidade através do acoplamento a um gerador. O vapor do fluido entra posteriormente em um regenerador e em um condensador. Uma vez em fase líquida, o fluido de trabalho é bombeado para ingressar no regenerador, ganhando temperatura e finalmente entra no evaporador para começar o ciclo novamente. Por outro lado, os gases quentes da fornalha podem ser usados para pré-aquecer o ar de combustão e para gerar mais potência térmica no processo (Carrara, 2010).

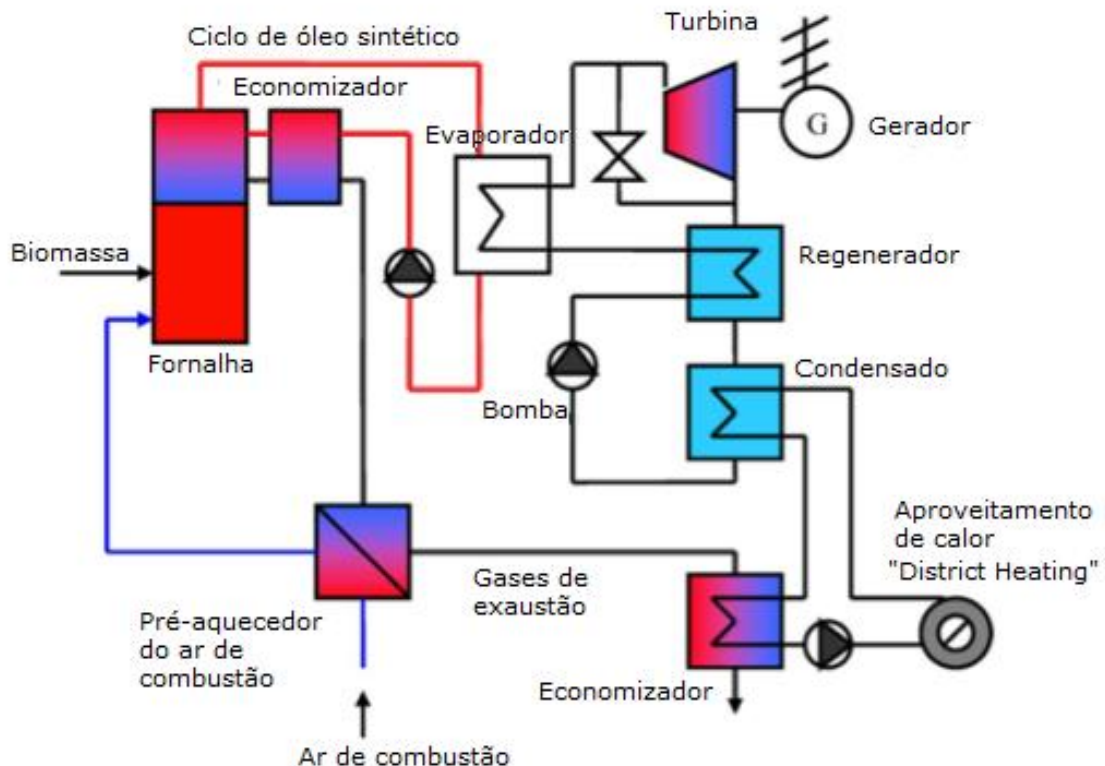


Figura 3.18 Esquema do ciclo ORC para uma fonte de biomassa (Oberberger *et al* ,2002).

A produção de eletricidade em processos que trabalham com biomassa e com ciclos ORC tem uma faixa de potência de 300 kW a 2MWe, e são considerados de pequena escala,

tendo aproximadamente 18% da produção de calor transformada em eletricidade (eficiência elétrica de 18%).

O condensador aproveita 70% do calor gerado pela combustão de biomassa para resfriar com água o fluido orgânico que ingressa a uma temperatura aproximada de 90 °C. Esta água aquecida pode ser utilizada para outros processos, como por exemplo, processos industriais (secagem da madeira) ou calefação em edifícios (*District Heating*), o que faz com que a eficiência global do sistema seja ao redor de 88% (Quoilin *et al*, 2013).

3.3.3 Gaseificação

Outra tecnologia para a obtenção de eletricidade é a gaseificação de biomassa (Figura 3.19 e Figura 3.20). A biomassa é transformada em um gás combustível de baixo poder calorífico, compostos em sua maioria por H_2 , CO , CO_2 , CH_4 e contém partículas sólidas assim necessitando de um tratamento de filtração antes de ser queimado, por exemplo, em um motor de combustão interna ou em uma turbina a gás. Não se detalhará o mecanismo de funcionamento desta tecnologia neste trabalho.



Figura 3.19 Operação e combustível do Gaseificador downdraft de biomassa de 30 kW (Coronado, 2007).



Figura 3.20. Gaseificador Downdraft de Biomadssa de 30 kW instalado na Fac. De Engenharia de Guaratimhiuetá – FEG – UNESP (Coronado, 2007).

Quando são comparados às tecnologias e os custos de biomassa, CHP e gaseificação observa-se que a gaseificação precisa de um maior investimento inicial (aproximadamente 75% maior que para CHP) e precisam de um maior custo de manutenção (200% a mais que para CHP) (Quoilin *et al*, 2013).

Os custos de investimento deste sistema estão em torno de 1000 – 2500 €/kWe para a unidade ORC, de 1500 - 3000€/kWe para a fornalha e 100€/kWe por ano para o custo de manutenção (Carrara, 2010).

CAPÍTULO 4 - ANÁLISE TERMODINÂMICA DO SISTEMA

Apresentação de dados termodinâmicos para o dimensionamento de um ciclo ORC para uma determinada fonte renovável: energia geotérmica, solar e biomassa, obtidos através da fixação da temperatura da fonte de calor e variação da pressão de evaporação, para obtenção de melhores condições operacionais para cada ciclo (eficiência e potência). Estes fluidos serão simulados computacionalmente, usando um software de simulação de processos industriais.

O software utilizado foi Aspen HYSYS® v3.2 desenvolvido pela Hyprotech Ltd. O HYSYS é um software de modelagem de processos químicos usados principalmente na indústria petroquímica usado por um elevado número de empresas na área de engenharia, de petróleo e refinarias. Utilizado para aperfeiçoar operações e desenho de processos em estado estacionário ou dinâmico.

O software tem um extenso banco de dados (com mais de 1500 substâncias sólidas, líquidas e gases assim como as propriedades físico-químicas destas). Possui ferramentas para realizar balanços de massa e energia e simulações para uma elevada quantidade de equipamentos.

O software foi utilizado em investigações científicas como se mostram nos artigos (Abdollahi-Demneh *et al*, 2011), (Sotomonte *et al*, 2011) e (Campos *et al*, 2013) com resultados confiáveis. Para mais detalhes se recomenda visitar a página do Aspen Tech (<http://www.aspentech.com/products/aspen-hysys.aspx>).

4.1 Análise termodinâmica

O ciclo considerado nesta análise é o ciclo simples ORC subcrítico, composto por 04 equipamentos básicos: bomba, evaporador, turbina e condensador, e formado por quatro processos que ocorrem em regime permanente (Figura 4.1): expansão na turbina (1→2), transferência de calor no condensador até o fluido ficar em estado de líquido saturado (2→3), aumento da pressão pela utilização da bomba (3→4) e transferência de calor no evaporador até o fluido ficar em estado de vapor saturado (4→1). Após o último processo é observado no

diagrama T-S o Pp (pinch point) e TTD (diferencial de temperatura terminal), parâmetros que devem ser estabelecidos no ciclo para que na simulação a fonte de calor nunca esteja em uma temperatura inferior ao do fluido orgânico e permitindo assim um melhor desempenho do ciclo.

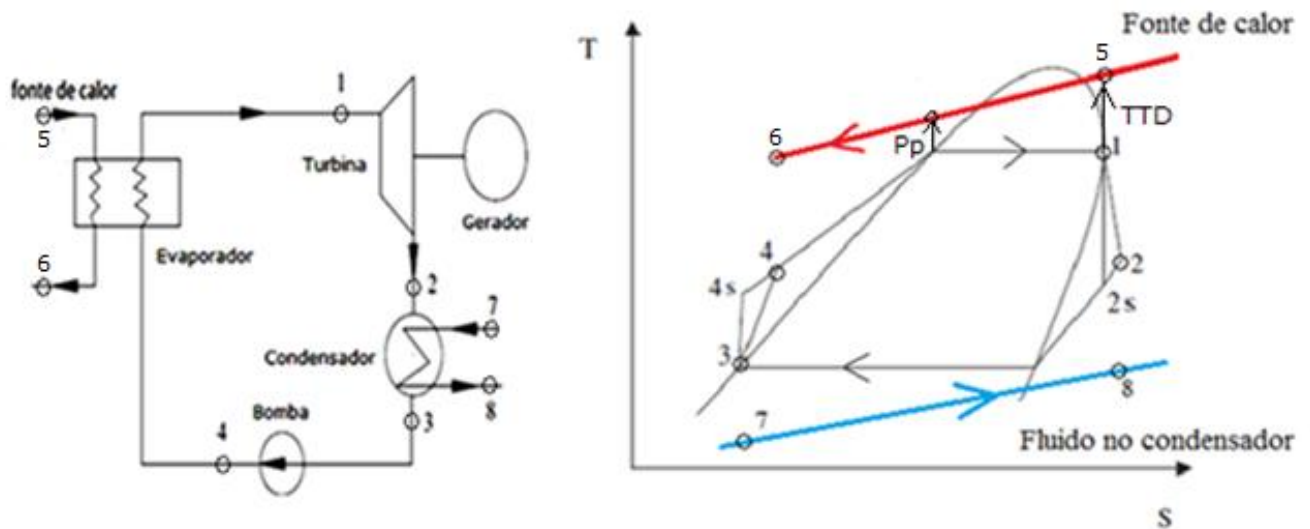


Figura 4.1 Ciclo ORC simples, configuração e diagrama T-S.

Para a realização da análise termodinâmica foram considerados os seguintes aspectos: a eficiência isentrópica da turbina (η_t) e da bomba (η_b) foram fixadas em 80%. A TTD entre o fluido da fonte de calor, o fluido orgânico no mínimo de 10 °C, o Pp no evaporador de 3°C, a vazão mássica do fluido da fonte de calor (água) de 100kg/s e assume-se que não existem perdas de pressão no evaporador e no condensador. Foram desprezadas a energia cinética, energia potencial e perdas de calor nos equipamentos.

A temperatura de condensação do fluido orgânico é 40°C, para realizar a condensação utiliza-se água de alimentação a temperatura ambiente (25 °C).

O fluido orgânico na saída do evaporador é vapor saturado (ponto 1, Figura 4.1) e na saída do condensador é líquido saturado (ponto 3, Figura 4.1).

A Figura 4.2 mostra a configuração do ciclo ORC no software Aspen HYSYS®. Para efeitos de simulação computacional, foram colocados dois evaporadores para poder definir a TTD e o Pp.

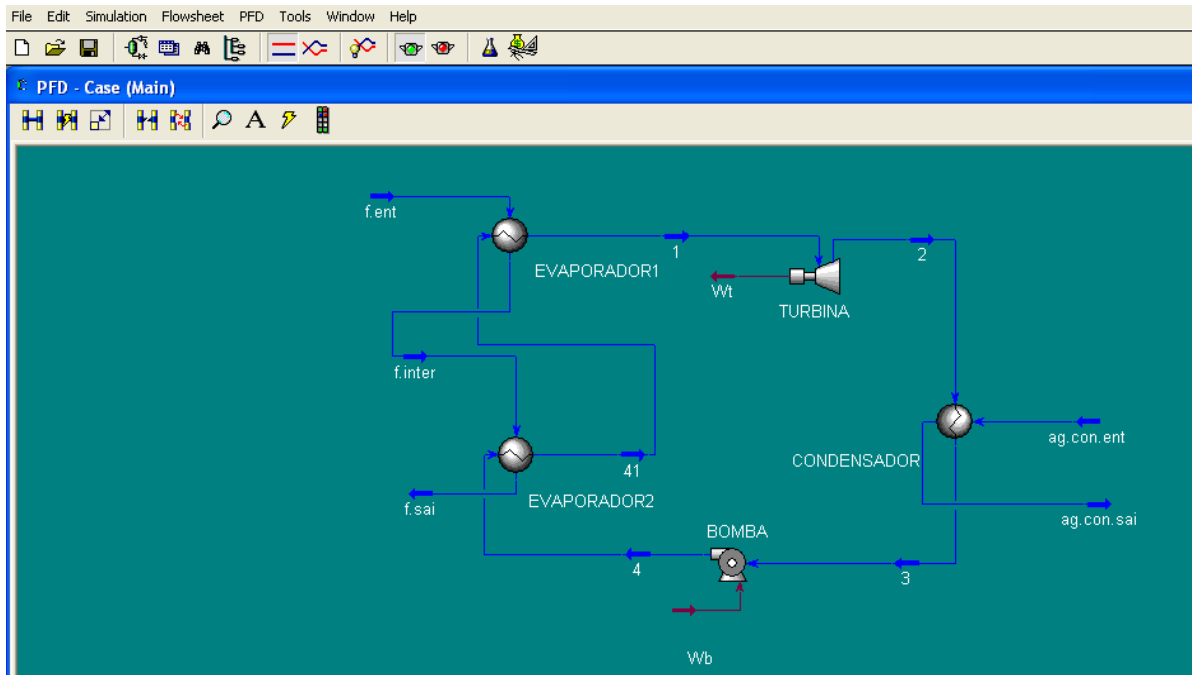


Figura 4.2. Simulação Ciclo Rankine Orgânico Aspen HYSYS® v3.2.

No programa do HYSYS foi escolhido o modelo termodinâmico denominado Peng-Robinson modificado por Stryjek-Vera (PRSV) que se encontra na base de dados do próprio programa. Este modelo tem sido utilizado para avaliar as propriedades termodinâmicas dos fluidos orgânicos em sistemas ORC (Campos *et al*, 2013) e, portanto, foi escolhido para a comparação dos fluidos de trabalho utilizados nesta pesquisa.

