



UNIVERSIDAD DE OVIEDO

**Escuela de
Ingeniería de Minas, Energía y Materiales de Oviedo**

Máster en Ingeniería de Minas



Trabajo Fin de Máster

**Estudio de las condiciones de diseño de un sistema de
refrigeración por compresión mecánica de vapor accionado
por un ciclo de Rankine orgánico solar**

Autor: Silvia Gomes Cardín

Tutor: M^a Belén Folgueras Díaz

Oviedo, julio de 2022





Índice

1. Introducción	9
2. Objetivos	12
3. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor	13
4. Ciclo Rankine Orgánico	16
4.1 Descripción del proceso y elementos que intervienen	16
4.2 Comparación con el ciclo Rankine tradicional	18
4.3 Mejoras de los ciclos Rankine	20
4.4 Fluidos de trabajo orgánicos	23
4.4.1 Tipos de fluidos de trabajo	23
4.4.2. Requisitos para la elección del fluido de trabajo	26
4.5 Aplicaciones de los ORC	31
5. ORC – VCC	39
6. Caso de estudio	41
6.1 Elementos	42
6.2 Funcionamiento	44
6.3 Fluido orgánico	45
6.4 Fórmulas	47
6.5 Modelización del sistema	51



6.6 Análisis	53
7. Conclusiones.....	83
Bibliografía.....	85



Índice de figuras

Figura 1: Emisiones de CO ₂ provenientes de combustibles fósiles y concentración atmosférica de CO ₂ en el periodo 1750 – 2020 [1]	9
Figura 2: Esquema de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor [13]	13
Figura 3: Diagramas T-s ideal del VCC [14]	14
Figura 4: Diagrama esquemático de un Ciclo Rankine Orgánico [15].....	16
Figura 5: Diagrama T-s ciclo Rankine ideal y real [14]	17
Figura 6: Eficiencia térmica vs. flujo volumétrico a la entrada de la turbina de diferentes refrigerantes [16]	19
Figura 7: Diagrama T-s de un ciclo Rankine ideal con sobrecalentamiento [9]	21
Figura 8: Diagrama T-s de un ciclo Rankine ideal con recalentamiento [20].....	22
Figura 9: Diagrama T-s para fluidos húmedos. [23]	23
Figura 10: Diagrama T-s para fluidos isentrópicos. [23].....	24
Figura 11: Diagrama T-s para fluidos secos [23]	24
Figura 12: Diagrama T-s del Isopentano [22].	25
Figura 13: Capacidad total instalada de ORC por aplicaciones [28].....	34
Figura 14: Esquema de la planta geotérmica ORC AFJET [36]	34
Figura 15: Diseño conceptual de un ORC alimentado con biomasa [40].	36
Figura 16: Colectores de cilindro parabólico [42].....	37
Figura 17: Área de apertura del captador de cilindro parabólico	38



Figura 18: Esquema del ciclo ORC – VCC a modelar [46]	42
Figura 19: Diagrama T-s del R245fa [51]	46
Figura 20: Modelado del sistema ORC-VCC con colector solar parabólico en Thermoflex 29.	51
Figura 21: Irradiancia global, directa y difusa para un día medio de Julio, en la localización 40,525° N– 3,772° E [54]	55
Figura 22: Rendimiento de los colectores versus Temperatura de generación	78
Figura 23: SPC versus Temperatura de generación.....	79
Figura 24: COP sistema versus Temperatura de generación.....	80
Figura 25: Rendimiento sistema versus Temperatura de generación	81



Índice de tablas

Tabla 1: Clasificación ASHRAE Standard 34 [25].....	27
Tabla 2: Clasificación ASHARE Standard 34 de varios fluidos de trabajo [25]	27
Tabla 3: Propiedades de distintos fluidos [24]	29
Tabla 4: Propiedades del R245fa [48]	45
Tabla 5: Condiciones de los 7 casos a analizar.	53
Tabla 7: Parámetros fijos para los 7 casos.....	56
Tabla 8: Condiciones del fluido en cada punto - Caso 1	57
Tabla 9: Condiciones del fluido en cada punto - Caso 2.....	60
Tabla 10: Condiciones del fluido en cada punto - Caso 3.....	63
Tabla 11: Condiciones del fluido en cada punto - Caso 4.....	66
Tabla 12: Condiciones del fluido en cada punto - Caso 5.....	69
Tabla 13: Condiciones del fluido en cada punto - Caso 6.....	72
Tabla 14: Condiciones del fluido en cada punto - Caso 7.....	75
Tabla 15: Resumen de los cálculos.	77
Tabla 16: Resumen de la variación de los parámetros principales del sistema con la temperatura de generación.....	82



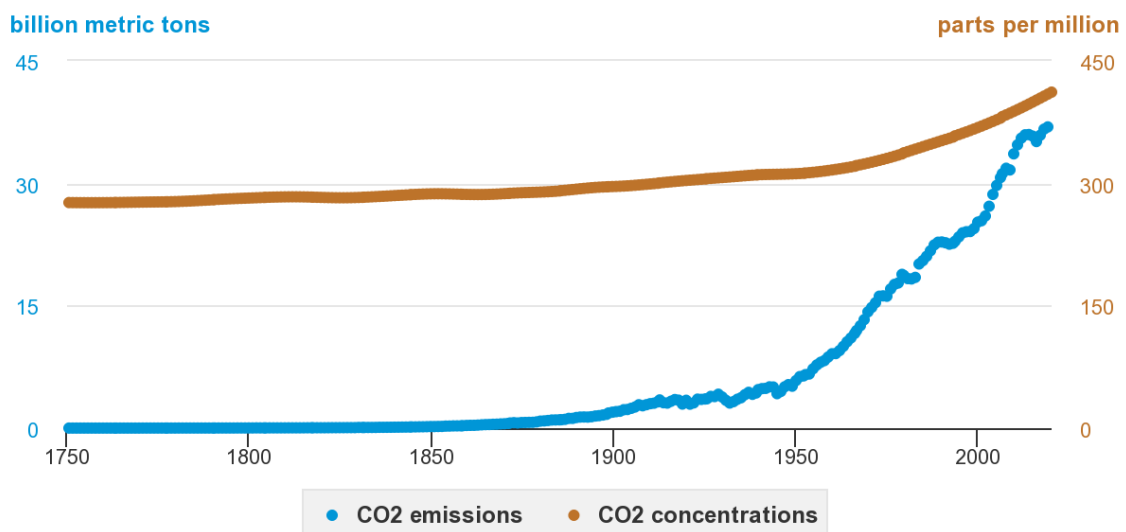
Glosario de términos

ACS	Agua Caliente Sanitaria
ALT	Atmospheric Lifetime (Tiempo de Vida Atmosférico)
COP	Coefficient Of Performance (Coeficiente de rendimiento)
EES	Engineering Equation Solver
GWP	Global Warming Potential (Potencial de Calentamiento Global)
HCFO	Hidroclorofluoroolefina
HFC	Hidrofluorocarbono
ODP	Ozone Depletion Potential (Potencial de Agotamiento de Ozono)
ORC	Organic Rankine Cycle (Ciclo Rankine Orgánico)
PCM	Phase Change Material (Materiales de Cambio de Fase)
TEG	Thermoelectric Generator (Generador Termoeléctrico)
VCC	Vapour Compression Cycle (Ciclo de Compresión de Vapor)
SPC	Potencia de refrigeración por metro cuadrado



1. Introducción

En un mundo en el que la concentración atmosférica de CO₂ y la temperatura ambiente están experimentando un crecimiento que no se detiene, la preocupación por las consecuencias que ello puede acarrear comienza a hacerse cada vez más presente en la sociedad. Como se puede ver en la Figura 1, las emisiones de CO₂ en 2021 eran 7 veces mayores que las de 1950.



Data source: Oak Ridge National Laboratory, Carbon Dioxide Information Analysis Center, Scripps Institute of Oceanography CO₂ program, and the U.S. Energy Information Administration, International Energy Statistics, accessed December 7, 2021

Figura 1: Emisiones de CO₂ provenientes de combustibles fósiles y concentración atmosférica de CO₂ en el periodo 1750 – 2020 [1]

En este contexto, hay dos aspectos relativos a la climatización que es necesario tener en cuenta:

- Por una parte, la climatización representa la mitad del consumo energético de la Unión Europea [2], y la refrigeración representa el 7,8 % de las emisiones mundiales de gases de efecto invernadero [3].
- Por otra parte, una de las consecuencias de dichas emisiones de CO₂ es un incremento de las temperaturas de todo el planeta, con lo que las necesidades de refrigeración van a verse incrementadas de igual forma.



Asimismo, la importancia de desarrollar e implantar nuevos sistemas de refrigeración que utilicen fuentes renovables, y que sean eficientes y sostenibles al mismo tiempo, es una cuestión clave para lograr frenar un cambio climático peligroso para el planeta y la humanidad.

Este desarrollo, entre otros, viene respaldado por una serie de acuerdos y normativas, siendo algunos de ellos los siguientes:

- El acuerdo de París de 2015: con este acuerdo se pretende evitar un cambio climático de consecuencias desastrosas reduciendo las emisiones globales de gases de efecto invernadero [4].

- El “paquete de invierno” para 2030 está formado por una serie de directivas y reglamentos:
 - La Directiva de Eficiencia Energética en Edificios [5], la cual fomenta las energías renovables y las tecnologías con alta eficiencia energética en edificios.
 - La Directiva de Eficiencia Energética [6], mediante la cual se pretende alcanzar una mejora del 32,5% de la eficiencia energética para 2030.
 - La Directiva de Fomento del Uso de Energía Procedente de Fuentes Renovables [7], que establece el objetivo del aumento en la proporción de energías renovables en el mix energético hasta un 32% para 2030.
 - El Reglamento sobre la Gobernanza de la Unión de la Energía y de la Acción por el Clima [8] establece el deber de cada país de elaborar un Plan Nacional Integrado de Energía y Clima para el periodo 2021 – 2030. En España, se ha desarrollado el Plan Nacional Integrado de Energía y Clima (PNIEC) que contempla que para 2030 [9]:
 - Desaparezca la generación eléctrica en centrales de carbón.
 - Se produzca una reducción de por lo menos el 15% en el consumo de combustibles fósiles.
 - Exista una contribución de las energías renovables en la generación eléctrica de un 75%.



-
- La Directiva 944/2019 [10] y el reglamento 943/2021 [11], ambos sobre el diseño del mercado interior de la electricidad. Asimismo, con estas normativas se pretende asegurar la competitividad de precios de las energías renovables, así como fomentar el autoconsumo.



2. Objetivos

El principal objetivo de este trabajo es analizar nuevas alternativas tecnológicas al objeto de reducir las emisiones de CO₂ del sector de la refrigeración. Así, se estudia un ciclo de Rankine Orgánico (ORC) alimentado por un colector solar cilindro-parabólico, que satisface la mayor parte del consumo energético de un ciclo de refrigeración por compresión mecánica de vapor (VCC) con una potencia nominal de refrigeración de 91 kW.

Concretamente, se analizan diferentes condiciones de diseño del citado sistema ORC-VCC para conocer de qué forma varían los principales parámetros del sistema, con el fin de establecer cómo optimizar el diseño de los mismos. Este conocimiento constituye un paso importante para el correcto diseño de los citados sistemas. Sin embargo, debería complementarse con un análisis económico y un estudio del comportamiento del sistema en condiciones diferentes de las de diseño. La optimización del diseño de los ORC-VCC para cada caso permite disponer de sistemas más eficientes, que se adapten a la demanda de refrigeración de los consumidores, proporcionando confort térmico con un consumo mínimo de energía.



3. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor

La refrigeración es un proceso que consiste en la eliminación de calor de un determinado local interior, pudiendo mantener una temperatura constante y menor a la del exterior. Actualmente, existen dos tipos de procesos de refrigeración: la refrigeración por absorción y la refrigeración por compresión.

Concretamente, en este trabajo, se va a profundizar en los sistemas de refrigeración por compresión de vapor (VCC, Vapour Compresión Cycle), que son los sistemas más utilizados [12].

Estos sistemas tienen los siguientes componentes: el evaporador, el condensador, la válvula de expansión y el compresor, como se puede ver en la Figura 2.

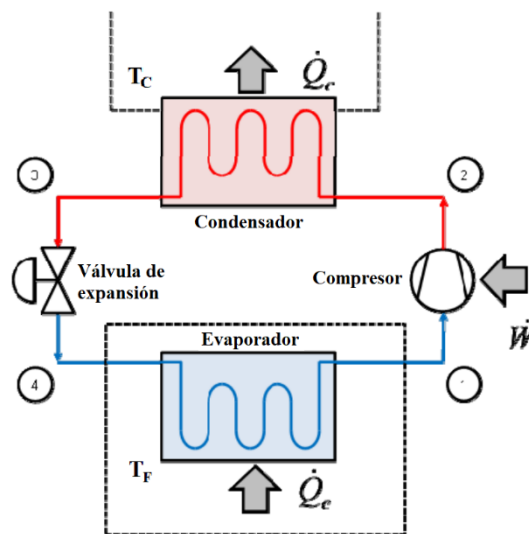


Figura 2: Esquema de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor [13]

Asimismo, por los elementos mencionados circula un fluido refrigerante. En el caso de que se esté hablando de la refrigeración de un local, el evaporador estaría ubicado en el local que se desea refrigerar, mientras que el condensador estaría localizado en el exterior del habitáculo.



Por ello, el principio fundamental de los ciclos de refrigeración es mantener el evaporador con temperaturas más bajas que la temperatura ambiente del local, y el condensador a mayor temperatura que el exterior.

Con todo esto, el funcionamiento del VCC es el siguiente. El fluido refrigerante en el evaporador se encuentra a una temperatura más baja que la temperatura del interior del local, por lo que el fluido es capaz de absorber calor del ambiente. Posteriormente, este fluido que ya ha absorbido calor pasa por un compresor. Este elemento lo que va a hacer es aumentar la presión del fluido refrigerante, aumentando también su temperatura. En estas condiciones, el fluido llega al condensador situado en el exterior del local. Dado que la temperatura del fluido a la entrada del condensador es mayor que la del ambiente exterior, el fluido es capaz de ceder calor al ambiente. Asimismo, cuando el fluido abandona el condensador con una temperatura menor de la que tenía a la entrada, se dirige hacia la válvula de expansión. Este componente es el encargado de reducir la presión del refrigerante, lo que va acompañado de una disminución de temperatura, de forma que llegue de nuevo al evaporador con una temperatura más baja que la del ambiente interior [14]. En la Figura 3, se muestra el diagrama T-s de un VCC ideal.

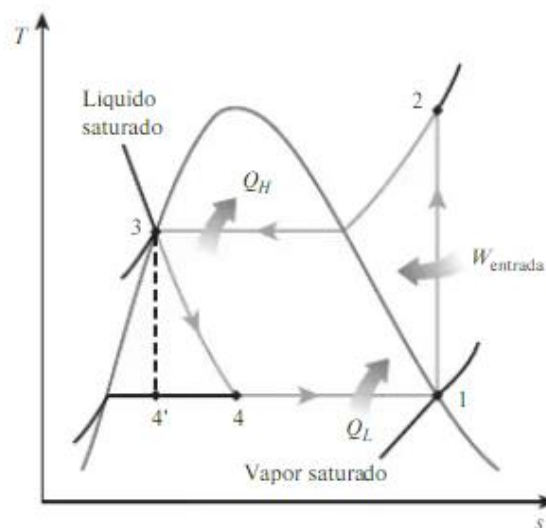


Figura 3: Diagramas T-s ideal del VCC [14]



El ciclo VCC ideal y real difieren en algunos aspectos. Principalmente, estas variaciones son debidas a las irreversibilidades ocasionadas tanto por la fricción del fluido al circular por el ciclo, como por los propios procesos de transferencia de calor [14].

Por otra parte, también cabe mencionar el papel del fluido refrigerante utilizado. Y es que la eficiencia del ciclo está directamente influenciada por la selección de dicho fluido de trabajo.

Actualmente, se estima que los sistemas de refrigeración suponen aproximadamente entre el 30 y el 50% del coste total de los recibos de la luz [12]. Por ello, el desarrollo de este tipo de sistemas, y la investigación sobre cómo conseguir que sean más eficientes es un asunto muy necesario e interesante en el ámbito energético.



4. Ciclo Rankine Orgánico

4.1 Descripción del proceso y elementos que intervienen

El Ciclo Rankine Orgánico (Organic Rankine Cycle, ORC) tiene los mismos componentes que el ciclo Rankine tradicional, y también comparten el mismo modo de funcionamiento.

Asimismo, el ciclo Rankine está compuesto por una caldera, una turbina, un condensador y una bomba, tal y como se puede ver en la Figura 4.

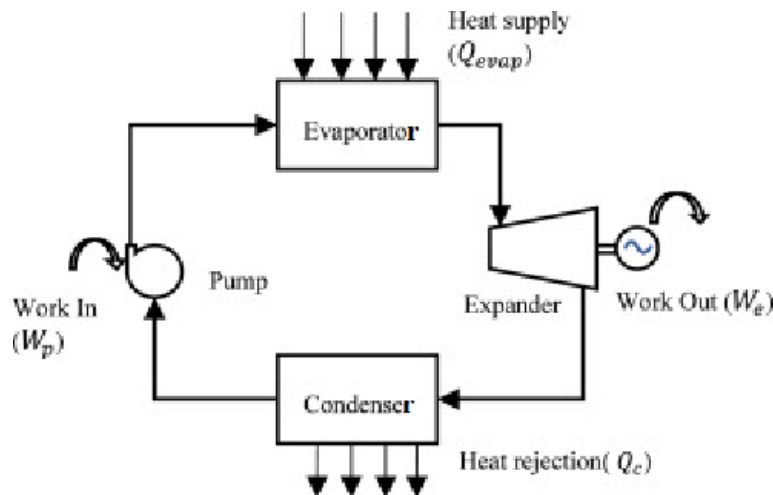


Figura 4: Diagrama esquemático de un Ciclo Rankine Orgánico [15]

El ciclo ideal está configurado por cuatro procesos [14] (ver líneas continuas en la Figura 5):

- 1-2, Compresión isentrópica en una bomba: el fluido entra en la bomba en condiciones de líquido saturado, y se comprime hasta alcanzar la presión de trabajo de la caldera.
- 2-3, Adición de calor a presión constante en una caldera: a la salida de la caldera el fluido habrá alcanzado condiciones de vapor sobrecalentado.
- 3-4, Expansión isentrópica en una turbina: en este proceso, la turbina produce el trabajo deseado, y la temperatura del fluido disminuye, alcanzando condiciones de vapor húmedo.



- 4-1, Rechazo de calor a presión constante en un condensador: una vez evacuado el calor, el fluido sale del condensador en condiciones de líquido saturado, para volver a la bomba.

Estas cuatro etapas se pueden ver en el diagrama T-s de la Figura 5.

