

**DISEÑO Y MODELAMIENTO DE UNA PLANTA GENERADORA DE ENERGÍA
ELÉCTRICA A PARTIR DE ENERGÍA SOLAR IMPLEMENTANDO EL CICLO
RANKINE ORGÁNICO (ORC).**

JOSÉ MANUEL CÁCERES BONILLA

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2019

**DISEÑO Y MODELAMIENTO DE UNA PLANTA GENERADORA DE ENERGÍA
ELÉCTRICA A PARTIR DE ENERGÍA SOLAR IMPLEMENTANDO EL CICLO
RANKINE ORGÁNICO (ORC).**

JOSÉ MANUEL CÁCERES BONILLA

Trabajo de grado para optar al título de Ingeniero Mecánico

Director

YESID JAVIER RUEDA ORDOÑEZ

PhD. Ingeniero Mecánico

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2019

DEDICATORIA

A Dios por estar siempre ahí, en todo momento, gracias por permitirme disfrutar de este logro.

A mis padres porque son las personas más maravillosas que conozco y han sacrificado mucho para lograr este objetivo, dedicado a todos sus esfuerzos y luchas que con amor han sabido llevar, no me alcanzará la vida para agradecerles todo lo que han hecho de mí y por mí.

A mi hermanita que siempre me apoya y está ahí alegrándome la vida.

A mis abuelos paternos que siempre estuvieron pendientes, los extraño, pero sé que desde el cielo me cuidan siempre, esto es por ustedes.

A toda mi familia y amigos que se convirtieron en familia que de una u otra manera contribuyeron en la culminación de esta etapa.

AGRADECIMIENTOS

A mi director de proyecto de grado, el ingeniero Yesid Rueda Ordoñez, por sus enseñanzas y apoyo incondicional a lo largo del este proceso.

A todos los profesores de la escuela de ingeniería mecánica de la UIS, muchas gracias por todo el conocimiento aportado.

A la universidad industrial de Santander, sus profesores, empleados y administrativos, muchas gracias por permitirme ser parte de esta bonita familia.

A la señora Gloria que me recibió en su hogar y se convirtió en una segunda madre para mí, muchas gracias por su apoyo incondicional y sus consejos, muchas gracias a toda su familia, mi familia.

Muchas gracias a todas esas personas que siempre me apoyaron y motivaron a nunca desfallecer.

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	14
1. OBJETIVOS	16
1.1 OBJETIVO GENERAL	16
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	16
2. REVISIÓN DE LA LITERATURA	17
2.1 CICLO RANKINE	17
2.2 CICLO RANKINE ORGÁNICO.....	17
2.2.1 Fuentes de energía para el ORC.	18
2.3 COLECTORES SOLARES	20
3. METODOLOGIA DE DESARROLLO DEL PROYECTO	23
3.1 MODELAMIENTO Y ANÁLISIS TERMODINÁMICO DEL CICLO RANKINE ORGÁNICO	24
3.2 METODOLOGIA PARA EL DISEÑO DEL COLECTOR SOLAR.....	27
3.3 EVAPORADOR Y CONDENSADOR	37
3.3 ANÁLISIS DE COSTOS.....	39
3.4 CARACTERÍSTICAS DEL PRODUCTO	41
4. ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS.....	42
4.1 DISEÑO DEL CICLO RANKINE ORGÁNICO (ORC).....	42
4.2 DISEÑO DEL COLECTOR SOLAR	48
4.3 EVAPORADOR.....	59
4.4 CONDENSADOR.....	60
5. ANÁLISIS DE COSTOS.....	64
6. ANÁLISIS DE VENTAJAS Y DESVENTAJAS	66
7. OBSERVACIONES.....	70
8. CONCLUSIONES	72

BIBLIOGRAFIA.....	73
ANEXOS	77

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Colector parabólico compuesto	22
Figura 2. Proceso de diseño planta ORC	23
Figura 3. Elementos de un ciclo Rankine orgánico.	24
Figura 4. Perfil del colector parabólico compuesto.	28
Figura 5. Diagrama de resistencias termicas del colector CPC.	30
Figura 6. Número promedio de reflexiones para diferentes ángulos de aceptación del CPC.	31
Figura 7. Evolución de las temperaturas de los fluidos a lo largo del intercambiador	38
Figura 8. Ciclo Rankine orgánico ideal.	42
Figura 9. Variación de la eficiencia del ciclo ORC con respecto a T3.	44
Figura 10. Datos experimentales promedio para un ciclo Rankine de 160 kW.	45
Figura 11. Variación de la eficiencia del ciclo en función de la presión de salida de la bomba.	47
Figura 12. Variación de la eficiencia del ciclo en función de la temperatura T1.	48
Figura 13. Partes del colector CPC.	49
Figura 14. Perfil del colector solar sin truncamiento	53
Figura 15. Perfil del colector solar truncado.	55
Figura 16. Perfil típico de la radiación solar a lo largo de un día en Valledupar. ...	56
Figura 17. Radiación horaria promedio en la ciudad de Valledupar.	57
Figura 18. Costo instalación térmica de 1.1 Mw	67
Figura 19. Resultados análisis térmico CPC Echevarría López.	68

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Resultados ciclo Rankine organico simple	44
Tabla 2. Ciclo Rankine organico real	46
Tabla 3. Incremento de la temperatura del fluido según el número de cubiertas...50	50
Tabla 4. Propiedades de la cubierta	50
Tabla 5. Reflectividad de diferentes materiales.	51
Tabla 6. Características del reflector	52
Tabla 7. Características del tubo absorbedor	52
Tabla 8. Detalles geométricos del colector solar.....	54
Tabla 9. Resultados del análisis térmico del colector solar.....	55
Tabla 10. Eficiencia del CPC de acuerdo a la orientación.	58
Tabla 11. Resultados análisis del evaporador	59
Tabla 12. Resultados del análisis del condensador.	60
Tabla 13. Pérdidas en tuberías y accesorios	62
Tabla 14. Costo estimado de la planta ORC.....	64

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
Anexo A. Análisis termodinámico del ciclo Rankine.....	77
Anexo B. Diagrama de Moody	81
Anexo C. Cálculo de intercambiadores de calor por el método de la LMTD.....	82
Anexo D. Variación de la presión a la salida de la bomba	95
Anexo E. Temperatura de salida del evaporador.....	96
Anexo F. Propiedades térmicas de algunos materiales	98
Anexo G. Pérdidas por accesorios.....	99
Anexo H. Código en EES ciclo Rankine orgánico.....	102
Anexo I. Código en EES colector solar	105
Anexo J. Plano de la planta ORC	110
Anexo K. Ficha técnica refrigerante R134a de la empresa GAS SERVEI	112

RESUMEN

TITULO: DISEÑO Y MODELAMIENTO DE UNA PLANTA GENERADORA DE ENERGÍA ELÉCTRICA A PARTIR DE ENERGÍA SOLAR IMPLEMENTANDO EL CICLO RANKINE ORGÁNICO (ORC)*

AUTOR: JOSÉ MANUEL CÁCERES BONILLA**

PALABRAS CLAVE: ENERGÍA SOLAR, ORC, CPC

DESCRIPCIÓN:

Con el fenómeno del cambio climático y el deterioro del planeta tierra, la humanidad ha empezado implementar nuevas alternativas para la producción de energía, en Colombia tan solo el 1% de la energía que se produce proviene de fuentes renovables, el objetivo de este proyecto fue el de realizar el modelado y diseño de una planta térmica de 100 Kw implementando el ciclo Rankine orgánico ORC, para esto se analizó un ciclo Rankine simple, y se seleccionó refrigerante R134a como fluido de trabajo, se establecieron los requerimientos del ciclo y se modelaron y analizaron cada uno de sus componentes; La fuente de energía que se implementó fue la energía solar, se optó por utilizar colectores solares parabólicos compuestos CPC para la recolección de la radiación, estos son colectores concentradores y no requieren un sistema de seguimiento, se utilizó agua como fluido de calentamiento y se determinaron caudales, presiones y temperaturas óptimas, se obtuvieron los requerimientos de cada elemento del ciclo ORC para obtener una eficiencia de 7,6% y una eficiencia térmica de los colectores solares de 52%, se realizó un análisis de costos y se concluyó que la principal desventaja de este tipo de planta es la inversión inicial, pero su contaminación al medio ambiente es casi nula, es una inversión a largo plazo y Colombia debe incentivar el desarrollo de estas tecnologías.

* Trabajo de grado

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Yesid Javier Rueda Ordoñez, Ingeniero Mecánico.

ABSTRACT

TITLE: DESIGN AND MODELING OF SOLAR POWER PLANT IMPLEMENTING ORGANIC RANKINE CYCLE (ORC)*

AUTHOR: JOSÉ MANUEL CÁCERES BONILLA**

KEYWORDS: SOLAR ENERGY, ORC, CPC

DESCRIPTION:

With the phenomenon of climate change and the deterioration of planet earth, humanity has begun to implement new alternatives for the production of energy, in Colombia only 1% of the energy produced comes from renewable sources, the objective of this project was the modeling and design of a thermal plant of 100 Kw implementing the Organic Rankine cycle ORC , for this, a simple Rankine cycle was analyzed, and refrigerant R134a was selected as working fluid, the requirements of the cycle were established, modeled and analyzed each of its components; The energy source that was implemented was solar energy, it was decided to use compound parabolic solar collectors CPC for the collection of radiation, these are concentrating collectors and do not require a tracking system, water was used as heating fluid and were determined optimum flow rates, pressures and temperatures, the requirements of each element of the ORC were obtained to obtain an efficiency of 7.6% and a thermal efficiency of the solar collectors of 52%, a cost analysis was carried out and it was concluded that the main disadvantage of this type of plant is the initial cost, but its pollution to the environment is almost nil, it is a long-term investment and Colombia must encourage the development of these technologies.

* Bachelor Thesis

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Yesid Javier Rueda Ordoñez, Ingeniero Mecánico.

INTRODUCCIÓN

Desde sus inicios, el hombre ha estado inmerso en una constante búsqueda de alternativas de energía que permitan mejorar su calidad de vida. En los últimos años, los recursos naturales han sido explotados descontroladamente, lo cual ha desencadenado fenómenos como el calentamiento global y las variaciones climáticas. Por lo tanto, hoy el mundo empieza a buscar alternativas y métodos más eficientes para la generación de energía.

Actualmente, según el ministerio de ambiente, en Colombia es un campo que poco se ha tenido en cuenta, el 66% de la energía es hidráulica, el 33% térmica y menos del 1% son energías renovables. En el 2017, según la unidad de planeación minero-energética (UPME¹) del ministerio de minas y energía, en Colombia habían alrededor de 470.000 viviendas sin el servicio de energía eléctrica. Además, se manifestaba que es costoso llegar con energía a la mayoría de los hogares en lugares más apartados y con mayor dificultad de acceso.

El desarrollo e implementación de una planta de energía eléctrica a partir de energía solar se presenta como solución para esas poblaciones alejadas que no cuentan con este servicio básico. Por lo tanto, en este trabajo se evaluó una planta ORC (Organic Rankine Cycle) de 100 kW, utilizando la energía solar como fuente de calor.

¹ UNIDAD DE PLANEACION MINERO ENERGETICA. Boletín estadístico de minas y energía 2012-2016. [Base de datos en línea] Portal UPME, (Recuperado en febrero 28 de 2018). Disponible en: <http://www1.upme.gov.co/Paginas/Noticias/BOLETIN-ESTAD%C3%8DSTICO-DE-MINAS-Y-ENERG%C3%8DA-2012---2016.aspx>

Además, incentivando el desarrollo de estas tecnologías se contribuye al mejoramiento y preservación del medio ambiente, y se crea una alternativa energética muy importante que puede sustituir a los modelos tradicionales.

Se analizaron las diferentes variables del ciclo ORC, como presiones y temperaturas de entrada y en base al trabajo de Douglas Jiménez² se establecieron los parámetros óptimos del ciclo; se hizo especial énfasis en el evaporador, para el cual se optó por implementar un colector parabólico compuesto (CPC), se realizó su diseño geométrico, luego un análisis térmico tomando como referencia el trabajo de Aguilar-Jiménez, et al.³ y finalmente se seleccionaron los elementos restantes del ciclo.

Se realizó un análisis de costos, y un plano final de la planta.

² JIMÉNEZ DOUGLAS, Leticia. Simulación y optimización de un ciclo rankine orgánico (ORC) de pequeña potencia (10 kw). Proyecto de maestría, Zaragoza. Universidad de Zaragoza, 2013.

³ AGUILAR JIMÉNEZ, J et al. Effect of orientation of a CPC with concentric tube on efficiency. En: ELSEVIER [En línea] [Consultado: 12 de marzo del 2019]. Disponible en: Base de datos biblioteca UIS.

1. OBJETIVOS

1.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar y modelar una planta generadora de energía eléctrica de 100 kW a escala de laboratorio, implementando el ciclo Rankine orgánico utilizando refrigerante 134a como fluido de trabajo.

1.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Realizar un análisis de la eficiencia del ciclo, contemplando energía consumida, energía producida, análisis de irreversibilidades y todo el proceso termodinámico involucrado.
- Diseñar un colector solar capaz de absorber la radiación solar necesaria para el funcionamiento del ciclo.
- Diseñar y seleccionar cada uno de los elementos del ciclo: bomba, intercambiadores de calor, turbina, tuberías.
- Realizar un análisis de costos del sistema de generación de energía.
- Determinar las ventajas y desventajas de este sistema con respecto a otros sistemas de generación de energía eléctrica que se implementan en la actualidad.
- Realizar un modelamiento por medio del software EES para determinar el punto óptimo de operación del ciclo.

2. REVISIÓN DE LA LITERATURA

2.1 CICLO RANKINE

Cengel y Boles⁴ proponen que el ciclo Rankine es el ciclo ideal para las centrales de vapor. Generalmente el fluido de trabajo es agua, debido a su disponibilidad y bajo costo.

La composición detallada del ciclo y el análisis termodinámico y energético de sus componentes se detallan en el anexo A.

2.2 CICLO RANKINE ORGÁNICO

Macchi⁵ describe al ciclo Rankine orgánico (ORC) como el ciclo Rankine, pero sustituyendo el fluido de trabajo (agua) por un fluido orgánico más volátil, lo que permite que el ciclo funcione a temperaturas bajas.

Nowak et al.⁶, en su estudio de fluidos para un ORC, expresan que se le llama fluido orgánico debido a que son compuestos químicos con cadenas de hidrocarburos. Es decir, contienen carbono y que un adecuado fluido de trabajo debe tener:

- Bajo punto de congelación, estabilidad a altas temperaturas.

⁴ CENGEL, Yunus y BOLES, Michael. Termodinámica. México: McGraw Hill, 2011.

⁵ MACCHI, Ennio y ASTOLFI, Marco. Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems. En: ELSEVIER [En línea] [Consultado: 22 de marzo del 2018]. Disponible en: <https://www.elsevier.com/books/organic-rankine-cycle-orc-powersystems/macchi/978-0-08-100510-1>. 2016

⁶ NOWAK, W. Y BORSUKIEWICZ-GOZDUR, A. Using the low-temperature Clausius–Rankine cycle to cool technical equipment. 2008. En: ELSEVIER [En línea] [Consultado: 13 de marzo del 2018]. Disponible en: Base de datos biblioteca UIS.

- Baja entalpía de vaporización.
- Bajo impacto ambiental: que no sea tóxico, corrosivo o inflamable.

Entre los trabajos e investigaciones realizados en este campo se destaca Nguyen et al.⁷, que desarrollaron un prototipo ORC que producía 1.5 kW de energía con una eficiencia térmica de 4.3% basado en energía solar. El sistema usó n-pentano como fluido de trabajo.

Pei et al.⁸, propusieron un sistema ORC que daba solución al problema de cavitación en la turbina, ya que el flujo del fluido era mucho más alto que cuando se utiliza vapor de agua. Los autores lograron obtener una potencia en el eje de la turbina de 1 Kw con una eficiencia del ciclo de 6.8% y una diferencia de temperatura de 70°C entre la parte fría y caliente.

En 2012, la Universidad de Luisiana en Lafayette en conjunto con CLECO Power LLC (CLECO) construyó y puso en marcha una central termo-solar de canal parabólico a escala piloto acoplada a un ciclo Rankine orgánico. Esto, con el fin de estudiar la viabilidad de producir energía eléctrica a partir de la energía solar, a escala comercial en Luisiana. La central tenía una salida de 650 Kw, y se midió una eficiencia del colector solar que oscilaba entre 70-80%, y una eficiencia térmica del ORC entre el 7 y 8 %.

2.2.1 Fuentes de energía para el ORC. Amat⁹ expone en su tesis que entre las principales aplicaciones del ORC está el aprovechamiento del calor residual y la

⁷ V.M. Nguyen, P.S. Doherty Y S.B. Riffat. Development of a prototype lowtemperature Rankine cycle electricity generation system. En: ELSERVIER [En línea] [Consultado: 12 de marzo del 2018]. Disponible en: Base de datos biblioteca UIS.

⁸ PEI, Gang et al. Construction and dynamic test of a small-scale organic Rankine cycle. En: ELSERVIER [En línea] [Consultado: 20 de marzo del 2018]. Disponible en: Base de datos biblioteca UIS.

⁹ AMAT, Marta. Desarrollo de un modelo de ciclo orgánico Rankine. Ejemplo de aplicación para análisis de fluidos de trabajo de bajo potencial de efecto invernadero. Trabajo de grado para optar al

transformación de las fuentes de energía renovable. Entre las fuentes de energía renovable resalta la energía solar térmica, la biomasa y la geotérmica.

López¹⁰ reconoce que existen 3 fuentes de calor residual:

- Gases de combustión
- Flujo de productos
- Caudales de agua

Los gases producto del proceso de combustión tienen temperaturas elevadas; los flujos de productos son líquidos, a veces sólidos o gases a alta presión que ofrecen temperaturas moderadas o bajas, y los caudales de agua pueden ser lodos o aguas residuales que representan enormes sumideros de energía térmica a baja temperatura.

La energía de estos tipos de calor residual se puede recuperar de 3 maneras: producción de trabajo mediante expansores directamente accionados, calefacción de procesos y dispositivos de expansión directa o sistemas accionados térmicamente.

Y la energía térmica solar puede ser:

- Energía radiante
- Calor latente de evaporación de la humedad del aire

La energía térmica solar radiante puede ser captada por colectores solares y la energía del calor latente de evaporación puede ser recuperada en evaporadores de bombas de calor y aprovechada en forma sensible.

título de master en ingeniería industrial. Castellón de la Plana: Escuela superior de tecnología y ciencias experimentales. Departamento de ingeniería mecánica y construcción. 2017.

¹⁰ LOPEZ, Carlos. Tecnologías de recuperación y aplicaciones de calor residual de procesos industriales. En: revista SINTEX tecnología. Tecnológico pascual bravo. 2004.

2.3 COLECTORES SOLARES

De acuerdo a Orosz M y Dickes R.¹¹, los colectores solares por medio de su geometría y propiedades ópticas convierten la luz en calor sensible o latente y lo transfieren a través de un fluido. La eficiencia de los colectores solares depende en gran medida de las condiciones de operación y la radiación solar, se estima que la eficiencia varia de 30% a 70%.

Se han desarrollado muchos tipos de colectores, que se pueden clasificar en concentradores y no concentradores; los concentradores dirigen la luz a un punto específico, y en los no concentradores, el área de apertura y el área de absorción es la misma, estos últimos son utilizados en aplicaciones de baja temperatura.

Colectores sin concentración

- Estanque solar con gradiente de sal: Es una piscina de agua salada que recolecta la energía solar, utilizando un perfil vertical de sal; En la parte más baja aumenta la temperatura hasta unos 95 °C, para grandes sistemas de generación se requieren piscinas con área mayor a 200000m²
- Colectores de placa plana: Son placas que contienen tubos en el interior que absorben el calor, su diseño consta básicamente de una cubierta, tubos absorbedores y un aislante; Funcionan con el principio de efecto invernadero y generalmente son estacionarios y deben estar orientados hacia la línea ecuatorial.
- Colectores de tubo evacuado: en su configuración general el fluido pasa a través de un tubo colocado en el centro de una envoltura. Este método un poco más complejo permite recolectar energía a temperatura constante, se aprovecha la

¹¹ OROSZ M Y DICKES R, Solar thermal powered Organic Rankine Cycles.

radiación directa y difusa y son más eficientes que los colectores de placa plana, son adecuados para trabajar con temperaturas hasta 150°C .

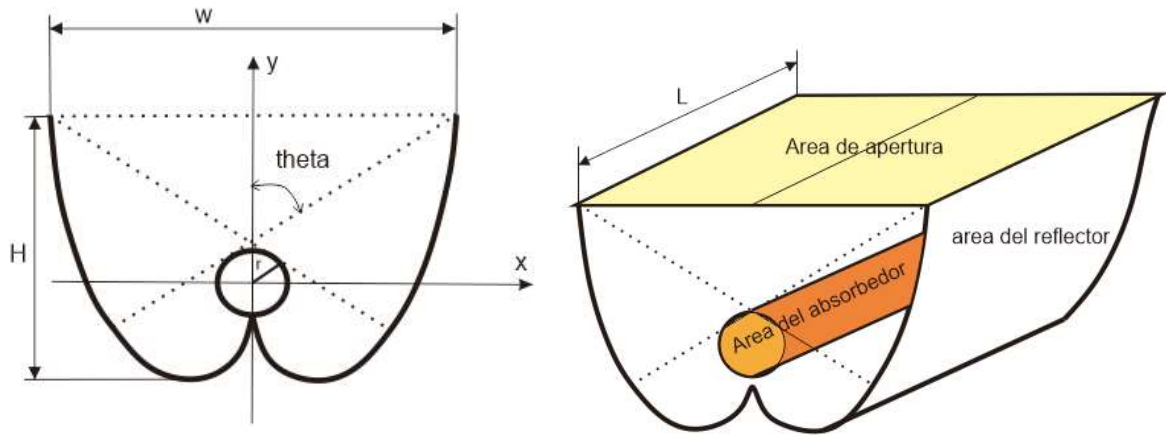
Colectores con concentración

Generalmente usan espejos o lentes para focalizar la luz solar y alcanzar temperaturas mayores a 150°C , caracterizados por una mayor área de entrada comparada con el área de absorción, esta razón se conoce como razón de concentración, y entre más grande sea, la eficiencia térmica del colector será mayor. La desventaja de este tipo de sistemas está en que la mayoría requieren un sistema de seguimiento solar para capturar la mayor radiación posible.