4.1.1 Análises da primeira lei da termodinâmica

A partir dos balanços de massa (Equação 4.1) e energia (Equação 4.2), é possível determinar os trabalhos da turbina e da bomba, o calor fornecido no evaporador, o calor rejeitado no condensador e a eficiência total do ciclo, de acordo com a primeira lei da termodinâmica (HUNG, *et al* 201), (Mago *et al*, 2008).

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \quad (4.1)$$

$$Q - W = \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_s h_s \quad (4.2)$$

Onde

Q – calor (kW)

W – Trabalho (kW)

\dot{m}_e – Vazão mássica de entrada (kg/s)

h_e – Entalpia na entrada (kJ/kg)

\dot{m}_s – Vazão mássica de saída (kg/s)

h_s – Entalpia na saída (kJ/kg)

a. Turbina

Neste equipamento obtém-se a energia mecânica a partir da energia térmica do fluido de trabalho considerando o processo adiabático, esta energia mecânica da turbina é:

$$\dot{W}_t = \dot{m}(h_1 - h_2) \quad (4.3)$$

Onde

W_t – Potência da turbina (kW)

\dot{m} – Vazão mássica do ciclo (kg/s)

h_1 – Entalpia na entrada da turbina (kJ/kg)

h_2 – Entalpia na saída da turbina (kJ/kg)

b. Condensador

A condensação do fluido de trabalho consiste em um processo isobárico. O calor rejeitado pelo condensador pode ser calculado:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (4.4)$$

Onde

Q_{cond} – Calor rejeitado pelo condensador (kW)

h_2 – Entalpia na entrada do condensador (kJ/kg)

h_3 – Entalpia na saída do condensador (kJ/kg)

c. Bomba

Equipamento que depende de energia mecânica para seu funcionamento. O trabalho necessário para bombear o fluido:

$$\dot{W}_b = \dot{m}(h_4 - h_3) \quad (4.5)$$

Onde

W_b – Trabalho consumido pela bomba (kW)

h_3 – Entalpia na entrada da bomba (kJ/kg)

h_4 – Entalpia na saída da bomba (kJ/kg)

d. Evaporador

O fluido orgânico absorve o calor da fonte de calor. O calor absorvido pelo fluido orgânico é:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (4.6)$$

Onde

Q_{evap} – Calor absorvido pelo fluido no evaporador (kW)

h_4 – Entalpia na entrada do evaporador (kJ/kg)

h_1 – Entalpia na saída do evaporador (kJ/kg)

e. Rendimento do ciclo baseado na primeira lei da termodinâmica:

Este rendimento é o rendimento térmico do ciclo, relação entre o trabalho total e o calor utilizado no ciclo. O trabalho total é o trabalho gerado pela turbina menos o trabalho consumido pela bomba e o calor utilizado é o calor absorvido no evaporador pelo fluido de trabalho, isto é mostrado na Equação (4.7).

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_b}{\dot{Q}_{evap}} \quad (4.7)$$

4.1.2 Análises da segunda lei da termodinâmica

Em um sistema termodinâmico real, é inviável converter toda energia disponível em trabalho, devido às irreversibilidades que existem nos componentes. Através da segunda lei, é possível analisar a taxa de irreversibilidades em cada componente. Sabendo que o sistema opera em regime permanente a irreversibilidade pode ser expressa como (HUNG, *et al* 2010), (Mago *et al*, 2008):

$$\dot{i} = \dot{m}T_0 \left[\sum_{sai} s - \sum_{ent} s - \sum_k \frac{q_k}{T_k} \right] \quad (4.8)$$

Onde

I – Irreversibilidade (kW)

T_0 – Temperatura ambiente (K)

s – Entropia (kJ/kg.K)

q_k – Calor trocado do componente (kJ/kg)

T_k – Temperatura media do componente (K)

a. Turbina

Na turbina, não há perdas devido à troca de calor com o meio externo, pois estas podem ser desprezadas. Assim, a irreversibilidade pode ser calculada pela equação a seguir.

$$\dot{I}_t = \dot{m}T_0(s_2 - s_1) \quad (4.9)$$

Onde

I_t – Irreversibilidade na turbina (kW)

s_1 – Entropia na entrada da turbina (kJ/kg.K)

s_2 – Entropia na saída da turbina (kJ/kg.K)

b. Condensador

No condensador, há irreversibilidade devido à troca de calor com a fonte fria. A irreversibilidade pode ser calculada pela equação (4.10).

$$\dot{I}_{cond} = \dot{m}T_0 \left[s_3 - s_2 - \frac{q_{cond}}{T_L} \right] \quad (4.10)$$

Onde

I_{cond} – Irreversibilidade no condensador (kW)

s_2 – Entropia na entrada do condensador (kJ/kg.K)

s_3 – Entropia na saída do condensador (kJ/kg.K)

q_{cond} – Calor trocado no condensador (kJ/kg)

T_L - Temperatura média entre a entrada e saída da água de resfriamento

c. Bomba

Assim como na turbina, a perda de calor para o meio externo na bomba pode ser desprezada. A irreversibilidade pode ser calculada pela equação (4.11).

$$\dot{I}_b = \dot{m}T_0(s_4 - s_3) \quad (4.11)$$

Onde

I_b - Irreversibilidade na bomba (kW)

s_3 – Entropia na entrada da bomba (kJ/kg.K)

s_4 – Entropia na saída da bomba (kJ/kg.K)

d. Evaporador

Assim como no condensador, no evaporador há irreversibilidade devido a troca de calor, neste caso com a fonte de calor. A irreversibilidade é dada por a equação (4.12)

$$\dot{I}_{\text{evap}} = \dot{m}T_0 \left[s_1 - s_4 - \frac{q_{\text{evap}}}{T_H} \right] \quad (4.12)$$

Onde

I_{evap} – Irreversibilidade no evaporador (kW)

s_4 – Entropia na entrada do evaporador (kJ/kg.K)

s_1 – Entropia na saída do evaporador (kJ/kg.K)

q_{evap} – Calor trocado no evaporador (kJ/kg)

T_L - Temperatura média entre a entrada e saída da água da fonte de calor

e. Irreversibilidade total do sistema:

A irreversibilidade total do sistema (I_{tot}) pode ser calculada pela soma das irreversibilidades de cada equipamento.

$$\dot{i}_{tot} = \sum_i \dot{i}_i = (\dot{i}_t + \dot{i}_{cond} + \dot{i}_b + \dot{i}_{evap}) \quad (4.13)$$

f. Rendimento do ciclo baseado na Segunda Lei da Termodinâmica:

A eficiência do processo, baseada na segunda da termodinâmica pode ser calculada como:

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{th}}{\left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right)} \quad (4.14)$$

4.2 Características das fontes renováveis estudadas

4.2.1 Energia geotérmica

A temperatura da fonte de calor escolhida para a energia geotérmica foi fixada em 100 °C, sendo esta temperatura recomendada e já mencionada no capítulo anterior como uma das temperaturas com maior potencial para a geração de eletricidade tanto na Europa como no Brasil (Hamza *et al*, 2010), (Quoilin *et al*, 2013).

Foram usados um fluido orgânico isentrópico (R134a) e um seco (n-pentano), devido a suas boas propriedades para trabalhar a baixas temperaturas (Tabela 4.1) e aos seus melhores rendimentos térmicos como demonstrado nas pesquisas publicadas (Lakew e Bolland, 2010), (Sotomonte *et al*, 2011) e (Quoilin *et al*, 2013).

Tabela 4.1 Propriedades dos fluidos orgânicos escolhidos para a energia geotérmica.

Fluido	Massa molecular (kg/kmol)	Temperatura crítica (°C)	Pressão crítica (MPa)	Temperatura de ebulição (°C)	(ODP)*
R134a	102	101,21	4,059	-26,07	0
n-pentano	72,15	196,65	3,37	36,1	0

ODP*: Potencial para a destruição da camada de ozônio

4.2.2 Energia solar

A temperatura da fonte quente para a energia solar foi fixada em 150 °C, já que como revisado na literatura científica do capítulo anterior é uma temperatura que pode fornecer os coletores solares (parabólicos) que são uns dos tipos utilizados na geração de eletricidade de pequena escala (Tchanche *et al* 2009), (Rayegan e Tao, 2011).

Para a energia solar utilizou-se os fluidos orgânicos R600 e o Benzeno. Suas propriedades térmicas são apresentadas na Tabela 4.2. Estes escolhidos devido aos seus melhores desempenhos em ciclos com energia solar como foi mostrado nos artigos (Tchanche *et al* 2009), (Rayegan e Tao, 2011).

Tabela 4.2 Propriedades dos fluidos orgânicos escolhidos para energia solar.

Fluido	Massa molecular (kg/kmol)	Temperatura crítica (°C)	Pressão crítica (MPa)	Temperatura de ebulição (°C)	(ODP)
R600	58,122	135	3,647	-11,7	0
Benzeno	78,11	288,9	4,7	80,09	0

4.2.3 Biomassa

Para fazer a simulação desta fonte usou-se como fonte térmica uma caldeira de biomassa. Os gases de exaustão na queima de biomassa aquecem um óleo sintético até 350°C depois este óleo troca calor no evaporador com o fluido orgânico. Foram estudados os fluidos ciclopentano e octametiltetrasiloxano (MM) (Tabela 4.3) por que mostraram boas características para fontes de elevadas temperatura (280°C – 350°C) como demonstrado no artigo (Lai *et al* 2011).

Tabela 4.3 Propriedades dos fluidos orgânicos escolhidos para biomassa.

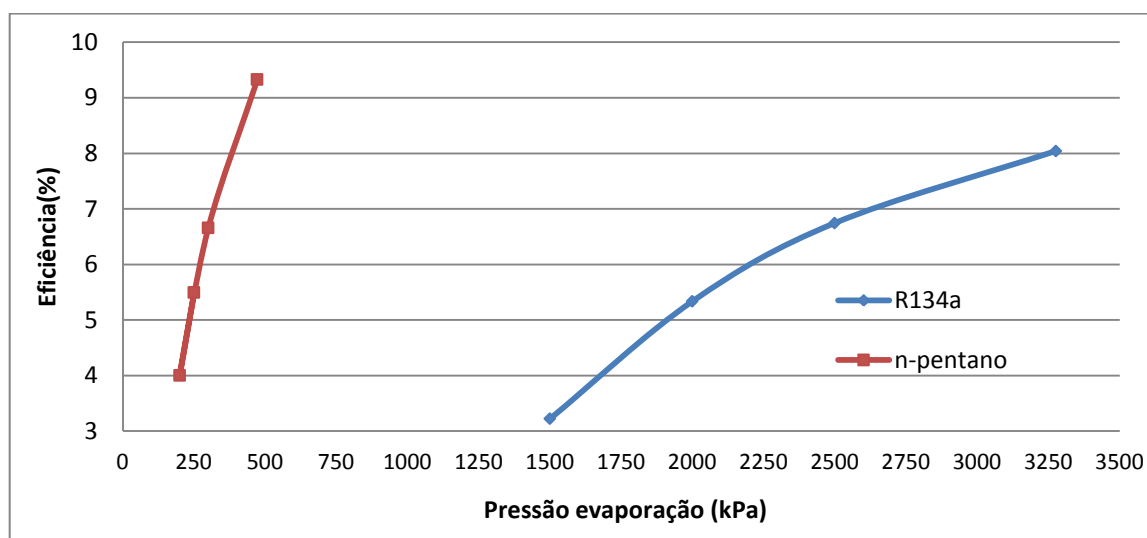
Fluido	Massa molecular (kg/kmol)	Temperatura crítica (°C)	Pressão crítica (MPa)	Temperatura de ebulição (°C)	(ODP)
MM	296,62	313,35	1,33	175	n.e
cyclopentano	70,1	238,45	4,51	49	0

n.e: Não foi encontrado o dado.

A continuação é realizada a simulação para as três fontes renováveis estudadas. Comparando a eficiência e a potência do ciclo para os diferentes fluidos orgânicos selecionados para cada fonte.

4.3 SIMULAÇÕES PARA ENERGIA GEOTÉRMICA

Utilizando o programa HYSYS, foi calculada a eficiência térmica (Figura 4.3) e potência total (Figura 4.4) do ciclo ORC, para diferentes pressões de evaporação para os fluidos orgânicos selecionados a uma temperatura da fonte geotérmica de 100 °C.

**Figura 4.3.** Variação da eficiência em função da pressão de evaporação para 100°C

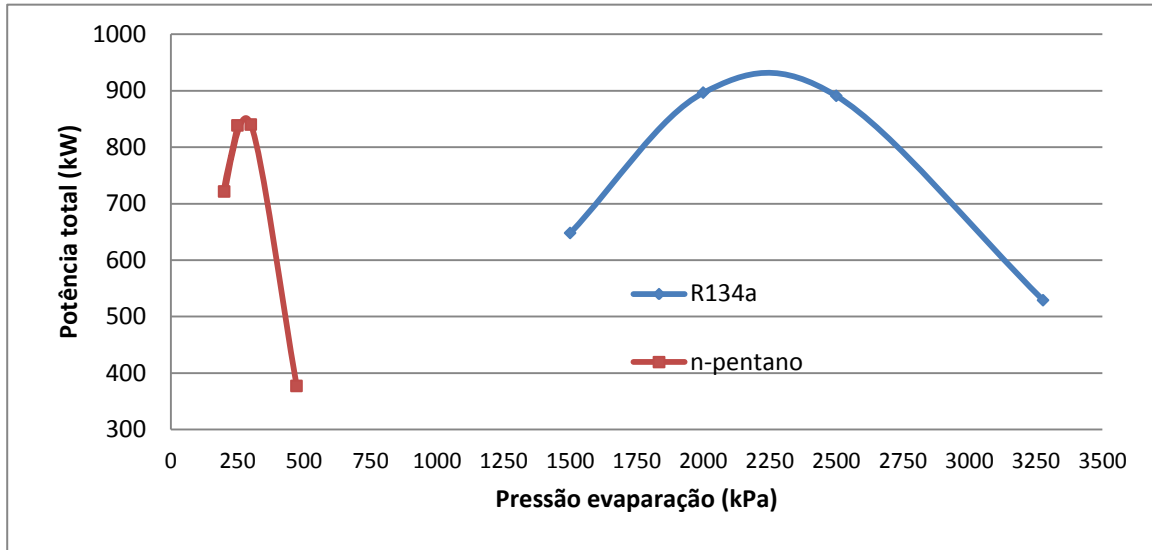


Figura 4.4 Variação da potência total do ciclo em função da pressão de evaporação para 100°C

Pode-se observar na Figura 4.3, que quanto maior a pressão de evaporação, melhor o desempenho do ciclo. Isso se deve ao fato de que, para uma fonte de calor constante, uma maior pressão de evaporação leva a uma menor vazão mássica do fluido orgânico. Assim, o fluxo de calor requerido no evaporador é menor, o que faz aumentar a eficiência do ciclo.