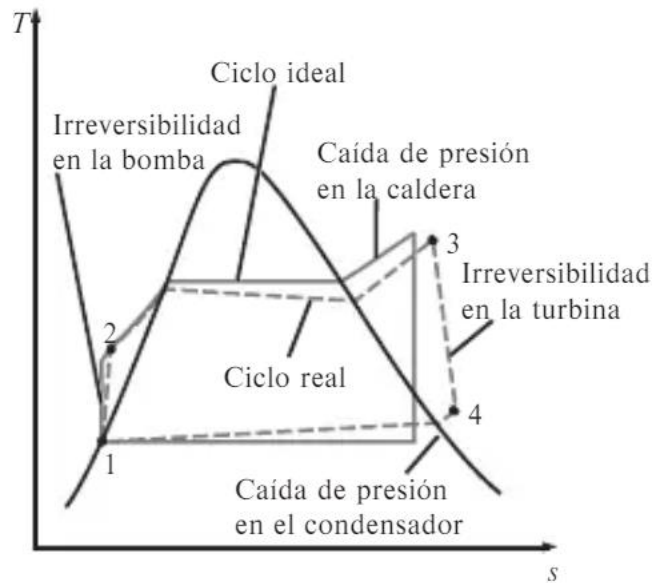


Figura 5: Diagrama T-s ciclo Rankine ideal y real [14]

Como en el ciclo anterior, el proceso real es ligeramente distinto al ideal debido a la existencia de irreversibilidades. El diagrama T-s de la Figura 5 muestra el ciclo ideal y real juntos, por lo que se pueden ver claramente las diferencias.



4.2 Comparación con el ciclo Rankine tradicional

Como ya se ha indicado, el ciclo Rankine convencional y el Orgánico comparten los mismos elementos y el funcionamiento de ambos está compuesto por las mismas etapas. Así, el elemento diferenciador se encuentra en el fluido de trabajo: mientras que el ciclo Rankine convencional utiliza agua, el fluido que circula por el ciclo Rankine Orgánico es un fluido orgánico.

Y es que se ha comprobado a lo largo de los años que el agua no siempre es el fluido de trabajo óptimo para los ciclos Rankine. Si bien es verdad que, para aplicaciones a gran escala, en las que se trabaja con altas presiones y temperaturas, el agua es la mejor opción, para circuitos de baja y media potencia existen alternativas para aprovechar mejor las fuentes de calor de menor temperatura. Tal es el caso de los fluidos orgánicos, ya que se ha comprobado que los fluidos orgánicos se comportan mejor que el agua cuando la temperatura de trabajo es menor [16].

Asimismo, los fluidos orgánicos presentan las siguientes ventajas con respecto al agua:

- Por una parte, a igual presión pueden llegar a la fase vapor con una fuente de calor a temperatura más baja.
- Tienen una presión de condensación superior a la atmosférica. Con esto, se impide la entrada de aire al circuito, por lo que no se requieren desaireadores ni equipos de extracción de incondensables del condensador, lo cual sí que sería necesario en el caso de utilizar agua [17].
- Por otro lado, poseen una presión de evaporación menor que la del agua, lo que se traduce en una menor complejidad en el sistema.
- Otro punto a tener en cuenta es el bajo volumen específico a la entrada de la turbina (V_3), que conlleva a la posibilidad de poder utilizar una turbina de menor tamaño, lo que se traduce en menores costes. Como se puede ver en la Figura 6, fluidos para los que se emplea un valor bajo del flujo volumétrico (producto del volumen específico por el flujo másico) permiten alcanzar una eficiencia térmica mayor [18].

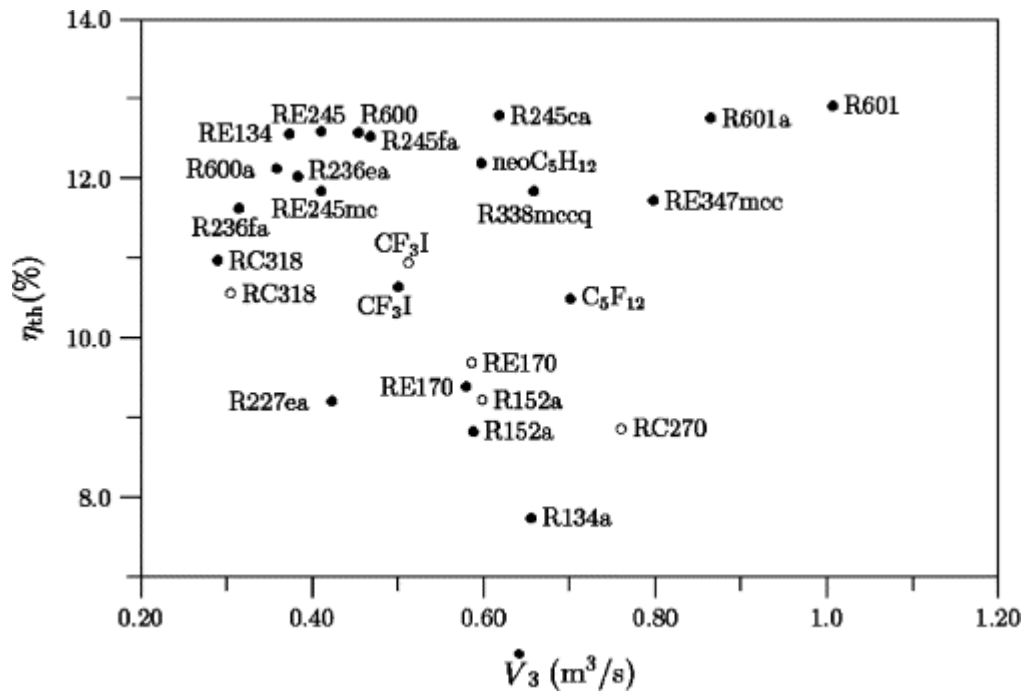


Figura 6: Eficiencia térmica vs. flujo volumétrico a la entrada de la turbina de diferentes refrigerantes [16]

Sin embargo, como inconveniente de los fluidos orgánicos, es necesario tener en cuenta que el calor de vaporización de los mismos es mucho menor que el del agua. Esto significa que requieren un flujo másico mucho mayor para poder absorber la misma potencia térmica al atravesar el evaporador. Todo esto se traduce en un aumento del consumo energético de la bomba [19].



4.3 Mejoras de los ciclos Rankine

Como se ha indicado, los ciclos ideales distan ligeramente de lo que es un ciclo real, debido a la existencia de irreversibilidades. Por ello, se han desarrollado técnicas para aumentar la eficiencia lo máximo posible.

Uno de los parámetros que se tratan de controlar para conseguir un buen funcionamiento del sistema, es el título de vapor en el escape de la turbina. Este, conviene que sea alto, ya que si tiene un valor bajo, las gotas de líquido pueden afectar seriamente a los álabes de la turbina. El bajo título de vapor puede estar relacionado con un aumento de la presión de la caldera o una disminución de la presión en el condensador [20].

Así, se requiere un título de vapor a la salida de la turbina del 90% o superior. Para ello, existen dos mejoras prácticas que se incluyen en los ciclos reales [20].

Por ello, las técnicas que permiten mejorar la eficiencia de estos ciclos se basan en conseguir un incremento de la temperatura media de transferencia de calor al fluido en la caldera, o una disminución de la temperatura a la que se cede el calor del fluido en el condensador [14]. Por otra parte, las principales mejoras aplicadas a los ciclos Rankine son las siguientes:

➤ **Sobrecalentamiento**

El objetivo del sobrecalentamiento es aumentar la temperatura del flujo de entrada a la turbina por encima de la temperatura de saturación, de forma que se aporte de vapor sobrecalentado, utilizando un equipo llamado “sobrecalentador”. De esta forma, se garantiza un título de vapor alto a la salida de la turbina, pudiendo llegar incluso hasta unas condiciones de vapor sobrecalentado. Cabe destacar que se llama “generador de vapor” al conjunto de caldera y sobrecalentador [20].

En la Figura 7 se puede ver el diagrama T-s de un ciclo Rankine ideal con sobrecalentamiento, correspondiendo este al proceso 11’.

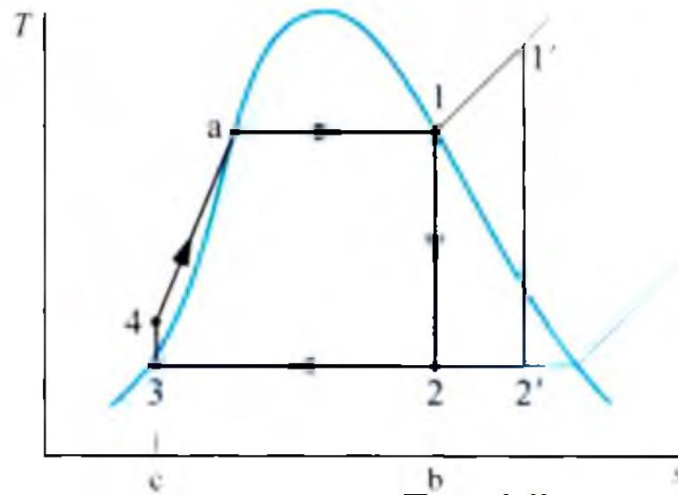


Figura 7: Diagrama T-s de un ciclo Rankine ideal con sobrecalentamiento [9]

➤ Recalentamiento

El recalentamiento también busca reducir la humedad del flujo a la salida de la turbina, pero en este caso implica varias etapas de expansión [20].

1. En una primera etapa, el vapor se expande parcialmente volviendo después al generador de vapor para ser recalentado.
2. En una segunda etapa, el flujo de vapor vuelve a la turbina para producirse la expansión hasta la presión del condensador.

La Figura 8 muestra el diagrama T-s de un ciclo Rankine ideal con recalentamiento, en el que se puede ver la expansión del vapor en dos etapas.

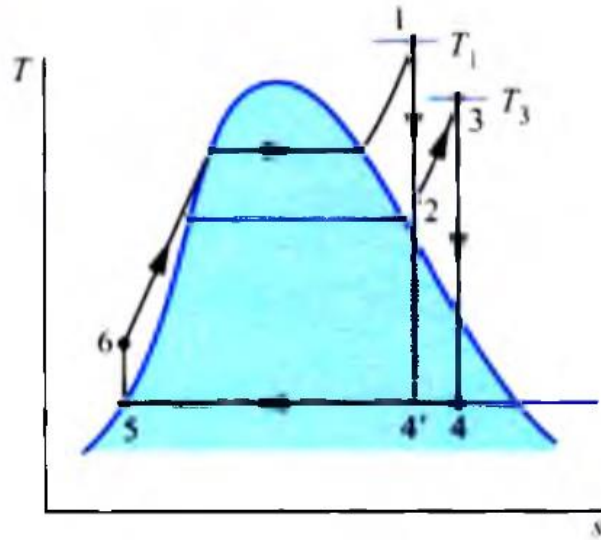


Figura 8: Diagrama T-s de un ciclo Rankine ideal con recalentamiento [20].

De esta forma, se puede operar con presiones más altas en la caldera, lo cual permite mejorar la eficiencia del ciclo.



4.4 Fluidos de trabajo orgánicos

4.4.1 Tipos de fluidos de trabajo

Existen numerosas opciones de fluidos de trabajo para los ciclos Rankine, y estos se pueden clasificar según distintos puntos de vista. Uno de ellos es según la pendiente de la curva de vapor saturado en el diagrama T-s. Así, se distinguen [21]:

- Fluidos húmedos

Los fluidos húmedos se caracterizan por presentar una pendiente negativa como se puede ver en la Figura 9, por lo que se forman gotas a la salida de la turbina. Cabe destacar que la presencia de dichas gotas puede llegar a dañar los álabes de la turbina, además de reducir la eficiencia isentrópica de la misma [21]. Algunos ejemplos de este tipo de fluidos son el agua y el etanol [22].

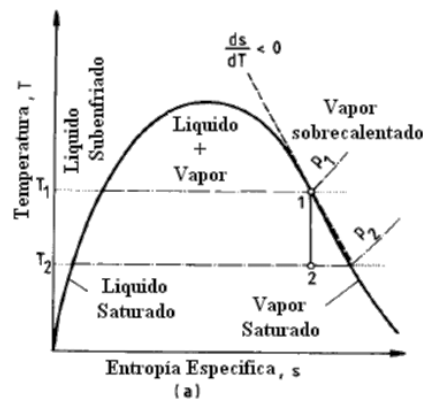


Figura 9: Diagrama T-s para fluidos húmedos. [23]

- Fluidos isentrópicos

Por otra parte, los fluidos isentrópicos son aquellos que tienen una pendiente infinita, tal y como se puede ver en la Figura 10. Con este tipo de fluidos no se forman gotas durante la expansión en la turbina, porque el aumento de entropía que se produce en este proceso va acompañado de un sobrecalentamiento del vapor [24]. Un ejemplo de fluido isentrópico es el R141B [22].

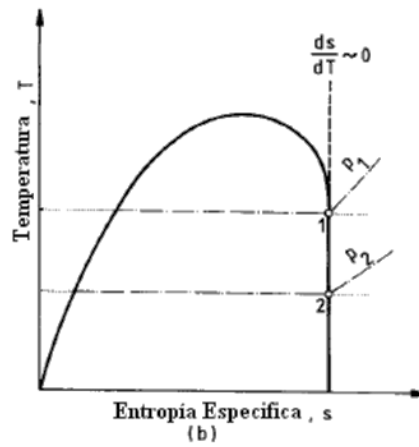


Figura 10: Diagrama T-s para fluidos isentrópicos. [23]

- Fluidos secos

Por último, los fluidos secos se distinguen por tener una pendiente positiva en la curva de vapor saturado. Esto indica que a la salida de la turbina se puede obtener vapor recalentado, y son de especial importancia porque son los fluidos que menos energía necesitan para cambiar de estado [18]. Algunos ejemplos de este tipo de fluidos son el R245fa o el R123.

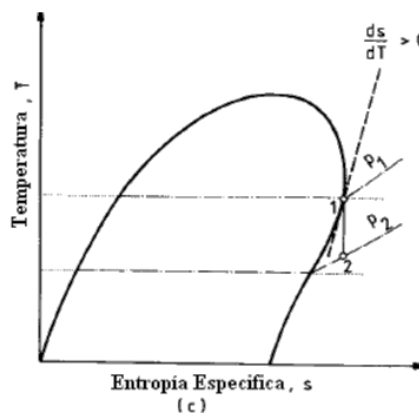


Figura 11: Diagrama T-s para fluidos secos [23]



Cabe destacar que para los ORC se prefieren los fluidos secos o isentrópicos. Esto es debido a que permiten emplear a la entrada de la turbina vapor saturado, de manera que no se forman gotas durante la expansión en la turbina, y esta no se ve perjudicada [18]. Esto se comprende mejor observando el diagrama T-s del fluido. Por ejemplo, en la Figura 12 se muestra el diagrama T-s del Isopentano, que es un fluido seco. Como se puede ver, al tener la curva de vapor saturado pendiente positiva, la etapa 3-4 no va a terminar en condiciones de vapor húmedo, lo que es muy beneficioso para la turbina.

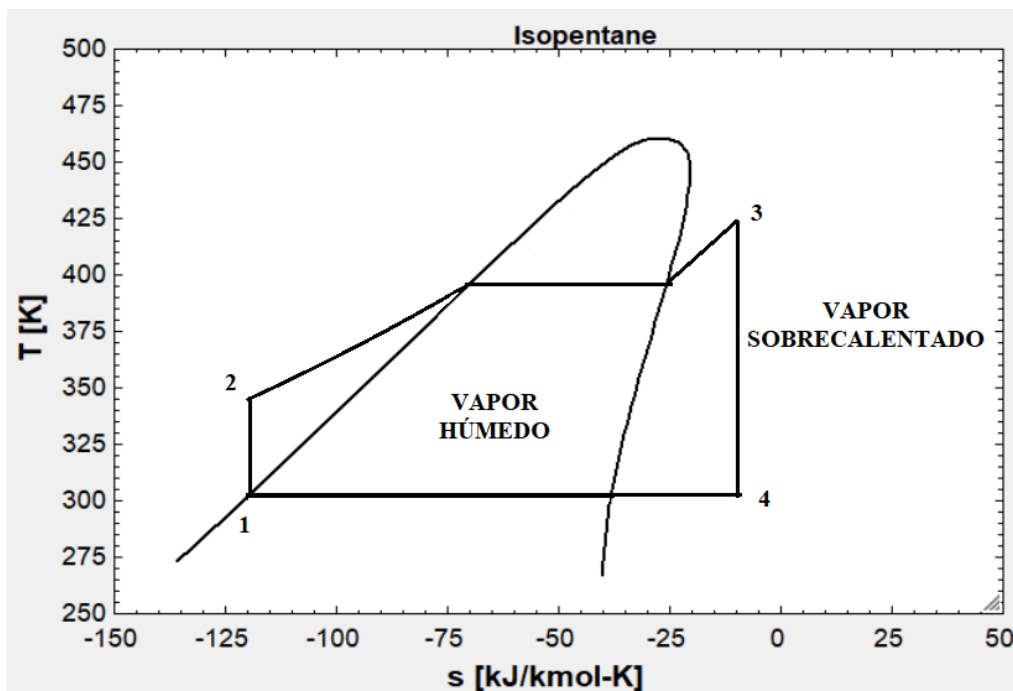


Figura 12: Diagrama T-s del Isopentano [22].



4.4.2. Requisitos para la elección del fluido de trabajo

La elección del fluido de trabajo es muy importante, ya que afecta directamente al rendimiento del ciclo. Por supuesto, el fluido con el que se trabaje es importante que tenga disponibilidad comercial, y que el coste sea lo más bajo posible, pero también hay otros factores que se ven implicados en la elección del fluido de trabajo. A continuación, dichos factores se clasificarán en función de diferentes criterios:

4.4.2.1 Criterios de seguridad

Es imprescindible que el fluido de trabajo cumpla con un nivel de seguridad alto. Esto engloba dos conceptos a valorar: inflamabilidad y toxicidad.

➤ Inflamabilidad

Un fluido de trabajo debe tener un nivel bajo de inflamabilidad, o lo que es lo mismo, tener un alto punto de autoignición. Por ello, los hidrocarburos no son una opción recomendable [24].

➤ Toxicidad

Por otra parte, la toxicidad de la sustancia también es un parámetro a tener en cuenta. Este requisito está destinado principalmente a proteger a los trabajadores de los posibles efectos nocivos de los fluidos de trabajo de los ciclos.

Asimismo, la clasificación ASHRAE Standard 34 organiza los distintos fluidos en diferentes categorías, en función de su nivel de inflamabilidad y toxicidad, tal y como muestra la Tabla 1.



Tabla 1: Clasificación ASHRAE Standard 34 [25]

	Baja toxicidad	Alta toxicidad
Alta inflamabilidad	A3	B3
Media inflamabilidad	A2	B2
Baja inflamabilidad	A2L	B2L
No propagador de llama	A1	B1

En la Tabla 2, se muestran algunos ejemplos de fluidos de trabajo que han sido catalogados en función de la clasificación previa.