- Colectores cilindro-parabólicos: Son colectores solares en forma parabólica con una superficie reflectora compuesta de materiales muy reflectivos que dirigen los rayos solares a un tubo captador el cual transporta un fluido que se calienta a medida que cruza por el colector. Lovegrove y Stein¹² alcanzaron una concentración de 50 y una temperatura por encima de los 400°C .
- Colectores lineales de Fresnel: Consisten en tiras de espejo que reflejan los rayos solares hacia un tubo receptor estacionario; Su eficiencia térmica es menor que la de los parabólicos, pero suelen ser más económicos.
- Colectores parabólicos compuestos: Concentran su energía en un tubo o superficie receptora, la superficie reflectora es construida con dos segmentos de parábola simétricos, esta geometría permite que toda la radiación que ingrese a la apertura del colector y este dentro de su ángulo de aceptación llegue al receptor, su geometría se presenta en la figura 1. Estos colectores pueden tener seguimiento o ser estacionarios, y se caracterizan por razones de concentración bajas, siendo implementados en aplicaciones de mediana temperatura (hasta 200°C)

¹² LOVEGROVE, K. STEIN W. Concentrating Solar Power Technology. Woodhead Publishing. 2012

Figura 1. Colector parabólico compuesto



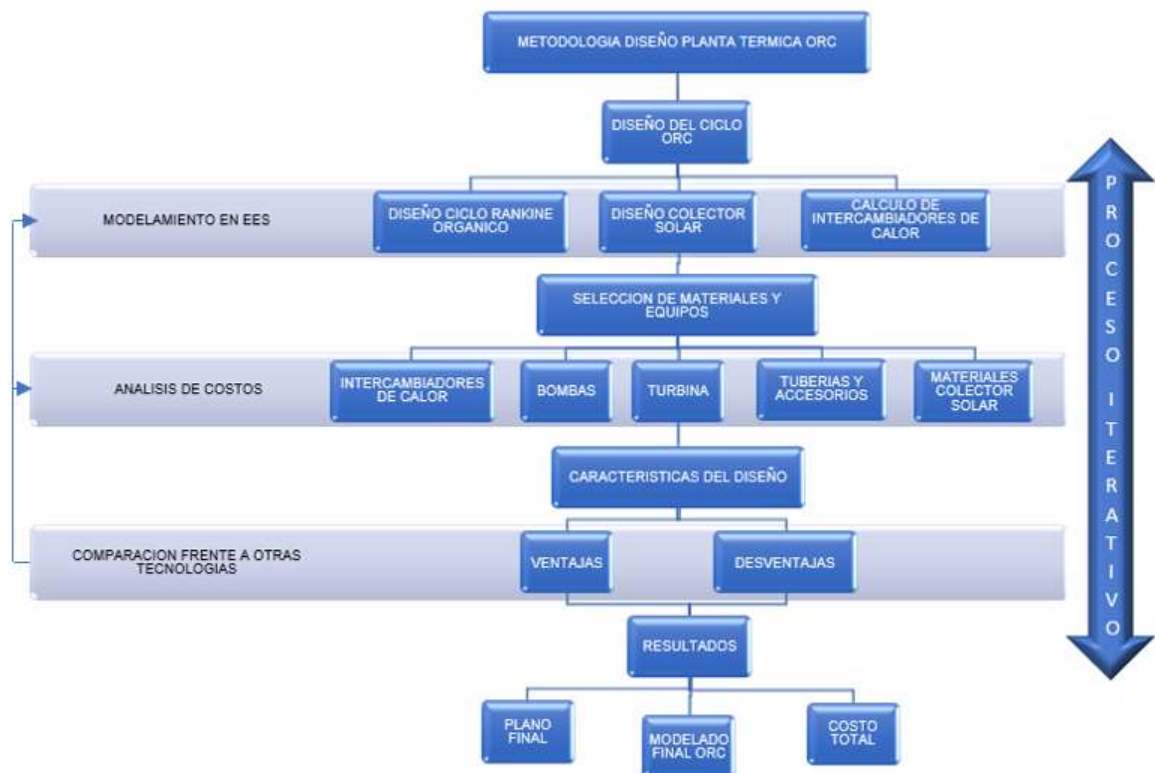
Fuente: Modificado de, ACUÑA, Alexis, et al. Metodología para el Dimensionamiento y Optimización de un Concentrador Lineal Fresnel. 2013.

- Plato reflector parabólico: Geométricamente es media parábola revolucionada 360° sobre su eje normal, donde la energía se concentra en el foco de la parábola; Se requiere un sistema de seguimiento en dos ejes para que absorba radiación la mayor parte del día, se caracterizan por razones de concentración entre 500 y 3000, permitiendo alcanzar temperaturas por encima de 450°C .
- Torre central solar: Consta de un campo de espejos independientes (heliostatos) que dirigen los rayos solares a un punto común ubicado en la parte superior de una torre. Se alcanza una razón de concentración mayor a 2000, son implementados en aplicaciones de alta temperatura y en plantas de energía a gran escala.

3. METODOLOGIA DE DESARROLLO DEL PROYECTO

En la Figura 2 se presenta el esquema general del proceso de diseño de la planta ORC. Se observa que es un proceso iterativo por lo que el modelado en el software EES fue fundamental en todo el diseño, inicialmente se modeló el ciclo Rankine orgánico y a partir de ahí se estudió cada uno de sus componentes para finalizar con el diseño y selección de todos los elementos, luego se realizó un análisis de costos para determinar ventajas y desventajas de la planta.

Figura 2. Proceso de diseño planta ORC

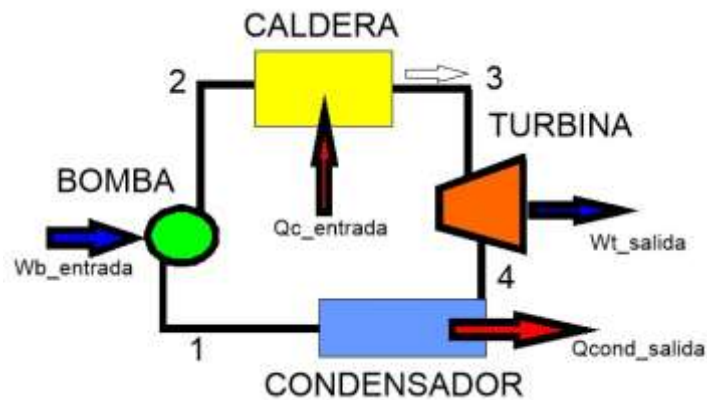


De acuerdo a los objetivos establecidos para el diseño de la planta térmica con ciclo Rankine orgánico se siguió la siguiente metodología:

3.1 MODELAMIENTO Y ANÁLISIS TERMODINÁMICO DEL CICLO RANKINE ORGÁNICO

El modelamiento está estrechamente relacionado con el diseño y selección de cada uno de los componentes los cuales se observan en la figura 3.

Figura 3. Elementos de un ciclo Rankine orgánico.



A continuación, se presentan los pasos que se siguieron:

1. Modelamiento de un ciclo Rankine simple con refrigerante R134a como fluido de trabajo, en el anexo K se anexa la ficha técnica de la empresa GASERVEI con toda la información de este refrigerante; Una vez analizado y estudiado el ciclo basado en la metodología propuesta por Cengel y Boles (2011), se realizó su modelado mediante EES, contemplando y determinando su eficiencia, análisis energético e irreversibilidades, para establecer el rango de temperatura optimo en el cual se maximizó su eficiencia (7.6%) , se puede observar en el anexo H.
2. Luego se diseñó el colector solar siguiendo la metodología aplicada por Echevarría López¹³; Esto involucra desde la geometría, selección de materiales,

¹³ ECHEVARRÍA LÓPEZ, César Antonio. Diseño de un colector cilindro parabólico compuesto con aplicación para el calentamiento de agua. Proyecto de grado. Piura. Universidad de Piura. 2011

estudio de la radiación solar en la ciudad de Bucaramanga, análisis energético, entre otros.

3. Se implementaron modificaciones al ciclo con el fin de aumentar su eficiencia, para ello se adaptaron diferentes mejoras comparando sus costos, eficiencias y manejo para obtener la opción más óptima.
4. Se seleccionaron los elementos del ciclo tales como bomba, condensador, turbina, intercambiador de calor, tuberías, de modo que cumplan el requerimiento de producir 100 kW de potencia
5. Se determinaron los flujos de refrigerante y agua para el óptimo funcionamiento del ciclo con ayuda del software EES.

Los resultados del modelado del ciclo, se ven afectados por las condiciones geométricas de la instalación, mientras el fluido recorre las tuberías se presenta pérdida de presión y generación de calor por efecto de la fricción, para determinar las caídas de presión se aplicó la metodología propuesta por Soriano Javier¹⁴ el cual aplica la ecuación de Darcy-Weisbach:

$$h_f = f * \frac{l}{D} * \frac{V^2}{2 * g} \quad (3.1)$$

Donde se observan que las pérdidas por fricción dependen de la longitud l , el diámetro D , la velocidad del fluido V , la gravedad g y un factor de fricción de Darcy.

También se puede relacionar esta ecuación con el caudal, siendo:

¹⁴ SORIANO OLIVARES, Javier. Cálculo de pérdidas de carga en una tubería. [en línea] [consultado:13 marzo de 2019]. Disponible en: <https://upvx.es/>

$$h_f = \frac{8 * f * l}{\pi^2 * g * D^5} * Q^2 \quad (3.2)$$

El factor de fricción depende de:

v la velocidad del fluido

ε la rugosidad del tubo

μ la viscosidad del fluido

ρ la densidad

D el diámetro de la tubería

Luego de establecer el número de Reynolds

$$Re = \frac{\rho * v * D}{\mu} \quad (3.3)$$

Soriano Javier plantea algunos métodos para encontrar el valor de f ; se puede establecer el factor de fricción de manera iterativa con la ecuación de Colebrook-White:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 * \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3.7 * D} + \frac{2.51}{Re * \sqrt{f}} \right) \quad (3.4)$$

O usar la ecuación simplificada de Swamme-Jain:

$$f = 0.25 * \left(\log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3.7 * D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right)^{-2} \quad (3.5)$$

Valida en los rangos:

$$10^{-6} \leq \varepsilon_r \leq 10^{-2}$$

$$5 * 10^3 < Re < 10^8$$

La rugosidad relativa es:

$$\varepsilon_r = \varepsilon/D$$

O se puede verificar el factor de fricción en el diagrama de Moody en el Anexo B.

Además, también se presentan perdidas en los accesorios, llamadas perdidas singulares, para su cálculo se opta por el método de la longitud equivalente, que son datos tabulados donde cada accesorio representa unas pérdidas de presión manifestadas en una longitud, se puede verificar en el anexo G.

3.2 METODOLOGIA PARA EL DISEÑO DEL COLECTOR SOLAR

Como se estableció anteriormente se diseña un colector solar parabólico compuesto, Echeverría López (2011) propone primero el diseño geométrico; en este caso se utilizan las ecuaciones propuestas por Aguilar-Jiménez et al. (2017), las cuales definen el perfil del colector en coordenadas cartesianas.

El perfil seleccionado debido al tipo de receptor el cual es un tubo circular se presenta en la figura 4.

Para el perfil de la involuta se tiene:

$$\rho_{(\theta)} = r \cdot \theta \quad (3.5)$$

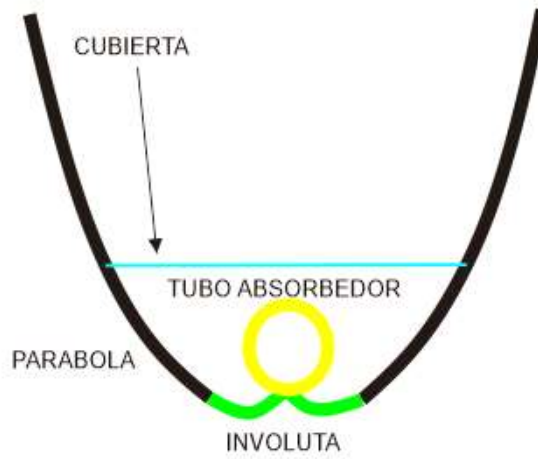
$$\text{Donde } |\theta| \leq \theta_a + \frac{\pi}{2}$$

Y para la sección parabólica:

$$\rho(\theta) = r \cdot \left[\frac{\theta + \theta_a + \frac{\pi}{2} - \cos(\theta - \theta_a)}{1 + \sin(\theta - \theta_a)} \right] \quad (3.6)$$

Donde $\theta_a + \frac{\pi}{2} \leq \theta \leq \frac{3\pi}{2} - \theta_a$

Figura 4. Perfil del colector parabólico compuesto.



En coordenadas cartesianas:

$$x = r \cdot \sin \theta - \rho \cdot \cos \theta \quad (3.7)$$

$$y = -r \cdot \cos \theta - \rho \sin \theta \quad (3.8)$$

Una vez establecida la geometría del colector se realiza el truncamiento de la sección parabólica, como lo describe Paredes Miranda¹⁵, al truncar la parábola de una altura h a $h/2$ no afecta significativamente la eficiencia del colector y si hay un ahorro en el área del reflector, con la geometría final se establece el área de la cubierta:

¹⁵ PAREDES MIRANDA, Raul y PAZMIÑO BARRENO, Marco. Diseño y construcción de un colector parabólico compuesto de tubos evacuados para aplicaciones de temperaturas intermedias. Tesis de grado. Guayaquil. Escuela superior politécnica del litoral. 1998

$$A_c = L \cdot W \quad (3.9)$$

El área del absorbedor tubular:

$$A_a = 2\pi \cdot r \cdot L \quad (3.10)$$

Y el área del reflector:

$$A_r = \frac{L}{2} \left(\sqrt{4h'^2 + w^2} + \frac{w^2}{2h'} \cdot \ln \left(\frac{2h' + \sqrt{4h'^2 + w^2}}{w} \right) \right) \quad (3.11)$$

Donde h" es la altura truncada

$$h' = \frac{w + D_0 \cdot \left[\sin \left(\frac{\pi}{2} + \theta \right) - \left(\frac{\pi}{2} + \theta \right) \cos \left(\frac{\pi}{2} + \theta \right) \right]}{2 \tan \theta} \quad (3.12)$$

Luego del diseño geométrico se realiza el análisis térmico del colector solar.

Siguiendo el planteamiento de Acuña, et. al.¹⁶ para el análisis térmico se establecen y calculan los coeficientes de calor presentes en el modelo, todo se sintetiza en el diagrama de resistencias de la figura 5.

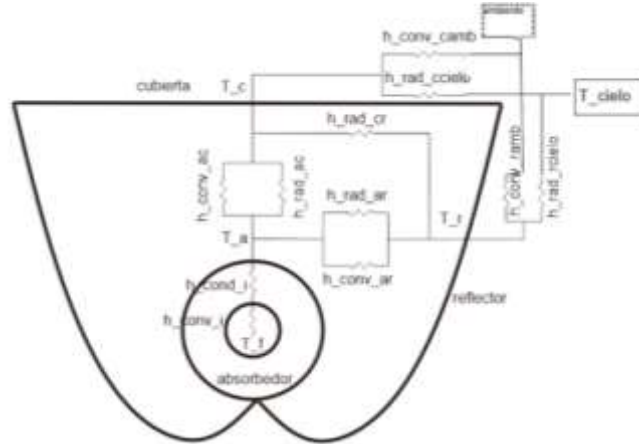
Se tienen las siguientes suposiciones:

- se asumen condiciones en estado estacionario
- se desprecian pérdidas por conducción entre reflector y su estructura base
- se considera flujo unidimensional

¹⁶ ACUÑA, A. et al. Modeling, Construction, and Experimentation of a Compound Parabolic Concentrator with a Concentric Tube as the Absorber. Disponible en: ASCE. [En línea] [Consultado: 1 de marzo del 2019]. Disponible en: Base de datos biblioteca UIS.

- se desprecia la radiación absorbida por la cubierta

Figura 5. Diagrama de resistencias termicas del colector CPC.



Al ingresar al colector solar, algunos rayos solares inciden directamente sobre la superficie receptora y otros realizan una serie de reflexiones, la eficiencia óptica se establece como:

$$\eta_{op} = \tau_c \cdot \rho_r^n \cdot \alpha_a \cdot p \quad (3.13)$$

Donde:

τ_c =transmitancia de la cubierta

ρ_r =reflectancia del reflector

α_a =absortancia del absorbedor

P es el factor de pérdidas debido al espacio que queda entre el tubo absorbedor y la superficie reflectora y se calcula como:

$$p = 1 - \frac{g}{2\pi r_0} \quad (3.14)$$

donde g es la distancia que los separa.

n es el número promedio de reflexiones, en la figura 5, se presenta la gráfica obtenida por Duffie and Beckam¹⁷ para encontrar el número promedio de reflexiones, en ella se observa que para determinada concentración existe un número promedio de reflexiones de los rayos solares en las paredes del colector antes de llegar al tubo absorbedor.

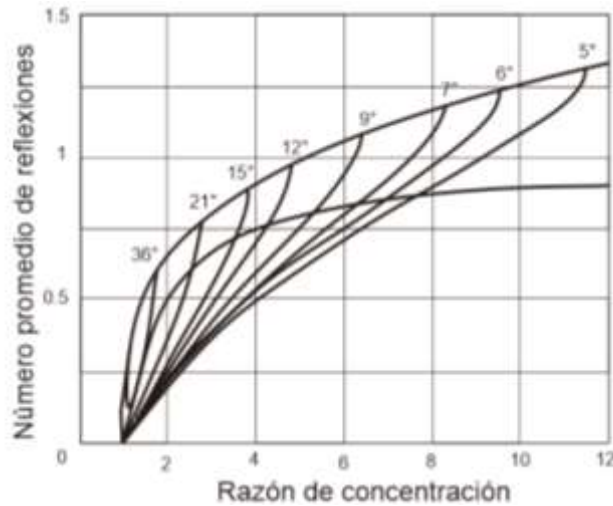
Se observa que n también puede ser calculado usando la razón de concentración c

$$\eta = 1 - \frac{1}{c} \quad (3.15)$$

donde c es la relación entre el área de apertura y el área del absorbedor:

$$C = \frac{A_c}{A_a} \quad (3.16)$$

Figura 6. Número promedio de reflexiones para diferentes ángulos de aceptación del CPC.



Fuente: modificado de J.A. DUFFIE, W & A. Beckman, Solar Engineering of Thermal Processes, 4 ed., Wiley, 2013.

¹⁷ J.A. DUFFIE, W & A. Beckman, Solar Engineering of Thermal Processes, 4 Ed., Wiley, 2013.

Ahora es necesario conocer el coeficiente global de transferencia de calor:

$$u_L = \left(\frac{1}{h_{c-amb}} + \frac{1}{\frac{1}{h_{a-c}} + \frac{1}{\frac{1}{h_{r-amb}} + \frac{1}{h_{rad,r-c} + \frac{1}{h_{a-r}}}}} \right)^{-1} \quad (3.17)$$

Cada uno de los coeficientes de transferencia de calor se calculan como:

El coeficiente total de transferencia de calor entre la cubierta y el ambiente es:

$$h_{c-amb} = h_{conv,c-amb} + h_{rad,c-ci\text{elo}} \quad (3.18)$$

El coeficiente de convección entre la cubierta y el ambiente de acuerdo a Duffie and Beckam es:

$$h_{conv,c-amb} = \frac{A_c}{A_a} * (5.7 + 3.8V) \quad (3.19)$$

Donde v es la velocidad del viento

El coeficiente de radiación entre la cubierta y el cielo propuesto por Hsieh¹⁸ es:

$$h_{rad,c-ci\text{elo}} = \varepsilon_c \cdot \sigma \cdot (T_c^2 + T_{ci\text{elo}}^2) \cdot (T_c + T_{ci\text{elo}}) \cdot \left(\frac{A_c}{A_a} \right) \quad (3.20)$$

¹⁸ C.K. Hsieh. Thermal analysis of CPC collectors. Sol. Energy 27 (1981) [en línea] [consultado:8 marzo de 2019]. Disponible en: [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(81\)90016-5](https://doi.org/10.1016/0038-092X(81)90016-5).

Para establecer la temperatura de cielo de acuerdo al estudio de ZHANG, Kun, McDOWELL, Timothy y KUMMERT, Michael ¹⁹. es:

$$T_{cielo} = \varepsilon_{cielo}^{0,25} * Tdb \quad (3.21)$$

Implementando la ecuación propuesta por Clark-Allen²⁰ la emisividad del cielo se puede hallar:

$$\varepsilon_{cielo} = 0,787 + 0,7641 * \ln\left(\frac{T_{dp}}{273}\right) \quad (3.22)$$

Esta ecuación relaciona directamente la emisividad con la temperatura de punto de rocío del lugar.