Na Figura 4.4 pode-se observar que ao aumentar a pressão de evaporação, a potência da turbina também começa a aumentar já que a diferença das entalpias na turbina cresce. Como a potência da turbina também depende da vazão mássica e esta diminui com o aumento da pressão de evaporação, chega um ponto que esta diminuição é maior que o aumento da variação das entalpias fazendo com que a potência da turbina começa a diminuir.

A maior potência total alcançada pelo fluido R134a é 919 kW a uma pressão de 2200 kPa enquanto para o n-pentano a máxima potência é 840 kW a uma pressão de 275 kPa.

Embora o n-pentano é capaz de gerar menos potência seu rendimento é maior que para o R134a, já que absorve menor calor no evaporador.

Como é mostrado na Figura 4.5, à medida que se aumenta a pressão de vaporização, a variação de entalpia na turbina aumenta, a partir de uma determinada pressão, esta é menor que a relação com a diminuição da quantidade de vazão mássica, e por isso deve ser encontrada a pressão de vaporização adequada a fim de obter a maior potência na turbina.

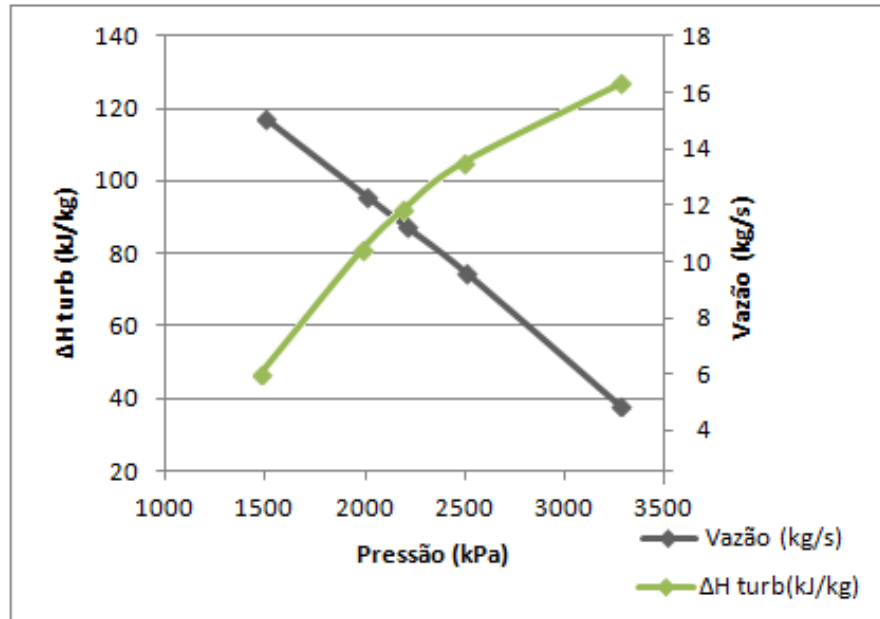


Figura 4.5. Comparação da vazão do fluido do trabalho e ΔH na turbina para R134a

Na sequência é feito um estudo da primeira e segunda lei da termodinâmica para a pressão onde se obteve a maior potência e a maior eficiência do ciclo.

4.3.1 Geotérmica - maior potência (R134a)

Os cálculos para a pressão que mostraram uma maior potência são descritos a seguir. O fluido orgânico que atinge maior potência é o R134a. A maior potência que pode gerar a turbina para uma fonte geotérmica de 100°C com as considerações iniciais é 1031 kW, o fluido que provem da fonte geotérmica é rejeitado a 62°C. As características termodinâmicas do ciclo para o R134a foram obtidas com o programa HYSYS e são mostradas na Tabela 4.4. Os valores da água na entrada (Água ent) e água na saída (Água sai) são do condensador. Os pontos termodinâmicos são evidenciados na Figura 4.1.

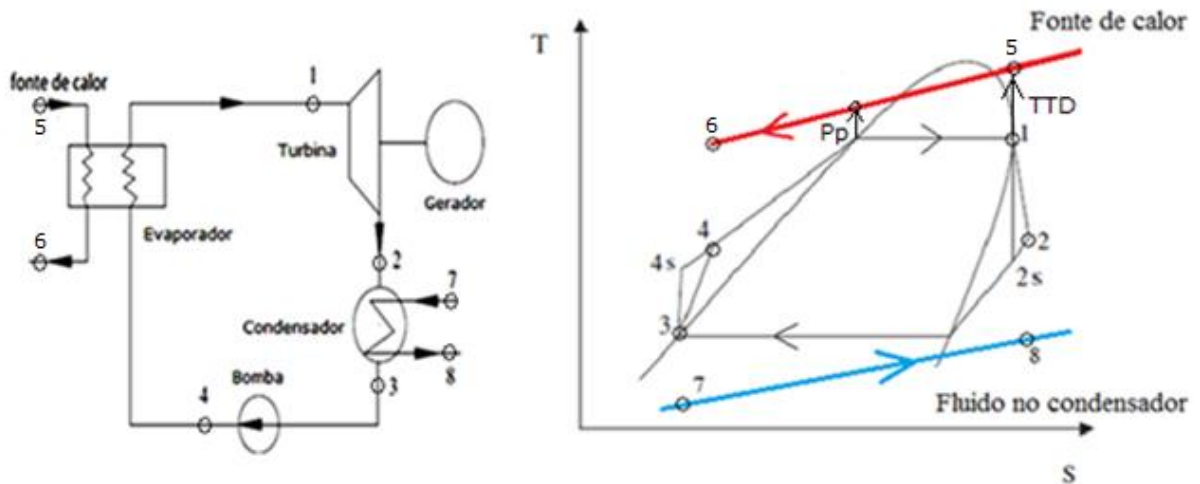


Figura 4.1 Ciclo ORC simples, configuração e diagrama T-S.

Tabela 4.4 Características termodinâmicas para maior potência a 100°C

R-134a	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Água ent	Água sai
Título	1	0,9966	0	0	0	0
Temperatura (°C)	71,02	40	40	41,13	25	35
Pressão (kPa)	2200	1033	1033	2200	100	100
Vazão Mássica(kg/s)	87,66	87,66	87,66	87,66	358,33	358,33
Entalpia (kJ/Kg)	-8770,6	-8782,4	-8947,6	-8946,3		
Entropia(kJ/kg.K)	1,7668	1,7762	1,2487	1,2493		

Nota-se que os dados de entalpias são negativos, isto é devido ao programa utilizar os seus próprios pontos de referência para encontrá-los; no entanto, os valores reportados podem ser utilizados para o cálculo do balanço de massa e energia.

Comprovação dos dados de HYSYS

A partir dos dados fornecidos pelo software HYSYS será comprovado se os cálculos do software possuem algum erro.

a. Turbina

A potência da turbina é um dado conhecido (\dot{W}_t) de 1031 kW. Sabendo as entalpias dos pontos 1 e 2 ($h_2 - h_1$), obtém-se a vazão de fluido orgânico (\dot{m}) utilizando a equação (4.3):

$$\dot{m} = \frac{\dot{W}_t}{(h_1 - h_2)} \rightarrow \dot{m} = \frac{1031}{(-8770,6 + 8782,4)}$$

$$\dot{m} = 87,4 \text{ kg/s}$$

O valor da vazão mássica gerada a partir do HYSYS foi de 87,66 [kg/s]. Está pequena diferença é devido á conversão de unidade do programa em relação á entalpia. Os demais cálculos deste estudo utilizarão o valor de vazão mássica fornecido pelo programa.

b. Condensador

Utilizando a equação (4.4) obteve-se o calor rejeitado no condensador.

$$\dot{Q}_{cond} = 87,66(-8947,6 + 8782,4) \rightarrow \dot{Q}_{cond} = -14481,4kW$$

c. Bomba

Utilizando a equação (4.5) obteve-se a energia consumida pela bomba

$$\dot{W}_b = 87,66(-8947,6 + 8946,3) \rightarrow \dot{W}_b = -113,95kW$$

d. Evaporador

Utilizando a equação (4.6) obtém-se o calor absorvido no evaporador.

$$\dot{Q}_{evap} = 87,66(-8770,6 + 8946,3) \rightarrow \dot{Q}_{evap} = 15401,8kW$$

Rendimento térmico do ciclo

Utilizando a equação (4.7).

$$\eta_{th} = \frac{1031 - 113,95}{15401,8} \rightarrow \eta_{th} = 5,9\%$$

O valor da eficiência gerada a partir do HYSYS é de 5,9%, é a mesma que aquela obtida pelos cálculos com os dados do programa. Portanto o erro apresentado foi muito

pequeno. Sendo assim, para os próximos cálculos do trabalho serão utilizados diretamente os dados fornecidos pelo HYSYS.

Cálculo das irreversibilidades do sistema

Para obter as irreversibilidades da turbina, condensador, bomba e evaporador (Tabela 4.5) foram utilizadas as equações (4.9), (4.10), (4.11) e (4.12) respectivamente.

Tabela 4.5 Irreversibilidades dos componentes para maior potência a 100°C

Turbina (kW)	Condensador (kW)	Bomba (kW)	Evaporador (kW)	Total (kW)
245,55	462,7	15,67	553	1276,9

O resultado do rendimento baseado na segunda lei, η_{II} , do ORC utilizando a fórmula (4.14) foi de 40%.

A Figura 4.6 faz uma análise comparativa da irreversibilidade em cada componente do ciclo ORC.

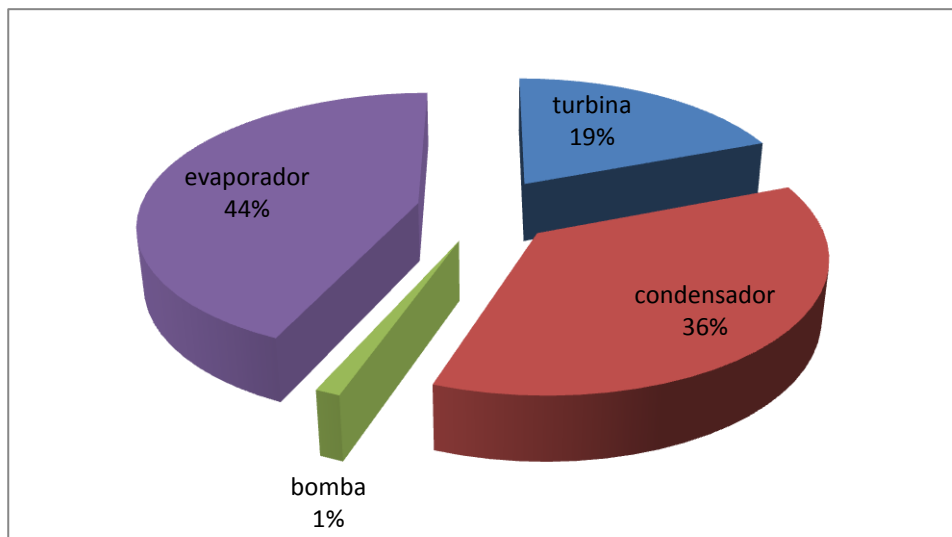


Figura 4.6 Porcentagem de irreversibilidade em cada componente do ciclo ORC para maior potência a 100°C.

O evaporador destaca-se por ser o equipamento mais crítico, gerando maior irreversibilidade no sistema com um valor de 44%, devido a maior transferência de energia do

sistema e diferencial de temperatura entre a fonte de calor e fluido de trabalho. Seguido deste equipamento as irreversibilidades encontram-se concentradas no condensador, devido às elevadas perdas de calor dissipadas na água de alimentação sem nenhum aproveitamento.

O rendimento baseado na segunda lei compara o rendimento térmico do ORC com o rendimento de Carnot. Um rendimento de 40% significa que apresenta um desempenho de apenas 40% em comparação ao rendimento máximo teórico possível da máquina térmica. (Ciclo de Carnot).

4.3.2 Geotérmica - melhor eficiência, (n-pentano)

Os cálculos para a pressão que mostraram uma melhor eficiência são descritos a seguir. O fluido orgânico n-pentano mostrou melhor eficiência com um valor de 9,33% para uma pressão de evaporação de 471,8 kPa. Os dados do ciclo termodinâmico nessas condições são apresentados na Tabela 4.6. Na tabela 4.7 são apresentados os resultados de trabalho e calor dos componentes do ciclo ORC.