Tabla 2: Clasificación ASHARE Standard 34 de varios fluidos de trabajo [25]

Fluido de trabajo	Clasificación ASHARE Standard 34
HFC-245fa	B1
HCFO-1233zd-E	A1
HFO-1336mzz-Z	A1

4.4.2.2 Criterios medioambientales

Otro de los criterios a tener en cuenta en la elección del fluido de trabajo es que se trate de una sustancia respetuosa con el medio ambiente. Asimismo, este factor engloba tres conceptos, que van a ser analizados a continuación.

- Potencial de Agotamiento de Ozono (*Ozone Depletion Potential*, ODP)

Se trata de un potencial que se mide con un número adimensional, que representa el grado de degradación de la capa de ozono que provoca una sustancia [26]. Como ejemplos, cabe mencionar el fluido de trabajo HFC-245fa, con un ODP nulo, o el HCFO-1233zd-E con un ODP de 0,00034, ambos muy bajos [25].



➤ Potencial de Calentamiento Global (*Global Warming Potential, GWP*)

El potencial de calentamiento global evalúa la contribución que realiza una sustancia al incremento del efecto invernadero en el planeta. Volviendo a los fluidos de ejemplo del apartado anterior, el HFC-245fa posee un valor de GWP de 858, mientras que el HCFO-1233zd-E tiene un GWP de 1 [25].

➤ Tiempo de Vida Atmosférico (*Atmospheric Lifetime, ALT*)

Finalmente, el tiempo de vida atmosférico es un factor que mide el tiempo que permanece una sustancia en la atmósfera. Asimismo, las sustancias con un ALT alto, son aquellas más resistentes a la descomposición natural, por lo que son capaces de permanecer en la atmósfera más tiempo [27].

4.3.2 Criterios termodinámicos

Además de los factores anteriores, están las propiedades termodinámicas de la sustancia, que influyen de manera directa en el rendimiento y eficiencia del ciclo. A continuación, se van a exponer los parámetros más importantes para la elección de un fluido de trabajo óptimo para un ORC [18].

➤ Punto crítico (T_c , P_c)

Uno de los parámetros más importantes para la elección del fluido de trabajo es el punto crítico. Así, es conveniente que exista una diferencia significativa entre la temperatura de la fuente de calor y la temperatura crítica, y que esta última sea alta [24]. De esta forma, se busca que la temperatura en el evaporador sea alta, pero por debajo del punto crítico, y que el trabajo neto del ciclo sea elevado [15].



En la Tabla 3 se pueden ver los distintos pesos moleculares (P_{mi}), temperaturas críticas (T_c) y presiones críticas (P_c) de diferentes refrigerantes, así como las temperaturas máximas (T_{max}) y mínimas (T_{min}).

Tabla 3: Propiedades de distintos fluidos [24]

Fluido de trabajo	P_{mi} (g/mol)	T_c (°C)	P_c (bar)	T_{min} (°C)	T_{max} (°C)
R125	120,02	66	36,2	172,5	500
R245fa	134,05	154	36,5	171,1	440
MDM	236,53	291	14,2	187,2	673
agua	18,02	374	221	0,01	1727

➤ Estabilidad térmica (T_{max})

Estos fluidos de trabajo suelen sufrir deterioros en su estructura y composición química cuando son sometidos a ciertas temperaturas. Por ello, esta temperatura máxima del fluido (T_{max}) (Tabla 3) ha de ser mayor que la máxima alcanzada en el ciclo.

➤ Densidad de vapor

La densidad de un fluido de trabajo para un ORC conviene que sea alta. Una densidad de vapor alta implica flujos volumétricos bajos. Esto influye directamente en el tamaño de los intercambiadores de calor, ya que con flujos volumétricos bajos el tamaño de los equipos será menor. Por lo tanto, como consecuencia de esto último, el coste de los equipos será menor si la densidad de vapor es baja [25].



➤ Entalpía latente de vaporización

Por otro lado, es conveniente que el fluido posea un alto calor de vaporización. De esta forma, más energía por unidad de masa necesitará el fluido para evaporarse, lo que se traduce en que es capaz de absorber más calor.

Además, de esta forma, el mayor intercambio de calor se realizará en el cambio de fase, por lo que se evita el sobrecalentamiento o recalentamiento [18].

➤ Viscosidad

También es muy importante que el fluido de trabajo de un ORC tenga un coeficiente de transferencia de calor alto. En esto influye la viscosidad en fase líquida y en fase vapor de la sustancia. Si este parámetro tiene un valor bajo, es posible conseguir un coeficiente de transferencia de calor más alto, además de unas pérdidas de carga bajas en los intercambiadores de calor [25], y todo ello con un bajo consumo energético [18].

➤ Conductividad térmica

Como ya se ha puntualizado en el apartado anterior, conviene que el coeficiente de transferencia de calor del fluido seleccionado sea alto. En este aspecto también influye la conductividad térmica, pues un alto valor de la misma implica un coeficiente de transferencia de calor alto.



4.5 Aplicaciones de los ORC

Las tecnologías de generación de energía de baja temperatura (entre 80 y 150 °C) están cobrando cada vez más importancia en el sector, debido a la buena fama que poseen al ser respetuosas con el medio ambiente [15]. De hecho, en 2016 la capacidad total de ORC instalados a nivel mundial fue de 2701 MW [28].

Existen diferentes tipos de fuentes de calor de baja temperatura. Pueden ser naturales (en las que se clasifican las energías renovables de baja temperatura como la geotermia), industriales (siendo estas el calor inutilizable derivado de procesos industriales y pérdidas) o domésticas [29]. En este documento, se van a abordar las principales:

➤ Los excesos de calor industrial

Los procesos industriales producen grandes cantidades de calor residual que se suele desaprovechar, bien porque no se puede utilizar en el proceso de nuevo o porque solo se puede aprovechar una parte de este [25]. Dichas emisiones de calor al medio ambiente contribuyen a acentuar el efecto invernadero.

La generación de energía eléctrica mediante un ORC es una de las aplicaciones más novedosas y de las que tendrán más importancia en los próximos años. Teniendo en cuenta que una gran proporción del exceso de calor industrial tiene una temperatura baja [30], las tecnologías de recuperación de estas fuentes de calor son una opción muy interesante tanto de cara a implantar soluciones sostenibles en la industria como de cara a mejorar la eficiencia de los procesos. Y es que la recuperación del calor de los procesos industriales contribuye a reducir las emisiones de CO₂ [31].

Algunas de las industrias que más se ven favorecidas mediante la aplicación de tecnologías de aprovechamiento de los excedentes de calor son las cementeras, el sector siderúrgico y las refinerías. Concretamente, la industria siderúrgica consume mucha energía, y los procesos que se efectúan suelen llevarse a cabo a altas temperaturas [31], por lo que se generan grandes cantidades de calor residual. El potencial de recuperación



de calor en la industria es muy alto. De hecho, se estima que, en Estados Unidos, el calor residual de la industria es entre el 20% y el 50% del consumo energético total [15].

Como se ha comentado anteriormente, las tecnologías de recuperación del exceso de calor ayudan a reducir las emisiones de CO₂. Por ejemplo, si una planta siderúrgica con una producción anual de 450 kt de acero produjera electricidad a partir de sus excesos de energía térmica, se podrían obtener en torno a 3,5 GWh/año. Se ha estimado que, si esta cantidad de energía se generase en una central eléctrica de carbón, las emisiones globales de CO₂ serían de 2,8 kt anuales más. En el caso de una central eléctrica de gas natural, se generarían 1,3 kt más de CO₂ al año [31].

Asimismo, este tipo de tecnología ORC ofrece muchas ventajas en comparación con el ciclo Rankine convencional [30]. En este campo se han realizado varios estudios. La instalación de un ORC para producir electricidad a partir del exceso de calor en una fábrica de celulosa, a una temperatura media de 80 °C, puede alcanzar una eficiencia térmica del 8-9% [32].

No obstante, también cabe destacar que hay otras tecnologías de aprovechamiento del calor residual, como son:

- Generadores Termoeléctricos (TEG), formados por varios módulos que a su vez están compuestos por un determinado número de termopares, en los que la electricidad se genera mediante el efecto Seebeck debido a una diferencia de temperatura en el material. La tensión de salida por termopar es de cientos de microvoltios por diferencia de grado de temperatura [31].
- Materiales de cambio de fase (PCM, Phase Change Material): el material utilizado por este tipo de motores es una parafina, la cual bajo la fuente de calor y las condiciones de presión adecuadas se funde. Cuando esta parafina se enfría vuelve a solidificarse. El trabajo de expansión se capta en un sistema hidráulico para poder convertirlo en energía eléctrica [31]. Así, los PCM pueden ser considerados como una forma de almacenamiento energético [33].



➤ Las energías renovables de baja temperatura:

a. Explotación de energía geotérmica:

El Consejo Europeo de Energía Geotérmica ha definido este tipo de energía como la energía térmica almacenada debajo de la superficie de la Tierra, incluyendo la energía térmica tanto de rocas, suelos y aguas subterráneas [34]. Asimismo, mediante las instalaciones adecuadas, es posible utilizar esta energía térmica para generar electricidad, climatizar interiores o producir agua caliente sanitaria (ACS).

Existen varios tipos de geotermia, diferenciados principalmente por la temperatura del terreno o del fluido del interior de la Tierra. Esta temperatura se encuentra fuertemente condicionada por la profundidad a la que se perforan los sistemas de captación geotérmicos, así como por la localización geográfica de los mismos. Asimismo, se distinguen los siguientes tipos de recursos geotérmicos según la temperatura del subsuelo:

- Recursos geotérmicos de muy baja y baja entalpía: los primeros poseen una temperatura de hasta 30 °C, y los segundos de entre 30°C y 100°C. El uso principal de ambos es satisfacer una demanda de ACS y climatizar interiores. Para ello, se utilizan mecanismos de intercambio de calor con tecnologías como las bombas de calor [35]. Las instalaciones a pequeña escala para viviendas entran dentro de esta categoría.
- Recursos geotérmicos de media y alta entalpía: los primeros poseen temperaturas entre 100 °C y 150 °C hasta 30 °C, y los segundos de más de 150 °C. El uso principal de ambos la generación de electricidad, y las instalaciones que se utilizan para ello son de gran escala.

Con todo esto, el uso de sistemas ORC en la geotermia de baja y muy baja entalpía es una opción muy interesante. De hecho, en términos de potencia instalada, la geotermia es la aplicación que más sistemas ORC ha implantado en sus instalaciones, como se puede ver en la Figura 13.

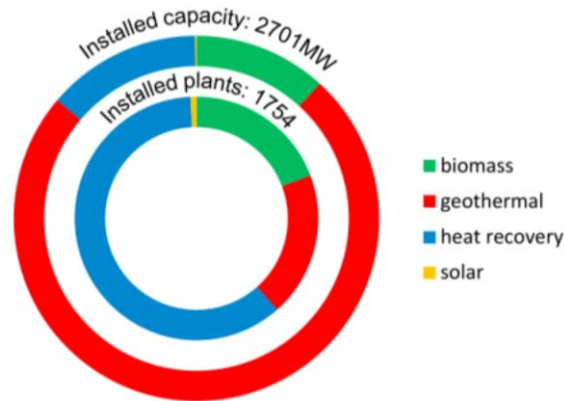


Figura 13: Capacidad total instalada de ORC por aplicaciones [28]

Un ejemplo de planta geotérmica ORC es la de AFJET (Afyon Jeotermal Turizm ve Ticaret A.Ş.- Afyon Geothermal Tourism and Trade Company). En la Figura 14, se puede ver el esquema de los componentes de esta planta energética.

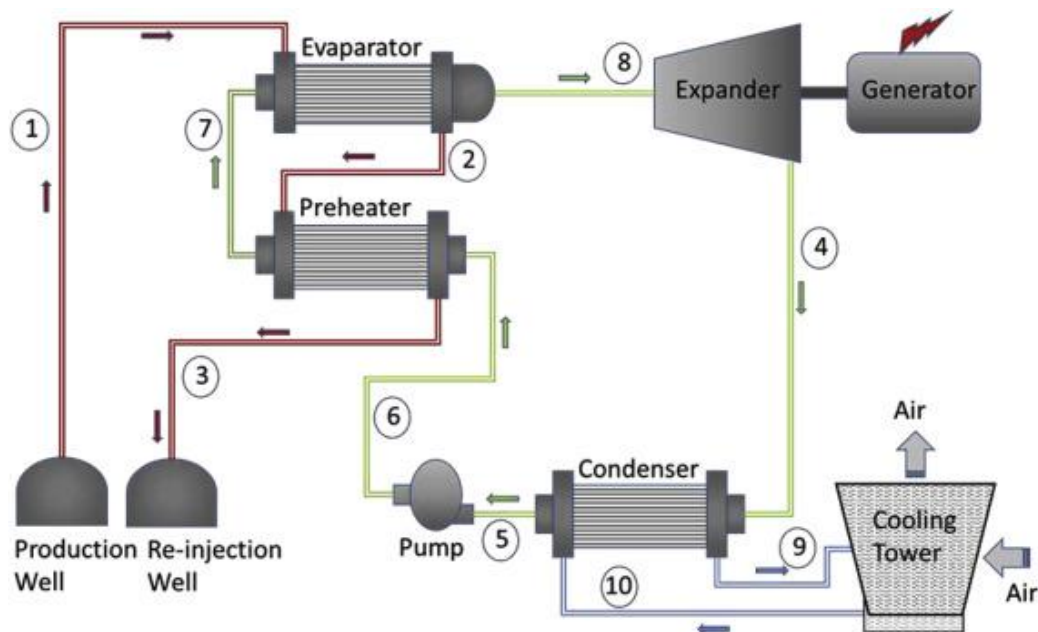


Figura 14: Esquema de la planta geotérmica ORC AFJET [36]



Esta planta se encuentra en Turquía y lleva en funcionamiento desde 2016. La temperatura del fluido geotérmico es de 110 °C, y para explotar este recurso de media temperatura posee un sistema ORC [37]

b. Aprovechamiento de biomasa:

El Instituto para la Diversificación y Ahorro de Energía (IDEA) define biomasa como el conjunto de la materia orgánica, de origen vegetal o animal, y los materiales que proceden de su transformación natural o artificial [38]. Algunos ejemplos son la leña, pellets, cáscaras de fruto y huesos de aceituna. Asimismo, utilizando estos materiales como combustible es posible generar energía, para lo que elementos como calderas, estufas o chimeneas son fundamentales.

Actualmente, la biomasa es la cuarta fuente de energía más utilizada en todo el mundo después del carbón, el petróleo y el gas natural. De hecho, el uso de este recurso genera el 14% del consumo mundial de energía primaria [39].

Esta tecnología es otra de las que se ven beneficiadas en una hibridación con los ORC. Se han realizado varios estudios que han determinado que las tecnologías ORC alimentadas con biomasa son una opción muy atractiva para su aplicación en el sector residencial de mediana escala [40].

Por ejemplo, un esquema conceptual de un ORC alimentado con biomasa sería el que se muestra en la Figura 15.

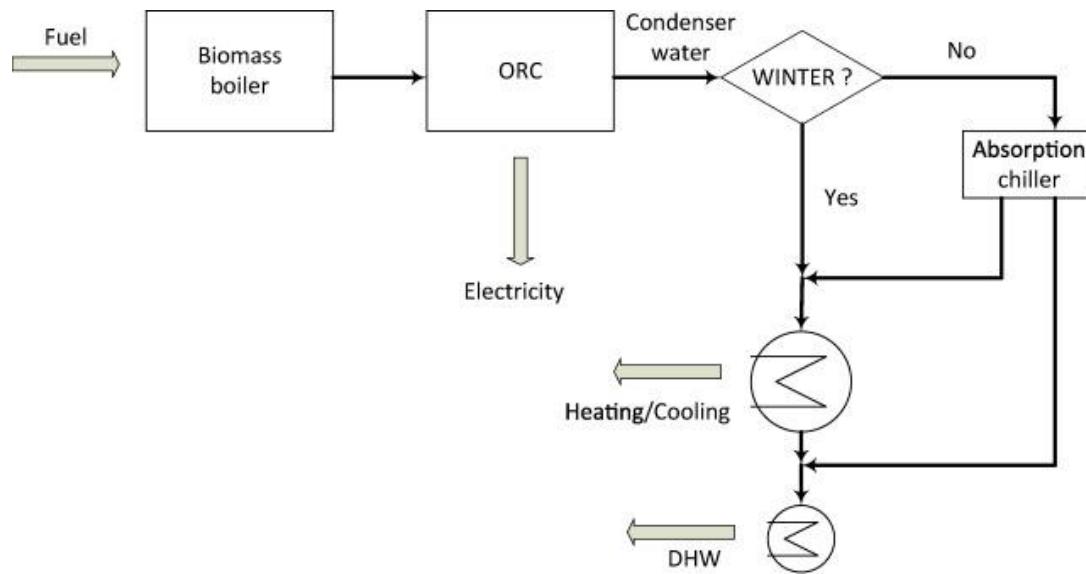


Figura 15: Diseño conceptual de un ORC alimentado con biomasa [40].

Un ejemplo de la aplicación de este tipo de plantas de biomasa – ORC es el caso de la central de cogeneración de biomasa de Lienz, en Austria. Esta central genera energía eléctrica y proporciona calor para calefacción a la ciudad de Lienz. Recientemente, han implementado un ORC de 1000 kW de potencia nominal, tal y como se puede ver en el esquema de la Figura 16.

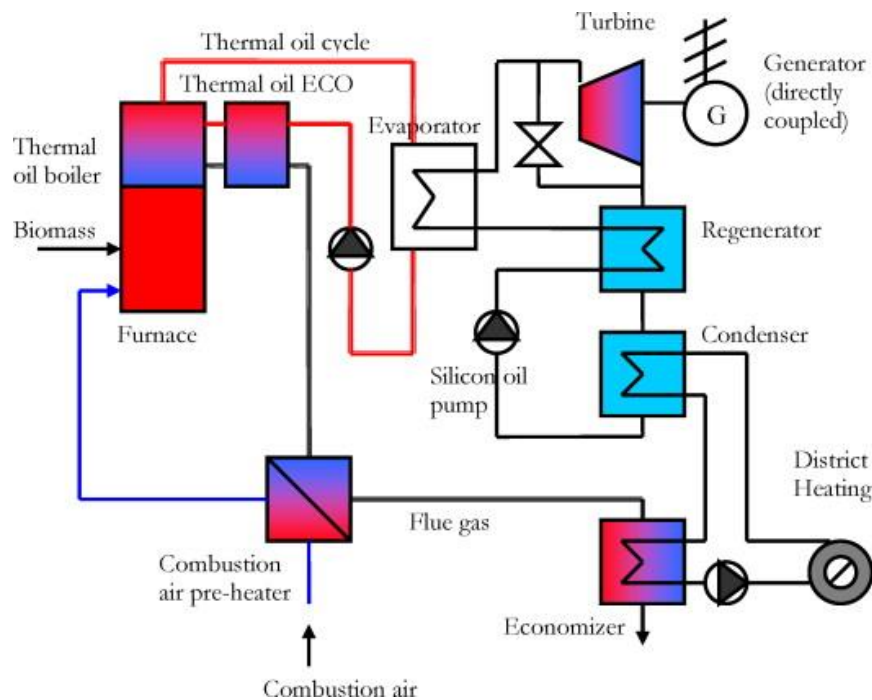


Figura 16: Esquema de una central de biomasa con un ORC [41].



c. Energía solar térmica:

La energía solar térmica es otra de las posibles aplicaciones con las que se puede combinar un ciclo de Rankine Orgánico. Así, los dispositivos termosolares aprovechan la energía de los rayos solares para producir calor útil. Hay diferentes tipos de equipos, entre los que destacan:

- Colector solar plano
- Reflector lineal Fresnel
- Concentrador de torre
- Disco parabólico con motor Stirling
- Colector de cilindro parabólico

Sin embargo, en esta ocasión se van a tratar los colectores parabólicos. A continuación, en la Figura 17 se muestran varios módulos de un colector de este tipo.