El coeficiente de transferencia de calor entre el absorbedor y la cubierta es:

$$h_{a-c} = h_{conv,a-c} + h_{rad,a-c} \quad (3.23)$$

Donde el coeficiente de convección ente el absorbedor y la cubierta descrito también por Hsieh es:

$$h_{conv,a-c} = (3.25 + 0.0085) * \frac{T_a + T_c}{4 * r_o} \quad (3.24)$$

El coeficiente de radiación entre el absorbedor y la cubierta es:

¹⁹ ZHANG, Kun, McDOWELL, Timothy y KUMMERT, Michael. Sky Temperature Estimation and Measurement for Longwave Radiation Calculation. Trabajo de investigación. Proceedings of the 15th IBPSA Conference

San Francisco, CA, USA, Aug. 7-9, 2017

²⁰Clark, G. & Allen, C. The Estimation of Atmospheric Radiation for Clear and Cloudy Skies. Disponible en: Proceedings of the 2nd National Passive Solar Conference.1978 pp. 675–678.

$$h_{rad,a-c} = \frac{\sigma * (T_a^2 + T_c^2) * (T_a + T_c)}{\frac{1}{\varepsilon_c} + \left(\frac{1}{\varepsilon_a} - 1\right) * \left(\frac{A_c}{A_a}\right)} \quad (3.25)$$

El coeficiente de transferencia de calor entre el reflector y el ambiente es

$$h_{r-amb} = h_{conv,r-a} + h_{rad,r-cielo} \quad (3.26)$$

El coeficiente de convección ente el reflector y el ambiente se establece:

$$h_{conv,r-a} = \frac{A_r}{A_a} * (5.7 + 3.8V) \quad (3.27)$$

El coeficiente de radiación entre el reflector y el cielo es:

$$h_{rad,r-cielo} = \varepsilon_c \cdot \sigma \cdot (T_r^2 + T_{cielo}^2) \cdot (T_r + T_{cielo}) \cdot \left(\frac{A_r}{A_a}\right) \quad (3.28)$$

El coeficiente de radiación entre el reflector y la cubierta es:

$$h_{rad,r-c} = \frac{\sigma * (T_c^2 + T_r^2) * (T_c + T_r)}{\frac{1 - \varepsilon_c}{\varepsilon_c} + \frac{1}{F_{c-r}} + \left(\frac{1 - \varepsilon_r}{\varepsilon_r}\right) * \left(\frac{A_c}{A_r}\right)} * \left(\frac{A_r}{A_a}\right) \quad (3.29)$$

Donde F_{c-r} es

$$F_{c-r} = \frac{1}{2} * \left(\frac{A_r}{A_c} - \frac{\left(1 - \sin\theta_{\frac{a}{2}}\right) * \left(1 + 2 * \sin\theta_{\frac{a}{2}}\right)}{\sin\theta_{\frac{a}{2}}} \right) \quad (3.30)$$

El coeficiente de transferencia de calor entre el absorbedor y el reflector es

$$h_{a-r} = h_{conv,a-r} + h_{rad,a-r} \quad (3.31)$$

El coeficiente de convección entre el absorbedor y el reflector es:

$$h_{conv,a-r} = 3.25 + 0.0085 * \frac{T_a - T_r}{4 * r_o} \quad (3.32)$$

El coeficiente de radiación entre el absorbedor y el receptor se calcula como:

$$h_{rad,a-r} = \frac{\sigma * (T_a^2 + T_r^2) * (T_a + T_r)}{\frac{1 - \varepsilon_r}{\varepsilon_r} + \frac{1}{F_{a-r}} + \left(\frac{1 - \varepsilon_a}{\varepsilon_a}\right) * \left(\frac{A_r}{A_a}\right)} \quad (3.33)$$

Donde F_{a-r} es:

$$F_{a-r} = \frac{A_r}{2 * A_a} * \left(1 - \frac{A_c}{A_r} - \frac{\left(1 - \sin\theta_{\frac{a}{2}}\right) * \left(1 + 2 * \sin\theta_{\frac{a}{2}}\right)}{\sin\theta_{\frac{a}{2}}} \right) \quad (3.34)$$

Además, se requiere el coeficiente de transferencia de calor global dentro del fluido, en su trabajo Hsieh lo propone para un absorbedor tubular como:

$$U_{La} = \left(\frac{r_o}{h_i * r_i} + \frac{r_o}{k} * \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) \right)^2 \quad (3.35)$$

De acuerdo a las condiciones del fluido interno, si es laminar o turbulento, Cengel y Boles establece:

Para flujo completamente desarrollado en un tubo circular con temperatura superficial constante

$$h_i = 3.66 * \frac{k}{d} \quad (3.36)$$

Si el flujo es turbulento

$$h_i = 0.023 * Re^{0.8} * Prn^{0.4} * \frac{k}{d} \quad (3.37)$$

Ahora se calcula el factor de remoción de calor

$$F_R = \frac{\frac{1}{U_L}}{\frac{1}{U_L} + \frac{1}{U_{La}}} \quad (3.38)$$

También es necesario conocer la radiación solar absorbida, la cual se establece como:

$$s = (G_b + G_d) * \eta_{op} \quad (3.39)$$

Donde G_b y G_d son las componentes directa y difusa de la radiación solar.

Ahora se establece la temperatura de salida del fluido:

$$T_{f_{out}} = \left((T_i + T_{amb}) - \left(\frac{A_c}{A_a} * \frac{S}{U_L} \right) \right) * \exp \left(-\frac{P * U_L}{m * c_p} * F_R * L \right) + \left(\frac{A_c}{A_a} * \frac{S}{U_L} \right) + T_{amb} \quad (3.40)$$

Y los valores correspondientes de calor; para el calor útil generado en el absorbedor se tiene:

$$Q_{u_a} = S * A_c - A_a * U_L * (T_a - T_{amb}) \quad (3.41)$$

Para el calor útil en el fluido se tiene:

$$Q_{uf} = U_{La} * (T_a - T_f) \quad (3.42)$$

Entonces la eficiencia térmica instantánea del colector solar es:

$$\eta = \frac{Q_{uf}}{A_c * G} \quad (3.43)$$

Después de realizado el diseño del colector solar, con las condiciones establecidas en análisis del ciclo ORC, se seleccionan los quipos necesarios. El código del procedimiento anterior se encuentra en el anexo I.

3.3 EVAPORADOR Y CONDENSADOR

Los intercambiadores de calor son de tipo tubo y coraza, se realizó un análisis por el método de la diferencia media logarítmica de temperatura, la variación de la temperatura del fluido caliente y frío se muestran en la figura 7, donde se evidencia como a la salida del intercambiador la temperatura del fluido caliente tiende a la temperatura de entrada del fluido frío, el mayor o menor acercamiento depende del tiempo que los fluidos estén en el intercambiador y su área de transferencia; y la LMTD se obtiene como sigue:

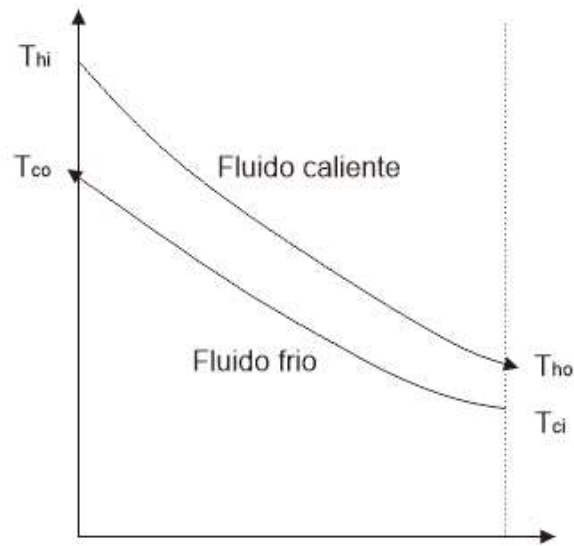
$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (3.44)$$

donde:

$$\Delta T_1 = T_{H_I} - T_{C_O} \quad (3.45)$$

$$\Delta T_2 = T_{H_O} - T_{C_I} \quad (3.46)$$

Figura 7. Evolución de las temperaturas de los fluidos a lo largo del intercambiador



y el calor se establece como:

$$\dot{Q} = \dot{m}_c * c p_c * (T_{C_O} - T_{C_I}) \quad (3.47)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_H * c p_h * (T_{H_I} - T_{H_O}) \quad (3.48)$$

en fluidos con cambio de fase

$$\dot{Q} = \dot{m} * h_{fg} \quad (3.49)$$

Hay un factor de corrección F para los intercambiadores de calor que depende de la configuración geométrica, pero para evaporadores y condensadores $f=1$ (Cengel & Boles).

El área de transferencia de calor necesaria se calcula como:

$$A_s = \frac{\dot{Q}}{U \cdot \Delta T_{ML}} \quad (3.50)$$

El procedimiento completo para el cálculo del coeficiente de calor de los intercambiadores de calor se detalla en el anexo C.

3.3 ANÁLISIS DE COSTOS

Se realiza un análisis de costos que contemple costos de:

1. Materiales
2. Manufactura
3. Estudios y análisis
4. Otros

Con el costo de la planta, se realiza un análisis económico para establecer la viabilidad de la inversión.

Para estimar el costo de los elementos de la planta se usan las correlaciones implementadas por Arrieta Garrido²¹.

²¹ ARRIETA GARIDO, Jesús David. Optimización de un ciclo orgánico de Rankine (ORC) usando recursos geotermiales de baja entalpia. Proyecto de grado. Bucaramanga. Universidad Industrial de Santander. 2012

Para los intercambiadores de calor:

$$C_{IC}(\$) = 30800 + 750A^{0.81} \quad (3.51)$$

El costo está en dólares, donde A es el área requerida; Esta relación es para intercambiadores de acero al carbón.

Para las bombas:

Asumiendo bombas centrífugas se tiene:

$$C_B(\$) = 3300 + 48 * Q^{1.2} \quad (3.52)$$

Donde $0.2 < Q < 500 \left[\frac{l}{s} \right]$

El costo está en dólares y Q es el flujo volumétrico de las bombas.

Para la turbina:

El costo en función de la potencia generada kW, es

$$C_T(\$) = (0,9743 * kW^{0.81}) * 10^3 \quad (3.53)$$

Donde $14,92 < kW < 3730$

Estas correlaciones se ajustan al 2019 con la siguiente ecuación:

$$C = C_a * \left(\frac{I}{I_a} \right) \quad (3.54)$$

El costo total es:

$$C_{TOTAL} = C_E + C_C + C_{COL} + C_{BORC} + C_{BE} + C_{BCPC} + C_{BC} + C_T \quad (3.55)$$

3.4 CARACTERÍSTICAS DEL PRODUCTO

Se realizó un análisis comparativo de la planta con otras plantas generadoras de energía donde se contempló:

1. Costo;
2. Eficiencia térmica;
3. Impacto medioambiental;
4. Instalación y mantenimiento;
5. Operación.

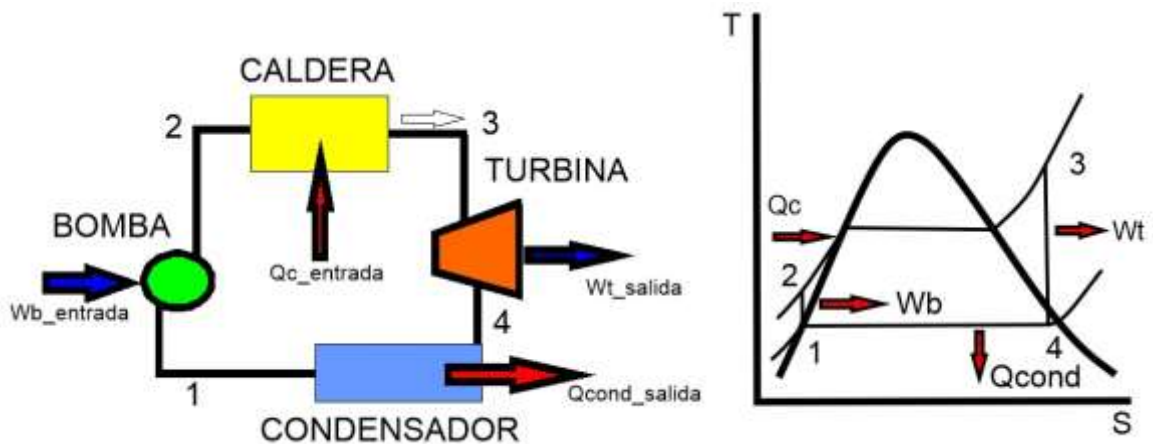
El proyecto concluye con el plano final de la planta térmica, especificando los requerimientos de cada componente del ciclo.

4. ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

4.1 DISEÑO DEL CICLO RANKINE ORGÁNICO (ORC)

En la figura 8 se observa el esquema del ciclo Rankine donde los subíndices 1,2,3 y 4 indican el punto del análisis para el diseño, se puede apreciar el comportamiento típico del fluido en el diagrama T-S, donde interesa que el trabajo realizado en la turbina sea el máximo posible.

Figura 8. Ciclo Rankine orgánico ideal.



Se inicia con las siguientes suposiciones:

Para el estado 1, el fluido entra a la bomba como:

- Líquido saturado, debido a que para el correcto funcionamiento de la bomba no debe ingresar vapor
- A temperatura de 30°C, teniendo en cuenta que la temperatura ambiental de Bucaramanga en promedio es de 26 °C

Para el estado 2, se realizó un análisis de la presión óptima a la salida de la bomba, se evaluaron diferentes presiones y su efecto en la eficiencia del ciclo, la tabla completa se puede ver en el anexo D.

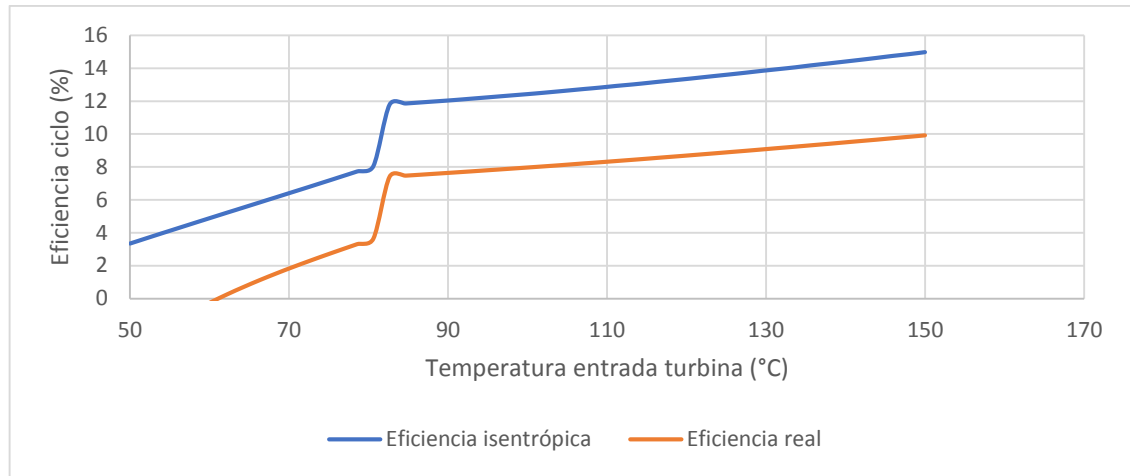
Se concluyó que la presión óptima a la salida de la bomba debe ser 3.55 veces la presión a la entrada. En este punto matemáticamente el ciclo tiene su eficiencia máxima. Este resultado concuerda con los resultados del trabajo de Valle, Lopez & Pacheco (2016) donde presenta que la relación óptima de presión es 3.

En la caldera o evaporador se analiza el comportamiento del ciclo a diferentes temperaturas de salida, los resultados se observan en el anexo E.

Se concluye que la mínima temperatura a la salida de la caldera debe ser de 84°C para que no se presenten gotas de líquido a la entrada de la turbina y a medida que la temperatura T_3 aumenta, también lo hace la eficiencia del ciclo; teniendo en cuenta estos parámetros se establece una temperatura a la salida de la caldera de 90 °C, además con el fin de que el fluido de trabajo del evaporador sea agua, esto conlleva a que su temperatura no debe llegar a los 100 °C para impedir el cambio de fase.

En la figura 9 se observa la variación de la eficiencia del ciclo con respecto a la temperatura de salida del evaporador, hay una notable diferencia en la eficiencia para los cálculos asumiendo un ciclo ideal, y un ciclo real, para un ciclo real la eficiencia baja debido a las irreversibilidades en elementos como la bomba y la turbina.

Figura 9. Variación de la eficiencia del ciclo ORC con respecto a T3.



Para el estado 4

- La presión a la salida de la turbina es igual a la presión a la entrada de la bomba.

Con estos parámetros iniciales el ciclo Rankine simple (ideal) se presenta en la tabla 1. Donde se destaca una eficiencia del 12% por encima de los ciclos típicos en los cuales la eficiencia oscila entre 5% y 8% Douglas Leticia (2013). Esto se debe a que en los cálculos se asume una eficiencia de bomba y turbina del 100%, que en la práctica no es real.

Tabla 1. Resultados ciclo rankine organico simple

Resultados ORC simple	
Fluido de trabajo	R134a
Temperatura entrada de la bomba (°C)	30
Presión a la entrada de la bomba (Kpa)	770,6
Calidad a la entrada de la bomba	0
Temperatura entrada del evaporador (°C)	31,16
Presión a la entrada del evaporador (Kpa)	2736
Temperatura a la entrada de la turbina (°C)	90
Presión a la entrada de la turbina (Kpa)	2736
Temperatura a la entrada del condensador (°C)	32,74

Presión a la entrada del condensador (Kpa)	770,6
Energía	
Trabajo de bomba (KJ/Kg)	1,66
Trabajo de la turbina(KJ/Kg)	25,74
Trabajo neto (KJ/Kg)	24,08
Flujo másico (kg/s)	4,152
Eficiencia del ciclo (%)	12,04

En este análisis se suponen eficiencias de la bomba y turbina del 100%; en un ciclo real se generan pérdidas, no toda la energía se transforma en trabajo útil, estas pérdidas están representadas en la eficiencia, para el modelado del ciclo real se establece como parámetro la eficiencia de la bomba y de la turbina siguiendo los resultados experimentales de Pérez, B. et al²² mostrados en la figura 10.

Figura 10. Datos experimentales promedio para un ciclo Rankine de 160 kW.

Datos experimentales promediados	
Sobrecalentamiento (K)	17.7
Rendimiento volumétrico del expansor, ε_v , y rendimiento isoentrópico del expansor, $\varepsilon_{e,ise}$ (%)	74.0
Subenfriamiento a la aspiración de la bomba (K)	3.8
Eficiencia de la bomba, $\varepsilon_{bomba,el,ise}$ (%)	45
Eficiencia máxima del expansor, $\varepsilon_{e,el,ise(max)}$ (%)	65
Eficiencia del regenerador, ε_{reg} (%)	90
Perdida carga en lado vapor baja presión (bar)	0.8
Características geométricas del expansor	
Volumen geométrico a la entrada, $V_{e,in}$ (m ³ /h)	15.48
Relación geométrica de volúmenes, V_i	8.0

Fuente: PEREZ, Bernardo et al. Modelado del ciclo Rankine orgánico (ORC) a partir de datos experimentales. Trabajo de investigación.

²² PÉREZ, Bernardo et al. Modelado del ciclo Rankine orgánico (ORC) a partir de datos experimentales. Trabajo de investigación. Disponible en: ResearchGate . [En línea] [Consultado: 12 de abril del 2019]. Disponible en: https://www.researchgate.net/publication/280735550_Modelado_del_Ciclo_Rankine_Organico_ORC_a_partir_de_datos_experimentales

- Eficiencia de la bomba: 45%,
- Eficiencia de la turbina: en base a los estudios empíricos realizados por Spencer Cotton y Canon²³ y con los datos de la figura anterior para turbinas de baja presión se asume un rendimiento del 65 %

Una vez establecidos los parámetros de una planta real, el ciclo Rankine real queda establecido en la tabla 2. Se evidencia la disminución en la eficiencia del ciclo, por lo que estudios e investigaciones que permitan optimizar las turbinas serán fundamentales en el mejor aprovechamiento de la energía.

Tabla 2. Ciclo rankine organico real

Resultados ORC real	
Fluido de trabajo	R134a
Temperatura entrada de la bomba (°C)	30
Presión a la entrada de la bomba (Kpa)	770,6
Calidad a la entrada de la bomba	0
Temperatura entrada del evaporador (°C)	31,93
Presión a la entrada del evaporador (Kpa)	2736
Temperatura a la entrada de la turbina (°C)	90
Presión a la entrada de la turbina (Kpa)	2736
Temperatura a la entrada del condensador (°C)	40,19
Presión a la entrada del condensador (Kpa)	770,6
Energía	
Trabajo de bomba (KJ/Kg)	2,758
Trabajo de la turbina (kJ/kg)	18,02
Trabajo neto (kJ/kg)	15,02
Flujo masico (kg/s)	6,554
Eficiencia del ciclo (%)	7,626

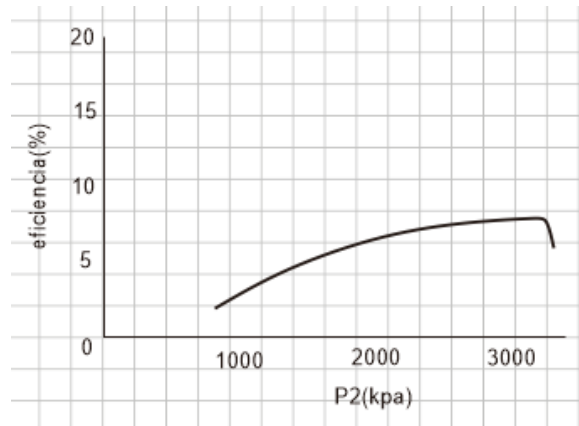
Efectos de la variación de diferentes variables con la eficiencia del ciclo

Variación de la presión a entrada de la turbina

²³ SPENCER RC, COTTON KC, CANNON CN. A Method for Predicting the Performance of Steam Turbine-Generators: 16,500 kw and Larger. ASME. J. Eng. Power. 1963;85(4):249-298. doi:10.1115/1.3677341.

En la figura 11 se muestra el rendimiento del ciclo en función de la presión de entrada a la turbina, o salida de la bomba, esta es una variable que se establece como parámetro de entrada, se puede aumentar o disminuir simplemente usando una bomba adecuada; Como se observó anteriormente para el ciclo hay una presión óptima de operación, si se aumenta esta presión la eficiencia empieza a disminuir, esto concuerda con la literatura, donde varios autores han afirmado que el punto óptimo para establecer la presión a la entrada de la turbina debe ser 3 veces la presión de salida.

Figura 11. Variación de la eficiencia del ciclo en función de la presión de salida de la bomba.



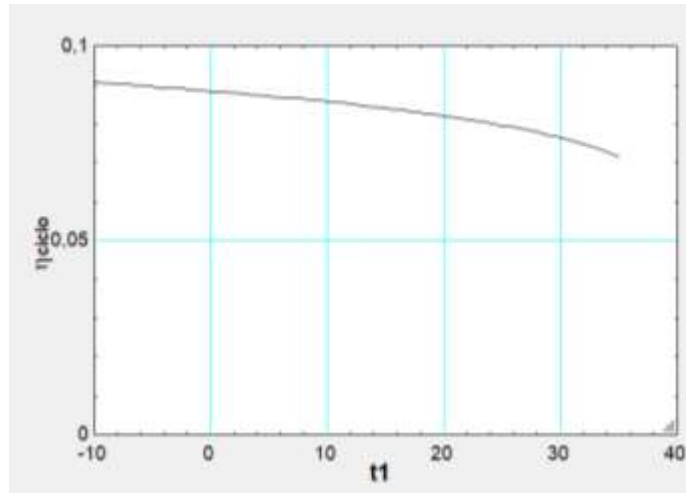
Temperatura de entrada a la bomba

Otra variable que se puede manipular es la temperatura a la entrada de la bomba, en la figura 12, se observa el comportamiento de la eficiencia del ciclo con la variación de esta temperatura.