Tabela 4.6 Características termodinâmicas para maior eficiência a 100°C

n-pentano	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Água ent	Água sai
Título	1	1	0	0	0	0
Temperatura (°C)	90	62,38	40	40,20	25	35
Pressão (kPa)	471,8	115,2	115,2	471,8	100	100
Vazão Mássica(kg/s)	9,2	9,2	9,2	9,2	90,6	90,6
Entalpia (KJ/Kg)	-1926,5	-1968,2	-2366,5	-2365,8		
Entropia(KJ/Kg.K)	2,3842	2,4155	1,1481	1,1486		

Temperatura de saída de fluido da fonte de calor 90,13 °C

Tabela 4.7 Trabalho e calor dos componentes para melhor eficiência a 100°C

W_t (kW)	W_b (kW)	Q_{cond} (kW)	Q_{evap} (kW)
383,9	- 6,77	- 3663,88	4039,7

Cálculo das irreversibilidades do sistema

Para obter as irreversibilidades da turbina, condensador, bomba e evaporador foram utilizadas as equações (4.9), (4.10), (4.11) e (4.12) respectivamente, os resultados são apresentados na Tabela 4.8.

Tabela 4.8 Irreversibilidades dos componentes para melhor eficiência a 100°C

Turbina (kW)	Condensador (kW)	Bomba (kW)	Evaporador (kW)	Total (kW)
85,8	129,2	0,45	114,7	330,2

O resultado do rendimento baseado na segunda lei, η_{II} , do ORC utilizando a equação (4.14) foi de 53%.

A Figura 4.7 faz uma análise comparativa da irreversibilidade em cada componente do ciclo.

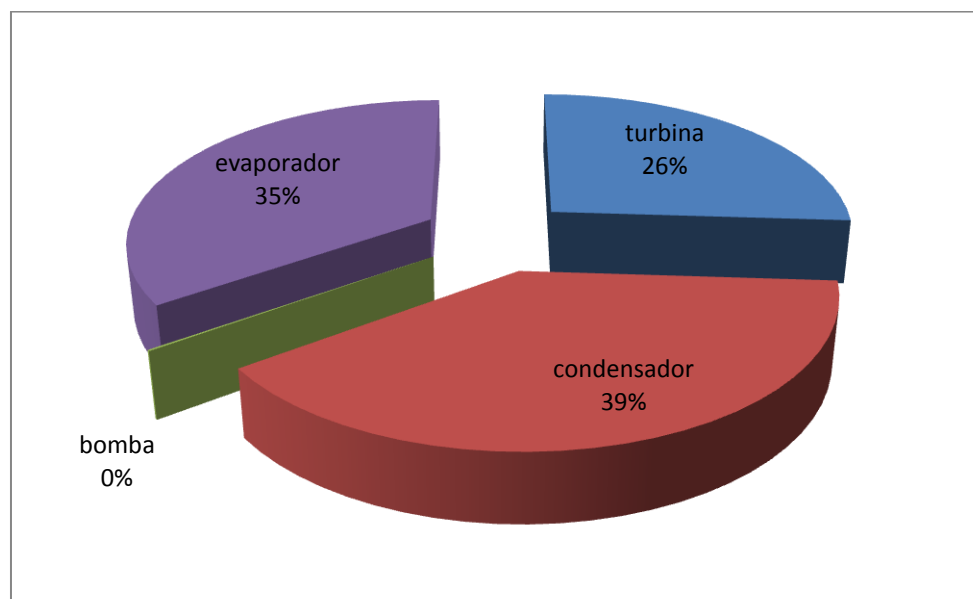


Figura 4.7 Porcentagem de irreversibilidade de cada componente do ciclo ORC para melhor eficiência a 100°C.

Note-se que o condensador é o componente com maior irreversibilidade do ciclo. Isso acontece já que à pequena diferença de pressões na turbina faz com que a maior quantidade da energia térmica do fluido não seja transformada em energia mecânica, esta energia térmica é

desperdiçada no condensador. A porcentagem de irreversibilidade na bomba é de 0,13% devido ao menor trabalho que realiza.

4.3.3 Comparação de resultados para os 2 casos anteriores:

Na figura 4.8 apresenta-se uma comparação da potência na turbina e da eficiência térmica do ciclo para os dois casos estudados:

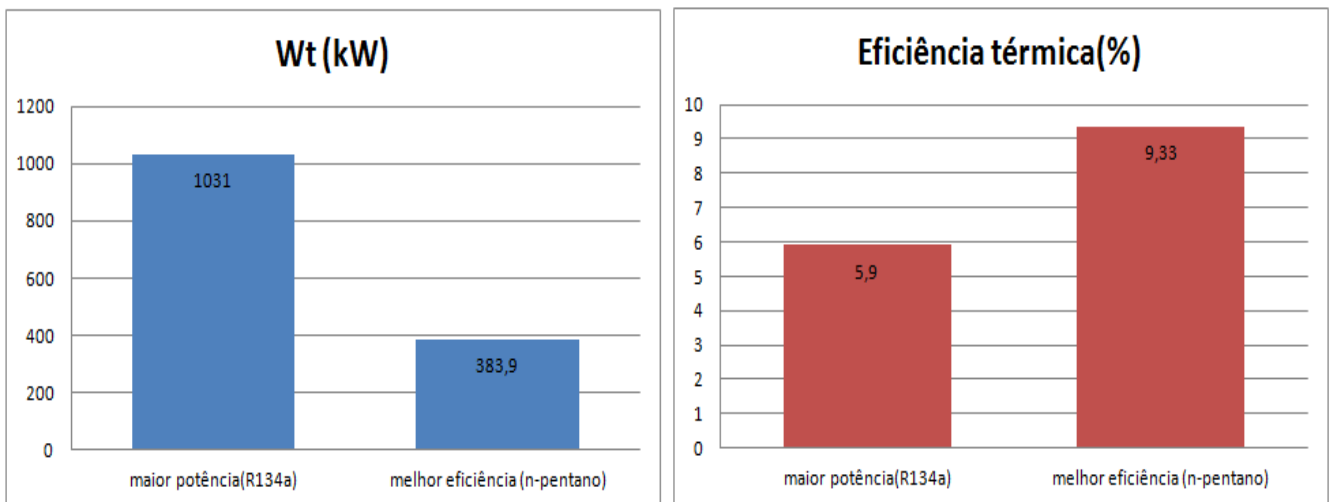


Figura 4.8 Comparação de potência e eficiência para energia geotérmica

A partir da figura 4.8 pode-se concluir que, a potência que gera o n-pentano é 62% menor frente à maior potência gerada. Embora o n-pentano gera menos potencia a eficiência aumenta em um 3,3% em comparação com o estudo de maior potência. Este aumento de eficiência é porque o calor absorvido no evaporador é menor.

Por tanto com as considerações iniciais é melhor trabalhar com o fluido R134a devido a sua maior capacidade de gerar potência podendo assim aproveitar melhor a fonte geotérmica.

Na Figura 4.9 é mostrada uma comparação das irreversibilidades dos componentes dos casos estudados.

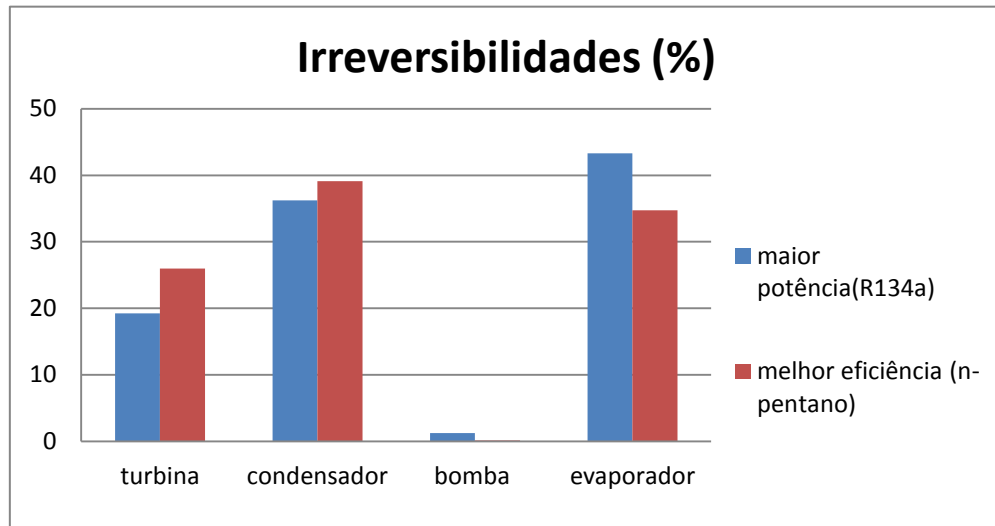


Figura 4.9 Comparação das irreversibilidades para energia geotérmica

Note-se que para os dois casos estudados o evaporador e condensador são os componentes com maiores irreversibilidades, sendo de elevada importância a otimização destes componentes para que as perdas de energia por irreversibilidades não sejam muito elevadas. Observa-se que para a melhor eficiência (n-pentano) a irreversibilidade no condensador é maior que no evaporador. Isto é devido a que uma elevada quantidade de energia térmica do fluido orgânico não é transformada em energia mecânica na turbina, esta energia térmica é desperdiçada no condensador.

Outra observação é que no caso de melhor eficiência as irreversibilidades na turbina são mais elevadas, isto significa que não se obtém um bom aproveitamento da energia neste componente.

4.4 SIMULAÇÕES PARA ENERGIA SOLAR

As considerações iniciais feitas neste estudo são as mesmas que para a energia geotérmica. Se comparar a eficiência térmica (Figura 4.10) assim como a potência (Figura 4.11) que cada fluido é capaz de atingir para diferentes pressões de evaporação com uma temperatura da fonte solar de 150 °C.

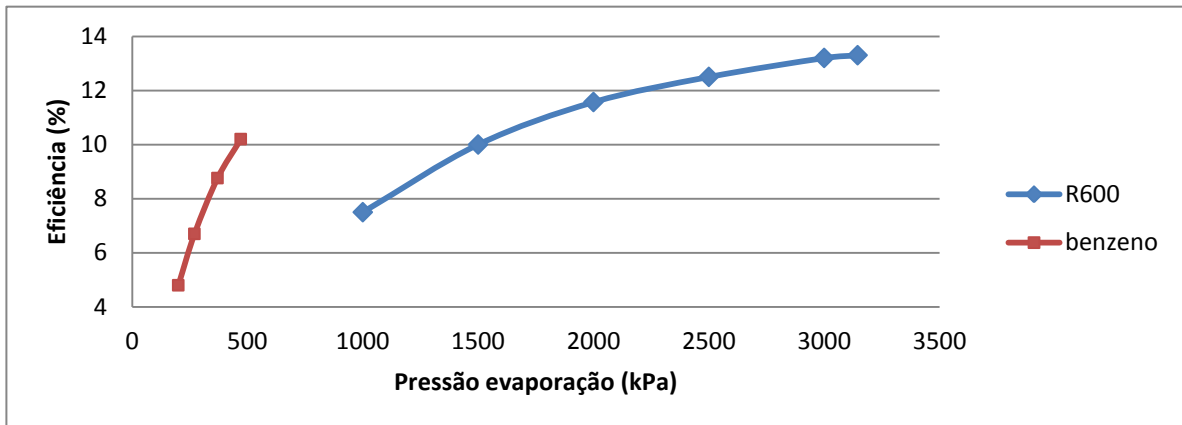


Figura 4.10. Variação da eficiência em função da pressão de evaporação para 150°C

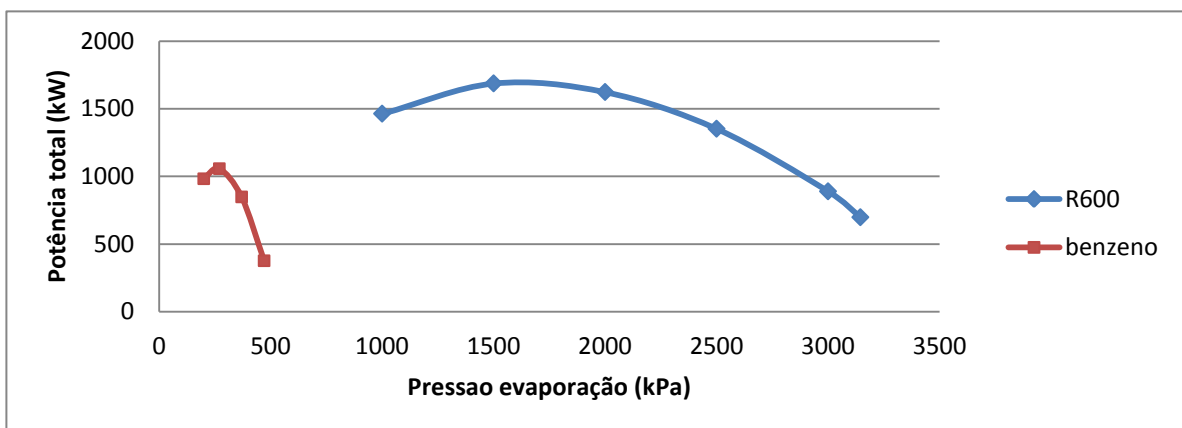


Figura 4. 11. Variação da potência total em função da pressão de evaporação para 150°C

Observe-se que o perfil dos fluidos é o mesmo que para energia geotérmica, na Figura 4.10 nota-se que com o aumento da pressão de evaporação a eficiência também aumenta. A melhor eficiência é atingida á maior pressão de evaporação de cada fluido. O fluido R600 tem maior eficiência que o Benzeno.

Na Figura 4.11, no começo do gráfico a potência aumenta com a pressão ate chegar a um ponto de potência máxima e depois desta pressão a potência começa a diminuir. O fluido R600 é capaz de gerar quase 50% mais de potência que o Benzeno.

Portanto, o fluido R600 será escolhido como fluido de trabalho para continuar com o estudo tanto para fazer os cálculos para melhor eficiência como para maior potência.

4.4.1 Solar- maior potência (R600)

A máxima potência que pode gerar a turbina para energia solar a 150°C é 1786 kW a uma pressão de evaporação de 1500 kPa e uma eficiência térmica de 10%.