Figura 17: Colectores de cilindro parabólico [42]

Se puede ver que se trata de un equipo compuesto por un espejo que forma una parábola y un tubo absorbedor ubicado en el eje de dicha parábola. Asimismo, el equipo está diseñado de esta manera para que se concentren los rayos del Sol a lo largo de la línea



que forma el tubo, por el cual circula un fluido de trabajo. De esta manera, el calor será transferido a dicho fluido para poder ser utilizado en distintas aplicaciones, dependiendo de la temperatura de generación [43].

La temperatura de operación de los colectores de cilindro parabólico se encuentra en el rango de 50 °C hasta los 400 °C [43], por ello, pueden tener diversas aplicaciones para demanda de ACS o para generar potencia. Además, en este tipo de colectores, un parámetro importante para dimensionarlos es el área de apertura, que corresponde al área rayada de la Figura 18.

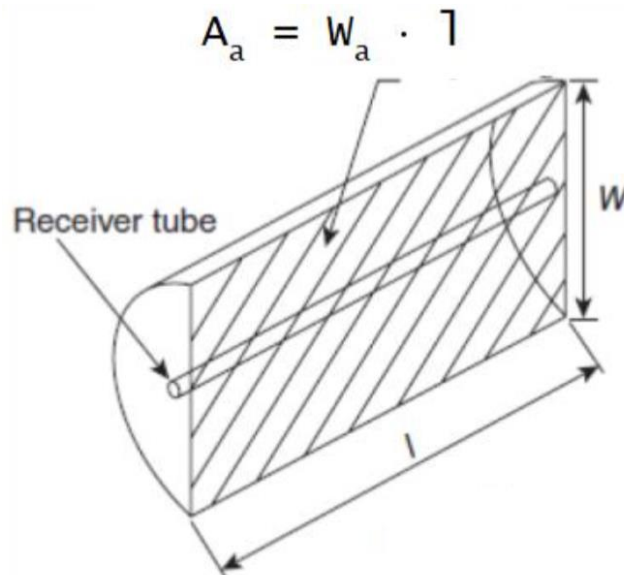


Figura 18: Área de apertura del captador de cilindro parabólico



5. ORC – VCC

Una vez visto el funcionamiento y características del ciclo orgánico de Rankine, algunas tecnologías con las que puede ser utilizado, y las características del ciclo de compresión mecánica de vapor, cabe remarcar lo siguiente:

- Por un lado, la demanda energética para refrigeración y climatización es una de las mayores en el mundo, hoy en día. Asimismo, la tecnología más utilizada para satisfacer esta demanda son los ciclos de compresión mecánica de vapor. Para que estos ciclos funcionen, es necesario aportar potencia mecánica al compresor del sistema, que normalmente es suministrada por un motor eléctrico.
- Por otro lado, la turbina de los ciclos de Rankine orgánicos genera potencia mecánica, por lo que constituyen una buena opción para su hibridación con los ciclos de refrigeración por compresión mecánica de vapor.

Asimismo, se puede ver que ambos ciclos son compatibles para su hibridación conjunta, ya que el ORC puede ofrecer la potencia que el VCC necesita. En la Figura 19, se puede ver un diagrama esquemático de un ciclo ORC-VCC.

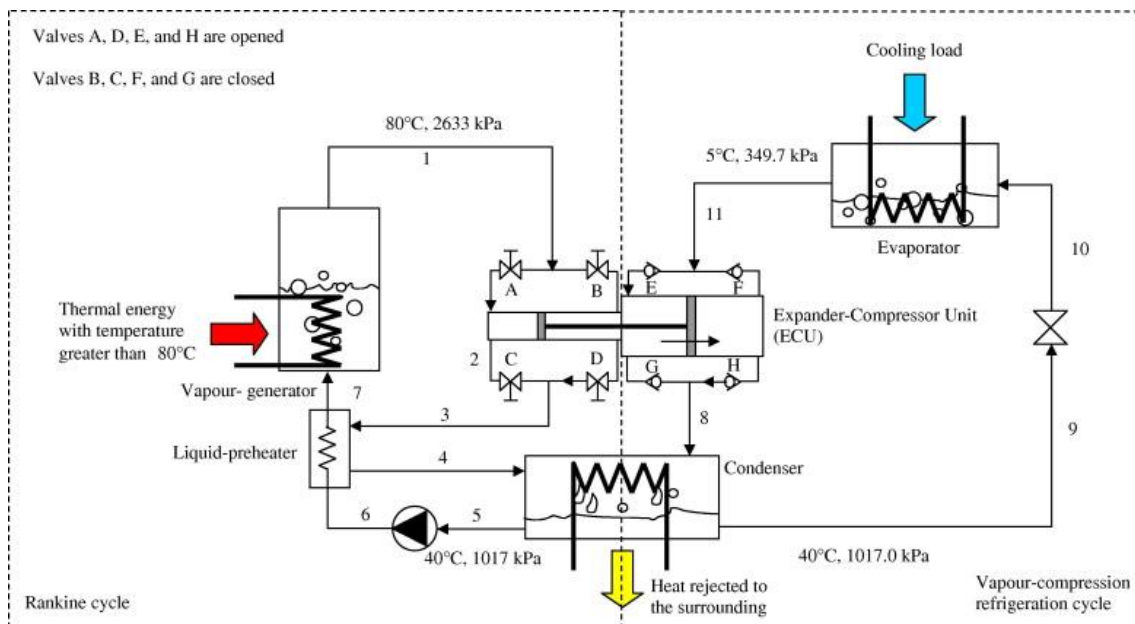


Figura 19: Diagrama de un ORC – VCC. [44]



En cuanto al ciclo ORC, ya se ha visto que puede ser alimentado con el calor residual de los procesos industriales, la geotermia de baja y media entalpía y la energía solar térmica de baja y media temperatura, ya que ofrecen el rango de temperaturas que necesitan estos ciclos.

Con todo esto, se puede determinar el empleo de un ciclo orgánico de Rankine accionado por una energía renovable como la geotermia o la solar térmica, combinado con un ciclo de compresión mecánica de vapor para acondicionamiento de interiores, resulta una opción muy interesante debido a la clara complementación de sus características.

Por ello, en estos últimos años, se han llevado a cabo algunas investigaciones sobre el tema, aunque aún son escasas, por lo que en los siguientes apartados se expondrá, se modelizará y se analizará el funcionamiento termodinámico de un sistema de estas características.



6. Caso de estudio

Tal y como se ha explicado en el apartado anterior, los ORC y los VCC son tecnologías muy compatibles y pueden ofrecer sistemas de producción de frío eficientes y sostenibles, hibridados con una energía renovable como es la solar térmica, la biomasa o la geotermia.

Es por ello por lo que, en este trabajo, se ha decidido llevar a cabo el estudio de un caso práctico de un sistema ORC-VCC, alimentado por energía solar térmica. De esta manera, los colectores solares proporcionan el calor necesario al ciclo Rankine orgánico (ORC), que generará una potencia para alimentar al compresor del VCC, pudiendo así refrigerar un espacio interior. En este caso, el sistema abastecerá a un edificio de oficinas.

Cabe destacar que, en este caso, los condensadores utilizados estarán refrigerados por aire y que se utilizarán colectores solares cilindro-parabólicos. Además, el conjunto turbina-compresor (montados sobre el mismo eje) están conectados también a un motor eléctrico para poder satisfacer la demanda de refrigeración en el caso de que los colectores no puedan ofrecer la energía necesaria por falta de recurso natural.

Para modelar este sistema se ha elegido el software Thermoflow, el principal desarrollador de software de energía térmica en el sector industrial energético [45]. Concretamente, se ha utilizado el programa Thermoflex 29 (site: 2675, key ID: 1933820F, Escuela de Ingeniería de Minas, Energía y Materiales de Oviedo, Universidad de Oviedo).

Una vez diseñado el ciclo en Thermoflex, se lleva a cabo un análisis de este, para estudiar las características de las diferentes condiciones nominales del mismo, con el fin de poder valorar cuál es la opción más conveniente.



6.1 Elementos

Así, se va a modelizar un sistema como el que se muestra en el esquema de la Figura 20.

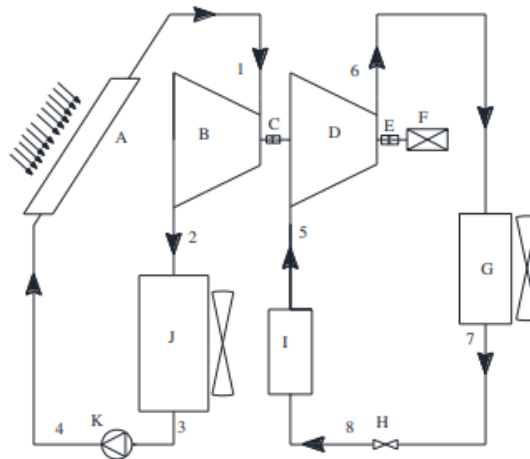


Figura 20: Esquema del ciclo ORC – VCC a modelar [46]

Como se puede observar en la Figura 20, el ciclo ORC es el de la izquierda, mientras que el ciclo VCC es el de la derecha. Asimismo, los elementos del sistema son los siguientes:

- A- Colector solar parabólico
- B- Turbina
- C- Acoplamiento flexible
- D- Compresor
- E- Acoplamiento flexible
- F- Motor eléctrico con conversión de frecuencia
- G- Condensador 1
- H- Válvula de mariposa
- I- Evaporador
- J- Condensador 2
- K- Bomba del fluido de trabajo



Cabe destacar que el modelo de colector solar parabólico que se va a tomar como referencia va a ser de la marca Eurotrough-100. Este colector tiene 8 módulos conectados en serie, siendo su longitud total de 99,5 metros, y su área de apertura total de 545 m² [47]. Asimismo, se estima que cada módulo tiene una longitud de unos 12,38 metros y un área de apertura de 68,32 m².



6.2 Funcionamiento

A continuación, se va a explicar el funcionamiento del ciclo que se va a modelizar.

El colector solar parabólico (A) concentra los rayos solares, de manera que el fluido de trabajo que circula por este dispositivo, que en este caso es R245fa, se calienta cambiando de fase a vapor saturado (Estado 1). En estas condiciones, el fluido se dirige hacia una turbina (B) (Figura 20).

Por una parte, el fluido que sale de la turbina (Estado 2) se lleva a un condensador (J) del cual sale en condiciones de líquido saturado (Estado 3) y, posteriormente, es bombeado hacia el colector solar de nuevo.

Por otra parte, la potencia mecánica producida por el vapor en la turbina se utiliza para accionar el compresor (D) unido a esta última. El fluido refrigerante que circula por el evaporador (I), absorbe el calor del espacio que se quiere enfriar. Posteriormente, este fluido se dirige al compresor, accionado gracias a la potencia producida por el ciclo ORC, o bien por el motor eléctrico acoplado o por ambos. Asimismo, el compresor (D) aumenta la presión y temperatura del fluido refrigerante, de manera que cuando llega al condensador (G) situado en el exterior, cede calor al ambiente. Después de atravesar el condensador G, el fluido llega a la válvula expansión para salir de la misma con una presión y una temperatura más bajas para que cuando, posteriormente, se dirija de nuevo al evaporador, pueda absorber calor del interior del local.

Cabe destacar que el ORC, alimentado por energía solar, y el motor eléctrico están conectados, de manera que cuando exista recurso solar sea el ORC el que aporte el trabajo necesario al VCC, y que cuando no exista o no sea suficiente, intervenga el motor eléctrico para asegurar el suministro de energía.

Otro aspecto que es necesario puntualizar, es que por ambos ciclos circula el mismo fluido de trabajo: R245fa. Sin embargo, es necesario tener en cuenta que se trata de ciclos cerrados, por lo que el fluido se encontrará en diferentes condiciones. Más adelante se verá como el flujo másico es distinto en los dos ciclos.



6.3 Fluido orgánico

Uno de los aspectos más importantes del ciclo es el fluido que va a circular por él. Tal y como se ha visto en apartados anteriores, la correcta elección del fluido de trabajo afecta directamente al rendimiento y eficiencia del ciclo. Por ello, en esta ocasión, se va a utilizar el refrigerante R245fa, como ya se ha comentado previamente.

El R245fa, también llamado pentafluoropropano o agente espumante R245fa, posee las propiedades más favorables para los sistemas de recuperación de calor de baja temperatura. A continuación, en la Tabla 4 se recogen las principales propiedades de este.

Tabla 4: Propiedades del R245fa [48]

Masa molecular	134,05 (kg/kmol)
Presión crítica	36,5 (bar)
Temperatura crítica	154 (°C)
Temperatura mínima	171,1 (°C)
Temperatura máxima	440 (°C)
Punto de ebullición a 1 atm	15,1 (°C)

Se trata de un fluido de trabajo con baja toxicidad, clasificándose en la categoría B1 de la clasificación ASHRAE de toxicidad [49]. Además, es un refrigerante que no es inflamable [50].

En cuanto a los aspectos medioambientales, cabe destacar que se trata de un refrigerante que no afecta a la capa de ozono, aunque posee un potencial de calentamiento global (GWP) de 1030, que no es de los más bajos que se pueden encontrar [48].

Por otra parte, también cabe destacar que se trata de un fluido seco, tal y como se puede ver en el diagrama T-s del mismo, tal como muestra la Figura 21.

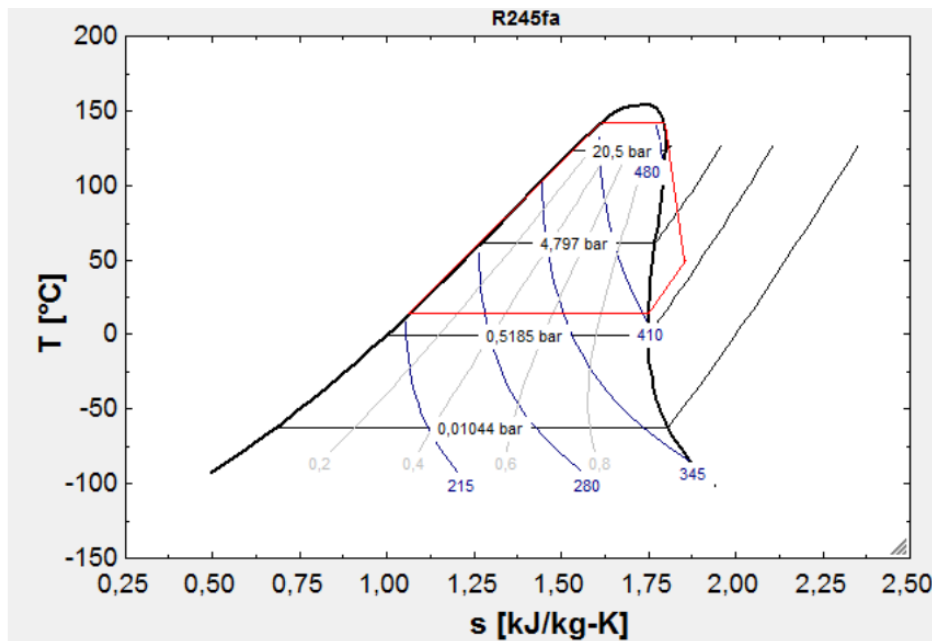


Figura 21: Diagrama T-s del R245fa [51]



6.4 Fórmulas

El análisis termodinámico de los ciclos con las características descritas está definido por una serie de fórmulas que se indican en este apartado. Sin embargo, primero es necesario aclarar la nomenclatura que se va a utilizar:

A_{col} : Área de apertura total de los colectores solares.

$COP_{ORC-VCC}$: Coeficiente de rendimiento del sistema conjunto.

COP_{VCC} : Coeficiente de rendimiento del ciclo VCC.

G_B : Irradiancia solar directa.

h_e : entalpía del R245fa a la entrada de los colectores

h_s : entalpía del R245fa a la salida de los colectores

m_{ORC} : Flujo másico del ORC.

η_{sis} : Rendimiento del sistema conjunto.

$\eta_{colector}$: Rendimiento de los colectores solares.

η_{ORC} : Rendimiento del ORC.

Q_{eva} : Potencia de refrigeración total que necesita el edificio.

Q_{gen} : Potencia térmica que proporcionan los colectores solares

SPC : Potencia de refrigeración por metro cuadrado de colectores en serie

T_s : Temperatura del R245fa a la salida del colector solar.

T_e : Temperatura del R245fa a la entrada del colector solar.

W_{compr} : Potencia que necesita el compresor.

W_{turb} : Potencia producida por la turbina.

W_{pp} : Potencia que consume la bomba.



Asimismo, las expresiones matemáticas que reflejan el comportamiento del sistema que se está modelando son las siguientes:

➤ $COP_{ORC-VCC}$

El COP (Coefficient Of Performance) es el coeficiente de operación, o coeficiente de rendimiento, por lo que se trata de un número adimensional. El COP del sistema conjunto viene dado por la siguiente fórmula:

$$COP_{ORC-VCC} = COP_{VCC} \cdot \eta_{ORC} \quad (1)$$

A su vez, el coeficiente de rendimiento del ciclo de refrigeración por compresión mecánica de vapor (VCC) es el cociente entre la potencia de refrigeración total que consume el edificio y la potencia que necesita el compresor del ciclo VCC:

$$COP_{VCC} = \frac{Q_{eva}}{W_{compr}} \quad (2)$$

En futuros apartados, se podrá comprobar que este valor no varía en los diferentes casos que se han analizado.