A medida que la temperatura disminuye la eficiencia del ciclo aumenta, esta es una variable que se establece a la entrada del diseño, por condiciones ambientales la temperatura de partida fue 30°C, con el fin de que al evaporador no tenga que entrar

un fluido de menos temperatura a la ambiental para el intercambio de calor, y con ello un gasto extra de energía.

Figura 12. Variación de la eficiencia del ciclo en función de la temperatura T1.



A continuación, se diseña y selecciona cada uno de los componentes del ciclo, en este trabajo se hace énfasis en la caldera o evaporador, el cual a partir de la investigación previa se decide que será un colector solar parabólico compuesto (CPC).

4.2 DISEÑO DEL COLECTOR SOLAR

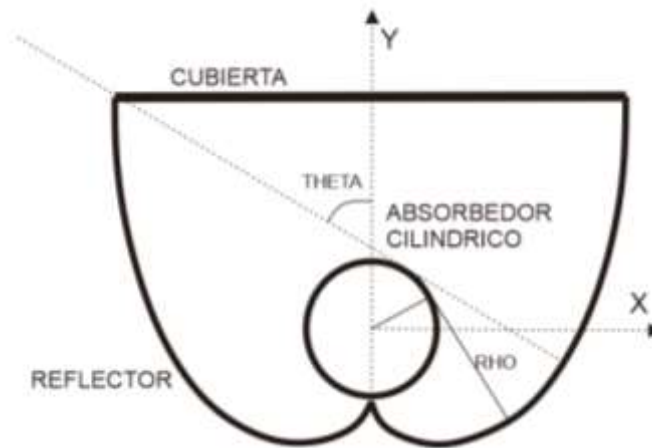
El diseño del colector solar inicia con los requerimientos establecidos en el diseño del ORC, los cuales son la temperatura de entrada y salida del refrigerante.

- Temperatura de entrada del fluido 31.93 °C
- Temperatura de salida del fluido 90 °C

Por lo tanto, la temperatura del fluido en el colector solar debe ser mayor a 90°C contemplando las pérdidas y eficiencia del intercambiador o evaporador. Como el

fluido que pasa por el colector es agua, se utiliza la presión a favor permitiendo un aumento de temperatura a más de 100°C sin que se genere vapor, inicialmente se define la geometría que se observa en la figura 13. El colector solar consta de 3 partes, la cubierta, la superficie reflectora, y la zona absorbidora.

Figura 13. Partes del colector CPC.



La cubierta sirve para reducir las pérdidas de energía por convección en el tubo absorbedor y generar el efecto invernadero dentro del colector para mejorar su eficiencia, su principal característica debe ser alta transmitancia; Se opta por el diseño con una cubierta en base al trabajo de Davalos P. Y Curicama F²⁴ el cual muestra las ventajas de la cubierta en la tabla 3, se evidencia un notable aumento de temperatura con una sola cubierta, lo que es suficiente para este trabajo que requiere una moderada temperatura (110°C), se debe tener en cuenta además que la distancia entre el absorbedor y la cubierta debe ser entre 2 y 4 cm (Echavarría López) para que no se generen corrientes de aire dentro del colector solar.

²⁴ DAVALOS SAA, Paul Marcelo y CURICAMA PINARGOTE, Francisco Javier. Diseño y Construcción de un sistema de aprovechamiento del agua de una piscina con capacidad de 60 m³, con colectores solares planos para la Quinta Carmen. Trabajo de grado. Sangolquí. Escuela politécnica del ejército. 2008.

Tabla 3. incremento de la temperatura del fluido según el número de cubiertas.

Cantidad de cubiertas	$\Delta T(^{\circ}C)$
0	5
1	35
2	55
3	80

Fuente: PAREDES MIRANDA, Raúl y PAZMIÑO BARRENO, Marco. Diseño y construcción de un colector parabólico compuesto de tubos evacuados para aplicaciones de temperaturas intermedias. Tesis de grado. Guayaquil. Escuela superior politécnica del litoral. 1998

Las características del material para la cubierta se muestran en la tabla 4, se tomó como referencia el material utilizado por Aguilar Jiménez, et al. (2018), y se verificó con el fabricante AEON. El área que se muestra en la tabla es el área asumiendo que la cubierta está en la superficie, pero como se mencionó anteriormente la cubierta se sitúa a 4 cm del tubo absorbedor, por lo que el área necesaria será menor.

Tabla 4. Propiedades de la cubierta

Propiedades físicas de la cubierta	
Tipo de material	vidrio
Espesor	5 mm
Área	4,822 m ²
Propiedades ópticas de la cubierta	
transmitancia	0,91
emitancia	0,9

La segunda parte del colector solar es la zona reflectora, el material seleccionado debe tener muy buena reflectancia, para dirigir los rayos solares al tubo absorbedor;

En la tabla 5, Echazu R. Cadena C. y Sarabia L.²⁵ recopilan los materiales con mayor reflectancia, se observa como el aluminio y el espejo de vidrio son opciones válidas y muy comerciales.

Tabla 5. Reflectividad de diferentes materiales.

REFLECTIVIDADES GLOBALES DE ALGUNOS MATERIALES	
PVC blanco	0,871
Aluminio de alta reflectividad (verde)	0,839
Aluminio de alta reflectividad (rosado)	0,853
Aluminio de alta reflectividad (celeste)	0,82
Chapadur prepintado blanco	0,741
Chapa galvanizada	0,588
Chapa pintada de blanco	0,582
Fibra de vidrio pintada de blanco	0,709
Espejo de vidrio de 2mm	0,795
Espejo de vidrio de 3mm	0,754
Espejo de vidrio de 4mm	0,712
Acero inoxidable	0,572

Fuente: ECHAZU, R. CADENA C. Y SARABIA L. Estudio de materiales reflectivos para concentradores solares. Trabajo e investigación. Buenos aires, Universidad de salta, 2000

En la tabla 6 se presentan las características del material seleccionado, el aluminio que tiene bajo costo y una reflectancia mayor a 0,8, se toma el valor de 0,8 siendo conservador en el diseño y debido a las condiciones ambientales en las que se puede presentar el colector.

²⁵ ECHAZU, R. CADENA C. Y SARABIA L. Estudio de materiales reflectivos para concentradores solares. Trabajo e investigación. Buenos aires, Universidad de salta, 2000.

Tabla 6. Características del reflector

Propiedades físicas del reflector	
Tipo de material	Aluminio
Espesor	5 mm
Área	6,152 m ²
Propiedades ópticas del reflector	
Reflectancia	0.8
Emitancia	0,1

El siguiente componente es el tubo absorbedor, debe ser de un material capaz de transmitir la mayor cantidad de calor al fluido, sus principales características deben ser muy buena absorptancia y conductividad, tomando como referencia la tabla del arquitecto González E (anexo F).²⁶

El material a utilizar es el cobre, tiene muy buena conductividad y es muy comercial, sus características se presentan en la tabla 7, son tubos de cobre tipo L, utilizados en instalaciones de gases, combustibles, vapor y refrigeración, tienen pared intermedia, más gruesa que el tipo M y menos que el tipo K, que son de uso industrial; con un diámetro nominal de 2 pulgadas medida comúnmente utilizada en colectores solares.

Tabla 7. Características del tubo absorbedor

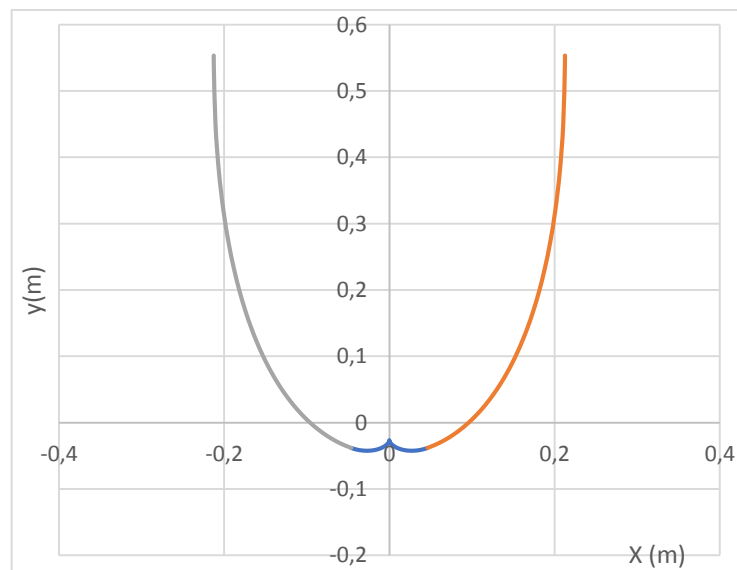
Propiedades físicas del tubo absorbedor	
Tipo de material	Cobre tipo L 2"
Diámetro exterior (m)	0.053975
Diámetro interior (m)	0.0252095
Espesor (m)	0.001778
Longitud (m)	2
Propiedades ópticas del tubo absorbedor	
Conductividad térmica (w/mk)	389
Absortancia	0,8

²⁶ HERNANDEZ J. Pedro. Características térmicas de los materiales. [En línea] [Consultado: 28 de abril del 2019]. Disponible en: <https://pedrojhernandez.com/2014/04/09/caracteristicas-termicas-de-los-materiales/>

Emitancia	0,6
Reflectancia	0,16

Además de estos elementos el colector solar cuenta con una estructura de hierro que sirve de soporte, la forma de esta estructura depende de la geometría del colector la cual se muestra en la figura 14, se observa un perfil formado por dos parábolas que tienen su foco en un punto común, esta configuración permite que todos los rayos que ingresen a la superficie se reflejen hasta llegar al tubo absorbedor; La zona receptora tiene diferentes configuraciones, absorbedor con aletas, absorbedor plano y absorbedor tubular, siendo la de un tubo en el foco de las parábola la más eficiente de todas, por lo que las dimensiones del colector están en función del diámetro de tubo, en este trabajo los tubos de los colectores se seleccionaron de 2" de diámetro.

Figura 14. Perfil del colector solar sin truncamiento



En la tabla 8, se muestran los datos geométricos del perfil de la figura anterior, este perfil depende del diámetro de tubo absorbedor el cual es de 2", se seleccionó un semi ángulo de aceptación de $23,5^\circ$ el cual es el ángulo óptimo para que el colector absorba la mayor cantidad de rayos solares sin necesidad de un sistema de

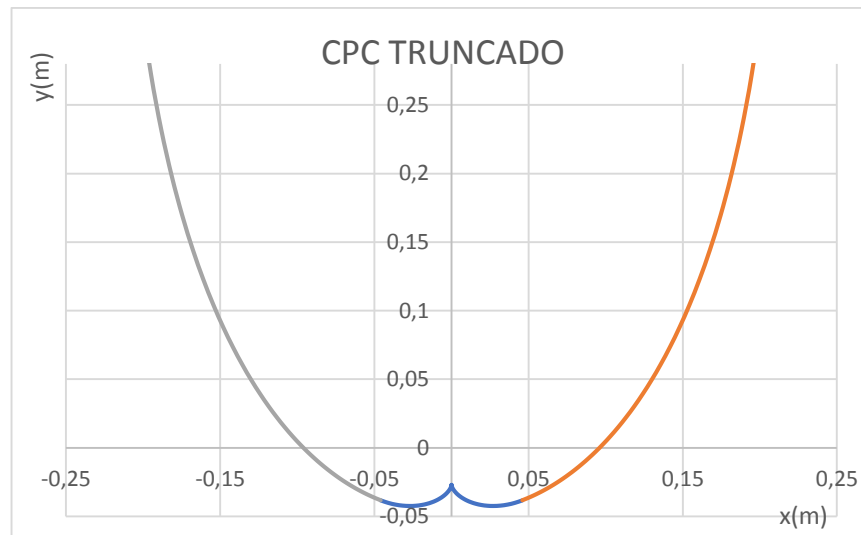
seguimiento; con esta configuración el colector solar tiene una altura de 0,55 m, que resulta excesiva para el tamaño del tubo absorbedor, como se mencionó anteriormente si se reduce esta altura a la mitad se ahorra material y no se ve afectada la eficiencia del colector, por lo que la altura final es de 0,28 m y se logra un factor de concentración de 2,312. Analizando el cambio en el ancho del colector solar, se observa que inicialmente tiene 0,42m de ancho, al ser truncado esta medida solo disminuye 3 cm, siendo el ancho final de 0,39m.

Tabla 8. Detalles geométricos del colector solar.

Colector solar parabólico compuesto	
Semi ángulo de aceptación de la parábola (°)	23,5
Altura sin truncamiento (m)	0,55
Altura truncada (m)	0,28
Ancho sin truncamiento (m)	0,42
Ancho truncado (m)	0,392
Largo (m)	2
Área de la cubierta (m ²)	0,784
Área de reflexión (m ²)	0,916
Área del absorbedor (m ²)	0,3391
Factor de concentración	2,312

En la figura 15, se observa el perfil final del colector después de realizado el truncamiento de la parábola se observa gráficamente que al reducir la altura se ahorra material y con una altura final de 0,28m se facilita el ensamblado de los colectores necesarios en serie, disminuyendo así el área requerida para la recolección de la energía solar.

Figura 15. Perfil del colector solar truncado



Con la geometría establecida, se realiza el análisis térmico para determinar la cantidad de colectores solares necesarios para el aumento de temperatura establecido, en la tabla 9 se presentan los resultados de un colector solar de 2 metros de longitud.

Como se observa, el agua ingresa al colector a 40°C ya que después del intercambiador de calor o evaporador sale a 45 °C, se consideran las pérdidas en el trayecto, al salir del colector solar el aumento de temperatura será de 2,5 °C, con una radiación incidente de 871,5 w/m² el colector tiene una eficiencia de térmica del 53%.

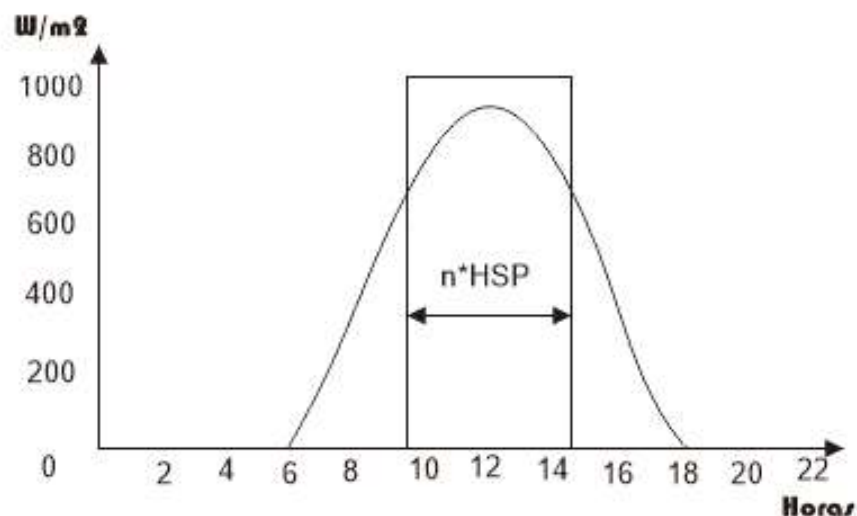
Tabla 9. Resultados del análisis térmico del colector solar

Análisis térmico del cpc	
Tipo de fluido	Agua
Temperatura de entrada del fluido (°C)	40
Radiación total absorbida promedio (w/m ² h)	871,5
Flujo masico (kg/s)	0,5
Coeficiente de transferencia entre el absorbedor y la cubierta (w/M ² k)	230
Coeficiente de transferencia entre el absorbedor y el reflector (w/m ² k)	227,8

Coeficiente de transferencia entre la cubierta y el ambiente (w/m ² K)	50,15
Coeficiente total entre el reflector y el ambiente (w/m ² K)	63,99
Longitud de un colector (m)	2
Coeficiente global de transferencia de calor U(w/m ² k)	36
Calor útil en el absorbedor (w/m ² k)	359,4
Delta temperatura (°C)	2,5
Eficiencia térmica del colector (%)	52,6
Eficiencia óptica del colector (%)	62,25

Para el análisis de la radiación solar se considera el caso hipotético de un sol con una irradiancia constante de 1000 w/m² durante el periodo de trabajo, tomando como referencia el análisis de Echevarría López, en la figura 16, se observa el comportamiento de la radiación solar en las horas pico del día, se observa el comportamiento real y el asumido por el autor, por lo que se concluye que se realizan los cálculos con irradiancia de 1000 w/m² por 5 horas, que serán las horas de funcionamiento del colector solar.

Figura 16. Perfil típico de la radiación solar a lo largo de un día en Valledupar.



Fuente: modificado de ECHEVARRÍA LÓPEZ, César Antonio. Diseño de un colector cilindro parabólico compuesto con aplicación para el calentamiento de agua. Proyecto de grado. Piura. Universidad de Piura. 2011

En ciudades del norte del país como, Barranquilla Cartagena o Valledupar, superan estos valores de radiación diario, en la figura 17 se observa el comportamiento de la radiación en Valledupar, donde se evidencia que las horas de mayor radiación son desde las 9 am a 2 pm, este será el tiempo de funcionamiento del colector.

Figura 17. Radiación horaria promedio en la ciudad de Valledupar

ESTACION FEDEARROZ (VALLEDUPAR)												
PROMEDIO HORARIO DE LA RADIACIÓN (Wh/m ²)												
HORA	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
0-1	0,1	0,0	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
1-2	0,1	0,1	0,0	0,0	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
2-3	0,1	0,0	0,0	0,1	0,1	0,1	0,0	0,1	0,1	0,1	0,0	0,1
3-4	0,0	0,0	0,0	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,0	0,0
4-5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
5-6	0,0	0,0	0,2	1,9	5,9	5,3	3,0	1,5	1,7	1,5	0,8	0,1
6-7	25,7	23,9	49,5	75,3	94,9	94,0	86,0	69,8	72,3	60,7	64,7	44,4
7-8	191,2	183,0	158,3	253,2	265,8	259,9	259,6	232,0	215,6	203,5	238,3	220,7
8-9	396,7	406,6	295,2	455,5	445,6	436,4	446,5	423,6	346,5	411,5	432,2	419,5
9-10	587,4	613,0	494,6	627,4	620,0	587,3	608,9	590,0	496,1	592,0	596,6	588,3
10-11	724,0	757,7	743,3	672,1	714,9	696,2	722,8	714,9	643,8	693,8	685,3	700,7
11-12	783,9	823,0	845,1	812,4	770,9	759,6	791,2	777,1	768,8	749,4	749,5	777,4
12-13	772,9	816,2	846,7	838,6	750,4	748,7	783,9	790,2	791,2	726,5	738,4	750,6
13-14	713,8	756,1	750,8	725,5	659,1	670,4	701,4	698,5	700,1	630,7	617,6	670,5
14-15	589,0	619,3	583,0	528,6	487,2	521,4	546,8	534,2	508,5	441,2	459,8	517,2
15-16	408,3	427,1	362,4	294,0	280,6	328,8	347,6	341,1	304,8	256,2	272,4	324,6
16-17	200,7	218,2	157,1	130,7	128,2	168,3	172,2	165,6	127,3	91,3	89,9	129,1
17-18	26,1	40,8	30,3	24,6	29,6	42,5	46,6	36,3	19,8	6,8	4,6	9,4
18-19	0,3	0,5	0,6	0,5	0,8	1,1	1,5	0,6	0,3	0,3	0,3	0,3
19-20	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,2	0,2	1,1	0,2	0,3	0,2
20-21	0,2	0,2	0,2	0,2	0,3	0,2	0,1	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
21-22	0,2	0,1	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1	0,2	0,1	0,1	0,1	0,2
22-23	0,1	0,1	0,2	0,1	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
23-0	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,0	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
Acumulada diaria	5420,1	5685,3	5317,3	5441,3	5253,8	5319,9	5517,8	5375,4	4996,8	4865,5	4950,3	5152,7

Entre 0 y 200 (Wh/m²)
 Entre 200 y 400 (Wh/m²)
 Entre 400 y 600 (Wh/m²)
 Entre 600 y 800 (Wh/m²)
 Mayor a 800 (Wh/m²)

Fuente: IDEAM, Atlas de radiación solar. [en línea]. Disponible en: <http://atlas.ideam.gov.co/visorAtlasRadiacion.html>

La demanda energética es que el flujo masico de agua de 0,5 kg/s alcance los 110°C al salir del sistema de colectores, esto no implica que el agua se va a evaporar; se usará una bomba que aporte mínimo 169 Kpa de presión, esta presión es la presión de saturación del agua a 115 °C.

En base a los resultados de la tabla 8, se concluye que serán necesarios 35 colectores conectados en serie para cumplir el requerimiento de $\Delta t=70^{\circ}\text{C}$, este valor aumenta si se tiene en cuenta que en Bucaramanga la radiación solar promedio

mensual es de 4-4.5 kw/m², pero se analiza que una vez el sistema entre en funcionamiento, el hecho de tener una cubierta, hace que se genere calor entre el tubo absorbedor y la cubierta y esto permite un mayor aumento de temperatura, los cálculos matemáticos suponen el punto inicial del proceso, en este punto la temperatura del ambiente entre el absorbedor y la cubierta es la temperatura ambiental, pero en realidad luego de unos minutos se genera el efecto invernadero en este recinto.

Como se mencionó anteriormente los colectores solares parabólicos compuestos no necesitan de un sistema de seguimiento pero deben tener una orientación que permita absorber la mayor cantidad de rayos solares, se capta la mayor cantidad de energía cuando el colector esta inclinado un ángulo igual a la latitud del lugar, generalmente estos ángulos van de 0-15° y pensando en posibles lluvias se inclinan lo suficiente para permitir el drenado del agua, y de acuerdo a los resultados obtenidos por VELAZQUEZ, N. et al.²⁷ Una orientación este-oeste presenta un pequeño aumento en la eficiencia con respecto a la norte-sur como se muestra en la tabla 10.

Tabla 10. Eficiencia del CPC de acuerdo a la orientación.

Colector Solar	Ecuación característica de eficiencia	Eficiencia óptica (%)	Coefficiente de pérdida de calor (W m ⁻² /°C ⁻¹)
CPC4-1 N-S	$n = 0.578 - 10.13 (T_a - T_s) / G$	57.88	10.13
CPC4-2 E-O	$n = 0.610 - 20.93 (T_a - T_s) / G$	61.01	20.93

Fuente: VELAZQUEZ, N. et al. Estudio experimental de concentradores solares tipo CPC bajo orientación norte-sur y este-oeste. Trabajo de investigación. 2016

²⁷ VELAZQUEZ, N. et al. Estudio experimental de concentradores solares tipo CPC bajo orientación norte-sur y este-oeste. Trabajo de investigación. 2016. [en línea] consultado el: 12 mayo del 2019. Disponible en: ResearchGate.