Os dados do ciclo termodinâmico nessas condições são apresentados na Tabela 4.9 e na Tabela 4.10 apresentam-se os resultados de trabalho e calor dos componentes do ciclo ORC.

Tabela 4.9 Características termodinâmicas do ciclo para maior potência a 150°C

R600	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Água ent	Água sai
Título	1	1	0	0	0	0
Temperatura(°C)	98,39	58,14	40	40,84	25	35
Pressão (kPa)	1500	380,49	380,49	1500	100	100
Vazão Mássica(kg/s)	39,2	39,2	39,2	39,2	619,7	619,7
Entalpia (KJ/Kg)	-2072,6	-2118,2	-2502,5	-2500		
Entropia(KJ/Kg.K)	2,7335	2,7682	1,5439	1,5458		

Temperatura na saída do evaporador do fluido da fonte de calor é 69 °C

Tabela 4.10 Trabalho e calor dos componentes para maior potência a 150°C.

W_t (kW)	W_b (kW)	Q_{cond} (kW)	Q_{evap} (kW)
1786	- 99	- 15058	16744

Cálculo das irreversibilidades

Para obter as irreversibilidades da turbina, condensador, bomba e evaporador foram utilizadas as equações (4.9), (4.10), (4.11) e (4.12) respectivamente, os resultados são apresentados na Tabela 4.11.

Tabela 4.11 Irreversibilidades dos componentes para maior potência a 150°C

Turbina (kW)	Condensador (kW)	Bomba (kW)	Evaporador (kW)	Total (kW)
405,35	514,18	22,2	804,3	1746

O resultado do rendimento baseado na segunda lei, η_{II} , do ORC utilizando a equação (4.14) foi de 53%.

A Figura 4.12 faz uma análise comparativa da irreversibilidade em cada componente do ciclo.

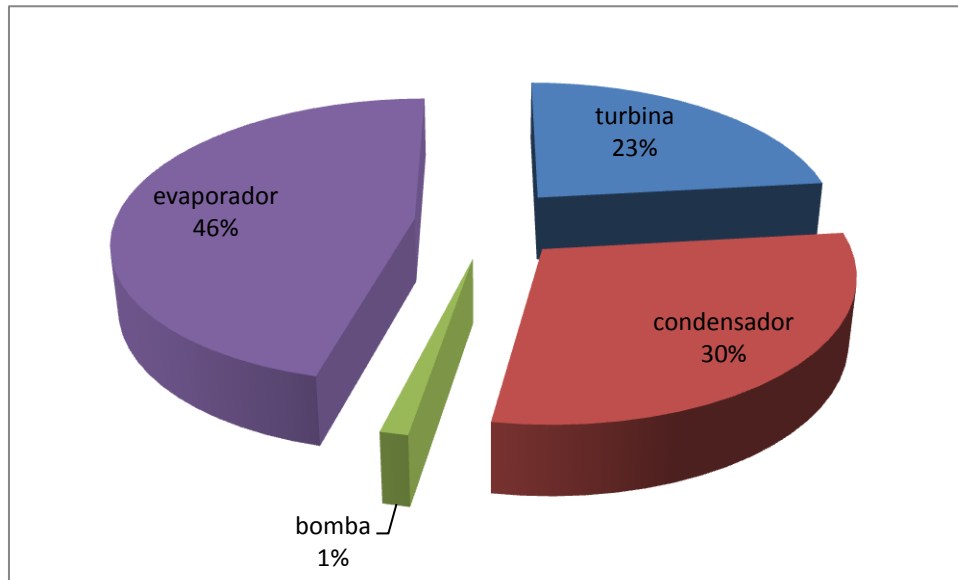


Figura 4.12 Porcentagem de irreversibilidade para cada componente do ciclo ORC para maior potencia a 150°C

A distribuição de irreversibilidades é similar à obtida no estudo de energia geotérmica. O 46% das irreversibilidades é devido ao evaporador, por que a temperatura deste componente está afastada da temperatura ambiente.

4.4.2 Solar - melhor eficiência (R600)

Os cálculos para a pressão que mostraram uma melhor eficiência são descritos a seguir. O fluido orgânico R600 mostrou melhor eficiência com um valor de 13,3% para uma pressão de evaporação de 3145 kPa. Os dados do ciclo termodinâmico nessas condições são apresentados na Tabela 4.12. Na Tabela 4.13 apresentam-se os resultados de trabalho e calor dos componentes do ciclo ORC.

Tabela 4.12 Características termodinâmicas do ciclo para maior eficiência a 150°C

R600	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Água ent	Água sai
Título	1	1	0	0	0	0
Temperatura (°C)	140	62,75	40	42,04	25	35
Pressão (kPa)	3145	380,5	380,5	3145	100	100
Vazão Mássica(kg/s)	11,5	11,5	11,5	11,5	619,7	619,7
Entalpia (KJ/Kg)	-2042,8	-2109,4	-2502,5	-2496,3		
Entropia (KJ/Kg.K)	2,7443	2,7946	1,5439	1,5486		

Temperatura na saída do evaporador do fluido da fonte de calor é 125 °C

Tabela 4.13 Trabalho e calor dos componentes para maior eficiência a 150°C

W_t (kW)	W_b (kW)	Q_{cond} (kW)	Q_{evap} (kW)
770,6	- 72,04	- 4547,22	5245

Cálculo das irreversibilidades

Para obter as irreversibilidades da turbina, condensador, bomba e evaporador foram utilizadas as equações (4.9), (4.10), (4.11) e (4.12) respectivamente, os resultados são apresentados na Tabela 4.14.

Tabela 4.14 Irreversibilidades dos componentes para maior eficiência a 150°C

Turbina (kW)	Condensador (kW)	Bomba (kW)	Evaporador (kW)	Total (kW)
172,4	160	16,1	311,7	660,2

O resultado do rendimento baseado na segunda lei, η_{II} , do ORC utilizando a equação (4.14) foi de 50%.

A Figura 4.13 faz uma análise comparativa da irreversibilidade em cada componente do ciclo.

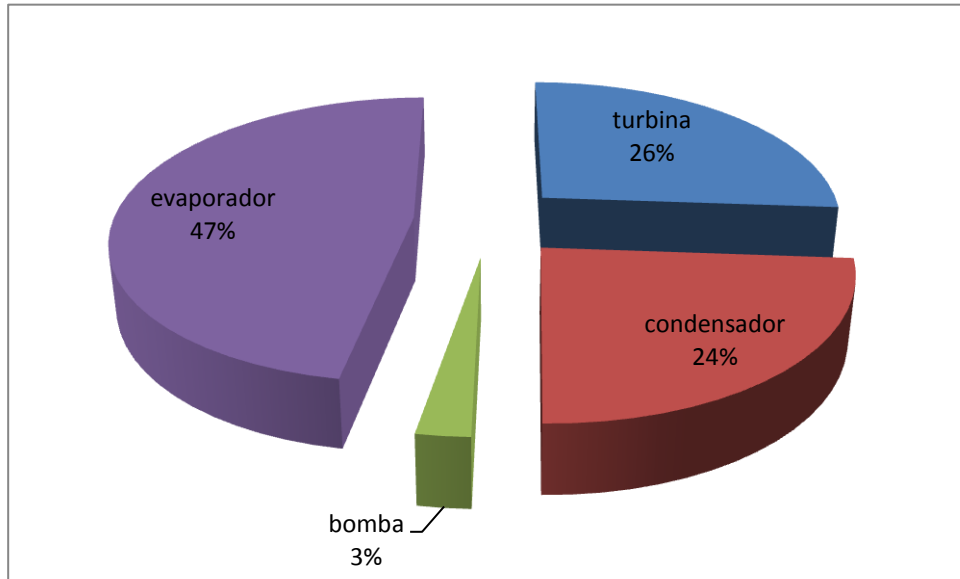


Figura 4.13 Porcentagem de irreversibilidade para cada componente do ciclo ORC para melhor eficiência a 150°C

Na distribuição de irreversibilidades o evaporador continua a ser o que maior irreversibilidade apresenta.

4.5.3 Comparação de resultados para os 2 casos estudados:

Na Figura 4.14 é mostrada uma comparação da potência na turbina e da eficiência térmica do ciclo para os dois casos estudados:

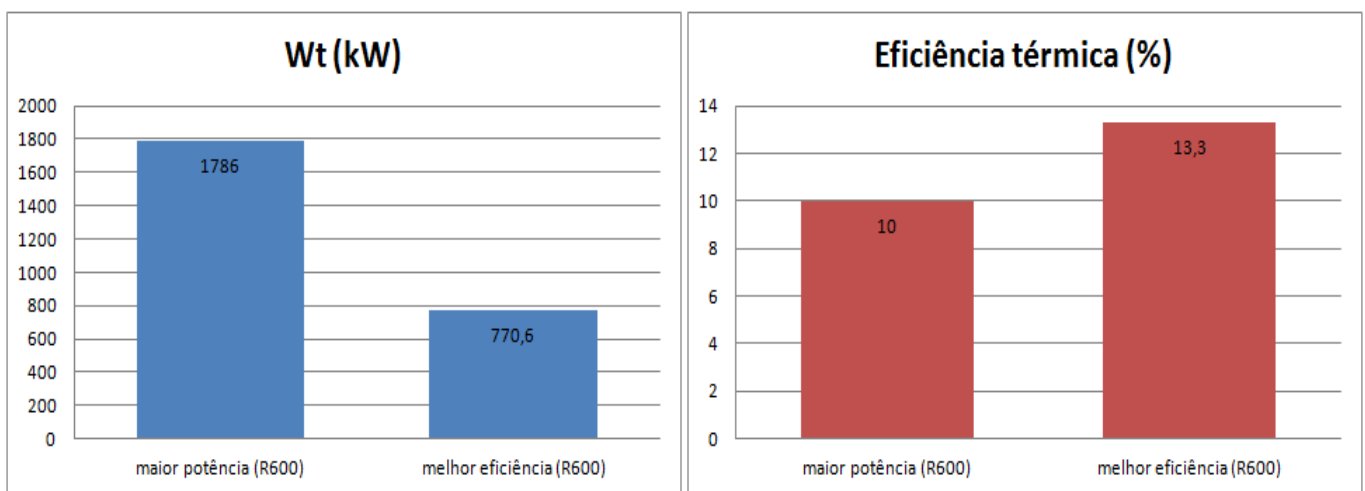


Figura 4.14 Comparação de potência e eficiência para energia solar

Na Figura 4.14 se conclui que para melhor eficiência a potência gerada é 57 % menor comparada com a maior potência gerada. Mas a eficiência mostrada é 3 % maior, este aumento é devido a que o calor absorvido no evaporador é menor.

É apresentada na Figura 4.15 as irreversibilidades dos componentes dos casos estudados.

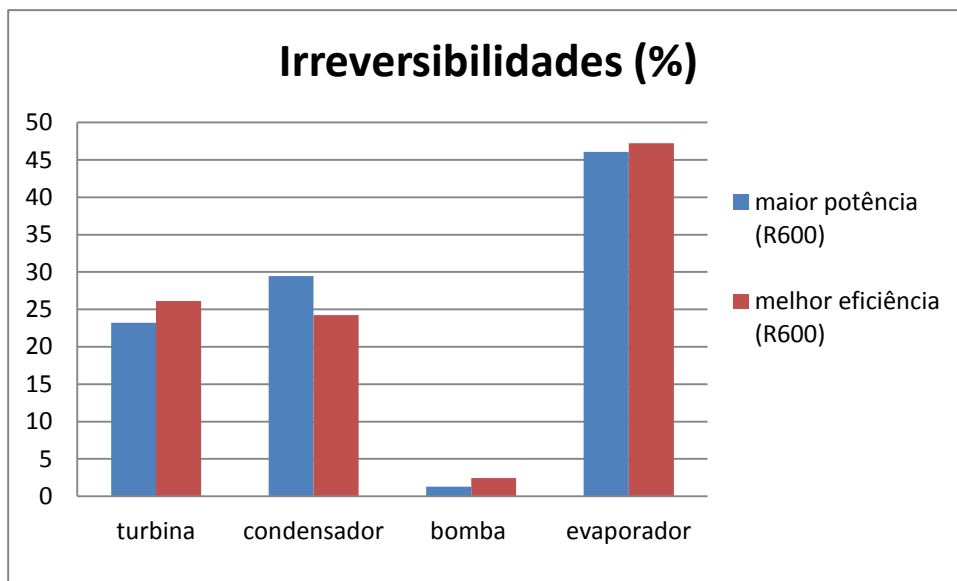


Figura 4.15 Comparação das irreversibilidades para energia solar

A irreversibilidade na turbina é menor a maior potência comparada com a de melhor eficiência, o que significa que a energia que foi absorvida no evaporador tem um melhor aproveitamento na turbina no caso de trabalhar a maior potência.

Portanto, a partir das Figuras 4.14 e 4.15, para o uso da energia solar em um ciclo ORC, com os fluidos orgânicos estudados é melhor trabalhar na opção de maior potência com o fluido R600.

4.5 SIMULAÇÕES PARA BIOMASSA

Para fazer a simulação aproveitando a energia da biomassa foi utilizada uma caldeira que fornece uma potência térmica de 6250 kW aproximadamente com uma eficiência de 80%. Estes valores encontram-se na faixa de típica potência e eficiência que atualmente está no

mercado para geração de eletricidade de pequena escala, como é mostrado em empresas como, Seeger Engineering ou Cys Ingenieria (Seeger Engineering,2013), (Cys Ingenieria, 2012).

A seguir é mostrada uma comparação da potência (Figura 4.8) e da eficiência (Figura 4.9) dos dois fluidos orgânicos selecionados para biomassa, ciclopentano e MM (octametiltetrasiloxano), a diferentes pressões de evaporação.