En cuanto al rendimiento del ciclo de Rankine Orgánico (ORC), se calcula dividiendo el trabajo neto del sistema entre la potencia térmica proporcionada por los colectores:

$$\eta_{ORC} = \frac{W_{net}}{Q_{gen}} \quad (3)$$

A su vez, la potencia neta del sistema es la diferencia existente entre la potencia que produce la turbina, y la que necesita la bomba del sistema ORC, por lo que se mide en vatios (W):

$$W_{neto} = W_{turb} - W_{pp} \quad (4)$$



➤ Rendimiento del sistema conjunto

El rendimiento total del sistema ORC – VCC viene dado por el producto del rendimiento de los colectores solares por el coeficiente de rendimiento del sistema conjunto:

$$\eta_{sis} = \eta_{colector} \cdot COP_{ORC-VCC} \quad (5)$$

El rendimiento de los colectores cilindro-parabólicos depende de la diferencia de temperaturas entre la temperatura ambiente y la temperatura media del fluido de trabajo en el colector solar, y de la intensidad de la radiación directa del sol:

$$\eta_{colector} = 0,762 - 0,2125 \left(\frac{\Delta T}{G_B} \right) - 0,001672 \left(\frac{\Delta T^2}{G_B} \right) \quad (6)$$

➤ SPC

La SPC es la potencia de refrigeración por metro cuadrado de colectores en serie, por lo que sus unidades son W/m^2 . Así, viene definido por la relación entre la potencia de refrigeración total que necesita el edificio y la superficie de captación de los colectores solares.

$$SPC = \frac{Q_{eva}}{A_{col}} \quad (7)$$

Por otra parte, el área de apertura del captador parabólico necesaria depende del flujo másico del R245fa del ORC, de las temperaturas de entrada y salida del colector solar, del rendimiento de los colectores y, por supuesto, de la intensidad de la radiación directa. Así:

$$\eta_{colector} = \frac{m_{ORC} \cdot (h_s - h_e)}{A_{col} \cdot G_B} \Rightarrow A_{col} = \frac{m_{ORC} \cdot (h_s - h_e)}{\eta_{colector} \cdot G_B} \quad (8)$$



➤ W_{em}

W_{em} es la potencia adicional que ha de aportar el motor eléctrico al sistema VCC, en el caso de que la temperatura de salida del colector solar sea inferior a la nominal (suponiendo que las necesidades de enfriamiento no cambian), es decir, que la radiación solar en ese momento no sea suficiente. Esta potencia viene dada por la diferencia existente entre la potencia que necesita el compresor del VCC y la potencia producida por la turbina del ORC, por lo que se mide en vatios (W):

$$W_{em} = W_{compr} - W_{turb} \quad (9)$$

Para las condiciones nominales, la potencia del compresor y de la turbina son iguales, por lo que la potencia del motor es nula.



6.5 Modelización del sistema

Con todo lo anterior, se ha modelizado un sistema con las características de los elementos que proporciona el programa THERMOFLEX. Se ha utilizado la versión 29, de 2021 [52]. En la Figura 22, se muestra el sistema.

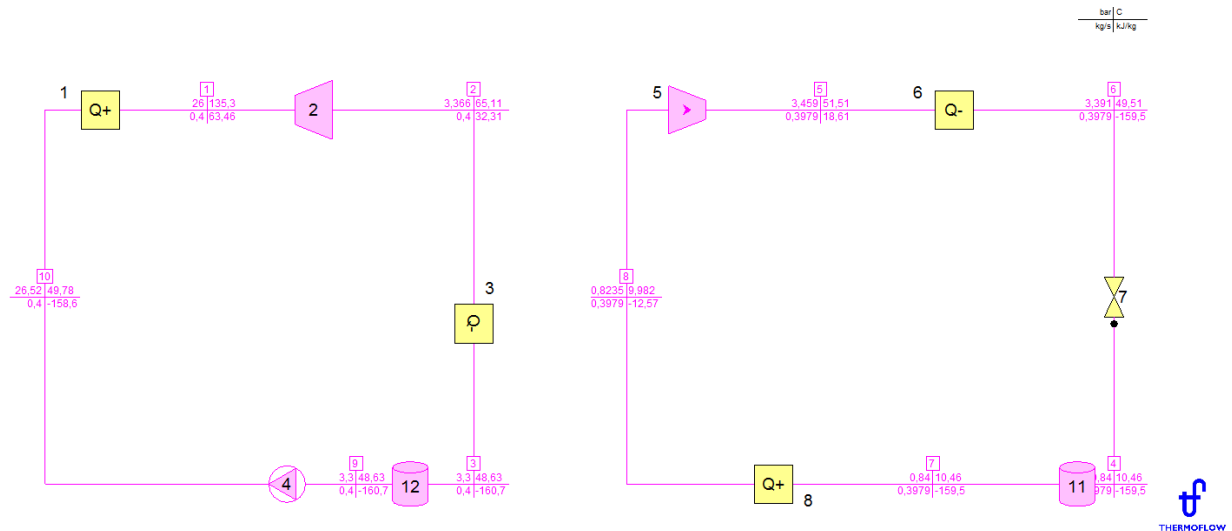


Figura 22: Modelado del sistema ORC-VCC con colector solar parabólico en Thermoflex 29.

Asimismo, cabe realizar una serie de puntualizaciones o aclaraciones sobre este modelo:

- Por una parte, la turbina y el compresor están programados para que se sitúen sobre el mismo eje. Asimismo, en las condiciones nominales, la potencia que aporta la turbina y la que necesita el compresor son iguales.
- Además, también es necesario tener en cuenta que el objetivo es estudiar el funcionamiento del ciclo termodinámico de la figura, por lo que para las condiciones de diseño (nominales) la potencia del compresor es igual a la potencia de la turbina.
 - o No es necesario incluir los acoplamientos flexibles, ya que estos no influyen en el funcionamiento del ciclo.



-
- Dado que el motor de frecuencia variable no influye en el ciclo termodinámico, no se ha incluido en el modelo.
 - Por otro lado, es necesario aclarar que los puntos 3 y 9, y los puntos 4 y 7 tienen las mismas condiciones, ya que los elementos 12 y 11 son componentes del programa que sirven para especificar las condiciones del refrigerante (Figura 22).
 - Además, en el programa, se ha especificado el tipo de refrigerante que vamos a utilizar: el R245fa.
 - Por último, se considerará que los colectores solares parabólicos actúan como un evaporador.

En cuanto a las eficiencias de la bomba, la turbina y el compresor, sus valores se han fijado en:

- Eficiencia isentrópica de la bomba de fluido de trabajo: 0,90
- Eficiencia isentrópica de la turbina: 0,85
- Eficiencia isentrópica del compresor: 0,80



6.6 Análisis

Una vez que el ciclo ya se ha modelizado, y se han explicado los aspectos principales del mismo, se procede a realizar un análisis de dicho ciclo. Así, en este apartado, se lleva a cabo un estudio paramétrico para analizar las principales características del sistema, en diferentes condiciones nominales que podrían elegirse para el diseño del mismo. De esta manera, se podrá valorar qué condiciones nominales son más adecuadas para esta instalación.

Por lo tanto, se van a estudiar 7 casos con la función “Macrocases” del programa Thermoflex 29.

Asimismo, se van a considerar diferentes valores de la temperatura del refrigerante R245fa en el colector solar. Dichos valores varían en el intervalo 70 – 130 °C. Para ello, utilizando el programa EES (“Engineering Equation Solver”, número de licencia 4264) [53], se han obtenido las presiones de saturación del R245fa correspondientes a 7 diferentes temperaturas comprendidas en el citado intervalo. En la Tabla 5, se muestran los valores de presión y temperatura aproximadas del R245fa a la salida del colector solar para cada caso que se va a estudiar.

Tabla 5: Condiciones de los 7 casos a analizar.

CASOS	$T_{(R245fa)}$ (°C)	$P_{(R245fa)}$ (bar)
CASO 1	70	6,097
CASO 2	80	7,908
CASO 3	90	10,09
CASO 4	100	12,69
CASO 5	110	15,74
CASO 6	120	19,29
CASO 7	130	23,39



Cabe puntualizar, que estas cifras van a ser aproximadas, ya que en la práctica el programa adecúa los valores de los diferentes parámetros según la precisión de sus tablas termodinámicas.

La presión en el evaporador del ORC, es decir, en los colectores solares, para cada una de dichas temperaturas será:

$$p_{\text{evaporador}} = p_{\text{saturación}}(t_{\text{colector}}).$$

De esta manera, la presión de entrada a la turbina del ORC viene dada por los valores anteriores. En estas condiciones, se van a analizar los siguientes parámetros:

- El COP del sistema conjunto.
- El rendimiento del sistema conjunto.
- El SPC.
- El rendimiento del colector solar.

El primer paso consiste en establecer las variables que van a ser las mismas para todos los casos analizados:

- Potencia total de refrigeración del edificio de oficinas

Se ha supuesto que el edificio de oficinas requiere una potencia total de refrigeración de unos 91 kW (Q_{eva}). Con el sistema estudiado, esta capacidad de enfriamiento requiere una potencia consumida por el compresor de 19 kW aproximadamente. Dado que la potencia de refrigeración demandada para todos los casos va a ser la misma, la potencia que necesita el compresor y, por lo tanto, la que produce la turbina, van a ser iguales. En los casos que se van a estudiar, el trabajo producido por la turbina es de 19,4 kW, ya que el programa tiene en cuenta las pérdidas.



- Irradiancia solar directa (W/m^2)

Se trata de un parámetro que resulta fundamental para el cálculo del rendimiento del sistema. Así, se ha obtenido por medio de “Photovoltaic Geographical Information System” (PVGIS) de la Unión Europea [54], utilizando la base de datos PVGIS – SARA2. Se ha supuesto que la instalación está ubicada en Madrid, en un punto cuyas coordenadas son: $40,525^\circ \text{N} - 3,772^\circ \text{E}$. Además, se ha utilizado la información para julio, que es el mes con mayor irradiancia media diaria en Madrid, y para las 12 del mediodía solar, punto en el que la radiación solar es más alta.

Así, se ha seleccionado una radiación directa para todos los casos que se van a analizar de $800 \text{ W}/\text{m}^2$, tal y como se puede ver en la Figura 23.

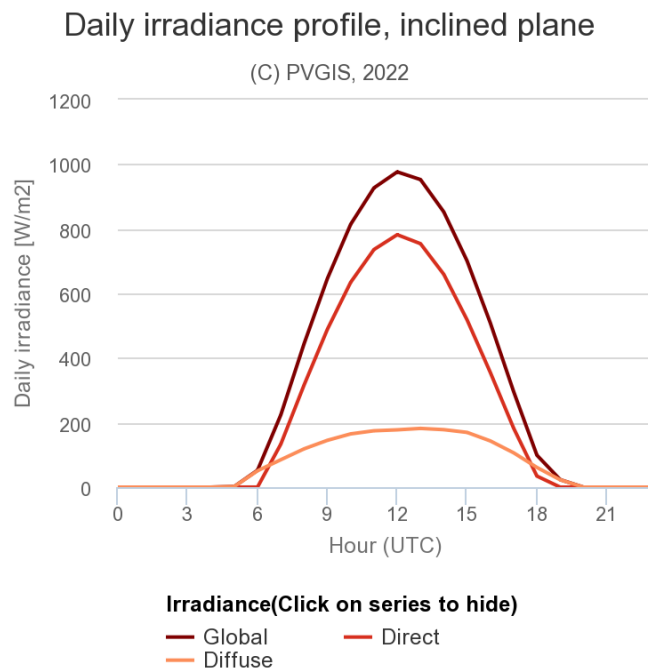


Figura 23: Irradiancia global, directa y difusa para un día medio de Julio, en la localización $40,525^\circ \text{N} - 3,772^\circ \text{E}$ [52]



- Temperatura ambiente (°C)

Este parámetro también es fundamental para calcular el rendimiento del sistema, entre otros. Por lo tanto, se ha fijado una temperatura ambiente para todos los casos que se van a analizar de 40 °C.

- Flujo másico del R245fa (kg/s)

Thermoflex permite estimar que se necesita un flujo másico de unos 0,62 kg/s en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor (VCC). En cuanto al ciclo de Rankine Orgánico, el flujo másico varía dependiendo del caso estudiado.

Asimismo, a modo de resumen, se muestra la Tabla 6, con los parámetros fijos para todos los casos que se van a analizar.

Tabla 6: Parámetros fijos para los 7 casos.

Potencia de refrigeración (Q_{eva})	91,08 kW
Potencia del compresor (W_{em})	19,33 kW
Intensidad de la radiación directa (G_b)	800 W/m ²
Temperatura ambiente	40 °C
Flujo másico del R245fa en el VCC	0,62 kg/s
Rendimiento del motor eléctrico	0,96

Con las condiciones indicadas, se procede a analizar el sistema, exponiendo las condiciones del fluido refrigerante en cada punto de los ciclos, y calculando los parámetros mencionados para cada uno de los 7 casos.



➤ Caso 1:

Para el Caso 1, en la Tabla 7, se muestran las condiciones del fluido refrigerante en cada punto del ciclo (Figura 22).

Tabla 7: Condiciones del fluido en cada punto - Caso 1

Puntos	Descripción	P (bar)	T (°C)	m (kg/s)	h (kJ/kg)
1	1 – Salida del evaporador del ORC [1] → Entrada a la turbina del ORC [2]	6,097	70,02	2,095	31,35
2	2 - Salida de la turbina del ORC [2] → Entrada al condensador del ORC [3]	3,366	54,8	2,095	22,08
3	3 - Salida del condensador del ORC [3] → Entrada a la especificación del refrigerante del ORC [12]	3,3	48,63	2,095	-160,68
4	4 - Salida de la válvula del VCC [7] → Entrada a la especificación del refrigerante del VCC [11]	0,84	10,46	0,62	-159,46
5	5 - Salida del compresor del VCC [5] → Entrada al condensador del VCC [6]	3,459	51,51	0,62	18,61
6	6 - Salida del condensador del VCC [6] → Entrada a la válvula del VCC [7]	3,391	49,51	0,62	-159,46
7	7 - Salida de la especificación de refrigerante del VCC [11] → Entrada al evaporador del VCC [8]	0,84	10,46	0,62	-159,46
8	8 - Salida del evaporador del VCC [8] → Entrada del compresor del VCC [5]	0,8235	9,98	0,62	-12,57
9	9 - Salida de la especificación de refrigerante del ORC [12] → Succión de la bomba del ORC [4]	3,3	48,63	2,095	-160,68
10	10 - Descarga de bomba del ORC [4] → Entrada del evaporador del ORC [1]	6,219	48,77	2,095	-160,42



Así, las siguientes variables toman los valores:

$$\left\{ \begin{array}{l} W_{pp} = 0,5367 \text{ kW} \\ m_{ORC} = 2,095 \text{ kg/s} \\ Q_{gen} = 401,7 \text{ kW} \end{array} \right.$$

Con los valores anteriores, es posible calcular los rendimientos del sistema:

- COP:

$$COP_{ORC-VCC} = COP_{VCC} \cdot \eta_{ORC} = 4,7118 \cdot 0,0470 = \mathbf{0,2215}$$

$$\Rightarrow COP_{VCC} = \frac{Q_{eva}}{W_{compr}} = \frac{91,08 \text{ (kW)}}{19,33 \text{ (kW)}} = 4,7118$$

$$\Rightarrow \eta_{ORC} = \frac{W_{net}}{Q_{gen}} = \frac{18,88 \text{ (kW)}}{401,7 \text{ (kW)}} = 0,0470 \rightarrow 4,70 \%$$

$$\Rightarrow W_{net} = W_{turb} - W_{pp} = 19,42 \text{ (kW)} - 0,5367 \text{ (kW)} = 18,88 \text{ kW}$$

- Rendimiento del sistema (η_{sis})

$$\eta_{sis} = \eta_{colector} \cdot COP_{ORC-VCC} = 0,7561 \cdot 0,2215 = 0,1675 \rightarrow \mathbf{16,75 \%}$$

$$\Rightarrow \eta_{colector} = 0,762 - 0,2125 \left(\frac{\Delta T}{G_B} \right) - 0,001672 \left(\frac{\Delta T^2}{G_B} \right) = 0,762 -$$

$$0,2125 \left(\frac{19,395 \text{ (K)}}{800 \text{ (W/m}^2\text{)}} \right) - 0,001672 \left(\frac{[19,395 \text{ (K)}]^2}{800 \text{ (W/m}^2\text{)}} \right) = 0,7561$$

$$\Rightarrow \Delta T = T_{media - colector} - T_{amb} = 59,395 \text{ (}^\circ\text{C)} - 40 \text{ (}^\circ\text{C)} = 19,395 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Rightarrow T_{media - colector} = \frac{70,02 \text{ (}^\circ\text{C)} + 48,77 \text{ (}^\circ\text{C)}}{2} = 59,395 \text{ }^\circ\text{C}$$



- SPC

$$SPC = \frac{Q_{eva}}{A_{col}} = \frac{91,08 \text{ (kW)}}{664,23 \text{ (m}^2\text{)}} = \mathbf{0,1371 \text{ kW/m}^2}$$

$$\Rightarrow A_{col} = \frac{m_{ORC} \cdot (h_1 - h_{10})}{\eta_{colector} \cdot G_b} = \frac{2,095 \text{ (kg/s)} \cdot [31,35 \text{ (kJ/kg)} - (-160,42 \text{ (kJ/kg)})]}{0,7561 \cdot 800 \text{ (W/m}^2\text{)}} = 664,23 \text{ m}^2$$

→ Esto correspondería a 10 módulos, con una longitud total de 124 metros.



➤ Caso 2:

Para el Caso 2, en la Tabla 8, se muestran las condiciones del fluido refrigerante en cada punto del ciclo (Figura 20).