4.3 EVAPORADOR

El evaporador y el condensador se analizaron como intercambiadores de calor a contraflujo mediante el método de la diferencia media logarítmica de temperatura, para obtener el área necesaria que cumpla con los requerimientos de temperatura de los fluidos de trabajo; En la tabla 11 se presentan los resultados obtenidos para un evaporador, para los cuales se supone un diámetro nominal de los tubos de $\frac{3}{4}$ " y se toma como referencia el coeficiente de transferencia de calor $u = 840 \text{ w/m}^2\text{°C}$ propuesto por Arrieta Jesús, y se obtiene el área de transferencia de calor necesaria de $47,86 \text{ m}^2$, el flujo másico del refrigerante es de $6,55 \text{ kg/s}$ y el obtenido para el agua es de $2,269 \text{ kg/s}$, con estos resultados se busca un fabricante que tenga en su catálogo un equipo que cumpla con estas condiciones.

Tabla 11. Resultados análisis del evaporador

Evaporador	
Tipo	Carcaza y tubos
Fluido caliente	agua
Temperatura de entrada fluido caliente (°C)	110
Temperatura de salida fluido caliente (°C)	45
Flujo masico fluido caliente (Kg/s)	2,269
Calor específico fluido caliente (KJ/Kg)	4,217
Fluido frio	R134a
Temperatura de entrada fluido frio (°C)	31,93
Temperatura de salida fluido frio (°C)	90
Flujo másico fluido frio (Kg/s)	6,55
Calor específico fluido frio (KJ/Kg)	1,614
Entalpia de vaporización fluido frio (KJ/Kg)	102,7
LMTD	16,73
Presión fluido frio (Kpa)	2760
Qe (Kw/m2k)	672,57
Coeficiente de transferencia supuesto (w/m2k)	840
Área de transferencia de calor requerida. (m2)	47,86

4.4 CONDENSADOR

Para el condensador se tiene que enfriar el refrigerante un $\Delta t=10^{\circ}\text{C}$, en la tabla 12 se muestran los cálculos obtenidos; La dificultad radica en que en el refrigerante hay cambio de fase de gaseoso a líquido por lo que el calor necesario se calcula con la entalpía de condensación, asumiendo un valor del coeficiente de transferencia de calor $u=564 \text{ w/m}^2\text{C}$ (Arrieta Jesús), se obtiene un área necesaria de $322,5\text{m}^2$ si se utiliza como refrigerante el agua que ingresa a temperatura de 25°C y sale a 33°C .

Tabla 12. Resultados del análisis del condensador.

Condensador	
Tipo	Carcaza y tubos
Fluido caliente	R134a
Temperatura de entrada fluido caliente ($^{\circ}\text{C}$)	40,18
Temperatura de salida fluido caliente ($^{\circ}\text{C}$)	30
Flujo masico fluido caliente (Kg/s)	6,55
Calor especifico fluido caliente (KJ/Kg)	1,041
Fluido frio	Agua
Temperatura de entrada fluido frio ($^{\circ}\text{C}$)	25
Temperatura de salida fluido frio ($^{\circ}\text{C}$)	32,53
Flujo másico fluido frio (Kg/s)	36
Calor especifico fluido frio (KJ/Kg)	4,183
Entalpia de vaporización fluido frio (KJ/Kg)	173,1
LMTD	6,232
Presión fluido frio (Kpa)	770,6
Q_c (kw/m ² k)	1134
Coeficiente de transferencia supuesto (w/m ² k)	564
Área de transferencia de calor requerida. (m ²)	322,5

Luego se analizaron las pérdidas generadas en el trayecto, en la tabla 13 se resumen las pérdidas en las líneas y los accesorios presentes.

Tramo bomba-evaporador: a la salida de la bomba el fluido sale presurizado, se debe generar un diseño que implique un tramo corto para evitar pérdidas de presión, el material de la tubería no requiere aislamiento térmico y el calor generado por la fricción ayuda en el calentamiento. Para este tramo se seleccionó un tubo de acero inoxidable de 4" con una rugosidad de 0,0024 y una longitud de 0,5 m.

Tramo evaporador-turbina: a la salida del evaporador el fluido se encuentra en estado de vapor presurizado, debe permanecer así hasta llegar a la turbina, por lo que este tramo debe ser aislado térmicamente generalmente se utiliza polietileno y lana mineral, se utilizara una tubería de acero de 2" y 0,8 m de longitud, recubierta con lana mineral.

Tramo turbina-condensador: a la salida de la turbina aun sale vapor el cual debe ser enfriado en el condensador, este tramo no necesita aislante térmico, se utiliza una tubería de acero de 4" y 2 m de longitud

Tramo condensador-bomba: igual que el tramo anterior, se requiere el enfriamiento del fluido por lo que se enfoca el diseño en disminuir las pérdidas de presión lineales por lo que se seleccionan un diámetro considerable de 4" de diámetro y 0,5 m de longitud.

Se muestran las pérdidas de cada tramo de tubería, lineales y de accesorios, se dan los resultados en metros de columna de agua, y el total en Kpa, por lo que la presión mínima requerida para la bomba del ciclo ORC es la presión mostrada en la tabla 2, de 2736 Kpa incluyendo las pérdidas de todo el trayecto que fueron 117,44 Kpa.

Tabla 13. Pérdidas en tuberías y accesorios

Pérdidas en las tuberías			
Tramo	Perdidas lineales (m)	Perdidas singulares (m)	Total (Kpa)
Bomba-evaporador	0,7683	0,513	12,56
Evaporador-turbina	3,189	0,435	35,54
Turbina-condensador	3,489	2,36	57,36
Condensador-bomba	0,7683	0,453	11,98
		Total	117,44

Luego de analizado el ciclo, se observa que el flujo másico del agua en el evaporador es diferente que en el colector solar, en el evaporador el flujo masico se obtuvo en función al calor requerido por el refrigerante, obteniendo 2,269 kg/s de agua, pero en el colector este flujo es muy grande y dificulta el calentamiento del agua a través de la instalación, este flujo es de 0,5 kg/s, por lo cual se implementa un tanque de almacenamiento a la salida del sistema de colectores solares; no se pueden conectar directamente evaporador y colector solar, primero porque al iniciar el proceso la temperatura del agua ni es uniforme y luego los flujos de agua son diferente; otra solución es adecuar los colectores en paralelo con el fin de cumplir con el requerimiento de flujo masico, es decir implementar un sistema en paralelo que permita igualar el caudal en el condensador, en la figura 17 se observan 2 posibles configuraciones que permiten obtener a la entrada del evaporador el flujo másico requerido.

En la tabla 14 se muestra el número de colectores necesarios en cada configuración, por lo que se requieren 125 colectores solares de 2 metros de longitud para cualquier configuración.

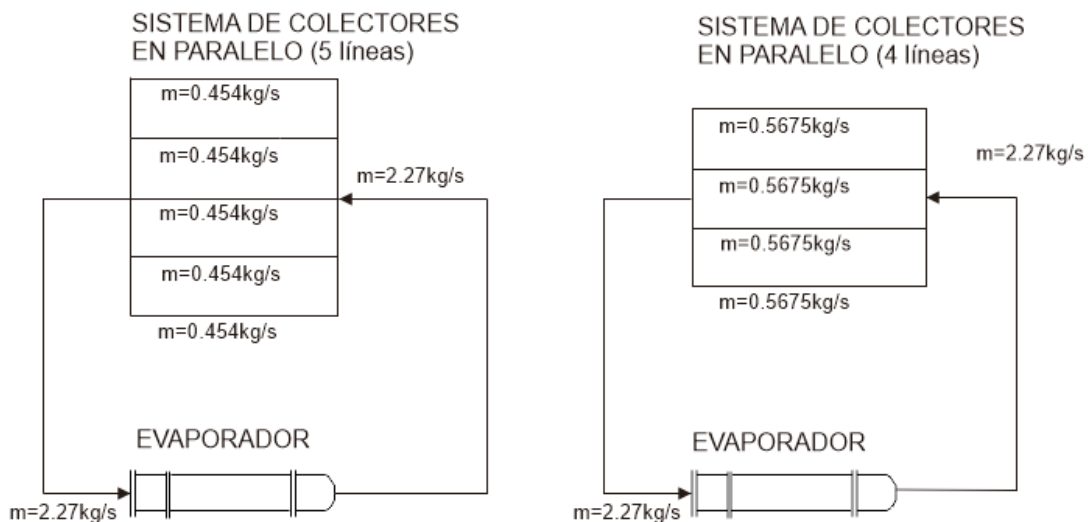
Si se implementa un sistema de 4 líneas de colectores solares en paralelo, se requiere un total de 124 colectores ya que cada colector aumenta la temperatura del fluido 2.3 °C, por lo que para cada línea son necesarios 31 colectores

Tabla 14. Configuración en paralelo de los colectores solares

Número de líneas	Flujo másico por línea (Kg/s)	ΔT en un colector ($^{\circ}\text{C}$)	Número de colectores requeridos
4	0,5675	2,3	124
5	0,454	2,8	125

En la configuración de 5 líneas de colectores en paralelo, el aumento de temperatura en cada colector es de $2,8^{\circ}\text{C}$ y se requieren 25 colectores por cada línea; no se tienen en cuenta configuraciones de 3 o 6 líneas ya que el flujo másico se desvía considerablemente del valor inicialmente establecido y esto se ve reflejado en la velocidad del fluido, modificando el número de Reynolds.

Figura 17. Configuración en paralelos de los colectores solares (4 y 5 líneas)



Entonces el total de colectores requeridos no es de 35, sino de 125 y en el anexo D, se observa el plano con la disposición de cada elemento y los materiales e insumos especificados.

5. ANÁLISIS DE COSTOS

En la tabla 13 se observan los requerimientos de cada uno de los componentes del ciclo y su costo estimado en función de caudal requerido para las bombas, potencia de la turbina y área requerida de los intercambiadores.

Tabla 14. Costo estimado de la planta ORC.

ÍTEM	DESCRIPCIÓN	US /ÍTEM
Bomba ORC	0,175m ³ /s y 2800kpa	26799
Evaporador	área requerida 47,86m ²	53400
Condensador	área requerida ,86m ²	115518
Bomba colectores	0,0005217m ³ /s y 200kpa	3430
Bomba evaporador	0,002386m ³ /s y 200kpa	3650
Bomba condensador	0,03616m ³ /s y 200kpa	7135
Turbina	100kw	20135
Colector solar	125 unidades	23237.5
Tuberías y accesorios		625
	TOTAL (Dólares)	253929,5

Se observa como el condensador es el elemento de mayor costo, esto se suponía a partir de los cálculos, donde se obtiene un área relativamente grande de transferencia de calor 322 m², esto se debe a que el fluido frío es el agua, su temperatura de ingreso es de 25 °C, el refrigerante debe bajar su temperatura hasta los 30°C lo que supone una diferencia de temperatura pequeña de 5°C implica que los fluidos deben interactuar por un área grande en el intercambiador, una posible solución es utilizar un fluido más frío, lo que genera un costo adicional ya que el agua en Colombia es muy económica, un recurso natural y fácil de obtener.

Se evidencia también que el costo de un colector solar es bajo, el combustible es gratis y se presenta casi todos los días, la radiación solar; con esto se concluye que en gran parte de las plantas térmicas se involucra bombas, intercambiadores de

calor, entonces el ahorro económico viene en el tipo de fuente de energía utilizado, puede que con los combustibles los procesos se logren muy rápido pero así como trabajan de manera rápida, de la misma manera destruyen el medio ambiente.

En síntesis, el costo de instalación de esta planta de energía solar es de 2.54 US\$/W. Suponiendo un funcionamiento del 90% se estima al año una producción de 164250 Kwh al año.

Asumiendo el costo de la electricidad de 521 \$/Kwh²⁸ y una inflación anual del 3.2 % y una tasa de cambio de 3180 COP/USD; la producción para el año 2019 sería:

$$US = 0,163 * 1,032 * 164250 = 27630 \text{ USD}$$

Si se analiza a 12 periodos, la TIR es de 3,9% por lo que a partir del año 12 recupera totalmente la inversión.

²⁸ ¿Por qué subieron los precios en la bolsa de energía? En: Dinero. [en línea] disponible en: <https://www.dinero.com/pais/articulo/aumento-en-los-precios-de-la-energia-en-bolsa-2019/267100>

6. ANÁLISIS DE VENTAJAS Y DESVENTAJAS

En este apartado se compara la planta diseñada con otros trabajos y métodos de generación de energía eléctrica con el fin de establecer ventajas y desventajas de la misma.

En el campo de las energías renovables se ha incentivado el uso de sistemas con energías renovables, esto se evidencia en los 299 proyectos de la UPME, de los cuales 255 corresponden a solar fotovoltaica, 18 a centrales hidroeléctricas pequeñas, 10 a biomasa, 8 a iniciativa solar térmica, 6 a energía eólica y un par a geotérmica; en base a esto la principal referencia del sistema diseñado son los sistemas solares fotovoltaicos.

Analizando el trabajo de Álvarez Pedro²⁹, en la figura 17 se observa el costo de una instalación solar fotovoltaica de 1.1MW, se analiza que en este tipo de plantas el costo radica en el sistema de recolección de la energía solar, en un ciclo termodinámico como el analizado, este costo es relativamente bajo comparado con el costo de otros equipos.

²⁹ SANCHO ALVAREZ, Pedro. Diseño de una instalación solar fotovoltaica de 1,1 mwp conectada a red de media tensión. Trabajo de grado. Castellón. Universitat Jaume I. 2018

Figura 18. Costo instalación térmica de 1.1 Mw

ITEM	DESCRIPCIÓN	€/ITEM
1	Suministro e instalación de módulos fotovoltaicos.	623.415,00 €
2	Suministro e instalación de estructuras soporte para módulos fotovoltaicos y fijación.	132.038,40 €
3	Suministro e instalación de inversores y su sistema de monitorización.	75.049,00 €
4	Conexiónado eléctrico de módulos, cableado eléctrico de módulos hasta inversor en lado CC, conexión eléctrica de los inversores a cuadro eléctrico CA y conexiónado desde el armario CA hasta la red. Puesta en servicio de todos los equipos eléctricos. Incluye material necesario.	128.945,74 €
5	Ingeniería de detalle, dirección de obra y puesta en marcha	6.279,00 €
6	Seguro de obra, prevención riesgos laborales, gestión de residuos y tasas municipales	46.843,33 €
TOTAL PRESUPUESTO FV		1.012.570,48 €

Tabla 17. Presupuesto

Fuente: SANCHO ALVAREZ, Pedro. Diseño de una instalación solar fotovoltaica de 1,1 Mwp conectada a red de media tensión. Trabajo de grado. Castellón. Universitat Jaume I. 2018

Ahora analizando el proyecto de Echevarría, Cesar el cual se resume en la figura 20, se observa que necesitó de 25 colectores CPC en serie para calentar agua de 25°C a 50 °C, en este trabajo, debido a que el tubo absorbedor es totalmente centrado en el foco de los rayos solares y por implementar la cubierta de vidrio se genera un efecto invernadero que produce un alto incremento de temperatura por lo que para los requisitos de este proyecto por cada línea de colectores se requieren 6 colectores más, es decir calentar agua de 45°C a 90°C requiere 31 colectores, por ser 4 líneas de 31 colectores en total son 124.

Figura 19. Resultados análisis térmico CPC Echevarría López

Tabla 4.11 Resultados obtenidos del análisis térmico.

Análisis térmico del CPC	
Volumen de fluido (litros)	10000
Concentración geométrica del sistema de concentración con $\theta_c=39.716^\circ$	1.5650
S (Radiación solar total absorbida por área) (kW/m^2)	1.0441
h_r (Coeficiente de transferencia de calor por radiación) ($\text{W / m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)	0.3395
h_w (Coeficiente de transferencia de calor por convección) ($\text{W/ m. } ^\circ\text{C}$)	42.9231
h_{fi} (Coeficiente de transferencia de calor por convección desde el receptor al fluido) ($\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)	678.5038
U_L . Coeficiente global de pérdidas térmicas hacia el exterior. ($\text{W/ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)	43.2625
U_o . Coeficiente global de transferencia de calor ($\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)	40.4904
F'. Factor de eficiencia del colector	0.9359
F". Factor del flujo del colector	0.9911
F_R . Factor de transferencia de calor	0.9276
Q_u (Potencia útil) (W)	781.1256
Q_d (Potencia demandada) (kW-h/día)	288.4671
η_o (Eficiencia óptica del colector)	0.6278
η_c (Eficiencia del colector)	0.6461
Número de colectores (N_c)	25

Fuente: ECHEVARRÍA LÓPEZ, César Antonio. Diseño de un colector cilindro parabólico compuesto con aplicación para el calentamiento de agua. Proyecto de grado. Piura. Universidad de Piura. 2011

Este y otros aspectos determinan las siguientes ventajas y desventajas de la planta modelada.

Ventajas

- La principal ventaja de una planta térmica ORC la mínima emisión de gases a la atmosfera, a menos exista un escape de refrigerante, las emisiones de la planta son nulas.
- Autonomía energética, siempre se puede disponer de energía limpia, no se tiene la preocupación que se agotó el combustible, que se desbordo la represa, etc.
- Se puede instalar en regiones alejadas donde no llega la red eléctrica

- En cuanto al colector solar, el colector parabólico compuesto tiene ventajas como la elevada concentración de los rayos solares (mayor a 2) sin necesidad de un sistema de seguimiento; un mantenimiento mínimo, se puede implementar en cualquier lugar donde lleguen los rayos del sol, alcanza temperaturas hasta más de 200°C, el área requerida es menor en comparación a los colectores sin concentración.

Desventajas

- Inversión inicial de la planta, en una planta de energía eléctrica convencional, la inversión se recupera rápidamente, ya que las fuentes de energía como el combustible son muy eficientes.
- Mantenimiento de los equipos del ciclo ORC, si se compara con una central fotovoltaica donde el mantenimiento de los paneles solares es mínimo.

7. OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES

En cuanto al ciclo ORC se concluye que:

La implementación de refrigerantes como fluido de trabajo requiere de temperaturas bajas en el evaporador, lo que hace que entrelazar un colector solar en el ciclo sea una manera eficiente y limpia de crear energía.

Generalmente los ciclos ORC tienen una eficiencia entre 6 y 8 %, en este trabajo se obtuvo una eficiencia de 7,6%.

En general se establece que:

En Colombia hay zonas de mucha radiación, esta planta es una alternativa muy eficaz para aprovechar toda esa energía y suministrar electricidad a las regiones alejadas del país.

Los colectores parabólico compuestos CPC son la alternativa más económica y eficiente para captar la energía solar, no requieren de un sistema de seguimiento y su costo es bajo

En el diseño de una planta térmica, no basta con el conocimiento teórico, un buen diseño implica una experiencia previa con equipos e instalaciones y una serie de ensayos y experimento con el fin de optimizar los modelos.

La energía solar hará girar el mundo muy pronto, hoy lo siguen haciendo los combustibles derivados del petróleo, pero se evidencian los efectos secundarios, y que son fuentes que se están agotando, los análisis e investigaciones se deben

enfocar en este tipo de trabajos, los colectores solares tipo ORC son muy poco conocidos, pero realmente efectivos, se debe incentivar su investigación.

Dirigir los cursos de la academia al estudio de las energías renovables y tecnologías de aprovechamiento.

8. CONCLUSIONES

- Debido a las irreversibilidades presentes con una eficiencia de bomba del 45% y una eficiencia de turbina de 65%, se obtuvo una eficiencia del ciclo real del 7,6%, es un valor que se encuentra en el rango de la eficiencia típica de los ciclos ORC que está entre 4% y 8%.
- Con las condiciones de este diseño, la relación de presión de entrada y salida de la turbina óptima es 3.55, determinando que para configuración hay un punto óptimo y generalmente esta relación se encuentra entre 3 y 4.
- La temperatura mínima a la salida del evaporador debe ser 85°C para alcanzar una eficiencia del 7% y evitar que gotas de refrigerante entren a la turbina, además un aumento de temperatura a 120 °C a la salida del evaporador solo produce una eficiencia del 8%.
- Los colectores CPC son más eficientes que los planos debido a su razón de concentración, la de los colectores planos es 1, la del CPC de este trabajo es de 2.3, obteniendo así mayor energía con una menor área requerida.
- El costo del sistema fue de 253929,5 dólares, por lo que se concluye que la principal desventaja de una planta ORC es su elevada inversión inicial, que se recupera en un plazo entre 10 y 12 años.
- Una planta térmica con ciclo Rankine orgánico es una gran opción de generación de energía en zonas muy alejadas y su contaminación es muy baja porque no produce gases de CO₂.

BIBLIOGRAFIA

ACUÑA, A. et al. Modeling, Construction, and Experimentation of a Compound Parabolic Concentrator with a Concentric Tube as the Absorber. Disponible en: ASCE. [En línea] [Consultado: 1 de marzo del 2019]. Disponible en: Base de datos biblioteca UIS.

AGUILAR JIMÉNEZ, J et al. Effect of orientation of a CPC with concentric tube on efficiency. En: ELSERVIER [En línea] [Consultado: 12 de marzo del 2019]. Disponible en: Base de datos biblioteca UIS.

AMAT, Marta. Desarrollo de un modelo de ciclo orgánico Rankine. Ejemplo de aplicación para análisis de fluidos de trabajo de bajo potencial de efecto invernadero. Trabajo de grado para optar al título de master en ingeniería industrial. Castellón de la Plana: Escuela superior de tecnología y ciencias experimentales. Departamento de ingeniería mecánica y construcción. 2017.

ARRIETA GARIDO, Jesús David. Optimización de un ciclo orgánico de Rankine (ORC) usando recursos geotermiales de baja entalpia. Proyecto de grado. Bucaramanga. Universidad Industrial de Santander. 2012

C.K. Hsieh. Thermal analysis of CPC collectors. Sol. Energy 27 (1981) [en línea] [consultado:8 marzo de 2019]. Disponible en: [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(81\)90016-5](https://doi.org/10.1016/0038-092X(81)90016-5).