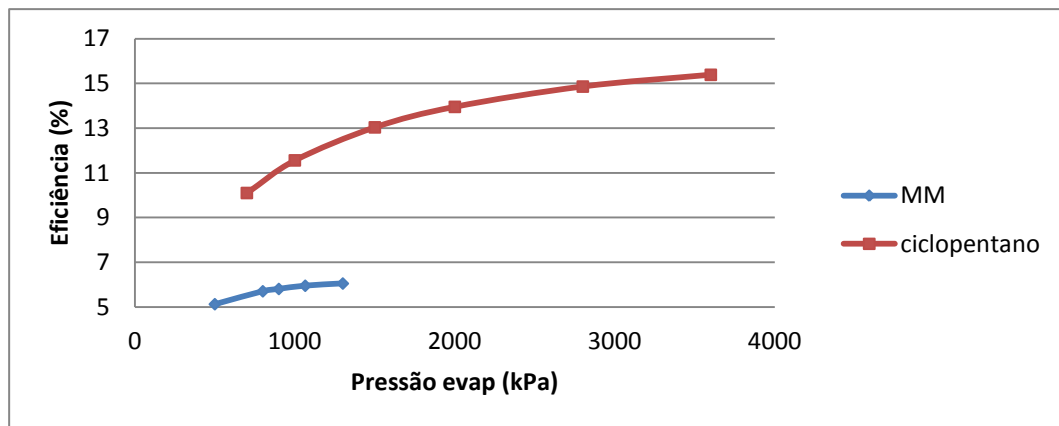


Figura 4.16 Variação da eficiência em função da pressão de evaporação para 350°C

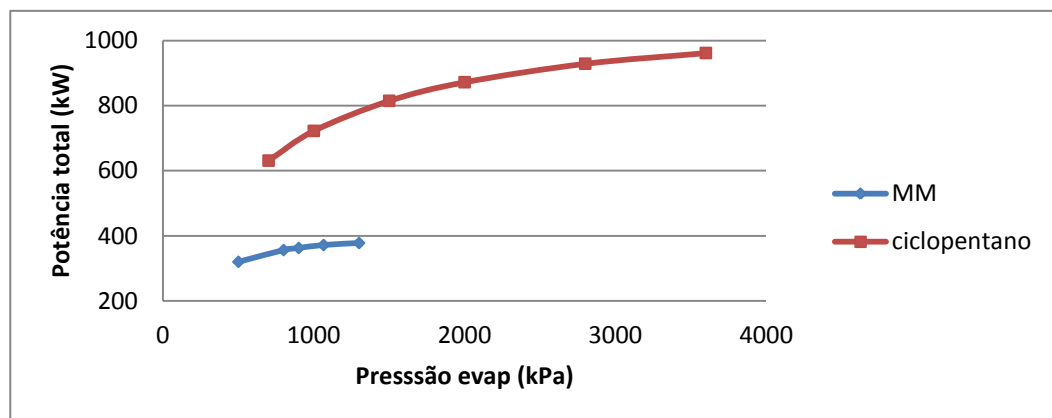


Figura 4.17. Variação da potência total em função da pressão de evaporação para 350°C

Observe-se que a eficiência do ciclo aumenta com a pressão de evaporação como aconteceu no estudo das fontes de energia solar e geotérmica. A variação da potência total para biomassa aumenta com o incremento da pressão de evaporação. Devido à utilização de biomassa, o evaporador pode atingir temperaturas mais elevadas. Esta elevada temperatura faz com que o incremento da variação da entalpia sempre seja maior que a diminuição da vazão

mássica (Figura 4.18). Aumentando assim a produção de potência na turbina com o aumento da pressão de evaporação.

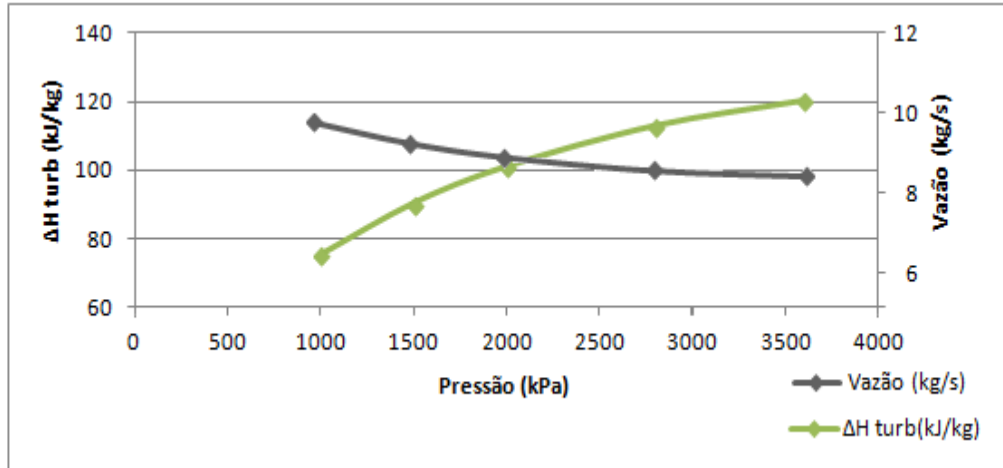


Figura 4.18 Comparação da vazão do fluido de trabalho e ΔH na turbina para o ciclopentano.

O fluido mais favorável para trabalhar com a fonte de biomassa a uma temperatura de 350°C é o ciclopentano. Este gera maior potência e melhor eficiência à mesma pressão, assim somente será realizado um processo de cálculo.

4.5.1 Maior potência e melhor eficiência (ciclopentano)

A máxima potência que pode gerar a turbina para biomassa com as considerações iniciais é 1013 kW com uma eficiência térmica do ciclo de 15,4%.

Os dados do ciclo termodinâmico nessas condições são apresentados na Tabela 4.15 e na Tabela 4.16 apresentam-se os resultados de trabalho e calor dos componentes do ciclo ORC.

Tabela 4.15 Características termodinâmicas do ciclo para 350°C

ciclopentano	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4
Título	1	1	0	0
Temperatura(°C)	221	107,2	48,77	50,67
Pressão (kPa)	3600	100	100	3600
Vazão Mássica(kg/s)	8,43	8,43	8,43	8,43
Entalpia (KJ/Kg)	-869,26	-989,52	-1468,8	-1462,7
Entropia(KJ/Kg.K)	-1,526	-1,444	-2,911	-2,906

Temperatura na saída do evaporador do óleo sintético é 300 °C

Tabela 4.16 Potências e calores obtidos para 350°C.

W_t (kW)	W_b (kW)	Q_{cond} (kW)	Q_{evap} (kW)
1013	51,46	4039	5000

4.5.2 Cálculo das irreversibilidades para biomassa.

Para obter as irreversibilidades da turbina, condensador, bomba e evaporador foram utilizadas as equações (4.9), (4.10), (4.11) e (4.12) respectivamente, os resultados são apresentados na Tabela 4.17.

Tabela 4.17 Irreversibilidades dos componentes para 350°C

Turbina (kW)	Condensador (kW)	Bomba (kW)	Evaporador (kW)	Total (kW)
206	227,7	12,56	490,6	936,9

O resultado do rendimento baseado na segunda lei, η_{II} , do ORC utilizando a equação (4.14) foi de 39%.

A Figura 4.19 faz uma análise comparativa da irreversibilidade em cada componente do ciclo.

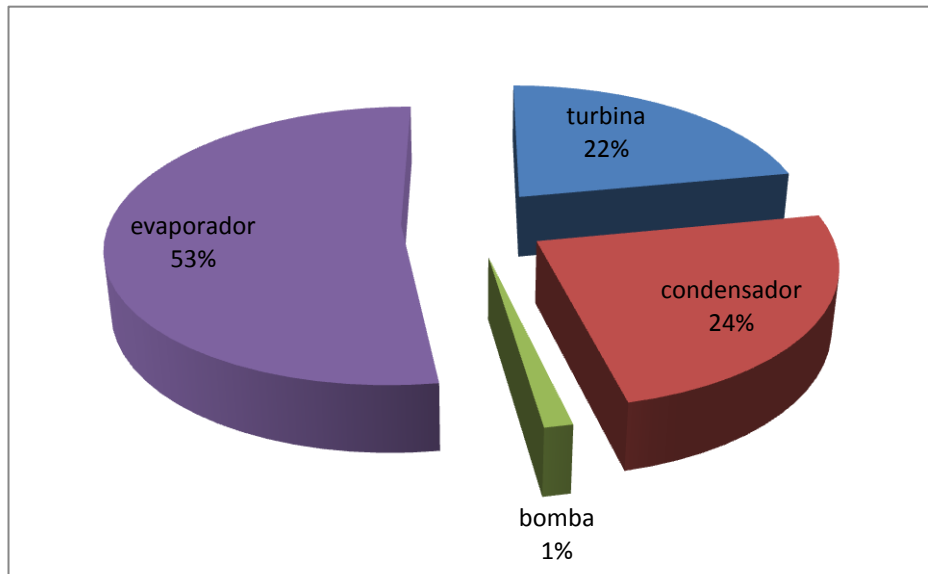


Figura 4.19 Porcentagem de irreversibilidades para componente do ciclo ORC a 350°C

Como nos estudos para geotérmica e solar a maior irreversibilidade é no evaporador, mas neste caso a porcentagem é mais elevada já que a diferença de temperaturas entre o evaporador e o ambiente é maior. A irreversibilidade na bomba continua a ser muito baixa.

4.6 Resultados

Agora para as três fontes renováveis compara-se a potência na turbina (Figura 4.20), eficiência térmica do ciclo (Figura 4.21), o calor absorvido no evaporador (4.22) e as irreversibilidades dos componentes (Figura 4.23) com os correspondentes fluidos orgânicos que melhores resultados mostraram para cada fonte.

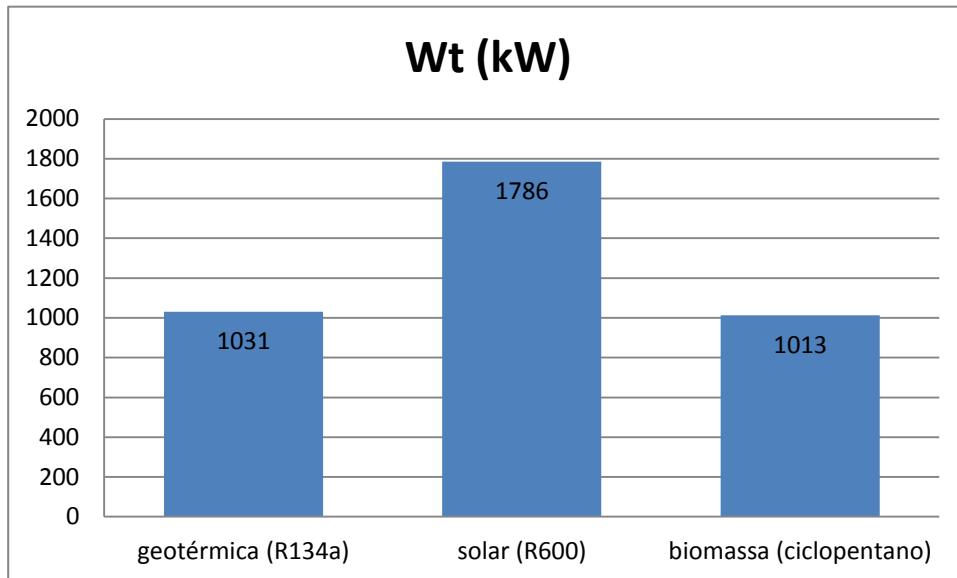


Figura 4.20 Potência na turbina para as três fontes renováveis estudadas

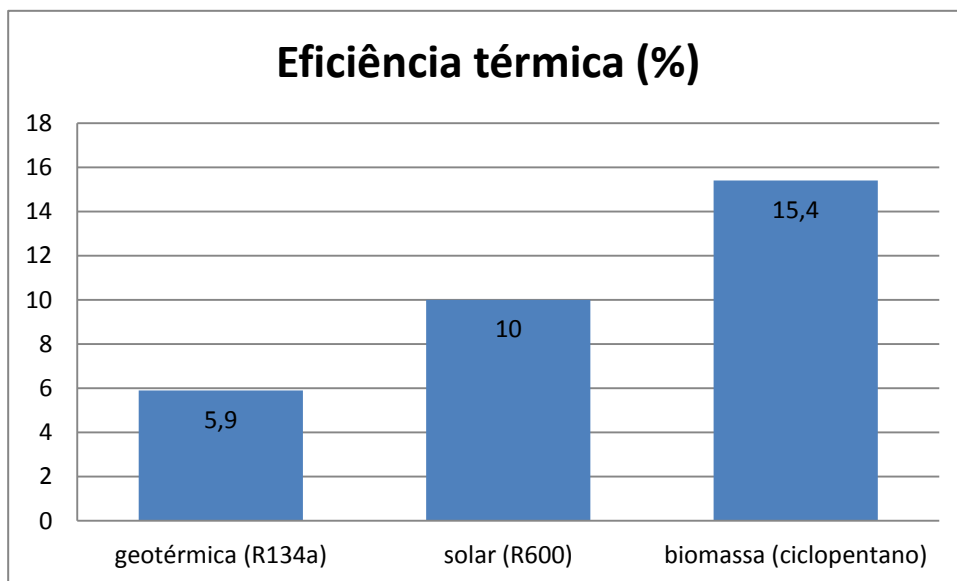


Figura 4.21 Eficiência térmica para as três fontes renováveis estudadas.