Tabla 8: Condiciones del fluido en cada punto - Caso 2

Puntos	Descripción	P (bar)	T (°C)	m (kg/s)	h (kJ/kg)
1	1 – Salida del evaporador del ORC [1] → Entrada a la turbina del ORC [2]	7,908	80,09	1,447	38,14
2	2 - Salida de la turbina del ORC [2] → Entrada al condensador del ORC [3]	3,366	57,47	1,447	24,73
3	3 - Salida del condensador del ORC [3] → Entrada a la especificación del refrigerante del ORC [12]	3,3	48,63	1,447	-160,68
4	4 - Salida de la válvula del VCC [7] → Entrada a la especificación del refrigerante del VCC [11]	0,84	10,46	0,62	-159,46
5	5 - Salida del compresor del VCC [5] → Entrada al condensador del VCC [6]	3,459	51,51	0,62	18,61
6	6 - Salida del condensador del VCC [6] → Entrada a la válvula del VCC [7]	3,391	49,51	0,62	-159,46
7	7 - Salida de la especificación de refrigerante del VCC [11] → Entrada al evaporador del VCC [8]	0,84	10,46	0,62	-159,46
8	8 - Salida del evaporador del VCC [8] → Entrada del compresor del VCC [5]	0,8235	9,98	0,62	-12,57
9	9 - Salida de la especificación de refrigerante del ORC [12] → Succión de la bomba del ORC [4]	3,3	48,63	1,447	-160,68
10	10 - Descarga de bomba del ORC [4] → Entrada del evaporador del ORC [1]	8,066	48,87	1,447	-160,26



Así, las siguientes variables toman los valores:

$$\left\{ \begin{array}{l} W_{pp} = 0,6056 \text{ kW} \\ m_{ORC} = 1,447 \text{ kg/s} \\ Q_{gen} = 287,2 \text{ kW} \end{array} \right.$$

Con los valores anteriores, es posible calcular los rendimientos del sistema:

- COP:

$$COP_{ORC-VCC} = COP_{VCC} \cdot \eta_{ORC} = 4,7118 \cdot 0,0655 = \mathbf{0,3087}$$

$$\Rightarrow COP_{VCC} = \frac{Q_{eva}}{W_{compr}} = \frac{91,08 \text{ (kW)}}{19,33 \text{ (kW)}} = 4,7118$$

$$\Rightarrow \eta_{ORC} = \frac{W_{net}}{Q_{gen}} = \frac{18,81 \text{ (kW)}}{287,2 \text{ (kW)}} = 0,0655 \rightarrow 6,55 \%$$

$$\Rightarrow W_{net} = W_{turb} - W_{pp} = 19,42 \text{ (kW)} - 0,6056 \text{ (kW)} = 18,81 \text{ kW}$$

- Rendimiento del Sistema (η_{sis})

$$\eta_{sis} = \eta_{colector} \cdot COP_{ORC-VCC} = 0,7542 \cdot 0,3087 = 0,2328 \rightarrow \mathbf{23,28 \%}$$

$$\Rightarrow \eta_{colector} = 0,762 - 0,2125 \left(\frac{\Delta T}{G_B} \right) - 0,001672 \left(\frac{\Delta T^2}{G_B} \right) = 0,762 -$$

$$0,2125 \left(\frac{24,48 \text{ (}^\circ\text{C)}}{800 \text{ (W/m}^2\text{)}} \right) - 0,001672 \left(\frac{[24,48 \text{ (}^\circ\text{C)}]^2}{800 \text{ (W/m}^2\text{)}} \right) = 0,7542$$

$$\Rightarrow \Delta T = T_{media - colector} - T_{amb} = 64,48 \text{ (}^\circ\text{C)} - 40 \text{ (}^\circ\text{C)} = 24,48 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Rightarrow T_{media - colector} = \frac{80,09 \text{ (}^\circ\text{C)} + 48,87 \text{ (}^\circ\text{C)}}{2} = 64,48 \text{ }^\circ\text{C}$$



- SPC

$$SPC = \frac{Q_{eva}}{A_{col}} = \frac{91,08 \text{ (kW)}}{475,78 \text{ (m}^2\text{)}} = \mathbf{0,1914 \text{ kW/m}^2}$$

$$\Rightarrow A_{col} = \frac{m_{ORC} \cdot (h_1 - h_{10})}{\eta_{colector} \cdot G_b} = \frac{1,447 \text{ (kg/s)} \cdot [38,14 \text{ (kJ/kg)} - (-160,26 \text{ (kJ/kg)})]}{0,7542 \cdot 800 \text{ (W/m}^2\text{)}} = 475,78 \text{ m}^2$$

→ Esto correspondería a 7 módulos, con una longitud total de 87 metros.



➤ Caso 3:

Para el Caso 3, en la Tabla 9, se muestran las condiciones del fluido refrigerante en cada punto del ciclo (Figura 20).

Tabla 9: Condiciones del fluido en cada punto - Caso 3

Puntos	Descripción	P (bar)	T (°C)	m (kg/s)	h (kJ/kg)
1	1 – Salida del evaporador del ORC [1] → Entrada a la turbina del ORC [2]	10,09	90,13	1,122	44,56
2	2 - Salida de la turbina del ORC [2] → Entrada al condensador del ORC [3]	3,366	60,02	1,122	27,25
3	3 - Salida del condensador del ORC [3] → Entrada a la especificación del refrigerante del ORC [12]	3,3	48,63	1,122	-160,68
4	4 - Salida de la válvula del VCC [7] → Entrada a la especificación del refrigerante del VCC [11]	0,84	10,46	0,62	-159,46
5	5 - Salida del compresor del VCC [5] → Entrada al condensador del VCC [6]	3,459	51,51	0,62	18,61
6	6 - Salida del condensador del VCC [6] → Entrada a la válvula del VCC [7]	3,391	49,51	0,62	-159,46
7	7 - Salida de la especificación de refrigerante del VCC [11] → Entrada al evaporador del VCC [8]	0,84	10,46	0,62	-159,46
8	8 - Salida del evaporador del VCC [8] → Entrada del compresor del VCC [5]	0,8235	9,98	0,62	-12,57
9	9 - Salida de la especificación de refrigerante del ORC [12] → Succión de la bomba del ORC [4]	3,3	48,63	1,122	-160,68
10	10 - Descarga de bomba del ORC [4] → Entrada del evaporador del ORC [1]	10,292	48,98	1,122	-160,07



Así, las siguientes variables toman los valores:

$$\left\{ \begin{array}{l} W_{pp} = 0,6886 \text{ kW} \\ m_{ORC} = 1,122 \text{ kg/s} \\ Q_{gen} = 229,6 \text{ kW} \end{array} \right.$$

Con los valores anteriores, es posible calcular los rendimientos del sistema:

- COP:

$$COP_{ORC-VCC} = COP_{VCC} \cdot \eta_{ORC} = 4,7118 \cdot 0,0816 = \mathbf{0,3844}$$

$$\Rightarrow COP_{VCC} = \frac{Q_{eva}}{W_{compr}} = \frac{91,08 \text{ (kW)}}{19,33 \text{ (kW)}} = 4,7118$$

$$\Rightarrow \eta_{ORC} = \frac{W_{net}}{Q_{gen}} = \frac{18,73 \text{ (kW)}}{229,6 \text{ (kW)}} = 0,0816 \rightarrow 8,16 \%$$

$$\Rightarrow W_{net} = W_{turb} - W_{pp} = 19,42 \text{ (kW)} - 0,6886 \text{ (kW)} = 18,73 \text{ kW}$$

- Rendimiento del Sistema (η_{sis})

$$\eta_{sis} = \eta_{colector} \cdot COP_{ORC-VCC} = 0,7523 \cdot 0,3844 = 0,2892 \rightarrow \mathbf{28,92 \%}$$

$$\Rightarrow \eta_{colector} = 0,762 - 0,2125 \left(\frac{\Delta T}{G_B} \right) - 0,001672 \left(\frac{\Delta T^2}{G_B} \right) = 0,762 -$$

$$0,2125 \left(\frac{29,56 \text{ (}^\circ\text{C)}}{800 \text{ (W/m}^2\text{)}} \right) - 0,001672 \left(\frac{[29,56 \text{ (}^\circ\text{C)}]^2}{800 \text{ (W/m}^2\text{)}} \right) = 0,7523$$

$$\Rightarrow \Delta T = T_{media - colector} - T_{amb} = 69,56 \text{ (}^\circ\text{C)} - 40 \text{ (}^\circ\text{C)} = 29,56 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Rightarrow T_{media - colector} = \frac{90,13 \text{ (}^\circ\text{C)} + 48,98 \text{ (}^\circ\text{C)}}{2} = 69,56 \text{ }^\circ\text{C}$$



- SPC

$$SPC = \frac{Q_{eva}}{A_{col}} = \frac{91,08 \text{ (kW)}}{381,48 \text{ (m}^2\text{)}} = \mathbf{0,2388 \text{ kW/m}^2}$$

$$\Rightarrow A_{col} = \frac{m_{ORC} \cdot (h_1 - h_{10})}{\eta_{colector} \cdot G_b} = \frac{1,122 \text{ (kg/s)} \cdot [44,56 \text{ (kJ/kg)} - (-160,07 \text{ (kJ/kg)})]}{0,7523 \cdot 800 \text{ (W/m}^2\text{)}} = 381,48 \text{ m}^2$$

→ Esto correspondería a 6 módulos, con una longitud total de 75 metros.



➤ Caso 4:

Para el Caso 4, en la Tabla 10, se muestran las condiciones del fluido refrigerante en cada punto del ciclo (Figura 20).

Tabla 10: Condiciones del fluido en cada punto - Caso 4

Puntos	Descripción	P (bar)	T (°C)	m (kg/s)	h (kJ/kg)
1	1 – Salida del evaporador del ORC [1] → Entrada a la turbina del ORC [2]	12,69	100,15	0,926	50,5
2	2 - Salida de la turbina del ORC [2] → Entrada al condensador del ORC [3]	3,366	62,32	0,926	29,53
3	3 - Salida del condensador del ORC [3] → Entrada a la especificación del refrigerante del ORC [12]	3,3	48,63	0,926	-160,68
4	4 - Salida de la válvula del VCC [7] → Entrada a la especificación del refrigerante del VCC [11]	0,84	10,46	0,62	-159,46
5	5 - Salida del compresor del VCC [5] → Entrada al condensador del VCC [6]	3,459	51,51	0,62	18,61
6	6 - Salida del condensador del VCC [6] → Entrada a la válvula del VCC [7]	3,391	49,51	0,62	-159,46
7	7 - Salida de la especificación de refrigerante del VCC [11] → Entrada al evaporador del VCC [8]	0,84	10,46	0,62	-159,46
8	8 - Salida del evaporador del VCC [8] → Entrada del compresor del VCC [5]	0,8235	9,98	0,62	-12,57
9	9 - Salida de la especificación de refrigerante del ORC [12] → Succión de la bomba del ORC [4]	3,3	48,63	0,926	-160,68
10	10 - Descarga de bomba del ORC [4] → Entrada del evaporador del ORC [1]	12,944	49,11	0,926	-159,83



Así, las siguientes variables toman los valores:

$$\left\{ \begin{array}{l} W_{pp} = 0,7843 \text{ kW} \\ m_{ORC} = 0,926 \text{ kg/s} \\ Q_{gen} = 194,8 \text{ kW} \end{array} \right.$$

Con los valores anteriores, es posible calcular los rendimientos del sistema:

- COP:

$$COP_{ORC-VCC} = COP_{VCC} \cdot \eta_{ORC} = 4,7118 \cdot 0,0957 = \mathbf{0,4508}$$

$$\Rightarrow COP_{VCC} = \frac{Q_{eva}}{W_{compr}} = \frac{91,08 \text{ (kW)}}{19,33 \text{ (kW)}} = 4,7118$$

$$\Rightarrow \eta_{ORC} = \frac{W_{net}}{Q_{gen}} = \frac{18,64 \text{ (kW)}}{194,8 \text{ (kW)}} = 0,0957 \rightarrow 9,57 \%$$

$$\Rightarrow W_{net} = W_{turb} - W_{pp} = 19,42 \text{ (kW)} - 0,7843 \text{ (kW)} = 18,64 \text{ kW}$$

- Rendimiento del Sistema (η_{sis})

$$\eta_{sis} = \eta_{colector} \cdot COP_{ORC-VCC} = 0,7503 \cdot 0,4508 = 0,3382 \rightarrow \mathbf{33,82 \%}$$

$$\Rightarrow \eta_{colector} = 0,762 - 0,2125 \left(\frac{\Delta T}{G_B} \right) - 0,001672 \left(\frac{\Delta T^2}{G_B} \right) = 0,762 -$$

$$0,2125 \left(\frac{34,63 \text{ (}^\circ\text{C)}}{800 \text{ (W/m}^2\text{)}} \right) - 0,001672 \left(\frac{[34,63 \text{ (}^\circ\text{C)}]^2}{800 \text{ (W/m}^2\text{)}} \right) = 0,7503$$

$$\Rightarrow \Delta T = T_{media - colector} - T_{amb} = 74,63 \text{ (}^\circ\text{C)} - 40 \text{ (}^\circ\text{C)} = 34,63 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Rightarrow T_{media - colector} = \frac{100,15 \text{ (}^\circ\text{C)} + 49,11 \text{ (}^\circ\text{C)}}{2} = 74,63 \text{ }^\circ\text{C}$$



- SPC

$$SPC = \frac{Q_{eva}}{A_{col}} = \frac{91,08 \text{ (kW)}}{324,48 \text{ (m}^2\text{)}} = \mathbf{0,2807 \text{ kW/m}^2}$$

$$\Rightarrow A_{col} = \frac{m_{ORC} \cdot (h_1 - h_{10})}{\eta_{colector} \cdot G_b} = \frac{0,926 \text{ (kg/s)} \cdot [50,5 \text{ (kJ/kg)} - (-159,83 \text{ (kJ/kg)})]}{0,7503 \cdot 800 \text{ (W/m}^2\text{)}} = 324,48 \text{ m}^2$$

→ Esto correspondería a 5, con una longitud total de 62 metros.



➤ Caso 5:

Para el Caso 5, aparecen en la Tabla 11, se muestran las condiciones del fluido refrigerante en cada punto del ciclo (Figura 20).

Tabla 11: Condiciones del fluido en cada punto - Caso 5

Puntos	Descripción	P (bar)	T (°C)	m (kg/s)	h (kJ/kg)
1	1 – Salida del evaporador del ORC [1] → Entrada a la turbina del ORC [2]	15,74	110,09	0,798	55,73
2	2 - Salida de la turbina del ORC [2] → Entrada al condensador del ORC [3]	3,366	64,2	0,798	31,41
3	3 - Salida del condensador del ORC [3] → Entrada a la especificación del refrigerante del ORC [12]	3,3	48,63	0,798	-160,68
4	4 - Salida de la válvula del VCC [7] → Entrada a la especificación del refrigerante del VCC [11]	0,84	10,46	0,62	-159,46
5	5 - Salida del compresor del VCC [5] → Entrada al condensador del VCC [6]	3,459	51,51	0,62	18,61
6	6 - Salida del condensador del VCC [6] → Entrada a la válvula del VCC [7]	3,391	49,51	0,62	-159,46
7	7 - Salida de la especificación de refrigerante del VCC [11] → Entrada al evaporador del VCC [8]	0,84	10,46	0,62	-159,46
8	8 - Salida del evaporador del VCC [8] → Entrada del compresor del VCC [5]	0,8235	9,98	0,62	-12,57
9	9 - Salida de la especificación de refrigerante del ORC [12] → Succión de la bomba del ORC [4]	3,3	48,63	0,798	-160,68
10	10 - Descarga de bomba del ORC [4] → Entrada del evaporador del ORC [1]	16,05	49,26	0,798	-159,56



Así, las siguientes variables toman los valores:

$$\left\{ \begin{array}{l} W_{pp} = 0,8940 \text{ kW} \\ m_{ORC} = 0,798 \text{ kg/s} \\ Q_{gen} = 171,9 \text{ kW} \end{array} \right.$$

Con los valores anteriores, es posible calcular los rendimientos del sistema:

- COP:

$$COP_{ORC-VCC} = COP_{VCC} \cdot \eta_{ORC} = 4,7118 \cdot 0,1078 = \mathbf{0,5078}$$

$$\Rightarrow COP_{VCC} = \frac{Q_{eva}}{W_{compr}} = \frac{91,08 \text{ (kW)}}{19,33 \text{ (kW)}} = 4,7118$$

$$\Rightarrow \eta_{ORC} = \frac{W_{net}}{Q_{gen}} = \frac{18,53 \text{ (kW)}}{171,9 \text{ (kW)}} = 0,1078 \rightarrow 10,78 \%$$

$$\Rightarrow W_{net} = W_{turb} - W_{pp} = 19,42 \text{ (kW)} - 0,8940 \text{ (kW)} = 18,53 \text{ kW}$$

- Rendimiento del sistema (η_{sis})

$$\eta_{sis} = \eta_{colector} \cdot COP_{ORC-VCC} = 0,7482 \cdot 0,5078 = 0,3799 \rightarrow \mathbf{37,99 \%}$$

$$\Rightarrow \eta_{colector} = 0,762 - 0,2125 \left(\frac{\Delta T}{G_B} \right) - 0,001672 \left(\frac{\Delta T^2}{G_B} \right) = 0,762 -$$

$$0,2125 \left(\frac{39,675 \text{ (}^\circ\text{C)}}{800 \text{ (W/m}^2\text{)}} \right) - 0,001672 \left(\frac{[39,675 \text{ (}^\circ\text{C)}]^2}{800 \text{ (W/m}^2\text{)}} \right) = 0,7482$$

$$\Rightarrow \Delta T = T_{media - colector} - T_{amb} = 79,675 \text{ (}^\circ\text{C)} - 40 \text{ (}^\circ\text{C)} = 39,675 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Rightarrow T_{media - colector} = \frac{110,09 \text{ (}^\circ\text{C)} + 49,26 \text{ (}^\circ\text{C)}}{2} = 79,675 \text{ }^\circ\text{C}$$



- SPC

$$SPC = \frac{Q_{eva}}{A_{col}} = \frac{91,08 \text{ (kW)}}{287,04 \text{ (m}^2\text{)}} = \mathbf{0,3173 \text{ kW/m}^2}$$

$$\Rightarrow A_{col} = \frac{m_{ORC} \cdot (h_1 - h_{10})}{\eta_{colector} \cdot G_b} = \frac{0,798 \text{ (kg/s)} \cdot [55,73 \text{ (kJ/kg)} - (-159,56 \text{ (kJ/kg)})]}{0,7482 \cdot 800 \text{ (W/m}^2\text{)}} = 287,04 \text{ m}^2$$

→ Esto correspondería a 5, con una longitud total de 62 metros.



➤ Caso 6:

Para el Caso 6, aparecen en la Tabla 12, se muestran las condiciones del fluido refrigerante en cada punto del ciclo (Figura 20).