CENGEL, Yunus y BOLES, Michael. Termodinámica. México: McGraw Hill, 2011.

CLARK, G. & ALLEN, C. The Estimation of Atmospheric Radiation for Clear and Cloudy Skies. Disponible en: Proceedings of the 2nd National Passive Solar Conference.1978 pp. 675–678.

DAVALOS SAA, Paul Marcelo y CURICAMA PINARGOTE, Francisco Javier. Diseño y Construcción de un sistema de aprovechamiento del agua de una piscina con capacidad de 60 m³, con colectores solares planos para la Quinta Carmen. Trabajo de grado. Sangolqui. Escuela politécnica del ejército. 2008.

ECHAZU, R. CADENA C. Y SARABIA L. Estudio de materiales reflectivos para concentradores solares. Trabajo e investigación. Buenos aires, Universidad de salta, 2000.

ECHEVARRÍA LÓPEZ, César Antonio. Diseño de un colector cilindro parabólico compuesto con aplicación para el calentamiento de agua. Proyecto de grado. Piura. Universidad de Piura. 2011

HERNANDEZ J. Pedro. Características térmicas de los materiales. [En línea] [Consultado: 28 de abril del 2019]. Disponible en: <https://pedrojhernandez.com/2014/04/09/caracteristicas-termicas-de-los-materiales/>

J.A. DUFFIE, W & A. Beckman, Solar Engineering of Thermal Processes, 4 Ed.,Wiley, 2013.

JIMÉNEZ DOUGLAS, Leticia. Simulación y optimización de un ciclo Rankine orgánico (ORC) de pequeña potencia (10 kW). Proyecto de maestría, Zaragoza. Universidad de Zaragoza, 2013

LOPEZ, Carlos. Tecnologías de recuperación y aplicaciones de calor residual de procesos industriales. En: revista SINTEX tecnología. Tecnológico pascual bravo. 2004.

LOVEGROVE, K. STEIN W. Concentrating Solar Power Technology. Woodhead Publishing. 2012

MACCHI, Ennio y ASTOLFI, Marco. Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems. En: ELSERVIER [En línea] [Consultado: 22 de marzo del 2018]. Disponible en: <https://www.elsevier.com/books/organic-rankine-cycle-orc-powersystems/macchi/978-0-08-100510-1>. 2016

NOWAK, W. Y BORSUKIEWICZ-GOZDUR, A. Using the low-temperature Clausius–Rankine cycle to cool technical equipment. 2008. En: ELSERVIER [En línea] [Consultado: 13 de marzo del 2018]. Disponible en: Base de datos biblioteca UIS

OROSZ M Y DICKES R, Solar termal powered Organic Rankine Cycles.

PAREDES MIRANDA, Raul y PAZMIÑO BARRENO, Marco. Diseño y construcción de un colector parabólico compuesto de tubos evacuados para aplicaciones de temperaturas intermedias. Tesis de grado. Guayaquil. Escuela superior politécnica del litoral. 1998

PEI, Gang et al. Construction and dynamic test of a small-scale organic Rankine cycle. En: ELSERVIER [En línea] [Consultado: 20 de marzo del 2018]. Disponible en: Base de datos biblioteca UIS. San Francisco, CA, USA, Aug. 7-9, 2017

PERIZ PEREZ, Bernardo et al. Modelado del ciclo rankine orgánico (ORC) a partir de datos experimentales. Trabajo de investigación. Disponible en: ResearchGate . [En línea] [Consultado: 12 de abril del 2019]. Disponible en:

https://www.researchgate.net/publication/280735550_Modelado_del_Ciclo_Rankine_Organico_ORC_a_partir_de_datos_experimentales

SANCHO ALVAREZ, Pedro. Diseño de una instalación solar fotovoltaica de 1,1 mwp conectada a red de media tensión. Trabajo de grado. Castellón. Universitat Jaume I. 2018

SORIANO OLIVARES, Javier. Cálculo de pérdidas de carga en una tubería. [en línea] [consultado:13 marzo de 2019]. Disponible en: <https://upvx.es/>

SPENCER RC, COTTON KC, CANNON CN. A Method for Predicting the Performance of Steam Turbine-Generators: 16,500 kw and Larger. ASME. J. Eng. Power. 1963;85(4):249-298. doi:10.1115/1.3677341

UNIDAD DE PLANEACION MINERO ENERGETICA. Boletín estadístico de minas y energía 2012-2016. [Base de datos en línea] Portal UPME, (Recuperado en febrero 28 de 2018). Disponible en: <http://www1.upme.gov.co/Paginas/Noticias/BOLETIN-ESTADISTICO-DE-MINAS-Y-ENERGIA-2012---2016.aspx>

V.M. Nguyen, P.S. Doherty Y S.B. Riffat. Development of a prototype lowtemperature Rankine cycle electricity generation system. En: ELSEVIER [En línea] [Consultado: 12 de marzo del 2018]. Disponible en: Base de datos biblioteca UIS.

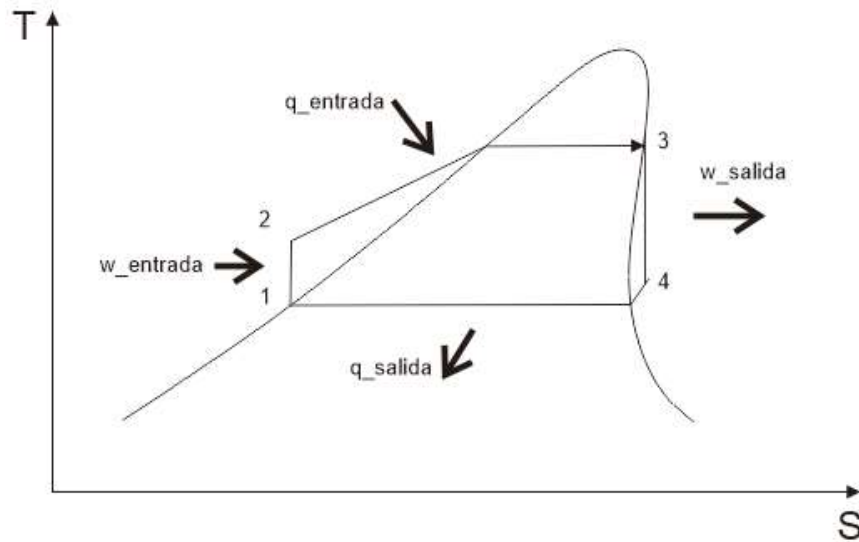
ZHANG, Kun, McDOWELL, Timothy y KUMMERT, Michael. Sky Temperature Estimation and Measurement for Longwave Radiation Calculation. Trabajo de investigación. Proceedings of the 15th IBPSA Conference

ANEXOS

Anexo A. Análisis termodinámico del ciclo Rankine

Para describir de manera sencilla el análisis de un ciclo termodinámico, Cengel Y Boles establecen las relaciones para un ciclo Rankine ideal y luego se relacionan las irreversibilidades con la eficiencia de los elementos del ciclo para obtener los resultados de un ciclo real. En la figura 1, se observa el comportamiento del ciclo Rankine ideal.

Figura 1. Ciclo Rankine orgánico ideal



Realizan trabajo la bomba y la turbina y hay intercambio de calor en el evaporador y el condensador, por lo que la ecuación de energía de flujo estacionario para el sistema queda:

$$(q_{entrada} - q_{salida}) + (w_{entrada} - w_{salida}) = h_s - h_e \quad (1)$$

Para cada componente se tiene:

- Bomba:

$$q_b = 0 \quad (2)$$

$$w_b = h_2 - h_1 \quad (3)$$

Como parámetros iniciales se establece la calidad, presión y temperatura del fluido a la entrada de la bomba (1). Por lo que se puede establecer h_1 , con solo dos propiedades.

Para el punto 2, o salida de la bomba se establece en el diseño la presión de salida, de acuerdo a esto se puede obtener el trabajo de bomba como:

$$w_b = v_1 * (p_2 - p_1) \quad (4)$$

Con estas relaciones se obtiene la temperatura del fluido a la salida de la bomba (2).

- Evaporador:

$$w_e = 0 \quad (5)$$

$$q_{entrada} = h_3 - h_2 \quad (6)$$

Como la presión a la salida de la bomba (2) y salida del evaporador (3) es constante, se define en el diseño la temperatura óptima T_3 , obteniendo así dos propiedades independientes para establecer h_3 y por tanto el calor de entrada al sistema.

- Turbina:

$$q_t = 0 \quad (7)$$

$$w_t = h_3 - h_4 \quad (8)$$

Como la presión de salida de la turbina (4) es la misma a la entrada de la bomba (1) y el proceso 3-4 se considera isentrópico ($s_3=s_4$) se puede obtener h_4 , y el trabajo realizado por la turbina.

- Condensador:

$$w = 0 \quad (9)$$

$$q_{salida} = h_4 - h_1 \quad (10)$$

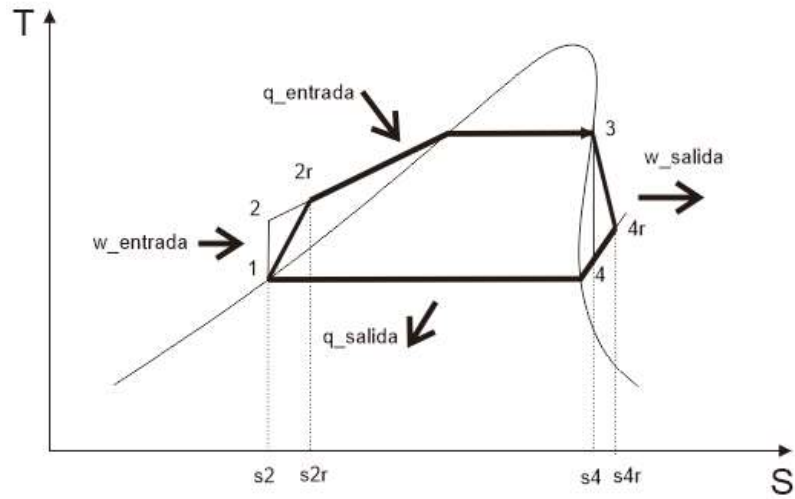
Ahora la eficiencia del ciclo isentrópico se establece como:

$$\eta_t = \frac{w_{neto}}{q_{entrada}} \quad (11)$$

$$w_{neto} = w_t - w_b \quad (12)$$

En un ciclo real, hay pérdidas de calor después del evaporador, fricción en todos los ductos, lo que genera pérdidas de presión esto se sintetiza en mayores requerimientos para la bomba y menor producción de trabajo en la turbina, en la figura 2 se observa el comportamiento de un ciclo Rankine real.

Figura 2. Ciclo Rankine orgánico real.



Para incluir estas irreversibilidades se aplica la eficiencia isentrópica de la bomba y la turbina.

$$\eta_b = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2r} - h_1} \quad (13)$$

Con el valor de eficiencia se puede hallar la entalpia real h_{2r} en el estado 2 y las demás propiedades del ciclo real; Igual sucede con la eficiencia de la turbina:

$$\eta_t = \frac{h_3 - h_{4r}}{h_3 - h_{4s}} \quad (14)$$

Anexo B. Diagrama de Moody

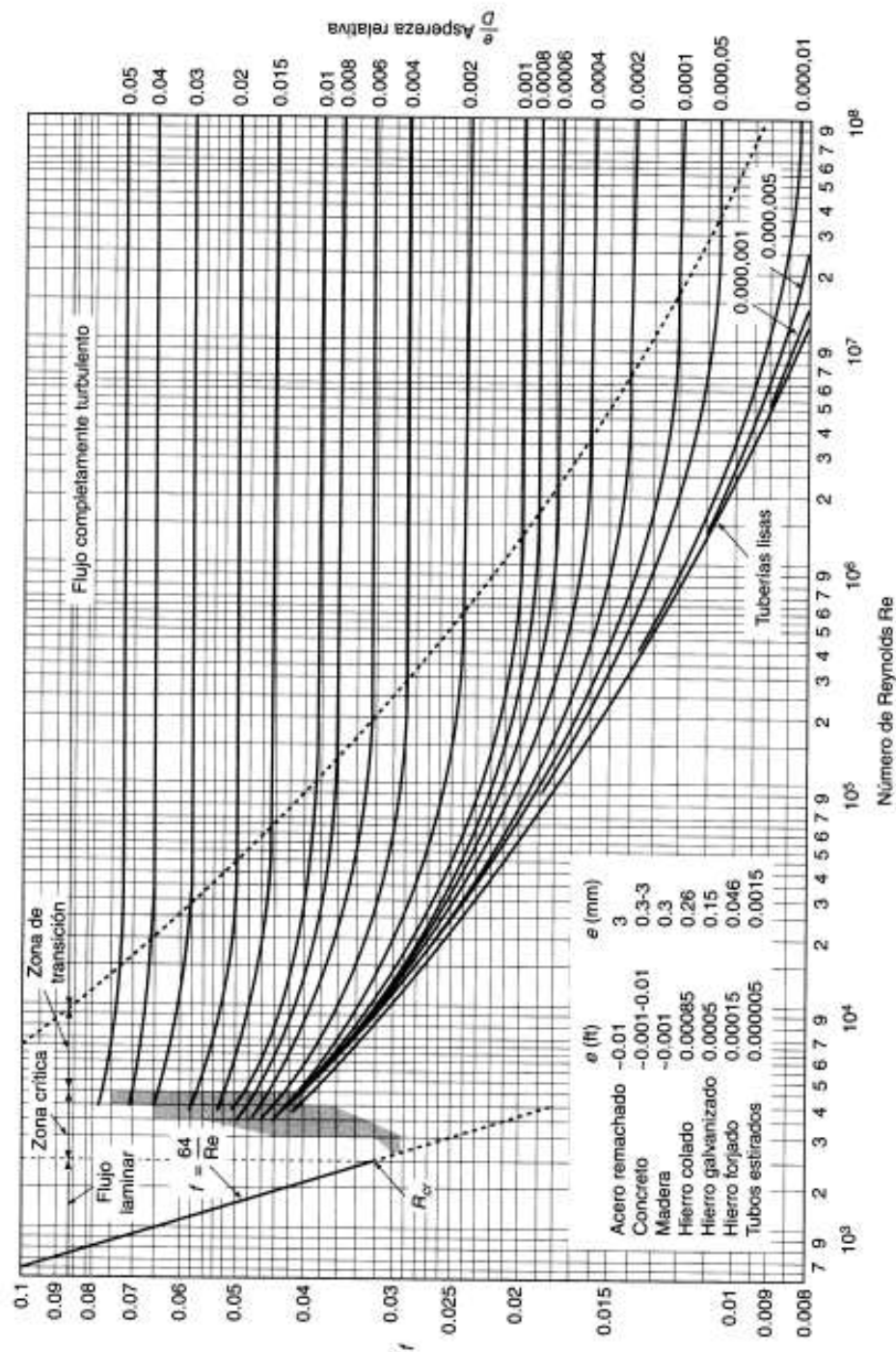


Diagrama de Moody. (De L.F. Moody, *Trans. ASME*, vol. 66, 1944.)

Anexo C. Cálculo de intercambiadores de calor por el método de la LMTD.

Hay 2 métodos comunes para calcular las características de intercambiadores de calor de tubo y coraza, en este trabajo se utilizó el método de la diferencia media logarítmica de temperatura (LMTD), se siguió el planteamiento de Diaz, Albeiro y Pacheco Danilo, el procedimiento es el siguiente:

Inicialmente se establecen las temperaturas de entrada y salida del fluido caliente, y los flujos masicos, entonces el calor transferido de un fluido a otro es:

$$\dot{Q} = \dot{m}_c * cp_c * (T_{c_o} - T_{c_l}) \quad (1)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_h * cp_h * (T_{h_l} - T_{h_o}) \quad (2)$$

El sub índice c indica cold, y h hot.

Como el fluido frio presenta cambio de fase en el evaporador y condensador se calcula en calor con la entalpia de vaporización.

$$\dot{Q} = \dot{m} * h_{fg} \quad (3)$$

La diferencia media logarítmica de temperatura queda establecida como:

$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (4)$$

donde:

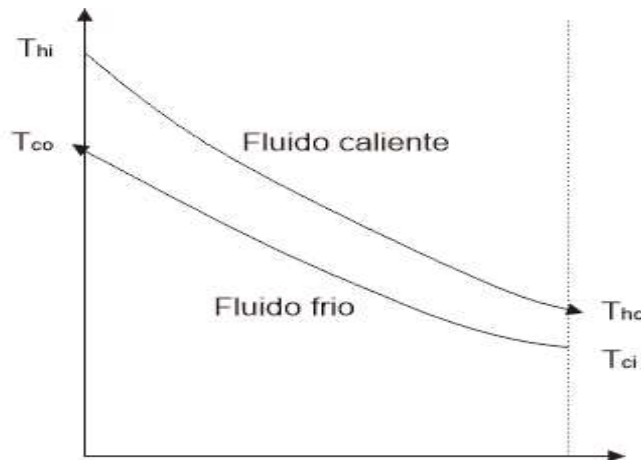
$$\Delta T_1 = T_{H_i} - T_{C_o} \quad (5)$$

$$\Delta T_2 = T_{H_o} - T_{C_i} \quad (6)$$

En la figura 1 se observa el perfil de la temperatura de cada fluido a la entrada y salida del intercambiador.

En general para los intercambiadores de calor existe un factor de corrección de la LMTD, que depende de la geometría del intercambiador, en el caso de calderas y condensadores $F=1$ debido al cambio de fase de un fluido.

Figura 1. Evolución de las temperaturas de los fluidos a lo largo del intercambiador



Una vez se tiene la LMTD se estima un coeficiente de transferencia de calor; Para esto existe información sobre los valores típicos de U , para diferentes fluidos como se puede observar en la figura 2.

Figura 2. Coeficientes globales para intercambiadores de calor.

Shell side	Tube side	Design <i>U</i>	Includes total dirt
Liquid-liquid media			
Aroclor 1248	Jet fuels	100–150	0.0015
Cutback asphalt	Water	10–20	0.01
Demineralized water	Water	300–500	0.001
Ethanol amine (MEA or DEA) 10–25% solutions	Water or DEA, or MEA solutions	140–200	0.003
Fuel oil	Water	15–25	0.007
Fuel oil	Oil	10–15	0.008
Gasoline	Water	60–100	0.003
Heavy oils	Heavy oils	10–40	0.004
Heavy oils	Water	15–50	0.005
Hydrogen-rich reformer stream	Hydrogen-rich reformer stream	90–120	0.002
Kerosene or gas oil	Water	25–50	0.005
Kerosene or gas oil	Oil	20–35	0.005
Kerosene or jet fuels	Trichloroethylene	40–50	0.0015
Jacket water	Water	230–300	0.002
Lube oil (low viscosity)	Water	25–50	0.002
Lube oil (high viscosity)	Water	40–80	0.003
Lube oil	Oil	11–20	0.006
Naphtha	Water	50–70	0.005
Naphtha	Oil	25–35	0.005
Organic solvents	Water	50–150	0.003
Organic solvents	Brine	35–90	0.003
Organic solvents	Organic solvents	20–60	0.002
Tall oil derivatives, vegetable oil, etc.	Water	20–50	0.004
Water	Caustic soda solutions (10–30%)	100–250	0.003
Water	Water	200–250	0.003
Wax distillate	Water	15–25	0.005
Wax distillate	Oil	13–23	0.005

Fuente: GALVIS DIAZ, Albeiro y PACHECO ZUÑIGA, Danilo. Diseño de un intercambiador de calor coraza y tubos para optimizar el margen de refinación en la unidad de destilación combinada de la refinería de Cartagena (RCSA)

En este trabajo se usó como referencia la investigación de Arrieta Jesús, debido a que hay muchas similitudes con respecto a los fluidos de trabajo y sus temperaturas, en la figura 2 no especifica una combinación en fluidos de trabajo de agua y refrigerante. En la figura 3 se observan los resultados del análisis de ARRIETA, Jesús.

Figura 3. Resultados coeficiente global de transferencia de calor.

Iteración	$\Sigma(U_{o,Cal}-U_{o,Sup})^2$	$U_{E,Cal}$	U_E	$U_{C,Cal}$	U_C
1	252450,958	1230,342	850	521,685	850
2	64821,65	980,71	1230,342	571,738	521,685
3	7127,66	896,734	980,71	563,033	571,738
4	1050,142	864,362	896,734	564,517	563,033
5	174,945	851,138	864,362	564,263	564,517
6	30,468	845,618	851,138	564,306	564,263
7	5,413	843,292	845,618	564,299	564,306
8	0,969	842,308	843,292	564,3	564,299
9	0,174	841,89	842,308	564,3	564,3
10	0,031	841,714	841,89	564,3	564,3
11	0,006	841,638	841,714	564,3	564,3
12	0,001	841,607	841,638	564,3	564,3
13	1,83E-004	841,593	841,607	564,3	564,3

Fuente: ARRIETA, Jesús. Optimización de un ciclo orgánico de Rankine (ORC) usando recursos geotermiales de baja entalpia. 2012.

Una vez asumido el coeficiente de transferencia de calor, se calcula el área requerida de transferencia de calor y el número de tubos.

$$A = \frac{q}{U_d * F * \Delta T_{ML}} \quad (7)$$

El número de tubos se establece como:

$$nt = \frac{A}{\pi * D_o * L} \quad (8)$$

En la figura 4, se observan las medidas de los tubos implementados en los intercambiadores de calor. Para calcular el número de pasos por los tubos, se halla el número de Reynolds, el cual debe ser mayor a 10000.

$$Re = \left(\frac{(4 * m_t * \left(\frac{np}{nt}\right))}{\pi * D_i * \mu} \right) \quad (9)$$

Mt= flujo masico en los tubos

Np=número de pasos

Nt=número de tubos

μ =viscosidad del fluido en los tubos.

Entonces se establece un np, que cumpla $Re > 10000$ y la velocidad del fluido será:

$$v = \frac{4 * m_t * \left(\frac{np}{nt}\right)}{\pi * \rho * D_i^2} \quad (10)$$

Se recomienda una velocidad en los tubos entre 3 y 8 ft/s.

Figura 4. Tubos para intercambiadores de calor.