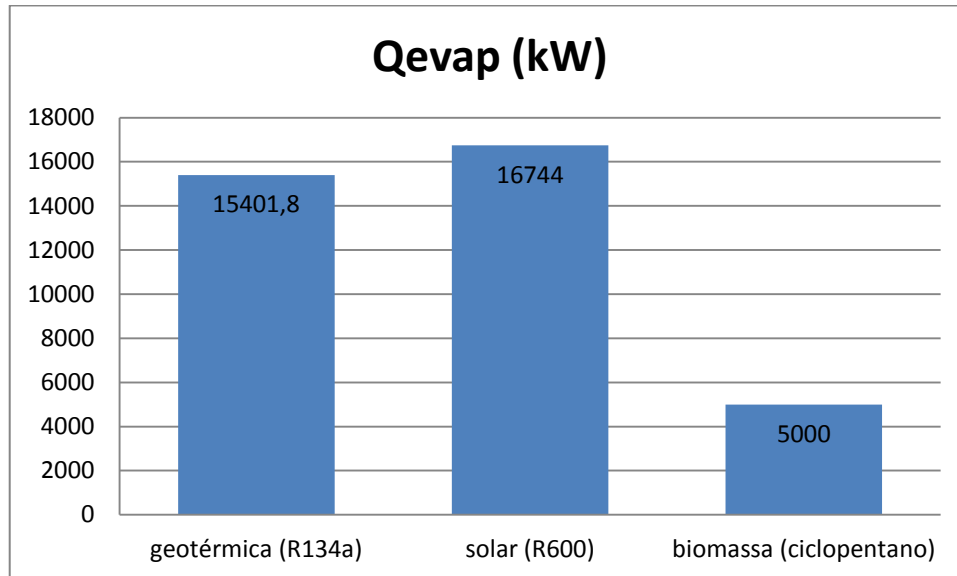


Figura 4.22 Calor absorvido no evaporador para as três fontes renováveis estudadas

Dos resultados mostrados na Figura 4.20 nota-se que a energia solar é a fonte de calor com maior capacidade de gerar potência. Comparando a energia geotérmica e energia solar, as quais transferem a energia ao ciclo ORC de forma similar, utilizando água como meio de transporte com idêntica vazão e pressão, variando somente a temperatura de entrada no evaporador pode-se observar que:

1. O aumento da temperatura de 50 °C da fonte de calor leva a um elevado incremento, em torno de 70 %, na geração de potência na turbina, uma vez é possível operar com uma variação maior de pressão na turbina.
2. Como se mostra na Figura 4.22 o calor absorvido no evaporador no caso de energia solar é 10 % maior que para energia geotérmica, mostrando que a quantidade de calor absorvido pelo ciclo não tem forte dependência da temperatura da fonte de calor.
3. Finalmente, com o aumento da geração de potência mecânica entre os ciclos para uma absorção de calor similar, faz com que a eficiência do ciclo ORC para energia solar dobre a eficiência do ciclo ORC ao utilizar fontes geotérmicas.

Por outro lado, ao comparar a energia solar e a biomassa, observa-se embora a biomassa atinja maiores temperaturas de operação a potência gerada é 43 % menor. Devido a que o calor absorvido no evaporador é 70 % menor que para energia solar (Figura 4.22).

Pelos resultados obtidos se conclui que a geração de potência é dependente tanto da temperatura da fonte de calor quanto da quantidade de calor absorvido no evaporador.

A eficiência do ciclo aumenta com o aumento da temperatura da fonte (Figura 4.21) já que a quantidade de energia térmica que é transformada em energia mecânica é maior. Apontando que fontes renováveis de baixa temperatura, neste caso energia geotérmica, apresentam um maior desafio para seu aproveitamento. Devido a sua baixa temperatura a produção de eletricidade a escalas economicamente viáveis requerem de elevadas quantidades de energia térmica.

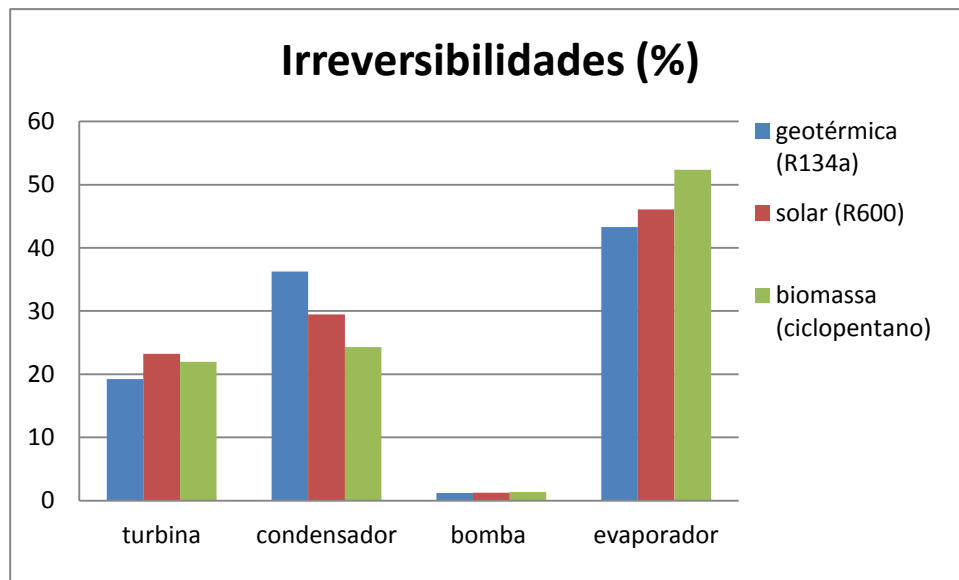


Figura 4.23 Irreversibilidades para as três fontes renováveis estudadas

Na Figura 4.23 pode se observar que no evaporador a irreversibilidade aumenta quanto maior é a temperatura da fonte de calor, já que quanto maior é a diferença de temperaturas entre o componente e o ambiente mais calor é desperdiçado. No condensador a irreversibilidade diminui com o aumento da mesma. Com o aumento da temperatura obtém-se um melhor aproveitamento da fonte de calor (maior quantidade de energia térmica é transformada pela turbina em energia mecânica) e por isso que o desperdício de energia no condensador é menor. Na bomba a irreversibilidade é desprezível para todas as fontes renováveis estudadas.

CAPÍTULO 5 – PROPOSTA DE ANÁLISE ECONÔMICA

A seguir mostram-se os cálculos para realizar uma análise econômica das instalações, para estimar os custos dos principais equipamentos de um ciclo ORC para o aproveitamento das diferentes fontes de energias renováveis. Uma vez obtidos esses custos, realiza-se uma estimativa do custo da geração da eletricidade para cada um dos ciclos estudados. O período de amortização do ciclo depende do preço de venda da eletricidade gerada.

5.1 Custos de investimento

Para obter os custos de investimento (Equação 5.1), custos da turbina (Equação 5.4) e da bomba (Equação 5.5), vão se utilizar as equações desenvolvidas por (Frangopoulos 1992) e atualizadas depois por (Lazzoretto e Macor, 1995). Para obter o preço do evaporador e condensador se utilizará as equações adaptadas da pesquisa de (Campos *et al* 2012). A confiabilidade destas equações já foi comprovada com resultados de casos reais. O custo de investimento (I_p) pode ser definido como:

$$I_p = (C_{fonte} + C_{cond} + C_b + C_{evap} + C_{TV} + C_m) \cdot 1,3 \quad (5.1)$$

C_{fonte} e C_m (custo de manutenção) dependem da fonte renovável, na seção 5.1.2 é explicada a obtenção de estes fatores.

Os Custos do ciclo ORC são; C_{cond} , custo do condensador; C_b , custo da bomba; C_{evap} , custo do evaporador e o C_{TV} custo da turbina ORC.

O valor de 1,3 é um fator de segurança já que nestas equações não se leva em conta custos indiretos como, por exemplo, custos de transporte, seguros, custos administrativos, custos de equipamentos auxiliares, etc.

5.1.1 Custo do ciclo ORC

Propõe-se primeiro os custos do ciclo ORC, as fórmulas utilizadas são as mesmas para as três fontes renováveis.

5.1.1.1 Custo de condensador

A fórmula considerada por (Campos *et al* 2012) para obter o custo de um condensador foi:

$$C_{\text{cond}} = 2990 A^{0,8} \quad (5.2)$$

Sendo A a área de intercâmbio de calor.

5.1.1.2 Custo de evaporador

A fórmula considerada por (Campos *et al* 2012) para obter o custo de um evaporador foi a mesma que para um condensador, já que os dois componentes são trocadores de calor:

$$C_{\text{evap}} = 2990 A^{0,8} \quad (5.3)$$

5.1.1.3 Custo da turbina

A fórmula considerada por (Lazzoretto e Macor, 1995) para obter o custo da turbina foi:

$$C_{TV} = 7490 \cdot E^{0,70} \cdot \left[1 + \left(\frac{1-0,95}{1-\eta_{TV}} \right)^3 \right] \cdot \left[1 + 5 \cdot \exp\left(\frac{T_1 - 866}{10,42} \right) \right] \quad (5.4)$$

Sendo: “E” a energia elétrica gerada, T_1 a temperatura de entrada na turbina e η_{TV} a eficiência isentrópica da turbina.

Deve ser mencionado que esta fórmula foi proposta para estimar o custo de uma turbina a vapor, mas como não foram encontrados preços reais para turbinas de ORC, o custo da turbina foi aproximado com esta fórmula.

5.1.1.4 Custo da bomba

A fórmula considerada por (Lazzoretto e Macor, 1995) para obter o custo da bomba é dada por:

$$C_b = 3540 \cdot \dot{W}_b^{0,71} \cdot \left[1 + \left(\frac{1-0,80}{1-\eta_b} \right)^3 \right] \cdot 1,41 \quad (5.5)$$

Sendo W_b a potência da bomba e η_b é a eficiência da bomba.

A seguir mostra-se a obtenção dos custos dos equipamentos relacionados com as diferentes fontes renováveis assim como os custos de manutenção.

5.1.2 Custos da Energia Geotérmica

a. Custo da fonte geotérmica

O custo de investimento de centrais de energia geotérmica é dividido em custos de subsolo (C_{fonte}), que são a exploração de possíveis reservatórios e a posterior perfuração, equipamentos para extração do fluido geotérmico e os custos de superfície, ou seja, a instalação dos equipamentos do ciclo ORC, estudado no ponto anterior.

Os custos de subsolo são de elevada incerteza já que dependem das características do reservatório e de sua localização. Baseado nas centrais já construídas os custos de subsolo estão geralmente na faixa de 20% a 50 % dos custos totais. Na literatura científica consultada os valores do custo de subsolo (C_{fonte}) são de 1375- 3600 US\$/kWe. (Chamorro *et al*, 2012).

b. Custo de manutenção para geotérmica

Considerar-se-á um custo de manutenção de 3% do custo total dos equipamentos, as unidades deste custo são geralmente em US\$/h assim ele é dividido pelo numero de horas de funcionamento da planta por ano (H), a energia geotérmica é capaz de funcionar todas as horas do dia, mas se considera que $H = 8000$ horas/ ano. A equação (5.6) mostra o custo de manutenção.

$$C_m = \frac{(C_{\text{fonte}} + C_{\text{cond}} + C_b + C_{\text{evap}} + C_{TV}) \cdot 0,03}{H} \quad (5.6)$$

5.1.3 Custos da Energia Solar

a. custos da fonte de energia solar

O valor de C_{fonte} para energia solar serão os custos de instalação dos painéis solares.

O custo de instalação é a soma dos custos dos painéis solares mais o custo do terreno onde serão instalados estes equipamentos.

Os custos do equipamento baseado em investimentos de plantas solares atuais variam entre 4 US\$/We e 8,7 US\$/We. O custo do solo tem uma faixa de 12 ate 60 \$/kWe esta faixa é tão grande já que depende da localização da instalação. (Hernandez-Moro e Martinez-Duart, 2013),(IRENA, 2012),

b. Custo de manutenção para energia solar

Para obter o custo de manutenção se utiliza a Equação (5.6) e no caso de energia solar normalmente $H= 2920\text{h/ano}$, equivale as 8 horas de sol por dia aproximadamente.

5.1.4 Custos da Biomassa

a. custo da fonte de biomassa

Para biomassa o valor de C_{fonte} será o custo da caldeira que se precisa para queimar a biomassa:

$$C_{CAL} = 784 \cdot Q_{ol}^{0.8} \cdot \left[1 + \left(\frac{1-0,90}{1-\alpha} \right)^7 \right] \cdot \left[1 + 5 \cdot \exp\left(\frac{T_{o.s} - 866}{10,42} \right) \right] \cdot \left[\exp\left(\frac{P_{o.s} - 28}{150} \right) \right] \quad (5.7)$$

Onde, Q_{ol} é o calor transferido ao óleo sintético pela queima da biomassa. $T_{o.s}$ e $P_{o.s}$ são a temperatura e pressão do óleo à saída da caldeira, tem que ser expressas em K e kgf/cm^2 respectivamente, α é a eficiência na câmara de combustão da caldeira

b. Custo de manutenção para biomassa

Para obter o custo de manutenção se utiliza a Equação (5.6) com o número de horas de funcionamento de uma planta de biomassa, normalmente $H= 7200\text{h}$.

5.2 Custo de eletricidade

Utiliza se a Equação (5.8) para obter os custos de eletricidade.

$$C_{EL} = \frac{(Ip \cdot f)}{H \cdot E} + \frac{C_{op}}{E} + \frac{C_{comb}}{\eta_{el}} \quad (5.8)$$

Onde “E” é a energia elétrica produzida; η_{el} , é a eficiência de geração de energia elétrica, C_{op} os custos de operação e C_{comb} os custos do combustível.

Sendo f o fator anuidade, calculado mediante a Equação (5.9)

$$f = \frac{[q^k \cdot (q - 1)]}{(q^k - 1)} \quad (5.9)$$

k = período de amortização

Sendo q calculado pela Equação (5.10)

$$q = 1 + \frac{r}{100} \quad (5.10)$$

r = taxa de juros.

Para o Custo de operação a seguinte expressão é usada:

$$C_{op} = \frac{Sal}{H} \cdot N \quad (US\$/h) \quad (5.11)$$

Sal = salário médio do pessoal que trabalha na planta e N = numero de trabalhadores.