Tabla 12: Condiciones del fluido en cada punto - Caso 6

Puntos	Descripción	P (bar)	T (°C)	m (kg/s)	h (kJ/kg)
1	1 – Salida del evaporador del ORC [1] → Entrada a la turbina del ORC [2]	19,29	119,97	0,71	60
2	2 - Salida de la turbina del ORC [2] → Entrada al condensador del ORC [3]	3,366	65,46	0,71	32,66
3	3 - Salida del condensador del ORC [3] → Entrada a la especificación del refrigerante del ORC [12]	3,3	48,63	0,71	-160,68
4	4 - Salida de la válvula del VCC [7] → Entrada a la especificación del refrigerante del VCC [11]	0,84	10,46	0,62	-159,46
5	5 - Salida del compresor del VCC [5] → Entrada al condensador del VCC [6]	3,459	51,51	0,62	18,61
6	6 - Salida del condensador del VCC [6] → Entrada a la válvula del VCC [7]	3,391	49,51	0,62	-159,46
7	7 - Salida de la especificación de refrigerante del VCC [11] → Entrada al evaporador del VCC [8]	0,84	10,46	0,62	-159,46
8	8 - Salida del evaporador del VCC [8] → Entrada del compresor del VCC [5]	0,8235	9,98	0,62	-12,57
9	9 - Salida de la especificación de refrigerante del ORC [12] → Succión de la bomba del ORC [4]	3,3	48,63	0,71	-160,68
10	10 - Descarga de bomba del ORC [4] → Entrada del evaporador del ORC [1]	19,68	49,44	0,71	-159,24



Así, las siguientes variables toman los valores:

$$\left\{ \begin{array}{l} W_{pp} = 1,0210 \text{ kW} \\ m_{ORC} = 0,71 \text{ kg/s} \\ Q_{gen} = 155,7 \text{ kW} \end{array} \right.$$

Con los valores anteriores, es posible calcular los rendimientos del sistema:

- COP:

$$COP_{ORC-VCC} = COP_{VCC} \cdot \eta_{ORC} = 4,7118 \cdot 0,1182 = \mathbf{0,5568}$$

$$\Rightarrow COP_{VCC} = \frac{Q_{eva}}{W_{compr}} = \frac{91,08 \text{ (kW)}}{19,33 \text{ (kW)}} = 4,7118$$

$$\Rightarrow \eta_{ORC} = \frac{W_{net}}{Q_{gen}} = \frac{18,4 \text{ (kW)}}{155,7 \text{ (kW)}} = 0,1183 \rightarrow 11,82 \%$$

$$\Rightarrow W_{net} = W_{turb} - W_{pp} = 19,42 \text{ (kW)} - 1,021 \text{ (kW)} = 18,4 \text{ kW}$$

- Rendimiento del sistema (η_{sis})

$$\eta_{sis} = \eta_{colector} \cdot COP_{ORC-VCC} = 0,7459 \cdot 0,5568 = 0,4153 \rightarrow \mathbf{41,53 \%}$$

$$\Rightarrow \eta_{colector} = 0,762 - 0,2125 \left(\frac{\Delta T}{G_B} \right) - 0,001672 \left(\frac{\Delta T^2}{G_B} \right) = 0,762 -$$

$$0,2125 \left(\frac{44,705 \text{ (}^\circ\text{C)}}{800 \text{ (W/m}^2\text{)}} \right) - 0,001672 \left(\frac{[44,705 \text{ (}^\circ\text{C)}]^2}{800 \text{ (W/m}^2\text{)}} \right) = 0,7459$$

$$\Rightarrow \Delta T = T_{media - colector} - T_{amb} = 84,705 \text{ (}^\circ\text{C)} - 40 \text{ (}^\circ\text{C)} = 44,705 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Rightarrow T_{media - colector} = \frac{119,97 \text{ (}^\circ\text{C)} + 49,44 \text{ (}^\circ\text{C)}}{2} = 84,705 \text{ }^\circ\text{C}$$



- SPC

$$SPC = \frac{Q_{eva}}{A_{col}} = \frac{91,08 \text{ (kW)}}{260,84 \text{ (m}^2\text{)}} = \mathbf{0,3492 \text{ kW/m}^2}$$

$$\Rightarrow A_{col} = \frac{m_{ORC} \cdot (h_1 - h_{10})}{\eta_{colector} \cdot G_b} = \frac{0,71 \text{ (kg/s)} \cdot [60 \text{ (kJ/kg)} - (-159,24 \text{ (kJ/kg)})]}{0,7459 \cdot 800 \text{ (W/m}^2\text{)}} = 260,84 \text{ m}^2$$

→ Esto correspondería a 4, con una longitud total de 50 metros.



➤ Caso 7:

Para el caso 7, en la Tabla 13, se muestran las condiciones del fluido refrigerante en cada punto del ciclo (Figura 20).

Tabla 13: Condiciones del fluido en cada punto - Caso 7

Puntos	Descripción	P (bar)	T (°C)	m (kg/s)	h (kJ/kg)
1	1 – Salida del evaporador del ORC [1] → Entrada a la turbina del ORC [2]	23,39	129,77	0,649	62,83
2	2 - Salida de la turbina del ORC [2] → Entrada al condensador del ORC [3]	3,366	65,69	0,649	32,89
3	3 - Salida del condensador del ORC [3] → Entrada a la especificación del refrigerante del ORC [12]	3,3	48,63	0,649	-160,68
4	4 - Salida de la válvula del VCC [7] → Entrada a la especificación del refrigerante del VCC [11]	0,84	10,46	0,62	-159,46
5	5 - Salida del compresor del VCC [5] → Entrada al condensador del VCC [6]	3,459	51,51	0,62	18,61
6	6 - Salida del condensador del VCC [6] → Entrada a la válvula del VCC [7]	3,391	49,51	0,62	-159,46
7	7 - Salida de la especificación de refrigerante del VCC [11] → Entrada al evaporador del VCC [8]	0,84	10,46	0,62	-159,46
8	8 - Salida del evaporador del VCC [8] → Entrada del compresor del VCC [5]	0,8235	9,98	0,62	-12,57
9	9 - Salida de la especificación de refrigerante del ORC [12] → Succión de la bomba del ORC [4]	3,3	48,63	0,649	-160,68
10	10 - Descarga de bomba del ORC [4] → Entrada del evaporador del ORC [1]	23,86	49,65	0,649	-158,88



Además, también serán necesarios los siguientes parámetros, definidos anteriormente:

$$\left\{ \begin{array}{l} W_{pp} = 1,17 \text{ kW} \\ m_{ORC} = 0,649 \text{ kg/s} \\ Q_{gen} = 143,8 \text{ kW} \end{array} \right.$$

Con todo esto, se llevan a cabo los cálculos de los aspectos del ciclo a evaluar:

- COP:

$$COP_{ORC-VCC} = COP_{VCC} \cdot \eta_{ORC} = 4,7118 \cdot 0,1269 = \mathbf{0,5980}$$

$$\Rightarrow COP_{VCC} = \frac{Q_{eva}}{W_{compr}} = \frac{91,08 \text{ (kW)}}{19,33 \text{ (kW)}} = 4,7118$$

$$\Rightarrow \eta_{ORC} = \frac{W_{net}}{Q_{gen}} = \frac{18,25 \text{ (kW)}}{143,8 \text{ (kW)}} = 0,1269 \rightarrow 12,69 \%$$

$$\Rightarrow W_{net} = W_{turb} - W_{pp} = 19,42 \text{ (kW)} - 1,17 \text{ (kW)} = 18,25 \text{ kW}$$

- Rendimiento del sistema (η_{sis})

$$\eta_{sis} = \eta_{colector} \cdot COP_{ORC-VCC} = 0,7436 \cdot 0,5980 = 0,4447 \rightarrow \mathbf{44,47 \%}$$

$$\Rightarrow \eta_{colector} = 0,762 - 0,2125 \left(\frac{\Delta T}{G_B} \right) - 0,001672 \left(\frac{\Delta T^2}{G_B} \right) = 0,762 -$$

$$0,2125 \left(\frac{49,71 \text{ (}^\circ\text{C)}}{800 \text{ (W/m}^2\text{)}} \right) - 0,001672 \left(\frac{[49,71 \text{ (}^\circ\text{C)}]^2}{800 \text{ (W/m}^2\text{)}} \right) = 0,7436$$

$$\Rightarrow \Delta T = T_{media - colector} - T_{amb} = 89,71 \text{ (}^\circ\text{C)} - 40 \text{ (}^\circ\text{C)} = 49,71 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Rightarrow T_{media - colector} = \frac{129,77 \text{ (}^\circ\text{C)} + 49,65 \text{ (}^\circ\text{C)}}{2} = 89,71 \text{ }^\circ\text{C}$$



- SPC

$$SPC = \frac{Q_{eva}}{A_{col}} = \frac{91,08 \text{ (kW)}}{241,87 \text{ (m}^2\text{)}} = 0,3766 \text{ kW/m}^2$$

$$\Rightarrow A_{col} = \frac{m_{ORC} \cdot (h_1 - h_{10})}{\eta_{colector} \cdot G_b} = \frac{0,649 \text{ (kg/s)} \cdot [62,83 \text{ (kJ/kg)} - (-158,88 \text{ (kJ/kg)})]}{0,7436 \cdot 800 \text{ (W/m}^2\text{)}} = 241,87 \text{ m}^2$$

→ Esto correspondería a 4 módulos, con una longitud total de 50 metros.

En la Tabla 14 se muestra, a modo de resumen, los principales parámetros y factores calculados previamente.

Tabla 14: Resumen de los cálculos.

CASO	T _{salida} colector (°C)	m _{ORC} (kg/s)	COP (ORC- VCC)	Rendimiento colector	Rendimiento sistema	SPC	Nº de módulos en serie
1	70,02	2,095	0,2215	0,7561	0,1675	0,1371	10
2	80,09	1,447	0,3087	0,7542	0,2328	0,1914	7
3	90,13	1,122	0,3844	0,7523	0,2892	0,2388	6
4	100,15	0,926	0,4508	0,7503	0,3382	0,2807	5
5	110,09	0,798	0,5078	0,7482	0,3799	0,3173	5
6	119,97	0,71	0,5568	0,7459	0,4153	0,3492	4
7	129,77	0,649	0,5980	0,7436	0,4447	0,3766	4



Con el fin de analizar de manera más clara las variaciones de los parámetros calculados con respecto a la temperatura de salida del refrigerante de los colectores, en las Figuras 22-25 se representan dichas variables. Así, al aumentar la temperatura de salida del colector solar:

→ Rendimiento de los colectores

Para la evolución del valor del rendimiento de los colectores solares con la temperatura de salida de los mismos, el resultado se muestra en la Figura 24.

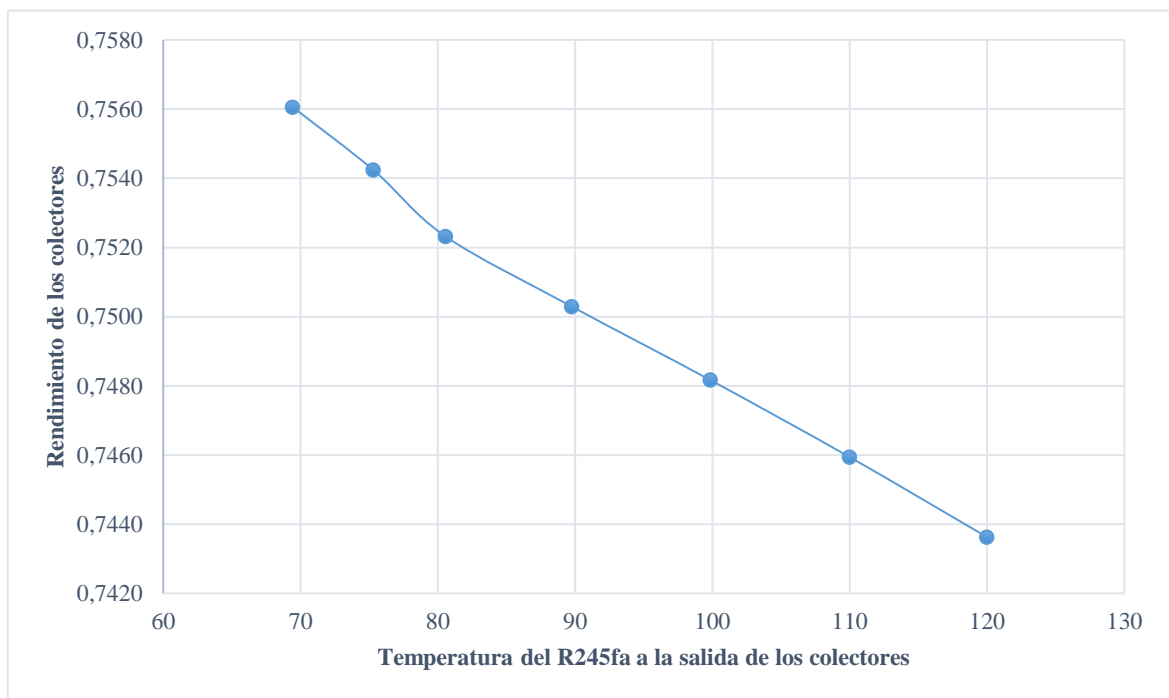


Figura 24: Rendimiento de los colectores versus Temperatura de generación

Como se puede ver, el rendimiento de los colectores solares es inversamente proporcional a la temperatura de salida del colector solar. La Figura 24 es el reflejo de la Ecuación (6). Sin embargo, cabe destacar que, aunque el rendimiento del colector experimente un descenso con la subida de la temperatura de salida del colector, solamente se trata de un descenso de un 1,6% para una variación de temperatura de 50 °C.



→ SPC

En cuanto a la potencia de refrigeración por metro cuadrado de colectores en serie, también ha experimentado una variación que, en este caso deja de ser lineal como en la Figura 24.

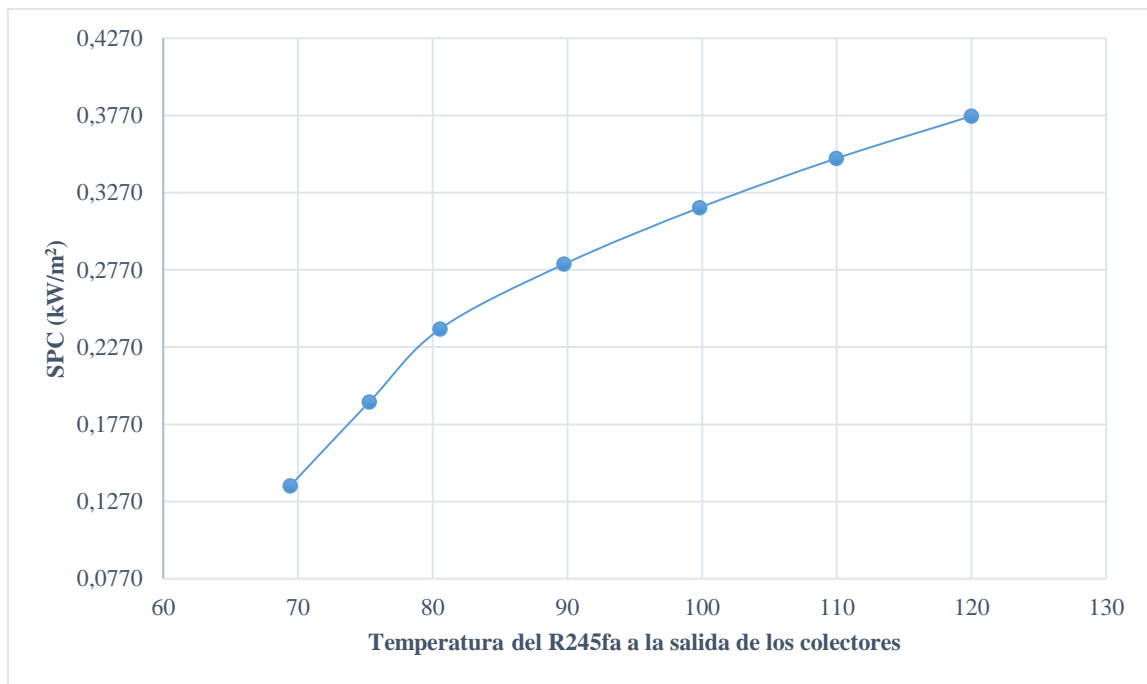


Figura 25: SPC versus Temperatura de generación

Como se puede ver Figura 25, la capacidad de enfriamiento por m² de captadores en serie aumenta a medida que lo hace la temperatura del R245fa a la salida del colector solar. Se puede ver que, para temperaturas menores de 80 °C, el incremento es más pronunciado, mientras que a partir de dicha temperatura la pendiente es menor.



→ COP (ORC – VCC) y Rendimiento (ORC – VCC)

En el caso del coeficiente de rendimiento y del rendimiento del sistema, varían prácticamente de la misma forma ante un aumento de la temperatura del R245fa a la salida del colector solar, por lo que se han incluido en el mismo apartado. A continuación, se muestra la evolución en las Figura 26 y 27.

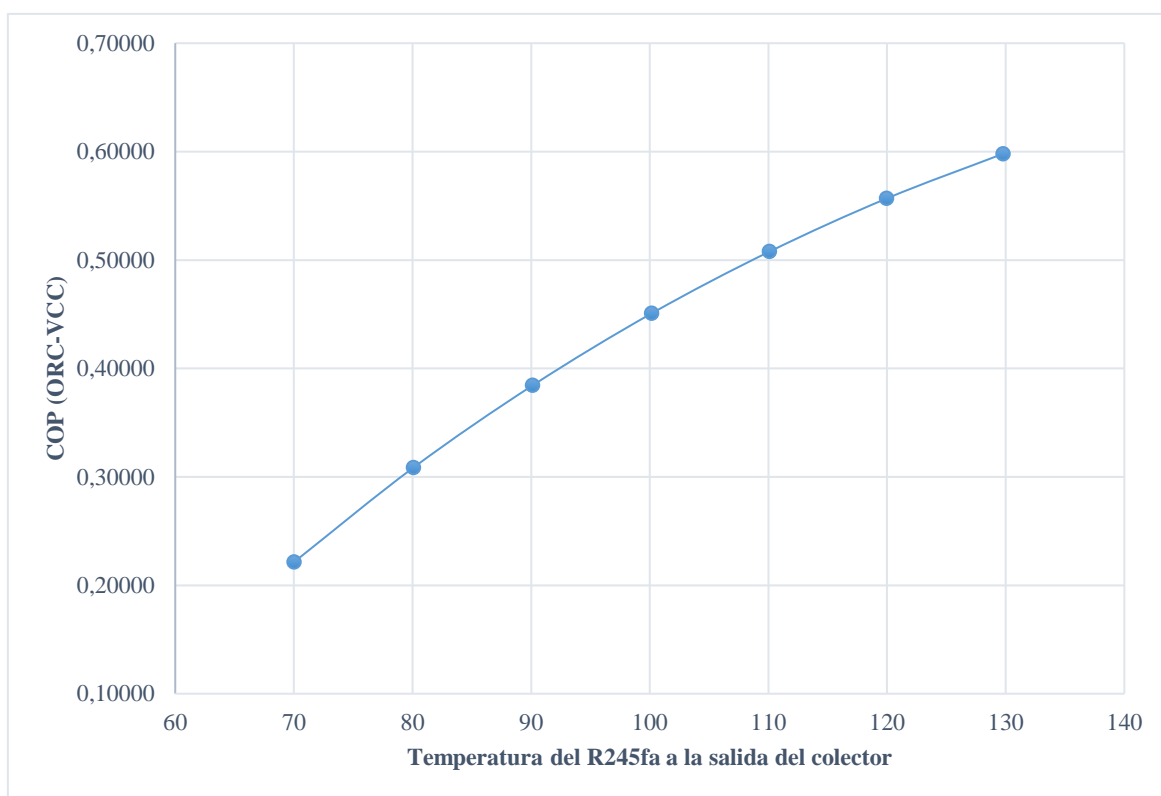


Figura 26: COP sistema versus Temperatura de generación

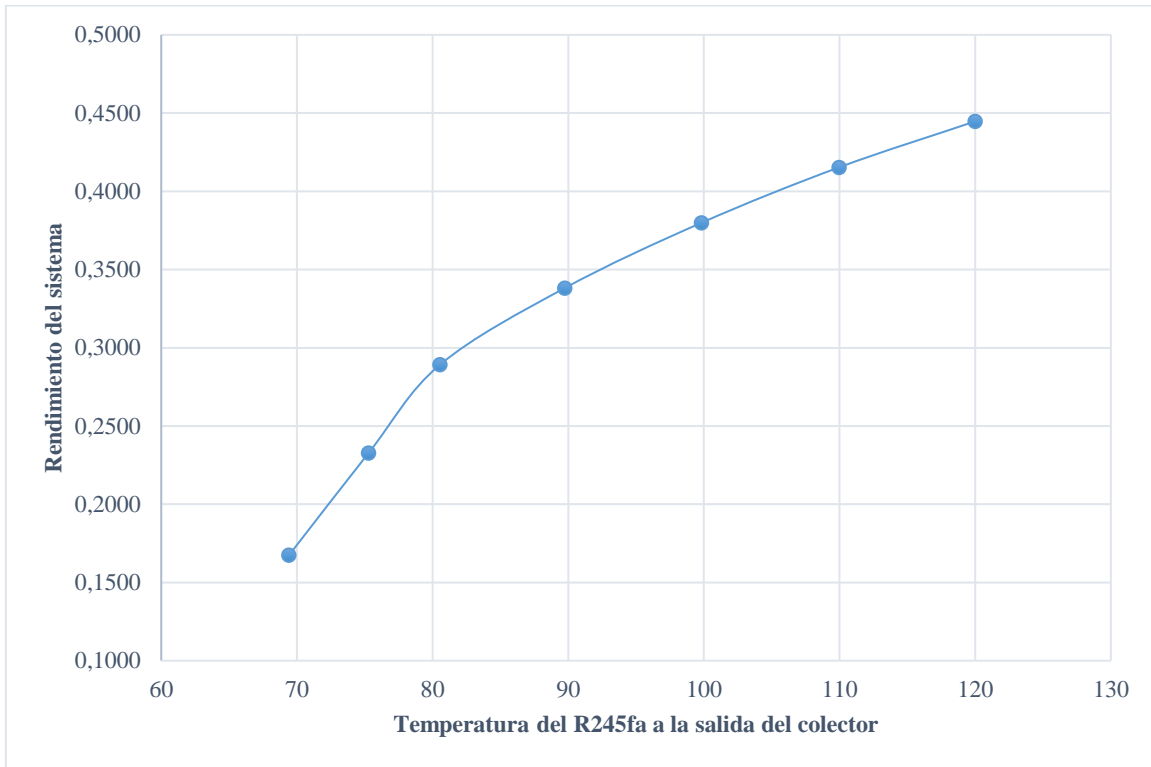


Figura 27: Rendimiento sistema versus Temperatura de generación

Se puede apreciar que ambos parámetros son aproximadamente directamente proporcionales a la temperatura, aunque en el caso del rendimiento del sistema, el incremento cambia a partir de la temperatura de 80 °C. Esto se produce debido a que el rendimiento del sistema evalúa el rendimiento del colector solar, mientras que el COP ORC – VCC no.