Tubos para intercambiadores. Principales medidas BWG. ASTM Heat exchanger tube - principal BWG sizes

Outside Diameter		BWG					
		20	18	16	14	12	10
		Wall thickness mm					
		0.89	1.24	1.65	2.11	2.77	3.40
inches	mm	Weight per kg/m (average wall)					
3/8	9.53	0.193	0.257				
1/2	12.7	0.263	0.356	0.457			
5/8	15.88	0.334	0.455	0.588			
3/4	19.05	0.405	0.553	0.729	0.895		
7/8	22.22	0.46	0.64	0.837	1.046		
1	25.4	0.546	0.75	0.981	1.234	1.574	
1 1/4	31.75	0.688	0.947	1.244	1.574	2.014	
1 1/2	38.1	0.832	1.144	1.514	1.904	2.454	
1 3/4	44.5		1.342	1.774	2.244	2.894	3.5
2	50.8		1.549	2.034	2.574	3.334	4.03
2 1/4	63.5		1.949	2.554	3.244	4.214	5.13
3	76.2		2.345	3.084	3.914	5.094	6.19
3 1/4	88.9		2.729	3.609	4.584	5.974	7.27
4	101.6			4.134	5.254	6.854	8.35
4 1/2	114.3			4.654	5.924	7.734	9.43

Con estos resultados se obtiene el número de tubos dependiendo de la configuración, en la figura 5 se encuentra la cantidad de tubos 3/4" con arreglo triangular y en la figura 6, para un arreglo cuadrado. Se busca un valor

estandarizado cercano o igual a los resultados obtenidos y se elige la configuración que más se ajuste.

Figura 5. Tubos de ¾" para arreglo triangular.

Table C.2 Tube Counts for ¾-in. OD Tubes on 15/16-in. Triangular Pitch

Shell ID (in.)	TEMA L or M				TEMA P or S				TEMA U		
	Number of passes				Number of passes				Number of passes		
	1	2	4	6	1	2	4	6	2	4	6
8	64	48	34	24	34	32	16	18	32	24	24
10	85	72	52	50	60	62	52	44	64	52	52
12	122	114	94	96	109	98	78	68	98	88	78
13.25	151	142	124	112	126	120	106	100	126	116	108
15.25	204	192	166	168	183	168	146	136	180	160	148
17.25	264	254	228	220	237	228	202	192	238	224	204
19.25	332	326	290	280	297	286	258	248	298	280	262
21.25	417	396	364	348	372	356	324	316	370	352	334
23.25	495	478	430	420	450	430	392	376	456	428	408
25	579	554	512	488	518	498	456	444	534	500	474
27	676	648	602	584	618	602	548	532	628	600	570
29	785	762	704	688	729	708	650	624	736	696	668
31	909	878	814	792	843	812	744	732	846	812	780
33	1035	1002	944	920	962	934	868	840	978	928	904
35	1164	1132	1062	1036	1090	1064	990	972	1100	1060	1008
37	1304	1270	1200	1168	1233	1196	1132	1100	1238	1200	1152
39	1460	1422	1338	1320	1365	1346	1266	1244	1390	1336	1290
42	1703	1664	1578	1552	1611	1580	1498	1464	1632	1568	1524
45	1960	1918	1830	1800	1875	1834	1736	1708	1882	1820	1770
48	2242	2196	2106	2060	2132	2100	1998	1964	2152	2092	2044
54	2861	2804	2682	2660	2730	2684	2574	2536	2748	2680	2628
60	3527	3476	3360	3300	3395	3346	3228	3196	3420	3340	3286
66	4292	4228	4088	4044							
72	5116	5044	4902	4868							
78	6034	5964	5786	5740							
84	7005	6934	6766	6680							
90	8093	7998	7832	7708							
96	9203	9114	8896	8844							
108	11696	11618	11336	11268							
120	14459	14378	14080	13984							

Figura 6. Numero e tubos ¾" para un arreglo cuadrado.

Table C.3 Tube Counts for ¾-in. OD Tubes on 1-in. Square Pitch

Shell ID (in.)	TEMA P or S				TEMA U		
	Number of passes				Number of passes		
	1	2	4	6	2	4	6
8	28	26	16	12	28	24	12
10	52	48	44	24	52	44	32
12	80	76	66	56	78	72	70
13¼	104	90	70	80	96	92	90
15¼	136	128	128	114	136	132	120
17¼	181	174	154	160	176	176	160
19¼	222	220	204	198	224	224	224
21¼	289	272	262	260	284	280	274
23¼	345	332	310	308	348	336	328
25	398	386	366	344	408	392	378
27	477	456	432	424	480	468	460
29	554	532	510	496	562	548	530
31	637	624	588	576	648	636	620
33	730	712	682	668	748	728	718
35	828	812	780	760	848	820	816
37	937	918	882	872	952	932	918
39	1048	1028	996	972	1056	1044	1020
42	1224	1200	1170	1140	1244	1224	1212
45	1421	1394	1350	1336	1436	1408	1398
48	1628	1598	1548	1536	1640	1628	1602
54	2096	2048	2010	1992	2108	2084	2068
60	2585	2552	2512	2476	2614	2584	2558

Ahora se calcula el coeficiente global de transferencia requerido ya con los datos estandarizados.

$$U_{req} = \frac{q}{nt * \pi * D_o * L * F * \Delta T_{ML}} \quad (11)$$

Luego se hallan los coeficientes de transferencia al interior y exterior de los tubos; Para el coeficiente de transferencia al interior de los tubos se tiene:

$$h_i = \frac{k}{D_i} * 0,023 * Re^{0,8} * Pr^{\frac{1}{3}} * \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} \quad (12)$$

K= conductividad del fluido

Re= número de Reynolds, se calcula como en la ecuación 9.

Pr=número de Prandtl

μ = viscosidad del fluido a temperatura del fluido

μ_w = viscosidad del fluido a la temperatura de la superficie del tubo

Para el coeficiente de transferencia al exterior de los tubos:

$$h_0 = JH * \frac{k}{D_e} * Pr^{\frac{1}{3}} * \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} \quad (13)$$

Donde JH es el factor de Colburn, depende del número de Reynolds y se establece:

$$JH = 0,5 * \left(1 + \frac{B}{D_s}\right) * (0,08 * Re^{0,6821} + 0,7 * Re^{0,1772}) \quad (14)$$

Para calcular el número de Reynolds al lado de la coraza se tiene

$$Re = \frac{G * D_e}{\mu} \quad (15)$$

Donde G, es el flujo volumétrico al lado de la coraza y se calcula como:

$$G = \frac{m_c}{A_s} \quad (16)$$

El área transversal en la coraza se define:

$$A_s = \frac{D_s * B * (Pt - D_o)}{P_t} \quad (17)$$

Siendo Pt el paso entre los tubos y se estima como:

$$Pt = (1,25 \text{ a } 1,5) * D_o \quad (18)$$

B es el espacio entre baffles y depende del diámetro interno de la coraza.

$$B = \frac{D_s}{Z} \quad (19)$$

Z , es un valor que se puede tomar entre 3 y 9 dependiendo de las configuraciones geométricas del intercambiador.

El diámetro de la coraza D_s , se establece a partir del diámetro del haz de tubos y el claro.

$$D_s = D_b + C \quad (20)$$

El diámetro del haz de tubos D_b es:

$$D_b = D_o * \left(\frac{nt}{k1} \right)^{\frac{1}{n1}} \quad (21)$$

Los coeficientes $k1$ y $n1$, se obtienen de la figura 7.

Figura 7. Coeficientes k_1 y n_1 para intercambiadores de calor.

Número de pases	Arreglo Triangular de los tubos		Arreglo cuadrado de los tubos	
	$St = 1,25 \, do$		$St = 1,25 \, do$	
	K_1	n_1	K_1	n_1
1	0,319	2,142	0,215	2,207
2	0,249	2,207	0,156	2,291
4	0,175	2,285	0,158	2,263
6	0,0743	2,499	0,0402	2,617
8	0,0365	2,675	0,0331	2,643

El claro o clarencia se puede obtener a partir de la figura 8 con el diámetro del haz de tubos.

El diámetro equivalente de la coraza D_e , depende del tipo de arreglo, en la tabla 1 se aprecian los arreglos comunes y sus características.

Figura 8. Claro

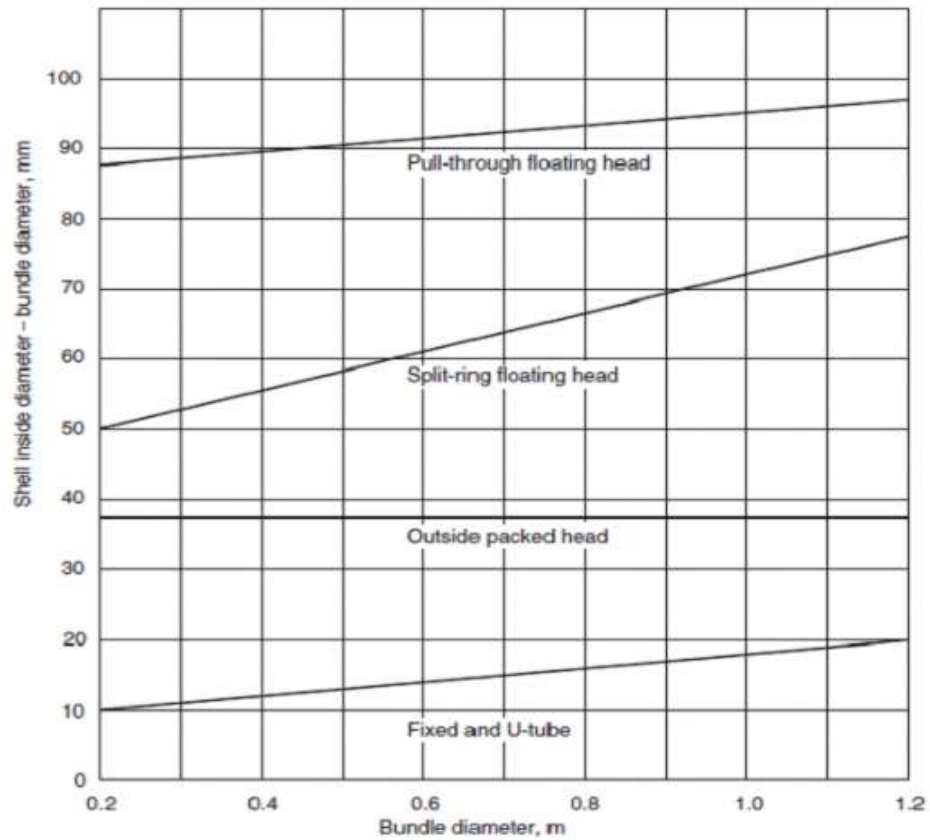
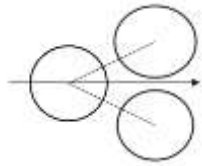
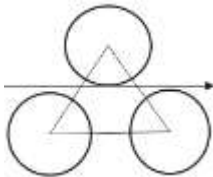
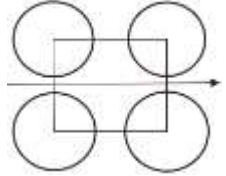
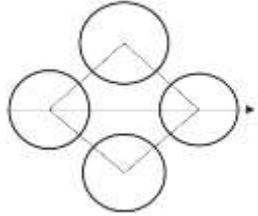


Tabla 1. Tipos de arreglo para los tubos.

Tipo de arreglo	Aplicaciones	Esquema
Triangular 60°	poco usado por las altas caídas de presión que origina	
Triangular 30°	arreglo ideal para factores de ensuciamiento <0,002 ft²F/BTU, se utiliza en cualquier régimen de flujo y son más económicos que los arreglos cuadrados.	

Tipo de arreglo	Aplicaciones	Esquema
Cuadrado 90°	se utiliza para factores de ensuciamiento >0,002 ft ² F/BTU, en flujo turbulento en casos limitados por caída de presión.	
Cuadrado 60°	cuando el flujo es laminar, Re<2000	

Para arreglo cuadrado,

$$D_e = 4 * \left(\frac{p_t^2 - \frac{\pi * D_o^2}{4}}{\pi * D_o} \right) \quad (18)$$

Para una configuración triangular

$$D_e = \frac{1,1}{D_o} * (p_t^2 - 0,917 * D_o^2) \quad (19)$$

Una vez se han establecido los coeficiente interno y externo de transferencia de calor se calcula el coeficiente global de transferencia de calor limpio

$$U_c = \left(\frac{D_o}{h_i * D_i} + \frac{D_o * \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 * k_{tubo}} + \frac{1}{h_o} \right)^{-1} \quad (20)$$

En este punto se debe verificar que el valor de $U_c > U_{req}$.

A este coeficiente se le añade el factor de ensuciamiento, que es un valor establecido de datos experimentales para cada fluido

$$Rd = Rdi * \frac{D_o}{D_i} + Rdo \quad (21)$$

Rdi es el factor de ensuciamiento del fluido al interior de los tubos

Rdo es el factor de ensuciamiento del fluido a lado de la coraza

El coeficiente global de transferencia con el ensuciamiento incluido queda:

$$U_d = \left(\frac{1}{U_c} + Rd \right)^{-1} \quad (22)$$

En este punto se verifica que $U_d > U_{req}$, si no es así, se debe tomar otro valor estandarizado del número de tubos y recalcular.

Anexo D. Variación de la presión a la salida de la bomba

El diseñador establece la presión a la salida de la bomba, se establece un rango de valores que maximicen la eficiencia del ciclo, en la tabla 1 se verifica como el aumento de la presión de salida de la bomba afecta la eficiencia del ciclo.

Tabla 1. Eficiencia del ciclo para diferentes presiones de salida de la bomba.

1..16	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	$\eta_{isentrópica}$	p1	p2	p3	p4	t1	t2	t3	k	
Run 1	0,02262	770,6	770,6	770,6	770,6	30	30	90	1	
Run 2	0,04772	770,6	1028	1028	770,6	30	30,15	90	1,333	
Run 3	0,06641	770,6	1284	1284	770,6	30	30,31	90	1,667	
Run 4	0,08101	770,6	1541	1541	770,6	30	30,46	90	2	
Run 5	0,09277	770,6	1798	1798	770,6	30	30,61	90	2,333	
Run 6	0,1024	770,6	2055	2055	770,6	30	30,76	90	2,667	
Run 7	0,1104	770,6	2312	2312	770,6	30	30,91	90	3	
Run 8	0,1169	770,6	2569	2569	770,6	30	31,06	90	3,333	
Run 9	0,1221	770,6	2826	2826	770,6	30	31,21	90	3,667	
Run 10	0,126	770,6	3083	3083	770,6	30	31,36	90	4	
Run 11	0,09585	770,6	3339	3339	770,6	30	31,51	90	4,333	
Run 12	0,09537	770,6	3596	3596	770,6	30	31,65	90	4,667	
Run 13	0,09505	770,6	3853	3853	770,6	30	31,8	90	5	
Run 14	0,09483	770,6	4110	4110	770,6	30	31,94	90	5,333	
Run 15	0,09468	770,6	4367	4367	770,6	30	32,09	90	5,667	
Run 16	0,09457	770,6	4624	4624	770,6	30	32,23	90	6	

De la tabla 1, sabiendo que k es la relación entre la presión de entrada y de salida de la bomba se observa que entre 3 y 4 es el valor de máxima eficiencia, es decir la presión de salida de la bomba de be será 3 a 4 veces la presión de entrada.

Anexo E. Temperatura de salida del evaporador

Otro aspecto que el ingeniero manipula es la temperatura a la salida del evaporador o caldera, en la figura 1, se muestra una tabla con diferentes temperaturas de salida y su efecto en la eficiencia del ciclo.

1.25	1 η_{ciclo}	2 $\eta_{\text{isentropica}}$	3 t_3
Run 1	-0,03424	0,03349	50
Run 2	-0,01888	0,03995	54,17
Run 3	-0,006853	0,04634	58,33
Run 4	0,003161	0,05269	62,5
Run 5	0,01188	0,05902	66,67
Run 6	0,01975	0,06535	70,83
Run 7	0,02704	0,07173	75
Run 8	0,034	0,07823	79,17
Run 9	0,0742	0,1181	83,33
Run 10	0,07552	0,1195	87,5
Run 11	0,07684	0,121	91,67
Run 12	0,07819	0,1226	95,83
Run 13	0,07958	0,1243	100
Run 14	0,08102	0,1261	104,2
Run 15	0,08249	0,1279	108,3
Run 16	0,08401	0,1299	112,5
Run 17	0,08556	0,1319	116,7
Run 18	0,08715	0,1339	120,8
Run 19	0,08878	0,136	125
Run 20	0,09043	0,1382	129,2
Run 21	0,09212	0,1405	133,3
Run 22	0,09383	0,1427	137,5
Run 23	0,09557	0,1451	141,7
Run 24	0,09733	0,1474	145,8
Run 25	0,09912	0,1498	150

Los modelos matemáticos arrojan muchos resultados, en la tabla se observa un cambio repentino en la eficiencia después de 80°C, esto se debe al cambio de fase del refrigerante, por lo que el rango de temperatura de salida del evaporador debe iniciar en 82 °C. No puede ser antes porque las gotas de fluido causan daños en la turbina y su deterioro muy prematuro.

Anexo F. propiedades térmicas de algunos materiales

		λ	ρ	C_p	a	b
	Material	W/mK	kg/m ³	J/kgK	m ² /s	J/m ² K's
1	Poliuretano	0,026	30	1400	6,19E-7	3,30E+1
2	Aire	0,026	1,223	1063	2,02E-5	5,85E+0
3	Poliestireno	0,035	50	1675	4,18E-7	5,41E+1
4	Espuma fenólica	0,038	30	1400	9,05E-7	3,99E+1
5	Lana de vidrio	0,041	200	656	3,13E-7	7,33E+1
6	Corcho comprimido	0,085	540	2000	7,87E-8	3,03E+2
7	Mortero de cemento	0,090	1920	669	7,01E-8	3,40E+2
8	Madera de construcción	0,130	630	1360	1,52E-7	3,34E+2
9	Madera de pino	0,148	640	2512	9,19E-8	4,87E+2
10	Madera pesada	0,200	700	1250	2,29E-7	4,18E+2
11	Concreto celular	0,220	600	880	4,17E-7	3,41E+2
12	Tierra con paja	0,300	400	900	8,33E-7	3,29E+2
13	Concreto celular	0,330	800	880	4,69E-7	4,82E+2
14	Yeso	0,488	1440	837	4,05E-7	7,67E+2
15	Mortero cemento/arena	0,530	1570	1000	3,38E-7	9,12E+2
16	Agua	0,582	1000	4187	1,39E-7	1,56E+3
17	Ladrillos de arcilla	0,814	1800	921	4,91E-7	1,16E+3
18	Tierra muro portante	0,850	2000	900	4,72E-7	1,24E+3
19	Vidrio plano	1,160	2490	830	5,61E-7	1,55E+3
20	Arcilla	1,279	1460	879	9,97E-7	1,28E+3
21	Piedra arenisca	1,300	2000	712	9,13E-7	1,36E+3
22	Concreto pesado	1,750	2300	920	8,27E-7	1,92E+3
23	Piedra	1,861	2250	712	1,16E-6	1,73E+3
24	Mármol	2,900	2590	800	1,40E-6	2,45E+3
25	Granito	3,500	2500	754	1,86E-6	2,57E+3
26	Acero	50	7800	512	1,25E-5	1,41E+4
27	Aluminio	160	2800	896	6,38E-5	2,00E+4
28	Cobre	389	8900	385	1,13E-4	3,65E+4

Anexo G. Perdidas por accesorios

Existen diversos métodos para estimar estas pérdidas ya que su cálculo es netamente experimental, de acuerdo al ingeniero GIMENEZ Sergio, las perdidas por accesorios se pueden calcular como:

$$h_i = K_i * \frac{v^2}{2 * g}$$

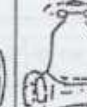
Donde K_i es un factor que depende de la geometría del accesorio y se puede extraer de la tabla 1.

Tabla 1. Valores de k para diferentes accesorios.

Pieza, conexión o dispositivo	K_f
Rejilla de entrada	0.80
Válvula de pie	3.00
Entrada cuadrada	0.50
Entrada abocinada	0.10
Entrada de borda o reentrada	1.00
Ampliación gradual	0.30
Ampliación brusca	0.20
Reducción gradual	0.25
Reducción brusca	0.35
Codo corto de 90°	0.90
Codo corto de 45°	0.40
Codo largo de 90°	0.40
Codo largo de 45°	0.20
Codo largo de 22° 30'	0.10
Tee con flujo en línea recta	0.10
Tee con flujo en ángulo	1.50
Tee con salida bilateral	1.80
Válvula de compuerta abierta	5.00
Válvula de ángulo abierta	5.00
Válvula de globo abierta	10.0
Válvula alfalfera	2.00
Válvula de retención	2.50
Boquillas	2.75
Controlador de gasto	2.50
Medidor Venturi	2.50
Confluencia	0.40
Bifurcación	0.10
Pequeña derivación	0.03
Válvula de mariposa abierta	0.24

Otro método más antiguo es asumir una longitud equivalente para cada accesorio, en la figura 1 se presenta la longitud equivalente para diversos accesorios; En este trabajo se analizaron los dos métodos y se estimó un valor acorde a los cálculos, por ser muy experimental se puede ser conservador en el diseño, al considerar que luego de un tiempo estos valores tienden a aumentar y disminuir el desempeño de la planta.

Figura 1. Longitud equivalente de accesorios.

									
DIAMETRO INTERNO (m.m.)	CURVA 90° R-3D	CURVA 90° R-2D	CODO	TE	MANGUERA R-100	DIAPHRAGMA ABIERTA	MANGUITO	MACHO PASO RECTO	TECH TAYLOR
LONGITUD EQUIVALENTE EN m DE TUBO RECTO DE IGUAL RESISTENCIA AL FLUJO.									
25	0.32	0.70	0.82	1.77	0.30	2.56	—	0.37	—
32	0.73	0.91	1.13	2.38	0.40	5.29	—	0.49	—
40	0.85	1.10	1.31	2.74	0.49	3.44	1.19	0.58	—
50	1.07	1.40	1.68	3.35	0.55	3.66	1.43	0.73	—
65	1.28	1.65	1.96	4.27	0.70	4.60	1.52	0.85	—
80	1.55	2.07	2.47	5.18	0.85	4.68	1.92	1.04	0.20
90	1.83	2.44	2.90	5.79	1.01	—	—	1.22	—
100	2.13	2.77	3.35	6.71	1.16	7.62	2.19	1.40	0.23
115	2.41	3.05	3.66	7.32	1.28	—	—	1.58	—
125	2.71	3.66	4.27	8.23	1.43	13.11	3.05	1.77	0.30
150	3.35	4.27	4.88	10.06	1.55	18.29	3.11	2.13	0.37
200	4.27	5.49	6.40	13.11	2.41	19.81	7.92	2.74	0.82
250	5.18	6.71	7.92	17.07	2.99	21.34	10.67	3.47	0.61
300	6.10	7.92	9.75	20.12	3.35	28.96	15.85	4.08	0.76
350	7.01	9.45	10.97	23.16	4.27	28.96	—	4.88	0.91
400	8.23	10.87	12.80	26.52	4.88	—	—	5.49	1.04
450	9.14	12.19	14.02	30.46	5.49	—	—	6.22	1.16
500	10.36	13.11	15.85	33.53	6.10	—	—	7.32	1.25

NOTA: PARA CURVA 135° USAR VALOR CURVA 90° x 1.5

Anexo H. Código en EES ciclo Rankine orgánico.