5.2.1 Custos de eletricidade para energia geotérmica e solar.

Para a energia geotérmica e solar o custo de combustível é zero. Em geotérmica, uma vez feito os poços de produção e injeção não se precisa de combustível para a geração de eletricidade. Em solar, uma vez feita a instalação dos painéis solares, também não é necessário o uso de combustível para o funcionamento da planta. Assim o custo de eletricidade é calcula pela Equação (5.12).

$$C_{EL} = \frac{(Ip \cdot f)}{H \cdot E} + \frac{C_{op}}{E} \quad (5.12)$$

5.2.2 Custos de eletricidade para biomassa

Para fazer o estudo de custos para biomassa precisa-se saber qual o custo do combustível (C_{comb}) em unidades de US\$/kWh. Esta unidade é obtida realizando a divisão do preço da biomassa (p_{bio}) no mercado em unidades de US\$/kg e o PCI_{bio} (poder calorífico inferior) da biomassa utilizado neste ciclo, como:

$$C_{comb} = \frac{p_{bio} \left(\frac{US\$}{kg} \right)}{PCI_{bio} \left(\frac{kJ}{kg} \right)} \cdot \frac{3600s}{1h} \quad (5.13)$$

A equação de custo de eletricidade para biomassa é dada por:

$$C_{EL} = \frac{(I_{PL} \cdot f)}{H \cdot E} + \frac{C_{op}}{E_p} + \frac{C_{comb}}{\eta_{el}} \quad (5.14)$$

5.3 Receita anual do processo

A definição da receita anual se obtém utilizando a seguinte expressão:

$$RA = (p_{v,e} - C_{EL}) \cdot H \cdot E \quad (5.15)$$

Onde $p_{v,e}$ é o preço ao qual será vendido o kWh produzido pela planta.

A partir da receita anual obtém-se o tempo de amortização da planta, em função do preço de venda da potência gerada e a taxa de juros.

CAPÍTULO 6 - CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Da revisão bibliográfica realizada neste trabalho, observou-se que para aproveitar fontes de calor de baixas e médias temperaturas, o ciclo ORC tem maiores vantagens quando comparado ao ciclo Rankine convencional. Algumas destas são: trabalhar a baixas pressões de evaporação, menores temperaturas de entrada na turbina, turbina mais simples, etc. As fontes de calor de baixas e médias temperaturas estudadas foram: energia geotérmica, energia solar e a biomassa.

A partir da análise da Primeira Lei da Termodinâmica, para as condições iniciais propostas, obteve-se que a energia solar gera uma potência de 1786 kW, o que representa uma geração cerca de 70% maior do que a obtida com energia geotérmica e biomassa. Para a geração desta potência, o calor absorvido é de 16744 kW, sendo este valor similar ao obtido utilizando energia geotérmica. Para a biomassa, que gera uma potência de 1013 kW o calor absorvido é de 5000 kW. A partir destes dados observa-se que a geração de potência está relacionada tanto com a temperatura da fonte de calor quanto com o calor absorvido no evaporador. No que diz respeito à eficiência, a biomassa foi à fonte renovável com maior rendimento, de 15,4 %, seguida da energia solar com 10 % e da geotérmica com 5,9 %. Estes resultados mostram que a eficiência aumenta com o aumento da temperatura da fonte de calor. Seguidamente, a análise da Segunda Lei mostrou que a porcentagem de irreversibilidade no evaporador aumenta conforme a elevação da temperatura (para energia geotérmica tem um valor de 44 %, solar 46% e biomassa 53%), devido à maior diferença desta entre o componente e o ambiente. A irreversibilidade do condensador diminui com o aumento da temperatura, já que o aproveitamento da energia térmica na turbina é maior, fazendo com que o desperdício de energia no condensador seja menor.

A partir dos resultados, pode-se concluir que é de elevada complexidade determinar qual das fontes renováveis terá melhores resultados, já que cada uma delas tem diferentes vantagens. Embora a energia geotérmica possua um elevado potencial para baixas temperaturas, é a energia que apresenta um maior desafio para seu aproveitamento. Para

energia solar precisa-se de elevada quantidade de energia absorvida para geração de potência, o que leva a um trocador de calor de grandes dimensões. Dentre as três energias renováveis estudadas utilizando o ciclo ORC, a energia da biomassa é a mais usada, devido às elevadas temperaturas que atinge, as quais fazem com que o aproveitamento do calor gerado por esta tecnologia seja maior.

Uma sugestão para trabalhos futuros é realizar uma comparação entre o benefício obtido com a potência gerada e o custo devido à área da superfície do trocador de calor, obtendo assim qual das fontes tem uma melhor viabilidade de trabalhar nestas condições.

Neste trabalho mostrou-se que os fluidos R134a, R600 e ciclopentano, trabalhando com a fonte geotérmica, solar e biomassa respectivamente, geram potência superior quando comparados aos demais estudados.

Para reduzir a irreversibilidade de um ciclo que trabalha a altas temperaturas pode-se utilizar um recuperador entre a saída da turbina e a entrada no evaporador, uma vez que tal equipamento aumenta a eficiência térmica. No ciclo ORC para fonte de biomassa é recomendável o uso de recuperador já que o fluido orgânico sai da turbina com uma temperatura suficientemente elevada para ser aproveitada. Outra sugestão é realizar um estudo de viabilidade termodinâmica e econômica para um ciclo ORC com recuperador, para comprovar a melhoria do funcionamento e a rentabilidade econômica.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Abdollahi-Demneh, F., Moosavian, M., Omidkhah, M. R. *Calculating exergy in flowsheeting simulators: A HYSYS implementation*. Energy, v.36, 2011, p. 5320-5327.
- Abé H, Duchaneb D.V, Parkerc R, Kuriyagawad M. *Present status and remaining problems of HDR/HWR system design*. Geothermics, v.28, 1999, p.573-590.
- Agencia Internacional de Energia. Disponível em: <http://www.iea.org/>. Acessado em Março 2013.
- ANEEL, Atlas de energia elétrica do Brasil, 1ª edição, 2002.
- Bahaa, S., Koglbauer, G., Wendland, M., Fischer, J. *Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles*. Energy, v.32, 2007, p.1210–1221.
- Barbier, E. *Geothermal energy technology and current status: an overview*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, v.6, 2002, p.3-65.
- Barlev, D., Vidu, R., Stroeve, P. *Innovation in concentrated solar power*. Solar Energy Materials and Solar Cells, v.95, 2011, p.2703-2725.
- Bertani, R. *Geothermal Power Generation in the World 2005–2010 Update Report*. Geothermics, v.41, 2012, p.1-29.
- Campos, C. E., Escobar, J. C., Venturini, O. J., Silva, E. E., Cobas, V. M., Santos, D. M. *Exergetic and economic comparison of ORC and Kalina cycle for low temperature enhanced geothermal system in Brazil*. Applied Thermal Engineering, v.52, 2013, p.109-119.
- Campos, A., Perez-Iribarren, E., Sala, J. M. *Thermoeconomic analysis of a micro-CHP installation in a tertiary sector building through dynamic simulation*. Energy, v.45, 2012, p.228 - 236.

- Carrara, S. *Small-scale biomass power generation. PhD thesis.* University of Bergamo. 2010.
- Chamorro, C., Mondéjar, M., Segovia, R., Martin, M. *World geothermal power production status: Energy, environmental and economic study of high enthalpy technologies.* Energy, v.42, 2012, p.10-18.
- Coronado, C. J. R. *Análise Técnica – Econômica de um Gaseificador de Biomassa de 100 kg/h para acionamento de um Motor de Combustão Interna.* 2007. 195f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2007.
- CYS INGENIERIA. Disponível em: <http://cysingenieria.es/soluciones/electricidad-con-biomasa-electroterm/>. Acessado em abril 2013.
- Energiandina. Disponível em: <http://www.energiandina.cl>. Acessado em abril 2013.
- ESDMENERGY. Disponível em: <http://esdmenergy.com/html/en/technologies/orc.html>. Acessado em março 2013.
- EZ2C. Disponível em: http://www.ez2c.de/ml/solar_land_area/. Acessado em março 2013.
- Fankam, B., G, Papadakis., G, Lambrinos., A, Frangoudakis. *Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle.* Applied Thermal Engineering, v.29, August 2009, p.2468-2476.
- Frangopoulos, C.A. *Optimal Synthesis and Operation of Thermal Systems by The Thermo-economic Functional Approach.* Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, v.114, 1992, p.707-714.
- Fridleifsson, I.B., R. Bertani, E. Huenges, J. W. Lund, A. Ragnarsson, and L. Rybach. *The possible role and contribution of geothermal energy to the mitigation of climate change.* In: O. Hohmeyer and T. Trittin (Eds.) IPCC Scoping Meeting on Renewable Energy Sources, Proceedings, Luebeck, Germany, 20-25 January 2008, p.59-80.

- Fundeca. Disponível em: http://www.fundeca.org.ve/proyectos_sol.php. Acessado em abril 2013.
- Gang, P., Jing, L., Ji Jie. *Analysis of low temperature solar thermal electric generation using regenerative Organic Rankine Cycle*. Applied Thermal Engineering v.30, 2010, p.998–1004.
- Hamza, V.M., R.R. Cardoso, A.J.L. Gomes and C.H. Alexandrino. Brazil: Country Update, in Proc. 2010 World Geothermal Congress Bali, Indonesia.
- Hernandez-Moro, J. e Martinez-Duart J.M. *Analytical model for solar PV and CSP electricity costs: Present LCOE values and their future evolution*. Renewable and Sustainable Energy Reviews v.20, 2013, p.119–132.
- Hung, T. C., Wang, S. K., Kuo, C. H., Pei, B. S. *A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources*. Energy v.35, 2010, p.1403–1411.
- IDAE, Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía. Evaluación del potencial de energía solar termoeléctrica. Estudio Técnico PER 2011-2020. Madrid. 2011.
- IRENA, International Renewable Energy Agency. Disponível em: http://www.irena.org/DocumentDownloads/Publications/RE_Technologies_Cost_Analysis-CSP.pdf. 2012. Acessado em maio 2013.
- Kang, S. H. *Design and experimental study of ORC (organic Rankine cycle) and radial turbine using R245fa working fluid*. Energy v.41, 2012, p.514-524.
- Lai, N. A., Wendland, M., Fischer, J. *Working fluids for high-temperature organic Rankine cycles*. Energy v36, 2011, p.199-211.
- Lakew, A., A., Bolland, O. *Working fluids for low-temperature heat source*. Applied Thermal Engineering v.30, 2010, p. 1262–1268.
- Larjola, J. *Electricity from industrial waste heat using high-speed organic Rankine cycle (ORC)*. International Journal of Production Economics, v.41, 1995, p.227-235.

- Lazzaretto, A., Macor, A. *Direct Calculation of Average and marginal Cost from the Productive Structure of an Energy System*. Journal of Energy resources Technology, v.117, 1995, p.171-178.
- Lipták, B., *Post-Oil Energy Technology: The World's First Solar-Hydrogen Demonstration Power Plant*. 2009.
- Mago, P. J., *An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids*. Applied Thermal Engineering, v.28, 2008, p.998 – 1007.
- MBQ Group, Disponível em: <http://www.mbqresearch.com/search/label/Energy>. Acessado março 2013.
- McKendry, P., *Energy production from biomass (part 1): overview of biomass*. 2001.
- Ministério de Minas e Energia, Secretaria de Planejamento e Desenvolvimento Energético, 2007-2008. Plano Nacional de Energia 2030, Geração Termelétrica – Biomassa.
- Nishith, B., Bandyopadhyay, S. *Process integration of organic Rankine cycle*. Energy v.34, 2009, p.1674–1686.
- Obernberger, I., Thonhofer, P., Reisenhofer, E. *Description and evaluation of the new 1000kW_{el} organic rankine cycle process integrated in the biomass CHP plant in Lienz, Austria*. Euroheat and Power 2002.
- Orche, E. *La energia geotermica*. 1ºcongreso de geotérmica de Galicia, 2010.
- Quaschnig, V. *Technical and economical system comparison of photovoltaic and concentrating solar thermal power systems depending on annual global irradiation*. Solar Energy, v.77, 2004, p.171-178.
- Quoilin, S., Lemort, V. *Technological and Economical Survey of Organic Rankine Cycle Systems*. 5th European Conference Economics and Management of Energy in Industry, 2009.

- Quoilin, S., VanDenBroek, M., Declay, S., Dewallef, P., Lemort, V. *Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems*. Renewable and Sustainable Energy Reviews v.22, 2013, p.168–186.
- Rayegan, R., Tao, Y. X. *A procedure to select working fluids for Solar Organic Rankine Cycles (ORCs)*. Renewable Energy v.36, 2011, p.659-670.
- REN21. Renewables 2011. Global status report.
- Seeger engineering. Disponível em: <http://www.seeger.ag/es/referencias/plantas-de-calderas-de-biomasa.html>. Acessado em abril 2013.
- Sotomonte, C., Campos, C. E., Silva, E. E., Venturini, O. J. D. M. Santos, AES. *Geração de Energia Elétrica a Partir de Fontes Geotérmicas de Baixa Temperatura no Brasil*. The 9th latin-american congress on electricity generation and transmission - clagtee, 2011.
- Spliethoff, H., Schuster, A. *The Organic Rankine Cycle – Power Production from Low Temperature Heat*. Institute for Energy Systems, Technische Universität München. 2006.
- Tchanche, B. F., Papadakis, G., Lambrinos, G., Frangoudakis, A. *Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle*. Applied Thermal Engineering v.29, 2009, p.2468–2476.
- Ungemach, P. *Market perspectives for geothermal energy uses in Europe*. Faculty of Energetics, University of Oradea. 2002.
- Universohumano-by-ivanovich. Disponível em <http://universohumano-byivanovich.blogspot.com.br/2013/02/energia-geotermica.html>. Acessado em abril 2013.
- Wali, E. *Optimum working fluids for solar powered Rankine cycle cooling of buildings*. Solar Energy, v.25, 1980, p.235-241.