En la Tabla 15 se muestra el resumen de las variaciones que experimentan las variables estudiadas con el aumento de la temperatura de generación.

Tabla 15: Resumen de la variación de los parámetros principales del sistema con la temperatura de generación

T_{salida} colector (°C)	m_{ORC} (kg/s)	Rendimiento colector	COP (ORC-VCC)	Rendimiento ORC – VCC	SPC
↑	↓	↓	↑	↑	↑

Al aumentar la temperatura de salida de los colectores, aumenta el incremento de entalpía que experimenta el fluido en los mismos (h_1-h_{10}). Sin embargo, simultáneamente, disminuye el flujo másico del ORC (m_{ORC}), que es mismo que atraviesa los colectores. Así, la potencia térmica absorbida por el fluido en los colectores, que es el producto de las dos variables anteriores (h_1-h_{10} y m_{ORC}), disminuye por el mayor decrecimiento de m_{ORC} . Por consiguiente, se necesita colocar menor superficie de colectores solares. Esto indica que la selección de las condiciones de diseño (o nominales) es crítica en las características finales del sistema. Si se elige para el diseño una temperatura elevada a la salida de los colectores solares (del orden de 130 °C), la superficie de captación es considerablemente más baja que si elige una temperatura de 70 °C. Por otra parte, además de esta consideración, para efectuar un buen diseño, también es necesario estudiar el comportamiento del sistema en condiciones alejadas de las nominales.



7. Conclusiones

El incremento de la concentración de CO₂ en la atmósfera debido a las emisiones contaminantes procedentes de combustibles fósiles, ha acarreado consecuencias para el planeta que se pueden agravar si dichas emisiones no se reducen drásticamente. Por ello, la necesidad de desarrollar e implantar sistemas de refrigeración eficientes a la par que sostenibles es clara para poder frenar un cambio climático peligroso.

Así, el papel que juegan los ciclos de Rankine orgánicos (ORCs) es clave, sobre todo en el sector de la climatización. Se ha visto que estos ciclos son más adecuados cuando se dispone de fuentes energéticas a bajas temperaturas y, en este trabajo, se ha abordado el estudio termodinámico de un ORC combinado con un ciclo de refrigeración por compresión mecánica de vapor (VCC). Añadiéndole a este tipo de ciclos un componente renovable que sea el que actúe como fuente de energía del ORC, se convierten en una opción muy interesante.

Así, se ha seleccionado como caso de estudio un sistema ORC alimentado por un colector solar de cilindro-parabólico, que sea el que proporcione la potencia necesaria al VCC para la refrigeración de un edificio de oficinas que requiera una potencia máxima de unos 90 kW. Después de su diseño con el programa Thermoflex, se analizaron 7 condiciones de diseño, al objeto de evaluar los parámetros más importantes del sistema, como son el rendimiento, el SPC, o la superficie de apertura de colectores necesaria.

Se ha comprobado que, en un rango de 70 – 120 °C, cuanto mayor es la temperatura nominal del R245fa a la salida del colector, menor es la superficie de colectores que debe emplearse y mayor es el rendimiento del sistema conjunto. Así, de este estudio se deduce que, desde el punto de vista termodinámico, para las condiciones de diseño del sistema ORC-VCC interesa seleccionar temperaturas elevadas a la salida de los colectores solares. En contra de lo que pudiera pensarse, para temperaturas altas, la superficie de captación es menor, gracias al descenso del flujo másico del ORC. Sin embargo, para decidirse por este sistema en concreto, se tendrían que valorar otros aspectos, tales como la radiación solar del lugar, las necesidades de refrigeración o el coste de la instalación.



Por otra parte, se ha visto que de la temperatura de generación depende significativamente el rendimiento del sistema, pudiendo alcanzarse rendimientos del orden del 45% para una temperatura de 120 °C. Adicionalmente, este tipo de sistemas presentan la ventaja de disponer de mayor recurso (solar) cuando más se necesita (horas de mayor demanda).

No obstante, cabe remarcar el hecho de que el recurso solar es variable. Por ello, no siempre estará disponible, y el sistema por sí solo no puede garantizar el suministro. Es por ello por lo que se ha incorporado un motor eléctrico que será el que proporcione la potencia necesaria al compresor del VCC.

Así, las energías renovables aún no garantizan un suministro continuo, y se requiere una conexión a red o el empleo de sistemas auxiliares para poder hacerlo. Por ello, se concluye que otro aspecto fundamental para lograr los objetivos marcados por la Unión Europea es desarrollar sistemas de almacenamiento energético eficientes.

Con todo esto, se puede concluir que el uso de este tipo de sistemas contribuiría a la reducción de emisiones y al desarrollo sostenible.



Bibliografía

1. Oak Ridge National Laboratory. Carbon Dioxide Information Analysis Center [data set]. Retrieved from <https://data.openet.org/submissions/146..DOE-019-5673409785>.
2. COFRICO. Política Energética de la Unión Europea: Refrigeración y climatización. [Online]; 2022. Acceso 5 de Julio de 2022. Disponible en: <https://www.cofrico.com/eficiencia-energetica/politica-energetica-de-la-union-europea/#:~:text=A%20d%C3%ADa%20de%20hoy%20la%20calefacci%C3%B3n%20y%20la,estima%20un%20r%C3%A1pido%20aumento%20en%20las%20pr%C3%B3ximas%20d%C3%A9cadas>.
3. ACR Latinoamérica. La refrigeración representa el 7,8 % de las emisiones mundiales de gases de efecto invernadero. [Online]; 2022. Acceso 5 de Julio de 2022. Disponible en: <https://www.acrlatinoamerica.com/2022040510327/noticias/empresas/la-refrigeracion-representa-el-7-8-de-las-emisiones-mundiales-de-gases-de-efecto-invernadero.html>.
4. Naciones Unidas. Acuerdo de París. París.
5. Unión Europea. DIRECTIVA (UE) 2018/844 DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO.
6. Unión Europea. Directiva (UE) 2018/2002 del Parlamento Europeo y del Consejo.
7. Unión Europea. Directiva 2018/2001 del Parlamento Europeo y del Consejo.



-
8. Unión Europea. REGLAMENTO (UE) 2018/1999 DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO.
 9. Ministerio para la Transición Ecológica y el Reto Demográfico. PLAN NACIONAL INTEGRADO DE ENERGÍA Y CLIMA 2021 - 2030.
 10. Unión Europea. DIRECTIVA (UE) 2019/944 DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO.
 11. Unión Europea. Reglamento (UE) 2021/943 del Banco Central Europeo.
 12. Lugo-Leyte R, Salazar-Pereyra M, Ruíz-Ramírez , Zamora-Mata JM, Torres-González EV. Analisis de costos de operación exergoeconómicos a un ciclo teorico de refrigeración por compresión de vapor usando HFC-134a. Revista Mexicana de Ingeniería Química. 2013; Vol. 12(No. 2, 361-370).
 13. Ruz ML, Fragoso S, Vázquez F, Garrido J, Rodríguez D, Morilla F. Planta experimental para supervisión y control del ciclo de refrigeración por compresión de vapor. Jornadas de Automática 2016. 2016.
 14. Çengel YA, Boles MA, Kanoğlu M. Termodinámica. Novena edición ed. Chávez GD, editor. México D.F.: Mc Graw Hill; 2019.
 15. Herath HMDP, Wijewardane MA, Ranasinghe RACP, Jayasekera. Working fluid selection of Organic Rankine Cycles. Energy Reports. 2020; 6(9).
 16. Saleh B, Koglbauer G, Wendland M, Fischer J. Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles. Energy. 2007; 32(7).



-
17. Amat Albuixech M. Desarrollo de un modelo de ciclo orgánico Rankine. Ejemplo de aplicación para análisis de fluidos de trabajo de bajo potencial de efecto invernadero. Tesis final de máster. Castellón de la Plana: Universidad Jaume I, Departamento de Ingeniería, Mecánica y Construcción.
 18. Uris Mas M. • Viabilidad técnico-económica de la cogeneración para el sector residencial en España a partir de biomasa mediante ciclo de Rankine orgánico. Madrid: Universidad Pontificia de Comillas.
 19. Alonso Martínez D. Estudio y caracterización del ciclo orgánico Rankine en plantas termosolares con receptor de torre. Tesis final de máster. Pamplona: Universidad Pública de Navarra.
 20. Shapiro HN, Moran MJ. Fundamentos de termodinámica. Segunda edición ed. Wiley J, editor. Barcelona: Reverté; 1999.
 21. Liu S, Hea J, Lub D, Suna J. Optimal integration of methanol-to-gasoline process with organic Rankine cycle. Chemical Engineering Research and Design. 2020; 154(182 - 191).
 22. Barbosa Bermúdez ME. Análisis del Ciclo de Rankine Orgánico Ideal mediante 8 Fluidos Orgánicos de Trabajo. Bogotá, Colombia: Universidad de los Andes, Departamento de Ingeniería Química, Maestría en Diseño de Procesos y Productos.
 23. Chejne Janna F, Alean Valle JD, Gómez Gutiérrez CA, López Gómez OD, Betancur Arboleda LA, Guerra del Río CF, et al. Recuperación de energía en procesos industriales Medellín, Colombia: Universidad Pontificia Bolivariana ; 2015.



-
24. Cerrada Galán A. Análisis de Ciclos de Rankine Orgánicos. Tesis de fin de grado. Sevilla: Escuela Técnica Superior de Ingeniería, Universidad de Sevilla, Dpto. Ingeniería Química y Ambiental.
 25. Molés Ribera F, Navarro Esbrí J, Peris Pérez B, Mota Babiloni A. Evaluación teórica de fluidos de trabajo con bajo potencial de efecto invernadero como alternativas al HFC-245fa en ciclos orgánicos Rankine. Castellón: Universidad Jaume I, Departamento de Ingeniería Mecánica y Construcción.
 26. Mora Alvarado WL, Gonzales Cadillo CA. Análisis Comparativo del Gas Refrigerante R 22 con los Gases Refrigerantes R-407C y R-29 de un Equipo de Aire Acondicionado Mini Split Decorativo de 18,000 Btu/h en las Oficinas Administrativas de la Empresa GyZ Service. Tesis de fin de grado. Lima, Perú: Universidad Tecnológica del Perú.
 27. Einiab S, Jhamba S, Sharifzadehc M, Rashtchian D, Kontogeorgis GM. Developing group contribution models for the estimation of Atmospheric Lifetime and Minimum Ignition Energy. *Chemical Engineering Science*. 2020; 226(115866).
 28. Hijriawan M, Pambudi NA, Biddinika MK, Wijayanto DS, Kuncoro IW, Rudiyanto B, et al. Organic Rankine Cycle (ORC) in geothermal power plants. En: 4th Annual Applied Science and Engineering Conference; 2019
 29. Smithsonian Science Information Exchange, Inc. Summary of International Energy Research and Development Activities 1974–1976: Pergamon; 1977.



-
30. Yu H, Chen Z, He C, Gundersen T. Modeling and Optimization of Simultaneous Waste Heat Utilization and Wastewater Treatment Processes. *Computer Aided Chemical Engineering*. 2019; 47.
 31. Johansson MT, Söderström. Electricity generation from low temperature industrial excess heat – an opportunity for the steel industry. Linköping, Suecia: Linköping University, Department of Management and Engineering, Division of Energy Systems.
 32. Öhman H. Implementation and evaluation of a low temperature waste heat recovery power cycle using NH₃ in an Organic Rankine Cycle. *Energy*. 2012; 48(1).
 33. Noël JA, Kahwaji S, Desgrosseilliers L, Groulx D, White MA. Phase change materials. *Storing Energy (Second Edition)*. 2022.
 34. EGEC Geothermal. The Voice of Geothermal in Europe. [Online]; 2022. Acceso 16 de Juniode 2022. Disponible en: <https://www.egec.org/about/#aboutgeot>.
 35. Cárcel Carrasco FJ, Martínez Márquez D. La energía geotérmica de baja entalpía. Valencia, España: Universidad Politécnica de Valencia, Área de Innovación y Desarrollo, S.L.
 36. Altun AF, Kilic M. Thermodynamic performance evaluation of a geothermal ORC power plant. *Renewable Energy*. 2020; 148.
 37. Turboden. Afyon Jeothermal (AFJET). [Online]; 2016. Acceso 16 de Juniode 2022. Disponible en: <https://www.turboden.com/case-histories/2122/afyon-jeothermal-afjet>.



-
38. IDAE (Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía). BIOMASA. [Online]; 2022. Acceso 16 de Juniode 2022. Disponible en: <https://www.idae.es/tecnologias/energias-renovables/uso-termico/biomasa>.
 39. Shah S, Venkatramanan. New and Future Developments in Microbial Biotechnology and Bioengineering Kumar Gupta V, Pandey , editores.: Elsevier; 2019.
 40. Uris M, Linares JI, Arenas E. Feasibility assessment of an Organic Rankine Cycle (ORC) cogeneration plant (CHP/CCHP) fueled by biomass for a district network in mainland Spain. Energy. 2017; 133.
 41. F. Tchanche B, Lambrinos G, Frangoudakis A, Papadakis G. Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2011; Volumen 15, Páginas 3963-3979.
 42. Disfruta Almería. Conoce la Planta Solar de Tabernas. [Online]; 2017. Acceso 5 de Juliode 2022. Disponible en: <http://disfrutalmeria.es/actualidad/conoce-la-planta-solar-de-tabernas/>.
 43. Almanza Gómez GC, Cabarcas Toscano JJ. Diseño de un sistema de secado industrial basado en la concentración de energía solar usando un colector de tipocilindro-parabólico acoplado a un intercambiador de calor de tubo/coraza. Cartagena de Indias: Universidad de Cartagena, Facultad de ingeniería.
 44. Aphornratanaa S, Sriveerakul T. Analysis of a combined Rankine–vapour–compression refrigeration cycle. Energy Conversion and Management. 2010; 51.



-
45. Thermoflow. Thermoflow. [Online]; 2022. Acceso 5 de Juliode 2022. Disponible en:
<https://www.thermoflow.com/#:~:text=Thermoflow%20is%20the%20leading%20developer%20of%20thermal%20engineering,most%20popular%2C%20well-proven%2C%20and%20comprehensive%20system%20available%20today.>
 46. Xiao X, Zhao W, Zhang W, Bu X, Wang L, Li H. Analysis of Solar Direct-Driven Organic Rankine Cycle Powered Vapor Compression Cooling System Combined with Electric Motor for Office Building Air-Conditioning. Energy Engineering. 2020.
 47. Geyer M, Lüpfert E, Osuna , Esteban A, Schiel W, Schweitzer A, et al. Eurotrough - Parabolic Trough Collector Developed for Cost Efficient Solar Power Generation. En: 11th SolarPACES International Symposium on Concentrated Solar Power and Chemical Energy Technologies Zurich, Switzerland; Sept 4-6, 2002
 48. Geyer M, Lüpfert E, Osuna R, Esteban A, Schiel , Schweitzer A, et al. Comparing R1233zd And R245fa For Low Temperature ORC Applications. En: International Refrigeration and Air Conditioning Conference West Lafayette; 2014
 49. Honeywell Refrigerants. Genetron® 245fa (R-245fa). [Online]; 2022. Acceso 5 de Juliode 2022. Disponible en: <https://www.honeywell-refrigerants.com/europe/product/genetron-245fa/>.
 50. Camacho Bernal KA.). Modelación y simulación de un sistema de concentración solar cilíndrica parabólica para la generación de 100 kw en el departamento de la guajira- colombia. Bucaramanga: Universidad autónoma de bucaramanga.



-
51. Hernández Puertas JJ. Integración de sistemas basados en ciclos ORC en viviendas. Tesis de fin de grado. Sevilla: Universidad de Sevilla, Departamento de Ingeniería Energética.
 52. THERMOFLEX, Version 29. (2021). Fully-flexible heat balance engineering software. 2 Willow Street, Suite 100, Southborough, MA 01745, USA: THERMOFLOW.
 53. Néstor Fonseca PD. “Engineering Equation Solver” (EES) (2019). [Online].
 54. European Commission. PHOTOVOLTAIC GEOGRAPHICAL INFORMATION SYSTEM - Interactive tools. [Online]; 2022. Acceso 25 de Junio de 2022. Disponible en: https://re.jrc.ec.europa.eu/pvg_tools/en/.
 55. Obernberger I, Thonhofer P, Reisen E. Description and evaluation of the new 1,000 kWel Organic Rankine Cycle process integrated in the biomass CHP plant in Lienz, Austria. Euroheat & Power. 2002; 10.
 56. Barbosa Bermúdez ME. Análisis del Ciclo de Rankine Orgánico Ideal. Bogotá, Colombia.