{MODELAMIENTO MATEMÁTICO DE UN CILO RAKINE ORGANICO

Por:

JOSE MANUEL CACERES BONILLA

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍA FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA
2019}

"ESTADO 1, ENTRADA A LA BOMBA"

$t1=30$ "temperatura a la entrada de la bomba"

$x1=0$ "calidad a la entrada de la bomba"

$p1=Pressure(R134a;T=t1;x=x1)$ "presión a la entrada de la bomba"

$h1=Enthalpy(R134a;T=t1;x=x1)$ "entalpia a la entrada de la bomba"

$v1=Volume(R134a;T=t1;h=h1)$ "volumen a la entrada de la bomba"

"ESTADO 2, ENTRADA AL EVAPORADOR"

$w_{bs}=h2-h1$ "trabajo de bomba isentrópico"

$w_{bs}=v1*(p2-p1)$ "trabajo de bomba isentrópico"

$t2=temperature(r134a;p=p2;h=h2)$ "temperatura a la entrada del evaporador"

$p2=k*p1$ "presión a la entrada del evaporador"

$k=3,55$ "relación entre la presión de entrada y de salida de la bomba"

$q_e=h3-h2r$ "calor necesario en el evaporador"

$H2R=W_B+H1$ "entalpia a la entrada del evaporador real"

$T2R=TEMPERATURE(R134a;p=p2;h=h2r)$ "temperatura real a la entrada del evaporador"

"ESTADO 3, ENTRADA A LA TURBINA"

$p3=p2$ "presión a la entrada de la turbina sin considerar perdidas"

$t3=90$ "temperatura a la salida del evaporador"

$h3=enthalpy(r134a;p=p3;t=t3)$ "entalpia a la salida del evaporador"

$s3=entropy(r134a;p=p3;t=t3)$ "entropía a la salida del evaporador"

$w_ts=h3-h4$ "trabajo isentrópico de la turbina"

"ESTADO 4, ENTRADA AL CONDENSADOR"

$s3=s4$ "entropía a la salida de la turbina asumiendo un proceso isentrópico"

$p4=p1$ "presión a la salida de la turbina"

$x4=(s4-sf4)/(sg4-sf4)$ "calidad a la salida de la turbina, asumiendo un proceso isentrópico para verificar que el fluido sea vapor sobrecalentado"

$sf4=entropy(r134a;p=p4;x=0)$

$sg4=entropy(r134a;p=p4;x=1)$

$h4=hf4+((hg4-hf4)*x4)$

$hf4=enthalpy(r134a;p=p4;x=0)$

$hg4=enthalpy(r134a;p=p4;x=1)$

$\eta_{isentropica}=(w_ts-w_bs)/q_e$

$t4=Temperature(R134a;P=P4;h=h4r)$

$w_t=h3-h4r$ " trabajo real de la turbina para obtener la entropía real a la salida de la turbina"

$s4r=entropy(R134a;p=p4;h=h4r)$ "entropía real a la salida de la turbina"

$\eta_{bomb}=0,6$ "eficiencia isentrópica de la bomba"

$\eta_{turb}=0,7$ "eficiencia isentrópica de la turbina"

"CALCULOS INCLUYENDO LAS EFICIENCIAS"

$w_b = w_{bs} / \eta_{\text{bomb}}$ "trabajo real de la bomba"
 $w_t = w_{ts} * \eta_{\text{turb}}$ "trabajo real de la turbina"
 $w_{\text{neto}} = w_t - w_b$ "trabajo neto del sistema"
 $\dot{m} = \dot{w}_{\text{neto}} / w_{\text{neto}}$ "flujo masico requerido"
 $\dot{w}_{\text{neto}} = 100$ "potencia requerida"
 $\eta_{\text{ciclo}} = w_{\text{neto}} / q_e$ "eficiencia térmica del ciclo ORC"

Anexo I. código en EES colector solar

{MODELAMIENTO TERMICO DE UN COECTOR SOLAR PARABOLICO
COMPUESTO CPC

Por:

JOSE MANUEL CACERES BONILLA

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍA FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA
2019}

"DATOS Y PROPIEDADES CONOCIDAS"

$s = (g_b + g_d) \cdot \eta_{opt}$ "radiación total absorbida"

$g_b + g_d = 1000 \text{ [w/m}^2\text{]}$ "radiación total"

$g_b = 1000$ "componente directa de la radiación"

$g_d = 400$ "componente difusa de la radiación"

$\eta_{opt} = \tau_c \cdot \rho \cdot n \cdot \alpha_a$ "eficiencia óptica"

$\tau_c = 0,91$ "transmitancia de la cubierta"

$\alpha_a = 0,8$ "absortancia del absorbedor"

$\rho = 1 - g / (2 \cdot \pi \cdot r_o)$ "factor de perdida en el claro"

$g = 0,005$ "grosor de la brecha o claro"

$\rho = 0,8$ "reflectancia del reflector"

$n = 1 - 1/c$ "numero promedio de reflexiones"

$c = a_c / a_a$ "factor de concentración del colector "

$t_{amb} = 26 + 273$ "temperatura ambiental Bucaramanga"

$v=2,8$ "velocidad del viento"
 $a_c=l*w$ "área de la cubierta"
 $w=0,392$ "ancho del colector truncado"
 $h=0,28$ "altura del colector truncado"
 $a_a= 2*\pi*r_o*$ "área del absorbedor"
 $a_r=l/2*(\sqrt{4*h^2+w^2}+w^2/(2*h)*\ln(((2*h+\sqrt{4*h^2+w^2}))/w)))$ "área del reflector"
 $r_o=0,0269875$ "radio del tubo absorbedor"
 $d_o=2*r_o$ "diámetro exterior de tubo absorbedor"
 $l=2$ "longitud del colector"
 $\epsilon_c=0,9$ "emisividad de la cubierta"
 $\epsilon_r=0,1$ "emisividad de la superficie reflectora"
 $\epsilon_a=0,6$ "emisividad del absorbedor"
 $t_{cielo}=275,24$ "temperatura de cielo"
 $t_c=45+273$ "temperatura de la cubierta"
 $t_{fi}=40+273$ "temperatura de entrada del fluido"
 $\sigma=5,67*10^{(-8)}$ "constante de stefan boltzman"
 $t_a=95,8+273$ "temperatura de la superficie del tubo absorbedor"
 $t_r=45+273$ "temperatura del reflector"
 $\theta_{med}=23,5$ " semiangulo de apertura del cpc"
 $r_i=0,0252095$ "radio interno del tubo absorbedor"
 $d_i=r_i*2$ "diámetro interno del tubo absorbedor"

"CALCULO DE LOS COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR"

$f_{prime}=(1/u_l)/(1/u_l+1/u_{l_a})$ "factor de eliminación de calor"
 $u_l=((h_{t_camb}^{(-1)}+(h_{t_ac}^{(-1)}*(h_{t_ramb}^{(-1)}+(h_{rad_rc}+h_{t_ar}^{(-1)})^{(-1)}))^{(-1)}))/(h_{t_ac}^{(-1)}+h_{t_ramb}^{(-1)}+(h_{rad_rc}+h_{t_ar}^{(-1)})^{(-1)}))^{(-1)}$ "coeficiente global de pérdidas"
 $h_{t_camb}=h_{conv_camb}+h_{rad_ccielo}$ "coeficiente total de transferencia entre la cubierta y ambiente"

$h_{conv_camb} = (5,7 + 3,8 \cdot v) \cdot a_c / a_a$ "coeficiente de conveccion entre cubierta y ambiente"

$h_{rad_ccielo} = \epsilon_c \cdot \sigma \cdot (t_c^{**2} + t_{cielo}^{**2}) \cdot (t_c + t_{cielo}) \cdot (a_c / a_a)$ "coeficiente de radiacion entre la cubierta y el cielo"

$h_{t_ac} = h_{conv_ac} + h_{rad_ac}$ "coeficiente total de transferencia entre absorbedor y cubierta"

$h_{conv_ac} = (3,25 + 0,0085) \cdot ((t_a - t_c) / (4 \cdot r_o))$ "coeficiente de conveccion entre absorbedor y cubierta"

$h_{rad_ac} = (\sigma \cdot (t_a^{**2} + t_c^{**2}) \cdot (t_a + t_c)) / ((1/\epsilon_c) + (1/\epsilon_a - 1) \cdot a_c / a_a)$ "coeficiente de radiacion entre absorbedor y cubierta"

$h_{t_ramb} = h_{conv_ramb} + h_{rad_rcielo}$ "coeficnete total de transferencia entre reflector y ambiente"

$h_{conv_ramb} = (5,7 + 3,8 \cdot v) \cdot a_r / a_a$ "coeficiente de conveccion entre reflector y ambiente"

$h_{rad_rcielo} = \epsilon_c \cdot \sigma \cdot (t_r^{**2} + t_{cielo}^{**2}) \cdot (t_r + t_{cielo}) \cdot (a_r / a_a)$ "coeficiente de radiacion entre reflector y el cielo"

$h_{rad_rc} = ((\sigma \cdot (t_c^{**2} + t_r^{**2}) \cdot (t_c + t_r)) / (((1 - \epsilon_c) / \epsilon_c) + 1/f_{cr} + (1 - \epsilon_r) / \epsilon_r \cdot a_c / a_r)) \cdot a_r / a_a$ "coeficiente de radiacion entre reflector y cubierta"

$f_{cr} = (1/2) \cdot (a_r / a_c - ((1 - \sin(\theta_{med}) \cdot (1 + 2 \cdot \sin(\theta_{med}))) / \sin(\theta_{med})))$ "factor de flujo entre cubierta y reflector"

$h_{t_ar} = h_{conv_ar} + h_{rad_ar}$ "coeficiente total de transferencia entre absorbedor y reflector"

$h_{conv_ar} = (3,25 + 0,0085) \cdot ((t_a - t_r) / (4 \cdot r_o))$ "coeficiente de conveccion entre absorbedor y reflector"

$h_{rad_ar} = (\sigma \cdot (t_a^{**2} + t_r^{**2}) \cdot (t_a + t_r)) / (((1 - \epsilon_r) / \epsilon_r) + 1/f_{ar} + (1 - \epsilon_a) / \epsilon_a \cdot a_r / a_a)$ "coeficiente de radiacion entre absorbedor y reflector"

$f_{ar} = a_r / (2 * a_a) * (1 - a_c / a_r * ((1 - \sin(\theta_{med}) * (1 + 2 * \sin(\theta_{med}))) / \sin(\theta_{med})))$ "factor de flujo entre
 absorbedor y reflector"
 $u_{l_a} = (d_o / (h_i * d_i) + ((d_o * \ln(d_o / d_i)) / (2 * k)))^{**}(-1)$ "coeficiente global de
 transferencia dentro del fluido para un absorbedor de un solo paso"
 $U_O = (1 / u_l + d_o / (h_i * d_i) + (d_o * \ln(d_o / d_i)) / (2 * k))^{**}(-1)$ " coeficiente global de
 transferencia de calor"
 $v_f = m_{dot} / (\rho * a_t)$ "velocidad del fluido dentro del tubo absorbedor"
 $m_{dot} = 0,5$ "flujo masico del agua"
 $a_t = \pi * r_i^{**}2$ "area transversal dentro del tubo absorbedor"
 $\rho = \text{Density}(\text{Water}; T=90; P=101,325)$ "densidad del agua dentro del tubo
 absorbedor"
 $re = (v_f * d_i) / \nu$ "numero de Reynolds para el agua"
 $nusselt = 0,023 * re^{**}0,8 * pr^{**}0,4$ "numero de Nusselt"
 $h_i = (nusselt * k) / (2 * r_i)$ "coeficiente de transferencia de calor dentro del tubo
 absorbedor"
 $\nu = \text{KinematicViscosity}(\text{Water}; T=60; P=101,325)$ "viscosidad cinemática del agua"
 $Pr = \text{Prandtl}(\text{Water}; T=60; P=101,325)$ "numero de Prandtl"
 $k = \text{Conductivity}(\text{Water}; T=60; P=101,325)$ "conductividad del fluido"

"BALANCES DE CALOR Y TEMPERATURA DE SALIDA"

$t_{out} = z1 + t_{amb} + j$ "temperatura de salida del fluido"
 $z = (-p_{prime} * u_o / (m_{dot} * c_p) * f_{prime} * l)$
 $z1 = (a_c / a_a * s / u_o)$
 $p_{prime} = 2 + \pi * r_i$ " perímetro mojado"
 $c_p = \text{Cp}(\text{Water}; T=60; P=150) * 1000$ "calor especifico del agua a temperatura
 promedio"
 $j = (((t_{fi} - t_{amb})) - z1) * (1 * \exp(z))$
 $q_{ua} = s * a_c - a_a * u_o * (t_a - t_{amb})$ "calor en el absorbedor relacionando la
 $t_{absorbedor}$ y la $t_{ambiente}$ "

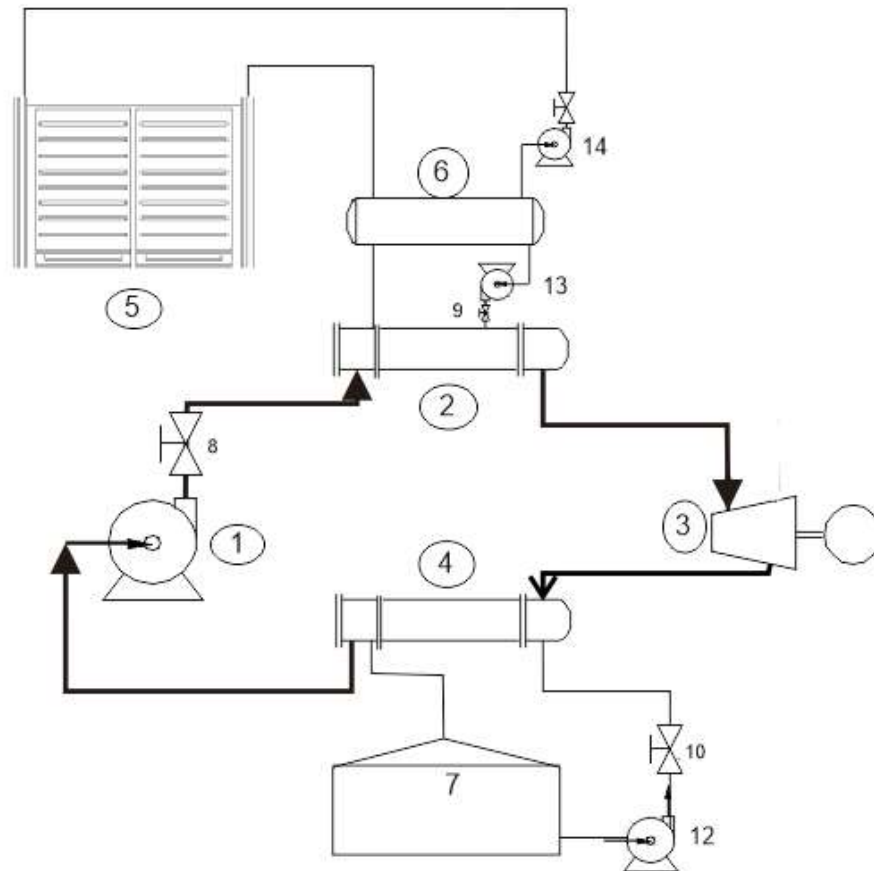
$q_{u3} = f_{\text{prime}} \cdot a_c \cdot (s - a_a / a_c \cdot u_o \cdot (t_{\text{out}} - t_{\text{amb}}))$ color en el absorbedor
relacionando la t_{salida} fluido y la t_{ambiente} "

$q_{uf} = u_o \cdot (t_a - t_{\text{out}})$

$q_{uf} = q_{ua}$ "en la superficie absorbadora el calor útil que se transfiere al fluido es
igual al que se recolecta dcon la radiacion"

$\eta_{\text{col}} = q_{uf} / (s \cdot a_c)$ "eficiencia térmica del colector"

Anexo J. Plano de la planta ORC



Ítem	Equipo	Descripción
1	Bomba ORC	$Q= 0,175\text{m}^3/\text{s}$, $P= 2800\text{kpa}$
2	Evaporador	$A=47,86\text{ m}^2$
3	Turbina	$W=100\text{ kw}$
4	Condensador	$A=322,5\text{ m}^2$
5	Colector CPC	125 colectores de 2m
6	Tanque agua	Almacenador de agua caliente 10000 L
7	Tanque agua	Almacenador de agua T. ambiente 10000 L
8	Válvula controladora de presión	$P\text{ salida}=2736\text{ kpa}$

Ítem	Equipo	Descripción
9	Válvula controladora de presión	P salida=200kpa
10	Válvula controladora de presión	P salida=200kpa
12	Bomba condensador	Q=0,036m ³ /s, P=200 kpa
13	Bomba evaporador	Q=0,00269 m ³ /s; P=200 kpa
14	Bomba CPC	Q=0,0005 m ³ /s; P=200 kpa

Anexo K. Ficha técnica refrigerante R134a de la empresa GAS SERVEI



ESPECIALISTAS EN GASES REFRIGERANTES
Y PRODUCTOS PARA A/A Y REFRIGERACIÓN

FICHA TÉCNICA



R-134a

Características y aplicaciones

El gas refrigerante R-134a es un HFC que sustituye al R-12 en instalaciones nuevas. Como todos los refrigerantes HFC no daña la capa de ozono. Tiene una gran estabilidad térmica y química, una baja toxicidad y no es inflamable, además de tener una excelente compatibilidad con la mayoría de los materiales. Su clasificación es **A1** grupo **L1**.

No es miscible con los aceites tradicionales del R-12 (mineral y alquilbencénico); en cambio su miscibilidad con los aceites poliésteres (POE) es completa, por lo que debe utilizarse siempre con este tipo de aceites.

R-134a es un refrigerante alternativo al R-12 para el retrofitting de la instalación o para instalaciones nuevas. Es muy utilizado en el aire acondicionado de los automóviles y en refrigeradores domésticos. También se utiliza mucho en chillers del sector industrial y comercial además del transporte frigorífico en temperaturas positivas.

Toxicidad y almacenamiento

R-134a es una sustancia con muy poca toxicidad. El índice por inhalación LCL0 de 4 horas en ratas es inferior a 500.000 ppm y el NOEL en relación a problemas cardíacos es aproximadamente 75.000 ppm. En exposiciones durante 104 semanas a una concentración de 10.000 ppm no se ha observado efecto alguno. Los envases de R-134a deben ser almacenados en lugares frescos y ventilados lejos de focos de calor. Los vapores de R-134a son más pesados que el aire y suelen acumularse cerca del suelo.

Componentes

Nombre químico	% en peso	Nº CAS	Nº . CE
1,1,1,2- Tetrafluoroetano (R-134a)	100	811-97-2	212-377-0

Propiedades físicas

PROPIEDADES FÍSICAS	UNIDADES	R-134A
Peso molecular	(g/mol)	102
Punto de ebullición (a 1,013 bar)	(°C)	-26,1
Punto de congelación	(°C)	-103
Temperatura crítica	(°C)	101,1
Presión crítica	(bar abs)	40,67
Densidad crítica	(Kg/m³)	508
Densidad del líquido (25°C)	(Kg/m³)	1.206
Densidad del líquido (0°C)	(Kg/m³)	1.293
Densidad del vapor saturado (a punto ebul.)	(Kg/m³)	5,28
Presión de vapor (25°C)	(bar abs)	6,657
Presión de vapor (0°C)	(bar abs)	2,92
Calor de vaporización a punto de ebullición	(KJ/Kg)	217,2
Calor específico del líquido (25°C) (1,013 bar)	(KJ/Kg.K)	1,44
Calor específico del vapor (25°C) (1,013 bar)	(KJ/Kg.K)	0,85
Viscosidad del líquido (25°C)	(cP)	0,202
Presión superficial (25°C)	(mN/m)	8,09
Solubilidad del R134a en agua (25°C a 1,013 bar)	(wt%)	0,15
Capacidad volumétrica refrig. (-25°C)	(Kg/m³)	1192,11
Inflamabilidad		No
ODP	-	0
PCA (GWP)	-	1430 *

* De acuerdo con IPPCC-AR4/CIE (Cuarto Informe de Evaluación del Grupo Intergubernamental de Expertos sobre Cambio Climático)-2007

Gráfico de presión / Temperatura

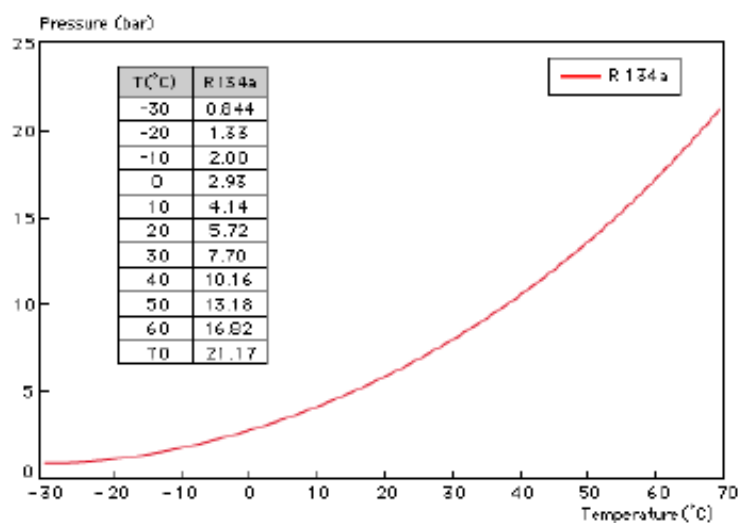


Diagrama de Mollier

